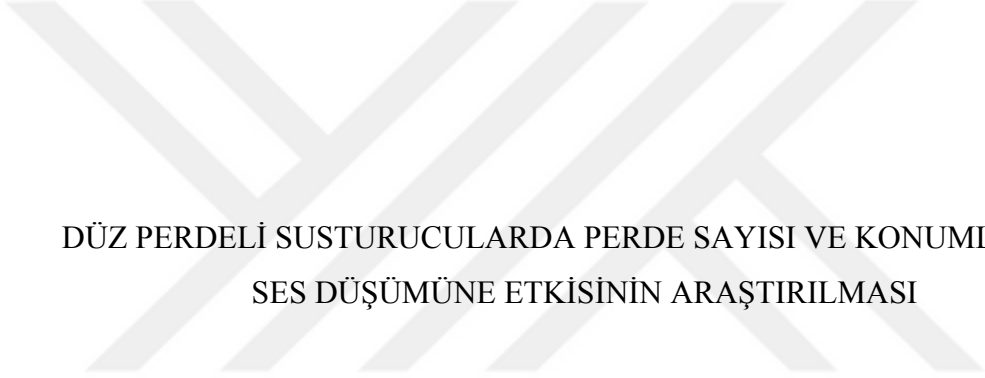


T.C.
KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ



DÜZ PERDELİ SUSTURUCULARDA PERDE SAYISI VE KONUMLARININ
SES DÜŞÜMÜNE ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

ZEYNEP MUTLUM

HAZİRAN 2018

Makine Anabilim Dalında Zeynep MUTLUM tarafından hazırlanan DÜZ PERDELİ SUSTURUCULARDA PERDE SAYISI VE KONUMLARININ SES DÜŞÜMÜNE ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI adlı Yüksek Lisans Tezinin Anabilim Dalı standartlarına uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Ali ERİŞEN
Anabilim Dalı Başkanı

Bu tezi okuduğumu ve tezin **Yüksek Lisans Tezi** olarak bütün gereklilikleri yerine getirdiğini onaylarım.

Dr. Öğr. Üyesi Hakan ARSLAN
Danışman

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Sadettin ORHAN

Üye (Danışman) : Dr. Öğr. Üyesi Hakan ARSLAN

Üye : Dr. Mostafa RANJBAR

...../...../.....

Bu tez ile Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onaylamıştır.

Prof. Dr. Mustafa YİĞİTOĞLU
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ÖZET

DÜZ PERDELİ SUSTURUCULARDA PERDE SAYISI VE KONUMLARININ SES DÜŞÜMÜNE ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

MUTLUM, Zeynep

Kırıkkale Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi .Hakan ARSLAN

Haziran 2018, 123 sayfa

Reaktif susturucular, pasif susturucuların bir çeşidi olup, içerisinde bulunan perfore borular ve genişleme odaları yardımıyla sesin sönümlendiği susturuculardır. Egzoz kaynaklı gürültü kirliliğinin azaltılmasında kullanılır. Aktif susturucuların maliyetlerinin yüksek olması sebebiyle sıkça tercih edilmektedirler.

Bu çalışmada, düz perdeli bir reaktif bir susturucuda, perde sayısı ve perdelerin yerleşimleri değiştirilerek yirmi beş farklı model elde edilmiş bu modeller için ses iletim kayıpları önce analitik olarak Matlab programı yardımı ile elde edilmiş, Akustik Empedans Tüpü Deney sistemi kullanılarak da deneysel olarak ölçülmüştür. Deneysel ve teorik olarak elde edilen ses iletim kayıp değerleri karşılaştırılmış ve her iki durumda da değerlerin paralellik gösterdiği görülmüştür. Ayrıca performans karşılaştırması için her bir model susturucu için frekans bölgeleri ve 0-3000 Hz için STL-RMS değerleri elde edilmiş ve STL açısından en iyi performansı gösteren susturucu modeli belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Düz perdeli susturucu, Akustik analiz, Ses iletim kaybı, Gürültü azaltımı

ABSTRACT

THE INVESTIGATION OF SOUND TRANSMISSION LOSS EFFECT OF NUMBER AND LOCATION OF BLADES ON BLADE MUFFLER FLAT

MUTLUM, Zeynep

Kirikkale University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering, Master's Thesis

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Hakan ARSLAN

June 2018, 123 pages

Reactive silencers are a kind of passive silencers, which are silenced by the help of perforated pipes and expansion chambers. It is used to reduce exhaust noise pollution. Active silencers are frequently preferred due to their high cost.

In this study, twenty five different models were obtained by changing the number of curtains and curtains locations. Sound transmission losses for these models were obtained analytically with the aid of Matlab program and also experimentally measured using Acoustic Impedance Tube Test System. Experimental and theoretically obtained noise transmission loss values were compared and it was seen that the values showed parallelism in both cases. In addition, frequency ranges for each model muffler and STL-RMS values for 0-3000 Hz were obtained for performance comparison and the best performance muffler model for STL was determined.

Key Words: acoustical analysis, sound transmission loss, noise reduction

TEŞEKKÜR

Gerek tezimin hazırlanması aşamasında gerekse ders dönemlerimde bana yardımını esirgemeyen tez yöneticisi ve danışman hocam, Dr. Öğr. Üyesi Hakan ARSLAN ‘a ve hayatımda ne yaptıysam her zaman beni destekleyen sevgili eşim, hayat arkadaşım Doğan Can MUTLUM ‘ a teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
SİMGELER DİZİNİ	xi
KISALTMALAR DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Amaç	2
1.2. Susturucu Türleri.....	3
1.2.1. Yutucu Tip Susturucular (Dissipative Silencer).....	3
1.2.2. Yansıtıcı Tip Susturucular (Reactive, Reflective Silencer).....	4
1.2.3. Melez Susturucular	5
1.2.4. Aktif Susturucular	6
2. LİTERATÜR TARAMASI	8
3. SUSTURUCU TASARIMI	12
4. SUSTURUCU AKUSTİĞİNİN TEORİK OLARAK İNCELENMESİ	15
4.1. Düzlem Dalga Yayılımı	15
4.1.1. Silindirik Koordinatlarda Akustik Dalga Denklemi.....	16
4.2. Transfer Matris Metodu (TMM)	19
4.3. Transfer Matrisi Metodu Kullanılarak İletim Kaybı Hesabı.....	27
4.4. Düz Perdeli Susturucu için Transfer Matrislerinin Elde Edilmesi ve STL Hesabı	28
4.4.1. Perdesiz Susturucu için Transfer Matrisi ve STL Hesabı	28
4.4.2. Bir Düz Perdeli Susturucu için Transfer Matrisi ve STL Hesabı.....	34
4.4.3. İki Perdeli Susturucu için Transfer Matrisi ve STL Hesabı	40
4.4.4. Üç Perdeli Susturucu için Transfer Matrisi ve STL Hesabı.....	50
5. DENEYSEL YÖNTEM	62
5.1. STL Ölçümü İçin Deney Düzeneği.....	62
5.1.1. Deney Düzeneğine Ait Elemanların Tanıtılması.....	63

5.1.2. Düzeneğin Çalışma Prensibi.....	67
5.1.3. Transfer Matris Metodunun Deney Sistemine Uygulanması	69
5.1.4. Deney Düzeneğinin Doğrulanması.....	71
5.1.5. Deney Düzeneğinin Tekrarlanabilirlik Test Ölçümü	73
5.2. Perde Konumu ve Sayısının Susturucuların Akustik Performansına Olan Etkisinin İncelenmesi.....	75
6. BULGULAR	80
6.1. Susturucu Model Tiplerine Göre Deneysel ve Matlab Verilerinin Karşılaştırılması.....	80
6.2. Deneysel STL Sonuç Grafiklerinin Perde Sayısına Göre Karşılaştırılması...	100
6.3. Deneysel Sonuçların STL – RMS Değerleri İçin Yorumlanması.....	104
6.4. STL – RMS Değerleri Bakımından Deneysel Bulguların ve Matlab Bulgularının Yorumlanması	108
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	111
KAYNAKLAR	114
EK 1. MATLAB PROGRAMI İÇİN OLUŞTURULMUŞ STL ALGORİTMASI	118
ÖZGEÇMİŞ.....	123

ŞEKİLLER DİZİNİ

ŞEKİL

Sayfa

1.1. İlk Susturucu (Hiram Percy Maxim).....	2
1.2. Yutucu Tip Susturucuların Şematik Gösterimi	4
1.3. Yutucu Tip Susturucu Örneği	4
1.5. Yansıtıcı Tip Susturucu Örneği.....	5
1.6. Melez Tip Susturucu Bağlantı ve Montaj Ekipmanları.....	6
1.7. Melez Tip Susturucu Örneği	6
1.8. Aktif Tip Susturucuların Şematik Gösterimi	7
1.9. Aktif Tip Susturucu Örneği.....	7
3.1. Çalışmada Kullanılan Susturucu Tasarımı.....	13
4.1. Ses Dalgalarının İçinden Geçtiği Bir Silindirik Tüp ve Koordinat Eksenleri.....	17
4.2. Sabit Cidarlı Düz Boruda Akustik Düzlem Dalga Yayılımı	20
4.3. Perdesiz Susturucunun Şematik Modeli	29
4.4. Bir Düz Perdeli Susturucunun Şematik Modeli	34
4.5. Düz ve İki Perdeli Susturucunun Şematik Modeli.....	41
4.6. Düz ve Üç Perdeli Susturucunun Şematik Modeli.....	51
5.1. Deney Düzeneklerinin Genel Görünüşü	62
5.2. Deney Düzeneklerinin Elemanları	63
5.3. Hoparlör	63
5.4. Yükseltici	64
5.5. Analizör.....	64
5.6. Mikrofon	65
5.7. Kalibrasyon Cihazı.....	66
5.8. Labview Programından Görünüş	67
5.9. Deney Düzenekleri Şematik Gösterimi Ve Mikrofon Konumları.....	68
5.10. TMM Teorik Analizi ve Deneysel Olarak Perdesiz (Bir Odalı) Susturucunun STL Sonuçları, ... TMM; — Deneysel.....	72
5.11. TMM teorik analizi ve deneysel olarak bir düz perdeli (iki odalı) susturucunun STL sonuçları, ... TMM; — Deneysel	73

5.12. Bir perdeli (perde tam ortaya yerleştirilmiş, iki odalı) susturucunun deney düzeneği ile elde edilen STL sonuçları, ... 1. Ölçüm; — 2. Ölçüm	74
5.13. Bir ticari susturucunun (A-Model) deney düzeneği ile elde edilen STL sonuçları, ... 1. Ölçüm; — 2. Ölçüm	74
5.14. Perdesiz Susturucunun Şematik Gösterimi	75
5.15. Bir Perdeli Susturucunun Şematik Gösterimi	76
5.16. İki Perdeli Susturucunun Şematik Gösterimi	76
5.17. Üç Perdeli Susturucunun Şematik Gösterimi	76
5.18. Dört Perdeli Susturucunun Şematik Gösterimi	77
5.19. Beş Perdeli Susturucunun Şematik Gösterimi	77
5.20. Altı Perdeli Susturucunun Şematik Gösterimi	77
5.21. Yedi Perdeli Susturucunun Şematik Gösterimi	78
6.1. Model-1 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	80
6.2. Model-2 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	81
6.3. Model-3 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	81
6.4. Model-4 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	82
6.5. Model-5 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	83
6.6. Model-6 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	84
6.7. Model-7 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	84
6.8. Model-8 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	85
6.9. Model-9 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	86
6.10. Model-10 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	87

6.11.	Model-11 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	87
6.12.	Model-12 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	88
6.13.	Model-13 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	89
6.14.	Model-14 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	90
6.15.	Model-15 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	90
6.16.	Model-16 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	91
6.17.	Model-17 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	92
6.18.	Model-18 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	93
6.19.	Model-19 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	93
6.20.	Model-20 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	94
6.21.	Model-21 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	95
6.22.	Model-22 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	96
6.23.	Model-23 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	97
6.24.	Model-24 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	98
6.25.	Model-25 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması	99
6.26.	Bir Perdeli Susturucu Modellerinin Karşılaştırması	100
6.27.	İki Perdeli Susturucu Modellerinin Karşılaştırması	101
6.28.	Üç Perdeli Susturucu Modellerinin Karşılaştırması	101

6.29.	Dört Perdeli Susturucu Modellerinin Karşılaştırması.....	102
6.30.	Beş Perdeli Susturucu Modellerinin Karşılaştırması	103
6.31.	Altı Perdeli Susturucu Modelinin Karşılaştırması	103
6.32.	Yedi Perdeli Susturucu Modelinin Karşılaştırması	104



ÇİZELGELER DİZİNİ

ÇİZELGE

Sayfa

3.1. İmal Edilen Susturucu Parçaları.....	13
5.1. Susturucu modelleri ile bu modellere ait perde sayısı ve konumları çizelgesi (Ölçüler mm cinsinden verilmiştir.)	79
6.1. Bir Perdeli Susturucu Modellerinin STL – RMS Değerleri.....	105
6.2. İki Perdeli Susturucu Modellerinin STL – RMS Değerleri	105
6.3. Üç Perdeli Susturucu Modellerinin STL – RMS Değerleri	106
6.4. Dört Perdeli Susturucu Modellerinin STL – RMS Değerleri	107
6.5. Beş Perdeli Susturucu Modellerinin STL – RMS Değerleri.....	108
6.6. Susturucu Modellerinin STL – RMS Değerlerinin Matlab ve Deneysel Metotlar Bakımından Karşılaştırılması	109

SİMGELER DİZİNİ

p_0	Ortam basıncı
ρ_0	Ortam yoğunluğu
p	Ses basıncı
v	Hacim hızı
n	Eleman sayısı
W_i	Susturucuya gelen güç
W_t	Susturucudan iletilen güç
T_{ij}	Toplam transfer matrisinin terimleri
d	Boru çapı
L	Boru uzunluğu
a_0	Dalga yayılım hızı veya faz hızı
C_1	Sağa giden dalgaların basıncının genlikleri
C_2	Sola giden dalgaların basıncının genlikleri
P	Ses basıncı
u	Akış hızı
v	Akış debisi
S	Borunun kesit alanı
T	Transfer Matrisi
k_0	Akustik dalga sayısı
ω	Açısal frekans
f	Frekans

c	Akustik ortamdaki ses hızı
M	Mach sayısı
k_c	Konvektif (taşınımlı) dalga nosu
Y	Karakteristik akustik empedans
K_d	Statik basınç kaybı sabiti
Y_r	Uzatılmış bölgenin karakteristik akustik empedans ifadesi
C_d ve C_r	Süreklilik sabitleri
S_{incom}	Giriş boru kesit alanı
S_o	Çıkış boru kesit alanı

KISALTMALAR DİZİNİ

FEA	Sonlu Elemanlar Analizi
STL	Ses İletim Kaybı
NR	Gürültü Azaltımı
IL	Ekleme Kaybı
TMM	Transfer Matris Metodu
FFT	Hızlı Fourier dönüşümü
RMS	Karekök Ortalama

1. GİRİŞ

Susturucular; motor, fan, silah gibi ses üreten kaynaklardan ortaya çıkan ses basıncını, iç içe geçmiş delikli borular, genişleme odaları ya da çeşitli ses yalıtım malzemeleri kullanarak düşürmek için kullanılırlar [1].

Basit anlamda susturucular, yüksek frekanslı ses dalgalarının içinde ilerlediği ve bu dalgaları azaltmaya yarayan perdeli odacıklardan oluşan kapalı bir tüp olarak adlandırılabilir [2].

Reaktif (yansıtıcı) tip susturucular birçok endüstriyel alanda ve savunma sistemlerinde kullanılan susturucular olup, içerisinde ses basıncını azaltmaya yarayan genişleme odaları ve bölünmüş odacıklar bulunmaktadır. [3]

Yüksek ses sonucu ortaya çıkan gürültü, insan sağlığı için zararlı olup aynı zamanda kullanma yerine göre özellikle savunma sanayiinde sessizlik, görünmezlik ilkesi nedeniyle istenmeyen bir durumdur. Bu nedenle susturucu ihtiyacı 20.yy başlarında doğmuş, Amerikan mucit Hiram Percy Maxim, 1902’ de ilk susturucuyu (Şekil 1.1) icat etmiştir. Günümüze gelindiğinde susturucu dizaynı geliştirilmiş, performansı artırılmış ve yaygın olarak kullanılmaktadır [4].

Bununla birlikte susturucular, motor endüstrisinde de yaygın olarak kullanılmaktadır. Taşıtlarda ve motor entegrasyonlu sistemlerde meydana gelen gürültünün en temel kaynağı egzoz sistemleridir. Yanma işlemi sonucunda egzoz gazları yüksek bir basınç oluştururlar. Gazların dışarı atılması sırasında meydana gelen ani basınç değişimleri, yüksek egzoz gürültüsünün oluşmasına sebep olur. Bu gürültüyü en aza indirmek için susturucular kullanılır. [5]

Susturucunun, kullanıldığı sistemde performans kaybına sebep olmadan gürültüyü en aza indirmesi gerekmektedir. Bunun için susturucunun kullanılan motor özelliklerine göre (gürültü frekansı, motor devri, ve performansı) belirlenmesi gerekmektedir. Reaktif susturucularda, akış ve akustik özellikleri etkileyen iç tasarım parametreleri

(porozite oranı, delik sayısı ve oda hacmi) optimize edilmesi gerekmektedir. Çünkü bu parametrelerin değişimi egzoz gazının akış özelliklerini değiştirmektedir [6].



Şekil 1.1. İlk Susturucu (Hiram Percy Maxim) [7]

1.1. Amaç

Bu yüksek lisans tez çalışması reaktif tip susturucularının akustik performanslarının teorik hesaplamalarını, Matlab STL analizlerini, performansa etki eden kriterlerin tespitini, tasarımlarını, prototip üretimlerini ve deneyleri kapsar.

Bu çalışmada, teorik hesaplamalar, nümerik hesaplamalar (tasarım), prototip üretimi, test ve ölçüm (tasarım doğrulama) aşamaları takip edilecektir. Böylece, susturucu tasarım parametrelerinin belirlenmesi; bu parametrelere dayalı tasarım ve imalatın gerçekleştirilmesi amaçlanmaktadır.

Bu yüksek lisans tez çalışmasının hedefi, patlamalı akışlarda akustik performans analizinin gerçekleştirilmesi, ses seviyesinin azaltılması için kriterlerin belirlenmesi ve ideal susturucu tasarımının gerçekleştirilmesidir.

Bu kapsamda, akustik hesaplamalarda teorik yöntemlerden biri olan Transfer Matris Metodu (TMM) incelenecektir. Daha sonra bir akustik analiz programı kullanılarak çeşitli susturucu varyasyonları denenerek, akustik analizler gerçekleştirilecek ve sonuçlar teorik inceleme sonuçları ile karşılaştırılacaktır.

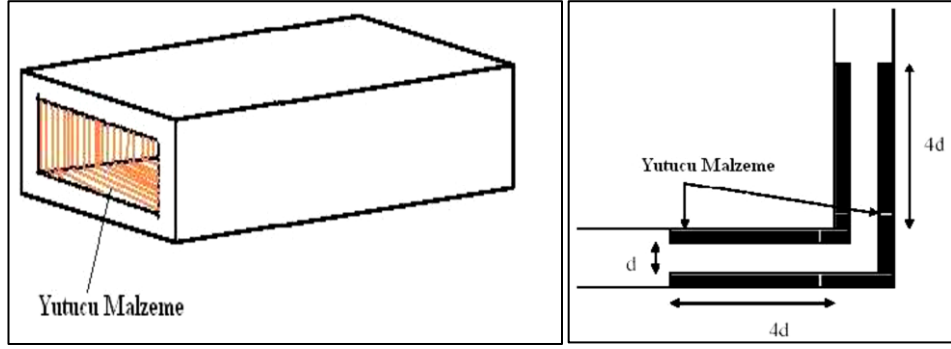
Bu tez kapsamında susturucu patent araştırması yapılmış ve elde edilen patentler gözden geçirilerek tasarım için genel bir bakış açısı sağlanmıştır. Araştırmalar sonucu 1924 yılından günümüze kadar çok çeşitli patentler alındığı görülmüştür.

1.2. Susturucu Türleri

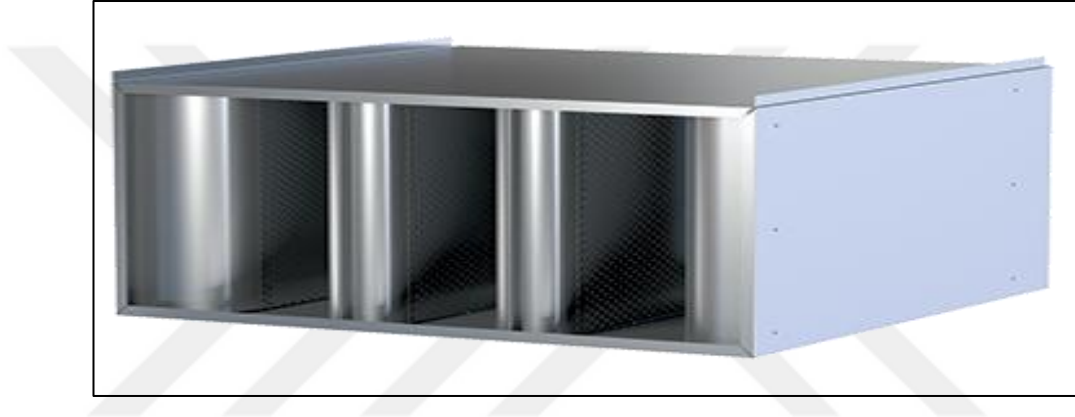
Susturucular kullanım amaçlarına göre dört gruba ayrılırlar. Bunlar, yutucu susturucu (dissipative), yansıtıcı susturucu (reactive, reflective), melez susturucu (hybrid) ve aktif susturucu (active) şeklinde sınıflandırılır

1.2.1. Yutucu Tip Susturucular (Dissipative Silencer)

Sesi içlerinde bulunan yutucu malzeme ile absorbe ederler. Susturucunun maruz kaldığı akustik enerji, yutucu eleman içinden geçerken bir kısmı ısıya dönüşerek sönümlenir. Eğer malzeme kalınlığı gürültünün baskın görüldüğü frekans bandına göre seçilirse verim daha da artar. [8] Bundan dolayı bu susturucu tipi havalandırma sistemlerinde olduğu gibi genel olarak yüksek frekanslı seslerin olduğu sahalarda kullanılırlar. Avantajları; akış boyunca düşük direnç oluşturarak yüksek frekanslarda yüksek oranda gürültü yutumu sağlarlar. Dezavantajları; mekanik ve ısı sonucu oluşan tahribatlara karşı performansları düşüktür. Bunlara ek olarak, düşük frekans bölgelerinde kullanıma elverişsizdirler ama yine de yutucu tip susturucular, (Şekil 1.2 ve Şekil 1.3) yansıtıcı tip susturuculardan daha çok kullanılmaktadır.



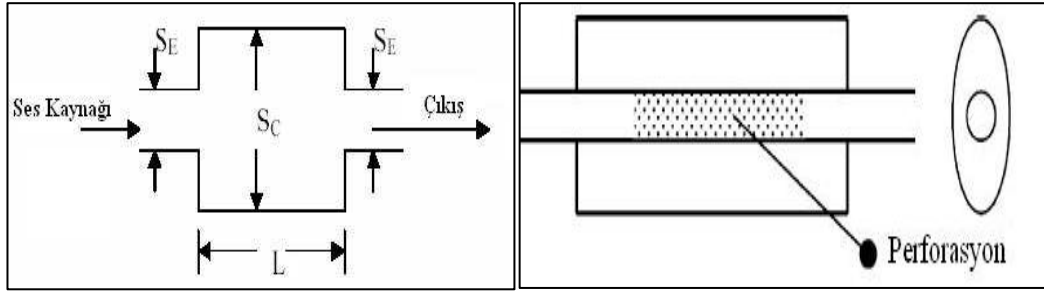
Şekil 1.2. Yutucu Tip Susturucuların Şematik Gösterimi [9]



Şekil 1.3. Yutucu Tip Susturucu Örneği [9]

1.2.2. Yansıtıcı Tip Susturucular (Reactive, Reflective Silencer)

Yansıtıcı susturucularda (Şekil 1.5) sesi yutan malzeme bulunmamaktadır. Temel mantıkta çalışma prensibi, ses dalga akışını delikli borular vasıtasıyla ses kaynağına doğru yansıtma veya rezonansa bağlı olarak sönümleme esasına dayanır. Bu nedenle rezonatörler ve yansıtıcılı susturucular olarak iki gruba ayrılırlar. Bu tip susturucular belirli frekans bölgelerinde yer alan çalışmalarda daha çok kullanılır.



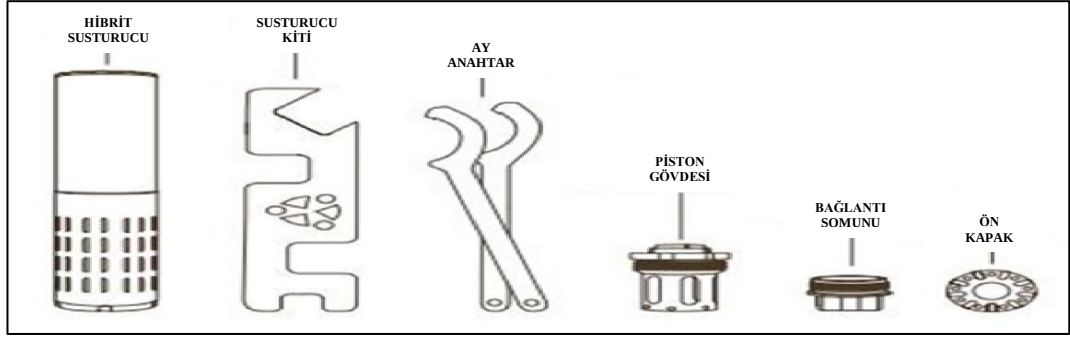
Şekil 1.4. Yansıtıcı Tip Susturucuların Şematik Gösterimi [10]



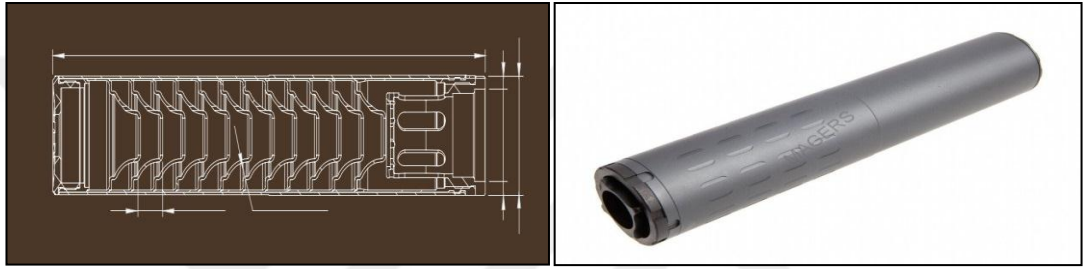
Şekil 1.5. Yansıtıcı Tip Susturucu Örneği [10]

1.2.3. Melez Susturucular

Melez tip susturucular, (Şekil 1.7) yansıtıcı ve yutucu susturucuların entegrasyonu ile elde edilir. Çalışma prensibi hem delikli borular ile akışın yönlendirilmesi hem de gözenekli malzemeler ile ses yutumunun sağlanmasıdır. Bundan dolayı, düşük ve yüksek frekans bölgelerinde etki gösterirler.[11] Melez tip susturucular birçok ekipmandan oluşur. (Şekil 1.6)



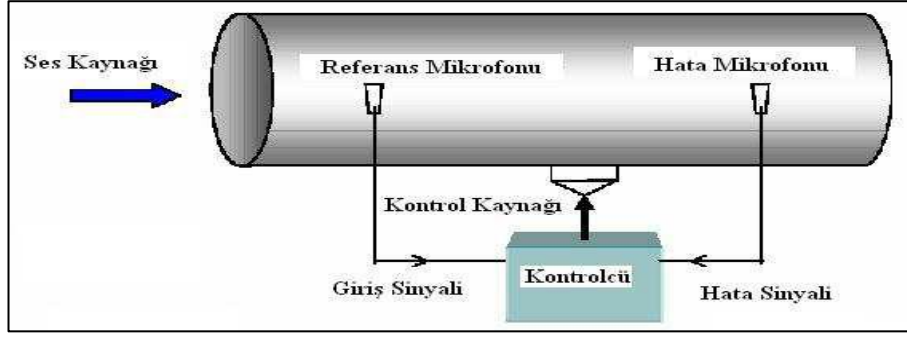
Şekil 1.6. Melez Tip Susturucu Bağlantı ve Montaj Ekipmanları [12]



Şekil 1.7. Melez Tip Susturucu Örneği [12]

1.2.4. Aktif Susturucular

Genel olarak alçak frekanslı gürültülerde kullanılırlar. Aktif susturucuların (Şekil 1.9) çalışma prensibi aktif ses kontrolüne dayanır. Gürültüye zıt bir fazda başka bir gürültü ekleyerek kontrol altına almaya çalışma işlemi aktif ses kontrolü ile sağlanır.



Şekil 1.8. Aktif Tip Susturucuların Şematik Gösterimi [13]



Şekil 1.9. Aktif Tip Susturucu Örneği [13]

Şekil 1.8’ de görüldüğü gibi ses kaynağından çıkan gürültüyü referans mikrofonu algılayarak elektrik sinyaline dönüştürür. Algılanan sinyal kontrolcüye gider ve gelen sinyale zıt fazda yeni bir sinyal üretilir.

Bu üretilen ses kontrol kaynağına (hoparlör) gönderilir. Kontrolcü hata mikrofonundan gelen değeri algılar ve ilk gönderdiği sinyali düzelterek kontrol kaynağına yeni sinyal gönderir. Böylece aktif ses kontrolü uygulanmış olur. Bu tip susturucular tasarım açısından zor olmasına rağmen akustik performansı açısından yüksek kabiliyete sahiptir. [13]

2. LİTERATÜR TARAMASI

Ses ve gürültünün başta insan sağlığına olan olumsuz etkilerinden dolayı ses azaltımı araştırmacıların ilgisini her zaman çekmektedir. Güvenlik nedeniyle reaktif susturucular da özellikle de silah susturucularında gürültünün en düşük seviyede olması istenir. Bu nedenle yapılan çalışmalarda amaç olarak güdülen durum her zaman gürültü seviyesi olmuştur.

Yapılan literatür taramasında silah susturucuları ile ilgili kısıtlı literatür olduğu fark edilmiştir. Silahlarda kullanılan susturucular hakkında yapılan teorik incelemeler aşağıda sunulmuştur.

Herschel, ilk defa müzik seslerinden yola çıkarak akustik fikrini sunmuştur. Birleşen sinyallerin tepki süreleri arasında fark olduğunda seslerin yutulacağını iddia etmiştir [14].

Quincke (1866), yaptığı çalışmalarla Herschel' in çalışmalarını deneysel olarak doğrulamıştır. Ses yutumuyla alakalı yaptığı çalışmalar da elde edilen ses sinyallerinin iletim sürelerindeki farklılıkları görmüş ve sesin bu doğrultu da engellere çarparak azalacağını söylemiştir [15].

Stewart (1928), Herschel'in teorik iddialarını yetersiz bulmuştur, düzlem dalga analizinden yola çıkarak iletilen ve giren ses yoğunluğunu karşılaştıran analitik model geliştirmiştir. Herschel'in belirttiği gibi yoğunluğun, ses düşüm miktarında fark olduğunda oluşmadığını, yol farkı olduğunda meydana geldiğini bulmuştur [16].

Selamet (1997), düz giriş ve çıkış kanallı dairesel asimetrik genişleme odasında akustik zayıflama üzerinde çok boyutlu dalga yayılma etkisini araştırmak için üç boyutlu analitik bir yaklaşım geliştirmiştir. Kanal giriş ve çıkışında düzlemsel olmayan dalganın iletim kaybı performansı üzerine etkileri incelenmiştir [17].

Hudson, küçük kalibreli silahların susturucu tasarımında hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelinden yararlanmıştır. Prototip susturucu için deneysel ölçümler yapmışlar ve simülasyonları ile kompleks modelin doğruluğunu belirlemişlerdir [18].

Maher, çalışmalarında silah atış seslerini, namlu ağzı patlaması, mekanik hareketler, süpersonik uçuş ve yüzey titreşimleri olarak ayırmıştır. Ayrıca atış testleriyle birlikte zamana bağlı ses basınç seviyesi grafikleri elde etmiştir. yaptığı çalışmada silah atış sesinin karakteristiğini elde etmiş ve oluşan sesleri namlu ağzı patlaması, mekanik hareketler, süpersonik uçuş ve yüzey titreşimleri olarak sınıflandırmıştır. Atış testleri yaparak, zamana bağlı ses basınç seviyesi grafikleri elde etmiştir [19].

Kang, bir yüksek basınç patlama için bir şok tüpünden çevre ortama doğru yayılan darbeli sesin azaltılması üzerine sayısal bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada yüksek basınçlı patlama akış alanı analizi için sayısal bir çözümleme geliştirilmiştir [20].

Transfer matrisi ya da dört kutup parametresi gösterimi uzun zamandır bilinmektedir. Uygulamada, gerçek bir susturucu birbirine bağlı genişleme odaları, perde v.b. elemanlardan oluşmaktadır. Perde, silah susturucularla ilgili çalışmalarda "baffle" olarak adlandırılmakta ve odacıkları birbirinden ayırmada kullanılmaktadır. Perdeler düz, konik, uzatma borulu gibi geometrik yapılarda olmaktadır [21].

Egzoz susturucu teorisindeki gelişmelerin çoğu TMM uygulanmasından sonra olmuştur. Bu yöntem, elektrik filtre teorisine benzer şekilde, susturucu elemanlarının lineer bir boyutlu dalga yayılımına dayanan transfer matrisleri bulunarak, STL eğrilerinin hesaplanmasına dayanmaktadır [22].

Davis, egzoz susturucuları (muffler) hakkında yaptığı çalışmada, basit ve çoklu genişleme odalı ve rezonatör susturucuların ses seviyesinin azaltılması hususunda teorik ve deneysel çalışmalar yapmıştır [23].

Mehdizadeh ve Paraschivoiu, egzoz susturucusunun iletim kaybını belirlemek için sonlu elemanlar metodunu kullanmışlardır. İletim kaybının sonlu eleman sonuçları, deneysel ölçüm sonuçlarıyla uyumlu olduğunu gözlemlemiştir [24].

Vasile ve Enescu, deneysel ve sayısal yöntemlerle reaktif susturucunun akustik performansı üzerine çalışmışlardır [25].

E.Dokumacı, eş eksenli perfore borulu susturucularda 1000 Hz e kadar olan frekanslarda ses düşümünün perfore oranı ve perfore delik çapına göre değişimini teorik ve deneysel olarak incelemiştir [26].

Igarashi ve diğerleri, susturucu elemanları için hareket ve süreklilik eşitliklerinin yerine elektriksel eşdeğer ağ yöntemini kullanmışlardır. Susturucuların iletim özelliklerini dört kutuplu parametreler kullanarak hesaplamışlardır. Bazı susturucu elemanlarının dört kutuplu iletim matrisleri elde edilmiştir. Her bir eleman için bu matrisleri kullanılarak, susturucuların iletim özelliklerinin tespit edilmesi önerilmiştir [27].

Akış etkilerini içeren transfer matrisleri ile susturucuların iletim kaybının hesabı ile ilgili çalışmalar Munjal [28] tarafından bir kitapta toplanmıştır. Farklı susturucu elemanları için transfer matrislerinin de yer aldığı araştırmalar Mechel tarafından hazırlanan diğer bir kitapta yer almaktadır [29].

Sullivan ve Crocker, perfore delikli susturucu elemanlarının iletim kaybını elde etmek için transfer matrisi geliştirmiştir. Bu çalışmada, akustik ortamın durağan olduğu kabul edilmiştir. Sullivan ayrıca perfore borulu susturucular için transfer matris yöntemi geliştirmiş ve iletim kaybı hesabı yapmıştır. Çapraz ve ters akışlı susturucularda akış hızına bağlı çözümü elde etmiştir [30].

Trochon, iki tane Helmholtz rezonatörü ve Herschel-Quincke tüpünden oluşan susturucu sistemi tasarlamıştır. Bu susturucu 1640–3400 [Hz] frekans aralığında 15 [dB] ve üzerinde iletim kaybı sağlamıştır [31].

Gerges, susturucu sistemlerin analizinde genel olarak tercih edilen sonlu elemanlar ve sınır elemanlar yöntemlerinin dışına çıkarak, transfer matris metodu ile iletim kaybı hesaplamıştır. İletim kaybı hesabında sıkıştırılmaz ortalama akışın etkisini

göz önünde bulundurmuştur. Durum değişkenlerinin bu yeni biçiminin akustik basınç ve akustik kütle hızı ile ilişkili olduğu gösterilmiştir [32].

E. Değirmenci ve M. H. Dirikolu, bir silah namlusunun iç balistik analizini ve termokimyasal analizlerini yapmışlardır. Namlu içinde barut gazının yanması ile ortaya çıkan kimyasal reaksiyonları araştırmışlar, deneysel çalışma ile namlu boyunca basınç, sıcaklık ve yoğunluk gibi değerleri elde etmişlerdir.

E. Dokumacı yaptığı çalışmada, eş-eksenli perfore borulu susturucularda 1000 Hz e kadar olan frekanslarda ses düşümünün perfore oranı ve perfore delik çapına göre değişimini teorik ve deneysel olarak incelemiştir [33].

A. Akbaş, M. O. Çetin, yaptıkları çalışmalarda susturucu akustik performanslarının, iki boyutta analitik metot ve deneysel yolla incelenmesini kapsamaktadır. Analitik metot, Msc. Actran akustik analiz programından elde edilen iletim kaybı eğrileri ile doğrulanmıştır. İçerisinde perforasyon uygulaması bulunan susturucuların akış ve akustik performansları, birbiri ile karşılaştırılmalı olarak incelenmiştir. Deneysel ve analitik sonuçlar karşılaştırıldığında, doğrulanmış model kullanılarak elde edilen sonuçlar ve bunların perforasyonlu susturucu tasarımı açısından değerlendirilmesi ayrıntılı şekil ve çizelgeler kullanılarak anlatılmıştır [34].

Tüm bu literatür çalışmaları incelendikten sonra düz perdeli reaktif susturucularda perde sayısı ve konumunun ses düşümüne etkisinin önemini vurgulamak için yirmi beş farklı varyasyonda deneysel çalışma yapılmıştır. Bu çalışmanın sonuçlarına göre ideal bir susturucu da olması gereken niteliklerle belirlemek için bir yol belirlenmiştir.

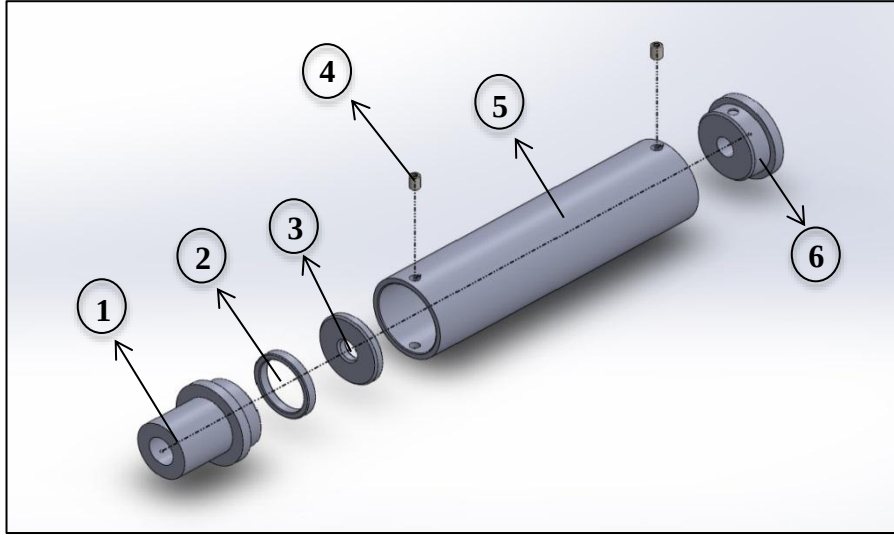
3. SUSTURUCU TASARIMI

Susturucuların verimi için temel nicelik basınç kaybıdır. Karşı basınç susturucu boyunca bulunan direnç noktalarında meydana gelen statik basınç farkıdır. Bu nedenle karşı basınç düşünüldüğünde susturucu tasarımında susturucu içinde akışın fazla çarpılmasına neden olacak keskin köşe ve giriş, çıkışlardan kaçınılmalıdır. Bu yüzden bu çalışmada perdeli susturucu tasarımında perdeler susturucu yapısına benzer olarak silindirik tercih edilmiştir.

Susturucular akustik olarak incelenmesinde belirli nicel değerler vardır. Bunlar, Ekleme Kaybı (IL), İletim Kaybı (TL) ve Gürültü Azaltımı (NR)' dir. Ekleme kaybı, susturucu mevcut sisteme eklendiğinde ses basınç seviyeleri arasında meydana gelen farktır. Gürültü azaltımı ise susturucunun girişindeki ve çıkışındaki ses basınç seviyeleri arasındaki farktır. İletim kaybı, susturucunun girişindeki ses düzeyi ile çıkışındaki ses düzeyi arasındaki farktır. İletim kaybı, açıklandığı üzere susturucunun karakterine bağlıyken, ekleme kaybı ve gürültü azaltımı kaynağa ve çıkış şartlarına bağlıdır. Bu nedenle iletim kaybı doğrudan susturucu karakteristiğiyle orantılı olduğundan susturucu değerleri karşılaştırılırken ya da değerlendirilirken iletim kayıpları bakılması gereken ilk niceliktir. Tasarlanan susturucuda TL değerinin yüksek olması beklenir [21].

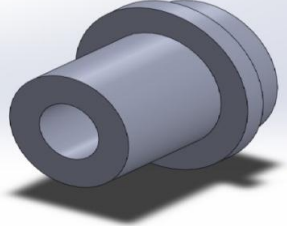
Bu çalışmada yapılan deneyler için kullanılan susturucunun (Şekil 3.1) tasarımı ve imalatı yukarıda anlatılmış olan bilgilere mümkün olduğunca bağlı kalınarak yapılmıştır. Kullanılan ekipmanların detayı Tablo 3.1' de verilmiştir.

Bununla birlikte tasarlanan modelde kullanılan parçaların hiçbirinde kaynaklı birleştirme yapılmamış olup, montajlanabilme esasına göre üretim gerçekleştirilmiştir.

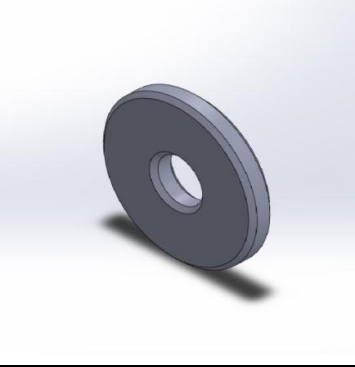
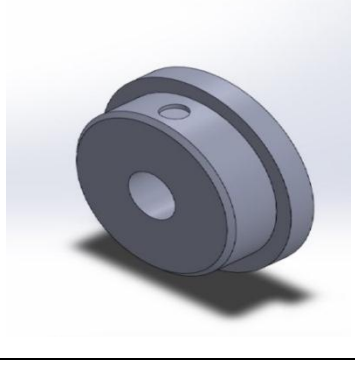


Şekil 3.1. Çalışmada Kullanılan Susturucu

Çizelge 3.1. İmal Edilen Susturucu Parçaları

Parça No:	Parça Adı	Malzeme Tipi ve Stok Ölçüleri	İmalat Yöntemi	Parça Resmi
1	Ön Kapak	St-37 / Ø42 x 45 mm	Tornalama	
2	Mesafe Ayar Bileziği	St-37 / Ø33.7 x 5 mm	Tornalama	

Çizelge 3.1. (devam) İmal Edilen Susturucu Parçaları

3	Susturucu Perdesi	St-37 / Ø35.5 x 5 mm	Tornalama	
4	Stoper	12.8 M5 x 5 mm	Hazır Ürün	
5	Susturucu Tüpü	St-37 / Ø42/ Ø36 x 140 mm	Tornalama	
6	Arka Kapak	St-37 / Ø42 x 15 mm	Tornalama	

4. SUSTURUCU AKUSTİĞİNİN TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

4.1. Düzlem Dalga Yayılımı

İçerisinden durgun halde ideal akışkan geçen rijit ve küçük çaplı borularda, ses dalgaları düzlem dalga olarak yayılır. Düzlem dalga yayılımı ile ilgili temel denklemler aşağıda gösterilmektedir.

Kütlenin korunumu; (mass continuity) (süreklilik denklemi);

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (4.1)$$

Dinamik eşitlik; (dynamical equilibrium) (momentumun korunumu)

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (4.2)$$

Enerji denklemi; (energy equation)

z; Eksenel koordinat

p; Ortam basıncı

ρ; Ortam yoğunluğu

$$\rho = \frac{p}{a_0^2} \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial z} = \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (4.5)$$

Eşitlik (4.5)' i, Eşitlik (4.1)'de yerine yazarsak, ve eşitlik (4.1) ve (4.2)'den,

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 0 \quad (4.6)$$

olur. Eşitlik (4.6) tekrar düzenlendiğinde,

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] p = 0 \quad (4.7)$$

böylece bir boyutlu dalga denklemi elde edilir.

4.1.1. Silindirik Koordinatlarda Akustik Dalga Denklemi

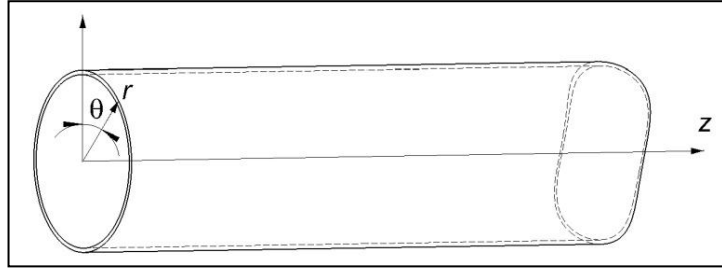
En genel hali ile 3 boyutlu dalga denklemi, ∇ gradyan ve ∇^2 Laplacian olmak üzere;

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial t^2} - a_0^2 \nabla^2 \right] p = 0 \quad (4.8)$$

kartezyen koordinatlarda ∇^2 ,

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (4.9)$$

olur.



Şekil 4.1. Ses Dalgalarının İçinden Geçtiği Bir Silindirik Tüp ve Koordinat Eksenleri

Şekil 4.1' de verilen koordinat eksenleri dikkate alınarak silindirik koordinatlarda ∇^2 ,

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (4.10)$$

olur.

Eşitlik 4.8' de verilen kısmi diferansiyel dalga denkleminde değişkenlerine ayırma yöntemi uygulanırsa,

$$p_{\text{tüp}}(r, \theta, z, t) = p_r(r) \cdot p_\theta(\theta) \cdot p_z(z) \cdot p_t(t) \quad (4.11)$$

$p_r(r)$, Bessel diferansiyel denklemdir.

$$\frac{\partial^2 p_r(r)}{\partial r^2} + \frac{\partial p_r(r)}{r \partial r} + (k_r^2 - \frac{v^2}{r^2}) p_r(r) = 0 \quad (4.12)$$

Bessel diferansiyel denkleminin çözümü 1, 2 ve 3. tip Bessel fonksiyonu olarak;

$$p_r(r) = R_1 J_n(k_r r) + R_2 Y_n(k_r r) \quad (4.13)$$

Burada, R_1, R_2 rastgele sabitlerdir. Birinci tip ve negatif olmayan r nin n ' inci dereceden Bessel diferansiyel denklemleri $r = 0$ orijininde sonludur. $r = 0$ ' da Taylor seri açılımı,

$$J_n(r) = \sum_{m=0}^{\infty} \frac{(-1)^m}{m! r(m+n+1)} \left(\frac{r}{2}\right)^{2m+n} \quad (4.14)$$

Burada r gama fonksiyonu genelleştirilmiş fonksiyondur.

$$J_{-n}(x) = (-1)^n J_n(x) \text{ geçerlidir.}$$

burada, Gama fonksiyonu $\Gamma(m+n+1)$,

$$\Gamma(m+n+1) = (m+n)! \quad \text{olur.}$$

İkinci tip Bessel fonksiyonu Neumann fonksiyonu olarak adlandırılır. $Y_n(x)$ olarak gösterilen bu fonksiyon, $x = 0$ orijinde tekdir.

Eşitlik 4.12'deki ilerleyen dalga çözümü, Henkel fonksiyonu (üçüncü tip Bessel fonksiyonu) olarak,

$$p_r(r) = R_1 H_n^{(1)}(k_r r) + R_2 H_n^{(2)}(k_r r) \quad (4.15)$$

burada $H_n^{(1),(2)}$ n inci derece Henkel fonksiyonudur.

$$H_n^{(1)}(x) = J_n(x) + iY_n(x) \quad (4.16)$$

$$H_n^{(2)}(x) = J_n(x) - iY_n(x) \quad (4.17)$$

Henkel fonksiyonları çok uzak dalgalar için ($k_r r \gg 1$),

$$H_n^{(1)}(k_r r) \approx \sqrt{\frac{2}{\pi k_r r}} e^{i(k_r r - \frac{1}{2}n\pi - \frac{1}{4}\pi)} \quad (4.18)$$

$$H_n^{(2)}(k_r r) \approx \sqrt{\frac{2}{\pi k_r r}} e^{-i(k_r r - \frac{1}{2}n\pi - \frac{1}{4}\pi)} \quad (4.19)$$

Henkel fonksiyonlarının bu yaklaşımı sırasıyla silindirik dalga denkleminin giriş ve çıkış çözümlerini ifade eder.

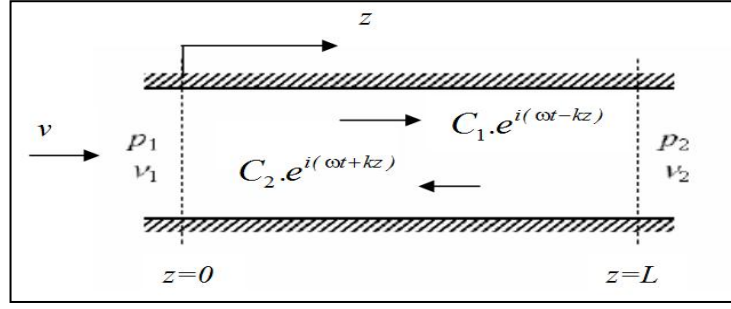
4.2. Transfer Matris Metodu (TMM)

Söz konusu akustik dalgalar olduğunda, harmonik düzlemsel bir dalga kabulü için akustik değişkenlerin (akustik basınç, parçacık hızı, parçacık yer değiştirmesi, anlık yoğunluk değişikliği, vs.) aynı düzlem üzerinde sabit olduğu; akustik basınç ve anlık yoğunluk değişkenliğinin ortamın basıncı ve yoğunluğundan oldukça küçük olduğu; ortamdaki bütün sönümleyici etkilerin ihmal edilecek kadar küçük olduğu; akustik ortamın homojen, izotropik ve tam elastik olduğu kabulü yapılmaktadır.

Susturucuyu oluşturan boru çaplarının sesin dalga boyunun yarısından küçük olduğu durumlarda düzlem dalga kabulü yapılmaktadır. Yapılan akustik analizlerde (3000 Hz'e kadar) boru çapının 56 mm'den küçük olması gerekir. Bu çalışmada oluşturulan modellerin boru çapları 39 mm'den daha küçüktür [31].

Dört kutup parametresi ya da transfer matrisi gösterimi uzun zamandır bilinmektedir [1]. Uygulamada gerçek bir susturucu, birbirine bağlı değişik elemanlardan oluşmaktadır. Empedans analogisini kullanarak, giriş ucunda ve çıkış ucunda ses basınçları, sırasıyla p_1 , p_2 ve hacim hızları, sırasıyla v_1 , v_2 olarak belirlenmiştir.

Düz ve sabit cidarlı bir boruda, akustik ortama bağlı olarak borunun giriş ve çıkışındaki basınç hızları ve sınır şartları Şekil 4.2'de gösterilmektedir. d , boru çapı ve L boru uzunluğunu temsil etmektedir.



Şekil 4.2. Sabit cidarlı düz boruda akustik düzlem dalga yayılımı

$$P_1 = AP_2 + Bv_2 \quad (4.20)$$

$$v_1 = CP_2 + Dv_2 \quad (4.21)$$

Böyle bir sistem dört kutup parametresi ile;

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

$$[T] = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

Eşitlik, (4.23) durum değişkenlerine bağlı 2×2 boyutunda kare matristir. Bu matris, hacim hızı ve toplam ses basıncına bağlıdır. Transfer matrisi, sistemin frekansa bağlı bir durumudur. Sistem elemanları doğrusal kabul edilirse, her bir elemanın dört kutup sabitlerinin değerleri çıkış ve giriş elemanlarıyla olan bağlantılardan etkilenmezler. Bununla birlikte her bir eleman, akış durumu ve geometrisine bağlı bir transfer matrisi ile karakterize edilir. Bu nedenle, susturucunun akustik özelliğini elde etmek için, her bir elemanı modellemek ve sonra hepsini birbiri ile eşleştirmek gerekir.

Eğer çeşitli susturucu elemanları, örneğin ani daralmalar, ani genişlemeler, genişleme odacıkları ve/veya delikli borular seri halinde birlikte bağlanmışlarsa toplam transfer matrisi, her bir elemanın matrislerinin çarpımıyla verilir.

Eşitlik (4.23)'deki matris genelleştirilirse,

$$q_i = [p_i \quad v_i]^T \quad (4.25)$$

q_i , durum değişkenlerine ($i=1,2$) bağlı bir vektör ve

$$q_1 = T_1 q_2 \quad (4.26)$$

$$q_2 = T_2 q_3 \quad (4.27)$$

olduğu için,

$$q_1 = T_1 T_2 q_3 \quad (4.28)$$

şeklinde yazılabilir.

n sayıda elemanı olan bir susturucu için

$$q_n = T_n q_{n+1} \quad (4.29)$$

dir.

Sonuç olarak, susturucu sisteminin transfer matrisi, giriş ve çıkış noktalarındaki durum değişkenlerine bağlı kalarak [27],

$$q_1 = (\prod_1^n T_n) q_{n+1} \quad (4.30)$$

olur.

Eşitlik, (4.7) İkinci mertebeden oluşturulan kısmi diferansiyel denklem akustik ortamda yayılan dalgaların basınç dağılımını ifade eder. Bu eşitlik ‘bir boyutlu dalga denklemi’ olarak adlandırılır. [10] Bu denklemin çözümünün harmonik olduğu kabul edilirse, çözüm kabulü de şu şekilde olur:

$$P(z,t) = c_1 e^{i(\omega t - kz)} + c_2 e^{i(\omega t + kz)} \quad (4.31)$$

Eşitlik (4.31), akustik dalgaların basıncını zaman ve eksenel uzaklığa bağlı olarak ifade eden eşitliktir. $P(z,t)$ ifadesinin ilk kısmı a_0 hızıyla ilerleyen bir ses dalgasını, benzer şekilde ifadenin ikinci kısmı, aynı a_0 (faz hızı veya dalga yayılım hızı) hızıyla zıt yönde ilerleyen bir ses dalgasını temsil eder. Eşitlik (4.7)'de gösterilen ifade dalga denklemdir. Eşitlik (4.31) ise bu dalga denkleminin çözümüdür ve C_1 ve C_2 , sırasıyla sağa giden ve sola giden dalgaların basıncının genlikleridir.

P sembolüyle gösterilen ses basıncının birimi Pascal'dır. Ses basıncı değişimi,

$$P(z,t) = (C_1 \cdot e^{-ikz} + C_2 \cdot e^{ikz}) e^{i\omega t} \quad (4.32)$$

olarak da yazılabilir.

Susturucu içinde akış hızı u (m/s),

$$u(z,t) = C_3 \cdot e^{i(\omega t - kz)} + C_4 \cdot e^{i(\omega t + kz)} \quad (4.33)$$

$$u(z,t) = (C_3 \cdot e^{-ikz} + C_4 \cdot e^{ikz}) e^{i\omega t} \quad (4.34)$$

olur. Burada, Eşitlik (4.2) momentumun korunumu yasasından,

$$C_3 = \frac{C_1}{\rho c} \quad (4.35)$$

$$C_4 = -\frac{C_2}{\rho c} \quad (4.36)$$

elde edilir.

$$u(z,t) = \frac{1}{\rho \cdot c} (C_1 \cdot e^{-ikz} - C_2 \cdot e^{ikz}) e^{i\omega t} \quad (4.37)$$

Akış hızı u , borunun kesit alanı S (m^2) ile çarpımı akış debisini v (m^3/s) verir.

$$v = S \cdot u \quad (4.38)$$

Borunun giriş ve çıkışındaki hız ve basınçlar ise;

$$P(0,t) = (C_1 + C_2) e^{i\omega t} \quad (4.39)$$

$$u(0,t) = \frac{(C_1 - C_2) e^{i\omega t}}{\rho c} \quad (4.40)$$

$$v(0,t) = \frac{(C_3 - C_4) e^{i\omega t}}{\rho_0 c} \quad (4.41)$$

$$P(L,t) = (C_1 e^{-ikL} + C_2 e^{ikL}) e^{i\omega t} \quad (4.42)$$

$$u(L,t) = \frac{(C_1 e^{-ikL} + C_2 e^{ikL}) e^{i\omega t}}{\rho c} \quad (4.43)$$

$$v(L,t) = \frac{s(C_1 e^{-ikL} + C_2 e^{ikL}) e^{i\omega t}}{\rho c} \quad (4.44)$$

$$e^{ikL} = \cos kL + i \sin kL \quad (4.45)$$

yazarsak;

$$P(L, t) = [C_1(\cos(-kL) + i \sin(-kL)) + C_2(\cos kL + i \sin kL)]e^{i\omega t} \quad (4.46)$$

$$= [C_1(\cos kL - i \sin kL) + C_2(\cos kL + i \sin kL)]e^{i\omega t} \quad (4.47)$$

$$v(L, t) = \frac{S}{\rho c} (C_1 e^{-ikL} - C_2 e^{ikL}) e^{i\omega t} \quad (4.48)$$

$$= \frac{S}{\rho c} [C_1(\cos(-kL) + i \sin(-kL)) - C_2(\cos kL + i \sin kL)]e^{i\omega t} \quad (4.49)$$

$$= \frac{S}{\rho c} [C_1 \cos kL - i \sin kL - C_2(\cos kL + i \sin kL)]e^{i\omega t} \quad (4.50)$$

şeklindedir.

Eşitlik (4.39), eşitlik (2.47), eşitlik (4.40) ve eşitlik (4.50) birlikte matris formda ifade edilebilir.

$$\begin{bmatrix} P(L) \\ v(L) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL & -i \frac{\rho c}{S} \sin kL \\ -i \frac{S}{\rho c} \sin kL & -\cos kL \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P(0) \\ v(0) \end{bmatrix} \quad (4.51)$$

Eşitlik (4.51)'i yeniden düzenlersek;

$$\begin{bmatrix} P(0) \\ v(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL & i \frac{\rho c}{S} \sin kL \\ i \frac{S}{\rho c} \sin kL & \cos kL \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P(L) \\ v(L) \end{bmatrix} \quad (4.52)$$

$$T = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kL & i \frac{\rho c}{S} \sin kL \\ i \frac{S}{\rho c} \sin kL & \cos kL \end{bmatrix} \quad (4.53)$$

olur.

Burada T matrisi Şekil 4.2’de gösterilen rijit duvarlı düz borunun transfer matrisi olarak adlandırılır.

k_0 akustik dalga sayısı, f frekans (1/s), ω (rad/s) açısal frekans ve c (m/s) akustik ortamdaki ses hızına bağlı bir şekilde yazılırsa,

$$k_0 = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c} \quad (4.54)$$

Boru içinden geçen akışın Mach sayısı M ile gösterilmektedir. Eşitlik (4.54)' de Mach sayısı göz önünde bulundurulduğunda, konvektif (taşınımlı) dalga sayısı;

$$k_c = \frac{k_0}{(1 - M^2)} \quad (4.55)$$

olmaktadır. Burada,

$$A = e^{-iMk_c L} \cos k_c L \quad (4.56)$$

$$B = i \frac{\rho c}{S} e^{-iMk_c L} \sin k_c L \quad (4.57)$$

$$C = i \frac{S}{\rho c} e^{-iMk_c L} \sin k_c L \quad (4.58)$$

$$D = e^{-iMk_c L} \cos k_c L \quad (4.59)$$

$$i = \sqrt{-1} \quad (4.60)$$

durgun ortam için Eşitlik (4.55)'de $M= 0$ olur [28].

Sabit cidarlı düz boruda akışın M hızında olduğu durumda akustik transfer matrisi;

$$[T] = \begin{bmatrix} e^{-iMk_c L} \cos k_c L & i \frac{\rho c}{S} e^{-iMk_c L} \sin k_c L \\ i \frac{S}{\rho c} e^{-iMk_c L} \sin k_c L & e^{-iMk_c L} \cos k_c L \end{bmatrix} \quad (4.61)$$

ρ akışkan yoğunluğu (kg/m^3), S borunun kesit alanı (m^2), l uzunluk (m) ve d boru çapı (m) değişkenleri olmak üzere;

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \quad (4.62)$$

ile hesaplanır.

Dalgaların ilerlemesi sırasında boru içerisinde oluşan direnç karakteristik akustik empedans olarak adlandırılır. Y sembolü ile gösterilir. Borunun karakteristik akustik empedansı,

$$Y = \frac{\rho c}{S} \quad (4.63)$$

olur.

Düz borunun transfer matrisi T ,

$$[T] = \begin{bmatrix} e^{-iMk_c L} \cos k_c L & iY e^{-iMk_c L} \sin k_c L \\ i \frac{1}{Y} e^{-iMk_c L} \sin k_c L & e^{-iMk_c L} \cos k_c L \end{bmatrix} \quad (4.64)$$

olur.

4.3. Transfer Matrisi Metodu Kullanılarak İletim Kaybı Hesabı

STL hesabı, akustik ses kaynağından bağımsız ve çıkış ucunda bir anekoik (yansız) ortama ihtiyaç duyar. Susturucuya gelen güç (W_i) ile susturucu çıkışındaki anekoik ortama iletilen gücün (W_t) oranının logaritmasının 10 katıdır. STL kaynak ve yayılım empedansını içermediği için elemanın değişmez özelliğidir.

Susturucu performans ölçütlerinden biri olan STL' nin hesaplanması Eşitlik 4.65' e göre hesaplanır.

$$STL = 10 \log \left(\frac{w_i}{w_t} \right) \quad (4.65)$$

Burada, w_i gelen dalganın ses gücü, w_t giden dalganın ses gücüdür. Gelen dalganın ve giden dalganın ses gücü değerleri, dinamik basınç değerleri ile hesaplanır. Susturuculardan, Eşitlik (4.65) ile tanımlanan STL değerinin yüksek olması istenir.

Eşitlik (4.30)' da T ile gösterilen sistemin transfer matrisi, susturucuyu oluşturan elemanların transfer matrislerinin çarpımıyla elde edilir ve T_{ij} bu matrisin terimleridir. Dört kutup sabitleriyle STL; [10],

$$STL = 20 \log \left[\left(\frac{Y_n}{Y_1} \right)^{1/2} \left| \frac{1}{2} T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_n} + T_{21} Y_1 + T_{22} \frac{Y_1}{Y_n} \right| \right] \quad (4.66)$$

olur.

Susturucu içerisinde bir akış olduğunda, girişteki ve çıkıştaki akışın Mach sayısı Eşitlik (4.66)' de yerine yazılırsa, STL [28],

$$STL = 20 \log \left[\left(\frac{Y_n}{Y_1} \right)^{1/2} \frac{1(1+M_1)}{2(1+M_5)} \left| T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_n} + T_{21}Y_1 + T_{22} \frac{Y_1}{Y_n} \right| \right] \quad (4.67)$$

olur.

4.4. Düz Perdeli Susturucu için Transfer Matrislerinin Elde Edilmesi ve STL Hesabı

Perdesiz, bir perdeli, iki perdeli, üç perdeli ve uzatma borulu perdeli susturucular için genel transfer matrisinin ne şekilde elde edileceği ve STL hesabı detaylarıyla aşağıda anlatılmıştır.

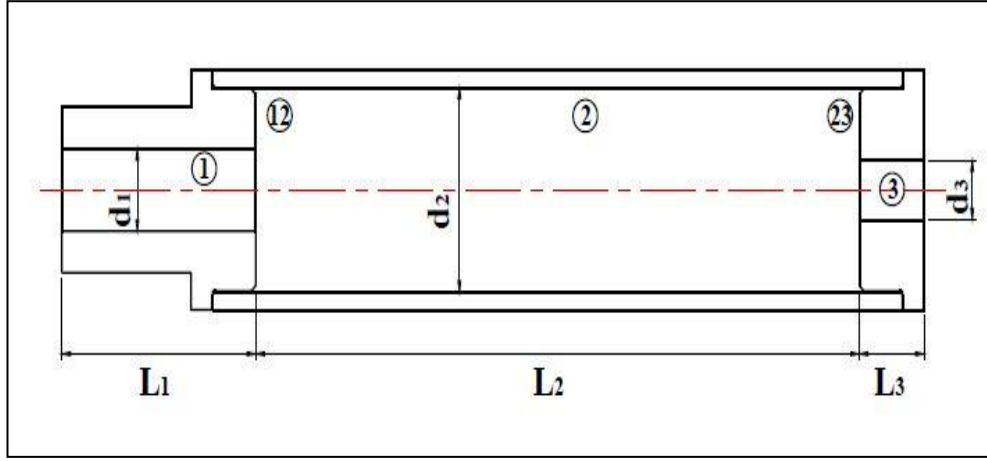
4.4.1. Perdesiz Susturucu için Transfer Matrisi ve STL Hesabı

Perdesiz prototip bir susturucu için TMM ile STL hesabı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

Şekil 4.3' de perdesiz, bir odaya sahip susturucunun kesit görünüşü verilmektedir. Susturucu, üç adet elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar arasında da ani genişleme ve ani daralma şeklinde bir geçiş vardır. Susturucu yapısı Şekil 4.3' te gösterilmiş ve aşağıda görüldüğü gibi tanımlanmıştır:

1	Düz Boru	23	Ani Daralma
12	Ani Genleşme	3	Düz Boru
2	Düz boru		

olarak isimlendirilmiştir. Burada kullanılan susturucu kısımları için belirlenen numaralandırma, tanımlanacak eşitliklerde indis olarak yer alacaktır.



Şekil 4.3. Perdesiz Susturucunun Şematik Modeli

M ilgili kısımlarda borunun içinden geçen akışın Mach Sayılarıdır. M_2 ve M_3 değerleri,

$$M_2 = M_1 \frac{S_1}{S_2} \text{ ve } M_3 = M_2 \frac{S_2}{S_3} \quad (4.68)$$

eşitlikleri ile hesaplanır. Bu işlemde akustik ortam sıkıştırılmaz olarak kabul edilmiştir.

S boruya ait kesit alanı, d boru çapı ve l uzunluk değişkenleri olmak üzere,

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} \text{ ve } S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4} \quad (4.69)$$

ile hesaplanır.

Susturucudaki kesit alanı değişimleri, ses dalgalarının ilerlemesi sırasında bir direnç ile karşılaşmasına neden olur ve dalgaların bir kısmı geri yansır. Bu dirence akustik karakteristik empedans adı verilir ve Y sembolü ile gösterilir. Borunun kısımlarına ait akustik karakteristik empedans değişkenleri Y ve akustik ortamın yoğunluğu ρ olarak

düşünülürse,

$$Y_1 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_1}, Y_2 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_2}, Y_3 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_3} \quad (4.70)$$

$$Y_{01} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_1}, Y_{02} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_2}, Y_{03} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_3} \quad (4.71)$$

eşitlikleri ile elde edilir.

k_c taşınım dalgası sayısı değeri, k_0 ve Mach sayısına bağlı olarak elde edilir. Mach sayısı değerleri de susturucunun içerisindeki her bir kısım için değiştiğinden,

$$k_{c1} = \frac{k_0}{(1 - M_1^2)}, k_{c2} = \frac{k_0}{(1 - M_2^2)}, \text{ ve } k_{c3} = \frac{k_0}{(1 - M_3^2)} \quad (4.72)$$

olarak elde edilir.

Susturucunun her bir kısmı için transfer matrisleri aşağıda elde edilmiştir.

1. *Düz Boru*

1 nolu kısmı düz bir boru olarak ele alınmalıdır. Burada, transfer matrisi T_1 , Eşitlik (4.47)'e benzer şekilde,

$$T_1 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_1.k_{c1}.l_1)} \cos(k_{c1}.l_1) & i.Y_{01} e^{(-i.M_1.k_{c1}.l_1)} \sin(k_{c1}.l_1) \\ \frac{i}{Y_{01}} e^{(-i.M_1.k_{c1}.l_1)} \sin(k_{c1}.l_1) & e^{(-i.M_1.k_{c1}.l_1)} \cos(k_{c1}.l_1) \end{bmatrix} \quad (4.73)$$

olur.

12. Ani Genişleme

Bir susturucu içerisindeki akış, içerideki boşluklarda ani genişleme ve daralmalara sebep olduğundan, akışa karşı bir direnç oluşmaktadır. Akustik basıncı etkileyen bu direncin STL hesabına etkisi K_d sabiti ile belirlenmektedir. Statik basınç kaybı sabiti olan bu değişken, boru kesit alanlarına bağlı bir şekilde hesaplanmaktadır [29]. Susturucunun 12 no' lu kısmı ani genişleme olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{12} ;

$$T_{12} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d12})M_2Y_2 - M_1Y_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.74)$$

olur. [17]

K_{d12} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d12} = \left(\frac{S_1}{S_2} - 1 \right)^2 \quad (4.75)$$

olur.

2. Düz Boru

Susturucunun 2 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_2 ,

$$T_2 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_2.k_{c2}.l_2)} \cos(k_{c2}.l_2) & i.Y_{02}e^{(-i.M_2.k_{c2}.l_2)} \sin(k_{c2}.l_2) \\ \frac{i}{Y_{02}}e^{(-i.M_2.k_{c2}.l_2)} \sin(k_{c2}.l_2) & e^{(-i.M_2.k_{c2}.l_2)} \cos(k_{c2}.l_2) \end{bmatrix} \quad (4.76)$$

ile elde edilir.

23. Ani Daralma

Susturucunun 23 nolu kısmı ani daralma olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{23} ,

$$T_{23} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d23})M_3Y_3 - M_2Y_2 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.77)$$

olur.

K_{d23} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d23} = \left(\frac{1 - \frac{S_3}{S_2}}{2} \right) \quad (4.78)$$

olur.

3. Düz Boru

Susturucunun 3 no'lu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_3 ,

$$T_3 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_3.k_{c3}.l_3)} \cos(k_{c3}.l_3) & i.Y_{03}e^{(-i.M_3.k_{c3}.l_3)} \sin(k_{c3}.l_3) \\ \frac{i}{Y_{03}}e^{(-i.M_3.k_{c3}.l_3)} \sin(k_{c3}.l_3) & e^{(-i.M_3.k_{c3}.l_3)} \cos(k_{c3}.l_3) \end{bmatrix} \quad (4.79)$$

olarak elde edilir.

Perdesiz susturucu sistemi için toplam transfer matrisi,

$$T = [T_1][T_{12}][T_2][T_{23}][T_3] \quad (4.80)$$

ile elde edilir.

$$T = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \quad (4.81)$$

Toplam transfer matrisinin her bir elemanına bağlı olarak susturucunun STL değeri,

$$STL = 20 \log \left[\left(\frac{Y_m}{Y_n} \right)^{1/2} \frac{1(1+M_n)}{2(1+M_m)} \left| T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_5} + T_{21}Y_1 + T_{22} \frac{Y_n}{Y_m} \right| \right] \quad (4.82)$$

olarak elde edilir.

Burada $Y_n = Y_1$, $Y_m = Y_3$, n susturucunun ilk kısmını, m ise son kısmını belirtir. Şekil 2.4 'de verilen perdesiz susturucu için,

$$STL = 20 \log \left[\left(\frac{Y_3}{Y_1} \right)^{1/2} \frac{1(1+M_1)}{2(1+M_3)} \left| T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_3} + T_{21}Y_1 + T_{22} \frac{Y_1}{Y_3} \right| \right] \quad (4.83)$$

eşitliği ile elde edilir.

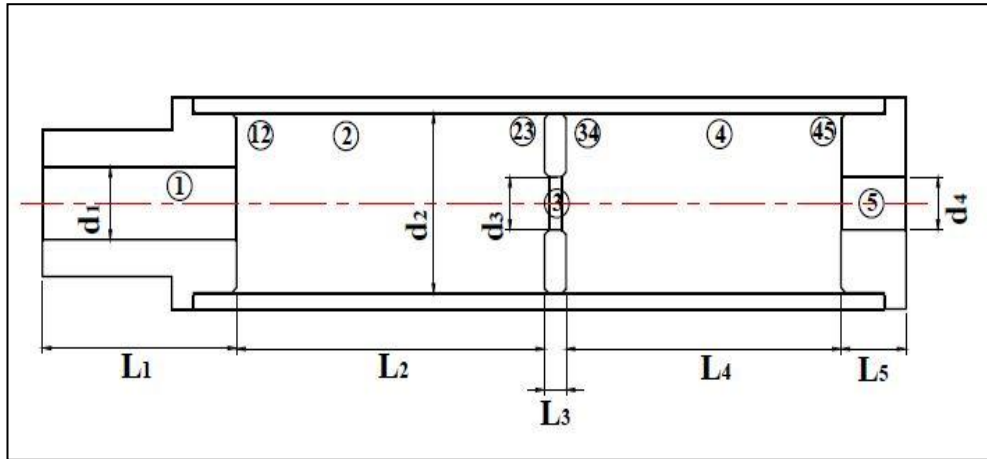
4.4.2. Bir Düz Perdeli Susturucu için Transfer Matrisi ve STL Hesabı

Bir adet düz perdeye sahip prototip susturucu için TMM ile STL hesabı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

Şekil 4.4' de bir adet düz perdeye sahip, iki odacıklı bir susturucunun kesit görünüşü verilmektedir. Susturucu, beş adet elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar arasında da ani genişleme ve ani daralma durumu söz konusudur. Şekil 4.4' de her bir kısım numaralandırılmış olup,

1	Düz Boru	34	Ani Genleşme
12	Ani Genleşme	4	Düz Boru
2	Düz boru	45	Ani Daralma
23	Ani Daralma	5	Düz Boru
3	Düz Boru		

olarak isimlendirilmiştir. Burada kullanılan susturucu kısımları için belirlenen numaralandırma, tanımlanacak eşitliklerde indis olarak yer alacaktır.



Şekil 4.4. Bir Düz Perdeli Susturucunun Şematik Modeli

M , ilgili kısımlarda borunun içinden geçen akışın Mach Sayılarıdır. M_2 , M_3 , M_4 ve M_5 değerleri,

$$M_2 = M_1 \frac{S_1}{S_2}, M_3 = M_2 \frac{S_2}{S_3}, M_4 = M_3 \frac{S_3}{S_4}, \text{ ve } M_5 = M_4 \frac{S_4}{S_5} \quad (4.84)$$

S boruya ait kesit alanı, d borunun çapı ve l uzunluk değişkenleri olmak üzere,

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}, S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}, S_4 = \frac{\pi d_4^2}{4}, S_5 = \frac{\pi d_5^2}{4} \quad (4.85)$$

Borunun kısımlarına ait akustik karakteristik empedans değişkenleri Y ,

$$Y_1 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_1}, Y_2 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_2}, Y_3 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_3}, Y_4 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_4}, Y_5 = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_5} \quad (4.86)$$

$$Y_{01} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_1}, Y_{02} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_2}, Y_{03} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_3}, Y_{04} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_4}, Y_{05} = \frac{\rho_0 \cdot c}{S_5} \quad (4.87)$$

k_c taşınım dalgası sayısı değerleri,

$$k_{c1} = \frac{k_0}{(1 - M_1^2)}, k_{c2} = \frac{k_0}{(1 - M_2^2)}, k_{c3} = \frac{k_0}{(1 - M_3^2)}, k_{c4} = \frac{k_0}{(1 - M_4^2)} \text{ ve}$$

$$k_{c5} = \frac{k_0}{(1 - M_5^2)} \quad (4.88)$$

olarak elde edilir

1. *Düz Boru*

Susturucunun 1 nolu kısmı düz bir boru olarak ele düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_1 ,

$$T_1 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \cos(k_c.l_1) & i.Y_{01}e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \sin(k_c.l_1) \\ \frac{i}{Y_{01}}e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \sin(k_c.l_1) & e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \cos(k_c.l_1) \end{bmatrix} \quad (4.89)$$

ile elde edilir.

12. Ani Genişleme

Susturucunun 12 nolu kısmı ani genişleme olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{12} ,

$$T_{12} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d12})M_2Y_2 - M_1Y_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.90)$$

olur.

K_{d12} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d12} = \left(\frac{S_1}{S_2} - 1 \right)^2 \quad (4.91)$$

olur.

2. Düz Boru

Susturucunun 2 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_2 ,

$$T_2 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \cos(k_c.l_2) & i.Y_{02}e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \sin(k_c.l_2) \\ \frac{i}{Y_{02}}e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \sin(k_c.l_2) & e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \cos(k_c.l_2) \end{bmatrix} \quad (4.92)$$

ile elde edilir.

23. Ani Daralma

Susturucunun 23 no' lu kısmı ani daralma olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{23} ,

$$T_{23} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d23})M_3Y_3 - M_2Y_2 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.93)$$

olur.

K_{d23} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d23} = \left(\frac{1 - \frac{S_3}{S_2}}{2} \right) \quad (4.94)$$

olur.

3. Düz Boru

Susturucunun 3 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_3 ,

$$T_3 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \cos(k_c.l_3) & i.Y_{03}e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \sin(k_c.l_3) \\ \frac{i}{Y_{03}}e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \sin(k_c.l_3) & e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \cos(k_c.l_3) \end{bmatrix} \quad (4.95)$$

ile elde edilir.

34. Ani Genişleme

Susturucunun 34 nolu kısmı ani genişleme olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{34} ,

$$T_{34} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d34})M_4Y_4 - M_3Y_3 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.96)$$

olur.

K_{d34} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d34} = \left(\frac{S_3}{S_4} - 1 \right)^2 \quad (4.97)$$

olur.

4. Düz Boru

Susturucunun 2 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_4 ,

$$T_4 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \cos(k_c.l_4) & i.Y_{04}e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \sin(k_c.l_4) \\ \frac{i}{Y_{04}}e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \sin(k_c.l_4) & e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \cos(k_c.l_4) \end{bmatrix} \quad (4.98)$$

olur.

45. Ani Daralma

Susturucunun 45 nolu kısmı ani daralma olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{45} ,

$$T_{45} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d45})M_5Y_5 - M_4Y_4 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.99)$$

olur.

K_{d45} statik basınç kaybı sabiti,

$$K_{d45} = \left(\frac{1 - \frac{S_5}{S_4}}{2} \right) \quad (4.100)$$

olur.

5. Düz Boru

Susturucunun 5 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_5

$$T_5 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \cos(k_c.l_5) & i.Y_{04}e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \sin(k_c.l_5) \\ \frac{i}{Y_{05}}e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \sin(k_c.l_5) & e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \cos(k_c.l_5) \end{bmatrix} \quad (4.101)$$

olarak elde edilir.

Düz tip ve bir perdeli susturucu sistemi için toplam transfer matrisi,

$$T = [T_1][T_{12}][T_2][T_{23}][T_3][T_{34}][T_4][T_{45}][T_5] \quad (4.102)$$

ile elde edilir.

$$T = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \quad (4.103)$$

denkleminde yola çıkarak,

Toplam transfer matrisinin her bir elemanına bağımlı şekilde susturucunun STL değeri;

$$STL = 20 \log \left[\left(\frac{Y_5}{Y_1} \right)^{1/2} \frac{1(1+M_1)}{2(1+M_5)} \left| T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_5} + T_{21}Y_1 + T_{22} \frac{Y_1}{Y_5} \right| \right] \quad (4.104)$$

eşitliği ile elde edilir.

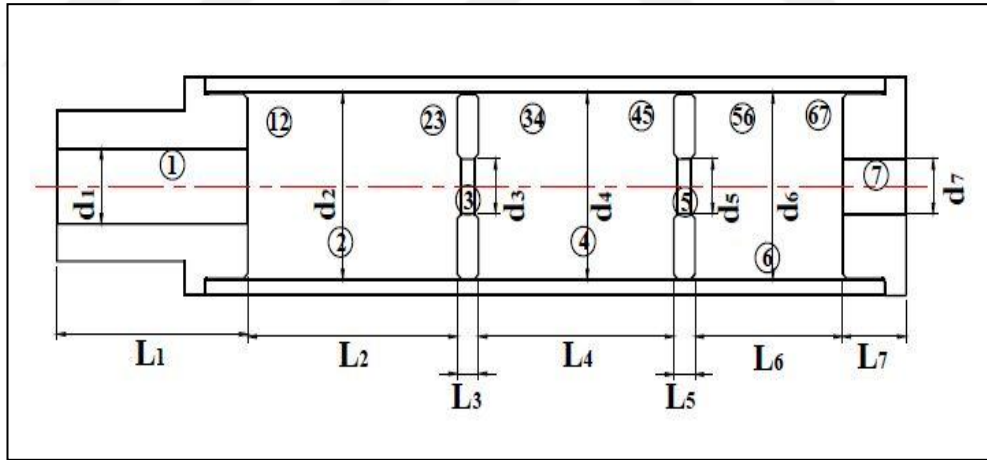
4.4.3. İki Perdeli Susturucu için Transfer Matrisi ve STL Hesabı

Düz ve iki perdeli bir prototip susturucu için TMM ile STL hesabı aşağıdaki gibi yapılmaktadır:

Şekil 4.5 'te düz ve iki perdeli, üç odacıklı bir susturucunun kesit görünüşü verilmiştir. Susturucu, beş adet elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar arasında da ani genişleme ve ani daralma söz konusudur. Şekil 4.5 'te her bir kısım numaralandırılmış olup,

1	Düz Boru	45	Ani Daralma
12	Ani Genleşme	5	Düz Boru
2	Düz boru	56	Ani Genleşme
23	Ani Daralma	6	Düz Boru
3	Düz Boru	67	Ani Daralma
34	Ani Genleşme	7	Düz Boru
4	Düz Boru		

şeklinde isimlendirilmiştir. Burada kullanılan susturucu kısımları için belirlenen numaralandırma, tanımlanacak eşitliklerde indis olarak yer alacaktır.



Şekil 4.5. Düz ve İki Perdeli Susturucunun Şematik Modeli

M ilgili kısımlarda borunun içinden geçen akışın Mach Sayılarıdır. M_2 , M_3 , M_4 , M_5 , M_6 ve M_7 değerleri,

$$M_2 = M_1 \frac{S_1}{S_2}, M_3 = M_2 \frac{S_2}{S_3}, M_4 = M_3 \frac{S_3}{S_4}$$

$$M_5 = M_4 \frac{S_4}{S_5}, M_6 = M_5 \frac{S_5}{S_6} \text{ ve } M_7 = M_6 \frac{S_6}{S_7} \quad (4.105)$$

olur.

S boruya ait kesit alanları, d boru çapları ve l uzunluk değişkenleri olmak üzere,

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}, S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}, S_4 = \frac{\pi d_4^2}{4},$$

$$S_5 = \frac{\pi d_5^2}{4}, S_6 = \frac{\pi d_6^2}{4}, S_7 = \frac{\pi d_7^2}{4}, \quad (4.106)$$

olur.

Borunun kısımlarına ait akustik karakteristik empedans değişkenleri Y ,

$$Y_1 = \frac{\rho_0 c}{S_1}, Y_2 = \frac{\rho_0 c}{S_2}, Y_3 = \frac{\rho_0 c}{S_3}, Y_4 = \frac{\rho_0 c}{S_4}$$

$$Y_5 = \frac{\rho_0 c}{S_5}, Y_6 = \frac{\rho_0 c}{S_6} \text{ ve } Y_7 = \frac{\rho_0 c}{S_7} \quad (4.107)$$

olur.

$$Y_{01} = \frac{\rho_0 c}{S_1}, Y_{02} = \frac{\rho_0 c}{S_2}, Y_{03} = \frac{\rho_0 c}{S_3}, Y_{04} = \frac{\rho_0 c}{S_4}$$

$$Y_{05} = \frac{\rho_0 c}{S_5}, Y_{06} = \frac{\rho_0 c}{S_6} \text{ ve } Y_{07} = \frac{\rho_0 c}{S_7} \quad (4.108)$$

olur.

k_c taşınım dalgası sayısı değerleri,

$$k_{c1} = \frac{k_0}{(1-M_1^2)}, k_{c2} = \frac{k_0}{(1-M_2^2)}, k_{c3} = \frac{k_0}{(1-M_3^2)}, k_{c4} = \frac{k_0}{(1-M_4^2)}$$

$$k_{c5} = \frac{k_0}{(1-M_5^2)}, k_{c6} = \frac{k_0}{(1-M_6^2)} \text{ ve } k_{c7} = \frac{k_0}{(1-M_7^2)} \quad (4.109)$$

olarak elde edilir.

1. *Düz Boru*

Susturucunun 1 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_1 ,

$$T_1 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \cos(k_c.l_1) & i.Y_{01} e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \sin(k_c.l_1) \\ \frac{i}{Y_{01}} e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \sin(k_c.l_1) & e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \cos(k_c.l_1) \end{bmatrix} \quad (4.110)$$

ile elde edilir.

12. Ani Genişleme

Susturucunun 12 nolu kısmı ani genişleme olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{12} ,

$$T_{12} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d12})M_2Y_2 - M_1Y_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.111)$$

olur.

K_{d12} statik basınç kaybı sabiti;

$$K_{d12} = \left(\frac{S_1}{S_2} - 1 \right)^2 \quad (4.112)$$

olur.

2. Düz Boru

Susturucunun 2 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_2 ,

$$T_2 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \cos(k_c.l_2) & i.Y_{02}e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \sin(k_c.l_2) \\ \frac{i}{Y_{02}}e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \sin(k_c.l_2) & e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \cos(k_c.l_2) \end{bmatrix} \quad (4.113)$$

ile elde edilir.

23. Ani Daralma

Susturucunun 23 nolu kısmı ani daralma olarak düşünölmelidir. Burada, transfer matrisi T_{23} ,

$$T_{23} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d23})M_3Y_3 - M_2Y_2 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.114)$$

olur.

K_{d23} statik basınç kaybı sabiti;

$$K_{d23} = \left(\frac{1 - \frac{S_3}{S_2}}{2} \right)^2 \quad (4.115)$$

olur.

3. Düz Boru

Susturucunun 3 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünölmelidir. Burada, transfer matrisi T_3 ,

$$T_3 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \cos(k_c.l_3) & i.Y_{03} e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \sin(k_c.l_3) \\ \frac{i}{Y_{03}} e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \sin(k_c.l_3) & e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \cos(k_c.l_3) \end{bmatrix} \quad (4.116)$$

olur.

34. Ani Genişleme

Susturucunun 34 no' lu kısmı ani genişleme olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{34} ,

$$T_{34} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d34})M_4Y_4 - M_3Y_3 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.117)$$

olur.

K_{d34} statik basınç kaybı sabiti;

$$K_{d34} = \left(\frac{S_3}{S_4} - 1 \right)^2 \quad (4.118)$$

olur.

4. Düz Boru

Susturucunun 4 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_4 ,

$$T_4 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \cos(k_c.l_4) & i.Y_{04}e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \sin(k_c.l_4) \\ \frac{i}{Y_{04}}e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \sin(k_c.l_4) & e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \cos(k_c.l_4) \end{bmatrix} \quad (4.119)$$

olur.

45. Ani Daralma

Susturucunun 45 nolu kısmı ani daralma olarak düşünölmelidir. Burada, transfer matrisi T_{45} ,

$$T_{45} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d45})M_5Y_5 - M_4Y_4 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.120)$$

olur.

K_{d45} statik basınç kaybı sabiti;

$$K_{d45} = \left(\frac{1 - \frac{S_5}{S_4}}{2} \right)^2 \quad (4.121)$$

olur.

5. Düz Boru

Susturucunun 5 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünölmelidir. Burada, transfer matrisi T_5

$$T_5 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \text{Cos}(k_c.l_5) & i.Y_{05}e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \text{Sin}(k_c.l_5) \\ \frac{i}{Y_{05}}e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \text{Sin}(k_c.l_5) & e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \text{Cos}(k_c.l_5) \end{bmatrix} \quad (4.122)$$

olarak elde edilir.

56. Ani Genleşme

Susturucunun 56 nolu kısmı ani genişleme olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{56} ;

$$T_{56} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d56})M_6Y_6 - M_5Y_5 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.123)$$

olur.

K_{d56} statik basınç kaybı sabiti;

$$K_{d56} = \left(\frac{S_5}{S_6} - 1 \right)^2 \quad (4.124)$$

olur.

6. Düz Boru

Susturucunun 6 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_6 ,

$$T_6 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_6.k_c.l_6)} \cos(k_c.l_6) & i.Y_{06}e^{(-i.M_6.k_c.l_6)} \sin(k_c.l_6) \\ \frac{i}{Y_{06}}e^{(-i.M_6.k_c.l_6)} \sin(k_c.l_6) & e^{(-i.M_6.k_c.l_6)} \cos(k_c.l_6) \end{bmatrix} \quad (4.125)$$

olarak elde edilir.

67. Ani Daralma

Susturucunun 67 nolu kısmı ani daralma olarak düşünölmelidir. Burada, transfer matrisi T_{67} ,

$$T_{67} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d67})M_7Y_7 - M_6Y_6 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.126)$$

olur.

K_{d67} statik basınç kaybı sabiti;

$$K_{d67} = \left(\frac{1 - \frac{S_7}{S_6}}{2} \right)^2 \quad (4.127)$$

olur.

7. Düz Boru

Susturucunun 7 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünölmelidir. Burada, transfer matrisi T_7 ,

$$T_7 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_7.k_c.l_7)} \text{Cos}(k_c.l_7) & i.Y_{07}e^{(-i.M_7.k_c.l_7)} \text{Sin}(k_c.l_7) \\ \frac{i}{Y_{07}}e^{(-i.M_7.k_c.l_7)} \text{Sin}(k_c.l_7) & e^{(-i.M_7.k_c.l_7)} \text{Cos}(k_c.l_7) \end{bmatrix} \quad (4.128)$$

olur.

Düz tip ve iki perdeli susturucu sistemi için toplam transfer matrisi,

$$T = [T_1][T_{12}][T_2][T_{23}][T_3][T_{34}][T_4][T_{45}][T_5][T_{56}][T_6][T_{67}][T_7] \quad (4.129)$$

ile elde edilir.

$$T = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \quad (4.130)$$

denklemden yola çıkarak,

Toplam transfer matrisinin her bir elemanına bağlı olarak susturucunun STL değeri,

$$STL = 20 \log \left[\left(\frac{Y_7}{Y_1} \right)^{1/2} \frac{1(1 + M_1)}{2(1 + M_7)} \left| T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_7} + T_{21}Y_1 + T_{22} \frac{Y_1}{Y_7} \right| \right] \quad (4.131)$$

eşitliği ile elde edilir.

4.4.4. Üç Perdeli Susturucu için Transfer Matrisi ve STL Hesabı

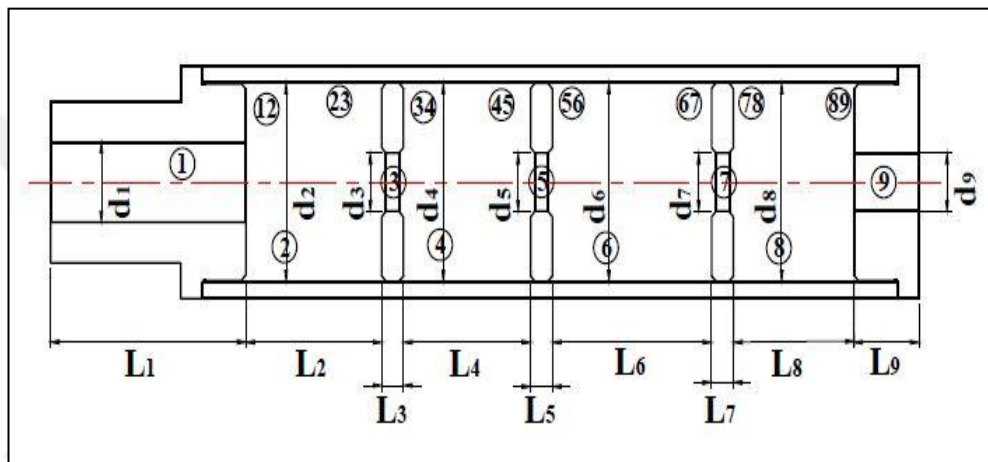
Düz ve üç perdeli bir prototip susturucu için TMM ile STL hesabı aşağıdaki gibi yapılmaktadır:

Şekil 4.6 'da düz ve üç perdeli, dört odacıklı bir susturucunun kesit görünüşü verilmiştir. Susturucu, beş adet elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar arasında da ani genişleme ve ani daralma söz konusudur. Şekil 4.6 'da her bir kısım numaralandırılmış olup,

1	Düz Boru	56	Ani Genleşme
12	Ani Genleşme	6	Düz Boru
2	Düz boru	67	Ani Daralma
23	Ani Daralma	6	Düz Boru

3	Düz Boru	78	Ani Genleşme
34	Ani Genleşme	8	Düz Boru
4	Düz Boru	89	Ani Daralma
45	Ani Daralma	9	Düz Boru
5	Düz Boru		

şeklinde isimlendirilmiştir. Burada kullanılan susturucu kısımları için belirlenen numaralandırma, tanımlanacak eşitliklerde indis olarak yer alacaktır.



Şekil 4.6. Düz ve Üç Perdeli Susturucunun Şematik Modeli

M ilgili kısımlarda borunun içinden geçen akışın Mach Sayılarıdır. $M_2, M_3, M_4, M_5, M_6, M_7, M_8$ ve M_9 değerleri,

$$\begin{aligned} M_2 &= M_1 \frac{S_1}{S_2}, \quad M_3 = M_2 \frac{S_2}{S_3}, \quad M_4 = M_3 \frac{S_3}{S_4}, \quad M_5 = M_4 \frac{S_4}{S_5} \\ M_6 &= M_5 \frac{S_5}{S_6}, \quad M_7 = M_6 \frac{S_6}{S_7}, \quad M_8 = M_7 \frac{S_7}{S_8} \text{ ve } M_9 = M_8 \frac{S_8}{S_9} \end{aligned} \quad (4.132)$$

olur.

S boruya ait kesit alanları, d boru çapları ve l uzunluk değişkenleri olmak üzere,

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}, S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}, S_4 = \frac{\pi d_4^2}{4}, S_5 = \frac{\pi d_5^2}{4}$$

$$S_6 = \frac{\pi d_6^2}{4}, S_7 = \frac{\pi d_7^2}{4}, S_8 = \frac{\pi d_8^2}{4} \text{ ve } S_9 = \frac{\pi d_9^2}{4} \quad (4.133)$$

olur.

Borunun kısımlarına ait akustik karakteristik empedans değişkenleri Y ,

$$Y_1 = \frac{\rho_0 c}{S_1}, Y_2 = \frac{\rho_0 c}{S_2}, Y_3 = \frac{\rho_0 c}{S_3}, Y_4 = \frac{\rho_0 c}{S_4}, Y_5 = \frac{\rho_0 c}{S_5}$$

$$Y_6 = \frac{\rho_0 c}{S_6}, Y_7 = \frac{\rho_0 c}{S_7}, Y_8 = \frac{\rho_0 c}{S_8} \text{ ve } Y_9 = \frac{\rho_0 c}{S_9} \quad (4.134)$$

olur.

$$Y_{01} = \frac{\rho_0 c}{S_1}, Y_{02} = \frac{\rho_0 c}{S_2}, Y_{03} = \frac{\rho_0 c}{S_3}, Y_{04} = \frac{\rho_0 c}{S_4}, Y_{05} = \frac{\rho_0 c}{S_5}$$

$$Y_{06} = \frac{\rho_0 c}{S_6}, Y_{07} = \frac{\rho_0 c}{S_7}, Y_{08} = \frac{\rho_0 c}{S_8} \text{ ve } Y_{09} = \frac{\rho_0 c}{S_9} \quad (4.135)$$

olur.

k_c taşınımrlı dalgı sayısı değerleri,

$$k_{c1} = \frac{k_0}{(1-M_1^2)}, k_{c2} = \frac{k_0}{(1-M_2^2)}, k_{c3} = \frac{k_0}{(1-M_3^2)}, k_{c4} = \frac{k_0}{(1-M_4^2)}, k_{c5} = \frac{k_0}{(1-M_5^2)}$$

$$k_{c6} = \frac{k_0}{(1-M_6^2)}, k_{c7} = \frac{k_0}{(1-M_7^2)}, k_{c8} = \frac{k_0}{(1-M_8^2)} \text{ ve } k_{c9} = \frac{k_0}{(1-M_9^2)} \quad (4.136)$$

olarak elde edilir.

1. Düz Boru

Susturucunun 1 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_1 ,

$$T_1 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \cos(k_c.l_1) & i.Y_{01}e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \sin(k_c.l_1) \\ \frac{i}{Y_{01}}e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \sin(k_c.l_1) & e^{(-i.M_1.k_c.l_1)} \cos(k_c.l_1) \end{bmatrix} \quad (4.137)$$

ile elde edilir.

12. Ani Genişleme

Susturucunun 12 nolu kısmı ani genişleme olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{12} ,

$$T_{12} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d12})M_2Y_2 - M_1Y_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.138)$$

olur.

K_{d12} statik basınç kaybı sabiti;

$$K_{d12} = \left(\frac{S_1}{S_2} - 1 \right)^2 \quad (4.139)$$

olur.

2. *Düz Boru*

Susturucunun 2 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_2 ,

$$T_2 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \cos(k_c.l_2) & i.Y_{02}e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \sin(k_c.l_2) \\ \frac{i}{Y_{02}}e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \sin(k_c.l_2) & e^{(-i.M_2.k_c.l_2)} \cos(k_c.l_2) \end{bmatrix} \quad (4.140)$$

ile elde edilir.

23. *Ani Daralma*

Susturucunun 23 nolu kısmı ani daralma olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{23} ,

$$T_{23} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d23})M_3Y_3 - M_2Y_2 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.141)$$

olur.

K_{d23} statik basınç kaybı sabiti;

$$K_{d23} = \left(\frac{1 - \frac{S_3}{S_2}}{2} \right)^2 \quad (4.142)$$

olur.

3. Düz Boru

Susturucunun 3 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_3 ,

$$T_3 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \cos(k_c.l_3) & i.Y_{03} e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \sin(k_c.l_3) \\ \frac{i}{Y_{03}} e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \sin(k_c.l_3) & e^{(-i.M_3.k_c.l_3)} \cos(k_c.l_3) \end{bmatrix} \quad (4.143)$$

olur.

34. Ani Genişleme

Susturucunun 34 no' lu kısmı ani genişleme olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{34} ,

$$T_{34} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d34})M_4Y_4 - M_3Y_3 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.144)$$

olur.

K_{d34} statik basınç kaybı sabiti;

$$K_{d34} = \left(\frac{S_3}{S_4} - 1 \right)^2 \quad (4.145)$$

olur.

4. Düz Boru

Susturucunun 4 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_4 ,

$$T_4 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \cos(k_c.l_4) & i.Y_{04}e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \sin(k_c.l_4) \\ \frac{i}{Y_{04}}e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \sin(k_c.l_4) & e^{(-i.M_4.k_c.l_4)} \cos(k_c.l_4) \end{bmatrix} \quad (4.146)$$

olur.

45. Ani Daralma

Susturucunun 45 nolu kısmı ani daralma olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{45} ,

$$T_{45} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d45})M_5Y_5 - M_4Y_4 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.147)$$

olur.

K_{d45} statik basınç kaybı sabiti;

$$K_{d45} = \left(\frac{1 - \frac{S_5}{S_4}}{2} \right)^2 \quad (4.148)$$

olur.

5. *Düz Boru*

Susturucunun 5 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_5

$$T_5 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \cos(k_c.l_5) & i.Y_{05} e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \sin(k_c.l_5) \\ \frac{i}{Y_{05}} e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \sin(k_c.l_5) & e^{(-i.M_5.k_c.l_5)} \cos(k_c.l_5) \end{bmatrix} \quad (4.149)$$

olarak elde edilir.

56. *Ani Genleşme*

Susturucunun 56 nolu kısmı ani genişleme olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{56} ;

$$T_{56} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d56})M_6Y_6 - M_5Y_5 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.150)$$

olur.

K_{d56} statik basınç kaybı sabiti;

$$K_{d56} = \left(\frac{S_5}{S_6} - 1 \right)^2 \quad (4.151)$$

olur.

6. *Düz Boru*

Susturucunun 6 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_6 ,

$$T_6 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_6.k_c.l_6)} \cos(k_c.l_6) & i.Y_{06} e^{(-i.M_6.k_c.l_6)} \sin(k_c.l_6) \\ \frac{i}{Y_{06}} e^{(-i.M_6.k_c.l_6)} \sin(k_c.l_6) & e^{(-i.M_6.k_c.l_6)} \cos(k_c.l_6) \end{bmatrix} \quad (4.152)$$

olarak elde edilir.

67. *Ani Daralma*

Susturucunun 67 nolu kısmı ani daralma olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{67} ,

$$T_{67} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d67})M_7Y_7 - M_6Y_6 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.153)$$

olur.

K_{d67} statik basınç kaybı sabiti;

$$K_{d67} = \left(\frac{1 - \frac{S_7}{S_6}}{2} \right)^2 \quad (4.154)$$

olur.

7. Düz Boru

Susturucunun 7 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_7 ,

$$T_7 = \begin{bmatrix} e^{-i.M_7.k_c.l_7} \cos(k_c.l_7) & i.Y_{07}e^{-i.M_7.k_c.l_7} \sin(k_c.l_7) \\ \frac{i}{Y_{07}}e^{-i.M_7.k_c.l_6} \sin(k_c.l_7) & e^{-i.M_7.k_c.l_7} \cos(k_c.l_7) \end{bmatrix} \quad (4.155)$$

olur.

78. Ani Genleşme

Susturucunun 78 nolu kısmı ani genişleme olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{78} ,

$$T_{78} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{78})M_8Y_8 - M_7Y_7 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.156)$$

olur.

K_{d78} statik basınç kaybı sabiti;

$$K_{d78} = \left(\frac{S_7}{S_8} - 1 \right)^2 \quad (4.157)$$

olur.

8. Düz Boru

Susturucunun 8 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_8 ,

$$T_8 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_8.k_c.l_8)} \cos(k_c.l_8) & i.Y_{08}e^{(-i.M_8.k_c.l_8)} \sin(k_c.l_8) \\ \frac{i}{Y_{08}}e^{(-i.M_8.k_c.l_8)} \sin(k_c.l_8) & e^{(-i.M_8.k_c.l_8)} \cos(k_c.l_8) \end{bmatrix} \quad (4.158)$$

89. Ani Daralma

Susturucunun 89 nolu kısmı ani daralma olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_{89} ,

$$T_{89} = \begin{bmatrix} 1 & (1 + K_{d89})M_9Y_9 - M_8Y_8 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.159)$$

olur.

K_{d89} statik basınç kaybı sabiti;

$$K_{d89} = \left(\frac{1 - \frac{S_9}{S_8}}{2} \right)^2 \quad (4.160)$$

olur.

9. Düz Boru

Susturucunun 9 nolu kısmı düz bir boru olarak düşünülmelidir. Burada, transfer matrisi T_9 ,

$$T_9 = \begin{bmatrix} e^{(-i.M_9.k_c.l_9)} \cos(k_c.l_9) & i.Y_{09}e^{(-i.M_9.k_c.l_9)} \sin(k_c.l_9) \\ \frac{i}{Y_{09}}e^{(-i.M_9.k_c.l_9)} \sin(k_c.l_9) & e^{(-i.M_9.k_c.l_9)} \cos(k_c.l_9) \end{bmatrix} \quad (4.161)$$

olur.

Düz tip ve üç perdeli susturucu sistemi için toplam transfer matrisi,

$$T = [T_1][T_{12}][T_2][T_{23}][T_3][T_{34}][T_4][T_{45}] \\ [T_5][T_{56}][T_6][T_{67}][T_7][T_{78}][T_8][T_{89}][T_9] \quad (4.162)$$

ile elde edilir.

$$T = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \quad (4.163)$$

denkleminde yola çıkarak,

Toplam transfer matrisinin her bir elemanına bağlı olarak susturucunun STL değeri,

$$STL = 20 \log \left[\left(\frac{Y_9}{Y_1} \right)^{1/2} \frac{1(1+M_1)}{2(1+M_9)} \left| T_{11} + \frac{T_{12}}{Y_9} + T_{21}Y_1 + T_{22} \frac{Y_1}{Y_9} \right| \right] \quad (4.164)$$

eşitliği ile elde edilir.

5. DENEYSEL YÖNTEM

Susturucunun perde sayısı ve konumu değiştirilerek 25 adet deney yapılmıştır. İdeal ses düşümünü inceleyebilmek için laboratuvar ortamında STL Deney Düzeneği kullanılarak ölçümler yapılmıştır.

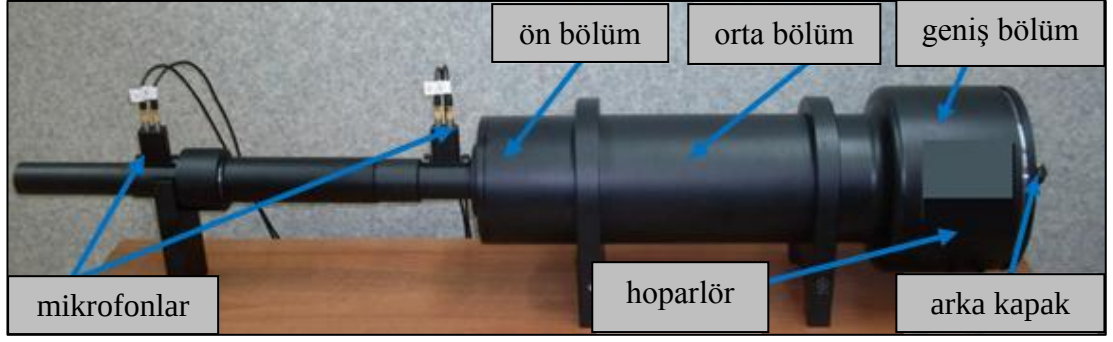
5.1. STL Ölçümü İçin Deney Düzeneği

Genelde otomobil egzoz susturucularının test edilmesinde kullanılan deney mekanizmasının bir benzeri (Şekil 5.1) silah susturucuları için de tasarlanmıştır.



Şekil 5.1. Deney Düzeneğinin Genel Görünüşü

Silah susturucuları için özel tasarlanan STL ölçme test düzeneği Şekil 5.2' de görüldüğü üzere empedans tüpü, hoparlör, amplifikatör, veri toplama kartı, mikrofonlar, kalibratör ve bağlantı elemanlarını kapsamaktadır. Şekil 5.2 ve Şekil 5.3' de deney düzeneğini oluşturan elemanlar görülmektedir.



Şekil 5.2. Deney Düzenekinin Elemanları

5.1.1. Deney Düzenekine Ait Elemanların Tanıtılması

Hoparlör (Şekil 5.4); Düzeneğe entegre bir bilgisayardan empedans tüpüne sinyalin aktarılmasını sağlar.

Marka; Tang Band W4-930SF

Band Genişliği; 70 Hz - 20 kHz



Şekil 5.3. Hoparlör

Yükseltici; mA cinsinden olan akımın, bilgisayardan yollanan gürültü sinyalinin hoparlöre iletilmesi sırasında yükseltilmesini sağlar.

Marka; Sure Electronics 2x15 W TA2024

Band genişliği; 20 Hz - 20 kHz



Şekil 5.4. Yükseltici

Analizör, sistem kontrolünü sağlar ve üzerindeki sensörler ile ölçüm alınabilen veri toplama donanımdır.

Marka; National Instruments USB 4431 model



Şekil 5.5. Analizör

Mikrofonlar; ses basınç seviyesinin ölçülmesini sağlar. Düzenekte 4 adet mikrofon kullanılmıştır.

Marka; 1/4" IEPE tip G. R.A.S. Type46BD



Şekil 5.6. Mikrofon

Kalibrasyon Cihazı; Mikrofonları kalibre etmek amacıyla kullanılır.

Marka; G.R.A.S. 42AB



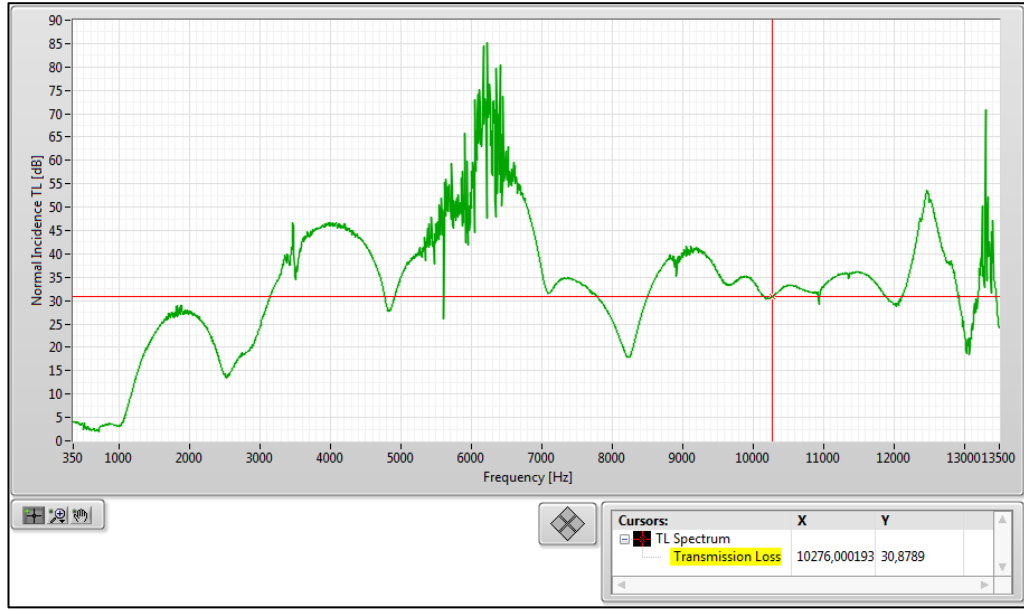
Şekil 5.7. Kalibrasyon Cihazı

Labview programı bu çalışmada STL hesabını yapabilmek için kullanılmıştır. Deneye başlamadan önce bazı değerler girilmektedir. Bunlar şöyledir;

Frekans aralığı: 2 Hz

Ortam sıcaklığı: 25 °C

Susturucu boyu: 140 mm

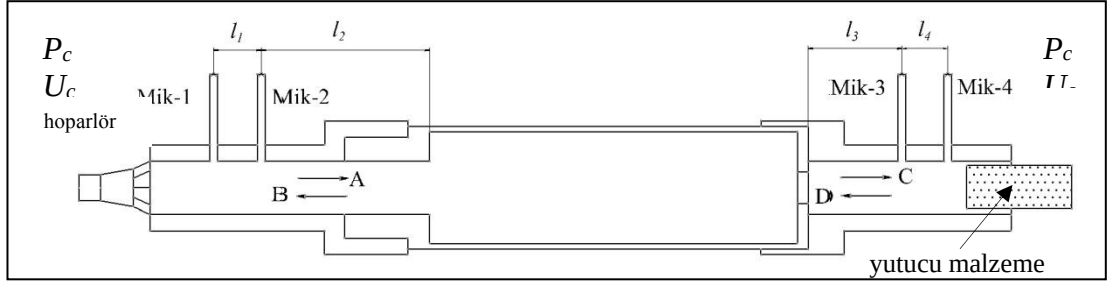


Şekil 5.8. Labview Programından Görünüş

5.1.2. Düzeneğin Çalışma Prensibi

Susturucu akustik performansının belirlenmesinde kullanılan deney düzeneğinin boyutlandırılmasında ve matematiksel olarak hesaplanmasında ASTM-E-2611 standardı baz alınmıştır.

ASTM-E-2611 standardı, malzemelerin akustik özelliklerini ve STL hesaplarını yapabilmek için bir adet tüp, dört adet mikrofön ve bir sinyal analiz sistemi yardımıyla transfer matrisi hesaplanmasına dayanır. Dört adet mikrofondan alınan veriler arasındaki frekans cevap fonksiyonları hesaplanır ve aşağıda verilmiş olan teorik işlemler ile STL hesabı yapılır. Şekil 5.9.' da deney düzeneğinin şematik görünümü verilmiştir. Mikrofonlar arası mesafe, l_1 ve l_4 , 10 mm'dir. Mikrofonların susturucuya olan uzaklıkları, l_2 ve l_3 27, mm dir. ρ havanın yoğunluğu, f frekans, c ses hızı, d susturucu boyu, k dalga sayısı ve P her bir mikrofonda ölçülen ses basıncıdır.



Şekil 5.9. Deney Düzeneği Şematik Gösterimi Ve Mikrofon Konumları

Dalga sayısı frekans ve ses hızına bağlı olarak Eşitlik 5.1' e göre hesaplanır.

$$k = 2\pi f / c \quad (5.1)$$

Her bir mikrofon konumu için ses basınç bağıntıları P_1 - P_4 , Eşitlik 5.2 – 5.5' deki gibi yazılır.

$$P_1 = Ae^{jk(l_1+l_2)} + Be^{-jk(l_1+l_2)} \quad (5.2)$$

$$P_2 = Ae^{jkl_2} + Be^{-jkl_2} \quad (5.3)$$

$$P_3 = Ce^{jkl_3} + De^{-jkl_3} \quad (5.4)$$

$$P_4 = Ce^{-jk(l_3+l_4)} + De^{-jk(l_3+l_4)} \quad (5.5)$$

A, B, C, D ile hesaplanan değerler, ölçüm malzemesinin her iki tarafındaki akustik dalga alanının bileşenleridir. Bu katsayılar, mikrofonlardan elde edilen ölçüm sonuçları cinsinden Eşitlik (5.6) - (5.9)' a göre elde edilir.

$$A = \frac{-j}{2} \cdot \frac{P_1 - P_2 e^{-jkl_1}}{\sin(kl_1)} e^{-jkl_2} \quad (5.6)$$

$$B = \frac{j}{2} \cdot \frac{P_1 - P_2 e^{jkl_1}}{\sin(kl_1)} e^{jkl_2} \quad (5.7)$$

$$C = \frac{j}{2} \cdot \frac{P_4 - P_3 e^{jkl_4}}{\sin(kl_4)} e^{jkl_3} \quad (5.8)$$

$$D = \frac{-j}{2} \cdot \frac{P_4 - P_3 e^{-jkl_4}}{\sin(kl_4)} e^{-jkl_3} \quad (5.9)$$

R yansıma katsayısı ve T iletim katsayısı olmak üzere, Eşitlik (5.10) - (5.11)' e göre elde edilir.

$$R = B/A \quad (5.10)$$

$$T = C/A \quad (5.11)$$

Elde edilen bileşenler vasıtası ile susturucunun her iki yüzeyindeki akustik basınç (P_g ve P_c) ve parçacık hızı (U_g ve U_c) Eşitlik 5.112 - 5.115' e göre hesaplanır.

$$P_g = 1 + R \quad (5.12)$$

$$P_c = T e^{-jkd} \quad (5.13)$$

$$U_g = \frac{1 - R}{\rho c} \quad (5.14)$$

$$U_g = \frac{T e^{-jkd}}{\rho c} \quad (5.15)$$

5.1.3. Transfer Matrisi Metodunun Deney Sistemine Uygulanması

Transfer matrisi, parçacık hızı ve ses basıncından, yani susturucunun her iki ucundaki ilerleyen dalgaların akustik empedansından hesaplanır. Temelde, dört adet mikrofondan aynı anda veri toplanması ile durağan dalgaların ayrıştırılması, ilerleyen dalgaların izafi genlik ve faz değerlerinin incelenmesidir. İletim kaybı değerleri transfer matrisi metodu ile hesaplanır. Deneyde iki ölçüm uygulanmakla birlikte, birinde susturucu çıkışı hava ortamına açıkken, diğerinde susturucu ucu yutucu bir

malzeme ile kapatılır. Açık uçlu ölçüm a alt indisi, kapalı uçlu ölçüm ise b alt indisi ile ifade edilmiştir.

Susturucunun girişindeki ses hızı ve basıncı, çıkışındaki ses hızı ve basıncının transfer matrisi olarak adlandırılan bir matris ile çarpılır ve Eşitlik 5.16 – 5.17’ deki gibi yazılır.

$$\begin{bmatrix} P_{g,a} \\ U_{g,a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_{c,a} \\ U_{c,a} \end{bmatrix} \quad (5.16)$$

$$\begin{bmatrix} P_{g,b} \\ U_{g,b} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_{c,b} \\ U_{c,b} \end{bmatrix} \quad (5.17)$$

Buradan, transfer matrisi Eşitlik 5.18' deki gibi olur.

$$\begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} = \frac{1}{P_{c,a}U_{c,b} - P_{c,b}U_{c,a}} \begin{bmatrix} P_{g,a}U_{c,b} - P_{g,b}U_{c,a} & -P_{g,a}P_{c,b} + P_{g,b}P_{c,a} \\ U_{g,a}U_{c,b} - U_{g,b}U_{c,a} & -P_{c,a}U_{g,b} + P_{c,b}U_{g,a} \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

İletim kaybı sabiti, t ve STL değerleri bu iki ölçümden elde edilen transfer matrisinin elemanları yardımı ile hesaplanır.

$$t = \frac{2e^{jkd}}{T_{11} + (T_{12}/\rho c) + \rho c T_{21} + T_{22}} \quad (5.19)$$

$$STL = 20 \log_{10} \left| \frac{1}{t} \right| \quad (5.20)$$

Empedans tüpü ve transfer matris hesaplaması kullanılarak elde edilen STL değerinin frekans band genişliği, kullanılan tüpün uzunluğuna, mikrofonlar arası mesafeye ve t p çapına doğrudan bağlıdır.

Deneyde  l  m  yapılacak frekanslar alt ve üst frekanslar arasında kalacak şekilde belirlenmiştir;

ISO 10534-2' ye göre alt kesme frekansı,

$$f_l = 0.005c / l_1 \quad (5.20)$$

şeklinde olur ve değerler Eşitlik (5.20)' de yerine yazılırsa, $f_l=170$ Hz olarak belirlenir.

Düzlem dalğanın geçerli olduğu bu durum için aşağıda hesaplanmış olan alt ve üst kesme frekansları arasında testin yapılabilir olduğu, standartlardaki verilen hesap yöntemine göre belirlenmiştir.

ASTM E1050-08' e göre, D mikrofonların yerleştirildiği borunun çapı 0.015 m olmak üzere, üst kesme frekansı,

$$f_u = 0.586 \frac{c}{D} \quad (5.21)$$

şeklinde olur.

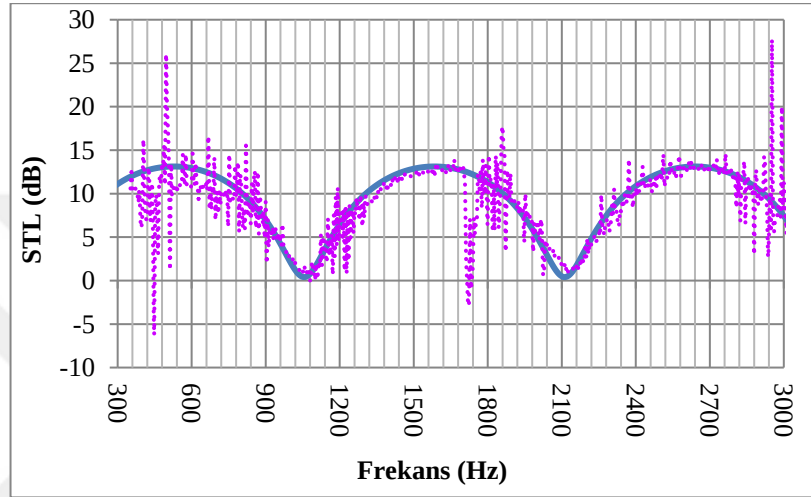
Değerler Eşitlik (5.21)' de yerine yazılırsa $f_u=13300$ Hz olarak belirlenir.

5.1.4. Deney Düzeneğinin Doğrulanması

Çalışmanın yapıldığı deney düzeneği susturucuların deneysel olarak incelenmesi amacıyla oluşturulmuştur. Bu düzeneğin doğru tasarlanıp düzgün çalıştığını görmek için bir doğrulama kontrolü yapılması gerekmektedir. Deney düzeneğinden elde

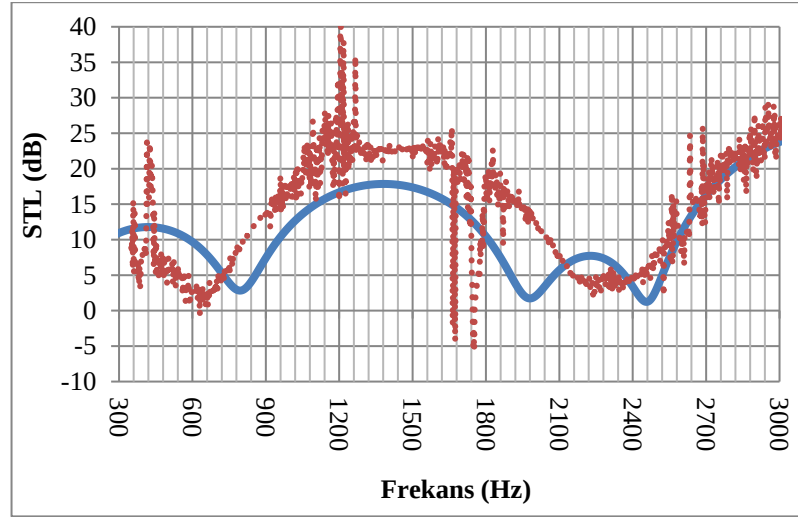
edilen veriler ile transfer matrisi metoduna dayalı teorik analiz verileri, perdesiz ve bir düz perdeli olmak üzere iki tip susturucu için karşılaştırılmıştır.

Şekil 5.10' da bir odacıklı perdesiz susturucunun teorik ve deneysel STL sonuçları verilmiştir. Teorik hesaplamalar, Matlab programı yardımıyla hazırlanmış olan bir algorithmadan elde edilmiştir.



Şekil 5.10. TMM Teorik Analizi ve Deneysel Olarak Perdesiz (Bir Odalı) Susturucunun STL Sonuçları, — TMM; Deneysel [37]

Bununla birlikte, bir düz perdeli susturucuya ait deney ve teorik hesaplama sonuçları Şekil 5.11' de gösterilmiştir. Burada, perde susturucunun tam ortasına yerleştirilmiştir.



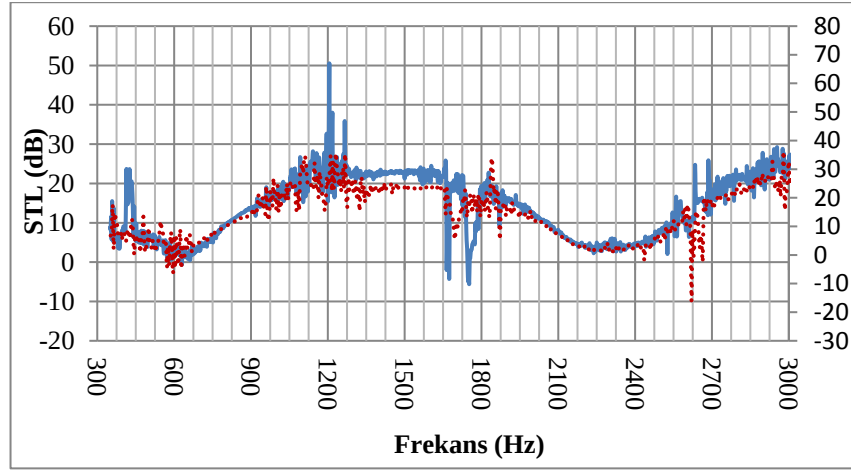
Şekil 5.11. TMM teorik analizi ve deneysel olarak bir düz perdeli (iki odalı) susturucunun STL sonuçları, — TMM; Deneysel [37]

Deney düzeneğinin doğrulamak amacıyla yapılan testlerde, Şekil 4.3 ve Şekil 4.4’ te görülen perdesiz ve bir düz perdeli susturucunun STL sonuçları Şekil 5.10 ve Şekil 5.11’ de görülmektedir. Bu sonuçlar ışığında, deney düzeneğinin doğru ölçüm ve hesaplama yaptığı görülmektedir. Şekil 5.11’ de 2500 Hz’ den daha büyük frekanslarda grafikler tam olarak birbiriyle uyumlu olmasının yanı sıra daha düşük frekanslarda farklı çıkmıştır. Bunun, prototip susturucunun elemanlarının ölçüsüne uygun üretilmemiş olmasından kaynaklanabileceği düşünülmektedir.

5.1.5. Deney Düzeneğinin Tekrarlanabilirlik Test Ölçümü

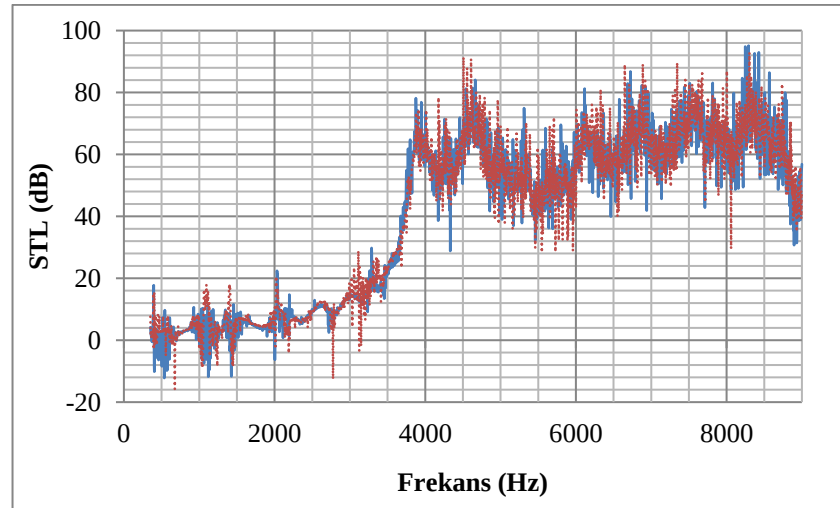
Deney düzeneği ile aynı susturucu prototipi için şartlar aynı kalmak koşuluyla iki kez deney yapılmıştır. Burada deney düzeneğinin tekrarlanabilirliği test edilmiştir.

Tekrarlanabilirlik testinin yapılabilmesi için önce perdenin tam ortaya yerleştirildiği bir perdeli susturucunun STL sonuçları elde edilmiştir. 1. Ve 2. ölçümlere ait grafikler Şekil 5.12’ de verilmiştir.



Şekil 5.12. Bir perdeli (perde tam ortaya yerleştirilmiş, iki odalı) susturucunun deney düzeneği ile elde edilen STL sonuçları, ... 1. Ölçüm; — 2. Ölçüm [37]

Bundan sonraki aşamada yabancı menşeli (A- Model) bir susturucunun STL sonuçları tekrarlanabilirlik testi için saptanmıştır. 1. ve 2. Ölçümlere ait grafikler Şekil 5.13’ de verilmiştir.



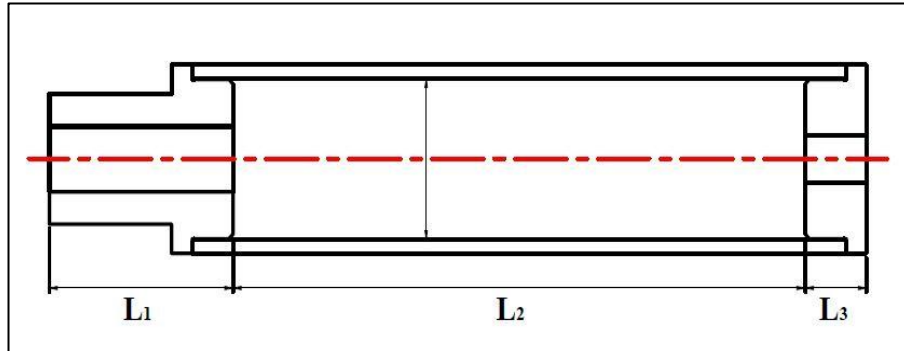
Şekil 5.13. Bir ticari susturucunun (A-Model) deney düzeneği ile elde edilen STL sonuçları, ... 1. Ölçüm; — 2. Ölçüm [37]

Şekil 5.12 ve Şekil 5.13' de görülen grafiklerden, her iki susturucu için iki kez tekrarlanarak gerçekleştirilen deneylerin çok yakın sonuçlar verdiği saptanmıştır. Bu durum, deney cihazının tekrarlanabilirlik açısından güvenilir olduğunu göstermektedir.

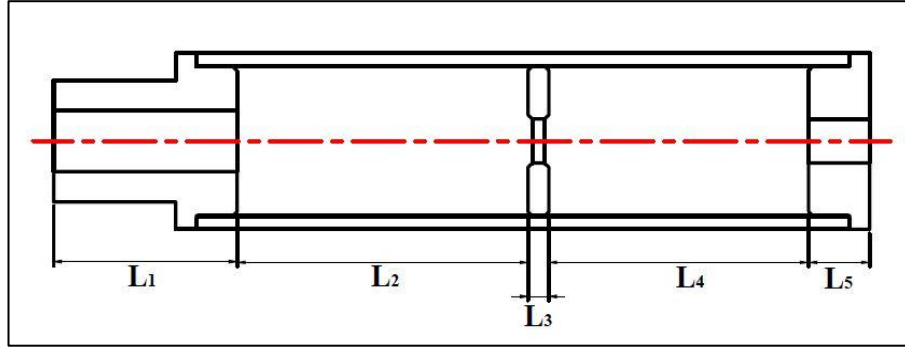
Şekil 5.14 – 5.21 arasında görülen parametrik susturucu modellerinin perde sayısı ve konumları Tablo 5.1' de verilmektedir. Model-1 ile tanımlanan susturucu perdesiz olup, Model-10 ile tanımlanan susturucu ise 3 adet perdeye sahiptir ve perdeler, susturucunun girişinden 10 mm, 25 mm ve 40 mm uzaklıkta konumlandırılmışlardır.

5.2. Perde Konumu ve Sayısının Susturucuların Akustik Performansına Olan Etkisinin İncelenmesi

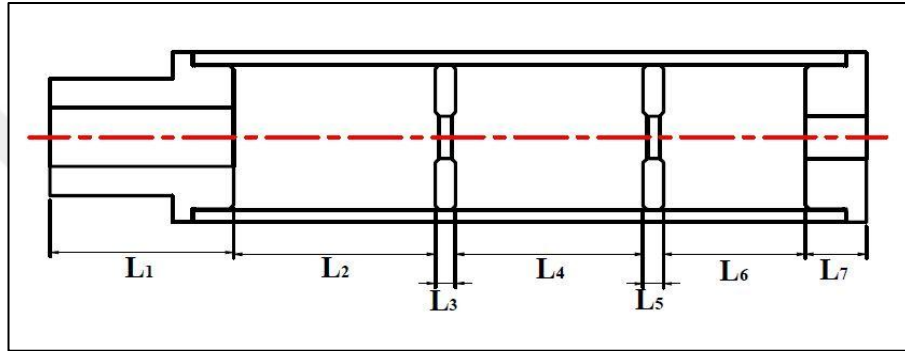
Şekil 5.14 – 5.21 arasında görülen parametrik susturucu modellerinin perde sayısı ve konumları Tablo 5.1' de verilmektedir. Model-1 ile tanımlanan susturucu perdesiz olup, Model-10 ile tanımlanan susturucu ise 3 adet perdeye sahiptir ve perdeler, susturucunun girişinden 10 mm, 25 mm ve 40 mm uzaklıkta konumlandırılmışlardır.



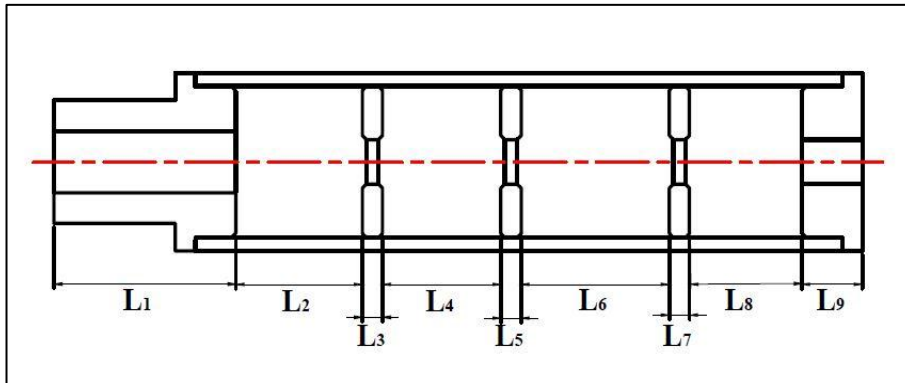
Şekil 5.14. Perdesiz Susturucunun Şematik Gösterimi



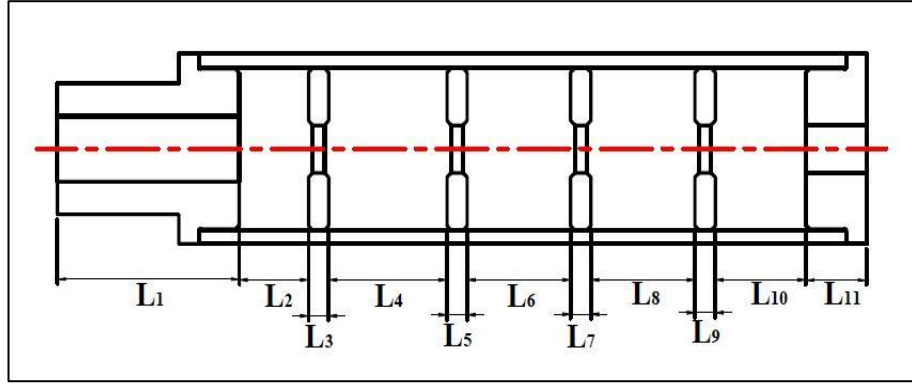
Şekil 5.15. Bir Perdeli Susturucunun Şematik Gösterimi



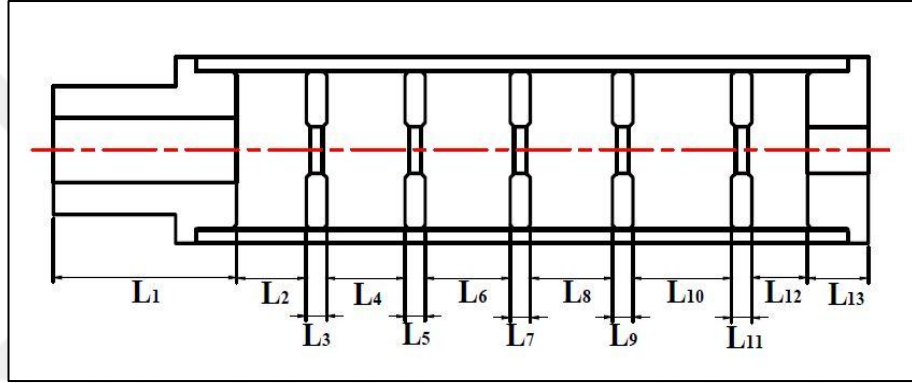
Şekil 5.16. İki Perdeli Susturucunun Şematik Gösterimi



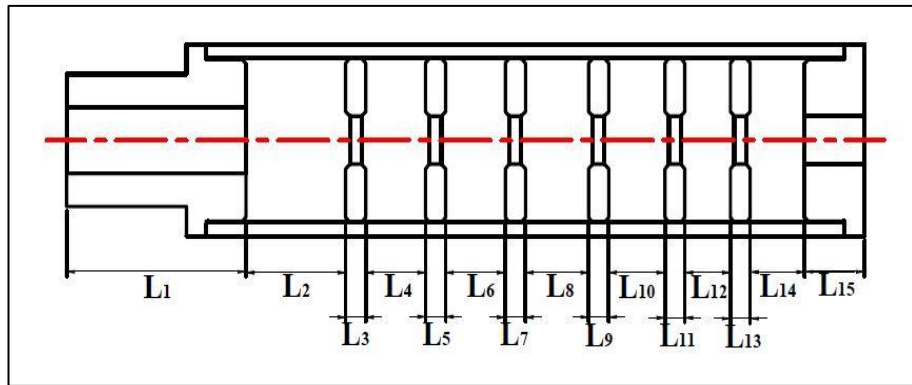
Şekil 5.17. Üç Perdeli Susturucunun Şematik Gösterimi



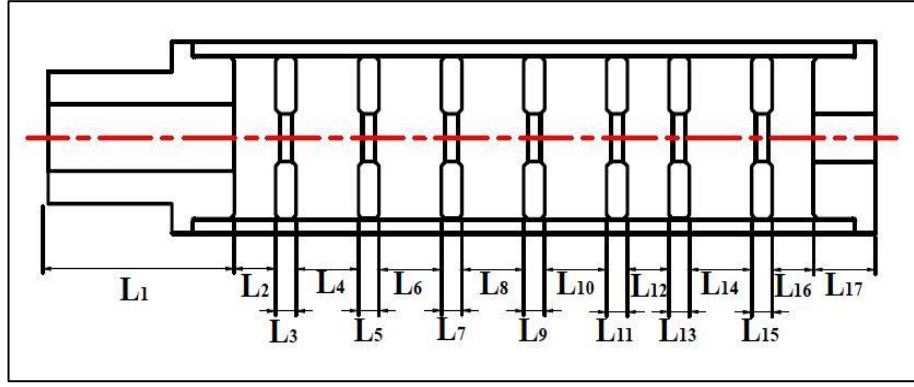
Şekil 5.18. Dört Perdeli Susturucunun Şematik Gösterimi



Şekil 5.19. Beş Perdeli Susturucunun Şematik Gösterimi



Şekil 5.20. Altı Perdeli Susturucunun Şematik Gösterimi



Şekil 5.21. Yedi Perdeli Susturucunun Şematik Gösterimi

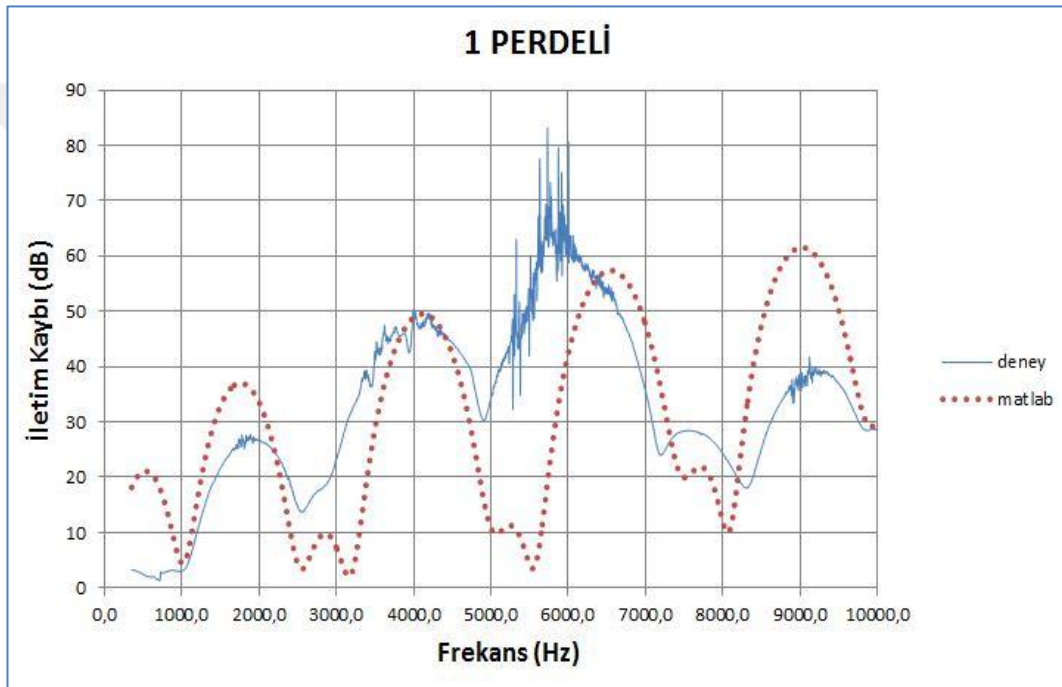
Çizelge 5.1. Susturucu modelleri ile bu modellere ait perde sayısı ve konumları
çizelgesi. (Ölçüler mm cinsinden verilmiştir.)

Susturucu Model No	Perde Sayısı	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	l_7	l_8	l_9	l_{10}	l_{11}	l_{12}	l_{13}	l_{14}	l_{15}	l_{16}	l_{17}
1	1	45	70	5	65	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	1	45	20	5	115	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	1	45	40	5	95	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	1	45	10	5	35	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	1	45	60	5	75	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	1	45	80	5	55	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	1	45	120	5	15	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
8	2	45	45	5	40	5	45	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	2	45	40	5	40	5	50	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	2	45	60	5	60	5	10	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
11	2	45	40	5	60	5	30	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
12	2	45	60	5	40	5	30	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13	3	45	30	5	35	5	30	5	30	15	0	0	0	0	0	0	0	0
14	3	45	20	5	20	5	20	5	65	15	0	0	0	0	0	0	0	0
15	3	45	40	5	20	5	20	5	45	15	0	0	0	0	0	0	0	0
16	3	45	20	5	40	5	40	5	25	15	0	0	0	0	0	0	0	0
17	3	45	20	5	60	5	20	5	25	15	0	0	0	0	0	0	0	0
18	4	45	25	5	25	5	20	5	25	5	25	15	0	0	0	0	0	0
19	4	45	20	5	20	5	20	5	20	5	40	15	0	0	0	0	0	0
20	4	45	40	5	20	5	20	5	20	5	20	15	0	0	0	0	0	0
21	5	45	20	5	20	5	20	5	15	5	20	5	20	15	0	0	0	0
22	5	45	15	5	15	5	15	5	15	5	15	5	40	15	0	0	0	0
23	5	45	40	5	15	5	15	5	15	5	15	5	15	15	0	0	0	0
24	9	45	15	5	15	5	15	5	20	5	15	5	15	5	15	15	0	0
25	7	45	15	5	10	5	10	5	15	5	15	5	10	5	15	5	15	15

6. BULGULAR

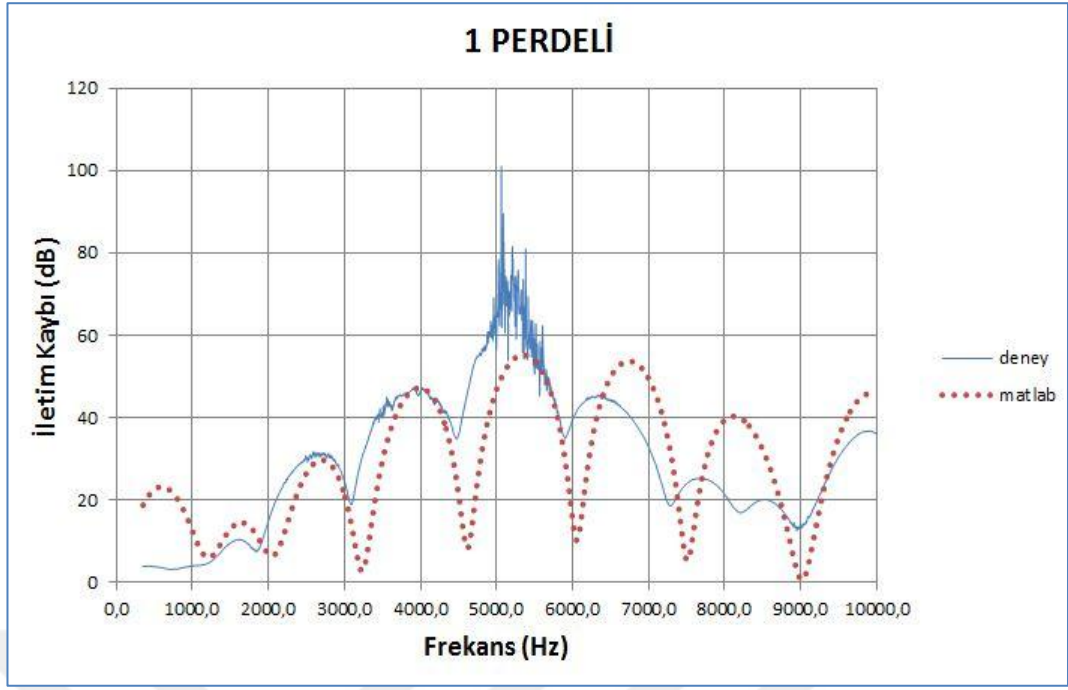
6.1. Susturucu Model Tiplerine Göre Deneysel ve Matlab Verilerinin Karşılaştırılması

Aşağıda, tablo 5.1’ de verilen susturucu modellerinin, Matlab algoritması üzerinden alınan verileri ile deneysel yolla elde edilen verileri grafikler üzerinde karşılaştırılmış saptanan bulgular açıklanmıştır.

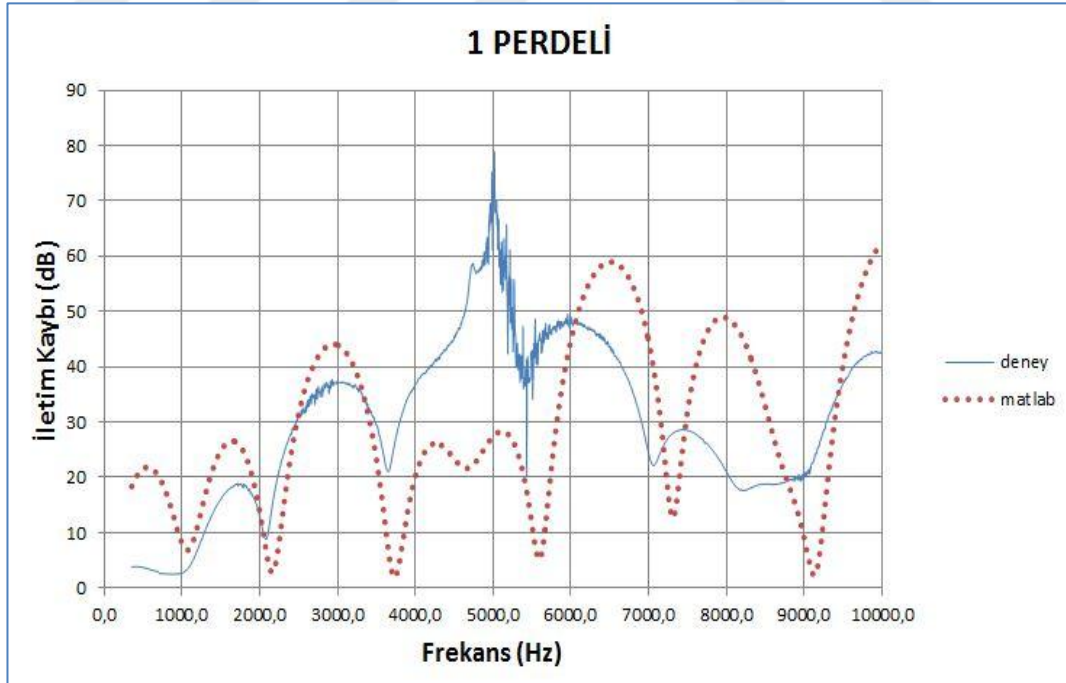


Şekil 6.1. Model-1 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 6.1’ de tek perdeli susturucu için yapılan birinci deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 2500 – 4500 Hz ve 5000 – 6500 Hz frekanslarında rezonans durumları oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 9000 Hz frekansında 62 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 2000 Hz, 4000 Hz, 6500 Hz ve 9000 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 38 dB, 50 dB, 58 dB ve 62 dB olarak saptanmıştır.



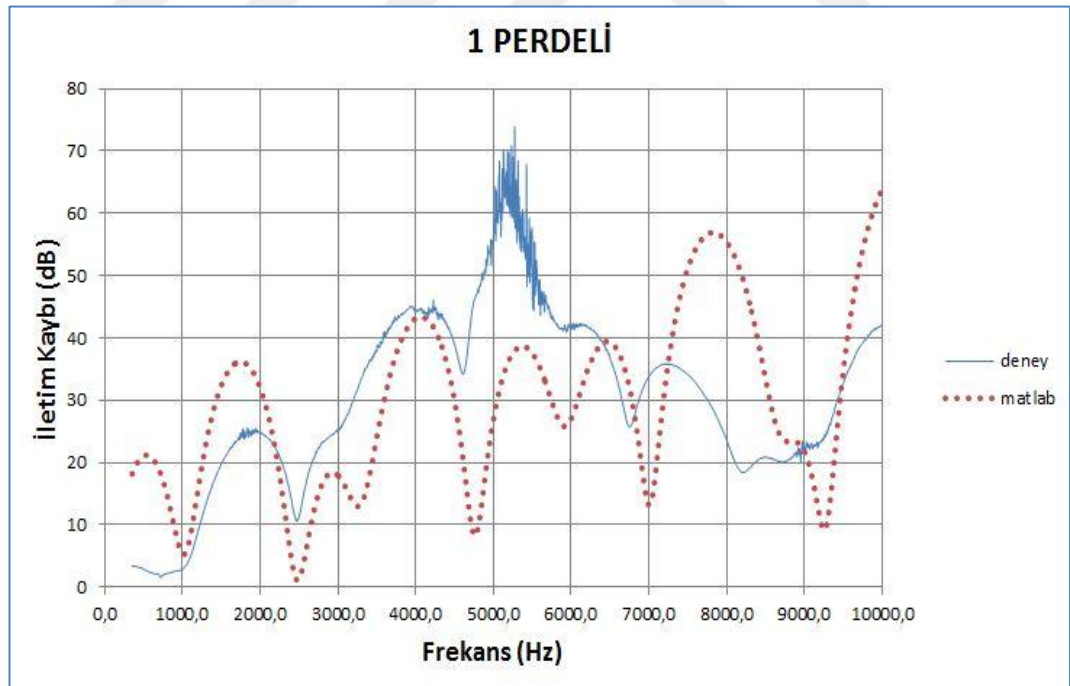
Şekil 6.2. Model-2 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması



Şekil 6.3. Model-3 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

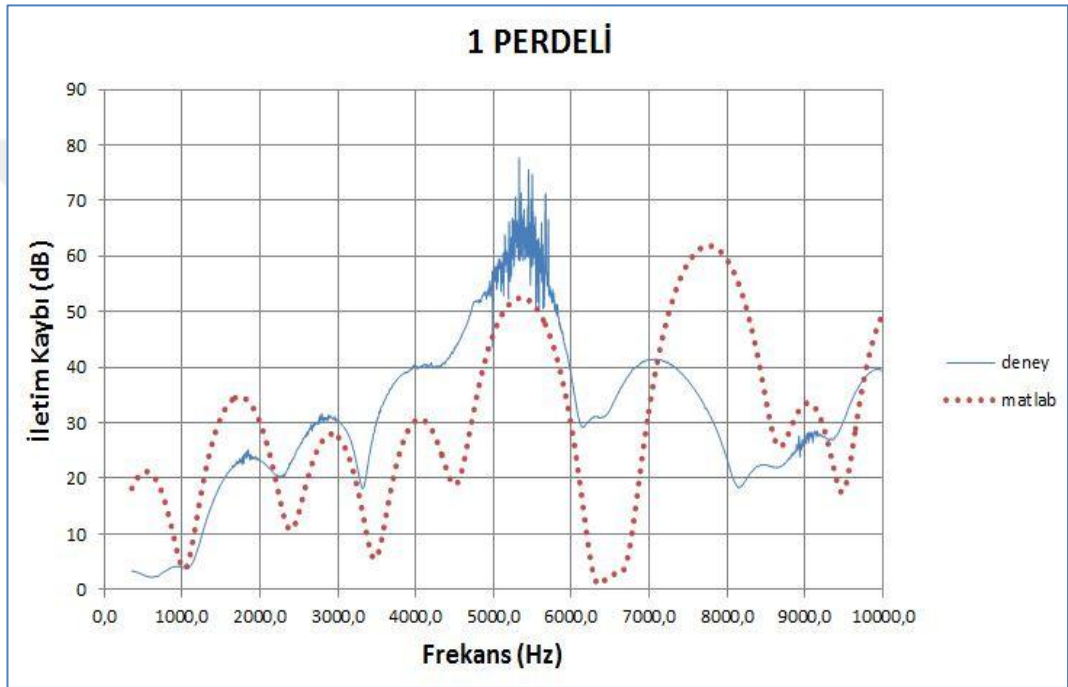
Şekil 6.2’ de tek perdeli susturucu için yapılan ikinci deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 5000 – 6000 Hz frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 5500 Hz frekansında 58 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 4000 Hz, 5500 Hz, 7000 Hz ve 8250 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 44 dB, 48 dB, 47 dB ve 40 dB olarak saptanmıştır.

Şekil 6.3’ de tek perdeli susturucu için yapılan üçüncü deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler genel olarak uyumlu gitmektedir. 4000 – 5000 Hz aralığında grafikler farklı bir tepki göstermiş gibi görünse de dikkatli incelendiğinde ses sönümüne karşı benzer tepkileri vermiştir. Görüldüğü gibi 4500 – 6000 Hz frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 6500 Hz frekansında 59 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 3000 Hz, 6500 Hz ve 8000 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 45 dB, 59 dB, ve 49 dB olarak saptanmıştır.



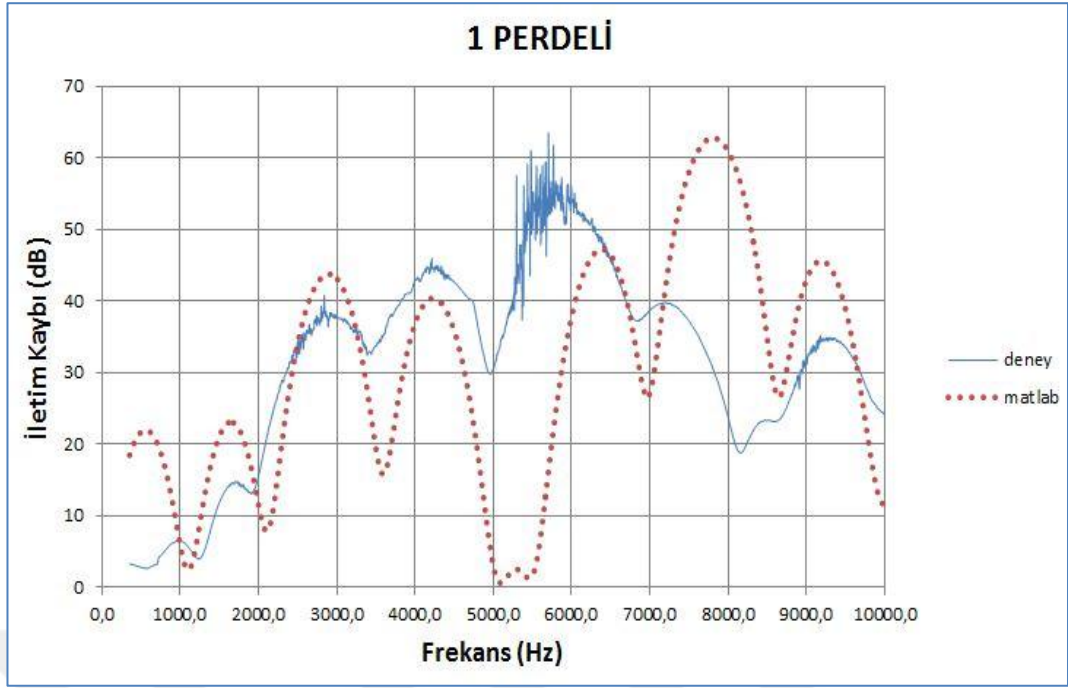
Şekil 6.4. Model-4 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 6.4’ de tek perdeli susturucu için yapılan dördüncü deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Her ne kadar dalga yüksekliği ve boylarında farklılık olsa da grafikler benzer çizgiyi takip etmiştir. Görüldüğü gibi 5000 – 6000 Hz frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 8000 Hz frekansında 58 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 4000 Hz, 5500 Hz, 7500 Hz ve 8000 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 43 dB, 48 dB, 49 dB ve 57 dB olarak saptanmıştır.

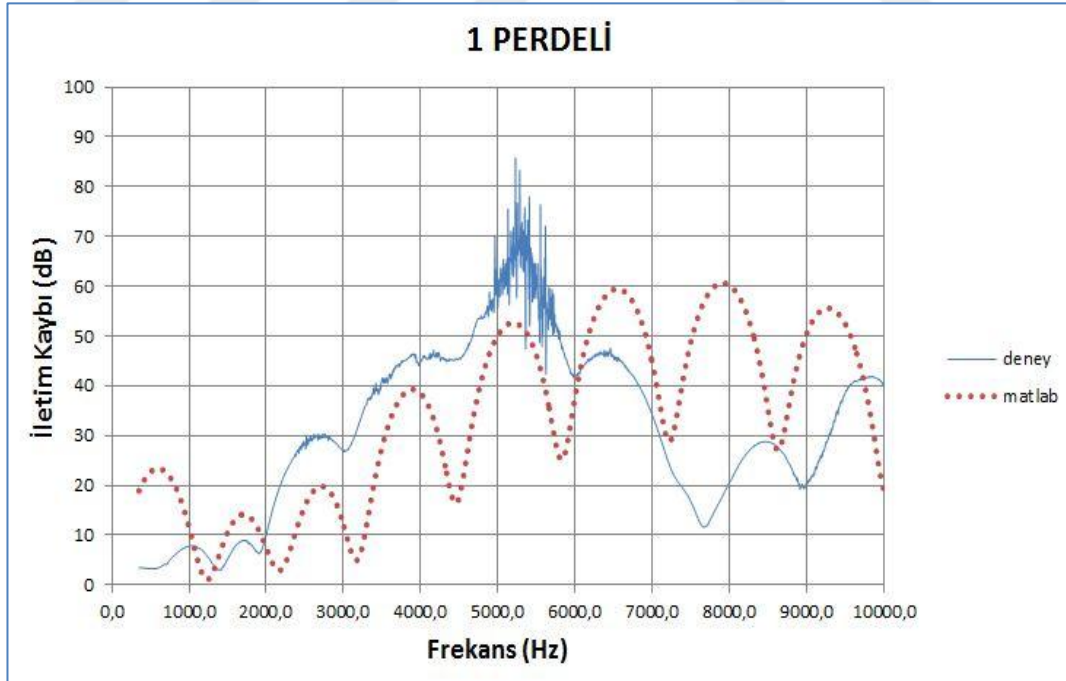


Şekil 6.5. Model-5 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 6.5’ de tek perdeli susturucu için yapılan beşinci deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 5000 – 6000 Hz frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 8000 Hz frekansında 61 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 5500 Hz ve 8000 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 51 dB ve 61 dB olarak saptanmıştır.



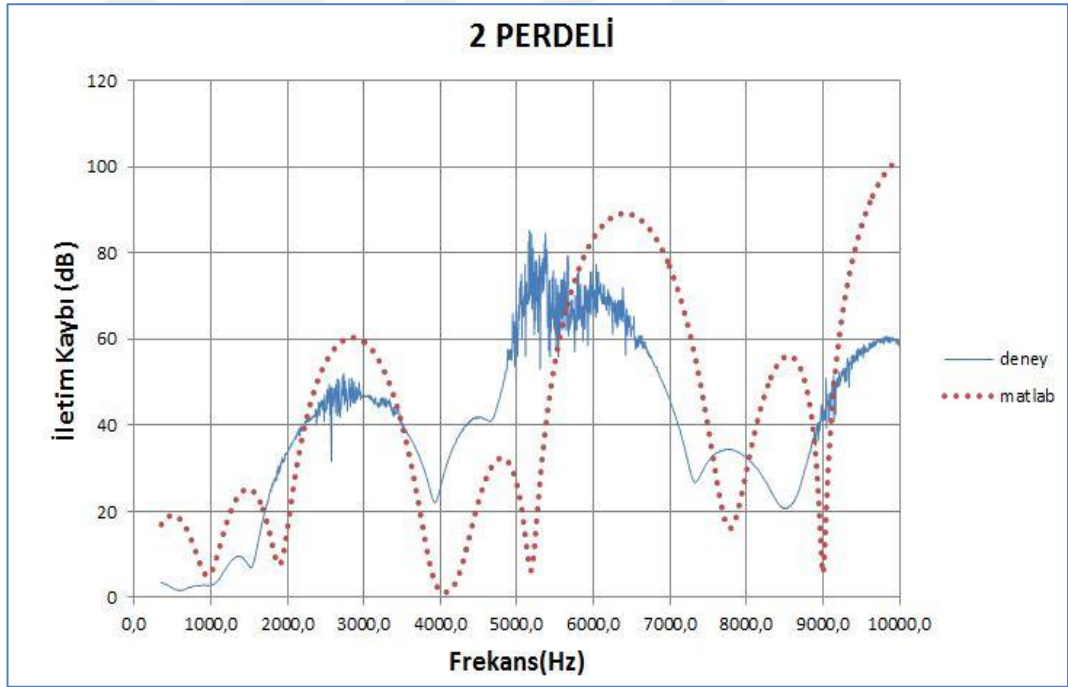
Şekil 6.6. Model-6 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması



Şekil 6.7. Model-7 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 6.6’ da tek perdeli susturucu için yapılan altıncı deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 5000 – 6000 Hz frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 8000 Hz frekansında 63 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 3000 Hz, 4250 Hz, 6250 Hz ve 8000 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 43 dB, 40 dB, 47 dB ve 63 dB olarak saptanmıştır.

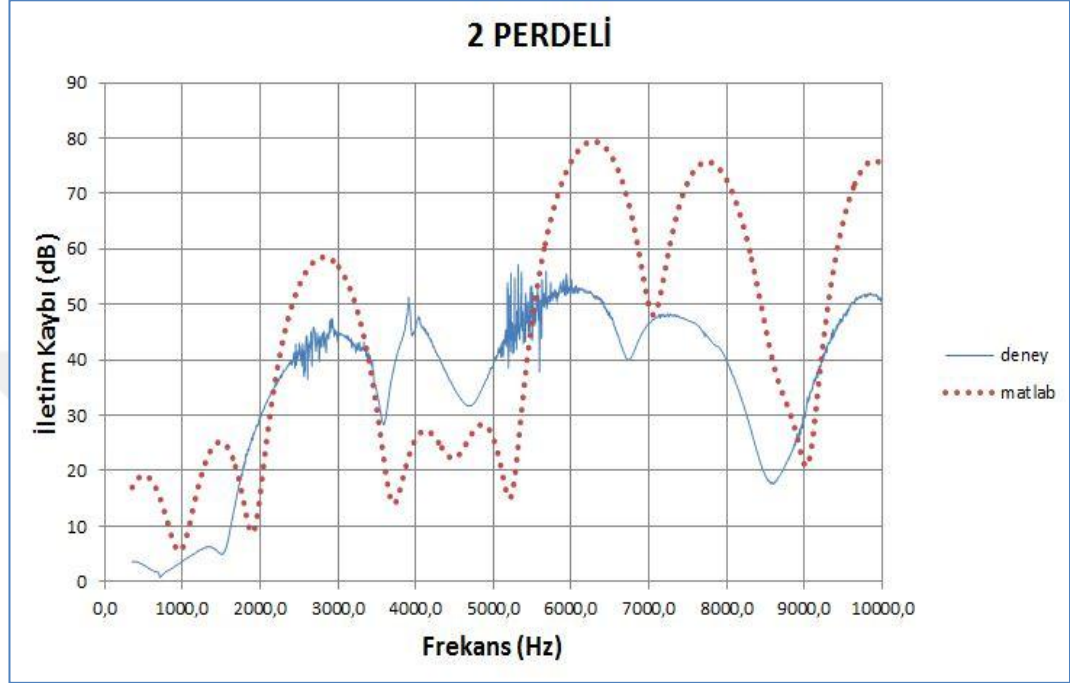
Şekil 6.7’ de tek perdeli susturucu için yapılan yedinci deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 4500 – 6000 Hz frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 8000 Hz frekansında 61 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 5000 Hz, 6500 Hz, 8000 Hz ve 9500 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 52 dB, 60 dB, 61 dB ve 56 dB olarak saptanmıştır.



Şekil 6.8. Model-8 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

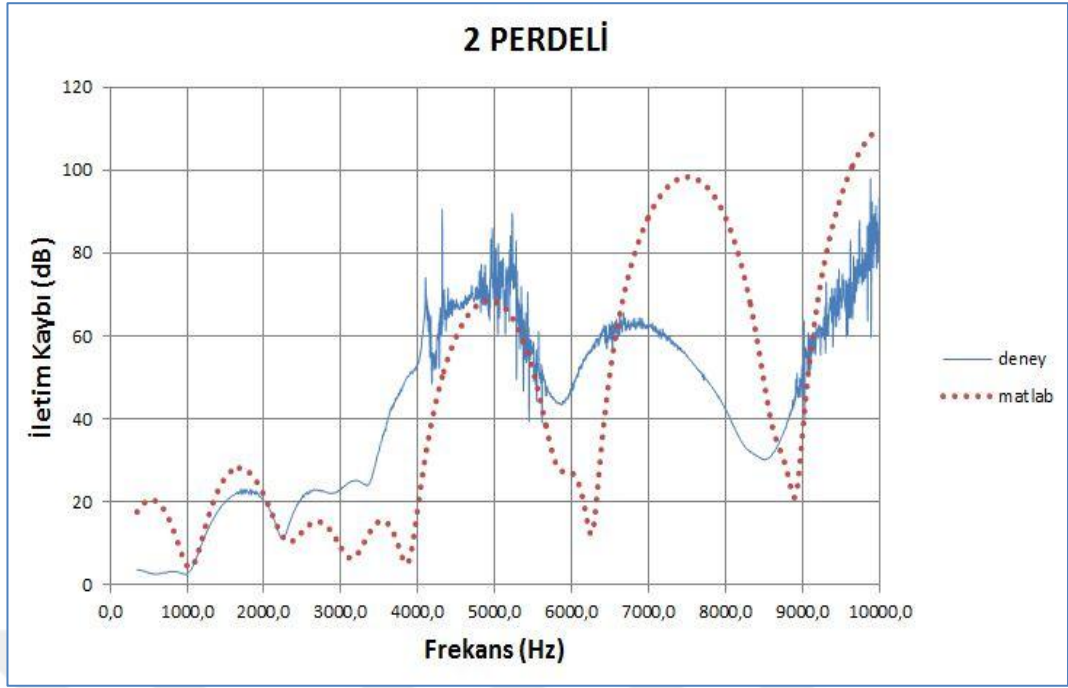
Şekil 6.8’ de iki perdeli susturucu için yapılan birinci deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi

2000 – 3500 Hz ve 5000 – 6500 Hz frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 6500 Hz frekansında 85 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 3000 Hz ve 6500 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 60 dB ve 84 dB olarak saptanmıştır.

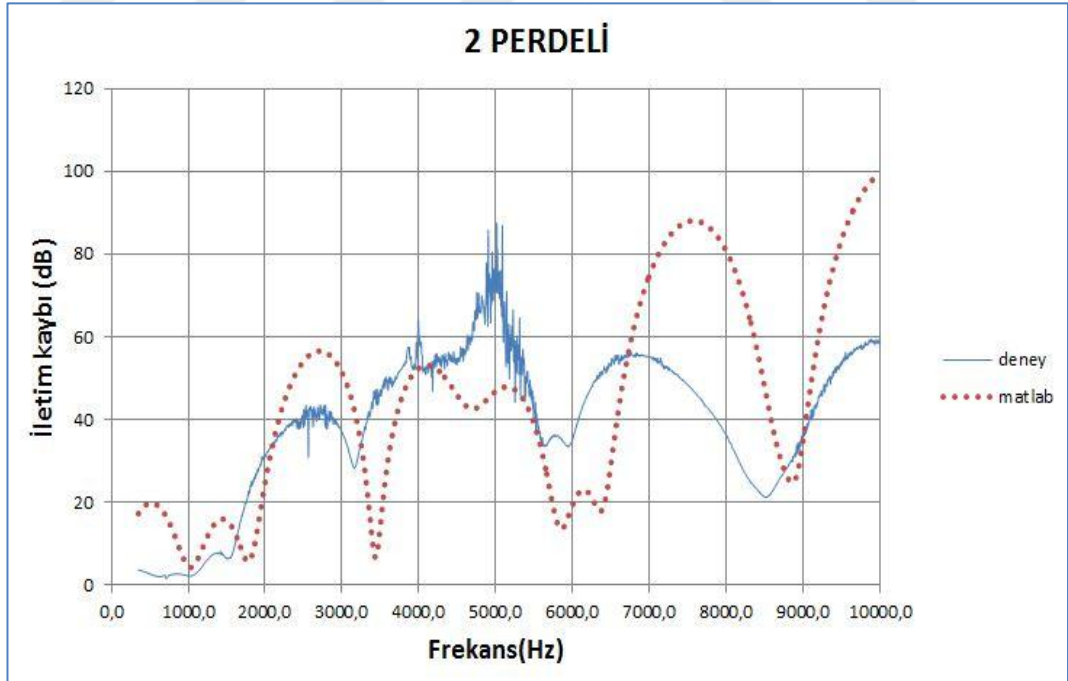


Şekil 6.9. Model-9 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 6.9' de iki perdeli susturucu için yapılan ikinci deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 2000 – 3500 Hz ve 5000 – 6500 Hz frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 6500 Hz frekansında 80 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 2500 Hz, 6500 Hz ve 8000 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 59 dB, 80 dB ve 75 dB olarak saptanmıştır.



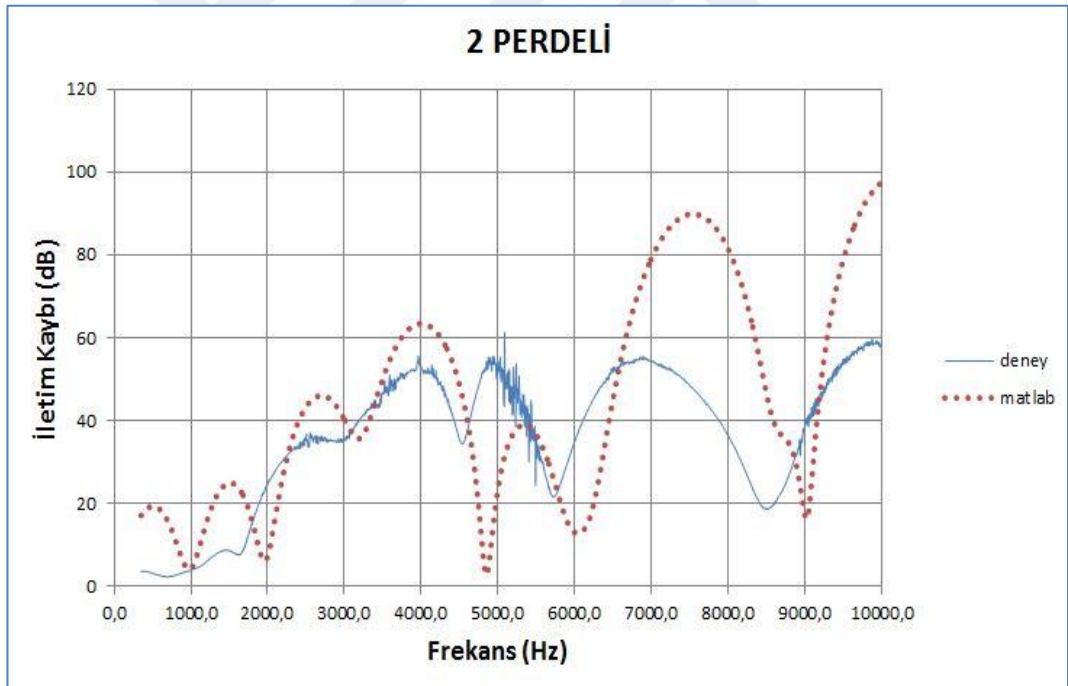
Şekil 6.10. Model-10 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması



Şekil 6.11. Model-11 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

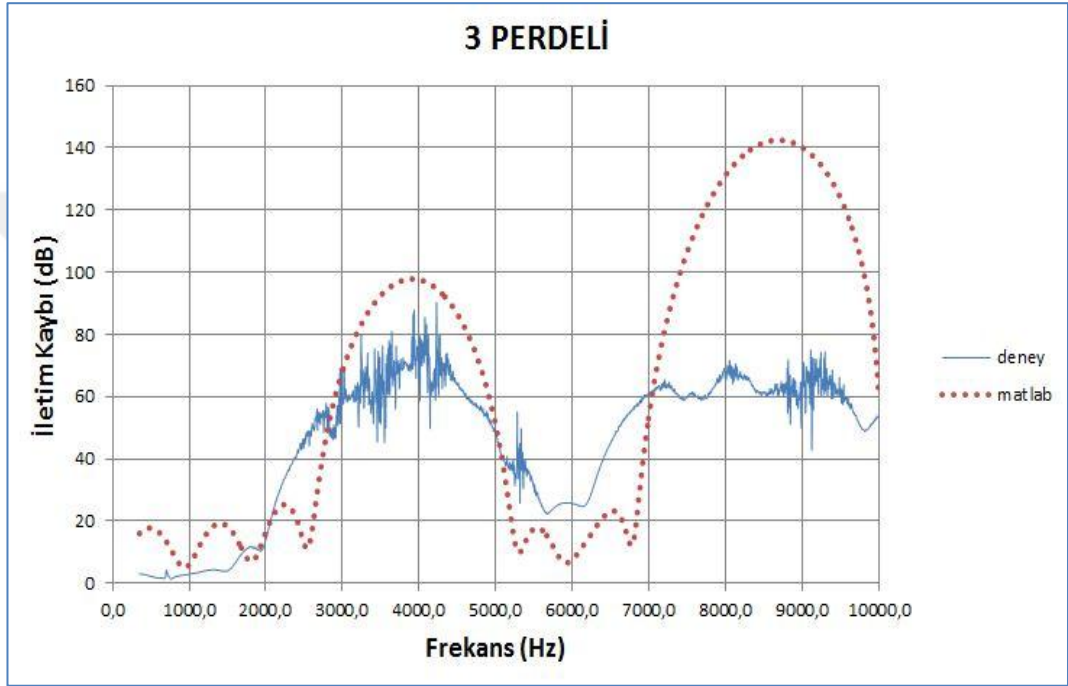
Şekil 6.10' da iki perdeli susturucu için yapılan üçüncü deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 4000 – 6000 Hz ve 6250 – 7000 Hz frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 7500 Hz frekansında 99 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 5000 Hz ve 8000 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 64 dB ve 99 dB olarak saptanmıştır.

Şekil 6.11' de iki perdeli susturucu için yapılan dördüncü deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 2000 – 3000 Hz ve 3250 – 6750 Hz frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 7500 Hz frekansında 84 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 2500 Hz ve 7500 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 58 dB ve 84 dB olarak saptanmıştır.



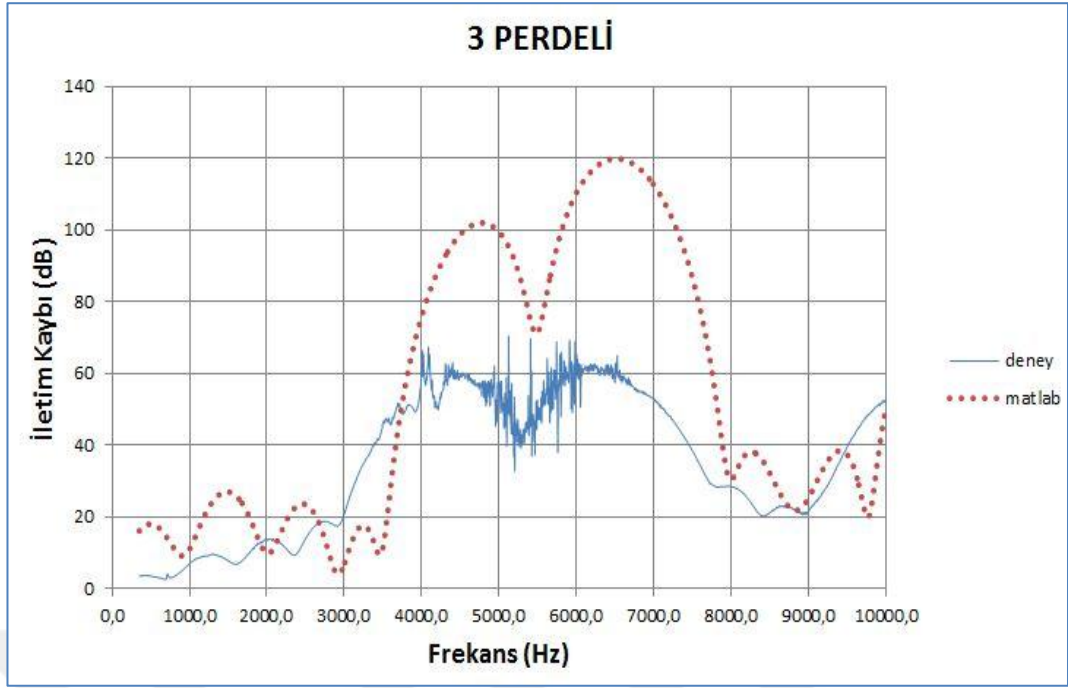
Şekil 6.12. Model-12 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 6.12’ de iki perdeli susturucu için yapılan beşinci deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 2000 – 2500 Hz ve 3000 – 4000 Hz ve 5000 – 6000 Hz frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 8000 Hz frekansında 85 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 4000 Hz ve 8000 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 62 dB ve 85 dB olarak saptanmıştır.

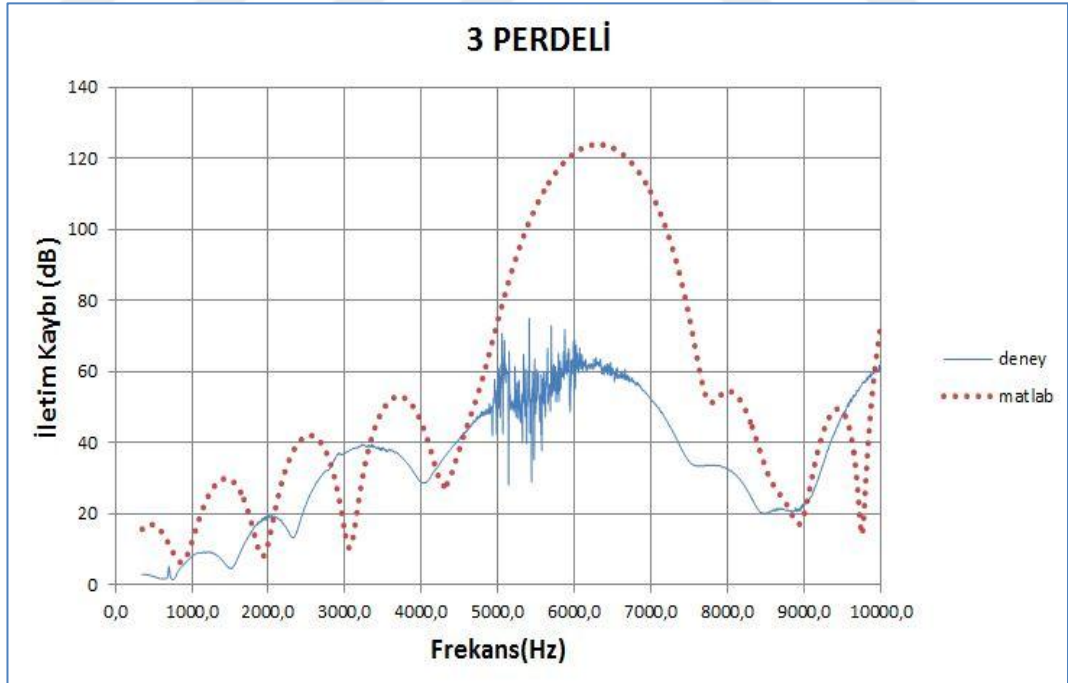


Şekil 6.13. Model-13 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 6.13’ de üç perdeli susturucu için yapılan birinci deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 2000 – 5000 Hz ve 7000 – 10000 Hz frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 8500 Hz frekansında 141 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 4000 Hz ve 8500 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 99 dB ve 141 dB olarak saptanmıştır.



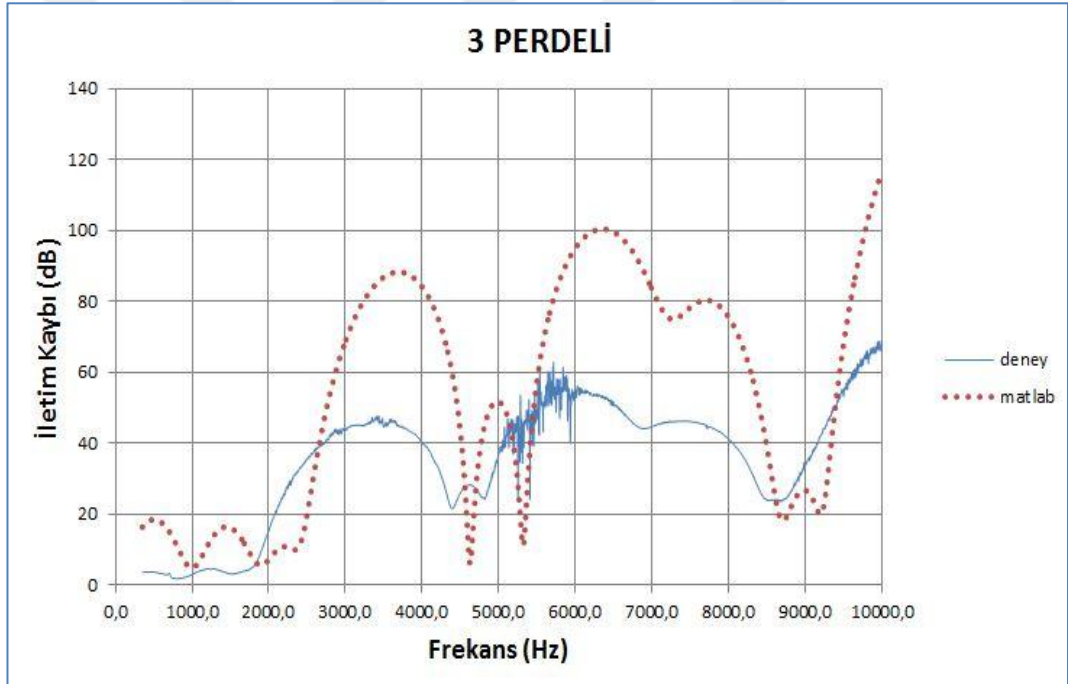
Şekil 6.14. Model-14 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması



Şekil 6.15. Model-15 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

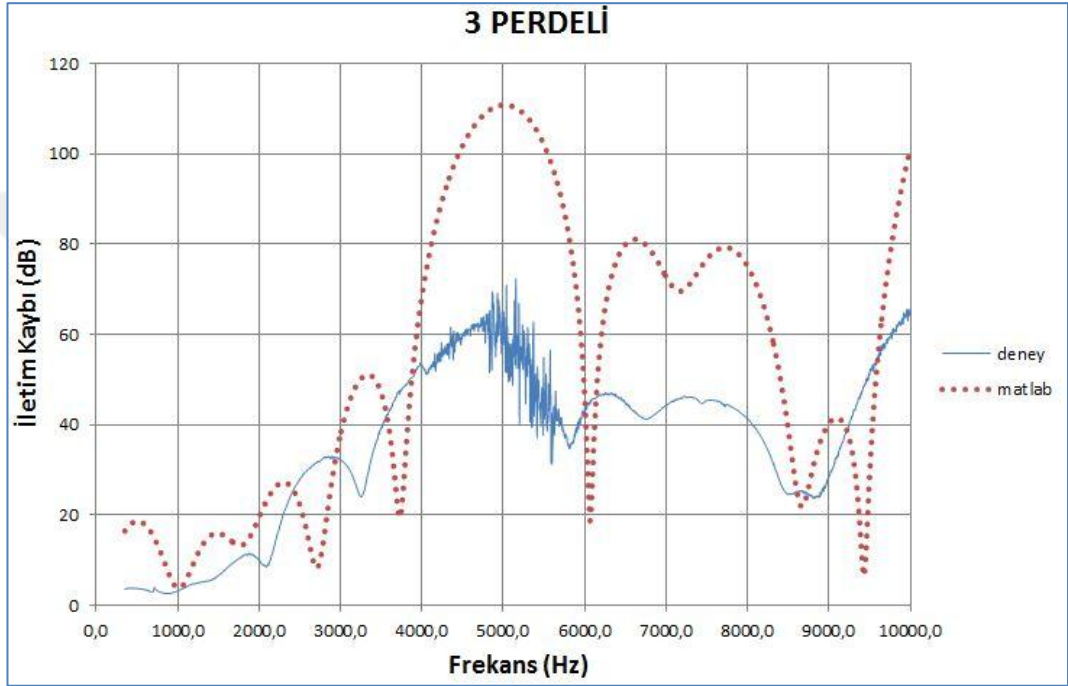
Şekil 6.14’ de üç perdeli susturucu için yapılan ikinci deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 4000 – 5500 Hz ve 5500 – 6750 Hz frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 7500 Hz frekansında 120 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 4500 Hz ve 7000 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 101 dB ve 120 dB olarak saptanmıştır.

Şekil 6.15’ de üç perdeli susturucu için yapılan üçüncü deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 5000 – 6500 Hz frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 6500 Hz frekansında 122 dB olarak gerçekleşmiştir.



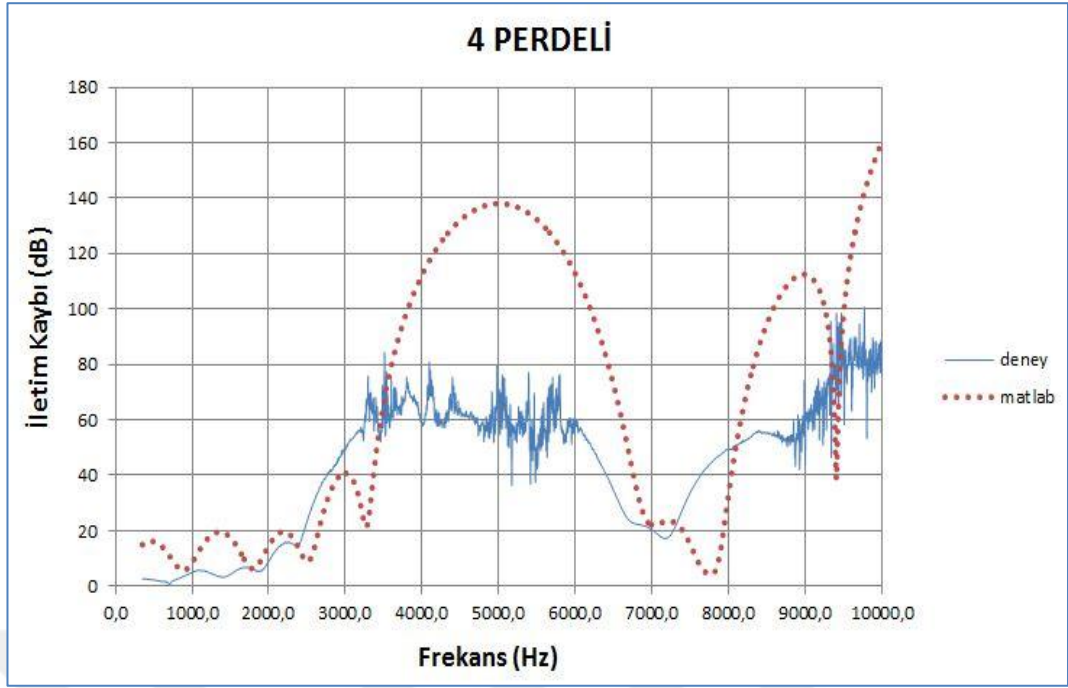
Şekil 6.16. Model-16 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 6.16' de üç perdeli susturucu için yapılan dördüncü deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 5000 – 6000 Hz ve frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 6500 Hz frekansında 100 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 3500 Hz ve 6500 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 84 dB ve 100 dB olarak saptanmıştır.

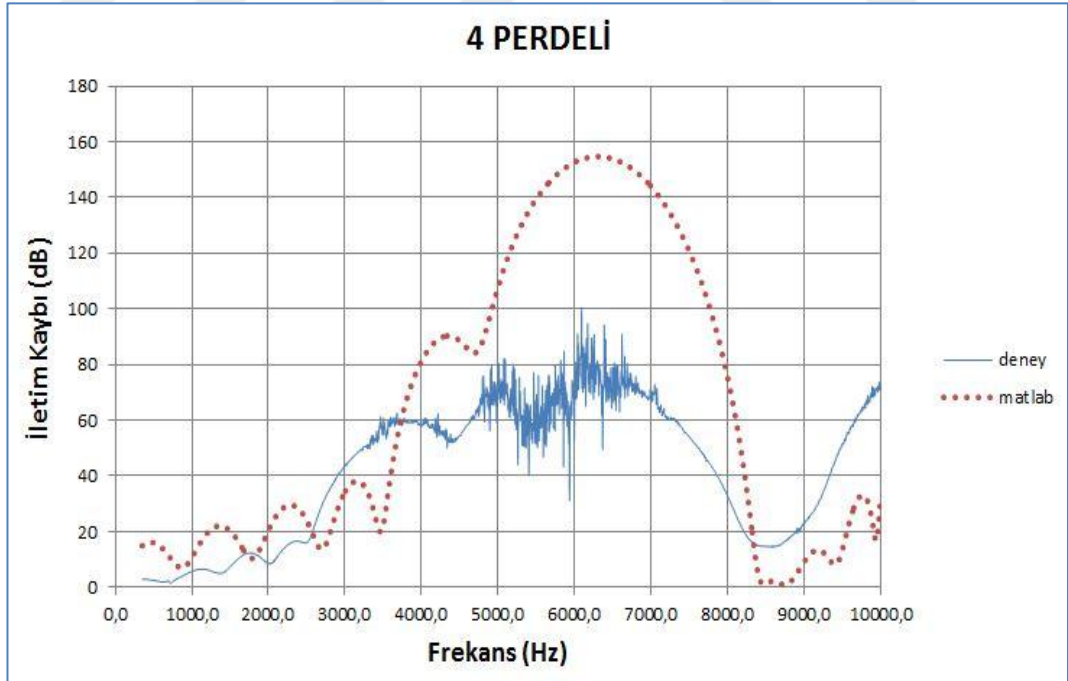


Şekil 6.17. Model-17 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 6.17' de üç perdeli susturucu için yapılan beşinci deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 4000 – 6000 Hz ve frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 5000 Hz frekansında 115 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 5000 Hz, 6500 Hz ve 8000 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 115 dB, 81 dB ve 79 dB olarak saptanmıştır.



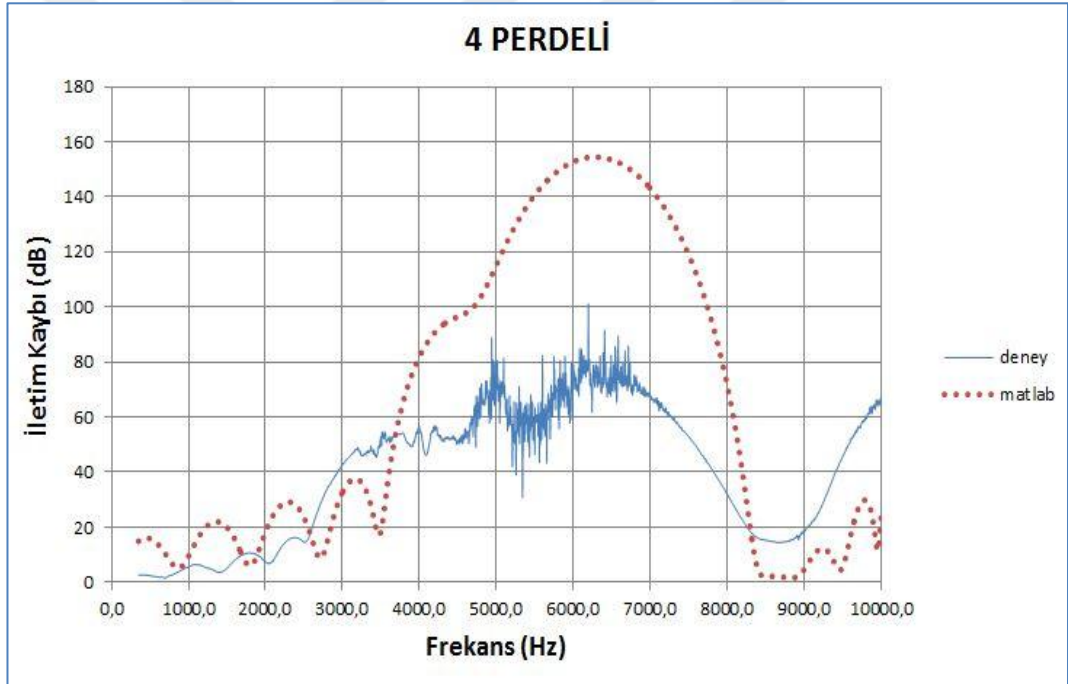
Şekil 6.18. Model-18 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması



Şekil 6.19. Model-19 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

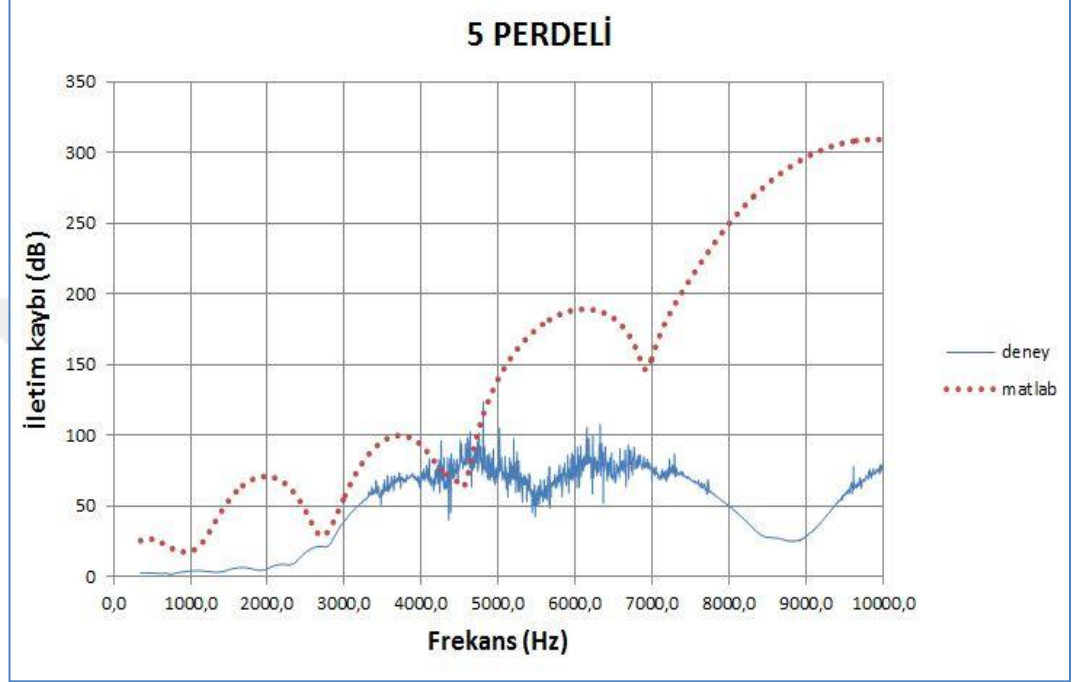
Şekil 6.18’ de dört perdeli susturucu için yapılan birinci deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 3000 – 6000 Hz ve frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 5000 Hz frekansında 139 dB olarak gerçekleşmiştir. Büyük ölçüde oluşan sapmalar, sırasıyla 5000 Hz ve 9000 Hz frekanslarında gerçekleşmiş olup, 139 dB ve 126 dB olarak saptanmıştır.

Şekil 6.19’ da dört perdeli susturucu için yapılan ikinci deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 5000 – 7000 Hz ve frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 6500 Hz frekansında 157 dB olarak gerçekleşmiştir.

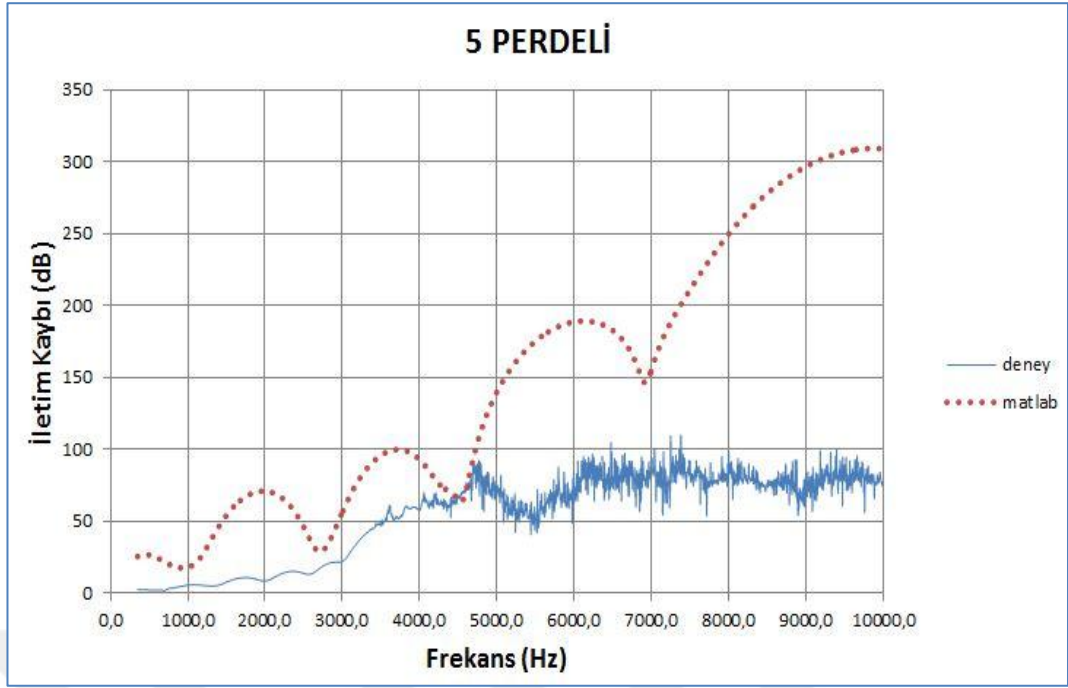


Şekil 6.20. Model-20 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 6.20' de dört perdeli susturucu için yapılan üçüncü deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 5000 – 7000 Hz ve frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 6000 Hz frekansında 157 dB olarak gerçekleşmiştir.



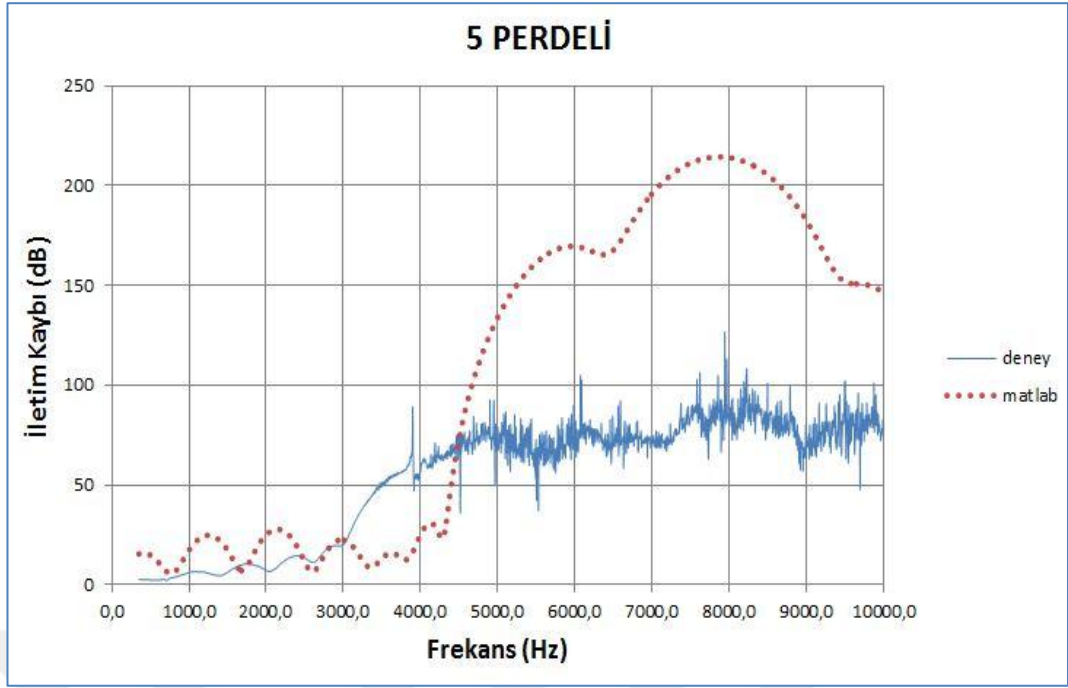
Şekil 6.21. Model-21 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması



Şekil 6.22. Model-22 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

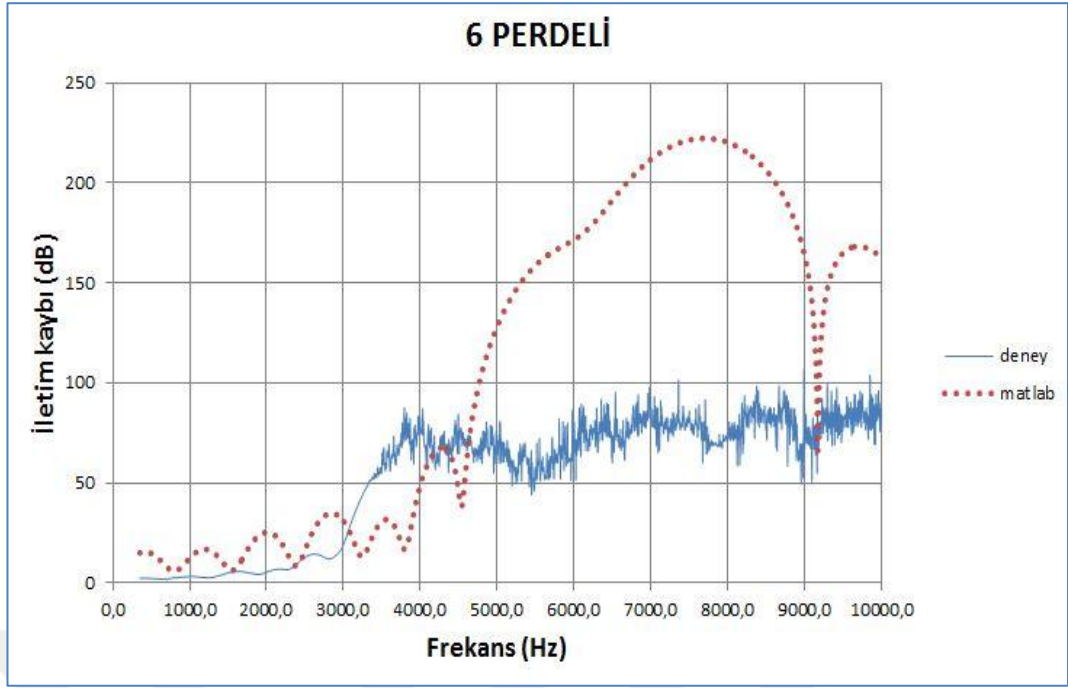
Şekil 6.21’ de beş perdeli susturucu için yapılan birinci deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 3000 – 7000 Hz ve frekanslarında rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 6000 Hz frekansında 180 dB olarak gerçekleşmiştir. 7000 Hz frekans değerinden sonra oluşan sapmalar deneyin yapıldığı ortam ve o an ki dış etkilerden kaynaklı olma ihtimali yüksektir.

Şekil 6.22’ de beş perdeli susturucu için yapılan ikinci deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 4000 Hz ve frekansından sonra rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 6000 Hz frekansında 180 dB olarak gerçekleşmiştir. Bu frekans sonrasında grafikten verimli bir ses iletimi oluşmadığı açıkça görülmektedir.



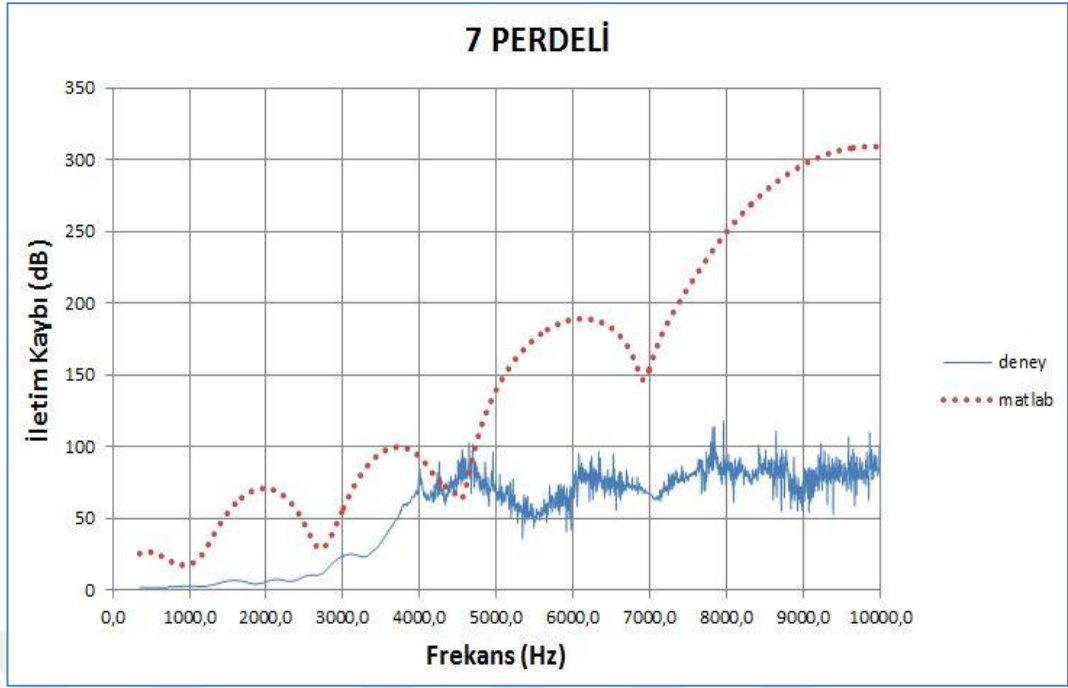
Şekil 6.23. Model-23 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 6.23' de beş perdeli susturucu için yapılan üçüncü deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 4000 Hz ve frekansından sonra rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 8000 Hz frekansında 220 dB olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 6.24. Model-24 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 6.24’ de altı perdeli susturucu için yapılan tek deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 3000 Hz ve frekansından sonra rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 8000 Hz frekansında 240 dB olarak gerçekleşmiştir.

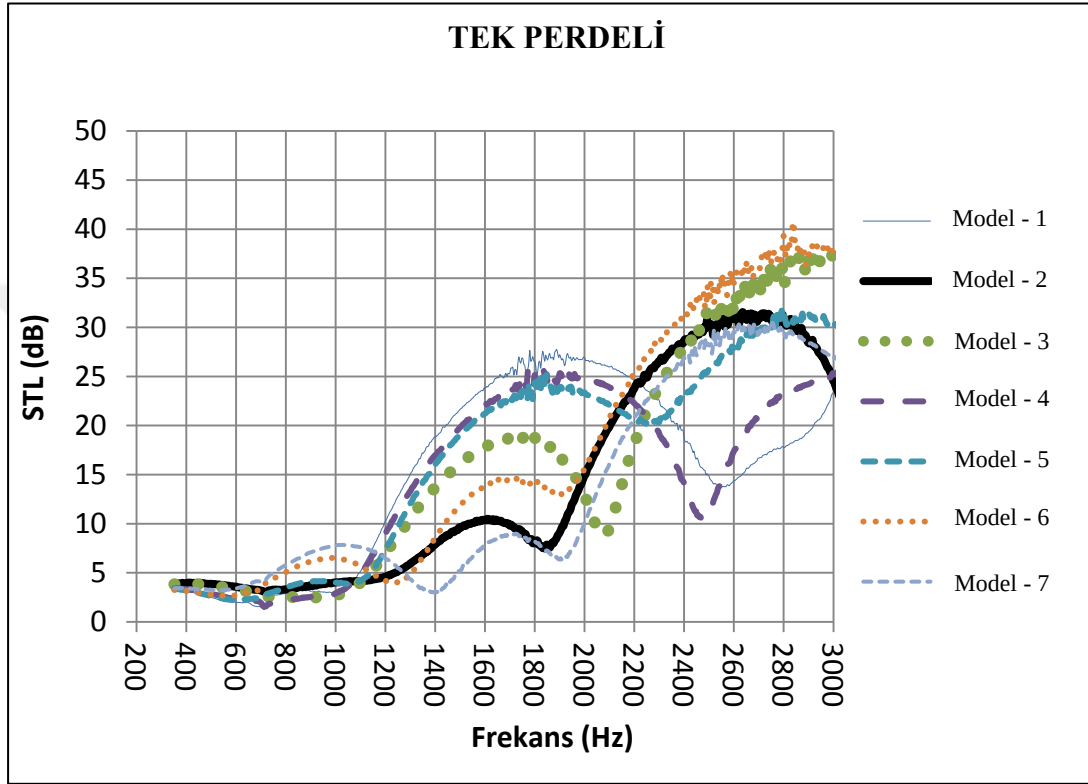


Şekil 6.25. Model-25 Tip Susturucunun Deneysel ve Matlab Sonuçlarının Karşılaştırması

Şekil 6.25’ de yedi perdeli susturucu için yapılan tek deneyde algoritmik olarak bulunan Matlab sonuçları ile deneysel veriler uyumlu bulunmuştur. Görüldüğü gibi 4000 Hz ve frekansından sonra rezonans durumu oluşmuştur. Maksimum ses iletim kaybı 6000 Hz frekansında 180 dB olarak gerçekleşmiştir.

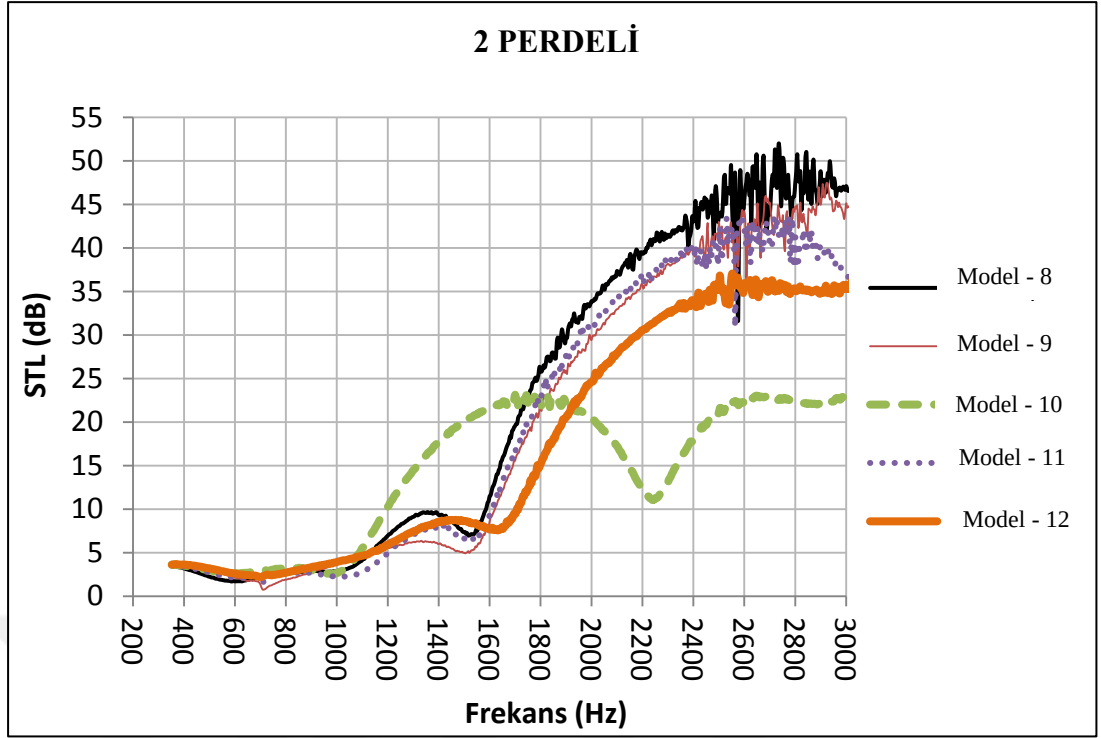
6.2. Deneysel STL Sonuç Grafiklerinin Perde Sayısına Göre Karşılaştırılması

Aşağıda deneysel bulgular sonucu elde edilmiş susturucu modelleri, perde sayısına göre kıyaslanacak şekilde çizdirilmiştir. Burada hangi konum ve pozisyonda bulunan modellerin STL açısından verimli olup olmadığı saptanmıştır.

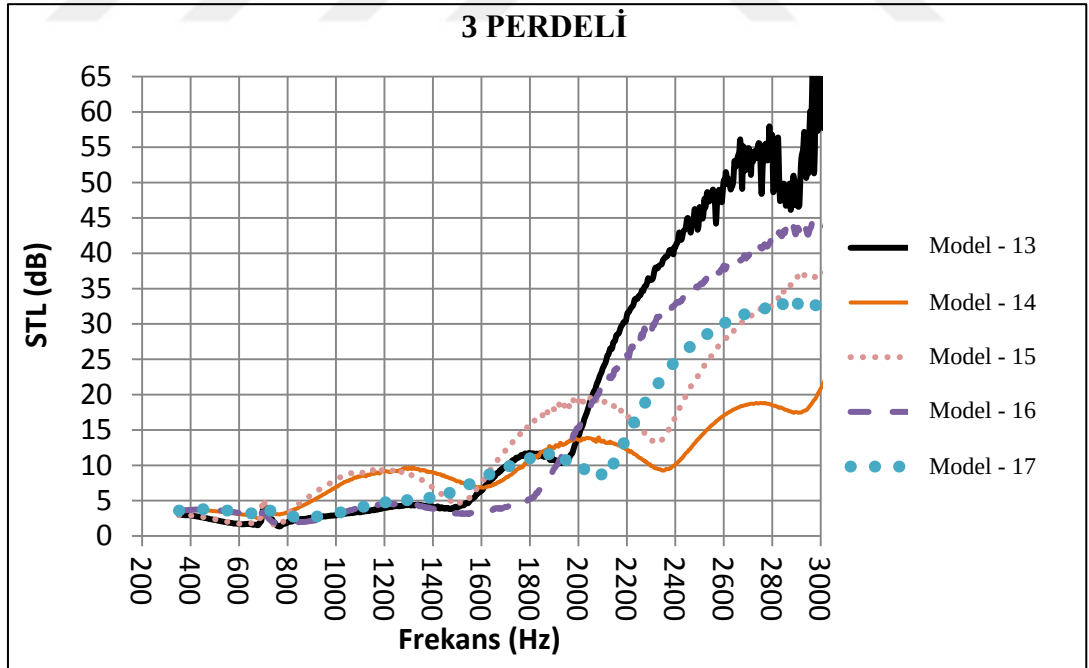


Şekil 6.26. Bir Perdeli Susturucu Modellerinin Deneysel İletim Kaybı Karşılaştırması

Şekil 6.26' da verilen grafikte, Model – 2, 1000 Hz ile 2200 Hz frekans bölgesinde STL açısından en kötü performansı sergilerken, Model – 1, 1000 Hz ile 2200 Hz frekans bölgesinde STL açısından en iyi değeri vermiştir.



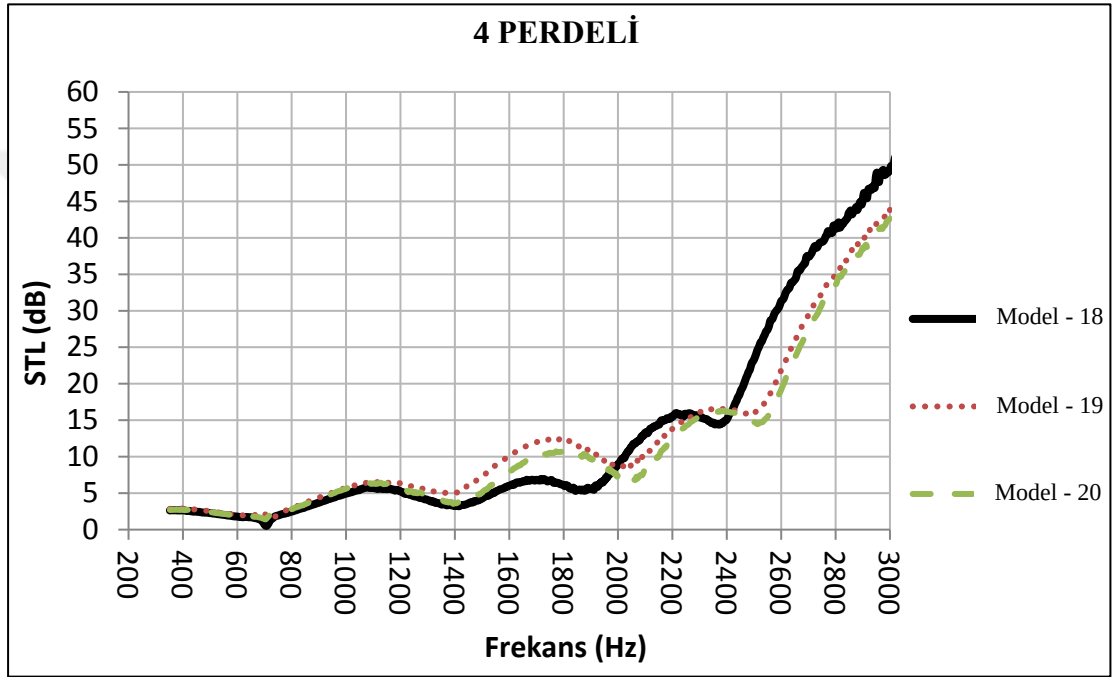
Şekil 6.27. İki Perdeli Susturucu Modellerinin Deneysel İletim Kaybı Karşılaştırması



Şekil 6.28. Üç Perdeli Susturucu Modellerinin Deneysel İletim Kaybı Karşılaştırması

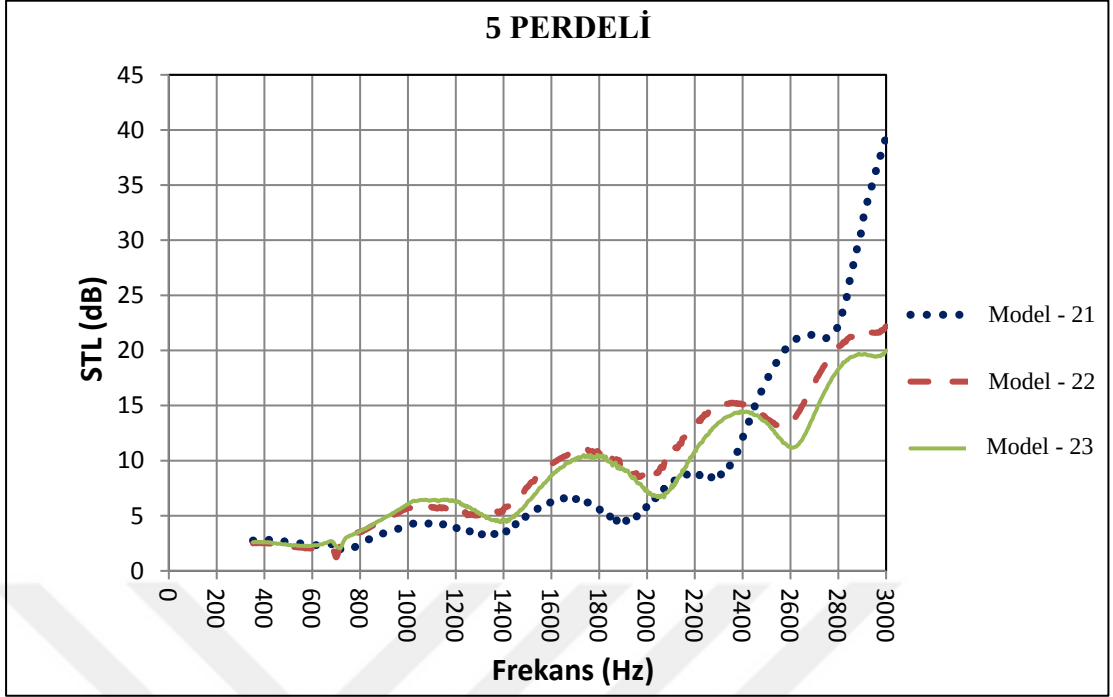
Şekil 6.27’ de verilen grafikte, Model – 8, 1000 Hz ile 2200 Hz frekans bölgesinde STL açısından en kötü performansı sergilerken, Model – 10, 1000 Hz ile 1800 Hz frekans bölgesinde STL açısından en iyi değeri vermiştir.

Şekil 6.28’ de verilen grafikte, Model – 13, 1400 Hz ile 2200 Hz frekans bölgesinde STL açısından en kötü performansı sergilerken, Model – 15, 1500 Hz ile 2300 Hz frekans bölgesinde STL açısından en iyi değeri vermiştir.

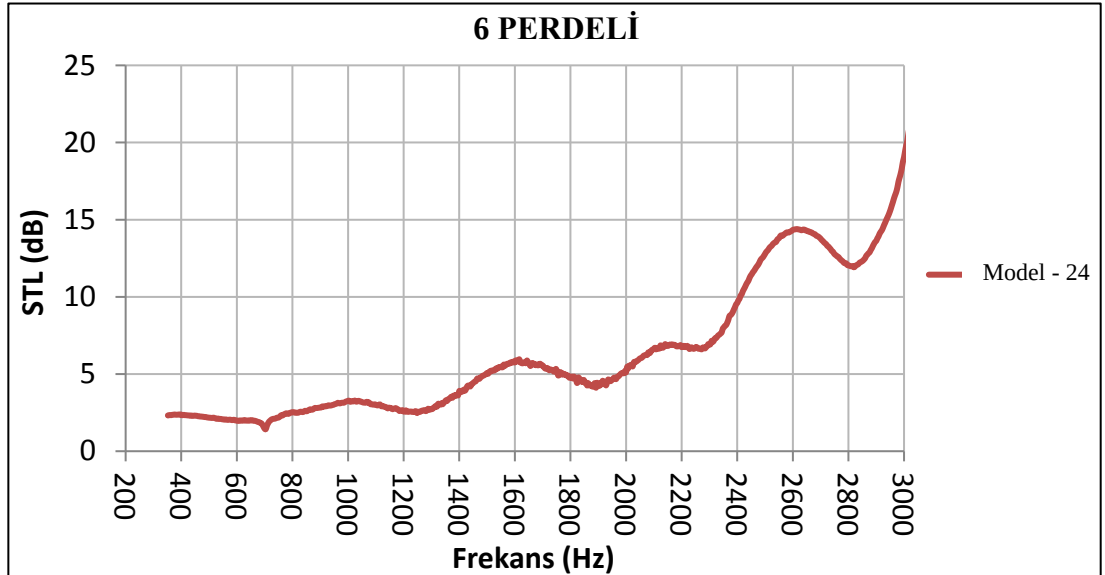


Şekil 6.29. Dört Perdeli Susturucu Modellerinin Deneysel İletim Kaybı Karşılaştırması

Şekil 6.29’ da verilen grafikte, Model – 19, 1400 Hz ile 2600 Hz frekans bölgesinde STL açısından en kötü performansı sergilerken, Model – 18, 1700 Hz ile 2400 Hz frekans bölgesinde STL açısından en iyi değeri vermiştir.



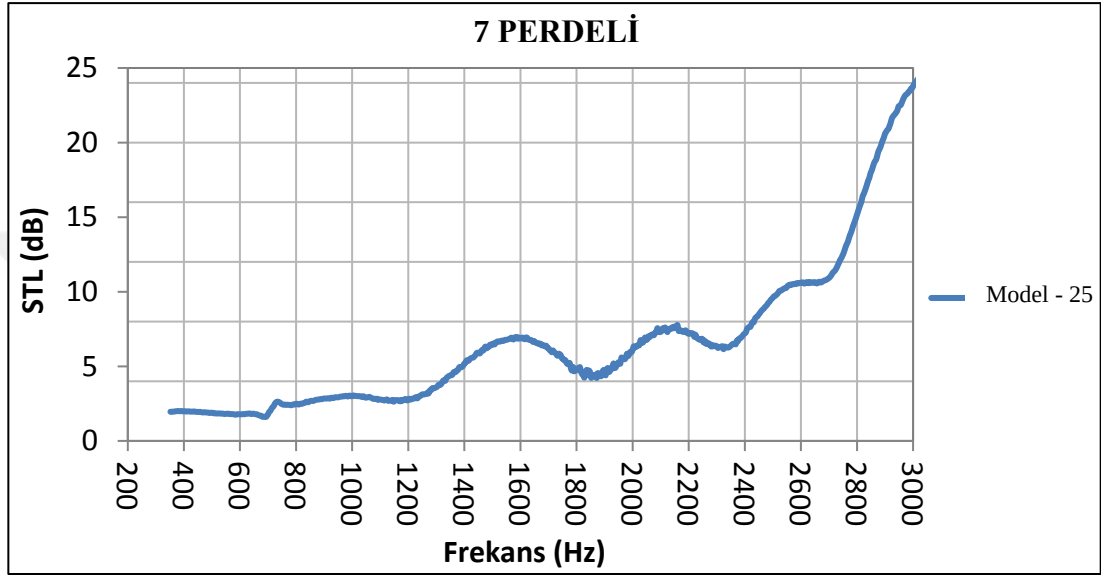
Şekil 6.30. Beş Perdeli Susturucu Modellerinin Deneyisel İletim Kaybı Karşılaştırması



Şekil 6.31. Altı Perdeli Susturucu Modellerinin Deneyisel İletim Kaybı Karşılaştırması

Şekil 6.30' da verilen grafikte, Model – 21, 1400 Hz ile 1800 Hz frekans bölgesinde STL açısından en kötü performansı sergilerken, Model – 23, 1700 Hz ile 2000 Hz frekans bölgesinde STL açısından en iyi değeri vermiştir.

Şekil 6.31' de verilen grafikte, tek deney yapılabildiğinden dolayı 600 Hz ile 1900 Hz frekansları arası STL açısından iyi iken, daha sonrası STL açısından kötüdür.



Şekil 6.32. Yedi Perdeli Susturucu Modellerinin Deneysel İletim Kaybı Karşılaştırması

Şekil 6.26' da verilen grafikte, tek deney yapılabildiğinden dolayı 600 Hz ile 1900 Hz frekansları arası STL açısından iyi iken, daha sonrası STL açısından kötüdür.

6.3. Deneysel Sonuçların STL – RMS Değerleri İçin Yorumlanması

Tablo 6.1 – 6.5' de deneysel bulgular sonucu elde edilmiş susturucu modelleri için STL – RMS değerleri için tablo üzerinde karşılaştırılmıştır. Her bir model perde sayısı gruplarına göre 0 – 1000 Hz, 1000 – 2000 Hz ve 2000 – 3000 Hz frekans aralıkları için tablo üzerinden yorumlanmıştır.

Çizelge 6.1. Bir Perdeli Susturucu Modellerinin STL – RMS Değerleri

	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
	MODEL	MODEL	MODEL	MODEL	MODEL	MODEL	MODEL
RMS (0-1000 Hz)	1,621988	1,905652	1,757637	1,595666	1,768925	2,02992	2,187446
RMS (1000-2000 Hz)	4,908196	3,085257	4,084484	4,709019	4,614193	3,585391	2,605634
RMS (2000-3000 Hz)	4,172991	5,446479	5,7823135	4,366643	5,310783	5,960317	5,349429

0-1000 Hz frekans aralığında perde çıkışa yaklaştıkça, (7. Model) RMS performansının arttığı görülmektedir. En kötü performans perde ortaya yaklaştığında (1. Model) görülmektedir.

1000-2000 Hz frekans aralığında perde girişe ve çıkışa yaklaştıkça (2. Model ve 7. Model) RMS performansının düştüğü görülmektedir. En iyi performans perde ortaya yaklaştıkça (1. Model) görülmektedir.

2000-3000 Hz frekans aralığında, perde ortaya yaklaştıkça (1. Model) RMS değerinin kötüleştiği görülmektedir. En iyi performans giriş ve çıkışa yaklaştıkça (2. Model ve 6. Model) görülmektedir.

Çizelge 6.2. İki Perdeli Susturucu Modellerinin STL – RMS Değerleri

	8. MODEL	9. MODEL	10. MODEL	11. MODEL	12. MODEL
RMS (0-1000 Hz)	1,59059	1,58745	1,72916	1,60934	1,73925
RMS (1000-2000 Hz)	3,77359	3,40440	4,10609	3,50000	3,20468
RMS (2000-3000 Hz)	6,59317	6,31030	4,39317	6,22012	5,75934

0-1000 Hz frekans aralığında perde çıkışa yaklaştıkça çok büyük bir değişiklik olmasa da (10. Model) RMS performansının arttığı görülmektedir. En kötü performans perde ortaya yaklaştığında (8. Model) görülmektedir.

1000-2000 Hz frekans aralığında büyük ölçüde ortaya yaklaştıkça (12. Model) RMS performansının düştüğü görülmektedir. En iyi performans perdeler çıkışa yaklaştıkça (10. Model) görülmektedir.

2000-3000 Hz frekans aralığında, perde çıkışa yaklaştıkça (1. Model) RMS değerinin kötüleştiği görülmektedir. En iyi performans ortaya yaklaştıkça (8. Model) görülmektedir.

Çizelge 6.3. Üç Perdeli Susturucu Modellerinin STL – RMS Değerleri

	13. MODEL	14. MODEL	15. MODEL	16. MODEL	17. MODEL
RMS (0-1000 Hz)	1,52315	1,95703	1,84390	1,69705	1,80554
RMS (1000-2000 Hz)	2,57875	3,04302	3,24961	2,26274	2,70174
RMS (2000-3000 Hz)	6,50691	3,84837	4,95782	5,81205	4,97761

0-1000 Hz frekans aralığında perde girişe yaklaştıkça (14. Model) RMS performansının arttığı görülmektedir. En kötü performans perde ortaya yaklaştığında (13. Model) görülmektedir.

1000-2000 Hz frekans aralığında büyük ölçüde ortaya yaklaştıkça (16. Model) RMS performansının düştüğü görülmektedir. En iyi performans perdeler girişe yaklaştıkça (15. Model) görülmektedir.

2000-3000 Hz frekans aralığında, perde girişe yaklaştıkça (14. Model) RMS değerinin kötüleştiği görülmektedir. En iyi performans ortaya yaklaştıkça (13. Model) görülmektedir.

Çizelge 6.4. Dört Perdeli Susturucu Modellerinin STL – RMS Değerleri

	18. MODEL	19. MODEL	20. MODEL
RMS (0-1000 Hz)	1,59687	1,73098	1,69398
RMS (1000-2000 Hz)	2,31948	2,88288	2,66082
RMS (2000-3000 Hz)	5,17976	4,749732	4,58911

0-1000 Hz frekans aralığında perde çıkıştan uzaklaştıkça (19. Model) RMS performansının arttığı görülmektedir. En kötü performans perde ortaya yaklaştığında (18. Model) görülmektedir.

1000-2000 Hz frekans aralığında büyük ölçüde ortaya yaklaştıkça (18. Model) RMS performansının düştüğü görülmektedir. En iyi performans perdeler girişe yaklaştıkça (19. Model) görülmektedir.

2000-3000 Hz frekans aralığında, perdeler ortaya yaklaştıkça (18. Model) RMS değerinin kötüleştiği görülmektedir. En iyi performans girişe yaklaştıkça (19. Model) görülmektedir.

Çizelge 6.5. Beş Perdeli Susturucu Modellerinin STL – RMS Değerleri

	21. MODEL	22. MODEL	23. MODEL
RMS (0-1000 Hz)	1,65921	1,75242	1,80138
RMS (1000-2000 Hz)	2,18860	2,77866	2,71716
RMS (2000-3000 Hz)	4,16173	3,94081	3,69188

0-1000 Hz frekans aralığında perde girişe yaklaştıkça (23. Model) RMS performansının arttığı görülmektedir. En kötü performans perde ortaya yaklaştığında (21. Model) görülmektedir.

1000-2000 Hz frekans aralığında tüm perde mesafelerinin birbirine eşit olduğu durumda (21. Model) RMS performansının düştüğü görülmektedir. En iyi performans perdeler çıkışa yaklaştıkça (22. Model) görülmektedir.

2000-3000 Hz frekans aralığında, perdeler girişe yaklaştıkça (23. Model) RMS değerinin kötüleştiği görülmektedir. En iyi performans tüm perde mesafelerinin birbirine eşit olduğu durumda (21. Model) görülmektedir.

6.4. STL – RMS Değerleri Bakımından Deneysel Bulguların ve Matlab Bulgularının Yorumlanması

Aşağıda Tablo 6.6.’ da her bir model için RMS sonuçları, deneysel ve Matlab bulguları bakımından değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme yapılırken perde pozisyon ve sayıları da baz alınmıştır.

Çizelge 6.6. Susturucu Modellerinin STL – RMS Değerlerinin Matlab ve Deneysel Metotlar Bakımından Karşılaştırılması

Model No	Perde Sayısı ve Pozisyonları	Deneysel Sonuçları	Matlab Sonuçları
1	Tek perdeli tam ortada	5,71907	5,56561
2	Perde Girişe en yakın pozisyonda (2cm)	5,48592	5,39998
3	Perde Girişe yakın pozisyonda (4 cm)	5,49907	5,44774
4	Perde Girişe yakın pozisyonda (6 cm)	5,50938	5,46751
5	Perde Girişten uzak pozisyonda (8 cm)	5,60045	5,46402
6	Perde Girişten uzak pozisyonda (10 cm)	5,61791	5,53986
7	Perde Girişten uzak pozisyonda (12cm)	5,61168	5,80081
8	İki perdede eşit uzaklıkta	6,32854	6,67584
9	Birinci perde girişe 4 cm, birinci perde ile ikinci perde arası 4 cm, çıkışa(5 cm) göre girişe daha yakın	5,97344	6,62350
10	Birinci perde girişe 6 cm, birinci perde ile ikinci perde arası 6 cm, İkinci perde çıkışa 1cm	6,55763	6,77697
11	Birinci perde girişe 4 cm, birinci perde ile ikinci perde arası 6 cm, İkinci perde çıkışa 3cm	6,27844	6,74202
12	Birinci perde girişe 6 cm, birinci perde ile ikinci perde arası 4 cm, İkinci perde çıkışa 3 cm	6,01774	6,71370
13	Üç perdede eşit mesafede	6,73601	6,55467
14	Birinci perde girişe 2 cm, ikinci perde birinci ve üçüncü perdeye 2 cm, üçüncü perde çıkışa 6.5 cm	5,90302	5,20098
15	Birinci perde girişe 4 cm, ikinci perde birinci ve üçüncü perdeye 2 cm, üçüncü perde çıkışa 4.5 cm	5,90698	5,21508
16	Birinci perde girişe 2 cm, ikinci perde birinci ve üçüncü perdeye 4 cm, üçüncü perde çıkışa 2.5 cm	5,95020	5,22648
17	Birinci perde girişe 2 cm, ikinci perde birinci perdeye 6 cm üçüncü perdeye 2 cm, üçüncü perde çıkışa 2.5 cm	5,98668	5,21258
18	4 perdede eşit uzaklıkta	6,55351	5,83466
19	Birinci perde girişe 2 cm, ikinci perde birinci perdeye 2 cm üçüncü perdeye 2 cm, üçüncü perde dördüncü perdeye 2 cm, dördüncü perde çıkışa 4 cm	6,49208	5,69665

Çizelge 6.6. (devam) Susturucu Modellerinin STL – RMS Değerlerinin Matlab ve Deneysel Metotlar Bakımından Karşılaştırılması

20	Birinci perde girişe 4 cm, ikinci perde birinci perdeye 2 cm üçüncü perdeye 2 cm, üçüncü perde dördüncü perdeye 2 cm, dördüncü perde çıkışa 2 cm	6,33013	5,68160
21	5 perdede eşit mesafede	6,92333	8,61405
22	Birinci perde girişe 1.5 cm, ikinci perde birinci perdeye 1.5 cm üçüncü perdeye 1.5 cm, üçüncü perde dördüncü perdeye 1.5 cm, dördüncü perde beşinci perdeye 1.5 cm, beşinci perde çıkışa 4 cm	7,34545	7,03334
23	Birinci perde girişe 4 cm, ikinci perde birinci perdeye 1.5 cm üçüncü perdeye 1.5 cm, üçüncü perde dördüncü perdeye 1.5 cm, dördüncü perde beşinci perdeye 1.5 cm, beşinci perde çıkışa 1.5 cm	7,35205	7,32174
24	6 perdede eşit mesafede	7,31999	7,44611
25	7 perdede eşit mesafede	7,25209	8,61405

Tablo incelendiğinde en iyi deneysel RMS değerinin birinci perde girişe 4 cm, ikinci perde birinci perdeye 1.5 cm, üçüncü perde dördüncü perdeye 1.5 cm, dördüncü perde beşinci perdeye 1.5 cm, beşinci perde çıkışa 1.5 cm olarak tasarımında beş perdeli susturucuda yani Deney-23’ te elde edilmiştir. Tasarlanan susturucu için, perde sayısı ve konumu bu mesafede olduğunda en iyi ses sönümü elde edilecektir.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez kapsamında, patlama sonucu ortaya çıkan gürültüyü en aza indirmek için kullanılan reaktif susturucularının akustik performanslarının teorik hesaplamaları transfer matrisi metodu ile hesaplanmış, ses iletim kaybı (STL) kriterlerinin tespiti hem Matlab programı ile algoritmik olarak hem de üretilen prototip susturucu ile deneysel olarak yapılmıştır. Böylece, susturucuların tasarım kriterlerine ön fikir sağlanmış olup, çeşitli susturucu varyasyonları denenmiştir. Bu çalışma için yapılan prototip susturucu düz perdeli olup, bir perdeden yedi perdeye kadar varyasyonlar çeşitli perde konumlarına göre oluşturulmuştur.

Çalışmada önce, akustik dalga teoremi (TMM) metodu ile sabit cidarlı düz borunun, bir perdeli, iki perdeli, üç perdeli, dört perdeli, beş perdeli, altı perdeli ve yedi perdeli susturucular için genel transfer matrisi oluşturularak STL ve RMS hesabı yapılmıştır. Bu susturucu sistemlerinin transfer matrisi, giriş ve çıkış noktalarındaki durum değişkenine bağlı olarak elde edilmiştir. Bu durum değişkenleri, akustik empedans, susturucu elemanın boyu ve dalga sayısına bağlıdır. Susturucunun ses iletim kaybı, bu değişkenler ile akustik empedans kullanılarak Matlab üzerinde hesaplanmıştır.

Bu çalışmada deneysel araştırmalara da yer verilmiştir. Bunun için önce, perde sayısı ve konumunun susturucu akustik performansına etkisini deneysel olarak inceleyebilmek için perde sayısı ve konumları değiştirilebilir bir prototip üretimi yapılmıştır. İlk olarak bu prototipi kullanarak susturucunun, STL ve STL - RMS performansı üzerine etkisi araştırılmıştır. Bu amaçla, ses iletim kaybı hesaplamak için üretilmiş olan prototip susturucunun, perde sayısı ve konumlarını değiştirerek yirmi beş farklı model için STL hesapları deneysel olarak yapılmış ve karşılaştırmalı olarak tablo ve grafikler üzerinden açıklanmıştır. Yapılan analiz ve ölçümler sonucunda, perde sayısı ve konumunun susturucunun STL ve RMS performansı üzerine etkileri aşağıdaki gibi sıralanmıştır;

1. Tek perdeli susturucu için en iyi sonuç perdenin tam ortada (Model – 1) olduğu konumda sağlanmıştır.
2. İki perdeli susturucuda için en iyi sonuç birinci perde girişe 6 cm, birinci perde ile ikinci perde arası 6 cm, ikinci perde çıkışa 1cm (Model – 10) olduğu durumda sağlanmıştır.
3. Üç perdeli susturucuda en iyi sonuç üç perde eşit mesafede (Model – 14) olduğu durumda sağlanmıştır.
4. Dört perdeli susturucuda en iyi sonuç dört perde eşit mesafede (Model – 18) olduğu durumda sağlanmıştır.
5. Beş perdeli susturucu için en iyi sonuç birinci perde girişe 4 cm, ikinci perde birinci perdeye 1.5 cm, üçüncü perde dördüncü perdeye 1.5 cm, dördüncü perde beşinci perdeye 1.5 cm, beşinci perde çıkışa 1.5 cm mesafede (Model – 22) olduğu durumda sağlanmıştır.
6. Altı perdeli ve yedi perdeli susturucularda perde konumu için kombinasyon aralığı daraldığı için birer deney yapılmıştır. Bu deneylerde sonuçların, perde aralıkları birbirine çok yakın olduğu için kötü çıktığı saptanmıştır.

Bunlarla birlikte, bütün perde sayılarındaki deneylere bakıldığında, her bir perde sayısı için en iyi RMS değerinin perde sayıları birbirine mümkün oldukça eşit mesafede konumlandırıldığında elde edilmiştir. Bunun nedeni gürültü enerjisinin kaynaktan çıktıktan sonra belirli mesafelerde aynı tip engellere çarparak enerjisini kaybetmesidir. Ayrıca deneysel RMS sonuçları ve Matlab RMS sonuçları karşılaştırıldığında genel anlamda tüm deneylerde yakın sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuç bize deney yaparken deneyin doğru yolda ilerlediğini ve bulguların Matlab sonuçları ile de doğrulandığını göstermiştir.

İleride yapılacak çalışmalarda, susturucuların akustik analiz modeli belirlenirken, akışkanlar dinamiği ve akustik analizin ortak çözümü ile daha doğru sonuçlara

ulaşılabilecektir. Bu çalışmada izlenen yöntem yardımıyla, farklı perde profilleri için susturucu modellenmesi önerilir. Ayrıca, susturucunun malzeme, yalıtım ve yapısal özelliklerinin hesaplamalara dahil edilmesiyle, akustik analizler ve hesaplamaların eş zamanlı olarak bulunması önerilir.



KAYNAKLAR

- [1] Everest, F. A., The Master Handbook of Acoustics. Fourth Edition, McGraw-Hill, 2001.
- [2] Möser, M., Engineering Acoustics An Introduction to Noise Control. Second Edition, Translated by Zimmermann S. and Ellis R., Springer, 2009.
- [3] Freytag, J. C., Begault, D. R., Peltier, C. A., The Acoustics of Gunfire. Inter-Noise 2006, Honolulu, Hawaii, USA, 2006.
- [4] Kang, K. J., Ko, S.H and Lee, D.S., A study on impulsive sound attenuation for a high-pressure blast flowfield. Journal of Mechanical Science and Technology, 22, 190-200, 2008
- [5] NATO AC/225 Silah Sistemleri İçin Genel Testler
- [6] Sullivan, J. W., Crocker, M. J., Analysis of Concentric Tube Resonators Having Unpartitioned Cavities. Journal of the Acoustical Society of America 64, 207-215, 1978.
- [7] Anonim, <https://www.ar15.com/forums/armory/Old-model-Maxim-silencers> (Erişim tarihi: 10.05.2018)
- [8] Aksel, M. H., Fluid Mechanics: Volume I (Ver: 3.0). Dep. of Mechanical Eng. METU, Ankara, TURKEY, 2005.
- [9] Seckin, E., Acoustic attenuation and performance analysis for blast flowfield, March 2014.
- [10] O. Saf, 'Perforasyonlu Susturucuların Akış ve Akustik Etkinliklerinin İncelenmesi', Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği, İTÜ, 2010

- [11] Sreenath, A. V., Munjal, M. L., Evaluation of Noise Attenuation due to Exhaust Mufflers. Journal of Sound and Vibration 12, 1-19, 1970.
- [12] Anonim, <https://silencerco.com/silencers/hybrid/> (Erişim tarihi: 10.05.2018)
- [13] Degirmenci, E., Dirikolu, M. H., A Thermochemical Approach For The Determination of Convection Heat Transfer Coefficients In A Gun Barrel. Applied Thermal Engineering, 2011.
- [14] Herchel, Sir John F.W., 1833. On the Absorbtion of Light by Coloured Media,viewed in connexion with the Undulatory Theory, The Philosophical Magazine, 3, 401-412.
- [15] MIL-STD-1474D Requirement International Journal of Precision Engineering and Manufacturing 4, 1997
- [16] U.S. Army Developmental Test Command Test Operations Procedure (TOP) TOP 1-2-608, 17 July 1981
- [17] Selamet, A., Ji, Z. L., Acoustic Attenuation Performance of Circular Expansion Chambers with Offset Inlet/Outlet: Analytical Approach. Journal of Sound and Vibration, 213, 601-617, 1998.
- [18] Hudson, M. K., Luchini, C., Clutter, J. K. and Shyy, W., CFD Approach to Firearms Sound Suppressor Design. Department of Applied Science, University of Arkansas, Arkansas,1996.
- [19] Maher, R.C., Acoustical Characterization of Gunshots. SAFE, Washington D.C., USA (2007)

- [20] Kang, K. J., Ko, S.H and Lee, D.S., A study on impulsive sound attenuation for a high-pressure blast flowfield. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 22, 190-200, 2008
- [21] Munjal, M. L., *Acoustics of Ducts and Mufflers With Application to Exhaust and Ventilation System Design*. 1st edition, John Wiley & Sons, 1987.
- [22] Munjal, M. L., Analysis and Design of Mufflers. *Journal of Sound and Vibration*, 211, 425-433, 1998.
- [23] Davis, D. D., Stokes, G. M. D., Stevens, G. L., *Theoretical and Experimental Investigation of Mufflers with Comments on Engine-exhaust Muffler Design*. N.A.C.A, Rapor No: 1192, 1954.
- [24] Mehdizadeh, O. Z., Paraschivoiu, M., A three-Dimensional Finite Element Approach for Predicting The Transmission Loss In Mufflers and Silencers With No Mean Flow. *Applied Acoustics*, 66(8), 902-918, 2005.
- [25] Vasile, O., Enescu, N., Noise Reduction In Industrial Installations Using A Silencer. SISOM 2010 and Session of the Commission of Acoustics, Bucharest, 27-28 May 2010.
- [26] Dokumacı, E., Sound Transmission In Mufflers With Multiple Perforated Co-Axial Pipes. *Journal of Sound and Vibration*, 379-387, 2001.
- [27] Igarashi, J. and Toyoma, M., *Fundamentals of Acoustical Silencers*. Aeronautical Research Institute, Report No. 339, University of Tokyo, 223-241, 1958.
- [28] Munjal, M. L., Velocity Ratio Cum Transfer Matrix Method for Evaluation of a Muffler”, *Journal of Sound and Vibration* 39, 105-119, 1975.
- [29] Mechel, F. P., *Formulas of Acoustics*. 2nd edition, Springer-Verlag, 2008.

- [30] Sullivan, J. W., A Method for Modelling Perforated Tube Muffler Components I. Theory. Journal of the Acoustical Society of America, 66, 772-778, 1979.
- [31] Trochon, E. P., A New Type of Silencers for Turbocharger Noise Control. SAE Paper, 2001-01-1436, 2001.
- [32] Gerges, S.N.Y. et al, Muffler Modeling by Transfer Matrix Method and Experimental Verification, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Science & Engineering, 2005.
- [33] Degirmenci, E., Dirikolu, M. H., A Thermochemical Approach For The Determination of Convection Heat Transfer Coefficients In A Gun Barrel. Applied Thermal Engineering, 2011.
- [34] A. Akbaş, O. Çetin, ‘Susturucularda Basınç Kaybı ve Akustik Performansın İncelenmesi’, Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği, İTÜ, 2011.

EK 1. MATLAB PROGRAMI İÇİN OLUŞTURULMUŞ STL ALGORİTMASI

```
% l1=0.037; l2=0.075; l3=0.005; l4=0.081; l5=0.006

% r0 Yoğunluk 3 kg / m3, c=340 m/s, l 'ler uzunluk, d'ler
çap, s'ler kesitler, birimler metre.

d1=0.015; d2=0.039; d3=0.0115; d4=0.039; d5=0.0115;
d6=0.039; d7=0.0115; d8=0.039; d9=0.0115; d10=0.039;
d11=0.0115; d12=0.039; d13=0.0115;
d14=0.039; d15=0.0115; d16=0.039; d17=0.0115;

r0=1.26;c=340;

s1=(pi*d1^2)/4; s2=(pi*d2^2)/4; s3=(pi*d3^2)/4;
s4=(pi*d4^2)/4; s5=(pi*d5^2)/4; s6=(pi*d6^2)/4;
s7=(pi*d7^2)/4; s8=(pi*d8^2)/4; s9=(pi*d9^2)/4;
s10=(pi*d10^2)/4; s11=(pi*d11^2)/4; s12=(pi*d12^2)/4;
s13=(pi*d13^2)/4; s14=(pi*d14^2)/4; s15=(pi*d15^2)/4;
s16=(pi*d16^2)/4;
s17=(pi*d17^2)/4;

y1=(r0*c)/s1; y2=(r0*c)/s2; y3=(r0*c)/s3; y4=(r0*c)/s4;
y5=(r0*c)/s5;
y6=(r0*c)/s6; y7=(r0*c)/s7; y8=(r0*c)/s8; y9=(r0*c)/s9;
y10=(r0*c)/s10;
y11=(r0*c)/s11; y12=(r0*c)/s12; y13=(r0*c)/s13;
y14=(r0*c)/s14; y15=(r0*c)/s15; y16=(r0*c)/s16;
y17=(r0*c)/s17;

y01=(r0*c)/s1; y02=(r0*c)/s2; y03=(r0*c)/s3;
y04=(r0*c)/s4; y05=(r0*c)/s5;
y06=(r0*c)/s6; y07=(r0*c)/s7; y08=(r0*c)/s8;
y09=(r0*c)/s9; y10=(r0*c)/s10;
y011=(r0*c)/s11; y012=(r0*c)/s12; y013=(r0*c)/s13;
y014=(r0*c)/s14; y015=(r0*c)/s15; y016=(r0*c)/s16;
y017=(r0*c)/s17;

kd12=((s1/s2)-1)^2; kd23=(1-(s3/s2))/2; kd34=((s3/s4)-
1)^2; kd45=(1-(s5/s4))/2; kd56=((s5/s6)-1)^2; kd67=(1-
(s7/s6))/2; kd78=((s7/s8)-1)^2; kd89=(1-(s9/s8))/2;
kd910=((s9/s10)-1)^2; kd1011=(1-(s11/s10))/2;
kd1112=((s11/s12)-1)^2; kd1213=(1-(s13/s12))/2;
kd1314=((s13/s14)-1)^2; kd1415=(1-(s15/s14))/2;
kd1516=((s15/s16)-1)^2; kd1617=(1-(s17/s16))/2;
```

```

m=0.01; m1=0.01; m2=m1*s1/s2; m3=m2*s2/s3; m4=m3*s3/s4;
m5=m4*s4/s5;
m6=m5*s5/s6; m7=m6*s6/s7; m8=m7*s7/s8; m9=m8*s8/s9;
m10=m9*s9/s10;
m11=m10*s10/s11; m12=m11*s11/s12; m13=m12*s12/s13;
m14=m13*s13/s14;
m15=m14*s14/s15; m16=m15*s15/s16; m17=m16*s16/s17;

freq = 0:2:10000;

freq=freq';

for cr=1:length(freq)

    k0=2*pi*freq(cr)/c;
    kc1=k0/(1-m1^2);
    kc2=k0/(1-m2^2);
    kc3=k0/(1-m3^2);
    kc4=k0/(1-m4^2);
    kc5=k0/(1-m5^2);
    kc6=k0/(1-m6^2);
    kc7=k0/(1-m7^2);
    kc8=k0/(1-m8^2);
    kc9=k0/(1-m9^2);
    kc10=k0/(1-m10^2);
    kc11=k0/(1-m11^2);
    kc12=k0/(1-m12^2);
    kc13=k0/(1-m13^2);
    kc14=k0/(1-m14^2);
    kc15=k0/(1-m15^2);
    kc16=k0/(1-m16^2);
    kc17=k0/(1-m17^2);

    k(cr,1)=2*pi*freq(cr)/c;

    t1=[exp(1)^(-i*m1*kc1*l1)*cos(kc1*l1)    i*y01* exp(1)^(-
i*m1*kc1*l1)*sin(kc1*l1);    (i/y01)*exp(1)^(-
i*m1*kc1*l1)*sin(kc1*l1)    exp(1)^(-
i*m1*kc1*l1)*cos(kc1*l1)];

    t12=[1      (1+kd12)*m2*y2-m1*y1;    0    1];

    t2=[exp(1)^(-i*m2*kc2*l2)*cos(kc2*l2)    i*y02* exp(1)^(-
i*m2*kc2*l2)*sin(kc2*l2);    (i/y02)*exp(1)^(-
i*m2*kc2*l2)*sin(kc2*l2)    exp(1)^(-
i*m2*kc2*l2)*cos(kc2*l2)];

    t23=[1      (1+kd23)*m3*y3-m2*y2;    0    1];

```

$$t3 = [\exp(1)^{-i*m3*kc3*13} \cos(kc3*13) \quad i*y03* \exp(1)^{-i*m3*kc3*13} \sin(kc3*13); \quad (i/y03)*\exp(1)^{-i*m3*kc3*13} \sin(kc3*13) \quad \exp(1)^{-i*m3*kc3*13} \cos(kc3*13)];$$

$$t34 = [1 \quad (1+kd34)*m4*y4-m3*y3; \quad 0 \quad 1];$$

$$t4 = [\exp(1)^{-i*m4*kc4*14} \cos(kc4*14) \quad i*y04* \exp(1)^{-i*m4*kc4*14} \sin(kc4*14); \quad (i/y04)*\exp(1)^{-i*m4*kc4*14} \sin(kc4*14) \quad \exp(1)^{-i*m4*kc4*14} \cos(kc4*14)];$$

$$t45 = [1 \quad (1+kd45)*m5*y5-m4*y4; \quad 0 \quad 1];$$

$$t5 = [\exp(1)^{-i*m5*kc5*15} \cos(kc5*15) \quad i*y05* \exp(1)^{-i*m5*kc5*15} \sin(kc5*15); \quad (i/y05)*\exp(1)^{-i*m5*kc5*15} \sin(kc5*15) \quad \exp(1)^{-i*m5*kc5*15} \cos(kc5*15)];$$

$$t56 = [1 \quad (1+kd56)*m6*y6-m5*y5; \quad 0 \quad 1];$$

$$t6 = [\exp(1)^{-i*m6*kc6*16} \cos(kc6*16) \quad i*y06* \exp(1)^{-i*m6*kc6*16} \sin(kc6*16); \quad (i/y06)*\exp(1)^{-i*m6*kc6*16} \sin(kc6*16) \quad \exp(1)^{-i*m6*kc6*16} \cos(kc6*16)];$$

$$t67 = [1 \quad (1+kd67)*m7*y7-m6*y6; \quad 0 \quad 1];$$

$$t7 = [\exp(1)^{-i*m7*kc7*17} \cos(kc7*17) \quad i*y07* \exp(1)^{-i*m7*kc7*17} \sin(kc7*17); \quad (i/y07)*\exp(1)^{-i*m7*kc7*17} \sin(kc7*17) \quad \exp(1)^{-i*m7*kc7*17} \cos(kc7*17)];$$

$$t78 = [1 \quad (1+kd78)*m8*y8-m7*y7; \quad 0 \quad 1];$$

$$t8 = [\exp(1)^{-i*m8*kc8*18} \cos(kc8*18) \quad i*y08* \exp(1)^{-i*m8*kc8*18} \sin(kc8*18); \quad (i/y08)*\exp(1)^{-i*m8*kc8*18} \sin(kc8*18) \quad \exp(1)^{-i*m8*kc8*18} \cos(kc8*18)];$$

$$t89 = [1 \quad (1+kd89)*m9*y9-m8*y8; \quad 0 \quad 1];$$

$$t9 = [\exp(1)^{-i*m9*kc9*19} \cos(kc9*19) \quad i*y09* \exp(1)^{-i*m9*kc9*19} \sin(kc9*19); \quad (i/y09)*\exp(1)^{-i*m9*kc9*19} \sin(kc9*19) \quad \exp(1)^{-i*m9*kc9*19} \cos(kc9*19)];$$

$$t910 = [1 \quad (1+kd910)*m10*y10-m9*y9; \quad 0 \quad 1];$$

```

t10=[exp(1)^(-i*m10*kc10*l10)*cos(kc10*l10)      i*y010*
exp(1)^(-i*m10*kc10*l10)*sin(kc10*l10);
(i/y010)*exp(1)^(-i*m10*kc10*l10)*sin(kc10*l10)
exp(1)^(-i*m10*kc10*l10)*cos(kc10*l10)];

t1011=[1      (1+kd1011)*m11*y11-m10*y10;  0  1];

t11=[exp(1)^(-i*m11*kc11*l11)*cos(kc11*l11)      i*y011*
exp(1)^(-i*m11*kc11*l11)*sin(kc11*l11);
(i/y011)*exp(1)^(-i*m11*kc11*l11)*sin(kc11*l11)
exp(1)^(-i*m11*kc11*l11)*cos(kc11*l11)];

t1112=[1      (1+kd1112)*m12*y12-m11*y11;  0  1];

t12=[exp(1)^(-i*m12*kc12*l12)*cos(kc12*l12)      i*y012*
exp(1)^(-i*m12*kc12*l12)*sin(kc12*l12);
(i/y012)*exp(1)^(-i*m12*kc12*l12)*sin(kc12*l12)
exp(1)^(-i*m12*kc12*l12)*cos(kc12*l12)];

t1213=[1      (1+kd1213)*m13*y13-m12*y12;  0  1];

t13=[exp(1)^(-i*m13*kc13*l13)*cos(kc13*l13)      i*y013*
exp(1)^(-i*m13*kc13*l13)*sin(kc13*l13);
(i/y013)*exp(1)^(-i*m13*kc13*l13)*sin(kc13*l13)
exp(1)^(-i*m13*kc13*l13)*cos(kc13*l13)];

t1314=[1      (1+kd1314)*m14*y14-m13*y13;  0  1];

t14=[exp(1)^(-i*m14*kc14*l14)*cos(kc14*l14)      i*y014*
exp(1)^(-i*m14*kc14*l14)*sin(kc14*l14);
(i/y014)*exp(1)^(-i*m14*kc14*l14)*sin(kc14*l14)
exp(1)^(-i*m14*kc14*l14)*cos(kc14*l14)];

t1415=[1      (1+kd1415)*m15*y15-m14*y14;  0  1];

t15=[exp(1)^(-i*m15*kc15*l15)*cos(kc15*l15)      i*y015*
exp(1)^(-i*m15*kc15*l15)*sin(kc15*l15);
(i/y015)*exp(1)^(-i*m15*kc15*l15)*sin(kc15*l15)
exp(1)^(-i*m15*kc15*l15)*cos(kc15*l15)];

t1516=[1      (1+kd1516)*m16*y16-m15*y15;  0  1];

t16=[exp(1)^(-i*m16*kc16*l16)*cos(kc16*l16)      i*y016*
exp(1)^(-i*m16*kc16*l16)*sin(kc16*l16);
(i/y016)*exp(1)^(-i*m16*kc16*l16)*sin(kc16*l16)
exp(1)^(-i*m16*kc16*l16)*cos(kc16*l16)];

t1617=[1      (1+kd1617)*m17*y17-m16*y16;  0  1];

```

```

t17=[exp(1)^(-i*m17*kc17*l17)*cos(kc17*l17)      i*y017*
exp(1)^(-i*m17*kc17*l17)*sin(kc17*l17);
(i/y017)*exp(1)^(-i*m17*kc17*l17)*sin(kc17*l17)
exp(1)^(-i*m17*kc17*l17)*cos(kc17*l17)];

t=t1*t12*t2*t23*t3*t34*t4*t45*t5*t56*t6*t67*t7*t78*t8*t89
*t9*t910*t10*t1011*t11*t1112*t12*t1213*t13*t1314*t14*t141
5*t15*t1516*t16*t1617*t17;

ttl=20*log10(sqrt(y17/y1)*abs(((t(1,1)+t(1,2)/y17+t(2,1)*
y1+t(2,2)*(y1/y17))/2)));

tlb=sqrt(real(ttl)^2+imag(ttl)^2);
rs(cr,1)=tlb;
end

tt = [freq k rs];

save yediperdeli.mat rs k tt
plot(freq,rs);
xlabel('Frequency [Hz]');
ylabel('STL [dB]');
grid on;

```

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Zeynep MUTLUM

Doğum Tarihi : 09/09/1991

Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu : (Kurum ve Yıl)

Lisans : Kırıkkale Üniversitesi Makine Mühendisliği, 2014

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl/Yıllar:

Deniz Kuvvetleri Komutanlığı, 2017 - ...

Yayınları (SCI) :

Yayınları (Diğer) :

Araştırma Alanları : Makine Teorisi ve Dinamiği, Akustik, Mekanik Titreşimler