İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DAR GÖZENEKLİ KANALLARIN AKUSTİK VE AKIŞ DAVRANIŞLARININ OPTİMİZASYONU - DİZEL PARTİKÜL FİLTRESİNE UYGULANMASI

DOKTORA TEZİ

Sinem ÖZTÜRK

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Doktora Programı

EYLÜL 2016

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DAR GÖZENEKLİ KANALLARIN AKUSTİK VE AKIŞ DAVRANIŞLARININ OPTİMİZASYONU - DİZEL PARTİKÜL FİLTRESİNE UYGULANMASI

DOKTORA TEZİ

Sinem ÖZTÜRK
(503082016)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Doktora Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Haluk EROL

EYLÜL 2016

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503082016 numaralı Doktora Öğrencisi Sinem ÖZTÜRK, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra "DAR GÖZENEKLİ KANALLARIN AKUSTİK VE AKIŞ DAVRANIŞLARININ OPTİMİZASYONU - DİZEL PARTİKÜL FİLTRESİNE UYGULANMASI" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

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

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

Prof. Dr. Ayşe Saide SARIGÜL .....
Dokuz Eylül Üniversitesi

Prof. Dr. Özgür TURHAN .....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Abdurrahman Alper ÖZALP .....
Uludağ Üniversitesi

Teslim Tarihi : 30 Haziran 2016
Savunma Tarihi : 2 Eylül 2016

Canım Aileme,

ÖNSÖZ

Bu çalışmalarım esnasında geniş bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, her konuda desteğini gördüğüm, çalışmamın tamamlanmasında büyük emeği geçen tez danışmanım İ.T.Ü. Makina Fakültesi öğretim üyesi sayın Prof. Dr. Haluk EROL'a, doktora tez jürisinin tüm saygıdeğer üyelerine teşekkürü bir borç bilirim.
Tez kapsamındaki deneysel çalışmalarımı yapmak üzere Araştırma Laboratuvarlarını kullanma olanağı sağladıkları için Bilen Egzost A.Ş.'ye teşekkür ederim.
Tez aşamasının her sürecinde birçok kişinin maddi ve manevi desteğini gördüm. Bu zor günlerimde yanımda olan tüm dostlarıma teşekkür ederim.
Beni bugünlere getiren, verdiği destek sayesinde bu tez çalışmasının gerçekleşmesini mümkün kılan, her zaman yanımda olan, sıkıntı ve mutlulukları birlikte yaşadığımız sevgili aileme de teşekkürlerimi ve sevgilerimi sunarım.

Haziran 2016

Sinem ÖZTÜRK
(Makina Yük. Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
SEMBOLLER ..... **xiii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xv**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xxi**
SUMMARY ..... **xxiii**
1. GİRİŞ **1**
2. ANALİTİK ÇALIŞMALAR **15**
2.1 Düzlem Dalga Yayılımı 15
2.2 Transfer Matrisi Metodu 18
2.3 Akustik Performans Parametreleri 19
2.4 Transfer Matrisi Metodundan Ses İletim Kaybı 20
2.5 Bir Boyutlu Dalga Modeli 21
2.6 Matematik Modelin Kontrolü 27
3. SAYISAL ÇALIŞMALAR **29**
3.1 Sayısal Analizler 29
3.2 Parametrelerin TL Üzerine Etkilerinin İncelenmesi 32
3.2.1 Filtre uzunluğunun etkisi : 32
3.2.2 Filtre çapının etkisi : 33
3.2.3 Geçirgen duvar kalınlığının etkisi : 33
3.2.4 Kanal genişliğinin etkisi : 34
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR **35**
4.1 Giriş 35
4.2 Akustik Ölçümler 35
4.2.1 Teorik Esaslar 35
4.2.2 Kullanılan ekipmanlar 40
4.3 Akış Ölçümleri 43
4.4 Deneysel Sonuçlar 47
4.5 Analitik Modelin Deney Sonuçları ile Doğrulanması 51
5. PARAMETRİK ÇALIŞMALAR **55**
5.1 Uzunluğun etkisi 55
5.2 Çapın etkisi 56
5.3 Kanal genişliğinin etkisi 57
5.4 Kanalların duvar kalınlığının etkisi 58
5.5 Kanal sayısının etkisi 59
5.6 Sıcaklığın etkisi 60
5.7 Kanal duvarlarının geçirgenliğinin etkisi 61
5.8 Akışkanın yoğunluğunun etkisi 62

5.9 Gözenekli duvardan geçen gazın yoğunluğunun etkisi 63
5.10 Dinamik viskozitenin etkisi 64
5.11 DPF girişindeki açık alan oranının etkisi 65
5.12 DPF çıkışındaki açık alan oranının etkisi 66
5.13 Girişin uç düzeltmesi etkisi 67
5.14 Çıkışın uç düzeltmesi etkisi 68
5.15 Kanal basınç kayıp faktörünün etkisi 69
6. OPTİMİZASYON 71
6.1 Optimizasyon Problemlerinin Sınıflandırılması 72
6.2 Optimizasyon Temel Kavramları 73
6.3 Dizel Partikül Filtresinin Optimizasyon Probleminin Tanımı 76
6.4 Arama Teknikleri 78
6.4.1 Ardışık Kuadratik Programlama 78
6.4.1.1 Ardışık Kuadratik Programlama Yöntemi ile Optimizasyon 79
6.4.2 Nelder-Mead Yöntemi 81
6.4.2.1 Nelder-Mead Yöntemi ile Optimizasyon 85
6.5 Genetik Algoritmalar 87
6.5.1 Genetik Algoritmaların Çalışma Prensibi 87
6.5.1.1 Gösterim (Kodlama İşlemi) 89
6.5.1.2 Başlangıç Popülasyonunun Oluşturulması 90
6.5.1.3 Uygunluk Değerinin Hesaplanması 90
6.5.1.4 Genetik İşlemler 90
6.5.1.5 Yeni Neslin Oluşturulması 96
6.5.1.6 Sonlandırma İşlemi 96
6.5.2 Genetik Algoritmaların Performansını Etkileyen Parametreler 97
6.5.3 Genetik Algoritmaların Diğer Metotlardan Farkı 98
6.5.4 Genetik Algoritma ile Optimizasyon 99
6.5.5 Parçacık Sürü Optimizasyonu 100
6.5.5.1 Parçacık Sürü Optimizasyonu Yöntemi ile Optimizasyon 104
6.6 Çok Ölçütlü Optimizasyon 105
6.6.1 Çok Ölçütlü Genetik Algoritma ile Optimizasyon 108
6.6.2 Hızlı ve Elitist Çok Ölçütlü Genetik Algoritma: NSGA-II 111
6.6.2.1 NSGA-II Yöntemi ile Optimizasyon 115
7. SONUÇLAR 119
KAYNAKLAR 123
EKLER 129
ÖZGEÇMİŞ 151

KISALTMALAR

DPF : Dizel Partikül Filtresi
TL : Ses İletim Kaybı (Transmission Loss)
FEM : Sonlu Elemanlar Metodu (Finite Elements Method)
PSO : Parçacık Sürü Optimizasyonu
MOPSO : Çok Ölçütlü Parçacık Sürü Optimizasyonu
NSGA-2 : Hızlı ve Elitist Çok Ölçütlü Genetik Algoritma
TM : Transfer matrisi
TMM : Transfer Matris Metodu
FFT : Hızlı Fourier Dönüşümü (Fast Fourier Transform)
KKT : Karush-Kuhn-Tucker
QP : Kuadratik Programlama
SQP : Ardışık Kuadratik Programlama

SEMBOLLER

p_0	: Ortamın basıncı
p	: Akustik basınç
ρ_0	: Ortamın yoğunluğu
ρ_0	: Gözenekli duvarlarda gaz yoğunluğu
a_0	: Faz hızı veya ses hızı
c	: Ses hızı
Z	: Karakteristik dalga empedansı
Z_0	: Ortamın karakteristik empedansı
u	: Parçacık hızı
u_w	: Duvar boyunca parçacık hız dalgalanması
U_0	: Eksenel akış hızı
v	: Volumetrik hız
ϑ	: Kütle hızı
L_p	: Ses basınç düzeyi
L_I	: Ses şiddeti düzeyi
Y	: Kanal içi karakteristik akustik empedans
μ	: Dinamik viskozite
ε	: Kanal basınç kayıp faktörü
d_h	: Kare kesitli kanalın genişliği
h_t	: Kanalın duvar kalınlığı
σ_w	: Kanalın duvar geçirgenliği
d	: Dizel partikül filtresinin çapı
L	: Dizel partikül filtresinin uzunluğu
$\wedge$	: Kompleks genlik
K_n	: Dalga sayıları
$\hat{a}_n$	: Modal genlikler
N	: Açık kanal sayısı
r	: Viskoz ve akışla ilgili kayıplara bağlı olan akustik direnç
l	: Uç düzeltmesi
M_{in}, M_{out}	: Giriş ve çıkıştaki Mach sayıları
Z_{in}, Z_{out}	: Giriş ve çıkıştaki akustik empedanslar
α	: Viskotermal sönüm
η_e	: Isıl özelliklerin hesaba katıldığı dinamik viskozite
γ	: Akışkana ait adyabatik sabit
κ	: Akışkana ait ısı iletkenliği
c_P	: Akışkana ait özgül ısı
f_i	: Alt frekans

f_u : Üst frekans

d_{mic} : Mikrofon çapı

s : Mikrofonlar arası mesafe

λ : Dalga boyu

q_m : Kütlesel debi

C : Boşaltım katsayısı

β : Çap oranı

ε : Genleşme faktörü

d_b : Boğaz çapı

ΔP_v : Ventüride ölçülen basınç farkı

ρ_1 : Kanal girişindeki yoğunluk

k : Darcy geçirgenliği

β : Forchheimer katsayısı

ΔP : Basınç kaybı

ζ : Daralma/genişleme atalet kaybı katsayısı

T : Sıcaklık

m_{in}, m_{out} : giriş ve çıkışıtaki açık alan oranı

x : Tasarım veya karar değişkenleri

$\prec_n$: Yoğunluk karşılaştırma operatörü

i_{rank} : Domine edilemeyen sıralama

i_{distance} : Yoğunluk mesafesi

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Çalışılan DPF verisi. **27**
Çizelge 3.1 : DPF'nin sabit tutulan parametrelerinin boyutları. **32**
Çizelge 3.2 : DPF'nin akustiği üzerine etkileri incelenen parametreler ve kabul edilebilir sınırları. **32**
Çizelge 4.1 : Deneyde kullanılan DPF'lerin ölçüleri. **51**
Çizelge 5.1 : Analizi gerçekleştirilen DPF uzunlukları. **56**
Çizelge 5.2 : Analizi gerçekleştirilen DPF çapları. **57**
Çizelge 5.3 : Analizi gerçekleştirilen DPF kanal genişlikleri. **58**
Çizelge 5.4 : Analizi gerçekleştirilen DPF kanal duvar kalınlıkları. **59**
Çizelge 5.5 : Analizi gerçekleştirilen DPF kanal sayıları. **60**
Çizelge 5.6 : Analizi gerçekleştirilen DPF sıcaklıkları. **60**
Çizelge 5.7 : Analizi gerçekleştirilen DPF kanal duvarlarının geçirgenlikleri. **61**
Çizelge 5.8 : Analizi gerçekleştirilen akışkan yoğunlukları. **62**
Çizelge 5.9 : Analizi gerçekleştirilen DPF gözenekli duvar gaz yoğunlukları. **63**
Çizelge 5.10 : Analizi gerçekleştirilen DPF dinamik viskoziteleri. **64**
Çizelge 5.11 : Analizi gerçekleştirilen DPF girişindeki açık alan oranları. **65**
Çizelge 5.12 : Analizi gerçekleştirilen DPF çıkışındaki açık alan oranları. **66**
Çizelge 5.13 : Analizi gerçekleştirilen DPF giriş uç düzeltmeleri. **68**
Çizelge 5.14 : Analizi gerçekleştirilen DPF çıkış uç düzeltmeleri. **68**
Çizelge 5.15 : Analizi gerçekleştirilen DPF kanal basınç kayıp faktörleri. **69**
Çizelge 6.1 : Seçilen optimizasyon parametrelerin için alt ve üst sınırlar ve başlangıç değerleri. **78**
Çizelge 6.2 : Başlangıç koşulları değiştirilerek gerçekleştirilen denemeler ve sonuçları. **80**
Çizelge 6.3 : Ardışık Kuadratik Programlama yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerleri. **81**
Çizelge 6.4 : İlerleme Ölçeğinin Ayarlanması **84**
Çizelge 6.5 : Nelder-Mead yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerleri. .. **86**
Çizelge 6.6 : Nelder-Mead yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerleri. .. **87**
Çizelge 6.7 : Genetik Algoritma ile elde edilen optimum parametre değerleri. **100**
Çizelge 6.8 : PSO yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerleri. **105**
Çizelge 6.9 : 4 değişkene bağlı amaç fonksiyonu değerleri. **110**
Çizelge 6.10 : Çok Ölçütlü Genetik Algoritma yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerleri. **110**
Çizelge 6.11 : 4 değişkene bağlı amaç fonksiyonu değerleri. **117**
Çizelge 6.12 : NSGA-2 yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerleri. **118**

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Dar gözenekli kanallara örnekler: (a) Dizel partikül filtresi, (b) H ava soğutmalı konsenserler için gözenekli ısı değiştiricisi, (c) Gaz türbin kanadındaki soğutma delikleri. **1**
Şekil 1.2 : Dizel partikül filtresi (DPF). **2**
Şekil 2.1 : Akustik eleman ve durum değişkenleri. **18**
Şekil 2.2 : DPF hücresi kesidi. **22**
Şekil 2.3 : DPF'de komşu kanallar. **22**
Şekil 2.4 : Ref. [21]'de yer alan DPF (mavi) ve matematik model ile oluşturulan DPF (kırmızı) için iletim kaybı eğrileri **27**
Şekil 3.1 : DPF'nin eksenel simetrik geometrisi. **31**
Şekil 3.2 : DPF geometrisi..... **31**
Şekil 3.3 : Farklı uzunluklara sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **32**
Şekil 3.4 : Farklı çaplara sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri..... **33**
Şekil 3.5 : Farklı uzunluklara sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **33**
Şekil 3.6 : Farklı kanal genişliklerine sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri..... **34**
Şekil 4.1 : Dört kutup parametresi. **35**
Şekil 4.2 : Giriş ve çıkışta giden ve gelen dalga..... **35**
Şekil 4.3 : Ses iletim kaybı ölçüm düzeneği..... **40**
Şekil 4.4 : Ölçüm düzeneği. **41**
Şekil 4.5 : Ventüri tüpü. **43**
Şekil 4.6 : Basınç ölçümlerinin gerçekleştirildiği deney düzeneği. **44**
Şekil 4.7 : DPF'nin kanalı boyunca ilerleyen akışın modeli ve basınç kaybına neden olan unsurlar. **44**
Şekil 4.8 : DPF – 1 için ses iletim kaybı eğrisi. **48**
Şekil 4.9 : DPF- 2 için ses iletim kaybı eğrisi. **48**
Şekil 4.10 : DPF – 3 için ses iletim kaybı eğrisi. **49**
Şekil 4.11 : DPF – 4 için ses iletim kaybı eğrisi. **49**
Şekil 4.12 : DPF – 1 için basınç kaybı eğrisi. **50**
Şekil 4.13 : DPF – 2 için basınç kaybı eğrisi. **50**
Şekil 4.14 : DPF – 3 için basınç kaybı eğrisi. **51**
Şekil 4.15 : DPF – 4 için basınç kaybı eğrisi. **51**
Şekil 4.16 : Deneyde kullanılan DPF'lere ait resimler. **52**
Şekil 4.17 : L152.4 – 90 DPF için deneysel (mavi) ve matematik model kullanılarak elde edilen (kırmızı) ses iletim kaybı eğrileri. **52**
Şekil 4.18 : L152.4 – 150 DPF için deneysel (mavi) ve matematik model kullanılarak elde edilen (kırmızı) ses iletim kaybı eğrileri. **53**
Şekil 4.19 : L205 – 90 DPF için deneysel (mavi) ve matematik model kullanılarak elde edilen (kırmızı) ses iletim kaybı eğrileri. **53**
Şekil 4.20 : L203 – 150 DPF için deneysel (mavi) ve matematik model kullanılarak elde edilen (kırmızı) ses iletim kaybı eğrileri. **54**
Şekil 5.1 : Farklı uzunluklara sahip DPF'lerin iletim kaybı eğrileri. **56**
Şekil 5.2 : Farklı çaplara sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **57**

Şekil 5.3 : Farklı kanal genişliklerine sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **..... 58**
Şekil 5.4 : Farklı kanal duvar kalınlıklarına sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **..... 59**
Şekil 5.5 : Farklı kanal sayısına sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **..... 60**
Şekil 5.6 : Farklı akışkan sıcaklıklarına sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **.... 61**
Şekil 5.7 : Farklı duvar geçirgenliklerine sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **62**
Şekil 5.8 : Farklı akışkan yoğunluğuna sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **... 63**
Şekil 5.9 : Farklı duvar yoğunluğuna sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **..... 64**
Şekil 5.10 : Farklı dinamik viskozitelere sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. . **65**
Şekil 5.11 : Girişte farklı açık alan oranına sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **..... 66**
Şekil 5.12 : Çıkışta farklı açık alan oranına sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **..... 67**
Şekil 5.13 : Girişte farklı uç düzeltmelerine sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **..... 68**
Şekil 5.14 : Çıkışta farklı uç düzeltmelerine sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **..... 69**
Şekil 5.15 : Farklı kanal basınç kayıp faktörlerine sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri. **..... 70**
Şekil 6.1 : Optimizasyon problemlerinin sınıflandırılması. **..... 72**
Şekil 6.2 : Optimum noktaların grafiksel gösterimi. (A) Sınırsız alan ve fonksiyon (sonlu genel ekstremum yok) (B) Sınırlı çözüm uzayı (genel minimum ve maksimum var). **..... 74**
Şekil 6.3 : $f(x_1, x_2, x_3)$ için x^*'da gradiyent vektörü. **..... 75**
Şekil 6.4 : DPF'nin boyutlandırılması. **..... 77**
Şekil 6.5 : Ardışık Kuadratik Programlama yöntemi ile çözümde İterasyon-Fonksiyon değeri grafiği. **..... 80**
Şekil 6.6 : SQP yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerlerine göre ses iletim kaybı eğrisi. **..... 81**
Şekil 6.7 : Çeşitli n Boyutlu Simpleksler **..... 82**
Şekil 6.8 : Nelder ve Mead (Simpleks) Yöntemi **..... 82**
Şekil 6.9 : Nelder-Mead yöntemi ile çözümde İterasyon- Fonksiyon değeri grafiği. **85**
Şekil 6.10 : Nelder-Mead yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerlerine göre ses iletim kaybı eğrisi. **..... 86**
Şekil 6.11 : Genetik Algoritmaların Genel Akış Şeması. **..... 88**
Şekil 6.12 : Çalışmanın Genel Akış Şeması. **..... 89**
Şekil 6.13 : Rulet tekerleği. **..... 91**
Şekil 6.14 : Rulet tekerleğinin açılmış ve düzleştirilmiş biçimi. **..... 92**
Şekil 6.15 : İkili turnuva seçimi. **..... 92**
Şekil 6.16 : Tek noktalı çaprazlama. **..... 93**
Şekil 6.17 : İkili kodlamada tek noktalı çaprazlama. **..... 94**
Şekil 6.18 : İki noktalı çaprazlama. **..... 94**
Şekil 6.19 : İkili kodlamada iki noktalı çaprazlama. **..... 94**
Şekil 6.20 : Üniform çaprazlama. **..... 95**
Şekil 6.21 : Mutasyon işlemi. **..... 95**
Şekil 6.22 : Mutasyon yöntemleri. **..... 96**
Şekil 6.23 : Sonlandırma koşulları grafiği. **..... 97**
Şekil 6.24 : Genetik Algoritma yöntemi ile çözümde İterasyon- Fonksiyon değeri grafiği. **..... 99**

Şekil 6.25 : Genetik Algoritma yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerlerine göre ses iletim kaybı eğrisi. **100**
Şekil 6.26 : Parçacık Sürü Optimizasyonunda parçacığın hareketi. **101**
Şekil 6.27 : Parçacık Sürü Optimizasyonu akış diyagramı. **103**
Şekil 6.28 : PSO yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerlerine göre ses iletim kaybı eğrisi. **105**
Şekil 6.29 : İki boyutlu fenotip uzayı. **106**
Şekil 6.30 : x fenotipine ait dört bölgeye bölünen alan. **106**
Şekil 6.31 : İkili amaç uzayında baskınlık ilişkisi. **107**
Şekil 6.32 : Fenotip alanında olası (feasible) çözümler uzayı. **108**
Şekil 6.33 : Çok Ölçütlü Genetik Algoritma yöntemi ile çözümde Pareto yüzeyi. . **109**
Şekil 6.34 : Çok Ölçütlü Genetik Algoritma yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerlerine göre ses iletim kaybı eğrisi. **111**
Şekil 6.35 : Yoğunluk mesafesi hesaplaması. **112**
Şekil 6.36 : NSGA-2 prosedürü. **114**
Şekil 6.37 : NSGA-II algoritması. **114**
Şekil 6.38 : Bir nesil üzerinde NSGA-2 popülasyon ilerlemesi. **115**
Şekil 6.39 : NSGA-2 yöntemi ile çözümde Pareto yüzeyi. **116**
Şekil 6.40 : NSGA-2 yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerlerine göre ses iletim kaybı eğrisi. **118**

DAR GÖZENEKLİ KANALLARIN AKUSTİK VE AKIŞDAVRANIŞLARININ OPTİMİZASYONU - DİZEL PARTİKÜL FİLTRESİNE UYGULANMASI

ÖZET

Dar gözenekli kanallar otomobil motorlarından, ısı değiştiricilerine, gaz türbinlerine kadar birçok mühendislik uygulamasında yer alır. Bu nedenle bilimsel ve teknik alanda birçok çalışmaya konu olmuştur. Dar gözenekli kanal uygulamasına en iyi örneklerden biri de Dizel Partikül Filtreleridir (DPF). Hava kirliliğinde önemli bir payı olan dizel egzoz gazlarının kötü etkilerini azaltmak için otomobillerde kullanılan DPF'ler birçok ülkede standart haline gelmektedir. DPF'lerin esas amacının duman partiküllerinin zararlı emisyonunu azaltmak olmasına rağmen, aynı zamanda akustik emisyonu da etkilerler. Dizel motorların araç pazarındaki payının giderek artmasıyla, hava kirliliği ve gürültü gibi çevresel etkilerinin de olmasından dolayı DPF'ler inceleme konusu olmaya başlamıştır. Son 20 yıl içinde, DPF'lerin performansı birçok teorik ve deneysel çalışmaya konu olmuştur.

Yapılan detaylı literatür araştırması sonucunda dar gözenekli kanallar ve bunun bir uygulaması olan DPF'ler ile ilgili olarak çok sayıda çalışma olduğu, ancak bunların akustiği ile ilgili çalışmaların sayısının oldukça sınırlı olduğu görülmüştür.

Bu tezin amacı dar gözenekli kanalların akustik davranışını, mühendislik uygulamalarından biri olan DPF'ler özelinde yapılan detaylı çalışmalar ile incelemektir. Bu amaçla analitik, deneysel, parametrik ve sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler kullanılarak DPF'nin akustiği üzerine bir optimizasyon çalışması yapılmıştır.

DPF'nin akustik performansını belirlemek için ses iletim kaybı ve basınç kaybı parametreleri kullanılmıştır. Bu tezde ilk olarak, DPF'ler transfer matris metodu kullanılarak analitik olarak modellenmiştir. Analitik model, literatürde yer alan çalışmalardaki sonuçlar ile doğrulandıktan sonra, model üzerinde bazı parametrelerin DPF'lerin akustik davranışına etkileri ortaya konmaya çalışılmıştır. Benzer çalışma COMSOL programı kullanılarak oluşturulan sayısal model ile de gerçekleştirilmiştir.

Tez kapsamında, ayrıca, DPF'lerin akış ve akustik ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu deneysel çalışmalar ile DPF'lerin akustik performansını değerlendirmek üzere ses iletim kayıpları ve geri basınç kayıpları belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar, önceden oluşturulmuş olan analitik modeli ve sayısal modeli doğrulamak için kullanılmıştır.

Tezde son olarak, DPF'lerin akustik performansını geliştirmek için optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. İlk defa bu çalışma ile DPF'lerin akustik optimizasyonu, literatürde yer alan birkaç parametrenin etkisinin belirlenerek yeni bir tasarım önerisi olmaktan öteye geçmiş ve hedeflenen sınırlar içerisinde DPF'lerin akustiğini en uygun hale getirecek olan tasarım belirlenmiştir. Bu yapılırken, DPF'ler için önemli olan diğer bir parametre, basınç kaybı parametresi de göz önüne alınarak, çok ölçütlü bir optimizasyon probleminin çözümü şeklinde de kurgulanmıştır. Optimizasyon için

birbirinden farklı yöntemler kullanılmıştır. İlk olarak Ardışık Kuadratik Programlama ve Nelder-Mead yöntemleri kullanılmış, ardından genetik algoritmalardan Parçacık Sürü Optimizasyonu ve Hızlı ve Elitist Çok Ölçütlü Genetik Algoritma: NSGA-II yöntemleri kullanılmıştır.

OPTIMIZATION OF ACOUSTIC AND FLOW BEHAVIOR OF NARROW POROUS CHANNELS - APPLIED TO THE DIESEL PARTICULATE FILTER

SUMMARY

Sound propogation in channels is a fundamental problem for acoustics. Sound wave propogation in channels can be divided into three main groups as “narrow”, “wide” and “very wide” depending on the diameter and frequency. In narrow channels, propogation is isothermal at very small diameters and low frequencies and can be expressed by using viscous forces. In wide channel, sound energy propogate equally within the section. Finally, in the very wide channels, sound energy becomes intense close to the walls.

Narrow porous channels are in many engineering applications such as automobile engines, heat exchangers and gas turbines. For this reason, they have been the subject of many studies in the scientific and technical field. One of the best examples of the implementation of narrow porous channels is diesel particulate filters (DPF). Using a diesel particulate filter (DPF) on cars is becoming a standard in many countries to reduce the ill effects of diesel exhaust gases, which have a significant role in air pollution. Although the main purpose of DPFs is to reduce the harmful emission of soot particles, they also affect acoustic emissions. With the increasing share of diesel engines in the vehicle market, air pollution and environmental impacts such as noise have begun to be the subject of examination. Within the last 20 years, the performance of the DPF has been the subject of many theoretical and experimental studies.

A detailed literature survey on the subject revealed that there are significant amount of studies addressing the narrow porous channels and the diesel particulate filter which is an application of them. However, studies dealing with acoustics of them are very limited.

The main objective of this thesis is to examine the acoustic behaviour of the narrow porous channels by working detailly on the DPF which is an engineering application of it. For this purpose, analytical, experimental, parametric and numerical studies were carried out. An optimization study on the acoustics of DPF was conducted using the data obtained from these studies.

Diesel engines are the most important power supply because of their strength and high efficiency. The diesel engine has the highest thermal efficiency of any standard internal or external combustion engine. Therefore they are commonly used power supplies. But the particulate emissions from combustion are a major problem worldwide. In recent years, due to environmental regulations and exhaust emission standards, diesel particulate filters (DPF) capturing emissions have been developed and some of them show quite impressive filtration efficiency up to 90%. Although the main purpose of a DPF is to reduce harmful emissions of soot particles, it also affects the acoustic emission. This has led researchers to study the acoustic performance of the DPF.

A ‘particulate’ is a tiny fragment of matter, solid or liquid, suspended in the air. These particles are harmful for the environment and human. They contribute to cancer. Soot particles are called PM (particulate matter). Combustion quality is dependent on how the mixture of oxygen and fuel, is formed. Diesel engines produce significant amounts of particulates in their soot. Diesel particulates are still a problem and there is a special filter fitted to modern diesels to catch them – the DPF.

A diesel particulate filter (DPF) is a device designed to remove diesel particulate matter or soot from the exhaust gas of a diesel engine. The first place that the gases coming from the engine exhaust manifold is the particulate filter. The wall-flow monolith DPF is the most common design. Particulate filter looks like a typical silencer and has many small parallel channels running in the axial direction and usually a cylindrical ceramic structure. The walls of the channels are porous, and adjacent channels are plugged at each end in order to cause gas to flow through these porous walls. A large part of unburned fuel institutions in the exhaust gas is accumulated in the closed cells of the DPF to prevent this gas, which is harmful to environment, to exhaust into the air.

DPF is generally made from a material that can hold the institution occured after combustion in the diesel exhaust, such as porous metal, silicon carbide and cordierit, and its ceramic body is placed inside a metal enclosure. The materials that have high mechanical strength, the ability to withstand temperature changes, high strength to thermal loading, thermal conduction and abrasion, are prefered for production of the DPFs.

Sound transmission loss and back pressure parameters were used to determine the acoustic performance of the DPF. To understand the mechanisms that affect flow and pressure drop in DPF has an important place in the DPF design. A good filter has a low pressure drop.

Within the scope of the thesis, a mathematical model was built in order to examine the acoustical behavior of the filter parametrically by using the studies in the litearture and making neccessary assumptions. The accuracy of the model has been checked by using the MATLAB program. The DPF is modeled analytically by using the transfer matrix method.

By using the mathematical model of the DPF, the acoustic effects of some parameters on the behavior of the DPF were determined. The examined parameters are the length of the DPF, the width and the wall thickness of the channels, temperetaure, the permeability of the channel walls, fluid density, dynamic viscosity, open area ratio in the DPF inlet and the outlet, end correction and finally the pressure drop factor.

As a result of parametric studies, it is aimed to investigate the effects of the parameters on the transmission loss graph and to determine the number of the extremum points on the transmission loss graph obtained by using the values of the parameters in the desired region for the optimization studies.

After the analytical model is validated with the results of the studies in the literature, the effects of some parameters on the DPF acoustic performance were tried to be determined by using this model. The numerical model generated using the program COMSOL were performed with similar work.

Numerical analysis was conducted using COMSOL program. By using the model built in COMSOL, the effects of the changes in geometric parameters on transmission loss were investigated . Studies were carried out between 0-2000 Hz frequency range. The

results of the numerical analysis are important in order to understand the success of the analytical model. The results of the analytical model were compared with the results obtained with the models that were built in COMSOL.

Experimental studies were also carried out in order to verify the analytical and the numerical model and to examine the parameters. The DPF flow and acoustic measurements were carried out. By these experimental studies, sound transmission loss and back pressure were determined to evaluate the acoustic performance of DPF. The obtained results were used to validate the numerical model and the analytical model have previously been created. As a a result of the experimental studies, it can be concluded that the model, that was verified by both models in the literature and the experimental studies, can be used for the solution of the optimization problem. Pressure drop graphs of the DPFs obtained from the experimental data were used in order to get an idea of the order of the pressure drop parameter.

After the analytical model is validated with the results of the studies in the literature, the effects of some parameters on the DPF acoustic performance were tried to be determined by using this model. The numerical model generated using the program COMSOL were performed with similar work.

The optimization of the DPF was carried out based on 4 parameters, which were defined as design variables. These are channel width, channel wall thickness, DPF length and DPF diameter. Lower and upper boundaries for selected design variables were determined based on the data obtained from various manufacturers' catalogs, taking into account the area in which the DPF can be placed in a vehicle.

Finally in the thesis, the optimization was carried out to determine the acoustic performance of DPF. In literature, optimization was carried out by changing parameter values and examining the effects and proposing a design according to the results. With this study, for the first time in the literature, a new acoustically optimum DPF design was proposed by determining the effect of several parameters of the acoustic optimization of DPF at the same time within targeted limits of the design.

Filter design optimization is primarily focused on the acoustic performance of the DPF, which is characterized by the transmission loss parameter. For this reason, it aimed to maximize TL values for the DPF at all frequencies.

The optimization problem was also built as a multi-objective optimization by taking into account the back pressure parameter which is also important for DPFs' acoustics. Pressure drop is the second optimization criteria considered in the present study. When a diesel particulate filter is added to an exhaust system, it causes a pressure drop. A pressure drop means that some type of back pressure occurs on the engine and forces the engine to work harder. Thus, the engine consumes more gas, i.e., it works inefficiently. Therefore, the pressure drop parameter is defined as an another objective function of the optimization problem.

Different methods have been used for optimization. First, Sequential Quadratic Programming and Nelder-Mead methods were used, then genetic algorithms, Particle Swarm Optimization and Fast And Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II method were used.

1. GİRİŞ

Sesin kanallar içerisinde yayılımı akustiğin pek çok alanında ortaya çıkan temel bir sorundur. Düzlem ses dalgalarının kanal içerisinde yayılımı çap ve frekansa bağlı olarak "dar" kanal, "geniş" kanal ve "çok geniş" kanal yayılımı şeklinde üç ana gruba ayrılabilir.

a) *Dar kanal:* Çok küçük çaplarda ve düşük frekanslarda, hareket izotermaldir ve viskoz kuvvetlerle ifade edilebilir.
b) *Geniş kanal:*Ses enerjisi kanal kesidi içerisinde eşit olarak yayılır.
c) *Çok geniş kanal:* Bu kanal; geniş kanaldan esas olarak, ses enerjisinin duvarlara yakın yoğunlaşmasıyla ayrılır [1].

Gözenekli yapılar boyunca akış ve taşıma işlemleri ise çeşitli bilimsel ve teknik alanlarda büyük bir ilgi konusu olmuştur. Özellikle katalitik konverter (otomobil motorlarında egzoz emisyonunu azaltmak için kullanılanlar), kondansatörler (soğutma amaçlı ısı değiştirici olarak kullanılanlar) ve gaz türbinleri (gaz türbini kanatlarının soğutulması için kullanılanlar) gibi mühendislik uygulamalarında, yüksek hız rejiminde gözenekli ortam aracılığıyla akış üzerine birçok çalışma gerçekleştirilmiştir [2]. Mühendislik uygulamaları ve bilimsel ilgi pek çok bilim adamını, deney ve sayısal analiz yoluyla bu akış ve taşıma işlemleri hakkında ayrıntılı bir anlayış geliştirmeye yönelik araştırma yapmaya yöneltmiştir.



(a) (b) (c)

Şekil 1.1 : Dar gözenekli kanallara örnekler: (a) Dizel partikül filtresi, (b) Hava soğutmalı konsenserler için gözenekli ısı değiştiricisi, (c) Gaz türbin kanadındaki soğutma delikleri.

Şekil 1.1'de otomobil egzoz sistemleri için katalitik konverter, hava soğutmalı kondenserler için gözenekli ısı değiştiricisi ve gaz türbin kanadındaki soğutma delikleri gibi dar gözenekli kanalların uygulamasına yönelik örnekler görülmektedir. Tez kapsamında dar gözenekli kanalların akustik davranışının incelenmesi, mühendislik uygulamalarından biri olan dizel partikül filtrelerinin üzerinde yapılan çalışmalar ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 1.2'de bir dizel partikül filresi görülmektedir.



Şekil 1.2 : Dizel partikül filtresi (DPF).

Dar gözenekli kanalların akustiği, bu konudaki çalışmaların ilki sayılabilecek Selamet ve diğerlerinin (1997) çalışmasından bu yana, birçok araştırmacının ilgisini çekmiştir. Bu çalışmalarıyla, katalitik konverterlerde akustik dalga yayılımı ve azalımını incelemişlerdir. Katalitik monolitteki dalga yayılımına ilişkin ifadeler ilk defa bu çalışmayla ortaya konulmuş ve sonra bunlar monolitin giriş ve çıkışlarına yerleştirilmiş konik kanallarda dalga yayılımıyla birleştirilmiştir. Analitik ve sayısal olarak bu yaklaşımı modelledikten sonra, iki farklı konfigürasyon (dairesel ve oval) için deneysel çalışmalar yaparak teorik sonuçları bunlarla karşılaştırmışlardır. Monolitli ve monolitsiz katalitik konverterin azalım karakteristiğini incelemişlerdir [3]. Yine aynı yıl Dokumacı (1997), üst üste ortalama akışı olan dairesel ve dikdörtgen dar kanallarda ses iletimini incelemiştir. Petek delikleri için önceki çalışmalarda dairesel kanal düşünülürken, burada ilk defa dikdörtgen kanal modellenmiştir [4].
Bu çerçevede yapılmış ve analitik yaklaşımlarla dar gözenekli kanalları ele alan çalışmalara örnek olarak şunlar verilebilir:

Rodarte ve diğerleri (2000), visko-termal etkilere rağmen tüplerdeki ses azalımını incelemişlerdir. Dairesel silindirik yapılardaki gazlarda ses dalgalarının yayılımını inceleyerek, yayılma sabitini çözmek için bir bilgisayar kodu vermişlerdir. Ölçümler için akışkan olarak kızgın R134a soğutucu kullanılmıştır. Ses azalım ölçümleri, düzlem dalga bölgesinde oluşturulan bilgisayar kodu ile hesaplanan azalımla oldukça iyi bir uyum göstermektedir [5].

Dokumacı (2001), dar kanallarda akış ve bunların akustiği üzerine birçok çalışma gerçekleştirmiştir. Kompakt iletişim cihazları ile birleşen kanallarda ses geçişi analizi için ayrık bir yaklaşım sunmuştur. Aynı zamanda bu yaklaşımı, sürekli visko-termal kanallar olarak modellenen delikli kanallara da uygulamıştır ve sonuçlarını delik empedansının indirgenmiş parametre modellemesiyle karşılaştırmıştır. Uygulama alanlarından biri çok delikli kanallardır [6].

Bir başka çalışmasında Dokumacı (2001), sabit bir sıcaklık gradiyentine ve üniform hız profilinin ortalama akışına sahip dar kanallardaki ses dalgalarının geçişi için yaklaşık bir çözüm vermiştir. Çözüm aynı zamanda sabit basınç gradiyentinin etkisini de içermektedir. Analizde, ortam durum değişkenlerinin uzaysal varyasyonlarının, esas akustik denklemlerdeki ortalama değerleri ile değiştirilebilecek kadar küçük olduğu kabul edilmektedir. Bu yaklaşım, çözümün uygulama alanını küçük ortam değişkenleri (sıcaklık ve ortalama basınç) veya görece yüksek frekanslarla sınırlar. Katalitik monolit bir silindirin tipik boyutları için, mevcut çözüm, yararlı bir frekans aralığında ortalama akış etkilerini doğru bir şekilde tahmin edebilir [7].

Kanallardaki ses geçişi incelediği bu çalışmalardan farklı olarak; Dokumacı (2001), dağıtılmış parametre yöntemini, çalışan çok sayıda, eş eksenli delikli kanala sahip susturucuların analizi için geliştirmiştir ve "iletim kaybı"'nı hesaplamıştır. Teoriyi iki eş eksenli delikli kanala sahip rezonatöre uygulamış ve akışsız olarak test etmiştir [8].

Dokumacı (2003), dış yükler kullanarak, kanallardaki gürültü kaynaklarının zamana bağlı *tek port* tanımlanmasını gerçekleştirmiştir. Zamana bağlı *tek port* kaynak modellerinin bazı özelliklerini göstermek için de sayısal sonuçlar sunmuştur. Zamana bağlı periyodik kaynak için çok fazla dış yük gerektirdiğinden, kara kutu yaklaşımının uygun olmadığı sonucuna varmıştır [9].

Dokumacı (2002), belirli frekans bandında, susturucu sıcaklığının periyodik değişimleri için, kararsız dalga yayılımını tahmin eden ve bu teorinin egzoz kanallarına uygulayan sayısal bir çalışma gerçekleştirmiştir [10].

Bu tez çalışması kapsamında, dar gözenekli kanallara sahip yapıların akustik davranışlarını incelemek üzere, bu özelliklerdeki yapılara en uygun örneklerden olan içten yanmalı motorların egzozlarında emisyon kontrolü için kullanılan dizel partikül filtreleri ele alınmıştır.

Motorlu taşıtların hava kirliliğinde önemli bir payı bulunmaktadır. Bu ise emisyon kontrol teknolojilerinin geliştirilmesini zorunlu hale getirmiştir. Dizel motorlarının yüksek verimi, düşük kullanım maliyetleri, yüksek dayanım ve güvenilirlikleri onları ağır hizmet araç pazarında lider duruma getirmiştir. Son zamanlarda özellikle benzin fiyatlarının yüksekliğinden dolayı dizel motorlarının hafif hizmet araç pazarındaki payı da giderek artmaktadır. Dizel partikül filtreleri partiküllerin azaltılmasında teknik olarak en uygun çözümlerden biridir. Dizel partikül filtresi (DPF) egzoz gazlarının sistem boyunca geçişine izin verirken katı ve sıvı partikül madde emisyonlarını biriktirmek için tasarlanıp egzoza yerleştirilmektedir [11]. Dizel egzoz gazlarının kötü etkilerini azaltmak için otomobillerde DPF kullanımı birçok ülkede standart haline gelmektedir. DPF'lerin esas amacı duman partiküllerinin zararlı emisyonunu azaltmak olmakla birlikte, aynı zamanda akustik emisyonu da etkilerler.

Dizel yakıtının yanması sonucu damlacık şeklinde kısmen oksitlenmiş ya da hiç oksitlenmemiş hidrokarbonlar ve özgün dokulara sahip aldehitlerin yanı sıra "partikül" adı verilen toz haldeki katı maddeler de egzoz gazı ile dışarı atılır. DPF'ler, dizel motorlarında yanma sonucu oluşan, çevreye ve insan sağlığına zararlı bu partiküllerin tutulmasını sağlayan tuzaklardır.

Temel görevi egzozdan çevreye yayılan zararlı nitelikte gazların emilimi ve minimum seviyeye indirgenmesi olan DPF'ler, 1980'li yıllardan beri çeşitli yol için olmayan makinalarda kullanılırken, 1980'lerin ortalarına doğru son teknoloji araçlar ve kamyonlarda da kullanılmaya başlanmıştır. Yüksek verimliliği, düşük kullanım maliyetleri ve yüksek dayanım özellikleri ile dizel motorlarının araç pazarında lider duruma gelmesiyle, dizel motorlarda yanma sonucu oluşan egzoz gazındaki kirleticilerin önemi daha da artmıştır. Bu kirleticilerin çevreye yayılmasının sınırlandırılmasıyla ilgili ilk adımlar 1993 yılında Avrupa'da Euro 1 standardıyla atılmıştır. Bugün ise taşıtların üretimi yürürlükte olan Euro 6 emisyon standartlarına ve CAFE 2016 kurallarına uygun olmak zorundadır. Bu nedenle, dizel motoru kullanımının artmasıyla DPF'lerin önemi her geçen gün artmaktadır [12].

Motorun egzoz manifoldundan çıkan gazların ilk geçtiği yer partikül filtresidir. Dışarıdan bakıldığında tipik bir susturucuya benzeyen partikül filtresi içerisinde petek şeklinde çok küçük gözenekler vardır. Egzozdan çıkan gazlar bu gözeneklerden geçer. Egzoz gazı içerisindeki çevreye zararlı olan tam yanmamış yakıt kurumunun büyük bir kısmı DPF'nin kapalı olan hücrelerinde biriktirilerek çevrenin kirlenmesi önlenir.

Dizel partikül filtresi genellikle bir yanma sonrası dizel egzozundaki isi tutabilen gözenekli metalden, silisyum karbürden ya da kordieritten yapılır ve seramik gövdesi metal bir muhafaza içine yerleştirilir. DPF'nin yapılacağı malzeme seçimi yapılırken, yüksek mekanik sağlamlığa, sıcaklık değişimlerine dayanma kabiliyetine, termik yüklenme ve iletme özelliğine ve aşınmaya karşı yüksek dayanma kabiliyetine sahip malzemeler tercih edilir. Seramik gövdede birbirine paralel kanallar bulunmaktadır. DPF'ler için en yaygın tasarım çapraz akışlı yekpare olanıdır (*Wall-flow monolit*). Aslında, dizel partikül filtre monolitleri doğrudan akış (flow-through) katalizör alt tabakalarından elde edilmiştir. Ancak, doğrudan akışlı katalizörlerden farklı olarak çapraz akışlı monolitler daha yüksek ve daha düzenli gözenekliliğe sahip seramiklerden yapılır ve komşu kanallarının her birinin sonu tıkalıdır, böylece filtre ortamında akış gözenekli duvarlar içinden olmaya zorlanır. Çapraz akışlı alt katmanlar, katalizör alt katmanlardan giriş (veya çıkış) yüzeyindeki açık ve tıkalı hücreler tarafından yaratılan karakteristik bir dama tahtası deseni ile ayırt edilebilir [13].

DPF sistemi, yanma sonucu ortaya çıkan zararlı partikülleri tutarak biriktirir. Ancak belirli bir kapasiteye sahip filtre zamanla dolar ve bu partiküllerden kurtulması gerekir. DPF'de birikmiş olan bu isin filtreden uzaklaştırılması işlemine rejenerasyon denir. Fazla yakıt harcanmaması, motor ve filtrenin zarar görmemesi için rejenerasyon zorunludur. Ancak rejenerasyon işleminin egzoz gaz sıcaklığı, egzoz gaz geri basıncı, egzozda kalan oksijen miktarı, hacimsel akış oranı gibi parametrelerle uyumlu bir şekilde gerçekleştirilmesi gerekir. Rejenerasyon işlemi 600° gibi çok yüksek sıcaklıklarda gerçekleşir. Sistem tasarımında başa çıkılması gereken önemli meselelerden biri de rejenerasyon yöntemlerinin gerçekleşmesine olanak sağlayacak dayanıklılıkta malzeme seçimidir [12].

DPF'lerdeki akış ve basınç düşüşünü etkileyen mekanizmaları anlamak DPF'lerin tasarımında önemli bir yere sahiptir. İyi bir filtreden düşük bir basınç azalması ve yüksek is tutma kapasitesine sahip olması istenir [14]. Bunun için bir filtrenin yüksek gözenekliliğe ve hedeflenmiş spesifik gözenek boyutu dağılımına (düşük geri basınç sağlamak için) sahip olması tercih edilir. Literatürde basınç düşüşü parametresinin incelenmesine yönelik birçok çalışma bulunmaktadır. Stratakis ve diğerleri (2002)'nin çalışması ilkler arasında yer alır. Bu çalışmalarında kordierit ve SiC dizel filtrelerinin

çalışma parametrelerinin ve geometrilerinin bir fonksiyonu olarak basınç düşüşünün deneysel analiz sonuçlarını sunmuşlardır [15].

Liu ve Miller (2002) eşkenar üçgen kesitli kanallara sahip duvar akışlı filtreler için analitik ve sayısal çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Bu filtrelerin akış alanları analitik olarak bir boyutlu olarak modellenmiş ve aynı zamanda üç boyutlu şekilde sayısal olarak simüle edilmiştir. Sunulan akış dağılımları ve basınç düşüşleri deneysel verilerle karşılaştırılmıştır [16].

DPF'lerin basınç düşüşünü, biriktirilen kurum kütlesini ve rejenerasyonunu tahmin etmek üzere gerçekleştirilen bir diğer çalışma ise Yoon ve diğerleri (2007)'ne aittir. Bu çalışmada basınç düşüşü ve biriktirilen kurum kütlesi arasındaki ilişkiyi deneysel olarak elde etmişlerdir [17].

Zhang ve diğerleri (2011) çalışmalarını temiz DPF'ler üzerine gerçekleştirmişlerdir. DPF'lerin radyal basınç düşüşünü ve filtreleme verimi dağılımını formüle etmek için farklı lüle açısı, giriş hızı, kanal genişliği ve duvar kalınlığı parametreleri ile karşılaştırmalı çalışmalar yapmışlardır [18].

Tang ve diğerleri (2009), yaptıkları çalışmayla bir DPF kanalını daha fazla kurum biriktirebilecek ve aynı zamanda daha düşük geri basınç sağlayabilecek şekilde tasarlamak üzere bir asimetrik kanal modeli oluşturmuşlardır. Çalışma sonucunda özdeş akış kesit alanı ile giriş genişliğinin çıkış genişliğinden daha fazla olduğu asimetrik kanallarda daha fazla kurum biriktirebilme kapasitesinin ve filtre boyunca daha düşük basınç düşüşünün olduğu gözlemlenmiştir. Ancak temiz filtre durumlarında, asimetrik tasarımların geleneksel kanal tasarımlarına göre biraz daha fazla geri basınç sergilediği tespit edilmiştir [19].

Bu tezle kısmen örtüşen bir çalışmayı ortaya koyan Allam ve Abom (2006), dizel beslemeli yolcu aracı için bir bütün işlem sonrası cihazın (after-treatment device - ATD) akustik modelini sunmuşlardır. Bu model, DPF elemanı istisna olmak koşuluyla literatürde bulunabilecek dört temel elemandan oluşur: (i) düz kanallar (ii) konik giriş/çıkış (iii) katalitik konverter birimi ve (iv) DPF birimi. Bu elemanların her biri için *2-port* model kullanmışlardır. *2-port* modeller, hem her bir eleman için ayrı ayrı hem de bütün ATD birimi için, soğuk şartlardaki testlerle doğrulanmıştır. ATD'lerin tüm toplam akustik davranışının iyi bir doğrulukla tahmin edilebildiğini ortaya

koymuşlardır. Bu işi tamamlamak ve son olarak modeli doğrulamak için, en önemli şey motorun çalıştığı durumlarda yapılacak testlerdir [20] .

Daha sonra Allam ve Abom (2005) literatürde bu konudaki ilk girişim olan çalışmaları ile DPF'lerin akustik davranışını belirlemek ve hesaplanabilir akustik *2-port*'a izin veren modeller sunmuşlardır. Bu amaçla, düşük frekanslar için geçerli olan basit bir model ve bütün düzlem dalga alanı için geçerli olan daha detaylı bir model olmak üzere iki model sunmuşlardır ve bu iki modeli deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Uyum tatmin edicidir. Allam ve Abom (2005)'un sadece düzlem (tek boyutlu) akustik dalgaları düşündükleri bu çalışmalarında, eksenel yöndeki sıcaklık ve ortalama akış hızı gradiyentleri, kimyasal reaksiyonların etkisi ihmal edilmiştir. Çalışma çok küçük Mach sayıları (<0,1) için gerçekleştirilmiştir [21].

Tez çalışması kapsamında da yapının akustik davranışını parametrik olarak inceleyebilmek amacıyla literatürde yer alan çalışmalardan da yararlanılarak ve gerekli kabuller de yapılarak bir matematik model oluşturulmuş ve MATLAB programı ile doğruluğu kontrol edilmiştir. Analitik modelin sonuçlarının doğrulanmasında kullanılmak üzere ise Allam ve Abom (2005)'in bu çalışması detaylı bir şekilde incelenmiş ve makalede yer alan iletim kaybı eğrileri oluşturulan MATLAB kodu ile doğrulanmıştır.

Analitik çalışmalar kapsamında transfer matrisi metodu kullanılarak Dizel Partikül Filtresinin (DPF'nin) parametrik analitik modeli oluşturulmuştur. Matematik modelin parametrik oluşu sayesinde, elemanların sistem içindeki varlıklarının ve bazı büyüklüklerinin iletim kaybı eğrisi üzerindeki etkileri incelenebilmektedir.

Tezdeki analitik çalışmalar kapsamında matematik model oluşturulup MATLAB programı ile kodlanmıştır. Bu kodlardan faydalanılarak DPF'lere ait bazı parametrelerin DPF'nin akustik davranışına etkileri belirlenmiştir. İncelenen parametreler DPF'nin uzunluğu, çapı, içerisinde yer alan kanalların genişliği, kanalların duvar kalınlığı, DPF'deki toplam kanal sayısı, kanal içerisindeki sıcaklık, kanal duvarlarının geçirgenliği, akışkanın yoğunluğu, dinamik viskozite, gözenekli duvardaki gaz yoğunluğu, DPF'nin giriş ve çıkışındaki açık alan oranı ve uç düzeltmesi ve son olarak kanal basınç kayıp faktörüdür.

Parametrik çalışmalar sonucunda hem bu büyüklüklerin iletim kaybı eğrisi üzerindeki etkilerinin incelenmesi hem de yapılacak olan optimizasyon çalışmaları için

parametrelerin ilgilenilen bölgedeki değerleri için elde edilecek iletim kaybı eğrisindeki ekstremum sayıları hakkında fikir edinilmesi amaçlanmaktadır.

Tez kapsamında oluşturulan analitik ve sayısal modeli doğrulamak ve parametreleri incelemek üzere deneysel çalışmalar da gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, gerek Ref. [21] ile gerekse deneysel çalışmalar ile doğrulanan matematik modelin artık optimizasyon probleminin çözümü için kullanılabilir bir model olduğu kanısına varılabilmektedir. Basınç kaybı parametresinin mertebesi konusunda fikir edinebilmek adına mevcut DPF'lerin basınç kaybı eğrileri yapılan deneylerden elde edilen veriler kullanılarak MATLAB programı ile oluşturulmuştur.

Literatürde dar kanalları deneysel olarak inceleyen birçok çalışma yer almaktadır. Knutsson ve Abom (2008)'un, hava soğutucu uygulaması ile visko-termal ve türbülanslı sönümleme etkileri de dahil olmak üzere dar tüplerde ses yayılımını incelediği çalışma bunlardan biridir. Çalışmanın sonucunda, giriş ve çıkış tanklarında, düşük ve orta frekanslarda düzlem dalgasının ortaya çıkmadığını; çalışma şartlarında tahmin edilen ses kaybının, basınç ve sıcaklık gradiyentlerinin olmadığı soğuk koşullarınkinden daha küçük olduğunu ve sönümün bütün frekanslar için önemli olduğunu tespit etmişlerdir [22].

Elnady ve diğerleri (2008), susturuculardaki akustik ve akış dağılımı hesaplarının bir arada yapıldığı bir yayın ortaya çıkarmışlardır. Akışa karşı direnç gösteren elemanı tanımlamak için, durum değişkenleri olarak durgun haldeki basınç ve hacimsel akışı alarak, indirgenmiş *2-port* kullanmış ve modellemede bir elektrik devresi analojisine başvurmuşlardır. Analitik hesaplamalarını doğrulamak için de deneyler yapmışlardır [23].

DPF uygulamasına yönelik gerçekleştirilen deneysel çalışmalara örnek olarak Torregrosa ve diğerleri (2010)'nin çalışması gösterilebilir. Torregrosa ve diğerleri (2010) bu çalışmalarında, çapraz akış (*wall-flow*) yekpare dizel partikül filtrelerindeki tek boyutlu kararsız sıkıştırılabilir akışı çözmek için yeni bir model tanımlamışlar ve bu modeli deneysel olarak doğrulamışlardır. Oluşturdukları model ile akışkanın dinamik hallerini de dikkate almışlardır. Deneysel doğrulama oda sıcaklığında kararlı akış koşulları altında gerçekleştirilmiştir [24].

Bir diğer örnek ise Payri ve diğerleri (2011)'ne aittir. Payri ve diğerleri (2011), kararlı akış testinde basınç düşüşü ve iki teorik yaklaşımın kombinasyonuna dayanan,

geçirgenlik, gözeneklilik ve delik boyutu gibi deliğin yapısal özelliklerini belirlemek için bir metedoloji önermişlerdir. Amaç, genel motor tasarımına partikül filtrelerini entegre etmeyi basitleştirmek ve spesifik ve pahalı tanımlama testlerine başvurma ihtiyacını ortadan kaldırmaya yönelik geliştirme prosesleri sunmaktır [25].

Tezde dizel partikül filtreleriyle ilgili sayısal çalışmalara da yer verilmiştir. Literatürde DPF'lerin sayısal olarak incelendiği birçok yayın yer almaktadır. Bunlardan biri de Bensaid ve diğerlerinin (2009), DPF'ler boyunca kurum filtreleme tanımı için bir model sundukları makaledir. Bu çalışmayla, partikül biriktirmenin esas olarak gazın duvardan geçiş hızı, kurum hacim oranı ve filtreleme verimliliğinden etkilendiği bulunmuştur. Simülasyonlar egzoz gaz giriş hızı, filtre geçirgenliği ve kurum partikül büyüklüğü değişen, farklı çalışma koşulları altında hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanarak gerçekleştirilmiştir. Sayısal sonuçlar, filtre içindeki akış alanının eksenel koordinat boyunca kurum dağılımından sorumlu olduğunu göstermiştir. Duvar geçiş hızı değerleri, bütün kanal uzunluğunun yaklaşık %40'ı için minimum değerdeyken, kanalın giriş ve çıkışında maksimumdurlar. Diğer bir sonuç, kurum parçacıklarının farklı eksenel pozisyonlarda kararsız bir profil sergilediğidir [26].

Tez kapsamında, Abom (2005) ve Gao ve Feng (2011)'in makalelerinde yer alan DPF modelleri referans alınarak, oluşturulan modeller üzerlerinde parametrik çalışmalar yapılmıştır. Tezin sayısal çalışmalar bölümü, aynı zamanda, değişik geometrik kombinasyonlara ait DPF modellerinin sayısal sonuçlarını içermektedir. DPF'ye ait geometrik parametrelerin bazılarının (uzunluk, kanal genişliği, duvar kalınlığı) iletim kaybı eğrisine olan etkileri incelenmiştir. Bu amaçla değişik geometrilere sahip DPF analizleri gerçekleştirilmiştir.

Sayısal analizlerde referans olarak kullanılan makalelerden ilki Allam ve Abom (2005)'in çalışmasıdır. Bu çalışma aynı zamanda analitik modelin doğrulanması için de kullanılmıştır. DPF'lerin akustiğinin sayısal olarak incelendiği ve tezdeki çalışmalara referans olarak kullanılan diğer bir çalışma ise Gao ve Feng (2011)'e aittir. Gao ve Feng (2011)'e ait bu çalışma, tezin sayısal analizler bölümündeki gibi FEM modellemesine dayanan bir çalışma olduğu için seçilmiştir. Gao ve Feng (2011), DPF'nin akustik performansını tahmin etmek için, sonlu elemanlar analizi ve viskozite düzeltmesinden oluşan birleşik bir yaklaşım önerir. Bütün DPF'nin basitleştirilmiş bir modelini kurmuşlardır ve bu model, DPF'nin ses yayılma karakteristiğini analiz etmede kullanılır. DPF'nin transfer matrisi, ses basıncı ve hızın dağılımı, sonlu

elemanlar metodu kullanılarak elde edilir. Bundan başka, DPF'nin akustik performansını değerlendirmek için, DPF'nin transfer matrisinde viskozite düzeltme metodu kullanılır. Sonlu Elemanlar Metodu (Finite Elements Method - FEM) hesaplamasına ve viskozite düzeltmesine dayanan, nominal yük altında ve dizel motorunun rölanti durumunda geçiş kayıpları hesaplanır. Hesaplama sonuçları, DPF'nin egzoz gürültüsünü etkin bir biçimde azalttığını ve frekansın artmasıyla birlikte sesteki azalmanın da arttığını gösterir. Ses azalması, nominal koşullar altında, özellikle 1000 Hz'in üzerindeki frekanslarda, dizel motorun rölanti durumundakinden daha iyidir [27].

Dokumacı (2010), yaptığı sayısal çalışmalar sonucunda, akustik serbest alana açılan gözenekli duvarları olan kanallardaki düzlem ses geçişinin analizi için bir model önerir ve modelin hem genel sayısal çözümünü hem de yaklaşık analitik çözümünü verir. Güçlendirilmiş örgü kumaş duvarlardan yapılmış dairesel kanallardaki iç ve dış akustik alanlar arasındaki birleşimin tahmin edilen etkisini göstermiş ve geçiş kaybı tahminlerini literatürdeki mevcut deneysel verilerle karşılaştırmıştır. Sonuç olarak, bir örgü hortumun tahmin edilen geçiş kaybı karakteristikleri, mevcut deneysel sonuçlarla oldukça iyi uyum sağlamaktadır [28].

Campos ve Oliveria (2010) ise yine sayısal çalışmaları sonucunda parabolik bir hız profili olan tek yönlü bir kayma akışının, akustik dalga denkleminin kesin çözümünü elde etmişlerdir ki bu rijit veya empedans duvarları üzerinde iki sınır tabakası olan paralel duvarlı susturuculu bir düzlemdeki dalga yayılımını temsil eder [29].

Bu tezde yer alan sayısal analizler COMSOL programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan model ile bazı geometrik değişikliklerin iletim kaybı (Transmission Loss - TL) üzerine etkisi incelenmiştir. Çalışmalarda incelenen frekans aralığı 0–2000 Hz'dir. Sayısal analiz sonuçları analitik modelin başarısını anlamak açısından önemlidir. Analitik model ile elde edilen sonuçlar COMSOL programı ile oluşturulan modellerle karşılaştırılmıştır.

Bu tez çalışması kapsamında, ilk defa, bir Dizel Partikül Filtresinin akustik performansını hedeflenen sınırlar içerisinde en uygun hale getirecek olan tasarımı belirlemek için optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. DPF optimizasyonu adı altından birkaç makale yer alsa da bunlar parametrelerin DPF akustiği üzerine etkilerini incelemekten öteye geçememiştir. Yapılan optimizasyon çalışmalarına

birkaç örnek sıralayabiliriz: Michelin ve diğerleri (2000), iki sistem için karşılaştırmalı rejenerasyon iyileştirmesi çalışması gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonucunda SiC malzemeden DPF'lerin kordiyerit malzemeden DPF'lere göre daha yüksek mukavemet gösterdiğini tespit etmişlerdir [30]. Barataud ve diğerleri (2003) ise yine filtre mukavemetini arttırmak ve maliyeti düşürmek için yeni R-SiC filtreleri optimize etmek üzere birçok test gerçekleştirmiş ve yeniden kristalleştirmeyle elde edilmiş R-SiC malzemelerin yüksek mukavemet gösterdiklerini ancak bölünmüş filtre üretimi için maliyetli oldukları belirlemişlerdir [31]. Jun ve diğerleri (2011), şasi boşluğu, egzoz kanal çapı ve dizel motor hacmi gibi dış kısıtları da dikkate alarak, daha iyi bir akış alanı yayılımına sahip bir DPF yapısı için çap oranı, genişleme oranı ve diğer bazı parametreleri belirlemişlerdir. Çalışmalarını FLUENT programı ile sayısal olarak gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmayı yaparken belirlenen parametrelerin her biri için birkaç değer denenmiş ve DPF için uygun olan boyut, bunlar arasından en iyi sonucu veren olarak belirlenmiştir [32].

Beckert ve diğerleri (2013), filtre yapısının ve malzeme parametrelerinin akış ve kurum biriktirme üzerine etkisini analiz ederek en iyi DPF yapısını belirlemeye çalışmışlardır. Yapısal özellikler olarak kanal şekli ve düzeni, filtre uzunluğu ve duvar kalınlığı incelenirken, malzeme özellikleri olarak geçirgenlik ve kurum yükleme karakteristiği dikkate alınmıştır. Bu çalışma da Jun ve diğerleri (2011)'nin çalışmalarında olduğu gibi, seçilen parametreler için birkaç değer denenerek en iyi DPF elde edilmeye çalışılmıştır. Çalışmalarını COMSOL programı ile sayısal olarak gerçekleştirmişlerdir [33].

Tez kapsamında ise birbirinden farklı optimizasyon yöntemleri kullanılmıştır. İlk çalışmalar Quasi-Newton, Ardışık Kuadratik programlama, Nelder-Mead ve Hedefe Ulaşma algoritmaları ile gerçekleştirilmiştir. Ardından Genetik algoritmalar, Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO), Çok Ölçütlü Parçacık Sürü Optimizasyonu (MOPSO) ve Hızlı ve Elitist Çok Ölçütlü Genetik Algoritma (NSGA-2) yöntemleri kullanılmıştır.

Bu tez çalışması kapsamında, ilk defa, bir Dizel Partikül Filtresinin akustik performansını hedeflenen sınırlar içerisinde en uygun hale getirecek olan tasarımı belirlemek için optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir.

Tez kapsamında Dizel Partikül Filtresinin akustik performansının optimizasyonu, literatürdeki bir parametreye bağlı ve bunların birkaç değeri için gerçekleştirilen

optimizasyon çalışmalarından farklı olarak, aynı anda birden fazla parametrenin belirli değer aralıklarındaki değerleri için gerçekleştirilerek özgün bir çalışma elde edilmiştir.

DPF'nin akustik performansını belirlemek için iletim kaybı (TL) parametresi kullanılmaktadır. Çalışma sonucunda her frekansta ayrı bir değere sahip olan TL parametresinin maksimize edilmesi amaçlanmaktadır. Problemin her frekans için ayrı ayrı optimize edilmesi her frekans için ayrı bir geometriye sahip yeni bir DPF anlamına geldiğinden optimizasyon problemi incelenen frekans aralığındaki tüm frekanslardaki TL değerlerinin toplamının maksimize edilmesi şeklinde kurgulanmıştır. DPF için incelenen frekans aralığındaki tüm frekanslardaki TL değerlerinin toplamı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$TL_{top} = 10 * \log_{10} \sum_{i} 10^{TL_i/10} \tag{1.1}$$

DPF'lerin performansını etkileyen diğer bir parametre ise geri basınçtır. Motorun daha verimli çalışması için geri basıncın azaltılması gerekmektedir. DPF'nin optimizasyonu gerçekleştirilirken bu parametre de göz önünde bulundurularak çok ölçütlü optimizasyon problemi şeklinde de bir kurgu oluşturulmuştur. Dolayısıyla hem tek ölçütlü hem çok ölçütlü DPF optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Çok ölçütlü optimizasyonda her iki amacın da ya maksimizasyon ya da minimizasyon yapması gerektiğinden tüm amaç fonksiyonları minimizasyon hedeflenecek şeklinde oluşturulmuştur.

DPF'nin optimizasyonu optimizasyon parametresi olarak belirlenen 4 parametreye bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Bunlar kanal genişliği, kanal uzunluğu, DPF çapı ve duvar kalınlığıdır. Seçilen optimizasyon parametreleri için alt ve üst sınırlar, DPF'nin araç içerisinde yerleştirilebileceği alan göz önünde bulundurularak, çeşitli üretici firma kataloglarından elde edilen veriler ışığında belirlenmiştir. Allom ve Abom'un "Acoustic modelling and testing of diesel particulate filters [21]" isimli makalelerinde yer alan DPF referans olarak seçilmiştir ve optimizasyonda kullanılan başlangıç değerleri bu DPF'ye aittir.

Optimizasyon probleminin çözümü gerçekleştirilirken, problemin kaç ekstremuma sahip olduğu hakkında net bir bilgi olmadığından, tek seferde bulunan noktanın yerel ekstremum olma ihtimali göz önünde bulundurularak kullanılan algoritmalar, başlangıç değerleri değiştirilerek bir çok defa uygulanmıştır. Birçok yerel minimumlar

bulunduğundan, tasarım önerisi olarak, elde edilen bu yerel minimumlar arasından en iyi parametre değerleri seçilmiştir.

Dizel partikül filtreleri için önemli olan bir diğer parametre de basınç kaybıdır. Tez kapsamında optimizasyon problemi kurgulanırken, DPF'nin çok ölçütlü optimizasyonu için basınç kaybının da minimize edilmesi yönünde çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

2. ANALİTİK ÇALIŞMALAR

Çalışmanın bu bölümünde, yapının akustik davranışını parametrik olarak inceleyebilmek amacıyla literatürde yer alan çalışmalardan da yararlanılarak ve gerekli kabuller yapılarak bir matematik model oluşturulmuş ve MATLAB programı ile doğruluğu kontrol edilmiştir. Analitik modelin sonuçlarının doğrulanmasında kullanılmak üzere, DPF'lerin akustik davranışlarını belirleme konusunda literatürdeki ilk girişim olan Allam ve Abom (2005)'in çalışması, "Acoustic modelling and testing of diesel particulate filters", detaylı bir şekilde incelenmiş ve makalede yer alan iletim kaybı eğrileri oluşturulan MATLAB kodu ile doğrulanmıştır.

Analitik çalışmalar kapsamında transfer matrisi metodu kullanılarak Dizel Partikül Filtresinin (DPF'nin) parametrik analitik modeli oluşturulmuştur. Matematik model parametriktir. Böylelikle elemanların sistem içindeki varlıklarının ve sistem elemanlarına ait bu büyüklüklerinin değişiminin iletim kaybı eğrisi üzerindeki etkileri incelenebilmektedir.

DPF, 5 bölüme ayrılmıştır. Bu bölümlerin giriş-çıkış basınç ve hızları arasındaki bağıntılar yazılmış ve bu bağıntılar matris formunda ifade edilmiştir. Daha sonra sınır koşulları yazılmış ve DPF'nin girişi olan 0 noktası ve çıkışı olan 5 noktasındaki basınç ve hız ilişkileri Transfer Matrisi yöntemiyle bulunmuştur. Böylelikle DPF birimine ait iletim kaybı eğrileri elde edilir.

2.1 Düzlem Dalga Yayılımı

Durgun haldeki ideal, viskoz olmayan akışkana sahip yeterince küçük çaplı ve rijit duvarlı kanallarda, küçük genlikli ses dalgaları düzlem dalga olarak yayılır. Dizel Partikül Filtresi söz konusu olduğundan, akustik bir ortamdan söz etmek gerekir ki bu da düzlem dalga yayılımının geçerli olması için bazı kabullerin yapılması gerektiği anlamına gelir. DPF'de düzlem dalga yayılımı varsayımı için ilk olarak homojen, izotropik ve tam elastik bir ortam kabulü yapılır. Akustik basınç, partikül hızı, partikül yer değiştirmesi, anlık yoğunluk değişikliği gibi akustik değişkenler aynı kesit

üzerinde sabittir. Ortamdaki tüm sönümleyici etkiler oldukça küçüktür ve ihmal edilebilir [34]. Bu durumdaki temel denklemler, süreklilik denklemi, dinamik denge (momentum) denklemi ve enerji denklemidir.

Lineerleştirilmiş süreklilik denklemi [34];

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \tag{2.1}$$

Momentum denklemi [35];

$$\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \tag{2.2}$$

Denklem (2.2), sürtünmesiz, durgun akustik ortam için momentum denklemidir.

Enerji denklemi (izantropik) [34];

$$\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_{adyabatik} = \frac{\gamma\left(p_0 + p\right)}{\rho_0 + \rho} \simeq \frac{\gamma p_0}{\rho_0} = c_0^2 \tag{2.3}$$

Burada x eksenel koordinat, p_0 ve ρ_0 ortamın basıncı ve yoğunluğudur. Üzerindeki basınç sonucunda akışkanın küçük miktarlarda hareket ettiği kabul edildiğinde, $p/p_0 \ll 1, \rho/\rho_0 \ll 1$ ifadeleri yazılabilir.

Denklem (2.1), (2.2) ve (2.3), sürtünmesiz ve durgun bir ortam için akustik prosesin de adyabatik olduğu kabulü ile elde edilmiştir.

Denklem (2.3)'ten,

$$d\rho = \frac{dp}{c_0^2}; \qquad \frac{\partial \rho}{\partial x} = \frac{1}{c_0^2}\frac{\partial p}{\partial x}; \qquad \frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c_0^2}\frac{\partial p}{\partial t}; \tag{2.4}$$

yazılır.

Denklem (2.4)'ü Denklem (2.1)'de yerine koyup Denklem (2.1) ve Denklem (2.2)'nin sırasıyla t'ye ve x'e göre türevlerini alırsak;

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2}\right] p = 0, \tag{2.5}$$

olur.

Bu lineer homojen birinci dereceden kısmi diferansiyel denklemin çözümü;

$$p(x,t) = C_1 f(x - c_0 t) + C_2 g(x + c_0 t), \tag{2.6}$$

olacaktır.

Zamana bağlılık $e^{j\omega t}$ gibi bir üstel fonksiyon olarak varsayılırsa, Denklem (2.6);

$$p(x,t) = C_1 e^{i\omega(t - x/c_0)} + C_2 e^{i\omega(t + x/c_0)}, \tag{2.7}$$

formunu alır. $\left(i^2 = -1\right)$.

Çözümün birinci kısmı $x = t = 0$ da ve $x = c_0 t$ de C_1 'e eşittir. Bu nedenle çözüm c_0 hızıyla ilerleyen bir ses dalgasını temsil eder. Benzer şekilde incelendiğinde çözümün ikinci kısmı, aynı c_0 hızıyla zıt yönde ilerleyen bir ses dalgasını temsil eder. c_0, yayılan dalganın hızı ve Denklem (2.5)'te gösterilen ifade dalga denklemidir. Denklem (2.7) ise bu dalga denkleminin çözümüdür ve birbirine zıt yönde ilerleyen C_1 ve C_2 genlikli iki dalgayı ifade eder.

Burada Denklem (2.5) bir boyutlu dalga denklemi ve dalga yayılım hızı c_0 faz hızı veya ses hızı olarak adlandırılır.

$k = \omega / c_0 = 2\pi / \lambda$ olmak üzere Denklem (2.7) düzenlenirse;

$$p(x,t) = \left[C_1 e^{-ikx} + C_2 e^{+ikx} \right] e^{i\omega t}, \tag{2.8}$$

elde edilir. Burada k dalga sayısı ve λ dalga boyudur.

$$u(x,t) = \left[C_3 e^{-ikx} + C_4 e^{+ikx} \right] e^{i\omega t}, \tag{2.9}$$

parçacık hızı olmakla birlikte aynı dalga denklemini sağlamaktadır.

Denklem (2.8) ve Denklem (2.9), Denklem (2.2)'de yerine konursa eğer;

$$C_3 = C_1 / \rho_0 c_0, \qquad C_4 = -C_2 / \rho_0 c_0, \tag{2.10}$$

olur. Böylelikle parçacık hızı;

$$u(x,t)=\frac{1}{Z_0}\left[C_1e^{-ikx}+C_2e^{+ikx}\right]e^{i\omega t}, \tag{2.11}$$

olarak yazılabilir.

Burada, $Z_0=\rho_0 c_0$, ortamın karakteristik empedansıdır.

Bir kanal boyunca ilerleyen düzlem dalga için hacim hızı;

$$v=Su \tag{2.12}$$

ve kütle hızı

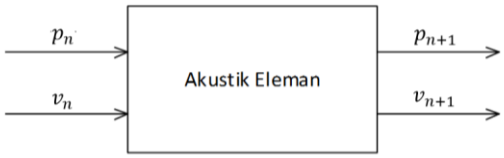
$$\vartheta=\rho_0 Su, \tag{2.13}$$

olarak yazılabilir. Burada S kanalın kesit alanıdır.

Karakteristik empedans değerleri bu üç durum için şöyle yazılır; parçacık hızı u için $\rho_0 c_0$, volumetrik hız v için $\rho_0 c_0/S$, kütle hızı ϑ için c_0/S [40].

2.2 Transfer Matrisi Metodu

Bir akustik elemanı matematiksel olarak ifade eden, giriş ve çıkışındaki durum değişkenleri olarak tanımlanan basınç ve hacimsel hız parametrelerini birbiriyle ilişkilendiren ve bunlardan bağımsız olan dönüşüm matrisine "*transfer matrisi* (**TM**)*"* adı verilir. Şekil 2.1'de, akustik eleman ve durum değişkenleri şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.1 : Akustik eleman ve durum değişkenleri.

Şekil 2.1'deki durumun matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$\begin{Bmatrix} p_n \\ v_n \end{Bmatrix}=\begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} p_{n+1} \\ v_{n+1} \end{Bmatrix} \tag{2.14}$$

Denklem (2.14)'teki transfer matrisi, **TM**, şu şekilde tanımlanmıştır.

$$\boldsymbol{TM} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \tag{2.15}$$

Sistemde her zaman tek bir akustik eleman bulunmayabilir. Sistemde birden fazla akustik eleman bulunması halinde, sistemin toplam transfer matrisi, her bir eleman matrisinin çarpımı ile verilir.

Her akustik eleman, kendine özgü bir transfer matrisine sahiptir. Bu transfer matrisi, o elemanın akustik karakterini ifade eder. Bu nedenle transfer matrisinin elemanları da girdi ve çıktılardan bağımsız olmalıdır. Bir Dizel Partikül Filtresi için transfer matrisi, filtrenin geometrisi, içinde akan gazın hızı, sıcaklığı ve cinsi gibi parametrelerle ifade edilir.

2.3 Akustik Performans Parametreleri

Akustik elemanların akustik performansı üç parametre ile ifade edilebilir: *ekleme kaybı (IL), gürültü azaltımı (LD ya da NR)* ve *iletim kaybı (TL).*

Ekleme kaybı, aynı bağıl konumdan ölçülmüş, filtre kullanılmış kaynak ile kullanılmamış kaynağın yaydığı ses gücü düzeyleri arasındaki farktır ve

$$IL = L_{W1} - L_{W2} = 10\, log_{10}(W_1 - W_2) \tag{2.16}$$

şeklinde ifade edilir. Burada, L_W, ses gücü düzeyinin, W da akustik gücün sembolleridir. 1 ve 2 alt indisleri ise, sırasıyla, filtre kullanılmamış ve filtre kullanılmış sistemleri ifade etmektedir.

Gürültü azaltımı, bir akustik filtrenin girişindeki ses basınç düzeyi ile çıkışındaki ses basınç düzeyi arasındaki farktır. 1 alt indisi, akustik filtrenin girişini; 2 alt indisiyse, akustik filtrenin çıkışını, L_P, ses basınç düzeyini, p ise akustik basınç değerini göstermek üzere, gürültü azaltımı,

$$NR = L_{P1} - L_{P2} = 20\, log_{10}(|p_1/p_2|) \tag{2.17}$$

şeklinde ifade edilir.

İletim kaybı ise, bir akustik filtrenin girişindeki ses şiddeti düzeyi ile çıkışındaki ses şiddeti düzeyleri arasındaki farktır.

$$TL = L_{I1} - L_{I2} = 20\, log_{10}\left(\left|\frac{p_1 + Z_1 v_1}{2 Z_2 v_2}\right|\right) \tag{2.18}$$

Denklem (2.18)'de 1 alt indisi, akustik filtrenin girişini; 2 alt indisiyse, akustik filtrenin çıkışını ifade etmektedir. Ayrıca L_I, ses şiddeti düzeyini; p akustik basıncı; v, volumetrik hızı; Z ise, kanal içi karakteristik akustik empedansı sembolize etmektedir.

Diğer performans parametrelerinden farklı olarak, iletim kaybı kaynaktan bağımsızdır ve hesaplanırken filtreden çıkan sesin herhangi bir engele çarpıp geri dönmediği yani akustik filtrenin çıkışının anekoik bitiş olduğu kabul edilir. İletim kaybı kaynak ve yayılım empedansı içermediği için elemanın değişmez özelliğidir.

2.4 Transfer Matrisi Metodundan Ses İletim Kaybı

n ve n+1 ile belirtilmiş iki nokta arasına yerleştirilmiş bir eleman için durum değişkenlerini birbirine bağlayan transfer matrisi şu şekilde ifade edilebilir.

$$\begin{Bmatrix} p_n \\ v_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_{n+1} \\ v_{n+1} \end{Bmatrix} \tag{2.19}$$

Denklem (2.18) mevcut duruma göre tekrar yazıldığında şu bağıntı elde edilir.

$$TL = 20\, log_{10}\left(\left|\frac{p_n + Z_n v_n}{2 Z_{n+1} v_{n+1}}\right|\right) \tag{2.20}$$

Denklem (2.14)'ten şu bağıntılar yazılabilir:

$$p_n = T_{11} p_{n+1} + T_{12} v_{n+1} \tag{2.21}$$

$$v_n = T_{21} p_{n+1} + T_{22} v_{n+1} \tag{2.22}$$

Ayrıca, $n+1$ noktasından geçen harmonik dalga sadece tek yönde ilerlediğinden

$$p_{n+1} = Z_{n+1} v_{n+1} \tag{2.23}$$

dir.

Denklem (2.21), (2.22) ve (2.23), Denklem (2.20)'de yerine konacak olursa, akış olmayan ortam için iletim kaybı ifadesi elde edilir [35]:

$$TL = 20\, log_{10}\left(\frac{1}{2}\left|T_{11} + \frac{T_{12}}{Z_{n+1}} + T_{21} Z_n + T_{22}\frac{Z_n}{Z_{n+1}}\right|\right) \tag{2.24}$$

İletim kaybına akışın etkisi de incelenmek istenirse, Denklem (2.24) en genel halini alır [34]:

$$TL = 20\,log_{10}\left(\left(\frac{Z_{n+1}}{Z_n}\right)^{0.5}\frac{1}{2}\frac{(1+M_n)}{(1+M_{n+1})}\left|T_{11}+\frac{T_{12}}{Z_{n+1}}+T_{21}Z_n+T_{22}\frac{Z_n}{Z_{n+1}}\right|\right) \tag{2.25}$$

Burada M, akışın Mach sayısını göstermektedir.

2.5 Bir Boyutlu Dalga Modeli

Şekil 2.2'de görüldüğü gibi bir filtredeki bir birim hücre 5 bölüme ayrılabilir: giriş kesidi (IN); sert gözeneksiz duvarları olan kısa dar kanal (I); gözenekli duvarlara sahip dar kanalları olan filtre bölümü (II); sert gözeneksiz duvarları olan kısa dar kanal (III) ve çıkış kesidi (OUT). Düzlem dalga alanında bu bölümler *2-port* transfer matrisleriyle (T) tanımlanabilirler. Bir filtre birimi için sonuç transfer matrisi basitçe

$$\boldsymbol{T}_{DPF} = \boldsymbol{T}_{IN}\boldsymbol{T}_{I}\boldsymbol{T}_{II}\boldsymbol{T}_{III}\boldsymbol{T}_{OUT} \tag{2.26}$$

şeklinde yazılabilir.

Akustik dalgalar için gerekli denklemler, bir DPF için tek boyutlu akış dinamik denklemlerini lineerleştirerek türetilebilir. Ortalama akış kabulü yapılırsa, süreklilik denklemi

$$\frac{\partial p_j}{\partial t}+U_{0_j}\frac{\partial p_j}{\partial x}+p_{0_j}\frac{\partial u_j}{\partial x}=(-1)^j\frac{4p_w}{d_{hj}}u_w \tag{2.27}$$

ve momentum denklemi

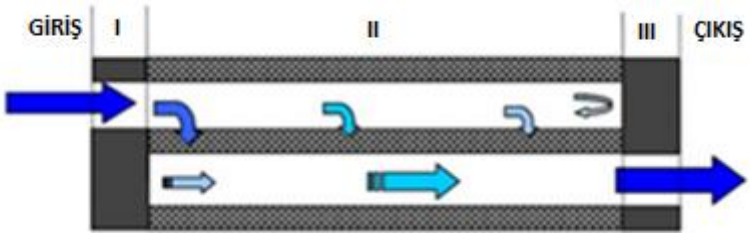
$$\rho_{0_j}\left(\frac{\partial}{\partial t}+U_{0_j}\frac{\partial}{\partial x}\right)u_j=-\frac{\partial p_j}{\partial x}-\alpha_j u_j \tag{2.28}$$

$j=1,2 \quad (1)\rightarrow$ giriş kanalı

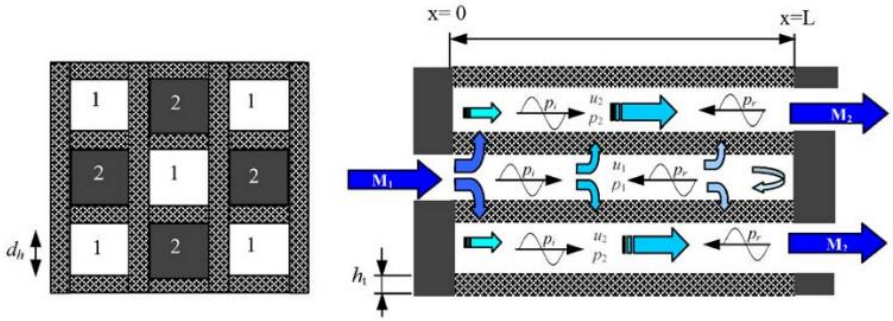
$(2)\rightarrow$ çıkış kanalı

Burada ρ_0 yoğunluğun zamana bağlı ortalamasını, U_0 eksenel akış hızını, u eksenel parçacık hızındaki dalgalanmayı, ρ yoğunluğu, p basıncı, u_w duvar boyunca

parçacık hız dalgalanmasını, ρ_w gözenekli duvarlardaki gaz yoğunluğunu ve d_h kare kesitli kanalın genişliğini göstermektedir.



Şekil 2.2 : DPF hücresi kesidi.



Şekil 2.3 : DPF'de komşu kanallar.

Çok dar kanallar ve düşük frekanslar için laminer akış kabulü yapılabilir ve bu durumda basınç kayıp faktörü $\alpha = \mu\varepsilon / d_h^2$ şeklinde tanımlanır. Burada μ, dinamik viskozite; ε ise kanal basınç kayıp faktörüdür.

Duvarlardan geçen akış, toplam eksenel ortalama akışın sadece küçük bir bölümü olduğundan, hız profili, geçirimsiz duvarları olan kare kesitli bir kanalda gözlenen laminer akıştaki gibidir, $\varepsilon = 28.45$ [36], [37].

Şekil 2.3.'te görüldüğü üzere kanal 1 ve 2 arasında gözenekli duvarlar bulunmaktadır ve akış bu şekilde sağlanır. Bu duvarlar çok ince olduğundan, kararlı durumdaki akış direnci (Darcy kanunu) aynı zamanda dalgalanan akustik duvarlara da uygulanacaktır. Frekanstan bağımsız sabit duvar direnci, bundan dolayı, aşağıdaki gibidir

$$R_w = (p_1 - p_2) / u_w \tag{2.29}$$

Gözenekli duvar ve gaz özelliklerine [36], [37] , şu şekilde bağlanabilir

$$R_w = \frac{\mu_w h_t}{\sigma_w} \tag{2.30}$$

μ_w, duvardan geçen akışkanın dinamik viskozitesi; h_t, duvar kalınlığı ve σ_w ise duvar geçirgenliğidir. Problemi çözmek için bir yayılan dalga yaklaşımı yapılır ve harmonik uzay ve zaman bağımlılığı tanımlanır. Harmonik zaman bağlılığı $\left(e^{i\omega t}\right)$ ortadan kaldırılırsa, dalgalanan değerler aşağıdaki gibi yazılabilir

$$p_j(x) = \hat{p}_j e^{-iKx}, \quad u_j(x) = \hat{u}_j e^{-iKx}, \quad \hat{p}_j = c_j^2 \hat{\rho}_j, \quad \hat{p}_j = Z_j \hat{u}_j \tag{2.31}$$

Burada c ses hızını, Z karakteristik dalga empedansını ve $\wedge$ kompleks genlikleri göstermektedir. (2.29) ve (2.31) denklemleri (2.27) ve (2.28)'de yerine yazılırsa,

$$\frac{i\omega}{c_j^2}\hat{p}_j + \frac{U_{0_j}}{c_j^2}(-iK)\hat{p}_j + \rho_{0_j} Z_j^{-1}\hat{p}_j(-iK) = (-1)^j \frac{4\rho_w}{d_{hj}R_w}(\hat{p}_1 - \hat{p}_2) \tag{2.32}$$

$$\rho_{0_j}\left[i\omega Z_j^{-1} + U_{0_j} Z_j^{-1}(-iK)\right] = iK - \alpha_j Z_j^{-1} \tag{2.33}$$

Denklem (2.33)'ten karakteristik dalga empedansı elde edilebilir

$$\begin{gathered} Z_j = \frac{\rho_{0_j} w - i\alpha_j - \rho_{0_j} U_{0_j} K}{K} = \frac{\rho_{0_j} c_j (k_j' - M_j K)}{K} \\ M_j = \frac{U_{0_j}}{c_j}, \quad k_j' = k_j - i\alpha_j / \rho_{0_j} c_j, \quad k_j = \frac{w}{c_j} \end{gathered} \tag{2.34}$$

Denklem (2.34), Denklem (2.32)'ye yerleştirilirse

$$\left(\frac{ik_j}{c_j}\right)\hat{p}_j - \left(\frac{iM_j K}{c_j}\right)\hat{p}_j - \frac{iK^2}{c_j(k_j'^2 - M_j K)}\hat{p}_j = (-1)^j \frac{4\rho_w}{d_{hj}R_w}(\hat{p}_1 - \hat{p}_2) \tag{2.35}$$

Bu denklem i, c_j ile çarpılıp, $B_j = \dfrac{c_j \rho_w}{d_{hj} R_w}$ dönüşümü yapılırsa,

$$-(k_j - M_j K)\hat{p}_j + \frac{K^2}{(k_j' - M_j K)}\hat{p}_j = (-1)^j 4iB_j(\hat{p}_1 - \hat{p}_2)\,; \quad j = 1,2 \tag{2.36}$$

Denklem (2.36), $\hat{p}_j$; $j = 1,2$ karmaşık genlikleri için 2 denklem oluşturmaktadır. Bu denklemler vektör/matris formunda yazılırsa

$$\begin{pmatrix} E_1^2 + 4iB_1(k_1' - M_1 K) & -4iB_1(k_1' - M_1 K) \\ -4iB_2(k_2' - M_2 K) & E_2^2 + 4iB_2(k_2' - M_2 K) \end{pmatrix}\begin{pmatrix} \hat{p}_1 \\ \hat{p}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \tag{2.37}$$

Denklem (2.37)'nin $\hat{p}_j$'ler için trivial olmayan çözümleri bulunabilmesi için katsayılar matrisinin determinantı sıfır olmalıdır. Bu, dalga sayısı K için bir özdeğer problemi oluşturur. Buradan, K_n ; $n=1,2,3,4$ şeklinde 4 kök ve bunlara karşılık gelen $\mathbf{e}_n$; $n=1,2,3,4$ şeklinde 2 boyutlu 4 özvektör, örneğin MATLAB kullanılarak hesaplanır. Burada, $E_j^2 = K^2 - (k_j - M_j K)(k_j' - M_j K)$'dır. Bu özdeğerleri ve mod vektörlerini kullanarak

$$\begin{pmatrix} \hat{p}_1(x) \\ \hat{p}_2(x) \end{pmatrix} = \sum_{n=1}^{4} \hat{a}_n e^{-iK_n x} \mathbf{e}_n \tag{2.38}$$

yazılabilir. Burada $\hat{a}_n$, modal genlikleri göstermektedir. Bu denklemden, karakteristik dalga empedansı Z_j 'ye bölünüp kanalların kesit alanı d_{hj}^2 ile çarpılarak, akustik hacimsel akışlar bulunabilir

$$\begin{pmatrix} \hat{q}_1(x) \\ \hat{q}_2(x) \end{pmatrix} = \sum_{n=1}^{4} \hat{a}_n e^{-iK_n x} \mathbf{e}_n'$$

$$e_j' = \frac{\mathbf{e}_j dh_j^2}{Z_j} \tag{2.39}$$

Denklem (2.38) ve (2.39), filtre bölgesi için transfer matris formunda akustik *4-port*'u elde etmek için kullanılacaktır. İlk olarak p ve q ve modal genlikler arasındaki ilişki aşağıdaki gibi yazılabilir

$$\begin{pmatrix} \hat{p}_1(x) \\ \hat{p}_2(x) \\ \hat{q}_1(x) \\ \hat{q}_2(x) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} e^{-iK_1 x}\mathbf{e}_1 & e^{-iK_2 x}\mathbf{e}_2 & e^{-iK_3 x}\mathbf{e}_3 & e^{-iK_4 x}\mathbf{e}_4 \\ e^{-iK_1 x}\mathbf{e}_1' & e^{-iK_2 x}\mathbf{e}_2' & e^{-iK_3 x}\mathbf{e}_3' & e^{-iK_4 x}\mathbf{e}_4' \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{a}_1 \\ \hat{a}_2 \\ \hat{a}_3 \\ \hat{a}_4 \end{pmatrix} \tag{2.40}$$

Denklem (2.40)'taki 4×4 matris $\mathbf{H}(x)$ ile gösterilir ve bu denklem $x=0$ ve $x=L$ 'ye uygulanırsa,

$$\begin{pmatrix} \hat{p}_1(0) \\ \hat{p}_2(0) \\ \hat{q}_1(0) \\ \hat{q}_2(0) \end{pmatrix} = \mathbf{H}(0) \begin{pmatrix} \hat{a}_1 \\ \hat{a}_2 \\ \hat{a}_3 \\ \hat{a}_4 \end{pmatrix} \quad \text{ve} \quad \begin{pmatrix} \hat{p}_1(L) \\ \hat{p}_2(L) \\ \hat{q}_1(L) \\ \hat{q}_2(L) \end{pmatrix} = \mathbf{H}(L) \begin{pmatrix} \hat{a}_1 \\ \hat{a}_2 \\ \hat{a}_3 \\ \hat{a}_4 \end{pmatrix} \tag{2.41}$$

Bu denklemlerin ikincisinden modal genlikler çözülerek, ilkinde yerlerine yazılırsa

$$\begin{pmatrix} \hat{p}_1(0) \\ \hat{p}_2(0) \\ \hat{q}_1(0) \\ \hat{q}_2(0) \end{pmatrix} = \mathbf{H}(0)\mathbf{H}^{-1}(L) \begin{pmatrix} \hat{p}_1(L) \\ \hat{p}_2(L) \\ \hat{q}_1(L) \\ \hat{q}_2(L) \end{pmatrix} \tag{2.42}$$

Denklem (2.42)'deki *4-port* matris $\left(\mathbf{S} = \mathbf{H}(0)\mathbf{H}^{-1}(L)\right)$, kanal 1 ve 2'deki rijit duvar sınır şartlarını (örneğin, $\hat{q}_2(0) = 0$ ve $\hat{q}_1(L) = 0$) kullanarak, $\mathbf{T}$ *2-port* matrisine indirgenebilir.

$$\begin{pmatrix} \hat{p}_1(0) \\ \hat{q}_1(0) \end{pmatrix} = \mathbf{T} \begin{pmatrix} \hat{p}_2(L) \\ \hat{q}_2(L) \end{pmatrix} \tag{2.43}$$

$$\mathbf{T} = \begin{pmatrix} S_{12} - S_{11}S_{42}/S_{41} & S_{14} - S_{11}S_{44}/S_{41} \\ S_{32} - S_{31}S_{42}/S_{41} & S_{34} - S_{31}S_{44}/S_{41} \end{pmatrix} \tag{2.44}$$

Toplam akustik hacimsel akışı elde etmek için, giriş $(x = 0)$ ve çıkıştaki $(x = L)$ bütün açık kanallar (N) eklenmelidir. Denklem (2.44)'teki hacimsel akış bu nedenle N ile çarpılır, yani bütün (tüm kanalları içeren) filtre bölümü için *2-port* matris $\mathbf{T}_{\text{II}}$, Denklem (2.44)'teki $\mathbf{T}$ -matrisi ile ilişkilendirilir

$$\mathbf{T}_{\text{II}} = \begin{pmatrix} T_{11} & T_{12}/N \\ NT_{21} & T_{22} \end{pmatrix} \tag{2.45}$$

Akışın olmadığı durumlarda, Mach sayısını sıfır olacağından, filtre için oluşturulan akustik modelde de Mach sayısını sıfır olarak tanımlanmıştır. Böylelikle özdeğer probleminin analitik çözümü mümkün hale gelmiştir. Daha sonra bahsedilecek olan oda sıcaklığındaki temiz filtrelerin testleri düşünülürse, kesit ve ses hızı da filtrede sabit kabulü yapılacaktır.

Akışın olmadığı durum için $M_1 = 0$ ve $M_2 = 0$ olduğundan Denklem (2.37),

$$\begin{pmatrix} K^2 - k_1k_1' + 4iB_1k_1' & -4iB_1k_1' \\ -4iB_2k_2' & K^2 - k_2k_2' + 4iB_2k' \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{p}_1 \\ \hat{p}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \tag{2.46}$$

şeklini alır. Bu sadeleştirmelerle birlikte dalga sayıları ve özvektörler ise aşağıdaki şekli alırlar;

$$\begin{cases} K_1 = -K_2 = k \\ K_3 = -K_4 = k\sqrt{1-8iB/k} \end{cases} \begin{cases} e_1 = e_2 = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix} \\ e_3 = e_4 = \begin{pmatrix} 1 \\ -1 \end{pmatrix} \end{cases} \tag{2.47}$$

Bu durum aynı zamanda genel modelin kodlanmış versiyonu için bir doğrulama durumu olarak hizmet edebilir.

Şekil 2.2, 2.3 ve Denklem (2.26)'ya bakılırsa, *2-port* modellemenin, giriş ve çıkış bölümleri ve bunlara bağlı kısa düz kanal bölümleri (I ve III) için de geçerli olduğu görülür. Düz kanal bölümleri ise akışı olan dar kanallar için kullanılan standart modeller kullanılarak modellenebilir. Ancak, bu kanalların uzunlukları 1 cm'den kısa olduğundan bunları basitçe giriş ve çıkış bölümlerine bir uç düzeltmesi (kütle tapası) ilavesiyle modellemek mümkündür. Giriş ve çıkış bölümleri sırasıyla alan daralma ve genişlemesini temsil ederler ki buralarda hem akustik hem de akış yakın alanları düzlem dalga geçişini etkileyebilir. Alan değişikliklerinde akustik geçiş için bir dizi model bulunmaktadır [38], [39], ama düşük frekanslar ve küçük Mach sayıları için basit bir indirgenmiş empedans modeli kullanılabilir. Bu *2-port*'un aşağıdaki formu alması anlamına gelir.

$$\mathbf{T}_X = \begin{pmatrix} 1 & Z_x \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \tag{2.48}$$

burada X, $IN+I$ veya $III+OUT$ bölümlerini ifade etmektedir ve karakteristik empedans

$$Z_X = r_X + \frac{i\rho_X w l_X}{d h_j^2 N} \tag{2.49}$$

şeklinde hesaplanır. Burada r viskoz ve akışla ilgili kayıplara bağlı olan akustik dirençtir ve l uç düzeltmesidir. Daha sonra sunulacak olan sonuç bölümünde r'ye olan viskoz katkı ihmal edilecektir ve akışa bağlı ("türbülanslı") kayıplar Darcy Kanunu'nda yer alan kuadratik terimden belirlenecektir. Uç düzeltmesiyle ilgili olarak, bölüm I ve III'ün uzunluklarına eşit alınacaklardır, bu yüzden açıklıkların katkısı daha küçüktür.

Filtre birimi toplam *2-port* için bütün matrisler Denklem (2.26)'dan elde edilir. Filtre geçiş kayıpları da Ref. [40]'taki denklemden elde edilir

$$TL = 10\log_{10}\left\{\left(\frac{1+M_{in}}{1-M_{out}}\right)^2 \frac{Z_{in}}{4Z_{out}}\left|T_{11}^{DPF} + \frac{T_{12}^{DPF}}{Z_{out}} + Z_{in}T_{21}^{DPF} + \frac{Z_{in}T_{22}^{DPF}}{Z_{out}}\right|^2\right\} \quad (2.50)$$

Denklemde giriş ve çıkıştaki Mach "sayıları M_{in}, M_{out} ile gösterilirken, akustik empedanslar Z_{in}, Z_{out} ile gösterilmektedir.

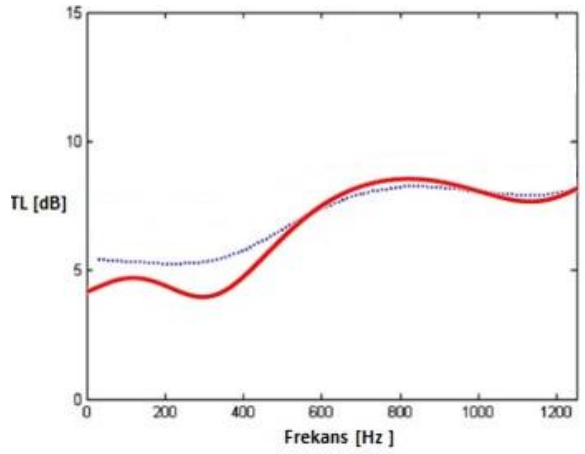
2.6 Matematik Modelin Kontrolü

Bu bölümde, Ref [21]'de yer alan matematik modelin MATLAB programı ile çözümü gerçekleştirilmiştir. Modellerden sonuçlanan tahminleri araştırmak için tipik bir DPF birimi analiz edilmiştir. Hesaplamalarda kullanılan veriler Çizelge 2.1'de özetlenmiştir.

Çizelge 2.1 : Çalışılan DPF verisi.

Çap / Uzunluk [mm]	n (kanal sayısı/m^2)	Kanal genişliği d_h (m)	Duvar kalınlığı h_t (m)	Duvar geçirgenliği σ_w (m^2)
150 /250	3.10×10^5	1.44×10^{-3}	3.55×10^{-4}	2.50×10^{-13}

Ref. [21]'de, tek boyutlu dalga modeli kullanılarak, giriş kanalında 0.020 Mach sayısı ile Çizelge 2.1'de tanımlanan filtre için geçiş kaybı hesaplanmıştır. Sonuçlar aşağıdaki şekilde görülmektedir. Ref. [21]'de incelenen DPF için verilen sonuç grafiği mavi renkte olan eğri, tarafımızdan oluşturulan matematik model ile Denklem (2.49)'dan elde edilen iletim kaybı eğrisi ise kırmızı renkte olan eğridir.



Şekil 2.4 : Ref. [21]'de yer alan DPF (mavi) ve matematik model ile oluşturulan DPF (kırmızı) için iletim kaybı eğrileri .

Oluşturulan matematik modelden elde edilen grafiğe bakıldığında, örnek model olarak kullanılan makaledeki grafik sonucuyla uyumlu olduğu görülmektedir. Her iki model için de TL değerleri 0-1200 Hz frekans aralığı için 4-9 dB aralığındadır. Farkların makalede yer almayan ancak modellemede gerekli olan duvardan geçen akışkanın gaz yoğunluğu, kanalların giriş ve çıkışlarındaki empedans değerleri gibi parametrelerin eksikliğinden kaynaklandığı söylenebilir.

3. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Sayısal çalışmalar kapsamında, Abom [21] ve Gao [27]'nun makalelerinde yer alan DPF boyutlarını referans alarak oluşturulan DPF'ler üzerinde parametrik çalışmalar yapılmıştır. Bu bölüm, değişik boyutlardaki geometrilere sahip DPF modellerinin sayısal sonuçlarını içermektedir. DPF'ye ait geometrik parametrelerin bazılarının (uzunluk, kanal genişliği, duvar kalınlığı) iletim kaybı eğrisine olan etkileri incelenmiştir. Bu amaçla değişik boyutlara sahip DPF'ler için analizler gerçekleştirilmiştir.

Sayısal analizler COMSOL programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. COMSOL programı geometri tanımları, ağ örme, fizik ayarları, çözüm ve sonuçların görüntülenmesi gibi tüm modelleme adımlarını bütünleşik olarak sunan bir mühendislik simülasyon yazılımıdır. Akış problemlerinden ısı taşınımına, yapısal mekanikten elektromanyetik analizlere kadar geniş bir kapsama sahiptir. Ön tanımlı çoklu-fizik uygulama arayüz şablonları sayesinde genel geçer problemlerin birçoğu ele alınabilir. Akustik amaçlı simülasyonlarda akustik basınç dalgalarının havada, suda veya diğer akışkan ortamlarda yayınımını hızlıca modellemeye imkan veren kolay-kullanımlı arayüzü mevcuttur. Akustik-katı, akustik-kabuk ve piezo-akustik etkileşimleri çoklu-fizik arayüzleri ile kolayca yapılandırılabilir ve bu sayede öngörülebilir sonuçlara ulaşmak oldukça hızlanır. Sayısal analiz sonuçları analitik modelin başarısını anlamak açısından önemlidir.

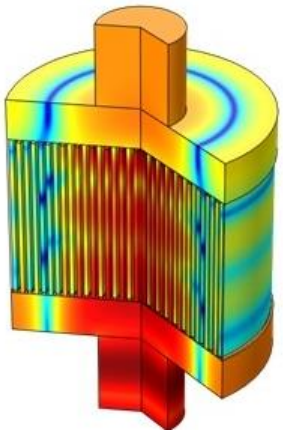
3.1 Sayısal Analizler

Sayısal analizlerde referans olarak kullanılan makalelerden ilki Allam ve Abom (2005)'in çalışmasıdır. Bu çalışma, DPF'lerin akustik davranışını belirlemek ve hesaplanabilir akustik *2-port*'a izin veren modeller sunmak açısından, literatürde bu konudaki ilk girişimdir. Bu amaçla, düşük frekanslar için geçerli olan basit bir model ve bütün düzlem dalga alanı için geçerli olan daha detaylı bir model olmak üzere iki model sunmuşlardır ve bu iki modeli deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. İki model için de uyum tatmin edicidir. Bu çalışmada, sadece düzlem (tek boyutlu) akustik

dalgaları düşünülmüştür. Eksenel yöndeki sıcaklık ve ortalama akış hızı gradiyentleri, kimyasal reaksiyonların etkisi ihmal edilmiştir. Çalışma çok küçük Mach sayıları (<0,1) için gerçekleştirilmiştir [21].

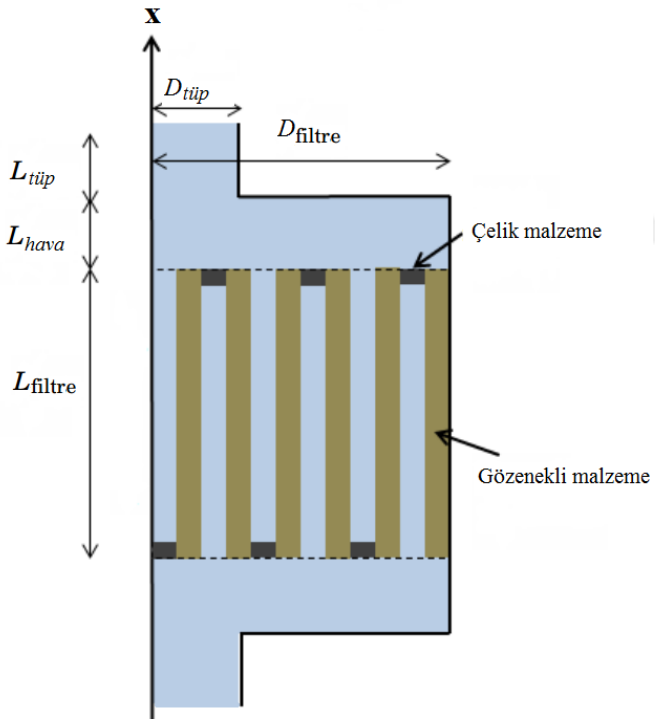
Gao ve Feng (2011)'e ait diğer bir çalışma ise bu bölümdeki gibi FEM modellemesine dayanan bir çalışma olduğu için seçilmiştir. Gao ve Feng (2011), bu çalışmalarında, DPF'nin akustik performansını tahmin etmek için, sonlu elemanlar analizi ve viskozite düzeltmesinden oluşan birleşik bir yaklaşım önerirler. Bütün DPF'nin basitleştirilmiş bir modelini kurmuşlardır ve bu model, DPF'nin ses yayılma karakteristiğini analiz etmede kullanılır. Ses basıncının ve hızın dağılımı, DPF'nin transfer matrisi sonlu elemanlar metodu kullanılarak elde edilir. Bundan başka, DPF'nin akustik performansını değerlendirmek için, DPF'nin transfer matrisinde viskozite düzeltme metodu kullanılır. FEM hesaplamasına ve viskozite düzeltmesine dayanan, nominal yük altında ve dizel motorun rölanti durumunda geçiş kayıpları hesaplanır. Hesaplama sonuçları, DPF'nin egzoz gürültüsünü etkin bir biçimde azalttığını ve frekansın artmasıyla birlikte sesteki azalmanın da arttığını gösterir. Ses azalması, nominal koşullar altında, özellikle 1000 Hz'in üzerindeki frekanslarda, dizel motorun rölanti durumundakinden daha iyidir [27].

Bu bölümde, seçilen bu iki makaledeki modeller için DPF'nin ses iletim kaybını belirlemek üzere COMSOL programının akustik modülü kullanılmıştır. DPF modelini gerçek boyutlarında çözümlemek için, çok büyük bir hafızaya ve bilgisayar kapasitesine ihtiyaç duyulduğundan, DPF'nin akustik performansı sadeleştirilmiş bir model kullanılarak belirlenmiştir. Sadeleştirilmiş model, DPF'nin iki boyutlu eksenel simetrik geometrisi ile oluşturulmuştur. Modelin taslağı Şekil 3.1'de görülmektedir. Şekil 3.1'den de görüldüğü üzere DPF, her birinin sonu kapatılmış, petek formunda dizilmiş, gözenekli malzemelerle modellenmiş kanallardan oluşmaktadır. Gerçek bir DPF'de kanal genişliği yaklaşık 1-3 mm ve kanal duvar kalınlığı 0.2-0.6 mm olmasına rağmen, zaman ve bilgisayar kısıtları nedeniyle, boyutlar arttırılmıştır. Ortam olarak 20°C'de hava kullanılmıştır. Hesaplamalarda DPF'nin ortalama akışı ihmal edilmiştir. Analizler akışın olmadığı durumlar için gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.1 : DPF'nin eksenel simetrik geometrisi.

Daha sonra bazı geometrik değişikliklerin TL üzerine etkisi incelenmiştir. Şekil 3.2'de COMSOL programında gerçekleştirilen sayısal analizlerde kullanılan modele ait geometriler gösterilmektedir.



Şekil 3.2 : DPF geometrisi.

DPF geometrisi 7 parametre ile tanımlanmıştır. Bunlardan 3'ü sabit tutulmuş, diğer 4'ü ise değiştirilerek, bunların DPF'nin ses iletim kaybına etkileri incelenmiştir. Sabit tutulan parametrelerin COMSOL modelinde kullanılan değerleri Çizelge 3.1'de görülmektedir.

Çizelge 3.1 : DPF'nin sabit tutulan parametrelerinin boyutları.

Giriş/çıkış tüp çapı ($D_{tüp}$)	150 mm
Filtredeki hava bölümünün uzunluğu (L_{hava})	50 mm
Giriş/çıkış tüp uzunluğu ($L_{tüp}$)	100 mm

Parametrelerin etkileri üzerine inceleme için COMSOL'da parametrik süpürme metodu kullanılmıştır. Seçilen 4 parametre ve bunların kabul edilebilir sınırları Çizelge 3.2'de görülmektedir. Analiz 0 – 1200 Hz frekans aralığında gerçekleştirilmiştir.

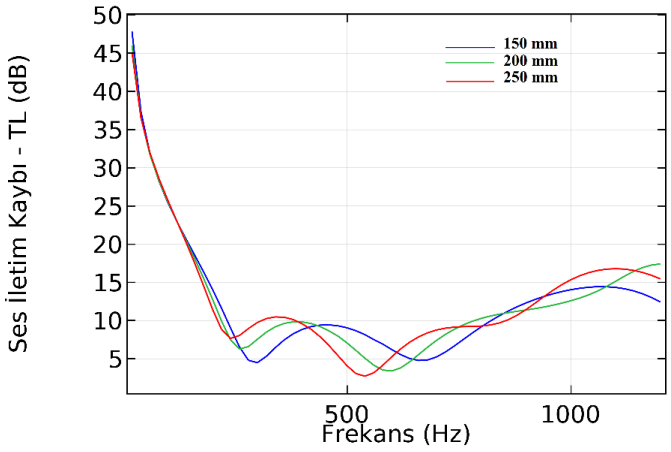
Çizelge 3.2 : DPF'nin akustiği üzerine etkileri incelenen parametreler ve kabul edilebilir sınırları.

Filtre uzunluğu, L	150 ~ 250 [mm]
Filtre çapı, D	150 ~ 300 [mm]
Geçirgen duvar kalınlığı, h_t	0.5 ~ 2 [mm]
Kanal genişliği, d_h	4 ~ 6 [mm]

3.2 Parametrelerin TL Üzerine Etkilerinin İncelenmesi

3.2.1 Filtre uzunluğunun etkisi :

Şekil 3.3'te 3 farklı uzunluktaki DPF'nin frekansa bağlı olarak ses iletim kayıpları verilmiştir.

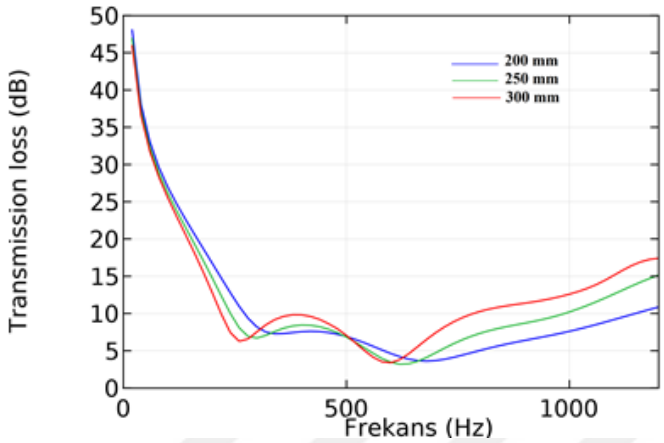


Şekil 3.3 : Farklı uzunluklara sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

Uzunluğun artmasıyla TL eğrisi frekansa bağlı olarak değişiklikler göstermektedir. Yüksek frekanslarda uzunluğun artmasıyla TL değerlerinin de arttığı görülmüştür.

3.2.2 Filtre çapının etkisi :

Şekil 3.4'te 3 farklı çaptaki DPF'nin frekansa bağlı olarak ses iletim kayıpları verilmiştir.

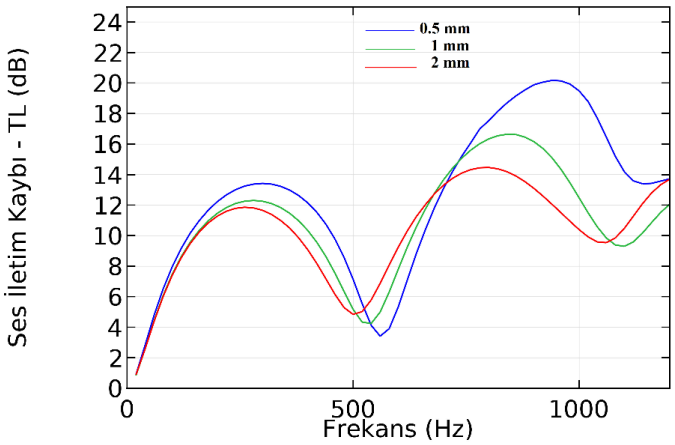


Şekil 3.4 : Farklı çaplara sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

Çaptaki artış ile, TL eğrisinde yer alan tepelerin düşük frekanslar ve 500-600 Hz frekans aralığı için azalma eğilimi göstermesine karşın, diğer frekanslarda çaptaki artış ile TL değerlerinde artış görülmektedir.

3.2.3 Geçirgen duvar kalınlığının etkisi :

3 farklı kanal duvar kalınlığı için elde edilen TL grafikleri Şekil 3.5'te görülmektedir.



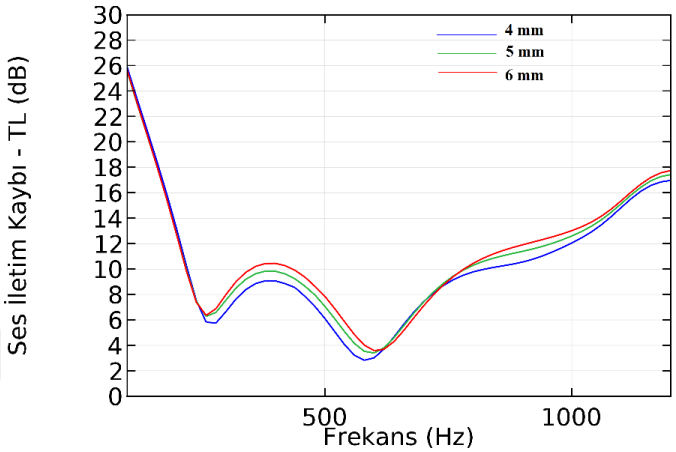
Şekil 3.5 : Farklı uzunluklara sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

Kanal duvar kalınlığının etkisi frekansa bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Yüksek frekanslarda duvar kalınlığındaki artışın TL değerlerini arttırdığı

görülmektedir. Tüm frekans bandı göz önüne alındığında ise yine duvar kalınlığındaki artışın ortalama TL değerini arttırdığı söylenebilir.

3.2.4 Kanal genişliğinin etkisi :

Kare kesitli kanalların genişliğinin TL üzerine etkisi Şekil 3.6'da görülmektedir. Analiz 3 farklı kanal genişliği için gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.6 : Farklı kanal genişliklerine sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

Kanal genişliğinin artması ile frekansa bağlı olarak yer yer artış yer yer azalma gözlenmiştir. TL grafiği karakteristiğinde ise bir değişim gözlenmemiştir. Beklenen eğilim TL değerlerinin azalması yönündedir. Çünkü kanal genişliğinin artması ile DPF'nin içindeki boşluk genişler, böylece kanallar tarafından emilen ses azalır ve dolayısıyla TL azalır. Ancak kanal genişliğinin azalmasına bağlı olarak modelde yer alan kanal sayısı da azalacağından ve kanal sayısındaki azalma da TL değerini arttırdığından grafiklerde bu etki görülememektedir.

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Giriş

Bu bölümde deneysel doğrulama ve parametrelerin incelenmesi amacıyla kurulan deney düzenekleri ve elde edilen sonuçlar açıklanmaktadır. Deney düzeneğinin kurulması ve boyutlarındırılması, deney düzeneğinin dayandığı teorik esaslar, hata kaynakları da belirtilerek açıklanmıştır.

4.2 Akustik Ölçümler

4.2.1 Teorik Esaslar

Bir akustik eleman dört kutup parametresi yardımı ile modellenebilir. İletim kaybının bu dört kutup parametresi yardımı ile hesaplanması için filtre giriş ve çıkışında yer alan 4 mikrofondan alınacak sinyaller kullanılacaktır.



Şekil 4.1 : Dört kutup parametresi.

Giriş ve çıkıştaki basınç ve hız bileşenlerinin oluşturduğu 4 parametre yerine, Chung tarafından geliştirilen ses dalgalarının gelen ve giden dalga olarak ayrılması ("wave decomposition") yöntemi kullanılacak ve 2 farklı empedans sınır koşulu (2 yük) ile denklemler türetilecektir. Giriş ve çıkışlarında gelen ve giden dalga ayrılmış model Şekil 4.2'de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 : Giriş ve çıkışta giden ve gelen dalga.

Giriş ve çıkış dalga arasındaki ilişki tanımlanırsa;

$$\begin{bmatrix} A \\ B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha & \beta \\ \gamma & \delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C \\ D \end{bmatrix} \tag{4.1}$$

Bu denklemde yer alan α, β, γ, δ ifadeleri akustik elemana ve yansıma şartlarına bağlıdırlar. Bu gösterime göre gelen akustik enerjinin iletilen akustik enerjiye oranı olarak tanımlanan iletim kaybı şu şekilde olur;

$$TL = 10\ log\ |\alpha|^2 = 10\ log\ \left|\frac{A - \beta D}{C}\right|^2 \tag{4.2}$$

Uçta anekoik sonlandırma kabulü yapılırsa, yansıyan bileşen olmayacağından D =0 olacaktır. Buna göre ele alınan akustik elemana ait iletim kaybı

$$TL = 20\ log\ \left|\frac{A}{C}\right| \tag{4.3}$$

şeklinde olacaktır. Ancak tam anekoik sonlandırma, ideal şartlarda mümkün olduğundan bu kabulün belli bir hatayı bereberinde getireceği bellidir. Bu yüzden, bu kabulü yapmak yerine 2 farklı ölçüm sonucundan yararlanılarak

$$\begin{bmatrix} A^I & A^{II} \\ B^I & B^{II} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha & \beta \\ \gamma & \delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C^I & C^{II} \\ D^I & D^{II} \end{bmatrix} \tag{4.4}$$

$$TL\ =\ 20\ log|\propto| = \frac{A^I D^{II} - A^{II} D^I}{C^I D^{II} - C^{II} D^I} \tag{4.5}$$

şeklinde hesap yapılacaktır.

Bu ifadede yer alan üst indisler ölçüm numarasını göstermektedirler. Bu denklem sisteminde önemli nokta matrislerin tekil olmaması ve bu amaçla ölçüm sonuçlarına göre elde edilen denklemlerin birbirinden lineer bağımsız olmasıdır. Her dalga sayısı k_o için elde edilen bu denklemlerin birbirinden lineer bağımsız olması için çıkıştaki sınır koşulları birbirlerinden farklı olmalıdır. Bu sebeple birinci sınır koşulu için açık uç diğeri için ise yaklaşık anekoik sonlandırma kullanılmıştır. Yaklaşık anekoik sonlandırma için ses emici özelliği yüksek akustik malzeme kullanılmıştır.

Kanal boyunca hareket eden dalganın denklemi

$$P(x) = e^{iMk_c x}\{Ae^{-ik_c x} + Be^{ik_c x}\} \tag{4.6}$$

olarak ifade edilir. Burada *M*, akışın Mach sayısını göstermetedir. Bu ifadede dalga sayısı yerine aşağıda ifade edilen viskotermal dalga sayısı kullanılarak akış ve kanal boyunca mevcut olan sürtünme etkileri de hesaba katılmıştır.

$$k_c = \frac{k_0 + \psi + j\psi(M)}{1 - M^2} \tag{4.7}$$

Bu denklemde kullanılan ψ viskotermal sönüm ifadesidir ve aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanır.

$$\psi(M) = a + \xi M \tag{4.8}$$

$$\psi = \frac{1}{(\frac{d}{2})c}\left(\frac{\omega\eta_e}{2\rho_0}\right)^{0.5} \tag{4.9}$$

Bu denklemlerde yer alan η_e terimi ısıl özelliklerin hesaba katıldığı dinamik viskozitedir. ξ ise Froude sayısınının çapa oranının yarısıdır.

$$\xi = \frac{F}{2d} \tag{4.10}$$

$$F = 0.0072 + \frac{0.612}{\mathrm{Re}^{0.35}}, \quad Re < 4.10^5 \text{ için} \tag{4.11}$$

η_e terimi aşağıdaki ifade ile hesaplanabilir;

$$\eta_e = \eta\left[1 + \left(\gamma^{0.5} - \frac{1}{\gamma^{0.5}}\right)\left(\frac{K}{\eta\ C_p}\right)^{0.5}\right]^2 \tag{4.12}$$

Burada yer alan $\eta, \gamma, K, \mathrm{C_P}$ sırası ile akışkana ait dinamik viskoziteyi, adyabatik sabiti, ısı iletkenliğini ve özgül ısıyı belirtmektedir.

Doğrusal düzlem dalga denklemleri kullanılarak, gelen dalga ve giden dalga, giriş ve çıkışta yer alan mikrofonlardan alınan basınç sinyalleri kullanılarak hesaplanabilir. Davies tarafından mikrofonlardan alınan basınç sinyallerinin otospektrumu ve çapraz spektrumu ile gelen ve giden dalgalar arasındaki ilişki gösterilmiştir.

(4.6) denkleminde 4 adet mikrofon pozisyonunu ifade eden $-x_1$, $-x_2$, x_3, x_4 değerleri yerleştirilirse,

$$\begin{aligned} P_1 &= Ae^{ik_c x_1(1-M)} + B\,e^{-ik_c x_1(1+M)} \\ P_2 &= Ae^{ik_c x_2(1-M)} + B\,e^{-ik_c x_2(1+M)} \\ P_3 &= Ce^{-ik_c x_3(1-M)} + D\,e^{ik_c x_3(1+M)} \\ P_4 &= Ce^{-ik_c x_4(1-M)} + D\,e^{ik_c x_4(1+M)} \end{aligned} \tag{4.13}$$

(4.13) eşitlikleri ilk mikrofondan alınan basınç sinyalinin kompleks eşleniği (P*) ile çarpılırsa bu sinyallere ait otospektrum ve krossspektrumlar elde edilir.

$$\begin{aligned} S_{11} &= \left\{ Ae^{ik_c x_1(1-M)} + B\,e^{-ik_c x_1(1+M)} \right\} P_1^* \\ S_{21} &= \left\{ Ae^{ik_c x_2(1-M)} + B\,e^{-ik_c x_2(1+M)} \right\} P_1^* \\ S_{31} &= \left\{ Ce^{-ik_c x_3(1-M)} + D\,e^{ik_c x_3(1+M)} \right\} P_1^* \\ S_{41} &= \left\{ Ce^{-ik_c x_4(1-M)} + D\,e^{ik_c x_4(1+M)} \right\} P_1^* \end{aligned} \tag{4.14}$$

(4.14) denklemleri matris notasyonu ile yazılırlarsa,

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} S_{11} \\ S_{21} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} e^{ik_c x_1(1-M)} & e^{-ik_c x_1(1+M)} \\ e^{ik_c x_2(1-M)} & e^{-ik_c x_2(1+M)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1^* A \\ P_1^* B \end{Bmatrix} \\ \begin{Bmatrix} S_{31} \\ S_{41} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} e^{-ik_c x_3(1-M)} & e^{+ik_c x_3(1+M)} \\ e^{-ik_c x_4(1-M)} & e^{+ik_c x_4(1+M)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1^* C \\ P_1^* D \end{Bmatrix} \end{aligned} \tag{4.15}$$

elde edilir. Yukarıda bahsedilen anekoik ve açık uç sınır koşullarında yapılan iki farklı ölçüm sonuçları kullanılarak (4.15) denklemleri genişletilirse

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} S_{11}^I & S_{11}^{II} \\ S_{21}^I & S_{21}^{II} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} e^{ik_c x_1(1-M)} & e^{-ik_c x_1(1+M)} \\ e^{ik_c x_2(1-M)} & e^{-ik_c x_2(1+M)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1^I A^I & P_1^{II} A^{II} \\ P_1^I B^I & P_1^{II} B^{II} \end{Bmatrix} \\ \begin{Bmatrix} S_{31}^I & S_{31}^{II} \\ S_{41}^I & S_{41}^{II} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} e^{-ik_c x_3(1-M)} & e^{+ik_c x_3(1+M)} \\ e^{-ik_c x_4(1-M)} & e^{+ik_c x_4(1+M)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1^I C^I & P_1^{II} C^{II} \\ P_1^I D^I & P_1^{II} D^{II} \end{Bmatrix} \end{aligned} \tag{4.16}$$

elde edilir. Bu aşamada tanımlamalar yapılırlarsa,

$$\tilde{\mathbf{T}}_{\mathbf{12}} = \begin{bmatrix} e^{ik_c x_1(1-M)} & e^{-ik_c x_1(1+M)} \\ e^{ik_c x_2(1-M)} & e^{-ik_c x_2(1+M)} \end{bmatrix}$$
$$\tilde{\mathbf{T}}_{\mathbf{34}} = \begin{bmatrix} e^{-ik_c x_3(1-M)} & e^{+ik_c x_3(1+M)} \\ e^{-ik_c x_4(1-M)} & e^{+ik_c x_4(1+M)} \end{bmatrix} \tag{4.17}$$

$$\tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{12}} = \begin{Bmatrix} S_{11}^{I} & S_{11}^{II} \\ S_{21}^{I} & S_{21}^{II} \end{Bmatrix} \quad \tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{34}} = \begin{Bmatrix} S_{31}^{I} & S_{31}^{II} \\ S_{41}^{I} & S_{41}^{II} \end{Bmatrix}$$
$$\tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{AB}} = \begin{Bmatrix} P_1^I A^I & P_1^{II} A^{II} \\ P_1^I B^I & P_1^{II} B^{II} \end{Bmatrix} \quad \tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{CD}} = \begin{Bmatrix} P_1^I C^I & P_1^{II} C^{II} \\ P_1^I D^I & P_1^{II} D^{II} \end{Bmatrix} \tag{4.18}$$

(4.16) denklemleri

$$\tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{12}} = \tilde{\mathbf{T}}_{\mathbf{12}} \tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{AB}}$$
$$\tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{34}} = \tilde{\mathbf{T}}_{\mathbf{34}} \tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{CD}} \tag{4.19}$$

şeklinde yazılabilir. Buradan da

$$\tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{AB}} = \tilde{\mathbf{T}}_{\mathbf{12}}^{-1} \tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{12}}$$
$$\tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{CD}} = \tilde{\mathbf{T}}_{\mathbf{34}}^{-1} \tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{34}} \tag{4.20}$$

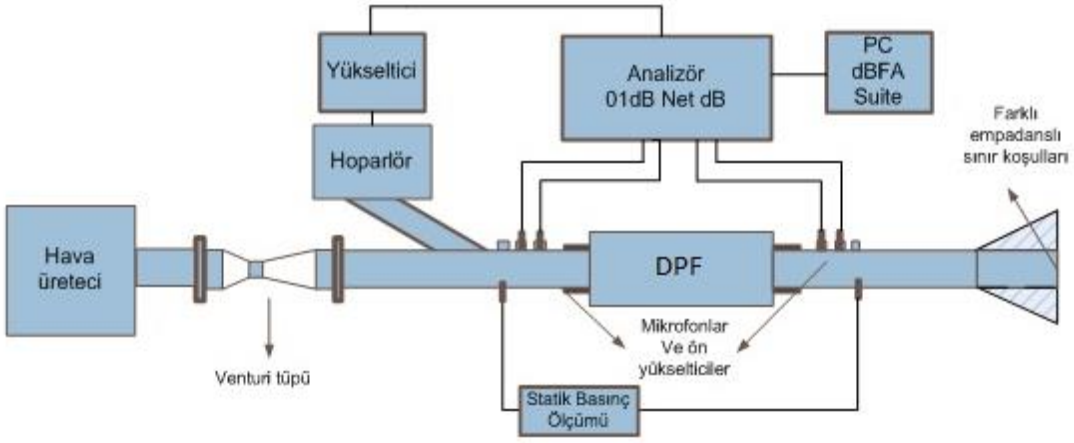
şeklinde elde edilebilir.

Denklem (4.4) kullanılarak akustik elemana ait iletim katsayısı hesaplanabilir.

$$\begin{bmatrix} \alpha & \beta \\ \gamma & \delta \end{bmatrix} = \tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{AB}} \tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{CD}}^{-1} = \tilde{\mathbf{T}}_{\mathbf{12}}^{-1} \tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{12}} \tilde{\mathbf{S}}_{\mathbf{34}}^{-1} \tilde{\mathbf{T}}_{\mathbf{34}} \tag{4.21}$$

4.2.2 Kullanılan ekipmanlar

Ölçüm düzeneği ve kullanılan ekipmanlar Şekil 4.3'te gösterildiği gibidir.



Şekil 4.3 : Ses iletim kaybı ölçüm düzeneği.

Şekilde gösterilen ölçüm düzeneğinde, analizör tarafından üretilen beyaz gürültü sinyali yükseltici yardımı ile istenen gürültünün yaratılması için hoparlöre gönderilir. Hoparlör tarafından beyaz gürültü filtreye gönderilir. Filtre giriş çıkışında yer alan 4 mikrofon ile zamana bağlı olarak sinyaller toplanır ve mikrofon ön yükselticilerinde yükseltildikten sonra analizörde bu sinyallerin Hızlı Fourier Dönüşümü (Fast Fourier Transform -FFT) dönüşümü yapılarak frekansa bağlı olarak otospektrum ve krosspektrum değerleri elde edilir. Analizörden alınan bu veriler, (4.21)'deki eşitlik kullanılarak oluşturulmuş betikler yardımı ile bilgisayarda işlenir ve iletim kaybı eğrileri oluşturulur.

FFT dönüştürücüsü ve beyaz gürültü sinyal üreteci olarak 01dB firmasına ait Net dB analizörü ve buna ait dBFA Suite yazılımı kullanılmıştır. FFT dönüşümü için nokta sayısı 1024, frekans çözünürlüğü ise 12,5 Hz olarak seçilmiştir. İlgilenilen frekans aralığına da bağlı olarak band genişliği 5000 Hz dir. Sinyale ait sızıntı gibi olumsuzluklardan kaçınılması için "*hanning window*" filtreleme kullanılmıştır. Ölçümlerin yapıldığı ortamdaki şartlar da gözetilerek ölçüm süresi 4 s olacak şekilde ortalama uygulanmıştır. Şekil 4.4'te fotoğrafı görülen düzenek, Bilen Egzsot firmasının İstanbul Teknik Üniversitesi işbirliği ile kurdukları Araştırma ve Geliştirme Laboratuarı'nda yer almaktadır.



Şekil 4.4 : Ölçüm düzeneği.

Gürültü sinyalinin üretilmesi için hoparlör kullanılmıştır. İletim kaybı ölçümleri ve diğer akustik ölçümler için önemli bir nokta, üretilen gürültünün, her frekans bileşeninde diğer çevresel gürültülerden 10 dB daha yüksek genlikte olmasıdır.

Zaman bağlı sinyallerin toplanmasında G.R.A.S marka Type 46BD basınç tipi ¼ inç mikrofonlar kullanılmış, bunlar kanal eksenine dik olacak şekilde adaptörler yardımı ile yerleştirilmiştir.

Ölçüm düzeneği ASTM E 1050 – 08 ve ISO 10534-2 standartlarında yer alan esaslara göre boyutlandırılmıştır. Bahsedilen esaslar akustik malzemelerin empedanslarının ve ses yutum katsayılarının, iki mikrofon ve Dijital Frekans Analizi kullanılarak tayin edilmesine dayanmaktadır. İki mikrofon için önerilen esaslar 4 mikrofon tekniğine uyarlanmış ve buna uygun olarak deney düzeneği boyutlandırılmıştır.

f_i alt frekansı f_u üst frekansı belirlemek üzere çalışma aralığı aşağıdaki şekilde belirtilebilir.

$$f_i < f < f_u \tag{4.22}$$

Alt frekansın belirlenmesinde esas, mikrofon çaplarının (d_{mic}) ve mikrofonlar arası mesafenin, sistemin üzerine kurulduğu teorik altyapıyı bozmayacak şekilde tayinidir.

$$0.005\lambda_1 < s \qquad \textit{ISO 10534-2}$$
$$0.001\lambda_1 < s \qquad \textit{ASTM E 1050 – 08} \tag{4.23}$$

$$\lambda = c_o / f$$
$$c_0 = 343{,}2\sqrt{T/293} \qquad T:[K] \tag{4.24}$$

Burada λ dalga boyunu, λ_1 en yüksek dalga boyunu, s mikrofonlar arasındaki mesafeyi c_o ise ses hızını belirtmektedir.

Üst frekansın belirlenmesinde esas ise bir boyutlu düzlem dalga yaklaşımının geçerli olabileceği şekilde, çaptan küçük ses dalgalarının, kesit düzleminden yeterince büyük olmalarını sağlamaktır. Düzlem üzerinde hareketler yüksek frekanslarda denklemlerin geçerli olmaması sonucunu doğurur. İlgili standartlarda bu kıstas şu şekilde ifade edilir.

$$f_u = K\,c/d \qquad K= 0.586 \ \textit{(ASTM E 1050 – 08)} \tag{4.25}$$

d: deney düzeneğini oluşturan ve mikrofonların yerleştiği kanal çapı.

Yine aynı şekilde mikrofonların en yakın ses kaynağına en az 3d mesafede, filtrenin ise en az d mesafede bulunması gereklidir.

Benzer sebepler ile mikrofonlar arası boşluk aşağıdaki ifade ile sınırlandırılmıştır.

$$s<<c/2f_u=d/2K \tag{4.26}$$

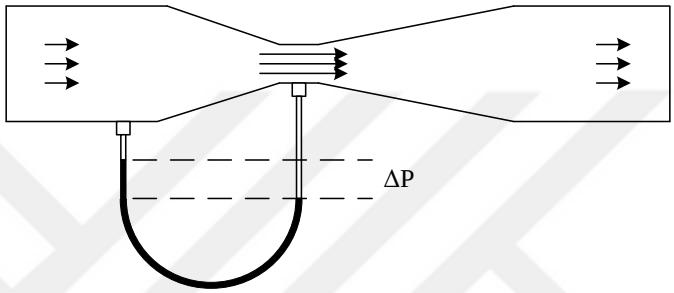
Yukarıda anlatılan kıstaslar düşünüldüğünde dizel partikül filtrelerinin geniş bir bant ölçeğinde değerlendirilebilmesi için 2 farklı çap kullanımı gerekmektedir. Ancak yüksek frekanstaki gürültüler çoğunlukla engellenebildiğinden, düşük frekanstaki (50~2000 Hz arasındaki) iletim kaybı, dizel partikül filtresi tasarımı açısından ilgi çekici olmaktadır.

Ölçüm sistemi boyutlandırılırken yukarıda bahsedilenler ışığında mikrofonlar, aralarındaki mesafe 30mm ve 60mm olacak şekilde ve diğer değerlere uygun olarak konumlandırılmışlardır.

4.3 Akış Ölçümleri

Akış ve akustik ölçümlerinde ölçümde istenen hıza sahip havanın oluşturulması için hava körüğü kullanılmıştır. Frekans değiştiricisi ile devir sayısı kontrol edilerek akış hızları ayarlanmıştır. Hava körüğünün yarattığı ve akış boyunca ilerleyen gürültü ile akış gürültüsün, hoparlör tarafından yaratılan gürültüyü bastırmaması için sistemde ön susturucu kullanılmıştır.

Akış hızının ölçülmesi için sisteme uygun ventüri tüpü tasarlanmıştır. Ventüri tüpüne ait gösterim Şekil 4.5'te verilmiştir.



Şekil 4.5 : Ventüri tüpü.

Boğaz kısmı ile girişteki basınç farkı ventüriye ait geometrinin ve hızın fonksiyonudur. Kütlesel debi; ölçülen basınç farkı değerlerine bağlı olarak (4.27)'de ki eşitlik kullanılarak hesaplanır. Ventüri tüpüne ait diğer özellikler standartlarda belirtilenler kullanılarak belirlenmiş ve buna uygun olarak imal edilmiştir.

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} {d_b}^2 \sqrt{2\Delta P_v \rho_1} \tag{4.27}$$

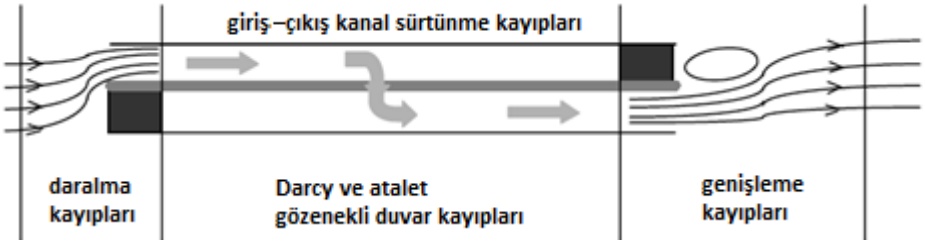
Bu eşitlikte geçen q_m, C, β, ζ ε, d_b, ΔP_v, ρ_1 terimleri sırası ile kütlesel debiyi, boşaltım katsayısını, çap oranını, genleşme faktörünü, boğaz çapını, ventüride ölçülen basınç farkını ve girişteki yoğunluğu ifade etmektedir. Dizel partikül filtresine giriş çapı ve girişteki yoğunluk değeri kullanılarak kütlesel debiden dizel partikül filtresine giriş hızı hesaplanabilir. C ile ifade edilen boşaltım katsayısı ventürideki basınç kayıpları, ε ile ifade edilen genleşme faktörü ise ise havanın özelliklerin değişmesine bağlı olan katsayılardır. Bu değerler ventüri tüpünün geometrisine, akışkanın özelliklerine bağlıdır ve standartta deneysel yollarla elde edilen ifadeler esas alınarak belirlenmişlerdir.



Şekil 4.6 : Basınç ölçümlerinin gerçekleştirildiği deney düzeneği.

Farklı hızlar için ölçümler yapılmış her ölçüm için en küçük kareler yöntemi ile 4 dizel partikül filtresine ait basınç kaybı grafikleri elde edilmiştir. Grafikler Bölüm 4.4'te, Şekil 4.12-4.15'te görülmektedir.

Optimizasyon probleminin kurgulanabilmesi için basınç kaybı parametresinin teorik olarak nasıl hesaplandığını inceleyelim. Şekil 4.7'de bir DPF'nin kanalı boyunca ilerleyen akışın modeli ve basınç kaybına neden olan unsurlar şematik olarak görülmektedir.



Şekil 4.7 : DPF'nin kanalı boyunca ilerleyen akışın modeli ve basınç kaybına neden olan unsurlar.

Temiz bir DPF için basınç kaybı, Şekil 4.7'de görülen basınç kayıp bileşenlerinin toplamından hesaplanabilir [41]. Basınç kaybına neden olan her bir bileşen birden fazla parametreye bağlıdır.

Gözenekli ince bir duvarın basınç kaybına katkısı Darcy ve Forchheimer terimlerinin toplamı şeklinde tanımlanabilir:

$$\Delta P_{\text{duvar}} = \frac{\mu}{k} u_w w_s + \beta \rho u_w^2 w_s \tag{4.28}$$

Denklem (4.28)'de görülen basınç kaybını tahmin etmede kullanılan parametreler *Darcy geçirgenliği* k ve *Forchheimer katsayısı* β'dır. Geçirgenlik uzunluğun karesi boyutundadır ve $k^{1/2}$ gözenekli ortamın karakteristiği olan gözenek seviyesi uzunluk ölçeğini ifade eder. Forchheimer katsayısı uzunluğun tersi boyutundadır ve "delik pürüzlülüğü"nü temsil eder. Her iki parametre de, *Darcy geçirgenliği* k ve *Forchheimer katsayısı* β, "delik boyutu"na ve gözenekli ortamın geçirgenliğine bağlıdır [15], [41]:

$$\beta = \frac{sbt}{\varsigma^{1.5}\sqrt{k}} \tag{4.29}$$

Denklem (4.29)'daki sabit, düzgün yüzeyler için 0.143 ya da 0.134; pürüzlü yüzey için 0.298 alınabilir. Geçirgenlik ve Forchheimer katsayısının gözenekli ortamın etkin özelliklerinden olduğu ve homojen bir ortam için ölçülen örneğin boyutundan bağımsız olduğu vurgulanmalıdır.

β ve k arasındaki korelasyon sadece granüler gözenekli ortamlar için değil aynı zamanda lifli ortamlar için de geçerlidir.

DPF'lerin bilinen yapısal özellikleri ve çalışma koşulları göz önüne alındığında Forchheimer'in basınç kaybına katkısının ihmal edilebilir olduğu söylenebilir. Ancak çok yüksek poroziteye sahip ve yüksek akışlarda kullanılan filtreler için (örneğin lifli tekstil ya da köpük yapılı filtreler) bu söz konusu değildir.

Filtrenin kare kanalları boyunca akışın duvarlarda yarattığı sürtünme kayıplarından dolayı ek basınç kayıpları oluşur. Bu basınç kaybı, laminer akış için kanal hızına lineer bağlıdır ve L uzunluğundaki bir kanal için

$$\Delta P_{\text{sürtünme}} = \frac{\mu U L}{a^2} 2c_f \,\mathrm{Re}\,\xi \tag{4.30}$$

şeklinde ifade edilir. Burada $c_f \,\mathrm{Re}$, laminer akışa sahip kare profilli kanal için 14.227 gibi sabit bir değere sahiptir ve

$$F = 2c_f \,\mathrm{Re} \tag{4.31}$$

Şeklinde gösterilir. ξ faktörü, $c_f \,\mathrm{Re}$ üzerinde güçlü bir emme etkisini ifade eden bir düzeltmedir. Tipik bir filtre uygulaması için, ξ, yerel hızlar duvar Re sayısını $u_w a\rho/\mu$, 2'den daha küçük tutabilecek kadar küçük olduğundan, 1 alınabilir.

Son olarak, filtre kanallarına giren ve kanallardan çıkan akışın daralma ve genişlemelerden kaynaklı atalet kayıpları da söz konusudur. Bu bileşen eksenel giriş hızının karesine bağlı olarak artar:

$$\Delta P_{\text{daralma/genişleme}} = \zeta \frac{\rho U^2}{2} \tag{4.32}$$

Burada ζ, filtrenin akış kesidine ve Reynolds sayısına bağlı, daralma/genişleme atalet kaybı katsayısıdır.

Bütün bu katkılar göz önüne alındığında, temiz bir filtrenin toplam basınç kaybı

$$\Delta P = \frac{\mu Q}{2V_{filtre}}(d_h + h_t)^2 \left[\frac{h_t}{\sigma_w d_h} + \frac{8FL^2}{3{d_h}^4} \right] + \frac{\rho Q^2 (d_h + h_t)^4}{V_{filtre}^2 {d_h}^2} \left[\frac{\beta h_t}{4} + 2\zeta \left(\frac{L}{d_h} \right)^2 \right] \tag{4.33}$$

şeklinde ifade edilir [41]. Burada Q debiyi, V_{filtre} efektif filtre hacmini, ζ daralma/genişleme oranını, σ_w duvar geçirgenliğini göstermektedir.

Yapılan çalışmalarda, gerek akış gerekse akustik ölçümlerde tekrarlanabilirliğin oldukça yüksek olduğu görülmüştür. Deney düzeneklerinde kullanılan ölçüm cihazlarının her birinin duyarlılığı bu çalışmanın gerektirdiği seviyenin oldukça üzerindedir. Mikrofonlardan alınan sinyallerin doğruluğunun sağlanması için ölçümlerden önce kalibrasyon uygulanmıştır. İletim kaybı ve basınç kaybı eğrilerinde aşağıda belirtilen kaynaklara bağlı olan hatalar yapılan çalışmalar ile en aza indirgenmiştir.

Giriş çapı 57 mm mikrofonlar arası mesafe ise 30 mm ve 60 mm dir. Deney koşulları göz önüne alındığında ses hızı 343.2 m/s 'dir. Buna göre (4.25) ve (4.26) numaralı denklemler uyarınca üst kesme frekansı 3500 Hz olmaktadır. Alt kesme frekansı ise (4.23) uyarınca 50 Hz olarak belirlenmiştir.

Mikrofonlar arasındaki faz uyumsuzluğu da akustik ölçümlerdeki hata kaynaklardan bir tanesidir. Bu hata kaynağı ölçümlerin mikrofonlarının yerleri değiştirilerek

tekrarlanması ile engellenebilir. Yapılan çalışmalarda bu hata kaynağının etkisinin çok az olduğu görülmüş olsa da bu durum dikkate alınarak, faz uyumsuzluğu giderilmiştir.

Ortam gürültüsü akustik ölçümlerde bozucu rol oynayan önemli bir unsurdur. Ortamda özellikle belirli bir frekansta yayılan gürültü bulunduğu durumlarda o frekanslardaki ölçümlerin doğrululuğunu azaltmaktadır. Bu durumun engellenmesi amacı ile ölçüm ortamına gürültü izolasyonu uygulanmıştır. Bu konudaki standartlar ses kaynağı tarafından yaratılan gürültünün her frekans bileşeninde ortam gürültüsünden en az 10 dB yüksek olması gerektiğini belirtmektedir. Yapılan incelemelerde bu farkın en az 20 dB olduğu görülmektedir.

Ses kaynağının belirlenmesinde esas, üretilen akustik enerjinin deney parçasının sonuna kadar yeterli seviyede kalmasıdır. Bu sebeple 100 dB (Referans basınç: $20x10^{-6}$ Pa) ses basınç seviyesi sağlayacak ses kaynağı kullanılmıştır. Böylelikle ortam gürültüsünün ve akış gürültülerinin etkisi engellenmiştir.

İletim kaybı ölçümlerinde hata kaynaklarından bir diğeri ise empedans sınır şartının yaratılmasında ortaya çıkmaktadır. Teorik esaslar bölümünde anlatıldığı üzere, 2 adet sınır şartı denklemlerin lineer bağımsızlığının sağlanması için, ölçülen basınç seviyesi her frekansta birbirinden farklı olmalıdır. Bu durum yapılan çalışmalarda incelenmiş, ses kaynağı ve mikrofonların hassasiyetinin ayarlanması ve "*açık uç"* ve "*yaklaşık anekoik sonlandırma*" ile bu durumun sağlandığı görülmüştür.

Geri basınç ölçümleri akışın değiştirilmesi ve her hız değeri için geri basıncın ölçülmesi ile yapılmaktadır. Ancak basınçölçer ve hava kaynağı, akışın değişimine mekanik ve elektriksel etkilerden dolayı farklı tepki vermektedir. Histerisis olarak adlandırılan bu hata kaynağı, yapılan ölçümlerin ortalaması alınarak engellenmiştir.

Bir diğer hata kaynağı ise deney düzeneğinde yer alan kanalın ses yutumuna ve sesi iletmesine bağlı fazladan ortaya çıkan iletim kaybıdır. Bu hata kullanılan deney tüpünün iletim kaybının filtrenin iletim kaybı eğrisinden çıkarılması ile bertaraf edilebilir. Yapılan çalışmalarda bu değerin her frekans için 0.5 dB den daha az olduğu gözlemlenmiştir ve çıkarılmasına ihtiyaç olmadığına karar verilmiştir.

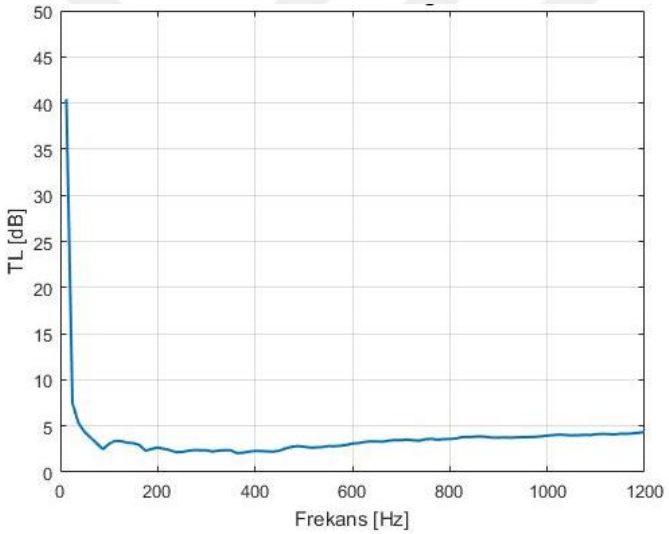
4.4 Deneysel Sonuçlar

Akış ve akustik ölçümleri, gerek matematiksel modeller ile gerekse sonlu elemanlar yöntemi ile ulaşılan sonuçların doğruluğunu kontrol etmek için kullanılacaktır. Ayrıca

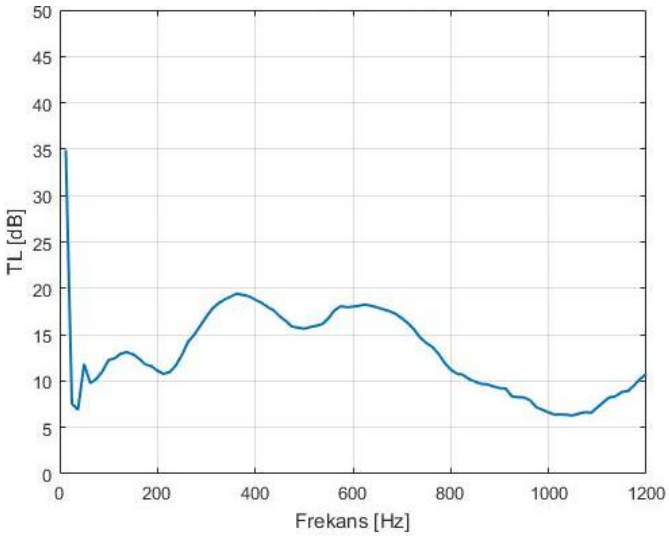
deneysel ölçümler ile diğer yöntemlerde yapılan kabullerin sonuçlar üzerine etkisinin incelenmesi mümkün olmaktadır. Aşağıda dizel partikül filtrelerine ait ölçümler sonucunda elde edilen iletim kaybı ve basınç kaybı eğrileri verilmiştir.

Kurulan deney düzeneğinin çalışabildiğini göstermek ve yapılacak ölçümler için fikir edinmek amacıyla farklı geometrik özelliklere sahip 4 dizel partikül filtresi için ölçümler gerçekleştirilmiştir. Bu 4 filtre karşılaştırmada kullanılacak filtrelerden farklı filtrelerdir.

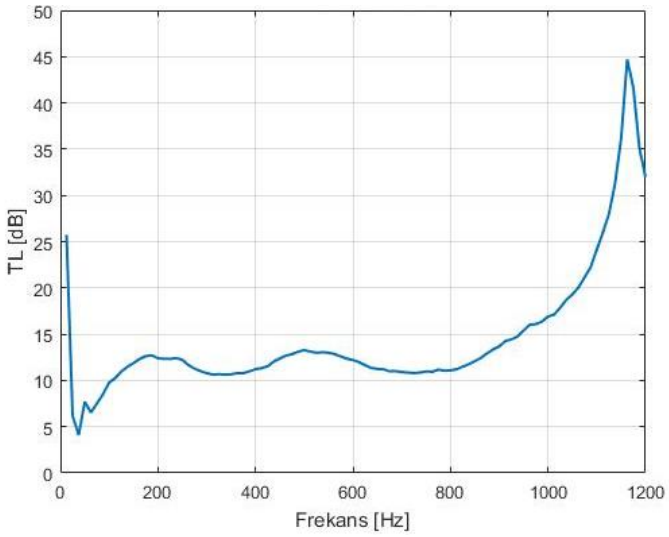
Akışın mevcut olduğu hal için ölçümleri yapılan 4 dizel partikül filtresi için elde edilen TL (Ses İletim Kaybı) eğrileri aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. TL eğrileri, ölçümden elde edilen verilerle yine MATLAB programında oluşturulan kodlar kullanılarak elde edilmiştir. Ölçümler 0.4 Mach akış hali için gerçekleştirilmiştir.



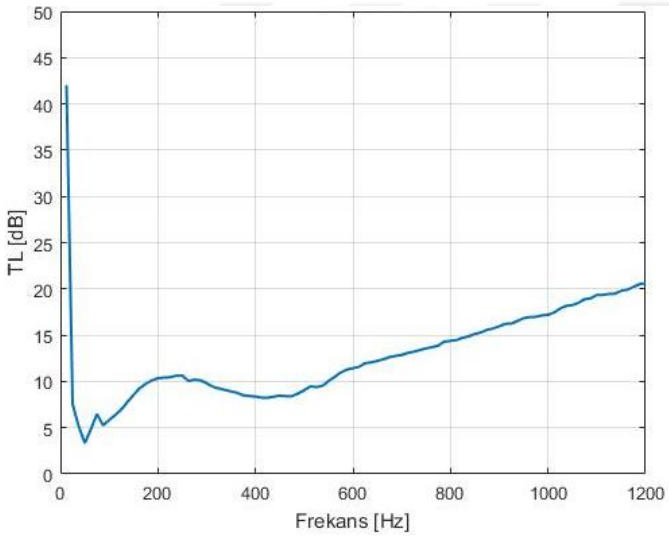
Şekil 4.8 : DPF – 1 için ses iletim kaybı eğrisi.



Şekil 4.9 : DPF- 2 için ses iletim kaybı eğrisi.



Şekil 4.10 : DPF – 3 için ses iletim kaybı eğrisi.



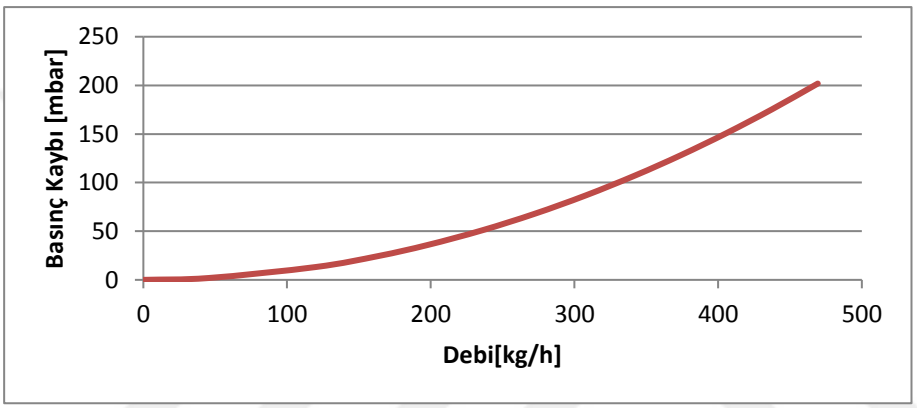
Şekil 4.11 : DPF – 4 için ses iletim kaybı eğrisi.

Şekil 4.8-4.11, kurulan düzeneğin doğruluğunu belirlemek için kullanılan dizel partikül filtrelerine ait ölçüm sonuçlarını göstermektedir. Akışın olduğu durumlarda gerçekleştirilen bu deneylerden, Şekil 4.8-4.11 incelenmesi sonucunda, akışın TL değerlerinde dalgalanmalara yol açtığı tespit edilmiştir. Tez kapsamında bundan sonraki incelemelerde analizler akışın olmadığı durumlar için gerçekleştirilmiştir.

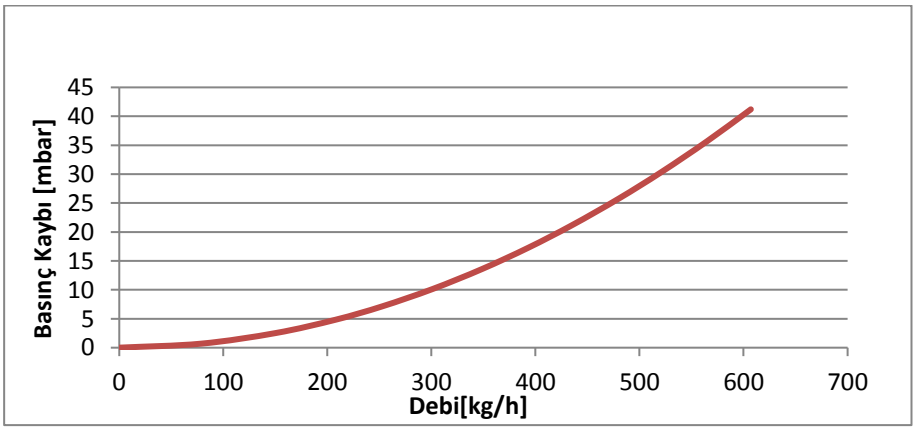
Yapılan çalışmalarda akış altındaki ölçümlerde hata faktörünün daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Ölçümlerde, tekrarlanabilirlikte küçük seviyelerde azalma olmuştur. Bu durum akışın yarattığı gürültü ve empedans sınır şartının değiştirilmesinde yaşanan güçlüklere bağlıdır. Akış aynı zamanda basınç kaybını etkileyen temel değişkendir.

Dizel partikül filtreleri için önemli olan bir diğer parametre de basınç kaybıdır. Basınç kaybının fazla olması motor veriminin azalması anlamına gelir. Geri basınç, yanma

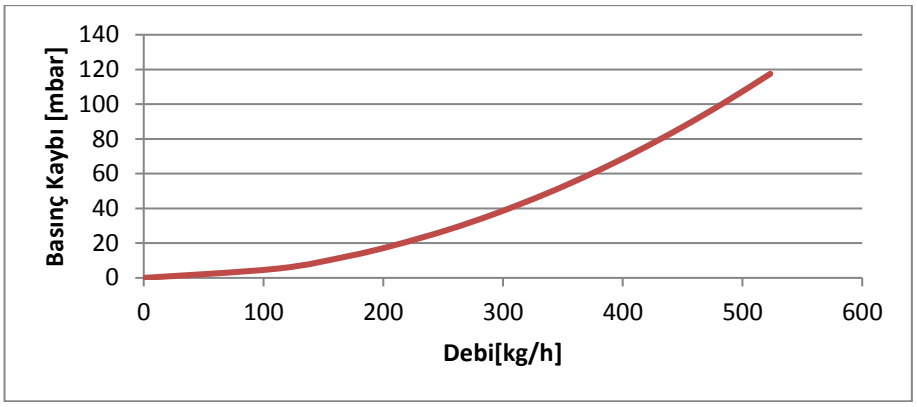
odasına tekrar bir miktar egzoz gazı dolması demektir. Bu yanma odasına daha az miktarda temiz hava ve benzin karışımı girmesine yol açar. Sonuç olarak daha az hava/benzin karışımı daha az performans demektir. Tez kapsamında optimizasyon problemi kurgulanırken, DPF'nin çok ölçütlü optimizasyonu için basınç kaybının da minimize edilmesi yönünde çalışılacaktır. Bu nedenle basınç kaybı parametresinin mertebesi konusunda fikir edinebilmek adına mevcut DPF'lerin basınç kaybı eğrileri yapılan deneylerden elde edilen veriler kullanılarak MATLAB programında oluşturulan kodlar kullanılarak elde edilmiştir. Aşağıdaki şekillerde farklı özelliklerdeki bu dizel partikül filtrelerine ait basınç kaybı eğrileri görülmektedir.



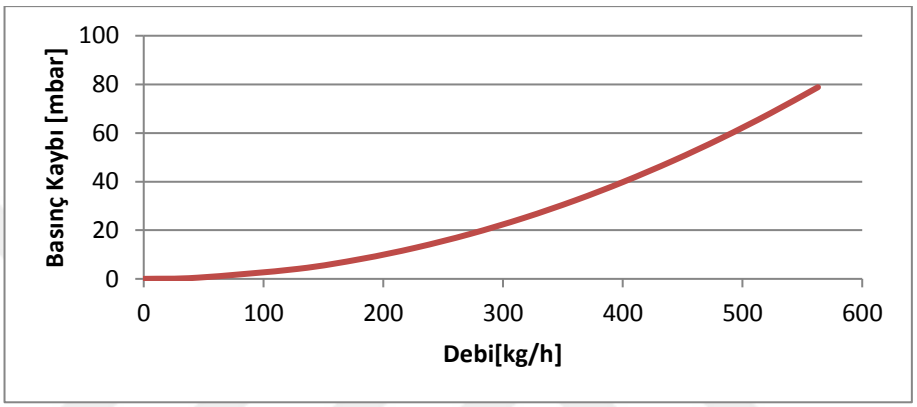
Şekil 4.12 : DPF – 1 için basınç kaybı eğrisi.



Şekil 4.13 : DPF – 2 için basınç kaybı eğrisi.



Şekil 4.14 : DPF – 3 için basınç kaybı eğrisi.



Şekil 4.15 : DPF – 4 için basınç kaybı eğrisi.

4.5 Analitik Modelin Deney Sonuçları ile Doğrulanması

Önceki bölümde bir makalede yer alan deneysel sonuçlar kullanılarak doğrulanan model, bu bölümde kendi yaptığımız deney sonuçları ile karşılaştırılacaktır. Temin edilen dizel partikül filtrelerine ait teknik özellikler Çizelge 4.1'de görülmektedir.

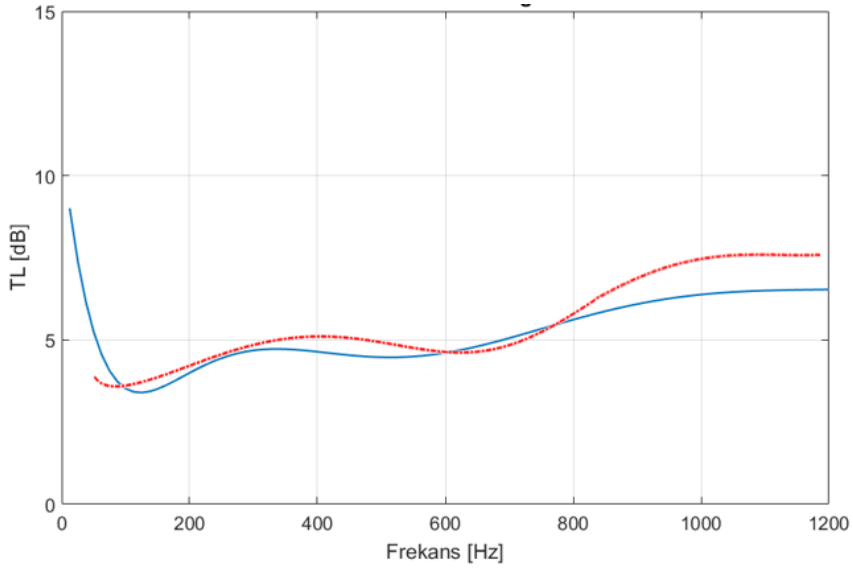
Çizelge 4.1 : Deneyde kullanılan DPF'lerin ölçüleri.

	L152.4 - 90	L152.4 - 150	L205 - 90	L203 - 150
Hücre yoğunluğu [CPSI]	90	150	90	150
Duvar kalınlığı [mm]	0,76	0,51	0,76	0,51
Duvar genişliği [mm]	2,5	1,7	2,5	1,7
Çap [mm]	118	118	118	118
Uzunluk [mm]	152,4	152,4	205	203
Girişteki açık alan [m^2]	0,25	0,28	0,25	0,28

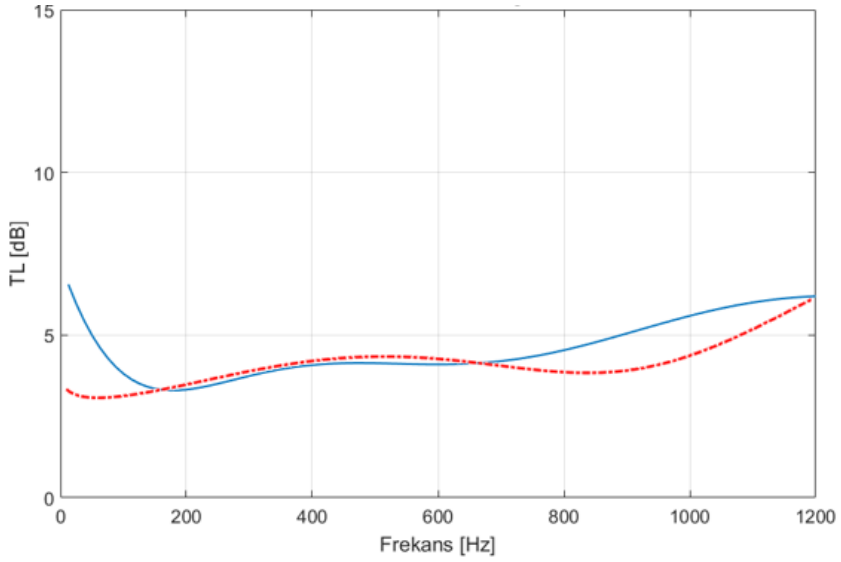


Şekil 4.16 : Deneyde kullanılan DPF'lere ait resimler.

Aşağıda sırasıyla, farklı çap ve uzunluklardaki 4 dizel partikül filtresine ait deneysel verilerle elde edilen ve matematik model kullanılarak elde edilen ses iletim kaybı eğrileri görülmektedir. Şekil 4.17-4.20'de sonuçları verilen deneylerde kullanılan bu 4 dizel partikül filtresi, Şekil 4.8-4.11'de sonuçları verilen akış durumunda ölçümleri gerçekleştirilen dizel partikül filtrelerinden farklı filtrelerdir.

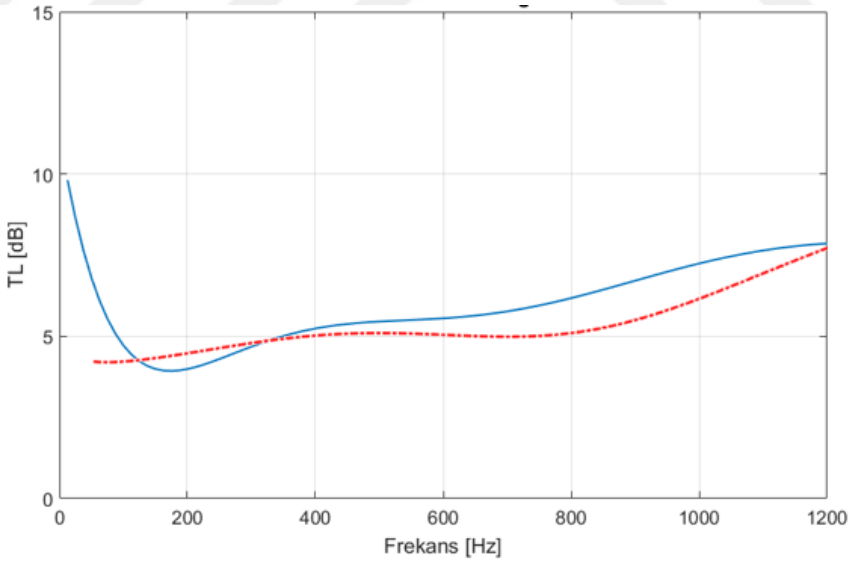


Şekil 4.17 : L152.4 – 90 DPF için deneysel (mavi) ve matematik model kullanılarak elde edilen (kırmızı) ses iletim kaybı eğrileri.

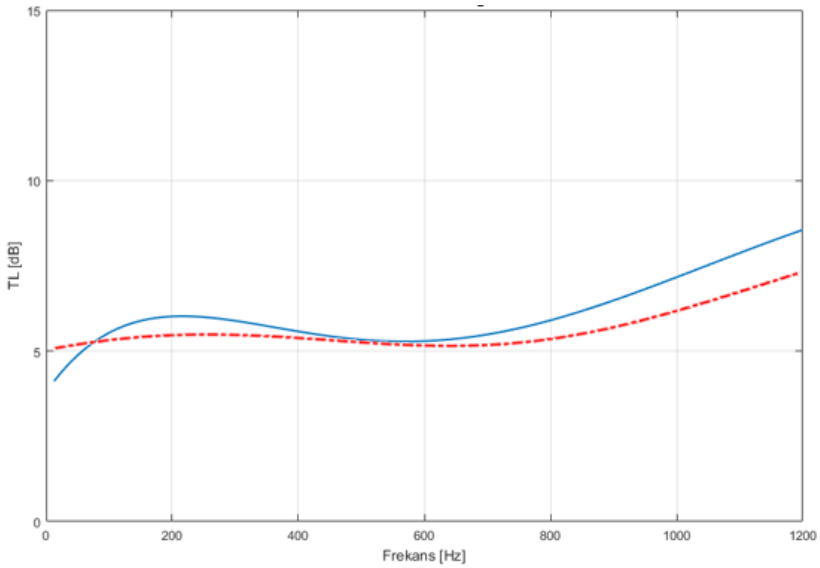


Şekil 4.18 : L152.4 – 150 DPF için deneysel (mavi) ve matematik model kullanılarak elde edilen (kırmızı) ses iletim kaybı eğrileri.

Deneysel ve analitik sonuçlardan elde edilen şekiller incelendiğinde, ses iletim kaybı eğrilerinin oldukça uyumlu olduğu görülmektedir. Farklılıklar test edilen DPF'lerin geçirgenliği, malzeme özellikleri gibi bazı özellikler konusunda üretici firmanın net bilgiler vermemesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.19 : L205 – 90 DPF için deneysel (mavi) ve matematik model kullanılarak elde edilen (kırmızı) ses iletim kaybı eğrileri.



Şekil 4.20 : L203 – 150 DPF için deneysel (mavi) ve matematik model kullanılarak elde edilen (kırmızı) ses iletim kaybı eğrileri.

Bu karşılaştırmalar sonucunda gerek literatürde yer alan makale ile gerekse deneysel çalışmalar ile doğrulanan matematik modelin artık optimizasyon probleminin çözümü için kullanılabilir bir model olduğu kanısına varılabilmektedir.

5. PARAMETRİK ÇALIŞMALAR

Çalışmanın bu bölümünde, analitik çalışmalar kapsamında Denklem (2.26) – (2.49) kullahnılarak, MATLAB programı ile oluşturulan ve Ek A'da kodlarına yer verilen matematik modelden faydalanılarak DPF'lere ait bazı parametrelerin DPF'nin akustik davranışına etkileri incelenmiştir. Bu bölümde incelenen parametreler DPF'nin uzunluğu, çapı, içerisinde yer alan kanalların genişliği, kanalların duvar kalınlığı, DPF'deki toplam kanal sayısı, kanal içerisindeki sıcaklık, kanal duvarlarının geçirgenliği, akışkanın yoğunluğu, gözenekli duvardan geçen gaz yoğunluğu, dinamik viskozitenin etkisi, DPF'nin giriş ve çıkışındaki açık alan oranı ve uç düzeltmesi ve son olarak kanal basınç kayıp faktörüdür.

Parametrik çalışmalar sonucunda hem bu büyüklüklerin değişiminin iletim kaybı eğrisi üzerindeki etkilerinin incelenmesi hem de yapılacak olan optimizasyon çalışmaları için ilgilenilen bölgede parametrelerden elde edilen TL eğrilerinin ekstremumlarının sayıları hakkında fikir edinilmesi amaçlanmaktadır.

Parametrik çalışmalar bölümünde incelenen DPF'nin uzunluğu 250 mm, çapı 150 mm, içerisinde yer alan kanalların genişliği 1.44 mm, kanalların duvar kalınlığı 0.355 mm, DPF'deki toplam kanal sayısı 310000 kanal sayısı/m^2, kanal içerisindeki sıcaklık 293°K, kanal duvarlarının geçirgenliği $2.5x10^{-13}$ m^2, akışkanın yoğunluğu 1.205 kg/m^3, gözenekli duvardan geçen gaz yoğunluğu 0.64 kg/m^3, dinamik viskozite $1.846x10^{-5}$ kg/ms, DPF'nin giriş ve çıkışındaki açık alan oranı 0.5 ve uç düzeltmesi 0.006 mm ve son olarak kanal basınç kayıp faktörü 28.45'tir. Çalışma esnasında incelenen parametre değerleri değiştirilirken, diğer parametre değerleri bu değerlerde sabit tutulmuştur.

5.1 Uzunluğun etkisi

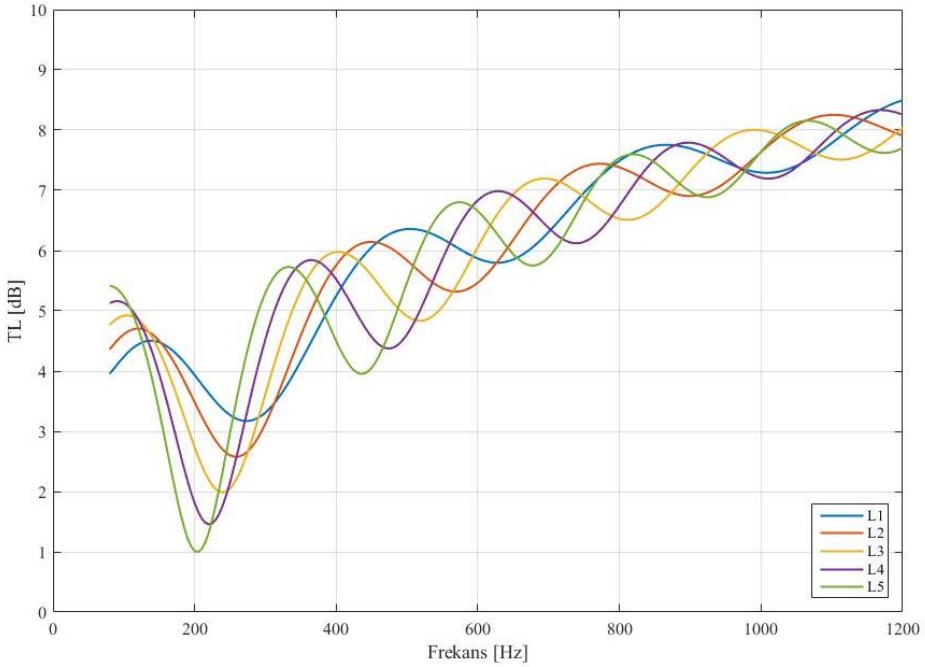
Uzunluk değiştirilerek farklı modeller oluşturulmuş, matematik model kullanılarak bu modellere ait akustik çözümlemeler gerçekleştirilmiştir. Uzunluk değiştirilmiş ancak çap gibi diğer parametreler sabit tutularak sadece bu parametrenin etkisinin

incelenmesi sağlanmıştır. Çizelge 5.1'de analizi gerçekleştirilen DPF uzunlukları listelenmiştir.

Çizelge 5.1 : Analizi gerçekleştirilen DPF uzunlukları.

L_1	0.20 [m]	L_6	0.45 [m]
L_2	0.25 [m]	L_7	0.50 [m]
L_3	0.30 [m]	L_8	0.55 [m]
L_4	0.35 [m]	L_9	0.60 [m]
L_5	0.40 [m]	L_{10}	0.70 [m]

Yapılan çözümlemeler sonucu her modele ait iletim kaybı eğrileri oluşturulmuştur. Şekil 5.1'de frekansa bağlı olarak DPF'lerin iletim kayıpları verilmiştir.



Şekil 5.1 : Farklı uzunluklara sahip DPF'lerin iletim kaybı eğrileri.

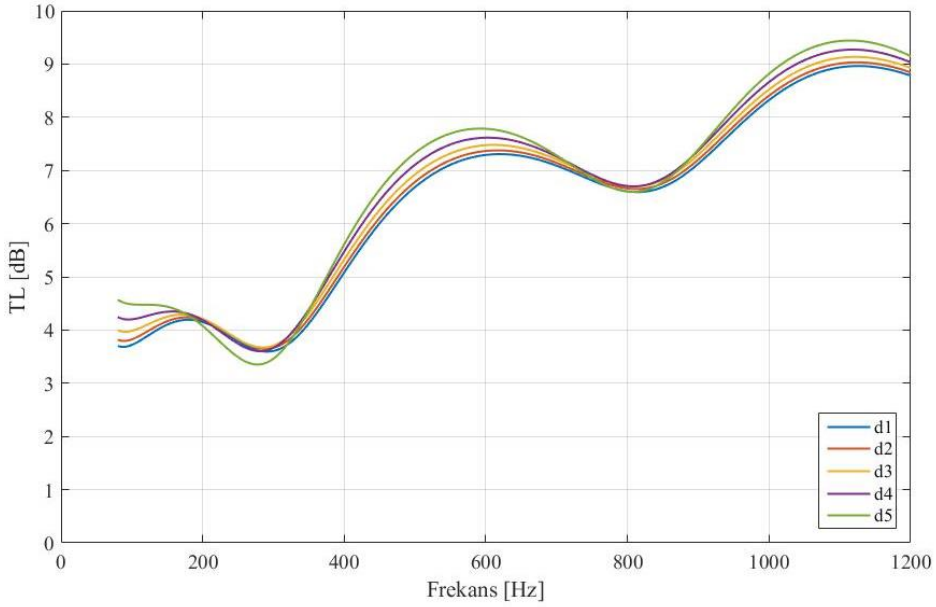
Uzunluğun artmasıyla TL eğrisi frekans düzleminde sola doğru yaklaşırken, oluşan ekstremum sayısı da artmıştır. TL değeri ise frekans bazında incelendiğinde az da olsa azalma göstermektedir.

5.2 Çapın etkisi

Oluşturulan matematiksel modelde 5 farklı çap için, iletim kaybı eğrilerindeki farklılıklar incelenmiştir. Çizelge 5.2'de analizi gerçekleştirilen DPF çapları listelenmiştir.

Çizelge 5.2 : Analizi gerçekleştirilen DPF çapları.

d_1	0.15 [m]
d_2	0.25 [m]
d_3	0.35 [m]
d_4	0.45 [m]
d_5	0.55 [m]



Şekil 5.2 : Farklı çaplara sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

Şekil 5.2 incelendiğinde, çaptaki artış ile, TL eğrisinde ekstremumların oluştuğu frekanslarda pek fazla değişiklik gözlenmemesine karşın TL değerinin çukurlarda daha da azalma, tepelerde ise daha da artma eğilimi gösterdiği sonucuna varılmıştır.

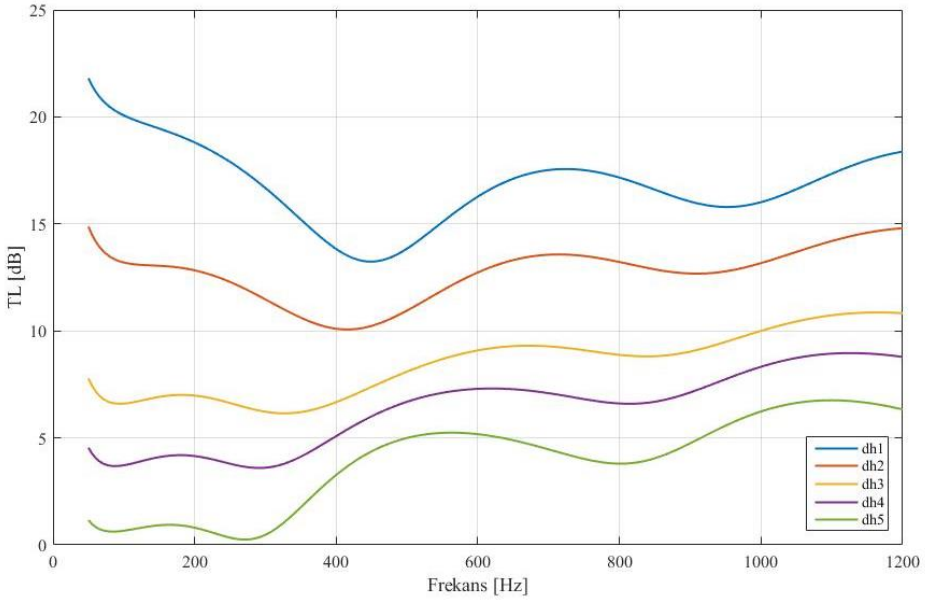
5.3 Kanal genişliğinin etkisi

Kullanılan DPF modelleri kare kesitlidir ve bu parametre kesidin genişliğine karşılık gelmektedir. Aşağıda çözümlemesi yapılan 5 farklı d_h değeri çizelge halinde verilmektedir.

Beklenti, çaptaki artış ile TL değerlerinin azalması yönündedir. Çünkü DPF'nin içindeki boşluk çapla birlikte genişler, böylece kanallar tarafından sesin emilimi azalır dolayısıyla TL değerleri azalır.

Çizelge 5.3 : Analizi gerçekleştirilen DPF kanal genişlikleri.

d_{h1}	0.74 x10^{-3} [m]
d_{h2}	0.94 x10^{-3} [m]
d_{h3}	1.24 x10^{-3} [m]
d_{h4}	1.44 x10^{-3} [m]
d_{h5}	1.74 x10^{-3} [m]



Şekil 5.3 : Farklı kanal genişliklerine sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

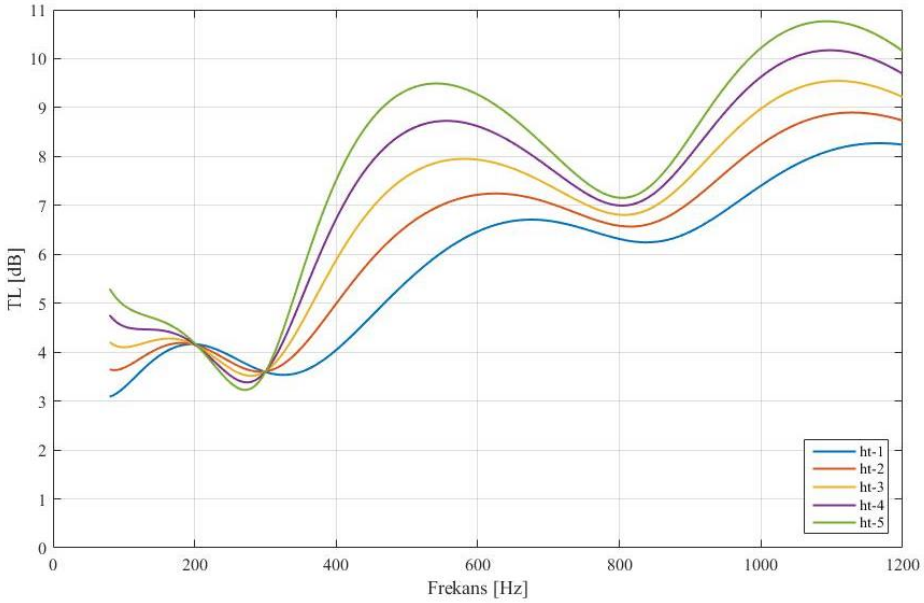
Şekil 5.3'te görüldüğü üzere, kanal genişliğinin artması ses iletim kaybını azaltmaktadır. Bu da modelin beklentiyi karşıladığını göstermektedir.

5.4 Kanalların duvar kalınlığının etkisi

Matematiksel modelde karşılaştırılması yapılan 5 farklı h_t değeri ve elde edilen grafik Şekil 5.4'teki gibidir. Beklenen durum kanal duvar kalınlığının artması ile TL değerlerinin artmasıdır. Çünkü kanal duvar kalınlığı artınca filtre daha katı olur ve böylece ses emilimi artar ve TL'nin artışına neden olan ses dalgaları daha fazla önlenmiş olur.

Çizelge 5.4 : Analizi gerçekleştirilen DPF kanal duvar kalınlıkları.

h_{t1}	3.0×10^{-4} [m]
h_{t2}	3.5×10^{-4} [m]
h_{t3}	4.0×10^{-4} [m]
h_{t4}	4.5×10^{-4} [m]
h_{t5}	5.0×10^{-4} [m]



Şekil 5.4 : Farklı kanal duvar kalınlıklarına sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

Şekil 5.4 incelendiğinde, tıpkı öngörüldüğü gibi, duvar kalınlığının artmasının TL'nin artmasına neden olduğu gözlenmiştir. 200 Hz ve 300 Hz frekanslarında ise kanal duvar kalınlıkları değişmesine rağmen, bunların DPF'nin TL eğrisi üzerinde hiçbir etkisi olmadığı görülmektedir. Aynı zamanda bu frekans aralığında, 200-300 Hz, duvar kalınlıklarındaki artış diğer frekanslardan farklı olarak TL'nin azalmasına neden olmaktadır.

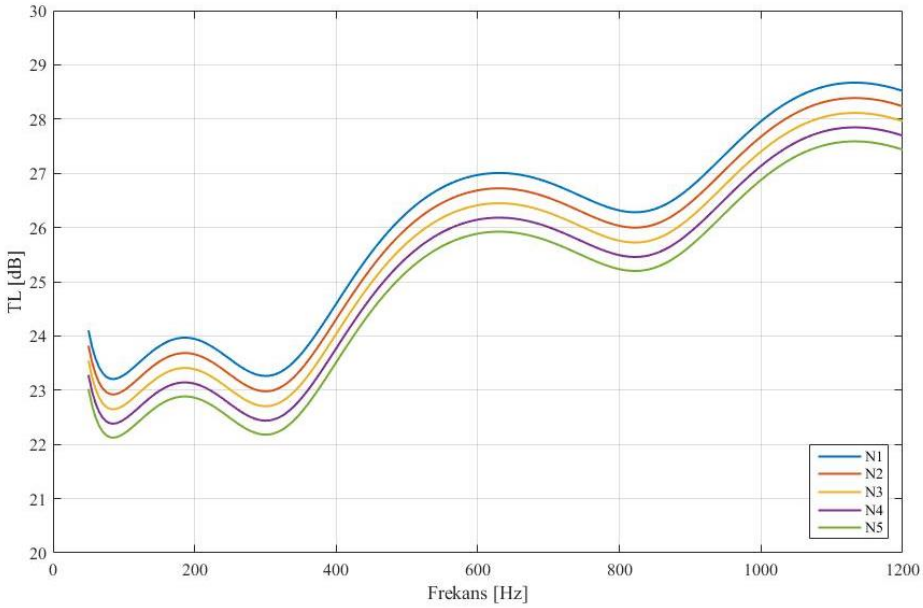
5.5 Kanal sayısının etkisi

N, bir DPF'nin içinde yeralan m^2 başına düşen kanal sayısını ifade etmektedir. Değişik N değerlerinin TL üzerine etkisi incelenmiştir. Çizelge 5.5'te analizi gerçekleştirilen DPF kanal sayıları listelenmiştir.

Kanal sayısındaki artışın genel olarak TL değerlerinde azalmaya neden olması beklenir. Çünkü kanal sayısı arttığında DPF silindirik bir delik halini alır ve böylece gürültü azalımı düşer, dolayısıyla TL azalır.

Çizelge 5.5 : Analizi gerçekleştirilen DPF kanal sayıları.

N_1	300000
N_2	310000
N_3	320000
N_4	330000
N_5	340000



Şekil 5.5 : Farklı kanal sayısına sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

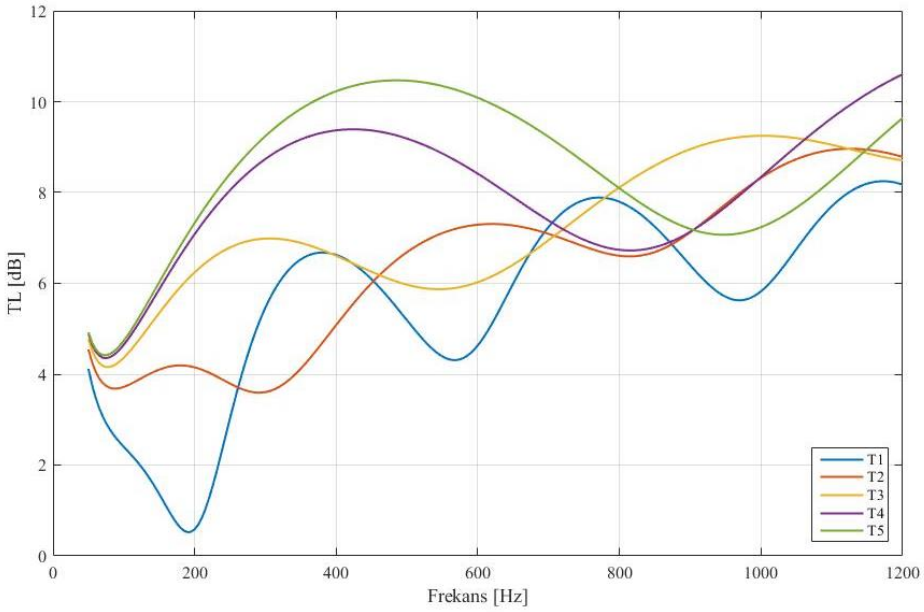
Şekil 5.5 incelendiğinde kanal sayısındaki artışın ses iletim kaybını olumsuz etkilediği, değerlerin düştüğü görülebilmektedir. Yine beklentileri karşılayan bir çözüm elde edilmiştir.

5.6 Sıcaklığın etkisi

Bu parametre, DPF içerisinden geçen havanın sıcaklığını ifade etmektedir. Çizelge 5.6'da analizi gerçekleştirilen DPF sıcaklıkları listelenmiştir.

Çizelge 5.6 : Analizi gerçekleştirilen DPF sıcaklıkları.

T_1	100 [°C]
T_2	200 [°C]
T_3	400 [°C]
T_4	700 [°C]
T_5	900 [°C]



Şekil 5.6 : Farklı akışkan sıcaklıklarına sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

Sıcaklığın artmasıyla, ilgilenilen frekans aralığında oluşan tepe sayısının azaldığı ancak TL değerlerinin arttığı Şekil 5.6'dan görülebilmektedir.

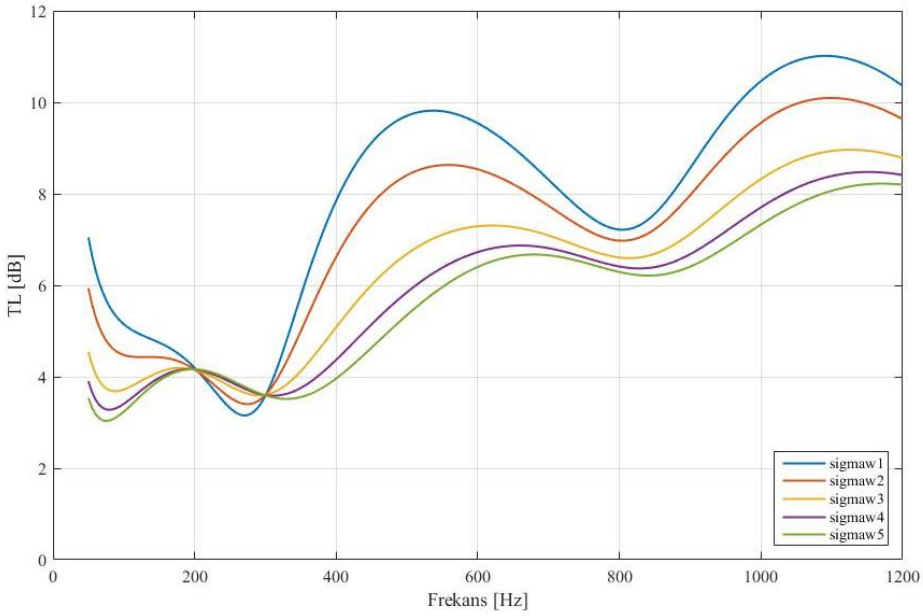
5.7 Kanal duvarlarının geçirgenliğinin etkisi

Kanal duvar geçirgenliği olarak tanımlanan bu parametre, duvarlardaki delik çapı, delik sayısına bağlı olduğu gibi kanallarda biriken kurumların etkisiyle de değişmektedir. Farklı duvar geçirgenlikleriyle yapılan çözümlemelerde elde edilen sonuçlar Şekil 5.7'de görülmektedir. Analizi gerçekleştirilen DPF kanal duvarlarının geçirgenlikleri Çizelge 5.7'de listelenmiştir.

Kanal duvar geçirgenliğinin artmasıyla, duvarlar tarafından emilen ses azalacağından TL değerlerinin de azalması beklenmektedir.

Çizelge 5.7 : Analizi gerçekleştirilen DPF kanal duvarlarının geçirgenlikleri.

σ_{w1}	1.70×10^{-13} [m^2]
σ_{w2}	2.00×10^{-13} [m^2]
σ_{w3}	2.50×10^{-13} [m^2]
σ_{w4}	2.80×10^{-13} [m^2]
σ_{w5}	3.00×10^{-13} [m^2]



Şekil 5.7 : Farklı duvar geçirgenliklerine sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

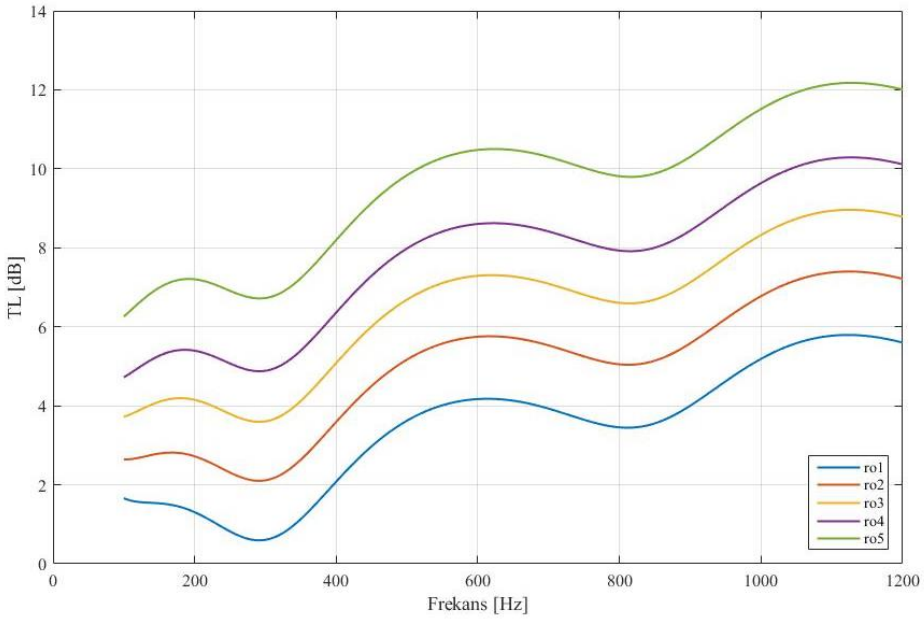
Şekil 5.7'den de görülebileceği gibi, kanal duvarlarının geçirgenliği ile TL ters orantılıdır; geçirgenlikteki artış, TL'nin azalmasına neden olmaktadır. Beklentiyi doğrulayan bir sonuç elde edilmiştir. Grafikten ayrıca 200 Hz ve 300 Hz frekanslarında ise kanal duvar geçirgenlikleri değişmesine rağmen, bunların DPF'nin TL eğrisi üzerinde hiçbir etkisi olmadığı görülmektedir. Aynı zamanda bu frekans aralığında, 200-300 Hz, duvar geçirgenliklerindeki artış diğer frekanslardan farklı olarak TL'nin artmasına neden olmaktadır.

5.8 Akışkanın yoğunluğunun etkisi

Her ne kadar DPF içerisinden geçen akışkanın hava olduğu bilinse de, bu parametrenin DPF'ye ait TL değerleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Analizi gerçekleştirilen akışkan yoğunlukları Çizelge 5.8'de listelenmiştir.

Çizelge 5.8 : Analizi gerçekleştirilen akışkan yoğunlukları.

ρ_1	0.700 [kg/m^3]
ρ_2	0.850 [kg/m^3]
ρ_3	1.025 [kg/m^3]
ρ_4	1.200 [kg/m^3]
ρ_5	1.500 [kg/m^3]



Şekil 5.8 : Farklı akışkan yoğunluğuna sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

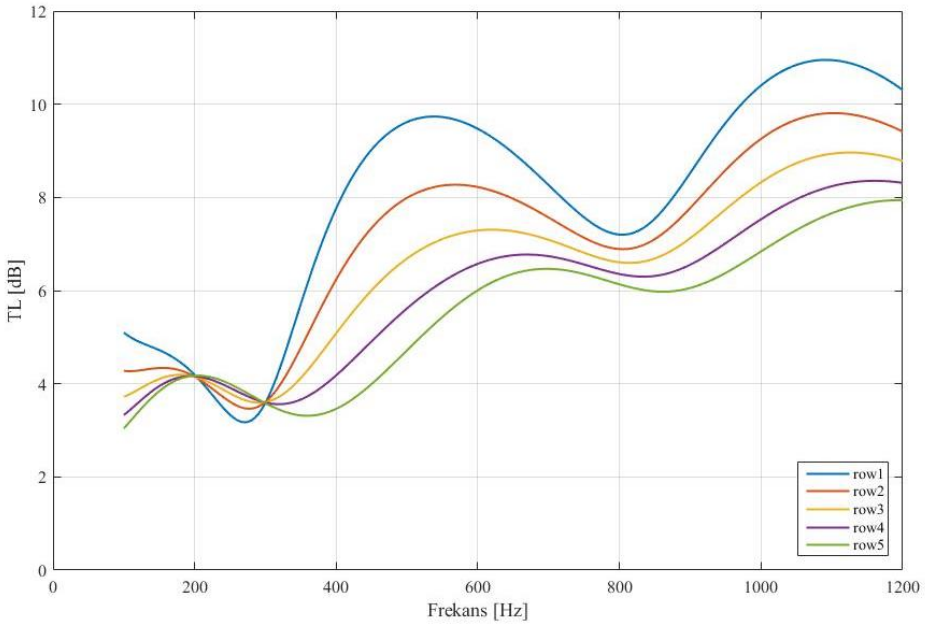
Şekil 5.8'den akışkanın yoğunluğu arttıkça TL eğrisinin yukarı ötelenmekte olduğu yani daha yüksek TL değerlerinin elde edildiği sonucuna varılabilir.

5.9 Gözenekli duvardan geçen gazın yoğunluğunun etkisi

5 farklı değer için gözenekli duvardaki gaz yoğunluğunun DPF'nn TL değerlerine etkisi incelenmiştir. Çizelge 5.9, analizi gerçekleştirilen DPF gözenekli duvar gaz yoğunluklarını listelemektedir. Yapılan çözümlemelerden elde edilen grafik Şekil 5.9'da görülmektedir.

Çizelge 5.9 : Analizi gerçekleştirilen DPF gözenekli duvar gaz yoğunlukları.

ρ_{w1}	0.44 [kg/m^3]
ρ_{w2}	0.54 [kg/m^3]
ρ_{w3}	0.64 [kg/m^3]
ρ_{w4}	0.74 [kg/m^3]
ρ_{w5}	0.84 [kg/m^3]



Şekil 5.9 : Farklı duvar yoğunluğuna sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

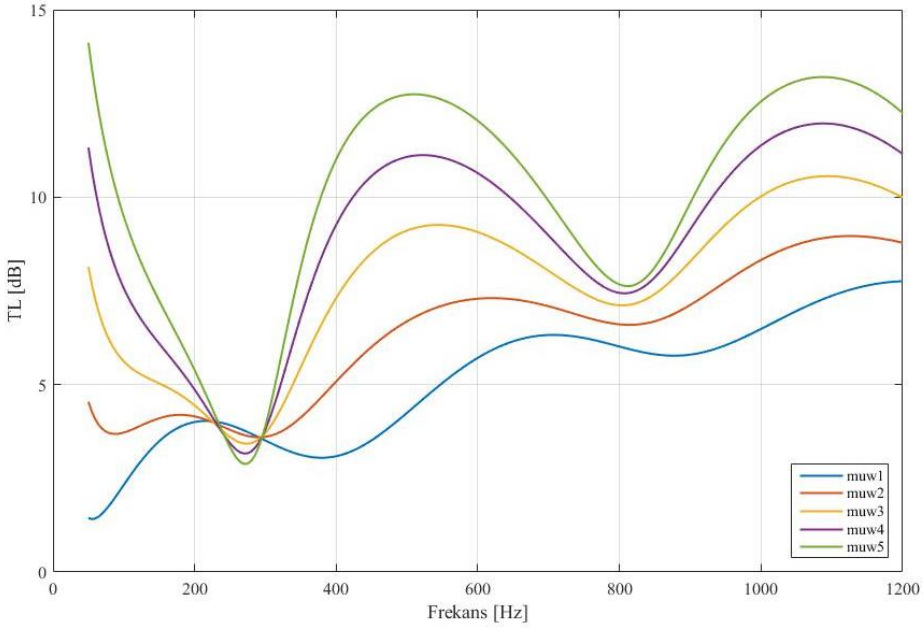
Şekil 5.9'dan gözenekli duvardan geçen gazın yoğunluğundaki artışın TL eğrisini aşağıya çektiği görülmektedir. Grafikten ayrıca 200 Hz ve 300 Hz frekanslarında ise gözenekli duvardan geçen gazın yoğunluğu değişmesine rağmen, bunların DPF'nin TL eğrisi üzerinde hiçbir etkisi olmadığı görülmektedir. Aynı zamanda bu frekans aralığında, 200-300 Hz, gözenekli duvardan geçen gazın yoğunluğundaki artış diğer frekanslardan farklı olarak TL'nin artmasına neden olmaktadır.

5.10 Dinamik viskozitenin etkisi

Kanalların duvar direncini etkileyen bu parametre için seçilen değerler ve çözümleme sonuçları Çizelge 5.10'da ve Şekil 5.10'da görülmektedir.

Çizelge 5.10 : Analizi gerçekleştirilen DPF dinamik viskoziteleri.

μ_{w1}	2.0×10^{-5} [kg/ms]
μ_{w2}	2.8×10^{-5} [kg/ms]
μ_{w3}	3.8×10^{-5} [kg/ms]
μ_{w4}	4.8×10^{-5} [kg/ms]
μ_{w5}	5.8×10^{-5} [kg/ms]



Şekil 5.10 : Farklı dinamik viskozitelere sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

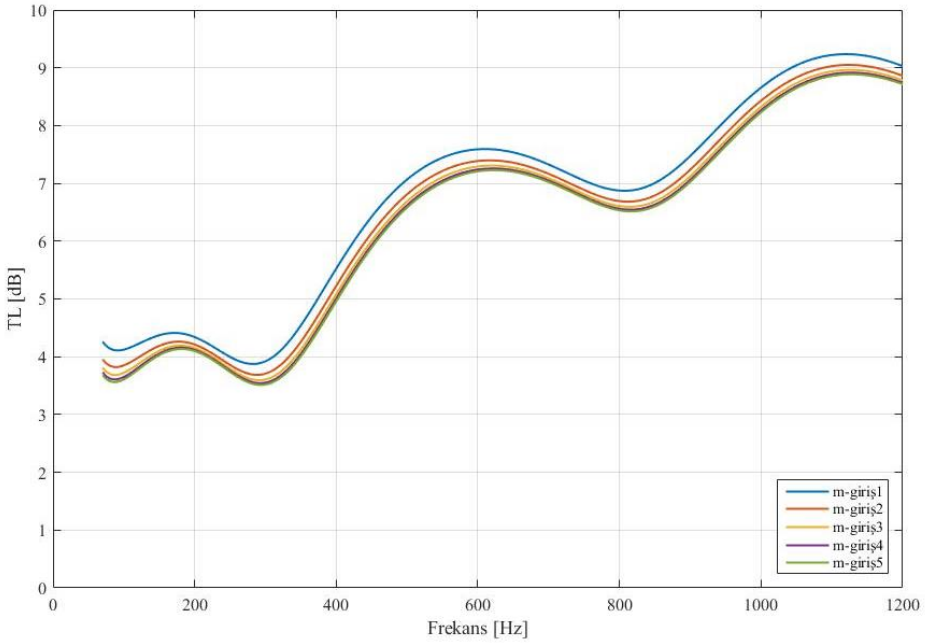
Şekil 5.10'dan dinamik viskozitenin artışının, ses iletim kaybını arttırdığı görülmektedir. Grafikten ayrıca 250 Hz ve 300 Hz frekanslarında ise dinamik viskozitenin değişmesine rağmen, bunların DPF'nin TL eğrisi üzerinde hiçbir etkisi olmadığı görülmektedir. Aynı zamanda bu frekans aralığında, 200-300 Hz, dinamik viskozitedeki artış diğer frekanslardan farklı olarak TL'nin azalmasına neden olmaktadır.

5.11 DPF girişindeki açık alan oranının etkisi

DPF'de yer alan kanallar bir petek yapısında olup, kanalların bir tarafı açık diğer tarafları ise kapalıdır. Açık alan oranı, bu kanalların yüzeyinde yeralan açık yüzeylerin tüm yüzeye olan oranını ifade etmektedir. Açık alan oranın TL üzerine etkisini incelemek üzere 5 farklı değer için çözümleme yapılmıştır. Analizi gerçekleştirilen DPF girişindeki açık alan oranları Çizelge 5.11'de listelenmektedir.

Çizelge 5.11 : Analizi gerçekleştirilen DPF girişindeki açık alan oranları.

$m_{giriş\text{-}1}$	0.3
$m_{giriş\text{-}2}$	0.4
$m_{giriş\text{-}3}$	0.5
$m_{giriş\text{-}4}$	0.6
$m_{giriş\text{-}5}$	0.7



Şekil 5.11 : Girişte farklı açık alan oranına sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

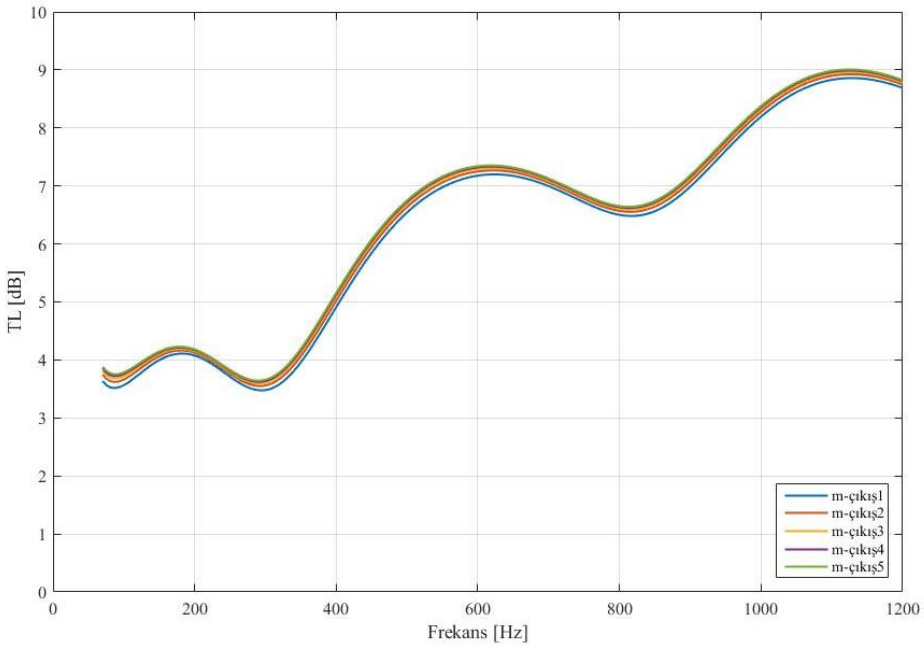
Şekil 5.11 incelendiğinde, DPF'nin açıklık oranının artmasının TL değerlerinin azalmasına neden olduğu sonucuna varılabilir.

5.12 DPF çıkışındaki açık alan oranının etkisi

Bu bölümde ise DPF'nin çıkışındaki açık alan oranının TL üzerine etkisi incelenmiştir. Analizi gerçekleştirilen DPF çıkışındaki açık alan oranları Çizelge 5.12'de listelenmektedir. Elde edilen TL eğrileri ise Şekil 5.12'de görülmektedir.

Çizelge 5.12 : Analizi gerçekleştirilen DPF çıkışındaki açık alan oranları.

$m_{çıkış\text{-}1}$	0.3
$m_{çıkış\text{-}2}$	0.4
$m_{çıkış\text{-}3}$	0.5
$m_{çıkış\text{-}4}$	0.6
$m_{çıkış\text{-}5}$	0.7



Şekil 5.12 : Çıkışta farklı açık alan oranına sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

Şekil 5.12'den, DPF'nin çıkışındaki açıklık oranının artması girişlekinden farklı olarak TL değerlerinin artmasına neden olduğu tespit edilmiştir.

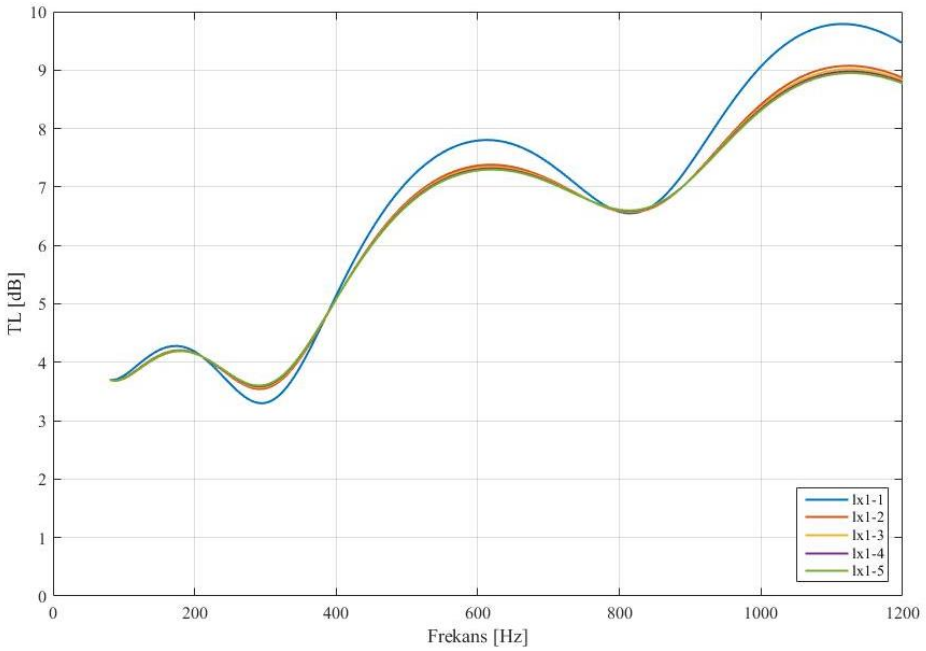
5.13 Girişin uç düzeltmesi etkisi

DPF'ler modellenirken bir filtredeki bir birim hücre 5 bölüme ayrılmıştı: giriş kesidi (IN); sert gözeneksiz duvarları olan kısa dar kanal (I); gözenekli duvarlara sahip dar kanalları olan filtre bölümü (II); sert gözeneksiz duvarları olan kısa dar kanal (III) ve çıkış kesidi (OUT). Düz kanal bölümleri ile ilgili olarak bunlar, akışı olan dar kanallar için literatürden standart modeller kullanılarak modellenebilirler. Ancak, bu kanalların uzunlukları 1 cm'den kısa olduğundan bunları basitçe giriş ve çıkış bölümlerine bir uç düzeltmesi (kütle tapası) olarak eklemek mümkündür. Bu çalışmada da Denklem (2.48)'de gösterildiği üzere bir uç düzeltmesi yapılmıştır. Giriş ve çıkış bölümleri sırasıyla alan daralma ve genişlemesini temsil ederler ki buralarda hem akustik hem de akış yakın alanları düzlem dalga geçişini etkileyebilir.

Bu bölümde, bu uç düzeltmelerinin iletim kaybı eğrilerini nasıl değiştirdiği gözlemlenmiştir.

Çizelge 5.13 : Analizi gerçekleştirilen DPF giriş uç düzeltmeleri.

$l_{x1\text{-}1}$	0.0050 [m]
$l_{x1\text{-}2}$	0.0010 [m]
$l_{x1\text{-}3}$	0.0006 [m]
$l_{x1\text{-}4}$	0.0003 [m]
$l_{x1\text{-}5}$	0.0001 [m]



Şekil 5.13 : Girişte farklı uç düzeltmelerine sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

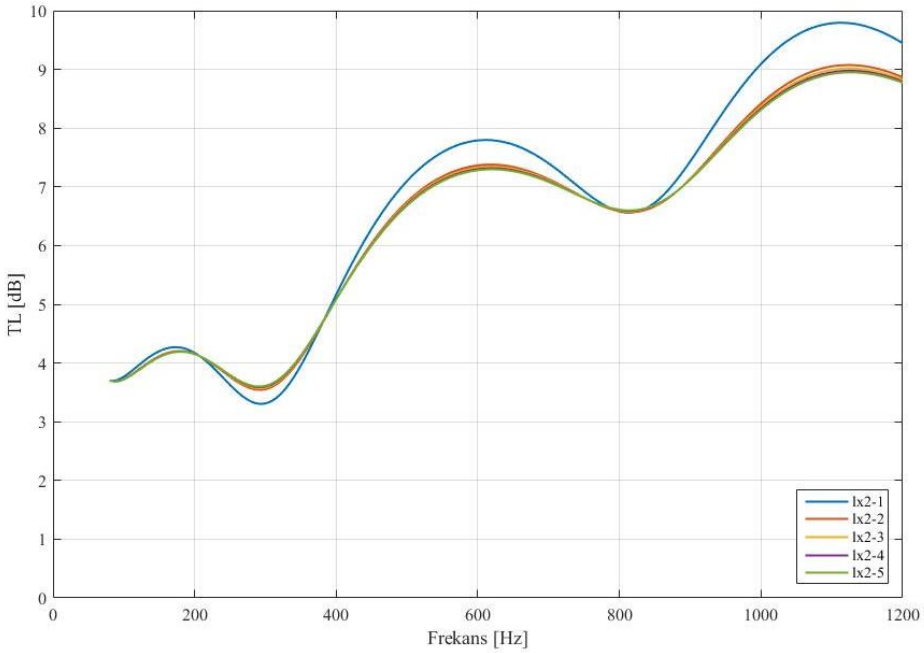
Şekil 5.13'ten de görülebilceği gibi, uç düzeltmesinin TL üzerindeki etkisi oldukça azdır.

5.14 Çıkışın uç düzeltmesi etkisi

Bu bölümde, DPF'nin çıkışında yer alan uç düzeltmesi ile temsil edilen düz kanalın ses iletim kaybına etkisi incelenmiştir.

Çizelge 5.14 : Analizi gerçekleştirilen DPF çıkış uç düzeltmeleri.

$l_{x2\text{-}1}$	0.0050 [m]
$l_{x2\text{-}2}$	0.0010 [m]
$l_{x2\text{-}3}$	0.0006 [m]
$l_{x2\text{-}4}$	0.0003 [m]
$l_{x2\text{-}5}$	0.0001 [m]



Şekil 5.14 : Çıkışta farklı uç düzeltmelerine sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

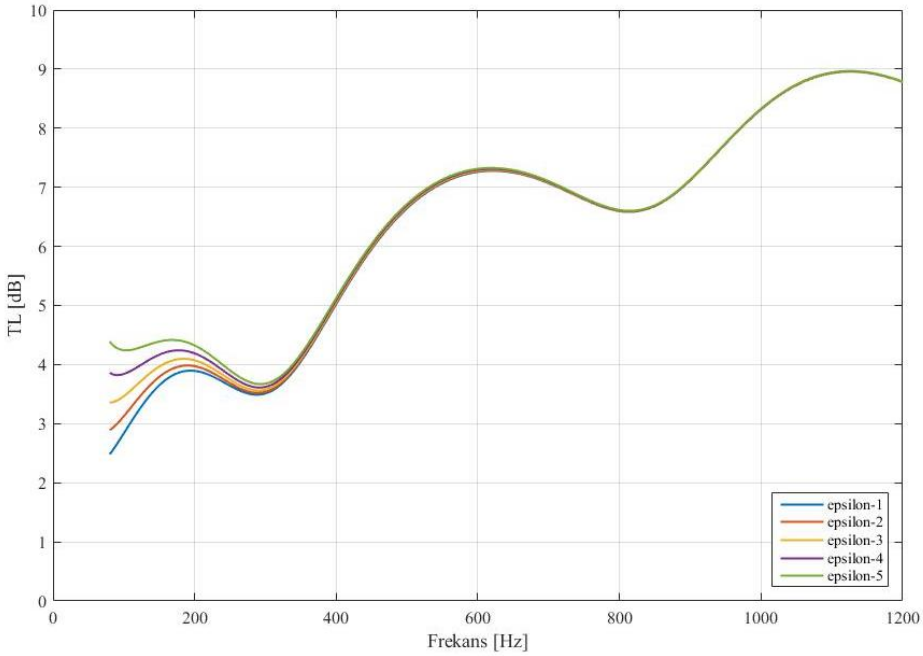
Şekil 5.14 incelendiğinde, giriş bölümündekine benzer şekilde, çıkıştaki uç düzeltmesinin de TL üzerindeki etkisinin de oldukça az olduğu söylenebilir.

5.15 Kanal basınç kayıp faktörünün etkisi

Kanal içindeki akışın hız profiline bağlı bu parametrenin TL üzerine etkisini incelemek üzere 5 farklı ε değeri kullanılmıştır. Kullanılan değerler Çizelge 5.15'te listelenmektedir.

Çizelge 5.15 : Analizi gerçekleştirilen DPF kanal basınç kayıp faktörleri.

ε_1	15
ε_2	20
ε_3	25
ε_4	30
ε_5	35



Şekil 5.15 : Farklı kanal basınç kayıp faktörlerine sahip DPF'lerin ses iletim kaybı eğrileri.

Şekil 5.15 incelendiğinde, basınç kayıp faktörüdeki artışın, düşük frekanslarda TL eğrisinde artışa neden olduğu görülmektedir. Buna rağmen, 200 Hz'den büyük frekanslar için aynı karakterde ve nerdeyse aynı TL değerine sahip eğri elde edildiği söylenebilir.

6. OPTİMİZASYON

Optimizasyon, bir problemin olası çözümleri arasından en iyisinin belirlenmesi eylemidir [42]. Optimizasyonun var olabilmesi için bu "en iyi" kavramının açıkça ne olduğunun belirtilmesi gerekir. Optimizasyonda "en iyi"yi açıklayan niteliğe *optimizasyon ölçütü* denir. Mühendislik tasarımlarında akla gelen optimizasyon ölçütlerine örnek olarak hafiflik, ucuzluk, dayanıklılık gibi nitelikler verilebilir. Optimizasyonda be "en iyi" arayışı esnasında belirlenen optimizasyon ölçütüne göre adayların karşılaştırılması gerekir. Bu karşılaştırma *başarım göstergesi (performance index)* ya da *başarım ölçüsü (performance measure)* denilen, her adayın optimizasyon ölçütüne göre ne kadar "iyi" olduğunu gösteren bir skaler nicelik ile gerçekleştirilir.

Bazı optimizasyon problemlerinde birden fazla ölçütün dikkate alınması gerekir. Bu tip optimizasyon problemleri *çok ölçütlü optimizasyon problemi* olarak adlandırılır.

Optimizasyon problemleri, başarım göstergesinin bir takım argümanlar cinsinden ifade edilmesi ile matematiksel olarak formüle edilebilir. Bu argümanların bir takım skaler parametreler olması durumunda *parametre optimizasyonu* problemi söz konusu iken, bağımsız bir değişkenin bir takım fonksiyonları olması durumda ise *fonksiyon optimizasyonu* probleminden söz edilir.

Birçok optimizasyon probleminin genel formu matematiksel olarak $f_i(\mathbf{x})$, $\phi_j(\mathbf{x})$ ve $\psi_k(\mathbf{x})$ optimizasyon parametreleri vektörü $\mathbf{x}$ 'in fonksiyonları olmak üzere, şu şekilde yazılabilir:

$$\begin{aligned} &\underset{x\in\Re^n}{\text{Minimize et}} \quad f_i(\mathbf{x}), \qquad (i=1,2,...,m), \\ &\text{Kısıtlar} \qquad \phi_j(\mathbf{x})=0, \quad (j=1,2,...,p), \\ &\qquad\qquad \psi_k(\mathbf{x})\le 0, \quad (k=1,2,...,r), \end{aligned} \tag{6.1}$$

$$\mathbf{x}=(x_1,x_2,...,x_n)^T$$

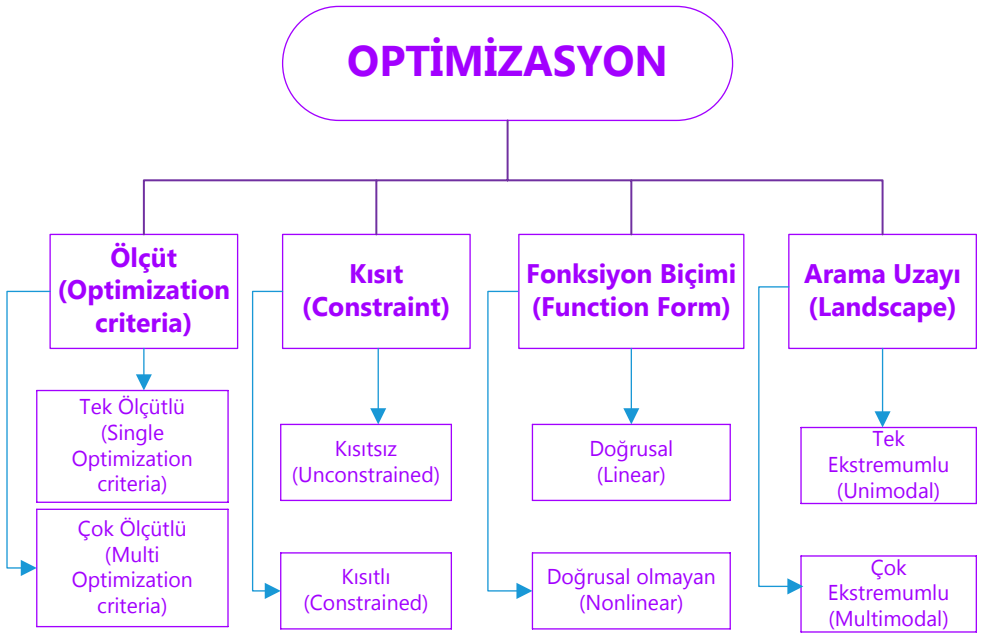
Bu gösterimde parametre optimizasyonunda başarım göstergesi olan f_i fonksiyonuna *amaç fonksiyonu* ve $\mathbf{x}$ 'in x_i argümanlarına ise *optimizasyon parametreleri adı verilir.*

Bu gösterimde yer alan $\mathbf{x}$'in x_i'leri *optimizasyon parametreleri* olarak adlandırılırlar. *Amaç fonksiyonu,* bir problem için kullanıcı tarafından belirlenen amaç doğrultusunda minimize ya da maksimize edilmek istenen bir fonksiyondur.

Bir optimizasyon probleminde optimizasyon parametrelerinin tabi olduğu tüm sınırlamalara *kısıt* denir. Denklemde ise $\phi_i(\mathbf{x})$ ve $\psi_i(\mathbf{x})$ fonksiyonları sırasıyla probleme ait *eşitlik* ve *eşitsizlik kısıtlarını* göstermektedir [43]. *Bağımsız eşitlik kısıtı* sayısı optimizasyon parametresi sayısından daha küçük olmalıdır ($p < n$). Aksi halde optimizasyon için gerekli serbestlik yok olur. $p = n$ olduğunda ise optimizasyon yapmaya gerek yoktur, çünkü eşitlik kısıtlarının çözümleri tasarım için tek adaydırlar. Bunların yanı sıra optimizasyon parametrelerinin hiçbir kısıtlamaya tabi olmadığı problemler de söz konusudur. Bu durumda *kısıtsız optimizasyon*dan söz edilir [42], [44].

6.1 Optimizasyon Problemlerinin Sınıflandırılması

Optimizasyon problemlerini sınıflandırmanın bir çok yolu vardır ve çözüm için kullanılan optimizasyon teknikleri problemden probleme farklılık gösterir. Şekil 6.1'de görüldüğü gibi başarım ölçütlerinin sayısına, kısıtların bulunup bulunmamasına, fonksiyonun yapısına, vs. göre optimizasyon problemleri sınıflandırılabilir.



Şekil 6.1 : Optimizasyon problemlerinin sınıflandırılması.

Şekil 6.1'den de görülebileceği üzere, başarım ölçütü sayısına göre optimizasyon problemleri *tek ölçütlü* ve *çok ölçütlü* olmak üzere ikiye ayrılırlar. *Tek ölçütlü* optimizasyon probleminde $f_i(\mathbf{x})$ fonksiyonunda $m=1$ iken, *çok ölçütlü* optimizasyon probleminde $m>1$'dir.

Bir diğer sınıflandırma ise, optimizasyon parametrelerini sınırlayan kısıtların varlığına göredir. Parametreler kısıtlamaya tabi değilse *kısıtsız optimizasyon,* tabi ise *kısıtlı optimizasyon* söz konusudur. Yani $\phi_j(\mathbf{x})$ ve $\psi_k(\mathbf{x})$ fonksiyonlarında $p=0,\ r=0$ ise *kısıtsız optimizasyondur.* $p\geq 1,\ r=0$ ise *eşitlik kısıtlı,* $p=0,\ r\geq 1$ ise *eşitsizlik kısıtlı optimizasyon* gerçekleştirilir.

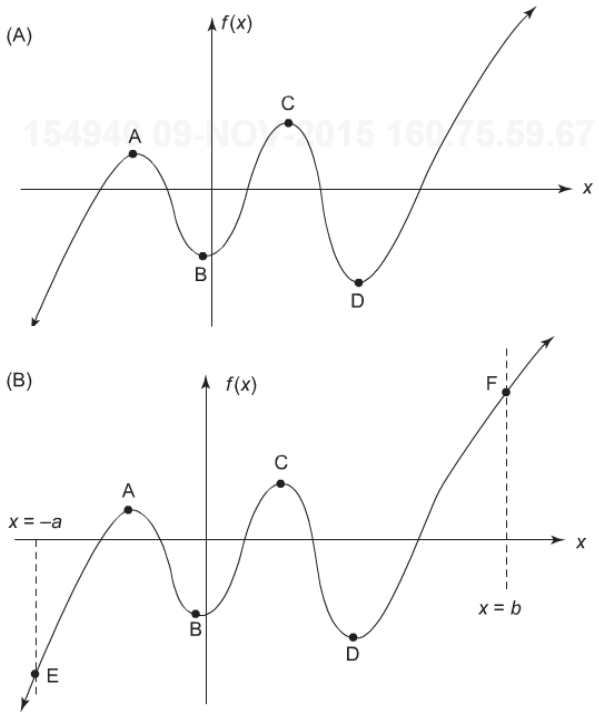
Fonksiyonların yapılarına göre optimizasyon problemleri *lineer* ve *lineer olmayan (nonlineer)* şeklinde ikiye ayrılmaktadır. *Lineer optimizasyon* problemlerinde amaç fonksiyonu ve kısıt fonksiyonlarının hepsi lineer olmak zorundadır. Bunlardan herhangi birinin lineer olmaması durumunda optimizasyon problemi *nonlineer optimizasyona* dönüşür [45].

6.2 Optimizasyon Temel Kavramları

Bir *optimizasyon problemi* olası çözüm uzayında amaç fonksiyonunun minimum değerini veren noktayı bulmaktır. $\mathbf{x}^*$ olası dizinin belirli bir noktasını belirtmek üzere, eğer olası çözüm uzayı S 'deki tüm $\mathbf{x}$ 'ler için

$$f(\mathbf{x}^*) \leq f(\mathbf{x}) \tag{6.2}$$

ise, n değişkenli $f(\mathbf{x})$ fonksiyonu $\mathbf{x}^*$'da genel minimuma sahiptir. Eğer eşitsizlik, tüm $\mathbf{x}$'ler için, olası çözüm uzayı S 'deki $\mathbf{x}^*$'ın sonsuz küçük ε civarındaki $\mathbf{x}$'ler için geçerliyse, $f(\mathbf{x})$ fonksiyonu $\mathbf{x}^*$'da yerel minimuma sahiptir. Şekil 6.2'de optimum noktaların grafiksel gösterimi yer almaktadır. (A)'da sınırsız bir alan söz konusudur, $-\infty \leq x \leq \infty$, ve B ve D noktaları yerel minimumlar iken, A ve C noktaları yerel maksimumlardır. Burada S uzayı ve fonksiyon sınırsız olduğundan x ve $f(x)$, $-\infty$ ve ∞ aralığında herhangi bir değer alabilir. Bu nedenle bu fonksiyon için sonlu bir genel minimum ya da maksimum yoktur. (B)'de ise sınırlı bir S uzayında tanımlanan bir fonksiyon görülmektedir, $-a \leq x \leq b$. Bu durumda ise fonksiyonun en küçük değere sahip olduğu E noktası genel minimum, fonksiyonun en büyük değere sahip olduğu F noktası genel maksimumdur.



Şekil 6.2 : Optimum noktaların grafiksel gösterimi. (A) Sınırsız alan ve fonksiyon (sonlu genel ekstremum yok) (B) Sınırlı çözüm uzayı (genel minimum ve maksimum var).

Weierstrass teoremi, genel minimumun varlığı konusunda bir sonuca varır. Teoreme göre, eğer $f(\mathbf{x})$, kapalı ve sınırlı boş olmayan olası bir S kümesinde sürekli bir fonksiyon ise, $f(\mathbf{x})$, S 'de bir genel minimuma sahiptir.

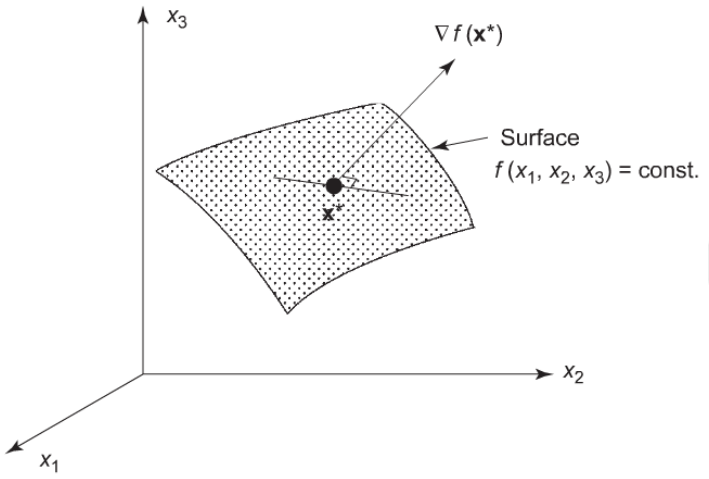
Bir n değişkenli $f(\mathbf{x})$ fonksiyonu düşünelim. Verilen bir $\mathbf{x}^*$ noktasında fonksiyonun x_1'e göre kısmi türevi $\partial f(\mathbf{x}^*)/\partial x_1$, x_2'ye göre kısmi türevi $\partial f(\mathbf{x}^*)/\partial x_2$ şeklinde tanımlanır ve böyle devam eder. c_i'ler, x^* noktasında fonksiyonun x_i'lere göre kısmi türevleri olsun. Böylece, $f(\mathbf{x})$'in tüm kısmi türevleri aşağıdaki şekilde gösterilebilir:

$$c_i = \left.\frac{\partial f(\mathbf{x})}{\partial x_i}\right|_{x=x^*} ; \qquad i = 1, 2, ..., n \tag{6.3}$$

Denklemi sütun vektörü şeklinde yeniden düzenlersek $\mathbf{c}$, ∇f, $\partial f / \partial x$ ve $grad\ f$ sembollerinden herhangi biriyle gösterilebilen, *gradiyent vektörünü* elde ederiz:

$$\mathbf{c} = \nabla f(x^*) = \begin{bmatrix} \dfrac{\partial f(x^*)}{\partial x_1} \\ \dfrac{\partial f(x^*)}{\partial x_2} \\ \vdots \\ \vdots \\ \dfrac{\partial f(x^*)}{\partial x_n} \end{bmatrix} = \left[\dfrac{\partial f(x^*)}{\partial x_1} \dfrac{\partial f(x^*)}{\partial x_2} \cdots \dfrac{\partial f(x^*)}{\partial x_n} \right]^T \tag{6.4}$$

Gradiyent vektörü, geometrik olarak, x noktasındaki teğet hiper-düzlemin normalini temsil eder.* Aynı zamanda, söz konusu x_i'ler uzayında, üzerinde ilerlendiğinde fonksiyon değerinde en büyük artış elde edilecek doğrultuyu gösterir. Şekil 6.3'te üç değişkenli bir fonksiyon için gradiyent vektörü gösterilmiştir.



Şekil 6.3 : $f(x_1, x_2, x_3)$ için x^*'da gradiyent vektörü.

Gradiyent vektörünün bir kez daha türevini alırsak, *Hessian matris* denilen $f(\mathbf{x})$ fonksiyonunun ikinci kısmi türevlerinden oluşan matrisi elde ederiz. Yani, *Hessian matris*

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x_i \partial x_j} = \begin{bmatrix} \dfrac{\partial^2 f}{\partial x_1^2} & \dfrac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_2} & \cdots & \dfrac{\partial^2 f}{\partial x_1 \partial x_n} \\ \dfrac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_1} & \dfrac{\partial^2 f}{\partial x_2^2} & \cdots & \dfrac{\partial^2 f}{\partial x_2 \partial x_n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \dfrac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_1} & \dfrac{\partial^2 f}{\partial x_n \partial x_2} & \cdots & \dfrac{\partial^2 f}{\partial x_n^2} \end{bmatrix} \tag{6.5}$$

şeklinde tanımlı matristir. Hessian matris $n \times n$ boyutundadır ve $\mathbf{H}$ ya da $\nabla^2 f$ şeklinde gösterilmektedir. Hessian matrisinin her bir elemanı, verilen bir x^* noktasında değerlendirilen kendi içinde birer fonksiyondur. Aynı zamanda,

$$\frac{\partial^2 f}{\partial x_i \partial x_j} = \frac{\partial^2 f}{\partial x_j \partial x_i}; \quad i = 1, 2, ..., n; \;\; j = 1, 2, ..., n$$

olduğundan, *Hessian daima simetrik bir matristir* [46].

6.3 Dizel Partikül Filtresinin Optimizasyon Probleminin Tanımı

Tez kapsamında Dizel Partikül Filtrelerinin akustik performansı optimize edilmek istenmektedir. Bu nedenle ilerleyen bölümlerde detaylı olarak anlatılacak olan Ardışık Kuadratik programlama, Nelder-Mead, Genetik algoritmalar, Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO) ve NSGA-2 arama tekniklerinden faydalanılmıştır. DPF optimizasyonları, optimizasyon sınıflandırmalarından hem tek ölçütlü, kısıtlı ve doğrusal olmayan hem de çok ölçütlü, kısıtlı ve doğrusal olmayan optimizasyon sınıflarına uygun şekilde gerçekleştirilmiştir.

Optimizasyon gerçekleştirilirken kullanılan arama tekniklerinin her birinin birbirine göre üstünlükleri ve eksiklikleri bulunmaktadır. Bu nedenle, bulunan sonucun güvenirliğini arttırmak için optimizasyonun birden fazla arama tekniği kullanılarak gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Tezde dizel partikül filtrelerinin optimizasyonunu gerçekleştirmek üzere esas olarak tek ölçütlü ve çok ölçütlü iki farklı genetik algoritma kodu üretilmiştir. Her iki durumda da hem sonucun güvenirliğini arttırmak hem de oluşturulan kodun doğruluğunu teyit etmek üzere MATLAB programı içerisinde yer alan optimizasyon bileşeni aracılığıyla çeşitli arama teknikleri ile optimizasyon gerçekleştirilmiştir.

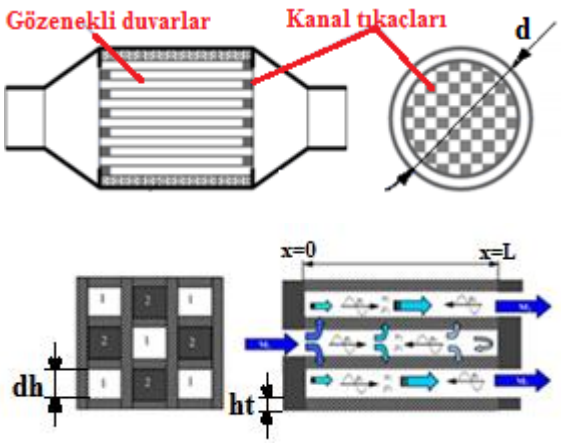
Her ne kadar DPF'lerin esas amacı duman partiküllerinin zararlı emisyonunu azaltmak olsa da, son yıllarda bu konuda artan çalışmalar göstermiştir ki DPF'ler içinde yer aldıkları egzoz sisteminin akustiğine göz ardı edilemeyecek katkı sağlamaktadırlar. Gerçekleştirilen optimizasyonda da, bu akustik katkının performans belirleyicisi olarak ses iletim kaybı (TL) parametresi göz önüne alınmıştır. Gerçekleştirilen tek ölçütlü optimizasyon çalışmalarında bu TL parametresi maksimize edilmeye çalışılmıştır. Ancak TL, frekansa bağlı bir parametre olduğundan, TL'yi olduğu gibi optimize etmek mümkün olamamaktadır. Bu her frekans için ayrı bir geometriye sahip DPF önerisi anlamına gelmektedir. Bu nedenle optimizasyon problemi, incelenen

frekans aralığındaki tüm frekanslardaki TL değerlerinin toplamının maksimize edilmesi şeklinde kurgulanmıştır. DPF için tüm frekanslardaki TL değerlerinin toplamı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$TL_{top} = 10 * \log_{10} \sum (10^{TL_i/10}) \tag{6.5}$$

DPF'lerin aynı zamanda çok ölçütlü optimizasyonu da gerçekleştirilmiştir. Amaç fonksiyonlarından biri yine TL iken buna ilave olarak motorun daha verimli çalışması için önemli olan bir diğer parametre, Denklem (4.33)'te verilen geri basınç parametresinin minimize edilmesi de 2. amaç fonksiyonu olarak belirlenmiştir. Çok ölçütlü optimizasyonun gereği olarak her iki amaç fonksiyonu da minimizasyon problemine dönüştürülmüştür.

Hem tek ölçütlü hem çok ölçütlü optimizasyon çalışmaları için 4 parametre optimizasyon parametresi olarak belirlenmiştir. Bunlar, temin edilen DPF'lerde belirlenmesi daha kolay olan ve DPF'nin akustiğine etkileri en fazla olan parametreler arasından seçilmiş geometrik boyutlardır. Dolayısıyla DPF'nin optimizasyonu *kanal genişliği* d_h, *kanal uzunluğu L, DPF çapı d* ve *duvar kalınlığı* h_t parametreleri için gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.4'te optimizasyon parametrelerini gösteren DPF modeli görülmektedir.



Şekil 6.4 : DPF'nin boyutlandırılması.

DPF'nin optimizasyon problemleri kısıtlı optimizasyon problemi olarak tanımlanmıştır. Seçilen optimizasyon parametrelerine ilişkin kısıtlar DPF'nin yerleştirildiği alan ve çeşitli üretici firmalara ait mevcut DPF boyutları göz önüne alınarak belirlenmiştir. Seçilen optimizasyon parametrelerin için alt ve üst sınırlar ve başlangıç değerleri Çizelge 6.1'de listelenmiştir.

Çizelge 6.1 : Seçilen optimizasyon parametrelerin için alt ve üst sınırlar ve başlangıç değerleri.

Parametre	Başlangıç değeri	Alt sınır	Üst sınır
Kanal genişliği, d_h [m]	0.00144	0.00116	0.006
DPF uzunluğu, L [m]	0.25	0.1	1
DPF çapı, d [m]	0.15	0.1	0.55
Kanalların duvar kalınlığı, h_t [m]	0.000355	0.0001	0.0008

Bu durumda, dizel partikül filtresinin optimizasyon problemi

$$f_1(d_h, L, d, h_t) = -TL_{top} = -10 * \log_{10} \sum (10^{TL_i/10}) \rightarrow \min$$

$$f_2(d_h, L, d, h_t) = \Delta P = \frac{\mu Q}{2V_{filtre}} (d_h + h_t)^2 \left[\frac{h_t}{\sigma_w d_h} + \frac{8FL^2}{3{d_h}^4} \right] + \frac{\rho Q^2 (d_h + h_t)^4}{V_{filtre}^2 {d_h}^2} \left[\frac{\beta h_t}{4} + 2\zeta \left(\frac{L}{d_h} \right)^2 \right] \rightarrow \min$$

$$\begin{aligned}
&\psi_1(d_h, L, d, h_t) = d_h \le 0.006, \quad \psi_2(d_h, L, d, h_t) = d_h \ge 0.00116, \\
&\psi_3(d_h, L, d, h_t) = L \le 1, \quad \psi_4(d_h, L, d, h_t) = L \ge 0.1, \\
&\psi_5(d_h, L, d, h_t) = d \le 0.55, \quad \psi_6(d_h, L, d, h_t) = d \ge 0.15, \\
&\psi_7(d_h, L, d, h_t) = h_t \le 0.0008, \quad \psi_8(d_h, L, d, h_t) = h_t \ge 0.0001,
\end{aligned} \tag{6.5}$$

şeklinde tanımlanır.

Her ne kadar optimizasyonda başlangıç değerleri, Allom ve Abom'un *"Acoustic modelling and testing of diesel particulate filters"* isimli makalelerinde yer alan DPF'ye ait olsa da, yerel minimumlardan takılmamak ve bunlar arasından en iyiyi belirleyebilmek adına bir çok kez değiştirilmiştir.

6.4 Arama Teknikleri

6.4.1 Ardışık Kuadratik Programlama

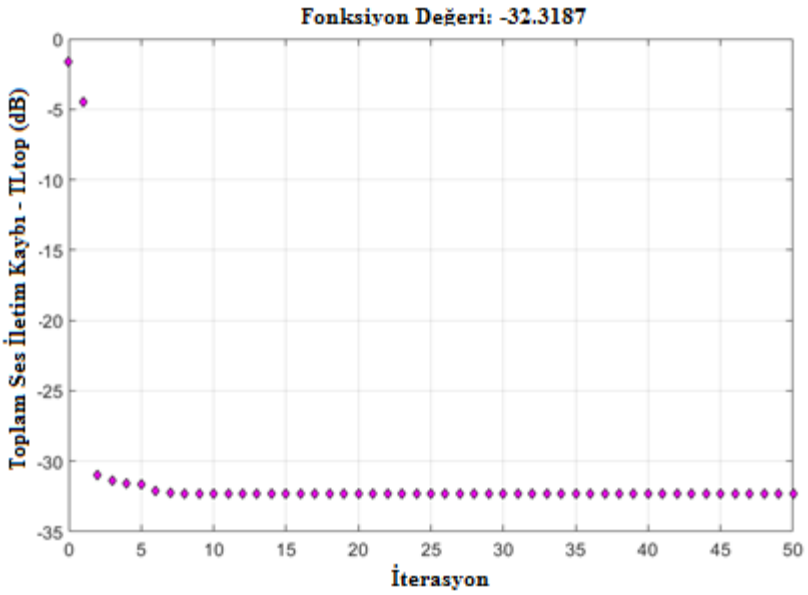
Kuadratik amaç fonksiyonu doğrusal kısıtlardan oluşan doğrusal olmayan programlamaya kuadratik programlama denilmektedir. Amaç fonksiyonu doğrusallaştırılır. Ayrıca kısıtlar da doğrusallaştırılır. Bu yüzden çözüm bölgesi konvekstir. Kuhn-Tucker(KT) koşullarını sağlayan çözüm, problemin optimum çözümü olacaktır. KT eşitliklerinin çözümü, doğrusal olmayan programlama algoritmasının temelini oluşturur. Bu yöntemde, Lagrange çarpanları doğrudan hesaplanmaya çalışılır. Sınırlanmış quasi-newton yönteminde de KT dikkate alınarak yakınsama yapılır. Bu yöntemler genel olarak Ardışık Kuadratik Programlama yöntemleridir. Ardışık Kuadratik Programlama yönteminde belirli bir başlangıç

noktasından hareketle çözüm aranmaktadır. Ardışık Kuadratik Programlama algoritmasının temelinde, başlangıç değerlerinin seçimi vardır. Ardışık Kuadratik Programlama yönteminde, her iterasyonda bir kuadratik programlama alt problemi çözülerek sonuca gidilir. BFGS(Broyden, Fletcher, Goldfard, Shanno) formülü kullanılarak desteklenen Ardışık Kuadratik Programlama algoritmasında hızlandırma yapılmıştır. Her bir iterasyondaki yaklaşıma göre, quasinewton güncelleme işlemi kullanılarak Lagrangian fonksiyonunun Hessian'ı hesaplanıp her iterasyonda yenilenmekte ve kuadratik programlama alt probleminde kullanılmaktadır. Yani her bir iterasyonda Lagrangian fonksiyonu için Hessian pozitif tanımlı olarak quasi-newton yaklaşımına göre BFGS yöntemi kullanılarak hesaplanır. Bulunan çözümler hat arama prosedürüne göre tarama yönünün belirlenmesinde kullanılmaktadır. Tarama yönü kuadratik veya kübik gibi polinom yöntemleri kullanılarak belirlenir [48], [49], [50].

6.4.1.1 Ardışık Kuadratik Programlama Yöntemi ile Optimizasyon

Optimizasyon akustik performansın belirleyicisi olan parametrelerden iletim kaybı (TL) parametresi göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir. DPF'nin akustik optimizasyonu sonucunda TL parametresinin maksimize edilmesi amaçlanmaktadır. Ancak TL değeri frekansa bağlı bir parametre olduğundan, her bir frekans için ayrı bir optimum TL değeri olacaktır. Bu nedenle DPF'nin optimizasyonu problemi incelenen frekans aralığındaki tüm frekanslardaki TL değerlerinin toplamının maksimize edilmesi şeklinde kurgulanmıştır. Optimum DPF tasarımı dört parametreye bağlı olarak belirlenmek istenmektedir. Bunlar DPF'nin kanal genişliği, kanal uzunluğu, çapı ve kanal duvar kalınlığıdır.

İlk optimizasyon Ardışık Kuadratik Programlama yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Başlangıç değerlerinin ve kısıtların tanımlanmasının ardından gerçekleştirilen optimizasyon sonucunda elde edilen iterasyona bağlı fonksiyon değerlerini veren grafik Şekil 6.5'te görülmektedir.



Şekil 6.5 : Ardışık Kuadratik Programlama yöntemi ile çözümde İterasyon- Fonksiyon değeri grafiği.

Algoritmanın gerçekleştireceği maksimum iterasyon sayısı 1000 olarak belirlenmesine rağmen, Şekil 6.5'ten de görüleceği gibi fonksiyon değeri 10. iterasyondan sonra 32 dB'ye yakınsamaya başlamıştır. Fonksiyonun yakınsadığı değer DPF için ses iletim kaybı toplam değerinin maksimuma ulaştığı değerdir. Bu sonuca varmadan önce başlangıç koşulları değiştirilerek birçok deneme gerçekleştirilmiştir. Bu başarısız denemelerden elde edilen sonuçlara ait birkaç örnek Çizelge 6.2'de verilmiştir.

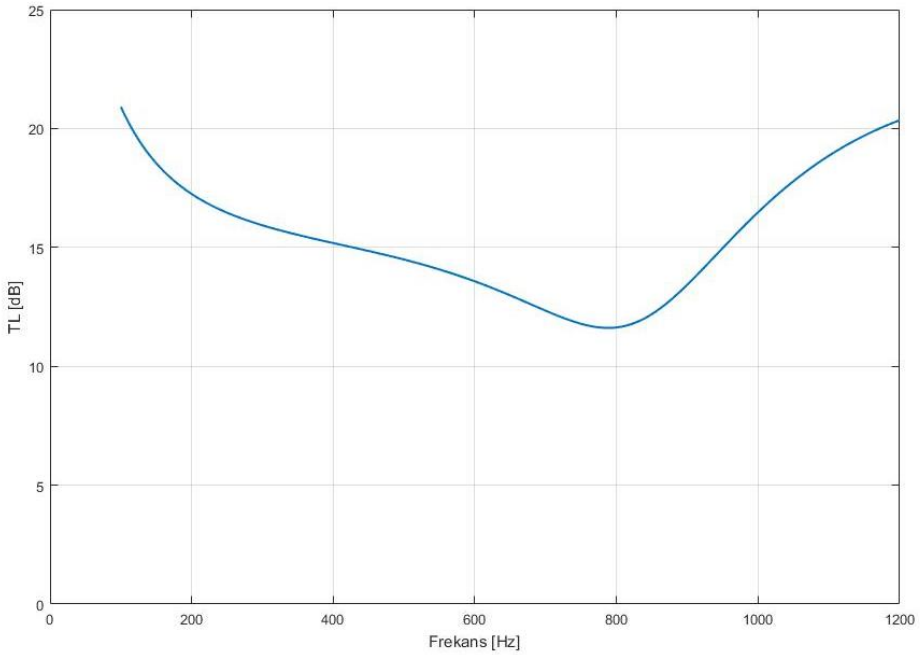
Çizelge 6.2 : Başlangıç koşulları değiştirilerek gerçekleştirilen denemeler ve sonuçları.

	Başlangıç değeri				
	Kanal genişliği, d_h [m]	**DPF uzunluğu, L [m]**	**DPF çapı, d [m]**	**Kanalların duvar kalınlığı, h_t [m]**	**Toplam Ses İletim Kaybı TL (dB)**
1. deneme	0.002	0.5	0.4	0.0005	23.6175
2. deneme	0.0025	0.1	0.4	0.0007	23.7416
3. deneme	0.0031	0.14	0.38	0.00056	31.2891

Optimizasyon sonucunda maksimum değeri veren parametre kombinasyonları incelendiğinde elde edilen parametre değerleri Çizelge 6.3'te yer almaktadır. Bu değerlere bağlı olarak DPF'nin ses iletim kaybı eğrisi, matematik model kullanılarak çizdirildiğinde Şekil 6.6'daki grafik elde edilmektedir.

Çizelge 6.3 : Ardışık Kuadratik Programlama yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerleri.

Parametre	Optimum Parametre Değeri
Kanal genişliği, d_h [m]	0.0012
DPF uzunluğu, L [m]	0.1616
DPF çapı, d [m]	0.1
Kanalların duvar kalınlığı, h_t [m]	0.0008

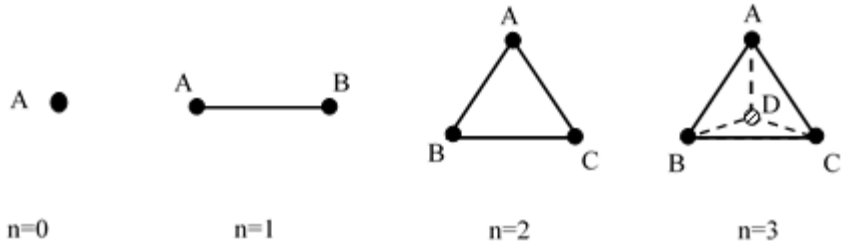


Şekil 6.6 : SQP yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerlerine göre ses iletim kaybı eğrisi.

6.4.2 Nelder-Mead Yöntemi

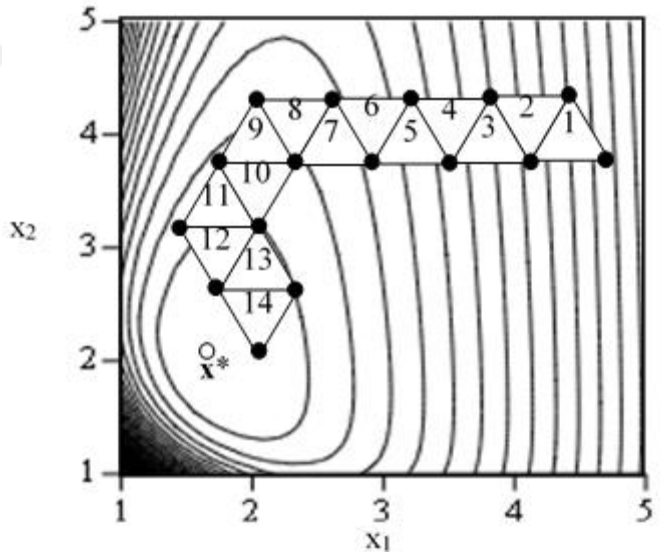
Optimize edilmek istenen fonksiyonun ne gradiyenti ne de hatta kendisi elde olduğu durumlarda kullanılmak üzere, sadece değişik noktalarda fonksiyon değeri hesaplamalarına dayalı denemsel (heuristic) yöntemlere gerek duyulur. Temel fikri Spendley, Hext ve Himsworth (1962) tarafından, son şekli ise Nelder ve Mead (1965) tarafından verilmiş olan Simpleks Yöntemi böyle bir yöntemdir.

Geometride, n boyutlu uzayda n+1 köşeye ve bu köşeleri birleştiren n(n+1)/2 kenara sahip dışbükey şekillere n boyutlu simpleks ya da kısaca n-simpleks, bütün kenarları aynı boyda olan simplekslere de düzgün simpleks adı verilir. Buna göre nokta, n=0; doğru parçası, n=1; üçgen, n=2; dört yüzlü ise n=3 boyutlu simpleksler olup simpleks kavramı bu şekillerin n boyutlu uzaya genelleştirmesinden ibarettir (Şekil 6.7).



Şekil 6.7 : Çeşitli n Boyutlu Simpleksler

Simpleks yöntemi, n boyutlu optimizasyon probleminin **x*** çözümünü, n boyutlu bir simpleksin içine hapsederek elde etmeye çalışan bir yöntemdir. Yöntemin temel kurgusu Şek. 6.8'de 2 boyutlu bir problem örneği üzerinde sergilenmiştir. Yöntemde işe, n boyutlu optimizasyon parametreleri uzayında bir ilk düzgün simpleks oluşturulup (Şekildeki 1 numaralı simpleks) köşelerinde fonksiyon değeri hesaplanarak başlanır. Daha sonra, simpleksin en kötü köşesi atılıp yerine diğer köşelerin orta noktasına göre simetriği konularak simpleks yenilenir (Şekildeki 2 numaralı simpleks) ve bu düzenle devam edilir. Böylece, hep en kötüye zıt yönde ilerlendiğinden, adım adım **x***'a yaklaşılır.



Şekil 6.8 : Nelder ve Mead (Simpleks) Yöntemi

Bu temel kurgu üzerine; i) Bir nokta verildiğinde uygun n nokta daha hesaplayarak ilk düzgün simpleksin oluşturulması, ii) En kötü noktanın simetriğine geçmekle elde edilen gelişmenin iyilik derecesine bakılarak bu geçişteki adım ölçeğinin ayarlanması, ve iii) Simpleks **x***'ı içine aldığında bunu anlayıp simpleks boyutunun küçültülmesi konularında birer teknik eklenmesiyle denemsel optimizasyon yöntemlerinin en

etkililerinden biri olan Nelder ve Mead Yöntemine gelinir. Yöntemin algoritması, ana hatlarıyla, aşağıdaki gibidir:

1) *Girdiler:* Problem boyutu n belirlenir. Bir $\mathbf{x}^{(0)}$ başlangıç noktası seçilir. α, β, γ, δ, λ, ε_1, ε_2 parametrelerine uygun değerler atanır, simpleks sayacı k=1 e ayarlanır.

2) *İlk düzgün simpleksin oluşturulması*: Bir köşesi $\mathbf{x}^{(0)}$ noktası, kenar boyu λ olan (Önerilen $\lambda = 1$) bir düzgün n-simpleksin $\mathbf{x^{(k)}} = \{ x_1^{(k)}, x_2^{(k)}, \cdots, x_2^{(k)} \}^T$; k=1,2,…,n şeklindeki diğer n köşesinin koordinatları,

$$\Delta_1 = \lambda \frac{\sqrt{n+1}+n-1}{\sqrt{2}n}, \quad \Delta_2 = \lambda \frac{\sqrt{n+1}-1}{\sqrt{2}n} \tag{6.7}$$

olmak üzere,

$$x_i^{(k)} = \begin{cases} x_i^{(0)} + \Delta_1 & i = k \; ise \\ x_i^{(0)} + \Delta_2 & i \neq k \; ise \end{cases} \tag{6.8}$$

şeklinde belirlenir,

3) *Tespitler:* Mevcut simpleksin köşelerinde fonksiyon değeri hesaplanarak en kötü ($\mathbf{x}^{(j)}$ olsun), ikinci en kötü ve en iyi köşeler belirlenir;

$$\begin{aligned} &\text{En kötü……:} \quad \mathbf{x}_{maks} = \mathbf{x}^{(j)} \rightarrow f_{0\,maks}, \\ &\text{2. en kötü…:} \quad \mathbf{x}_{maks2} \rightarrow f_{0\,maks2}, \\ &\text{En iyi……..:} \quad \mathbf{x}_{min} \rightarrow f_{0\,min}. \end{aligned} \tag{6.9}$$

4) *Yakınsama Kontrolü:* Simpleks boyutları (Örneğin, en kötü köşe ile en iyi köşenin birbirinden uzaklığı) önceden belirlenmiş bir ε_1 değerinin, köşelerdeki fonksiyon değerleri arasındaki fark da bir ε_2 değerinin altına inmişse durulup son simpleksin sentroidi (ya da en iyi noktası) yaklaşık çözüm olarak önerilir. Aksi halde devam edilir.

5) *Adım ölçeği ayarlanarak en kötü köşenin yenilenmesi*:

En kötü köşe dışındaki köşelerin sentroidi hesaplanır:

$$\mathbf{x}_S = \frac{1}{n}\sum_{\substack{i=0 \\ i\neq j}}^{n} \mathbf{x}^{(i)}. \qquad (6.10)$$

En kötü köşenin sentroide göre simetriği ve buradaki fonksiyon değeri belirlenir:

$$\bar{\mathbf{x}}_{yeni}^{(j)} = \mathbf{x}_{eski}^{(j)} + 2\left(\mathbf{x_s} - \mathbf{x}_{eski}^{(j)}\right) \rightarrow \bar{\mathrm{f}}_{0\ yeni} \qquad (6.11)$$

$\mathbf{x}_{eski}^{(j)}$ yerine geçirilecek $\mathbf{x}_{yeni}^{(j)}$ için Denk. (6.11)'teki simetrik nokta hemen benimsenmez; bu nokta (θ duruma göre belirlenip ilerleme ölçeğini ayarlamakta kullanılacak bir parametre olmak üzere),

$$\mathbf{x}_{yeni}^{(j)} = \mathbf{x}_{eski}^{(j)} + (1+\theta)\left(\mathbf{x_s} - \mathbf{x}_{eski}^{(j)}\right) \qquad (6.12)$$

formülünden hesaplanarak kesinleştirilir ve j. köşesi değişmiş yeni simpleks oluşturulur. Buradaki θ duruma göre;

$\mathrm{f}_{0\ \mathrm{min}} < \bar{\mathrm{f}}_{0\ yeni} < \mathrm{f}_{0\ \mathrm{maks2}}$ ise ölçek korunur : $\theta = \alpha$

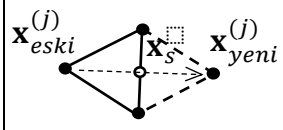
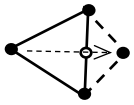
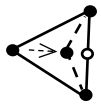
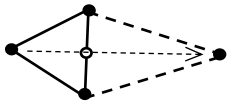
$\mathrm{f}_{0\ \mathrm{maks2}} \leq \bar{\mathrm{f}}_{0\ yeni} < \mathrm{f}_{0\ \mathrm{maks}}$ ise az küçültme yapılır : $\theta = \beta$

$\bar{\mathrm{f}}_{0\ yeni} \geq \mathrm{f}_{0\ \mathrm{maks}}$ ise çok küçültme yapılır : $\theta = -\beta$

$\bar{\mathrm{f}}_{0\ yeni} \leq \mathrm{f}_{0\ \mathrm{min}}$ ise büyütme yapılır : $\theta = \gamma$ (6.13)

şeklinde belirlenir.

Çizelge 6.4 : İlerleme Ölçeğinin Ayarlanması

			
Ölçeğin Korunması	Küçültme (az)	Küçültme (çok)	Büyütme
$\theta = \alpha$	$\theta = \beta$	: $\theta = -\beta$	$\theta = \gamma$

6) *Simpleksin küçültülmesi:* Simpleksin bir köşesi m adım boyunca yenilenmeden kalmışsa, (Bu, artık x* civarında bulunulduğunu gösterir.) mevcut simpleksin en iyi noktası başlangıç noktası alınıp, $\lambda \leftarrow \delta\lambda$ denilerek $\delta < 1$ ölçeğiyle küçültülmüş yeni bir simpleks oluşturmak üzere k←k+1 ile Adım 2'ye dönülür. Buradaki m için önerilen,

$$m = 1.65n + 0.05n^2 \qquad (6.14)$$

değerinin tam sayıya yuvarlanmış halidir. Aksi halde k←k+1 denilip yeni simpleks ile Adım 3'e dönülür.

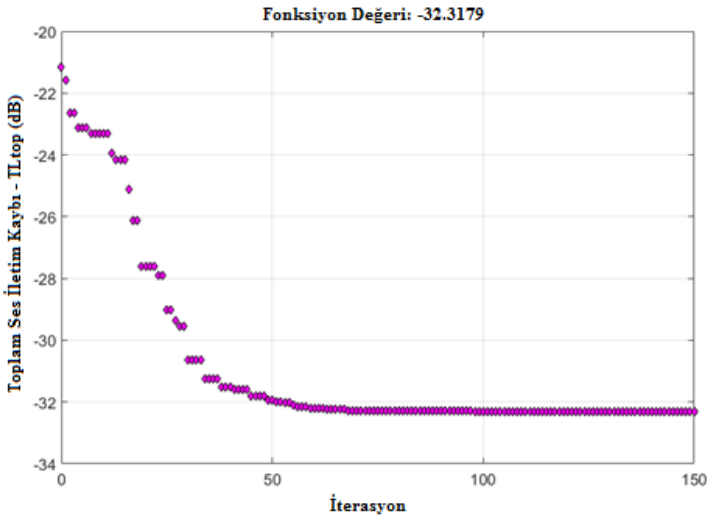
Burada sergilenen arama yönteminin daha önce ele alınanlarla ilişkisini görmek amacıyla Denk. (6.12) göz önüne alınırsa, Nelder ve Mead yönteminin, ilerleme doğrultusu,

$$\mathbf{d} = \mathbf{x_s} - \mathbf{x}_{eski}^{(j)} \tag{6.15}$$

şeklinde, adım ölçeği de $\alpha = 1 + \theta$ şeklinde tanımlı bir arama yöntemi olarak algılanabileceği görülür [42].

6.4.2.1 Nelder-Mead Yöntemi ile Optimizasyon

Kısıtsız arama yöntemlerinden olan Nelder-Mead yöntemi ile DPF optimizasyonunun amaç fonksiyonu yine DPF'nin tüm frekanslardaki TL değerlerinin toplamını maksimize etmektir. Optimizasyona başlarken bir başlangıç noktası belirlenmiş, ancak bu başlangıç noktası birçok kez değiştirilerek optimizasyon tekrarlanmıştır. Böylece bulunabilecek yerel maksimumlar takılma olasılığı düşürülmeye çalışılmıştır. Her ne kadar yöntem kısıtsız olsa da üretime uygun olmayan sonuçları elde etme ihtimalini ortadan kaldırabilmek için MATLAB'te oluşturulan ana kodun içerisine kısıtlar yerleştirilmiştir. Bu yöntem ile elde edilen iterasyona bağlı fonksiyon değeri grafiklerinden en iyisi Şekil 6.9'da görülmektedir. Başlangıçta maksimum iterasyon değeri 1000 olarak belirlenmesine rağmen yine çok kısa bir sürede yakınsamanın gerçekleştiği Şekil 6.9'dan görülmektedir. Yaklaşık 65. iterasyonda bütün frekanslardaki TL değerlerinin toplamını veren fonksiyon, maksimum değeri olan 32 dB değerine ulaşmıştır.

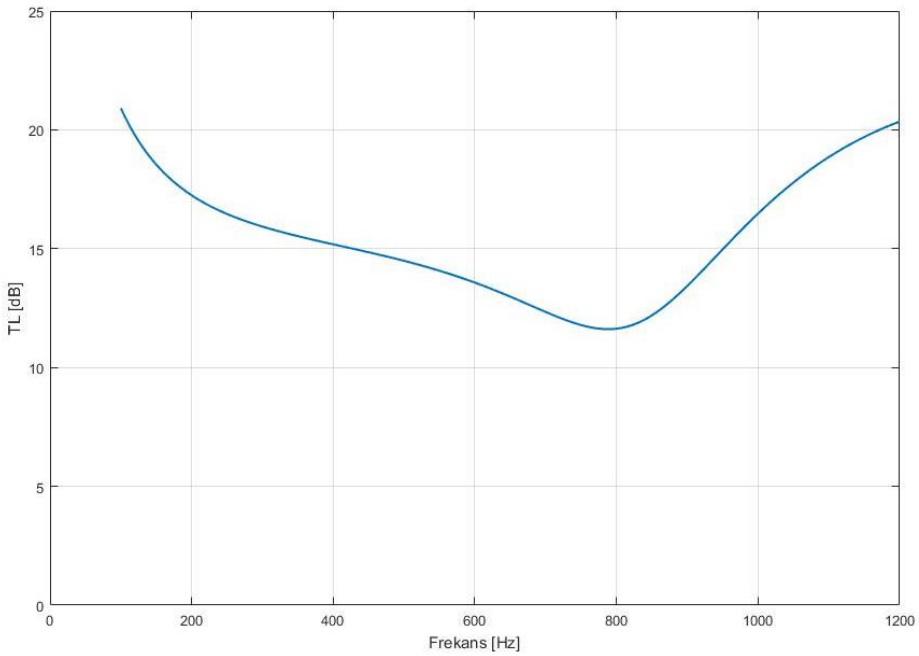


Şekil 6.9 : Nelder-Mead yöntemi ile çözümde İterasyon- Fonksiyon değeri grafiği.

Optimizasyon sonucunda maksimum değeri veren parametre kombinasyonları incelendiğinde elde edilen parametre değerleri Çizelge 6.5'te yer almaktadır. Bu değerlere bağlı olarak DPF'nin ses iletim kaybı eğrisi, matematik model kullanılarak çizdirildiğinde Şekil 6.10'daki grafik elde edilmektedir.

Çizelge 6.5 : Nelder-Mead yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerleri.

Parametre	**Optimum Parametre Değeri**
Kanal genişliği, d_h [m]	0.0012
DPF uzunluğu, L [m]	0.1616
DPF çapı, d [m]	0.1
Kanalların duvar kalınlığı, h_t [m]	0.0008



Şekil 6.10 : Nelder-Mead yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerlerine göre ses iletim kaybı eğrisi.

Çizelge 6.5'teki sonuca varmadan önce başlangıç koşulları değiştirilerek birçok deneme gerçekleştirilmiştir. Bu başarısız denemelerden elde edilen sonuçlara ait birkaç örnek Çizelge 6.6'da verilmiştir.

Çizelge 6.6 : Nelder-Mead yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerleri.

	Başlangıç değeri				
	Kanal genişliği, d_h [m]	**DPF uzunluğu, L [m]**	**DPF çapı, d [m]**	**Kanalların duvar kalınlığı, h_t [m]**	**Toplam Ses İletim Kaybı TL (dB)**
1. deneme	0.0031	0.152	0.38	0.00056	27.1873
2. deneme	0.0027	0.18	0.112	0.00048	31.2323
3. deneme	0.0037	0.28	0.112	0.00056	30.5961

6.5 Genetik Algoritmalar

Sayısal optimizasyon yöntemlerinden olan genetik algoritmalar, doğal seçim ilkelerine dayanan bir arama ve optimizasyon yöntemidir. Temel ilkeleri John Holland, meslektaşları ve Michigan üniversitesindeki öğrencileri tarafından ortaya atılmıştır. Rastlantısal arama tekniği kullanarak çözüm bulmaya çalışan genetik algoritmalar, temelde Darwin'in "en iyi olan yaşar (survival of the fittest)" prensibine dayanmaktadır. Genetik algoritmalar ile evrim prensipleri, yani bireylerin rekabet etmelerini ve rekabet sonucu elenmelerini sağlayan evrimsel süreç, bilgisayar ortamında simüle edilir [51].

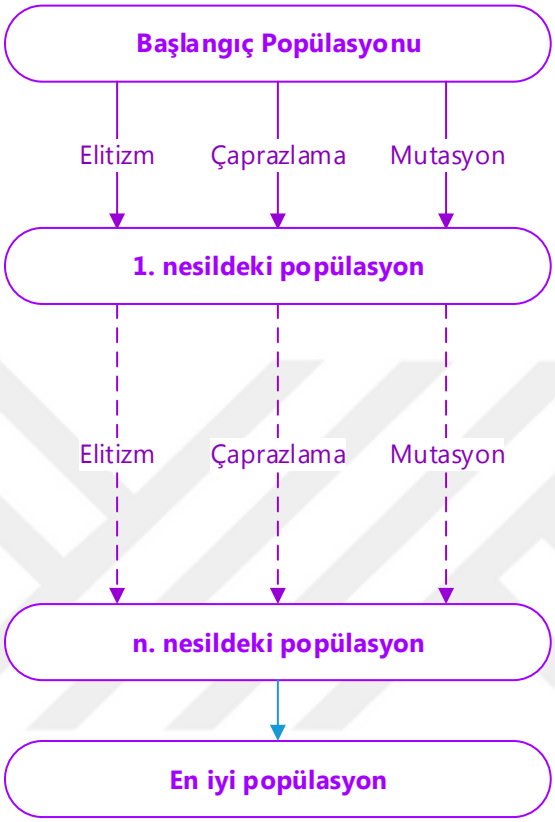
Genetik algoritmalar, optimal çözüme ulaşmak için yalnızca amaç fonksiyonuna gereksinim duyar. Çözüm uzayının tamamını değil belirli bir kısmını tararlar. Böylece, etkin arama yaparak çok daha kısa bir sürede çözüme ulaşırlar [52]. Bu nedenle, genetik algoritmalarda en temel problemler kodlama ve amaç fonksiyonlarının belirlenmesidir. Problemden probleme değişen ve kullanıcıların hedefledikleri optimal çözümü sağlayacak olan amaç fonksiyonlarının belirlenmesi optimal çözümünün bulunmasını etkileyen ana faktördür. Genetik algoritmalar, çözümlerden oluşan populasyonu eş zamanlı inceledikleri için yerel en iyi çözümlere takılmazlar.

6.5.1 Genetik Algoritmaların Çalışma Prensibi

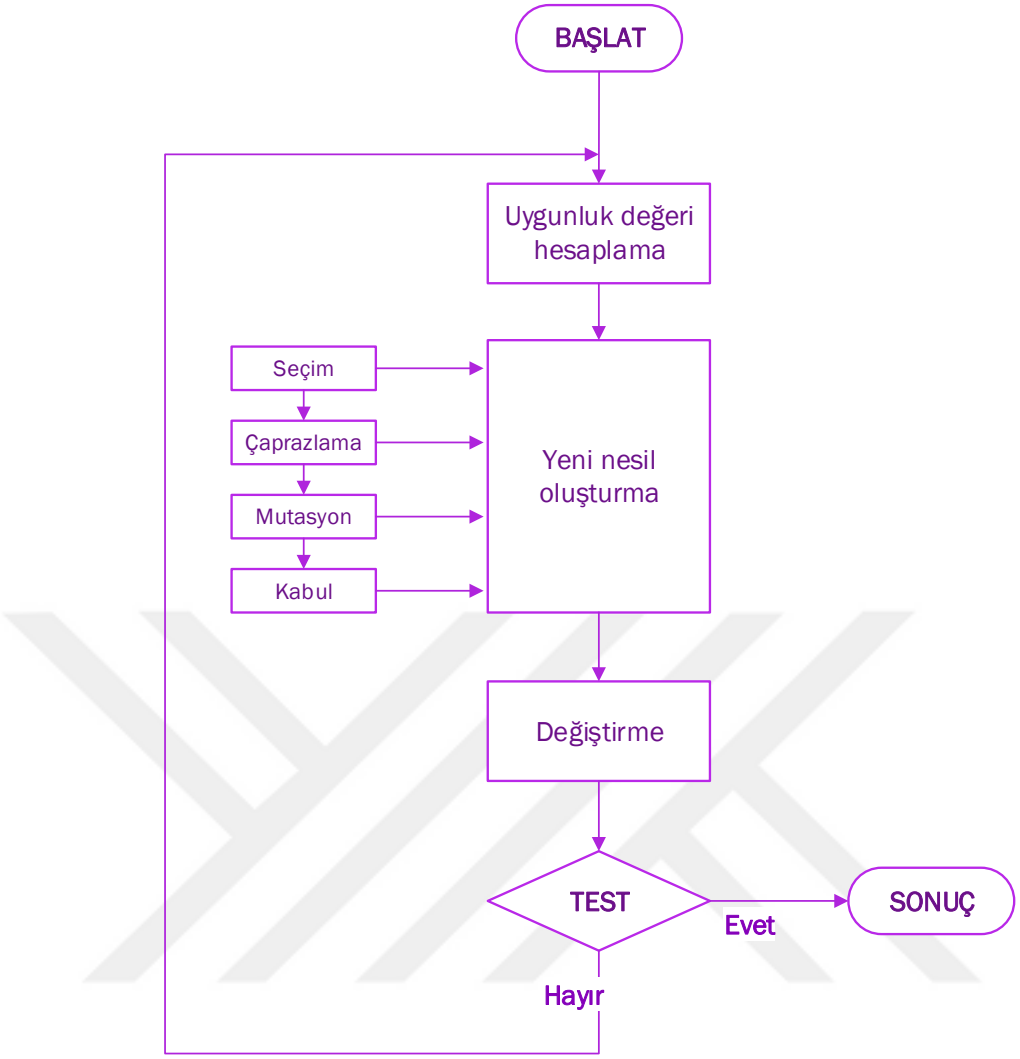
Algoritma, öncelikle ele alınan problem için rastgele bir başlangıç popülasyonunun oluşturulmasıyla başlar. Daha sonra popülasyondaki her bir birey için tüm parçacıkların, optimize edilecek amaç fonksiyonu tarafından değerlendirilen bir uygunluk değeri hesaplanır. Yeni bir popülasyon oluşuncaya kadar uygunluk değerlerine göre seçim işlemi, bireylerin bir kısmının eşleştirildiği çaprazlama işlemi ve bireylerin bazı özelliklerinde değişiklikler yapılarak gerçekleştirilen mutasyon

işlemi uygulanır. Hedeflenen uygunluk değerine ulaşılana kadar aynı döngü devam eder.

Şekil 6.11'de genetik algoritmanın temel yapısı ve işleyişi, Şekil 6.12'de ise çalışmanın genel akışı görülmektedir.



Şekil 6.11 : Genetik Algoritmaların Genel Akış Şeması.



Şekil 6.12 : Çalışmanın Genel Akış Şeması.

6.5.1.1 Gösterim (Kodlama İşlemi)

Bir optimizasyon probleminin genetik algoritmalar ile çözülebilmesi için öncelikle aday çözümlerin uygun şekilde kodlanması gerekmektedir. Tüm problemler için uygun tek bir gösterim (kodlama) şekli yoktur. Temelde iki kodlama şeklinden söz edilebilir: *İkili kodlama* ve *permütasyonlu kodlama.* En yaygın olarak kullanılan yöntem, ilk olarak Holland tarafından kullanıldığı gibi, sayıların ikilik sisteme göre sıfır ve birden oluştuğu, *ikili kodlama* yöntemidir. Sıralama problemlerinde ise *permütasyonlu kodlama* tercih edilmektedir. Bu yöntemde ise her birey dizideki bir sırayı temsil eden sayılardan oluşmaktadır. Bunların dışında, uygulamaya bağlı olarak, bazı problemler için çözüm parametrelerinin daha uygun ifade edilebilmesi nedeniyle tam sayı ve gerçel sayıların kullanılması da mümkündür [53].

6.5.1.2 Başlangıç Popülasyonunun Oluşturulması

Genetik algoritmalarda çözümün ilk adımı başlangıç popülasyonunun oluşturulmasıdır. Popülasyonu oluşturan bireyler, çözümü aranan probleme özgü bilgiler kullanılarak kodlanır ve gerekirse, mevcut özel durumlar için çözüm uzayı sınırlandırılır.

Başlangıç popülasyonu ve popülasyon büyüklüğü, genetik algoritmaların verimliliğini önemli ölçüde etkiler. Performansı arttırmak için popülasyon büyüklüğü problemin yapısına göre belirlenmelidir. Başlangıç popülasyonunun olası çözümleri de kapsayacak şekilde farklı çözümler barındıracak kadar geniş olması genetik algoritmanın daha sağlam çözümler vermesine olanak sağlar, ancak bu çözüme ulaşmak için gereken zamanı da arttırır.

6.5.1.3 Uygunluk Değerinin Hesaplanması

Yeni bir nesil oluştuktan sonraki ilk adım, popülasyondaki her bireyin uygunluk değerinin hesaplanmasıdır. Çözümü aranan her problem için bir amaç fonksiyonu mevcuttur. Bu nihai amaca ulaşmak için genetik algoritmalar, çözüm alternatiflerinin performanslarını ölçerler. Bu ölçüm uygunluk değeri ile gerçekleştirilir. Uygunluk değeri, her bir bireyin temsil ettiği çözümün kullanımıyla veya yeteneğiyle orantılı olan sayısal bir değerdir. Bir çözümün uygunluk değeri ne kadar yüksekse, yaşama şansı o kadar fazladır ve bir sonraki nesle aktarılma ihtimali o kadar yüksektir.

6.5.1.4 Genetik İşlemler

Genetik algoritmalar çalışmaları sırasında varolan nesilden yeni neslin oluşturulması aşamasında üç önemli işlemden faydalanmaktadırlar:

1. Üreme
2. Çaprazlama
3. Mutasyon

Üreme, bireyleri seçme işleminden, seçilmiş bireyleri bir eşleme havuzuna kopyalama işleminden ve havuzda bireyleri çiftler halinde gruplara ayırma işleminden oluşur.

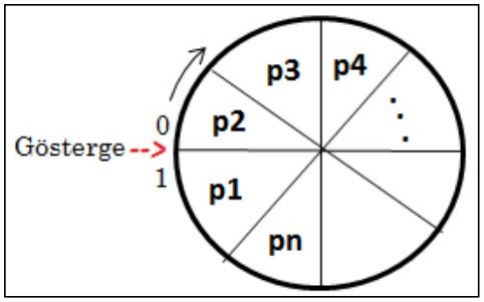
Popülasyondaki bireylerin uygunluk değerlerinin hesaplanmasının ardından başlangıç popülasyonu oluşturulması ve sonra yeni popülasyonun oluşturulabilmesi için seçim yöntemine karar verilmesi gerekmektedir. Yeni nesil için yapılacak seçimde amaç,

ortalama uygunluğun üzerindeki değerlere çoğalma fırsatı tanımaktır, bu da uygunluk değerine bağlıdır.

Seçim işlemi, mevcut popülasyondaki hangi bireylerin yeni neslin ataları olacağını ve genetik işlem göreceğini belirler. Seçim sırasında, çözüme daha yakın bireylerin daha yüksek olasılıkla seçilmesi hedeflenir. Ancak, seçim algoritması sadece en iyi bireyleri seçerse, populasyon kısa bir sürede bu bireye yakınsayacaktır. Bu nedenle, seçim algoritması en iyileri seçmeye yönlendirilmeli, ancak, en iyi olmayıp da genetik açıdan faydalı olabilecek bilgi taşıyan bireyleri de seçebilmelidir [54].

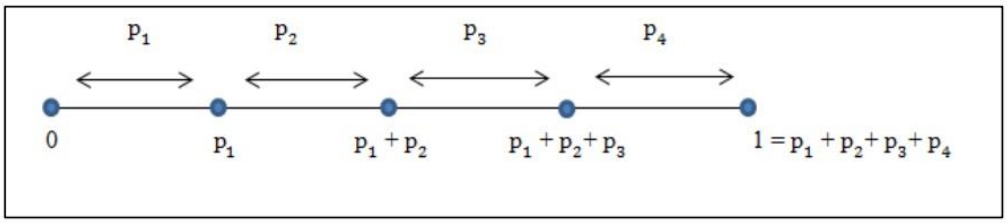
Seçim yöntemi olarak geliştirilmiş birçok yöntem bulunmakla beraber, en yaygın kullanılanları arasında rulet tekerleği, turnuva, sıralama ve elitist seçim yöntemleri sayılabilir.

Holland tarafından kullanılan rulet tekerleği seçim yönteminde adaylar olasılık dağılımına göre seçiliyordu. Popülasyondaki her dizi tekerlek üzerinde, uygunluk değeriyle orantılı bir paya sahip oluyor ve dizilerin yeterli sayıda üreme işlemi için rulet çevriliyor ve böylece yeni diziler belirlenmiş oluyor. Buna göre, herhangi bir adayın seçilme şansı, onun bütün popülasyon içindeki performansına göre rastgele belirlenmektedir. Bu yöntemde performansı yüksek adayın seçilme ihtimali daha yüksek olduğundan, küçük popülasyonlarda rastgele seçim nedeniyle kötü performansa sahip adaylar da seçilebilmektedir.



Şekil 6.13 : Rulet tekerleği.

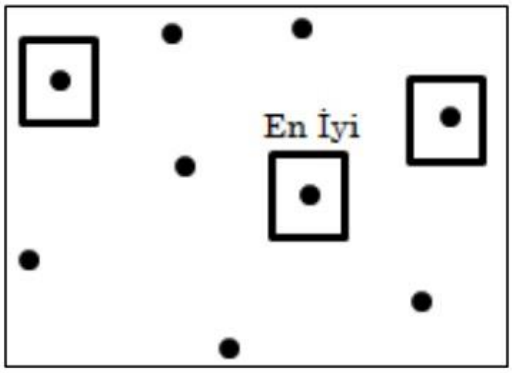
Uygulamaya kolaylık sağlanması için Şekil 6.13'te gösterilen Rulet Tekerleği yuvarlağını açılarak Şekil 6.14'teki gibi bir doğru oluşturulmuştur. Her dilimin şansı uzunluğuyla aynı olmalıdır ve dilim ile eşit bir şekilde bölünmelidir.



Şekil 6.14 : Rulet tekerleğinin açılmış ve düzleştirilmiş biçimi.

Turnuva seçim yönteminin temeli en iyi olan yaşar ilkesine dayanmaktadır. Bu yöntemde, yerine koyarak ya da koymadan seçilen t adet bireyden en iyi olan yeni popülasyona kopyalanır ve bu işlem önceden belirlenen sayıda tekrarlanır. Böylece mevcut popülasyondaki en kötü bireyin sonraki popülasyonlara aktarılması önlenmiş olur.

Şekil 6.15'te turnava seçimine örnek olarak bir ikili turnuva seçim örneği verilmiştir.



Şekil 6.15 : İkili turnuva seçimi.

Örnekte popülasyondan her seferinde üç birey seçildiği görülmektedir ve bunlardan en iyi olan bir tanesi seçilip diğerleri elenir. Böylelikle en kötü eleman seçilemez çünkü zaten elenmiştir ve artık hiçbir rekabette yer almayacaktır. m=3 olan bu örnekte, popülasyonun m-1 kötü elemanının hiçbir şekilde seçilme şansı kalmamıştır.

m=1 durumu, popülasyondan bir elemanın seçilmesi anlamına gelir ki bu da rastgele seçilen bu elemanın mecburen en iyi olması demektir.

Baker [69] tarafından 1985'te önerilen bu seçim mekanizmasında, öncelikle popülasyondaki bireyler uygunluk değerlerine göre sıralanır. Daha sonra en iyiden başlanarak bir azalan fonksiyon yardımıyla atanan kopya sayısına göre yeni popülasyon oluşturulur.

Elitist seçim yönteminde popülasyondaki en iyi birey her zaman korunur. Bu seçim, genetik işlemlerden sonra oluşturulan yeni popülasyondaki herhangi bir birey ile mevcut popülasyonun en iyi (elit) bireyi değiştirilerek gerçekleştirilir. Geri kalan

bireyler ise diğer seçim yöntemlerinden biri kullanılarak seçilir. Böylece, en iyi uygunluk değerine sahip olan bireyin genetik işlemler sonucunda kaybolması önlenmiş olur.

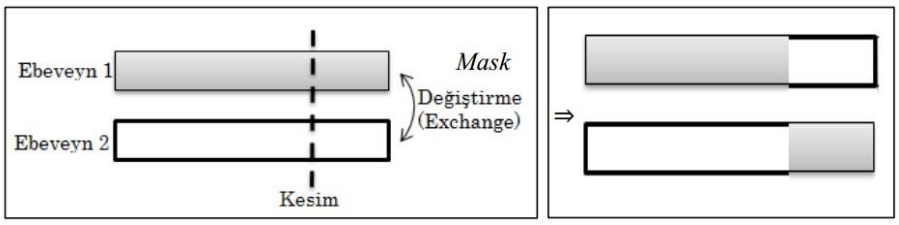
Çaprazlamada amaç, bireylerdeki iyi özellikleri birleştirerek daha iyi bireyler yaratmaktır. Çaprazlamayı gerçekleştirmek üzere öncelikle üreme işleminden sonra elde edilen yeni popülasyondan rastgele iki birey seçilir. İşlemin uygulanacağı L uzunluğundaki dizinin, $1<k<L-1$ aralığından rastgele seçilen bir k noktasından kesilir ve iki yeni dizi (k+1) ve L pozisyonları arasındaki bütün özelliklerin karşılıklı değiştirilmesi sonucu elde edilir.

Literatürde kullanılan 4 farklı çaprazlama operatörü vardır:

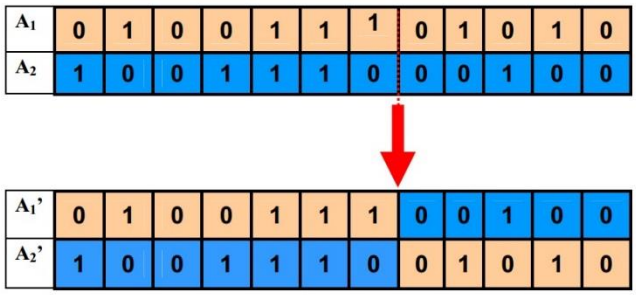
- Tek noktalı çaprazlama
- İki noktalı çaprazlama
- Çok noktalı çaprazlama
- Üniform çaprazlama

Tek noktalı çaprazlama, en basit çaprazlama yöntemidir. Rastgele seçilen iki birey için bir çaprazlama noktası belirlenir ve bu noktadan sonraki bölümler yer değiştirerek iki yeni birey elde edilir. Böylelikle her iki atadan da özellikler taşıyan iki yeni birey elde edilmiş olacaktır.

Şekil 6.16'da tek noktalı bir çağrazlama örneği ve Şekil 6.17'de ikili gösterime sahip bir popülasyonda gerçekleştirilen bir başka tek noktalı çaprazlama örneği görülmektedir.

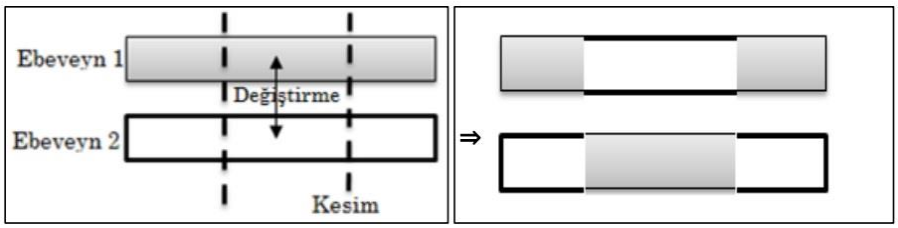


Şekil 6.16 : Tek noktalı çaprazlama.

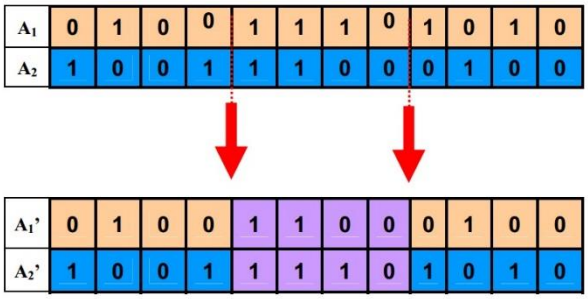


Şekil 6.17 : İkili kodlamada tek noktalı çaprazlama.

İki noktalı çaprazlamada, iki nokta arasında kalan alt dizilerin değiştirilmesiyle iki yeni birey oluşturulur. İki noktalı çaprazlamaya ait örnekler aşağıdaki şekillerde görülmektedir.



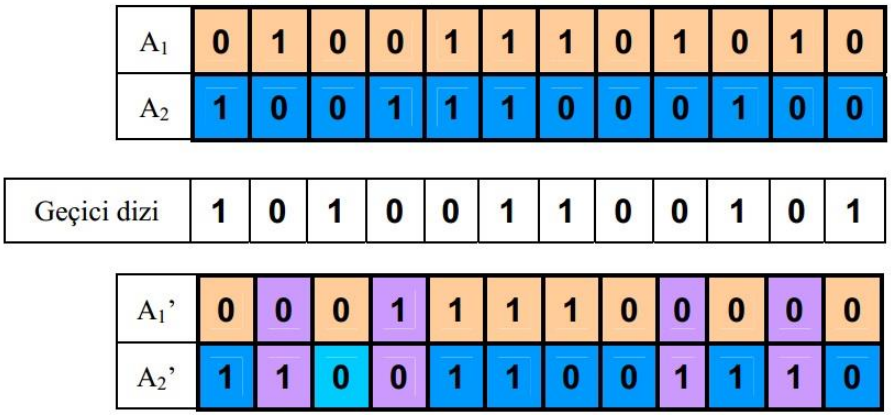
Şekil 6.18 : İki noktalı çaprazlama.



Şekil 6.19 : İkili kodlamada iki noktalı çaprazlama.

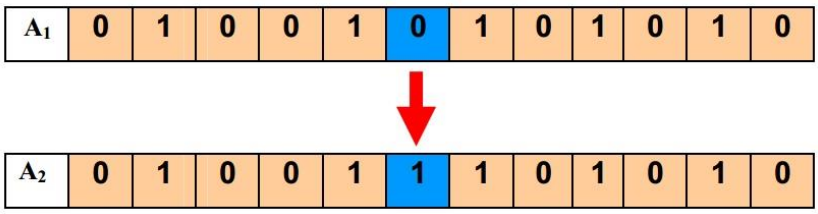
Çok noktalı çaprazlama, iki noktalı çaprazlama yönteminin gelişmiş halidir. İki noktalı çaprazlama yönteminden farklı olarak, ikiden fazla noktadan kesim yapılır ve bir atlanarak çiftler arasında değişim gerçekleştirilir. Böylece yeni bireyler elde edilir.

1989'da Syswerda tarafından önerilen üniform çaprazlama yönteminde, öncelikle çaprazlama gerçekleştirilecek olan iki diziyle aynı uzunlukta bir dizi oluşturulur. Bu yeni dizideki bireylerin özellikleri önceden belirlenen bir olasılık değerine göre elde edilir. Yeni dizideki 1 değeri, yeni oluşturulacak bireyler için her bir diziden mevcut özelliği alınacağını, 0 değeri ise, diğer dizinin özelliğinin kullanılacağını göstermektedir. Şekil 6.20'deki örnekte A1 ve A2 dizilerinden, geçici dizi kullanılarak, üniform çaprazlama ile elde edilen yeni iki birey görülmektedir.



Şekil 6.20 : Üniform çaprazlama.

Üreme ve çaprazlama işlemlerinden sonra mevcut bireylerden yeni bireyler üretme yeteneğine sahip bir operatöre ihtiyaç vardır. Bu görevi mutasyon gerçekleştirir. Mutasyon temel olarak belirli koşullara bağlı kalmak şartıyla genlerde yapılan ufak değişikliklerdir. Bu işlem ile yeni çözümlerde önceki çözümlerin kopyalanması önlenmiş ve genetik çeşitlilik sağlanmış olur. Böylelikle yeni ve önceden fark edilmemiş çözümlere ulaşabilme özelliği kazanılmış olur ve yerel alt optimumlara takılmamış olunur.

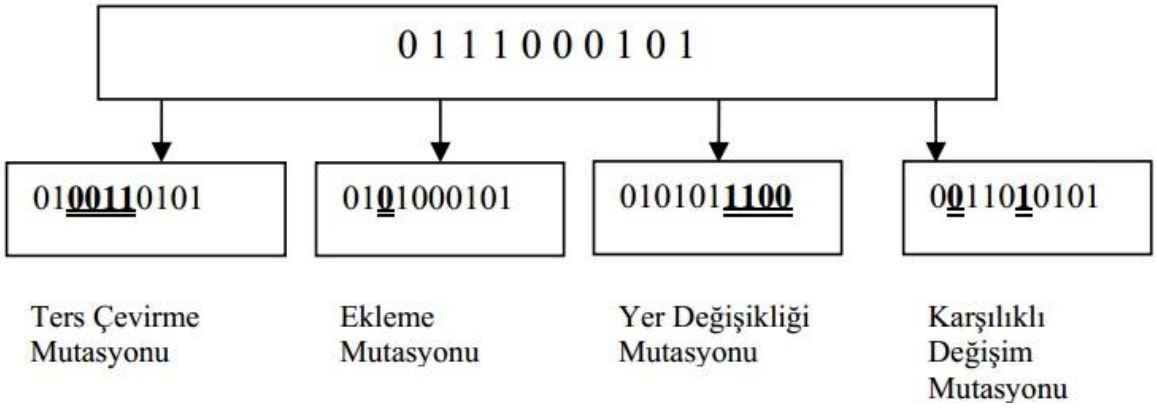


Şekil 6.21 : Mutasyon işlemi.

Mutasyon işlemi 4 farklı şekilde gerçekleştirilebilir:

- Ters çevirme
- Ekleme
- Yer değişikliği
- Karşılıklı değişim

Ters çevirmede, bireylerden rastgele seçilen iki pozisyon arasında ters çevirme işlemi gerçekleştirilir. Eklemede, seçilen bireye bir özellik eklenir. Yer değişikliğinde, rastgele seçilen bir alt dizi yine rastgele seçilen bir yere yerleştirilir. Son olarak karşılıklı değişimde ise, rastgele seçilen iki özelliğin yeri değiştirilir.



Şekil 6.22 : Mutasyon yöntemleri.

Mutasyonun faydaları olduğu gibi fazlasının da zararı vardır. Bir popülasyonun genetik bilgisinin çok fazla değişmemesi için mutasyon olasılığı düşük tutulmalıdır [55].

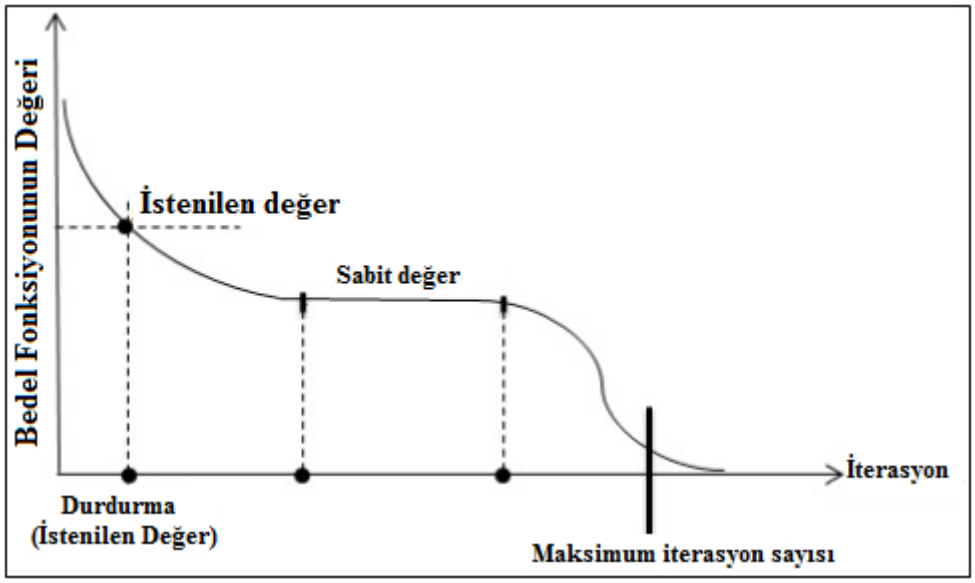
6.5.1.5 Yeni Neslin Oluşturulması

Üreme, seçim, çaprazlama ve mutasyon gibi genetik işlemler sonucunda oluşan yeni bireylerin amaç fonksiyonuna göre belirlenen uygunluk değerleri vardır. Yeni bireyler kullanılarak elde edilecek yeni nesil için basit ve dengeli olmak üzere iki yönteme başvurulur. Basit yöntemde, mevcut bireylerin tamamı yeni bireylerle değiştirilirken, dengeli yöntemde iyi uygunluk değerine sahip yeni bireylerle mevcut nesildeki zayıf bireyler yer değiştirir. Ayrıca basit yöntemde, mevcut nesildeki iyi uygunluk değerine sahip bireyi kaybetmemek için elitizm seçim yöntemine de başvurulabilir.

6.5.1.6 Sonlandırma İşlemi

Genetik algoritmanın sonlandırılması dört koşuldan birinin gerçekleşmesi ile söz konusudur:

1. İstenilen çözüme ulaşılması
2. Algoritmanın bir çözüme yakınsaması
3. Belirlenmiş iterasyon sayısına ulaşılması
4. Belirlenen zamana ulaşılması



Şekil 6.23 : Sonlandırma koşulları grafiği.

Şekil 6.23'te görüldüğü gibi iterasyon sayısı artmasına rağmen sabit bir değerde belirli bir süre kalınırsa, algoritma sonlandırılır. Önceden belirlenen iterasyon sayısı da sonlandırma koşullarından biridir. İstenilen maksimum iterasyona ulaşıldığında, algoritma durdurulur. Algoritmanın belirli bir çözüme yakınsaması da oluşan tüm bireylerin benzer olduğunu gösterir ve artık devam etmeye gerek yoktur. Algoritma zamana bağlı da koşturulabilir. Eğer uzun süredir ulaşılan sonuçlarda bir değişiklik olmuyorsa, algoritma sonlandırılır.

6.5.2 Genetik Algoritmaların Performansını Etkileyen Parametreler

Genetik algoritmaları oluşturan parametreler, her optimizasyon problemi için çeşitlilik göstermektedir. Her problem için kullanılabilecek parametre söz konusu değildir. Bu nedenle parametrelerin seçimi genetik algoritmayı oluşturmak için önem taşımaktadır. Aşağıda kontrol parametreleri ve bunların algoritmaya etkileri anlatılmaktadır.

Popülasyon büyüklüğü popülasyon içerisinde yer alan birey sayısını göstermektedir. Popülasyon boyutu küçük seçildiğinde arama uzayı örneklemesi yetersiz kalmakta, zamansız yakınsamaya sebep olmakta ve algoritma yerel minimumlara takılabilmektedir. Popülasyon boyutu büyük seçildiğinde ise, iyi sonuçlara ulaşılabilmesine karşın zamandan kayıp söz konusu olmaktadır. Çalışma zamanı arttığı gibi yakınsama da daha yavaş gerçekleşmektedir.

Çaprazlama olasılığı çaprazlamanın hangi sıklıkta yapılacağını göstermektedir. Bu parametre sıfır seçilirse, hiç çaprazlama yapılmaz. Yeni bireyler eski bireylerin aynısı

olur, ama bu yeni popülasyonun da eskisiyle aynı olacağı anlamına gelmez. Parametre 1 seçilirse yani %100 seçilirse, yeni bireylerin tamamı çaprazlanır ancak bu bazı iyi özelliklerinde bozulma olasılığını arttırır.

Mutasyon olasılığı mutasyonun hangi sıklıkta yapılacağını göstermektedir. Mutasyon işlemi genetik çeşitliliği arttırmak için kullanılır. Ancak fazla mutasyon olasılığı, algoritmayı kararlı bir noktaya ulaşmaktan alıkoyar, rastsal bir aramaya dönüştürür. Bu nedenle mutasyon olasılığının düşük tutulması tavsiye edilir.

Kuşak aralığı her nesilde oluşan yeni bireylerin oranını göstermektedir. Yüksek olması bir çok bireyin yer değiştirdiğini gösterir.

Seçim stratejisi yeni popülasyona aktarılacak bireylerin nasıl seçildiğini ifade etmektedir. Her optimizasyon problemi için uygun seçimi yapmak optimal çözüme ulaşmayı kolaylaştırır. Bu seçim yöntemlerinden önceki bölümlerde bahsedilmiştir.

6.5.3 Genetik Algoritmaların Diğer Metotlardan Farkı

Genetik algoritmalarda çözüm arayışı daha geniş bir alanda sürdürülmektedir. İlk bakışta çözüm için uygun görülmeyen çözümler bile bu algoritmayla detaylı bir şekilde incelenmektedir. Her ne kadar daha iyi olan bireylerin seçilme olasılığı daha yüksek olsa da bütün bireylerin seçilme olasılığı vardır.

Genetik algoritmalarda yer alan çaprazlama sayesinde mevcut genetik bilginin kombinasyonları da çözüm için incelenebilmektedir. Mutasyon ile de çözüm uzayının farklı bölgelerinin incelenmesi olanaklı kılınmaktadır. Çaprazlama ve mutasyon işlemlerinin rastgele olması ayı zamanda yerel minimumlara takılma ihtimalini azaltmaktadır.

Genetik algoritmalar optimal sonuca diğer tekniklere nazaran daha hızlı yakınsarlar. Bunun nedenleri biri genetik işlemlerin aynı anda bütün popülasyona uygulanması ve çözüm uzayının paralel bir şekilde incelenebilmesidir. Bir diğeri ise algoritmanın bireyi incelerken bütün özellikleriyle amaç fonksiyonuna uygunluğunu değerlendirmesidir.

Genetik algoritmalar küçük değişikliklerle mühendislik problemlerinin bir çoğuna uygulanabilmektedirler. Burada önemli olan amaç fonksiyonunun doğru bir şekilde formüle edilebilmesidir.

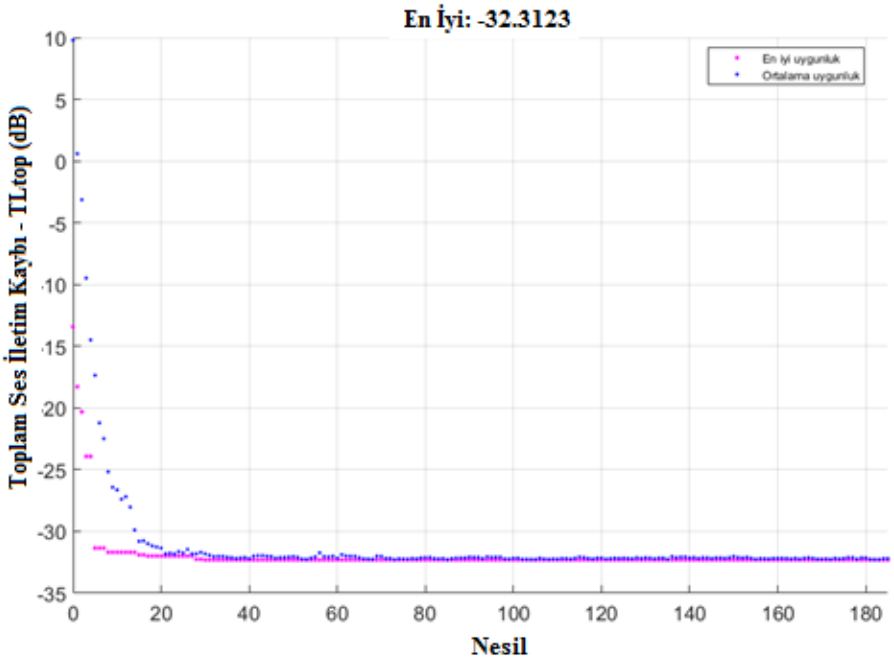
Bütün bu avantajlarının yanı sıra genetik algoritmaların zorlukları da vardır. Örneğin, algoritma için gerekli olan parametrelerin belirlenmesinde her problem için

uygulanabilecek genel kurallar yoktur ve önceki bölümlerde bahsedildiği gibi bu parametrelerin seçimi çözümü etkilemektedir.

Genetik algoritmalarda karşılaşılabilecek bir diğer sorun ise çözümün yakınsamaması ya da yerel optimuma yakınsamasıdır. Bu sorunla karşılaşma ihtimaline en aza indirmek için yine parametre seçimine özen gösterilmelidir [56], [57], [58].

6.5.4 Genetik Algoritma ile Optimizasyon

Genetik Algoritma ile optimizasyon EK A'da detayları bulunan, MATLAB programında yazılan bir dizi kod ile gerçekleştirilmiştir. Genetik Algoritma ile toplam TL değerini maksimize etmeyi amaçlayan optimizasyona, belirlenen sınırların tanımlanması ile başlanmıştır. İlk popülasyon çeşitliği genetik algoritmanın performansını etkilediğinden en uygun değer bulunana kadar optimizasyon tekrarlanmıştır. Daha iyi bir sonuç elde edebilmek için nesil sayısı 200 olarak belirlenmiştir. Seçim yöntemi olarak popülasyon büyüklüğünün artması işlemci zamanını arttırması bakımından dezavantaj olsa da genel optimuma ulaşmak için daha fazla noktayı yakalaması açısından avantaj sağladığından 500 olarak belirlenmiştir. Buna rağmen popülasyon sayısı açısından çok kısa sürede en iyi uygunluk değerine sahip birey bulunmuş ve en iyi toplam ses iletim kaybı değeri 32 dB olarak belirlenmiştir.

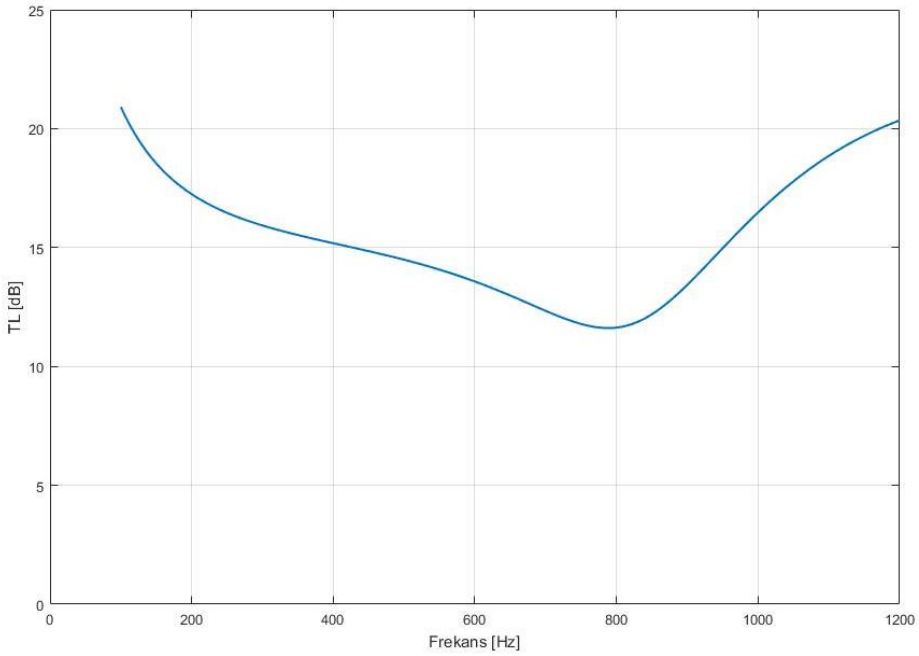


Şekil 6.24 : Genetik Algoritma yöntemi ile çözümde İterasyon-Fonksiyon değeri grafiği.

Optimizasyon sonucunda maksimum değeri veren parametre kombinasyonları incelendiğinde elde edilen parametre değerleri Çizelge 6.7'de yer almaktadır. Bu değerlere bağlı olarak DPF'nin ses iletim kaybı eğrisi, matematik model kullanılarak çizdirildiğinde Şekil 6.24'deki grafik elde edilmektedir.

Çizelge 6.7 : Genetik Algoritma ile elde edilen optimum parametre değerleri.

Parametre	Optimum Parametre Değeri
Kanal genişliği, d_h [m]	0.0012
DPF uzunluğu, L [m]	0.1619
DPF çapı, d [m]	0.1
Kanalların duvar kalınlığı, h_t [m]	0.0007995



Şekil 6.25 : Genetik Algoritma yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerlerine göre ses iletim kaybı eğrisi.

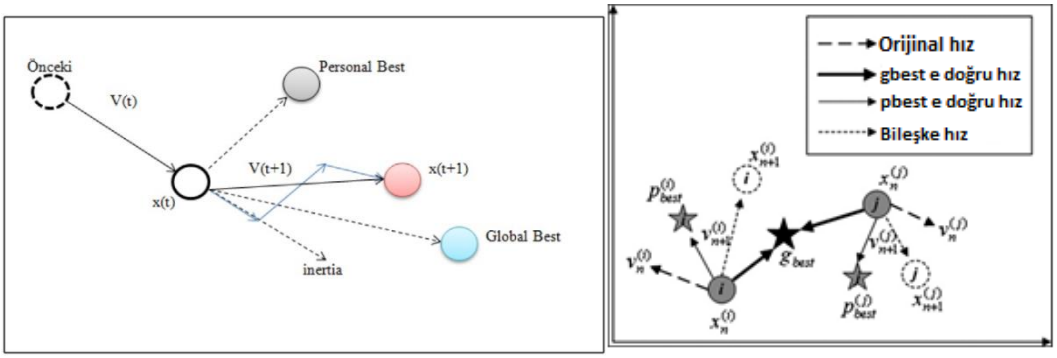
6.5.5 Parçacık Sürü Optimizasyonu

Parçacık Sürü Optimizasyonu, Dr. Kennedy ve Eberhart tarafından 1995 yılında ileri sürülen bir sezgisel optimizasyon yöntemidir. Sürü zekasından faydalanılarak geliştirilen bu yöntem, kuş ve balık sürülerinin davranışlarının araştırılmasına dayanmaktadır. Kuşlar yemeklerini ararken, yemek buldukları yere gitmeden önce ya dağılırlar ya da bir araya toplanırlar. Kuşlar bir yerden başka bir yere yemeklerini ararken, her zaman içlerinde yemeğin kokusunu çok iyi alabilen bir kuş bulunur, yani, daha iyi bir besin kaynağına sahip bir kuştur. Kuşlar bir yerden başka bir yere yemek ararken herhangi bir zamanda özellikle iyi bilgiyi birbirlerine iletirler ve sonunda

bütün kuşlar yiyeceğin bulunduğu yere akın ederler. Parçacık Sürü optimizasyonu algoritması düşünüldüğünde, çözüm uzayı kuş sürüsü ile karşılaştırılırsa; kuşların bir noktadan başka bir noktaya hareketi çözüm uzayının gelişimine, iyi bilgi optimal çözüme ve besin kaynağı ise bütün süreç boyunca optimal çözüme eşittir. Parçacık sürü optimizasyonunda optimal çözüm her bireyin işbirliği ile belirlenebilir. Algoritmada her kuş bir parçacığı temsil ederken, parçacıkların oluşturduğu popülasyon ise kuş sürüsünü temsil etmektedir [62].

Parçacık Sürü optimizasyonu, her ne kadar bir genetik algoritma olsa da, diğer genetik algoritmalardan farklı olarak çaprazlama ve mutasyon gibi genetik işlemleri barındırmaz. Bu nedenle oldukça basit ve çözüme hızlı ulaşan bir algoritmadır. Bu algoritmada, kuşların kendi sahip oldukları bilgiler ile gerçekleştirdikleri bireysel, diğer kuşları takibinden ibaret olan sosyal ve rastgele arama şeklinde olan keşifsel hareketlerinin bir bileşimi şeklinde bir yol kattetikleri varsayımıyla bir çözüm sunar.

Şekil 6.30'da bir parçacığın hareketi görülmektedir. Parçacık verilen başlangıç hız ve konum değerleri (x(t) ve v(t)) ile şimdiki konumuna ulaşmıştır. Şekilde yer alan *personel best* ve *global best* ifadeleri, sırasıyla, çözüm uzayında o parçacık için en iyi yeri ve tüm parçacıklar için en iyi yeri göstermektedir. Şimdiki konumda yer alan parçacık için bir sonraki adımda üç hareket söz konusu olabilir. İlki, başlangıçta verilen x(t) doğrultusunda hareketine yani atalet doğrultusunda hareket etmektir. İkinci olasılık parçacığın kendi en iyisine doğru hareket etmesidir. Üçüncü ise popülasyonuna uyumlu hareket ederek, ki bu pek istenmez, genel en iyiye doğru hareket etmek olacaktır. Bu algoritmada ise parçacığın bütün bu üç hareketi de içeren hepsinin birleşimi bir hareket ile sonraki konumuna geçmesi sağlanır [59].



Şekil 6.26 : Parçacık Sürü Optimizasyonunda parçacığın hareketi.

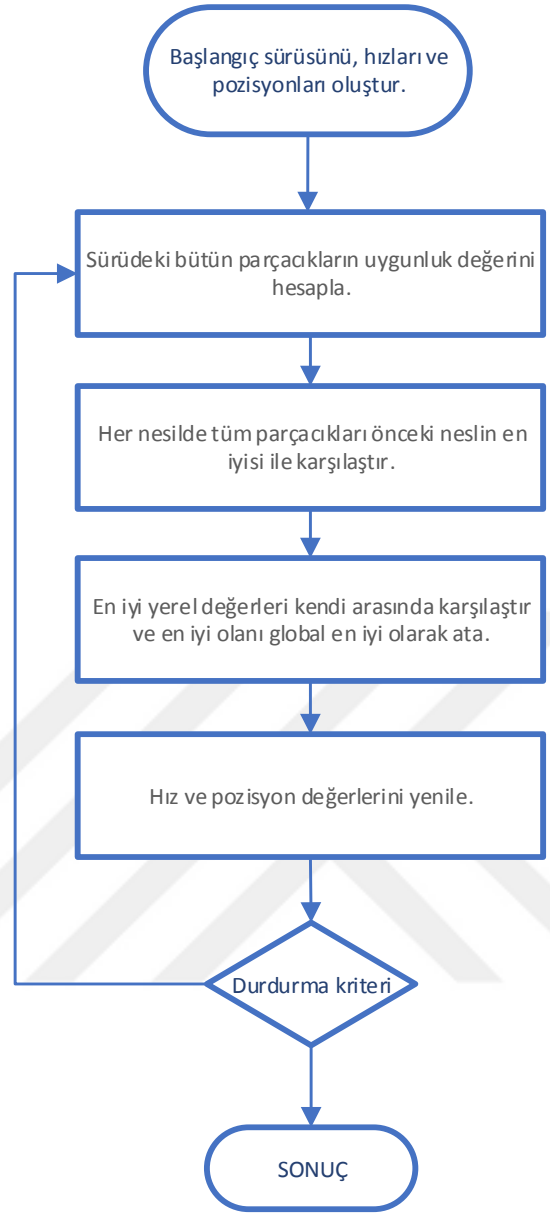
Algoritma temel olarak özetlenirse:

1. Her bir parçacık için, amaç fonksiyonuna uygun, kısıtları göz önünde rastgele başlangıç hız ve konum bilgisi atanır. Artık bu parçacıklar başlangıç sürüsü olarak tanımlanır.
2. Sürüdeki parçacıklar için uygunluk değerleri hesaplanır ve F olarak tanımlanan değişkene atanır. Bu atanan değer bireyin önceki optimum değerlerinden daha optimal bir değere sahipse bu değer "en iyi değer" olarak atanır.
3. Her bir parçacık için en optimal değer ve bunlara ait konumlar belirlenir. Sürü içerisinde parçacık sayısı kadar en iyi sayısı mevcuttur.
4. Mevcut popülasyondaki yerel en iyiler arasından tüm sürü için en optimal değer olan küresel en iyi seçilir ve bu değerin konumu belirlenir.
5. Farklı formülasyonlar için konum ve hız güncellemeleri aşağıdaki gibi yapılır:

$$x_{ij}(t) = x_{ij}(t-1) + v_{ij}(t) \tag{6.16}$$

$$v_{ij}(t) = wv_{ij}(t-1) + c_1 r_1 (p_{best,ij} - x_{ij}(t)) + c_2 r_2 (g_{best,ij} - x_{ij}(t)) \tag{6.17}$$

6. Durdurma kriteri sağlanıncaya kadar 2,3,4,5 adımları tekrarlanır [63].



Şekil 6.27 : Parçacık Sürü Optimizasyonu akış diyagramı.

PSO algortiması oluşturulurken dikkate edilmesi gereken bazı parametreler aşağıdaki gibidir:

Parçacık sayısı: Genellikle 20 ile 40 arasında seçilmesi iyi çözümler elde edebilmek için yeterlidir. Ancak optimizasyonu gerçekleştirilecek problemin zorluk derecesine göre bu sayı 100'ü hatta 200'ü bulabilir.

Parçacık boyutu: Bu parametre her problemde farklılık göstermektedir.

Parçacık değer aralığı: Optimizasyonu gerçekleştirilecek probleme göre değişiklik gösteren bir diğer parametredir.

Vmax: Parçacık aralığına göre belirlenen bu parametre, bir parçacıkta meydana gelecek maksimum hız değişikliğini ifade eder.

Durma koşulu: Problemin çözümünde belirlenen iterasyon sayısına ulaşıldığında ya da istenilen amaç fonksiyonuna ulaşıldığında ya da uzun bir süre çözüm uzayında bir değişiklik olmaması halinde algoritma durdurulabilir.

Pozisyon değerleri: Parçacıkların pozisyonlarının belirlenen bir çözüm aralığında kalmasını sağlamak amacıyla yeni bir pozisyon bilgisi hesaplanması durumda aşağıdaki gibi kısıtlamalar tanımlanır:

$$eğer\ x_i > x_{max}\ ise\ x_i = x_{max}$$

$$eğer\ x_i < x_{min}\ ise\ x_i = x_{min}$$

Hız değerleri: Parçacıkların çok yönlü hareketini sağlamak amacıyla hız değerleri negatif ve pozitif değerler alabilmektedir. Parçacıkların çözüm uzayının sınırları içerisinde kalmasını sağlamak amacıyla hız değerleri için aşağıdaki gibi kısıtlamalar tanımlanır:

$$V_{min} = -V_{max}\ olmak\ üzere$$

$$eğer\ V_i > V_{max}\ ise\ V_i = V_{max}$$

$$eğer\ V_i < V_{min}\ ise\ V_i = V_{min}$$

Atalet ağırlığı: Parçacıkların hız değerlerinin önceki hızlarını bağlı olarak değişmesini sağlayan parametredir. Bu parametrenin aldığı değere göre parçacıkların ani hız değişimleri kontrol altına alınır ve uygun arama yapılması sağlanmış olur. Atalet değerinin büyük olması genel aramalar, küçük olması ise bölgesel aramalar için uygundur [64].

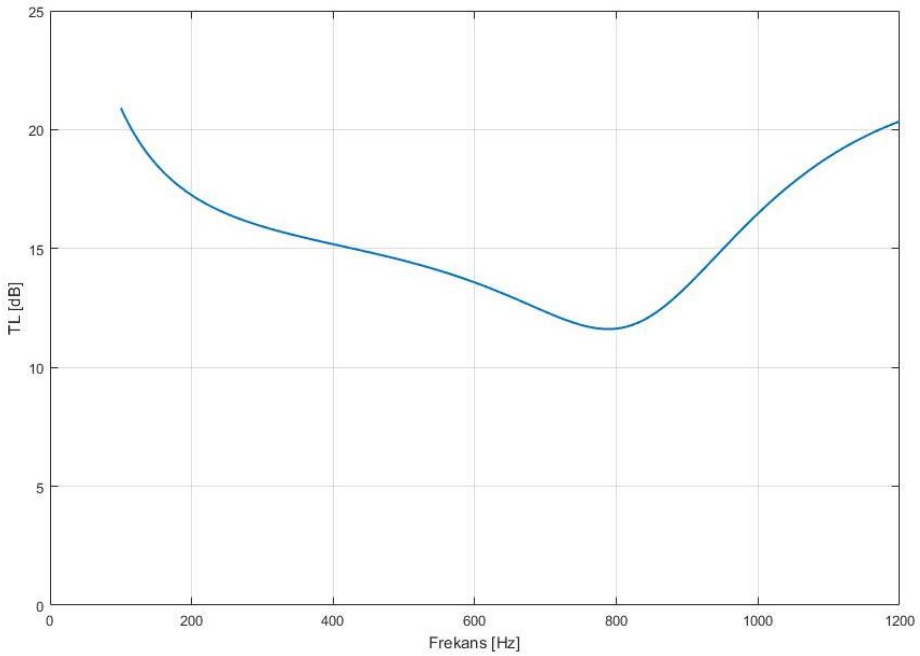
6.5.5.1 Parçacık Sürü Optimizasyonu Yöntemi ile Optimizasyon

Parçacık Sürü Optimizasyon yönteminde öncelikle amaç fonksiyonuna uygun, kısıtları göz önüne alan, başlangıç sürüsü olarak tanımlanan rastgele bir başlangıç bilgisi atanmıştır. Amaç fonksiyonu yine her frekanstaki TL değerlerinin toplamını maksimize etmektir. Uygunluk değerleri hesaplanarak mevcut nesildeki yerel en iyiler arasından tüm sürü için optimal değer belirlenmiştir. Bu işlem 500 popülasyon sayısı için gerçekleştirilmiştir. Algoritmaya ait kodlar Ek A'da yer almaktadır.

Optimizasyon sonucunda maksimum değeri veren parametre kombinasyonları incelendiğinde elde edilen parametre değerleri Çizelge 6.8'de yer almaktadır. Bu değerlere bağlı olarak DPF'nin ses iletim kaybı eğrisi, matematik model kullanılarak çizdirildiğinde Şekil 6.32'deki grafik elde edilmektedir.

Çizelge 6.8 : PSO yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerleri.

Parametre	Optimum Parametre Değeri
Kanal genişliği, d_h [m]	0.0012
DPF uzunluğu, L [m]	0.1619
DPF çapı, d [m]	0.1
Kanalların duvar kalınlığı, h_t [m]	0.0008

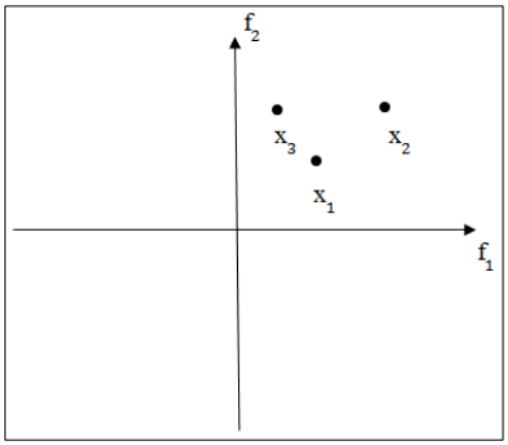


Şekil 6.28 : PSO yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerlerine göre ses iletim kaybı eğrisi.

6.6 Çok Ölçütlü Optimizasyon

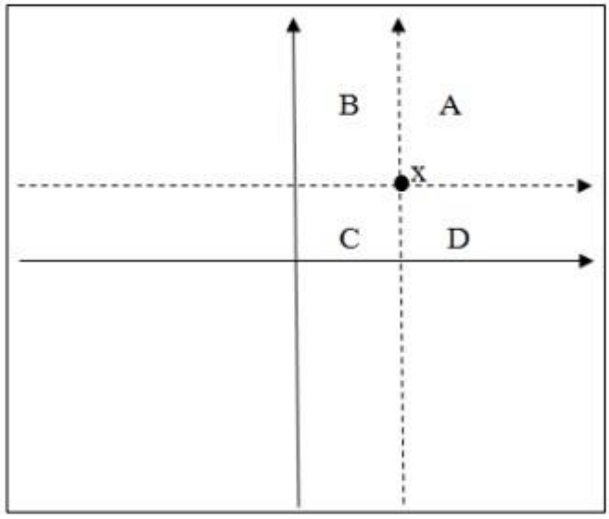
Bir optimizasyon probleminin çözümü için tek bir başarım ölçütü varsa, problem "tek ölçütlü optimizasyon problemi", birden fazla başarım ölçütü varsa "çok ölçütlü optimizasyon problemi" olarak tanımlanır.

Çok ölçütlü optimizasyonda amaç fonksiyonu bir vektör olarak karşımıza çıkar ve genetik algoritmalar tüm amaç fonksiyonlarını aynı anda optimize ederler. Bu nedenle çok ölçütlü optimizasyonda çözüm uzayını sıralama sorunu ortaya çıkmaktadır. Örneğin iki boyutlu bir fenotip (amaç fonksiyonlarının değeri) uzayı ele alalım.



Şekil 6.29 : İki boyutlu fenotip uzayı.

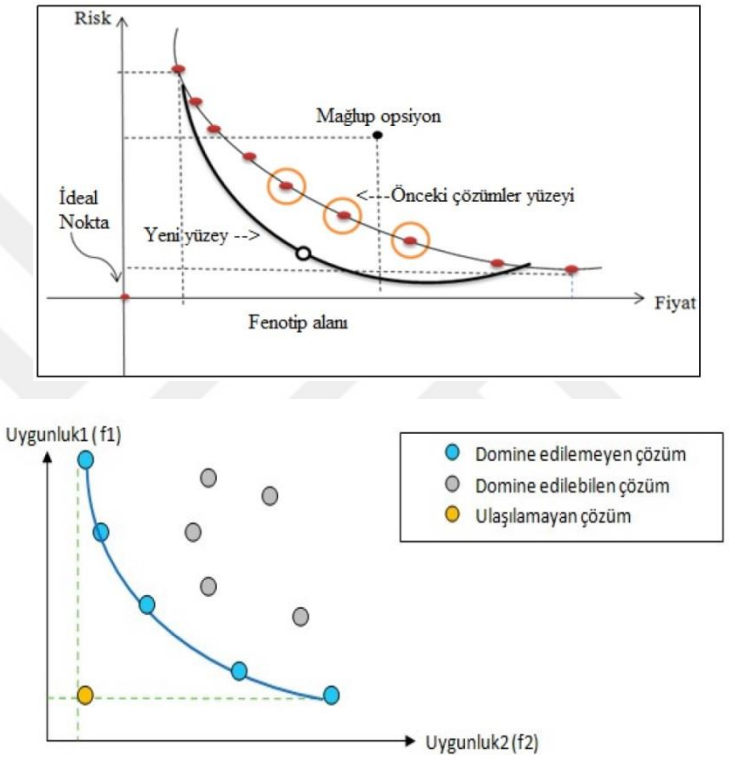
Şekil 6.26'da görülen fenotip arasında kıyaslama yapalım. x_1 ve x_2 göz önüne alındığında, x_1 hem yatayda hem düşeyde x_2 'den küçüktür. Ancak x_1 ile x_3 arasında bir kıyaslama yaparsak, x_1 'in yatay bileşeni x_3 'ten büyük, düşey bileşeni ise x_3 'ten küçüktür. Dolayısıyla bu iki fenotip arasında büyüklük küçüklük diye bir karşılaştırma söz konusu olamamaktır. Bu duruma *sıralanamayan durum* denir. Bir başka örnekle bu durumu incelemeye devam edelim. Şekil 6.27'deki fenotip x'in bulunduğu alanı dört bölgeye ayıralım.



Şekil 6.30 : x fenotipine ait dört bölgeye bölünen alan.

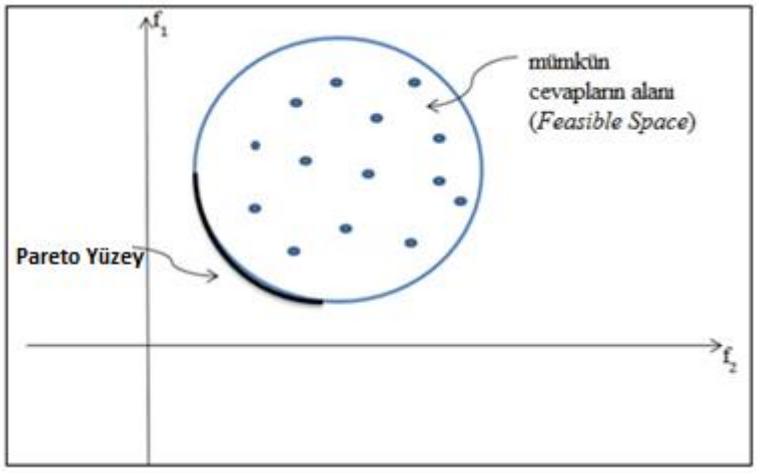
Bölgeler incelendiğinde C bölgesinde yer alan her elemanın x fenotipinden küçük, A bölgesinde yer alan her elemanın ise x fenotipinden büyük olduğu söylenebilir. Yani A ve C bölgeleri için bir sıralama yapılabilir ancak B ve D bölgelerinde bir sıralama

söz konusu değildir. Genetik algoritmalar ise amaç fonksiyonlarına göre uygunluk değerleri hesaplayarak her bir fenotipi sıralamak isterler. Bu noktada birtakım değişiklerden bahsetmek gerekir. Burada "baskın (dominance)" kavramı otaya çıkar [59]. Çok ölçütlü optimizasyon için geçerli olan kavramların üzerinden geçersek; *domine edilen tasarım noktası*, diğer bütün tasarım amaçları içerisinde, bu noktadan daha iyi en az bir olası (feasible) noktanın bulunduğu noktadır, *domine edilemeyen tasarım noktası* ise, bu noktadan daha iyi bir olası noktanın bulunmadığı durumda söz konusudur.



Şekil 6.31 : İkili amaç uzayında baskınlık ilişkisi.

Birkaç temel kavramdan daha bahsetmek, çok ölçütlü optimizasyonu anlamak açısından faydalı olacaktır. *Pareto optimal çözüm,* bir amaçtaki herhangi bir ilerlemenin, en az diğer bir amacın kötüleşmesi ile sonuçlandığı çözümlerdir. *Pareto optimal dizi,* bir problem için söz konusu olan bütün pareto optimal çözümlerin oluşturduğu dizidir. *Pareto yüzey,* tasarım amaç uzayındaki bütün pareto dizilerinin grafiğinin verdiği çözüm yüzeyidir [59], [60].



Şekil 6.32 : Fenotip alanında olası (feasible) çözümler uzayı.

Literatürde birçok çok ölçütlü genetik algoritma yer almaktadır. Bazıları şunlardır:

1. Çok Ölçütlü Genetik Algoritma (MOGA)
2. Çok Ölçütlü Genetik Algoritma-II (MOGA-II)
3. Bastırılmamış Sınıflandırılmalı Genetik Algoritma (NSGA)
4. Bastırılmamış Sınıflandırılmalı Genetik Algoritma II (NSGA-II)
5. Kuvvet Pareto Evrimsel Algoritma (SPEA)
6. Kuvvet Pareto Evrimsel Algoritma II (SPEA-II)
7. Pareto Zarflama Temelli Seçim Algoritması (PESA)
8. Çok Ölçütlü Parçacık Sürü Optimizasyonu (MOPSO) [61].

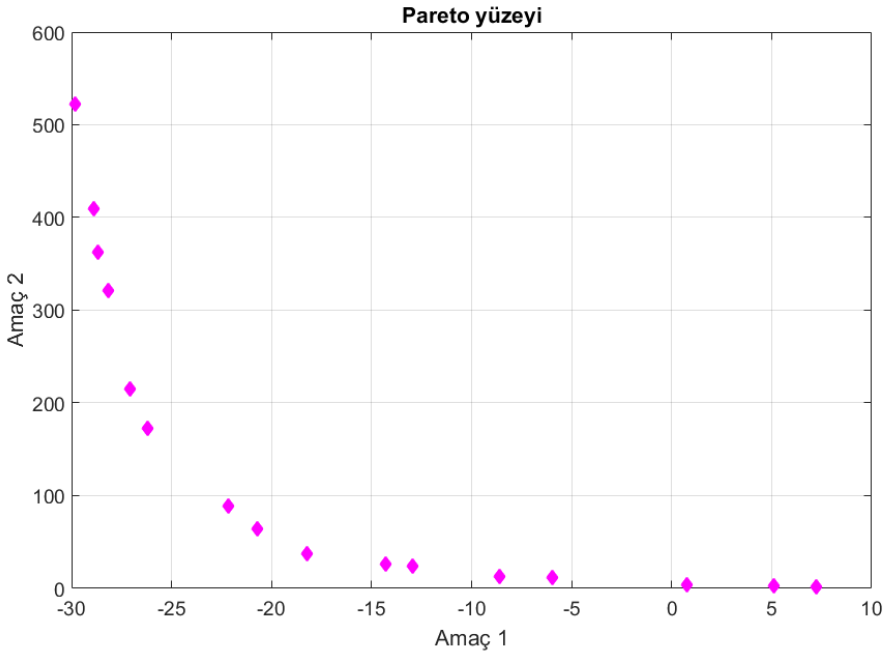
Bu çalışmada tek ölçütlü genetik algoritmalardan olan Parçacık Sürü Optimizasyonu ve Pareto-Optimal çözümler üretmede en iyi performansı gösteren NSGA-II algoritmaları kullanılarak optimum çözüm arandığı için sadece bu algoritmalarla ilgili detaylı bilgi verilecektir.

6.6.1 Çok Ölçütlü Genetik Algoritma ile Optimizasyon

Çok Ölçütlü Genetik Algoritma ile optimizasyon gerçekleştirilirken, toplam TL değerini maksimize etmenin yanında DPF'lerin performansını etkileyen diğer bir parametre olan geri basınç değerinin de minimize edilmesi amaç olarak belirlenmiştir. Çok Ölçütlü Genetik Algoritmada da tıpkı tek ölçütlü de olduğu gibi optimal değere ulaşabilmek için popülasyon sayısı 500 olarak belirlenmiştir.

Çok ölçütlü optimizasyonda istenen, tüm amaçlar için kabul edilebilir düzeyde olan, Pareto yüzeye doğru bir yakınsama ve dağılım gösteren çözümlerin bulunmasıdır. Bir

çok kez tekrarlanan bu yöntem ile elde edilen Pareto yüzeyi Şekil 6.33'te görülmektedir.



Şekil 6.33 : Çok Ölçütlü Genetik Algoritma yöntemi ile çözümde Pareto yüzeyi.

Pareto çözüm kümesi, belirlenen amaçlar için kabul edilebilir farklı yanıt değerlerine ulaşılmasının mümkün olduğunu göstermektedir. Çizelge 6.9, DPF için belirlenen iki amaç fonksiyonunun değerlerini ve bu değerleri veren parametre değerlerini göstermektedir. f1 ve f2 sırasıyla, toplam TL değerini ve geri basnıç değerini göstermektedir. x1, x2, x3 ve x4 ise sırasıyla DPF'nin kanal genişliğini, kanal uzunluğunu, çapını ve kanal duvar kalınlığını göstermektedir. Her ne kadar 1. amaç fonksiyonu için de 2. amaç fonksiyonu için de daha iyi sonuçlar tespit edilmiş olsa da, bu değerlerden bazıları tekil frekanslarda TL'nin maksimum olmasından kaynaklanan yerel maksimumları içerdiğinden, pareto yüzeyi de göz önünde bulundurularak, iki amacı da sağlayacak en uygun tasarım değerleri sarı ile boyalı hücrelerdeki değerler olarak belirlenmiştir.

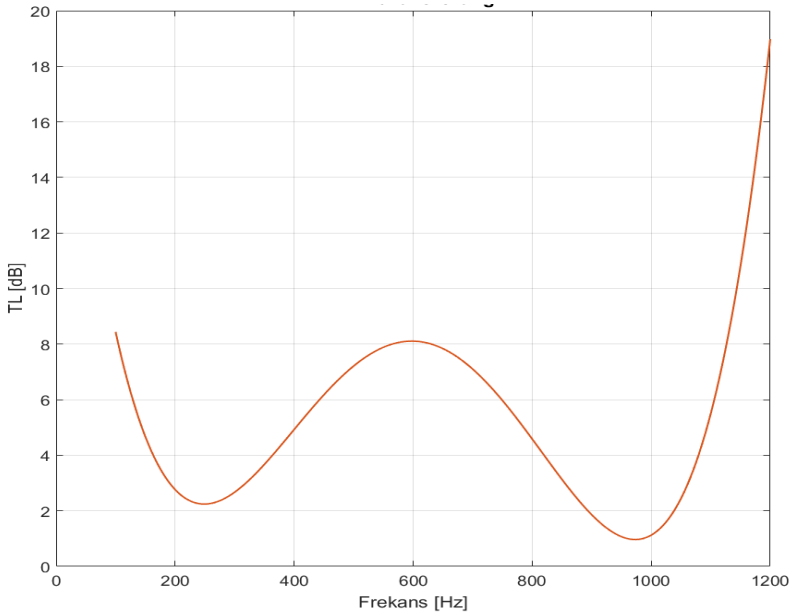
Çizelge 6.9 : 4 değişkene bağlı amaç fonksiyonu değerleri.

f1	f2	x1	x2	x3	x4
-29,8059	522,3341	0,001201	0,159787	0,100643	0,0008
7,248093	1,613079	0,006	0,4	0,108462	0,0001
-28,8892	409,5056	0,001283	0,162534	0,100734	0,000767
-28,1862	320,8466	0,001422	0,161999	0,100734	0,000767
-22,1448	88,98421	0,002496	0,169043	0,102797	0,000674
-12,9289	24,56032	0,003741	0,199414	0,103851	0,000434
5,125686	2,258207	0,005906	0,393036	0,10585	0,000138
7,248093	1,613079	0,006	0,4	0,108462	0,0001
-26,2073	172,5843	0,001954	0,1618	0,100702	0,00078
-20,737	64,65964	0,003347	0,172868	0,101306	0,000747
-27,0942	215,5857	0,00176	0,161809	0,100733	0,000794
-5,94103	11,8794	0,004198	0,242068	0,103108	0,000305
-28,6719	362,8435	0,001367	0,161324	0,10068	0,000782
-8,60495	13,06762	0,004834	0,179651	0,104617	0,000301
-29,8059	522,3341	0,001201	0,159787	0,100643	0,0008
-14,3194	26,42831	0,005873	0,190133	0,101535	0,000713
-18,2367	37,19916	0,004502	0,160027	0,100992	0,000625
0,788282	4,20424	0,005563	0,223776	0,102983	0,000146

Optimizasyon sonucunda maksimum değeri veren parametre kombinasyonları incelendiğinde elde edilen parametre değerleri Çizelge 6.10'da yer almaktadır. Bu değerlere bağlı olarak DPF'nin ses iletim kaybı eğrisi, matematik model kullanılarak çizdirildiğinde Şekil 6.34'teki grafik elde edilmektedir.

Çizelge 6.10 : Çok Ölçütlü Genetik Algoritma yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerleri.

Parametre	Optimum Parametre Değeri
Kanal genişliği, d_h [m]	0. 002496
DPF uzunluğu, L [m]	0.169043
DPF çapı, d [m]	0.102797
Kanalların duvar kalınlığı, h_t [m]	0.000674



Şekil 6.34 : Çok Ölçütlü Genetik Algoritma yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerlerine göre ses iletim kaybı eğrisi.

6.6.2 Hızlı ve Elitist Çok Ölçütlü Genetik Algoritma: NSGA-II

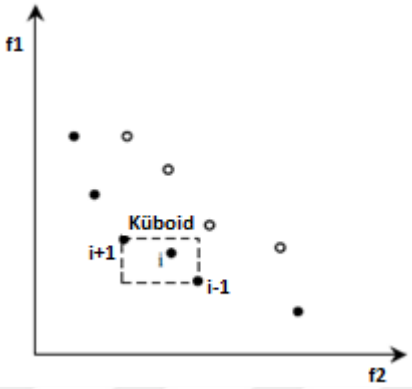
NSGA-II, NSGA'ya dayalı çok ölçütlü bir Genetik Algoritmadır (GA). Ancak, Deb ve diğ. (2002) bu algoritmayı NSGA-II olarak adlandırmıştır [65]. Bu yeni algoritma bir dizi değişik özellikle NSGA'dan ayrılmaktadır. NSGA-II'de, domine edilemeyen sıralama mekanizması değiştirilmiş, yoğunluk tahmini ve yoğunluk karşılaştırma operatörü niş oluşumu yerine kullanılmış ve son olarak elitist strateji bu algoritmaya eklenmiştir. Bu yeni kavramlar, şu şekilde özetlenebilir.

NSGA-II'de, amaçları sıralamak için, iki değer hesaplanır: (1) baskınlık sayısı n_p, çözüm p 'yi domine eden çözümlerin sayısı; (2) S_p, çözüm p 'nin domine ettiği bir çözümler dizisi.

İlk domine edilemeyen tüm çözümler, baskılama sayısı olarak sıfır alacaktır. $n_p = 0$ ile her çözüm p için, S_p setinin her bir üyesi (s) ziyaret edilir ve onların her bir baskılama sayısı bir azalır. Bunu yaparken, eğer herhangi bir üye için q baskılama sayısı sıfır olursa, bu, Q diye adlandırılan ayrı bir listeye konulur. Bu üyeler ikinci domine edilemeyen yüzeye ait ayrı bir liste halinde tutulur. Bu süreç bütün yüzeyler tanımlanıncaya kadar devam eder.

NSGA-II, yoğunluk tahmini ölçeri ve yoğunluk karşılaştırma operatörü çeşitliliği korumak için kullanılır. Yoğunluk tahmini ölçeri, popülasyondaki özel bir çözümü

çevreleyen çözümlerin yoğunluğunun tahmin edilmesini sağlar ve her bir amaç fonksiyonu için bu noktanın iki yanındaki noktaların ortalama mesafesi şeklinde hesaplanır. Bu nicelik i_{distance}, yakın komşuları köşe olarak kullanıp oluşturulan küboidin çevresinin tahminine hizmet etmektedir. Şekil 6.35'te, onun karşısındaki (içi dolu daireler ile işaretlenmiş) *i.* çözümün yoğunluk uzaklığı küboidin ortalama yan uzunluğudur (kesik çizgili bir kutu içinde gösterilen). Şekilde, içi dolu daireler olarak işaretlenmiş noktalar aynı yüzeyin çözümleridir.



Şekil 6.35 : Yoğunluk mesafesi hesaplaması.

Yoğunluk mesafesi hesaplama, her bir amaç fonksiyonu değerine göre popülasyonu artan düzende sıralamayı gerektirir. Bundan sonra, her bir amaç fonksiyonu için, sınır çözümlere (en küçük ve en büyük fonksiyon değerleri ile çözümler) sonsuz bir mesafe değeri atanır. Tüm diğer ara çözümlere, iki komşu çözümün fonksiyon değerlerinde mutlak normalleştirilmiş farka eşit mesafe değeri atanır. Bu hesaplama diğer amaçlar için de devam eder. Toplam yoğunluk mesafesi değeri, her amaca karşılık gelen bireysel mesafe değerlerinin toplamı olarak hesaplanır. Her bir amaç fonksiyonu, yoğunluk mesafesini hesaplamadan önce normalleştirilir. Bu mesafe ölçüsünün daha küçük bir değere sahip olduğu bir çözüm, bir anlamda, diğer çözümlere göre daha karışıktır.

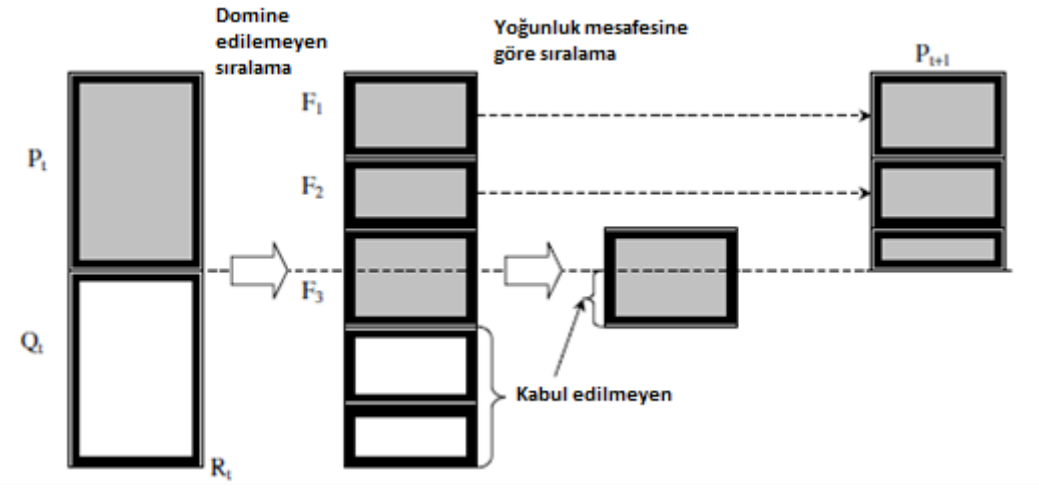
Yoğunluk karşılaştırma operatörü $\prec_n$ düzgün dağılan Pareto optimal yüzeyi doğrultusunda, algoritmanın çeşitli aşamalarında seçim sürecine rehberlik eder. Popülasyondaki her bir birey i'nin iki özelliğinin olduğunu varsayalım: (1) $i_{rütbe}$, domine edilemeyen sıralama ve (2) $i_{\text{yoğ.mesafesi}}$, yoğunluk mesafesi.

$\prec_n$'nin kısmi bir düzeni aşağıdaki gibi tanımlanabilir. Eğer birey i'nin domine edilemeyen sıralaması birey j'nin domine edilemeyen sırasından daha küçükse veya bu iki bireyin domine edilemeyen sıralamalarının eşit olduğu durumda, birey i'nin yoğunluk mesafesi birey j'ninkinden büyükse, birey i seçilir.

$$i \prec_n j \quad \text{eğer } (i_{rütbe} < j_{rütbe}) \text{ ise,}$$
$$\text{veya;}$$
$$i_{rütbe} = j_{rütbe} \quad \text{ve } (i_{\text{yoğ.mesafesi}} > j_{\text{yoğ.mesafesi}})$$

Farklı domine edilemeyen sıralamalara sahip iki çözümden daha iyi sıralamaya sahip olan seçilir. Aksi takdirde, eğer iki çözüm de aynı yüzeye aitse, daha az yoğun olan bölgedeki çözümü tercih ederiz.

Algoritma rasgele oluşturulan bir nüfus (P_0) ile başlar. Her çözüme amaç fonksiyonuna göre bir uygunluk değeri atanır. İlk önce, ikili turnuva seçimi, rekombinasyon ve mutasyon operatörleri kullanılarak, Q_0'ın çocuk nüfusu, N (nüfus büyüklüğü) boyutlu şekilde oluşturulur. Bu adımdan sonra elitist strateji uygulanmaktadır [66]. Bir nesil için (t), ilk önce $2N$ boyutunda birleştirilmiş bir popülasyon $R_t = P_t \cup Q_t$ oluşturulur. Daha sonra R_t, domine edilemeyen ve F_1 diye adlandırılmış gruplandırılmış en iyi domine edilemeyen küme olarak sıralanır, sonra ikinci en iyi küme F_2 olarak adlandırılır ve böylece devam eder. Bireylerin (F_1'den itibaren) toplamı olan ilk sizi F_j belirlenir. F_j dizisi yoğunluk mesafesine göre sıralanır ve F_j'nin bireylerinin k'sı (burada $k = \sum_{i}^{j-1} |F_i|$), $(t+1)$ nesline geçirilir (Şekil 6.36), [67], [68].



Şekil 6.36 : NSGA-2 prosedürü.

NSGA-II işlem süreci Şekil 6.37'de görülmektedir.

Girdi:
- Çok amaçlı problem $f(x) = (f_1(x), f_2(x), ..., f_n(x))$
- Popülasyon büyüklüğü, N
- Maksimum nesil sayısı, gen_{max}

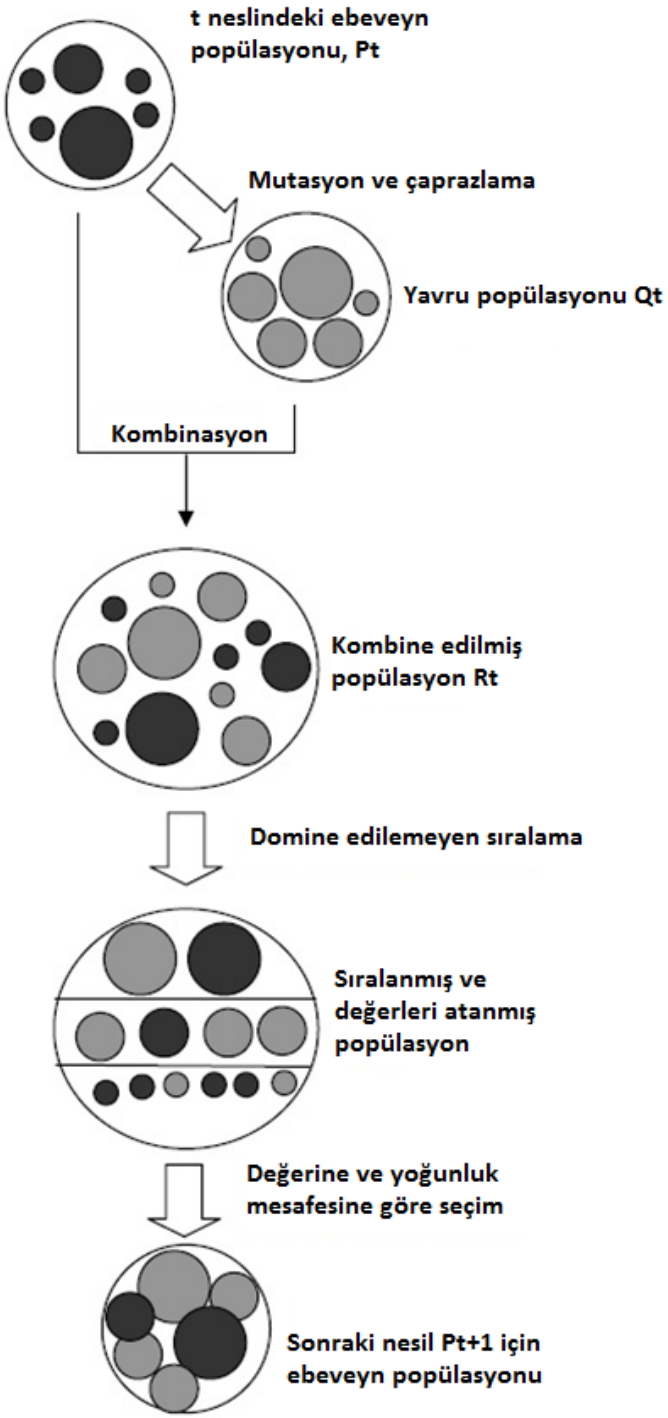
Çıktı:
- Domine edilemeyen seviyeler

Adım 1 – Kurulum
- $gen = 0$
- Rasgele çözümlerin popülasyonlarını oluştur $P = \{P1, ..., PN\}$
- Amaç vektörünü değerlendir $f(Pi), \quad \forall i \in \{1, ..., N\}$
- Pareto baskınlığına göre değerlerini (rank) ata $r(Pi), \quad \forall i \in \{1, ..., N\}$

Adım 2 – Güncelleme
- Her bir $i = 1, ..., N$ için; ikili turnuva seçimi, yeniden kombinasyon ve mutasyon kullanarak çocuk P'yi oluştur.
- Her bir Aile P ve Çocuk P için
  - Paretoya dayalı değer ata.
  - Domine edilemeyen vektör kümesini oluştur.
  - Seviyeden başlayarak N birey için bir sonraki nesle çözümleri ekle.
  - Her bir seviyedeki noktalar arasındaki yoğunluk uzaklığına karar ver.
- En düşük seviyedeki elitist seçim ve yoğunluk uzaklığı dışındadır.

Adım 3 – Durma Kriteri
- Eğer $gen = gen_{max}$ ise dur ve domine edilemeyen seviyeleri çıktıla.
  - Aksi takdirde, $gen = gen + 1$, Adım 2'ye git.

Şekil 6.37 : NSGA-II algoritması.

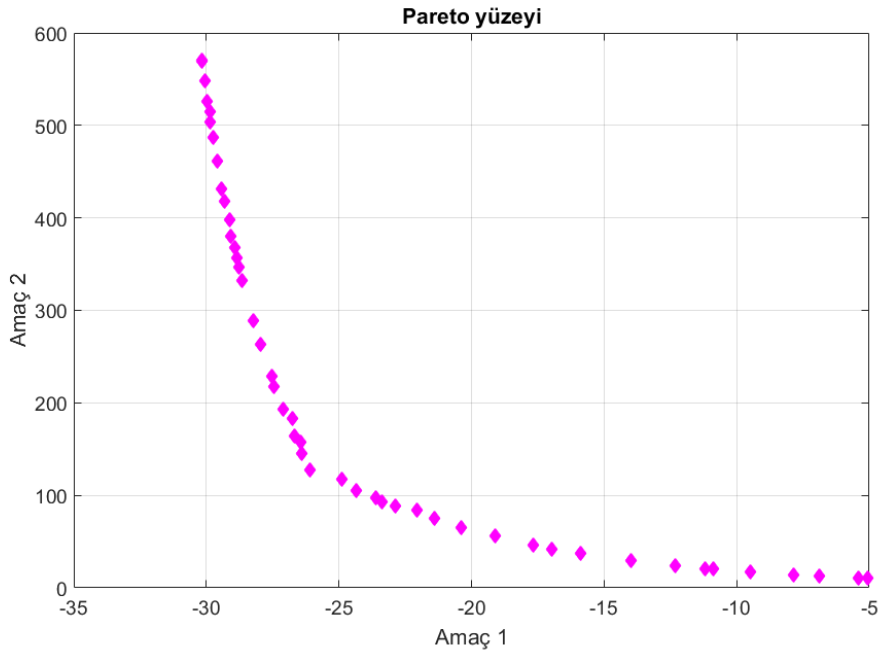


Şekil 6.38 : Bir nesil üzerinde NSGA-2 popülasyon ilerlemesi.

6.6.2.1 NSGA-II Yöntemi ile Optimizasyon

NSGA-II yöntemi ile optimizasyonunun iki amaç fonksiyonundan biri DPF için toplam ses iletim kaybı değerini maksimum yapmak, bir diğeri ise geri basınç değerini minimum yapmaktır. Bunun için NSGA-II yöntemi ile optimizasyon 500 popülasyon

büyüklüğü ve 100 nesil sayısı için gerçekleştirilmiştir. Bu yöntem ile elde edilen Pareto yüzeyi Şekil 6.39'da görülmektedir.



Şekil 6.39 : NSGA-2 yöntemi ile çözümde Pareto yüzeyi.

Çizelge 6.11, DPF için belirlenen iki amaç fonksiyonunun değerlerini ve bu değerleri veren parametre değerlerini göstermektedir. f1 ve f2 sırasıyla, toplam TL değerini ve geri basnıç değerini göstermektedir. x1, x2, x3 ve x4 ise sırasıyla DPF'nin kanal genişliğini, kanal uzunluğunu, çapını ve kanal duvar kalınlığını göstermektedir. Tekil frekanslarda oluşan maksimum TL değerlerini elimine ederek ve pareto yüzeyi de göz önünde bulundurarak, iki amacı da sağlayacak en uygun tasarım değerleri sarı ile boyalı hücrelerdeki değerler olarak belirlenmiştir.

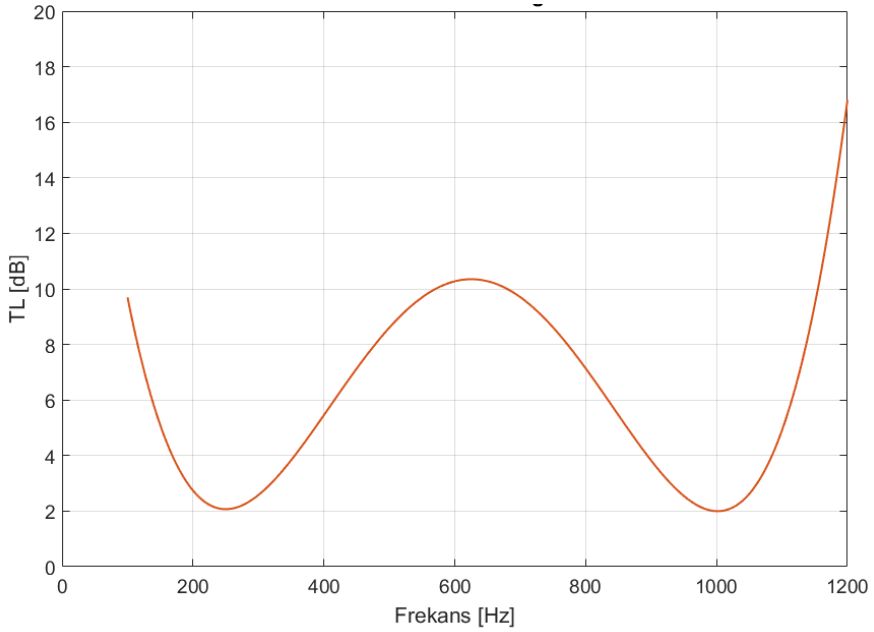
Çizelge 6.11 : 4 değişkene bağlı amaç fonksiyonu değerleri.

f1	f2	x1	x2	x3	x4
-5,05299	10,61749	0,00250	0,20000	0,10000	0,00010
-30,16610	570,25386	0,00116	0,16185	0,10000	0,00080
-5,05299	10,61749	0,00250	0,20000	0,10000	0,00010
-13,99504	28,97106	0,00250	0,18383	0,10000	0,00028
-15,88831	36,89868	0,00250	0,19216	0,10000	0,00037
-9,46367	17,10867	0,00250	0,20000	0,10000	0,00018
-12,30940	23,75739	0,00250	0,18350	0,10000	0,00023
-7,86370	14,32817	0,00250	0,19737	0,10000	0,00014
-26,08421	127,22409	0,00250	0,14870	0,10006	0,00080
-29,41695	430,85693	0,00129	0,16116	0,10000	0,00080
-19,09951	56,08780	0,00250	0,18377	0,10000	0,00050
-22,04603	83,50096	0,00238	0,16558	0,10000	0,00060
-27,93917	262,96484	0,00161	0,16152	0,10000	0,00080
-27,45127	217,58510	0,00179	0,15527	0,10001	0,00080
-20,39885	65,48047	0,00250	0,15941	0,10000	0,00052
-29,13883	397,71956	0,00132	0,16707	0,10000	0,00080
-24,34523	104,83553	0,00250	0,15434	0,10000	0,00072
-5,39543	11,00437	0,00250	0,20000	0,10000	0,00010
-10,89465	20,16320	0,00250	0,20000	0,10000	0,00021
-28,23125	289,27509	0,00153	0,16228	0,10000	0,00080
-22,86721	88,07007	0,00250	0,15500	0,10000	0,00063
-24,89676	117,82959	0,00250	0,16151	0,10000	0,00080
-29,32890	417,50122	0,00131	0,16199	0,10000	0,00080
-26,73933	182,77707	0,00193	0,15338	0,10001	0,00078
-6,87321	12,89109	0,00250	0,19675	0,10000	0,00013
-11,18896	20,77872	0,00250	0,19540	0,10000	0,00021
-29,60271	460,96619	0,00126	0,16271	0,10000	0,00080
-29,06510	380,16099	0,00136	0,16129	0,10000	0,00080
-27,11388	192,98248	0,00194	0,15090	0,10008	0,00080
-23,62429	97,61850	0,00250	0,15911	0,10000	0,00069
-26,68959	163,73232	0,00214	0,14986	0,10006	0,00080
-16,97945	42,29691	0,00250	0,17106	0,10000	0,00038
-21,38196	75,64452	0,00250	0,17362	0,10000	0,00061
-29,75339	487,41926	0,00123	0,16171	0,10000	0,00080
-29,60471	461,33086	0,00126	0,16281	0,10000	0,00080
-28,92314	367,96577	0,00137	0,16487	0,10000	0,00080
-26,40596	145,68000	0,00230	0,14902	0,10003	0,00080
-29,84016	503,57822	0,00122	0,16167	0,10000	0,00080
-23,36788	93,49848	0,00250	0,15561	0,10000	0,00066
-29,87456	514,86284	0,00120	0,16765	0,10000	0,00080

Optimizasyon sonucunda maksimum değeri veren parametre kombinasyonları incelendiğinde elde edilen parametre değerleri Çizelge 6.12'de yer almaktadır. Bu değerlere bağlı olarak DPF'nin ses iletim kaybı eğrisi, matematik model kullanılarak çizdirildiğinde Şekil 6.40'taki grafik elde edilmektedir.

Çizelge 6.12 : NSGA-2 yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerleri.

Parametre	**Optimum Parametre Değeri**
Kanal genişliği, d_h [m]	0.00238
DPF uzunluğu, L [m]	0.16558
DPF çapı, d [m]	0.1
Kanalların duvar kalınlığı, h_t [m]	0.0006



Şekil 6.40 : NSGA-2 yöntemi ile elde edilen optimum parametre değerlerine göre ses iletim kaybı eğrisi.

7. SONUÇLAR

Bu çalışmada bir Dizel Partikül Filtresinin akustik performansını hedeflenen sınırlar içerisinde en uygun hale getirecek olan tasarımı belirlemek için analitik, parametrik, sayısal ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiş ve ardından birbirinden farklı optimizasyon yöntemleri kullanılarak optimal dizel partikül filtresi belirlenmiştir.

İlk olarak yapının akustik davranışını parametrik olarak inceleyebilmek amacıyla literatürde yer alan çalışmalardan da yararlanılarak ve gerekli kabuller yapılarak bir matematik model oluşturulmuş ve MATLAB programı ile doğruluğu kontrol edilmiştir. Transfer matrisi metodu kullanılarak oluşturulan analitik model ile elde edilen ses iletim kaybı (TL) eğrisi grafikleri literatürde yer alan grafiklerle karşılaştırılmış ve sonuçların, literatürdeki veri eksikliklerinden kaynaklandığı düşünülen küçük farklar dışında uyumlu olduğu gözlenmiştir.

Oluşturulan matematik modeli doğrulamak için literatürdeki verilerin yanı sıra deneysel çalışmalardan da faydalanılmıştır. Dizel partikül filtreleri için akış ve akustik ölçümleri gerçekleştirmek üzere bir deney düzeneği kurulmuştur. Farklı hızlar için ölçümler yapılmış, her ölçüm için dizel partikül filtresine ait basınç kaybı grafikleri elde edilmiştir. Deneysel çalışmalar piyasadan temin edilen farklı özelliklere sahip 4 tip dizel partikül filtresi için gerçekleştirilmiştir. Gerek akış gerekse akustik ölçümlerinde tekrarlanabilirliğin oldukça yüksek olduğu görülmüştür. Ölçümlerden elde edilen verilerle oluşturulan TL eğrilerinin, matematik model ile elde edilen sonuçlarla uyumlu olduğu görülmektedir. Aradaki küçük farklılıkların, test edilen DPF'lerin geçirgenlik gibi bazı özellikleri konusunda üretici firmanın net bilgiler vermemesinden kaynaklandığı değerlendirilmiştir.

Bu karşılaştırmalar sonucunda gerek literatürde yer alan sonuçlar ile gerekse deneysel çalışmalar ile doğrulanan matematik modelin artık DPF optimizasyonu için kullanılabilir bir model olduğu kanısına varılabilmektedir.

Analitik çalışmalar kapsamında, DPF'lere ait DPF'nin uzunluğu, çapı, içerisinde yer alan kanalların genişliği, kanalların duvar kalınlığı, DPF'deki toplam kanal sayısı,

kanal içerisindeki sıcaklık, kanal duvarlarının geçirgenliği, akışkanın yoğunluğu, gözenekli duvardaki gaz yoğunluğu, dinamik viskozite, DPF'nin giriş ve çıkışındaki açık alan oranı, uç düzeltmesi ve son olarak kanal basınç kayıp faktörü parametrelerinin DPF'nin akustik davranışına etkileri oluşturulan matematik modelden faydalanılarak incelenmiştir. Bunun sonucunda bu parametrelerin değişiminin iletim kaybı eğrisi üzerine etkilerinin yanı sıra parametreler uygun bir aralıkta değiştirilirken optimizasyonda esas alınan amaç fonksiyonunun kaç ekstremumdan geçeceği hakkında fikir edinilmiştir.

Tez kapsamında, optimum akustik performansa sahip Dizel Partikül Filtresini belirlemek için birbirinden farklı optimizasyon yöntemleri kullanılmıştır. İlk çalışmalar Ardışık Kuadratik programlama ve Nelder-Mead algoritmaları ile gerçekleştirilmiştir. Ardından Genetik algoritmalar, Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO), Çok Ölçütlü Genetik Algoritma ve NSGA-2 yöntemleri kullanılmıştır.

Optimizasyon akustik performansın belirleyicisi olan parametrelerden iletim kaybı (TL) parametresi ile göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir. Her frekansta ayrı bir değere sahip olan TL parametresinin maksimize edilmesi, her frekans için ayrı bir geometriye sahip yeni bir DPF anlamına geldiğinden optimizasyon problemi incelenen frekans aralığındaki tüm frekanslardaki TL değerlerinin toplamının maksimize edilmesi şeklinde kurgulanmıştır. DPF için incelenen frekans aralığındaki tüm frekanslardaki TL değerlerinin toplamı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$TL_{top} = 10 * \log_{10} \sum_{i} 10^{TL_i/10} \tag{7.1}$$

Motorun daha verimli çalışması için geri basınç parametresinin azaltılması istenmektedir. DPF'lerin performansını etkileyen bu parametre de göz önünde bulundurularak DPF'nin optimizasyonu çok ölçütlü optimizasyon problemi şeklinde de bir kurgulanmıştır. Dolayısıyla DPF optimizasyonu hem tek ölçütlü hem çok ölçütlü olarak gerçekleştirilmiştir. Çok ölçütlü optimizasyonda her iki amacın da ya maksimizasyon ya da minimizasyon yapması gerektiğinden tüm amaç fonksiyonları minimizasyon hedeflenecek şeklinde oluşturulmuştur.

DPF'nin optimizasyonu *kanal genişliği, kanal uzunluğu, DPF çapı* ve *duvar kalınlığı* parametreleri optimizasyon parametreleri olarak belirlenerek gerçekleştirilmiştir. Seçilen optimizasyon parametreleri için alt ve üst sınırlar, DPF'nin araç içerisinde

yerleştirilebileceği alan göz önünde bulundurularak, çeşitli üretici firma kataloglarından elde edilen veriler ışığında belirlenmiştir. Optimizasyonda kullanılan ve referans olarak seçilen başlangıç değerleri, Allom ve Abom'un *"Acoustic modelling and testing of diesel particulate filters"* isimli makalelerinde yer alan DPF'ye aittir.

Optimizasyon probleminin kaç tane ekstremuma sahip olduğu hakkında net bir bilgi olmadığından, tek seferde bulunan noktanın yerel ekstremum olma ihtimali söz konusudur. Bu nedenle problemin çözümü gerçekleştirilirken, kullanılan algoritmalar başlangıç değerleri değiştirilerek bir çok defa uygulanmıştır. Optimizasyon sonucunda zaman zaman sadece tek bir frekansta maksimum değere sahip ancak diğer frekanslarda oldukça düşük TL değerine sahip grafik veren tasarım önerisi elde edilmektedir. Bu gibi tasarım önerileri incelemelerden sonra elenmiş ve yeni bir başlangıç önerisiyle optimizasyon tekrarlanmıştır.

Optimizasyon dört farklı yöntemle, başlangıç koşulları bir çok kez değiştirilerek gerçekleştirilmiş ve bir çok yerel maksimum bulunmuştur. Tasarım önerisi, bu yerel maksimumlar arasından en iyinin seçilmesi ile elde edilmiştir.

Problemin tek ölçütlü optimizasyon problemi şeklinde kurgulanarak farklı algoritmalarla çözümünde elde edilen sonuçlar incelendiğinde, dört farklı çözüm için de neredeyse aynı çözüm elde edildiği görülmektedir. Optimizasyon sonucunda belirlenen parametrelere göre elde edilen TL grafikleri incelendiğinde, yeni tasarım önerisiyle referans olarak belirlenen DPF modeli ile karşılaştırıldığında özellikle yüksek frekanslarda olmak üzere kayda değer bir iyileşme sağlandığı tespit edilmiştir.

Çok ölçütlü optimizasyon problemlerinin çözümleri incelendiğinde ise yine birbiriyle tutarlı sonuçlar elde edilmiştir. Tasarım önerilerine ait TL grafikleri incelenerek, tek ölçütlü optimizasyon çözümü ile karşılaştırıldığında TL değerlerinde azalma görülmektedir. Bu, aynı zamanda ikinci amaç fonksiyonunu da minimize etme hedefinden kaynaklanmaktadır. Tek ölçütlü optimizasyon sonucunda önerilen DPF tasarımı basınç kaybı eğrisi açısından optimum değeri vermemektedir. Bu nedenle pareto yüzeyleri incelenerek, iki amaç fonksiyonunu da minimize edecek optimum çözüm önerisi belirlenmiştir.

KAYNAKLAR

[1] **Weston, D.E.** (2002). The Theory of the Propagation of Plane Sound Waves in Tubes. *Proc. Phys. Soc. Sect. B, 66* (March), 695–709.

[2] **Jambhekar, V.A.** (2011). *Forchheimer Porous-media Flow Models - Numerical Investigation and Comparison with Experimental Data* (Master's Thesis).Retrived from http://www.hydrosys.uni-stuttgart.de/

[3] **Selamet, A., Easwaran, V., Novak, J.M. & Kach, R.A.** (1998). Wave attenuation in catalytic converters: Reactive versus dissipative effects, *J. Acoust. Soc. Am., 103* (2), 935-943.

[4] **Dokumaci, E.** (1997). On Transmission of Sound in Circular and Rectangular Narrow Pipes With Superimposed Mean Flow. *J. Sound Vib., 210* (3), 375-389.

[5] **Rodarte, E., Singh, G., Miller, N. R ve Hrnjak, P.** (2000). Sound Attenuation in Tubes Due To Visco-Thermal Effects. *J. Sound Vib., 231* (5), 1221–1242.

[6] **Dokumacı, E.** (2001). A Discrete Approach for Analysis of Sound Transmission in Pipes Coupled With Compact Communicating Devices. *J. Sound Vib., 239* (4), 679–693.

[7] **Dokumacı, E. (**2001). An Approximate Dispersion Equation for Sound Waves in a Narrow Pipe With Ambient Gradients. *J. Sound Vib., 240* (4), 637–646.

[8] **Dokumacı, E.** (2001). Sound Transmission in Mufflers With Multiple Perforated Co-Axial Pipes. *J. Sound Vib., 247* (3), 379–387.

[9] **Dokumacı, E.** (2003). On one-port characterization of noise sources in ducts by using external loads. *J. Sound Vib., 260* (3), 389–402.

[10] **Dokumacı, E.** (2002). Sound wave motion in pipes having time-variant ambient temperature. *J. Sound Vib., 263* (1), 47–68.

[11] **Keskin, A.** (2009). Dizel Motorlarında Partikül Madde Emisyon Kontrolü ve Gelişmeler, *5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu,* Karabük, Türkiye: 13–15 Mayıs.

[12] **Keskin, A.** (2011). Dizel Partikül Filtrelerinde Rejenerasyon Yöntemleri, *Mühendis ve Makina, 52*, 54-61.

[13] **Majewski, W.A.** (2007). Diesel Particulate Filters, 1–12, Retrieved from http://www.dieselnet.com/tech/dpf_top.html..

[14] **Mutlu, İ ve Keskin, A.** (2011). Dizel Parti kül Filtreleri ve Malzemeleri, *6. International Advanced Technologies Symposium*, Elazığ, Türkiye, 16–18 Mayıs.

[15] **Stratakis, G.A., Psarianos, D. L. ve Stamatelos, A.M.** (2002). Experimental investigation of the pressure drop in porous ceramic diesel particulate filters, *Journal of Automobile Engineering, 216*, 773–785.

[16] **Liu, Z. G. ve Miller, R. K.** (2002). Flow Distributions and Pressure Drops of Wall-Flow Diesel Particulate Filters, *SAE 2002 World Congress*, Detroit, Michigan, March 4-7.

[17] **Yoon, C. S. , Song, S. H. ve Chun, K. M.** (2007). Measurement of Soot Mass and Pressure Drop Using a Single Channel DPF to Determine Soot Permeability and Density in the Wall Flow Filter, *SAE 2002 World Congress*, Detroit, Michigan, April 16-19.

[18] **Zhang, M., Ping, S.. ve Lihua, L.** (2011). Model of pressure drop and filtration efficiency in clean DPF, *2011 Int. Conf. Electr. Inf. Control Eng. ICEICE 2011 - Proc.*, 2329–2333.

[19] **Tang, W. , Wahiduzzaman, S. , Wenzel, S. ve Wang, W.** (2009). Modeling Aspects of Asymmetric Channel Configuration DPFs, *SAE International*, https://saemobilus.sae.org/content/2009-01-1272.

[20] **Allam, S. ve Åbom, M.** (2006). Modeling and Testing of After-Treatment Devices, *J. Vib. Acoust., 128* (3), 347-356.

[21] **Allam, S. ve Åbom, M.** (2005). Acoustic modelling and testing of diesel particulate filters, *J. Sound Vib., 288* (1–2), 255–273.

[22] **Knutsson, M. ve Abom, M.** (2008). Sound propagation in narrow tubes including effects of viscothermal and turbulent damping with application to charge air coolers, *J. Sound Vib., 320* (1–2), 289–321.

[23] **Elnady, T. , Elsaadany, S. ve Åbom, M.** (2008). Flow And Pressure Drop Calculatıon Usıng Two-Ports, *15th International Congress on Sound and Vibration*, Daejeon, Korea, July 6-10.

[24] **Torregrosa, A. J. , Serrano, J. R., Arnau, F.J. ve Piqueras, P.** (2011). A fluid dynamic model for unsteady compressible flow in wall-flow diesel particulate filters, *Energy, 36* (1), 671–684.

[25] **Payri, F., Broatch, A., Serrano, J. R. ve Piqueras, P.** (2011). Experimental-theoretical methodology for determination of inertial pressure drop distribution and pore structure properties in wall-flow diesel particulate filters (DPFs), *Energy, 36* (12), 6731–6744.

[26] **Bensaid, S., Marchisio, D.L., Fino, D., Saracco, G. ve Specchia, V.** (2009). Modelling of diesel particulate filtration inwall-flowtrap, *Chemical Engineering Journal journal*, *154*, 211-218.

[27] **Gao, W. ve Feng, L.** (2011). FEM Analysis on Acoustic Performance of Wall Flow Diesel Particulate Filters, *Chinese J. Mech. Eng., 24*.

[28] **Dokumaci, E.** (2010). Sound transmission in pipes with porous walls, *J. Sound Vib., 329* (25), 5346–5355.

[29] **Campos, L. M. B. C. ve Oliveira, J. M. G. S.** (2011). On the acoustic modes in a duct containing a parabolic shear flow, *J. Sound Vib., 330* (6), 1166–1195.

[30] **Michelin, J., Figueras, B., Bouly, C., France, B. ve Maret, D.** (2000). Optimized Diesel Particulate Filter System for Diesel Exhaust Aftertreatment, *SAE 2000 World Congress*, Detroit, Michigan, March 6-9.

[31] **Barataud, C., Bardon, S., Bouteiller, B. ve Gleize, V.** (2003). Diesel Particulate Filter Optimization, *SAE 2003 World Congress*, Detroit, Michigan, March 3-6.

[32] **Jun, F., Jinke, G., Yunqing, L. ve Guohai, J.** (2011). Study on Structure Optimization of Diesel Particulate Filter Based on Flow Field Distribution Characteristics, *2011 Int. Conf. Comput. Distrib. Control Intell. Environ. Monit.*, *1*, 616–619.

[33] **Beckert, W., Dannowski, M., Wagner, L., Adler, J. ve Mammitzsch, L.** (2005). Optimization of DPF Structures with a 3D-Unit Cell Model, *The Proceedings of the 2013 COMSOL Conference*, Roterdam, Neitherlands.

[34] **Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B. ve Sanders, J.V.** (1982). *Fundamentals of Acoustics*. USA: John Wiley&Sons.

[35] **Munjal, M. L.** (1987). *Ducts and Mufflers with Application to Exhaust and Ventilation System Design*. Canada: Wiley-Interscience Publication.

[36] **Masoudi, M., Zink, U., Then, P., Cash, T. ,Thompson, D. ve Heibel, A.** (2000). Predicting Pressure Drop of Wall-Flow Diesel Particulate Filters--Theory and Experiment, *SAE 2000 World Congress*, Detroit, Michigan, March 6-9.

[37] **Konstandopolous, A. ve Johnson, J. H.** (1989). Wall-Flow Diesel Particulate Filters-Their Pressure Drop and Collection Efficiency, *SAE Pap. No. 890405*.

[38] **Boij, S. ve Nilsson, B.** (2003). Reflection of sound at area expansions in a flow duct, *J. Sound Vib.*, *260* (3), 477–498.

[39] **Davies, P.O.A.L.** (1988). Practical flow duct acoustics," *J. Sound Vib.*, *124* (1), 91–115.

[40] **Munjal, M.L.** (1987). *Acoustics of Ducts and Mufflers*. New York: Wiley.

[41] **Konstandopoulos, A.G.** /(2003). Flow Resistance Descriptors for Diesel Particulate Filters: Definitions, Measurements and Testing, *SAE Tech. Pap. Ser.*, 2003–01–08, no. 724.

[42] **Turhan, Ö.** (2011). *Optimizasyon Yöntemleri - Ders Notları*.

[43] **Yang**, **X.-S.** (2010). *Engineering Optimization*. New York: Wiley.

[44] **Yıldız, A. R.** (2006). *Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi* (Doktora Tezi). Alıntı https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi.

[45] **Eldem, H.** (2014). *Karınca Koloni Optimizasyonu (Kko) Ve Parçacık Sürü Optimizasyonu (Pso) Algoritmaları Temelli Bir Hiyerarşik Yaklaşım Geliştirilmesi* (Yüksek Lisans Tezi). Alıntı https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi.

[46] **Arora, J. S.** (1989). *Introduction to Optimum Design*. USA: Elsevier Academic Press.

[47] **Sequential Quadratic Programming (SQP)**. http://www.mathworks.com/help/optim/ug/constrained-nonlinear-optimization-algorithms.html?s_tid=srchtitle#f26622.

[48] **Özdemir**, **E.** Değişken Metrik Yöntemlere Giriş ve Davidon-Fletcher-Powell Yöntemi. Alıntı http://www.arastirmax.com/system/files/dergiler/2057/makaleler/10/2/arastirmax-degisken-metrik-yontemlere-giri-davidon-fletcher-povvell-yontemi.pdf

[49] **Eray, T.** (2011). *Lineer Olmayan Sistemlere Kuadratik Optimal Kontrol Yöntemleri ile Model Öngörülü Kontrol Uygulanması ve Karşılaştırılması* (Doktora Tezi). Alıntı https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi.

[50] **Quasi-Newton Methods.** http://www.mathworks.com/help/optim/ug/unconstrained-nonlinear-optimization-algorithms.html#brnpcye.

[51] **Yıldız, Z.** (2011). *Endüstriyel Sıvılardan Elektromanyetik Filtrasyon Yöntemiyle Demir Uzaklaştırılması ve Proses Parametrelerinin Optimizasyonu*, (Yüksek Lisans Tezi). Alıntı https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi.

[52] **Gülsün, B., Tuzkaya, G. ve Duman, C.** (2009). Genetik Algoritmalar ile Tesis Yerleşimi Tasarımı ve Bir Uygulama, *Doğuş Üniversitesi Derg., 10* (1), 73–87.

[53] **Goldberg, D. E.** (1989). *Genetic Algorithms in Search Optimization and Machine Learning*. USA: addison Wesley Publishing Company.

[54] **Bolat, B., Erol, K. O. ve İmrak, C. E.** (2004). Genetic Algorithms in Engineering Applications and The Function of Operators, *J. Eng. Nat. Sci. Mühendislik ve Fen Bilim. Derg., 4*.

[55] **Genel, H.** (2004). Genetik Algoritmalarla Portföy Optimizasyonu, (Yüksek Lisans Tezi). Alıntı https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi.

[56] **Yıldız, A. R.** (2006). *Tasarım Optimizasyon Problemlerinin Çözümü İçin Çok Amaçlı Arama Tabanlı Bir Sistemin Geliştirilmesi* (Doktora Tezi). Alıntı https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi.

[57] **Kurt, M. ve Semetay, C.** *Genetik Algoritma ve Uygulama Alanları.*

[58] **Zeren, F. ve Bayğın**, **M.** (2015). Genetik Algoritmalar ile Optimal Portföy Seçimi : BİST-30 Örneği, *J. Bus. Res. Turk*, *7* (1), 309–324.

[59] **Emel, G. G. ve Taşkın, Ç.** (2002). Genetik Algoritmalar ve Uygulama Alanları, *Uludağ Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilim. Fakültesi Dergisi, 21* (1), 129-152.

[60] **Kand, V. F.A.** (2014). *Çok Amaçlı NSGA-II ve MOPSO Optimizasyon Algoritmaları ile Kablosuz Algılayıcı Ağlarında Optimum Küme Başı Yeri Seçimi ve Kümelemesi,* (Yüksek Lisans Tezi). Alıntı https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi.

[61] **Bagchi, T. P.** (1999). *Multiobjective scheduling by genetic algorithms*, New York: Springer Science.

[62] **Genç, H. M.** (2012). *Enchanced Hybrid Big Bang - Big Church Optimization Algorithms and Applications on Single and Multi-objective Airport Gate Assignment Problem*, (Doktora Tezi). Alıntı https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi.

[63] **Küçükdeniz, T.** (2009). *Sürü Zekası Optimizasyon Tekniği ve Tedarik Zinciri Yönetiminde Bir Uygulama*, (Doktora Tezi). Alıntı

https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi.

[64] **Özsğlam, M. Y. ve Çunkaş, M.** (2008). Optimizasyon Problemlerinin Çözümü için Parçacık Sürü Optimizasyonu Algoritması, *J. Polytech., 11* (4), 299–305.

[65] **Özdemir, G., Karabıyık, M., Çalışkan, S. ve Büyükçulcu, A.** *Parçacık Sürüsü Optimizasyonu yöntemi Kullanılarak Arama ve Kurtarma Faaliyetlerinin Verimliliğinin Arttırılması,* Alıntı: http://www.afad15.gov.tr/

[66] **Deb, K., Member, A., Pratap, A., Agarwal, S. ve Meyarivan, T.** (2002). A Fast and Elitist Multiobjective Genetic Algorithm: NSGA-II, 182 *IEEE Transactıons On Evolutıonary Computatıon*, *6* (2), 182–197.

[67] **Yıldırım Okay, F. ve Suat, Ö.** (2015). Kablosuz Algılayıcı Ağlarda Kapsama Alanının Çok Amaçlı Evrimsel Algoritmalar ile Artırılması, *J. Fac. Eng. Archit. Gazi Univ., 30* (2), 143–153.

[68] **Sağ, M. ve Cunkaş, T.** (2009). Çok Amaçlı Genetik Algoritmalar için Bir Çevrimdışı Performans Değerlendirmesi, *5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09)*, Karabük, Türkiye, Mayıs 13-15.

[69] **Baker, K.** (2015). *Optimization Modeling with Spreadsheets*, New York: Wiley.

EKLER

EK A: MATLAB Kodları

EK A

```
clear all
clc
M1=0.02;
M2=0.02;
Min=M1;
Mout=M2;
dh=1.44e-3;
ro=1.025;
row=0.64;
L=0.25;
N=3.1e5;
d=0.15;
muw=2.8e-5;
ht=0.8e-3;
sigmaw=2.5e-13;
R1=184.1;
R2=39.2;
kappa=1.402;
R=287.05;
TT=200;
c=(kappa*R*TT)^0.5;
A=pi*((d/2)^2);
Rw=muw*ht/sigmaw;
B=c*row/(dh*Rw);
Zin=ro*c*A;
Zout=Zin;
mu=muw;
epsilon=28.45;
alfa=mu*epsilon/(dh^2);
f=100:5:1200;

Deneysel veriler ile TL eğrisi elde edilmesi

function [UffDataSets, Info, errmsg] = readuff(varargin)
error(nargchk(1, 3, nargin));
UffDataSets = [];
Info.errcode = [];
Info.nDataSets = 0;
Info.dsTypes = [];
Info.binary = [];
Info.errmsg = [];
Info.nErrors = 0;
errmsg = [];
recs = [];
dsTypes = [];
fileName = varargin{1};
readMode = 1;
if nargin > 1
   if isnumeric(varargin{2}) || isempty(varargin{2})
      recs = varargin{2};
      readMode = 2;
   elseif strcmpi(varargin{2}, 'infoonly')
      readMode = 0;
   else
      error('Unknown request in the second parameter');
   end
end
if nargin > 2
   if isnumeric(varargin{3}) || isempty(varargin{3})
```

```
    else
        error('Unknown request in the third parameter');
    end
end
errN = 0;               try
    fid = fopen(fileName, 'r');
    if fid == -1,
        errN = errN + 1;
        errmsg{errN,1} = ['could not open file: ' fileName];
        disp(errmsg{errN});
        return
    end
    FILE_DATA = (fread(fid, 'uint8=>char')).';
catch
    errN = errN + 1;
    errmsg{errN,1} = ['error reading file contents: ' lasterr];
    fclose(fid);
    return
end
err = fclose(fid);
if err == -1
    errN = errN + 1;
    errmsg{errN,1} = 'error while closing file';
    disp(errmsg{errN});
end
ind = strfind(FILE_DATA, '    -1');
data_len = length(FILE_DATA);
for ii=length(ind):-1:1
    if ind(ii) == data_len
        continue
    end
    if ~isspace(FILE_DATA(ind(ii)+6))
        ind(ii) = [];
    end
end
nBlocks = floor(length(ind)/2);
if nBlocks < 1
    errN = errN + 1;
    errmsg{errN,1} = 'No valid blocks found';
    disp(errmsg{errN});
    return
end
blocks = zeros(nBlocks, 2);
blocks(:,1) = ind(1:2:2*nBlocks)';
blocks(:,2) = ind(2:2:2*nBlocks)'-1;
dataSetN = 0;
if isempty(recs)
    recs = 1:nBlocks;
end
try
    if readMode==2
        readScope = recs;
        if max(recs) > nBlocks
            error('Max block number to be read is too high');
        end
    else
        readScope = 1:nBlocks;
    end
        for ii=readScope
        [data_set_type, DataSetProp, blockLines, errMessage] = ...
              get_block_prop(blocks(ii,1), blocks(ii,2), FILE_DATA);
        if ~isempty(errMessage)
            errN = errN + 1;
            errmsg{errN,1} = errMessage;
            continue
        end
         dataSetN = dataSetN + 1;
```

```
      ds_errmsg = [];
      if readMode~=0
         if ~isempty(dsTypes)
            if ~find(dsTypes==data_set_type)
               continue
            end
         end
         if data_set_type == 58
            [ds_data,ds_errmsg] = extract58(fileName, FILE_DATA, blockLines, DataSetProp);
         elseif data_set_type == 15
            [ds_data,ds_errmsg] = extract15(FILE_DATA, blockLines);
         elseif data_set_type == 2411
            [ds_data,ds_errmsg] = extract2411(FILE_DATA, blockLines);
         elseif data_set_type == 2412
            [ds_data,ds_errmsg] = extract2412(FILE_DATA, blockLines);
            [ds_data,ds_errmsg] = extract82(FILE_DATA, blockLines);
         elseif data_set_type == 55
            [ds_data,ds_errmsg] = extract55(FILE_DATA, blockLines);
         else
            ds_data = [];
            ds_errmsg = ['unknown data-set (' num2str(data_set_type)  ') found in ' num2str(ii) '-th data-set '];
         end
         UffDataSets{dataSetN} = ds_data;
         UffDataSets{dataSetN}.dsType = data_set_type;
         UffDataSets{dataSetN}.binary = DataSetProp.binary;
      end
       Info.errmsg{dataSetN} = ds_errmsg;
      Info.dsTypes(dataSetN) = data_set_type;
      Info.binary(dataSetN) = DataSetProp.binary;
      if isempty(ds_errmsg)
         Info.errcode(dataSetN) = 0;
      else
         Info.errcode(dataSetN) = 1;
      end
   end
catch
   errN = errN + 1;
   errmsg{errN,1} = lasterr;
end
Info.nErrors = length(find(Info.errcode));
Info.nDataSets = dataSetN;
Info.errorMsgs = Info.errmsg(find(Info.errcode));
if ~isempty(errmsg)
   for ii=1:length(errmsg)
      disp(errmsg{ii});
   end
end

function [dataSet, DataSetProp, blockLines, errMessage] = get_block_prop(so, eo, FILE_DATA)

dataSet = [];
DataSetProp = [];
blockLines = [];
errMessage = [];
try
   blockData = FILE_DATA(so:eo);
   dataLen = length(blockData);
   lineBreaks = blockData==sprintf('\n') | blockData==sprintf('\r');
   lineBreaksInd = find(lineBreaks);
   toInd = zeros(length(lineBreaksInd)+1, 1);
   fromInd = zeros(length(lineBreaksInd)+1, 1);
   toInd(1:length(lineBreaksInd)) = lineBreaksInd-1;
   if lineBreaksInd(end) < dataLen
      toInd(length(lineBreaksInd)+1) = dataLen;
   end
   toInd = toInd(toInd>0);
   indToRemove = find(lineBreaks(toInd)==1);
```

```
    toInd(indToRemove) = [];
    if lineBreaksInd(1) > 1
        fromInd(1) = 1;
        fromInd(2:length(lineBreaksInd)+1) = lineBreaksInd+1;
    else
        fromInd(1:length(lineBreaksInd)) = lineBreaksInd+1;
    end
    if lineBreaksInd(end) == dataLen
        fromInd(length(lineBreaksInd)+1) = 0;
    end
    fromInd = fromInd(fromInd>0 & fromInd<=dataLen);
    indToRemove = find(lineBreaks(fromInd)==1);
    fromInd(indToRemove) = [];
    blockLines = [fromInd toInd];
    dataSetLine = blockData(blockLines(2,1):blockLines(2,2));
    dataSet = sscanf(dataSetLine(1:6), '%i', 1);
    if isempty(dataSet)
        errMessage = 'invalid data-set type specification found';
        return
    end
    if length(dataSetLine) < 7
        format = '';
    else
        format = sscanf(dataSetLine(7), '%c', 1);
    end
    if strcmpi(format, 'b')
        DataSetProp.binary = 1;
        DataSetProp.byteOrdering = sscanf(dataSetLine(8:13),'%i',1);
        DataSetProp.fpFormat = sscanf(dataSetLine(14:19),'%i',1);
        DataSetProp.nAsciiLines = sscanf(dataSetLine(20:31),'%i',1);
        DataSetProp.nBytes = sscanf(dataSetLine(32:43),'%i',1);
        DataSetProp.d1 = sscanf(dataSetLine(44:49),'%i',1);
        DataSetProp.d2 = sscanf(dataSetLine(50:55),'%i',1);
        DataSetProp.d3 = sscanf(dataSetLine(56:67),'%i',1);
        DataSetProp.d4 = sscanf(dataSetLine(68:end),'%i',1);
    else
        DataSetProp.binary = 0;
    end
    blockLines = blockLines(3:end,:) + so - 1;
    if size(blockLines,1) < 2
        errMessage = 'empty data block found';
        return
    end
catch
    errMessage = ['error reading basic info about data-set: ' lasterr];
    return
end

function [UFF, errMessage] = extract58(fileName, DATA, blockLines, DataSetProp)
UFF = [];
UFF.measData = [];
errMessage = [];
lineN = 1;
nLines = size(blockLines, 1);
try
    UFF.d1 = strim(sscanf(DATA(blockLines(1,1):blockLines(1,2)), '%c', 80));
    lineN = lineN + 1;
    UFF.d2 = strim(sscanf(DATA(blockLines(2,1):blockLines(2,2)), '%c', 80));
    lineN = lineN + 1;
    UFF.date = strim(sscanf(DATA(blockLines(3,1):blockLines(3,2)), '%c', 80));
    lineN = lineN + 1;
    UFF.ID_4 = strim(sscanf(DATA(blockLines(4,1):blockLines(4,2)), '%c', 80));
    lineN = lineN + 1;
    UFF.ID_5 = strim(sscanf(DATA(blockLines(5,1):blockLines(5,2)), '%c', 80));
    lineN = lineN + 1;
    tmpLine = DATA(blockLines(6,1):blockLines(6,2));
    tmpLine = [tmpLine repmat(' ', 1, 80-length(tmpLine))];
```

```
UFF.functionType = sscanf(tmpLine(1:5), '%i', 1);
tmp = sscanf(tmpLine(6:15),'%i', 1);
tmp = sscanf(tmpLine(16:20),'%i', 1);
UFF.loadCaseId = sscanf(tmpLine(21:30), '%i', 1);
UFF.rspEntName = sscanf(tmpLine(32:41), '%s', 1);
UFF.rspNode = sscanf(tmpLine(42:51), '%i', 1);
UFF.rspDir = sscanf(tmpLine(52:55), '%i', 1);
UFF.refEntName = sscanf(tmpLine(57:66), '%s', 1);
UFF.refNode = sscanf(tmpLine(67:76),'%i', 1);
UFF.refDir = sscanf(tmpLine(77:80),'%i', 1);
lineN = lineN + 1;
tmpLine = DATA(blockLines(7,1):blockLines(7,2));
tmpLine = [tmpLine repmat(' ', 1, 80-length(tmpLine))];
ordDataType = sscanf(tmpLine(1:10), '%i', 1);
numpt = sscanf(tmpLine(11:20),'%i', 1);  %     spacingType = sscanf(tmpLine(21:30), '%i', 1);
UFF.xmin = sscanf(tmpLine(31:43), '%g', 1);
UFF.dx = sscanf(tmpLine(44:56), '%g', 1);
UFF.zAxisValue = sscanf(tmpLine(57:69), '%g', 1);
lineN = lineN + 1;
tmpLine = DATA(blockLines(8,1):blockLines(8,2));
tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
abDataType = sscanf(tmpLine(1:10),'%i',1);
if ~(abDataType == 18 | abDataType == 17 | abDataType),
   errMessage = ['need frequency, time, or unknown data on abcissa at:' num2str(lineN)];
   return
end
tmp = sscanf(tmpLine(11:15),'%i',1);
tmp = sscanf(tmpLine(16:20),'%i',1);
tmp = sscanf(tmpLine(21:25),'%i',1);
temp = sscanf(tmpLine(27:46),'%s',1);
UFF.abscissaUnitsLabel = sscanf(tmpLine(48:end),'%s',1);
lineN = lineN + 1;
 tmpLine = DATA(blockLines(9,1):blockLines(9,2));
tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
ordNumeratorDataType = sscanf(tmpLine(1:10),'%i',1);
tmp = sscanf(tmpLine(11:15),'%i',1);
tmp = sscanf(tmpLine(16:20),'%i',1);
tmp = sscanf(tmpLine(21:25),'%i',1);
tmp = sscanf(tmpLine(27:46),'%s',1);
UFF.ordinateNumUnitsLabel = sscanf(tmpLine(48:end),'%s',1);
lineN = lineN + 1;
tmpLine = DATA(blockLines(10,1):blockLines(10,2));
tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
ordDenominatorDataType = sscanf(tmpLine(1:10),'%i',1);
tmp = sscanf(tmpLine(11:15),'%i',1);
tmp = sscanf(tmpLine(16:20),'%i',1);
tmp = sscanf(tmpLine(21:25),'%i',1);
temp = sscanf(tmpLine(27:46),'%s',1);
UFF.ordinateDenumUnitsLabel = sscanf(tmpLine(48:end),'%s',1);
lineN = lineN + 1;
tmpLine = DATA(blockLines(11,1):blockLines(11,2));
tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
tmp = sscanf(tmpLine(1:10),'%i',1);
tmp = sscanf(tmpLine(11:15),'%i',1);
tmp = sscanf(tmpLine(16:20),'%i',1);
tmp = sscanf(tmpLine(21:25),'%i',1);
temp = sscanf(tmpLine(27:46),'%s',1);
UFF.zUnitsLabel = sscanf(tmpLine(48:end),'%s',1);
lineN = lineN + 1;
if DataSetProp.binary
   if DataSetProp.byteOrdering == 1; format = 'l'; else; format = 'b'; end;
   if (ordDataType==2 | ordDataType==5)
      prec = 'float32';
      numLen = 4;
   else
      prec = 'double';
      numLen = 8;
```

```
    end
    fid = fopen(fileName,'r',format);
    if fid == -1
       errMessage = ['could not reopen file for binary data reading: ' fileName];
       return
    end
    status = fseek(fid, blockLines(12,1)-1, 'bof');
    if status
       errMessage = ['could not start reading binary data from ' fileName];
       return
    end
     complexOrd = (ordDataType == 5 | ordDataType == 6);
    if spacingType == 0
       n_ord_vals_to_read = (DataSetProp.nBytes - numpt*4)/numLen;
    else                % even
       n_ord_vals_to_read = DataSetProp.nBytes/numLen;
    end
    n_ord_vals_to_read = n_ord_vals_to_read/(1+complexOrd);
    if numpt ~= n_ord_vals_to_read
       warning('The number of bytes does not correspond to the number of values specified');
    end

    n_ord_vals_to_read = max(numpt, n_ord_vals_to_read)*(1+complexOrd);
    try
       if spacingType == 0
          absc_values = fread(fid, numpt, 'float32', numLen*(1+complexOrd*1));
          fseek(fid, blockLines(12,1)-1+4, 'bof');
          values = fread(fid, n_ord_vals_to_read, prec, 4);
          if complexOrd
             values = [absc_values; reshape(values, 2, numpt)];
             values = reshape(values, numpt*3, 1);
          else
             values = [absc_values; reshape(values, 1, numpt)];
             values = reshape(values, numpt*2, 1);
          end
       else
          values = fread(fid, n_ord_vals_to_read, prec);
       end
    catch
       errMessage = ['error while reading binary data from ' fileName];
       return
    end
    fclose(fid);
 else
    values = sscanf(DATA(blockLines(12,1):blockLines(end,2)),'%g');
 end
  if (ordDataType == 2 | ordDataType == 4
    if spacingType == 0
       UFF.x = values(1:2:end-1);
       UFF.measData = values(2:2:end);
    else
       UFF.measData = values;
       nVal = length(UFF.measData);
       UFF.x = [ UFF.xmin : UFF.dx : UFF.xmin + (nVal-1)*UFF.dx ];
    end
 elseif (ordDataType == 5 | ordDataType == 6)
    if spacingType == 0            UFF.measData = values(2:3:end-1) + j*values(3:3:end);
       UFF.x = values(1:3:end-2);
    else
       UFF.measData = values(1:2:end-1) + j*values(2:2:end);
       nVal = length(UFF.measData);
       UFF.x = [ UFF.xmin : UFF.dx : UFF.xmin + (nVal-1)*UFF.dx ];
    end
 else
    errMessage = ['error reading measurement data at:' num2str(lineN)];
    return
 end
```

```
catch
   errMessage = ['error reading measurement data: ' lasterr];
   return
end

function [UFF,errMessage] = extract151(DATA,blockLines)
UFF = [];
errMessage = [];
lineN = 1;
nLines = size(blockLines,1);
try
   UFF.modelName = strim(sscanf(DATA(blockLines(1,1):blockLines(1,2)),'%c',80));
   lineN = lineN + 1;
   UFF.description = strim(sscanf(DATA(blockLines(2,1):blockLines(2,2)),'%c',80));
   lineN = lineN + 1;
   UFF.dbApp = strim(sscanf(DATA(blockLines(3,1):blockLines(3,2)),'%c',80));
   lineN = lineN + 1;
   tmpLine = DATA(blockLines(4,1):blockLines(4,2));
   tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
   UFF.dateCreated = sscanf(tmpLine(1:10),'%s',10);
   UFF.timeCreated = sscanf(tmpLine(11:20),'%s',10);
   UFF.dbVersion = sscanf(tmpLine(21:30),'%i',10);
   lineN = lineN + 1;
   tmpLine = DATA(blockLines(5,1):blockLines(5,2));
   tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
   UFF.dateSaved = sscanf(tmpLine(1:10),'%s',10);
   UFF.timeSaved = sscanf(tmpLine(11:20),'%s',10);
   lineN = lineN + 1;
   UFF.uffApp = strim(sscanf(DATA(blockLines(6,1):blockLines(6,2)),'%c',80));
catch
   errMessage = ['error reading header data at line ' num2str(lineN) ' relatively to current data-set'];
   return
end

function [UFF,errMessage] = extract164(DATA,blockLines)
UFF = [];
errMessage = [];
lineN = 1;
nLines = size(blockLines,1);
try
   tmpLine = DATA(blockLines(1,1):blockLines(1,2));
   tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
   UFF.unitsCode = sscanf(tmpLine(1:10),'%i');
   UFF.unitsDescription = strim(sscanf(tmpLine(11:31),'%c'));
   UFF.tempMode = sscanf(tmpLine(32:41),'%i');
   lineN = lineN + 1;
   tmpLine = DATA(blockLines(2,1):blockLines(2,2));
   tmpLine = lower([tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))]);
   tmpLine = strrep(tmpLine,'d-','e-');
   tmpLine = strrep(tmpLine,'d+','e+');
   UFF.facLength = sscanf(tmpLine(1:25),'%f');
   UFF.facForce = sscanf(tmpLine(26:50),'%f');
   UFF.facTemp = sscanf(tmpLine(51:75),'%f');
   lineN = lineN + 1;
   tmpLine = DATA(blockLines(3,1):blockLines(3,2));
   tmpLine = lower([tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))]);
   tmpLine = strrep(tmpLine,'d-','e-');
   tmpLine = strrep(tmpLine,'d+','e+');
   UFF.facTempOffset = sscanf(tmpLine(1:25),'%f');
catch
   errMessage = ['error reading units data at line' num2str(lineN) ' relatively to current data-set: ' lasterr];
   return
end
function [UFF,errMessage] = extract15(DATA,blockLines)
UFF = [];
errMessage = [];
nLines = size(blockLines,1);
```

```
try
   values = sscanf(DATA(blockLines(1,1):blockLines(end,2)),'%g');
   nVals = length(values);
   nNodes = round(nVals/7);
   values = reshape(values,7,nNodes).';
   %
   UFF.nodeN = round(values(:,1));
   UFF.defCS = round(values(:,2));
   UFF.dispCS = round(values(:,3));
   UFF.color = round(values(:,4));
   UFF.x = values(:,5);
   UFF.y = values(:,6);
   UFF.z = values(:,7);
catch
   errMessage = ['error reading coordinate data: ' lasterr];
   return
end
function [UFF,errMessage] = extract82(DATA,blockLines)
UFF = [];
errMessage = [];
lineN = 1;
nLines = size(blockLines,1);
try
   tmpLine = DATA(blockLines(1,1):blockLines(1,2));
   tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
   UFF.traceNum = sscanf(tmpLine(1:10),'%i',1);
   UFF.nNodes = sscanf(tmpLine(11:20),'%i',1);
   UFF.color = sscanf(tmpLine(21:30),'%i',1);
   lineN = lineN + 1;
   UFF.ID = strim(sscanf(DATA(blockLines(2,1):blockLines(2,2)),'%c'));
   lineN = lineN + 1;
   UFF.lines = sscanf(DATA(blockLines(3,1):blockLines(end,2)),'%g');
catch
   errMessage = ['error reading trace-line data at line' num2str(lineN) ' relatively to current data-set: ' lasterr];
   return
 end
function [UFF,errMessage] = extract55(DATA,blockLines)
UFF = [];
errMessage = [];
lineN = 1;
nLines = size(blockLines,1);
errN = 0;
try
   UFF.d1 = strim(sscanf(DATA(blockLines(1,1):blockLines(1,2)),'%c',80));
   lineN = lineN + 1;
   UFF.d2 = strim(sscanf(DATA(blockLines(2,1):blockLines(2,2)),'%c',80));
   lineN = lineN + 1;
   UFF.date = strim(sscanf(DATA(blockLines(3,1):blockLines(3,2)),'%c',80));
   lineN = lineN + 1;
   UFF.IDs = strim(sscanf(DATA(blockLines(4,1):blockLines(4,2)),'%c',80));
   temp = sscanf(DATA(blockLines(5,1):blockLines(5,2)),'%s',1);
   lineN = lineN + 1;
   tmpLine = DATA(blockLines(6,1):blockLines(6,2));
   tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
   UFF.modelType = sscanf(tmpLine(1:10),'%i',1);
   lineN = lineN + 1;
   if UFF.modelType ~=1,
      errMessage = ['not structural model type (line: ' num2str(lineN) ' relatively to current data-set)'];
      return
   end
   UFF.analysisType = sscanf(tmpLine(11:20),'%i',1);
   UFF.dataCharacter = sscanf(tmpLine(21:30),'%i',1);
   UFF.responseType = sscanf(tmpLine(31:40),'%i',1);
   UFF.dataType = sscanf(tmpLine(41:50),'%i',1);
   num_data_per_pt = sscanf(tmpLine(51:60),'%s',1);
   if UFF.analysisType == 2
      tmpLine = DATA(blockLines(7,1):blockLines(7,2));
```

```
    tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
    two = sscanf(tmpLine(1:10),'%i',1);
    lineN = lineN + 1;
    if two ~= 2,
       errMessage = ['unexpected value at line ' num2str(lineN) ' relatively to current data-set'];
       return
    end
    four = sscanf(tmpLine(11:20),'%i',1);
    if four ~= 4,
       errMessage = ['unexpected value at line: ' num2str(lineN) ' relatively to current data-set'];
       return
    end
    tmp = sscanf(tmpLine(21:30),'%i',1);
    UFF.modeNum = sscanf(tmpLine(31:40),'%i',1);
    tmpLine = DATA(blockLines(8,1):blockLines(8,2));
    tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
    lineN = lineN + 1;
    UFF.modeFreq = sscanf(tmpLine(1:13),'%g',1);
    UFF.modeMass = sscanf(tmpLine(14:26),'%g',1);
    UFF.mode_v_damping_ratio = sscanf(tmpLine(27:39),'%g',1);
    UFF.mode_h_damping_ratio = sscanf(tmpLine(40:52),'%g',1);
  elseif UFF.analysisType == 3,
    % Line 7
    tmpLine = DATA(blockLines(7,1):blockLines(7,2));
    tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
    lineN = lineN + 1;
    two = sscanf(tmpLine(1:10),'%i',1);
    if two ~= 2,
       errMessage = ['unexpected value at line ' num2str(lineN) ' relatively to current data-set'];
       return
    end
    six = sscanf(tmpLine(11:20),'%i',1);
    if six ~= 6,
       errMessage = ['unexpected value at line: ' num2str(lineN) ' relatively to current data-set'];
       return
    end
    tmp = sscanf(tmpLine(21:30),'%i',1);
    UFF.modeNum = sscanf(tmpLine(31:40),'%i',1);
    tmpLine = DATA(blockLines(8,1):blockLines(8,2));
    tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
    lineN = lineN + 1;
    real_part = sscanf(tmpLine(1:13),'%g',1);
    imaginary_part = sscanf(tmpLine(14:26),'%g',1);
    UFF.eigVal = real_part + j * imaginary_part;
    real_part = sscanf(tmpLine(27:39),'%g',1);
    imaginary_part = sscanf(tmpLine(40:52),'%g',1);
    UFF.modalA = real_part + j * imaginary_part;
    real_part = sscanf(tmpLine(53:65),'%g',1);
    imaginary_part = sscanf(tmpLine(66:78),'%g',1);
    UFF.modalB = real_part + j * imaginary_part;
  elseif UFF.analysisType == 5, % Frequency Response
    tmpLine = DATA(blockLines(7,1):blockLines(7,2));
    tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
    lineN = lineN + 1;
    two = sscanf(tmpLine(1:10),'%i',1);
    if two ~= 2,
       errMessage = ['unexpected value at line ' num2str(lineN) ' relatively to current data-set'];
       return
    end
    one = sscanf(tmpLine(11:20),'%i',1);
    if one ~= 1,
       errMessage = ['unexpected value at line ' num2str(lineN) ' relatively to current data-set'];
       return
    end
    tmp = sscanf(tmpLine(21:30),'%i',1);
    UFF.freqNum = sscanf(tmpLine(31:40),'%i',1);
    tmpLine = DATA(blockLines(8,1):blockLines(8,2));
```

```
   tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
   lineN = lineN + 1;
   UFF.freq = sscanf(tmpLine(1:13),'%g',1);    % in Hz
elseif UFF.analysisType == 7
   tmpLine = DATA(blockLines(7,1):blockLines(7,2));
   tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
   lineN = lineN + 1;
   two = sscanf(tmpLine(1:10),'%i',1);
   if two ~= 2,
      errMessage = ['unexpected value at line ' num2str(lineN) ' relatively to current data-set'];
      return
   end
   six = sscanf(tmpLine(11:20),'%i',1);
   if six ~= 6,
      errMessage = ['unexpected value at line ' num2str(lineN) ' relatively to current data-set'];
      return
   end
   tmp = sscanf(tmpLine(21:30),'%i',1);
   UFF.modeNum = sscanf(tmpLine(31:40),'%i',1);
    tmpLine = DATA(blockLines(8,1):blockLines(8,2));
   tmpLine = [tmpLine repmat(' ',1,80-length(tmpLine))];
   lineN = lineN + 1;
   real_part = sscanf(tmpLine(1:13),'%g',1);
   imaginary_part = sscanf(tmpLine(14:26),'%g',1);
   UFF.eigVal = real_part + j * imaginary_part;
   real_part = sscanf(tmpLine(27:39),'%g',1);
   imaginary_part = sscanf(tmpLine(40:52),'%g',1);
   UFF.modalA = real_part + j * imaginary_part;
   real_part = sscanf(tmpLine(53:65),'%g',1);
   imaginary_part = sscanf(tmpLine(66:78),'%g',1);
   UFF.modalB = real_part + j * imaginary_part;
 else
   errMessage = ['analysis type is not supported at line ' num2str(lineN) ' relatively to current data-set'];
   return
end
 ii = 0;
nnodes = floor((nLines-9)/2)+1;
r1 = zeros(nnodes,1);
r2 = r1;
r3 = r1;
r4 = r1;
r5 = r1;
r6 = r1;
nodeNum = r1;
for lne = 9:2:nLines-1,
   ii = ii + 1;
   lineRead = lne;
   tmpLine = DATA(blockLines(lineRead,1):blockLines(lineRead,2));
   nodeNum(ii) = sscanf(tmpLine(1:10),'%i',1);
   lineN = lineN + 1;
   lineRead = lne + 1;
   lineN = lineN + 1;
   tmpLine = DATA(blockLines(lineRead,1):blockLines(lineRead,2));
   if UFF.dataType == 2,       % real data
      r1(ii) = sscanf(tmpLine(1:13),'%g',1);
      r2(ii) = sscanf(tmpLine(14:26),'%g',1);
      r3(ii) = sscanf(tmpLine(27:39),'%g',1);
      if num_data_per_pt == 6,
         r4(ii) = sscanf(tmpLine(40:52),'%g',1);
         r5(ii) = sscanf(tmpLine(53:65),'%g',1);
         r6(ii) = sscanf(tmpLine(66:78),'%g',1);
      end
   elseif UFF.dataType == 5,   % complex data
      p1 = sscanf(tmpLine(1:13),'%g',1);
      p2 = sscanf(tmpLine(14:26),'%g',1);
      r1(ii) = p1 + j * p2;
      p3 = sscanf(tmpLine(27:39),'%g',1);
```

```
            p4 = sscanf(tmpLine(40:52),'%g',1);
            r2(ii) = p3 + j * p4;
            p5 = sscanf(tmpLine(53:65),'%g',1);
            p6 = sscanf(tmpLine(66:78),'%g',1);
            r3(ii) = p5 + j * p6;
            if num_data_per_pt == 6,
               errMessage = ['not setup to handle six coordinate of complex data at line ' num2str(lineN) ' relatively to
current data-set'];
               return
            end
         else
            errMessage = ['what kind of data type was that at line ' num2str(lineN) ' relatively to current data-set?'];
            return
         end
      end
      UFF.r1 = r1;
      UFF.r2 = r2;
      UFF.r3 = r3;
      UFF.r4 = r4;
      UFF.r5 = r5;
      UFF.r6 = r6;
      UFF.nodeNum = nodeNum;
   catch
      errMessage = ['error reading modal data: ' lasterr];
      return
   end
    function outstr = strim(str)
   if isnumeric(str);
      outstr = str;
      return
   end
   ind = find( ~isspace(str) );        % indices of the non-space characters in the str
   if isempty(ind)
      outstr = [];
   else
      outstr = str( ind(1):ind(end) );
   end

   function [UFF,errMessage] = extract2411(DATA,blockLines)
   UFF = [];
   errMessage = [];
   nLines = size(blockLines,1);
    try
      values = sscanf(DATA(blockLines(1,1):blockLines(end,2)),'%g');
      nVals = length(values);
      nNodes = round(nVals/7);
      values = reshape(values,7,nNodes).';
      %
      UFF.nodeN = round(values(:,1));
      UFF.defCS = round(values(:,2));
      UFF.dispCS = round(values(:,3));
      UFF.color = round(values(:,4));
      UFF.x = values(:,5);
      UFF.y = values(:,6);
      UFF.z = values(:,7);
   catch
      errMessage = ['error reading coordinate data: ' lasterr];
      return
   end
    function [UFF,errMessage] = extract2412(DATA,blockLines)
   beam_like = [11,21:24,31:32,121:122];
   Largest_Num_Nodes = 20;
   UFF = [];
   errMessage = [];
   ElementLabel = [];
   FEDescriptor = [];
   PhysicalProp = [];
```

```
MaterialProp = [];
ElementColour = [];
NumNodes = [];
Element = [];
try
   values = sscanf(DATA(blockLines(1,1):blockLines(end,2)),'%g');
   nVals = length(values);
   data_remaining = 1;
   while data_remaining
      ElementLabel = [ElementLabel;round(values(1))];
      FEDescriptor = [FEDescriptor;round(values(2))];
      PhysicalProp = [PhysicalProp;round(values(3))];
      MaterialProp = [MaterialProp;round(values(4))];
      ElementColour = [ElementColour;round(values(5))];
      NumNodes = [NumNodes;round(values(6))];
      if sum(round(values(2))==beam_like)
         Element = [Element;[[round(values(7:6+3+round(values(6))))]',NaN*zeros(1,Largest_Num_Nodes-3-
round(values(6)))]];
         values = values(7+3+round(values(6)):end);
      else
         Element = [Element;[[round(values(7:6+round(values(6))))]',NaN*zeros(1,Largest_Num_Nodes-
round(values(6)))]];
         values = values(7+round(values(6)):end);
 end
      if isempty(values)
         data_remaining=0;
      end
   end
   UFF.ElementLabel = ElementLabel;
   UFF.FEDescriptor = FEDescriptor;
   UFF.PhysicalProp = PhysicalProp;
   UFF.MaterialProp = MaterialProp;
   UFF.ElementColour = ElementColour;
   UFF.NumNodes = NumNodes;
   temp = find(sum(~isnan(Element))>0);
   UFF.Element = Element(:,temp);
catch
   errMessage = ['error reading trace-line data at line' num2str(lineN) ' relatively to current data-set: ' lasterr];
   return
end

clear all
clc
c=344;

dx1=0.03;
dx2=0.33;
dx3=0.33;
dx4=0.03;

a='DPF_Test_1_141014.uff',;

[DS,Info,errmsg] = readuff(a);

G=[ DS{1,3}.measData, DS{1,4}.measData DS{1,5}.measData DS{1,6}.measData DS{1,7}.measData,
DS{1,8}.measData DS{1,9}.measData DS{1,10}.measData];
G(:,1)= G(:,1).^2;
G(:,5)= G(:,5).^2;
x=(DS{1,3}.x)';
k=2*pi*x/c ;

Ap1o=  (-i/2) * (G(:,1) - G(:,2).*exp(-i.*k*dx1)) ./sin(k*dx1) .* exp(-i*k*dx2);
Bp1o=  (i/2)  * (G(:,1) - G(:,2).*exp( i.*k*dx1)) ./sin(k*dx1) .* exp( i*k*dx2);
Ap2o=  (i/2)  * (G(:,4) - G(:,3).*exp( i.*k*dx4)) ./sin(k*dx4) .* exp( i*k*dx3);
Bp2o=  (-i/2) * (G(:,4) - G(:,3).*exp(-i.*k*dx4)) ./sin(k*dx4) .* exp(-i*k*dx3);

Ap1c=  (-i/2) * (G(:,5) - G(:,6).*exp(-i.*k*dx1)) ./sin(k*dx1) .* exp(-i*k*dx2);
```

```
Bp1c=  (i/2)  * (G(:,5) - G(:,6).*exp( i.*k*dx1)) ./sin(k*dx1) .* exp( i*k*dx2);
Ap2c=  (i/2)  * (G(:,8) - G(:,7).*exp( i.*k*dx4)) ./sin(k*dx4) .* exp( i*k*dx3);
Bp2c=  (-i/2) * (G(:,8) - G(:,7).*exp(-i.*k*dx4)) ./sin(k*dx4) .* exp(-i*k*dx3);

alfa= (Ap1o.*Bp2c-Ap1c.*Bp2o)./(Ap2o.*Bp2c-Ap2c.*Bp2o);
tl= 20*log10(abs(alfa));

plot(x,tl,'b')
grid on
xlabel('Frequency[Hz]')
ylabel('Transmission loss[dB]')
hold on

l=length(a);
a=deblank(a(1:l-4));
a(1,l-3:l)='.txt';
data=[x,tl];
save( a ,'data', '-ASCII')

a='DPF_Test_1_141014.uff',;

[DS,Info,errmsg] = readuff(a);

G=[ DS{1,3}.measData, DS{1,4}.measData DS{1,5}.measData DS{1,6}.measData DS{1,7}.measData,
DS{1,8}.measData DS{1,9}.measData DS{1,10}.measData];
G(:,1)= G(:,1).^2;
G(:,5)= G(:,5).^2;
x=(DS{1,3}.x)';
k=2*pi*x/c ;

Ap1o=  (-i/2) * (G(:,1) - G(:,2).*exp(-i.*k*dx1)) ./sin(k*dx1) .* exp(-i*k*dx2);
Bp1o=  (i/2)  * (G(:,1) - G(:,2).*exp( i.*k*dx1)) ./sin(k*dx1) .* exp( i*k*dx2);
Ap2o=  (i/2)  * (G(:,4) - G(:,3).*exp( i.*k*dx4)) ./sin(k*dx4) .* exp( i*k*dx3);
Bp2o=  (-i/2) * (G(:,4) - G(:,3).*exp(-i.*k*dx4)) ./sin(k*dx4) .* exp(-i*k*dx3);

Ap1c=  (-i/2) * (G(:,5) - G(:,6).*exp(-i.*k*dx1)) ./sin(k*dx1) .* exp(-i*k*dx2);
Bp1c=  (i/2)  * (G(:,5) - G(:,6).*exp( i.*k*dx1)) ./sin(k*dx1) .* exp( i*k*dx2);
Ap2c=  (i/2)  * (G(:,8) - G(:,7).*exp( i.*k*dx4)) ./sin(k*dx4) .* exp( i*k*dx3);
Bp2c=  (-i/2) * (G(:,8) - G(:,7).*exp(-i.*k*dx4)) ./sin(k*dx4) .* exp(-i*k*dx3);
alfa= (Ap1o.*Bp2c-Ap1c.*Bp2o)./(Ap2o.*Bp2c-Ap2c.*Bp2o);
tl= 20*log10(abs(alfa));
 plot(x,tl,'m','LineWidth',1.5)
xlabel('Frekans [Hz]');
ylabel('TL [dB]');
xlim([100 1200])
ylim([0 40])
grid on;
title('TL-Frekans Grafiği');
hold on

function f = tournament_selection(chromosome, pool_size, tour_size)
 for i = 1 : pool_size
    for j = 1 : tour_size
        candidate(j) = round(pop*rand(1));
        if candidate(j) == 0
            candidate(j) = 1;
        end
        if j > 1
            while ~isempty(find(candidate(1 : j - 1) == candidate(j)))
                candidate(j) = round(pop*rand(1));
                if candidate(j) == 0
                    candidate(j) = 1;
                end
            end
        end
    end
    for j = 1 : tour_size
```

```
        c_obj_rank(j) = chromosome(candidate(j),rank);
        c_obj_distance(j) = chromosome(candidate(j),distance);
    end
    min_candidate = ...
        find(c_obj_rank == min(c_obj_rank));
    if length(min_candidate) ~= 1
        max_candidate = ...
        find(c_obj_distance(min_candidate) == max(c_obj_distance(min_candidate)));
        if length(max_candidate) ~= 1
            max_candidate = max_candidate(1);
        end
        f(i,:) = chromosome(candidate(min_candidate(max_candidate)),:);
    else
        f(i,:) = chromosome(candidate(min_candidate(1)),:);
    end
end

function f  = genetic_operator(parent_chromosome, M, V, mu, mum, l_limit, u_limit)
[N,m] = size(parent_chromosome);
 clear m
p = 1;
was_crossover = 0;
was_mutation = 0;
 for i = 1 : N
    if rand(1) < 0.9
        child_1 = [];
        child_2 = [];
        parent_1 = round(N*rand(1));
        if parent_1 < 1
            parent_1 = 1;
        end
        parent_2 = round(N*rand(1));
        if parent_2 < 1
            parent_2 = 1;
        end
        while isequal(parent_chromosome(parent_1,:),parent_chromosome(parent_2,:))
            parent_2 = round(N*rand(1));
            if parent_2 < 1
                parent_2 = 1;
            end
        end
        parent_1 = parent_chromosome(parent_1,:);
        parent_2 = parent_chromosome(parent_2,:);
                for j = 1 : V
            u(j) = rand(1);
            if u(j) <= 0.5
                bq(j) = (2*u(j))^(1/(mu+1));
            else
                bq(j) = (1/(2*(1 - u(j))))^(1/(mu+1));
            end
            child_1(j) = ...
                0.5*(((1 + bq(j))*parent_1(j)) + (1 - bq(j))*parent_2(j));
            child_2(j) = ...
                0.5*(((1 - bq(j))*parent_1(j)) + (1 + bq(j))*parent_2(j));
            if child_1(j) > u_limit(j)
                child_1(j) = u_limit(j);
            elseif child_1(j) < l_limit(j)
                child_1(j) = l_limit(j);
            end
            if child_2(j) > u_limit(j)
                child_2(j) = u_limit(j);
            elseif child_2(j) < l_limit(j)
                child_2(j) = l_limit(j);
            end
        end
        child_1(:,V + 1: M + V) = evaluate_objective(child_1, M, V);
        child_2(:,V + 1: M + V) = evaluate_objective(child_2, M, V);
```

```
        was_crossover = 1;
        was_mutation = 0;
    else
        parent_3 = round(N*rand(1));
        if parent_3 < 1
            parent_3 = 1;
        end
        child_3 = parent_chromosome(parent_3,:);
        for j = 1 : V
          r(j) = rand(1);
          if r(j) < 0.5
              delta(j) = (2*r(j))^(1/(mum+1)) - 1;
          else
              delta(j) = 1 - (2*(1 - r(j)))^(1/(mum+1));
          end
          child_3(j) = child_3(j) + delta(j);
          if child_3(j) > u_limit(j)
              child_3(j) = u_limit(j);
          elseif child_3(j) < l_limit(j)
              child_3(j) = l_limit(j);
          end
        end
        child_3(:,V + 1: M + V) = evaluate_objective(child_3, M, V);
        was_mutation = 1;
        was_crossover = 0;
    end
    if was_crossover
        child(p,:) = child_1;
        child(p+1,:) = child_2;
        was_cossover = 0;
        p = p + 2;
    elseif was_mutation
        child(p,:) = child_3(1,1 : M + V);
        was_mutation = 0;
        p = p + 1;
    end
end
f = child;
function f = non_domination_sort_mod(x, M, V)
  [N, m] = size(x);
clear m
 front = 1;
F(front).f = [];
individual = [];
 for i = 1 : N
        individual(i).n = 0;
    individual(i).p = [];
    for j = 1 : N
        dom_less = 0;
        dom_equal = 0;
        dom_more = 0;
        for k = 1 : M
            if (x(i,V + k) < x(j,V + k))
                dom_less = dom_less + 1;
            elseif (x(i,V + k) == x(j,V + k))
                dom_equal = dom_equal + 1;
            else
                dom_more = dom_more + 1;
            end
        end
        if dom_less == 0 && dom_equal ~= M
            individual(i).n = individual(i).n + 1;
        elseif dom_more == 0 && dom_equal ~= M
            individual(i).p = [individual(i).p j];
        end
    end
    if individual(i).n == 0
```

```
        x(i,M + V + 1) = 1;
        F(front).f = [F(front).f i];
    end
end
while ~isempty(F(front).f)
   Q = [];
   for i = 1 : length(F(front).f)
      if ~isempty(individual(F(front).f(i)).p)
         for j = 1 : length(individual(F(front).f(i)).p)
            individual(individual(F(front).f(i)).p(j)).n = ...
               individual(individual(F(front).f(i)).p(j)).n - 1;
            if individual(individual(F(front).f(i)).p(j)).n == 0
               x(individual(F(front).f(i)).p(j),M + V + 1) = ...
                  front + 1;
               Q = [Q individual(F(front).f(i)).p(j)];
            end
         end
      end
   end
   front =  front + 1;
   F(front).f = Q;
end
[temp,index_of_fronts] = sort(x(:,M + V + 1));
for i = 1 : length(index_of_fronts)
    sorted_based_on_front(i,:) = x(index_of_fronts(i),:);
end
current_index = 0;
for front = 1 : (length(F) - 1)
    distance = 0;
    y = [];
    previous_index = current_index + 1;
    for i = 1 : length(F(front).f)
       y(i,:) = sorted_based_on_front(current_index + i,:);
    end
    current_index = current_index + i;
    sorted_based_on_objective = [];
    for i = 1 : M
       [sorted_based_on_objective, index_of_objectives] = ...
          sort(y(:,V + i));
       sorted_based_on_objective = [];
       for j = 1 : length(index_of_objectives)
          sorted_based_on_objective(j,:) = y(index_of_objectives(j),:);
       end
       f_max = ...
          sorted_based_on_objective(length(index_of_objectives), V + i);
       f_min = sorted_based_on_objective(1, V + i);
       y(index_of_objectives(length(index_of_objectives)),M + V + 1 + i)...
          = Inf;
       y(index_of_objectives(1),M + V + 1 + i) = Inf;
        for j = 2 : length(index_of_objectives) - 1
          next_obj  = sorted_based_on_objective(j + 1,V + i);
          previous_obj  = sorted_based_on_objective(j - 1,V + i);
          if (f_max - f_min == 0)
             y(index_of_objectives(j),M + V + 1 + i) = Inf;
          else
             y(index_of_objectives(j),M + V + 1 + i) = ...
                (next_obj - previous_obj)/(f_max - f_min);
          end
        end
    end
    distance = [];
    distance(:,1) = zeros(length(F(front).f),1);
    for i = 1 : M
       distance(:,1) = distance(:,1) + y(:,M + V + 1 + i);
    end
    y(:,M + V + 2) = distance;
    y = y(:,1 : M + V + 2);
```

```
    z(previous_index:current_index,:) = y;
end
f = z();
 function f  = replace_chromosome(intermediate_chromosome, M, V,pop)
 [N, m] = size(intermediate_chromosome);
 [temp,index] = sort(intermediate_chromosome(:,M + V + 1));
 clear temp m
 for i = 1 : N
    sorted_chromosome(i,:) = intermediate_chromosome(index(i),:);
end
max_rank = max(intermediate_chromosome(:,M + V + 1));
 previous_index = 0;
for i = 1 : max_rank
       current_index = max(find(sorted_chromosome(:,M + V + 1) == i));
        if current_index > pop
        remaining = pop - previous_index;
        temp_pop = ...
            sorted_chromosome(previous_index + 1 : current_index, :);
                [temp_sort,temp_sort_index] = ...
            sort(temp_pop(:, M + V + 2),'descend');
        for j = 1 : remaining
            f(previous_index + j,:) = temp_pop(temp_sort_index(j),:);
        end
        return;
    elseif current_index < pop
        f(previous_index + 1 : current_index, :) = ...
            sorted_chromosome(previous_index + 1 : current_index, :);
    else
                f(previous_index + 1 : current_index, :) = ...
            sorted_chromosome(previous_index + 1 : current_index, :);
        return;
    end
    previous_index = current_index;
end
function f = initialize_variables(N, M, V, min_range, max_range)
min = min_range;
max = max_range;
K = M + V;
for i = 1 : N
    for j = 1 : V
        f(i,j) = min(j) + (max(j) - min(j))*rand(1);
    end
    f(i,V + 1: K) = evaluate_objective(f(i,:), M, V);
end
function [number_of_objectives, number_of_decision_variables, min_range_of_decesion_variable,
max_range_of_decesion_variable] = objective_description_function()
g = sprintf('Input the number of objective: ');
number_of_objectives = input(g);
if number_of_objectives < 2
    error('This is a multi-objective optimization function hence the minimum number of objectives is two');
end
g = sprintf('\nInput the number of decision variables: ');
number_of_decision_variables = input(g);
clc
min_range_of_decesion_variable(1) = 0.00116;
max_range_of_decesion_variable(1) = 0.0025;
min_range_of_decesion_variable(2) = 0.1;
max_range_of_decesion_variable(2) = 0.2;
min_range_of_decesion_variable(3) = 0.1;
max_range_of_decesion_variable(3) = 0.2;
min_range_of_decesion_variable(4) = 0.0001;
max_range_of_decesion_variable(4) = 0.0008;
g = sprintf('\n Now edit the function named "evaluate_objective" appropriately to match your needs.\n Make sure
that the number of objective functions and decision variables match your numerical input. \n Make each objective
function as a corresponding array element. \n After editing do not forget to save. \n Press "c" and enter to
continue... ');
x = input(g, 's');
```

```
if isempty(x)
   x = 'x';
end
while x ~= 'c'
   clc
   x = input(g, 's');
   if isempty(x)
      x = 'x';
   end
end
function f = evaluate_objective(x, M, V)
f=[];
M1=0.02;
M2=0.02;
Min=M1;
Mout=M2;
ro=1.025;
row=0.64;
cpsi=150;
N=cpsi/0.00064516;
muw=2.8e-5;
sigmaw=2.5e-13;
R1=184.1;
R2=39.2;
kappa=1.402;
R=287.05;
TT=700;
c=(kappa*R*TT)^0.5;
A=pi*((x(3)/2)^2);
hsoot=x(4)/10;
sigmasoot=1.5e-14;
Rw=muw*((x(4)/sigmaw)+(hsoot/sigmasoot));
B=c*row/(x(1)*Rw);
Zin=ro*c*A;
Zout=Zin;
mu=muw;
epsilon=28.45;
alfa=mu*epsilon/(x(1)^2);
ff=100:5:1200;
TL=zeros((((1200-100)/5)+1),1);
for j=1:(((1200-100)/5)+1)
   w=2*pi*ff(j);
   k=w/c;
   kk=k-1i*alfa/(ro*c);
   K1=k;
   K2=-k;
   K3=k*((1-(8*1i*B/k))^0.5);
   K4=-k*((1-(8*1i*B/k))^0.5);
   Z1=((ro*c*k)-(1i*alfa))/K1;
   Z2=((ro*c*k)-(1i*alfa))/K2;
   Z3=((ro*c*k)-(1i*alfa))/K3;
   Z4=((ro*c*k)-(1i*alfa))/K4;

   MAT1=[K1^2-(k-M1*K1)*(kk-M1*K1)+4*1i*B*(kk-M1*K1) -4*1i*B*(kk-M1*K1);...
      -4*1i*B*(kk-M2*K1) K1^2-(k-M1*K1)*(kk-M2*K1)+4*1i*B*(kk-M2*K1)];

   MAT2=[K2^2-(k-M1*K2)*(kk-M1*K2)+4*1i*B*(kk-M1*K2) -4*1i*B*(kk-M1*K2);...
      -4*1i*B*(kk-M2*K2) K2^2-(k-M1*K2)*(kk-M2*K2)+4*1i*B*(kk-M2*K2)];

   MAT3=[K3^2-(k-M1*K3)*(kk-M1*K3)+4*1i*B*(kk-M1*K3) -4*1i*B*(kk-M1*K3);...
      -4*1i*B*(kk-M2*K3) K3^2-(k-M1*K3)*(kk-M2*K3)+4*1i*B*(kk-M2*K3)];

   MAT4=[K4^2-(k-M1*K4)*(kk-M1*K4)+4*1i*B*(kk-M1*K4) -4*1i*B*(kk-M1*K4);...
      -4*1i*B*(kk-M2*K4) K4^2-(k-M1*K4)*(kk-M2*K4)+4*1i*B*(kk-M2*K4)];

   [V1,D1]=eig(MAT1);
   [V2,D2]=eig(MAT1);
```

```
[V3,D3]=eig(MAT1);
[V4,D4]=eig(MAT1);

H0=zeros(4,4);

H0(1,1)=exp(-1i*K1*0)*V1(1,1);
H0(1,2)=exp(-1i*K2*0)*V2(1,1);
H0(1,3)=exp(-1i*K3*0)*V3(1,2);
H0(1,4)=exp(-1i*K4*0)*V4(1,2);
H0(2,1)=exp(-1i*K1*0)*V1(2,1);
H0(2,2)=exp(-1i*K2*0)*V2(2,1);
H0(2,3)=exp(-1i*K3*0)*V3(2,2);
H0(2,4)=exp(-1i*K4*0)*V4(2,2);
H0(3,1)=exp(-1i*K1*0)*V1(1,1)*x(1)*x(1)/Z1;
H0(3,2)=exp(-1i*K2*0)*V2(1,1)*x(1)*x(1)/Z2;
H0(3,3)=exp(-1i*K3*0)*V3(1,2)*x(1)*x(1)/Z3;
H0(3,4)=exp(-1i*K4*0)*V4(1,2)*x(1)*x(1)/Z4;
H0(4,1)=exp(-1i*K1*0)*V1(2,1)*x(1)*x(1)/Z1;
H0(4,2)=exp(-1i*K2*0)*V2(2,1)*x(1)*x(1)/Z2;
H0(4,3)=exp(-1i*K3*0)*V3(2,2)*x(1)*x(1)/Z3;
H0(4,4)=exp(-1i*K4*0)*V4(2,2)*x(1)*x(1)/Z4;

HL=zeros(4,4);

HL(1,1)=exp(-1i*K1*x(2))*V1(1,1);
HL(1,2)=exp(-1i*K2*x(2))*V2(1,1);
HL(1,3)=exp(-1i*K3*x(2))*V3(1,2);
HL(1,4)=exp(-1i*K4*x(2))*V4(1,2);
HL(2,1)=exp(-1i*K1*x(2))*V1(2,1);
HL(2,2)=exp(-1i*K2*x(2))*V2(2,1);
HL(2,3)=exp(-1i*K3*x(2))*V3(2,2);
HL(2,4)=exp(-1i*K4*x(2))*V4(2,2);
HL(3,1)=exp(-1i*K1*x(2))*V1(1,1)*x(1)*x(1)/Z1;
HL(3,2)=exp(-1i*K2*x(2))*V2(1,1)*x(1)*x(1)/Z2;
HL(3,3)=exp(-1i*K3*x(2))*V3(1,2)*x(1)*x(1)/Z3;
HL(3,4)=exp(-1i*K4*x(2))*V4(1,2)*x(1)*x(1)/Z4;
HL(4,1)=exp(-1i*K1*x(2))*V1(2,1)*x(1)*x(1)/Z1;
HL(4,2)=exp(-1i*K2*x(2))*V2(2,1)*x(1)*x(1)/Z2;
HL(4,3)=exp(-1i*K3*x(2))*V3(2,2)*x(1)*x(1)/Z3;
HL(4,4)=exp(-1i*K4*x(2))*V4(2,2)*x(1)*x(1)/Z4;

HL_tersi=pinv(HL);
S=H0*HL_tersi;
T=zeros(2,2);
T(1,1)=S(1,2)-S(4,2)*S(1,1)/S(4,1);
T(1,2)=S(1,4)-S(4,4)*S(1,1)/S(4,1);
T(2,1)=S(3,2)-S(4,2)*S(3,1)/S(4,1);
T(2,2)=S(3,4)-S(4,4)*S(3,1)/S(4,1);
T2=zeros(2,2);
T2(1,1)=T(1,1);
T2(1,2)=T(1,2)/N;
T2(2,1)=T(2,1)*N;
T2(2,2)=T(2,2);
   min=0.5;
   mout=0.5;
   lx1=0.0002;
   lx2=0.0002;
   Tin=[0.5 Zin*Min*((1/min^2)-1); 0 0.5];
   T1=[0.5 (1i*ro*w*lx1/(x(1)*x(1)*N)); 0 0.5];
   Tout=[0.5 2*Zout*Mout*(1-(1/mout)); 0 0.5];
   T3=[0.5 (1i*ro*w*lx2/(x(1)*x(1)*N)); 0 0.5];
Tdpf=Tin*T1*T2*T3*Tout;
TL(j)=10*log10((((1+Min)/(1+Mout))^2)*(Zin/(4*Zout))*(abs(Tdpf(1,1)+(Tdpf(1,2)/Zout)+(Zin*Tdpf(2,1))+((Z
in*Tdpf(2,2))/Zout)))^2);

TL_top=10*log10(10^(TL(j)/10));
  opt=-TL_top;
```

```
Vtrap=x(1)*x(1)*N*x(2);
cfRe=14.227;
F=2*cfRe;
ksi=4.1;
sbt=0.143;
eps=0.42;
beta=sbt/((eps^1.5)*(sigmaw^0.5));
Q=600/(1.225*3600);
P=((mu*Q*((x(1)+x(4))^2))/(2*Vtrap))*((x(4)/(sigmaw*x(1)))+(8*F*x(2)*x(2)/(3*x(1)*x(1)*x(1)*x(1))))+((ro*
Q*Q*(x(1)+x(4))^4)/(Vtrap*Vtrap*x(1)*x(1)))*((beta*x(4)/4)+(2*ksi*(x(2)/x(1))*(x(2)/x(1))));
   back_pressure=P;
end
f(1)= opt;
f(2) = back_pressure;
if length(f) ~= M
   error('The number of decision variables does not match you previous input. Kindly check your objective
function');
end
function nsga_2(pop,gen)
 if nargin < 2
   error('NSGA-II: Please enter the population size and number of generations as input arguments.');
end
if isnumeric(pop) == 0 || isnumeric(gen) == 0
   error('Both input arguments pop and gen should be integer datatype');
end
if pop < 20
   error('Minimum population for running this function is 20');
end
if gen < 5
   error('Minimum number of generations is 5');
end
pop = round(pop);
gen = round(gen);
 [M, V, min_range, max_range] = objective_description_function();
chromosome = initialize_variables(pop, M, V, min_range, max_range);
 chromosome = non_domination_sort_mod(chromosome, M, V);
for i = 1 : gen
   pool = round(pop/2);
   tour = 5;
   parent_chromosome = tournament_selection(chromosome, pool, tour);
   mu = 2;
   mum = 2;
   offspring_chromosome = ...
      genetic_operator(parent_chromosome, ...
      M, V, mu, mum, min_range, max_range);
    [main_pop,temp] = size(chromosome);
   [offspring_pop,temp] = size(offspring_chromosome);
   clear temp
   intermediate_chromosome(1:main_pop,:) = chromosome;
   intermediate_chromosome(main_pop + 1 : main_pop + offspring_pop,1 : M+V) = ...
      offspring_chromosome;
    intermediate_chromosome = ...
      non_domination_sort_mod(intermediate_chromosome, M, V);
      chromosome = replace_chromosome(intermediate_chromosome, M, V, pop);
   if ~mod(i,100)
      clc
      fprintf('%d generations completed\n',i);
   end
end
save solution.txt chromosome -ASCII
if M == 2
   plot(chromosome(:,V + 1),chromosome(:,V + 2),'*')
elseif M ==3
   plot3(chromosome(:,V + 1),chromosome(:,V + 2),chromosome(:,V + 3),'*')
end
```

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad **:** Sinem ÖZTÜRK

Doğum Tarihi ve Yeri **:** 31.07.1982 İstanbul

E-posta **:** ozturk.sinem@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** **:** 2005, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** **:** 2008, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim dalı, Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2007-2016 yılları arasında İstanbul Teknik Üniversitesi araştırma görevlisi olarak çalıştı ve halen çalışmaya devam ediyor.
- 2008 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nde yüksek lisansını tamamladı.

DOKTORA TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Öztürk, S**. ve Erol, H., 2016. Dizel Partikül Filtrelerinin Akustiği, MakinaTek Dergisi, 225, 70-72.
- **Öztürk, S.** ve Erol, H., 2016. On acoustics of diesel particulate filters, *The 22nd International Congress on Acoustics – ICA 2016,* Buenos Aires, Arjantin, 5-9 Eylül.
- **Öztürk, S**. ve Erol, H., 2016. Acoustic Multi-Objective Optimization of Porous Media Properties of a Diesel Particulate Filter, *Advances in Acoustics and Vibration* (Hakem değerlendirmesinde).

- **Öztürk, S**. ve Erol, H., 2016. Multi-objective acoustics optimization of a diesel particulate filter, *International Journal of Commercial Vehicles* (Hakem değerlendirmesinde).

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Öztürk, S**. ve Erol, H., 2013. Numerical and Experimental Studies on the Structure-Borne Noise Control on a Residential Kitchen Hood, *International Journal of Acoustic and Vibration*, vol.18, 3-6, 2013.
- **Öztürk, S**. ve Erol, H., 2012. Determination of Acoustic Performance of Reverse Flow – Extended Closed End Muffler Element, *Internoise 2012*, New York, ABD, 19-22 Ağustos.
- **Öztürk, S**. ve Erol, H., 2010. Noise Control Studies On A Residential Kitchen Hood, *Internoise 2010*, Lizbon, Portekiz, 13-16 Haziran.