

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SUSTURUCULARDA BASINÇ KAYBI VE AKUSTİK PERFORMANSIN
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mehmet Onur ÇETİN**

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Isı Akışkan

HAZİRAN 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SUSTURUCULARDA BASINÇ KAYBI VE AKUSTİK PERFORMANSIN
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mehmet Onur ÇETİN
(503091148)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 05 Mayıs 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 10 Haziran 2011

**Tez Danışmanı : Doç. Dr. Haluk EROL (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Mustafa Özdemir (İTÜ)
Prof. Dr. Ahmet DURMAYAZ (İTÜ)**

HAZİRAN 2011

ÖNSÖZ

Bu tezin hazırlanması sürecinde, yeni fikir ve önerileri ile destek veren danışmanım Sayın Doç. Dr. Haluk Erol'a yardımları için teşekkür ederim.

Çalışmaların yürütülmesinde ve deney düzeneklerinin kurulmasında ev sahipliği yapan Bilen Egzost'a, teşekkür ederim.

Tüm çalışmalarımda bana sağladıkları desteklerden ötürü, annem Şenel Çetin, babam Naci Çetin ve abim Umut Çetin'e, teşekkür etmeyi de bir borç bilirim.

Mayıs 2011

Mehmet Onur ÇETİN
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	iii
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Susturucular.....	1
1.2 Susturucu Tasarımı.....	4
1.3 Perforasyonlu Susturucular	6
1.4 Literatür Özeti	7
1.5 Tezin Amacı	8
1.6 Model ve İncelenecek Parametreler	9
1.6.1 Porosite.....	10
1.6.2 Açık alan oranı	10
1.6.3 Delik çapı ve delik kalınlığı	11
1.6.4 Delik yerleşim etkisi	11
1.6.5 Uzatılmış boru etkisi	12
1.6.6 Akış hızı etkisi	12
2. TEORİK İNCELEMELER.....	13
2.1 Akışın İncelenmesi	13
2.1.1 Teorik incelemeler	14
2.1.1.1 Ayrışma kısmı	14
2.1.1.2 Toplaşma kısmı	22
2.1.2 Sonuçlar	28
2.2 Akustik İncelemeler	29
2.2.1 Bir boyutlu dalga modeli.....	29
2.2.2 Transfer matrisleri.....	31
2.2.3 Perfore elemanların analitik incelenmesi	32
2.2.3.1 Perforasyonlu boruya ait denklemler	33
2.2.3.2 Süreklilik denklemi	33
2.2.3.3 Momentum denklemi	34
2.2.3.4 Perforasyon empedansı	35
2.2.3.5 Özdeğer problemlerinin oluşturulması ve çözümü	36
2.2.3.6 Sınır şartların belirlenmesi	42
2.2.3.7 Uzatılmış boru etkisi	44
3. SAYISAL ÇALIŞMALAR.....	51
3.1 Akış Çalışmaları	51
3.1.1 Sıcaklığın etkisi.....	56
3.1.2 Hızın etkisi	58

3.1.3 Açık alan oranının etkisi	60
3.1.4 Delik çaplarının etkisi	60
3.1.5 Perde pozisyonunun etkisi.....	61
3.1.6 Diğer geometrik etkilerin incelenmesi	67
3.2 Akustik İncelemeler.....	67
3.2.1 Porositenin etkisi	68
3.2.2 Delik çaplarının etkisi	69
3.2.3 Akış hızının etkisi.....	70
3.2.4 Delik kalınlığının etkisi.....	71
3.2.5 Perforasyonsuz bölgenin etkisi.....	72
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	75
4.1 Giriş	75
4.2 Akış Ölçümleri	79
4.2.1 Teorik arka plan	75
4.2.2 Ölçüm düzeneği.....	78
4.3 Akustik Ölçümler	75
4.3.1 Teorik arka plan	79
4.3.2 Kullanılan ekipmanlar	84
4.3.3 Ölçüm düzeneğinin boyutlandırılması	85
4.4 Ölçüm Düzeneğinin Doğruluğu	87
4.4.1 Kesme frekansları.....	87
4.4.2 Yol boyunca sürtünme kaybı.....	88
4.4.3 Faz uyumsuzluğu.....	88
4.4.4 Ortam gürültüsü, ses kaynağı ve sınır koşullar	88
4.4.5 Histerisis.....	89
4.4.6 Diğer hata kaynakları	89
4.5 Deneysel Sonuçlar	90
4.5.1 Akış deney sonuçları	90
4.5.2 Akustik deney sonuçları	95
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	101
5.1 Akış Sonuçları	101
5.1.1 Karşı basınç değişimi	102
5.1.2 Sıcaklık etkisi	102
5.2 Akustik Sonuçlar	105
5.2.1 Delik çapının etkisi.....	105
5.2.2 Sadece genişleme ve genişleme daralma etkisi.....	106
5.2.3 Doğrudan akışlı rezonatörlerde tasarım parametrelerinin etkisi	107
KAYNAKLAR.....	111
ÖZGEÇMİŞ.....	115

SEMBOL LİSTESİ

D	: Boru çapı (m)
σ	: Porosite
A_{OC}	: Açık alan oranı
d_h	: Delik çapı (m)
t	: Delik kalınlığı (m)
n	: Delik sayısı
L	: Boru uzunluğu (m)
M	: Akışa ait Mach sayısı
u	: X eksenindeki ortalama hız (m/s)
v	: Y eksenindeki ortalama hız (m/s)
u_r	: Radyal yönde ortalama hız (m/s)
U_x	: Eksenel yönde ortalama akış hızı (m/s)
U₁	: Boru içerisindeki ortalama akış hızı (m/s)
U₂	: Gövdedeki ortalama akış hızı (m/s)
M₁	: Boru içerisindeki Mach sayısı
M₂	: Gövdedeki Mach sayısı
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
TL	: Ses iletim kaybı (dB)
u₁	: Ayrışma bölümü giriş hızı (m/s)
u₂	: Ayrışma bölümü çıkış hızı (m/s)
u₃	: Toplaşma bölümü giriş hızı (m/s)
u₄	: Toplaşma bölümü çıkış hızı (m/s)
X	: Boyutsuz eksenel uzunluk
V	: Y eksenindeki boyutsuz hız
U	: X eksenindeki boyutsuz hız
W_i	: Gelen dalganın ses gücü (Watt)
W_t	: İletilen dalganın ses gücü (Watt)
p	: Basınç (Pa)
c	: Ses hızı (m/s)
p₁	: Ayrışma bölümü boru içi giriş basıncı (Pa)
p₂	: Ayrışma bölümü boru içi çıkış basıncı (Pa)
p₃	: Toplaşma bölümü boru içi giriş basıncı (Pa)
p₄	: Toplaşma bölümü boru içi çıkış basıncı (Pa)
p_{out}	: Boru ve gövde arasındaki basınç (Pa)
p₁₀	: Kontrol hacmine girişteki statik basınç (Pa)
p₄₀	: Kontrol hacminden çıkıştaki statik basınç (Pa)
Z₀	: Karakteristik empedans (kg/m ² s)
Z	: Empedans (kg/m ² s)
k	: Dalga sayısı (rad/m)
λ	: Dalga boyu (m)
ζ	: Perforasyon empedansı
T_T	: Transfer matrisi
K_D	: Ayrışma basınç kayıp katsayısı
K_C	: Toplaşma basınç kayıp katsayısı

$K_{e\zeta}$: Toplam basınç kayıp katsayısı
A_P	: Yanal toplam delik alanı (m^2)
A_T	: Kesit alanı (m^2)
τ_w	: Kayma gerilmesi (Pa)
ξ	: Eksenel momentum düzeltme katsayısı
γ	: Yanal momentum düzeltme katsayısı
θ_D	: Ayrışma bölümü genel momentum düzeltme katsayısı
θ_C	: Toplaşma bölümü genel momentum düzeltme katsayısı
s	: Dallanma kısmının çevresi (m^2)
f	: Moody sürtünme faktörü
C_D	: Boşaltım katsayısı
B	: Çaplar oranı
ε	: Genleşebilirlik faktörü
q_m	: Kütleli debi (kg/s)
τ	: Basınç oranı
k_i	: İzentropik sıkıştırma oranı
Δ	: Eksenel yönde hız oranı
T	: Sıcaklık (K)
R	: Ünlversal gaz sabiti (kJ/kmol-K)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Açık alan oranları farklı modellerin basınç kayıp katsayıları	28
Çizelge 3.1 : $A_{oc}=1$ modelin basınç kayıp katsayıları	56
Çizelge 3.2 : Sıcaklık değişiminin basınç kaybına etkisi	56
Çizelge 3.3 : Farklı yoğunluklardaki modellerin basınç kayıp katsayıları	57
Çizelge 3.4 : Farklı hızlar için elde edilmiş olan basınç kayıp katsayıları	58
Çizelge 3.5 : Basınç kayıp katsayısının delik çapı ile olan değişimi.....	60
Çizelge 3.6 : Basınç kayıp katsayısının engel pozisyonu ile değişimi	62
Çizelge 3.7 : Farklı modellere ait basınç kayıp katsayıları.....	67
Çizelge 3.8 : Porositenin incelenmesinde kullanılan modeller.....	68
Çizelge 3.9 : Farklı delik çaplarında aynı perforasyon oranındaki modeller	69
Çizelge 3.10 : Delik kalınlığının değiştirilmesi	71
Çizelge 3.11 : Perforasyonsuz bölgenin değişimi	72
Çizelge 4.1 : Laboratuvar ve araç üstü testlerin kıyaslanması.....	79
Çizelge 4.2 : Deneysel çalışmalarda kullanılan prototiplerin özellikleri.....	90
Çizelge 4.3 : Deneysel, sayısal, analitik çözümler ile elde edilen basınç kayıpları	93
Çizelge 4.4 : Deneysel, sayısal, analitik çözümler ile elde edilen toplam basınç kayıp katsayıları	94
Çizelge 4.5 : Deneysel ölçümlerle elde edilen ses düşümü değerleri.....	98

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Helmholtz rezonatörü	2
Şekil 1.2 : Genişleme odası.	3
Şekil 1.3 : Yutucu ve yansıtıcı özelliklerin bir arada bulunduğu hibrid tip susturucu.	4
Şekil 1.4 : Perforasyonlu susturucu tipleri. a) Doğrudan akışlı rezonatör, b) Çapraz akışlı model	6
Şekil 1.5 : İncelenen modelin şematik görünümü.	10
Şekil 2.1 : Teorik incelemesi yapılan model	13
Şekil 2.2 : İki bölmeye ayrılmış model. a) Ayrışma bölümü, b) Toplaşma bölümü	14
Şekil 2.3 : Ayrışma bölümü kontrol hacmi.....	14
Şekil 2.4 : Ayrışma bölümü diferansiyel elemanı.	16
Şekil 2.5 : Toplaşma bölümü kontrol hacmi.....	22
Şekil 2.6 : Toplaşma bölümü diferansiyel elemanı.	23
Şekil 2.7 : Ayrışma ve toplaşma bölümleri boşaltım katsayıları	28
Şekil 2.8 : Bir akustik elemana ait transfer elemanı	32
Şekil 2.9 : 2 borulu perforasyon elemanı.....	33
Şekil 2.10 : Kontrol hacmini çevreleyen yüzeyler.....	34
Şekil 2.11 : Ayrılmış susturucu modeli. a) Çapraz akış genişleme, b) Çapraz akış daralma	42
Şekil 2.12 : Uzatılmış boru etkisi için mevcut perforasyonlu susturucu. (a) Çapraz akış genişleme, (b) Çapraz akış daralma.....	44
Şekil 2.13 : Susturucunun bölgelere ayrılmış modeli.....	45
Şekil 2.14 : Girişte kaviteye ait sınır şartı	45
Şekil 2.15 : Çıkışta kaviteye ait sınır şartı	46
Şekil 3.1 : $A_{oc}=1$ için akım çizgileri.....	52
Şekil 3.2 : $A_{oc}=1$ için susturucu içerisindeki basınç dağılımı.	53
Şekil 3.3 : Susturucu eksenine ait toplam basınç çizgileri.....	53
Şekil 3.4 : $A_{oc}=1$ susturucu içerisindeki hız vektörleri.....	54
Şekil 3.5 : Farklı açık alan oranına sahip modellerin hız dağılımı. Sırası ile $A_{oc}=0,22$, $A_{oc}=0,89$, $A_{oc}=1$	55
Şekil 3.6 : Susturucu içerisindeki hız dağılımı	55
Şekil 3.7 : Açık alan oranı 0,22 olan modelin farklı sıcaklıklardaki basınç kaybı grafiği	57
Şekil 3.8 : Farklı açık alan oranındaki modellerin basınç kaybı grafiği.....	59
Şekil 3.9 : Farklı açık alan oranındaki modellerin karşı basınç grafiği.	59
Şekil 3.10 : Basınç kayıp katsayısının açık alan oranı ile değişimi.....	61
Şekil 3.11 : Genişleme odası modeli.	61
Şekil 3.12 : Genişleme odası basınç kaybı grafiği.....	62
Şekil 3.13 : Engel pozisyonu değiştirilmiş model	62
Şekil 3.14 : Farklı engel pozisyonlu susturucuların akım çizgileri. Sırası ile ($A_{oc}=0,22-0,89$), ($A_{oc}=0,89-0,22$)	63
Şekil 3.15 : Engel pozisyonu değiştirilmiş ve perde eklenmiş model	63

Şekil 3.16 : Engel pozisyonu değiştirilmiş ve perde eklenmiş modelin akım çizgileri	64
Şekil 3.17 : Engel pozisyonu değiştirilmiş ve perde eklenmiş modelin hız vektörleri	64
Şekil 3.18 : Engel pozisyonu değiştirilmiş ve perde eklenmiş modelin basınç dağılımı.....	65
Şekil 3.19 : Engel pozisyonu değiştirilmiş ve perde eklenmiş modelin basınç çizgileri	66
Şekil 3.20 : Değiştirilmiş delikli perde pozisyonu modeli.....	66
Şekil 3.21 : Değiştirilmiş delikli perde pozisyonlu modelin akım çizgileri.	66
Şekil 3.22 : Farklı açık alan oranındaki modellerin iletim kaybı eğrileri	69
Şekil 3.23 : İletim kaybının delik çapı ile değişimi	70
Şekil 3.24 : İletim kaybının akış hızı ile değişimi	71
Şekil 3.25 : İletim kaybının boru kalınlığı ile değişimi	72
Şekil 3.26 : İletim kaybının perforasyonsuz bölgeye göre değişimi.....	73
Şekil 4.1 : Ventüri tüpü.....	75
Şekil 4.2 : Akış ölçümleri	77
Şekil 4.3 : Akış ölçüm düzeneği	79
Şekil 4.4 : Dört kutup parametresi	80
Şekil 4.5 : Giriş ve çıkışta yansıyan ve gelen dalga.....	80
Şekil 4.6 : Ses iletim kaybı ölçüm düzeneği.....	84
Şekil 4.7 : Akustik ölçüm akış şeması.	85
Şekil 4.8 : Kesme frekansı 3500 Hz'in üzerindeki frekanslarda sonuçlar.	88
Şekil 4.9 : Farklı açık alan oranlarına sahip modellerin debiye bağlı karşı basınç grafiği	91
Şekil 4.10 : Farklı açık alan oranlarına sahip modellerin hıza bağlı karşı basınç grafiği	92
Şekil 4.11 : Karşı basıncın sıcaklıkla değişimi	92
Şekil 4.12 : Basınç kaybının açık alan oranına göre değişimi. Sayısal, deneysel ve analitik çözüm eğrileri.....	93
Şekil 4.13 : Basınç kayıp katsayılarının açık alan oranına göre değişimi. Sayısal, deneysel ve analitik çözüm eğrileri	94
Şekil 4.14 : Akış ölçümleri	95
Şekil 4.15 : Farklı delik çapındaki prototiplere ait iletim kaybı eğrisi	95
Şekil 4.16 : Açık alan oranı aynı ancak delik sırası ve çapı farklı modellerin iletim kaybı grafiği	96
Şekil 4.17 : Akışsız halde analitik, sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması. 97	
Şekil 4.18 : $M=0,04$ ve akışsız hal için analitik ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.	97
Şekil 4.19 : Akustik ölçümler hoparlör bölümü	99
Şekil 4.20 : Akustik ölçümler analizör bölümü	99
Şekil 5.1 : $Aoc=0,22$ modelinin oda koşullarındaki karşı basınç grafiği.....	102
Şekil 5.2 : $Aoc=0,22$ modelinin deneysel sayısal ve analitik çözümlerle elde edilmiş karşı basınç grafiği	103
Şekil 5.3 : Basınç kayıp katsayısının açık alan oranına göre değişimi	104
Şekil 5.4 : Farklı açık alan oranlarındaki susturucuların analitik ve sayısal irdelermelerle elde edilmiş karşı basınç grafiği.....	104
Şekil 5.5 : Susturucularda delik çapının etkisi.....	105
Şekil 5.6 : Perforasyonlu susturucuya ait iletim kaybı eğrisi	106

Şekil 5.7 : Genişleme odası ve yüksek porositeli susturucunun iletim kaybı eğrilerinin karşılaştırılması.....	107
Şekil 5.8 : Doğrudan akışlı rezonatör susturucu modeli.....	107
Şekil 5.9 : Rezonatör tipi perforasyonlu susturucuda akışın etkisi.....	108
Şekil 5.10 : Rezonatör tipi perforasyonlu susturucularda porositenin etkisi	108

SUSTURUCULARDA BASINÇ KAYBI VE AKUSTİK PERFORMANSIN İNCELENMESİ

ÖZET

Günümüzde, egzoz susturucularının kullanım alanları çok geniştir. Egzoz susturucuları; dizel veya benzinli motor fark etmeksizin otomobil, jeneratör, iş makineleri ve çok çeşitli araç sınıflarında kullanılmaktadır. Egzoz susturucuları performans ve çalışma bakımından iki farklı konuda değerlendirilir. Bunlar; karşı basınç ve akustik performanstır.

Borularda delikler açılarak oluşturulan perforasyon, susturucu içerisinde sıkça kullanılan uygulamalardan biridir. Perforasyon sayesinde akış egzoz içerisinde hem boru içerisinden daha geniş bir alana genişlemekte, hem de bu sırada kat ettiği mesafe uzamaktadır. Karşı basınç değerini etkileyen bu tasarım parametresi aynı zamanda egzoz'un akustik performansına da doğrudan etki etmektedir.

Bu çalışmada, içerisinde perforasyon uygulaması bulunan susturucuların akış ve akustik performansları, birbiri ile karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Bu inceleme, analitik, sayısal ve deneysel yöntemler kullanılarak yürütülmüş, perforasyonu tanımlayan parametrelerin her birinin etkisi araştırılmıştır. Giriş bölümünde konu hakkında yürütülen çalışmalara ait literatür bilgisi anlatılmış, model verilerek parametreler tanımlanmıştır. 2. Bölümde akış analitik modeli, momentum ve süreklilik denklemlerinden yola çıkılarak, akustik matematik modeli ise düzlem dalga yaklaşımı kullanılarak oluşturulan çözüm gösterilmiştir. 3. Bölümde ise mühendislik yazılımları kullanılarak hem parametrelerin etkisi araştırılmış, hem de ihmal edilen büyüklüklerin karşı basınç üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. 4. Bölümde bu çalışma kapsamında oluşturulan akış ve akustik ölçüm düzeneğinin kurulması anlatılmıştır. Ayrıca elde edilen deneysel sonuçlar ile daha önce 2. ve 3. Bölümde elde edilen sonuçlar kıyaslanarak irdelenmiştir. Sonuç bölümünde ise doğrulanmış model kullanılarak elde edilen sonuçlar ve bunların perforasyonlu susturucu tasarımı açısından değerlendirilmesi ayrıntılı şekil ve çizelgeler kullanılarak anlatılmıştır.

INVESTIGATION OF PRESSURE LOSS AND ACOUSTIC PERFORMANCE OF MUFFLERS

SUMMARY

Nowadays exhausts' area of usages are wide. Regardless of diesel or gasoline engine types, exhausts are used in automobile, power generators, work machine and various vehicle types. Exhausts are defined in two categories about performance such as back pressure and acoustic performance.

Perforation that is composed by drilling pipes, is used for interior exhaust design widely. Owing to perforation, flow can expand in much more extensive area and also its distance of way is lengthen. This design parameter that affects back pressure, also affects acoustical performance directly.

In this study, Back pressure and acoustical performances examined comperativley at perforated mufflers. This investigation is made experimental, numerical and theoritically and all of the parameters that effect perforation are examined. In entry section, litterateur informations are explained that related with current subjects. And parameters are defined according to model. At 2. section, fluid analytical model is defined according to continuety and momentum equations, acoustic analytical model is defined according to plane wave approximation. At 3. section parameters effect investigated seperately, and neglected effects on back pressure examined by engineering software programs. At 4. section it is explanied that how to set up experimental devices according to both acoustical and fluid devices seperately. At the same time experimental results are compered with analytical and numerical results which are obtained at 2. and 3. sections. At conclusion section results that obtained by corrected model and definition of design parameters are both inspected in depth by charts and tables.

1. GİRİŞ

Günümüzde içten yanmalı motorlarda yanma odasındaki patlamadan sonra açığa çıkan gazlar motordan dışarıya egzoz sistemi ve susturucular yardımıyla atılmaktadır. Motordan çıkan bu gazlar egzoz sistemleri içerisinde katalitik konvertörden geçerek zehirli bileşenlerinden arındırılmaktadır. Nispeten temizlenen gazlar susturucu içerisinde dolaştıktan sonra dışarıya atılmaktadır. Bütün bu işlemler sırasında egzoz gazları uzunca bir yol kat etmektedir. Her geçen gün, motor ve egzoz gazının dışarıya atıldığı sistemler arasında geliştirme çalışmaları devam etmektedir. Bu konuda en önemli kıstas, karşı basınç ve akustik performanstır. Egzoz gazı karşı basınç sebebiyle motora geri dolarak, motor performansını olumsuz yönden etkilemektedir. Bu bakımdan egzoz gazlarının kat ettiği yol sırasında karşılaştığı her türlü zorluk potansiyel karşı basınç sebebidir. O yüzden ki, egzoz gazlarının karşılaştığı direnci azaltma yönündeki önlemler günümüzde susturucuların gelmiş olduğu noktada, önemli bir çalışma konusudur. Öte yandan susturucuda temel amaç yol boyunca sesin yayılmasını engellemektir. Böylelikle egzoz gazlarının sahip olduğu ses basıncı indirgenerek sessiz bir çıkış sağlanır. Susturucuda sesin yayılmasını engellemeğin önemli çözümlerinden bir tanesi egzoz gazının, dışarıya atılmadan önce mümkün olduğu kadar akustik enerjisinin yutulmasıdır. Ancak yukarıda bahsedildiği gibi bu potansiyel bir karşı basınç miktarında artış sebebidir. Bu bakımdan optimizasyon çalışmaları egzoz gazının tahliyesi için en uygun koşulun sağlanması konusunda devam etmektedir.

1.1 Susturucular

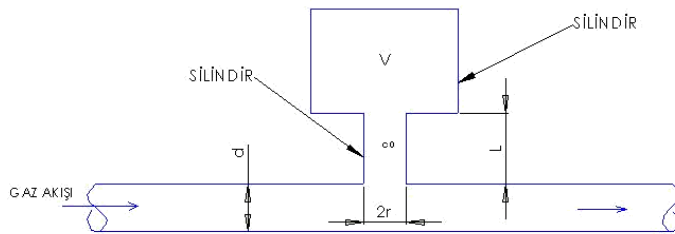
Susturucular temel olarak aktif ve pasif olmak üzere 2 grupta incelenebilir. Aktif susturucular kaynaktaki gürültünün karakterine göre çalışma koşullarını ayarlayan ya da değiştiren susturuculardır. Günümüzde kullanım yerleri sınırlı olmakla birlikte bu alanda çalışmalar devam etmektedir. Günlük hayatta ve endüstriyel kullanımda yaygın bir şekilde yer alan susturucular ise pasif tip susturuculardır. Pasif

susturucular; gürültüyü azaltma yöntemine göre yutucu tip, reaktif tip ve her iki özelliğin bir arada bulunduğu hibrid tip olarak sınıflandırılabilirler.

Yutucu tip susturucular, içerisinde ses yutum özellikleri yüksek olan malzeme bulunduran ve akustik enerjinin bu yüzeyler tarafından hapsedilip ısı enerjisine dönüştürüldüğü susturuculardır. Havalandırma kanallarında ve egzoz sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Bu susturucular özellikle yüksek frekansa sahip seslerin sönümlenmesinde etkilidirler. Diğer susturucu türlerine göre avantajları akış boyunca düşük direnç oluşturması ve yüksek frekans bölgelerinde geniş bant gürültü yutumu sağlamasıdır. Dezavantajları ise; düşük frekans bölgesinde yetersiz oluşları, mekanik ve ısı tahribata, aşındırıcılara karşı duyarlı olmalarıdır. Bir süre sonra performansları malzeme özelliklerinin değişmesine bağlı olarak azalır. Ancak yine de yutucu tip susturucular, yansıtıcı tip susturuculara nazaran akışa karşı direnç göstermemesi ve buna rağmen akustik performansı da iyi yönde etkilemesi nedeniyle çokça tercih edilmektedir.

Reaktif tip susturucuların temel çalışma prensibi, ses dalgalarının yansımaları veya rezonansa bağlı olarak sönümlenmesi esasına dayanır. Endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılan bu susturucular, çalışma prensibine göre rezonatörler ve yansıtıcı susturucular olarak iki başlıkta incelenebilir.

Rezonatörler ana iletim hattına bağlanan bir boşluk hacminden (kaviteden) oluşmuştur. Havanın bulunduğu hacim ve boğaz, ses kaynağının frekansına göre ayarlandığında, kavite içinde bulunan ses ilgili frekansta rezonansa girerek ses dalgasını sönümler. Bu nedenle, bu tip rezonatörler düşük frekanslarda dar bantlı gürültünün azaltılmasında kullanılırlar. Şekil 1.1’de bu tip susturuculara örnek olarak Helmholtz rezonatörü gösterilmiştir.

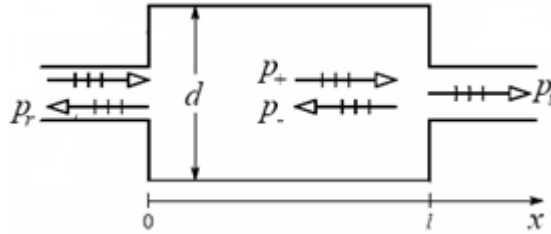


Şekil 1.1 : Helmholtz rezonatörü.

Rezonatör tip susturucuların diğer türlere göre avantajı, belirli bir frekansa ayarlanabilmeleridir. Bu özellik, düşük frekansa sahip gürültülerin engellenmesinde

önemlidir. Ayrıca, bu tip susturucular kirleticilere karşı duyarlı değildir ve ömürleri yüksektir. Dezavantajları ise, dar bant etkinliğe sahip olmalarıdır. Bazı durumlarda bu susturucuların akışa karşı gösterdiği direnç önemli seviyelerde olabilir.

Yansıtıcı tipteki susturucular, gelen ses dalgasının ses kaynağına doğru yansıtılması prensibine göre çalışırlar. Akustik enerji, susturucu içerisinde oluşan yansımalar sonucunda sönümlenir. Bu tip susturucular, yayıcı etkili, yutucu malzemeli susturucuların çalışmadığı düşük frekanslarda oluşan gürültüyü azaltmak amacıyla tasarlanmaktadır. En basit örnekleri, içi boş basit genişleşme odalı susturuculardır. Şekil 1.2’de en temel yansıtıcı tip susturucu örneği olarak, genişleme odası ve yansıyan dalgalar gösterilmiştir.



Şekil 1.2 : Genişleme odası.

Bu tip susturucuların avantajı, farklı genişleme odaları ve iç modüllerin kullanılması ile birlikte geniş bantta özellikle düşük frekanslar için yüksek ses indirgemesi yapabilmesidir. Bu tip susturucularda en belirgin dezavantaj akışa karşı direnç oluşturmasıdır ki bu durum, tasarım yöntemlerinde göz önüne alınması gereken bir faktör olarak karşımıza çıkar.

Endüstriyel uygulamalarda çoğunlukla karşımıza çıkan, yutucu tip ve reaktif tip susturucuların özelliklerini bir arada barındıran hibrid susturuculardır. Bu susturucularda, geniş bant sesin engellenmesi için yutucu tip susturucuların yüksek frekanstaki etkinliği ve reaktif tip susturucuların düşük frekanstaki etkinliğinden yararlanılır. Bu susturucuların tasarımı, uygun frekans aralığının belirlenerek ses azaltan odaların belirlenen frekansa uygun seçilmesi ve yutucu malzemelerin kalınlıklarının belirlenmesi esasına dayanır. Şekil 1.3’te bu susturuculara ait örnekler verilmiştir.



Şekil 1.3 : Yutucu ve yansıtıcı özelliklerin bir arada bulunduğu hibrid tip susturucu.

1.2 Susturucu Tasarımı

Susturucuların akış etkinliğini belirleyen temel nicelik basınç kaybıdır. Susturucu içinde izin verilen en yüksek basınç kaybı genellikle uygulamaya göre değişir. Örneğin; gücü 40 ila 130 beygir gücü arasında değişen standart bir traktör motorunda müsaade edilen maksimum karşı basınç miktarı 10 kPa'dır. Bu bakımdan o motordaki susturucunun, sebep olduğu karşı basınç değeri 10 kPa değerini aşmamalıdır. Bu değer motordan çıkan gazların debisine yani motorun devrine göre değişmektedir. Bu yüzden genellikle tam yükteki değer araştırılmaktadır. Karşı basınç susturucunun girişi ve çıkışı arasındaki, susturucu boyunca direnç noktalarından kaynaklanan statik basınç farkıdır. Bilindiği üzere yanma odasındaki patlamadan sonra ısı ve ses enerjisi açığa çıkmaktadır. Dolayısıyla açığa çıkan ses yanmış gazlardan daha önce susturucuya girmektedir. Ses enerjisi, düşük basınçlı bir ortama girdiği zaman geriye dönme eğilimi göstererek yanmış gazlarla karşılaşır ve bu gazları tekrar yanma odasının içine girmeye zorlar. Karşı basınç, susturucu tarafından motordan çıkan egzoz gazlarının sıkıştırılması sonucu oluşan basınçtır ve yeterince düşük olması beklenir. Karşı basınç sebebiyle geriye dönen yanmış gazlar eğer o anda egzoz subabı açık ise tekrar yanma odasına girerler. Bu nedenle yanma odasına içeriye alabileceğinden daha az temiz hava ve yakıt dolar ve böylece motorun performansı düşmüş olur. Dört zamanlı motorlarda oluşan bu anlık basınç; motorun ortalama etkin fren basınç değerini (BMEP), hacimsel verimliliğini ve gücünü düşürmektedir. Bu nedenle yakıt tüketim oranını da etkilemektedir. Bir genişleme odası ve çıkış borusundan oluşan basit bir susturucu göz önüne alınacak olursa böyle bir susturucuda basınç düşümü üç temel bileşenden oluşmaktadır. Bunlar; akışkanın oda içerisinde genişmesi ve sonrasında daralması nedeniyle oluşan basınç düşümü, çıkış silindirlerinde türbülans nedeniyle oluşan basınç

düşümü ve akışkanın çıkış borusu içerisinde genişmesi nedeniyle olan basınç düşümüdür. Bu yüzden susturucularda karşı basınç göz önüne alındığı zaman keskin köşelerden, giriş ve çıkışın aynı ekseninde olmasından ve gerekli olmadıkça, susturucu içerisinde akışa yön değiştiren tasarımlardan kaçınılmalıdır. Bu çalışmada da matematik model, sayısal analiz ve deneysel çalışmalar ile model olarak seçilen susturucunun karşı basıncı grafikler üzerinde gösterilmiştir.

Susturucu tasarımı, ayrıca temel olarak istenen akustik özelliklerin sağlanmasını amaçlar. Ancak çoğu örnekte sesin azaltılması için kullanılan yapılar, akışa karşı bir direnç oluşturmaktadır. Bu ise, statik basıncın yükselmesine sebep olur. Karşı basınç olarak adlandırılan bu büyüklük çalışmalarda bir tasarım parametresi olarak karşımıza çıkar. Susturucularda, akustik özellikler hacim ile orantılı olarak yükselirken, karşı basınç çaplardaki artışa bağlı olarak azalır. Bu yüzden, susturucu hacmi bir diğer tasarım parametresidir. Genellikle susturucuların hacmi iç tasarımdan önce belirlendiğinden susturucu tasarımı, verilen hacim için optimum özellikleri sağlamayı amaçlar. Tasarım esnasında susturuculardan istenen mukavemet, sıcaklık, korozyona dayanıklılık, maliyet ve kıvılcım tutucu gibi diğer istekler de hesaba katılmalıdır. Tüm bunlara ek olarak, akışın yarattığı gürültü ve susturucu kabuğundan sızan gürültü mümkün olduğunca küçük olmalıdır.

Susturucuların akustik etkinliklerinin nicel olarak belirlenmesi için çeşitli tanımlamalar mevcuttur. Akustik özelliklerin belirlenmesinde bunlardan en sık kullanılanlar Ekleme kaybı (IL), Gürültü azaltımı (NR) ve İletim kaybı (TL) dir [1]. Ekleme kaybı, sisteme susturucunun monte edilmesine bağlı olarak ses basınç seviyelerinde meydana gelen farktır. Gürültü azaltımı ise susturucu giriş ve çıkışında ses basınç seviyeleri arasındaki farktır. İletim kaybı, (1.1) Eşitliğinde de gösterildiği gibi susturucuya giren ses gücü düzeyi ile susturucudan çıkan ses gücü düzeyi arasındaki farktır. Ekleme kaybı ve gürültü azaltımı kriterleri kaynağa ve özellikle çıkış koşullarına bağlıyken, iletim kaybı tamamen susturucu karakterine bağlı olarak tanımlanmıştır. Bu sebeple iletim kaybı, susturucularla ilgili yürütülen çalışmalarda en fazla kullanılan parametre olarak karşımıza çıkar. Bu çalışmada da sonuçlar, iletim kaybı eğrileri üzerinden yorumlanmıştır.

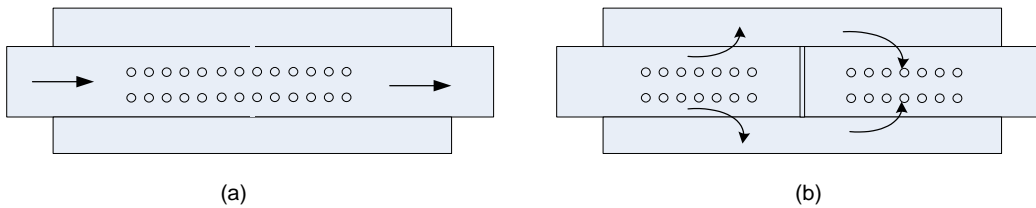
$$TL = 10 \log \frac{W_i}{W_t} \quad (1.1)$$

Burada, W_i , gelen dalganın ses gücü, W_t , iletilen dalganın ses gücüdür. Gelen dalganın ve iletilen dalganın ses gücü değerleri, dinamik basınç değerleri kullanılarak hesaplanırlar.

Yukarıda Denklem (1.1) ile tanımlanan iletim kaybı değerinin yüksek olması istenir. Ancak yüksek iletim kaybı ile düşük karşı basınç arasında bir çelişki vardır. Karşı basıncın düşürülmesi için genellikle egzoz gazının aldığı yol kısaltılmalı, dönüşlerden kaçınılmalı, ortalama akış hızı düşürülmeli ve susturucu silindirin, gövde çapı büyütülmelidir. Fakat bu durumda susturucu maliyeti ve hacmi artacak buna karşın iletim kaybı (TL) değeri düşecektir. Bu nedenle tasarım esnasında maliyet, TL ve karşı basınç kriterleri arasında optimizasyon yapılmalıdır.

1.3 Perforasyonlu Susturucular

Perforasyonlu susturucular, susturucu içerisindeki boruların üzerine delikler açılması yoluyla akışın geçişinin sağlandığı ya da rezonans boşluklarının oluşturulduğu susturuculardır. Bu susturucular, uzunca bir süredir rezonatör ve susturucu olarak taşıtların egzoz sistemlerinde yer almaktadırlar. Bu tip susturucuların rezonatör olarak kullanımında ses azaltımı, Şekil 1.2’de gösterilen Helmholtz rezonatöründekine benzer olarak, deliklerin çevresinde yer alan hacmin rezonansına bağlıdır. Diğer bir kullanım ise, akışın deliklerden geçerken maruz kaldığı dirence bağlı gürültüyü azaltan çapraz akışlı modeldir. Şekil 1.4’te bu iki örnek gösterilmiştir.



Şekil 1.4 : Perforasyonlu susturucu tipleri. a) Doğrudan akışlı rezonatör, b) Çapraz akışlı model.

Bu susturucular ters akışlı, iki ya da daha fazla borulu, iç içe geçmiş perforasyonlu borulu gibi farklı yapılandırmalarda kullanılmaktadır. Perforasyonlu yapılar, özellikle yüksek performans beklenen susturucuların içerisinde parça olarak yer alırlar. Hem akustik hem de akış etkinliğinde önemli rol oynarlar. Susturucu içerisindeki borunun üzerinde bulunan delik sayısına bağlı olarak karşı basıncı

değişmektedir. Bu çalışmada delik sayısına bağlı olarak karşı basıncın değişimi gösterilmiştir.

1.4 Literatür Özeti

Susturucu içerisinde uzunca bir süredir kullanılan perforasyonlu yapılara ait akustik analitik incelemeler, ilk olarak Sullivan ve Crocker tarafından tüp rezonatörler kullanılmıştır [2]. Perforasyonlu boruya ve içerisinde yer aldığı kaviteye ait bağlı hareket denklemleri oluşturularak çözülmüş, bunlara ait akustik alanlar, doğal modların sınır koşulları sağlayan sonlu toplamları şeklinde ifade edilmiştir. Devam eden çalışmalarda Sullivan tüm perfore elemanları kapsayacak segmentasyon yöntemini geliştirmiştir. İçerisinde yer alan ortalama akıştaki değişimin de hesaba katıldığı bu modelde, sonlu toplamların sayısının artırılması ile deneysel bulgularla örtüşen sonuçlar elde edilmiştir [3, 4]. Daha sonra Jamayaran ve Yam tarafından kapalı formda bir çözüm yöntemi geliştirilmiştir. Ancak bu yöntemde kavite ve boru içerisindeki akışın sabit ve aynı olduğu kabulü yapılmıştır [5]. M.J. Munjal tarafından iç boru ve kaviteye ait farklı hızlar için denklemlere ait kapalı formda çözümler verilmiştir [6]. Bilgisayar çözümlerindeki gelişmelerle bağlantılı olarak Peat tarafından denklemler 4 adet diferansiyel denkleme indirgenip standart özdeğer problemi çözümü mümkün hale gelmiştir [7]. Yine Munjal tarafından, elde edilen bu çözümler derlenerek tasarım parametreleri cinsinden formülize edilmiş ve yayınlanmıştır. Devam eden çalışmalarda Kar ve Munjal tarafından fazla sayıdaki perforasyonlu boru sayısı için formüller genelleştirilmiştir [8]. Dokumacı tarafından, geliştirilen matris yaklaşımında segmentasyon kullanılmadan da ortalama akış gradyeninin hesaplamalara dahil edilmesi sağlanmıştır [9]. Perforasyonlu susturucuların akış özellikleri ile ilgili olarak Munjal tarafından CFD programı kullanılarak yapılan çalışmada farklı susturucu yapıları için basınç kaybına ait deneysel verilere bağlı ifadeler sunulmuştur [10]. Bütün bu susturucu içerisinde perforasyonlu yapılara ait akustik analitik incelemeler ve akustik sayısal analiz sonuçları Orçun Saf tarafından yapılan perforasyonlu susturucuların akış ve akustik etkinliklerinin incelenmesi başlıklı yüksek lisans tezi kaynak olarak kullanılmıştır [11].

Perforasyonlu susturucularda basınç kaybının karakterize edilmesi konusunda ise Francisco, Antonio, Torregrosa ve Alberto tarafından çalışma yapılmıştır [12]. Bu

çalışma yapılırken kısaca; susturucu toplaşma ve ayrışma şeklinde iki kısma ayrılmıştır. Her iki kısmın teorik olarak matematik modellemesi ayrı ayrı yapılmıştır. Matematik model oluşturulurken, süreklilik ve momentum denklemlerinden yola çıkılmıştır. Bu denklemler kolaylık olması açısından boyutsuzlaştırıldıktan sonra Bahura ve Jones tarafından manifoldlardaki akış dağılımı çalışması ile vektörel formdaki momentum denklemleri elde edilmiştir [13, 14]. Bu denklemlerden basınç terimi, sürtünme terimi ve momentum değişimi terimleri ayrı ayrı çıkarılmıştır. Basınç denklemi düzenlenerek momentum denklemiyle birleştirilmiştir. Yapılan çalışmalarda, elde edilen tümleşik denklemdeki hız bileşeni ile boyutsuz süreklilik denklemindeki hız bileşeni birbirine eşitlenmiştir. Francisco, Antonio, Torregrosa ve Alberto çalışmasında en düşük perforasyon oranı için momentum düzeltme katsayısı 1 kabul edilmiştir. Süreklilik ve momentum denklemleri Ward-Smith internal fluid flow kullanılmıştır [15]. Boşaltım katsayısının belirlenmesi konusunda Tomasz Kiljanski orifislerde boşaltım katsayısını deneysel ve teorik olarak saptamıştır [16]. Ancak susturucu engelinde, orifisdeki gibi bir delik bulunmadığından ötürü Francisco, Antonio, Torregrosa ve Alberto Perforasyonlu susturucularda basınç kaybının karakterize edilmesi çalışması ile Taş ve Raymond tarafından yapılan perfore borulardaki akış dağılımının incelenmesi konularındaki çalışmalardan boşaltım katsayıları bulunmuştur [17]. Momentum düzeltme katsayıları ise; B. Thandaveswara enerji ve momentum katsayılarının hesabı, çalışması tarafından yapılmıştır [18]. Böylelikle basınç denklemi, momentum ve süreklilik denklemleri ile açık alan oranına bağlı olarak bir basınç kayıp katsayısı denklemi elde edilmiştir.

1.5 Tezin Amacı

Bu çalışmada perforasyonlu susturucuların akış ve akustik özelliklerinin araştırılması ve parametrelere bağlı olarak çözümlerin elde edilmesi amaçlanmaktadır. Bu amaç doğrultusunda teorik, sayısal ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Teorik çalışmalar, hem akış hem de akustik açıdan ele alınmıştır. Akış ile ilgili olarak perforasyonlu susturuculara ait basınç kayıp katsayısı için matematik model oluşturulmuştur. Bu model oluşturulurken; bir boyutlu, sıkıştırılmaz, tam gelişmiş akış kabulüyle çözümlenmiştir. Matematik modelin sonucu olarak giriş ve çıkış arasındaki basınç kayıp katsayısı hesaplatılmıştır. Bu basınç kayıp katsayısı ele alınan model için giriş ve çıkış arasındaki toplam basınç farkını temsil etmektedir.

Statik basınç farkı nedeniyle oluşan karşı basınca; bulunan toplam basınçtan dinamik basıncın çıkartılması yardımıyla ulaşılır. Akustik incelemeler ise perforasyonlu susturuculara ait dağıtılmış parametreler yöntemi kullanılarak yürütülmüştür. Bu yöntemle göre elde edilen transfer matrisleri kullanılarak, iletim kaybı eğrileri hesaplanmıştır. Akışın da dahil edildiği bu yaklaşımda, gövde içerisindeki akış, girişteki akış kullanılarak hesaplanmış, ancak aksel yöndeki hız gradyeni ihmal edilmiştir. Bu modelde yer alan tüm parametrelerin etkileri, iletim kaybı eğrileri üzerinden araştırılmıştır.

Sayısal çözüm yöntemi olarak mühendislik yazılımları kullanılmış, elde edilen sonuçlar teorik ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Teorik modelde ihmal edilen delik yerleşimi gibi etkiler, bu model kullanılarak incelenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı ile basınç kayıpları elde edilerek susturucu tasarımında, örnek oluşturacak deneysel verilere bağlı bir formülasyonun geliştirilmesi amaçlanmıştır.

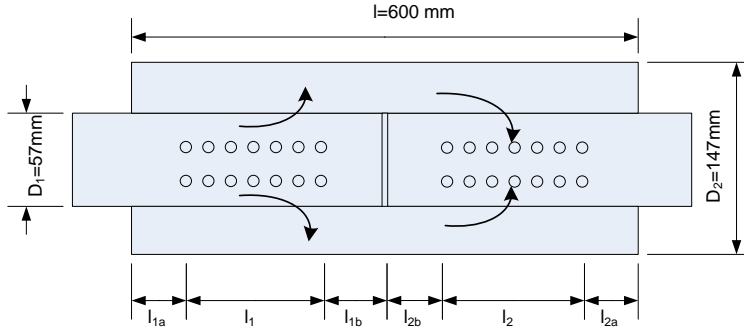
Bu çalışmadaki diğer bir amaç, susturucuların akustik ve akış özelliklerinin deneysel yöntemler ile elde edilmesidir. Bu amaçla deneysel ölçüm düzeneği oluşturulmuş, teorik ve sayısal modeller, bu düzenekler kullanılarak doğrulanmıştır. Akış ölçüm düzeneği bir ventürimetre düzeneğinden ibaret olup fark basınç ve karşı basınç sensörü yardımıyla ölçümler yapılmıştır. Akustik ölçümlerde ise düzenek 2 yük düzlem dalga ayrıştırma prensibine göre hazırlanmış, teorik arka plan matris notasyonları ile ifade edilmiştir.

Yapılan bu çalışmalar ile perforasyon uygulamasına ait birçok parametrenin, etkileri ile birlikte yer aldığı bir kaynak oluşturulması amaçlanmıştır. Literatürdeki mevcut çalışmalarda çoğu kez ihmal edilen parametreler de incelenerek, deneysel bulgular ile desteklenecek sonuçlar araştırılmıştır.

1.6 Model ve İncelenecek Parametreler

Perforasyonlu susturuculara ait parametrelerin incelenmesi için Şekil 1.5'te gösterilen çapraz akışlı model kullanılmıştır. Endüstriyel susturucuların içerisinde sıklıkla kullanılan bu çapraz akışlı modelde, akışa ait basınç kayıpları göz önüne alınması gereken önemli bir etmendir. Bu modelin kullanılması ile birlikte akustik ve akış etkinliklerinin parametrik olarak incelenmesi mümkün hale gelmiştir. Susturucu

tasarım süreçlerinde genellikle dış hacim belirli olduğundan ve parametrelerin daha iyi incelenmesi bakımından, dış geometrik özellikler olan gövde çapı (D_2), boru çapı (D_1), gövde uzunluğu (l) gibi değerler sabit tutulmuş, aşağıda ayrıntılı olarak değinilen porosite (σ), açık alan oranı (A_{OC}), delik çapı (d_h), delik kalınlığı (t), uzatılmış boru uzunluğu (l_a, l_b), delik yerleşimi ve akışın etkisi gibi parametreler incelenmiştir.



Şekil 1.5 : İncelenen modelin şematik görünümü.

1.6.1 Porosite

Porosite ya da diğer adı ile perforasyon oranı, literatürde perfore olan yüzeylerdeki açık yüzeylerin (deliklerin toplam alanının), tüm perforasyon yüzey alanına (borunun çevresel alanına) oranı olarak tanımlanır. Literatürdeki konu ile ilgili yapılan mevcut çalışmaların birçoğu bu parametre üzerinden yürütülmüştür. Bu değişken, akustik özelliklerin tanımlanmasında en önemli parametre olmakla birlikte, akış özelliklerinin tanımlanmasında diğer parametrelere de ihtiyaç duyulmaktadır. Perforasyon oranı (σ) (1.2)'de verilen eşitlikle ifade edilebilir;

$$\sigma = \frac{n \times \pi \frac{d_h^2}{4}}{\pi \times D \times l} = \frac{n d_h^2}{4 \times D \times l} \quad (1.2)$$

Burada n , d_h , D ve l sırası ile delik sayısını, delik çapını, boru çapını ve boru uzunluğunu ifade eder.

1.6.2 Açık alan oranı

Açık alan (A_P) perforasyonun uygulandığı yüzeydeki delikliklerin toplam kesit alanı olarak tanımlanabilir. Akış bu yüzeydeki delikler vasıtası ile iletilmektedir. Kesit

alanı (A_T) ise, susturucudaki akışın girdiği alandır. Dairesel giriş kesitine sahip susturucularda bu alanların oranı **(1.3)** Eşitliğinde belirtildiği şekilde tanımlanabilir.

$$A_{OC} = \frac{A_p}{A_T} ,$$

$$A_p = n \times \frac{\pi d_h^2}{4} , A_T = \frac{\pi D^2}{4} , \quad (1.3)$$

$$A_{OC} = n \times \left(\frac{d_h}{D} \right)^2 .$$

Diğer bir ifade ile açık alan oranı, akışın dik olarak geçtiği alanların oranıdır. Bu alanın 1'den küçük olduğu durumlarda akış perforasyon boyunca daha dar bir alandan geçecektir. Bu özelliklerinden ötürü, basınç kaybına ait incelemelerde porosite yerine açık alan oranının kullanılması daha faydalıdır. Porosite ile açık alan oranı arasında **(1.4)** Eşitliğinde belirtilen ilişki mevcuttur.

$$A_{OC} = \frac{n \times d_h^2}{D^2} = \frac{n \times 4 \times D \times l \times \sigma}{n \times D^2} = \sigma \times \frac{4l}{D} \quad (1.4)$$

1.6.3 Delik çapı ve delik kalınlığı

Bir perforasyonlu susturucuda kullanılan iç boruda, aynı porosite, farklı delik çapları kullanılarak elde edilebilir. Helmholtz rezonatöründe oldukça önemli olan bu parametrenin birden fazla deliğin kullanıldığı borularda hangi akustik ve akış etkilerine sahip olacağı incelenmiştir. Porosite sabit tutulmak istendiğinden, delik sayısı, kullanılan delik çapına göre belirlenmiştir.

Delik kalınlığı ise, iç borunun kalınlığını ifade etmektedir. Bu parametrenin akustik ve akış özelliklerine etkisi analitik ve deneysel olarak incelenmiştir.

1.6.4 Delik yerleşim etkisi

Konu ile ilgili olarak yapılan tüm çalışmalarda deliklerin homojen olarak dağıldığı varsayılmıştır. Analitik ifadelerde yer almayan bu değişkenin incelenmesi amacı ile farklı delik yerleşimlerine sahip susturucuların iletim kaybı ve basınç kayıp katsayısı eğrileri oluşturulmuş ve farklılıklar gözlemlenmiştir.

1.6.5 Uzatılmış boru etkisi

Basit genişleme odalarında uzatılmış boru etkisi, basınç kaybı katsayısı için sürtünmeden kaynaklı kayıpları arttırmaktadır. İletim kaybı için ise, iletim kaybı eğrisinde belirli frekans bölgelerinde değişiklikler yaratmaktadır. Bilindiği üzere sürtünme ile olan kayıp yol uzunluğu ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Temel olarak arkasında kalan boşluğun rezonansının kullanılması prensibine dayanan bu yaklaşım, perforasyonlu susturucularda giriş ve çıkış bölgesinde perforasyonsuz bölge bırakılarak sağlanabilir. Farklı uzunluklardaki bu etki basınç kaybı katsayısı ve iletim kaybı eğrileri ile değerlendirilmiştir.

1.6.6 Akış hızı etkisi

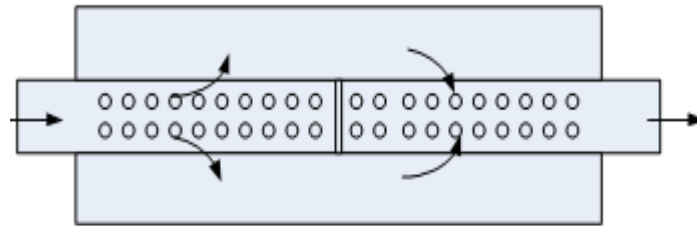
Gerçek koşullarda taşıtların egzoz sistemlerinde 0,2 Mach gibi yüksek değerlerde ses altı akışların olduğu bilinmektedir. Bu çalışma sırasında 0,3 Mach seviyelerinin altında inceleme yapılmasına dikkat edilmiştir. Zaten gerçek uygulamalarda da bu değerlerin üstü görülmemektedir. Bu sayede akışın sıkıştırılmaz olarak kabul edilmesi desteklenmiş olmaktadır. Susturucularda basınç kaybı, akışın yarattığı etkilerin bir sonucudur. Ayrıca akışın genişleme odası, rezonatör gibi susturucularda etkisi oldukça sınırlı olmasına karşılık seçilen çapraz akışlı model için akustik özelliklerde dikkate değer bir farklılık yaratmaktadır. Bu sebeple akışa ait hız ve basınç ölçümleri yapılmış, çalışmalarda taşıtlardaki akış koşulları oluşturulmaya çalışılmıştır.

2. TEORİK İNCELEMELER

2.1 Akışın İncelenmesi

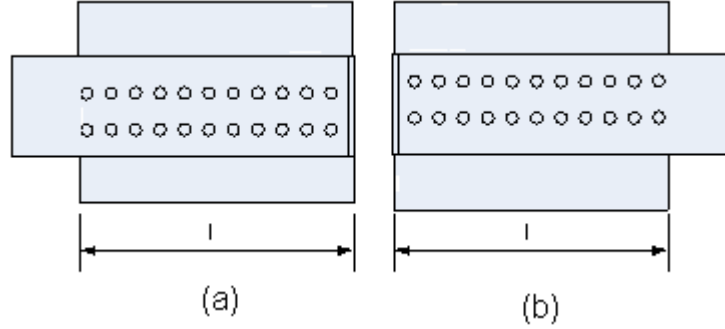
Bu bölümde, perforasyonlu susturucuların karşı basınç değerini bulmaya yarayan basınç kayıp katsayısı, analitik yollar kullanılarak elde edilmiştir. Literatürde yer alan çalışmalardan da yararlanılarak, birinci bölümde verilen model iki ayrı bölüme ayrılmış, girişteki birinci bölüm ayrışma ve çıkıştaki ikinci bölüm toplama bölümleri olarak ayrı ayrı incelenmiştir. Burada her bir bölümün basınç kayıp katsayıları çözümlenmiştir. Bu çözümler farklı perforasyon oranına sahip modellerde uygulanmıştır. Sonuç bölümünde, basınç kayıp katsayısı iki bölme için de sayısal olarak ayrı ayrı elde edilmiştir. İncelenen modelin basınç kayıp katsayısı bulunduğundan sonra bu katsayı yardımıyla susturucunun karşı basıncı hesaplanabilmektedir. Bulunan basınç kayıp katsayısı yardımıyla giriş ve çıkıştaki toplam basınç kaybı bulunabilirken, bu değerden dinamik basınç çıkarıldıktan sonra statik basınç farkı bulunabilmektedir. Zira karşı basınç giriş ve çıkış noktaları arasındaki statik basınç kaybından ileri gelmektedir. Bu model kurulurken akışın daimi rejimde, bir boyutlu, sıkıştırılamaz, izotermal ve kesit alanının her yerde sabit olduğu kabul edilmiştir.

Bu bölümde ayrıca, akustik analiz için sırası ile bir boyutlu dalga denklemi, transfer matrisleri ve son olarak perforasyona ait denklemler incelenerek, teorik bütünlük sağlanması amaçlanmıştır. Şekil 2.1 ile matematik modeli oluşturulacak olan model gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Teorik incelemesi yapılan model.

Şekil 2.1 ile gösterilen model, teorik incelemelerin daha rahat yapılabilmesi için iki farklı kısımda incelenmiştir. Tam ortada bulunan engel modeli iki farklı bölüme ayırmıştır. Teorik incelemeler de bu iki farklı bölümün ayrı ayrı incelenmesiyle Şekil 2.2 oluşturulmuştur.



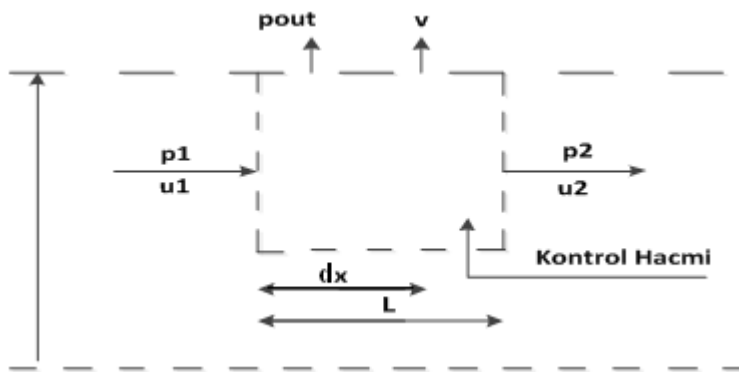
Şekil 2.2 : İki bölmeye ayrılmış model. (a) Ayrışma bölümü, (b) Toplaşma bölümü.

2.1.1 Teorik incelemeler

Sistemin matematik modeli kurulurken, öncelikli olarak giriş bölümünde anlatıldığı gibi sistem iki kısımda incelenmiştir.

2.1.1.1 Ayrışma kısmı

Bu bölümde ayrışma kısmı için kontrol hacmi Şekil 2.3 ile gösterilmiştir. Buna göre 1 ve 2 ile gösterilen indisler sırasıyla giriş ve çıkışı temsil etmektedir. Momentum, Denklem (2.1) ve süreklilik, Denklem (2.2) incelenerek çözümlene gerçekleştirilmiştir [15].



Şekil 2.3 : Ayrışma bölümü kontrol hacmi.

$$A_T \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho A_T u^2) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\tau_w \frac{A_P}{L} \right) = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho A_T u) + \left(\rho \frac{A_P}{L} v \right) = 0 \quad (2.2)$$

Denklem (2.1) ve (2.2)'de kullanılan x konumu, ρ , u , v sırasıyla yoğunluğu x bileşenindeki hızı ve y bileşenindeki hızı, τ_w kayma gerilmesini A_T ve A_P sırasıyla kesit alanı ve perforasyon alanını, L toplam uzunluğu p ise basınç bileşenlerini ifade etmektedir. Bunun yanında yanal boşaltım için basınç kaybı formülünü yazacak olursak;

$$p - p_{out} = \frac{1}{2} K \rho v^2 \quad (2.3)$$

burada $K = (C_d)^{-0.5}$ deliklerde oluşan basınç kayıp katsayısıdır. C_d ise deliklerdeki boşaltım katsayısıdır. Boşaltım katsayısı nozul veya delikli borulu uygulamalarda deliklerden çıkıştaki kütleli debi ile sistemin çıkışındaki kütleli debi arasındaki orandır.

Bu noktada denklemleri basitleştirebilmek amacıyla boyutsuzlaştırma yapılacak olursa Denklem (2.4) elde edilir.

$$\begin{aligned} \text{Eksenel uzunluk} & : X = \frac{x}{L} \rightarrow x = XL \rightarrow dx = LdX \\ \text{Eksenel hız} & : U = \frac{u}{u_1} \rightarrow u = Uu_1 \rightarrow du = u_1 dU \\ \text{Yanal hız} & : V = \frac{v}{u_1} \rightarrow v = Vu_1 \rightarrow dv = u_1 dV \end{aligned} \quad (2.4)$$

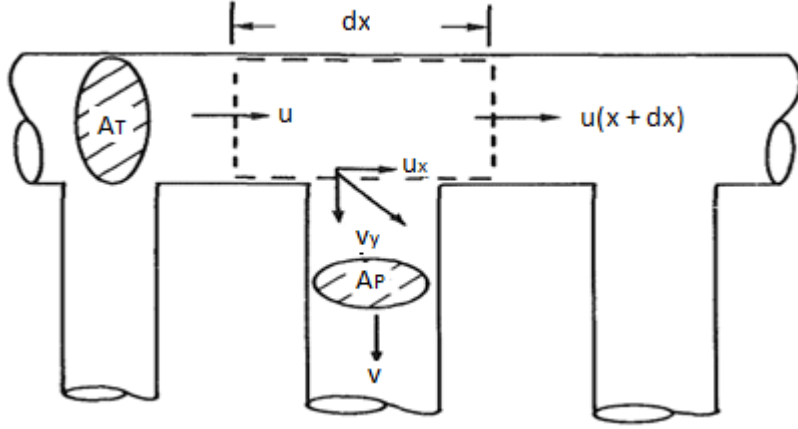
Bütün bu boyutsuz parametreler kullanılarak Denklem (2.2) aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{1}{L} \frac{\partial}{\partial X} (\rho U u_1 A_T) + \left(\rho \frac{A_P}{L} V u_1 \right) = 0 \quad (2.5)$$

Denklem (2.5) düzenlenecek olursa;

$$\frac{\partial U}{\partial X} = - \frac{A_P}{A_T} V \quad (2.6)$$

Denklem (2.6) elde edilir. Denklem (2.1) de aynı zamanda Denklem (2.13) şeklinde yazılabilir. Bunun için bazı tanımlama ve dönüşümler yapmak gerekmektedir [13, 14].



Şekil 2.4 : Ayrışma bölümü diferansiyel elemanı.

Şekil 2.4'e göre n dallanma sayısını yani delik sayısını belirtmektedir. Akışın yoğunluğu sabit kabul edilip Şekil 2.4'teki; kontrol hacmi yardımıyla süreklilik denklemi, Taylor serisine açılırsa, daha önce Denklem (2.5) ile gösterilen delik sayısı cinsinden boyutsuz süreklilik denklemi, düzenlenerek Denklem (2.7) elde edilebilir.

$$VA = -A_T \frac{\partial U}{\partial X} \frac{L}{n} \quad (2.7)$$

P basınç, τ_w kayma gerilmesi ve A alan olmak koşuluyla momentum denklemi vektör formuyla Denklem (2.8) haliyle yazılır.

$$-\int_s P d\bar{A} + \int_s \tau_w d\bar{A} = \int_s \rho \bar{v} (\bar{v} d\bar{A}) \quad (2.8)$$

Böylelikle, momentum transport denklemi yerel ortalama hızlar cinsinden yazılmış olur. ξ , γ , θ_D , s , f sırasıyla, aksel momentum düzeltme katsayısı, yanal momentum düzeltme katsayısı, ayrışma kısmı için genel momentum düzeltme katsayısı, dallanma kısmının çevresi ve Moody sürtünme faktörü olmak koşuluyla bütün bu parametreler Denklem (2.9), (2.10) ve (2.11) şeklinde yazılabilir.

$$\zeta = \frac{1}{u^2 A_T} \int_{A_T} u^2 A_T dA_T \quad (2.9)$$

$$\gamma = \frac{1}{uv_2 A_P} \int_A u_x A_P v_y A_P dA_P \quad (2.10)$$

$$\theta_D = 2\zeta - \gamma \quad (2.11)$$

Yukarıdaki parametreler cinsinden momentum denklemi düzenlenecek olursa Denklem (2.12) elde edilir.

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} + \left(\frac{f \pi D L}{8 \pi \frac{D^2}{4}} + \frac{d\zeta}{dx} \right) u^2 + \theta_D u \frac{du}{dx} = 0 \quad (2.12)$$

Denklem (2.12)'yi basitleştirmek için, öncelikle denklemin her iki tarafı ρ ile çarpılarak Denklem (2.13) bulunur.

$$\frac{dP}{dx} + \left(\frac{1}{2} \rho u^2 L \frac{f}{D} + \rho u^2 \frac{d\zeta}{dx} \right) + \rho \theta_D u \frac{du}{dx} = 0 \quad (2.13)$$

Burada D boru çapıdır. Böylece Denklem (2.13)'de ikinci terim, boru boyunca kayıp, üçüncü terim ise, momentumdaki toplam değişimdir. Boru boyunca sürtünme nedeniyle olan kayıp; üçüncü terimdeki toplam momentum değişimine nazaran, küçük olduğundan boru boyunca sürtünme kaybını ihmal edebiliriz (2.14).

$$\frac{dp}{dx} + \rho \theta_D u \frac{du}{dx} = 0 \quad (2.14)$$

İntegrasyon sonucu, c integrasyon sabiti olmak üzere;

$$p + \frac{1}{2} \rho \theta_D u^2 = p_1 + \frac{1}{2} \rho \theta_D u_1^2 = c \quad (2.15)$$

aynı zamanda bu integrasyon Denklem (2.16) şeklinde yazılabilir.

$$p + \frac{1}{2} \rho \theta_D u^2 = p_1 + \frac{1}{2} \rho u_1^2 + \frac{1}{2} \rho (\theta_D - 1) u_1^2 = p_{10} + \frac{1}{2} \rho (\theta_D - 1) u_1^2 \quad (2.16)$$

Burada p_{10} kontrol hacmine giriş bölümündeki statik basınçtır. D indisi ise ayrışma kısmını temsil etmektedir.

Bu bakımdan perforasyon alanından dışarıya çıkan akışı temsil eden genel basınç kaybı katsayısı K_D Denklem (2.17) şeklinde yazılabilir.

$$K_D = \frac{p_{10} - p_{out}}{\frac{1}{2} \rho u_1^2} \quad (2.17)$$

Buna göre Denklem (2.3) ve (2.16) birlikte çözümlenebilir.

$$p - p_{out} = K \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (2.18)$$

$$p + \frac{1}{2} \rho \theta_D u^2 = p_{10} + \frac{1}{2} \rho (\theta_D - 1) u_1^2 \quad (2.19)$$

$$p - p_{10} = -\frac{1}{2} \rho \theta_D u^2 + \frac{1}{2} \rho \theta_D u_1^2 - \frac{1}{2} \rho u_1^2 \quad (2.20)$$

Denklem (2.18) ve (2.20) taraf tarafa çıkarılır.

$$p_{10} - p_{out} = K \frac{1}{2} \rho v^2 + \frac{1}{2} \rho \theta_D u^2 - \frac{1}{2} \rho \theta_D u_1^2 + \frac{1}{2} \rho u_1^2 \quad (2.21)$$

Denklem (2.21)'de her iki taraf da $\frac{1}{2} \rho u_1^2$ terimine bölünürse Denklem (2.22) elde edilir.

$$\frac{p_{10} - p_{out}}{\frac{1}{2} \rho u_1^2} = K \frac{v^2}{u_1^2} + \theta_D \frac{u^2}{u_1^2} - \theta_D + 1 \quad (2.22)$$

Denklem (2.22)'de boyutsuzlaştırma göz önüne alınırsa Denklem (2.23) elde edilir.

$$K_D = KV^2 + (-\theta_D + 1) + \theta_D U^2 \quad (2.23)$$

Denklem (2.23)'ten V hız bileşeni çekilirse Denklem (2.27) elde edilir.

$$KV^2 = K_D - \theta_D U^2 - (-\theta_D + 1) \quad (2.24)$$

$$V^2 = \frac{K_D + \theta_D (1 - U^2) - 1}{K} \quad (2.25)$$

$$V = \sqrt{\frac{K_D + \theta_D (1 - U^2) - 1}{K}} \frac{\sqrt{\theta_D}}{\sqrt{\theta_D}} \quad (2.26)$$

$$V = \sqrt{\frac{K_D + \theta_D - 1}{\theta_D K} - \frac{U^2}{K}} \sqrt{\theta_D} \quad (2.27)$$

Aynı zamanda Denklem (2.6)'dan bulunan hız ile Denklem (2.27) ile bulunan hız birbirine eşitlenecek olursa Denklem (2.29) elde edilir.

$$\sqrt{K} \left(-\frac{dU}{dX} \frac{A_T}{A_P} \right) = \sqrt{\frac{K_D + \theta_D - 1}{\theta_D} - \frac{U^2}{K}} \sqrt{\theta_D} \quad (2.28)$$

$$\frac{dU}{\sqrt{\frac{K_D + \theta_D - 1}{\theta_D} - U^2}} = -\frac{A_P}{A_T} \sqrt{\theta_D} \frac{1}{\sqrt{K}} dX \quad (2.29)$$

$$\beta = \frac{A_P}{A_T} C_d \quad (2.30)$$

Bütün verileri toplanacak olursa Denklem (2.31) elde edilir.

$$\frac{dU}{\sqrt{\frac{K_D + \theta_D - 1}{\theta_D} - U^2}} = -\beta \sqrt{\theta_D} dX \quad (2.31)$$

Denklem (2.31) integrasyon işlemi yapılarak kareköklü ifade içerisindeki basınç kayıp katsayısı bulunabilir. Bunun için sınır koşullar Denklem (2.32) ile gösterilir.

$$\begin{aligned} x = 0 \rightarrow u = u_1, \quad X = 0 \rightarrow U = \frac{u}{u_1} = 1 \\ x = L \rightarrow u = u_2, \quad X = 1 \rightarrow U = \frac{u_2}{u_1} = \Delta \end{aligned} \quad (2.32)$$

Böylelikle, Denklem (2.31)'in integrasyon işlemi yapılırsa, Denklem (2.33) elde edilir.

$$\int \frac{dU}{\sqrt{\frac{K_D + \theta_D - 1}{\theta_D} - U^2}} = \sin^{-1} \left(\frac{U}{\sqrt{\frac{K_D + \theta_D - 1}{\theta_D}}} \right) + c_1 \quad (2.33)$$

$$\sin^{-1} \left(\frac{U}{\sqrt{\frac{K_D + \theta_D - 1}{\theta_D}}} \right) + c_1 = -\beta \sqrt{\theta_D} X \quad (2.34)$$

c_1 ile gösterilen integral sabiti yerine $(-c_1)$ yazılabilir. Sınır koşullar ile çözümlene yapılırsa Denklem (2.35) elde edilir.

$$\sin(c_1) = \sqrt{\frac{\theta_D}{K_D + \theta_D - 1}} \quad (2.35)$$

İkinci sınır koşulu da çözüme eklenirse Denklem (2.36) elde edilir.

$$\sin^{-1} \left(\frac{\Delta}{\sqrt{\frac{K_D + \theta_D - 1}{\theta_D}}} \right) = -\beta\sqrt{\theta_D} + c_1 \quad (2.36)$$

Denklemler birleştirilip Denklem (2.37) elde edilir.

$$\sin(c_1 - \beta\sqrt{\theta_D}) = \frac{\Delta\sqrt{\theta_D}}{\sqrt{K_D + \theta_D - 1}} \quad (2.37)$$

Denklem (2.37) deki sol taraftaki terim trigonometrik olarak açılarak çözüm daha anlaşılabilir ve yalın bir hale getirilebilir.

$$\sin(c_1 - \beta\sqrt{\theta_D}) = \sin(c_1)\cos(\beta\sqrt{\theta_D}) - \sin(\beta\sqrt{\theta_D})\cos(c_1) \quad (2.38)$$

$$\sqrt{\frac{\theta_D}{K_D + \theta_D - 1}}(\cos(\beta\sqrt{\theta_D}) - \Delta) = \sin(\beta\sqrt{\theta_D})\cos(c_1) \quad (2.39)$$

$$\sqrt{\frac{\theta_D}{K_D + \theta_D - 1}} \left(\frac{\cos(\beta\sqrt{\theta_D}) - \Delta}{\sin(\beta\sqrt{\theta_D})} \right) = \cos(c_1) \quad (2.40)$$

Denklem (2.40)'da her iki tarafın karesi alınıp tekrar düzenlenir.

$$\frac{\theta_D}{K_D + \theta_D - 1} \left(\frac{\cos(\beta\sqrt{\theta_D}) - \Delta}{\sin(\beta\sqrt{\theta_D})} \right)^2 = \cos^2(c_1) \quad (2.41)$$

$$\cos^2(c_1) = 1 - \sin^2(c_1) \quad (2.42)$$

$$\frac{\theta_D}{K_D + \theta_D - 1} \left(\frac{\cos(\beta\sqrt{\theta_D}) - \Delta}{\sin(\beta\sqrt{\theta_D})} \right) = 1 - \frac{\theta_D}{K_D + \theta_D - 1} \quad (2.43)$$

$$\frac{\theta_D}{K_D + \theta_D - 1} \left(\left(\frac{\cos(\beta\sqrt{\theta_D}) - \Delta}{\sin(\beta\sqrt{\theta_D})} \right) + 1 \right) = 1 \quad (2.44)$$

$$\theta_D \left(\left(\frac{\cos(\beta\sqrt{\theta_D}) - \Delta}{\sin(\beta\sqrt{\theta_D})} \right) + 1 \right) = K_D + \theta_D - 1 \quad (2.45)$$

$$\theta_D \left(\frac{\cos(\beta\sqrt{\theta_D}) - \Delta}{\sin(\beta\sqrt{\theta_D})} \right) + \theta_D = K_D + \theta_D - 1 \quad (2.46)$$

Denklem (2.42) ve (2.46) arasında sadece düzenlemeler yapılmıştır. Son aşamada K_D yalnız bırakılırsa Denklem (2.47) elde edilmiş olur.

$$K_D = \left(\frac{\cos(\beta\sqrt{\theta_D}) - \Delta}{\sin(\beta\sqrt{\theta_D})} \right) \theta_D + 1 \quad (2.47)$$

Denklem (2.47) daha uygun olarak yazılabilir. Bunun için uygun bir referans akış koşulu seçilip, verilen herhangi bir akış koşulunda bu katsayıyı temsil edecek geçerli bir katsayı tanımlanabilir K^*_D . Bu katsayının hem teorik hem de deneysel çözüm için en iyi seçimi, perfore borunun kapalı bitişi şeklindedir. Bu, $u_2 = 0$ dolayısıyla $\Delta = 0$ anlamına gelmektedir. Öyleyse bu durumda;

$$(K_D)_{\Delta=0} = K^*_D \quad (2.48)$$

böylelikle, yerine konulursa Denklem (2.49) elde edilir.

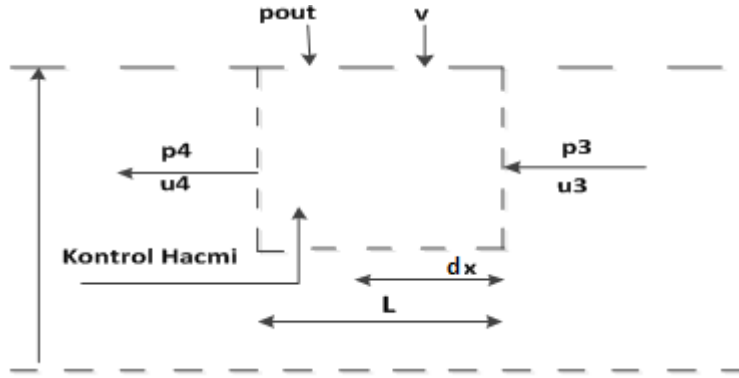
$$K^*_D = \left(\frac{\cos(\beta\sqrt{\theta_D})}{\sin(\beta\sqrt{\theta_D})} \right) \theta_D + 1 \quad (2.49)$$

En küçük perforasyon alanına sahip model için $\theta_D = 1$ kabul edilebilir. Ayrıca efektif boşaltım katsayısı da $C_D = \sqrt{C_d}$ şeklinde yazılabilir. Bütün bu bilgiler düzenlenirse, Denklem (2.50) elde edilir.

$$K^*_D = \tan^{-1} \left(\frac{A_p}{A_T} C_D \right) \theta_D + 1 \quad (2.50)$$

2.1.1.2 Toplaşma kısmı

Bu bölümde toplama kısmı için kontrol hacmi Şekil 2.5 gösterilmiştir. Bu kısımda 3 ve 4 ile gösterilen indisler sırasıyla giriş ve çıkışı simgelemektedir. Momentum denklemi daha önce ayrışma bölümündeki Denklem (2.1) ile aynıdır. Ancak süreklilik ve yanal boşaltım katsayısının denklemleri, sırasıyla Denklem (2.51), Denklem (2.52) ayrışma bölümünden farklıdır [15]. Bu model kurulurken akışın daimi rejimde, bir boyutlu, sıkıştırılmaz, izothermal ve kesit alanının her yerde sabit olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 2.5 : Toplaşma bölümü kontrol hacmi.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho A_T u) - \left(\rho \frac{A_P}{L} v \right) = 0 \quad (2.51)$$

$$p_{out} - p = \frac{1}{2} K \rho v^2 \quad (2.52)$$

Bu noktada boyutsuz parametreler Denklem (2.53) eklenerek, çözüm kolaylaştırılır.

$$\begin{aligned} \text{Eksenel uzunluk} \quad X = \frac{x}{L} \rightarrow x = XL \rightarrow dx = LdX \\ \text{Eksenel hız} \quad U = \frac{u}{u_4} \rightarrow u = Uu_4 \rightarrow du = u_4 dU \\ \text{Yanal hız} \quad V = \frac{v}{u_4} \rightarrow v = Vu_4 \rightarrow dv = u_4 dV \end{aligned} \quad (2.53)$$

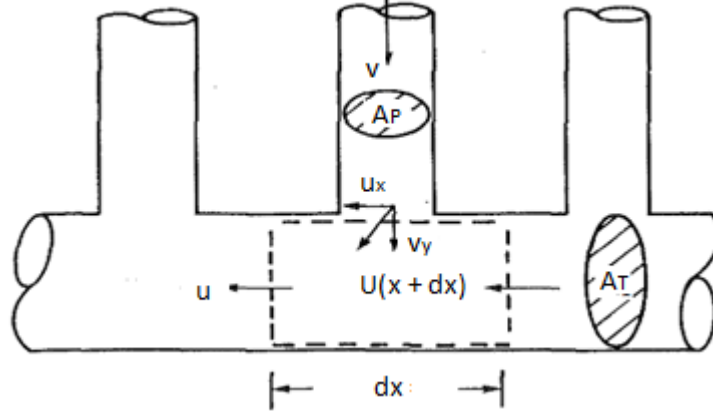
Bütün bu boyutsuz parametreleri kullanarak Denklem (2.51) boyutsuz olarak yazılabilir. Boyutsuz süreklilik ifadesi Denklem (2.54) elde edilir.

$$\frac{1}{L} \frac{\partial}{\partial X} (\rho U u_4 A_T) - \left(\rho \frac{A_P}{L} V u_4 \right) = 0 \quad (2.54)$$

Düzenlenecek olursa; boyutsuz süreklilik ifadesi Denklem (2.55) elde edilir.

$$\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{A_P}{A_T} V \quad (2.55)$$

Şekil 2.6 ayırışma kısmındaki kontrol hacminin toplama kısmına uyarlanmış halidir.



Şekil 2.6 : Toplama bölümü diferansiyel elemanı.

Aynı sebepten ötürü, daha önce ayırışma kısmını incelerken Denklem (2.5) ile yapılmış olan basitleştirme işlemi toplama kısmı için de uygulanır. Böylece momentum denklemi integre edildikten sonra Denklem (2.56) elde edilir.

$$p + \frac{1}{2} \rho \theta_C u^2 = p_4 + \frac{1}{2} \rho u_4^2 + \frac{1}{2} \rho (\theta_C - 1) u_4^2 = p_{40} + \frac{1}{2} \rho (\theta_C - 1) u_4^2 \quad (2.56)$$

Burada p_{40} kontrol hacminde çıkış bölümündeki statik basınçtır. C indisi ise toplama kısmını temsil etmektedir.

Bu bakımdan genişleme odasındaki hacimden gelen akışın, perforasyondan borunun içine girdiği hali, temsil eden genel basınç kayıp katsayısı K_C Denklem (2.57) şeklinde yazılabilir.

$$K_C = \frac{P_{out} - P_{40}}{\frac{1}{2} \rho u_4^2} \quad (2.57)$$

Buna göre Denklem (2.52) ve (2.56) birlikte çözümlenecek olursa;

$$p_{out} - p = K \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (2.58)$$

$$p + \frac{1}{2} \rho \theta_c u^2 = p_{40} + \frac{1}{2} \rho (\theta_c - 1) u_4^2 \quad (2.59)$$

$$p - p_{40} = -\frac{1}{2} \rho \theta_c u^2 + \frac{1}{2} \rho \theta_c u_4^2 - \frac{1}{2} \rho u_4^2 \quad (2.60)$$

Denklem (2.58), (2.59) ve (2.60) elde edilir. Bu denklemler taraf tarafa çıkarılırsa,

$$p_{out} - p_{40} = K \frac{1}{2} \rho v^2 + \frac{1}{2} \rho \theta_c u_4^2 - \frac{1}{2} \rho u_4^2 - \frac{1}{2} \rho \theta_c u^2 \quad (2.61)$$

Denklem (2.61) elde edilir. Her iki taraf da $\frac{1}{2} \rho u_4^2$ terimine bölünürse,

$$\frac{p_{out} - p_{40}}{\frac{1}{2} \rho u_4^2} = K \frac{v^2}{u_4^2} - \theta_c \frac{u^2}{u_4^2} + \theta_c - 1 \quad (2.62)$$

Denklem (2.62) elde edilir. Boyutsuzlaştırma göz önüne alınır, Denklem (2.63) elde edilir.

$$K_C = KV^2 - \theta_c U^2 + (\theta_c - 1) \quad (2.63)$$

Denklem (2.63)'ten hız bileşeni çekilip yalnız bırakılırsa, Denklem (2.64) elde edilir.

$$KV^2 = K_C + \theta_c U^2 - (\theta_c - 1) \quad (2.64)$$

$$V^2 = \frac{K_C + \theta_c (U^2 - 1) + 1}{K} \quad (2.65)$$

$$V = \sqrt{\frac{K_C + \theta_c (U^2 - 1) + 1}{K}} \frac{\sqrt{\theta_c}}{\sqrt{\theta_c}} \quad (2.66)$$

$$V = \sqrt{\frac{K_C - \theta_c + 1}{\theta_c K} - U^2} \sqrt{\theta_c} \quad (2.67)$$

Aynı zamanda; Denklem (2.55)'den bulunan hız ile Denklem (2.67)'den bulunan hız birbirlerine eşitlenecek olursa Denklem (2.68), (2.69) elde edilir.

$$\sqrt{K} \left(\frac{dU}{dX} \frac{A_T}{A_P} \right) = \sqrt{\frac{K_C - \theta_C + 1}{\theta_C} - U^2} \sqrt{\theta_C} \quad (2.68)$$

$$\frac{dU}{\sqrt{\frac{K_C - \theta_C + 1}{\theta_C} - U^2}} = \frac{A_P}{A_T} \sqrt{\theta_C} \frac{1}{\sqrt{K}} dX \quad (2.69)$$

Ayrıca yine Denklem (2.30), Denklem (2.69)'da kullanılırsa ve bütün verileri toparlayacak olursak Denklem (2.70) elde edilir.

$$\frac{dU}{\sqrt{\frac{K_C - \theta_C + 1}{\theta_C} - U^2}} = \beta \sqrt{\theta_C} dX \quad (2.70)$$

Sınır koşullar Denklem (2.71)'de gösterilirse;

$$\begin{aligned} x = 0 \rightarrow u = u_3, \quad X = 0 \rightarrow U = \frac{u_3}{u_4} = \Delta \\ x = L \rightarrow u = u_4, \quad X = 1 \rightarrow U = \frac{u_4}{u_4} = 1 \end{aligned} \quad (2.71)$$

böylelikle, Denklem (2.70)'in integrasyon işlemi yapılabilir.

$$\int \frac{dU}{\sqrt{\frac{K_C - \theta_C + 1}{\theta_C} - U^2}} = \sinh^{-1} \left(\frac{U}{\sqrt{\frac{K_C - \theta_C + 1}{\theta_C}}} \right) + c_2 \quad (2.72)$$

$$\sinh^{-1} \left(\frac{U}{\sqrt{\frac{K_C - \theta_C + 1}{\theta_C}}} \right) + c_2 = \beta \sqrt{\theta_C} X \quad (2.73)$$

$$\sinh(\beta \sqrt{\theta_C} X + c_2) = \frac{U}{\sqrt{\frac{K_C - \theta_C + 1}{\theta_C}}} \quad (2.74)$$

c_2 ile gösterilen integral sabiti yerine ($-c_2$) yazılabilir. Sınır koşullar ile çözümlene yapılırsa Denklem (2.75) elde edilir.

$$\sinh(c_2) = \frac{\Delta}{\sqrt{\frac{K_C - \theta_C + 1}{\theta_C}}} \quad (2.75)$$

İkinci sınır koşulu da çözüme eklenirse Denklem (2.76) elde edilir.

$$\sinh(\beta\sqrt{\theta_C} + c_2) = \frac{1}{\sqrt{\frac{K_C - \theta_C + 1}{\theta_C}}} \quad (2.76)$$

Denklem (2.75) ve (2.76) birlikte çözülmelidir. Bu çözümleme sırasında trigonometrik dönüşümler çözüme eklenir.

$$\sinh(a + b) = \sinh(a) \cosh(b) + \cosh(a) \sinh(b) \quad (2.77)$$

Trigonometrik hiperbolik toplam formülü de Denklem (2.78)'de kullanılır.

$$\sinh(\beta\sqrt{\theta_C} + c_2) = \sinh(c_2) \cosh(\beta\sqrt{\theta_C}) + \sinh(\beta\sqrt{\theta_C}) \cosh(c_2) \quad (2.78)$$

$$\frac{\Delta}{\sqrt{\frac{K_C - \theta_C + 1}{\theta_C}}} \cosh(\beta\sqrt{\theta_C}) + \sinh(\beta\sqrt{\theta_C}) \cosh(c_2) = \frac{\sqrt{\theta_C}}{\sqrt{K_C - \theta_C + 1}} \quad (2.79)$$

$$\frac{\sqrt{\theta_C}}{\sqrt{K_C - \theta_C + 1}} (-\Delta \cosh(\beta\sqrt{\theta_C}) + 1) = \cosh(c_2) \sinh(\beta\sqrt{\theta_C}) \quad (2.80)$$

$$\frac{\sqrt{\theta_C}}{\sqrt{K_C - \theta_C + 1}} \left(\frac{-\Delta \cosh(\beta\sqrt{\theta_C}) + 1}{\sinh(\beta\sqrt{\theta_C})} \right) = \cosh(c_2) \quad (2.81)$$

Denklem (2.81)'de her iki tarafın karesi alınıp tekrar düzenlenirse;

$$\frac{\theta_C}{K_C - \theta_C + 1} \left(\frac{1 - \Delta \cosh(\beta\sqrt{\theta_C})}{\sinh(\beta\sqrt{\theta_C})} \right)^2 = \cosh^2(c_2) \quad (2.82)$$

Denklem (2.82) elde edilir. Yine denklemin sağ tarafındaki bilinmeyenden kurtulmak için trigonometrik dönüşüm uygulanır.

$$\cosh^2(c_2) - \sinh^2(c_2) = \left(\frac{1}{2}(e^{-x} + e^x) \right)^2 - \left(\frac{1}{2}(e^{-x} - e^x) \right)^2 \quad (2.83)$$

$$\cosh^2(c_2) - \sinh^2(c_2) = \frac{1}{4}(e^{-2x} + 2 + e^{2x}) - \frac{1}{4}(e^{-2x} - 2 + e^{2x}) \quad (2.84)$$

$$\cosh^2(c_2) - \sinh^2(c_2) = 1 \quad (2.85)$$

Bu bakımdan denklemin sağındaki $\cosh^2(c_2)$ yerine; trigonometrik dönüşümler kullanılarak Denklem (2.86) yazılabilir. Daha sonra yerine konulursa;

$$\cosh^2(c_2) = 1 + \sinh^2(c_2) \quad (2.86)$$

$$\frac{\theta_c}{K_c - \theta_c + 1} \left(\frac{1 - \Delta \cosh(\beta \sqrt{\theta_c})}{\sinh(\beta \sqrt{\theta_c})} \right)^2 = 1 + \frac{\Delta^2 \theta_c}{K_c - \theta_c + 1} \quad (2.87)$$

$$\frac{\theta_c}{K_c - \theta_c + 1} \left(\left(\frac{1 - \Delta \cosh(\beta \sqrt{\theta_c})}{\sinh(\beta \sqrt{\theta_c})} \right)^2 - \Delta^2 \right) = 1 \quad (2.88)$$

ve gerekli düzenlemeler yapılacak olursa, Denklem (2.89) elde edilir.

$$K_c = \left(\frac{1 - \Delta \cosh(\beta \sqrt{\theta_c})}{\sinh(\beta \sqrt{\theta_c})} \right)^2 \theta_c - \Delta^2 \theta_c + \theta_c - 1 \quad (2.89)$$

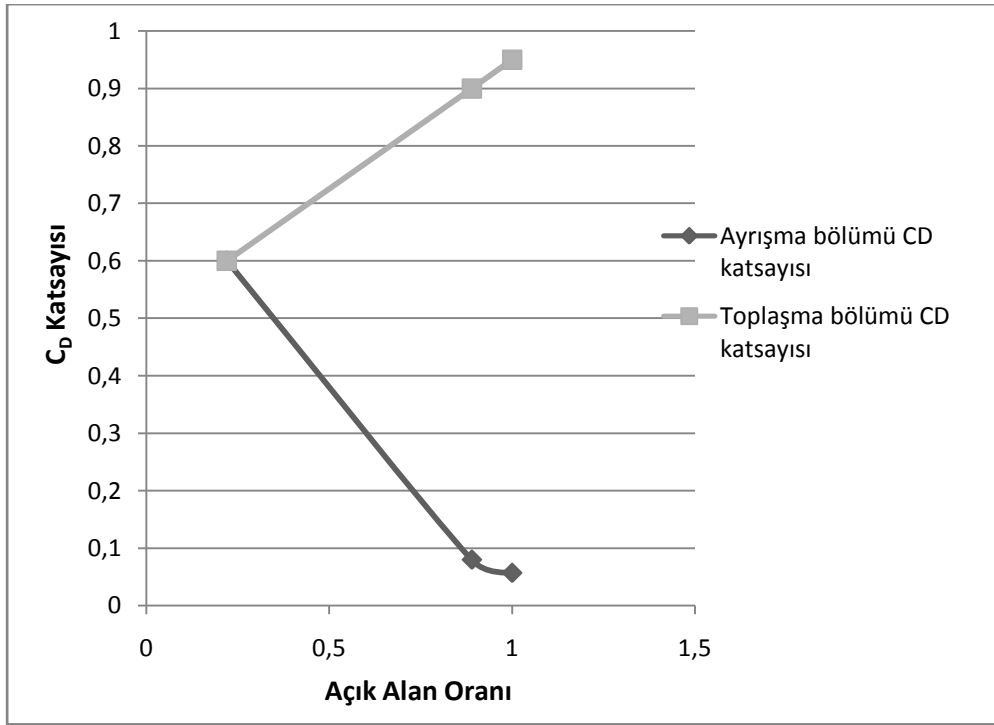
Denklem (2.89) daha uygun olarak yazılabilir. Tıpkı ayrışma bölümünde olduğu gibi Denklem (2.89), toplama kısmındaki perforasyon kesitinin giriş borusundan dallanarak çıkan akışı için, mutlak bir basınç kayıp katsayısı tahmin etmeye müsaade etmektedir. Referans akış koşullarını ortadan kaldırmak için çıkışı kapalı bir perfore boru göz önüne alınabilir. Bu koşulun daha önce çıkarılan denklemlerdeki anlamı $u_3 = 0$ koşuludur. Böylelikle K_c^* katsayısı daha önce ayrışma bölümünde anlatıldığı gibi Denklem (2.89)'dan bulunabilir. Böylelikle Denklem (2.90) elde edilir.

$$K_c^* = \frac{\theta_c}{\sinh^2(\beta \sqrt{\theta_c})} + \theta_c - 1 \quad (2.90)$$

2.1.2 Sonuçlar

Bu bölümde, daha önce ayrışma ve toplama kısımları olarak ayrılan bölümlerde anlatılan, basınç kaybı katsayılarının bulunmasına yer verilmiştir. Bu bölümde momentum düzeltme katsayısı, en düşük perforasyon oranı için 1'e eşitir. Diğer perforasyon oranları için ise 1'e çok yakın olduğu için bütün modellerde 1'e eşit kabul edilmiştir [18].

Şekil 2.7 ile ayrışma ve toplama bölümlerindeki C_D katsayısı gösterilmiştir [12, 17]. Değerler deneysel verilere dayanmaktadır. Bu bakımdan hata oranını da içinde bulundurmaktadır.



Şekil 2.7 : Ayrışma ve toplama bölümleri boşaltım katsayıları.

Çizelge 2.1 ile analitik modeli oluşturulan bölümlerin hesaplamalar sonucu elde edilen değerleri verilmiştir.

Çizelge 2.1 : Açık alan oranları farklı modellerin basınç kaybı katsayıları.

Model adı	K_D	K_C	Keş
Aoc=0,222	8,76	53,41	62,17
Aoc=0,896	5,07	1,26	6,33
Aoc=1	4,27	0,82	5,09

2.2 Akustik İncelemeler

Bu bölümde, perforasyonlu susturucuların akustik özelliğini ifade eden iletim kaybı eğrileri, analitik yollar kullanılarak elde edilmiştir. Literatürde yer alan çalışmalardan da yararlanılarak, birinci bölümde verilen model alt parçalarına ayrılmış, bu parçalara ait transfer matrisleri oluşturulmuş ve oluşturulan transfer matrisleri kullanılarak iletim kaybı eğrilerine ulaşılmıştır. Perforasyonlu susturuculara ait transfer matrisleri kapalı formda, susturucuların tasarım parametrelerine bağlı olarak gösterilmişlerdir. Sonuç bölümünde bu parametrelerin etkisi karşılaştırmalı olarak iletim kaybı eğrileri üzerinden irdelenmiştir. İncelenen çapraz akışlı modele ait iletim kaybı eğrileri ile birlikte rezonatör tipi doğrudan akışlı perforasyonlu susturuculara ait iletim kaybı eğrileri de elde edilmiştir. Böylelikle modelin üstünlükleri ve zayıflıkları ortaya çıkarılmıştır.

Bu bölümde sırası ile bir boyutlu dalga denklemi, transfer matrisleri ve son olarak perforasyona ait denklemler incelenerek, teorik bütünlük sağlanması amaçlanmıştır.

2.2.1 Bir boyutlu dalga modeli

Düz bir boru içerisinde akışkan hareketine ait büyüklüklerin belirlenmesi amacı ile aşağıda bir boyutlu dalga denklemleri gösterilmiştir. Bu denklemlerde düzgün dağılmış bir ortalama akış kabulü yapılmış ayrıca akışkana ait termoviskoz özellikler ihmal edilmiştir. Düzlem boyunca basınç ve hız büyüklüklerinin sabit olduğu varsayımı ile yüksek modların hesaba katılmadığı bu yaklaşım ilgilenilen frekanslar için yeterli doğrulukta sonuçlar vermektedir. Düz boruya ait bir boyutlu dalga modeli denklemlerinden, bu çalışma boyunca teorik incelemelerde ve deneysel çalışmaların teorik altyapısının oluşturulmasında yararlanılmıştır.

Bir akışkan kütlelerinin x - eksenini yönündeki bir boyutlu hareketi o kütleyle ait süreklilik Denklemi (2.91) ve momentum denklemleri kullanılarak elde edilebilir (2.92) [6].

$$\rho_o \frac{\partial u}{\partial x} + \left(\frac{\partial}{\partial t} + U_x \frac{\partial}{\partial x} \right) \rho = 0 \quad (2.91)$$

$$\rho_o \left(\frac{\partial}{\partial t} + U_x \frac{\partial}{\partial x} \right) u + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (2.92)$$

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan x ve t sırası ile, konum ve zaman değişkenlerini, ρ_o ve U_x parçacığın ortalama yoğunluğunu ve hızını, u , ρ ve p ise sırası ile parçacığın hız, yoğunluk ve basınç bileşenlerini ifade etmektedir. Akışkanın hareketi boyunca izentropik olduğu, ayrıca basınç ve hız değişimlerinin ortalamalarına göre küçük olduğu kabulleri altında enerji Denklemi (2.93) eşitliğindeki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{\partial p}{\partial \rho} = c_o^2, \quad (2.93)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c_o^2} \frac{\partial p}{\partial t}, \quad \frac{\partial \rho}{\partial x} = \frac{1}{c_o^2} \frac{\partial p}{\partial x}$$

Bu denklemlerde c_o ses hızını ifade etmektedir. Enerji denklemi, Denklem (2.91) ve (2.92)'de yerine yerleştirilerek ∂u terimleri yok edilip düzenlenirse, Denklem (2.94) elde edilir.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + 2U_x \frac{\partial^2 p}{\partial x \partial t} + (U_x^2 - c_o^2) \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = 0 \quad (2.94)$$

İkinci dereceden bir diferansiyel ifade olan Denklem (2.94) eşitliği sabit bir ortalama akış halinde düzlem dalga denklemini ifade etmektedir. Akışın mevcut olmadığı özel hal için Denklem (2.95) formuna indirgenir.

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} - c_o^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} \right) p = 0 \quad (2.95)$$

Elde edilen dalga denklemlerinde zamana bağımlılık $e^{+j\omega t}$ formunda ifade edilirse Denklem (2.94)'e ait çözüm, sınır şartlarına bağlı olarak Denklem (2.96) eşitliğindeki gibi elde edilir.

$$p(x, t) = [C_1 e^{-jkx/(1+M)} + C_2 e^{jkx/(1-M)}] e^{j\omega t} \quad (2.96)$$

Elde edilen $p(x, t)$ ifadesi Denklem (2.91) ve (2.93)'te yerlerine konulursa, hız bileşenine ait Denklem (2.97)'ye ulaşılmış olur.

$$u(x, t) = [C_3 e^{-jkx/(1+M)} + C_4 e^{jkx/(1-M)}] e^{j\omega t} \quad (2.97)$$

Denklem (2.96) ve Denklem (2.97)'de yer alan k dalga sayısı ya da yayılma sabiti olarak, M ise "Mach" sayısı olarak adlandırılmaktadır ve Denklem (2.98) ile

(2.99)'da tanımlanmışlardır. C_i indisi ile gösterilenler ise diferansiyel denklem çözümünde ortaya çıkan ve sınır koşullarına bağlı olan sabitlerdir.

$$k = \omega/c_o = 2\pi/\lambda \quad (2.98)$$

$$M = U_1/c_o \quad (2.99)$$

Bu eşitliklerde λ dalga boyu, ω ise dalganın zamana bağımlılığı ifade eden açısal hız sembolleridir. Denklem (2.96) ve (2.97), Denklem (2.92)'de yerlerine yerleştirilirse,

$$C_3 = \frac{C_1}{\rho_o c_o}, \quad C_4 = \frac{-C_2}{\rho_o c_o} \quad (2.100)$$

elde edilir. Karakteristik empedans olarak tanımlanan Z_o kullanılarak,

$$Z_o = \rho_o c_o \quad (2.101)$$

Denklem (2.97) aşağıdaki halini alır.

$$u(x, t) = \frac{1}{Z_o} [C_1 e^{-jkx/(1+M)} - C_2 e^{jkx(1-M)}] e^{j\omega t} \quad (2.102)$$

Süreklilik ve momentum denklemleri kullanılarak, düzlem dalganın hareketini belirleyen hız, Denklem (2.102) ve basınç, Denklem (2.96) ifadelerine ulaşılmıştır.

Seçilen doğrultu boyunca hareket eden düzlem dalganın harmonik karakteri, bu dalganın birbirinden bağımsız, giden dalga ve gelen dalga olarak incelenmesini mümkün kılar. Bu yaklaşım özellikle deneysel çalışmalarda fayda sağlamaktadır. Denklem (2.95) kullanılarak, bu sonuç elde edilebilir. Denklem ayrıştırılırsa;

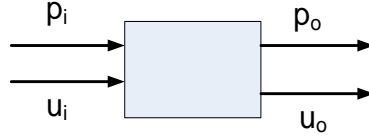
$$\left(\frac{\partial p}{\partial t} + c_o \frac{\partial p}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial p}{\partial t} - c_o \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 0 \quad (2.103)$$

Denklem (2.103) ilk çarpanın çözümü giden dalga ifadesini ikinci çarpanın çözümü ise gelen dalganın ifadesini vermektedir.

2.2.2 Transfer matrisleri

Bir akustik eleman, girişindeki basınç ve partikül hızına göre çıkışındaki basınç ve partikül hızı değerlerini değiştiren filtre olarak düşünülebilir. Böylelikle, birçok farklı elemandan oluşan sistemlerdeki elemanlar, birbirlerinden ve giriş çıkış şartlarından

bağımsız olarak modellenenmektedir. Özellikle bilgisayarlı çözümler tekniklerindeki ilerlemeler, çok fazla sayıda elemanın bir arada olduğu sistemlerin çözümünü olanaklı kılmakta, bu nedenle susturucu tasarımında transfer matrisleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Transfer matrislerinin belirlenmesi amacı ile bir akustik eleman Şekil 2.8’de gösterilmiştir [10].



Şekil 2.8 : Bir akustik elemana ait transfer elemanı.

Bu akustik elemana ait ifadeler Denklem (2.104)’de gösterildiği gibi olacaktır.

$$\begin{aligned} p_i &= p_o + j\omega M u_o \quad , \\ u_i &= u_o \quad . \end{aligned} \quad (2.104)$$

Bu eşitlikte p akustik basıncı u ise partikül hızını göstermektedir. Bu denklemler matris notasyonu ile ifade edilirse;

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ u_i \end{Bmatrix} = [T]_{küt\le} \begin{Bmatrix} p_o \\ u_o \end{Bmatrix} \quad , \quad [T]_{küt\le} = \begin{bmatrix} 1 & j\omega M \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.105)$$

olur. Bir akustik eleman, kendi iç özelliklerine bağlı olarak, kütle, direnç ve akustik uyum özellikleri gösterecektir. Bu özellikler mekanikteki kütle, yay, sönüm ya da elektrik devrelerindeki indüktans, kapasitans, rezistans özellikleri ile eşdeğerdirler.

Birden çok elemana ait tüm transfer matrisi, (elemanlar birbirlerine seri olarak bağlanıyorsa) elemanların ayrı ayrı transfer matrislerin çarpımı olacaktır.

Denklem (2.96) ve (2.102)’deki eşitlikler kullanılarak, l boru boyunu, Z_o ise karakteristik empedansı ifade etmek üzere düz boruya ait transfer matrisi Eşitlik (2.106)’daki gibi elde edilebilir.

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ u_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl & jZ_o \sin kl \\ j/Z_o \sin kl & \cos kl \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_o \\ u_o \end{Bmatrix} \quad (2.106)$$

2.2.3 Perfore elemanların analitik incelenmesi

Bu bölümde perforasyonlu susturuculara ait denklemler, teorik çalışmalardan faydalanarak elde edilmiştir. Model ve yapılan kabullerden sonra problem ortaya

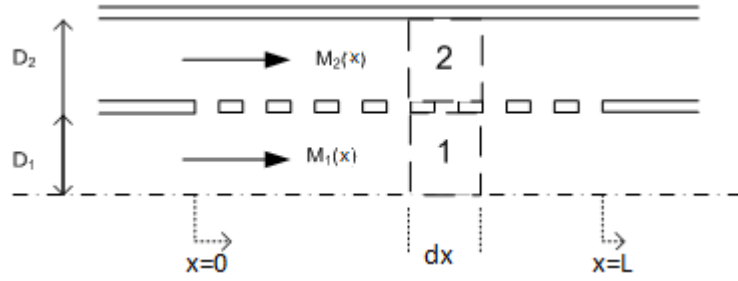
konmuş, elde edilen birbirine bağlı denklemler, özdeğer problemi olarak ifade edilmiş, sınır şartları yerleştirilerek çözüm için kapalı formda ifadelere ulaşılmıştır.

2.2.3.1 Perforasyonlu boruya ait denklemler

Bir kontrol hacmine ait süreklilik ifadesi Denklem (2.107)'de belirtilen kapalı integral ile ifade edilebilir.

Bir elemanın akustik etkinliğinin belirlenmesi bu elemana ait transfer matrisinin yazılmasını gerektirir. Bu transfer matrisinin elde edilmesi amacı ile süreklilik denklemleri ve momentum denklemleri kontrol hacimleri için oluşturulmuştur.

Birbiri içerisinde yer alan ve içtekinin perfore olduğu iki boruya ait model Şekil 2.9'da gösterilmiştir.



Şekil 2.9 : 2 borulu perforasyon elemanı.

Bu modelde 2 numara ile gösterilen bölge, kaviteye ait kontrol hacmini 1 numara ile gösterilen bölge ise perforasyonlu boruya ait dz uzunluğundaki sonsuz küçük kontrol hacimlerini ifade etmektedir.

2.2.3.2 Süreklilik denklemleri

Bir kontrol hacmine ait süreklilik ifadesi Denklem (2.107)'de belirtilen kapalı integral ile ifade edilebilir.

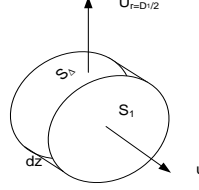
$$\oint \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = -\frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho dV \quad (2.107)$$

Denklem (2.107)'de ρ , \vec{v} , ve \forall ile belirtilen büyüklükler sırası ile yoğunluğu, hız vektörünü ve hacmi ifade etmektedir. S ile belirtilen ve kontrol hacimlerini sınırlayan yüzeylere ait ifadeler, Denklem (2.108)-(2.110) eşitliklerinde verilmiştir. Şekil 2.10'da kontrol hacmini çevreleyen S_1 , S_2 , S_Δ yüzeyleri gösterilmiştir.

$$S_1 = 1/4 \pi D_1^2 \quad , \quad (2.108)$$

$$S_\Delta = \pi D_1 dx \quad , \quad (2.109)$$

$$S_2 = 1/4 \pi (D_2^2 - D_1^2) \quad . \quad (2.110)$$



Şekil 2.10 : Kontrol hacmini çevreleyen yüzeyler.

Denklem (2.107) 1 ve 2 numaralı kontrol hacimlerine uygulanırsa süreklilik denklemini aşağıdaki formu alır [2].

1 numaralı kontrol hacmi için;

$$\rho_o \frac{\partial u_1}{\partial x} + U_1 \frac{\partial \rho_1}{\partial x} + \frac{4\rho_o}{D_1} u_r = - \frac{\partial \rho_1}{\partial t} \quad (2.111)$$

2 numaralı kontrol hacmi için;

$$\rho_o \frac{\partial u_2}{\partial x} + U_2 \frac{\partial \rho_2}{\partial x} - \frac{4D_1\rho_o}{(D_2^2 - D_1^2)} u_r = - \frac{\partial \rho_2}{\partial t} \quad (2.112)$$

U ve ρ_o sırası ile hızın ve yoğunluğun zamana bağlı ortalamalarını ifade eder. u (r,x,t) ve u_r (r,x,t), x ve r yönündeki hız değişimleri, ρ (r,x,t) ise x yönünde yoğunluk değişimi olarak tanımlanmıştır. Alt indisler kontrol hacmini belirtmektedir.

2.2.3.3 Momentum denklemi

1 ve 2 numaralı kontrol hacimlerine ait momentumun korunumu ifadesi Denklem (2.113)'te gösterilen kapalı integraller ile ifade edilir [2].

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho \vec{v} dV - \iint \vec{q}(\rho \vec{v} dS) = \iint p dS \quad (2.113)$$

Denklem (2.113)'de x yönündeki bileşeni, lineerleştirme kullanılarak birinci ve ikinci kontrol hacimleri için Denklem (2.114) ve (2.115)'de ifade edildiği biçime dönüştür.

$$\rho_o \left(\frac{\partial u_1}{\partial t} + U_1 \frac{\partial u_1}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p_1}{\partial x} \quad (2.114)$$

$$\rho_o \left(\frac{\partial u_2}{\partial t} + U_2 \frac{\partial u_2}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p_2}{\partial x} \quad (2.115)$$

Burada p_1 ve p_2 sırası ile 1 ve 2 numaralı kontrol hacimlerine ait basınç değişimlerini ifade eder.

Amaçlanan, birbirine bağlı olan bu 4 adet diferansiyel denklem kullanılarak kontrol hacimlerine ait p_i ve u_i ifadelerinin elde edilmesidir. Bu amaçla öncelikle Denklem (2.110), (2.111) ve (2.112)'de yer alan u_r değerleri cinsinden yazılmalıdır.

Radyal yönde perforasyon boyunca olan hız u_r , giriş ve çıkış noktasındaki basınca ve perforasyon empedansına (ζ) bağlıdır ve Denklem (2.116) ile ifade edilir.

$$u_r(x) = [p_1(x) - p_2(x)] / (\rho_o c_o \zeta) \quad (2.116)$$

Denklem (2.93) ve (2.116) ile elde edilen u_r , ρ_1 ve ρ_2 , (2.111) ve (2.112)'de yerlerine yerleştirilirse Denklem (2.117) ve (2.118) ifadelerine ulaşılır.

$$\rho_o \frac{\partial u_1}{\partial x} + \frac{U_1}{c_o^2} \frac{\partial p_1}{\partial x} + \frac{4}{D_1 c_o \zeta} [p_1(x) - p_2(x)] = - \frac{\partial p_1}{c_o^2 \partial t} \quad (2.117)$$

$$\rho_o \frac{\partial u_2}{\partial x} + \frac{U_2}{c_o^2} \frac{\partial p_2}{\partial x} - \frac{4D_1}{(D_2^2 - D_1^2) c_o \zeta} [p_1(x) - p_2(x)] = - \frac{\partial p_2}{c_o^2 \partial t} \quad (2.118)$$

Elde edilen bu denklemler ve daha önce ifade edilen Denklem (2.114) ve (2.115) kullanılarak 4 denklem ve 4 bilinmeyene sahip 1. dereceden denklem sistemi oluşturulmuş olur.

Bu denklemlerde yer alan ζ perforasyon empedansı için deneysel yollar kullanılarak elde edilmiş deneysel verilere bağlı ifadeler mevcuttur.

2.2.3.4 Perforasyon empedansı

Perforasyon empedansı, perforasyon deliği boyunca olan basınç farkı ve partikül hızı arasındaki ilişkiyi tanımlar. Bu değer, deliğin, içerisinden geçen akışa karşı gösterdiği direnç ve delik eksenine dik olan akışın yarattığı akustik uyum ya da kapasitansın bir toplamıdır. Bu direnç ve kapasitansın etkisi, akışın karakterine göre değişmekte ve kimi hallerde direnç etkisi, kimi hallerde ise kapasitif etki baskın olmaktadır.

Yapılan deneysel incelemelerde perforasyon empedansının porositeye (σ), delik çapına (d_h), perforasyonlu borunun kalınlığına (t), akış hızına ve akış biçimine (çapraz akış, doğrudan akış) bağlı olduğu görülmüştür. Ayrıca perforasyon empedansı (ζ) değerleri her frekans (dolayısı ile dalga boyu) için değişmektedir.

Sullivan ve Crocker tarafından, akışın olduğu ve olmadığı durumlar için perforasyon empedansı ifadeleri elde edilmiştir [4]. Bu deneysel verilere bağlı ifadeler sırası ile akışsız ve akışlı hal için Denklem (2.119) ve (2.120) verilmiştir.

$$\zeta = [0.006 + jk(t + 0.75d_h)]/\sigma \quad (2.119)$$

Akışın perforasyonlu deliklerin içerisinden geçtiği ve çapraz akış olarak tanımlanan hal için Denklem (2.120) mevcuttur.

$$\zeta = \left[0.514 \frac{d_1 M}{l\sigma} + j0.95k(t + 0.75d_h) \right] / \sigma \quad (2.120)$$

Devam eden çalışmalarda, Rao ve Munjal çapraz akışın olmadığı ancak delik eksenlerine dik “sıyrarak geçen” (*grazing*) akış hali için aşağıda verilen ifadenin daha doğru sonuçlar verdiğini göstermişlerdir [23]. Elde edilen ifade Denklem (2.121)’de gösterilmiştir.

$$\zeta = [7.337 \times 10^{-3}(1 + 72.23M) + j2.2245 \times 10^{-5}(1 + 51t)(1 + 204d_h)f]/\sigma \quad (2.121)$$

2.2.3.5 Özdeğer problemlerinin oluşturulması ve çözümü

Sırası ile hızın ve basıncın zamana bağlı değişimini ifade eden u_i ve p_i ye ait zamana bağımlılık, üstel fonksiyon şeklinde ifade edilebilir. Denklem (2.122)’de yer alan eşitlik yazıldığında u ve p ifadeleri sadece eksenel konum z ’nin bir fonksiyonu olurlar.

$$u_i = u_i(x)e^{j\omega t}, p_i = p_i(x)e^{j\omega t}, \quad i=1,2. \quad (2.122)$$

Denklem (2.117) ve (2.118) yer alan $u_i(x)$ terimlerin t ye göre türevleri alınarak, Denklem (2.114) ve (2.115)’te yerlerine yerleştirilir. $D = \partial/\partial x$ türev operatörü ile kullanılırsa Denklem (2.123) ile (2.126) arasında belirtilen ifadelere ulaşılır.

$$\rho_o \cdot D u_1(x) = -\frac{U_1}{c_o^2} D p_1(x) - \frac{4}{D_1 c_o \zeta} [p_1(x) - p_2(x)] - \frac{j\omega}{c_o^2} p_1(x) \quad (2.123)$$

$$\rho_o \cdot \mathbf{D}u_2(x) = -\frac{U_2}{c_o^2} \mathbf{D} p_2(x) + \frac{4D_1}{(D_2^2 - D_1^2)c_o\zeta} [p_1(x) - p_2(x)] - \frac{j\omega}{c_o^2} p_2(x) \quad (2.124)$$

$$j\rho_o\omega u_1(x) + \rho_o U_1 \cdot \mathbf{D}u_1(x) + \mathbf{D} p_1(x) = 0 \quad (2.125)$$

$$j\rho_o\omega u_2(x) + \rho_o U_2 \cdot \mathbf{D}u_2(x) + \mathbf{D} p_2(x) = 0 \quad (2.126)$$

Bundan sonraki adımda ω ve U_1 Denklem (2.98) ve (2.99)'da kullanılarak, Denklem (2.123)-(2.126)'da gerekli türevler de alındıktan sonra yerlerine konulursa 2. dereceden aşağıdaki diferansiyel denklem sistemi elde edilir [6].

$$\begin{aligned} \mathbf{D}^2 p_1(x) - \frac{M_1}{(1 - M_1^2)} \left(\frac{4}{D_1\zeta} + 2jk \right) \mathbf{D}p_1(x) + \frac{M_1}{(1 - M_1^2)} \frac{4}{D_1\zeta} \mathbf{D}p_2(x) \\ + \frac{1}{(1 - M_1^2)} \left(k^2 - \frac{4jk}{D_1\zeta} \right) p_1(x) + \frac{1}{(1 - M_1^2)} \frac{4jk}{D_1\zeta} p_2(x) = 0, \end{aligned} \quad (2.127)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{D}^2 p_2(x) - \frac{M_2}{(1 - M_2^2)} \left(\frac{4D_1}{(D_2^2 - D_1^2)\zeta} + 2jk \right) \mathbf{D}p_2(x) \\ + \frac{M_2}{(1 - M_2^2)} \frac{4D_1}{(D_2^2 - D_1^2)\zeta} \mathbf{D}p_1(x) \\ + \frac{1}{(1 - M_2^2)} \left(k^2 - \frac{4D_1jk}{(D_2^2 - D_1^2)\zeta} \right) p_2(x) \\ + \frac{1}{(1 - M_2^2)} \frac{4D_1jk}{(D_2^2 - D_1^2)\zeta} p_1(x) = 0. \end{aligned} \quad (2.128)$$

Bu denklemde yer alan terimler aşağıdaki tanımlamalar yapılarak sadeleştirilebilirler.

$$k_a^2 = k^2 - \frac{4jk}{D_1\zeta}, \quad (2.129)$$

$$k_b^2 = k^2 - \frac{4D_1jk}{(D_2^2 - D_1^2)\zeta}. \quad (2.130)$$

Denklem (2.127) ve (2.128) kolaylık bakımından aşağıdaki gibi yazılabilirler.

$$\mathbf{D}^2 p_1 + \alpha_1 \mathbf{D}p_1 + \alpha_2 p_1 + \alpha_3 \mathbf{D}p_2 + \alpha_4 p_2 = 0 \quad (2.131)$$

$$\alpha_5 \mathbf{D}p_1 + \alpha_6 p_1 + \mathbf{D}^2 p_2 + \alpha_7 \mathbf{D}p_2 + \alpha_8 p_2 = 0 \quad (2.132)$$

Bu eşitlikteki α_i ile gösterilmiş çarpanlar Denklem (2.133)'te verilmiştir.

$$\begin{aligned}
\alpha_1 &= -\frac{jM_1}{(1-M_1^2)} \left(\frac{k_a^2 + k^2}{k} \right), & \alpha_2 &= \frac{1}{(1-M_1^2)} k_a^2, \\
\alpha_3 &= \frac{jM_1}{(1-M_1^2)} \left(\frac{k_a^2 - k^2}{k} \right), & \alpha_4 &= -\frac{(k_a^2 - k^2)}{(1-M_1^2)}, \\
\alpha_5 &= \frac{jM_2}{(1-M_2^2)} \left(\frac{k_b^2 - k^2}{k} \right), & \alpha_6 &= -\frac{(k_b^2 - k^2)}{(1-M_2^2)}, \\
\alpha_7 &= -\frac{jM_2}{(1-M_2^2)} \left(\frac{k_b^2 + k^2}{k} \right), & \alpha_8 &= \frac{1}{(1-M_2^2)} k_b^2.
\end{aligned} \tag{2.133}$$

Denklem (2.131) ve (2.132) matris gösterimi ile elde edilmek istenirse Denklem (2.134)'e ulaşılır.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{D}^2 - \alpha_1 \mathbf{D} + \alpha_2 & \alpha_3 \mathbf{D} + \alpha_4 \\ \alpha_5 \mathbf{D} + \alpha_6 & \mathbf{D}^2 - \alpha_7 \mathbf{D} + \alpha_8 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_1(x) \\ p_2(x) \end{Bmatrix} = 0 \tag{2.134}$$

Denklem (2.134) elde edildikten sonra, denklemin çözümü yönünde kolaylık sağlanması amacı ile durum vektörleri kullanılarak sistemin mertebesi düşürülecektir. Bununla birlikte sisteme ait denklem sayısı 4 olacaktır. Bu amaçla yazılacak durum vektörleri şunlardır:

$$y_1 = \mathbf{D}p_1, y_2 = \mathbf{D}p_2, y_3 = p_1, y_4 = p_2. \tag{2.135}$$

yazılan durum vektörleri Denklem (2.134) eşitliğinde yerlerine koyulursa Denklem (2.136) elde edilir.

$$\begin{aligned}
\mathbf{D}y_1 + \alpha_1 y_1 + \alpha_2 y_3 + \alpha_3 y_3 + \alpha_4 y_4 \\
= \alpha_5 y_1 + \alpha_6 y_3 + \mathbf{D}y_2 + \alpha_7 y_2 + \alpha_8 y_8 \\
= \mathbf{D}y_3 - y_1 = \mathbf{D}y_4 - y_2 = 0
\end{aligned} \tag{2.136}$$

Bu ifadeler Denklem (2.137)'deki gibi matris formunda yazılabilirler.

$$\mathbf{D} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -a_1 & -a_3 & -a_2 & -a_4 \\ -a_5 & -a_7 & -a_6 & -a_8 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{Bmatrix} \tag{2.137}$$

Denklem (2.137) ile gösterilen denklem sistemi bir özdeğer problemini ifade etmektedir. Bu aşamadan sonra özdeğer probleminin çözümü için gerekli adımlar uygulanacaktır. Elde edilen matris Denklem (2.138)'deki gibi gösterilebilir.

$$\mathbf{D}\{y\} = \tilde{\mathbf{M}}\{y\} , \quad (2.138)$$

$$\tilde{\mathbf{M}} = \begin{bmatrix} -a_1 & -a_3 & -a_2 & -a_4 \\ -a_5 & -a_7 & -a_6 & -a_8 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (2.139)$$

Denklem sisteminin köşegenleştirilmesi için aşağıdaki adımlar uygulanabilir.

$$\{y\} = [\psi]\{\Gamma\} , \quad (2.140)$$

$$[\psi]\mathbf{D}\{\Gamma\} = \tilde{\mathbf{M}}[\psi]\{\Gamma\} , \quad (2.141)$$

$$\mathbf{D}\{\Gamma\} = [\psi]^{-1}\tilde{\mathbf{M}}[\psi]\{\Gamma\} . \quad (2.142)$$

Denklem (2.142)'nin sağ tarafında yer alan $[\psi]^{-1}\tilde{\mathbf{M}}[\psi]$ matris çarpımı sisteme ait özdeğer matrisi vermektedir. $[\psi]$ ise, sütunları özvektörler olan model matristir. Özdeğer matrisinin açık ifadesi Denklem (2.143)'te verilmiştir.

$$[\psi]^{-1}[\mathbf{M}][\psi] = \begin{bmatrix} \gamma_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \gamma_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \gamma_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \gamma_4 \end{bmatrix} \quad (2.143)$$

Burada γ_i ile gösterilenler $\tilde{\mathbf{M}}$ matrisine ait özdeğerlerdir. O halde $\{\Gamma\}$ ile gösterilen ifadeye ait değerler Denklem (2.142) uyarınca aşağıdaki gibi olur.

$$\Gamma_i = C_i e^{\gamma_i z} \quad i = 1,2,3,4. \quad (2.144)$$

Özdeğer probleminin çözümü ile elde edilen ve sınır koşullarına bağlı olan çözüm; ψ terimleri özvektörlere ait terimleri, γ_i terimleri ise özdeğerleri göstermek üzere Denklem (2.140) kullanılarak aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{D}p_1(x) \\ \mathbf{D}p_2(x) \\ p_1(x) \\ p_2(x) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \psi_{11} & \psi_{12} & \psi_{13} & \psi_{14} \\ \psi_{21} & \psi_{22} & \psi_{23} & \psi_{24} \\ \psi_{31} & \psi_{32} & \psi_{33} & \psi_{34} \\ \psi_{41} & \psi_{42} & \psi_{43} & \psi_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e^{\gamma_1 z} C_1 \\ e^{\gamma_2 z} C_2 \\ e^{\gamma_3 z} C_3 \\ e^{\gamma_4 z} C_4 \end{Bmatrix} \quad (2.145)$$

Özdeğer problemine ait sınır şartlarının yerleştirilmesinden önce, ulaşılmak istenen forma göre matris şekillendirilmelidir. Akustik elemanın etkinliği transfer matrisleri ile belirlenir. Elde edilmek istenen transfer matrisi Denklem (2.146)'da tanımlanmıştır.

$$\begin{pmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ \rho_o c_o u_1(0) \\ \rho_o c_o u_2(0) \end{pmatrix} = [T] \begin{pmatrix} p_1(l) \\ p_2(l) \\ \rho_o c_o u_1(l) \\ \rho_o c_o u_2(l) \end{pmatrix} \quad (2.146)$$

Denklem (2.146)'da hız bileşenleri olan $u_1(x)$ ve $u_2(x)$ terimlerinin bulunması için Denklem (2.145)'de Dp_1 ve Dp_2 'lerden ve Denklem (2.125) ve (2.126)'dan yararlanır. Denklem (2.145) eşitliğine göre basınç farklarının türevi açık olarak Denklem (2.147) ve (2.148)'de verilmiştir.

$$D p_1(x) = \sum_{i=1}^4 \psi_{1i} e^{\gamma_i x} C_i , \quad (2.147)$$

$$D p_2(x) = \sum_{i=1}^4 \psi_{2i} e^{\gamma_i x} C_i . \quad (2.148)$$

Denklem (2.146) değişkenleri Denklem (2.145) formunda yazılabilirler.

$$\begin{pmatrix} p_1(x) \\ p_2(x) \\ \rho_o c_o u_1(x) \\ \rho_o c_o u_2(x) \end{pmatrix} = [T_r] \begin{pmatrix} e^{\gamma_1 x} C_1 \\ e^{\gamma_2 x} C_2 \\ e^{\gamma_3 x} C_3 \\ e^{\gamma_4 x} C_4 \end{pmatrix} \quad (2.149)$$

Eğer Denklem (2.149)'da belirtilen transfer matrisine ait terimler $T_{r,ij}$ olarak belirtilirse, Denklem (2.150) ve (2.151) elde edilir.

$$\rho_o c_o u_1(x) = \sum_{i=1}^4 (T_{r,3i} e^{\gamma_i x} C_i) \quad (2.150)$$

$$\rho_o c_o u_2(x) = \sum_{i=1}^4 (T_{r,4i} e^{\gamma_i x} C_i) \quad (2.151)$$

Bu ifadelerin x ' ye göre türevleri alınarak,

$$\rho_o c_o D u_1(x) = \sum_{i=1}^4 \gamma_i (T_{r,3i} e^{\gamma_i x} C_i) \quad (2.152)$$

$$\rho_o c_o D u_2(x) = \sum_{i=1}^4 \gamma_i (T_{r,4i} e^{\gamma_i x} C_i) \quad (2.153)$$

Denklem (2.125) ve (2.126)'da, Denklem (2.147) ile (2.153) arasında elde edilenler yerleştirilirse, Denklem (2.154) ve (2.155) elde edilir.

$$\sum_{i=1}^4 jk(T_{r,3i}e^{\gamma_i x} C_i) + M \sum_{i=1}^4 \gamma_i T_{r,3i} e^{\gamma_i x} C_i + \sum_{i=1}^4 \psi_{1i} e^{\gamma_i x} C_i = 0 \quad (2.154)$$

$$\sum_{i=1}^4 jk(T_{r,4i}e^{\gamma_i x} C_i) + M \sum_{i=1}^4 \gamma_i T_{r,4i} e^{\gamma_i x} C_i + \sum_{i=1}^4 \psi_{2i} e^{\gamma_i x} C_i = 0 \quad (2.155)$$

Gerekli sadeleştirmeler yapılarak,

$$\sum_{i=1}^4 (M\gamma_i + jk)e^{\gamma_i x} (T_{r,3i} C_i) = - \sum_{i=1}^4 \psi_{1i} e^{\gamma_i x} C_i \quad (2.156)$$

$$\sum_{i=1}^4 (M\gamma_i + jk)e^{\gamma_i x} (T_{r,4i} C_i) = - \sum_{i=1}^4 \psi_{2i} e^{\gamma_i x} C_i \quad (2.157)$$

denklemlerine ulaşılır. O halde,

$$\begin{aligned} T_{r,1i} &= \psi_{3i} \\ T_{r,1i} &= \psi_{4i} \\ T_{r,3i} &= - \frac{\psi_{1i}}{(M\gamma_i + jk)} \\ T_{r,4i} &= - \frac{\psi_{2i}}{(M\gamma_i + jk)} \end{aligned} \quad (2.158)$$

değerleri kullanılarak istenen $[T_r]$ matrisi oluşturulabilir. Denklem (2.149)'da, elde edilen katsayılar yerleştirilerek, Denklem (2.159) ile verilen denklemde açık olarak ifade edilmiştir.

$$\begin{Bmatrix} p_1(x) \\ p_2(x) \\ c\rho_o u_1(x) \\ c\rho_o u_2(x) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\psi_{31}e^{\gamma_1 x}}{(jk+M_1\gamma_1)} & \frac{\psi_{32}e^{\gamma_2 x}}{(jk+M_1\gamma_2)} & \frac{\psi_{33}e^{\gamma_3 x}}{(jk+M_1\gamma_3)} & \frac{\psi_{34}e^{\gamma_4 x}}{(jk+M_1\gamma_4)} \\ \frac{\psi_{41}e^{\gamma_1 x}}{(jk+M_2\gamma_1)} & \frac{\psi_{42}e^{\gamma_2 x}}{(jk+M_2\gamma_2)} & \frac{\psi_{43}e^{\gamma_3 x}}{(jk+M_2\gamma_3)} & \frac{\psi_{44}e^{\gamma_4 x}}{(jk+M_2\gamma_4)} \\ \frac{\psi_{11}e^{\gamma_1 x}}{(jk+M_1\gamma_1)} & \frac{\psi_{12}e^{\gamma_2 x}}{(jk+M_1\gamma_2)} & \frac{\psi_{13}e^{\gamma_3 x}}{(jk+M_1\gamma_3)} & \frac{\psi_{14}e^{\gamma_4 x}}{(jk+M_1\gamma_4)} \\ \frac{\psi_{21}e^{\gamma_1 x}}{(jk+M_2\gamma_1)} & \frac{\psi_{22}e^{\gamma_2 x}}{(jk+M_2\gamma_2)} & \frac{\psi_{23}e^{\gamma_3 x}}{(jk+M_2\gamma_3)} & \frac{\psi_{24}e^{\gamma_4 x}}{(jk+M_2\gamma_4)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{Bmatrix} \quad (2.159)$$

Denklem (2.146) ve Denklem (2.159) kullanılarak perforasyonlu sistemin giriş ve çıkış konumları yerleştirilirse transfer matrisi elde edilmiş olur.

$$\begin{Bmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ c\rho_o u_1(0) \\ c\rho_o u_2(0) \end{Bmatrix} = [A(0)] \begin{Bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{Bmatrix} \quad (2.160)$$

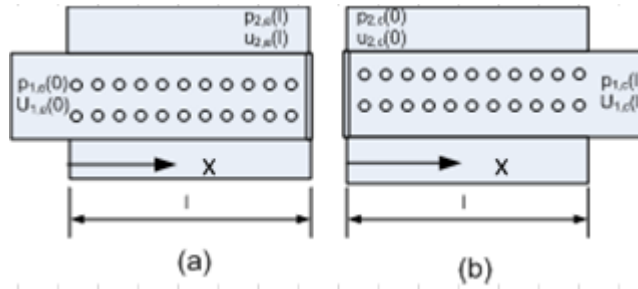
$$\begin{Bmatrix} p_1(l) \\ p_2(l) \\ c\rho_o u_1(l) \\ c\rho_o u_2(l) \end{Bmatrix} = [A(l)] \begin{Bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{Bmatrix}$$

$$[T] = [A(0)][A(l)]^{-1} \quad (2.161)$$

Burada [A] matrisi Denklem (2.159) katsayıları açık olarak verilmiş olan matristir. [T_r] matrisi kullanılarak Denklem (2.146)'da yer alan basınç ve hız ifadeleri, birbirlerinin cinsinde elde edilebilir. İletim kaybının hesaplanması sistem giriş ve çıkışlarını transfer eden matris katsayılarını bulmayı gerektirdiğinden sınır şartları kullanılarak bilinmeyen sayısı azaltılacaktır.

2.2.3.6 Sınır şartlarının belirlenmesi

Perforasyonlu susturucuya ait transfer matrisinin belirlenmesi için Denklem (2.159)'da belirtilen denklem sisteminin sınır şartlarına bağlı olarak çözülmesi gerekmektedir. Transfer matrisi elde edilecek olan susturucu modeli Şekil 2.11'de gösterilmektedir. Model iki ayrı bölgeden oluşmaktadır ve bölgelerde sabit hız dağılımı olduğu varsayılmaktadır.



Şekil 2.11 : Ayrılmış susturucu modeli. a) Çapraz akış genişleme, b) Çapraz akış daralma.

Bütün sistemin transfer fonksiyonu olarak tanımlanan T_T,

$$\begin{bmatrix} p_{1,e}(0) \\ \rho_o c_o u_{1,e}(0) \end{bmatrix} = [T_T] \begin{bmatrix} p_{1,c}(l) \\ \rho_o c_o u_{2,c}(l) \end{bmatrix} \quad (2.162)$$

olarak ifade edilebilir. Sistem 2 alt parça halinde ifade edildiğinde, transfer matrisi T_e genişleme T_c daralmayı ifade etmek üzere aşağıdaki gibi olur.

$$\begin{bmatrix} p_{1,e}(0) \\ \rho_o c_o u_{1,e}(0) \end{bmatrix} = [T_e] \begin{bmatrix} p_{2,e}(l) \\ \rho_o c_o u_{2,e}(l) \end{bmatrix}, \quad (2.163)$$

$$\begin{bmatrix} p_{2,c}(0) \\ \rho_o c_o u_{2,c}(0) \end{bmatrix} = [T_c] \begin{bmatrix} p_{1,c}(l) \\ \rho_o c_o u_{1,c}(l) \end{bmatrix}, \quad (2.164)$$

$$\begin{bmatrix} p_{1,e}(0) \\ \rho_o c_o u_{1,e}(0) \end{bmatrix} = [T_e][T_c] \begin{bmatrix} p_{1,c}(l) \\ \rho_o c_o u_{1,c}(l) \end{bmatrix}. \quad (2.165)$$

Genişleme bölgesine ait sınır şartları yazılmalıdır. Perforasyon başlangıcında 2. bölge kapalı olduğu için; perforasyon bitişinde ise 1. bölge kapalı olduğu için; aksel yöndeki hızlar 0 olacaktır.

$$\begin{aligned} x=0 & \longrightarrow \rho_o c_o u_2(0) = 0 \\ x=l & \longrightarrow \rho_o c_o u_1(l) = 0 \end{aligned} \quad (2.166)$$

Bu şartlar kullanılarak, Denklem (2.146) aşağıdaki hale dönüşür.

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ \rho_o c_o u_1(0) \\ 0 \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p_1(l) \\ p_2(l) \\ 0 \\ \rho_o c_o u_2(l) \end{bmatrix} \quad (2.167)$$

Matris gösteriminin ifade ettiği 4 adet denklem kullanılarak; $p_1(l)$ çekilip diğer denklemlerde yerine yazılırsa;

$$p_1(0) = \left[T_{12} - \frac{T_{42} T_{11}}{T_{41}} \right] p_2(l) + \left[T_{14} - \frac{T_{44} T_{11}}{T_{41}} \right] \rho_o c_o u_2(l) \quad (2.168)$$

$$\rho_o c_o u_1(0) = \left[T_{32} - \frac{T_{42} T_{31}}{T_{41}} \right] p_2(l) + \left[T_{34} - \frac{T_{44} T_{31}}{T_{41}} \right] \rho_o c_o u_2(l) \quad (2.169)$$

elde edilir. O halde, sisteme ait giriş ve çıkışı transfer eden matris (2.170) denkleminde gösterildiği gibi olacaktır.

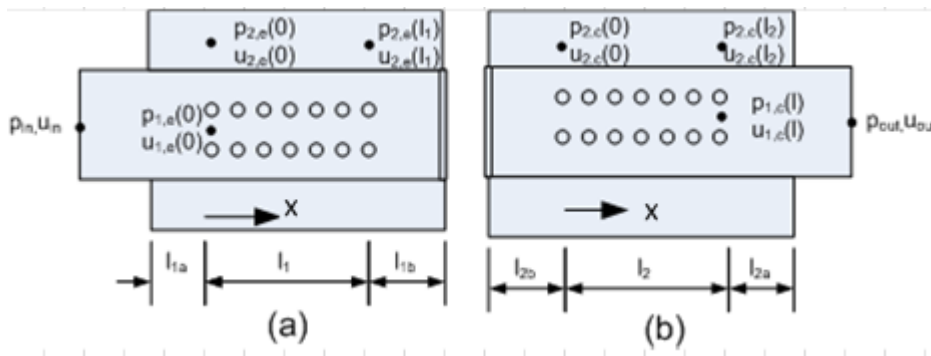
$$T_e = \begin{bmatrix} T_{12} - \frac{T_{42} T_{11}}{T_{41}} & T_{14} - \frac{T_{44} T_{11}}{T_{41}} \\ T_{32} - \frac{T_{42} T_{31}}{T_{41}} & T_{34} - \frac{T_{44} T_{31}}{T_{41}} \end{bmatrix} \quad (2.170)$$

Aynı işlemler daralma bölgesi için de tekrarlanırsa; Denklem (2.171)'de belirtilen sonuca ulaşılır.

$$T_c = \begin{bmatrix} T_{21} - \frac{T_{31} T_{22}}{T_{32}} & T_{23} - \frac{T_{33} T_{22}}{T_{32}} \\ T_{41} - \frac{T_{31} T_{42}}{T_{32}} & T_{43} - \frac{T_{33} T_{42}}{T_{32}} \end{bmatrix} \quad (2.171)$$

2.2.3.7 Uzatılmış boru etkisi

Susturucular ile gürültü kontrolünde sıkça kullanılan bir yöntem, giriş ve çıkış borularında uzatma uygulanması ve bu boruların arkalarında kalan kavite hacminin rezonans özelliklerinden faydalanılmasıdır. Genişleme odalarında olduğu gibi perforasyonlu borularda da bu etki susturucunun akustik özelliklerinin ve transfer matrislerinin değişmesine yol açar. Perforasyonlu susturucularda bu etki, giriş ve çıkışta perforasyonsuz bölge bırakılarak oluşturulabilir. Şekil 2.12’te gösterilen model iki perforasyonlu bölgeden oluşmaktadır ve içteki borunun giriş ve çıkışlarındaki bölgelerde perforasyon yoktur.

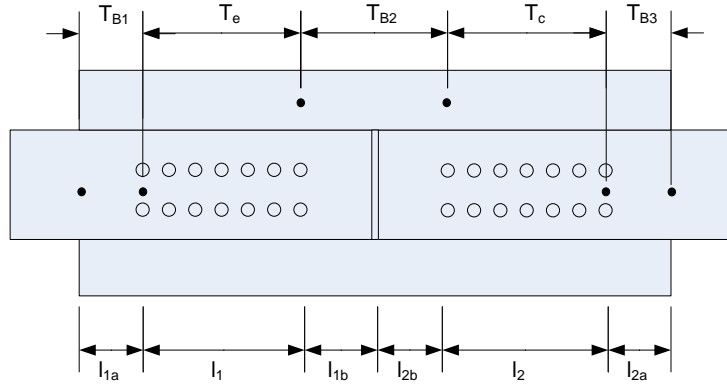


Şekil 2.12 : Uzatılmış boru etkisi için mevcut perforasyonlu susturucu. (a) Çapraz akış genişleme, (b) Çapraz akış daralma.

Sisteme ait giriş ve çıkıştaki basınç ve hız bileşenleri, sırası ile p_{in} , u_{in} , p_{out} , ve u_{out} olarak ifade edilirse, bu tanımlamadan hareketle, sisteme ait transfer matrisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} p_{in} \\ \rho_o c_o u_{in} \end{bmatrix} = [T_T] \begin{bmatrix} p_{out} \\ \rho_o c_o u_{out} \end{bmatrix} \quad (2.172)$$

Şekil 2.12’deki sistem perforasyonlu genişleme ve daralma bölgelerinin yanında giriş, çıkış ve ortadaki boru da dahil olmak üzere 5 bölge olarak incelenebilir. Bu bölgeler Şekil 2.13’te gösterilmiştir.



Şekil 2.13 : Susturucunun bölgelere ayrılmış modeli.

Bu bölgelere ait transfer matrisleri aşağıdaki gibi ifade edilebilirler.

$$\begin{bmatrix} p_{in} \\ \rho_o c_o u_{in} \end{bmatrix} = [T_{B1}] \begin{bmatrix} p_{1,e}(0) \\ \rho_o c_o u_{1,e}(0) \end{bmatrix} \quad (2.173)$$

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ \rho_o c_o u_1(0) \end{bmatrix} = [T_e] \begin{bmatrix} p_{2,e}(l_1) \\ \rho_o c_o u_{2,e}(l_1) \end{bmatrix} \quad (2.174)$$

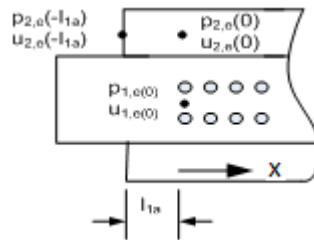
$$\begin{bmatrix} p_{2,e}(l_1) \\ \rho_o c_o u_{2,e}(l_1) \end{bmatrix} = [T_{B2}] \begin{bmatrix} p_{2,c}(0) \\ \rho_o c_o u_{2,c}(0) \end{bmatrix} \quad (2.175)$$

$$\begin{bmatrix} p_{2,c}(0) \\ \rho_o c_o u_{2,c}(0) \end{bmatrix} = [T_c] \begin{bmatrix} p_{1,c}(l_2) \\ \rho_o c_o u_{1,c}(l_2) \end{bmatrix} \quad (2.176)$$

$$\begin{bmatrix} p_{1,c}(l_2) \\ \rho_o c_o u_{1,c}(l_2) \end{bmatrix} = [T_{B3}] \begin{bmatrix} p_{out} \\ \rho_o c_o u_{out} \end{bmatrix} \quad (2.177)$$

$$[T_T] = [T_{B1}][T_e][T_{B2}][T_c][T_{B3}] \quad (2.178)$$

$[T_{B1}]$, $[T_{B2}]$ ve $[T_{B3}]$ transfer matrisleri daha önce verilen Denklem (2.106) kullanılarak elde edilebilirler. $[T_e]$ ve $[T_c]$ transfer matrislerinin belirlenebilmesi için sınır şartları kullanılmalıdır. İç boru üzerinde perfore olmayan bölüm mevcut olduğunda rijit uca ait sınır şartı yazılamayacaktır. Bu amaçla Şekil 2.14'te gösterilen rijit uca ait kavitenin empedansı, sınır şartının yazılması için kullanılacaktır.



Şekil 2.14 : Girişte kaviteye ait sınır şartı.

l_{1a} uzunluğundaki kaviteye ait basınç ve hız ifadeleri bir boyutlu düzlem dalga denklemleri kullanılarak elde edilebilir;

$$\begin{aligned} p_{2,e}(x, t) &= [C_1 e^{-jkx} + C_2 e^{+jkx}] e^{+j\omega t} , \\ u_{2,e}(x, t) &= \frac{1}{Z_0} [C_1 e^{-jkx} - C_2 e^{+jkx}] e^{+j\omega t} . \end{aligned} \quad (2.179)$$

rijit uca ait sınır şartları yazılırsa;

$$u_{2,e}(-l_{1a}) = 0 , \quad (2.180)$$

$$[C_1 e^{+jkl_{1a}} - C_2 e^{-jkl_{1a}}] = 0 , \quad (2.181)$$

$$C_1 = C_2 e^{-2jkl_{1a}} ,$$

elde edilir. Bu değerler Denklem (2.96) ve (2.97)'de yerine konulursa basınç ve hız büyüklükleri arasında,

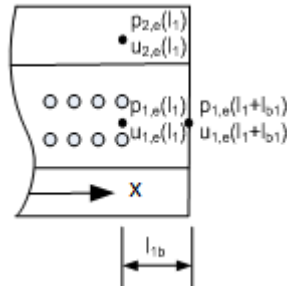
$$\begin{aligned} p_{2,e}(0, t) &= C^* [e^{-2jkl_{1a}} + 1] , \\ u_{2,e}(0, t) &= \frac{1}{Z_0} C^* [e^{-2jkl_{1a}} - 1] , \end{aligned} \quad (2.182)$$

bağıntılarına ulaşılır.

$$Z_{x=0,e} = \frac{p_{x=0,e}}{u_{x=0,e}} = Z_0 \frac{[e^{-2jkl_{1a}} + 1]}{[e^{-2jkl_{1a}} - 1]} = jZ_0 \cot kl_{1a} , \quad (2.183)$$

$$\rho_0 c_0 u_{2,e} \Big|_{x=0} = -j \tan kl_{1a} p_{2,e} \Big|_{x=0} . \quad (2.184)$$

Susturucunun perforasyon bölgesinin bitişi de rijit olmadığından Şekil 2.15'de gösterilen rijit sonlandırma kullanılarak sınır şartı yazılabilir.



Şekil 2.15 : Çıkışta kaviteye ait sınır şartı.

Denklem (2.184)'deki ifadeye benzer şekilde çıkıştaki sınır şartı elde edilebilir. Buna göre;

$$u_{2(l_1+l_{1b})} = 0 \quad , \quad (2.185)$$

$$[C_1 e^{-jk(l_1+l_{1b})} - C_2 e^{+jk(l_1+l_{1b})}] = 0 \quad , \quad (2.186)$$

$$C_1 = C_2 e^{+2jk(l_1+l_{1b})} \quad ,$$

$$p_{1,e}(l_1, t) = C^* [e^{2jkl_{1b}} + 1] \quad , \quad (2.187)$$

$$u_{1,e}(l_1, t) = \frac{1}{Z_o} C^* [e^{2jkl_{1b}} - 1] \quad ,$$

$$Z_{2x=l_1,e} = \frac{p_{1,e} \big|_{x=l_1}}{u_{1,e} \big|_{x=l_1}} = Z_o \frac{[e^{2jkl_{1b}} + 1]}{[e^{2jkl_{1b}} - 1]} = -j Z_o \cot kl_{1b} \quad , \quad (2.188)$$

$$\rho_o c_o u_{1,e} \big|_{x=l_1} = j \tan kl_{1b} p_{1,e} \big|_{x=l_1} \quad . \quad (2.189)$$

elde edilebilir. Genişleme bölgesine ait sınır şartları belirlendikten sonra Denklem (2.184) ve (2.189)'da elde edilen değerler Denklem (2.146)'da yerleştirilirse;

$$X_1 = -j \tan kl_{1a} \quad , \quad (2.190)$$

$$X_2 = j \tan kl_{1b} \quad ,$$

tanımlanarak, Denklem (2.191)'e ulaşılır.

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ \rho_o c_o u_1(0) \\ X_1 p_2(0) \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} p_1(l) \\ p_2(l) \\ X_2 p_1(l) \\ \rho_o c_o u_2(l) \end{bmatrix} \quad (2.191)$$

Matris gösteriminin ifade ettiği 4 adet denklemden $p_1(l)$ ve $p_2(0)$ çekilerek, diğerleri cinsinden ifade edilebilirler.

$$p_1(l) = \frac{(X_1 T_{22} - T_{42})}{(T_{41} - X_1(T_{21} - T_{23} X_2) + T_{43} X_2)} p_2(0) + \frac{(X_1 T_{24} - T_{44})}{(T_{41} - X_1(T_{21} - T_{23} X_2) + T_{43} X_2)} \rho_o c_o u_2(l) \quad (2.192)$$

Kısaltmak amacı ile,

$$F = (T_{41} - X_1(T_{21} - T_{23} X_2) + T_{43} X_2) \quad , \quad (2.193)$$

$$A_1 = (X_1 T_{22} - T_{42}) / F \quad ,$$

$$B_1 = (X_1 T_{24} - T_{44}) / F \quad ,$$

tanımlanırsa;

$$p_1(l) = A_1 p_2(0) + B_1 \rho_o c_o u_2(l) \quad (2.194)$$

olacaktır. Bu ifade Denklem (2.191)'de yerine yerleştirilirse, aşağıda belirtilen Denklem (2.195) ve (2.196) elde edilirler.

$$p_1(0) = (T_{11} + T_{13} X_2) p_1(l) + T_{12} p_2(l) + T_{14} \rho_o c_o u_2(l) \quad (2.195)$$

$$\rho_o c_o u_1(0) = (T_{31} + T_{33} X_2) p_1(l) + T_{32} p_2(l) p_1(l) + T_{34} \rho_o c_o u_2(l) \quad (2.196)$$

Kısaltmak amacı ile,

$$A_2 = (T_{11} + T_{13} X_2) \quad (2.197)$$

$$B_2 = (T_{31} + T_{33} X_2)$$

tanımlanırsa;

$$p_1(0) = (A_2 A_1 + T_{12}) p_2(l) + (A_2 B_1 + T_{14}) \rho_o c_o u_2(l) \quad (2.198)$$

$$\rho_o c_o u_1(0) = (B_2 A_1 + T_{32}) p_2(l) + (B_2 B_1 + T_{34}) \rho_o c_o u_2(l)$$

olur. Bu değerler Denklem (2.174) matrisinde kullanılırlarsa, bu matrise ait transfer matrisi aşağıdaki gibi elde edilir [6].

$$T_e = \begin{bmatrix} T_{12} + A_2 A_1 & T_{14} + A_2 B_1 \\ T_{32} + B_2 A_1 & T_{34} + B_2 B_1 \end{bmatrix} \quad (2.199)$$

Genişleme bölgesine ait transfer matrisi, özdeğer çözümünün sonucunda elde edilmiş olan katsayılar cinsinden ifade edilmiştir. Daha sonra, daralma bölgesine ait transfer matrisinin elde edilmesi gereklidir. Yukarıdaki işlemler daralma bölgesi için aynı şekilde uygulanırsa, Denklem (2.200) ile gösterilen ifade elde edilir.

$$T_c = \begin{bmatrix} T_{21} + A_2 A_1 & T_{23} + A_2 B_1 \\ T_{41} + B_2 A_1 & T_{43} + B_2 B_1 \end{bmatrix} \quad (2.200)$$

Daralma bölgesi için Denklem (2.200)'de yer alan katsayılar aşağıda belirtilmiştir.

$$F = T_{32} + T_{34} X_2 - X_1 (T_{12} + T_{14} X_2), \quad (2.201)$$

$$A_1 = (X_1 T_{11} - T_{31}) / F, \quad B_1 = (X_1 T_{13} - T_{33}) / F, \quad (2.202)$$

$$A_2 = (T_{22} + T_{24} X_2), \quad B_2 = (T_{42} + T_{44} X_2).$$

Transfer matrislerinin elde edilmesi ile birlikte iletim kaybı, Denklem (2.203) kullanılarak elde edilir:

$$TL = 20 \log \left[\left(\frac{Z_{0,d}}{Z_{0,u}} \right)^{1/2} \left| \frac{T_{T,11} + T_{T,12}/Z_{0,d} + Z_{0,u}T_{T,21} + \frac{Z_{0,u}}{Z_{0,d}}T_{T,22}}{2} \right| \right] \quad (2.203)$$

Burada $Z_{0,d}$ ve $Z_{0,u}$ terimleri sırası ile sisteme ait giriş ve çıkıştaki karakteristik empedanslardır.

Sistem parametrelerine bağlı olarak Denklem (2.139)'da belirtilen matrise ait özdeğer ve özvektörler elde edilmiştir. Yukarıda gösterilen eşitlikler ve sınır şartları kullanılarak susturucuya ait transfer matrisleri oluşturulmuştur. Bu transfer matrisi ile elde edilen ses iletim kaybı eğrileri, perforasyonlu susturuculara ait parametrelerin incelenmesinde kullanılmıştır. Özdeğer probleminin çözümü ve diğer işlemler için MATLAB programı ile oluşturulan betik kullanılmış, bu yolla elde edilen sonuçlar Bölüm 4'te sunulmuştur.

3. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde, susturucuya ait akış özellikleri, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Akustik özellikler ise, Matlab ile oluşturulmuş kodlar ile incelenmiştir. Susturucunun akış özelliklerinin belirlenmesinde, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) program kullanılmıştır. CFD analizler ile susturucunun akış özellikleri belirlenmekte ve optimum sıcaklık, hız ve basınç değerleri bu sayede bilinmektedir. Bu parametrelere ek olarak, açık alan oranının değişiminin, susturucu akış performansına olan etkisi de CFD analizler sonucu incelenebilir. Böylelikle analitik yaklaşım ve deneysel ölçümler ile elde edilen sonuçlar birlikte kıyaslanabilecektir.

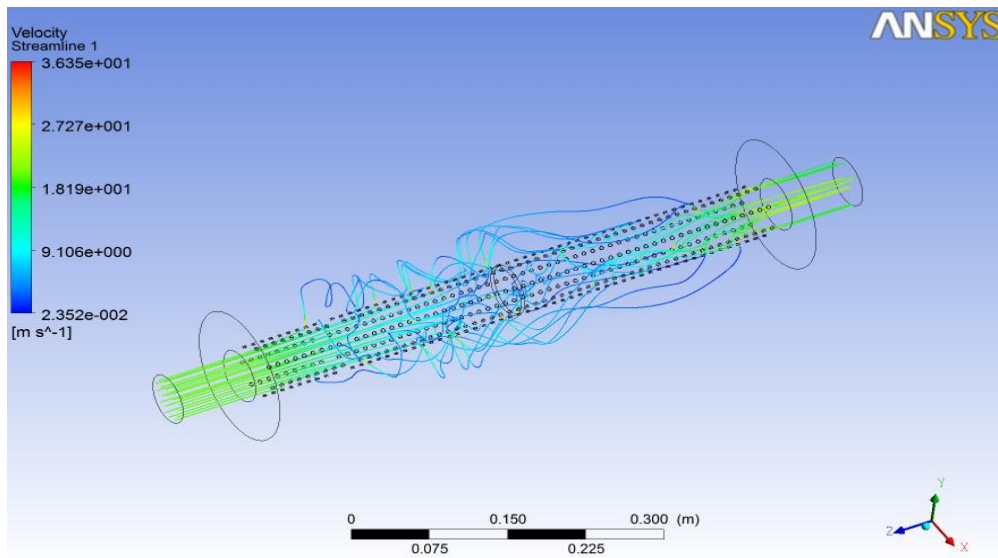
Tasarım esnasında, deneysel çalışmalar yapılmadan önce açık alan oranının belirlenmesinde sayısal çalışmalar büyük önem teşkil etmektedir. Prototip imalatı yapılmadan önce sayısal çalışmalar ile optimum delik sayısı belirlenerek, buna göre susturucu içerisindeki akış dağılımı incelenebilir.

3.1 Akış Çalışmaları

Bu bölümde, akışa ait özellikler, ANSYS-CFX hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) ve Solidworks Flow Simulation programı kullanılarak incelenmiştir. Susturucu içerisindeki akışa ait hız ve basınç gibi büyüklükler, farklı geometriler ve başlangıç koşulları için elde edilmiştir.

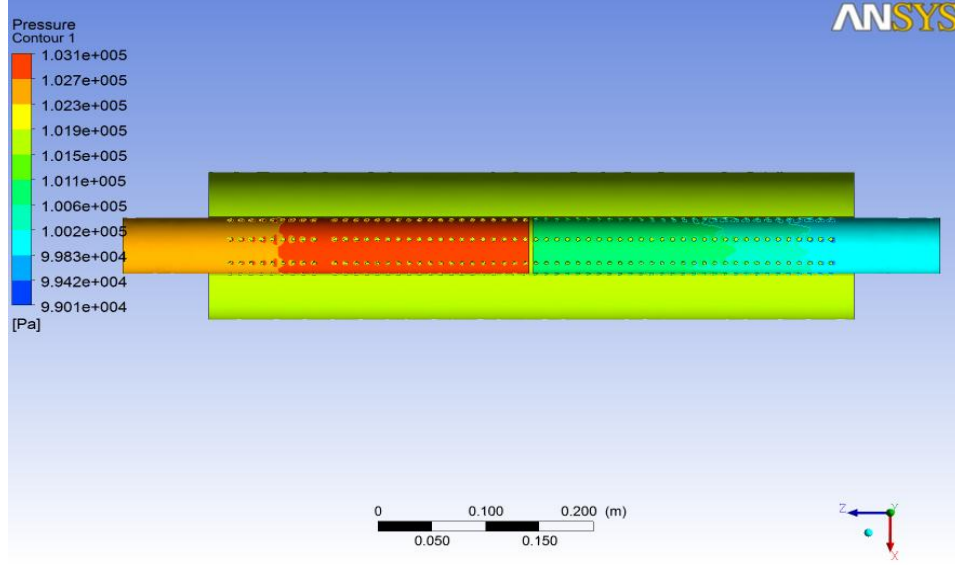
Çalışmalar, çapraz akışlı perforasyonlu susturucu modeli esas alınarak yürütülmüştür. Tetrahedral elemanlar kullanılarak ağ örgüsü oluşturulmuş, boşluk bölgesi için, belirli sıcaklıktaki ideal gaz denklemine uyan hava elemanları atanmıştır. Sabit bir hızda susturucuya giren hava ve atmosferik çıkış (statik basınç), başlangıç koşulları olarak tanımlanmıştır. Denge durumu için yapılan analizin çıktıları irdelenerek, perforasyonlu susturucuların tasarımı açısından önemli olabilecek durumlar araştırılmıştır. Perforasyon deliklerinin susturucu içerisindeki akışa etkisinin incelenmesi amacıyla, açık alan oranı 1 olan, dış geometrisi Şekil

1.5'te gösterilen değerlerde olan model üzerinde; deneysel ve analitik çalışmalarda ortak olarak seçilen 20 m/s giriş hızı için analizler yapılmıştır. Analizler yapılırken; sınırda kaymama koşulu seçilmiştir. 20 °C'deki oda koşullarındaki havanın kullanıldığı modele ait akım çizgileri Şekil 3.1'de gösterilmiştir. Buna göre daha önce toplama kısmı diye tanımlanan bölgede, homojenliğin bozulduğu görülmektedir. Ayrıca yine toplama kısmında giriş kısmına nazaran, ölü bölgelerin oluştuğu ve akışın nispeten ayrışma bölgesine kıyasla daha kötü yayıldığı görülmüştür. Bu sebeptendir ki; genellikle toplama kısmının sebep olduğu basınç düşümü ayrışma kısmına göre daha fazladır.



Şekil 3.1 : $A_{oc}=1$ için akım çizgileri.

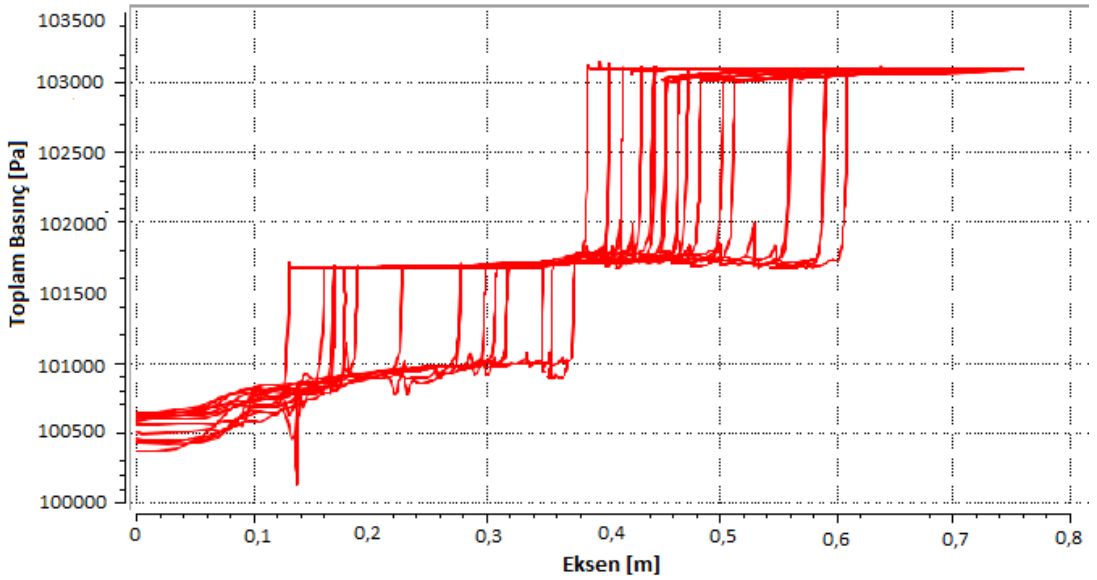
Şekil 3.2'de açık alan oranı 1 olan susturucunun basınç dağılımı gösterilmiştir. Susturucunun yine 20 m/s giriş hızı koşulu ile 20 °C hava sıcaklığı ve çıkış koşulu olarak atmosferik basınç seçilmiştir. Şekil 3.2 incelendiğinde, susturucu içerisinde giriş borusu, gövde ve çıkış borusu olmak üzere 3 farklı statik basınç bölgesi bulunduğu gözlenmektedir. Bu durum, susturucu içerisindeki basınç kayıplarından kaynaklanmaktadır. Boru ile gövde arasındaki basıncın, susturucu boyunca hemen hemen sabit olması, temel basınç kaybı faktörünün, deliklerdeki ve orta bölmedeki engelin akış direnci yaratmasının bir sonucudur.



Şekil 3.2 : $A_{oc}=1$ susturucu içerisindeki basınç dağılımı.

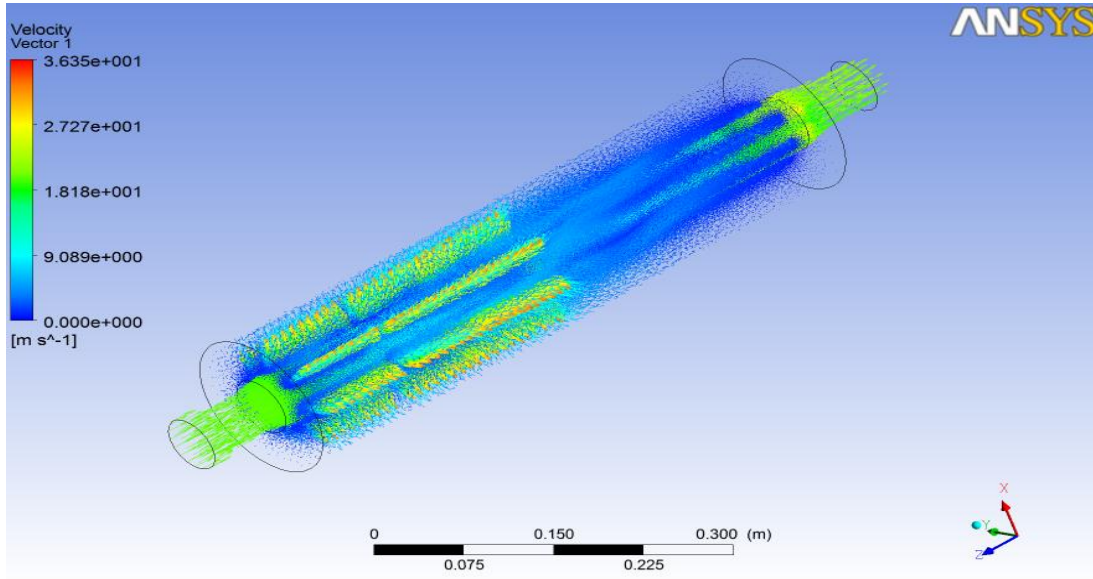
Şekil 3.3'te Açık alan oranı 1'e eşit olan modelin, toplam basıncın değişimi gösterilmektedir. Buna göre; ortada engel bölümünde hızın 0 olduğu bölgede basınç atmosfer basıncına eşit olmaktadır. Aynı zamanda boru uzunluğu boyunca basınçta çok ciddi değişimlere rastlanmamaktadır. Ancak, perfore delikler basınç değişiminde etkin rol almaktadır. Bu bakımdan tasarım esnasında, delik sayısı dolayısıyla açık alan oranı, dikkatle bütün veriler göz önüne alınarak seçilmelidir.

Şekil 3.3 yardımıyla giriş ve çıkış arasındaki toplam basınç bulunabilir. Ayrıca bulunan toplam basınçtan dinamik basınç çıkarılarak susturucunun sebep olduğu karşı basınç bulunabilir.



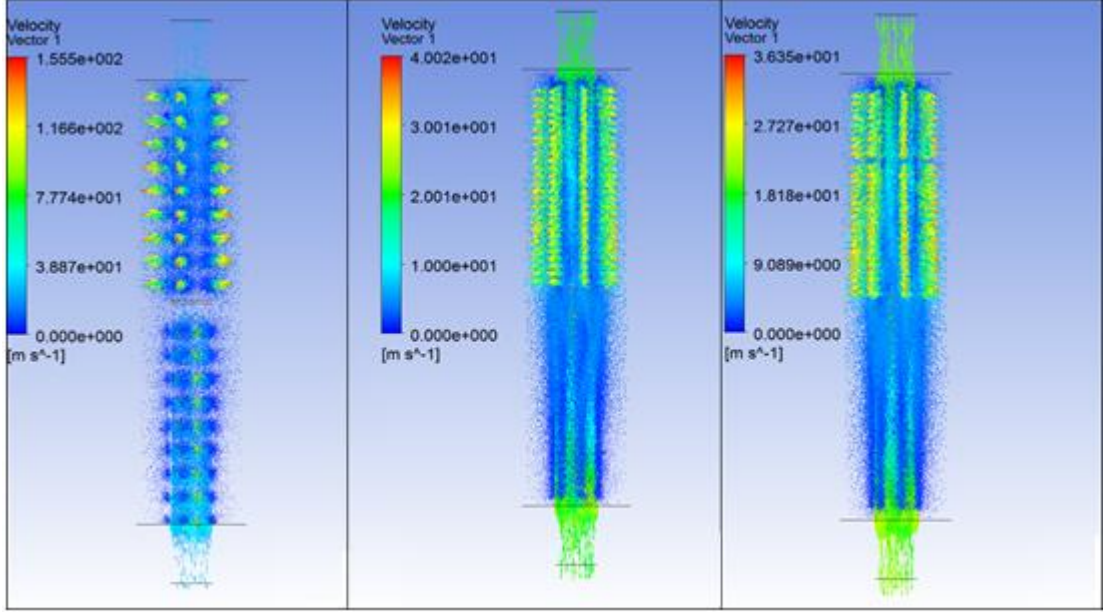
Şekil 3.3 : Susturucu eksenine ait toplam basınç çizgileri.

Şekil 3.4'te susturucu içerisindeki hız vektörleri gösterilmiştir. Buna göre akış, özellikle delik çıkışlarında hızlanmıştır. Deliklerdeki hızın giriş kesitindeki hıza oranı, yaklaşık açık alan oranı kadar olacaktır. Araçların egzoz sistemlerindeki akış hızlarının 0,2-0,3 Mach gibi ses altı değerlerde olduğu düşünüldüğünde, açık alan oranı küçük modeller için deliklerdeki hızlar önemli seviyelere ulaşmaktadır. Bu durumda, susturucuda oluşacak basınç kayıpları da, hızın karesi ile orantılı olarak artacağından, yüksek değerlerde olacaktır. Şekil 3.3 ve Şekil 3.4 yine giriş 20 m/s hız ile 20 °C hava sıcaklığı ve çıkışta atmosferik basınç koşullarına göre oluşturulmuştur.



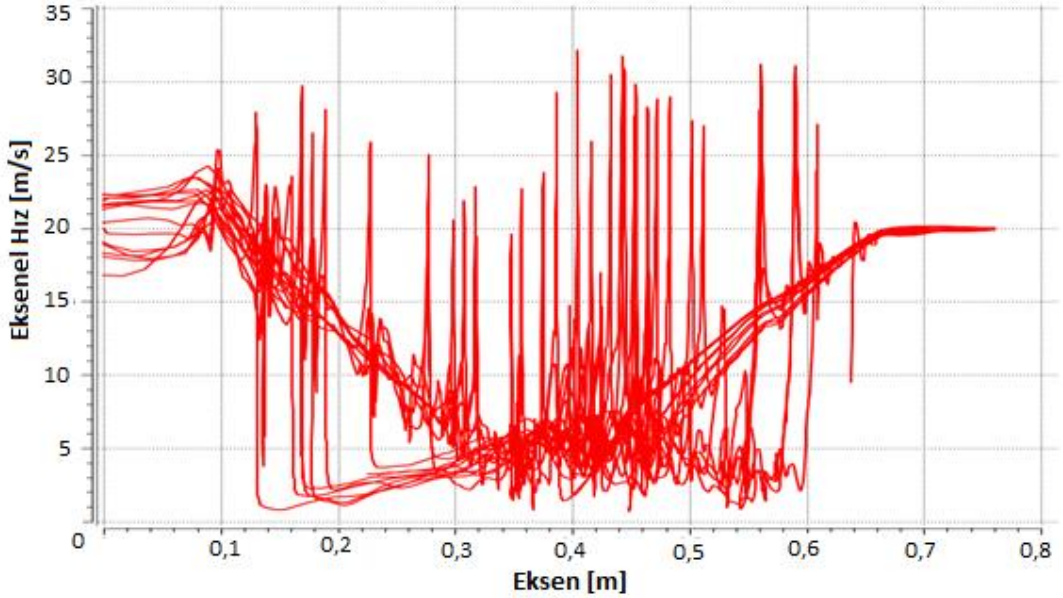
Şekil 3.4 : $A_{oc}=1$ susturucu içerisindeki hız vektörleri.

Şekil 3.5'de açık alan oranları farklı modellerin hız vektörleri aynı şekil üzerinde gösterilmiştir. Açıkça görülmektedir ki; giriş kısmında çıkışa nazaran daha homojen bir hız dağılımı mevcuttur. Hız dağılımının homojen olmaması basınç kaybını dolayısıyla susturucu içerisindeki dirençlerden meydana gelen karşı basıncı arttırmaktadır. Sonuç olarak hız dağılımının homojen olmaması da karşı basıncı yaratan bir direnç sebebidir. Bu yüzden, tasarımda mümkün olduğu kadar geniş hacimler ve hız vektörlerinin ani yön değişimlerine engel olacak tasarımlar düşünülmelidir.



Şekil 3.5 : Farklı açık alan oranına sahip modellerdeki hız dağılımı. Sırası ile $A_{oc}=0,22$, $A_{oc}=0,89$, $A_{oc}=1$.

Şekil 3.6'da susturucu içindeki hız dağılımı gösterilmiştir. Bu eğrilere bakıldığında 20 m/s olan ilk hız eksen boyunca lineer olarak azalmakta, engelde 0'a yaklaşmaktadır. Aynı şekilde genişleme bölgesinde, akış delikler boyunca çıkış bölgesine girerek, çıkışa doğru gidildikçe tekrar hızlanmaktadır. Ancak çıkıştaki hız profili, dalgalanmalar göstermektedir. Bu yüzden girişteki gibi homojen değildir.



Şekil 3.6 : Susturucu içerisindeki eksenel yönde hız dağılımı.

Çizelge 3.1 ile açık alan oranı 1 olan modelin sayısal analizler sonucu ayrışma ve toplama kısımlarının basınç kayıp katsayıları gösterilmiştir. Çizelge 3.1'deki veriler 50 m/s giriş hızı ve 25 °C hava sıcaklığı için yapılmıştır.

Çizelge 3.1 : Aoc=1 modelin basınç kayıp katsayıları.

Model	Açık Alan Oranı	K _C	K _D	Keş
1	1	2,275	2,62	4,89

3.1.1 Sıcaklığın etkisi

Daha önce belirtilen ölçümler oda koşullarında 20 °C sıcaklıkta yapılmıştır. Ancak bilindiği üzere, uygulamada susturuculardan 500-600 °C egzoz gazı geçmektedir. Bu bakımdan sayısal akış analizleri yapılırken, sıcaklığın etkisi de göz önüne alınmalıdır. Zira sıcaklık arttıkça, yoğunluk azalmaktadır. Bu da aynı debide daha yüksek karşı basınçlara sebep olmaktadır. Çizelge 3.2 CFD verilerine göre sıcaklıkla toplam basıncın ne şekilde değiştiğini göstermektedir. Giriş hızı yine 20 m/s olacak şekilde analizler yapılmıştır.

Çizelge 3.2 : Sıcaklık değişiminin basınç kaybına etkisi.

Model	Sıcaklık	Basınç Kaybı (Pa)	Açık Alan Oranı
1	20	15866	0,22
1	600	5315	0,22
2	20	1330	0,89
2	600	452,48	0,89
3	20	1150	1
3	600	391,88	1

$$\Delta P = \frac{1}{2} K \rho V^2 \quad (3.1)$$

Toplam basınç farkı bilindikten sonra, Denklem (3.1) yardımıyla susturucunun girişi ve çıkışı arasındaki bölgeyle tanımlanan genel basınç kayıp katsayısı bulunabilir.

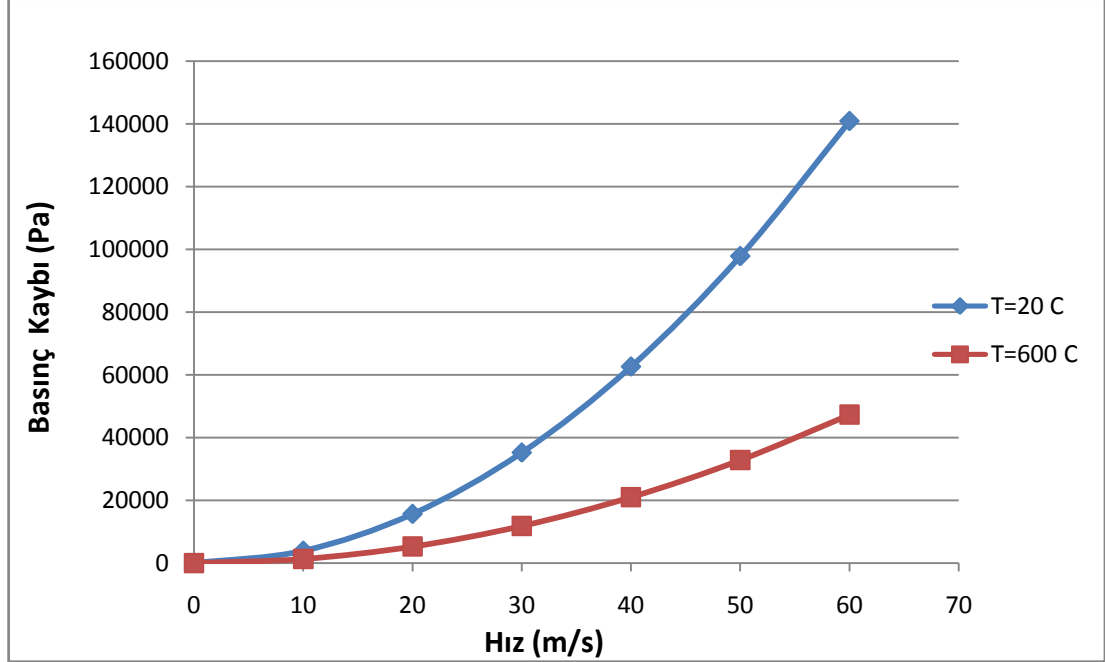
Çizelge 3.3'te ise sıcaklık değişiminin basınç kayıp katsayısına olan etkisi incelenmiştir. Buna göre sıcaklık arttıkça basınç kayıp katsayısının bir miktar arttığı

görülmüştür. Ancak bu artış miktarı ihmal edilebilecek kadar azdır. Böylelikle, aynı susturucudan farklı sıcaklıklarda hava geçmesi durumunda basınç kayıp katsayısı ne şekilde değiştiği görülür. Buna göre 20 °C ve 600 °C'deki iki farklı durum için incelemeler 20 m/s hava hızı için yapılmıştır. Hava sıcaklığının etkisi ile yoğunluk ciddi oranda değişime uğramaktadır. Bu değişimin etkisi Çizelge 3.3'te açıkça görülmektedir.

Çizelge 3.3 : Farklı yoğunluklardaki modellerin basınç kayıp katsayıları.

#	Aoc	Yoğunluk (kg/m ³)	Basınç Kaybı (kPa)	Keş
3	1	1,204	1,150	4,78
4	1	0,404	0,392	4,86

Şekil 3.7'de açık alan oranı 0,22 olan modelin farklı sıcaklıklardaki hava koşullarında yaratacağı basınç kaybı irdelenmiştir. Böylelikle, sıcaklığın aynı model üzerinde ne derece fark yaratacağı grafik üzerinden görülmektedir.



Şekil 3.7 : Açık alan oranı 0,22 olan modelin farklı sıcaklıklardaki basınç kaybı grafiği.

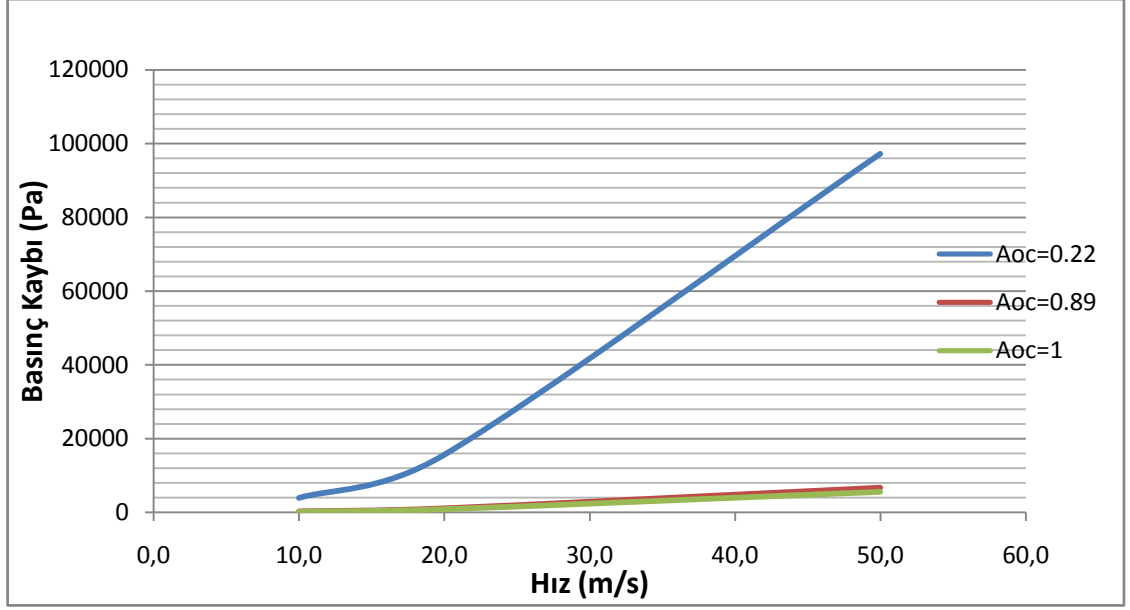
3.1.2 Hızın etkisi

Daha önce belirtilen ölçümler oda koşullarında 20 °C sıcaklıkta ve 20 m/s giriş hızında yapıldı. Ancak susturucu içerisinde uygulamada çok farklı değerlerde hızlar oluşabilmektedir. Bu bakımdan Çizelge 3.4 CFD verilerine dayanarak farklı hızlardaki toplam basınç farkını ve buna bağlı olarak basınç kayıp katsayılarını göstermektedir. Buna göre açıkça görülmektedir ki; açık alan oranı arttıkça, basınç kayıp katsayısı ve buna bağlı olarak basınç kaybı azalmaktadır. Diğer yandan basınç kayıp katsayısı, aynı açık alan oranında hız değişiminden çok az etkilenmektedir. Hız arttıkça basınç kayıp katsayısı bir miktar (ihmal edilebilir) azalmaktadır.

Çizelge 3.4 : Farklı hızlar için elde edilmiş olan basınç kayıp katsayıları.

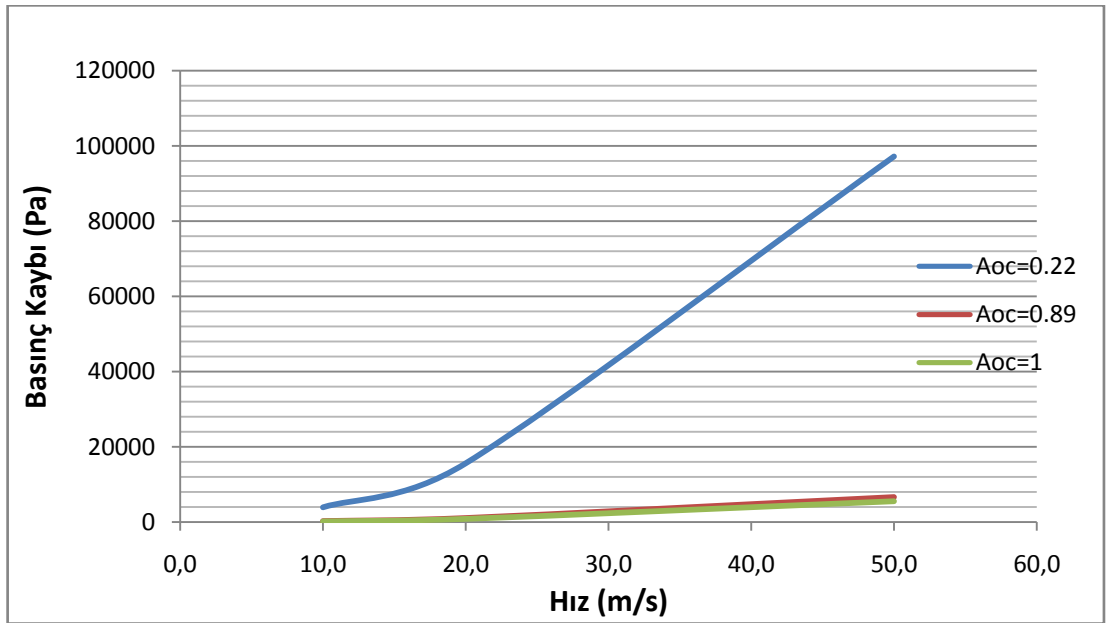
Model Adı	Yoğunluk (kg/m ³)	Açık Alan Oranı	Basınç Kaybı (kPa)			Keş		
			V=10 (m/s)	V=20 (m/s)	V=50 (m/s)	V=10 (m/s)	V=20 (m/s)	V=50 (m/s)
1	1,204	0,22	3,98	15,866	98,71	66,12	65,89	65,59
2	1,204	0,89	0,337	1,33	8,1872	5,60	5,53	5,44
3	1,204	1	0,296	1,15	7,08	4,92	4,78	4,71

Şekil 3.8 Çizelge 3.4'ten farklı hızlar için sayısal analizler sonucu elde edilmiş olan toplam basınç kayıplarını göstermektedir. Bu sayede aynı grafik üzerinde farklı açık alan oranına sahip susturucuların meydana getirdiği, toplam basınç kayıpları görülebilir. Grafikte görüldüğü üzere, açık alan oranı düşük olan model en büyük basınç kaybını meydana getirmiştir. Basınç kaybı hızın karesiyle orantılı olduğundan, hız arttıkça basınç kaybı da; tıpkı karşı basınç grafiğinde olduğu gibi $y=Ax^2$ eğiminde bir eğri davranışı göstermiştir.



Şekil 3.8 : Farklı açık alan oranlarındaki modellerin basınç kaybı grafiği.

Şekil 3.9 ise daha önce Çizelge 3.4 ve Şekil 3.8 ile gösterilen toplam basınç kaybından, dinamik basıncın çıkarılmasıyla elde edilen statik basınç yani karşı basınç grafiğidir. Bu sayede uygulamada çok önemli bir parametre olan karşı basınç sayısal analizler ile farklı modeller için farklı hızlarda incelenebilir. Böylelikle, susturucunun takıldığı motordan çıkan havanın hızı veya debisi bilirse bu susturucunun sebep olacağı karşı basınç değeri sayısal bir değer olarak bulunabilir. Böylece susturucunun; motorda müsaade edilen maksimum karşı basınca uygun olup olmadığı kontrol edilebilir.



Şekil 3.9 : Farklı açık alan oranlarındaki modellerin karşı basınç grafiği.

3.1.3 Açık alan oranının etkisi

Açık alan oranının akış üzerinde ve hatta basınç kaybı ile basınç kayıp katsayısının üzerindeki etkisi bölüm 3.1.2’de hızın etkisinin incelenmesi ile birlikte incelenmiştir.

3.1.4 Delik çaplarının etkisi

Bu bölümde akışa ait özellikler, bir susturucuda kullanılan borularda, aynı perforasyon oranı, farklı delik çapları kullanılarak elde edilebilir. Delik çapının etkisinin incelenmesi için, aynı perforasyon ve aynı “ A_{oc} ” oranındaki ancak farklı delik çaplarına sahip susturucu modelleri kullanılmıştır. Bu etkinin incelenmesi için kullanılan modellere ait veriler Çizelge 3.5’te sunulmuştur. Buna göre genel olarak bütün modellerde delik çapı arttıkça basınç kayıp katsayısının azaldığı görülmüştür. İstisnai birkaç durum dışında delik çaplarının artması basınç kaybına olumlu etki yapmıştır.

Çizelge 3.5 : Basınç kayıp katsayısının delik çapı ile değişimi.

#	Delik Çapı (mm)	Açık Alan Oranı	Keş
1	6	0,89	5,51
2	10	0,89	5,45
3	10	1	4,75
4	6	1	4,82
5	6	0,22	65,79
6	10	0,22	65,67

Açık alan oranının basınç kayıp katsayısı ile ilişkisinin belirlenmesi için birçok çözümlenmiş ve basınç kayıpları elde edilmiştir. Elde edilen basınç kayıpları, açık alan oranının kuvvet fonksiyonu olacak şekilde eğri uydurulmuştur. CFD verilerine göre uydurulan eğrinin fonksiyonu ve katsayılar (3.2), (3.3) ve (3.4) Eşitliklerinde verilmiştir.

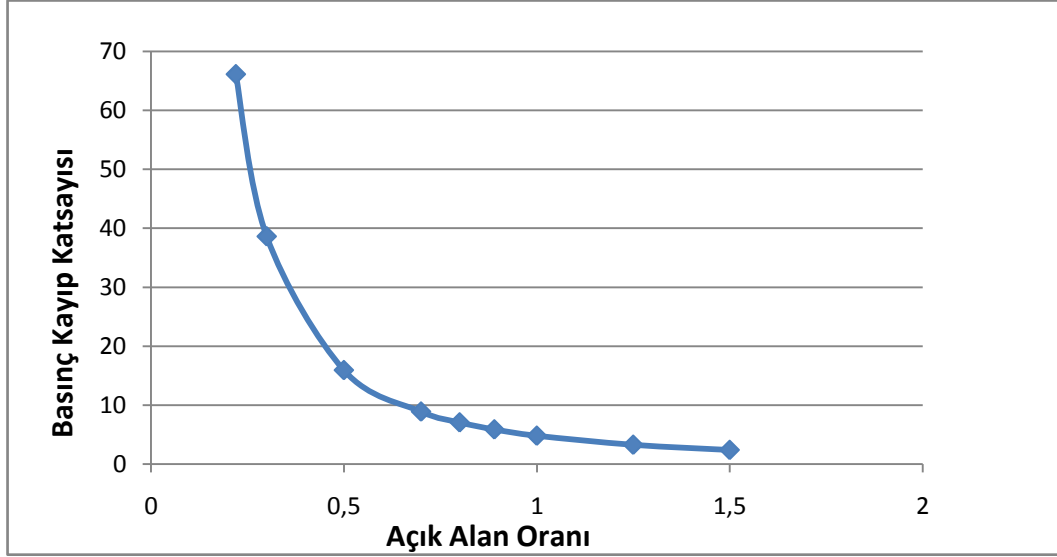
$$K = K_a A_{oc}^{(K_b)} \quad (3.2)$$

$$K_a = 4.78 \quad (3.3)$$

$$K_b = -1.735 \quad (3.4)$$

Elde edilen verilere göre oluşturulan eğri Şekil 3.10'da gösterilmiştir. Eğri daha düşük ve daha yüksek değerlerdeki A_{OC} oranlarını içerecek şekilde hesaplanmıştır.

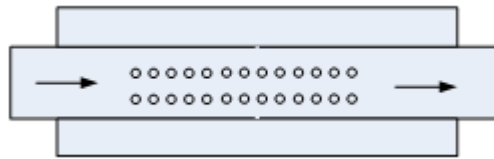
Şekil 3.10'daki eğri diğer tüm geometrik özellikler göz ardı edilerek, sadece deliklerin (açık alan oranının) bir fonksiyonu olacak şekilde hazırlanmıştır. Ancak diğer geometrik parametrelerinin etkisini içerecek şekilde eğrinin geliştirilmesi için farklı şartlarda çözümlenmeler yapılarak mevcut eğri daha da geliştirilebilir.



Şekil 3.10 : Basınç kayıp katsayısının açık alan oranı ile değişimi.

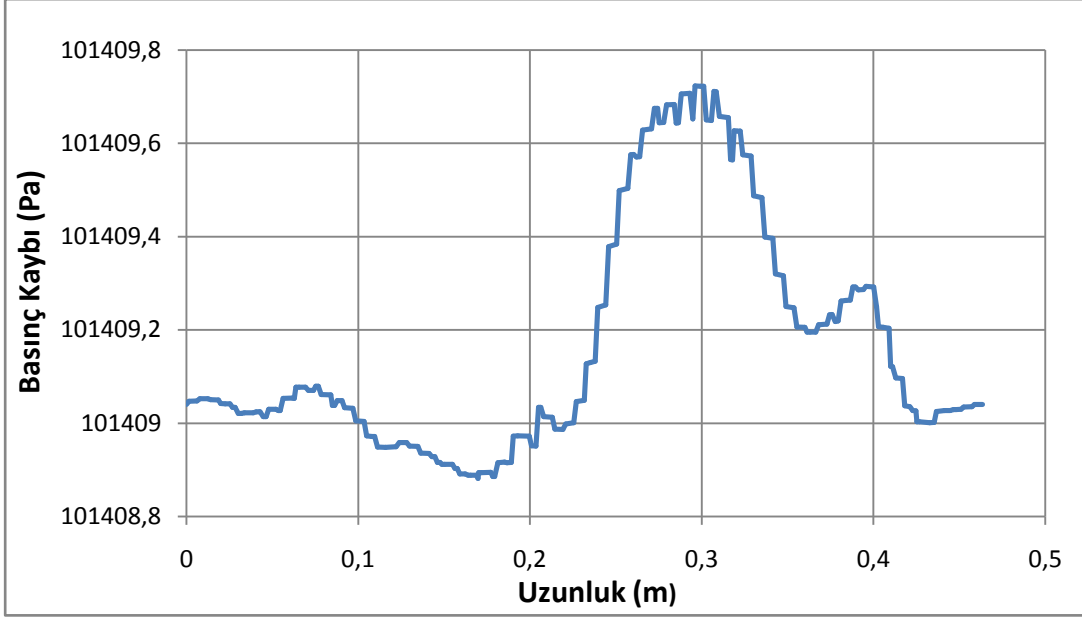
3.1.5 Perde pozisyonunun etkisi

Şekil 1.5 ile gösterilen modelde susturucunun tam ortasında bir engel konulmuştur. Susturucu tasarımı ortada hiç engel olmadığı koşullar için de yapılabilir. Bu durumda susturucuyu Şekil 3.11'de görüldüğü gibi bir genişleme odası gibi düşünebiliriz.



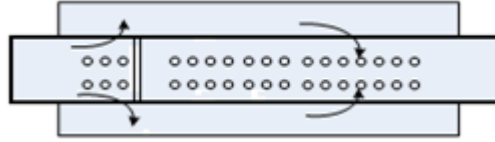
Şekil 3.11 : Genişleme odası modeli.

Şekil 3.12 de genişleme odasının susturucu boyunca basınç grafiği verilmiştir. Bu grafikte susturucu içerisindeki borunun açık alan oranı 0,89'dur. Açıkça anlaşılmaktadır ki; ortadaki engelin kalkması durumunda susturucudaki basınç farkı azalmaktadır. Çünkü akış susturucu içerisinde rahat bir şekilde yayılmaktadır.



Şekil 3.12 : Genişleme odası basınç kaybı grafiği.

Daha önceki çalışmalardan farklı olarak susturucuda borunun içerisinde bulunan engel her zaman ortada olmak zorunda değildir. Ortadaki engelin pozisyonun değişmesi performansı ne derece etkileyeceği tahmin edilemeyebilir. Bu bakımdan Şekil 3.13 ile gösterilen modelin analizleri yapılmıştır.



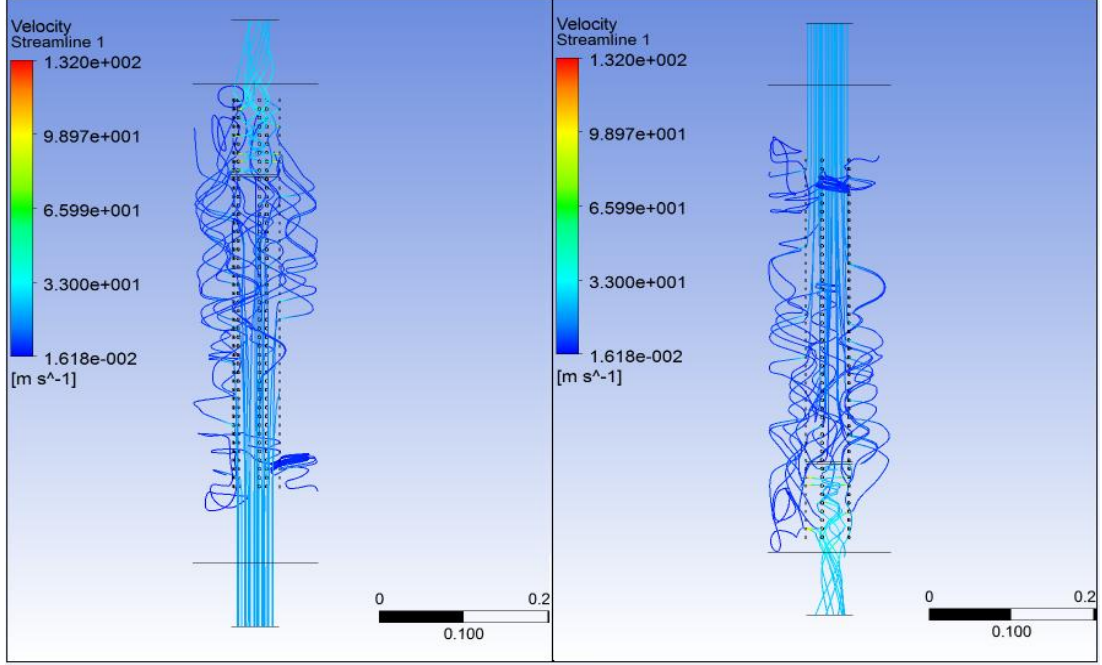
Şekil 3.13 : Engel pozisyonu değiştirilmiş model.

Şekil 3.13 giriş kısmının, (ayrışma) $Aoc_1=0,22$ ve çıkış kısmının, (toplaşma) $Aoc_2=0,89$ olduğu modeldir. Buna göre bu susturucunun karşı basıncı ve toplam basıncı, hem analitik yöntemle, hem de sayısal analiz ile bulunabilir. Çizelge 3.6 ile analitik ve sayısal analizlerin sonucu $Aoc_1=0,22$ ve $Aoc_2=0,89$ veya $Aoc_1=0,89$ ve $Aoc_2=0,22$ olacak şekilde oluşturulan modeller kıyaslanmıştır.

Çizelge 3.6 : Basınç kayıp katsayısının engel pozisyonu ile değişimi.

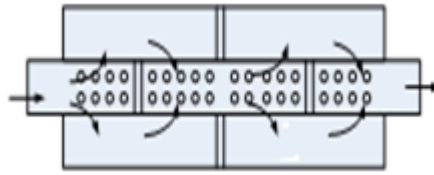
Model	Analitik model basınç kayıp katsayısı	Sayısal analiz basınç kayıp katsayısı
$Aoc_1=0,22-Aoc_2=0,89$	68,5	71,2
$Aoc_1=0,89-Aoc_2=0,22$	68,5	71,2

Şekil 3.14 ile perde pozisyonları değiştirilmiş iki modelin hız vektörleri görülmektedir. Buna göre engelin girişe yakın konulduğu modelde hız vektörleri kısa mesafede engelden önce, borudaki deliklerden susturucu içerisine dağılmaktadır.



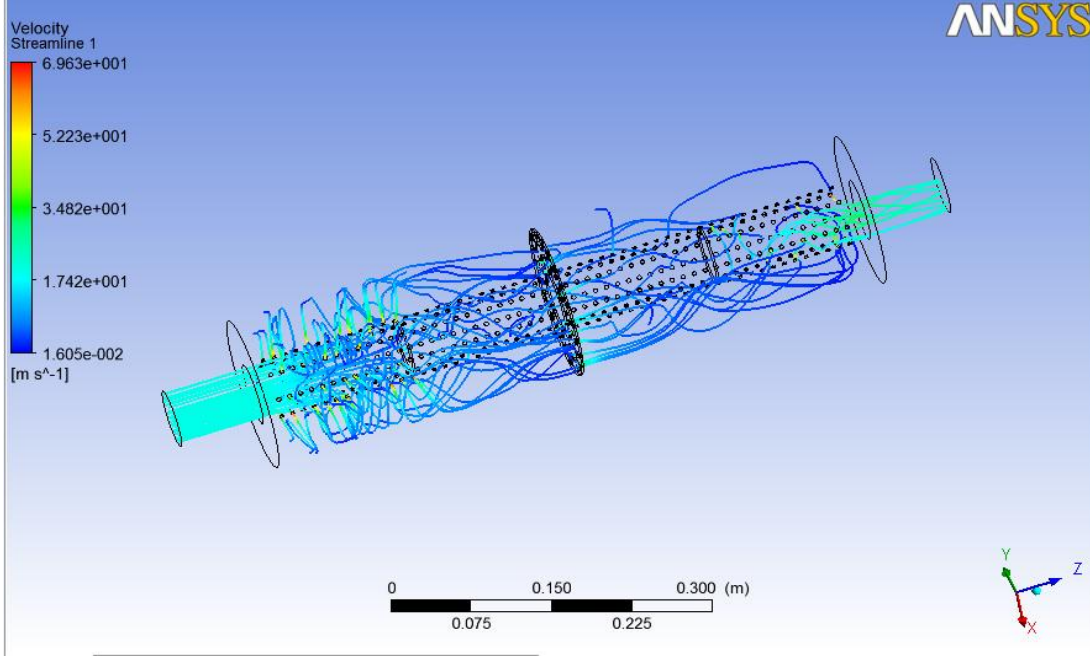
Şekil 3.14 : Faklı engel pozisyonlu susturucuların akım çizgileri. Sırası ile ($Aoc_1=0,22-Aoc_2=0,89$), ($Aoc_1=0,89-Aoc_2=0,22$).

Şekil 3.15 ile susturucu içerisine iki adet engel ve ortasına bir adet delikli perde konulmuştur. Bu tasarım akustik performansı oldukça geliştiren bir tasarımdır. Ancak akış performansını ne derece etkilediği incelenmelidir.



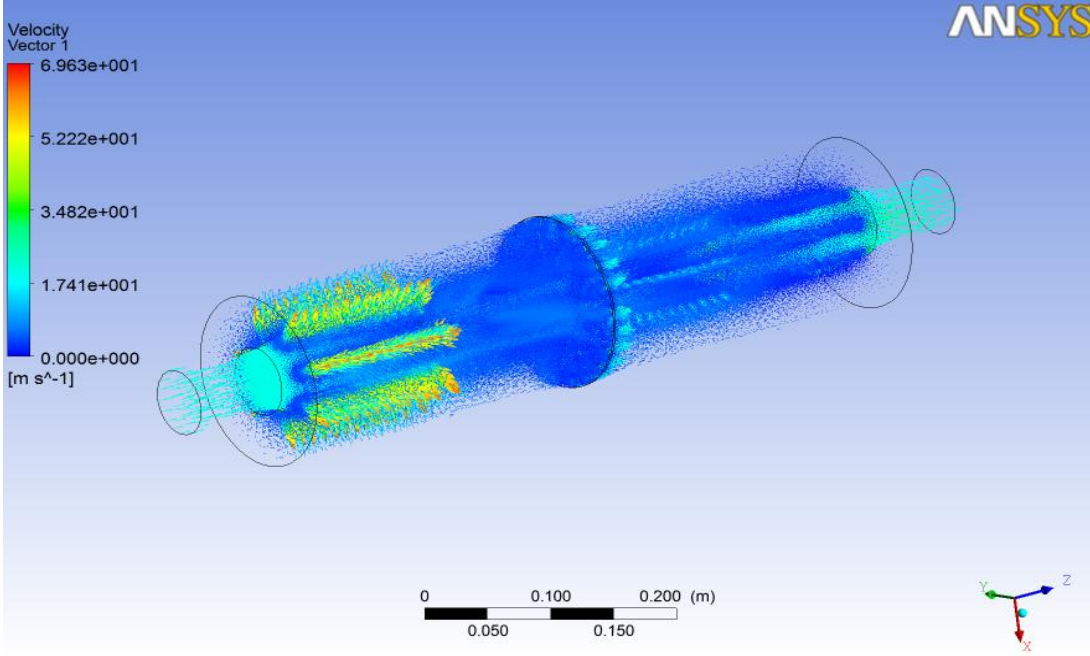
Şekil 3.15 : Engel pozisyonu değiştirilmiş ve perde eklenmiş model.

Şekil 3.16 da şekil 3.15 ile belirtilen modelin akım çizgileri gösterilmiştir. Akım çizgileri susturucu boyunca incelendiğinde, Şekil 1.5 ile gösterilen modele göre akışın susturucu içerisine daha iyi yayıldığı ve ölü bölgelerin azaldığı söylenebilir.



Şekil 3.16 : Engel pozisyonu değiştirilmiş ve perde eklenmiş modelin akım çizgileri.

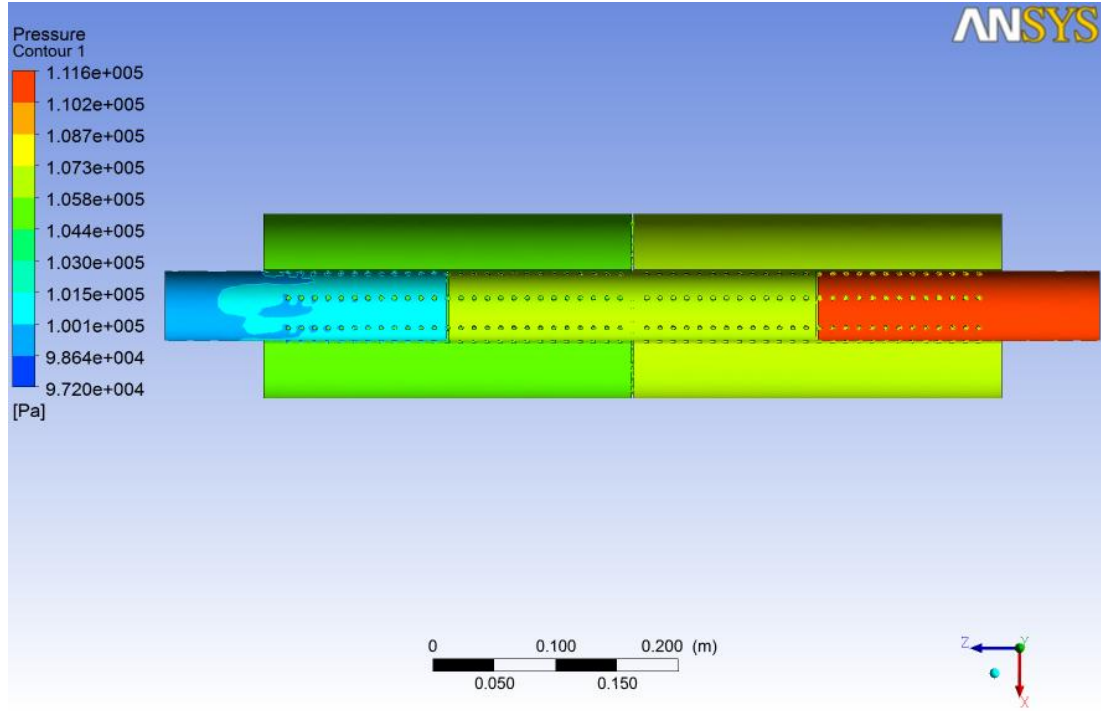
Şekil 3.17 ile aynı modelin hız vektörlerinin dağılımı gösterilmiştir. Yine tıpkı akım çizgilerinde olduğu gibi, hız vektörlerinin susturucu geneline daha önceki modellerden daha iyi yayıldığı içeride daha az boşluğun kaldığı anlaşılmaktadır.



Şekil 3.17 : Engel pozisyonu değiştirilmiş ve perde eklenmiş modelin hız vektörleri.

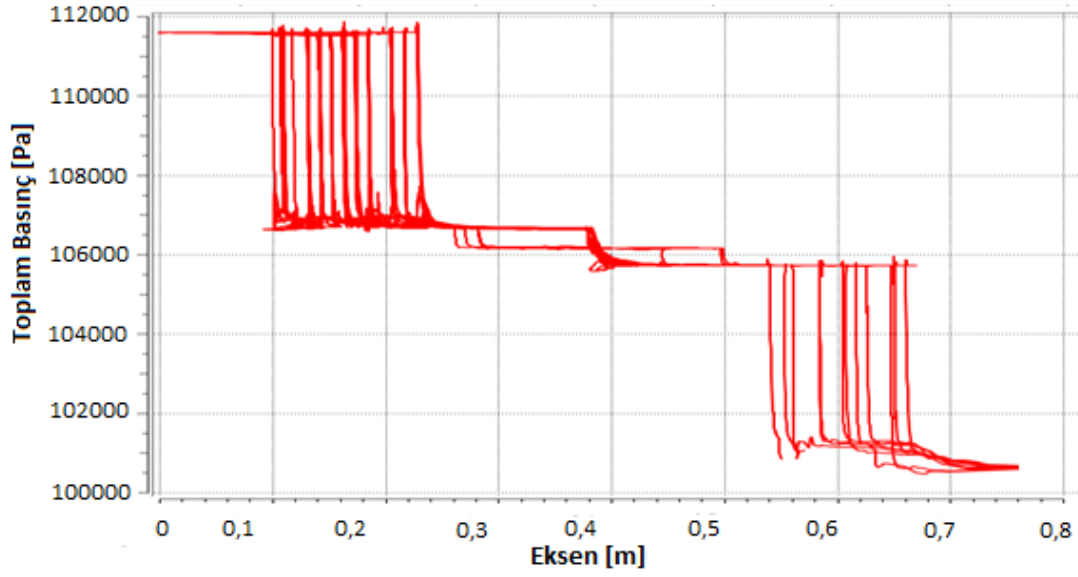
Şekil 3.18 ile susturucu basınç haritası gösterilmektedir. Boru içerisindeki basınç, aynı kesitte boru dışındaki basınçtan, her bölümde daha fazladır. Bunun sebebi ise,

akışın boru deliklerinden dışarıya çıktığı zaman boru içerisindeki durumuna göre, çok daha geniş bir alana yayılmasıdır.

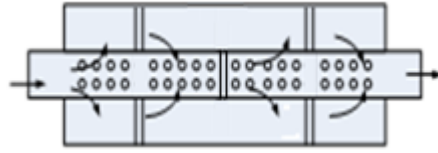


Şekil 3.18 : Engel pozisyonu değiştirilmiş ve perde eklenmiş modelin basınç dağılımı.

Bu modelin susturucu boyunca basınç grafiği ise Şekil 3.19'da gösterilmiştir. Girişte 111.800 Pa olan basınç ilk engelde 107.000 Pa değerine düşmektedir. Daha sonra görüldüğü üzere basınç düşümüne en ortadaki perdenin çok ciddi bir etkisi yoktur. En ortadaki perde bölümünde basınç 1.500 Pa dolaylarında değişmektedir. Bu değer, borunun içindeki engel durumuna göre çok daha azdır. Bu bakımdan ortada bulunan delikli perde tasarım için uygun bir yöntemdir. Son engelde ise yine ilk engeldeki basınç düşüm değerine yakın bir değer ile hava atmosfer basıncına düşmekte ve dışarı atılmaktadır.

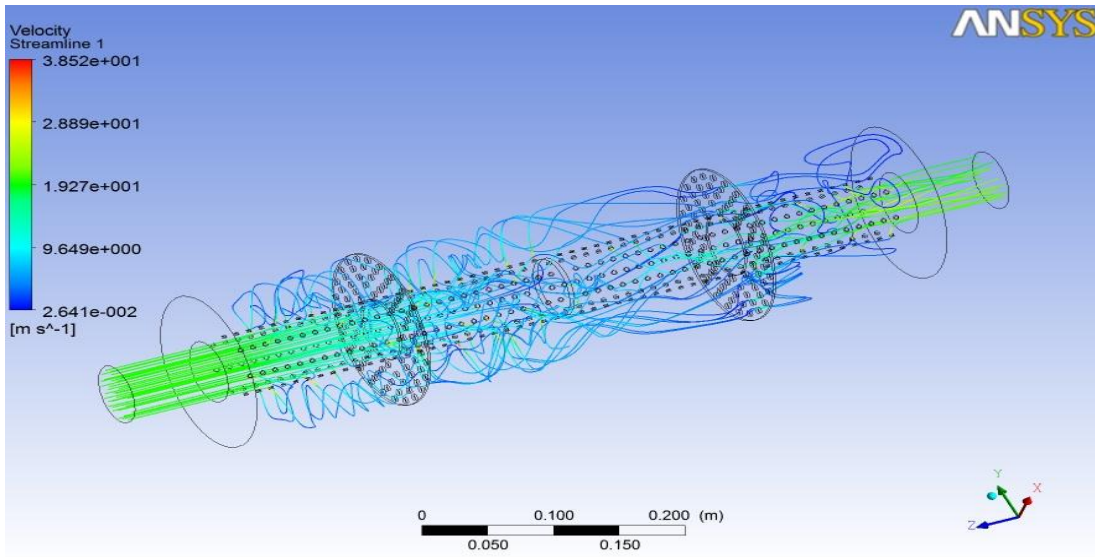


Şekil 3.19 : Engel pozisyonu değiştirilmiş ve perde eklenmiş modelin basınç çizgileri.



Şekil 3.20 : Değiştirilmiş delikli perde pozisyonu modeli.

Şekil 3.21’de görüldüğü üzere, Şekil 3.20’deki modelin yani susturucu içerisindeki delikli perde sayısının ikiye çıkarılmasının sonucunda akışkan parçacığın aldığı yol uzatılabilir. Yani susturucu içerisinde akışın daha çok yol kat etmesi sağlanabilir. Bu ise, dolaylı olarak akustik performansın artması anlamına gelmektedir.



Şekil 3.21 : Değiştirilmiş delikli perde pozisyonlu modelin akım çizgileri.

Şekil 3.20 ile gösterilen susturucunun yapılan analizler sonucu 20 m/s hız ve 20 °C sıcaklıktaki sınır koşullarında giriş ve çıkış arasındaki toplam basınç farkı 3.500 Pa değerindedir. Şekil 3.20’den farklı olarak sadece ortasında engel bulunan ve Şekil 3.20 ile aynı açık alan oranındaki model ile kıyaslama yapılabilir. Buna göre iki susturucu arasında sadece Şekil 3.20 ile görünen 2 adet delikli perde vardır. Bu sayede delikli perdelerin karşı basınca ne şekilde katkı sağladığı öğrenilebilir. Şekil 1.5 ile gösterilen modelde açık alan oranı 0,89 olan modelin giriş ve çıkışı arasında toplam basınç kaybı; 3.000 Pa değerindedir. Sonuç olarak tasarım açısından susturucu içerisinde delikli perde koymak, karşı basınç açısından çok ciddi bir dezavantaj oluşturmamakla beraber akustik performansı arttırmaktadır. Ayrıca perdeler sayesinde susturucu içerisindeki ölü bölgelerin azaldığı açıkça görülmektedir.

3.1.6 Diğer geometrik etkilerin incelenmesi

Şekil 1.5 ile gösterilen modelde susturucunun Mevcut kullanılan modellerden açık alan oranı 1, sabit olacak şekilde üzerinde bir takım değişiklikler yapılarak, bu değişikliklerin basınç kayıp katsayısı üzerindeki etkileri incelenebilir. Çizelge 3.7 ile bahsedilen diğer etkiler irdelenmiştir.

Çizelge 3.7 : Farklı modellere ait basınç kayıp katsayıları.

#	Özellik	Keş
1	Geometrik ölçüler Şekil 1.5 ile aynı model	4,78
2	Gövde çapı 2 katına çıkarılmış model	4,79
3	Gövde çapı ½ azaltılmış model	5,11
4	Giriş çıkış eksenleri değiştirilmiş model.	4,72
5	Eksenleri değiştirilmiş ve kısaltılmış model	4,72
6	Giriş çapı 2 katına çıkartılmış model	5,42

3.2 Akustik İncelemeler

Bu bölümde susturucu modellerinin akustik özellikleri iletim kaybı grafikleri yardımıyla irdelenmiştir. Bu incelemeler yapılırken Matlab’da oluşturulmuş çapraz

akışlı koşul modeli kullanılmıştır. Buna göre Matlab’da oluşturulmuş kod ile akış koşulları (Mach number) perforasyon oranı (A_{oc}) delik çapı, delik kalınlığı, ayrışma ve toplama kısımlarının uzunlukları, boru ve susturucunun gövde çapı ve susturucun içerisindeki boruların ayrı ayrı (ayrışma ve toplama) perfore olmayan kısımlarının uzunlukları, girdi olarak verilerek çözümlene yapılmıştır.

3.2.1 Porositenin etkisi

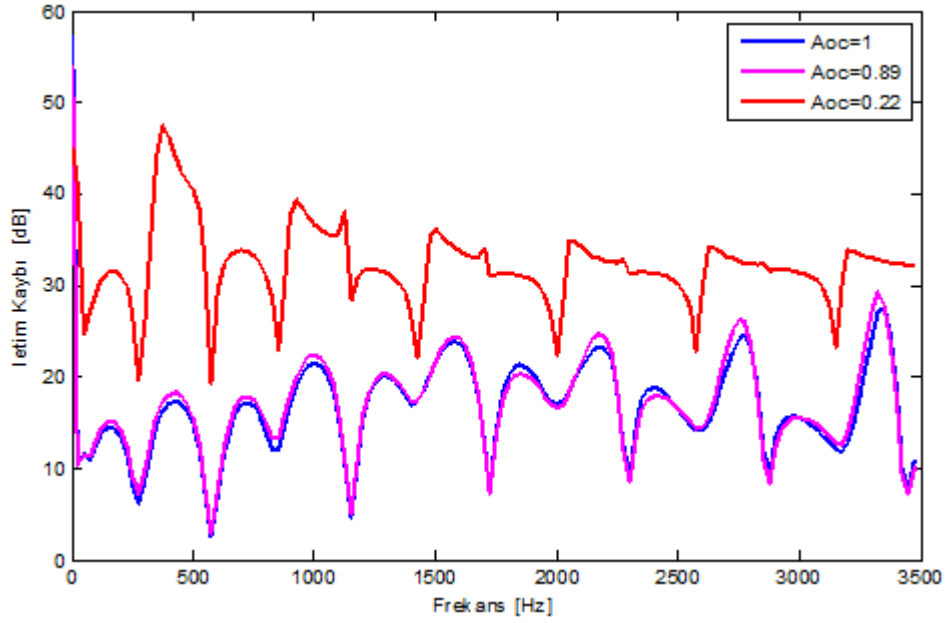
Porosite değiştirilerek farklı modeller oluşturulmuş, bu modellere ait akustik çözümler gerçekleştirilmiştir. Porositenin değiştirilmesine bağlı olarak açık alan oranı değişmiş, ancak delik çapı gibi diğer parametreler sabit tutularak sadece bu parametrenin etkisinin incelenmesi sağlanmıştır.

Çizelge 3.8 ile farklı porositeye ait modeller delik çapı değiştirilmeden açık alan oranlarıyla birlikte tablo halinde gösterilmiştir.

Çizelge 3.8 : Porositenin incelenmesinde kullanılan modeller.

Model Adı	A_{oc}	d_h (mm)	σ
Model 1	0,22	4	0,011
Model 2	0,89	4	0,043
Model 3	1,00	4	0,047

Şekil 3.22 ile porositeleri ve dolayısıyla açık alan oranları farklı modellerin 20 m/s akış koşulu için iletim kaybı eğrileri gösterilmiştir. Model ölçüleri olarak, Şekil 1.5’deki model referans alınmıştır. Bu inceleme yapılırken uzatılmış borunun etkisinin olmadığı kabul edilerek çözümlene yapılmıştır. Buna göre Şekil 3.22’de görüldüğü üzere, açık alan oranı ve porosite azaldıkça, iletim kaybının arttığı görülmektedir. İletim kaybının yüksek olması akustik performansı artırır. Ancak tek başına değerlendirilmesi doğru olmayabilir. O iletim kaybının hangi frekanslarda etkin olduğu sistemin frekans haritası çıkarılarak anlaşılabilir. Ayrıca iletim kaybının artması karşı basıncı çok arttırmayacak şekilde optimize edilmelidir.



Şekil 3.22 : Farklı açık alan oranındaki modellerin iletim kaybı eğrileri.

3.2.2 Delik çaplarının etkisi

Bir susturucuda kullanılan borularda, aynı perforasyon oranı, farklı delik çapları kullanılarak elde edilebilir. Helmholtz rezonatöründe oldukça önemli olan bu parametrenin birden fazla deliğin kullanıldığı borularda hangi akustik ve akış etkilerine sahip olacağı incelenmiştir.

Delik çapının etkisinin incelenmesi için, aynı perforasyon ve aynı “ A_{oc} ” oranında ancak farklı delik çaplarına sahip susturucu modelleri kullanılmıştır. Bu etkinin incelenmesi için kullanılan modellere ait özellikler Çizelge 3.9’da sunulmuştur.

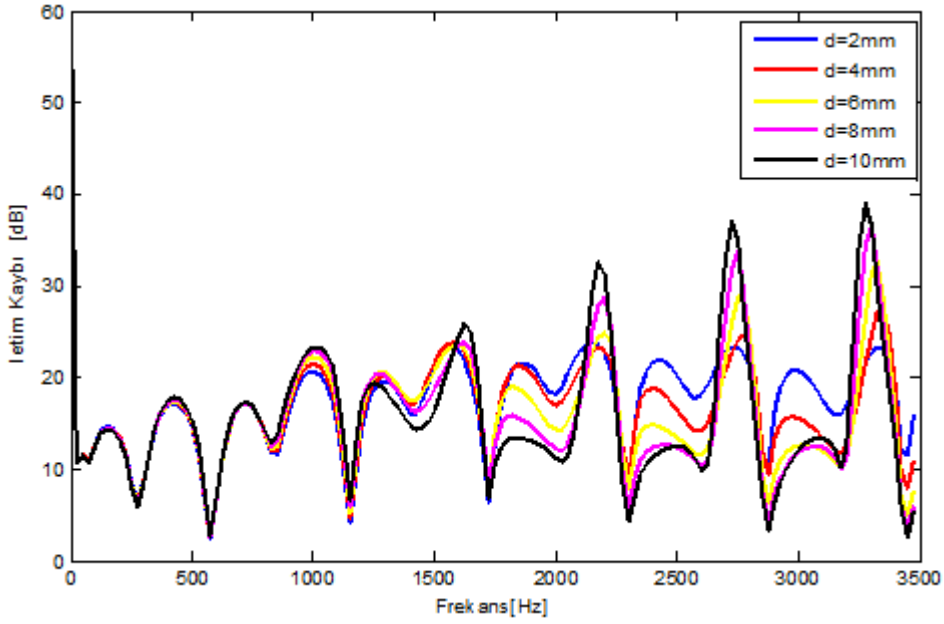
Çizelge 3.9 : Farklı delik çaplarında aynı perforasyon oranındaki modeller.

#	A_{oc}	d_h (mm)	σ
1	1,00	2	0,047
2	1,00	4	0,047
3	1,00	6	0,047
4	1,00	8	0,047
5	1,00	10	0,051

Çizelge 3.9’da gösterilen modellere ait iletim kaybı eğrileri, Şekil 3.23’de gösterilmiştir.

Şekil 3.23’den görüleceği üzere, düşük frekanslarda bu etki sınırlıdır. Ancak frekans yükseldikçe delik çapının iletim kaybına olan etkisi artmaktadır. Ancak bu etki

yüksek frekanslarda da değişkenlik göstermektedir. Bunun için sistemin frekans haritası çıkarılıp etkin olduğu frekanslar belirlendikten sonra delik çaplarının belirlenmesi daha uygun olacaktır.

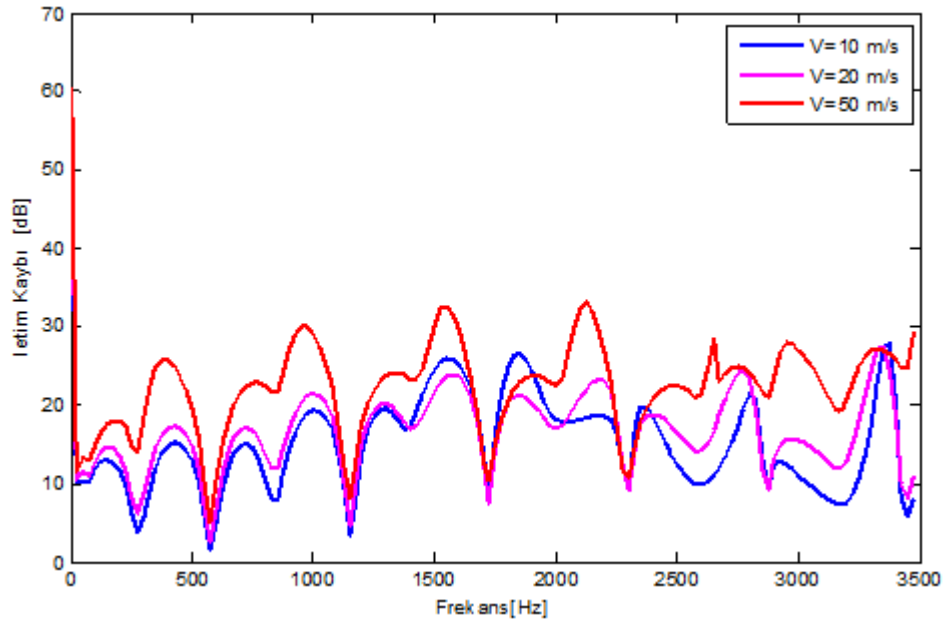


Şekil 3.23 : İletim kaybının delik çapı ile değişimi.

3.2.3 Akış hızının etkisi

Bir susturucuda kullanılan borularda, susturucularda meydana gelen sesin nedenlerinden bir tanesi de akışın yarattığı sestir. Bu açıdan susturucunun akustik performansı değerlendirilirken, bu etki göz önüne alınmalıdır. Susturucunun farklı akış hızlarında akustiğinin nasıl etkilendiği önemli sorulardandır.

Şekil 3.24 ile farklı hızlardaki aynı açık alan oranına sahip modellerin iletim kaybı eğrileri incelenmiştir. Buna göre susturucu içerisindeki akış hızı arttıkça iletim kaybının arttığı açıkça görülmektedir.



Şekil 3.24 : İletim kaybının akış hızı ile değişimi.

3.2.4 Delik kalınlığının etkisi

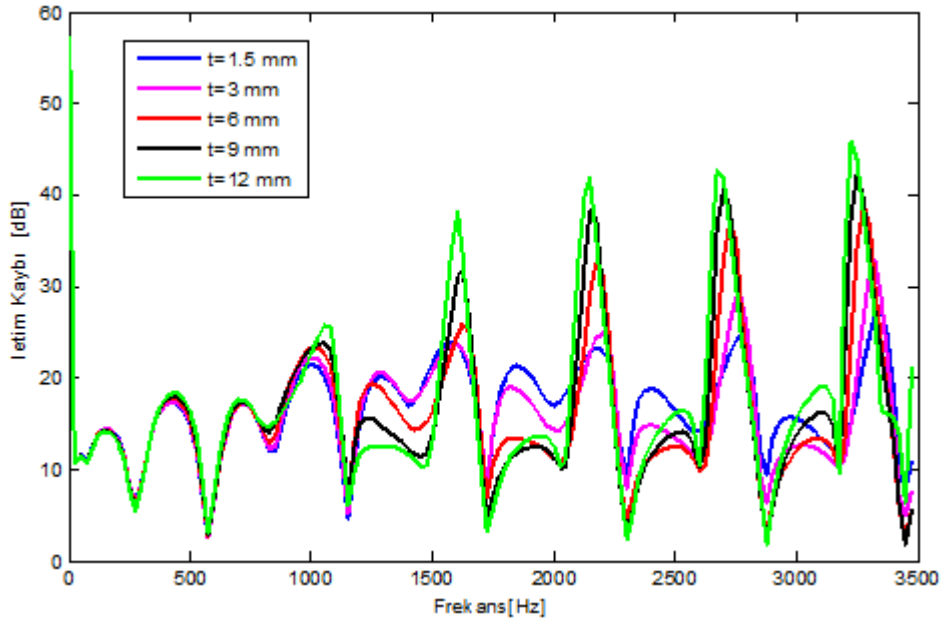
Susturucu tasarımı esnasında seçimi yapılması gereken bir husus da susturucu içerisinde kullanılacak olan borunun kalınlığıdır. Bu borunun kalınlığı boruda açılacak delikleri ve o deliklerden geçecek akışı da doğrudan etkilemektedir. Şekil 1.5'de daha önce gösterilen modelde standart olarak delik kalınlığı 1,5 mm seçilmiştir. Ancak bu kalınlığın değişmesi halinde, iletim kaybının nasıl değişeceği irdelenmiştir.

Şekil 3.25 ile aynı açık alan oranına sahip delik kalınlıkları değiştirilmiş modellerin iletim kayıpları incelenmiştir. Buna göre açıkça görülmektedir ki, delik kalınlığı arttıkça iletim kaybının özellikle yüksek frekans bölgelerinde arttığı görülmektedir. Bunun öncelikli sebebi ise delik kalınlığının (t) artması ile rezonans etkisi artmakta bu da iletim kaybına doğrudan etkilemektedir.

Çizelge 3.10 : Delik kalınlığının değiştirilmesi.

#	A_{oc}	d_h (mm)	t (mm)
1	1,0	4	1,5
2	1,0	4	3,0
3	1,0	4	6,0
4	1,0	4	9,0
5	1,0	4	12,0

Çizelge 3.10’da gösterilen modellere ait iletim kaybı eğrileri, Şekil 3.25’te gösterilmiştir.



Şekil 3.25 : İletim kaybının boru kalınlığı ile değişimi.

3.2.5 Perforasyonsuz bölgenin etkisi

Daha önce geometrik özellikleri detaylı olarak Şekil 1.5’te gösterilmiş olan model göz önüne alındığında, susturucu tasarımı yapılırken aynı açık alan oranına delikleri birbirine daha sık ve yakın bir şekilde tasarlayarak ulaşılabilir. Böylece, düz boru bölümü uzatılabilir. Bu düz kalan deliksiz boru kısmına perforasyonsuz bölge denilir. Bu bölgenin uzaması susturucuda rezonatör etkisini arttırmaktadır. Bu bölümde perforasyonsuz bölgenin etkisi iletim kaybı grafiği üzerinde irdelenmiştir. Buna göre aynı açık alan oranına sahip susturucudan perforasyonsuz bölgenin değişmesi halinde akustiğin nasıl etkilendiği görülmüştür.

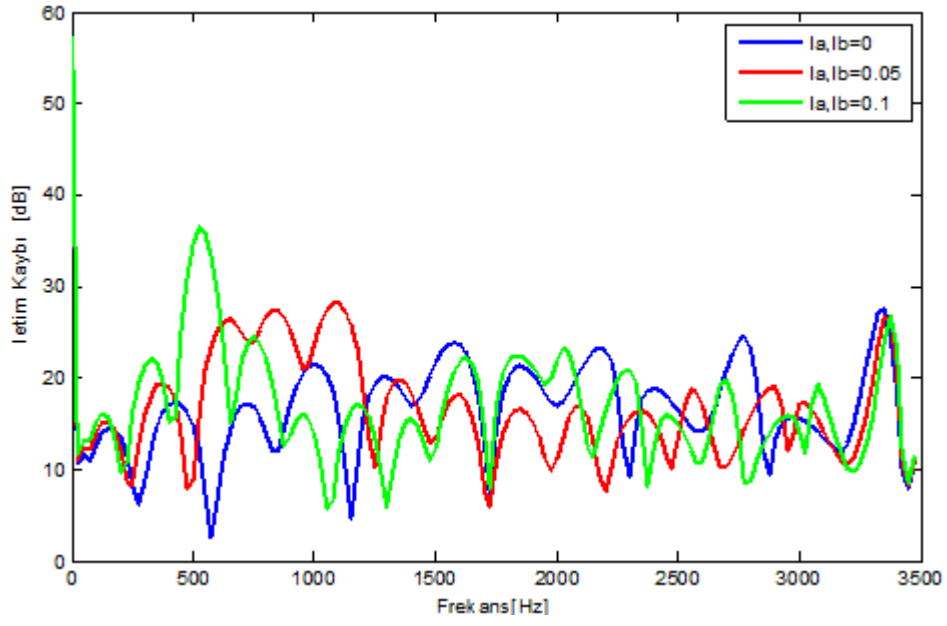
Çizelge 3.11 ile perforasyonsuz bölgelerin boyutları gösterilmiştir.

Çizelge 3.11 : Perforasyonsuz bölgenin değişimi.

#	A_{oc}	l_b (m)	l_a (m)
1	1,00	0	0
2	1,00	0,05	0,05
3	1,00	0,1	0,1

Şekil 3.26 ile Çizelge 3.11’de detayları gösterilen modellerin iletim kaybı grafiği gösterilmiştir. Buna göre uzatılmış boru etkisinin düşük frekanslarda daha etkin

olduğu görülmüştür. Perforasyonsuz bölge uzunluğu arttıkça iletim kaybının geniş bir frekans aralığında arttığı görülmüştür.



şekil 3.26 : İletim kaybının perforasyonsuz bölgeye göre değişimi.

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Giriş

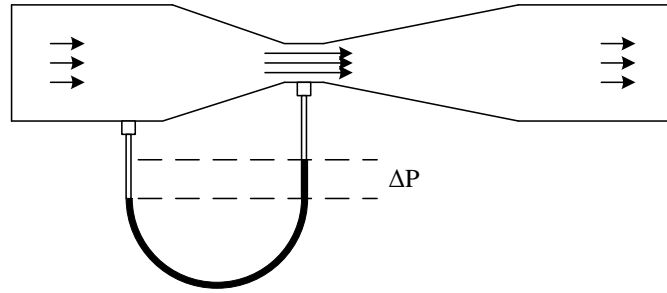
Bu bölümde, kullanılan modellerin deneysel ölçüm yöntemleri ve sonuçlarına yer verilmiştir. Deneysel aşamada kullanılan düzenekler, ölçümlerin doğruluğu, hata türleri ve deney düzeneğinin boyutlandırılması konusunda bilgi verilmiştir.

4.2 Akış Ölçümleri

4.2.1 Teorik arka plan

Akış ölçümlerinde istenen hıza sahip havanın oluşturulması için, hava körüğü kullanılmıştır. Frekans değiştiricisi ile devir sayısı kontrol edilerek akış hızları ayarlanmıştır.

Akış hızının ölçülmesi için, sisteme uygun ventüri tüpü tasarlanmıştır. Ventüri tüpüne ait gösterim Şekil 4.1’de verilmiştir.



Şekil 4.1 : Ventüri tüpü.

Boğaz kısmı ile girişteki basınç farkı, ventüriye ait geometrinin ve hızın fonksiyonudur. Kütleli debi; ölçülen basınç farkı değerlerine bağlı olarak Denklem (4.1)’deki ifade kullanılarak hesaplanır. Diğer özellikler standartlarda [35] belirtilenler kullanılarak belirlenmiş ve ventüri tüpü buna uygun olarak imal edilmiştir.

$$q_m = \frac{C_D}{\sqrt{1-B^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta P \rho} \quad (4.1)$$

Denklem (4.1) ifadesinde geçen C_D ; boşaltım katsayısını belirtmektedir. İlgili standartta bu değer ventürinin daralan kısmının malzemesi, imalat yöntemi, hattan geçen akışın Reynolds sayısı ve çap oranına göre seçilmektedir. B ise yine ventürinin daralan ve genişleyen kısımları arasındaki çap oranını belirtmektedir Denklem (4.2).

$$B = \frac{d}{D} = \frac{60}{140} = 0,4285 \quad (4.2)$$

ε genişlenebilirlik faktörünü belirtir. ε 'un belirlenmesinde ventürde meydana gelebilecek maksimum ve minimum fark basınç değerleri kullanılmaktadır. P_1 ve P_2 sırasıyla ventürinin giriş ve çıkışındaki basınçları belirtmektedir.

$$P_1 = 101325 \text{ Pa} \quad (4.3)$$

$$P_2 = P_1 - \Delta P \quad (4.4)$$

ΔP ise 0,2 mbar ile 15mbar arasında ortalama olarak değişmektedir. Buna göre;

$$P_{2(2)} = 101325 - 1500 = 99825 \text{ Pa} \quad (4.5)$$

$$P_{2(1)} = 101325 - 20 = 101305 \text{ Pa}$$

Denklem (4.5)'in ortalaması alınıp düzenlenirse;

$$P_{2(2)} = 101325 - 1500 = 99825 \text{ Pa}$$

$$P_{2(1)} = 101325 - 20 = 101305 \text{ Pa}$$

$$P_{2(avr)} = \frac{P_{2(2)} + P_{2(1)}}{2} = \frac{99825 + 101305}{2} \quad (4.6)$$

$$P_{2(avr)} = 100566 \text{ Pa}$$

Denklem (4.6) elde edilir. Böylece basınç oranları τ Denklem (4.7) şeklinde bulunur.

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} = \frac{100565}{101325} = 0,9924 \quad (4.7)$$

ε genişlenebilirlik faktörü ise Denklem (4.8) şeklinde yazılır.

$$\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{k \cdot \tau^{2/k_i}}{k_i - 1}\right) \left(\frac{1 - B^4}{1 - B^4 \cdot \tau^{2/k_i}}\right) \left(\frac{1 - \tau^{(k_i-1)/k_i}}{1 - \tau}\right)} \quad (4.8)$$

Burada k_i izentropik sıkıştırma oranı (hava için 1.4) olmakla birlikte, kareköklü ifade içerisindeki bütün terimler bilinmektedir. Böylelikle; $\varepsilon \approx 0,989$ bulunur.

Debi formülünde bilinmeyen terim yoğunluk kalmıştır. Yoğunluk da Denklem (4.9)'dan ideal gaz kabulü ile bulunur. Burada P, q, R, T sırasıyla basınç, yoğunluk, universal gaz sabiti ve sıcaklığı göstermektedir.

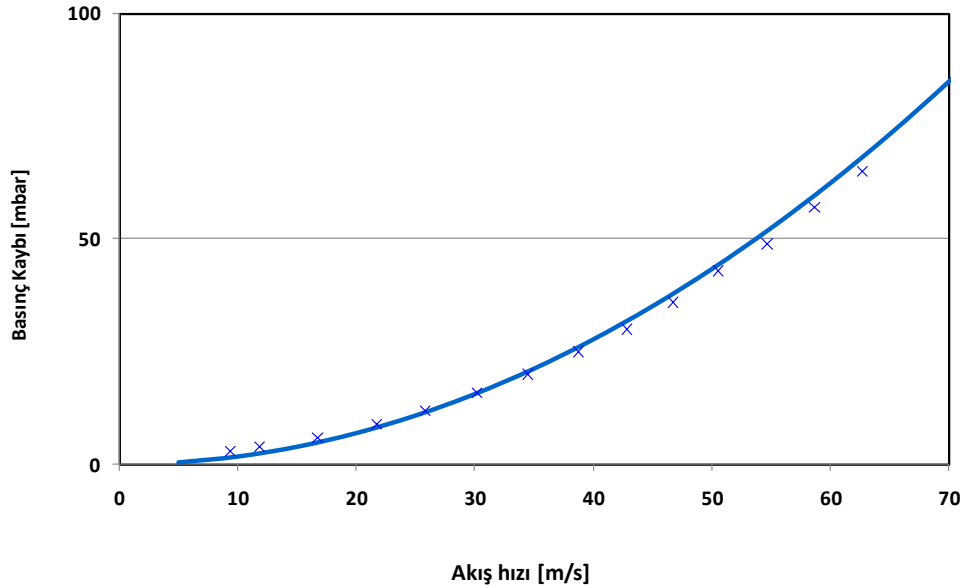
$$P = \rho RT \quad (4.9)$$

Bütün veriler düzenlenecek olursa, debi formülü Denklem (4.10) şeklinde bulunur.

$$q_m = 3600 \times \frac{0,96}{\sqrt{1-0,4285^4}} \times 0,987 \times \frac{\pi}{4} \times (0,06)^2 \sqrt{2 \times \left(\frac{101325}{287 \times (273+T)}\right) \times \Delta P} \quad (4.10)$$

Denklem (4.10)'da bilinmeyen terim ΔP ölçüm sırasında ventüri üzerindeki daralan kısımdaki basınç farkını ifade etmektedir. q_m ise kütleli debiyi belirtmektedir.

Basınç kayıp katsayısı kullanılarak akış hızına bağlı olarak, basınç kaybı grafikleri elde edilmiştir. Şekil 4.2'de ölçüm verileri ve en küçük kareler yöntemi kullanılarak elde edilmiş eğri gösterilmiştir.



Şekil 4.2 : Akış ölçümleri.

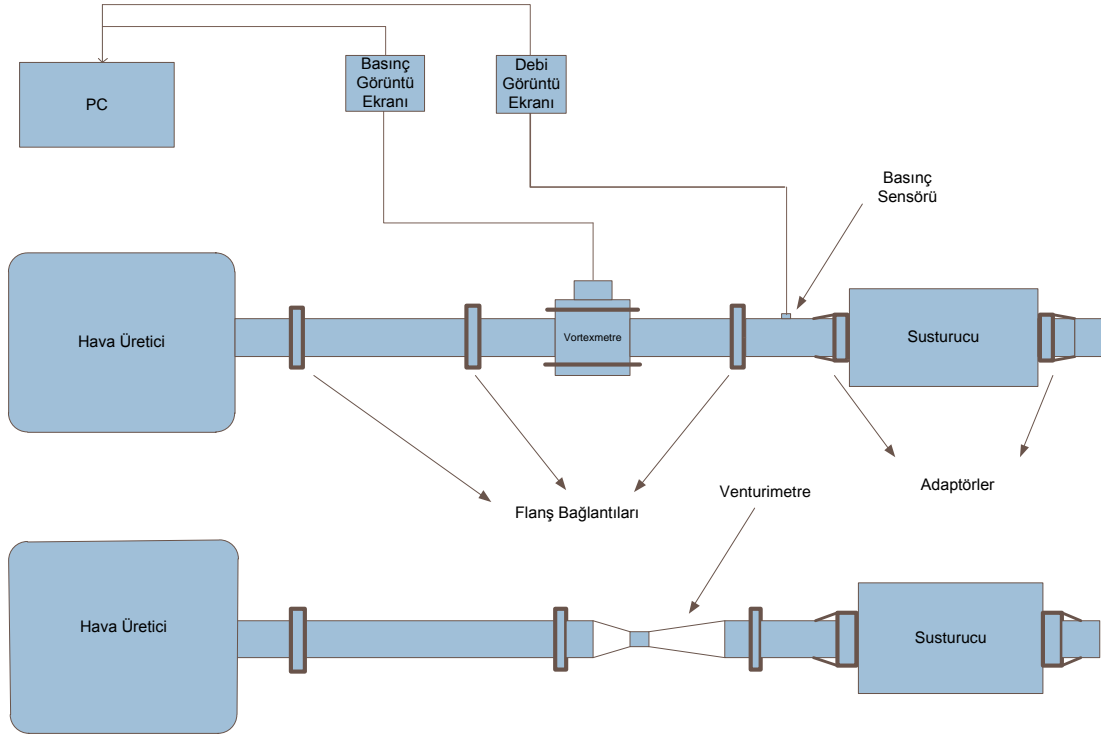
4.2.2 Ölçüm düzeneği

Akış ölçümleri için, Şekil 4.3'te görülen hava körüğü ile sisteme ortam havası gönderilmektedir. Gönderilen havanın debisi, motor devri değiştirilerek ayarlanabilmektedir. Hava körüğü ile sisteme gönderilen hava ventüride daralıp genişleyerek susturucuya ulaşmaktadır. Bu sırada ventüride meydana gelen fark basınç ve susturucunun hemen girişindeki statik basınç ölçülerek değerler kaydedilmektedir. Burada ventürideki fark basınç değeri sistemden geçen debinin hesaplatılmasında, statik basınç sensörü ise karşı basıncın elde edilmesinde kullanılmaktadır. Bu sayede veriler ile hava körüğünün ucundaki susturucunun karşı basınç-debi grafiği oluşturulmaktadır.

Gerçek şartlarda çok yüksek sıcaklıklarda kullanılan susturucuların ölçümü için debi programı geliştirilmiştir. Zira hava körüğü ile susturucuya gönderilen hava ortam havasıdır. Ancak gerçek şartlarda susturucular çok yüksek sıcaklıklarda çalışmaktadır. Bu bakımdan yalın haliyle yapılan ölçümlerde hata oranı yüksek olacaktır. Bunun için ortama gönderilen havanın debisi hesaplanırken; sıcaklık da göz önüne alınmalıdır. Sıcaklığın debiye etkisi daha önce bölüm 3.1.1'de anlatılmıştı. Böylelikle uygulamada birçok susturucu için yapılan ölçümlerde sıcaklığın debiye etkisinin hesaplatıldığı program doğru sonuçlar vermektedir. Çizelge 4.1 ile aynı susturucuların motor üzerinde ve ventüriye bağlanarak yapıldığı ölçümleri kıyaslanmıştır. Ventüri ölçümlerinde motordan alınan tam yükteki egzoz gazı sıcaklık değeri göz önüne alınmıştır. Çizelge 4.1 oluşturulurken; motorun tam yükteki debisinden yola çıkılmıştır. Bahsedilen anlık debide ölçülen karşı basınç değerleri kıyaslanmıştır. Buna göre motor üzerinde doğrudan yapılan ölçüm ile, susturucunun ventüri düzeneğine direkt olarak bağlanması sonucu sıcaklığın da hesaba katılması ile yapılan ölçüm kıyaslanmıştır. Bu hesaplanan debideki ölçülen statik basınç; gerçek şartlardaki karşı basıncı vermektedir. Değerler incelendiğinde motor üzerinde, aynı susturucuda, farklı zamanlarda, yapılan ölçümlerde bile farklılıklar olduğu düşünülürse, ventüri ile yapılan ve bu çalışmanın doğrulamasını oluşturan ölçüm yönteminin, uygun olduğu söylenebilir.

Çizelge 4.1 : Laboratuvar ve araçüstü testlerin kıyaslanması.

Motor Üzerinde Ölçüm (kPa)	Ventüride Ölçüm (kPa)
18,8	19,5
12,5	12,5
7,5	6,5
11,5	9,5



Şekil 4.3 : Akış ölçüm düzeneği.

4.3 Akustik Ölçümler

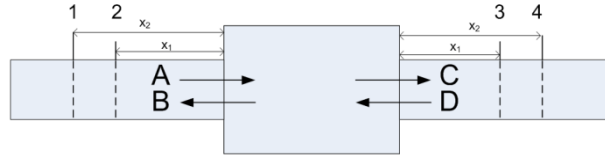
4.3.1 Teorik arka plan

Bir akustik eleman dört kutup parametresi yardımı ile modellenebilir [11]. Bu parametreler Şekil 4.4’de gösterildiği gibi susturucunun giriş ve çıkışlarındaki basınç ve hız bileşenlerini ifade eder. İletim kaybının bu dört kutup parametresi yardımı ile hesaplanması için susturucu giriş ve çıkışında yer alan 4 mikrofondan alınan sinyaller kullanılmıştır.



Şekil 4.4 : Dört kutup parametresi.

Giriş-çıkıştaki basınç ve hız bileşenlerinin oluşturduğu 4 parametrenin hesaplanmasında, Chung [26, 27] tarafından geliştirilen ses dalgalarının, gelen ve giden dalga olarak ayrılması (*wave decomposition*) yöntemi kullanılacak ve 2 farklı empedans sınır koşulu (2 yük) ile denklemler türetilenektir. Giriş-çıkışlarında gelen ve giden dalgaya ayrılmış olan model Şekil 4.5’de gösterilmiştir.



Şekil 4.5 : Giriş ve çıkışta yansıyan ve gelen dalga.

Gelen ve giden dalga arasındaki ilişki Denklem (4.11)’de gösterilen eşitlikteki gibi tanımlanabilir [28].

$$\begin{bmatrix} A \\ B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha & \beta \\ \gamma & \delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C \\ D \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

Bu denklemde yer alan $\alpha, \beta, \gamma, \delta$; akustik elemana ve yansıma şartlarına bağlı katsayıları A, B, C ve D ise sırası ile giriş-çıkıştaki gelen ve yansıyan dalgaları ifade etmektedir. Bu gösterime göre gelen akustik enerjinin iletilen akustik enerjiye oranı olarak tanımlanan iletim kaybı şu şekilde olur:

$$TL = 10 \log |\alpha| = 10 \log \left| \frac{A}{C + \beta D} \right| \quad (4.12)$$

Uçta anekoik sonlandırma kabulü yapılırsa, yansıyan bileşen olmayacağından $D=0$ olacaktır. Buna göre ele alınan akustik elemana ait iletim kaybı Denklem (4.13)’deki gibi olacaktır.

$$TL = 20 \log \left| \frac{A}{C} \right| \quad (4.13)$$

Ancak tam olarak anekoik sonlandırma, ideal şartlarda mümkün olmadığından bu kabul belirli ölçüde hatayı da beraberinde getirir. Bu hatanın mümkün olan en küçük

değere indirilmesi için, α değeri ikinci bir denklem takımı kullanılarak Denklem (4.14)'e göre hesaplanacaktır [29].

$$\begin{bmatrix} A^I & A^{II} \\ B^I & B^{II} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha & \beta \\ \gamma & \delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C^I & C^{II} \\ D^I & D^{II} \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

$$TL = 20 \log |\alpha| = \frac{A^I D^{II} - A^{II} D^I}{C^I D^{II} - C^{II} D^I} \quad (4.15)$$

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 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 yutucu özelliği yüksek akustik malzeme kullanılmıştır.

Boru boyunca hareket eden dalganın ifadesi Denklem (4.16) ile verilebilir.

$$P(z) = e^{jMkz} \{ A e^{-jkz} + B e^{jkz} \} \quad (4.16)$$

Bu ifadede kullanılan M ve k , ikinci bölümde tanımlanmış olan, Mach ve dalga sayısıdır. Dalga sayısı yerine Denklem (4.17)'de tanımlanan viskotermal dalga sayısı k_c kullanılarak, akış ve boru boyunca mevcut olan sürtünme etkileri de hesaba katılabilir.

$$k_c = \frac{k + \alpha + j\alpha(M)}{1 - M^2} \quad (4.17)$$

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

$$\alpha(M) = a + \xi M \quad (4.18)$$

$$\alpha = \frac{1}{D/2} \left(\frac{k\eta_e}{2c\rho_0} \right)^{0.5} \quad (4.19)$$

Bu denklemlerde yer alan η_e terimi ısı özelliklerinin hesaba katıldığı dinamik viskozitedir. c ve ρ_0 ise ses hızını ve yoğunluğu ifade etmektedir. ξ , Froude sayısının (F) çapa oranının yarısıdır.

$$\xi = \frac{F}{2D} \quad (4.20)$$

$$F = 0.0072 + \frac{0.612}{Re^{0.35}}, \quad Re < 4.10^5 \quad (4.21)$$

η_e terimi aşağıdaki ifade ile hesaplanabilir:

$$\eta_e = \eta \left[1 + \left(\gamma^{0.5} - \frac{1}{\gamma^{0.5}} \right) \left(\frac{K}{\eta C_p} \right)^{0.5} \right]^2 \quad (4.22)$$

Burada yer alan η, γ, K, 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 oto spektrumu ve çapraz spektrumu ile gelen ve giden dalgalar arasındaki ilişki gösterilmiştir [30].

Denklem (4.16)'da 4 adet mikrofon pozisyonunu ifade eden $z=-x_1, z=-x_2, z=x_3, z=x_4$ değerleri yerleştirilirse,

$$\begin{aligned} P_1 &= A e^{jk_c x_1 (1-M)} + B e^{-jk_c x_1 (1+M)}, \\ P_2 &= A e^{jk_c x_2 (1-M)} + B e^{-jk_c x_2 (1+M)}, \\ P_3 &= C e^{-jk_c x_3 (1-M)} + D e^{jk_c x_3 (1+M)}, \\ P_4 &= C e^{-jk_c x_4 (1-M)} + D e^{jk_c x_4 (1+M)}, \end{aligned} \quad (4.23)$$

Denklem (4.23) elde edilir. Bu değerler ilk mikrofondan alınan basınç sinyalinin kompleks eşleniği (P^*) ile çarpılırsa bu sinyallere ait otospektrum ve çapraz spektrumlar elde edilir.

$$\begin{aligned} S_{11} &= \left\{ A e^{jk_c x_1 (1-M)} + B e^{-jk_c x_1 (1+M)} \right\} P_1^*, \\ S_{21} &= \left\{ A e^{jk_c x_2 (1-M)} + B e^{-jk_c x_2 (1+M)} \right\} P_1^*, \\ S_{31} &= \left\{ C e^{-jk_c x_3 (1-M)} + D e^{jk_c x_3 (1+M)} \right\} P_1^*, \\ S_{41} &= \left\{ C e^{-jk_c x_4 (1-M)} + D e^{jk_c x_4 (1+M)} \right\} P_1^*. \end{aligned} \quad (4.24)$$

Denklem (4.24) matris notasyonu ile yazılırlarsa, [31].

$$\begin{Bmatrix} S_{11} \\ S_{21} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} e^{jk_c x_1 (1-M)} & e^{-jk_c x_1 (1+M)} \\ e^{jk_c x_2 (1-M)} & e^{-jk_c x_2 (1+M)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1^* A \\ P_1^* B \end{Bmatrix}, \quad (4.25)$$

$$\begin{Bmatrix} S_{31} \\ S_{41} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} e^{-jk_c x_3(1-M)} & e^{+jk_c x_3(1+M)} \\ e^{-jk_c x_4(1-M)} & e^{+jk_c x_4(1+M)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1^* C \\ P_1^* D \end{Bmatrix},$$

elde edilirler. Yukarıda bahsedilen yankısız sonlandırma ve açık uç sınır koşullarında yapılan iki farklı ölçüm sonuçları kullanılarak Denklem (4.25) genişletilirse, Denklem (4.26) elde edilir.

$$\begin{Bmatrix} S_{11}^I & S_{11}^{II} \\ S_{21}^I & S_{21}^{II} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} e^{jk_c x_1(1-M)} & e^{-jk_c x_1(1+M)} \\ e^{jk_c x_2(1-M)} & e^{-jk_c x_2(1+M)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1^I A^I & P_1^{II} A^{II} \\ P_1^I B^I & P_1^{II} B^{II} \end{Bmatrix}, \quad (4.26)$$

$$\begin{Bmatrix} S_{31}^I & S_{31}^{II} \\ S_{41}^I & S_{41}^{II} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} e^{-jk_c x_3(1-M)} & e^{+jk_c x_3(1+M)} \\ e^{-jk_c x_4(1-M)} & e^{+jk_c x_4(1+M)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1^I C^I & P_1^{II} C^{II} \\ P_1^I D^I & P_1^{II} D^{II} \end{Bmatrix}.$$

Bu aşamada Denklem (4.27) ve (4.28)'deki tanımlamalar da yapılarak, Denklem (4.26) ifadeleri matris çarpımı olarak elde edilmiştir.

$$\tilde{T}_{12} = \begin{bmatrix} e^{jk_c x_1(1-M)} & e^{-jk_c x_1(1+M)} \\ e^{jk_c x_2(1-M)} & e^{-jk_c x_2(1+M)} \end{bmatrix}, \quad (4.27)$$

$$\tilde{T}_{34} = \begin{bmatrix} e^{-jk_c x_3(1-M)} & e^{+jk_c x_3(1+M)} \\ e^{-jk_c x_4(1-M)} & e^{+jk_c x_4(1+M)} \end{bmatrix},$$

$$\tilde{S}_{12} = \begin{Bmatrix} S_{11}^I & S_{11}^{II} \\ S_{21}^I & S_{21}^{II} \end{Bmatrix}, \quad \tilde{S}_{34} = \begin{Bmatrix} S_{31}^I & S_{31}^{II} \\ S_{41}^I & S_{41}^{II} \end{Bmatrix}, \quad (4.28)$$

$$\tilde{S}_{AB} = \begin{Bmatrix} P_1^I A^I & P_1^{II} A^{II} \\ P_1^I B^I & P_1^{II} B^{II} \end{Bmatrix}, \quad \tilde{S}_{CD} = \begin{Bmatrix} P_1^I C^I & P_1^{II} C^{II} \\ P_1^I D^I & P_1^{II} D^{II} \end{Bmatrix}.$$

\tilde{S}_{12} ve \tilde{S}_{34} matrisleri mikrofonlardan alınan sinyallere ait verileri \tilde{T}_{12} ve \tilde{T}_{34} matrisleri ise mikrofonun pozisyonuna ait dalga denklemi verilerini temsil etmektedirler. Bu veriler kullanılarak Denklem (4.26)'da yer alan ve akustik elemana ait katsayıları içeren \tilde{S}_{AB} ve \tilde{S}_{CD} matrisleri elde edilebilir.

$$\tilde{S}_{12} = \tilde{T}_{12}^{-1} \times \tilde{S}_{AB} \quad (4.29)$$

$$\tilde{S}_{34} = \tilde{T}_{34}^{-1} \times \tilde{S}_{CD}$$

Denklem (4.29)'daki ifadeler sırası ile soldan \tilde{T}_{12}^{-1} ve \tilde{T}_{34}^{-1} ile çarpılırsa bu matrisler aşağıdaki şekilde elde edilirler.

$$\tilde{S}_{AB} = \tilde{T}_{12}^{-1} \times \tilde{S}_{12} \quad (4.30)$$

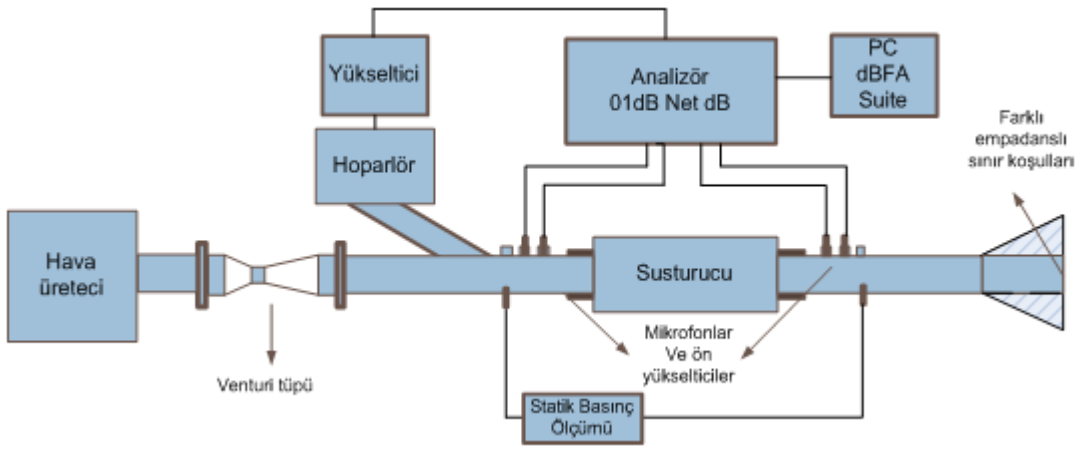
$$\tilde{S}_{CD} = \tilde{T}_{34}^{-1} \times \tilde{S}_{34}$$

Denklem (4.14) kullanılarak elde edilen sonuçlardan akustik elemana ait iletim katsayısı hesaplanabilir.

$$\begin{bmatrix} \alpha & \beta \\ \gamma & \delta \end{bmatrix} = \tilde{S}_{AB} \times \tilde{S}_{CD}^{-1} = \tilde{T}_{12}^{-1} \times \tilde{S}_{12} \times \tilde{S}_{34}^{-1} \times \tilde{T}_{34} \quad (4.31)$$

4.3.2 Kullanılan ekipmanlar

Ölçüm düzeneği ve kullanılan ekipmanlar Şekil 4.6’da gösterilmiştir.

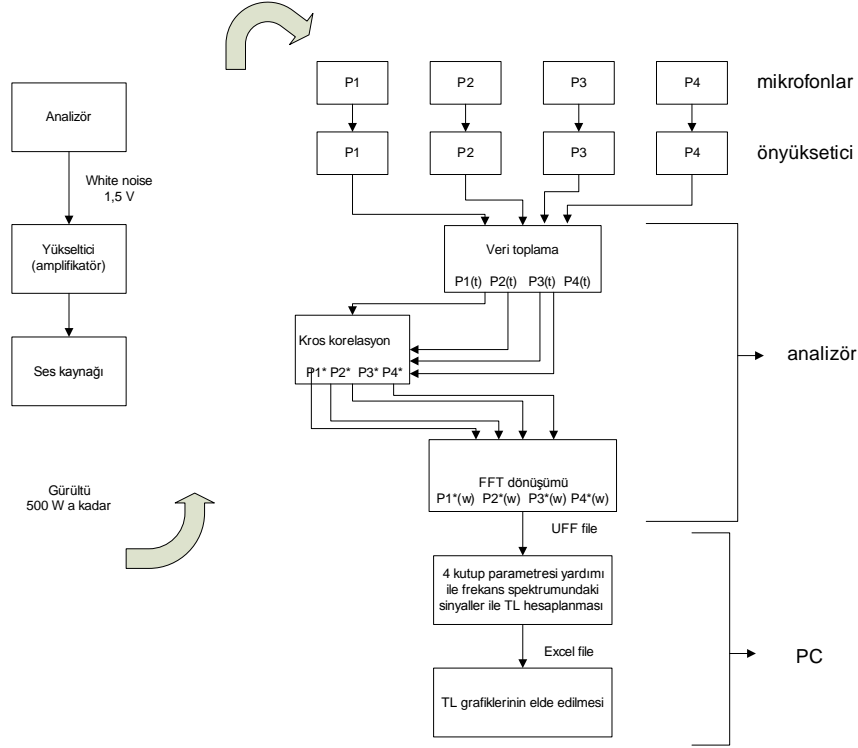


Şekil 4.6 : Ses iletim kaybı ölçüm düzeneği.

Şekilde gösterilen ölçüm düzeneğinde, analizör tarafından üretilen beyaz gürültü sinyali yükseltici yardımı ile istenen gürültünün yaratılması için hoparlöre gönderilir. Hoparlör tarafından beyaz gürültü susturucuya gönderilir. Susturucu giriş çıkışında yer alan 4 mikrofona bağlı olarak sinyaller toplanır ve mikrofona ön yükselticilerinde yükseltildikten sonra analizörde bu sinyallerin FFT dönüşümü yapılarak frekansa bağlı olarak oto spektrum ve çapraz spektrum değerleri elde edilir. Analizörden alınan bu veriler, Denklem (4.31)’deki eşitlik kullanılarak oluşturulmuş betikler yardımı ile bilgisayarda işlenir ve iletim kaybı eğrileri oluşturulur. Deney düzeneğine ait akış şeması Şekil 4.7’de gösterilmiştir.

FFT dönüştürücüsü ve beyaz gürültü sinyali üretici olarak 01dB firmasına ait NetdB 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 sn olacak şekilde ortalama uygulanmıştır [32].



Şekil 4.7 : Akustik ölçüm akış şeması.

Gürültü sinyalinin üretilmesi için, yüksek ve düşük frekans bileşenlerine sahip 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.

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

4.3.3 Ölçüm düzeneğinin boyutlandırılması

Ölçüm düzeneği ASTM E 1050 – 08 [33] ve ISO 10534-2 [34] 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.

$$f_i < f < f_u \quad (4.32)$$

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

$$\begin{aligned} 0.005 \times \lambda_1 < s & \quad ISO 10534-2 \\ 0.001 \times \lambda_1 < s & \quad ASTM E 1050 - 08 \end{aligned} \quad (4.33)$$

$$\begin{aligned} \lambda &= c / f \\ c &= 343,2 \sqrt{T/293} \quad T : [K] \end{aligned} \quad (4.34)$$

Burada λ en yüksek dalga boyunu, s mikrofonlar arasındaki mesafeyi, c 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.

$$f_u = K c / D \quad K = 0.586 \quad (ASTM E 1050 - 08) \quad (4.35)$$

D deney düzeneğini oluşturan ve mikrofonların yerleştiği boru çapını ifade etmektedir. Yine aynı şekilde mikrofonların en yakın ses kaynağına en az $3D$ mesafede, susturucunun ise en az D mesafede bulunması gereklidir.

Benzer sebepler ile mikrofonlar arası boşluk aşağıdaki ifade ile sınırlandırılmıştır.

$$s \ll c / 2f_u \quad (4.36)$$

Yukarıda anlatılan kıstaslar düşünüldüğünde susturucuların geniş bir bant ölçüğünde değerlendirilebilmesi için 2 farklı çap kullanımı gerekmektedir. Ancak; yüksek

frekanstaki gürültüler çoğunlukla engellenebildiğinden, düşük frekanstaki (50~2000 Hz arasındaki) iletim kaybı, susturucu tasarımı açısından ilgi çekici olmaktadır.

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

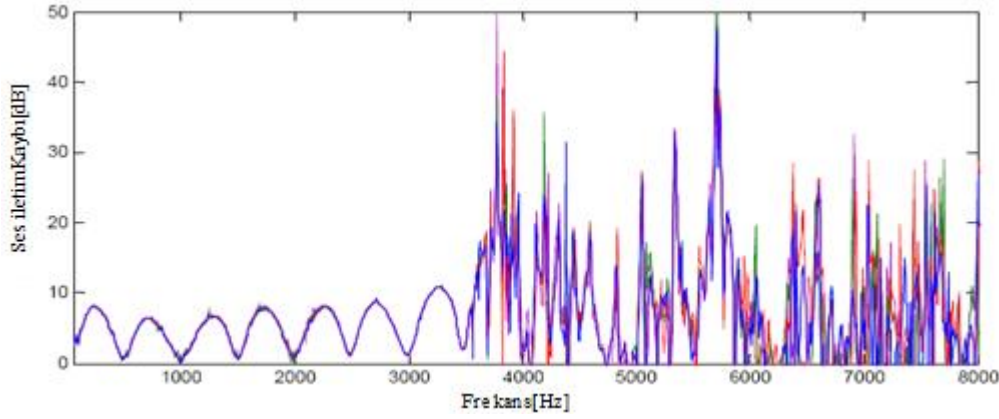
4.4 Ölçüm Düzeneginin Doğruluğu

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. Basınç kaybı ölçümleri için en önemli parametre sıcaklığın debiye olan etkisidir. Bu etkinin doğruluğu ise uygulamalarda birçok defa elde edilen sonuçlardan teyit edilmiştir.

Akustik ölçümlerde ise 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.

4.4.1 Kesme frekansları

İlk bölümde yer alan modelde de belirtildiği üzere giriş çapı 57 mm, mikrofonlar arası mesafe ise 30 mm ve 60 mm'dir. Ses hızı olarak 343,2 m/s kullanılmıştır. Buna göre, Denklem (4.35) ve (4.36) uyarınca üst kesme frekansı 3500 Hz olmaktadır. Alt kesme frekansı ise Denklem (4.33) uyarınca 50 Hz olarak belirlenmiştir. Şekil 4.8'de genişleme odasına ait ölçüm sonuçları yer almaktadır. Kesme frekansın üzerindeki değerlerde doğruluğun ve tekrarlanabilirliğin kaybolduğu gösterilmiştir.



Şekil 4.8 : Kesme frekansı 3500 Hz'in üzerindeki frekanslarda sonuçlar.

Susturucular ile gürültü kontrolünde 3500 Hz'e kadar olan frekans aralığı yeterli olduğundan, sonuçlar buna uygun olarak sunulmuştur.

4.4.2 Yol boyunca sürtünme kaybı

Akış ölçümlerinin yapıldığı ventüri düzeneğinde, susturucu giriş ve çıkışındaki statik basınç farkı ölçülmektedir. Bu ölçüm sırasında, ventüri daralma bölgesinin öncesinde ve sonrasında hız profili'nin bozulmaması için düzenek uzun tutulmuştur. Bu bakımdan düzenek üzerinde sürtünmeden dolayı olan kayıplar gerçek koşulda motora takılan bir susturucuda olmayacak kadar fazladır. Ancak bu kayıp statik basınç farkı yanında çok küçük olduğundan dolayı ihmal edilmiştir.

4.4.3 Faz uyumsuzluğu

Mikrofonlar arasındaki faz uyumsuzluğu da, akustik ölçümlerdeki hata kaynaklarından 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.

4.4.4 Ortam gürültüsü, ses kaynağı ve sınır koşullar

Ortam gürültüsü akustik ölçümlerde bozucu rol oynayan önemli bir unsurdur. Özellikle belirli bir frekansta yayılan ortam gürültüsü, o frekanslardaki ölçümlerin doğruluğunu 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 [1]. Yapılan incelemelerde bu farkın en az 20 dB olduğu görülmektedir.

Ses kaynağının belirlenmesinde esas, üretilen akustik enerjinin deney parçasının sonuna kadar yeterli seviyede kalmasıdır. Ayrıca deneysel verilere bağlı olarak elde edilen perforasyon empedansı ifadesi, ses basınç seviyesine göre bir miktar değişmektedir. Bu sebeple gerçek koşullarda susturuculara iletilen ses basınç seviyesi olan 100 dB (ref:20E-6 Pa) değerini sağlayacak ses kaynağı kullanılmıştır. Böylelikle ortam gürültüsünün ve akış gürültülerinin etkisi de mümkün olduğunca engellenmiştir.

İletim kaybı ölçümlerinde hata kaynaklarından bir diğeri ise, empedans sınır şartının yaratılmasında ortaya çıkmaktadır. Teorik arka planda anlatıldığı üzere, iki adet sınır şartı, denklemlerin lineer bağımsızlığının sağlanması için, her frekansta birbirinden farklı olmalıdır. Bu durum yapılan çalışmalarda incelenmiştir. Ses kaynağı ve mikrofonların hassasiyetinin çok sınırlı durumlar dışında “açık uç” ve “yaklaşık anekoik sonlandırma” ile bu durumu sağladığı görülmüştür.

4.4.5 Histerisis

Karşı basınç ölçümleri akışın değiştirilmesi ve her hız değeri için karşı basıncın ölçülmesi ile yapılmaktadır. Ancak basınç ölçer ve hava kaynağı, artışta ve yükselişte içerisindeki mekanik ve elektriksel etkilerden dolayı farklı tepki vermektedir. Histerisis olarak adlandırılan bu hata kaynağı, yükseliş ve artış için yapılan ölçümlerin ortalaması alınarak engellenmiştir.

4.4.6 Diğer hata kaynakları

Yukarıda bahsedilenler dışında prototip üretiminde ve ölçümlerde hatalara bağlı olarak karşılaştırmalarda ufak farklılıklar meydana gelmiştir. Bir diğer hata kaynağı ise deney düzeneğinde yer alan borunun ses yutumuna ve sesi iletmesine bağlı fazladan ortaya çıkan iletim kaybıdır. Bu hata, kullanılan deney tüpünün iletim kaybının, susturucunun iletim kaybı eğrisinden çıkarılması ile bertaraf edilebilir. Yapılan çalışmalarda bu değer her frekans için 0,5 dB'den daha az olduğu gözlenmiştir.

4.5 Deneysel Sonuçlar

Akış ve akustik ölçümleri, gerek ulaşılan matematiksel modeller ile, gerekse sonlu elemanlar yöntemi ile ulaşılan sonuçların doğruluğunu kontrol etmek için kullanılmıştır. Ayrıca deneysel ölçümler ile diğer yöntemlerde yapılan kabullerin, sonuçlar üzerine etkisinin incelenmesi mümkün olmaktadır. Bu bölümde akışın mevcut olduğu ve olmadığı durumlar için, susturucu ölçümlerinin sonucunda elde edilen iletim kaybı eğrileri ve karşı basınç eğrileri verilmiştir.

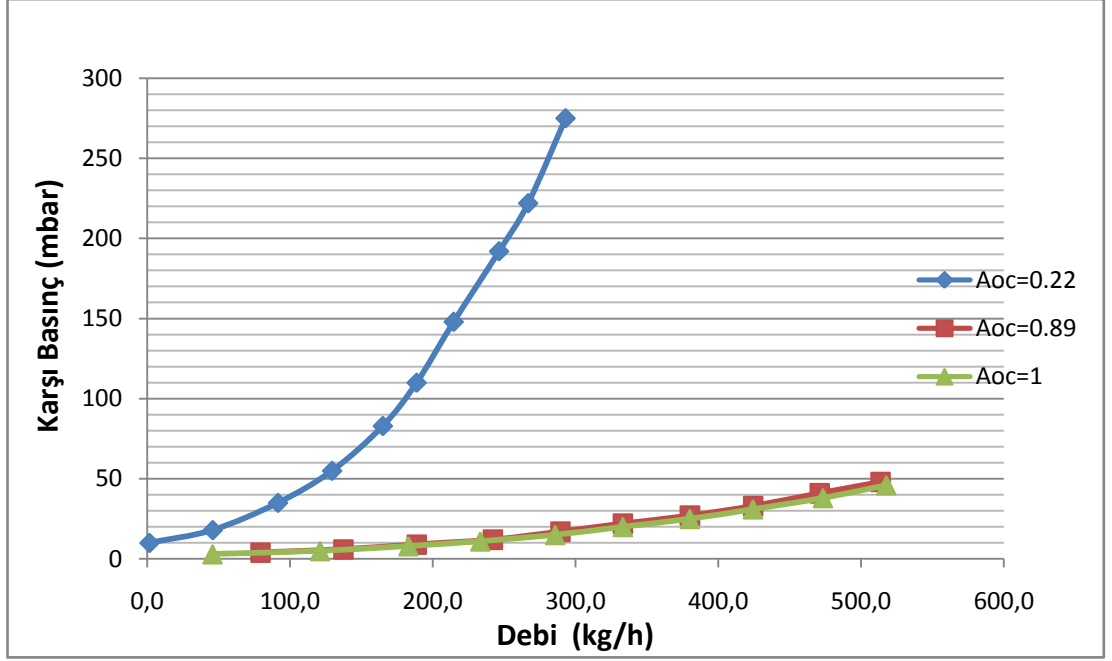
Deneysel çalışmalarda kullanılmak üzere Çizelge 4.2’de özellikleri verilen prototipler üretilmiş ve ölçümler gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalarda dış geometrik ölçüler olan, gövde ve boru çapları ile bölgelerin uzunluğu Şekil 1.5’te gösterildiği gibidir.

Çizelge 4.2 : Deneysel çalışmalarda kullanılan prototiplerin özellikleri.

Prototip Numarası	Porosite (%)	Açık Alan Oranı	Delik Çapı (mm)	Delik sayısı (mm)	Delik kalınlığı (mm)	Uzatma etkisi (mm)	
						l_a	l_b
Prttp 1	1,05	0,222	4	45	1,5	0	0
Prttp 1a	1,05	0,222	4	45	1,5	15	5
Prttp 1b	1,05	0,222	4	45	3	0	0
Prttp 2	4,25	0,896	4	182	1,5	15	5
Prttp 3	4,70	1	4	203	1,5	0	0

4.5.1 Akış deney sonuçları

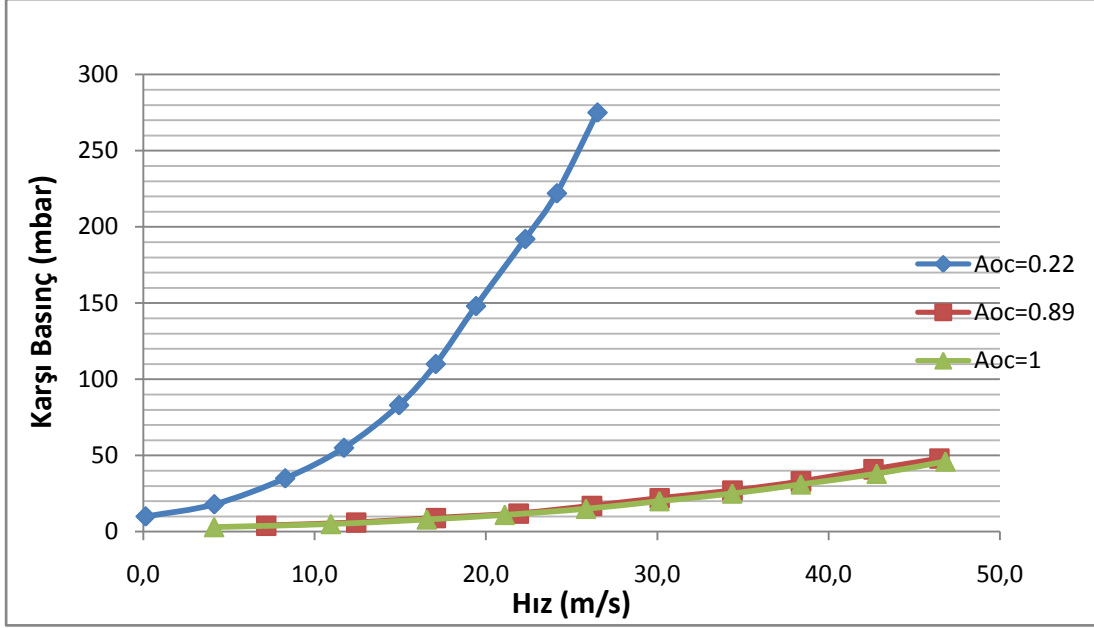
Şekil 4.9 akış deneyleri sonucu ventüri düzeneğinden ölçülen karşı basınç değerlerini yansıtmaktadır. Bu grafik oluşturulurken, havanın sıcaklığı oda koşullarında kabul edilmiştir. Karşı basınç, giriş ve çıkıştaki statik basınç farkını ifade ettiğinden dolayı toplam basınç elde edilebilir.



Şekil 4.9 : Farklı açık alan oranlarına sahip modellerin debiye bağlı karşı basınç grafiği.

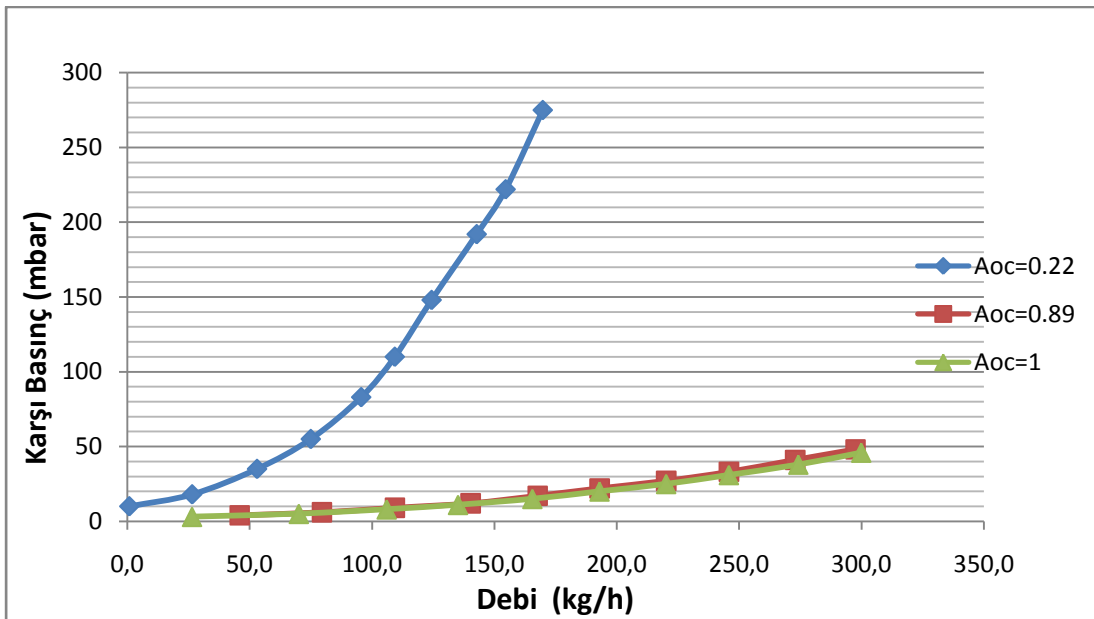
Şekil 4.9’da görüldüğü gibi açık alan oranı arttıkça karşı basınç azalmaktadır. Uygulamada susturucularda açık alan oranı 1’den fazla olmadığı için, karşı basınç ölçümlerinde bu değer üzerindeki modellere yer verilmemiştir. Böylece uygulamaya yönelik olarak en uygun açık alan oranının tespiti için bu veriler önem teşkil etmektedir.

Şekil 4.10’da ise ventüriden elde edilen fark basınç ile hesaplatılan debi terimi yerine, düzenekten akan havanın hızı ile aynı modellerin karşı basınçlarının değişimi gösterilmektedir. Şekil 4.9 ve Şekil 4.10 oluşturulurken, hava sıcaklığı 20 °C seçilmiştir.



Şekil 4.10 : Farklı açık alan oranlarına sahip modellerin hıza bağlı karşı basınç grafiği.

Şekil 4.11’de ise farklı açık alan oranlarına sahip modeller 600 °C hava koşulu için aynı grafikte gösterilmiştir. Sıcaklık arttığı zaman havanın yoğunluğu artacağı için farklı sonuçlar olacaktır. Yani aynı basınca daha küçük debilerde ulaşılmaktadır. Sıcaklığın etkisinin, bu şekilde hesaba katılması uygulamada farklı egzoz sıcaklıklarındaki koşullar için en uygun yöntemdir. Örneğin açık alan oranı 0,22’ye eşit olan model için 20 °C havada ve 150 kg/h debide, karşı basınç 75 mbar iken, aynı model aynı debide, 600 °C hava için 190 mbar karşı basınç yaratmaktadır.

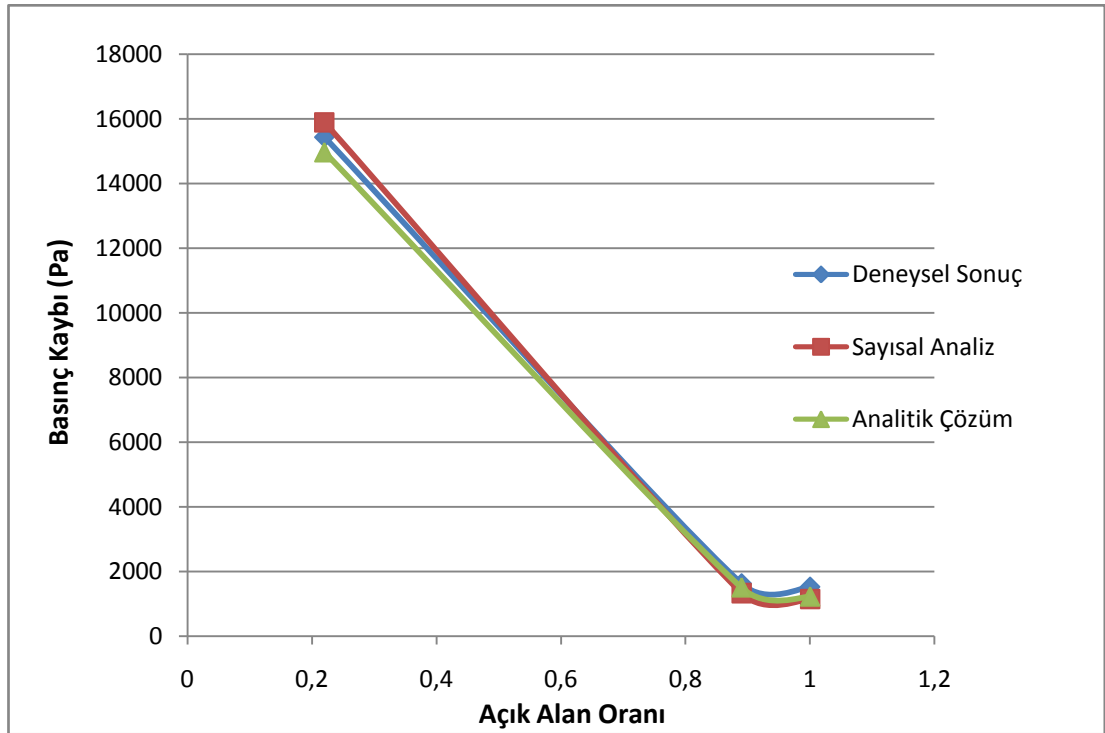


Şekil 4.11 : Karşı basıncın sıcaklıkla değişimi.

Şekil 4.12 ile açık alan oranı ile toplam basıncın değişimi grafiği verilmiştir. Deneysel, sayısal analiz ve analitik çözümden elde edilen eğriler aynı grafikte gösterilmiştir. Görüldüğü üzere sonuçlar birbirine oldukça yakın değerlerdir. Grafikteki bütün değerler 20 m/s hız için hesaplanmıştır. Açık alan oranı azaldıkça tahmin edildiği üzere giriş ve çıkış arasındaki toplam basınç farkı artmaktadır. Toplam basıncın artması aynı zamanda karşı basıncın da artması anlamına gelmektedir. Şekil 4.12, Çizelge 4.3 kullanılarak oluşturulmuştur.

Çizelge 4.3 : Deneysel, sayısal, analitik çözümler ile elde edilen basınç kayıpları.

Deneysel Basınç (Pa)	Sayısal Analiz Basınç (Pa)	Teorik Basınç (Pa)	Açık Alan Oranı
15440	15892	14970	0,22
1631	1334	1570,5	0,89
1527	1151	1225,6	1



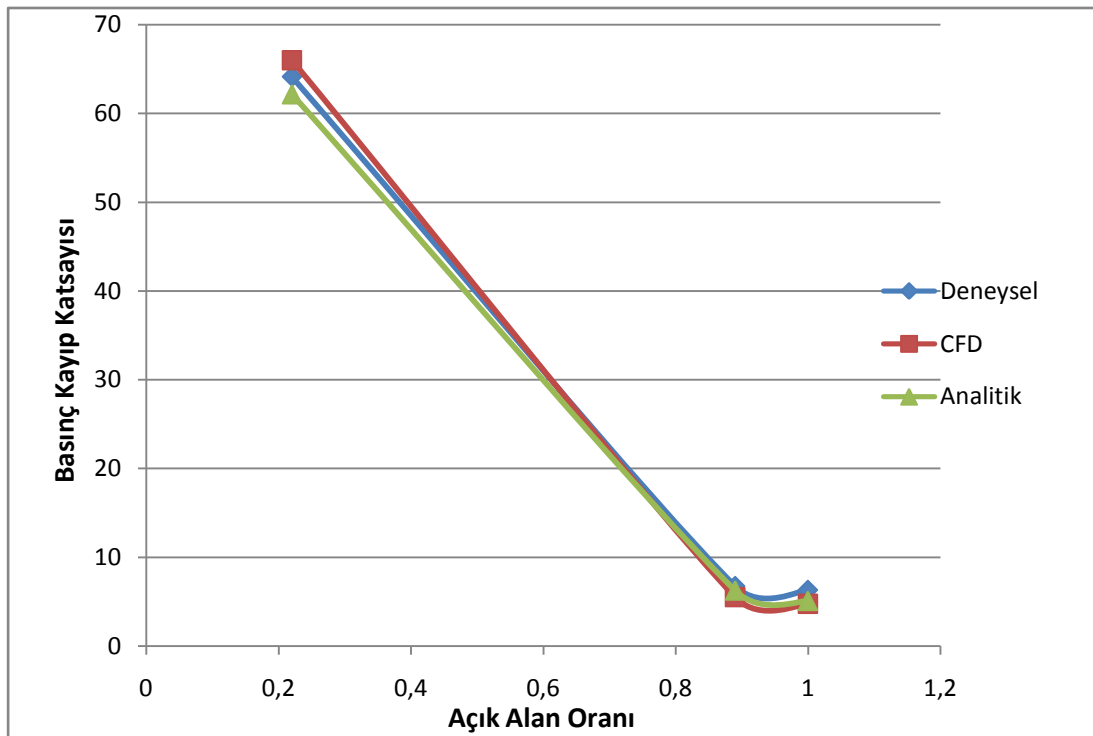
Şekil 4.12 : Basınç kaybının açık alan oranına göre değişimi. Sayısal, deneysel ve analitik çözüm eğrileri.

Şekil 4.13 ise, basınç kayıp katsayısının Denklem (3.1) kullanılarak elde edilmesiyle oluşturulmuştur.

Denklem (3.1)'de ΔP toplam basınç farkını, K basınç kayıp katsayısını, ρ havanın yoğunluğunu, V hızı belirtmektedir. Şekil 4.13 Çizelge 4.4 kullanılarak oluşturulmuştur.

Çizelge 4.4 : Deneysel, analitik, sayısal çözümler ile elde edilen basınç kayıp katsayıları.

Deneyel Basınç Kayıp Katsayısı	Sayısal Basınç Kayıp Katsayısı	Teorik Basınç Kayıp Katsayısı	Açık Alan Oranı
64,12	65,89	62,16	0,22
6,77	5,53	6,26	0,89
6,34	4,78	5,089	1



Şekil 4.13 : Basınç kayıp katsayılarının açık alan oranına göre değişimi. Sayısal, deneysel ve analitik çözümlerini.

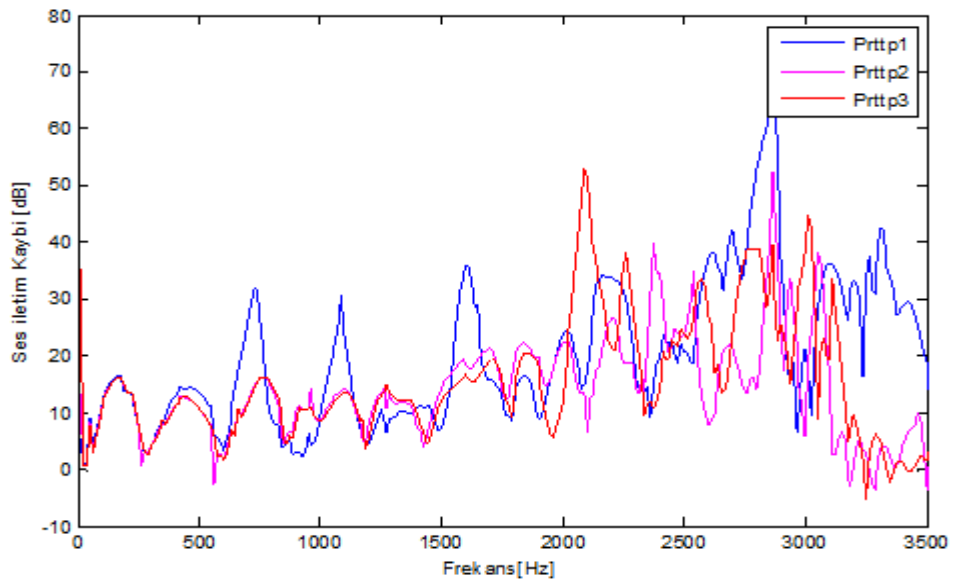
Şekil 4.14 ile akış ölçümlerinin yapıldığı deney düzeneği gösterilmiştir. Buna göre, düzeneğe susturucunun karşı basıncı ölçülmüştür.



Şekil 4.14 : Akış ölçümleri.

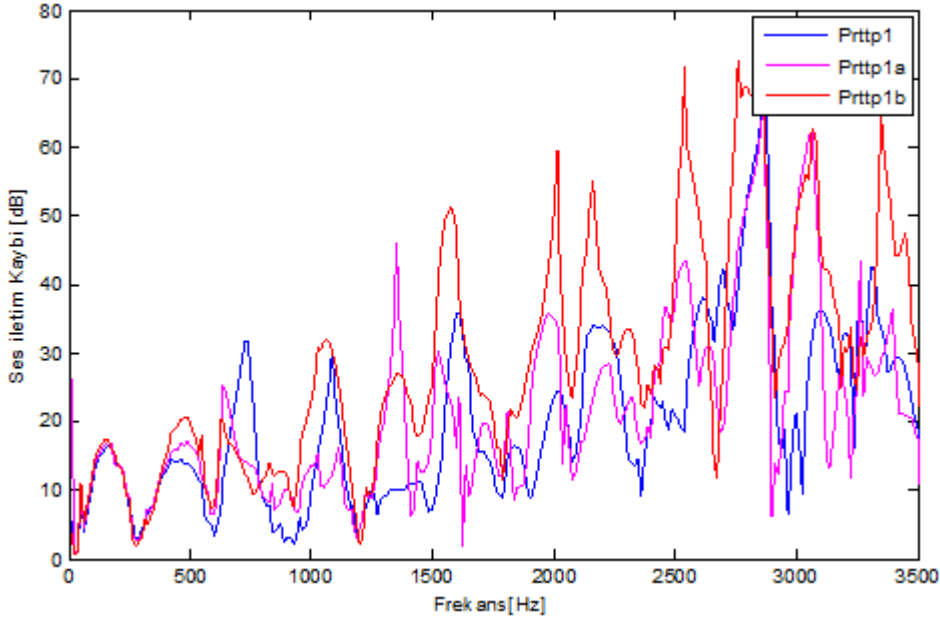
4.5.2 Akustik deney sonuçları

Şekil 4.15'te farklı açık alan oranına sahip modellerin iletim kaybı grafiği gösterilmiştir. Açık alan oranı iletim kaybı için önemli bir parametredir. Açık alan oranı azaldıkça, iletim kaybının arttığı görülmüştür. Ancak iletim kaybının artması tek başına bir şey ifade etmemektedir. Artan iletim kaybının, karşı basınca olan etkisinin de incelenmesi ve bu şekilde değerlendirme yapılması gerekir.



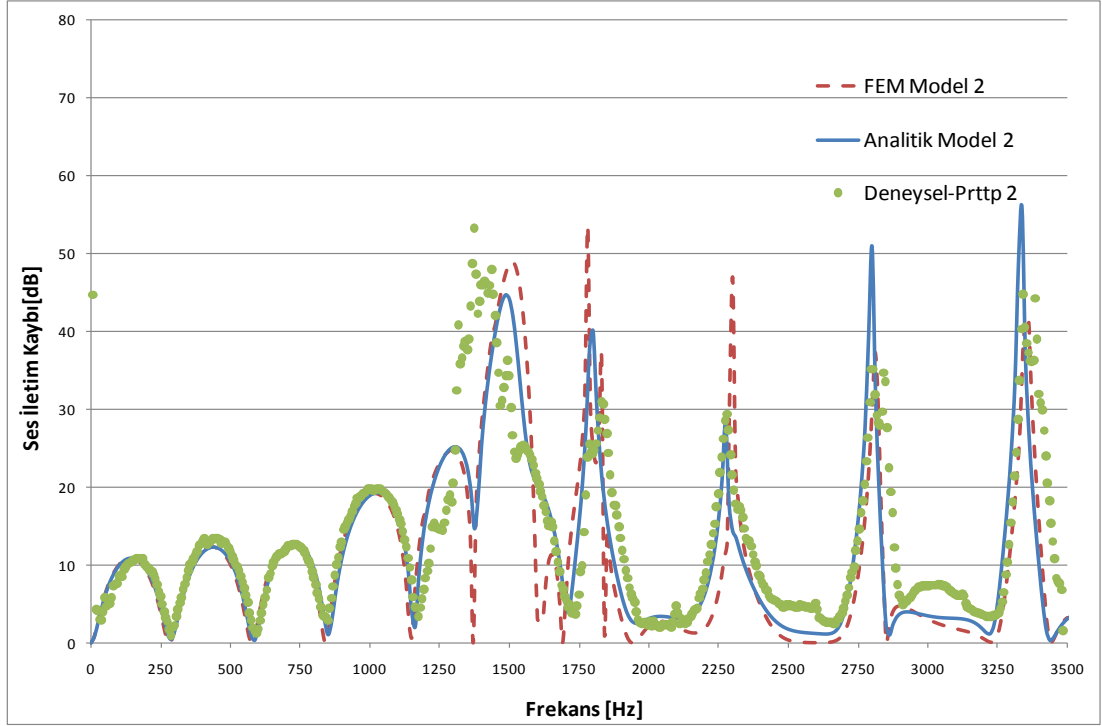
Şekil 4.15 : Farklı delik çapındaki prototiplere ait iletim kaybı eğrisi.

Şekil 4.16'da aynı açık alan oranlarına sahip, delik sırası ve yerleşimleri birbirinden farklı olan modeller, iletim kaybı grafiğinde gösterilmiştir. Delik sırasının kayda değer bir değişikliğe yol açmadığı, ancak delik kalınlığının artması ile rezonans etkisinden ötürü iletim kaybının arttığı görülmüştür.



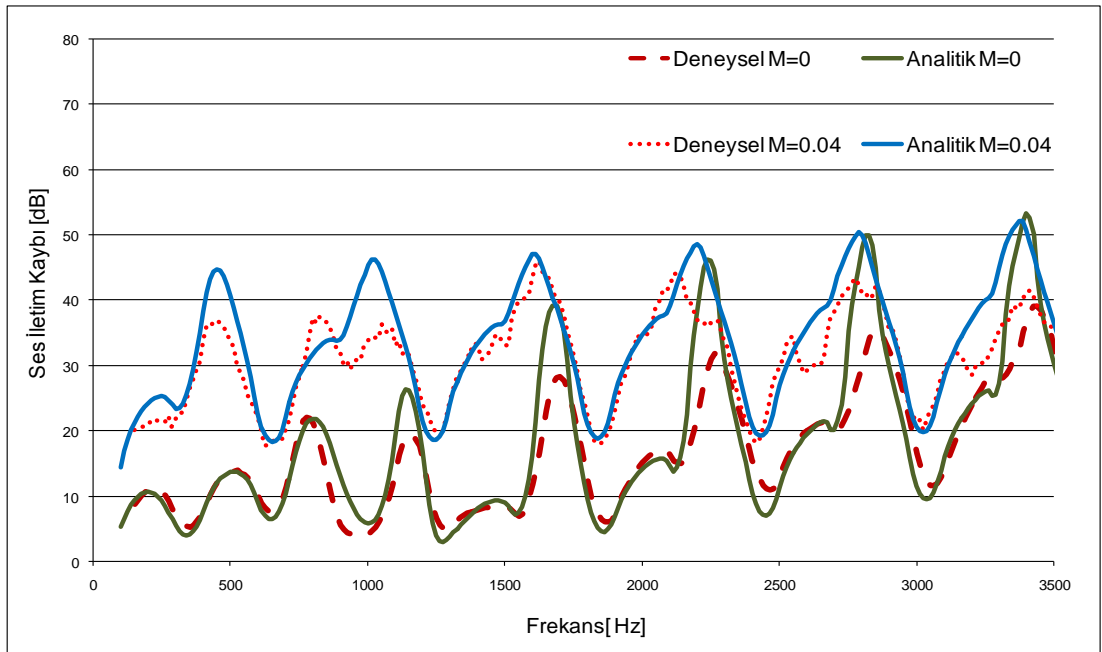
Şekil 4.16 : Açık alan oranları aynı ancak delik sırası ve çapı farklı modellerin iletim kaybı grafiği.

Şekil 4.17'de, Bölüm 2'de analitik yöntemler ve Bölüm 3'te sayısal mühendislik yazılımları ile elde edilen sonuçların deneysel ölçümler ile elde edilen sonuçlar ile, karşılaştırması bulunmaktadır [11]. Prototip 2 üzerinde akışın olmadığı durum için yapılan ölçüm sonuçları gösterilmiştir. Elde edilen ölçüm sonuçlarının, analitik ve sayısal sonuçlar ile her prototip için uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Hesaplamalardaki kabullere ve ölçümlerdeki hata kaynaklarına bağlı olarak, bir miktar sapma gözlemlenmekle birlikte hedeflenen doğruluk sağlanmıştır.



Şekil 4.17 : Akışsız halde analitik, sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.

Akışın mevcut olduğu hal için, analitik yöntem ve deneysel yöntemler kullanılarak elde edilen prototip 1'e ait iletim kaybı eğrileri Şekil 4.18'de gösterilmiştir. Ölçümler 0,04 Mach akış ve akışsız hal için gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.18 : M=0,04 ve akışsız hal için analitik ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.

Yapılan çalışmalarda akış altındaki ölçümlerde hata düzeyinin daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Ölçümlerde, tekrarlanabilirlikte küçük seviyelerde azalma olmuştur. Bu durum, akışın yarattığı gürültü ve empedans sınır şartının değiştirilmesinde yaşanan güçlüklerle bağlıdır. Ayrıca analitik yaklaşımda kabul edilen boru ve gövde içerisindeki hız dağılımı gerçek koşullarda daha farklıdır. Yine de elde edilen sonuçlar birbirleri ile uyumludur [31].

Aynı açık alan oranına sahip susturucular için deneysel olarak yapılan ses düşümü analizlerinde Çizelge 4.5'e göre birbirine yakın ses düşümü (dB) değerleri gözlemlenmiştir. Bu da iletim kaybında elde edilen verileri destekler niteliktedir.

Çizelge 4.5 : Deneysel ölçümlerle elde edilen ses düşümü değerleri.

Prototip Numarası	Porosite [%]	Açık Alan Oranı	Giriş Ses Seviyesi (dB)	Çıkış Ses Seviyesi (dB)
Prttp 1	1,05	0,222	133,9	123,1
Prttp 1a	1,05	0,222	132,3	123,9
Prttp 1b	1,05	0,222	133,8	123,6
Prttp 2	4,25	0,896	133,9	124,9
Prttp 3	4,70	1	133,9	126,1

Çizelge 4.5'de açık alan oranı arttırıldığı zaman; giriş ve çıkış arasındaki ses düşümünün nispeten azaldığı görülmüştür. Yine daha önce iletim kaybı deneylerinde elde edilmiş verilerle örtüşür niteliktedir.

Şekil 4.19 ve Şekil 4.20 ile deney düzeneği gösterilmiştir. Model olarak kullanılan susturucunun girişinde iki ve çıkışında iki adet olmak üzere toplam dört adet mikrofona bağlanarak daha önce akustik ölçümler bölümünde anlatılan esaslara göre ölçümler yapılmıştır.



Şekil 4.19 : Akustik ölçümler hoparlör bölümü.



Şekil 4.20 : Akustik ölçümler analizör bölümü.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Perforasyonlu susturucuların akış ve akustik etkinlikleri, analitik yöntemler, mühendislik yazılımları ve deneysel çalışmalar kullanılarak belirlenmiştir. Akış etkilerinin belirlenmesi için, değerlendirme kriterleri olarak basınç kayıp katsayısı ve karşı basınç kullanılmış, sıcaklık, akışkan hızı, açık alan oranı gibi parametrelere bağlı olarak değişen etkiler, eğriler üzerinden değerlendirilmiştir. Akustik etkinliklerin belirlenmesi için ise, değerlendirme kriteri olarak iletim kaybı eğrileri kullanılmış, parametrelere bağlı olarak değişen etkiler bu eğri üzerinden değerlendirilmiştir. Analitik yöntemler ile elde edilmiş olan ifadeler, deneysel yöntemler ve mühendislik yazılımları kullanılarak doğrulanmıştır. Analitik yaklaşım ile incelenemeyen ya da ihmal edilen delik yerleşimi v.b etkiler ise sayısal ve deneysel yollar ile incelenmiş buna ait sapmalar belirlenmiştir. Bu bölümde deneysel olarak doğrulan analitik ifadeler ile elde edilmiş sonuçlar, parametrelere bağlı olarak verilmiştir.

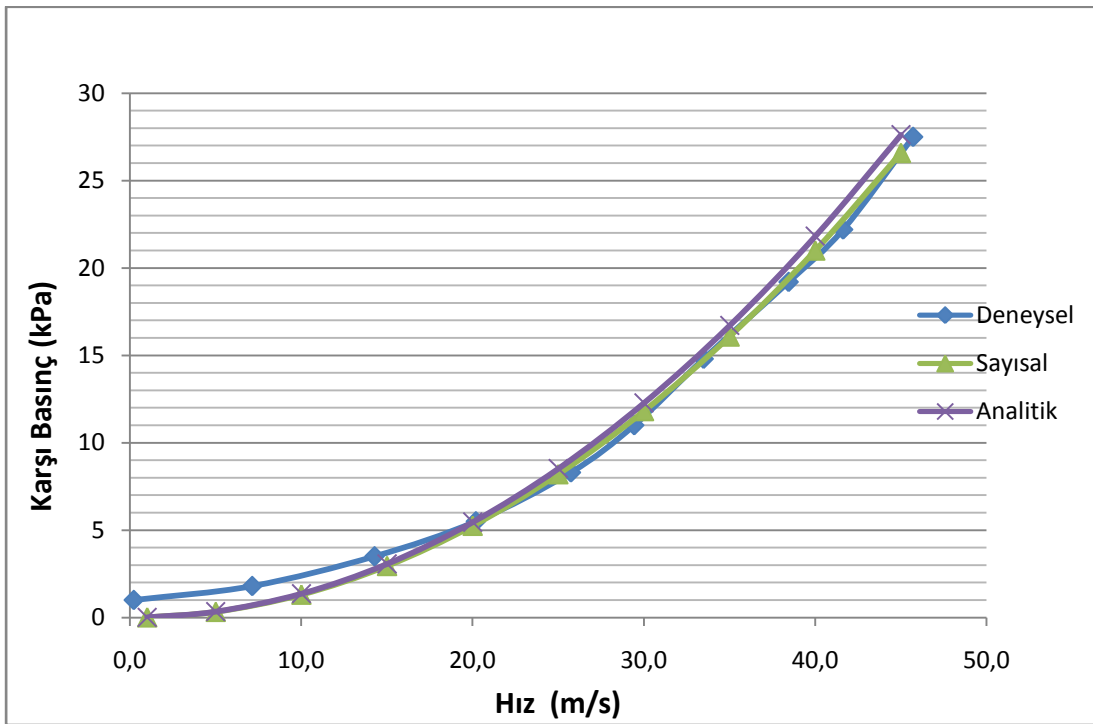
5.1 Akış Sonuçları

Deneysel çalışmaların sonucunda elde edilen verilere göre, çapraz akışlı modelde karşı basınç önemli seviyelerde olabilmektedir. Karşı basınç yüksek oranda açık alan oranına bağlı olmakla birlikte, perforasyon deliklerinin çapları da etkili olmaktadır. Akış ölçümlerinden elde edilen bir diğer sonuç ise açık alan oranının 1'den büyük olduğu durumlarda, basınç kaybının fazla değişmemesidir. Açık alan oranı arttıkça, porositenin artması dolayısı ile akustik özelliklerin kötüleştiği düşünülürse, perforasyonlu susturucu tasarımının açık alan oranının 1'e yakın olduğu değerlerde yapılması gereklidir. Daha yüksek değerlerde akustik özellikler kötüleşirken, akış özellikleri fazla değişmeyecektir. Daha düşük değerlerde ise, akustik özelliklerin yükselmesine karşılık, basınç kayıpları kayda değer biçimde yükselecek ve izin verilen değerlerin üzerine çıkacaktır.

5.1.1 Karşı basınç değişimi

Önceki bölümlerde karşı basıncın, hangi parametrelerle ne ölçüde değiştiği görülmüştü. Bu bölümde, daha önce irdelenen parametrelerin sonucu olarak, basınç kaybı katsayılarının yardımıyla aynı açık alan oranında deneysel, sayısal ve analitik çözümlerin sonuçları irdelenmiştir.

Şekil 5.1 de görüldüğü üzere açık alan oranı 0,22 olan modelin 3 ayrı çözüm eğrisi aynı grafikte gösterilmiştir. Buna göre açıkça görülmektedir ki; sonuçlar birbirine çok yakındır. Bu sayede, özellikle bu model için, deneysel ölçüm yapmadan da bazı değişikliklerin karşı basınca nasıl etki ettiği görülebilir. Bu sayede, önemli bir maliyet sebebi olan prototip sayısı ve üretimi azaltılabilir. Şekil 5.1 oluşturulurken deneysel analitik ve sayısal analizlerin hepsinde 20 °C hava koşulu için irdelemeler yapılmıştır.

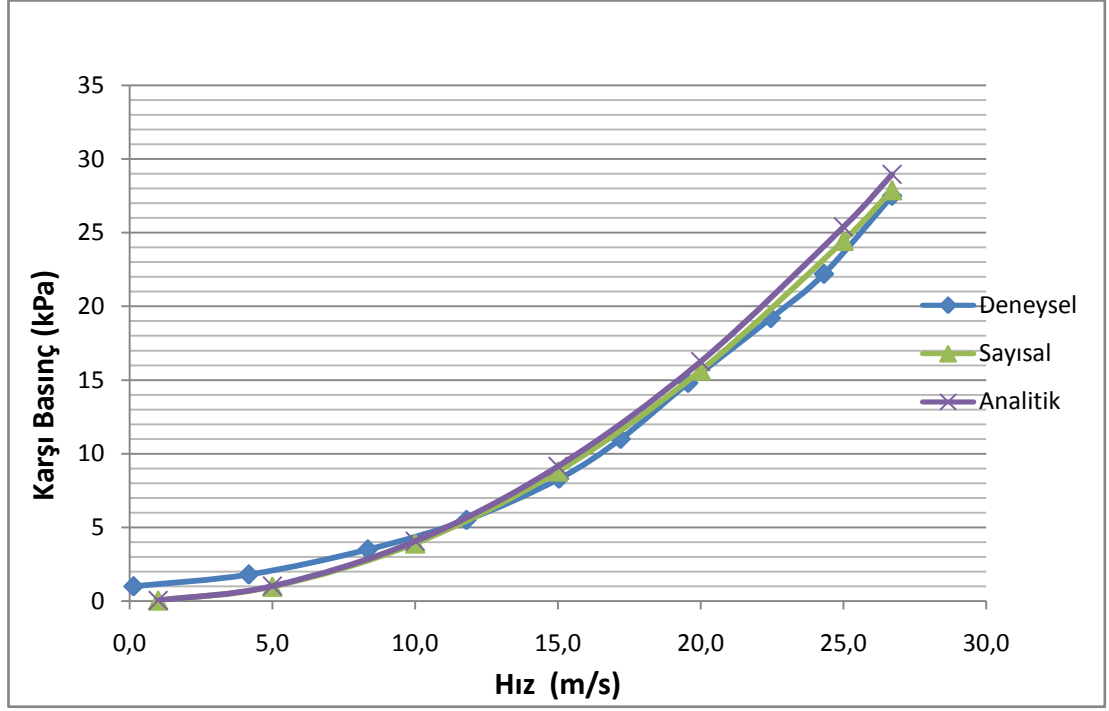


Şekil 5.1 : Aoc=0,22 modelinin oda koşullarındaki karşı basınç grafiği.

5.1.2 Sıcaklık etkisi

Deneysel çalışmaların sonucunda, karşı basınç ile sıcaklık arasında yoğunluk dolayısıyla ilişki vardır. Toplam basınç farkı ile yoğunluk doğru orantılıdır. Bilindiği üzere ideal gazlarda sıcaklık ile yoğunluk da Kelvin cinsinden doğru orantılıdır. Sıcaklık arttıkça; yoğunluk azalacağından toplam basınç kaybı değişmiş olur.

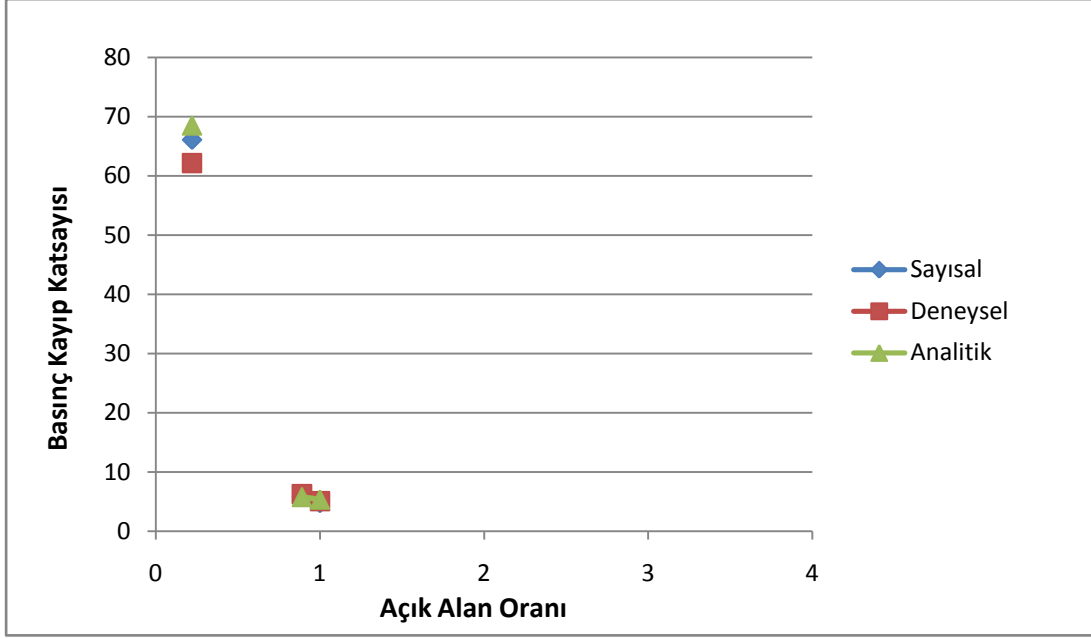
Şekil 5.2 ile daha önce Şekil 5.1 ile gösterilen grafiğin 600 °C sıcaklıktaki hali belirtilmiştir. Buradaki amaç, sıcaklık değıştikçe sayısal analitik ve deneysel sonuçların birbirleriyle olan yakınlıklarında bir değışme olup olmayacağıdır. Şekil 5.2 ile görölüyor ki; sıcaklık da bir parametre olarak sonuçlara etki ettirilince, eğriler yine birbirine çok yakın çıkmaktadır. Bu sayede sonuçları doğruluğu bir başka parametre üzerinden teyit edilmiş olur.



Şekil 5.2 : Aoc=0,22 modelinin deneysel, sayısal ve analitik çözümlerle elde edilmiş karşı basınç grafiği.

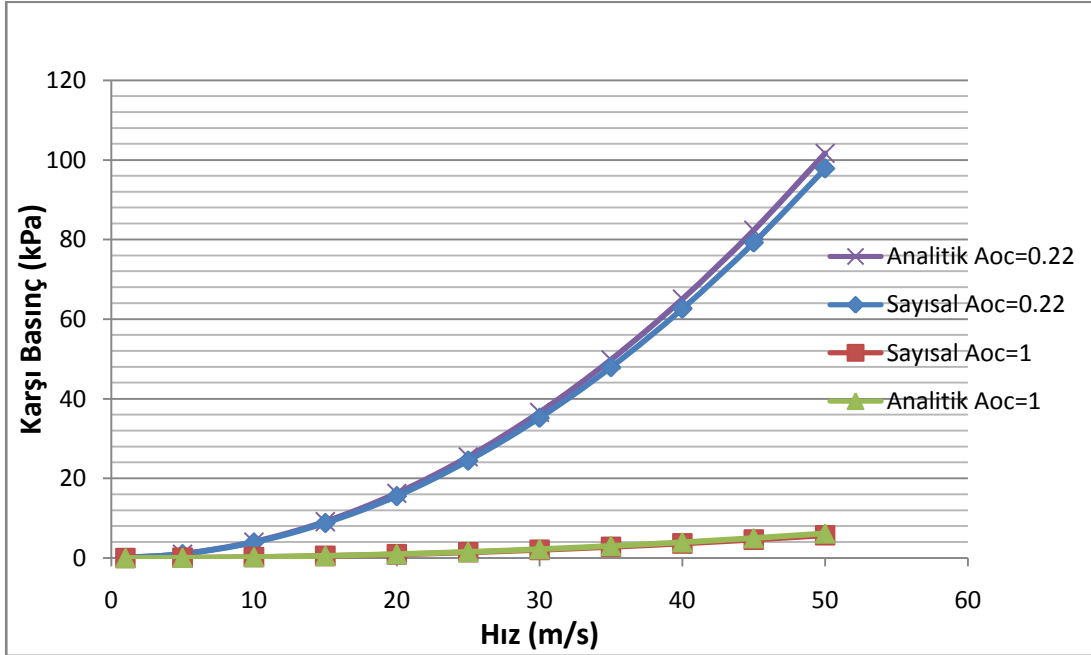
Analitik modelde hatırlanacağı üzere, sıcaklık ile ilgili bir parametre bulunmamaktadır. Bu bakımdan eğriler oluşturulurken sıcaklık ile basınç kayıp katsayısının değışmediği kabul edilerek inceleme yapılmıştır. Sayısal analizler ile Bölüm 3'te sıcaklığın basınç kayıp katsayısının değışiminde önemli bir etkisi olmadığı daha önce görölmüştü. Sonuç olarak basınç kayıp katsayısının sıcaklık ile değışmediği kabulü hata payını çok düşük mertebelerde bırakmıştır.

Şekil 5.3 te ise, analitik deneysel ve sayısal sonuçlara göre basınç kayıp katsayıları, aynı grafik üzerinde gösterilmiştir. Basınç kayıp katsayıları görüldüğü üzere deneysel analitik ve sayısal sonuçlarda birbirine oldukça yakındır. Basınç kayıp katsayılarının açık alan oranı ile ters orantılı olduğu görölmüştür. Sonuç olarak deneysel, analitik ve sayısal çözümlerin birbirine yakın oldukları farklı yönlerden gösterilmiştir.



Şekil 5.3 : Basınç kaybı katsayısının açık alan oranına göre değişimi.

Şekil 5.4 ile daha önce deneysel ölçümleri yapılan modellerin, sayısal ve analitik incelemeler ile elde edilmiş eğrileri gösterilmiştir. Daha önce, aynı zamanda sayısal ve analitik sonuçların doğruluğu kanıtlanmıştı. Bu bakımdan, artık sayısal ve analitik analizler üzerinden modeller incelenebilir. Bu anlamda açık alan oranı 0,22 ve 1 olan modellerin analitik ve sayısal incelemeleri aynı eğri üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 5.4 : Farklı açık alan oranlarındaki susturucuların analitik ve sayısal irdelemelerle elde edilmiş karşı basınç grafiği.

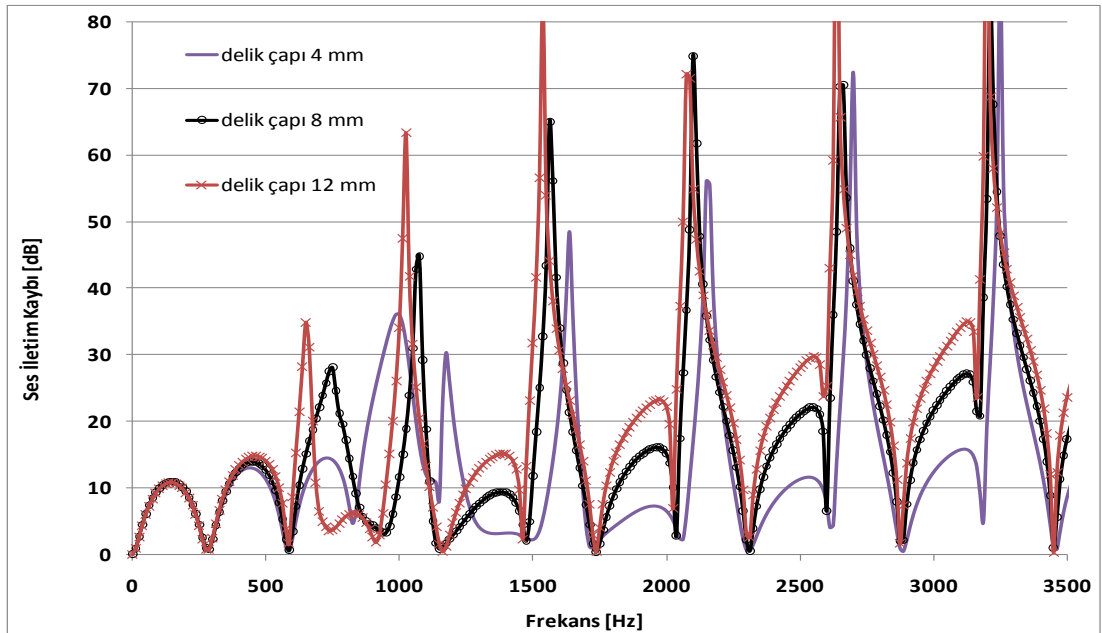
5.2 Akustik Sonuçlar

Bu çalışma boyunca akustik sonuçlar, akışın etkisi, açık alan oranının etkisi, porositenin ve perforasyonsuz bölgenin etkisi gibi parametreler üzerinden; ayrıca deneysel, sayısal ve matematik modellemeler üzerinden değerlendirilmiştir. Bütün bu değerlendirmeler, karşı basınç parametresi göz önünde bulundurularak yapılmıştır. Performansı en iyi model yargısına varmadan önce, iletim kaybı eğrisi ile karşı basınç bütün sayılan parametreler üzerinden birlikte değerlendirilmelidir.

5.2.1 Delik çapının etkisi

Bu kısımda perforasyondaki delik çaplarının susturucuların akustik performansına etkileri incelenmiştir. Delik çapı parametresi, (2.119)-(2.121) eşitliklerinde ifade edilen perforasyon empedansı ifadesinde yer alır. Akış koşullarında dikkate değer bir öneme sahip olan bu parametrenin incelenmesi için, aynı porositeye sahip ancak farklı delik çaplarında ve farklı delik sayılarında susturucu modellerine ait iletim kaybı eğrileri oluşturulmuştur.

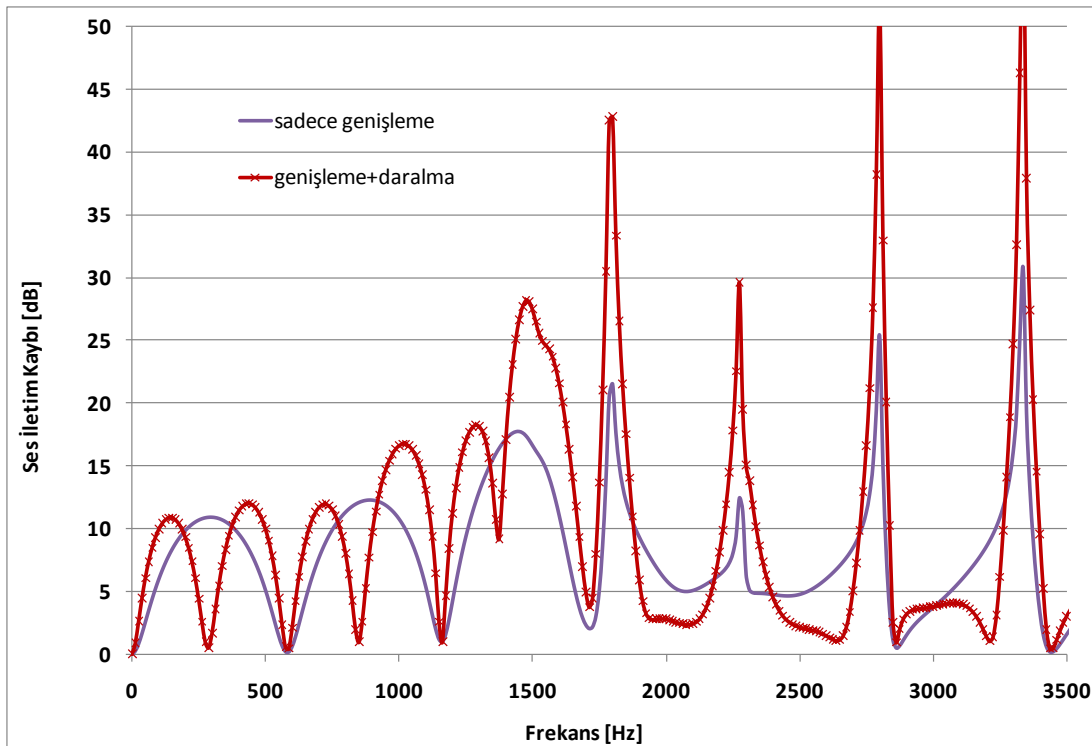
Şekil 5.5'den görüldüğü üzere delik çapları değiştirilerek iletim kaybı eğrisi değiştirilebilmektedir. Ancak özellikle ortalama akışın olduğu koşullarda, diğer parametrelere nazaran bu parametrenin etkisi sınırlıdır.



Şekil 5.5 : Susturucularda delik çapının etkisi.

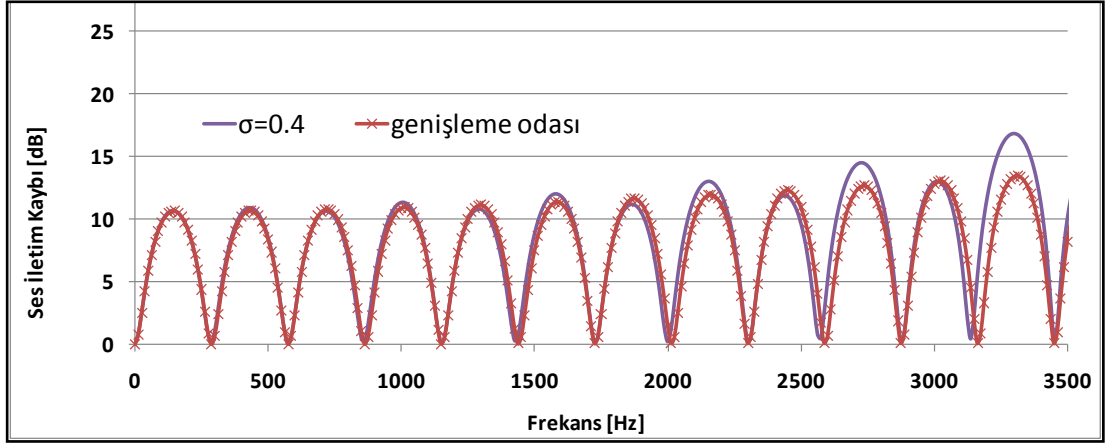
5.2.2 Sadece genişleme ve genişleme daralma etkisi

Susturucu tasarımı yapılırken; akışın izleyeceği yol dolayısıyla hangi bölmelerde genişleyip nerelerde daralacağı göz önüne alınır. Buna göre Şekil 5.6 ile sadece genişlemeye maruz kalan akış ile, genişleme ile daralmanın birlikte olduğu akışın, iletim kaybına nasıl etki edeceği gösterilmiştir. Şekil 5.6'da görülmektedir ki; genişleme ile daralmanın birlikte olduğu tasarım, sadece genişleme olan diğer tasarıma göre çok daha iyi iletim kaybına sahiptir. Özellikle genişleme ile daralmanın birlikte olduğu modelin, iletim kaybına olan etkisi, yüksek frekanslarda hızla artmaktadır.



Şekil 5.6 : Perforasyonlu susturucuya ait iletim kaybı eğrisi.

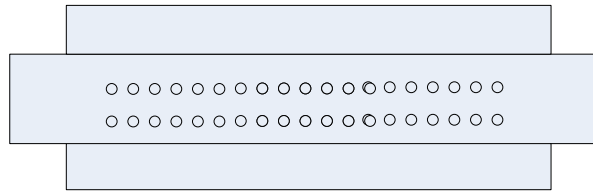
Porositenin 100% olduğu yani teorik olarak artık iç borunun yer almadığı model için eğri genişleme odası olmaktadır. Şekil 5.7'de aynı uzunlukta genişleme odası ve yüksek oranda porositeye sahip iki susturucunun iletim kaybı eğrileri karşılaştırılmıştır. Buna göre çok geniş bir frekans aralığında etkiler aynı olmakla birlikte yüksek frekanslarda porositesi 0,4 olan modelin biraz daha fazla iletim kaybına sebebiyet verdiği anlaşılmaktadır.



Şekil 5.7 : Genişleme odası ve yüksek porositeli susturucunun iletim kaybı eğrilerinin karşılaştırılması.

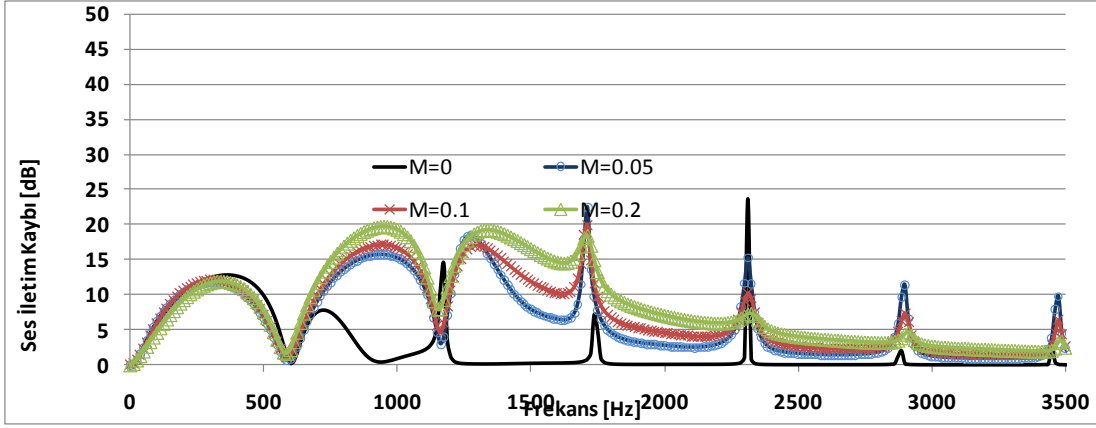
5.2.3 Doğrudan akışlı rezonatörlerde tasarım parametrelerinin etkisi

Bu bölümde, çalışılan çapraz akışlı susturucu modelinin yanında, doğrudan akışlı rezonatörlere ait akustik özellikler elde edilmiştir. Şekil 5.8’de bu susturuculara ait gösterim mevcuttur. Bu tip susturucularda gürültü indirgenmesi, gövde içerisindeki hava hacminin rezonansı ile mümkün olmaktadır. Çapraz akışlı modellere göre, doğrudan akışlı susturucularda baskın olan, gövde hacminin kapasitif etkisidir ve perforasyon empedansı, sıyrarak (grazing) akış mevcut olduğu için **(2.121)** denklemleri ile belirlenir.



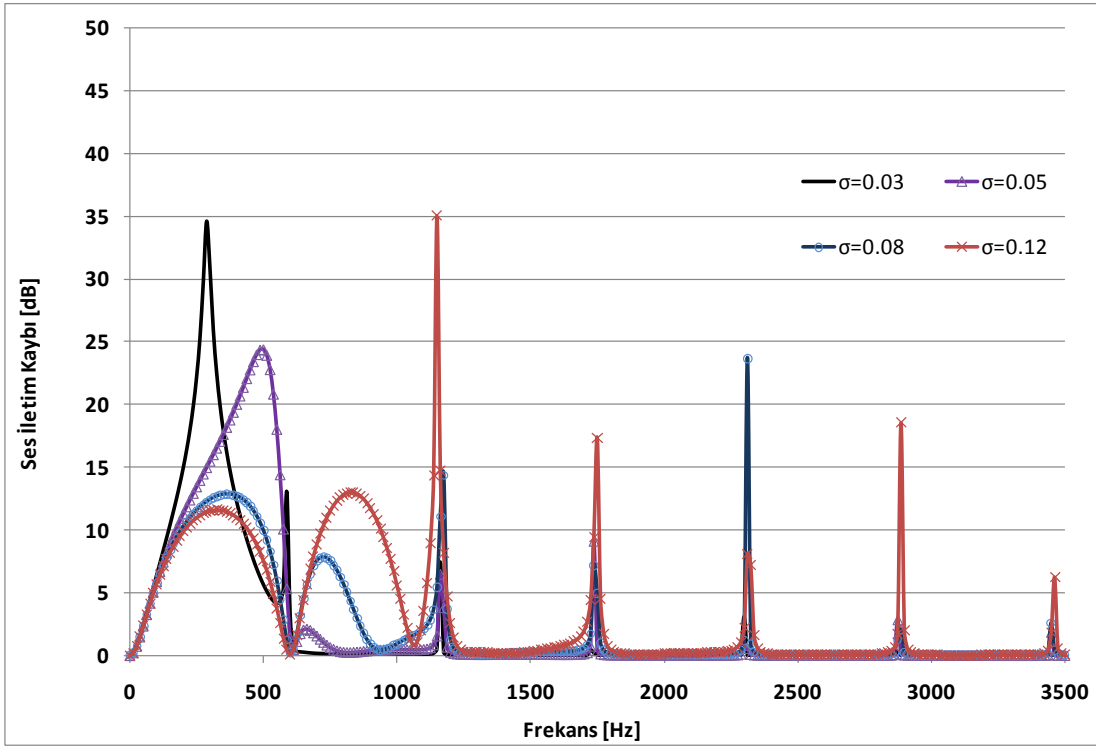
Şekil 5.8 : Doğrudan akışlı rezonatör susturucu modeli.

Şekil 5.9’da uzunluğu 300 mm ve 8% porositeli susturucuya ait, farklı akış hızları için elde edilen iletim kaybı eğrileri gösterilmiştir. Ortalama akış, deliklerin içerisinden geçmediği için, akışın iletim kaybı üzerindeki etkisi çapraz akışlı modele göre oldukça sınırlıdır.



Şekil 5.9 : Rezonatör tipi perforasyonlu susturucuda akışın etkisi.

Karşı basınç etkisinin oldukça küçük olduğu bu susturucular, genellikle taşıtlarda susturucu sisteminden önce baskın frekans bileşenindeki gürültünün indirgenmesinde kullanılmakla beraber, porosite değiştirilerek istenen frekansa ayarlanırlar. Şekil 5.10'da farklı porositedeki susturuculara ait iletim kaybı eğrileri gösterilmektedir.



Şekil 5.10 : Rezonatör tipi perforasyonlu susturucularda porositenin etkisi.

Bütün bu çalışmaların ışığı altında, karşı basınç ve iletim kaybının birbirleriyle ters orantılı olduğu anlaşılmıştır. Her iki performans parametresinin de iyi sonuç verebilmesi için optimum bir tasarım yapılmalıdır. Bu tasarım yapılırken, susturucu hacmi, giriş çıkış çapları, porosite, delik kalınlığı, delik sırası gibi özelliklerin yanı

sıra en önemli özelliğın, açık alan oranı olduğu anlaşılmıştır. Açık alan oranının, optimum seçimi için bir değeri belirtmek oldukça güçtür. Çünkü bu oranının belirlenmesinde; karşı basınç ve iletim kaybından beklenen performans çok önemlidir.

Diğer yandan, sanayide susturucu tasarımı yapılırken, yukarıda sayılan özelliklerin yanı sıra, motor özellikleri de susturucunun performansını etkilemektedir. Motor hacmi, silindir sayısı, egzoz gazı sıcaklığı, egzost gazı debisi hatta motorda turboşarj olup olmaması gibi motor özellikleri de susturucu performansını etkilemektedir. Karşı basınç, motorda müsaade edilen limitleri geçmemelidir. Bunun yanında, iletim kaybı ilgili referans değerleri sağlamalıdır. Bu bakımdan uygulamada egzoz susturucusu tasarımı yapılırken, bütün bu motor özellikleri bir bütün olarak düşünülüp, ona göre tasarım yapılmalıdır.

Susturucu tasarımı yapılırken, açık alan oranının 1'den büyük olmamasına özen gösterilmelidir. Çünkü açık alan oranı 1'in üzerine çıktıkça basınç kaybında ciddi azalma olmamakla birlikte, iletim kaybı da istenilen düzeyde artmamaktadır. Buna karşın, açık alan oranının 1'den ne kadar küçük olacağı veya 1'e ne kadar yakın olacağı ise, tüm bu yukarıda sayılan parametreler birlikte bir mühendislik çalışması ile değerlendirildikten sonra belirlenmelidir. Bu çalışmada açık alan oranı 0,22 olan modelin, diğer iki modele nazaran iletim kaybı konusunda daha iyi sonuç verdiği buna karşın, açık alan oranı 1 olan modelin ise, diğer iki modele kıyasla, basınç kaybı konusunda daha iyi performans gösterdiği gözlemlenmiştir. Optimum tasarım yapılırken, açık alan oranının seçimi konusunda, sistemin basınç kaybına mı yoksa iletim kaybına mı daha fazla toleransı olduğu ve sistemden beklenen performans nedir? Sorularının cevabına göre tasarım şekillendirilmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] **TS-ISO 14163**, 1988.Susturucularla gürültü kontrolü için kılavuz, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara.
- [2] **Sullivan, J.W.and Crocker M.J.**,1978.Analysis of concentric tube resonators having unpartitioned cavities.*Journal of Society of America*. Vol. **64**, pp.207-215
- [3] **Sullivan, J.W.**,1979.A method of modelling perforated tube muffler components. I: Theory. *Journal of Society of America*. Vol. **66**, pp. 772-778.
- [4] **Sullivan, J.W.**,1979.A method of modelling perforated tube muffler components. II: Applications. *Journal of Society of America*. Vol. **66**, pp. 779-788.
- [5] **Yam, K. and Jamayaran K.**, 1981. Decoupling approach to modelling perforated tube muffler components. *Journal of Society of America*. Vol. **73(4)**, pp. 390-396.
- [6] **Munjal M. L.**, 1987. Acoustics of Ducts and Mufflers John Wiley & Sons, New York
- [7] **Peat K. S.**, 1988. Decoupling approach to modelling perforated tube muffler components. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. **123** pp. 199-212.
- [8] **Munjal M. L. and Kar. T.**, 2004. Generalized analysis of a muffler with any number of interacting ducts. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. **285(3)**, pp. 585-596.
- [9] **Dokumaci E.**, 1996.Matrizant approach to acoustic analysis of perforated multiple pipe mufflers carrying mean flow. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. **191(4)**, pp. 505-518.
- [10] **Panigrahi S.N. and Munjal M. L.**, 2004. Backpressure considerations in designing of cross flow perforated-element reactive silencers *Noise Control Engineering Journal*,. Vol. **55(6)**, pp. 504-515.
- [11] **Saf. O.**, 2010. Perforasyonlu susturucuların akış ve akustik etkinliklerinin incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü
- [12] **Francisco P., Antonio J., Torregrosa and Alberto B.**, 1998. Pressure loss characterisation of perforated ducts.*Noise and Vibration Research SAE Paper*960300
- [13] **Bahura, R.A.**, 1971. A model for flow distribution in manifolds. *Asme Journal of Engineering for Power*. Vol.**178**, pp. 7-12.
- [14] **Bahura, R.A.,E.H.Jones Jr.**,1976. A model for flow distribution in manifolds. *Asme Journal of Fluids Engineering*. Vol.**261**, pp. 654-666.
- [15] **Ward-Smith, A.J.**, 1980. Internal fluid flow. *Oxford, Clarendon Press*. pp. 324-368.

- [16] **Kiljanski, T.**, 1993. Discharge coefficient for free jets from orifices at low Reynolds number. *Asme Journal of Fluids Engineering*. Vol **115**, pp.778-781
- [17] **Taş. İ., Raymond A. A. Bryant.**, 2003. An investigation of flow distribution in perforated pipes. *9th Australasian Fluid Mechanics Conference*.
- [18] **B.S. Thandaveswara.**, 1970. Energy and momentum coefficients in hydraulics. *Journal of Irrigation Power CBIP*. Vol. **27**, pp. 315-326
- [19] **Agarwal. N.K.**, 1994. Mean separation and reattachment in turbulent pipe flow due to an orifice plate. *Asme Journal of Fluids Engineering*. Vol. **115**, pp 373-375
- [20] **Şahin, B.**, 1989. Pressure losses in an isolated perforated plate and jets emerging from the perforated plate. *International Journal of Mechanical Sciences*. Vol. **31(1)**, pp.51-61
- [21] **ISO**, 1983. Measurement of fluid flow in closed conduits. *ISO Standards Handbooks*. 15.
- [22] **Randall R.B.**, 2003. Industrial noise control and Acoustics
- [23] **Rao K. L.**, 1986. Experimental evaluation of impedance of perforates with grazing flow. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. **108** pp. 283 295
- [24] **MSC. ACTRAN**, 2004 User Manual.
- [25] **Akbaş . A.**, 2005. Susturucuların akustik performanslarının incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü
- [26] **Chung J. Y. Blaser D.A.**, 1980. Transfer Matrix Method of Measuring In-Duct Acoustic Properties: I. Theory. *Journal of Society of America*. Vol. **68(3)**, pp. 907-913.
- [27] **Chung J. Y. Blaser D.A.**, 1980. Transfer Matrix Method of Measuring In-Duct Acoustic Properties: II: Experiment. *Journal of Society of America*. Vol. **68(3)**, pp. 914-921.
- [28] **Y. Ryu**, 2005. Transmission loss measurements of exhaust system using 4 microphones. Brujel&Kæjer University, Denmark
- [29] **O. Olivieri, J.S. Bolton.**, 2006. Measurement of Transmission Loss of Materials Using A Standing Wave Tube. Hawaii, USA : Proceedings of Intenoise,
- [30] **P.O.A.L. Davies, M.F. Harrison, H.J. Collins.**, 1997. Acoustic Modelling of Multiple Path Silencers with Experimental Validations. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. **200(2)**, pp. 195-225.
- [31] **Erol H., Saf O.**, 2008. Experimental Studies On Acoustic Attenuation And Pressure Loss Characteristics Of Perforated Pipes In An Expansion Chamber. 16th *International Congress on Sound and Vibration*, July 5-9, Krakow, Polonya.
- [32] **DBFA Suite**, 2008. User Manual.
- [33] **ASTM E 1050:08**, 2008. Standard test method for impedance and absorption of acoustical materials using a tube, two microphones and a digital Frequency Analysis System. *American National Standard Institute*, Newyork.

- [34] **TS ISO10534-2**, 2003. Empedans borularındaki Ses absorpsiyon katsayısının ve empedansın tayini – Bölüm 2 : Aktarım Fonksiyonu metodu. *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara.
- [35] **TS ISO 5167-4**, 2006. Borularda akışkan akışının ölçülmesi – sıvılar için - dolu akan daire kesitli borular içerisine yerleştirilen basınç farkı cihazları ile -Bölüm 4: venturi tüpleri. *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara

ÖZGEÇMİŞ

Mehmet Onur Çetin, 1987 yılında Çorlu'da doğdu. 2001 yılında Tuzla Behiye Dr. Nevhiz Işıl Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. 2009 yılında Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği'ni bitirdi ve aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Akışkan yüksek lisans programına başladı. Halen bu programda yüksek lisans öğrencisi olup, Mayıs 2010'dan bu yana Bilen Egzost'da araştırma geliştirme mühendisi olarak çalışmaktadır.