

**BİR ÖN SUSTURUCU OLARAK DELİKLİ
DİFÜZÖR TASARIMI**

BURAK EMRE YAPANMIŞ

**MERSİN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANA BİLİM DALI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**MERSİN
MAYIS – 2016**

**BİR ÖN SUSTURUCU OLARAK DELİKLİ
DİFÜZÖR TASARIMI**

BURAK EMRE YAPANMIŞ

**MERSİN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANA BİLİM DALI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Danışman
Doç. Dr. İbrahim SEVİM**

**MERSİN
MAYIS – 2016**

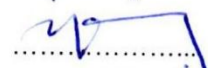
Burak Emre YAPANMIŞ tarafından Doç. Dr. İbrahim SEVİM danışmanlığında “Bir Ön Susturucu Olarak Delikli Difüzör Tasarımı” başlıklı bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

İmza

Prof. Dr. Suat CANBAZOĞLU



Doç. Dr. İbrahim SEVİM



Yrd. Doç. Dr. Bengi GÖZMEN



Yukarıdaki Jüri kararı Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun .17../06../2016..tarih ve ..2016:609../...23..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.



Prof. Dr. Ayla ÇELİK
Enstitü Müdürü

Bu tezde kullanılan özgün bilgiler, şekil, çizelge ve fotoğraflardan kaynak göstermeden alıntı yapmak 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu hükümlerine tabidir.

BİR ÖN SUSTURUCU OLARAK DELİKLİ DİFÜZÖR TASARIMI

Burak Emre YAPANMIŞ

ÖZ

Bu çalışmada delikli difüzör olarak kare tabanlı kesik piramit ve kesik koni geometrileri kullanılmıştır. Delikli difüzörlü boş hücre analizlerine başlamadan önce çalışmanın doğrulamasını tespit etmek için bir genişleme odasında iletim kaybı ve düz bir boruda akustik doğal frekans değerleri ölçölmüş, deneysel ve analitik olarak karşılaştırılmıştır. Doğrulama çalışmalarında alınan uygun sonuçlara istinaden difüzörsüz boş hücrenin doğal frekansları ve ses iletim kaybı daha sonra ise kare tabanlı kesik piramit ve kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrelerin ses iletim kaybı değerleri elde edilmiştir. Delikli difüzör için delik yerleşim şekli, delik geometrisi, porozite, koniklik açısı, difüzör ile giriş kesiti arası mesafe, et kalınlığı ve difüzör geometrisi değişken parametreler olarak kullanılmıştır. Bu parametrelerin ses iletim değerine etkileri ortaya konmuştur ve en iyi difüzör geometri parametresi belirlenmiştir.

Sayısal alışmalarda Ansys Workbench'in mesh tool modölü ve Actran kullanılmıştır. Analizlerde kullanılan katı modeller Solidworks programıyla oluşturulmuştur. Actran programıyla sayısal akustik analizler tamamlanmış, sonuçlar Matlab programında işlenerek iletim kaybı değerleri elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Actran, akustik performans parametreleri, akustik doğal frekans, susturucu, delikli difüzör, Isıtma-havalandırma-soğutma sistemleri

Danışman: Do. Dr. İbrahim SEVİM, Mersin Üniversitesi, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

DESIGN OF PERFORATED DIFFUSER AS A PRE-SILENCER

Burak Emre YAPANMIŞ

ABSTRACT

In this thesis, square cross section truncated pyramid and truncated conic perforated diffuser geometries are used. Before going through perforated diffuser cells analysis, verification process is done. Relying on the results obtained from verification processes, natural frequency of empty cell without perforated diffuser and their sound transmission loss values are obtained. After that sound transmission loss of square cross section truncated diffuser and truncated conic diffuser cells are obtained. Hole position, hole geometry, porosity, diffuser draft angle, the distance between the diffuser and the cross section entrance, the diffuser thickness and geometry are selected as analysis parameters. All of those parameters reveal an effect on the sound transmission values with and optimum geometric parameter for the diffuser is determined.

Actran and Ansys Workbench mesh tool module are used in numerical study. Solid models are created via Solidworks program. Numerical acoustic analyses are performed with Actran program, transmission loss values which is result from Actran are obtain and processed in Matlab.

Keywords: Actran, acoustic performance parameters, acoustic natural frequency, silencer, perforated diffuser, HVAC systems

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Ibrahim SEVİM, Department of Mechanical Engineering, University of Mersin

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının tamamlanmasında bana yardım eden, yol gösteren, tecrübelerini aktararak yönlendiren danışman hocam Sayın Doç. Dr. İbrahim SEVİM' e, benim titreşim ve ses alanında bilgi ve tecrübe edinmemi sağlayan Sayın Doç. Dr. Abdullah SEÇGİN' e ve Sayın Prof. Dr. A. Saide SARIGÜL' e, bana projesinde yer vererek her türlü imkânı sağlayan Sayın Prof. Dr. Suat CANBAZOĞLU' na sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans hayatım boyunca gerek bilimsel gerek manevi anlamda desteklerini esirgemeyen değerli arkadaşlarım, meslektaşlarım Altay OZANKAN' a, Murat KARA' ya, Yusuf İHTİYAROĞLU' na ve Ahmet ERDOĞAN' a teşekkürü bir borç bilirim.

Hayatımın her aşamasında bana destek olan sevgili annem, babam ve kardeşime sonsuz teşekkür ederim.

Yapılan yüksek lisans tezine konu olan çalışma, TÜBİTAK 114M748 numaralı proje kapsamında desteklenmiştir.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	iv
ÇİZELGELER DİZİNİ	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR	xi
1. GİRİŞ	1
1.1. TEZİN AMACI.....	2
1.2. TEZ ORGANİZASYONU.....	3
2. KAYNAK ARAŞTIRMALARI	4
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	8
3.1. SUSTURUCULAR	8
3.2. AKUSTİK PERFORMANS PARAMETRELERİ	12
3.2.1. Susturucuların Analitik Olarak Akustik Performans Parametrelerinin Belirlenmesi	15
3.2.1.1. Yansıma ve iletim denklemleri	15
3.2.1.2. Transfer matris metodu	18
3.2.2. Susturucuların Deneysel Olarak Akustik Performans Parametrelerinin Belirlenmesi	20
3.2.2.1. Ayırışma yöntemi	20
3.2.2.2. İki kaynak yöntemi.....	22
3.2.2.3. İki yük yöntemi	25
3.2.3. Susturucu Sisteminin Oluşturulmasında Sıklıkla Kullanılan Akustik Elemanlar ..	26
3.3. ACTRAN AERO-ACOUSTICS PROGRAMI.....	41
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	44

4.1. DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI	44
4.1.1. Dairesel Bir Kanalda Akustik Doğal Frekans	45
4.1.2. Bir Genişleme Odasında İletim Kaybı	46
4.1.3. Delikli Difüzörlerin Akustik Analizleri	47
4.1.3.1. Boş hücrenin akustik analizleri	49
4.1.3.2. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin akustik analizleri.....	51
Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör üzerindeki delik yerleşim şeklinin akustik performans üzerindeki etkisi	52
Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör üzerindeki delik geometrisinin akustik performans üzerindeki etkisi	53
Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör porozitesinin akustik performans üzerindeki etkisi	55
Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör koniklik açısının akustik performans üzerindeki etkisi	56
Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör konumunun akustik performans üzerindeki etkisi	57
Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzörün et kalınlığının akustik performans üzerindeki etkisi	59
Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör şeklinin akustik performans üzerindeki etkisi	59
Optimum özellikli kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin akustik analizi ve delikli difüzörsüz boş hücre ile karşılaştırılması.....	61
4.1.3.3. Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrelerin akustik analizleri.....	62
Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör delik geometrisinin akustik performans üzerindeki etkisi	63
Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör porozitesinin akustik performans üzerindeki etkisi	65
Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör koniklik açısının akustik performans üzerindeki etkisi	65

Kesik koni şeklindeki delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör konumunun akustik performans üzerindeki etkisi	67
Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör et kalınlığının akustik performans üzerindeki etkisi	68
Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör şeklinin akustik performans üzerindeki etkisi	69
Optimum özellikli kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin akustik analizi ve delikli difüzörsüz boş hücre ile karşılaştırılması.....	70
Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücre ile kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin iletim kaybı karşılaştırılması.....	72
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	74
KAYNAKLAR	76
ÖZGEÇMİŞ VE ESERLER LİSTESİ	81

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3. 1. K faktör değerleri	29
Çizelge 3. 2. C katsayı değerleri	29
Çizelge 4. 1. Akustik modlar ve doğal frekanslar	45
Çizelge 4. 2. Dairesel tüpün akustik doğal frekansları.....	46
Çizelge 4. 3. Boş hücrenin akustik doğal frekansları.....	50
Çizelge 4. 4. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörün değişken parametreleri ve değerleri	52
Çizelge 4. 5. Optimum özellikli kare tabanlı kesik piramit geomerili delikli difüzör parametreleri	61
Çizelge 4. 6. Kesik koni geometrili delikli difüzörün değişken parametreleri ve değerleri	63
Çizelge 4. 7. Optimum özellikli kesik koni geomerili delikli difüzör parametreleri	71

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3. 1. Aktif gürültü kontrolü	8
Şekil 3. 2. Disipatif yalıtım uygulamaları	9
Şekil 3. 3. Reaktif tip susturucu	11
Şekil 3. 4. Hibrit susturucu örneği	12
Şekil 3. 5. Eklenti kaybı örneği	13
Şekil 3. 6. Gürültü azatılımı örneği	13
Şekil 3. 7. İletim kaybı örneği	14
Şekil 3. 8. Gelen, yansıyan ve iletilen ses dalgaları	16
Şekil 3. 9. Sistemin alt yapıları	18
Şekil 3. 10. Ayrıştırma yöntemi	21
Şekil 3. 11. İki kaynak yöntemi	23
Şekil 3. 12. İki yük yöntemi	26
Şekil 3. 13. Düz boru görseli	27
Şekil 3. 14. Ani genişleme ve ani daralma kesiti örneği	27
Şekil 3. 15. a) Uzatılmış ani daralma b) uzatılmış ani genişleme c) ters genişleme d) ters daralma	28
Şekil 3. 16. Helmholtz rezonatör	29
Şekil 3. 17. İki kanallı perfore kanal kesiti	30
Şekil 3. 18. Eş merkezli rezonatör eleman	34
Şekil 3. 19. Çapraz akışlı genişleme elemanı	35
Şekil 3. 20. Çapraz akışlı daralma elemanı	36
Şekil 3. 21. Ters genişleme	37
Şekil 3. 22. Ters daralma	38
Şekil 3. 23. Açık uçlu ters akışlı genişleme elemanı	39
Şekil 3. 24. Açık uçlu ters akışlı daralma elemanı	40
Şekil 3. 25. Actran uygulama şeması	43
Şekil 4. 1. Akustik modal analiz test düzeneği	45
Şekil 4. 2. Akustik doğal frekans modları a) 170 Hz b) 340 Hz	46
Şekil 4. 3. Genişleme odasının boyutları	46
Şekil 4. 4. Genişleme odası için analitik ve sayısal iletim kaybı	47
Şekil 4. 5. Delikli difüzörlü boş hücrenin ölçüleri	48
Şekil 4. 6. a) Kare tabanlı kesik piramit, b) kesik koni geometriye sahip delikli difüzörlü boş hücre	48
Şekil 4. 7. Difüzör ve boş hücrenin ilk 4 akustik mod şekli a) birinci akustik doğal frekans, b) ikinci akustik doğal frekans, c) üçüncü akustik doğal frekans, d) dördüncü akustik doğal frekans	49
Şekil 4. 8. Boş hücre görseli	50
Şekil 4. 9. Boş hücre iletim kaybı sonuçları	51
Şekil 4. 10. Kare tabanlı kesik piramit şeklindeki delikli difüzörlü boş hücre	51
Şekil 4. 11. Delik yerleşim şekli a) düz, b) şaşırtmalı dizilim görseli	52

Şekil 4. 12. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörün delik yerleşim şeklinin akustik performans üzerindeki etkisi	53
Şekil 4. 13. Kare tabanlı kesik piramit şeklindeki a) dairesel, b) kare delikli difüzör görselleri.....	54
Şekil 4. 14. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörün delik geometrisinin akustik performans üzerindeki etkisi	54
Şekil 4. 15. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzör porozitesinin akustik performansa etkisi	55
Şekil 4. 16. a) 50°’deki b) 55°’deki c) 60°’deki kare tabanlı kesik piramit şeklindeki delikli difüzörün görseli	56
Şekil 4. 17. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörün koniklik açısının akustik performans üzerindeki etkisi.....	57
Şekil 4. 18. Kare tabanlı kesik piramit şeklindeki delikli difüzörün a) 50 mm’deki b) 100 mm’deki c) 150 mm’deki konumu.....	58
Şekil 4. 19. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzör konumunun akustik performans üzerindeki etkisi	58
Şekil 4. 20. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörün et kalınlığının akustik performansa etkisi	59
Şekil 4. 21. Kare tabanlı a) dışbükey, b) içbükey, c) düz kesik piramit geometrili delikli difüzör görselleri	60
Şekil 4. 22. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzör eğrilik yarıçapının akustik performans üzerindeki etkisi	60
Şekil 4. 23. Optimum parametrelili kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü ve difüzörsüz boş hücrenin akustik analizi karşılaştırılması.....	61
Şekil 4. 24. Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücre	62
Şekil 4. 25. Kesik koni geometrili a) dairesel, b) kare delikli difüzör görselleri	64
Şekil 4. 26. Kesik koni geometrili delikli difüzörün delik geometrisinin akustik performans üzerindeki etkisi	64
Şekil 4. 27. Kesik koni geometrili delikli difüzörün porozite oranının akustik performans üzerindeki etkisi	65
Şekil 4. 28. a) 60°’deki b) 80°’deki c) 100°’deki kesik koni şeklindeki delikli difüzörün görseli.....	66
Şekil 4. 29. Kesik koni geometrili delikli difüzörün koniklik açısının akustik performans üzerindeki etkisi	66
Şekil 4. 30. Kesik koni şeklindeki delikli difüzörün a) 50 mm’deki b) 100 mm’deki c) 150 mm’deki konumu	67
Şekil 4. 31. Kesik koni geometrili delikli difüzör konumunun akustik performans üzerindeki etkisi	68
Şekil 4. 32. Kesik koni geometrili delikli difüzörün et kalınlığının akustik performansa etkisi	69
Şekil 4. 33. a) dışbükey, b) içbükey, c) düz kesik koni geometrili delikli difüzör görselleri	70
Şekil 4. 34. Kesik koni geometrili delikli difüzörün eğrilik yarıçapının akustik performans üzerindeki etkisi	70

Şekil 4. 35. Optimum parametrelili kesik koni geometrili delikli difüzörlü ve difüzörsüz boş hücrenin akustik analizi karşılaştırılması	71
Şekil 4. 36. Optimum parametrelili kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücre ile kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin iletim kaybı karşılaştırılması	72



SİMGELER VE KISALTMALAR

c	Ses hızı
CAA	Hesaplamalı hava akustiği (Computational aeroacoustics)
f	Frekans
Hz	Hertz
IL	Ekleme Kaybı (Insertion Loss)
k	Dalga sayısı
Ma	Mach sayısı (V / c)
mm	Milimetre
NR	Gürlü Azaltımı (Noise Reduction)
T	Transfer fonksiyon
TL	İletim Kaybı (Transmission Loss)
V	Akış hızı
Z	Karakteristik empedans

1. GİRİŞ

Gürültü günümüzde istenmeyen bir olgu haline gelmiş ve ticari ürünlerin gelişmişlik düzeyini gösteren parametreler arasına girmiştir. Çevresel normlar ve insan sağlığı göz önüne alındığında, gürültünün belirlenen standartların altında olması istenmektedir. Özellikle son yıllarda gürültü üzerindeki yaptırımlar giderek artmaktadır.

Merkezi klima santrallerinde gürültü problemi müşteri memnuniyeti, yasal düzenlemeler ve kayıp enerjinin azaltılması açısından önemli bir yer teşkil etmektedir. Bu bağlamda, susturuculara önemli görev düşmektedir. Merkezi klima santrallerindeki susturucular, klima santralleri ya da havalandırma kanalları içerisinde gürültü seviyesini azaltmak için kullanılan ekipmanlardır. Ses basınç seviyesinin düşürülmesi, sesin yayındığı ortamda süreksizliklerin yaratılması veya ses yutucu elemanların kullanılması ile mümkündür. Susturucular sesi azaltma biçimlerine göre reaktif, disipatif (enerji tüketen) ve hem reaktif hem de disipatif olmak üzere sınıflandırılır.

Kanal sistemlerindeki gürültü, temelde havadan doğan ve yapıdan doğan gürültüler olmak üzere iki başlık altında toplanır. Havadan doğan gürültü, türbülanslı akışın katı yüzeylere çarpmasıyla üretilir. Yapıdan doğan gürültü ise akışın yapının yüzeylerini titreştirmesiyle oluşan ve iletilen gürültüdür. Örnek olarak havalandırma, ısıtma ve soğutma sistemlerinde oluşan gürültü hem hava kanallarındaki havanın iletilmesiyle hem de hava kanallarındaki titreşimin iletilmesiyle ortama geçer. Beton, çelik gibi katı, sert yapılar havadan doğan gürültüyü azaltmak için etkili bir çözüm olmasına rağmen yapıdan doğan gürültüde etkin değildir. Bu yüzden, gürültünün kaynağında çözüm üretilmesi çok önemlidir.

Endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılan yansıtıcı tip susturucular çalışma prensibine göre rezonatörler (ani genişleme odaları ve Helmholtz (yan-kol) rezonatörleri) ile yansıtıcı tip susturucular (delikli (perfore) borular ve yapılar) olarak iki başlıkta incelenebilir [1]. Bu tanımlamalara göre sunulan çalışmaya konu olan “Delikli Difüzörlü

Boş Hücre (Ön Susturucu)” için bir nevi rezonatör ve yansıtıcı tip susturucu içeren karma tip reaktif susturucu tanımlaması yapılabilir.

Bu tez kapsamında da tasarlanan difüzörler fandan çıkan havayı tüm hava kanalına homojen bir şekilde yayarak kanal içerisine basınçlandırılarak atılan havanın yan duvarlara çarparak oluşabilecek gürültüyü engellemesi amaçlanmaktadır.

1.1. TEZİN AMACI

Klima santrali üreticilerinin delikli difüzörlü boş hücre içindeki akış ve özellikle de akustik yapı hakkında elde yeterli bilimsel veri olmaması nedeniyle bu ünitelerden beklenen performansı yeterince sağlayamadıkları bilinmektedir. Klima santrallerinde enerji verimliliği ve akustik performans çok önemli olup, santrallerin ömür boyu maliyet analizlerinde % 40-50 oranında fanların elektrik enerjisi işletme giderlerinin yer aldığı ve disipatif (yutuculu) tip susturucu ünitelerinin ise ilk yatırım masrafları içerisinde yaklaşık % 20’lik önemli bir paya sahip olduğu görülmektedir [2]. Bu nedenlerle klima santrallerinde ilk yatırım masraflarının düşmesi, santral içi basınç düşümündeki küçük bir azalma ve akustik performansının iyileşmesi çok büyük bir önem arz etmektedir.

Bu tez kapsamında delikli difüzörlü boş hücrelerin sayısal olarak akustik analizlerinin yapılması ve irdelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda yapılan delikli difüzörlerin sayısal çalışmalarında akustik performansı belirleyen en etkin parametre olan iletim kaybı dikkate alınmıştır.

Sayısal çalışmalar sırasında difüzörün akustik zorlama altındaki davranışı incelenmiştir. Delik çapları, difüzör koniklik açısı, delik alanının toplam yüzey alanına oranı (perforasyon oranı), içbükey ve dışbükey yüzeylerin eğrilik yarıçapları, difüzörün boş hücre içindeki konumu, delik yerleşim şekli ve saç kalınlığı gibi birçok parametre susturucunun frekans davranışını etkileyen parametrelerdir. Belirlenen parametreler üzerinde değişiklikler yapılarak en uygun difüzör geometrisi belirlenmiştir. Sayısal

çalışmalarda Ansys Workbench'in mesh tool modülü ve Actran kullanılmıştır. Analizlerde kullanılan katı modeller Solidworks programıyla oluşturulmuştur. Actran programıyla sayısal akustik analizler tamamlanmış, sonuçlar Matlab programında işlenerek iletim kaybı değerleri elde edilmiştir.

1.2. TEZ ORGANİZASYONU

Bu çalışmada delikli difüzörlü boş hücrelerin sayısal ve deneysel akustik analizi yapılmıştır. Değişkenler olarak difüzörlerin akustik açıdan delik çaplarının, difüzör koniklik açısının, delik alanının toplam yüzey alanına oranının (perforasyon oranı), içbükey ve dışbükey yüzeylerin eğrilik yarıçaplarının, difüzörün boş hücre içindeki konumunun, delik yerleşim şekli ve saç kalınlığının detaylı bir şekilde difüzör üzerinde etkisi incelenmesi nedeniyle literatürdeki difüzörlerin akustik analizleri hakkındaki boşluğu dolduracağına inanılmaktadır.

Bu tez beş bölümden oluşmaktadır. Tezin birinci bölümünde tezin amacı, tez organizasyonu verilmiştir. İkinci bölümde bu alanda geçmişten günümüze yapılan çalışmalara yer verilmiştir. Üçüncü bölümde susturucular ve akustik performans parametreleri hakkında genel bilgi ve teorik alt yapı hakkında bilgilendirme yapılmıştır. Dördüncü bölümde sayısal çalışmalara yer verilmiştir. Sayısal çalışmalar sırasında farklı geometrik konfigürasyonlara ait difüzörlerin analizleri yapılmıştır. Bunun yanında değişken parametrelerin akustik etkileri irdelenmiştir. Beşinci bölümde tezin genel değerlendirmesi yapılmış, gelecek çalışmalara yönelik öneriler belirtilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMALARI

Bu bölümde susturucu ve difüzör sistemleri hakkında yapılan araştırmalara yer verilmiştir. Yapılan bu araştırmalarda susturucular üzerinde kronolojik olarak yapılan ilk çalışmalardan günümüze kadar geniş yer verilmiştir. Difüzör üzerinde ise akustik açıdan yeteri kadar kaynağa rastlanamamıştır.

Davis ve çalışma arkadaşları susturucu elemanları olarak kullanılan genişleme odası, uzatılmış giriş/çıkış ve rezonatörün transfer matrisine ait ifadeleri ilk defa kullanmışlardır [3].

Sullivan ve Crocker tüp rezonatörler ve perfore boru elemanlar için transfer matrisleri elde etmiştir [4].

Sullivan daha sonra yaptığı çalışmada perfore susturucunun kanal çapına, porozitesine, frekansına, boru et kalınlığına, boru üzerindeki deliklerin çapına ve deliklerden geçen akışkanın hızına bağlı olarak ampirik bir perforasyon empedansı formülü geliştirmiştir [5].

Munjal 1987 yılında“Acoustics of Ducts and Mufflers” adlı kitabını yayınlamak o zamana kadar oluşturulan bütün susturucu elemanlarının transfer matrislerini tek bir çatı altında toplamış ve hem kendisinden sonraki yazarlara hem de akustik üzerine çalışanlara yol gösterici bir kaynak olmuştur [6].

Bonfiglio ve Pompoli yaptıkları rezonatör olarak adlandırılan düzlem üzerine bir ve daha fazla delik açılarak ses yutma ve yansıma katsayıları deneysel ve bilgisayar programı yardımıyla bulunmuşlardır. Ek olarak perforasyonlu ve yutuculu eleman içeren bir susturucu ekipmanının sayısal ve deneysel karşılaştırması yapılmıştır. Sayısal çalışmalarda Comsol programı kullanılmıştır. Gelecek çalışmalarda akış etkisi de incelenmek istenmektedir [7].

Yasuda ve diğerleri yaptıkları çalışmada araçların egzoz sistemlerinde kullanılmak üzere; boru giriş kesit alanı, çıkış borusu uzunluğu, uzatılmış giriş kesiti, bir ve iki numaralı genişleme odasının hacmi gibi parametreler değiştirilerek beş farklı tipte oluşturulan susturucu konfigürasyonlarının gürültü azaltımını ve ses basınç seviyeleri farklarını deneysel ve analitik olarak karşılaştırılmıştır [8].

Hua ve arkadaşları yaptıkları çalışmada empedans matrisi ve süperpozisyon yaklaşımı kullanılarak deneysel olarak iletim ve eklenti kaybı değerlerinin bulunması gösterilmiştir. Susturucu geometrisi olarak iki girişli tek çıkışlı bir sistem kullanılmıştır [9].

Yu ve Cheng yaptıkları çalışmada farklı içyapılara sahip kare kesitli genişleme odalarına ait deneysel, analitik ve sayısal çalışmaların karşılaştırmalarını yapmışlardır. Genişleme odalarının i konfigürasyonu olarak karmaşık içyapılar, simetrik olmayan giriş, çıkış ve bunların kombinasyonları kullanılmıştır [10].

Cudina ve Prezelj yaptıkları çalışmada elektrikli süpürge fanının oluşturmuş olduğu gürültüyü azaltmak adına tasarlanmış oldukları difüzörü incelemişlerdir. Kullanılan difüzörün farklı çalışma koşulları altındaki davranışının deneysel olarak ses basınç seviyeleri hesaplanarak gürültü üzerindeki etkinliği ortaya konulmuştur. Kullanılan difüzör geometrisi üzerinde sadece çap değişimi yapılmıştır [11].

Chong ve Joseph rüzgâr tüneli tasarımı yapmışlardır. Tasarlanan tünelin en önemli parçalarını susturucu, difüzör, yerleştirilen oda ve nozül oluşturmaktadır. Tnel içerisinde gürültüyü azaltmak için iki adet susturucu ve bir adet gürültü kontrol valfi yerleştirilmiştir. Tnel içerisinde kullanılan difüzörün ise gürültüye olan etkisi değil pasif akış üzerindeki etkisi incelenmiştir [12].

Sarradj ve çalışma arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada bir rüzgâr türbini tasarımında nozül ve difüzör etkisinin akustik ve aerodinamik etkisi üzerinde durulmuştur. Tasarlanan difüzör disipatif eleman içermesinden dolayı akustik etkisi özel olarak incelenmiştir. Kullanılan difüzörün hava giriş ve çıkış kesiti, boyu ve çap değişikliği üzerinde durulmuştur [13].

Bayazit ve çalışma arkadaşları bir tünel içerisine yerleştirilmiş difüzörün kalınlığını, delik dizilimini, porozite oranlarını değiştirilerek laminar ve türbülanslı akış altındaki performansları deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir [14].

Kısa, uzun ve delikli yapıdaki rezonatörler içindeki akışkan hareketini incelemeye yönelik çalışmayı yürüten Wang ve Liao, hesaplamalarını taşınım mekanizması ile rezonatörün akustik direnç karakteristiklerini de kapsar şekilde kurgulamış ve delikli alanın büyütülmesinin ses seviyesinin indirgenmesindeki katkısını tespit etmişlerdir [15].

Zoccola yaptığı çalışmada rezonatör içindeki ızgara/örgü (grid) yapısının girişteki basınç dalgalanmalarını önlemeye yönelik tasarımının öneminden yola çıkarak, bu ızgara yapının tasarımı ile basınç dalgalanma karakterinin uyumlu olmaması durumunda salınımların devam edebildiğini hatta vorteks alanlarının periyodik olmaktan çok düzensiz bir yapıya bürünebildiğini işaret ederek rezonatör içindeki uyarılma sistemi ve genlik düzeylerinin ızgara konfigürasyonları ile ilişkisini belirlemeye yönelik hız ve ses ölçümleri yürütmüşlerdir [16].

Morris ve çalışma arkadaşları yaptıkları çalışmada ise rezonatör akış alanı içindeki daralma ve genişlemelerin oluşturduğu basınç farklılığı, salınım uyarlamaları ve ikincil kayıplar üzerine yoğunlaşmışlar ve rezonatörün tamamı ile genişleme ve daralma kısımlarındaki etkileşimleri ayrı ayrı ve karşılaştırmalı olarak mukayese etmişlerdir [17].

Nelson yaptığı çalışmada delikli bir plakadan geçen akıştan dolayı oluşan gürültüyü incelemiş ve oluşan gürültünün deliklerin çapını esas alan Strouhal sayısıyla olan ilişkisini ortaya koymuştur [18].

Kirby ve çalışma arkadaşları yaptıkları çalışmada tasarladıkları delikli disipatif susturucunun deneysel ve analitik olarak buldukları eklenti kayıplarının karşılaştırmasını yapmışlar ve disipatif tip susturucunun avantajlarını belirtmişlerdir. Deneysel çalışmada hem akışlı hem akışsız ortamda susturucunun performansı ortaya konulmuştur [19].

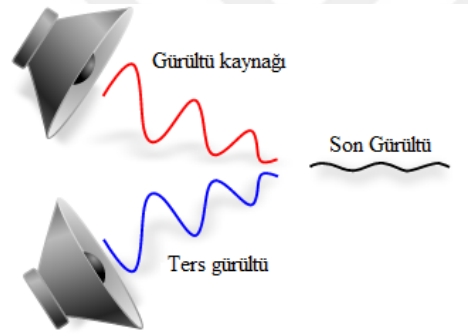
Naderzadeh ve arkadaşları yaptıkları 2 boyutlu sınır eleman analizleri sonucunda uygun şekilde yerleştirilmiş delikli plakaların, ses yalıtımında kullanılan Schroeder difzrlerinin performanslarını artırdıklarını göstermişlerdir. Buna göre klima santrallerinde kullanılan delikli difüzörlerin de uygun şekilde ve geometride kullanılmak suretiyle ses yalıtımına katkı yapabileceği anlaşılmaktadır [20].

Bu tez içerisinde difüzör ve susturuculara ait geniş bir literatür araştırması yapılmış olup daha önce tam olarak bu tez kapsamında yapılan herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. SUSTURUCULAR

Susturucular aktif ve pasif olmak üzere 2 grupta incelenir. Şekil 3.1’de görüldüğü gibi aktif susturucular, var olan gürültünün uygun fazda ve genlikte oluşturulan ikinci bir gürültüyle azaltılması prensibine dayanır. En yaygın kullanım alanı havacılık endüstrisidir. Pasif susturucularda ise gürültü, susturucu içerisindeki yutucu ve yansıtıcı elemanlar sayesinde yok olmakta veya azaltılmaktadır.



Şekil 3. 1. Aktif gürültü kontrolü

Pasif susturucular gaz akış yollarında yayınan ses dalgalarının basınç genliklerinin azaltılması amacı ile kullanılırlar. Merkezi klima santrallerinde kullanılan pasif susturucular ise gerek fanın gerekse klima santralleri ya da havalandırma kanalları içerisinde oluşan ses basınç seviyesini azaltarak istenilen seviyede tutmak için kullanılan ekipmanlardır. Ses basınç seviyesinin düşürülmesi sesin yayındığı ortamda süreksizliklerin yaratılması veya ses yutucu elemanların kullanılması ile mümkündür. Pratikte kullanılan pasif susturucular sesi azaltma biçimlerine göre reaktif (yansıtıcı), disipatif (enerji tüketen) ve hem reaktif hem de disipatif olarak kullanılan hibrit susturucular olmak üzere 3 ayrı grupta sınıflandırılırlar.

Merkezi klima santrallerindeki disipatif susturucular ses yutucu malzeme ile kaplanmış akış kanallarından oluşur. Reaktif susturucular ise yutucu malzeme içermeyen bir veya birden fazla elemandan oluşur. Birden fazla sayıda eleman bulunduğu bu susturucular paralel veya seri bağlanabilir [1].

Disipatif tip susturucular ses enerjisinin ısı enerjisine dönüştürme prensibine dayanır. Bu işlem, ses dalgalarının enerjisinin ses yutum özelliğine sahip olan malzemelere (cam yünü, taş yünü vb.) çarpıp hapsedilmesi ile gerçekleştirilir. Bir susturucunun disipatif tip susturucu sınıfına girebilmesi için yalıtım malzemenin kanal içerisindeki ses dalgasına müdahale etmesi gerekmektedir. Aksi takdirde kanal içerisindeki ses dalgasının genlikleri değişmeyeceğinden kanalın çıkış noktasındaki gürültü seviyesi düşmeyecektir. Bu uygulama sadece kanalın geçtiği bölgedeki gürültüyü azaltmaktadır. Fakat uygulamalarda tek başına disipatif susturucu örneği bulunmamaktadır. Bu sistemler genellikle reaktif tip susturucularla beraber kullanılmaktadır. Endüstride çokça karşılaşılan yanlışlarda biriside yapılan yalıtımın susturucu olarak kullanıldığı düşünülmektedir. Şekil 3.2’de endüstride kullanılan disipatif yalıtım uygulamaları gösterilmiştir.



Şekil 3. 2. Disipatif yalıtım uygulamaları

Disipatif tip susturucular genel olarak yüksek frekanslara sahip sesleri sönmülemde etkili olduklarından özellikle egzoz sistemlerinde, merkezi klima santrallerinde, havalandırma kanallarında yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Düşük akış

direnci ve y3ksek frekanslarda geniş bant g3r3lt3 yutum 3zelliği sergilemelerine rağmen, d3ř3k frekanslarda yeterli olamamaları ve belirli bir s3re sonra 3zelliklerini kaybetmelerinden dolayı t3m uygulamalar için uygun değildir [21].

Disipatif tip susturucularda susturucunun boyu kanal giriş kesitine bağlı olarak değişmektedir. 3rneğin silindirik bir kanalda susturucu boyu giriş kesitindeki çapın 2 katı uzunluğunda olması gerekmektedir. Kanal içerisinde gaz akış hızı 20 m/s değerini aşmaması ve akışın ses kaynağı olmaması gerekmektedir [1].

Reaktif susturucular disipatif susturucuların çok etkin olmadığı d3ř3k frekans 3z3mlerinde, yutucu malzemelerin ses basıncının azaltılmasına katkısının m3mk3n olmadığı durumlarda kullanılır [1]. Temel alışma prensibi ses dalgalarının susturucu içerisindeki s3reksizliklerden yansiyarak enerjisini kaybetmesi veya rezonans etkisiyle s3n3mlemesidir [21]. Reaktif susturucuların tasarımı g3 ve karmaşıktır. Çoğunlukla deneysel verilere dayanır. Başarılı olunabilmesi için pek çok fakt3r3n dikkate alınması gerekir [1]. Aksi takdirde bu 3nite ciddi bir ek g3r3lt3 kaynağı gibi çalışabilir [22]. Bu tip susturucuların seçimi ve kullanımı mutlaka uzmanlık gerektirir. Susturucuların ilave g3r3lt3 3retimi ve basıncı kaybı susturucu tasarımının ve kanal sistemindeki susturucunun konumunun fonksiyonu olup, bu t3r veriler genellikle deneysel olarak elde edilirler ve 3reticiler tarafından sunulurlar [23]. Reaktif susturucuların oluşturduğu ses d3ř3m3 etkisi frekansla ve sistemde yerleştirildikleri nokta ile çok b3y3k 3l3de değişir. Buna karşılık disipatif susturucular frekansa g3re daha 3niform ve tahmin edilebilir s3n3m karakterlidir ve yerleştirildikleri noktanın etkisi yoktur. Reaktif susturucular eğer s3n3mlemesi istenen tek bir frekans değeri varsa, buna g3re boyutlandırılarak kullanılır. Eğer daha geniş bir frekans aralığında s3n3m isteniyorsa, bu elemanlar seri ve paralel bağlanarak belirli karakterde s3n3m oluşturulmaya çalışılır. Tipik 3rnekleri ani genişleme odaları, delikli borular ve yan-kol rezonat3rleridir. Genel olarak bu tip susturucular, otomobil egzoz susturucuları, jenerat3r susturucuları ve end3striyel amaçlı olarak kullanılırlar [1]. Şekil 3.3'te reaktif tip susturucu 3rneği g3sterilmiştir.



Şekil 3. 3. Reaktif tip susturucu

Reaktif susturucular, gürültünün olduğu birçok endüstriyel proseslerde akışın kontrolü ve ses (gürültü) düşümünü sağlayan susturucular olarak oldukça geniş bir uygulama alanına sahiptir. İçten yanmalı motorları egzoz hatlarında, pnömatik (kompresör, fan, üfleç ve hava motoru) devreler, lüle, orifis, akış kontrol valfi ve blöf vana sistemleri [22], gaz türbini ve iş makinelerin hava giriş (emiş) kısımları en yaygın kullanım alanlarıdır [24]. Ses yutumu istenilen ancak toz vb. gibi kirleticilere müsaade edilmeyen yerlerde kullanılan bu tip susturucular günümüzde hala geliştirilmeye çalışılmaktadır.

Akış altında kullanılan reaktif susturucular için akış gürültüsünün azaltımı sırasındaki tehlike geri basınçtır. Geri basınç sonucunda motorda verimin düşmesine ve performans kayıplarına neden olmaktadır.

Şekil 3.4'te görüldüğü gibi bu iki tipin karışımı olan hibrit tip susturucular, hem reaktif hem de disipatif susturuculardan oluşmaktadır. Akustik enerjinin azaltımı bu tip susturucularda her iki mekanizma ile oluşmaktadır. Hibrit tip susturucularda reaktif ve sönümlü tip elemanlar birlikte kullanıldığından her iki susturucu tipinin özelliklerinden farklı bir durum ortaya çıkmaktadır. Bu çıkan önemli sonuç ile özellikle düşük ve orta

frekans alanlarında, gürültü problemlerinin görüldüğü egzoz sistemlerinde gürültünün giderilmesi için hibrit susturucuların kullanılmasının daha verimli olacaktır [26].



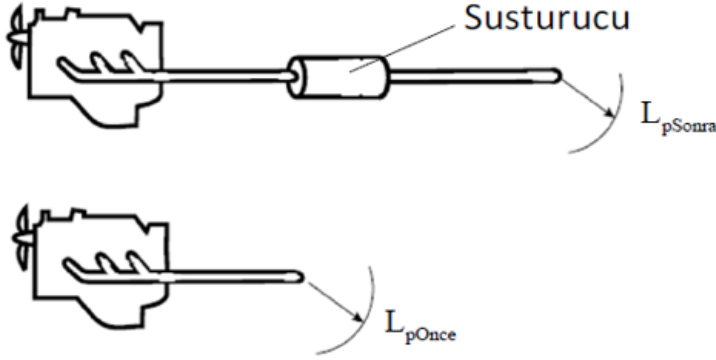
Şekil 3. 4. Hibrit susturucu örneği

3.2. AKUSTİK PERFORMANS PARAMETRELERİ

Susturucuların akustik performansını gösteren üç farklı parametre vardır. Bunlar eklenti kaybı (insertion loss (IL)), iletim kaybı (transmission loss (TL)) ve gürültü azaltımı (noise reduction (NR))'dır. Bu parametrelerden eklenti kaybı (IL) ve gürültü azaltımı (NR) susturucunun ve yerleştirildiği sistemin özelliklerine bağlı iken, iletim kaybı (TL) ise sadece susturucunun akustik performansı hakkında bilgi vermektedir.

Eklenti kaybı (IL) Şekil 3.5'te görüldüğü gibi sisteme olan ölçüm noktasının uzaklığı sabit kalmak koşuluyla susturucu kullanıldığı ve kullanılmadığı durumdaki ses basınç seviyesi farkıdır (Denklem 3.1). Bu parametre endüstriyel uygulamalarda çok yaygın ve kullanışlı olmasına rağmen, sadece susturucunun değil kaynağın ve çıkış

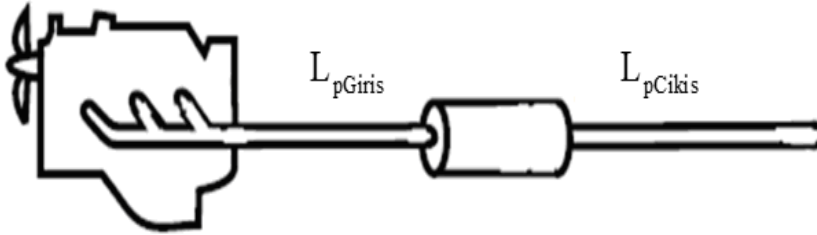
borusundaki ortamın yayınım empedansına bağlı olmasına rağmen sistemin ne kadar performans gösterdiğini veren en kullanılışlı parametredir. Deneysel olarak llmesi oldukça kolaydır.



şekil 3. 5. Eklenti kaybı rneği

$$IL = L_{p\text{Önce}} - L_{p\text{Sonra}} \quad (3.1)$$

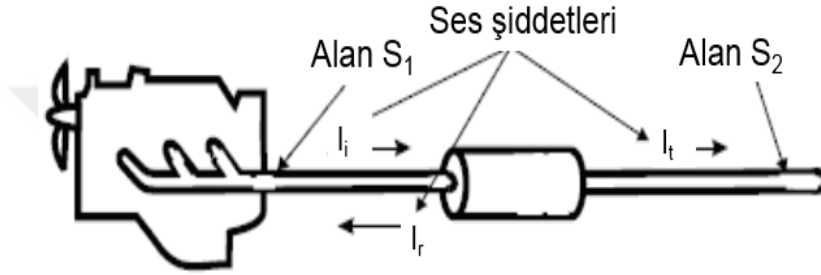
Gürültü azaltımı (NR), şekil 3.6'da grldği gibi susturucunun giriş borusu ile çıkış borusu arasındaki maksimum basınç seviyesi farkıdır (Denklem 3.2). İletim kaybına göre nispeten kolay llebilir bir yöntem olmasına karşın, bu parametre sadece susturucuya değil aynı zamanda susturucunun çıkışındaki ortamın yayınım empedansına bağlıdır.



şekil 3. 6. Gürültü azatlımı rneği

$$NR = L_{p\text{Giris}} - L_{p\text{Cikis}} \quad (3.2)$$

İletim kaybı (TL), Şekil 3.7’de görüldüğü gibi kaynaktan gelen ses dalgasının gücünün (W_i), iletilen ses dalgasının gücüne (W_o) olan oranı olarak tanımlanabilir (Denklem 3.3). İletim kaybı (TL) deneysel olarak belirlenmesi için farklı metotlar (klasik yöntem, ayrıştırma yöntemi, iki yük yöntemi, iki kaynak yöntemi vb.) bulunmaktadır.



Şekil 3. 7. İletim kaybı örneği

$$TL = 10 \log(W_i / W_o) \quad (3.3)$$

Klasik yöntemde giriş ve çıkış borusunda ses yeğinliği ölçülerek ses gücü belirlenir. Fakat bu ölçüm yönteminde ve ayrışma yönteminde çıkış borusundaki ses dalgasının geri dönmemesi istenir. Bu durum oldukça uzun bir çıkış borusu veya çıkış borusunun ucunda ses yutucu eleman kullanılması ile gerçekleştirilebilir. Bu imkânlar olmadığı durumda alternatif olarak yukarıda bahsedilen yöntemlerden en çok iki yük veya iki kaynak yöntemi kullanılmaktadır.

İletim kaybı, sadece susturucunun karakteristiği ile ilgili olduğu için susturucu hakkında en doğru bilgiye sahip olunabilecek akustik parametredir. Fakat zor ve karmaşık olmasından dolayı endüstriyel uygulamalarda genellikle tercih edilmez. Gürültü azaltımı ve eklenti kaybı yöntemleri daha kolay ve hızlı bir şekilde uygulandığı için özellikle eklenti kaybı daha sık kullanılan akustik parametrelerdir.

Susturucuların analizi yapılırken, yayınan dalganın özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir. İletim kaybı hesaplanması sırasında kullanılan mikrofonlar arası mesafe hesaplanabilmesi için düzlemsel dalga şartı sağlanması gereklidir. Düzlemsel dalgalar, yayınan sesin dalga boyunun boru çapından büyük olması durumunda gerçekleşmektedir. Aksi halde bu durumdan söz edilemez [26].

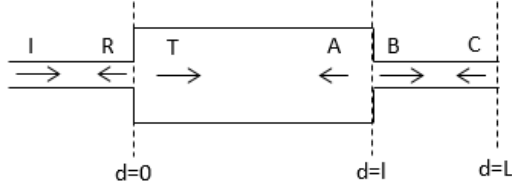
Susturucuların akustik performans parametrelerinin belirlenmesi için birden fazla deneysel ve analitik yöntem bulunmaktadır. Deneysel akustik performans parametrelerinin hesaplanmasında yukarıda verilen 3.1, 3.2, 3.3 numaralı denklemler maksimum ses basınç ve şiddet ölçümüyle elde edilebildiği gibi deneysel transfer matris yöntemiyle de elde edilebilir. Analitik olarak akustik performans parametrelerinin bulunmasında ise basınç ve kütle akış hızı sürekliliğiyle (yansıma ve iletim Denklemleri) ve analitik transfer matris yöntemiyle bulunmaktadır.

3.2.1. Susturucuların Analitik Olarak Akustik Performans Parametrelerinin Belirlenmesi

Susturucuların analitik olarak akustik performans parametrelerinin belirlenebilmesi için yansıma iletim denklemleri ve transfer matris yöntemi kullanılmaktadır.

3.2.1.1. Yansıma ve iletim denklemleri

Şekil 3.8'de kanal içerisinde susturucuların süreksizlik bölgelerinde kütle ve basınç eşitlikleri yazılır. İletilen ve yansıyan dalganın genlikleri, sınır koşulları denklemlerde yerlerine konularak gelen dalganın genliği cinsinden bulunur. Bu genlikler sayesinde iletim kaybı ve gürültü azaltımı parametreleri hesaplanır.



Şekil 3. 8. Gelen, yansıyan ve iletilen ses dalgaları

Kanal içerisinde yayılan dalgalar için, $d=0$ 'da ve $d=l$ 'de kütle ve basınç sürekliliği, $d=L$ 'de ise sadece basınç sürekliliği yazılır;

$$S_1(I - R) = S_2(T - A) \quad (3.4)$$

$$I + R = T + A \quad (3.5)$$

$$S_2(Te^{-jk_2l} - Ae^{jk_2l}) = S_3(Be^{-jk_3l} - Ce^{jk_3l}) \quad (3.6)$$

$$(Te^{-jk_2l} + Ae^{jk_2l}) = (Be^{-jk_3l} + Ce^{jk_3l}) \quad (3.7)$$

$$(Be^{-jk_3L} + Ce^{jk_3L}) = 0 \quad (3.8)$$

elde edilir. Bu denklemler,

$$\begin{bmatrix} -S_1 & -S_2 & S_2 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & S_2e^{-jk_2l} & -S_2e^{jk_2l} & -S_3e^{-jk_3l} & S_3e^{-jk_3l} \\ 0 & e^{-jk_2l} & e^{jk_2l} & -e^{-jk_3l} & -e^{jk_3l} \\ 0 & 0 & 0 & e^{-jk_3L} & e^{jk_3L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R \\ T \\ A \\ B \\ C \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -S_1 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} I \quad (3.9)$$

formatında düzenlenir ve

$$\{X\} = [A]^{-1} \{I\} \quad (3.10)$$

uygulanırsa basınç genlikleri elde edilir.

Gürültü azaltımı,

$$NR = 20 \log \left| \frac{I + R}{B + C} \right| \quad (3.11)$$

olarak bulunur.

Aynı işlemler yapılarak iletim kaybı parametresi bulunacaktır. İletim kaybı parametresinde çıkış ucundan yansıyan bir dalga olmaması nedeniyle Denklem 3.8 yazılmayacaktır. Bu duruma istinaden dalgaların basınç genliklerinin matrisi aşağıdaki gibi bulunur;

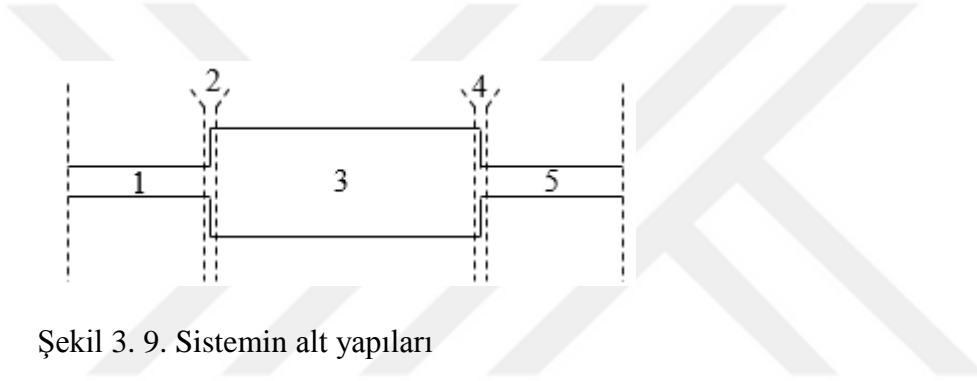
$$\begin{bmatrix} -S_1 & -S_2 & S_2 & 0 \\ 1 & -1 & -1 & 0 \\ 0 & S_2 e^{-jk_2 l} & -S_2 e^{jk_2 l} & -S_3 e^{-jk_3 l} \\ 0 & e^{-jk_2 l} & e^{jk_2 l} & -e^{-jk_3 l} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R \\ T \\ A \\ B \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -S_1 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} I \quad (3.12)$$

Denklem 3.12 uygulandığında dalgaların basınç genlikleri bulunur ve Denklem 3.13'de yerine konularak iletim kaybı değeri elde edilir.

$$TL = 20 \log \left| \frac{\sqrt{S_1} I}{\sqrt{S_3} B} \right| \quad (3.13)$$

3.2.1.2. Transfer matris metodu

Susturucular, giriş ve çıkış kesitindeki partikül hızı ve basınç değişimine neden olan akustik ekipmanlardır. Susturucuyu oluşturan her bir eleman, birbirlerinden ve giriş/çıkış koşullarından bağımsız olarak ifade edilirler [26]. Transfer fonksiyon metodunda susturucular Şekil 3.9’da gösterildiği gibi süreksizliklere neden olan alt elemanlara ayrıştırılırlar. Ayrılan her bir alt elemanın kendisine ait bir transfer fonksiyonuna sahiptir.



Şekil 3. 9. Sistemin alt yapıları

Tüm transfer fonksiyonun bir araya getirilmesiyle sistemin veya susturucunun transfer matrisi bulunur.

$$\tilde{T} = T_1 \cdot T_2 \cdot T_3 \cdot T_4 \cdot T_5 \quad (3.14)$$

Bu yöntemle elde edilen transfer matristen gürültü azaltımı Denklem 3.15’teki gibi bulunmaktadır.

$$NR = 20 \log \left| \frac{\tilde{T}_{11} Z_T + \tilde{T}_{12}}{D_{11} Z_T + D_{12}} \right| \quad (3.15)$$

\tilde{T} susturucunun transfer matrisi (T) ile çıkış borusunun transfer matrisinin (D) çarpımına eşittir. Eklenti kaybının formülasyonu Denklem 3.16’da verilmiştir.

$$IL=20\log \left| \frac{\tilde{T}_{11}Z_T+\tilde{T}_{12}+\tilde{T}_{21}Z_SZ_T+\tilde{T}_{22}Z_S}{D'_{11}Z_T+D'_{12}+D'_{21}Z_SZ_T+D'_{22}Z_S} \right| \quad (3.16)$$

Burada D susturucu kullanılmadan önce sistemin transfer matrisi, Z_S kaynak empedansı, Z_T ise açık uçlu borunun çıkışındaki ortamın yayınım empedansıdır.

$$Z_T = Y \frac{1+R}{1-R} \quad (3.17)$$

Yayınım empedansı hesaplamada kullanılan Y kullanılan borunun karakteristik empedans c/S , R ise yansıma katsayısıdır. Yansıma katsayısı Denklem 3.18'de gösterildiği gibi hesaplanır.

$$R = |R|e^{j(\pi-2k_0\delta)} \quad (3.18)$$

Burada δ ve $|R|$ deneysel olarak aşağıdaki gibi bulunmuştur [6];

$$\begin{aligned} \delta / r_0 &= 0,6133 - 0,1168(k_0 r_0)^2, & k_0 r_0 < 0,5 \\ \delta / r_0 &= 0,6393 - 0,1104k_0 r_0, & 0,5 < k_0 r_0 < 2 \end{aligned} \quad (3.19)$$

$$|R| = 1 + 0,01336k_0 r_0 - 0,59079(k_0 r_0)^2 + 0,33576(k_0 r_0)^3 - 0,06432(k_0 r_0)^4, \quad k_0 r_0 < 1,5 \quad (3.20)$$

Giriş ve çıkış borusundaki çapların eşit olması halinde iletim kaybı;

$$TL = 20\log \left| \frac{T_{11} + \frac{S}{c}T_{12} + \frac{c}{S}T_{21} + T_{22}}{2} \right| \quad (3.21)$$

şeklinde ifade edilir. S giriş ve çıkış borusundaki kesit alanları ifade etmektedir.

3.2.2. Susturucuların Deneysel Olarak Akustik Performans Parametrelerinin Belirlenmesi

Deneysel olarak eklenti kaybı (IL) ve gürültü azaltımı (NR) parametrelerini belirleme çok kolaydır. Eklenti kaybı için susturucu yokken ve varken çıkış konumuna göre eşit uzaklıkta olan mikrofondan alınan basınç farkına göre belirlenir. Gürültü azaltımı ise hareketli mikrofondan giriş ve çıkış boruları içerilerinden alınan maksimum basınçların oranı olarak belirlenir. Fakat iletim kaybı hesabı bu kadar kolay değildir. İletim kaybı bulunması için uygulanabilecek deneysel yöntemler; klasik yöntem, ayırışma, iki yük ve iki kaynak yöntemidir. Bu yöntemler Denklem 3.15 ve 3.16 kullanılarak eklenti kaybı ve gürültü azaltımı parametreleri hesaplanır.

3.2.2.1. Ayırışma yöntemi

Susturucuların iletim kaybı Denklem 3.3'teki gibi gelen ve iletilen ses dalgalarının güç seviyeleri oranıyla bulunmaktadır. Burada iletilen ses dalgasından yansıma olmaması için tam yutucu son veya çok uzun boru boyu olması istenir. Bu durumun sağlandığı düşünüldüğünde iletilen ses basıncı kolaylıkla ölçülürken gelen dalga yansımadan dolayı bu kadar kolay değildir. Şekil 3.10'da gösterildiği gibi giriş borusundaki iki mikrofon yöntemiyle gelen ve yansıyan dalganın spektrumları S_{AA} ve S_{BB} olarak ayrılmaktadır [27]. Mikrofonlar arası mesafe ise en küçük dalga boyunun yarısından küçük olacak şekilde ayarlanır, bu doğrultuda mikrofonlar arası mesafe;

$$z_2 - z_1 \leq \frac{c}{2f_{mak}} (1 - Ma^2) \quad (3.22)$$

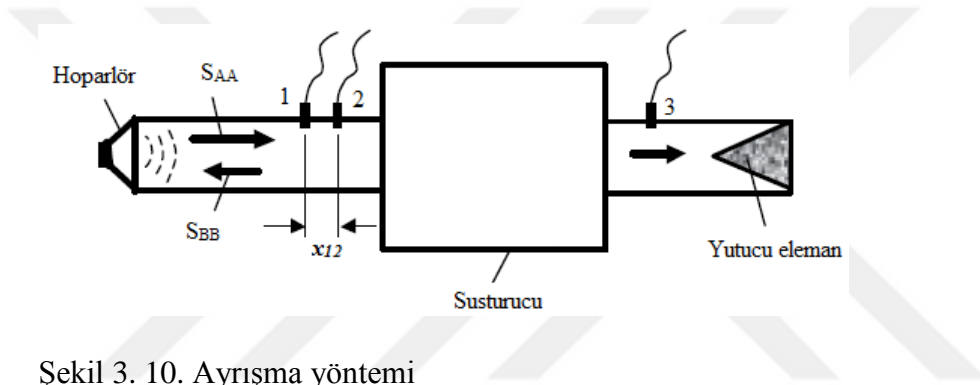
şeklinde hesaplanır [28]. Burada c ses hızı, f_{mak} frekans spektrumundaki maksimum frekans olup dairesel kesitli kanalları için;

$$f_{mak} < \frac{1.84 c}{\pi D} \quad (3.23)$$

ifadesine göre hesaplanır. Burada D kanal çapıdır. Dikdörtgen kesitli kanallarda ise;

$$f_{mak} < \frac{c}{2h} \quad (3.24)$$

şeklinde hesaplanır. Dikdörtgen kesitli kanallarda h dikdörtgenin en büyük kenar uzunluğudur.



Şekil 3. 10. Ayrışma yöntemi

Ayrışma teorisi sayesinde gelen dalganın spektrumu;

$$S_{AA} = \frac{S_{11} + S_{22} - 2C_{12} \cos kx_{12} + 2Q_{12} \sin kx_{12}}{4 \sin^2 kx_{12}} \quad (3.25)$$

Burada S_{11} ve S_{22} 1. ve 2. noktanın toplam akustik basıncının oto spektrası, C_{12} ve Q_{12} 1.ve 2. noktalar arasındaki spektrumun reel ve imajiner bölümü, k dalga sayısı, x_{12} mikrofonlar arası mesafedir.

Gelen dalganın ses basınç genliğı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$P_i = \sqrt{S_{AA}} \quad (3.26)$$

Aynı şekilde iletilen ses dalgasının ses basıncı bulunur. Gelen ve giden dalganın ses gücü ses basıncı cinsinden Denklem 3.27'deki gibi hesaplanır.

$$W_i = \frac{p_i^2}{\rho c} S_i, \quad W_t = \frac{p_t^2}{\rho c} S_o \quad (3.27)$$

Burada ρ akışkan yoğunluğu, c ses hızı, S_i ve S_o giriş ve çıkış borusu kesit alanıdır. Denklem 3.27 Denklem 3.3'te yerine yazılırsa;

$$TL = 20 \log_{10} \frac{p_i}{p_t} + 10 \log_{10} \frac{S_i}{S_o} \quad (3.28)$$

olarak bulunur.

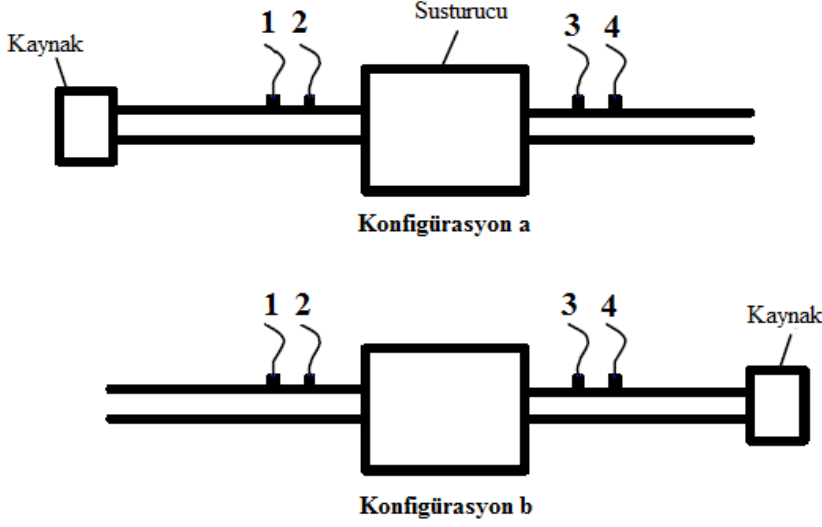
2.2.2.2. İki kaynak yöntemi

İki kaynak yöntemi transfer matris yaklaşımı ile hesaplanır. Akustik eleman dört kutup parametresine göre belirlenir. Genel transfer matris denklemi, Denklem 3.29'da verilmiştir.

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

Burada p_1 ve p_2 giriş ve çıkıştaki ses basıncı, v_1 ve v_2 giriş ve çıkıştaki partikül hızıdır. İki kaynak yöntemi Şekil 3.11'de gösterilmiştir. İki yük ve iki kaynak yöntemlerinde ikisi giriş ikisi çıkış borusunda olmak üzere toplamda dört mikrofon kullanılarak susturucunun transfer matrisi elde edilir. İlk olarak konfigürasyon a incelenirse, transfer matris yöntemi kullanılarak 1-2 ve 3-4 mikrofonları arası dört kutup

denklemleri elde edilir. Benzer şekilde 2-3 mikrofonları arasında temsil edilen susturucu Denklem 3.31'deki gibi hesaplanır.



Şekil 3. 11. İki kaynak yöntemi

$$\begin{bmatrix} p_{2a} \\ v_{2a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{23} & B_{23} \\ C_{23} & D_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{3a} \\ v_{3a} \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

Burada 'a' alt indisi konfigürasyon a'yı temsil etmektedir.

$$\begin{bmatrix} p_{2a} \\ \frac{1}{B_{12}}(p_{1a} - A_{12}p_{2a}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{23} & B_{23} \\ C_{23} & D_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{3a} \\ \frac{D_{34}}{B_{34}}p_{3a} + \left(C_{34} - \frac{D_{34}A_{34}}{B_{34}} \right) p_{4a} \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

Denklem 3.31 incelendiğinde sadece iki bilinene karşı A_{23} , B_{23} , C_{23} , D_{23} olmak üzere dört bilinmeyen vardır. Kaynağın konumu konfigürasyon b'deki gibi yer değiştirilerek iki denklem daha elde edilir.

$$\begin{bmatrix} p_{3b} \\ v_{3b} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{23} & -B_{23} \\ -C_{23} & D_{23} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} p_{2b} \\ v_{2b} \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} D_{23} & B_{23} \\ C_{23} & A_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{2b} \\ v_{2b} \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

Burada $\Delta = A_{23}D_{23} - B_{23}C_{23}$ 'dır.

Aynı yaklaşım kullanılarak;

$$\begin{bmatrix} p_{3b} \\ \frac{1}{B_{34}}(\Delta_{34}p_{4b} - D_{34}p_{4a}) \end{bmatrix} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} D_{23} & B_{23} \\ C_{23} & A_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_{2b} \\ \left(\frac{C_{12}}{\Delta_{12}} - \frac{A_{12}D_{12}}{\Delta_{12}B_{12}}\right)p_{1b} - \frac{A_{12}}{B_{12}}p_{2b} \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

Burada $\Delta_{12} = A_{12}D_{12} - B_{12}C_{12}$, $\Delta_{34} = A_{34}D_{34} - B_{34}C_{34}$. Denklem 3.31 ve 3.33 kullanılarak;

$$A_{23} = \frac{\Delta_{34}(H_{32a}H_{34a} - H_{32b}H_{34a}) + D_{34}(H_{32b} - H_{32a})}{\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (3.34)$$

$$B_{23} = \frac{B_{34}(H_{32a} - H_{32b})}{\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (3.35)$$

$$C_{23} = \frac{(H_{31a} - A_{12}H_{32a})(\Delta_{34}H_{34b} - D_{34}) - (H_{31b} - A_{12}H_{32b})(\Delta_{34}H_{34a} - D_{34})}{B_{12}\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} \quad (3.36)$$

$$D_{23} = \frac{(H_{31a} - H_{31b}) + A_{12}(H_{32b} - H_{32a})}{B_{12}\Delta_{34}(H_{34b} - H_{34a})} B_{34} \quad (3.37)$$

bulunur. Burada $H_{ij}=p_j/p_i$ 'dir. Akış ihmal edildiği varsayılırsa;

$$\begin{bmatrix} A_{12} & B_{12} \\ C_{12} & D_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl_{12} & j\rho c \sin kl_{12} \\ j \sin kl_{12} / (\rho c) & \cos kl_{12} \end{bmatrix} \quad \Delta_{12}=1 \quad (3.38)$$

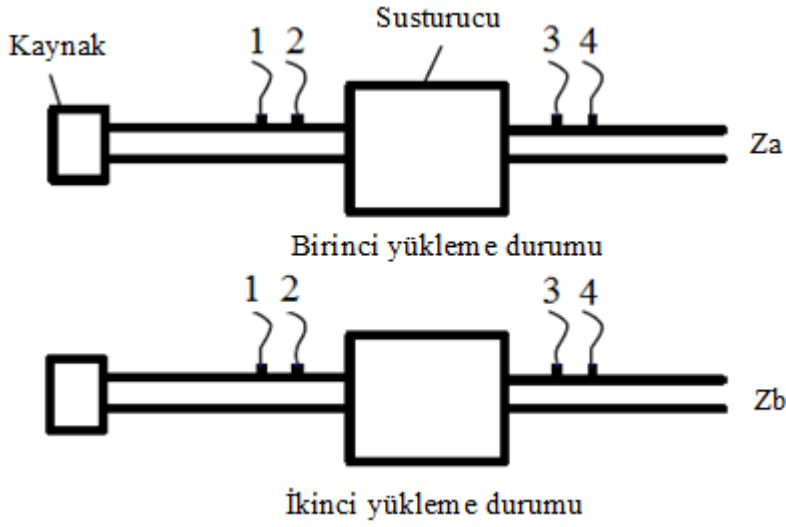
$$\begin{bmatrix} A_{34} & B_{34} \\ C_{34} & D_{34} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos kl_{34} & j\rho c \sin kl_{34} \\ j \sin kl_{34} / (\rho c) & \cos kl_{34} \end{bmatrix} \quad \Delta_{34}=1 \quad (3.39)$$

olarak hesaplanır. Dört kutup yöntemi için iletim kaybı (TL) denklemini Denklem 3.40'da vermiştir.

$$TL = 20 \log_{10} \left\{ \frac{1}{2} \left| A_{23} + \frac{B_{23}}{\rho c} + \rho c \cdot C_{23} + D_{23} \right| \right\} + 10 \log_{10} \left(\frac{S_i}{S_o} \right) \quad (3.40)$$

3.2.2.3. İki yük yöntemi

Denklem 3.31'de görüldüğü gibi A_{23} , B_{23} , C_{23} , D_{23} olmak üzere dört bilinmeyen vardır. Ek ikinci denklem kaynağın yerini değiştirmek yerine Şekil 3.12'de görüldüğü gibi farklı yükleme (çıkış) koşullarıyla aynı sonucu elde etmek mümkündür. Farklı yükleme koşullarını elde edebilmek için uygulanması gereken iki yöntem vardır. Birincisi iki farklı uzunlukta çıkış kanalı kullanmak, ikincisi aynı çıkış kanalı üzerinde farklı empedans koşulu yaratmaktır. Bu şartlar altında Denklem 3.34-37 aynı şekilde elde edilerek Denklem 3.40 kullanılarak dört kutup yöntemiyle iletim kaybı (TL) parametresi bulunur.



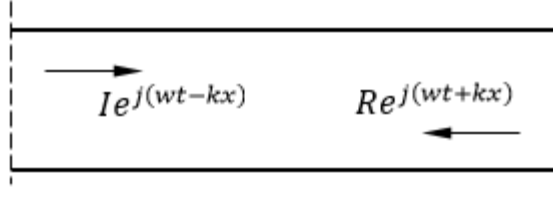
Şekil 3.12. İki yük yöntemi

Bu üç metot karşılaştırıldığında ayrışma yönteminin kullanılmasında pratikte yansıma oluşturmayacak kadar uzun bir kanal olmaması ve istenilen kadar iyi bir yutucu son bulunamamasından dolayı uygulamada güçlük çekilmektedir. Fakat iki yük ve iki kaynak yönteminde böyle bir sıkıntı yoktur. İki yük yönteminde dikkat edilmesi gereken tek nokta ise; yüksek yansıtıcı son kullanılmamasıdır. Bu gibi durumlar deneysel sonuçların bozulmasına yol açmaktadır.

İki yük yöntemi uygulaması kaynağın yeri değişmediği için iki kaynak yöntemi uygulamasına göre daha kolay olmasına rağmen, iki kaynak yönteminin daha uyumlu sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir [28]. İki kaynak yöntemi uygulanmak istenmesi durumunda, susturucunun ters çevrilmesi yeterli olacaktır.

3.2.3. Susturucu Sisteminin Oluşturulmasında Sıklıkla Kullanılan Akustik Elemanlar

Düz boru görseli Şekil 3.13'te şematize edilmiş ve transfer matrisi Denklem 3.41'de verilmiştir.



Şekil 3. 13. Düz boru görseli

$$T_{boru} = e^{-jMk_0l} \begin{bmatrix} \cos k_0l & jY \sin k_0l \\ \frac{j}{Y} \sin k_0l & \cos k_0l \end{bmatrix}_{boru} \quad (3.41)$$

Burada Y borunun karakteristik empedansı; $Y = c/S$ ile k_0 dalga sayısı ya da yayılma sabiti; $k_0 = \omega/c$ ile M Mach sayısı; $M = V/c$ ile ifade edilir.

Süreksizliğin iki basit tipi olan ani genişleme ve ani daralma kesiti Şekil 3.14 ile gösterilmiştir ve transfer matrisi Denklem 3.42’ de verilmiştir.

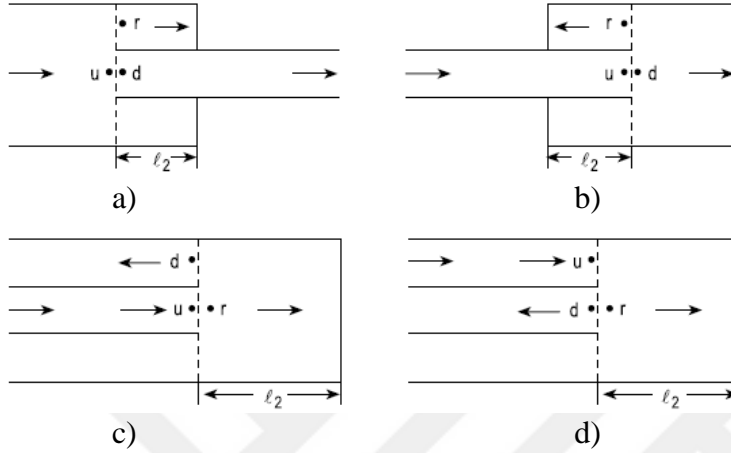


Şekil 3. 14. Ani genişleme ve ani daralma kesiti örneği

$$T_{süreksizlik} = \begin{bmatrix} 1 & K_d M Y_d \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

Bu formülde K_d ani genişleme kesiti için $K_d = (S_3/S_1 - 1)^2$, daralama kesiti için $K_d = (1 - S_5/S_3)/2$ ’dir. Y_d ise ani genişlemeyi ve daralmayı sağlayan borunun empedansıdır. Akış olmadığı durumlarda, Mach sayısı sıfır alınır ve Denklem 3.42 birim matrisine eşit olur.

Uzatılmış tüp elemanı görseli Şekil 3.15'te gösterilmiş ve transfer matrisi Denklem 3.43'te verilmiştir.



Şekil 3. 15. a) Uzatılmış ani daralma b) uzatılmış ani genişleme c) ters genişleme d) ters daralma

$$T = \begin{bmatrix} 1 & K_d M_d Z_d \\ \frac{C_r S_r}{C_r S_r Z_r + S_u M_u Z_u} & \frac{C_r S_r Z_r - M_d Z_d (C_d S_d + K_d S_u)}{C_r S_r Z_r + S_u M_u Z_u} \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

Uzatılmış düz ve ters giriş ve çıkış formülünde verilmiş u ve d indisleri giriş ve çıkış borusunun kesişimindeki ani alan süreksizliğini göstermektedir. K_d sıkıştırılmayan sıvının durgunluk basıncında düşüşü gösteren K faktörüdür. S_u , S_d , S_r indisli bölgedeki kesit alanlarıdır, M_u , M_d , M_r Mach sayılarıdır. Z_d , Z_u , Z_2 karakteristik akış empedanslarıdır. $Z_r = -jZ_2 \cot(kl_2)$ dairesel boşluklu rezonatörün giriş akış empedansıdır. K_d formülasyonu Çizelge 3.1'de C_d ve C_r değerleri ise Çizelge 2.2'de verilmiştir.

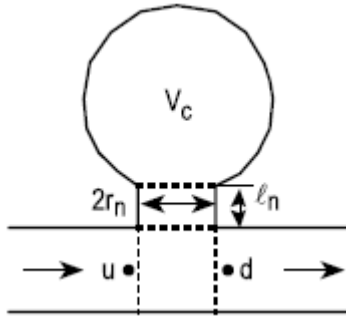
Çizelge 3. 1. K faktör değerleri

Eleman	K_d
Uzatılmış Ani Daralma	$(1-S_d/S_u)/2$
Uzatılmış Ani Genişleme	$(S_d/S_u-1)^2$
Ters Genişleme	$(S_d/S_u)^2$
Ters Daralma	0.5

Çizelge 3. 2. C katsayı değerleri

Eleman	C_d	C_r
Uzatılmış Ani Daralma	-1	-1
Uzatılmış Ani Genişleme	-1	1
Ters Genişleme	1	-1
Ters Daralma	1	-1

Helmholtz rezonatör görseli Şekil 3.16'da gösterilmiş ve transfer fonksiyonu (T) Denklem 3.44'te verilmiştir.



Şekil 3. 16. Helmholtz rezonatör

$$T = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_r & 1 \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

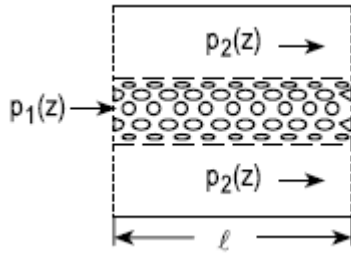
$$\underline{Z}_r = \rho_0 \left[\frac{\omega^2}{\pi c_0} \left\{ 2 - \frac{r_n}{r_u} \right\} + 0.425 \frac{M c_0}{S_n} + j \left\{ \frac{\omega l_{eq}}{S_n} - \frac{c_0^2}{\omega V_c} \right\} \right] \quad (3.45)$$

$$l_{eq} = l_n + t_w + 0.85 r_n \left(2 - \frac{r_n}{r_u} \right) \quad (3.46)$$

Burada u ve d ana akış borusunun çapı, r_n rezonatör boynunun yarıçapı, l_n rezonatör boynun uzunluğu, t_w et kalınlığı, V_c ise rezonatör hacmidir.

Helmholtz rezonatörler geri basınç etkisi yaratmadığından dolayı akışlı uygulamalarda basınç düşümüne bir etkisi olmadığı kabul edilir.

İki kanallı delikli elemanlar, perforasyonlu ve genişleme bölgesi l uzunluklu, tek giriş ve çıkışlı iki kısımdan oluşur ve yekpare bir elemanmış gibi transfer matris ile belirtilir (Şekil 3.17). Bu tip susturucular delik çevresindeki hacmin rezonansa girmesi durumuyla rezonatör etkisi oluşturularak, delikler arasından akışın geçmesiyle de dirence maruz kalarak gürültü azaltması sağlar.



Şekil 3. 17. İki kanallı perfore kanal kesiti

Şekil 3.17’de gösterilen iki kanallı eş merkezli perfore eleman için önerdikleri analitik iletim kaybı yaklaşımıyla perforasyonlu susturucu elemanları analizlerinin başlanmasını sağlamışlardır [4]. Bu denklemlerde Mach sayısı yaklaşık olarak sıfıra yakın

alınarak momentum ve süreklilik denklemleri ortak çözülerek elde edilmiştir. Sonuçlar Denklem 3.47’de verildiği gibi 4x4 transfer matris formunda belirtilmiştir. Daha sonra Munjal ve arkadaşları Mach sayısının sıfırdan farklı, akışlı durumlar için de ayrı bir formülasyon geliştirmiştir.

$$\begin{bmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ \underline{Z}_1 u_1(0) \\ \underline{Z}_2 u_2(0) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} & T_{13} & T_{14} \\ T_{21} & T_{22} & T_{23} & T_{24} \\ T_{31} & T_{32} & T_{33} & T_{34} \\ T_{41} & T_{42} & T_{43} & T_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_1(0) \\ p_2(0) \\ \underline{Z}_1 u_1(0) \\ \underline{Z}_2 u_2(0) \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

Burada $[T]=[A(0)][A(1)]^{-1}$ ifadesine eşit olmaktadır. $[A(z)]$ matrisinde i değerleri $i=1, 2, 3, 4$ değerlerini alır.

$$\begin{aligned} A_{1,i} &= \psi_{3,i} e^{\beta_i z}, & A_{2,i} &= \psi_{4,i} e^{\beta_i z} \\ A_{3,i} &= -\frac{e^{\beta_i z}}{jk + M_1 \beta_i}, & A_{4,i} &= -\frac{\psi_{2,i} e^{\beta_i z}}{jk + M_2 \beta_i} \end{aligned} \quad (3.48)$$

$[\psi]$ ve $[\beta]$ matrisleri sırasıyla Denklem 3.49’daki matrisin modal matris ve öz vektör matrisine eşittir.

$$\begin{bmatrix} -\alpha_1 & -\alpha_3 & -\alpha_2 & -\alpha_4 \\ -\alpha_5 & -\alpha_7 & -\alpha_6 & -\alpha_8 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.49)$$

$$\alpha_1 = -\frac{jM_1}{1-M_1^2} \left(\frac{k_a^2 + k_0^2}{k_0} \right), \quad \alpha_2 = \frac{k_a^2}{1-M_1^2}$$

$$\begin{aligned}
 \alpha_3 &= -\frac{jM_1}{1-M_1^2} \left(\frac{k_a^2 + k_0^2}{k_0} \right), & \alpha_4 &= -\left(\frac{k_a^2 + k_0^2}{1-M_1^2} \right) \\
 \alpha_5 &= -\frac{jM_2}{1-M_2^2} \left(\frac{k_b^2 + k_0^2}{k_0} \right), & \alpha_6 &= -\left(\frac{k_b^2 + k_0^2}{1-M_2^2} \right) \\
 \alpha_7 &= -\frac{jM_2}{1-M_2^2} \left(\frac{k_b^2 + k_0^2}{k_0} \right), & \alpha_8 &= \frac{k_2^2}{1-M_2^2}
 \end{aligned} \tag{3.50}$$

Burada;

$$k = w/c, \quad M_1 = V_1/c, \quad M_2 = V_2/c \tag{3.51}$$

$$k_a^2 = k^2 - \frac{4jk}{d_1\xi}, \quad k_b^2 = k^2 - \frac{4jkd_1}{(d_2^2 - d_1^2)\xi} \tag{3.52}$$

ξ perfore kısmın empedansdır. Farklı akış koşulları için farklı ampirik ifadelere sahiptir.

Perforasyon içerisinde akış olmaması durumunda ξ Denklem 3.53'teki gibi ifade edilir [4];

$$\xi = [0,006 + jk_0(t + 0,75d_h)]/\sigma \tag{3.53}$$

Perfore boruda çapraz akış olması halinde yani akışın büyük çoğunluğu 1. bölgeden 2. bölgeye ya da tam tersi olması durumunda ξ Denklem 3.54'deki şekilde ifade edilir [5];

$$\xi = \frac{p}{\rho c V} = \left[0,514 \frac{d_1 M}{l \sigma} + j0,95k(t + 0,75d_h) \right] / \sigma \tag{3.54}$$

Perfore boruda teğet akış olması halinde yani akışın büyük çoğunluğu perfore boru içerisinden geçip genişleme odasına geçmemesi durumunda ξ Denklem 3.55'deki gibi ifade edilir [33].

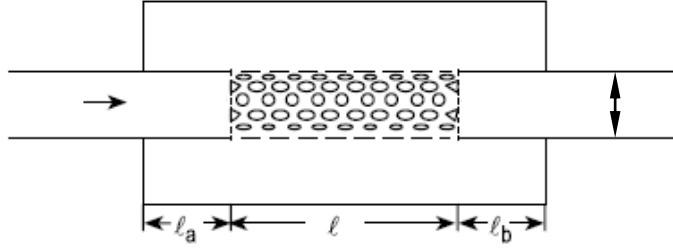
$$\xi = [7,337 \cdot 10^{-3} (1 + 72,23M) + j2,2245 \cdot 10^{-5} (1 + 51t)(1 + 204d_h) f] / \sigma \quad (3.55)$$

Denklem 3.55, 3.56 ve 3.57'de verilen ifadelerde d_1 perfore borunun çapını, f frekansı, M borudaki Mach sayısı, l perforenin boyu, σ gözeneklilik değeri, t perfore borunun kalınlığı, d_h delik çapını, V perforasyondaki radyal partikül hızını ifade etmektedir. Gözeneklilik Denklem 3.56'da verildiği gibi delikli yüzey alanının toplam yüzey alanına olan oranıdır.

$$\sigma = \frac{\sum S_p}{d_1 \pi l} \quad (3.56)$$

Bu aşamadan sonra bulunan 4x4 matris iki kanallı perforasyonlu elemanlar için sınır koşulları uygulayıp 2x2 boyutundaki transfer matrislere indirgenmektir. Final denklemleri farklı geometriye sahip iki kanallı perfore elemanlar için aşağıda verilmiştir.

Eş merkezli rezonatör görseli Şekil 3.18'de gösterilmiş ve transfer fonksiyonu (T) Denklem 3.57'de verilmiştir. Bu tür susturucular teğet akış prensibine göre çalışır. İlk olarak, perfore susturucuların bulunduğu yapıların transfer matrisi elde edilirken l uzunluğundaki delikli bölgenin 4x4'lük transfer matrisi elde edilir. Daha sonra sınır koşullar uygulanarak susturucunun 2x2'lik genel matrisi elde edilir.



Şekil 3. 18. Eş merkezli rezonatör eleman

$$T = \begin{bmatrix} T_{11} + A_1 A_2 & (T_{13} + B_1 A_2) Z_1 \\ (T_{31} + A_1 B_2) / Z_1 & T_{33} + B_1 B_2 \end{bmatrix} \quad (3.57)$$

$$\begin{aligned} A_1 &= (X_1 T_{21} - T_{41}) / F_1, & A_2 &= T_{12} + X_2 T_{14} \\ B_1 &= (X_1 T_{23} - T_{43}) / F_1, & B_2 &= T_{32} + X_2 T_{34} \end{aligned} \quad (3.58)$$

$$F_1 = T_{42} + X_2 T_{44} - X_1 (T_{22} + X_2 T_{24}) \quad (3.59)$$

$$X_1 = -j \tan(kl_a), \quad X_2 = j \tan(kl_b) \quad (3.60)$$

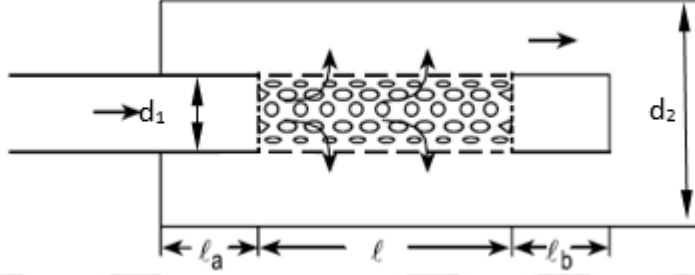
Burada X_1 ve X_2 sınır şartlarını ifade etmektedir. Eş merkezli rezonatör elemanın giriş ve çıkışındaki karakteristik empedans aynıdır.

$$Z_1 = \frac{\rho c}{S} \quad (3.61)$$

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.62)$$

Çapraz akışlı genişleme elemanı görseli Şekil 3.19'da gösterilmiş ve transfer fonksiyonu (T) Denklem 2.63'te verilmiştir. Eş merkezli rezonatör tip susturucu için

yapılan aynı işlemler çapraz akışlı genişleme içinde geçerlidir. Bu tür susturucular çapraz akış prensibine göre çalışır



Şekil 3. 19. Çapraz akışlı genişleme elemanı

$$T = \begin{bmatrix} T_{12} + A_1 & (T_{14} + B_1 A_2) Z_2 \\ (T_{32} + A_1 B_2) / Z_1 & (T_{34} + B_1 B_2) Z_2 / Z_1 \end{bmatrix} \quad (3.63)$$

$$\begin{aligned} A_1 &= (X_1 T_{22} - T_{42}) / F_1, & A_2 &= T_{11} + X_2 T_{13} \\ B_1 &= (X_1 T_{24} - T_{44}) / F_1, & B_2 &= T_{31} + X_2 T_{33} \end{aligned} \quad (3.64)$$

$$F_1 = T_{41} + X_2 T_{43} - X_1 (T_{21} + X_2 T_{23}) \quad (3.65)$$

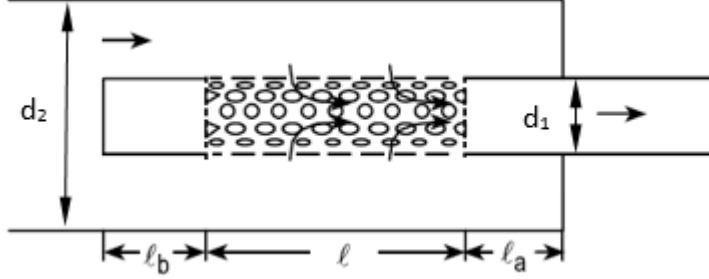
$$X_1 = -j \tan(kl_a), \quad X_2 = j \tan(kl_b) \quad (3.66)$$

Burada X_1 ve X_2 sınır koşullardır. Z_1 ve Z_2 giriş ve çıkış borusunun karakteristik empedansıdır.

$$Z_1 = \frac{\rho c}{S_1}, \quad Z_2 = \frac{\rho c}{S_2} \quad (3.67)$$

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} - S_1 \quad (3.68)$$

Çapraz akışlı daralma elemanı görseli Şekil 3.20’de gösterilmiş ve transfer fonksiyonu (T) Denklem 3.69’da verilmiştir.



Şekil 3. 20. Çapraz akışlı daralma elemanı

$$T = \begin{bmatrix} T_{21} + A_1 A_2 & (T_{23} + B_1 A_2) Z_2 \\ (T_{41} + A_1 B_2) / Z_1 & (T_{43} + B_1 B_2) Z_2 / Z_1 \end{bmatrix} \quad (3.69)$$

$$\begin{aligned} A_1 &= (X_1 T_{11} - T_{31}) / F_1, & A_2 &= T_{22} + X_2 T_{34} \\ B_1 &= (X_1 T_{13} - T_{33}) / F_1, & B_2 &= T_{42} + X_2 T_{44} \end{aligned} \quad (3.70)$$

$$F_1 = T_{32} + X_2 T_{34} - X_1 (T_{12} + X_2 T_{14}) \quad (3.71)$$

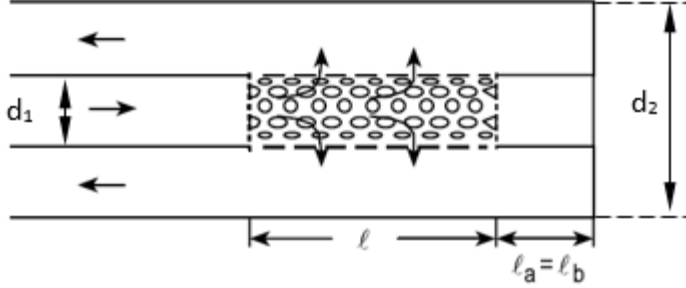
$$X_1 = -j \tan(kl_b), \quad X_2 = j \tan(kl_b) \quad (3.72)$$

Burada X_1 ve X_2 sınır koşullardır. Z_1 ve Z_2 giriş ve çıkış borusunun karakteristik empedansıdır.

$$Z_1 = \frac{\rho c}{S_1}, \quad Z_2 = \frac{\rho c}{S_2} \quad (3.73)$$

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} - S_1 \quad (3.74)$$

Ters genişleme elemanı görseli Şekil 3.21’de gösterilmiş ve transfer fonksiyonu (T) Denklem 3.75’te verilmiştir. Bu tip susturucular çapraz akış prensibine göre çalışır.



Şekil 3. 21. Ters genişleme

$$T = \begin{bmatrix} T_a & -T_b Z_2 \\ T_c / Y_1 & -T_d Z_2 / Z_1 \end{bmatrix} \quad (3.75)$$

Matrisi diğer benzer ilişkilere adapte etmek amacıyla T_b ve T_d , $u_2(0)$ yönünde olduğu için ters işaretli olacaktır.

$$\begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_1 & B_2 \\ B_3 & B_4 \end{bmatrix}^{-1} \quad (3.76)$$

$$\begin{aligned} A_1 &= T_{11} + X_a T_{13}, & A_2 &= T_{12} + X_a T_{14} \\ A_3 &= T_{31} + X_a T_{33}, & A_4 &= T_{32} + X_a T_{34} \\ B_1 &= T_{21} + X_a T_{23}, & B_2 &= T_{22} + X_a T_{24} \\ B_3 &= T_{41} + X_a T_{43}, & B_4 &= T_{42} + X_a T_{44} \end{aligned} \quad (3.77)$$

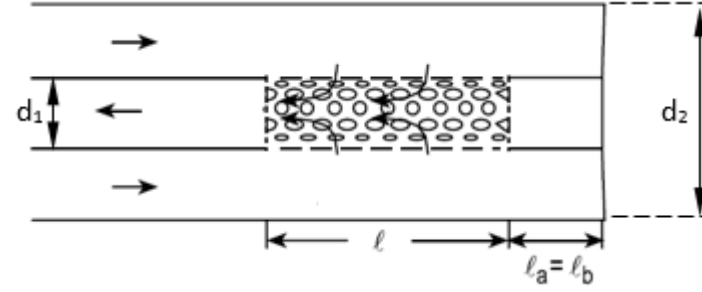
$$X_a = j \tan(kl_a) \quad (3.78)$$

Burada X_2 sınır koşuludur. Z_1 ve Z_2 giriş ve çıkış borusunun karakteristik empedansıdır.

$$Z_1 = \frac{\rho c}{S_1}, \quad Z_2 = \frac{\rho c}{S_2} \quad (3.79)$$

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} - S_1 \quad (3.80)$$

Ters daralma elemanı görseli Şekil 3.22’de gösterilmiş ve transfer fonksiyonu (T) Denklem 3.81’de verilmiştir. Bu tür susturucular çapraz akış prensibine göre çalışır.



Şekil 3. 22. Ters daralma

$$T = \begin{bmatrix} -T_a & -T_b Z_2 \\ T_c / Y_1 & T_d Z_2 / Z_1 \end{bmatrix} \quad (3.81)$$

$$\begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} B_1 & B_2 \\ B_3 & B_4 \end{bmatrix} \quad (3.82)$$

$$\begin{aligned} A_1 &= T_{32} + X_a T_{12}, & A_2 &= T_{34} + X_a T_{14} \\ A_3 &= T_{42} + X_a T_{22}, & A_4 &= T_{44} + X_a T_{24} \\ B_1 &= T_{31} + X_a T_{11}, & B_2 &= T_{33} + X_a T_{21} \\ B_3 &= T_{41} + X_a T_{21}, & B_4 &= T_{43} + X_a T_{23} \end{aligned} \quad (3.83)$$

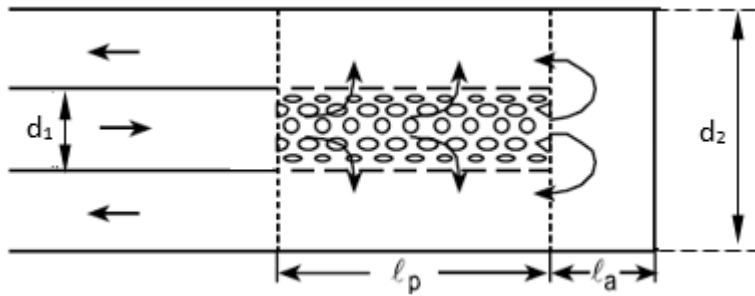
$$X_a = j \tan(kl_a) \quad (3.84)$$

Burada X_a sınır koşuldur. Z_1 ve Z_2 giriş ve çıkış borusunun karakteristik empedansıdır.

$$Z_1 = \frac{\rho c}{S_1}, \quad Z_2 = \frac{\rho c}{S_2} \quad (3.85)$$

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} - S_1 \quad (3.86)$$

Açık uçlu ters akışlı genişleme elemanı görseli Şekil 3.23'te gösterilmiş ve transfer fonksiyonu (T) Denklem 3.87'de verilmiştir.



Şekil 3. 23. Açık uçlu ters akışlı genişleme elemanı

$$T = \begin{bmatrix} T_a & -T_b Z_2 \\ T_c / Z_1 & -T_d Z_2 / Z_1 \end{bmatrix} \quad (3.87)$$

$$\begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix}^{-1} \quad (3.88)$$

$$A_{11} = T_{11}F_{11} + T_{12} + T_{13}F_{21}, \quad A_{12} = T_{11}F_{12} + T_{14} + T_{13}F_{22},$$

$$A_{21} = T_{31}F_{11} + T_{32} + T_{33}F_{21}, \quad A_{22} = T_{31}F_{12} + T_{34} + T_{33}F_{22},$$

$$B_{11} = T_{21}F_{11} + T_{22} + T_{23}F_{21}, \quad B_{12} = T_{21}F_{12} + T_{24} + T_{23}F_{22},$$

$$B_{21} = T_{41}F_{11} + T_{42} + T_{43}F_{21}, B_{22} = T_{41}F_{12} + T_{44} + T_{43}F_{22}, \quad (3.89)$$

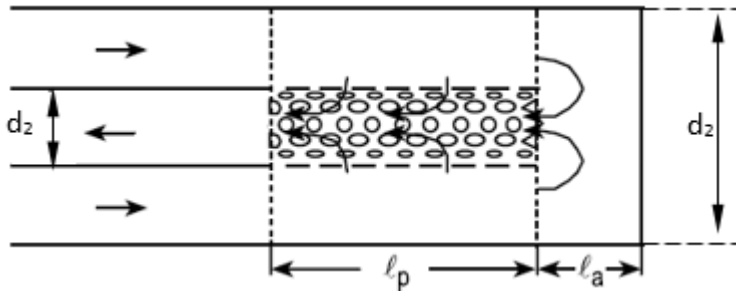
$$F_{11} = E_{11}, F_{12} = -\frac{E_{12}}{Z_2}, F_{21} = E_{21}Z_2, F_{22} = -\frac{E_{22}Z_2}{Z_1} \quad (3.90)$$

Burada E, Denklem 3.43'te verilen ters genişleme elemanın transfer matrisidir. Matris bulunurken $d_u=d_1$, $d_d=d_2$, $l_2=l_a$ değişikliği yapılmalıdır. Z_1 ve Z_2 giriş ve çıkış borusunun karakteristik empedansdır.

$$Z_1 = \frac{\rho c}{S_1}, Z_2 = \frac{\rho c}{S_2} \quad (3.91)$$

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} - S_1 \quad (3.92)$$

Açık uçlu ters akışlı daralma elemanı görseli Şekil 3.24'te gösterilmiş ve transfer fonksiyonu (T) Denklem 3.93'te verilmiştir.



Şekil 3. 24. Açık uçlu ters akışlı daralma elemanı

$$T = \begin{bmatrix} T_a & T_b Z_2 \\ -T_c / Z_1 & -T_d Z_2 / Z_1 \end{bmatrix} \quad (3.93)$$

$$\begin{bmatrix} T_a & T_b \\ T_c & T_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix}^{-1} \quad (3.94)$$

$$[C]=[R]+[U][F], \quad [B]=[P]+[Q][F] \quad (3.95)$$

$$\begin{aligned} P_{11} &= A_{11}, & P_{12} &= A_{13}, & P_{21} &= A_{31}, & P_{22} &= A_{33} \\ Q_{11} &= A_{12}, & Q_{12} &= A_{14}, & Q_{21} &= A_{32}, & Q_{22} &= A_{34} \\ R_{11} &= A_{12}, & R_{12} &= A_{23}, & R_{21} &= A_{41}, & R_{22} &= A_{43} \\ U_{11} &= A_{22}, & U_{12} &= A_{24}, & U_{21} &= A_{42}, & U_{22} &= A_{44}, \end{aligned} \quad (3.96)$$

$$[A] = [T]^{-1} \quad (3.97)$$

[T] perfore elemanlar için daha önceden tanımlanan 4×4 matristir.

$$F_{11} = D_{11}, F_{12} = D_{12}/Z_d, F_{21} = D_{21}Z_u, F_{22} = -D_{22}Z_u/Z_d \quad (3.98)$$

[D] Denklem Y'de verilen ters daralma elemanının transfer matrisidir. Matris bulunurken $d_u = d_1, d_d = d_2, l_2 = l_a$ değişikliği yapılmalıdır.

3.3. ACTRAN AERO-ACOUSTICS PROGRAMI

Endüstriyel çalışmalarda önemli adımlardan birisi kısa zamanda az kaynakla çok iş başarmaktır. Bilgisayar yardımlı mühendislik programları bu süreyi kısaltma ve kolaylaştırma adına en kullanışlı yoldur.

Farklı mühendislik problemleri için farklı mühendislik analiz programları kullanmak gerekmektedir. Titreşim ve hava akustiği konusundaki problemler için ise akustik alanında geliştirilmiş bilgisayar yardımlı mühendislik programı olan Actran en uygun programlardan birisidir.

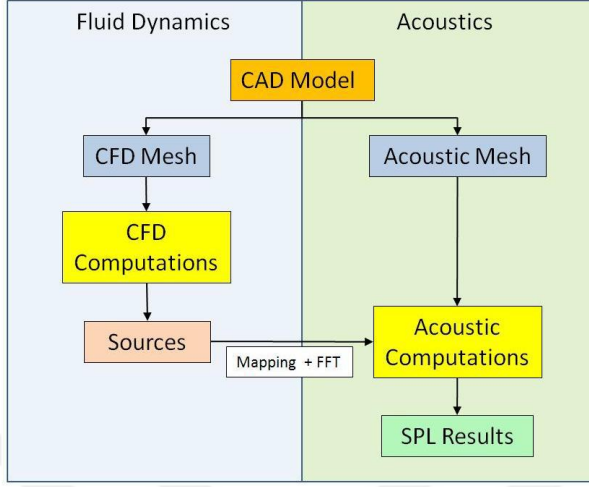
Actran programı akustik özellikler üzerinde çok geniş kütüphaneye sahip ve motorlu araç, sivil ve askeri hava taşıtı, hava taşıtı motoru, hoparlör ve diğer ses araçları üretimi gibi çok farklı alanlarda kullanılan bir yazılımdır. Özet olarak, geniş akustik hesaplama kapasitesiyle Actran mühendislere ürünlerinde gürültü azaltma konusunda yardım etmektedir. Ayrıca, Actran sadece gürültü azaltma konusunda değil aynı zamanda ses kalitesini artırma konusunda da etkili bir programdır. Ses kalitesini arttırmak üzere telefonlar, kameralar, bulaşık, çamaşır makineleri üzerinde yapılan analizler örnek verilebilir.

Actran vibro-acoustics ve aero-acoustics olmak üzere iki farklı modülden oluşmaktadır. Vibro-acoustics modülünde ses kaynağından dolayı yapıda oluşan titreşimlerin analizi yapılırken aero-acoustic modülünde ise gürültünün hava üzerindeki yayılım analizleri yapılmaktadır. Bu çalışmada Actranın aero-acoustics modülü kullanılmıştır.

Actran aero-acoustic modülüne kısaca hesaplamalı hava akustiği (CAA) denilmektedir. CAA yöntemini kullanabilmek için 3 farklı yöntem mevcuttur. Bunlar;

- Direkt Metot: Tüm analiz adımları akustik programında uygulanır.
- Hibrit Metot: Hesaplamalı akışkan dinamiği analizi sonuçlarının (ρ , v , p) CAA'ya aktarılmasıyla uygulanan analizdir.
- Yarı ampirik metot: Deneysel veriler CAA'ya aktarılarak uygulanan analizdir.

Bu teknikler Şekil 3.25'te grafiksel olarak gösterilmiştir. Difüzörlerin akustik performanslarını belirleyebilmek için bu çalışmada direkt metot kullanılmıştır. Difüzörlerin akış altındaki davranışlarını belirleyebilmek için ise hibrit metot kullanılmalıdır. Hibrit metot için sistem sıkıştırılmaz ($M < 0.3$) ise sadece hız çıkışı kullanılacaktır. Fakat sistem sıkıştırılabilir ($M > 0.3$) ise hız ve yoğunluk değerleri kullanılmalıdır.



Şekil 3. 25. Actran uygulama şeması

Actran'ın doğru modülünü seçme, programı doğru bir şekilde kullanıp yorumlayabilmek için temel akustik bilgi birikiminin olması gerekmektedir.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bir mühendislik problemini çözebilmek için deneysel, sayısal ve analitik yöntemlerden faydalanılır. Karmaşık geometrili problemlerin çözümünde analitik yöntemler kullanmak büyük bir zorluk teşkil etmektedir. Bu noktada deneysel ve sayısal çalışmalar ön plana çıkmaktadır. Yapılan her parametre değişikliğinde deneysel çalışmalar için yeni bir numune üretmek çok masraflı ve güç bir yöntem olması nedeniyle sayısal çalışmalar deneysel veya analitik yöntemlerle karşılaştırma yapıldıktan sonra uygun geometri seçiminde en etkili yöntem olmaktadır.

Günümüzde birçok mühendislik problemi bilgisayar yardımlı analiz programlarıyla çözümlenmektedir. Projelerin tasarım aşamasındayken yapılan revizyonlarında dâhi bilgisayar yardımlı analiz sonuçları dikkate alınmaktadır. Bu tez kapsamında da akustik çalışmalarda kullanılmak üzere bir bilgisayar destekli mühendislik programı olan Actran 15 programının Aero-Acoustics modülü kullanılmıştır. Bu çalışmada iki farklı delikli difüzör geometrisi üzerinde çalışılmıştır.

4.1. DOĞRULAMA ÇALIŞMALARI

Delikli difüzörlü boş hücrelerin analizlerine geçmeden önce bir genişleme odası ve empedans set düzeneği olarak kullanılan pirinç boru için doğrulama çalışmaları yapılmıştır. Genişleme odası kullanılarak yapılan çalışmalarda sistemin analitik iletim kaybı (TL) değerleri, dairesel kanalın ise akustik doğal frekansları analitik ve deneysel olarak bulunmuş ve sayısal verilerle karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmalar Dokuz Eylül Üniversitesi Titreşim ve Ses Laboratuvarı bünyesinde gerçekleştirilmiş olup elde edilen deneysel, analitik ve sayısal sonuçlarda büyük uyumluluk gözlenmiştir.

4.1.1. Dairesel Bir Kanalda Akustik Doğal Frekans

Akustik doğal frekans yapısal doğal frekans kadar önemli bir parametredir. Akustik frekanslar, akustik modlar yapısal özelliklerle ve malzemeye ilgili değil, yapının içinde bulunan akustik hacim ile ilgilidir. Malzemeye bağlaştırla bilinecek tek fark akışkan hacmini çevreleyen yüzeylerin rijitliği hakkında bilgi veren yüzey empedansdır. Bu nedenle akustik doğal frekans formüllerinde malzeme özelliğiyle ilgili herhangi bir ifade bulunmamaktadır. Farklı sınır koşulları için dairesel kanallara ait akustik doğal frekans ve mod şekli formülasyonu Çizelge 4.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 4. 1. Akustik modlar ve doğal frekanslar (c: ses hızı [m/s] ve L: boru uzunluğu) [29]

Sınır Koşul	Doğal Frekans [Hz]	Mod Şekli	
Kapalı-Kapalı	$\frac{i.c}{2.L}$	$\frac{\cos(i..\pi.x)}{L}$	i=0,1,2..
Kapalı-Açık	$\frac{i.c}{4.L}$	$\frac{\cos(i..\pi.x)}{2.L}$	i=1,3,5..

Deneyel akustik modal analiz yalıtılmış bir kabin içerisinde gerçekleştirilmiştir (Şekil 4.1). Akustik doğal frekansların bulunması için frekans tarama metodu kullanılmıştır. Bu metotta sistem, ilgilenilen frekans aralığında ayırık tonal zorlamalar ile zorlanıp mikروفon vasıtasıyla frekans cevap eğrisi deneyel olarak oluşturulur. Güvenilirliğin sağlanabilmesi için deneyler 3 defa tekrarlanır.



Şekil 4. 1. Akustik modal analiz test düzeneği

Deneyel, sayısal ve analitik akustik doğal frekanslar Çizelge 4.2’de verilmiştir. İlk iki akustik doğal frekans modları ise Şekil 4.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 4. 2. Dairesel tüpün akustik doğal frekansları

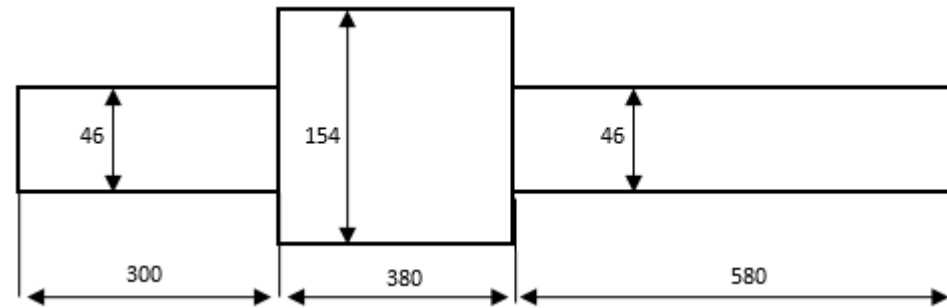
Analitik [Hz]	Deneyel [Hz]	Sayısal [Hz]
171,8	170,5	170
343,5	349	340.001
515,3	506,7	510.002
687	661,7	680.004
858,8	818,7	850.008



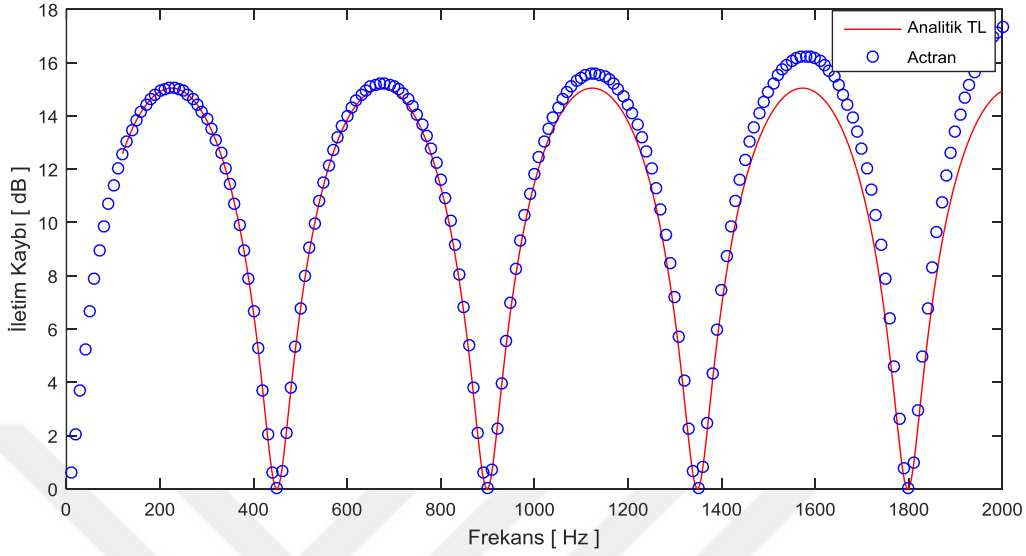
Şekil 4. 2. Akustik doğal frekans modları a) 170 Hz b) 340 Hz

4.1.2. Bir Genişleme Odasında İletim Kaybı

Genişleme odası en temel susturucu ekipmandır. Özellikle egzoz sistemlerinin vazgeçilmez bir unsuru haline gelmiştir. Doğrulama çalışması yapılacak olan genişleme odasının ölçüleri Şekil 4.3’te gösterilmiştir. Şekil 4.3’e ait analitik transfer matris çözümü Denklem 3.17, 3.41 ve 3.42 kullanılarak elde edilmiştir. Analitik ve sayısal sonuçlar karşılaştırılmış ve mükemmel bir uyum gözlenmiş olup sonuçlar Şekil 4.4’te verilmiştir.



Şekil 4. 3. Genişleme odasının boyutları

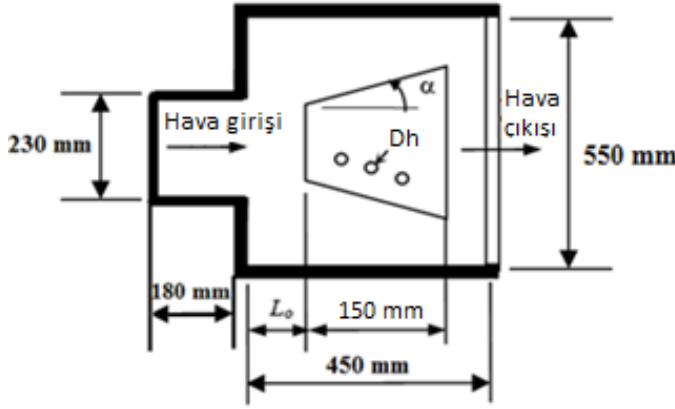


Şekil 4. 4. Genişleme odası için analitik ve sayısal iletim kaybı

Şekil 4.4 incelendiğinde büyük bir uyum gözlenmektedir fakat 1400 Hz'deki frekanslardan sonra belirli bir sapma vardır. Bunun nedeni 1400 Hz'den sonraki frekanslarda Denklem 3.23'te verilen düzlemsel dalga şartının sağlanamamasıdır.

4.1.3. Delikli Difüzörlerin Akustik Analizleri

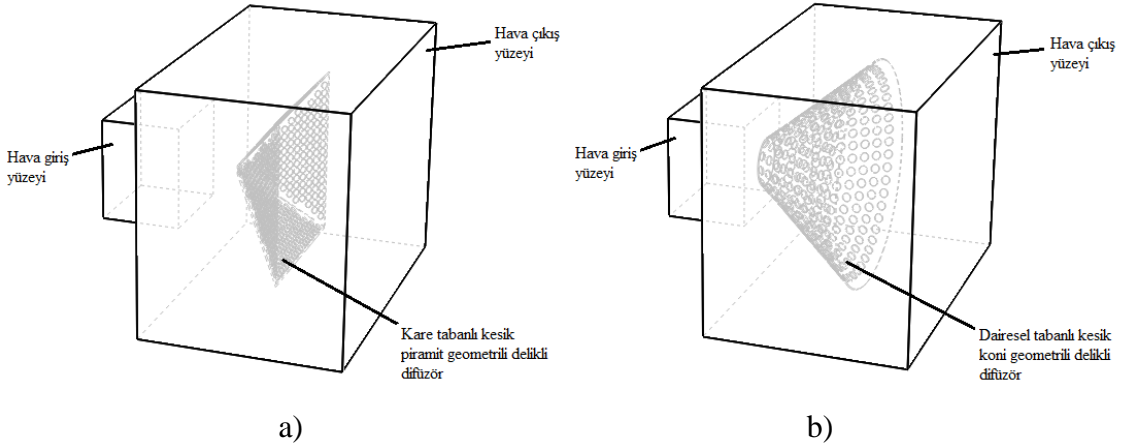
Bu çalışmada delikli difüzör olarak kare tabanlı kesik piramit ve kesik koni geometrileri kullanılmıştır. Öncelikle hücrenin difüzsüz boş halinin doğal frekansları ve ses iletim kaybı, daha sonra ise kare tabanlı kesik piramit ve kesik koni geometri delikli difüzörlü boş hücrelerin ses iletim kaybı elde edilmiştir. Delikli difüzörler için delik geometrisi, deliklerin dizilim şekilleri, porozite, et kalınlığı, koniklik açısı, hava giriş yüzeyi ile delikli difüzörün tepe kesiti arasındaki mesafe ve difüzör şekli (eğrilik yarıçapı) değişken parametreler olarak belirlenmiş ve bu parametrelerin ses iletim kaybı değerine etkileri ortaya konmuştur. Delikli difüzörlü boş hücrelerin geometrik ölçüleri Şekil 4.5'te verilmiştir



Şekil 4. 5. Delikli difüzörlü boş hücrenin ölçüleri

Yapılan çalışmada hücre kesiti $730 \text{ mm} \times 550 \text{ mm}$, hücre derinliği 450 mm olarak alınmıştır. Boş hücreye havanın girdiği kesit $230 \text{ mm} \times 230 \text{ mm}$, difüzör tepe kesiti $10 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ boyutlarındadır. Difüzörün tepe kesitinin difüzör taban kesitine uzaklığı (L) 150 mm ' dir. Koniklik açısı; α sembolü ile sembolize edilmiştir.

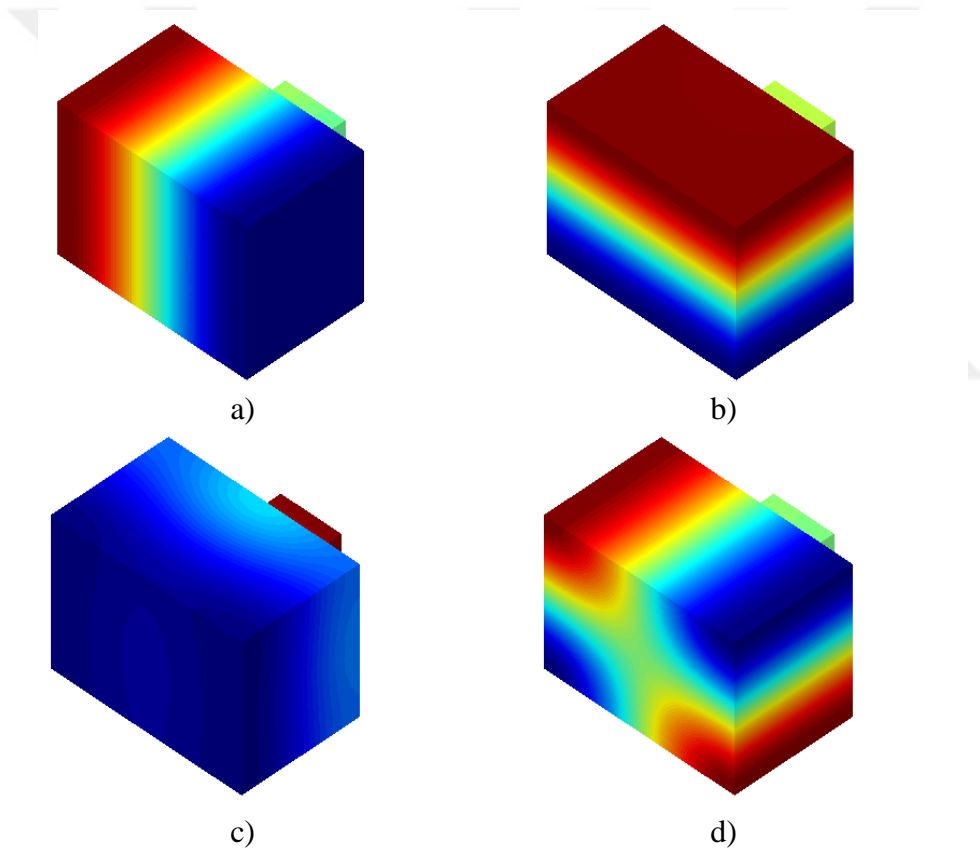
Kare tabanlı kesik piramit ve kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin katı modeli Şekil 4.6'da gösterildiği gibidir.



Şekil 4. 6. a) Kare tabanlı kesik piramit, b) kesik koni geometriye sahip delikli difüzörlü boş hücre

4.1.3.1. Boş hücrenin akustik analizleri

Boş hücrenin ölçülerine istinaden Actran Aero-Acoustic programında öncelikle difüzyörsüz boş hücrenin akustik doğal frekans analizi yapılmıştır. Sonuçlar Çizelge 4.3'te verilmiş olup, iki hacim için ilk dört akustik mod görüntüsü Şekil 4.7'de verilmiştir. Çizelge 4.3'te bulunan frekanslar sistemin akustik doğal frekansları olmasından dolayı fan devrinin (devir/s) bu frekanslardan birisinde çalıştırılmasından kaçınılmalıdır.

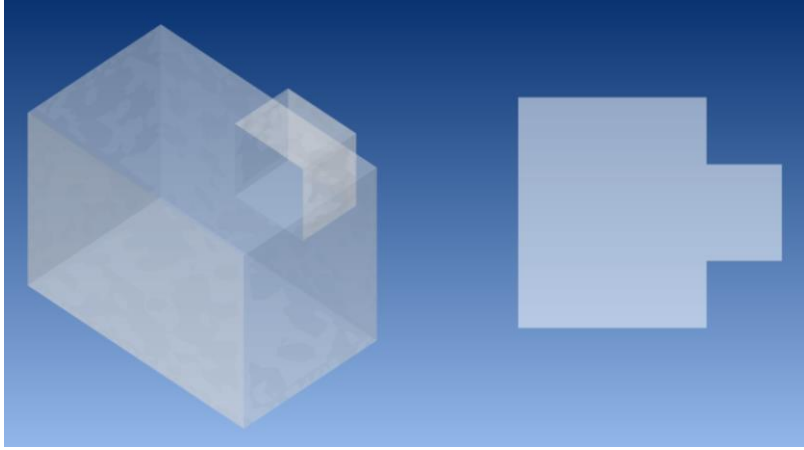


Şekil 4. 7. Difüzör ve boş hücrenin ilk 4 akustik mod şekli a) birinci akustik doğal frekans, b) ikinci akustik doğal frekans, c) üçüncü akustik doğal frekans, d) dördüncü akustik doğal frekans

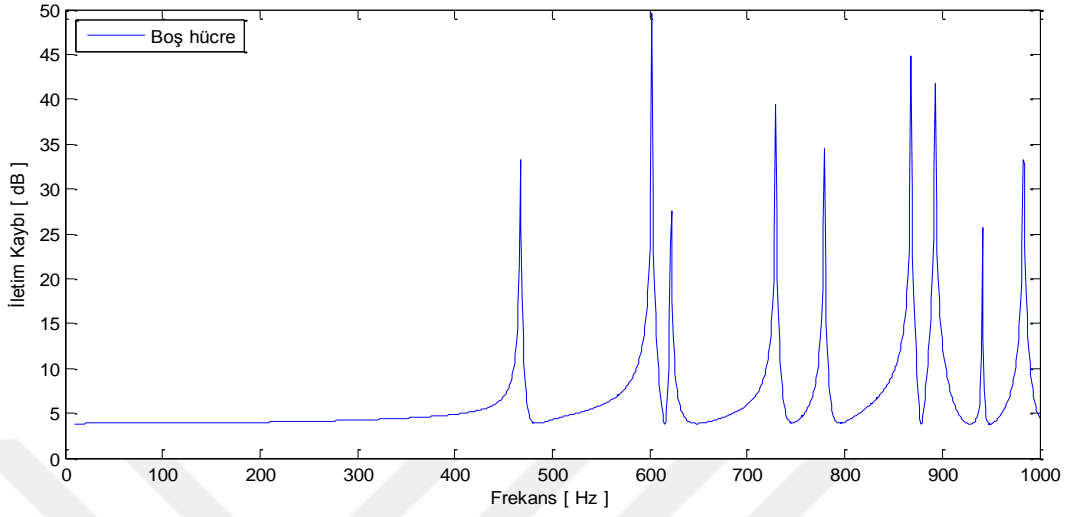
Çizelge 4. 3. Boş hücrenin akustik doğal frekansları

1. Akustik Doğal Frekans	235.629	6. Akustik Doğal Frekans	485.725
2. Akustik Doğal Frekans	312.544	7. Akustik Doğal Frekans	492.301
3. Akustik Doğal Frekans	388.007	8. Akustik Doğal Frekans	542.59
4. Akustik Doğal Frekans	413.378	9. Akustik Doğal Frekans	562.213
5. Akustik Doğal Frekans	446.8	10. Akustik Doğal Frekans	613.035

Dar kesitten geniş kesite doğru bir ani genişleme olduğundan sistem bir miktar gürültüyü azaltacaktır. Bu yüzden öncelikle boş hücrenin ne kadar iletim kaybı değeri olduğu simüle edilmiş, daha sonra difüzörlü boş hücrenin iletim kayıplarının sayısal simülasyonu yapılmıştır. Sonuçlar bu doğrultuda değerlendirilmiştir. şekil 4.8'de boş hücrenin görseli ve şekil 4.9'da ise boş hücrenin iletim kaybı sonucu verilmiştir.



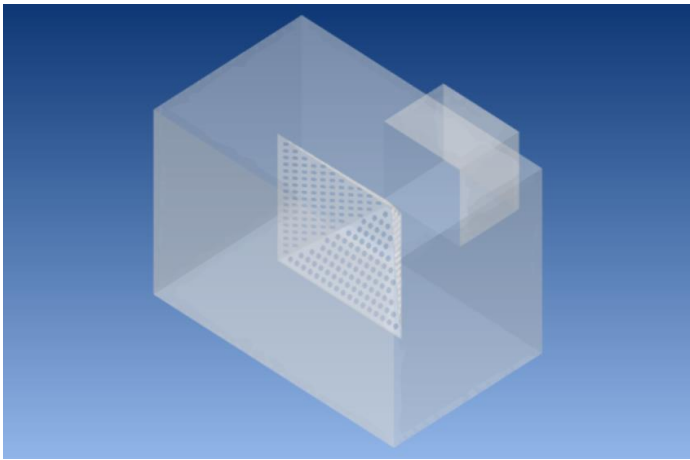
şekil 4. 8. Boş hücre görseli



Şekil 4. 9. Boş hücre iletim kaybı sonuçları

4.1.3.2. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin akustik analizleri

Bu başlık altında kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrelerin iletim kaybı değerleri sayısal olarak ölçülmüştür. İncelenecek olan kare tabanlı delikli difüzörlü boş hücre Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Analizler sırasında incelenecek olan parametreler Çizelge 4.4'te verilmiştir.



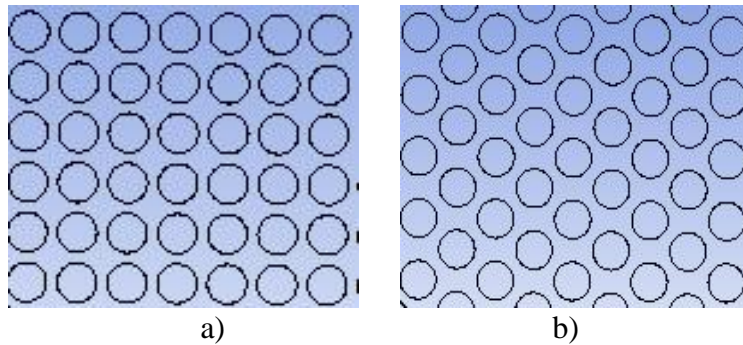
Şekil 4. 10. Kare tabanlı kesik piramit şeklindeki delikli difüzörlü boş hücre

Çizelge 4. 4. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörün değişken parametreleri ve değerleri

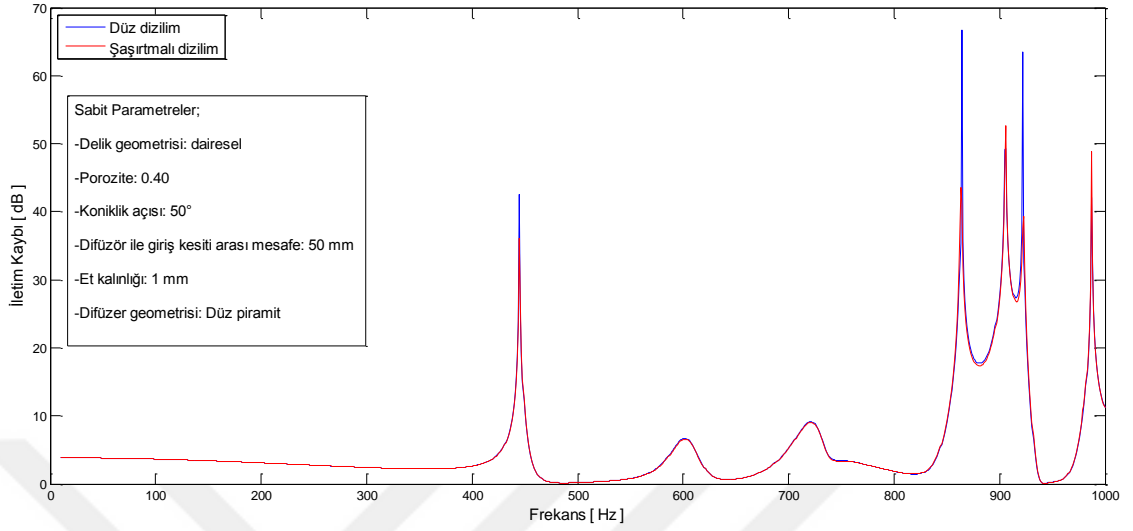
	Parametreler	Birim	Seviye-1	Seviye-2	Seviye-3
1	Delik Yerleşim Şekli	-	Düz	Şaşırtmalı	-
2	Delik Geometrisi	-	Kare	Daire	-
3	Porozite	-	0.35	0.45	0.55
4	Koniklik Açısı (a)	°	50°	55°	60°
5	Difüzör ile Giriş Arası Mesafe	mm	50	100	150
6	Et Kalınlığı (t)	mm	1	3	5
7	Difüzör şekli		Düz piramit	İçbükey piramit	Dışbükey piramit

Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör üzerindeki delik yerleşim şeklinin akustik performans üzerindeki etkisi

Delik yerleşim şeklinin akustik performansa etkisini incelemek için delikli difüzörün kanal çıkışından uzaklığı, et kalınlığı, koniklik açısı gibi Çizelge 4.4'te belirtilen diğer parametreler sabit tutulup sadece delik yerleşim şekilleri değiştirilmiştir. Difüzör üzerinde delik yerleşimi düz ve şaşırtmalı olarak belirlenmiştir. Şekil 4.11 a'da düz, b'de şaşırtmalı dizilim olarak gösterilmiştir. Farklı delik dağılımlarına ait kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlerin iletim kaybı sonuçları Şekil 4.12'de gösterilmiştir.



Şekil 4. 11. Delik yerleşim şekli a) düz, b) şaşırtmalı dizilim görseli

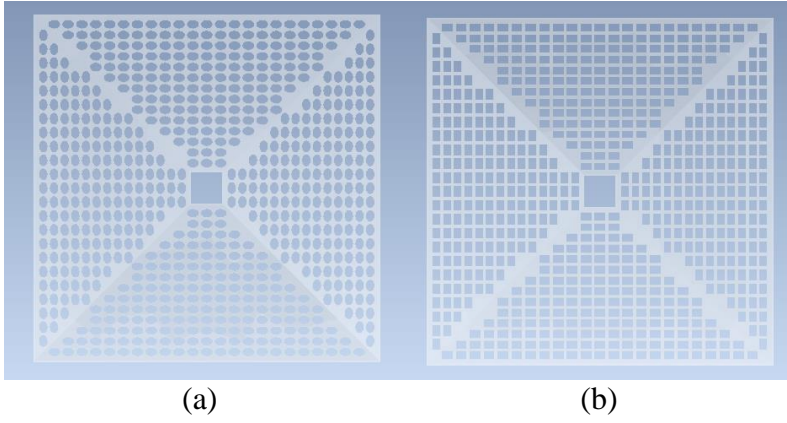


Şekil 4. 12. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörün delik yerleşim şeklinin akustik performans üzerindeki etkisi

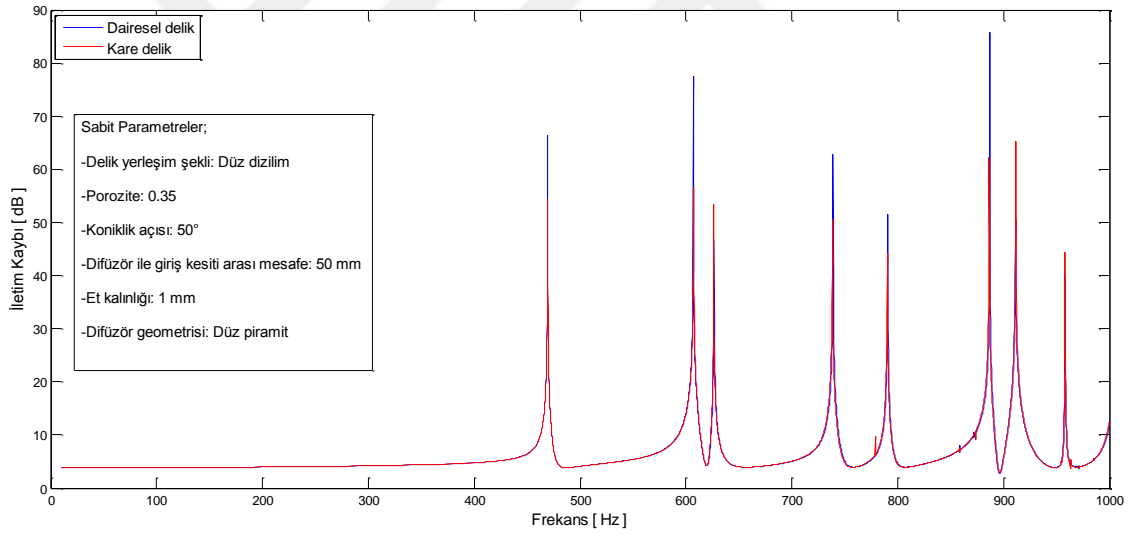
Şekil 4.12 incelendiğinde düz dizilimin şaşırtmalı dizilime göre belirgin bir şekilde daha iyi performans gösterdiği gözükmemektedir.

Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör üzerindeki delik geometrisinin akustik performans üzerindeki etkisi

Delik geometrisi şeklinin akustik performans üzerindeki etkisini incelemek için delikli difüzörün kanal çıkışından uzaklığı, et kalınlığı, koniklik açısı gibi Çizelge 4.4'te belirtilen diğer parametreler sabit tutulup sadece delik geometrisinin şekli değiştirilmiştir. Difüzör üzerinde kare ve dairesel olarak belirlenmiş olan delik geometrisi Şekil 4.13'te gösterilmiştir. Bu iki farklı geometrideki delikli difüzörlerin iletim kaybı sonuçları Şekil 4.14'te verilmiştir.



Şekil 4. 13. Kare tabanlı kesik piramit şeklindeki a) dairesel, b) kare delikli difüzör görselleri

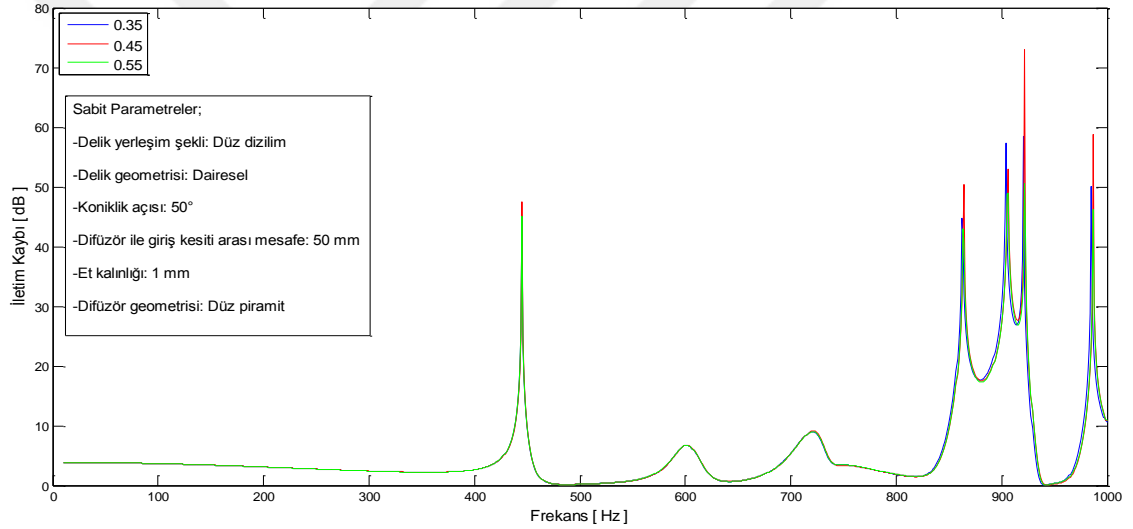


Şekil 4. 14. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörün delik geometrisinin akustik performans üzerindeki etkisi

Şekil 4.14 incelendiğinde kare tabanlı kesik piramit için dairesel delik geometrisinin daha üstün performans sağladığı görülmektedir.

Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör porozitesinin akustik performans üzerindeki etkisi

Porozite; delikli bir yüzeyde toplam delikli alanın o yüzeyin toplam alanına oranını ifade etmektedir. Porozitenin akustik performansa etkisini incelemek için delikli difüzörün kanal çıkışından uzaklığı, et kalınlığı, koniklik açısı gibi Çizelge 4.4'te belirtilen diğer parametreler sabit tutulup sadece porozite oranı değiştirilmiştir. İncelenen porozite oranları sırasıyla 0.35, 0.45 ve 0.55'dir. Sonuçlar Şekil 4.15'te gösterilmiştir.

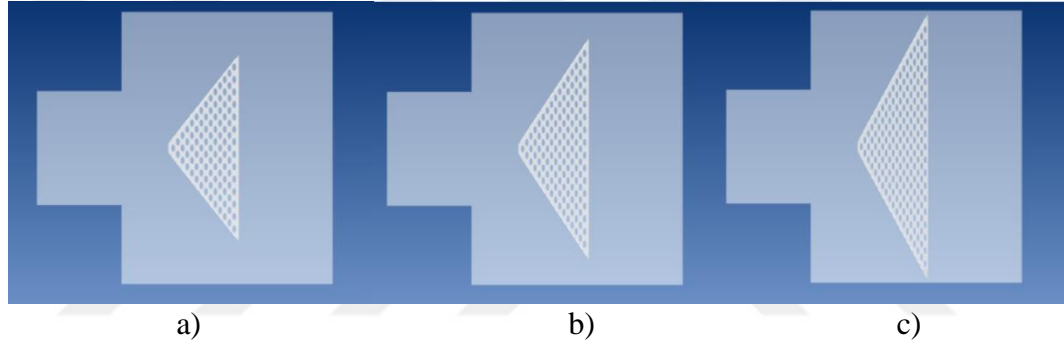


Şekil 4. 15. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzör porozitesinin akustik performansa etkisi

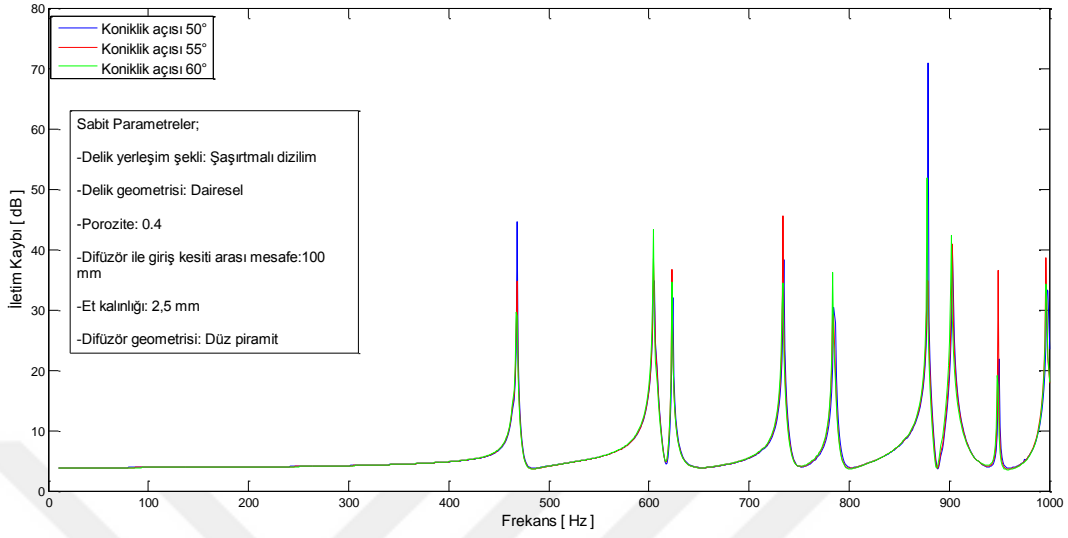
Sonuçlar yorumlandığında her ne kadar 904 Hz mertebelerinde düşük porozite oranı olan 0.35'lik difüzörün daha iyi performans göstermesine rağmen diğer değerler incelendiğinde porozite oranı 0.45 olan difüzörün ağırlıklı olarak daha yüksek performans gösterdiği görülmektedir. Akustik açıdan en iyi olarak değerlendirilecek porozite değeri 0.45 olarak görülmüştür.

Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör koniklik açısının akustik performans üzerindeki etkisi

Analiz parametresi olarak difüzörün kanal çıkışından uzaklığı, porozite oranı, et kalınlığı gibi Çizelge 4.4'te belirtilen diğer parametreler sabit tutulup koniklik açısı değiştirilmiştir. Değişken parametre olarak seçilen koniklik açıları Şekil 4.16 a'da 50° , b'de 55° ve c'de 60° olarak gösterilmiştir. Bu farklı koniklik açılarındaki delikli difüzörlerin iletim kaybı sonuçları Şekil 4.17'de verilmiştir.



Şekil 4. 16. a) 50° 'deki b) 55° 'deki c) 60° 'deki kare tabanlı kesik piramit şeklindeki delikli difüzörün görseli

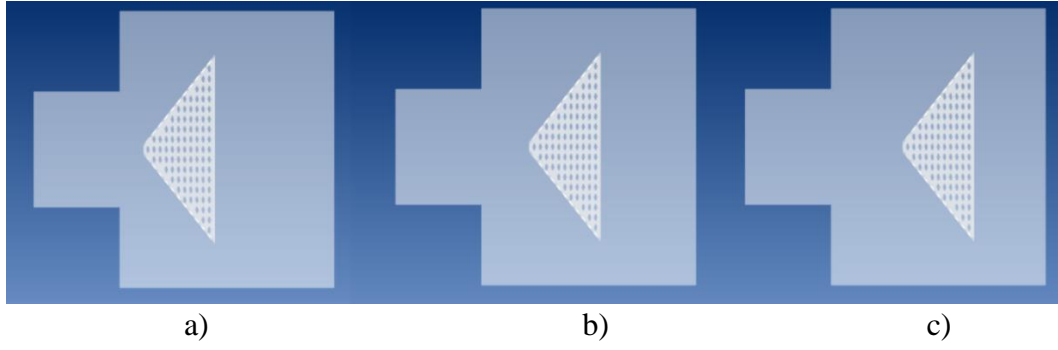


Şekil 4. 17. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörün koniklik açısının akustik performans üzerindeki etkisi

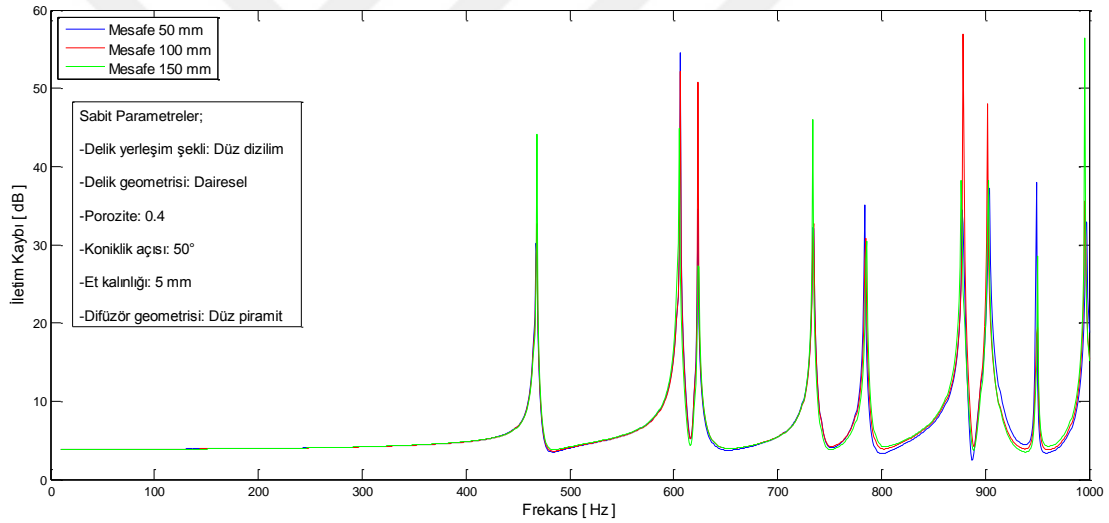
Şekil 4.17 incelendiğinde koniklik açısının 50° olduğu geometrinin akustik performansının daha iyi olduğu görülmektedir.

Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör konumunun akustik performans üzerindeki etkisi

Bu başlık altında hava giriş kesiti ile delikli difüzör arasındaki mesafenin (l_0) akustik performansa etkisi incelenmiştir. Analiz parametresi olarak difüzörün porozitesi, et kalınlığı, koniklik açısı gibi Çizelge 4.4'te belirtilen diğer parametreler sabit tutulup kanal girişinden uzaklığı değiştirilmiştir. Seçilen uzaklıklar Şekil 4.18'de a'da 50 mm, b'de 100 mm, c'de 150 mm olarak gösterilmiştir. Farklı konumlardaki kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlerin iletim kaybı sonuçları Şekil 4.19'da verilmiştir.



Şekil 4. 18. Kare tabanlı kesik piramit şeklindeki delikli difüzörün a) 50 mm'deki b) 100 mm'deki c) 150 mm'deki konumu

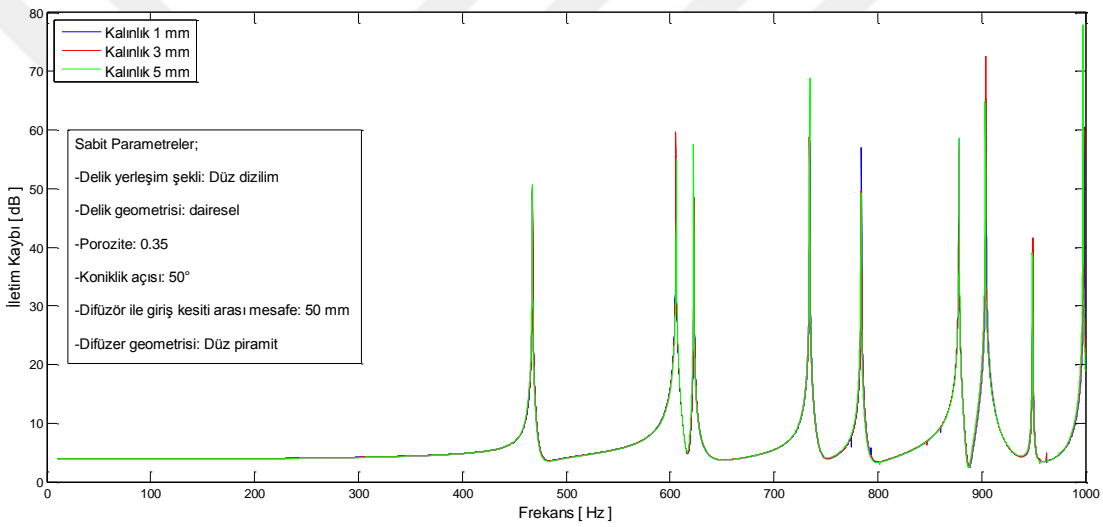


Şekil 4. 19. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzör konumunun akustik performans üzerindeki etkisi

Sonuçlar incelendiğinde 3 konumunda farklı frekanslarda birbirine göre daha üstün geldiği görülmektedir. Şekil genel olarak yorumlanacak olursa 100 mm mesafede olan difüzörün performansı daha yüksek olduğu değerlendirilmiştir.

Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzörün et kalınlığının akustik performans üzerindeki etkisi

Analiz parametresi olarak difüzörün kanal çıkışından uzaklığı, porozitesi, koniklik açısı gibi Çizelge 4.4'te belirtilmiş diğer parametreler sabit tutulup difüzörün et kalınlığı değiştirilmiştir. 1 mm, 3 mm, 5 mm olarak belirlenen et kalınlıklarındaki delikli difüzörler için analizler yapılmış olup, sonuçları Şekil 4.20'de gösterilmiştir.



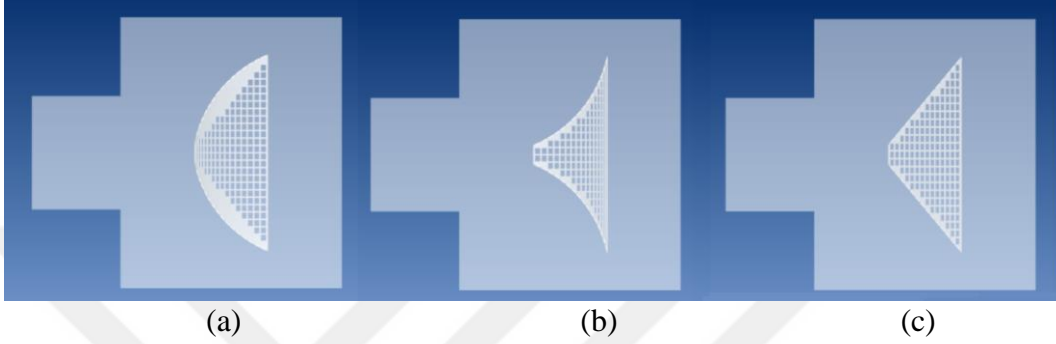
Şekil 4. 20. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörün et kalınlığının akustik performansa etkisi

Sonuçlar incelendiğinde et kalınlığı 5 mm olan difüzörün performansının daha iyi olduğu yorumlanmıştır.

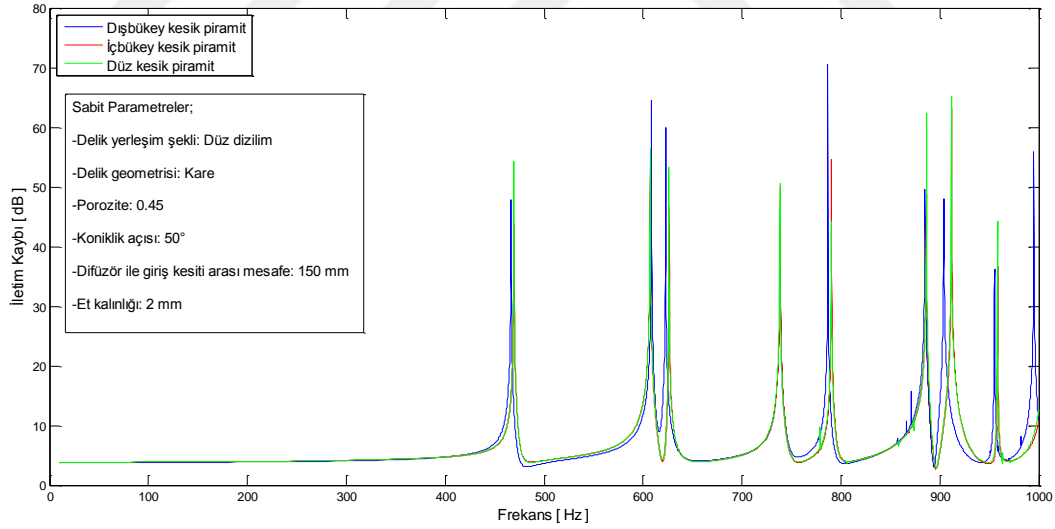
Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör şeklinin akustik performans üzerindeki etkisi

Analiz parametresi olarak difüzörün kanal çıkışından uzaklığı, porozitesi, koniklik açısı gibi Çizelge 4.4'te belirtilen diğer parametreler sabit tutulup difüzörün geometrisi değiştirilmiştir. Eğrilik yarıçapının difüzör üzerindeki etkisi incelen bu

çalışmada içbükey, dışbükey ve düz kesit piramit olmak üzere 3 farklı geometri belirlenmiş ve Şekil 4.21 a, b, c’de sırası ile gösterilmiştir. Farklı geometrilerdeki delikli difüzörlerin iletim kaybı sonuçları Şekil 4.22’de gösterilmiştir.



Şekil 4. 21. Kare tabanlı a) dışbükey, b) içbükey, c) düz kesit piramit geometrili delikli difüzör görselleri



Şekil 4. 22. Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzör eğrilik yarıçapının akustik performans üzerindeki etkisi

Şekil 4.22 incelendiğinde kare tabanlı dışbükey kesik piramit geometrili delikli difüzörün daha üstün performans sergilediği görülmektedir.

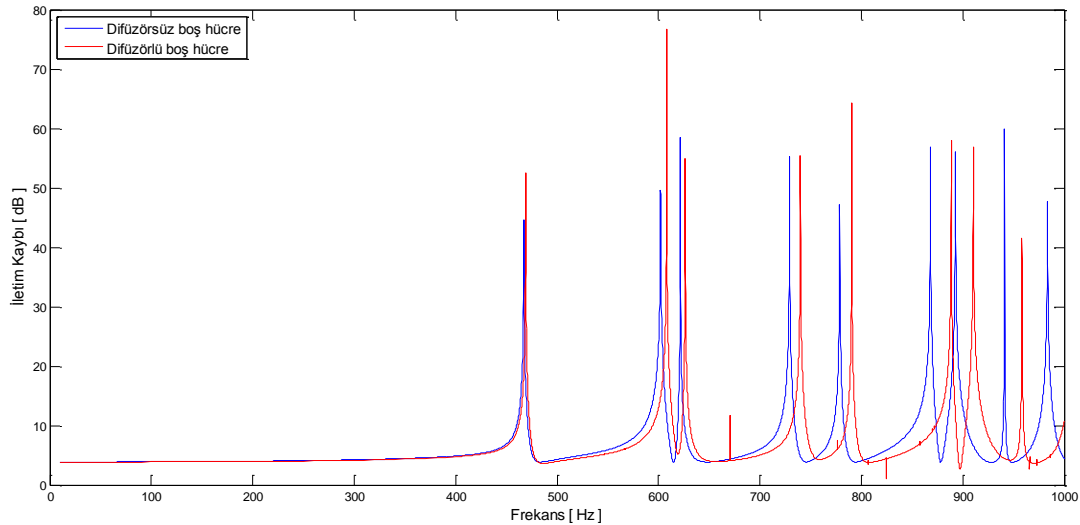
Optimum özellikli kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin akustik analizi ve delikli difüzörsüz boş hücre ile karşılaştırılması

Yapılan analizler sonucunda belirlenen en etkili difüzör parametrelerinin özellikleri tablo halinde Çizelge 4.5'te verilmiştir.

Çizelge 4. 5. Optimum özellikli kare tabanlı kesik piramit geomerili delikli difüzör parametreleri

Parametreler		Parametreler	
Delik Yerleşim Şekli	Düz Dizilim	Difüzör ile giriş arası mesafe	100 mm
Delik Geometrisi	Dairesel	Et Kalınlığı (t)	5 mm
Porozite	0.45	Difüzör şekli	Dışbükey piramit
Koniklik Açısı (a)	50°		

Çizelge 4.5'e istinaden çizilmiş olan kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü ve difüzörsüz boş hücrenin akustik analiz sonuçları karşılaştırması Şekil 4.23'te verilmiştir.

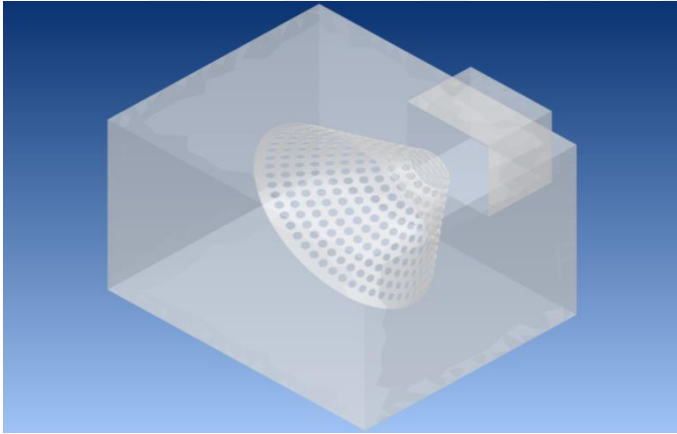


Şekil 4. 23. Optimum parametrelili kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü ve difüzörsüz boş hücrenin akustik analizi karşılaştırılması

Şekil 4.23 incelendiğinde difüzörlü boş hücrenin iletim kaybının daha yüksek çıktığı görülmektedir. Bunun yanında delikli yapılarda görülmesi beklenen iletim kaybı eğrisindeki frekans kayması da özellikle yüksek frekanslarda belirgin bir şekilde görülmektedir.

4.1.3.3. Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrelerin akustik analizleri

Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücre Şekil 4.24'te gösterilmiştir. Bu difüzör için belirlenmiş parametreler Çizelge 4.6'da verilmiştir. İncelenecek olan kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücre için sayısal olarak iletim kaybı değerleri hesaplanarak en uygun difüzör parametreleri belirlenmiştir.



Şekil 4. 24. Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücre

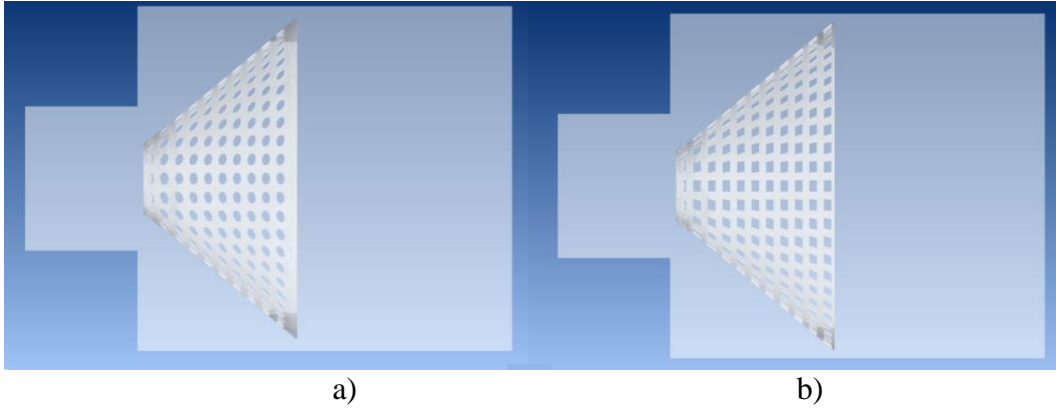
Çizelge 4. 6. Kesik koni geometrili delikli difüzörün değişken parametreleri ve değerleri

	Parametreler	Birim	Seviye-1	Seviye-2	Seviye-3
1	Delik Geometrisi	-	Kare	Daire	-
2	Porozite	-	0.25	0.35	0.45
3	Koniklik Açısı (a)	°	60°	80°	100°
4	Difüzör ile Giriş Arası Mesafe	mm	50	100	150
5	Et Kalınlığı (t)	mm	1	3	5
6	Difüzör şekli		Düz koni	İçbükey koni	Dışbükey koni

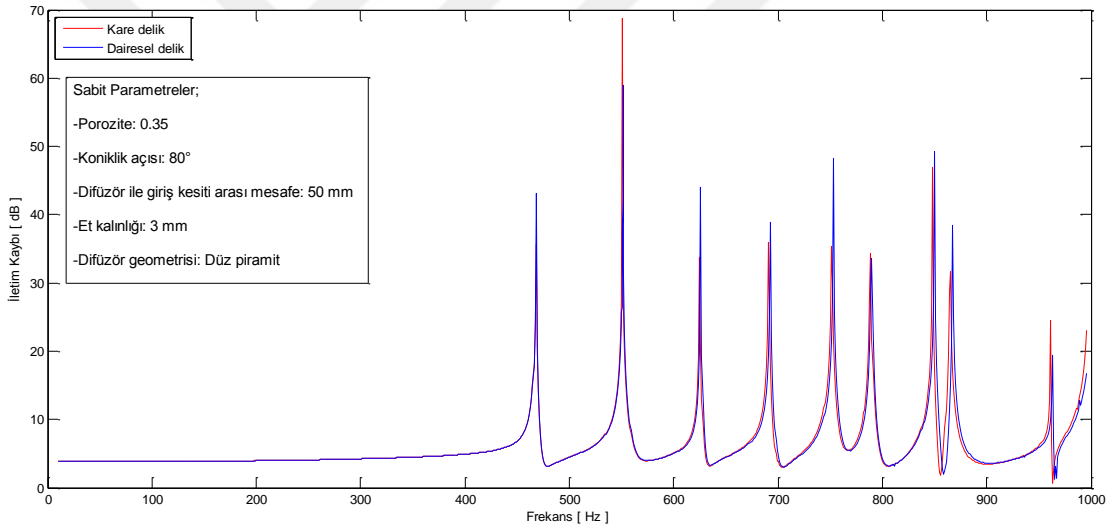
Kesik koni geometrili difüzörün analiz parametrelerinde kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörün analiz parametreleri arasında bulunan delik yerleşim şekli bulunmamaktadır. Bunun nedeni kesik koni geometrili delikli difüzörün düz sıralı dağılımının geometrik kısıtlılıktan dolayı elde edilememesidir.

Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör delik geometrisinin akustik performans üzerindeki etkisi

Delik geometrisi şeklinin akustik performans üzerindeki etkisini incelemek için delikli difüzörün kanal çıkışından uzaklığı, et kalınlığı, koniklik açısı gibi Çizelge 4.6'da belirtilen diğer parametreleri sabit tutulup sadece delik geometrisinin şekli değiştirilmiştir. Difüzör üzerinde belirlenmiş olan delik geometrileri Şekil 4.25 a'da dairesel, b'de kare olarak gösterilmiştir. İki farklı delik geometrisindeki delikli difüzörlerin iletim kaybı sonuçları Şekil 4.26'da gösterilmiştir.



Şekil 4. 25. Kesik koni geometrili a) dairesel, b) kare delikli difüzör görselleri

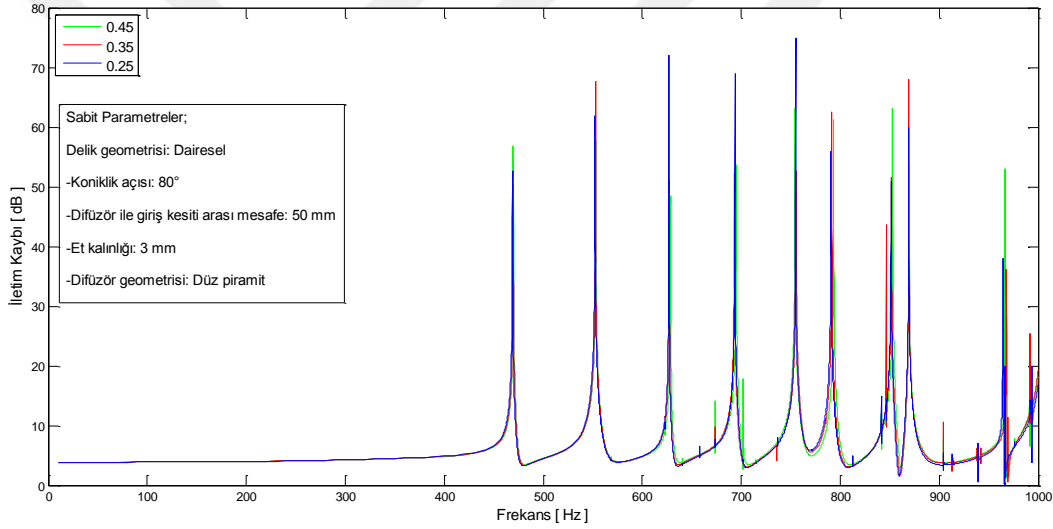


Şekil 4. 26. Kesik koni geometrili delikli difüzörün delik geometrisinin akustik performans üzerindeki etkisi

Şekil 4.26 incelendiğinde tek bir frekansın dışında kare delikli geometrinin üstün gelmediği, sonuçların ağırlıklı olarak incelenmesinde dairesel delikli difüzörün daha yüksek performansla çalıştığı görülmektedir.

Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör porozitesinin akustik performans üzerindeki etkisi

Porozitenin akustik performans üzerindeki etkisini incelemek için delikli difüzörün kanal çıkışından uzaklığı, et kalınlığı, koniklik açısı gibi Çizelge 4.6'da belirtilen diğer parametreler sabit tutulup sadece delikli yüzey alanının tüm yüzey alana oranı değiştirilmiştir. Difüzör üzerinde porozite oranı 0.25, 0.35, 0.45 olarak belirlenmiştir. Sonuçlar Şekil 4.27'te gösterilmiştir



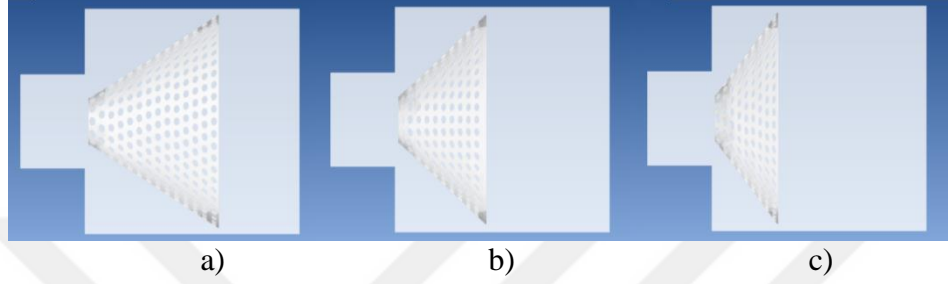
Şekil 4. 27. Kesik koni geometrili delikli difüzörün porozite oranının akustik performans üzerindeki etkisi

Şekil 4.27 incelendiğinde kapalı formdaki yani porozite oranı 0.25 olan delikli difüzörün akustik performansı daha yüksektir.

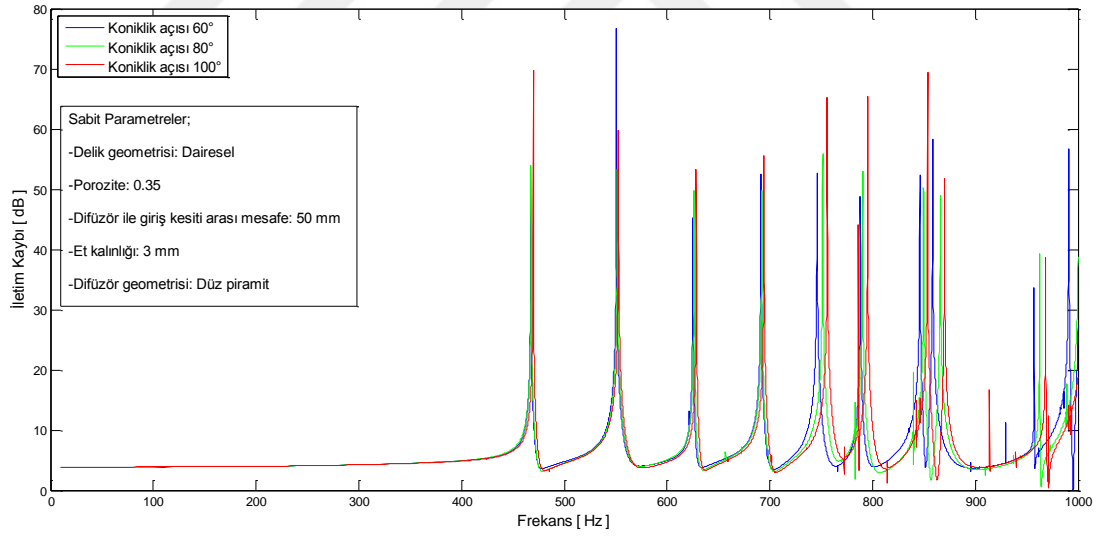
Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör koniklik açısının akustik performans üzerindeki etkisi

Analiz parametresi olarak difüzörün kanal çıkışından uzaklığı, porozite oranı, et kalınlığı gibi Çizelge 4.6'da belirtilen diğer parametreler sabit tutulup koniklik açısı

değiştirilmiştir. Değişken parametre olarak seçilen koniklik açıları Şekil 4.28 a'da 60° , b'de 80° ve c'de 100° olarak gösterilmiştir. Difüzörlerin giriş ve çıkış kesiti sabit tutulduğu için difüzör boyları değişmiştir. Sonuçlar Şekil 4.29'da gösterilmiştir.



Şekil 4. 28. a) 60° 'deki, b) 80° 'deki, c) 100° 'deki kesik koni Şeklindeki delikli difüzörün görseli

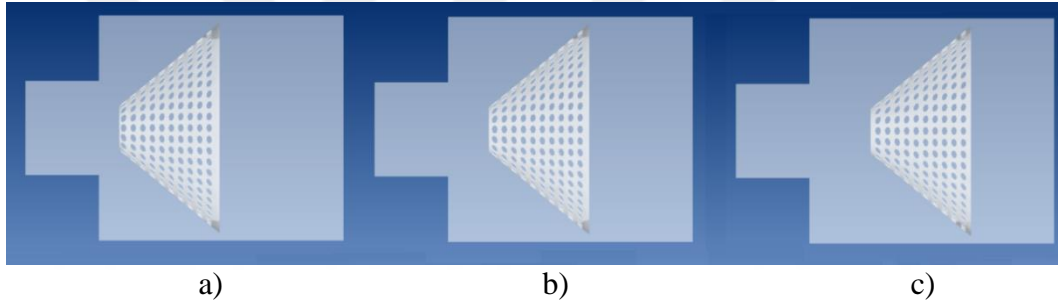


Şekil 4. 29. Kesik koni geometrili delikli difüzörün koniklik açısının akustik performans üzerindeki etkisi

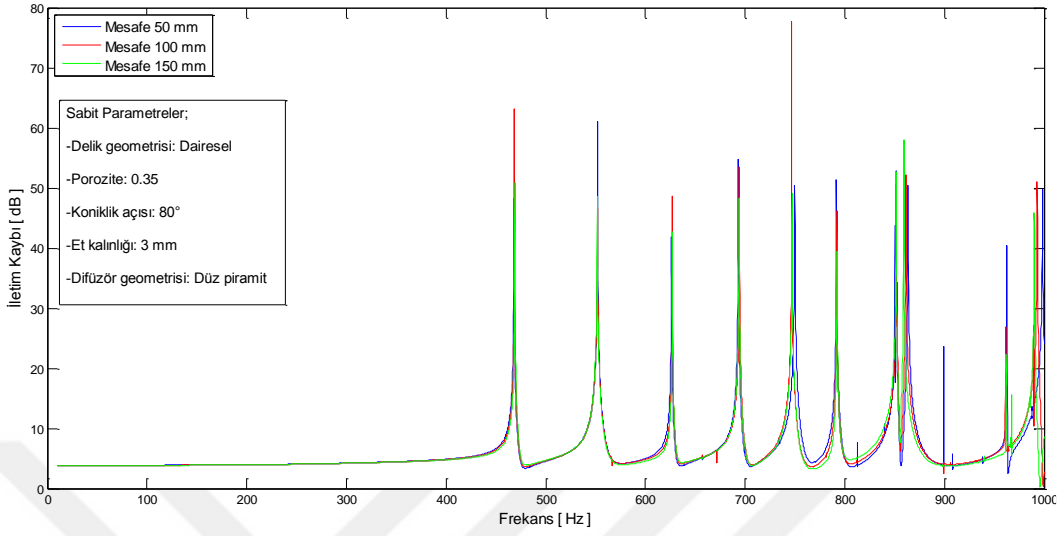
Şekil 4.29 incelendiğinde koniklik açısı 100° 'nin daha üstün performans sergilediği görülmektedir.

Kesik koni şeklindeki delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör konumunun akustik performans üzerindeki etkisi

Bu başlık altında hava giriş kesiti ile delikli difüzör arasındaki mesafenin (l_0) akustik performansa etkisi incelenmiştir. Analiz parametresi olarak difüzörün porozitesi, et kalınlığı, koniklik açısı gibi diğer parametreler sabit tutulup kanal girişinden olan uzaklığı değiştirilmiştir. Seçilen uzaklıklar şekil 4.30 a'da 50 mm, b'de 100 mm, c'de 150 mm olarak gösterilmiştir. Farklı konumlardaki delikli difüzörlerin iletim kaybı sonuçları şekil 4.31'de gösterilmiştir.



şekil 4. 30. Kesik koni şeklindeki delikli difüzörün a) 50 mm'deki, b) 100 mm'deki, c) 150 mm'deki konumu

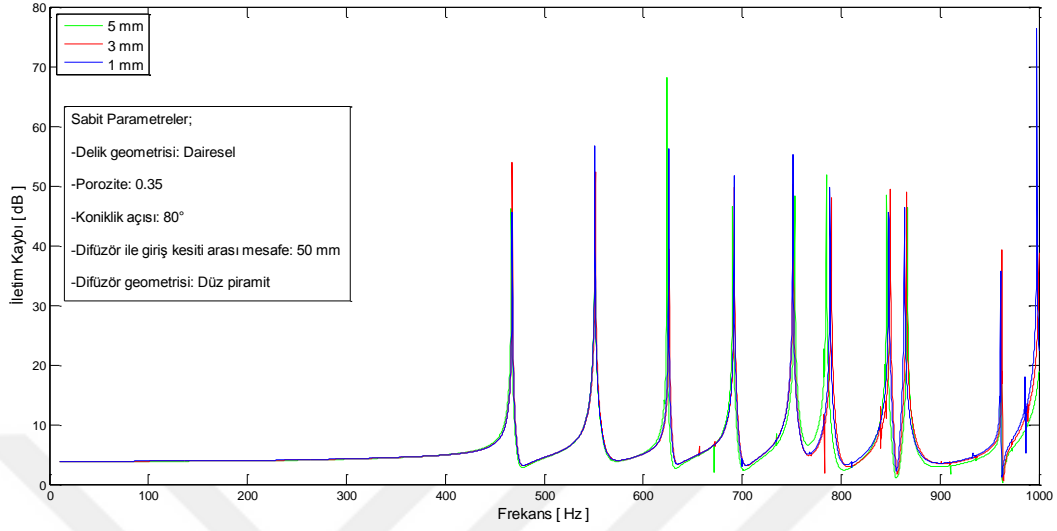


Şekil 4. 31. Kesik koni geometrili delikli difüzör konumunun akustik performans üzerindeki etkisi

Sonuçlar incelendiğinde 3 konumunda farklı frekanslarda birbirine göre daha üstün geldiği görülmektedir. Şekil genel olarak yorumlanacak olursa düşük frekansta ve ağırlıklı olarak daha etkin olmasından dolayı giriş kesiti ile 100 mm mesafede olan difüzörün performansı daha yüksek olduğu değerlendirilmiştir.

Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör et kalınlığının akustik performans üzerindeki etkisi

Analiz parametresi olarak difüzörün kanal çıkışından uzaklığı, porozitesi, koniklik açısı gibi Çizelge 4.6'da belirtilen diğer parametreler sabit tutulup difüzörün et kalınlığı değiştirilmiştir. 1 mm, 3 mm, 5 mm olarak belirlenen et kalınlıklarındaki delikli difüzörler için analizler yapılmıştır. Sonuçlar Şekil 4.32'de gösterilmiştir.

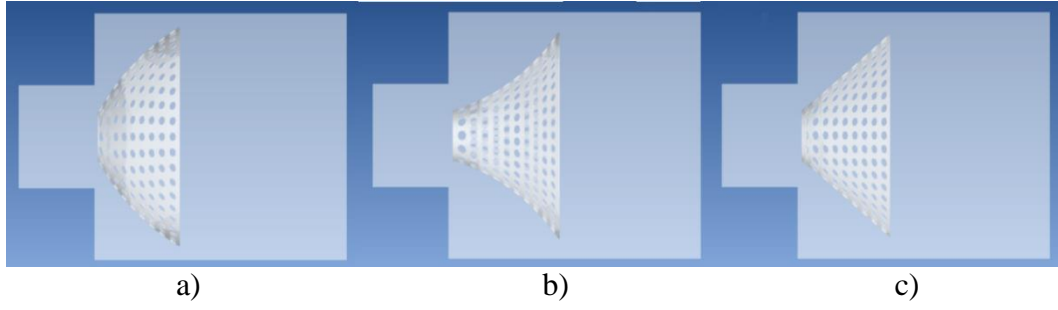


Şekil 4. 32. Kesik koni geometrili delikli difüzörün et kalınlığının akustik performansa etkisi

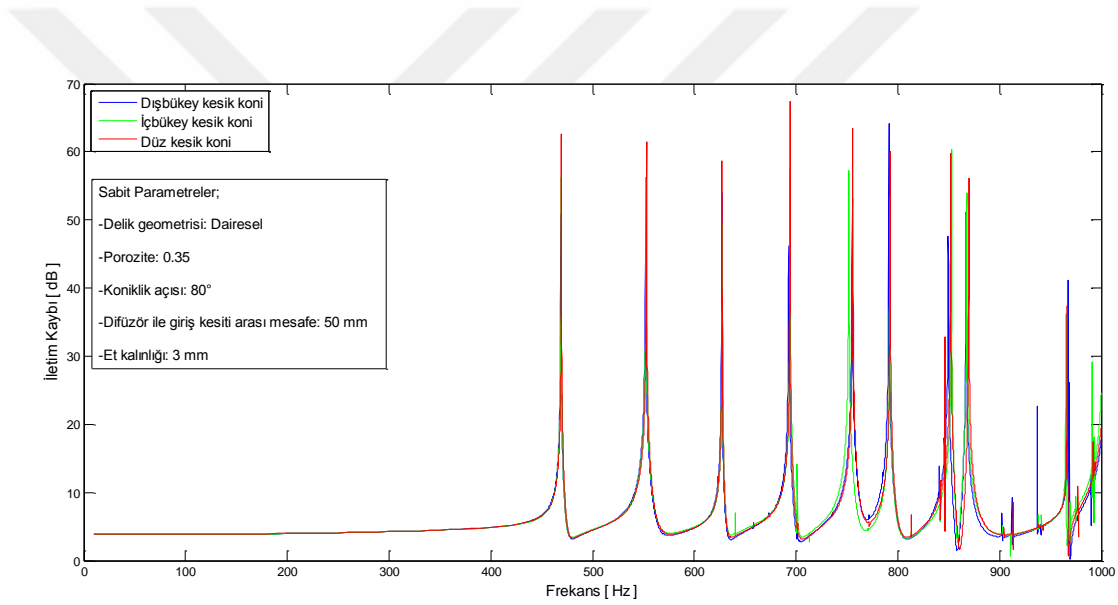
Et kalınlıkları incelendiğinde sonuçların çok fazla değişiklik göstermediği fakat 1 mm kalınlıklı difüzörün 3 ve 5 mm difüzörlere göre daha üstün performans gösterdiği gözlenmiştir.

Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin difüzör şeklinin akustik performans üzerindeki etkisi

Analiz parametresi olarak difüzörün kanal çıkışından uzaklığı, porozitesi, koniklik açısı gibi Çizelge 4.6’da belirtilen diğer parametreler sabit tutulup difüzörün eğrilik yarıçapları değiştirilmiştir. Eğrilik yarıçapının kesik koni şeklindeki difüzör üzerindeki etkisi incelen bu çalışmada içbükey, dış bükey ve normal kesit piramit olmak üzere 3 farklı geometri belirlenmiş ve Şekil 4.33’te gösterilmiştir. Farklı geometrilerdeki delikli difüzörlerin iletim kaybı sonuçları Şekil 4.34’te verilmiştir.



Şekil 4. 33. a) dışbükey, b) içbükey, c) düz kesik koni geometrili delikli difüzör görselleri



Şekil 4. 34. Kesik koni geometrili delikli difüzörün eğrilik yarıçapının akustik performans üzerindeki etkisi

Şekil 4.34 incelendiğinde eğrilik yarıçapı olamayan düz kesik koni şeklindeki delikli difüzörün daha üstün akustik performans gösterdiği görülmektedir.

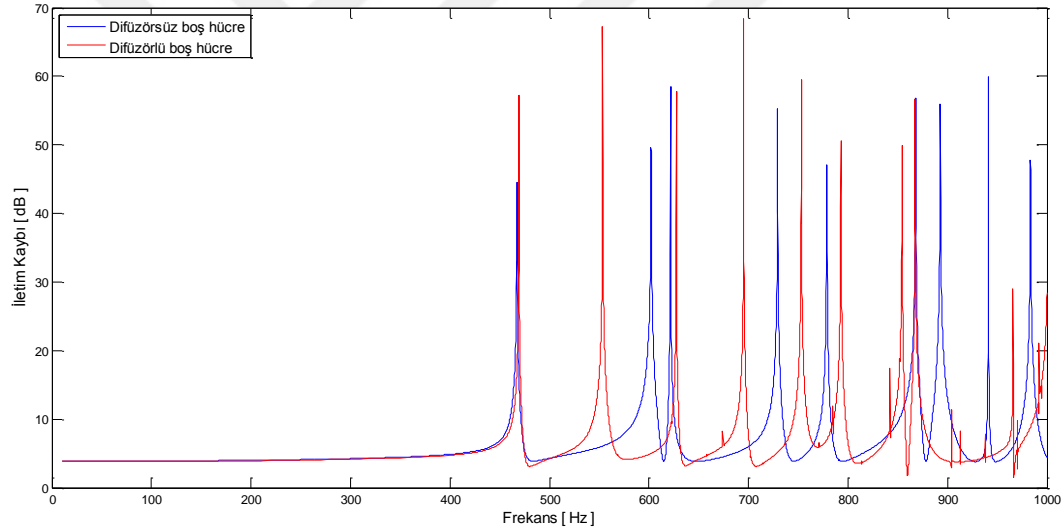
Optimum özellikli kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin akustik analizi ve delikli difüzörsüz boş hücre ile karşılaştırılması

Yapılan analizler sonucunda belirlenen en etkin difüzör parametrelerinin özellikleri tablo halinde Çizelge 4.7’de verilmiştir.

Çizelge 4. 7. Optimum özellikli kesik koni geomerili delikli difüzör parametreleri

Parametreler		Parametreler	
Delik Geometrisi	Dairesel	Difüzör ile Giriş Arası Mesafe	100 mm
Porozite	0.25	Et Kalınlığı (t)	1 mm
Koniklik Açısı (a)	100 °	Difüzör şekli	Düz koni

Çizelge 4.7'ye istinaden çizilmiş olan kesik koni geometrili delikli difüzörlü ve difüzörsüz boş hücreninin akustik analiz sonuçları karşılaştırması Şekil 4.35'te gösterilmiştir.



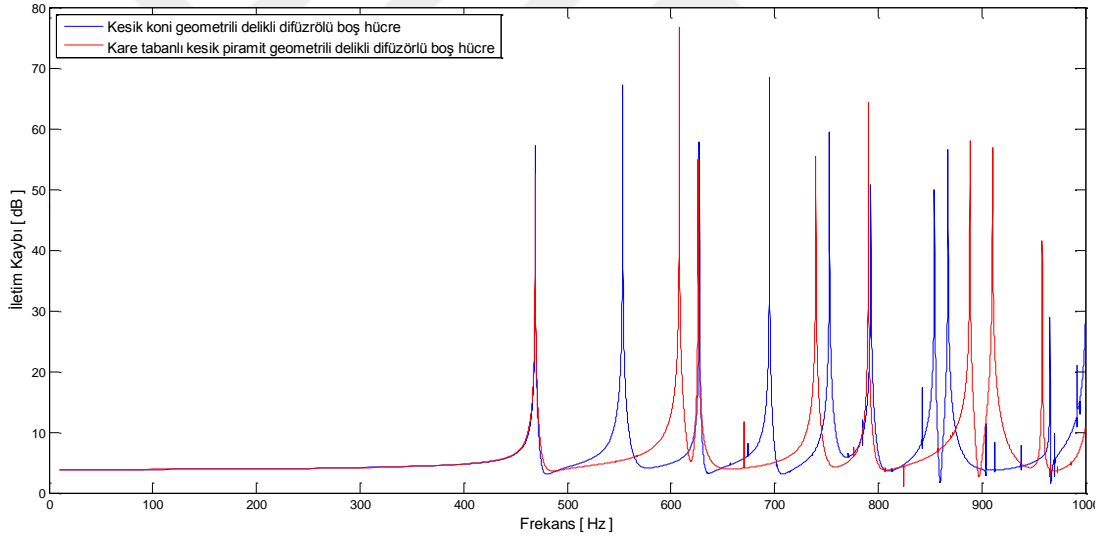
Şekil 4. 35. Optimum parametrelili kesik koni geometrili delikli difüzörlü ve difüzörsüz boş hücrenin akustik analizi karşılaştırılması

Şekil 4.35 incelendiğinde difüzörlü boş hücrenin iletim kaybının daha yüksek çıktığı görülmektedir. İncelenen frekans aralığında kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin ve difüzörsüz boş hücrenin üstün olduğu farklı bölgeler görülmektedir. Ancak boş hücreye göre daha düşük frekanslarda kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin iletim kaybı performansı daha yüksektir. Bu nedenle yalıtımı zor olan düşük frekanslı gürültülerin azaltılmasında daha etkin olduğu görülmüştür. Bunun yanında

delikli yapılarda görülmesi beklenen frekans kayması da özellikle yüksek frekanslarda belirgin bir şekilde görülmektedir.

Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücre ile kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin iletim kaybı karşılaştırılması

Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzör ile kesik koni geometrili delikli difüzörün karşılaştırılması bu başlık altında yapılmıştır. Karşılaştırma yapılması için iki geometri için aynı olan parametreler delik geometrisi ve difüzör konumu olarak belirlenmiştir. Sonuçlar Şekil 4.36’da verilmiştir



Şekil 4. 36. Optimum kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücre ile kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin karşılaştırılması

Şekil 4.36 incelendiğinde kesik koni geometrili delikli difüzör geometrisi kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzöre göre birkaç frekans hariç daha yüksek performans gösterdiği görülmektedir. Ayrıca, kesik koni geometrili delikli difüzörün kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzöre göre rezonans pikleri sola kaydığı görülmektedir. Bu durum, kesik koni geometrili delikli difüzör geometrisinin kare tabanlı

kesik piramit geometrili delikli difüzöre göre daha etkin bir performans sergilediğini göstermektedir.



5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Gelişen teknoloji ile beraber akustik çalışmaların önemi günden güne artmaktadır. Teknolojik çalışmalar her ne kadar daha küçük ve daha hızlı eğilimine kaymış olsa da son kullanıcı konforunu karşılayamayan ürünler tüketicinin beğenisini kazanamamaktadır. Bu noktada kullanıcı beklentilerini karşılamak adına, ürün tasarım aşamasında yapılan analizler arasında akustik çalışmalarda yerini almıştır.

Bu tez kapsamında günlük hayatımızın vazgeçilmez bir parçası haline gelen merkezi klima santrallerinin içerisinde kullanılan difüzörlerin akustik performans analizleri yapılmıştır. Klima santrallerinde kullanılan delikli difüzörlü boş hücrelerin; fandan gelen havayı bir sonraki üniteye (ısıtıcı-soğutucu bataryalar, filtre, susturucu vb.) olabildiğince homojen ve en az basınç düşüşü ile yayması istenir. Bunun yanında delikli difüzörlü boş hücreden belirli bir ölçüde akustik performans beklenmektedir. Bu doğrultuda, delikli difüzörlü boş hücreler için akustik performans parametrelerinden sadece sistemin karakteristiğini veren iletim kaybı değeri bulunmuştur.

Kare tabanlı kesik piramit geometrili ve kesik koni geometrili delikli difüzör olmak üzere iki farklı tip difüzör tasarlanmıştır. Bu iki tip difüzör parametresi geometrik farklılıklarından dolayı ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Difüzör geometrilerinde delik yerleşim şekli, delik geometrisi, porozite, koniklik açısı, difüzör ile giriş kesiti arası mesafe, et kalınlığı ve difüzör geometrisi değişken parametreler olarak belirlenmiştir. Kesik koni geometrili delikli difüzör için delik yerleşim şekli difüzörün geometrik şeklinin uygunsuzluğundan dolayı incelenememiştir.

Kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücre için yapılan analizler sonucunda belirlenen optimum geometri özellikleri; delik yerleşim şekli geometrisi düz dizilim, delik geometrisi daire geometrili, porozitesi 0.45, koniklik açısı 50°, difüzör ile giriş kesiti arası mesafe 100 mm, et kalınlığı 5 mm, difüzör geometrisi dışbükey kesik koni olarak belirlenmiştir.

Kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücre için yapılan analizler sonucunda belirlenen optimum geometri özellikleri; delik geometrisi daire geometrili, porozitesi 0.25, koniklik açısı 100° , difüzör ile giriş kesiti arası mesafe 100 mm, et kalınlığı 1 mm, difüzör geometrisi düz kesik koni olarak belirlenmiştir.

Yapılan analizler sonucunda belirlenen parametrelere istinaden delikli difüzörlü ve difüzörsüz boş hücrelerin karşılaştırmaları yapılmıştır. Karşılaştırmalar neticesinde difüzörlerin bazı frekans bölgelerinde daha iyi sonuç verdiği, bazı frekans bölgelerinde ise difüzörün rezonatif davranış sergilemesi nedeniyle ters etki yarattığı düşünülmektedir. Ayrıca perfore yapılarda beklenildiği gibi maksimum frekans bölgelerinde kaymalar görülmüştür.

Analiz sonuçlarına göre kesik koni geometrili delikli difüzörlü boş hücrenin kare tabanlı kesik piramit geometrili delikli difüzörlü boş hücreye göre ağırlıklı olarak daha etkili olduğu görülmüştür. Fakat iki farklı difüzör geometrisinin farklı frekans bölgelerinde daha etkin oldukları görülmektedir. Çalışılan frekans bölgesinin bilinmesi durumunda yapılan analizlere istinaden uygun bulunan difüzör geometrisinin seçilmesinde fayda vardır.

İlerleyen çalışmalarda difüzörlerin akış altındaki performans değerleri hesaplanabilir. Bunun için actranın hibrit analiz sekmesi kullanılarak akış gürültüsü sayısal olarak simüle edilebilir. Hibrit analiz, akış ve akustik analizin birleşimiyle oluştuğu için bir sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak difüzörlerin akış etkisi de incelenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Arısoy, A., "Isıtma Tesisatlarında Gürültü ve Titreşim", III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, İzmir, 325-347, (1997).
- [2] Yılmaz, Ş., İpek, M., Uc, H. İ., "Optimum Klima Santrali Tasarımı", İnönü Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Bitirme Projesi, (2013).
- [3] Davis, D. D., Stokes G. M., Moore D., Stevens G. L., Theoretical and Experimental Investigation of Mufflers with Comments on Engine Exhaust Muffler Design, Langley Aeronautical Laboratory, Langley Field, Va. (1954).
- [4] Sullivan, J. W., Crocker, M. J., Analysis of Concentric-Tube Resonators having Unpartitioned Cavities, J. Acoust. Soc. Am., 64(1), 207-215, (1978).
- [5] Sullivan, J. W., A Method of Modelling Perforated Tube Muffler Component. II: Application, J. Acoust. Soc. Am., 66, 772-778, (1979).
- [6] Munjal M. L., Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons, (1987).
- [7] P. Bonfiglio and F. Pompoli, "An Acoustical Finite Element Model of Perforated Elements", Comsol Conference, Milan, Italy, (2009).
- [8] Yasuda T., Wu C., Nakagawa N., Nagamura K., Studies on an automobile muffler with the acoustic characteristic of low-pass filter and Helmholtz resonator, Applied Acoustics 74, 49–57, (2013).

- [9] X. Hua, C. Jiang, D. W. Herrin, T. W. Wu, “Determination of transmission and insertion loss for multi-inlet mufflers using impedance matrix and superposition approaches with comparisons”, *Journal of Sound and Vibration*, 5680–5692, (2014).
- [10] Yu X., Cheng L., “Duct noise attenuation using reactive silencer with various internal configurations”, *Journal of Sound and Vibration*, 229–244 (2015).
- [11] Cudina M., Prezelj J., “Noise generation by vacuum cleaner suction units Part II. Effect of vaned diffuser on noise characteristics”, *Applied Acoustics*, 68: 503–520, (2007)
- [12] Chong T.P., Joseph P.F., Davies P.O.A.L., “Design and performance of an open jet wind tunnel for aero-acoustic measurement”, *Applied Acoustics*, 70: 605–614, (2009)
- [13] Sarradj E., Fritzsche C., Geyer T., Giesler J., “Acoustic and aerodynamic design and characterization of a small-scale aeroacoustic wind tunnel”, *Applied Acoustics*, 70: 1073–1080, (2009).
- [14] Perforated plates for fluid management: Plate geometry effects and flow regimes, Yilmaz Bayazit, Eph M. Sparrow, Daniel D. Joseph, *International Journal of Thermal Sciences* 85, (2014) .
- [15] Wang, C.N. and Liao, C.Y., Boundary integral equation method for evaluating the performance of straight-through resonator with mean flow, *Journal of Sound and Vibration*, 216, 281-294, (1998).
- [16] Zoccola, P.J., Effect of opening obstructions on the flow-excited response of a Helmholtz resonator, *Journal of Fluids and Structures*, 19, 1005-1025, (2004).

- [17] Morris, P.J., Boluriaan, S. and Shieh, C.M., Numerical simulation of minor losses due to a sudden contraction and expansion in high amplitude acoustic resonators, *ACTA Acustica United with Acustica*, Vol. 90, pp. 393-409, (2004).
- [18] Nelson, P.A., Noise generated by flow over perforated surfaces, *Jurnal of Sound and Vibration*, 83, 11-26.
- [19] Kirby R., Amott A., Williams P.T., Duan W., On the acoustic performance of rectangular splitter silencers in the presence of mean flow, *Journal of Sound and Vibration*, 333, 6295–6311, (2014)
- [20] Naderzadeh, M., Monazzam, M.R., Nasirsi, P., Fard, S.M.B., Application of perforated sheets to improve the efficiency of reactive profiled noise barriers, *Applied Acustic*, 72, 393-398, (2011).
- [21] etin, M. O., "Susturucularda Basınç Kaybı ve Akustik Performansın İncelenmesi", İ.T.. Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi,(2011).
- [22] Bies, D. A. And Hansen, C. H., "Engineering Noise Control Theory and Practice", Third Edition, Spon Press, Taylor & Francis Group, 408, (2003).
- [23] Reynolds, D. D., Bledsoe, J. M., "Algorithms for HVAC Acoustic" American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers ASHRAE, Atlanta (1990).
- [24] zgven, H. N., "Gürültü Kontrolü-Endüstriyel ve evresel Gürültü", Türk Akustik Derneği Teknik Yayınları, Genişletilmiş 2. Baskı, Ankara, (2008).

- [25] Özkozacı O. N., "Reaktif ve Sönümlü Susturucuların Akustik Modellenmesi", İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, (2006).
- [26] Seçgin, A., Kara, M., Ozankan. A., "Bir Genişleme Odasına Sahip Boru Sisteminin Akustik Performans Parametrelerinin Belirlenmesi", 16. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Erzurum, (2013).
- [27] Chung J. Y. Blaser D.A., Transfer Matrix Method of Measuring In-Duct Acoustic Properties: I-II. Theory. Journal of Society of America. Vol. 68(3), pp. 907-921, (1980).
- [28] Z. Tao and A. F. Seybert, "A Review of Current Techniques for Measuring Muffler Transmission Loss", Society of Automotive Engineers(SAE), (2003).
- [29] Ver I. L., Beranek L. L., Noise and Vibration Control Engineering, Second Edition, John Wiley and Sons Inc., New Jersey, (2006).
- [30] Meriç.C., "Rezonatör Tip Susturucuların Akustik Analizi", İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, (2008).
- [31] Temiz M. A., "Rezonatör Tip Susturucuların Akış ve Akustik Etkinliğinin Geliştirilmesi", İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, (2012).
- [32] Dinçer A., "Numerical and Experimental Analysis of Dissipative Silencer Coupled with Quarter Wave Tube", The Graduate School Of Natural And Applied Sciences Of Middle East Technical University, (2013)

- [33] Rao, K. N., Munjal, M. L., Experimental Evaluation of Impedance of Perforates with Grazing Flow, Journal of Sound and Vibration,, 283-295, (1986).
- [34] Mechel F. P. , Formulas of Acoustics, Second Edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York (2008).



ÖZGEÇMİŞ VE ESERLER LİSTESİ

Adı Soyadı: Burak Emre YAPANMIŞ

Doğum Tarihi: 01/05/1991

Öğrenim Durumu:

Derece	Bölüm/Program	Üniversite	Yıl
Lise	Fen/Hürriyet And. Lisesi		2005-2009
Lisans	Makine Mühendisliği	Celal Bayar	2009-2013
Yüksek Lisans	Makine Mühendisliği	Dokuz Eylül/Mersin	2013-2016

(Varsa) Görevler:

Görev Unvanı	Görev Yeri	Yıl
Arş. Gör.	Mersin Üniversitesi	2016-....

ESERLER (Makaleler ve Bildiriler)

1. Comparison of vibro-acoustic performances of composite and brass tubes under acoustic excitation, 5-7 August 2015, Advances in Applied and Computational Mechanics, İzmir, Turkey.

2. On the Transmission Loss of A Hybrid Muffler System, 13-15 January 2016, 15th Anglo-French Physical Acoustics Conference, Surrey, England