

T.C
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KLİMA SANTRALLERİNDE KULLANILAN DELİKLİ DİFÜZÖRLÜ BOŞ
HÜCREDEKİ HAVA AKIŞININ AKIŞ VE AKUSTİK AÇIDAN
İNCELENMESİ

AHMET ERDOĞAN

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

EKİM 2017

Tezin Başlığı: **Klima Santrallerinde Kullanılan Delikli Difüzörlü Boş Hücredeki
Hava Akışının Akış ve Akustik Açidan İncelenmesi**

Tezi Hazırlayan: Ahmet ERDOĞAN

Sınav Tarihi: 30.10.2017

Yukarıda adı geçen tez jürimizce değerlendirilerek Makine Mühendisliği Anabilim
Dalında Doktora Tezi olarak kabul edilmiştir.

Sınav Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ahmet KAYA

KSÜ Sütçü İmam Üniversitesi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY

İnönü Üniversitesi

Doç. Dr. Oğuz BOZKIR

İnönü Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. A.Muttalip ŞAHİNASLAN

İnönü Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Muharrem İMAL

KSÜ Sütçü İmam Üniversitesi

Prof. Dr. Halil İbrahim ADIGÜZEL

Enstitü Müdürü



Canım Oğlum Doğukan'a...

ONUR SÖZÜ

Doktora Tezi olarak sunduğum “**Klima Santrallerinde Kullanılan Delikli Difüzörlü Boş Hücredeki Hava Akışının Akış ve Akustik Açıdan İncelenmesi**” başlıklı bu çalışmanın bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığını ve yararlandığım bütün kaynakların, hem metin içinde hem de kaynakçada yöntemine uygun biçimde gösterilenlerden oluştuğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Ahmet ERDOĞAN



ÖZET

Doktora Tezi

KLİMA SANTRALLERİNDE KULLANILAN DELİKLİ DİFÜZÖRLÜ BOŞ HÜCREDEKİ HAVA AKIŞININ AKIŞ ve AKUSTİK AÇIDAN İNCELENMESİ

Ahmet ERDOĞAN

İnönü Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

100 + xi sayfa

2017

Danışman: Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY

Klima santrallerinde kullanılan fanların hava çıkış ağzlarının kesit alanı fandan sonra gelen ısıtıcı/soğutucu serpantin, nemlendirici, filtre ve susturucu gibi ünitelerin kesit alanından küçüktür. Klima santrallerinin enerji verimliliği açısından etkin çalışabilmesi için küçük kesit alanından çıkan havanın diğer ünitelerin bulunduğu büyük kesit alanına kısa mesafede yayılması gerekir. Bu yayılmanın sağlanması için fan hücresinden sonra delikli difüzörlü hücreler kullanılır. Bu delikli difüzörlerin havayı olabildiğince üniform ve en az basınç kaybı ile yaymasının yanında aeroakustik açıdan oluşturduğu gürültü de önem arz etmektedir.

Bu çalışmada, kare kesik piramit delikli difüzörlü hücredeki hava akış karakteristiği ve akış kaynaklı gürültü incelenmiştir. Kare kesik piramit delikli difüzörlü hücrenin geometrik tasarım parametrelerinin basınç kaybı, hava hızı dağılımı ve ses basınç seviyesi üzerindeki etkileri ortaya konmuştur. Geometrik tasarım parametresi olarak porozite, difüzörün et kalınlığı, koniklik açısı, difüzör mesafesi, delik geometrisi, delik hidrolik çapı, delik yerleşim türü ve difüzör yüzey türü gibi parametreler belirlenmiştir.

Akış analizleri için bir deney düzeneği kurulmuştur. İki farklı geometriye sahip delikli difüzör için deneyler yapılmış, sayısal modelin ağ yapısı ve türbülans modeli geçerli kılınmıştır. Geometrik tasarım parametrelerinin basınç kaybına, hız dağılımına ve aeroakustik performansa etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmada katı modeller SolidWorks programında oluşturulmuştur. Akış ve aeroakustik analizler ANSYS Fluent paket programında gerçekleştirilmiştir. Sayısal akış analizleri için sıkıştırılamaz, daimi akış koşulları kabulü yapılmıştır. Çözümlerde standart $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Sayısal aeroakustik analizlerde ise ANSYS-Fluent programında zamana bağlı çözümler gerçekleştirilmiş ve program bünyesinde bulunan Ffowcs Williams ve Hawkings (FW-H) yönteminin modülü kullanılmıştır. Delikli difüzörlü hücre içine yerleştirilen üç farklı konumdaki mikrofondan alınan zamana bağlı sinyaller Hızlı Fourier Dönüştürme (FFT) yöntemiyle 0-1000 Hz frekans aralığına dönüştürülmüş ve ses basınç seviyesi (SPL) değerleri elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Klima santrali, Fan, Delikli difüzör, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Basınç kaybı, Hız dağılımı, Aeroakustik

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

INVESTIGATION of AIRFLOW in EMPTY CHAMBERS with PERFORATED
DIFFUSER DESIGNED for AIR HANDLING UNITS IN TERMS OF FLOW and
ACOUSTIC

Ahmet ERDOĞAN

Inönü University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

100 + xi pages

2017

Supervisor: Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY

Outlet cross-sectional area of fans used in air handling units (AHUs) is smaller than cross-sectional area of chambers which are located next to the fan of HVAC equipment such as heating/cooling coils, silencer (sound attenuator), filter or heat recovery elements. In order to operating of air handling units (AHUs) in terms of energy efficiency, it is required that air blown by the fan diffuses from small cross-sectional area to large cross-section area as short as possible distance. To provide the diffusion, perforated diffuser are used after the fan cell. In addition to these diffusers diffuse the air as uniformly as and with minimal pressure loss, aerodynamically generated noise caused by perforated diffusers is also important.

In this study, airflow characteristic and noise induced airflow were investigated in chamber with truncated pyramid perforated diffuser. The effects of geometrical design parameters of truncated pyramid perforated diffusers on pressure loss, airflow diffusion performance of diffuser and sound pressure level in the chamber were found out. As geometrical design parameters, porosity, thickness, draft angle, distance of diffuser, hole geometry type, hole hydraulic diameter, hole array type and diffuser surface type were determined.

An experimental setup for flow analysis was established. Experimental studies were carried out for two different perforated diffusers, the mesh structure and turbulence model of the numerical model are validated. The effects of geometrical design parameters on pressure loss, velocity distribution and aeroacoustic performance were investigated numerically. Solid models were created in SolidWorks. Flow and aeroacoustic analyzes were performed in ANSYS Fluent package program. Incompressible, steady state flow conditions are supposed for numerical flow analyzes. In the numerical solutions, standard $k-\varepsilon$ turbulence model was used. In the numerical aeroacoustic analyzes, transient flow condition were carried out in the ANSYS-Fluent program and the module of the Ffowcs Williams and Hawkings (FW-H) method build in the program was used. The time-dependent signals from the microphones in three different locations placed in a perforated diffuser cell were converted to a frequency range of 0-1000 Hz by Fast Fourier Transform (FFT) method and sound pressure level (SPL) values were obtained.

Keywords: Air handling unit, Fan, Perforated diffuser, Computational fluids dynamic, velocity distribution, Aeroacoustics

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın her aşamasında yardımlarını, önerilerini, desteklerini ve tecrübelerini esirgemedi beni yönlendiren danışman hocam Sayın Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY'a

Deney düzeneğinin kurulmasındaki yardımlarından dolayı Makine Mühendisliği atölye sorumlusu Sayın Tekniker Ümit ATEŞ'e,

Hiçbir zaman desteklerini esirgemeyen babam Mehmet Halil ERDOĞAN'a, rahmetli annem Hülya ERDOĞAN'a, eşim Ayşegül ERDOĞAN'a ve oğlum Doğukan ERDOĞAN'a teşekkür ederim.

Bu çalışma; Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırmalar Kurumu (TÜBİTAK) tarafından 114M748 no'lu proje kapsamında ve İnönü Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından ise 2013/63-Kapsamlı Araştırma Projesi ve 2015/30-Güdümlü Proje kapsamında desteklenmiştir. Adı geçen kurumlara teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	ÖZET	İ
	ABSTRACT	İİ
	ŞEKİLLER DİZİNİ	V
	TABLOLAR DİZİNİ	İX
	SİMGELER VE KISALTMALAR	X
1.	GİRİŞ	1
1.1.	Kaynak Özetleri	3
1.2.	Amaç	8
1.3.	Kapsam	8
2.	KURAMSAL TEMELLER	10
2.1	İklimlendirme	10
2.1.1.	Merkezi Klima Sistemleri	11
2.1.2	Bireysel Klima Sistemleri	16
2.2.	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	17
2.2.1	Korunum Denklemleri	19
2.2.2	Türbülans Modelleri	21
2.2.3	Sonlu Hacimler Yöntemi	23
2.3	Akustik ile İlgili Temel Bilgiler	25
2.3.1	Ses ile İlgili Temel Kavramlar ve Büyüklükler	25
2.3.2	Hızlı Fourier Dönüşümü (Fast Fourier Transform-FFT)	28
2.3.3	Lighthill Akustik Analizi	29
3.	MATERYAL VE METOD	31
3.1.	Delikli Difüzörlü Hücre	32
3.1.1	Geometrik Tasarım Parametreleri	33
3.2.	Deney Düzenekleri	34
3.3	Akış Analizleri için Sayısal Model	39
3.3.1	Ağ Yapısı	39
3.3.2	Türbülans Modeli	41
3.3.3	Sınır Şartları	43
3.4	Aeroakustik Model	45
4.	ARAŞTIRMA BULGULARI	46
4.1	Sayısal Akış Analizlerini Doğrulama Çalışması	46
4.2	Sayısal Akış Analizleri	47
4.2.1	Geometrik Tasarım Parametrelerinin Basınç Kaybı Üzerine Etkileri	48
4.2.2	Geometrik Tasarım Parametrelerinin Havayı Yayma Performansı Üzerindeki Etkileri	60
4.2.3	Geometrik Tasarım Parametrelerinin Ses Basınç Seviyesi Üzerindeki Etkileri	81
5.	SONUÇ VE ÖNERİLER	93
6.	KAYNAKLAR	96
	ÖZGEÇMİŞ	100

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1. 1.	Tek katlı bir klima santralının şematik görünüşü	1
Şekil 1. 2.	Delikli difüzörlü hücreye sahip bir klima santrali	2
Şekil 2. 1.	Tek katlı bir klima santrali	11
Şekil 2. 2.	Damperli hava karışım hücresi	12
Şekil 2. 3.	Filtre örnekleri.....	13
Şekil 2. 4.	Serpantin örnekleri	13
Şekil 2. 5.	Nemlendirici örnekleri	14
Şekil 2. 6.	Isı geri kazanım ünitesi örnekleri	14
Şekil 2. 7.	Fan örnekleri	15
Şekil 2. 8.	Susturucu örnekleri	15
Şekil 2. 9.	Pencere tipi mono blok klima örneği	16
Şekil 2. 10.	Split klima çeşitleri	17
Şekil 2. 11.	HAD uygulama alanları	18
Şekil 2. 12.	Türbülanslı akışta belirli bir konumda zamana bağlı hız çalkantıları.....	22
Şekil 2. 13.	Ses ile ilgili temel kavramlar	26
Şekil 2. 14.	Ses basıncı sinyalinin zaman ve frekans ekseninde dönüşümü	29
Şekil 3. 1.	Kare kesik piramit delikli difüzörlü hücrenin boyutları.....	32
Şekil 3. 2.	Delik yerleşim türü ve delik geometrileri.....	34
Şekil 3. 3.	Havalandırma santralının teknik resmi	35
Şekil 3. 4.	Havalandırma santralının gerçek resmi.....	35
Şekil 3. 5.	Kare kesik piramit delikli difüzör numuneleri	36
Şekil 3. 6.	(a) Çok fonksiyonlu ölçüm cihazı (b) Sıcak tel anemometresi	37
Şekil 3. 7.	Hava giriş kesitinde hız ölçümünün yapıldığı noktalar	38
Şekil 3. 8.	Deney düzeneği	38
Şekil 3. 9.	Sayısal modelin ağ yapısı.....	40
Şekil 3. 10.	Ağ bağımsızlığı çalışması	40
Şekil 3. 11.	Farklı türbülans modelleri için elde edilen boyutsuz basınç kaybı değerleri ile deneysel değerlerin karşılaştırılması	42
Şekil 3. 12.	Basınç temelli birleşik ve basınç temelli ayrık algoritmalar....	44
Şekil 3. 13.	Delikli difüzörlü hücre içerisindeki mikrofon konumları	45
Şekil 4. 1.	Sayısal akış analizlerinin doğrulama çalışmaları	47
Şekil 4. 2.	Farklı porozite değerlerine göre boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi	49
Şekil 4. 3.	Farklı koniklik açısı değerlerine göre boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi	50
Şekil 4. 4.	Farklı et kalınlığı değerlerine göre boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi	52
Şekil 4. 5.	Farklı difüzör mesafesi değerlerine göre boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi	53
Şekil 4. 6.	Farklı delik geometri türlerinin boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi	55
Şekil 4. 7.	Farklı hidrolik çap değerlerine göre elde edilmiş boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi	57

Şekil 4. 8.	Farklı delik yerleşim türlerine göre elde edilmiş boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi	58
Şekil 4. 9.	Farklı yüzey türlerine göre elde edilmiş boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi	60
Şekil 4. 10.	$\beta = 0.35$ porozite değeri için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	61
Şekil 4. 11.	$\beta = 0.40$ porozite değeri için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	61
Şekil 4. 12.	$\beta = 0.45$ porozite değeri için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	61
Şekil 4. 13.	$\beta = 0.50$ porozite değeri için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	62
Şekil 4. 14.	$\beta = 0.55$ porozite değeri için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	62
Şekil 4. 15.	$\beta = 0.35$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	63
Şekil 4. 16.	$\beta = 0.40$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	63
Şekil 4. 17.	$\beta = 0.45$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	63
Şekil 4. 18.	$\beta = 0.50$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	64
Şekil 4. 19.	$\beta = 0.55$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	64
Şekil 4. 20.	$\alpha = 50^\circ$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	65
Şekil 4. 21.	$\alpha = 55^\circ$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	65
Şekil 4. 22.	$\alpha = 60^\circ$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	65
Şekil 4. 23.	$\alpha = 50^\circ$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	66
Şekil 4. 24.	$\alpha = 55^\circ$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	66
Şekil 4. 25.	$\alpha = 60^\circ$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	66
Şekil 4. 26.	$t = 1 \text{ mm}$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	67
Şekil 4. 27.	$t = 2 \text{ mm}$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	67
Şekil 4. 28.	$t = 3 \text{ mm}$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	68
Şekil 4. 29.	$t = 1 \text{ mm}$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	68
Şekil 4. 30.	$t = 2 \text{ mm}$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	68
Şekil 4. 31.	$t = 1 \text{ mm}$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	69
Şekil 4. 32.	$L_0 = 0 \text{ mm}$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	69
Şekil 4. 33.	$L_0 = 100 \text{ mm}$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	70
Şekil 4. 34.	$L_0 = 200 \text{ mm}$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	70
Şekil 4. 35.	$L_0 = 0 \text{ mm}$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	70
Şekil 4. 36.	$L_0 = 100 \text{ mm}$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	71

Şekil 4. 37.	$L_0 = 200 \text{ mm}$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	71
Şekil 4. 38.	Kare delik için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	72
Şekil 4. 39.	Dairesel delik için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	72
Şekil 4. 40.	Altıgen delik için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	73
Şekil 4. 41.	Oval delik için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	73
Şekil 4. 42.	Kare delik geometrisi için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	73
Şekil 4. 43.	Dairesel delik geometrisi için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	74
Şekil 4. 44.	Altıgen delik geometrisi için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	74
Şekil 4. 45.	Oval delik geometrisi için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	74
Şekil 4. 46.	$D = 15 \text{ mm}$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	75
Şekil 4. 47.	$D = 20 \text{ mm}$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	75
Şekil 4. 48.	$D = 25 \text{ mm}$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	75
Şekil 4. 49.	$D = 15 \text{ mm}$ için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri.....	76
Şekil 4. 50.	$D = 20 \text{ mm}$ için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri.....	76
Şekil 4. 51.	$D = 25 \text{ mm}$ için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri.....	77
Şekil 4. 52.	Şaşırtmalı yerleşim türü için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	77
Şekil 4. 53.	Düz yerleşim türü için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu	78
Şekil 4. 54.	Şaşırtmalı yerleşim türü için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	78
Şekil 4. 55.	Düz yerleşim türü için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri	78
Şekil 4. 56.	Düz yüzey türü için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu.....	79
Şekil 4. 57.	Dışbükey yüzey türü için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu.....	79
Şekil 4. 58.	İçbükey yüzey türü için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu.....	80
Şekil 4. 59.	Düz yüzey türü için içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri.....	80
Şekil 4. 60.	Dışbükey yüzey türü için içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri.....	80
Şekil 4. 61.	İçbükey yüzey türü için içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri.....	81
Şekil 4. 62.	Farklı β değerlerine göre SPL değerlerinin değişimi.....	83
Şekil 4. 63.	Farklı α değerlerine göre SPL değerlerinin değişimi.....	84
Şekil 4. 64.	Farklı t değerlerine göre SPL değerlerinin değişimi.....	85
Şekil 4. 65.	Farklı L_0 değerlerine göre SPL değerlerinin değişimi	86

Şekil 4. 66.	Farklı delik geometrilerine göre SPL değerlerinin değişimi ...	87
Şekil 4. 67.	Farklı D değerlerine göre SPL değerlerinin değişimi.....	88
Şekil 4. 68.	Farklı delik yerleşim türlerine göre SPL değerlerinin değişimi.....	89
Şekil 4. 69.	Farklı yüzey türlerine göre SPL değerlerinin değişimi.....	90



ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3. 1.	Akış ve aeroakustik analizlerde incelenen geometrik tasarım parametreleri ve değerleri	33
Çizelge 3. 2.	Kare kesik piramit delikli difüzör numunelerinin geometrik özellikleri.....	36
Çizelge 3. 3.	Farklı türbülans modellerine göre elde edilen basınç kaybı değerleri	41
Çizelge 3. 4.	Sayısal akış analizleri için sınır şartları.....	43
Çizelge 4. 1.	Altı farklı hava giriş hızı için sayısal ve deneysel olarak elde edilen basınç kaybı değerleri parametreler	46
Çizelge 4. 2.	Porozite analizlerinde sabit tutulan parametreler.....	48
Çizelge 4. 3.	Farklı porozite değerleri için elde edilen basınç kaybı değerleri	48
Çizelge 4. 4.	Koniklik açısı analizlerinde sabit tutulan parametreler	50
Çizelge 4. 5.	Farklı koniklik açısı değerleri için elde edilen basınç kaybı değerleri	50
Çizelge 4. 6.	Farklı et kalınlığı analizlerinde sabit tutulan parametreler.....	51
Çizelge 4. 7.	Farklı et kalınlığı değerleri için elde edilen basınç kaybı değerleri	51
Çizelge 4. 8.	Farklı difüzör mesafeleri analizlerinde sabit tutulan parametreler	53
Çizelge 4. 9.	Farklı difüzör mesafe değerleri için elde edilen basınç kaybı değerleri	53
Çizelge 4. 10.	Delik geometrisi analizlerinde sabit tutulan parametreler ..	54
Çizelge 4. 11.	Farklı delik geometrileri için elde edilen basınç kaybı değerleri	54
Çizelge 4. 12.	Hidrolik çap analizlerinde sabit tutulan geometrik tasarım parametreleri.....	56
Çizelge 4. 13.	Farklı hidrolik çaplara göre elde edilen basınç kaybı değerleri	56
Çizelge 4. 14.	Delik yerleşim türü analizlerinde sabit tutulan geometrik tasarım parametreleri	58
Çizelge 4. 15.	Farklı yerleşim türlerine göre elde edilen basınç kaybı değerleri.....	58
Çizelge 4. 16.	Difüzör yüzey türü analizlerinde sabit tutulan geometrik tasarım parametreleri	59
Çizelge 4. 17.	Farklı yüzey türlerine göre elde edilen basınç kaybı değerleri	59

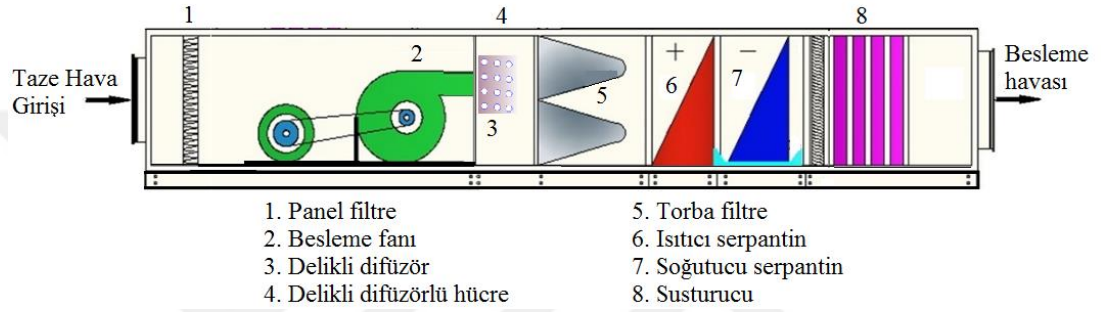
SİMGELER ve KISALTMALAR

α	Koniklik açısı
β	Porozite
φ	Akışkanın herhangi bir skaler özelliği
ρ	Yoğunluk
∇	Del operatörü
Γ	Difüzyon Katsayısı
σ_{ij}	Gerilme tensörü
$\delta(f)$	Dirac delta fonksiyonunu
μ	Dinamik viskozite
ν	Kinematik viskozite
ω	Açısal frekans
λ	Dalgaboyu
c	Sesin yayılma hızı
f	Frekans
g	Yerçekimi ivmesi
$H(f)$	Heaviside fonksiyonu
I	Ses şiddeti
L_p	Ses basınç düzeyi
L_w	Ses gücü düzeyi
P	Akışkanın statik basıncı
P_0	Referans ses basıncı
P_s	Ses basıncı
S	Kuvvet ifadesi
T	Periyot
T_{ij}	Lighthill tensörü
$\bar{u}$	Daimi zaman ortalama hız
u'	Çalkantı hızı bileşeni
u_i	x_i yönündeki hız bileşeni
u	Akışkanın x yönündeki hızı
v	Akışkanın y yönündeki hızı

<i>w</i>	Akışkanın z yönündeki hızı
<i>V</i>	Akışkan hızı
AMCA	Air Movement and Control Association International
DNS	Direct Numerical Simulation
<i>Eu</i>	Euler sayısı
FFT	Hızlı Fourier Dönüşümü
FW-H	Ffowcs Williams ve Hawkings Yöntemi
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
HVAC	Heating, Ventilating and Air Conditioning
KH	Kontrol Hacmi
LES	Large Eddy Simulation
RANS	Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes
SPL	Ses basınç seviyesi

1. GİRİŞ

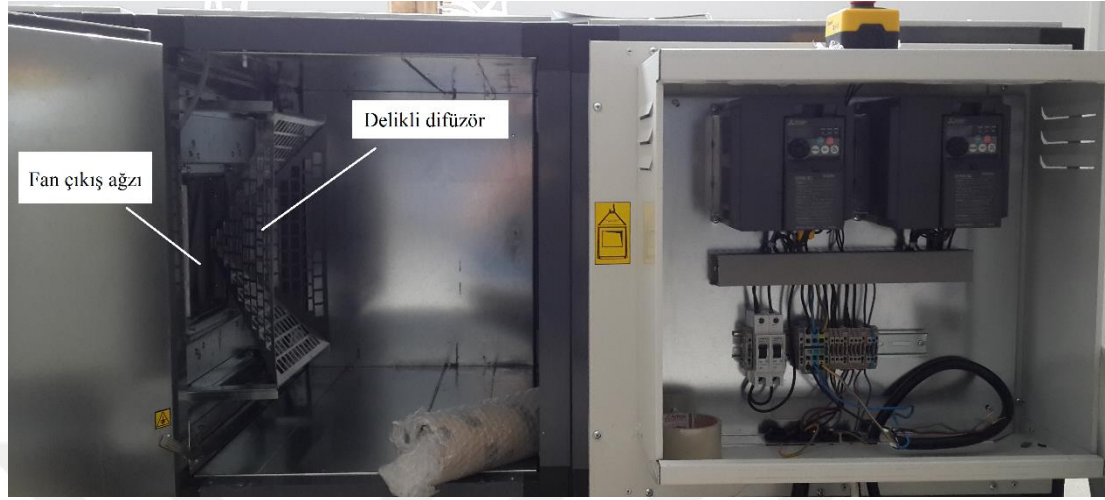
Klima santralleri; belirli bir ortamdaki havayı, ihtiyaç duyulan koşullara ulaştırabilmek için havanın sıcaklığını, nemini, temizliğini ve dağılımını aynı anda kontrol eden sistemlere denir (Anonymous, 2017a). Klima santralleri genel olarak; fan, delikli difüzörlü hücre, ısıtıcı/soğutucu serpantin, nemlendirici, karışım odası, ısı geri kazanım ünitesi, filtre ve susturucu gibi birimleri bünyesinde ihtiva eder. Tek katlı bir klima santralinin şematik gösterimi Şekil 1.1’de verilmiştir.



Şekil 1.1. Tek katlı bir klima santralinin şematik görünüşü

Şekil 1.1’de görüldüğü gibi klima santrallerinde kullanılan fanların hava çıkış kesit alanları, fandan sonra gelen filtre, ısıtıcı/soğutucu batarya ve susturucu gibi birimlerin kesit alanlarından küçüktür. Bu sebeple, fanın üflediği hava, fandan sonra gelen birimlerin yüzeylerinin tamamı ile temas edememektedir. Bu durum klima santralinin enerji verimliliğini düşürmektedir. Hava akışının fandan sonra gelen birimlerin yüzeylerinin tamamı ile temasının sağlanmasının ilk yolu; akışın tam gelişmiş türbülanslı akıştaki hız profiline ulaşacak kadar mesafeye (ki bu mesafe akış yönüne dik kesitin hidrolik çapının yaklaşık on katı) sahip bir boş hücreyi klima santralinde fan hücrelerinden sonraki kısma koymak olacaktır. Fakat bu durumda klima santralinin hem üretim maliyeti artacak hem kurulum alanı fazla yer kaplayacaktır. Ayrıca fandan sonra gelen birimlerden daha yüksek fayda sağlanabilmesi için akışın hız dağılımının tam gelişmiş türbülanslı akıştaki gibi parabolik bir dağılım yerine daha homojen bir dağılım olması gerekmektedir. Fanın üflediği havanın, fandan sonra gelen birimlerin yüzeylerinin tamamıyla ve olabildiğince homojen bir hız dağılımıyla temas edebilmesi için klima santrallerinde fan biriminden sonra bünyesinde delikli difüzör bulunan bir hücre kullanılmaktadır (Bilge, 2010). Hava akışı; fan çıkışında kullanılan

delikli difüzöre çarparak yayılmaktadır. Şekil 1.2’de delikli difüzörlü hücreye sahip bir klima santralinin resmi verilmiştir.



Şekil 1.2. Delikli difüzörlü hücreye sahip bir klima santrali

Delikli difüzörler, fan hücrelerinden gelen havayı yaymaları nedeniyle olumlu bir katkıda bulundukları gibi hava akış alanına konulan bir engel özelliği teşkil ettikleri için basınç kaybına da sebebiyet vermektedirler. AMCA’nın (Air Movement and Control Association International) verilerine göre HVAC (Heating, Ventilating and Air Conditioning) amaçlı tüketilen enerjinin üçte birini besleme, geri dönüş ve egzoz fanları tüketmektedirler (Brendel, 2010). Bu durum göz önünde bulundurulursa delikli difüzörlü hücrenin sebep olacağı basınç kaybı büyük bir önem teşkil etmektedir.

Klima santrallerinde kullanılan fanlar ciddi düzeyde gürültü çıkaran makinelerdir. Çoğu yerde bu durum sağlık sorunlarına yol açar ve bu nedenle arzu edilmez. Ayrıca yüksek gürültü düzeyleri enerji verimsizliğinin ve titreşim sorunlarının da habercisi olabilir. Fanlarda gürültü esas itibarıyla akış kaynaklı (aeroakustik) bir sorundur. Yani fan kanatlarının akışkan (genelde hava) üzerinde oluşturduğu aerodinamik kuvvetlerin sonucu olarak meydana gelmektedir (Çakmanus, 2009). Delikli difüzörlü hücre makul mertebedeki küçük bir basınç kaybıyla (20-25 Pa gibi) klima santrallerinde fanın ürettiği gürültüyü düşük frekanslarda bir miktar (5-10 dB gibi) azaltmak amacıyla da kullanılabilecektir.

1.1. Kaynak Özetleri

Klima santrallerinde bulunan fan hücreleri, ısıtıcı/soğutucu serpantin, delikli difüzörlü hücre, susturucu gibi ünitelerin akış ve/veya akustik performansını belirlemek amacıyla sayısal ve/veya deneysel olarak yapılmış birkaç çalışma mevcuttur.

Bayramgil ve arkadaşları, bir klima santrali fanının çıkış ağzına monte ettikleri kesik koni geometrili deliksiz difüzör içerisindeki hava akışını wool-tuft yöntemini kullanarak incelemişlerdir. Farklı difüzör açılarında gerçekleştirilen çalışmalarda cidar statik basınç dağılımlarını ölçmüşlerdir. Difüzör çıkışındaki akışın düzgün olmadığını, türbülans seviyesinin noktadan noktaya önemli ölçüde değişkenlik gösterdiğini ortaya koymuşlardır (Bayramgil vd., 1998).

Bulut ve arkadaşları klima santrallerinde kullanılan ünitelerin tamamının enerji verimliliğini incelemek amacıyla yaptıkları çalışmada, kare kesitli kesik piramit şeklindeki delikli difüzörlü boş hücre için yapılan bir HAD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) çalışmasında iki farklı boyuttaki geometriler için sayısal analiz çalışması yapmış olup, hücre çıkışındaki hız dağılımlarını incelenmişlerdir (Bulut vd., 2011).

Taçgün, klima santrallerinde kullanılan V profil delikli difüzörlü hücredeki hava akışını incelemiştir. Hava giriş hızı, difüzörün et kalınlığı, difüzör açısı ve porozite gibi parametrelerin basınç kaybı ve hız dağılımına etkisini ortaya koymuştur. Aynı zamanda Taguchi optimizasyon yönteminden faydalanarak her bir geometrik parametrenin istenen amaca ne ölçüde etki ettiğini belirlemiştir (Taçgün, 2016).

Sönmez, klima santrallerinde kullanılan kesik koni geometriye sahip delikli difüzörlü hücrelerdeki hava akışını incelemiştir. Düz, içbükey ve dışbükey olmak üzere üç geometri türünü, delik geometri türünü ve difüzörün koniklik açısını değişken parametreler olarak belirlemiştir. Taguchi optimizasyon yönteminden yararlanılan çalışmada, en düşük basınç kaybını ve en fazla homojen dağılıma özelliği gösteren difüzörün 60° koniklik açısına sahip kare delik geometrili içbükey kesik koni profil olduğunu tespit etmiştir (Sönmez, 2017).

Byl, bir klima santralindeki hava akış karakteristiğini deneysel çalışma destekli sayısal çalışma ile incelemiştir. Klima santralinde bulunan ısı değiştiricisinin performansını santral içerisindeki hava akışının düzgünlüğüne bağlı olarak geniş bir hacimsel debi aralığında analiz etmiştir. Buna ek olarak farklı yönlendirici kanatçık

tasarımlarının hava akışının homojenliği ve ısı değıştiricisi performansı üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Hava akış yapısının ısı değıştiricisi performansını belirlemek için tek başına bir ölçü olmadığını ve giriş sınır şartlarının yeterince doğru tanımlanması durumunda, örnek tasarımlar için oluşturulan daimi akış şartlarına sahip sayısal modelin optimizasyon adına yeterli bir model olduğunu belirlemiştir (Byl, 2015).

Gilman ve arkadaşları, ticari binalardaki hava kanalı sistemlerinde havanın dağıtımını için kullanılan menfez kutusundaki (plenum box) basınç karakteristiğini ve hava dağılımını deneysel olarak incelemişlerdir. Farklı tarzlardaki menfez kutuları esas alınarak yapılan çalışmalarda, kanaldan menfeze giriş kısmındaki akış yapısı araştırılmış ve giriş kısmı için bir nevi difüzör görevi gören farklı türden hava giriş kanalları üzerinde incelemelerde bulunmuşlardır (Gilman vd., 1951).

Literatürde, deliksiz difüzörlerin veya düz kanalların içine yerleştirilen delikli plakalardaki akış yapısı ile ilgili çalışmalar da mevcuttur.

şahin ve Ward-Smith, geniş açılı deliksiz bir difüzörden olan akışı kontrol etmek için akışa dik doğrultularda yerleştirilen delikli levha kullanmışlardır. Çalışmada difüzör çıkış levhasındaki akışı etkileyen temel faktörün ve levha-difüzör birleşimindeki basınç kaybı karakteristiklerinin belirlenmesi ile toplama odasındaki düzgün hız profilini sağlayan levha karakteristikleri üzerinde yoğunlaşılmıştır (şahin ve Ward-Smith, 1987).

şahin; yaptığı çalışmada deliksiz konik bir difüzör içerisinde akışa dik doğrultularda yerleştirilen delikli levhaların akışa olan etkisini incelemiştir. Jetlerin meydana geldiği delikli levhanın arka kenarındaki akış açıları, hız dağılımları ve statik basınçlar deneysel olarak elde edilmiştir (şahin, 1989).

şahin ve Ward-Smith akışa dik doğrultularda yerleştirilen delikli levhaların birleşiminin, deliksiz difüzör içindeki akış özelliklerine dikkate değer bir etkisi olduğunu göstermişlerdir. Son delikli levhanın akış yönündeki cidarına yakın bir bölgedeki jetin eksenel konumunun değıştirilebildiğini ortaya koymuşlardır. Cidar-jet özelliklerinin, birden fazla delikli levhanın konumunun değışmesiyle çeşitlilik gösterdiğini tespit etmişlerdir (şahin ve Ward-Smith, 1990).

şahin ve Ward-Smith, hız dağılımını kontrol etmek için akışa dik doğrultularda yerleştirilen üç adet delikli levhanın bulunduğu deliksiz bir difüzör uygulamasını ele almışlardır. Ayrıca son levhadaki poroziteyi değıştirmek için kesme teknikleri

kullanımını araştırmışlardır. Beş delikli, mikrobilgisayar destekli bir pitot tüpü yardımıyla akış karakteristiklerini elde etmişlerdir (Şahin ve Ward-Smith, 1991).

Şahin ve Ward-Smith, deliksiz bir difüzörün içine akışa dik doğrultularda yerleştirilen iki adet delikli levhanın oluşturduğu akış yapısını deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada, statik basınç dağılımı ve akış modeli elde edilmiştir. Delikli levhaların farklı yerlere konulması ve farklı poroziteye sahip olmaları gibi alternatif durumların akış ve basınç kaybı karakteristiklerine olan etkilerini irdelemişlerdir (Şahin ve Ward-Smith, 1993).

Şahin ve arkadaşları, geniş açılı deliksiz difüzör içerisinde akışa dik doğrultularda yerleştirilen delikli levhaların kullanıldığı bir kanalda akış karakteristiklerini ve basınç düşümünü incelemişlerdir. Farklı poroziteler ve levha yerleşimleri için statik basınç dağılımı ve basınç geri kazanım karakteristiklerinin ölçümü yapılmıştır. Levhaların yerleşimlerinin; basınç ve hız dağılımlarının ve basınç geri kazanımının üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu ortaya koymuşlardır (Şahin vd., 1995).

Gan ve Riffat; HAD Yöntemi ile kare kenarlı bir orifis ve delikli plakalardaki basınç kaybı karakteristiklerini farklı Reynolds sayısı için belirlemişlerdir (Gan ve Riffat, 1997).

Noi-Mehidi ve arkadaşları, asimetrik geniş açılı bir deliksiz difüzörün içerisinde akışa dik doğrultularda yerleştirilen delikli plakalar kullanarak, difüzörün çıkışında değişmez bir akış elde etmeye çalışmışlardır. Çalışmalarıyla, difüzör çıkışında uygun sayıda ve uygun konumda delikli plakaların kullanılmasıyla akışın çok daha iyileştirilebileceğini ve asimetrik difüzörün akış kontrolü açısından daha kullanışlı hale gelebileceğini ifade etmişlerdir (Noi Mehidi, 2005).

Malavasi ve arkadaşları, delikli plakalar için eşdeğer çap oranı, bağıl et kalınlığı ve delik yerleşim türleri gibi geometrik parametreler belirlemiş ve bu geometrik parametrelerin basınç kayıp katsayısına etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir (Malavasi vd., 2012).

Guo ve arkadaşları, HAD yöntemiyle akışa dik doğrultularda yerleştirilen delikli plakanın tek bir deliğinden geçen gaz akışını inceleyerek Reynold sayısı, porozite, delik çapı, plaka kalınlığı, yüzeyin pürüzlülüğü ve plakanın eğim açısı gibi çeşitli parametrelerin akış şekli ve basınç düşümü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir (Guo vd., 2013).

Bayazit ve arkadaşları, akışı kontrol etmek amacıyla akış alanına yerleştirdikleri delikli levhaların porozite, delik yerleşim türü, delik geometrisi ve levha et kalınlığı gibi geometrik parametrelerinin basınç kaybı üzerindeki etkilerini hem laminar hem de türbülanslı akış rejimleri için incelemişlerdir. Laminar akış rejiminde, et kalınlığının artışının ve şaşırtmalı delik yerleşim türünün yüksek basınç kaybına; porozite artışının ise düşük basınç kaybına sebep olduğunu belirlemişlerdir. Türbülanslı akış rejiminde ise karesel delik dizilim türünün ve düşük et kalınlığının yüksek basınç kaybına neden olduğunu ortaya koymuşlardır (Bayazit vd., 2014).

Özahi yaptığı deneysel çalışmada, dairesel geometriye sahip bir delikli plakadaki akış yapısını incelemiştir. 2500 ile 9500 arasında değişen Reynold sayısı ve 0.064 ile 0.331 arasında değişen porozite oranları için basınç düşüşünün boyutsuz bir ifadesi olan Euler sayısının değişimini ortaya koymuştur. Basınç kayıp katsayısı ile porozite oranı arasındaki ilişkiyi $Eu=0.67 \times \beta^{(-2.24)}$ olarak yaklaşık %12'lik bir sapma ile türbülanslı akış rejimi için belirlemiştir (Özahi, 2015).

Klima santralleri için tasarlanan kare kesik piramit geometrili delikli difüzörden bir nevi önsusturucu görevi görecektir. Bir miktar akustik performans beklenmektedir. Yapılan literatür araştırmasında klima santrallerinde kullanılan delikli difüzörlerin akustik performansını araştıran bir adet yüksek lisans tezi mevcuttur (Yapanmış, 2016). Yapanmış, klima santralleri için tasarlanan kare kesik piramit ve kesik koni geometrili sahip delikli difüzörlerin önsusturucu özelliklerini araştırmış, farklı geometrik parametrelerin ses iletim kaybına olan etkilerini incelemiştir. Fakat yapılan çalışma; delikli difüzörlerin aeroakustik özelliklerini değil, akızsız ortamdaki akustik özelliklerini kapsamaktadır (Yapanmış, 2016).

Kelp ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada; içinde klape bulunan bir HVAC kanalındaki sayısal akış çalışmasını gerçekleştirdikten sonra Ffowcs Williams-Hawkins (FW-H) yaklaşımını kullanarak ses basınç seviyesini ANSYS-Fluent paket programında hesaplamışlardır (Kelp vd., 2015).

Bezci yüksek lisans tez çalışması kapsamında bir santrifüj fanındaki akış yapısını ve aerodinamik kaynaklı gürültüyü beş farklı çıkış basınç sınır şartında $k-\epsilon$ ve LES (Large Eddy Simulation) türbülans modellerini kullanarak sayısal olarak incelemiştir. FW-H yaklaşımını kullanarak serbest alandaki akış kaynaklı gürültü yayılımını belirlemiştir (Bezci, 2009).

Çeşitli endüstriyel uygulamalarda kullanılan delikli yüzeylere sahip susturucuların akustik performansı ile ilgili literatürde oldukça fazla çalışma mevcuttur.

Ueda ve arkadaşları, anlık basınç ve ortalama hız ölçümlerinden yola çıkarak rezonatörün akustik alanını gözlem altına almışlar ve ses dalgasını meydana getiren olgular ile rezonatörün akustik direncinin faz farkı ile yakından ilgili olduğunu hatta verim değerlerinin dahi bu noktada bağlantı gösterdiğini ifade etmişlerdir (Ueda vd., 2002).

Rezonatör içindeki ızgara/örgü (grid) yapısının girişteki basınç dalgalanmalarını önlemeye yönelik tasarımının öneminden yola çıkan Zoccola, 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 (Zoccola, 2004).

Morris ve arkadaşları 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 karşılıklı mukayeseli olarak tartışmışlardır (Morris vd., 2004).

Rezonatör uzunluğunun akustik performans ve viskoz ilerleme derinliği-yarıçap ilişkisi üzerine deneysel araştırmayı yürüten Yu ve arkadaşları, basınç genliği, salınımlar ve sıcaklık değişim düzeyi üzerinde kayıtlar tutmuşlardır (Yu vd., 2005).

Zhou ve arkadaşları, nümerik yöntemler ile rezonatörün geometrik tasarımına yönelik olarak planladıkları araştırmalarında rezonatör çapının hem çalışma frekansı hem de motorun performansı üzerinde belirleyici rol oynadığını tespit ederek çap seçiminde sistem içindeki diğer akış unsurları kadar motorun ısıl güç girdi düzeyinin de dikkate alınması gerektiğine vurgu yapmışlardır (Zhou vd., 2008).

Süreksiz rejimde sıfır debiden maksimum debi seviyesine doğru ilerleyen süreçteki rezonans frekansları inceleyen Qin ve arkadaşları, rezonatörün tepki mekanizmasının doğrusal olmamasından dolayı rezonans frekans ile etkili basınç sistemi arasındaki ilişkiyi ortaya koymayı amaçlamışlardır (Qin vd., 2009).

Wang ve arkadaşları, rezonatör içindeki doğrusal olmayan şok etkileşimlerinin meydana geldiği viskoz sıkıştırılabilir akışın nümerik olarak incelenmesindeki zorlukları ortaya koymuşlar, özellikle zamana bağlı değişimlerin irdelenmesine yönelik kritik noktalara için yeni bir metodoloji geliştirmeyi amaçlamışlardır (Wang vd., 2009).

Farklı rezonatör uygulamalarının sistemin akustik performansı üzerindeki etkilerini frekans ve basınç genliği ölçümleri ile tanımlamaya çalışan Zhang ve arkadaşları, 77 ve 130 µm kalınlıktaki paslanmaz çelik malzeme kullanmışlardır (Zhang vd., 2009).

Zink ve arkadaşları, rezonatör gövdesine eğrilik verilmesi durumundaki deneysel çıktıları değerlendirme altına almışlar ve bulguları motorun kuvvetli ısıl-akustik salınımlara dayanımı çerçevesinde de yorumlamışlardır (Zink vd., 2010).

1.2. Amaç

Klima sektörü ve mevcut literatür incelendiğinde, klima santrallerinde kullanılan kare kesik piramit geometriye sahip delikli difüzörlü hücrelerdeki hava akış yapısı ve bu hücrelerin hava akışı altındaki akustik performansı hakkında yeterli çalışma yapılmadığı görülmüştür (Şahin vd., 2013). Bu çalışmada; kare kesik piramit delikli difüzörlü hücrelerin geometrik tasarım parametrelerinin; delikli difüzörün sebep olduğu basınç kaybına, hava akışını yayma performansına ve ses basınç seviyesine olan etkileri incelenmiştir.

1.3. Kapsam

Bu çalışma kapsamında; kare kesik piramit delikli difüzörlü hücredeki hava akış analizleri sayısal ve deneysel, akustik analizler ise sadece sayısal olarak gerçekleştirilmiştir.

Tezin birinci bölümünde, delikli difüzörlü hücrelerin klima santrallerinde ne amaçla kullanıldığından ve literatür çalışmalarından bahsedilmiş, çalışmanın amacı ve kapsamı ifade edilmiştir.

İkinci bölümde yer alan Kuramsal Temeller kısmında; klima santralleri, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, temel akustik bilgiler, sonlu hacimler yöntemi gibi temel konulara yer verilmiştir.

Üçüncü bölümü oluşturan Materyal ve Yöntem kısmında; analizlerde kullanılan kare kesik piramit delikli difüzörlerin geometrik yapısı, deneysel çalışmalar için hazırlanan deney düzeneği ve numuneler, sayısal analiz modelleri tanıtılmıştır.

Araştırma Bulguları ve Tartışma başlığıyla anılan dördüncü bölümde; iki adet numune difüzör kullanılarak gerçekleştirilen deneysel akış analizlerinin, kare kesik piramit delikli difüzörlü hücre için belirlenen geometrik parametrelerin değiştirilmesi suretiyle gerçekleştirilen sayısal akış ve aeroakustik analizlerinin çıktılarına yer verilmiştir. Deneysel ve sayısal olarak gerçekleştirilen analizlerin çıktılarına göre, geometrik parametrelerin değiştirilmesiyle basınç kaybı, hız dağılımı ve aeroakustik performans açısından ne gibi farklılıklar oluştuğu tartışılmıştır.

Beşinci bölümde yer alan Sonuç ve Öneriler kısmında, kare kesik piramit delikli difüzörlü hücrenin geometrik parametrelerin akış ve aeroakustik performansa olan etkilerinin ne olduğu ortaya konmuş ve ilerleyen zamanlarda bu hücrede ne gibi çalışmalar yapılabileceği önerilmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1 İklimlendirme

Isıtma, soğutma, havalandırma ve iklimlendirme/klima konularında ana hedef insanlar için daha iyi, daha rahat, huzurlu, sağlıklı ve emniyetli bir yaşam sağlamaktır. Diğer yandan, bugünkü teknolojinin ve çeşitli endüstriyel işlemlerin yapılması sırasında da çalışılan ortamın belirli ve yapılan işlere uygun olan şartlara getirilmesi gerekmektedir. Ayrıca, havanın şartlandırılması ihtiyacı sadece insanlar için değil, çeşitli amaçlarla beslenen evcil hayvanlar, hatta bitkiler için de gerekmektedir. Bu uygun şartlar; ortamın sıcaklığı, bağıl nem seviyesi, içindeki oksijen miktarı, toz-duman/koku gibi zararlı maddelerden arındırılıp temizlenmesi ve ortam havasının tüm hacimdeki homojen dağılımının yani hava hareketinin sağlanması şeklinde özetlenebilir. Bu amaçla uygulanan işlemlere "Havanın Şartlandırılması" veya "İklimlendirme" adı verilmekte olup dilimize Almancadan girmiş olan "Klima" ve İngilizceden girmiş olan "Air conditioning" deyimleri de sık sık kullanılmaktadır. Bütün bunları sağlarken de beklenen en önemli husus, ekonomiklik ve çevreye en az zarar verecek tarzda tesis edilmiş olmasıdır (çevre kirliliği, gürültü, dış estetik görünüm). Dolayısıyla, ihtiyaçları yeterli derecede iyi sağlayan ve aynı zamanda da kuruluş ve işletme masrafları yönünden mümkün olduğunca ekonomik olan bir iklimlendirme sistemi beklenir. Tek tek münferit elemanları bu esaslara göre standartlaştırılmış ve imal edilmiş, ayrıca iyi projelendirilip cihaz-donanım seçimleri de doğru ve titizlikle yapılmış ve en önemlisi sistemin çalıştırılacağı yapıya, amaçlara uygun şekilde yerleştirilmiş, testleri-ayarları-balansları düzgün yapılarak devreye alınmış olması yanında iyi eğitilmiş işleticilerin eline teslim edilmiş bir iklimlendirme sistemi bekleneni vererek uzun yıllar çalışmaya devam edecektir (Anonim, 2017b).

Herhangi bir mahalde uygun konfor şartlarını (mahallin kullanım amacına göre 18-27 °C sıcaklık ve yaklaşık %50 bağıl nem seviyesi) sağlamak adına; soğutma, ısıtma, nem kontrolü, havanın dolaşımı ve filtreleme (havanın temizlenmesi) gibi beş temel görev yerine getirilir (İsa ve Onat, 2012).

2.1.1. Merkezi Klima Sistemleri

Bu tür sistemler daha çok büyük binaların iklimlendirilmesi için kullanılır. Bir kazan ve radyatörlerden oluşan bir kalorifer tesisatına benzetilebilir. Kazan yerine bir klima santrali, radyatörler yerine de havalandırma kanalları, menfezleri ve/veya fanlı serpantin üniteleri (fan-coil unit) vb. cihazlar bulunmaktadır. Sistemin boru veya kanalları içerisinde su, hava veya bir soğutucu akışkan dolaştırılarak ısıtma-soğutma-havalandırma ve nem kontrolü sağlanır.

Merkezi iklimlendirme sistemlerinin en önemli birimi klima santralleridir. Bir klima santrali genel olarak;

- Damperli hava karışım hücreleri,
- Filtre hücreleri,
- Isıtıcı/soğutucu batarya,
- Nemlendirici,
- Isı geri kazanım ünitesi,
- Emiş ve üfleme hücreleri,
- Fan hücreleri,
- Delikli difüzörlü hücre (yayıcı hücresi),
- Susturucu

gibi birimlerden oluşur. Şekil 2.1’de tek katlı bir klima santrali örneği verilmiştir.



Şekil 2.1. Tek katlı bir klima santrali

Damperli hava karışım hücreleri

Karışım hücreleri; esas olarak dönüş havasının ısıtma/soğutma kabiliyetinden faydalanarak enerji tüketimini azaltmak için kullanılır. Uygun sıcaklığa ve yeterli oksijen miktarına sahip besleme havası elde edebilmek için taze hava ve dönüş havalarının oranını ayarlayabilmek adına karışım hücrelerinde damperler kullanılmaktadır. Şekil 2.2’de damperli hava karışım hücresi örneği gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Damperli hava karışım hücresi

Filtre hücreleri

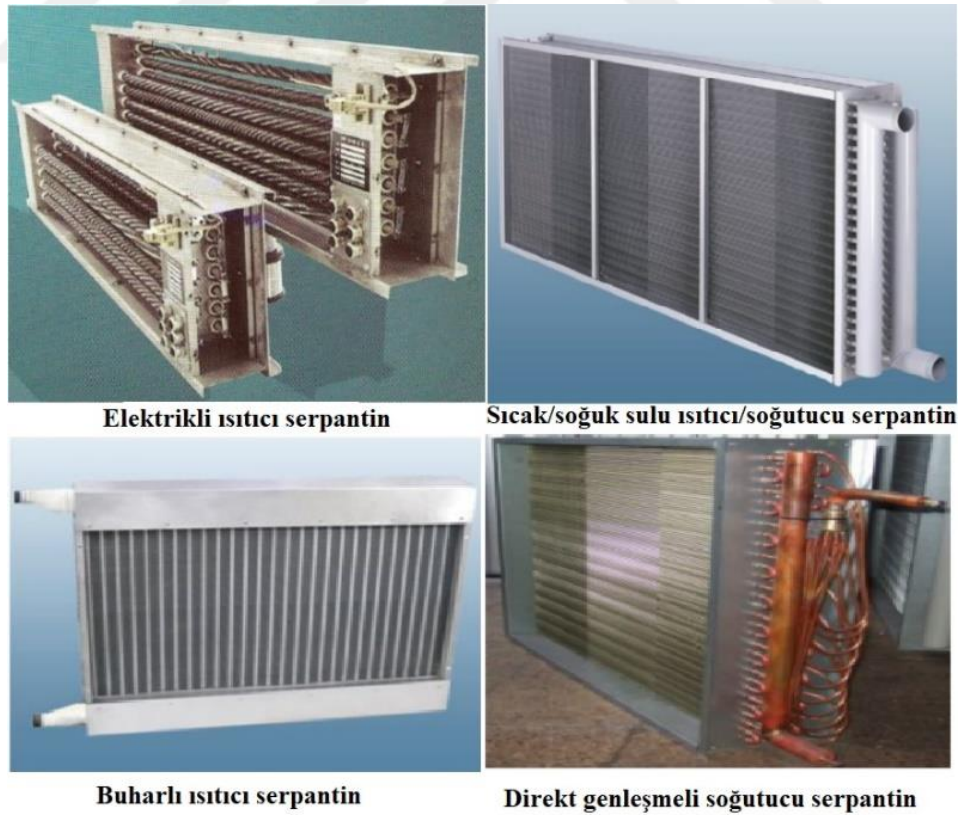
Filtre hücrelerinin kullanım amacı; serpantinlerinde ve santral iç yüzeylerinde kirlenmeyi önlemek ve santralin verimli çalışmasını sağlayarak ömrünü artırmaktır. Aynı zamanda besleme havasında parçacık bulunmasını engeller. Panel filtreler genellikle sentetik elyaf malzemeden imal edilirler ve ön filtreleme amacıyla kullanılır. Torba filtreler; sentetik elyaf ve birden fazla kademeye sahiptirler. Ana filtreleme görevini ifa ederler. Hepa filtreler; tıp ve gıda gibi hijyenin daha fazla önem arz ettiği sektörlerde kullanılmak üzere tasarlanmış özel filtrelerdir. Şekil 2.3’te filtre örnekleri verilmiştir.



Şekil 2.3. Filtre örnekleri

Isıtıcı/Soğutucu Bataryalar (Serpantinler)

Mahal iklimlendirmesi için gerekli havanın ısıtıldığı, soğutulduğu ya da neminin alındığı ısı değişiricileridir. Isıtıcı serpantinler elektrikli, buharlı, sıcak ya da kızgın sulu ve kızgın yağlı olarak, soğutucu serpantinler ise soğuk sulu ya da direkt genleşmeli olarak sınıflandırılabilir. Şekil 2.4'te serpantin örnekleri verilmiştir (Anonim, 2017c).



Şekil 2.4. Serpantin örnekleri

Nemlendiriciler

Mahale gönderilecek besleme havasının özgül nemini arttırmak için kullanılan ekipmanlardır. Nemlendirici üniteleri suyun buhar fazına geçerek hava ile karışmasını sağlar. Genel olarak; evaporatif, su püskürtmeli ve buharlı çeşitlere sahiptir (Anonim, 2017c). Şekil 2.5’te nemlendirici örneği verilmiştir (Anonim, 2017d).



Şekil 2.5. Nemlendirici örnekleri

Isı geri kazanım üniteleri

Egzoz havasının enerjisinden faydalanarak taze havanın ön şartlandırma işlemini gerçekleştirmek (soğutma sezonunda; taze havanın entalpisini düşürerek, ısıtma sezonunda; taze havanın entalpisini artırarak) için kullanılır. Tamburlu, plakalı, bataryalı ve ısı borulu gibi çeşitlere sahiptir. Şekil 2.6’da ısı geri kazanım ünitelerinin örnekleri verilmiştir (Anonim, 2017d).



Şekil 2.6. Isı geri kazanım ünitesi örnekleri

Fan hücreleri

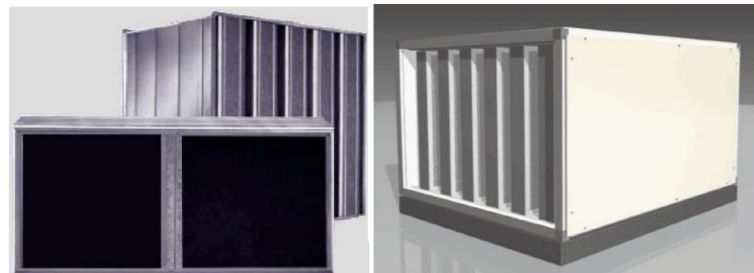
Fanlar; klima santrallerinde besleme veya dönüş/egzoz havasını basınçlandırmak amacıyla kullanılırlar (Anonim, 2017d). Şekil 2.7’de klima santrallerinde kullanılan bazı fan örnekleri verilmiştir (Anonim, 2017c).



Şekil 2.7. Fan örnekleri

Susturucu

Susturucular, klima santralleri ya da havalandırma kanalları içerisinde ses yutumu sağlayarak ses seviyelerini istenilen değerlere indirmeye yarayan elemanlardır. Susturucular, ses yutma temel görevlerini yerine getirmelerine rağmen klima santrali ya da havalandırma kanalları içerisinde hava akışından kaynaklı olarak basınç kayıplarına neden olurlar. Bu sebeple susturucu hücresi içerisine belirli mesafelerde dizilen susturucuların, hava akışına dik alın yüzeylerinin, minimum basınç kaybını sağlayacak şekilde gerekmektedir (Anonymous, 2017e). Şekil 2.8’de susturucu örnekleri verilmiştir (Anonim, 2017d).



Şekil 2.8. Susturucu örneği

2.1.2 Bireysel Klima Sistemleri

Ev, büro gibi küçük mahallerin iklimlendirilmesi için kullanılmak üzere tasarlanmış klimalar bireysel klima olarak adlandırılmaktadır. Klima sistemi elemanlarının klima gövdesi veya gövdeleri üzerindeki yerleşim şekline göre iki tip bireysel klima tanımlanabilir.

Mono Blok Klima

Bu tip klima sistemlerinde sistem elemanlarının hepsi tek bir gövde içinde bulunur. Bu özelliğinden dolayı, klimanın monte edileceği duvar veya pencerenin atmosfere açık bir yüzey olması gerekir. Mono blok klimalar genellikle pencere tipi ve oda tipi olmak üzere iki çeşittir. Mono blok klima çeşidi için örnek olarak Şekil 2.9'da pencere tipi bir mono blok klima örneği verilmiştir.



Şekil 2.9. Pencere tipi mono blok klima örneği

Split Klima

Klima sistem elemanları ayrıık en az iki gövde içine yerleştirilmiştir. Split kelimesinin sözlük anlamı, ayrıık, bölünmüş olarak tanımlanır. Pencere tipi klimalara nazaran yüksek enerji verimine sahiptirler. Genellikle klimanın evaporatör (buharlaştırıcı) kısmı soğutulacak mahalde bulunurken, kondenser (yoğuşturucu) kısmı dış ortamda bulunur. Split klimaların genel itibariyle duvar tipi, yer-tavan tipi,

kaset tipi, gizli tavan tipi ve salon tipi gibi çeşitleri mevcuttur. Şekil 2.10’da split klima çeşitleri gösterilmiştir (Anonim, 2017f).



Şekil 2.10. Split klima çeşitleri

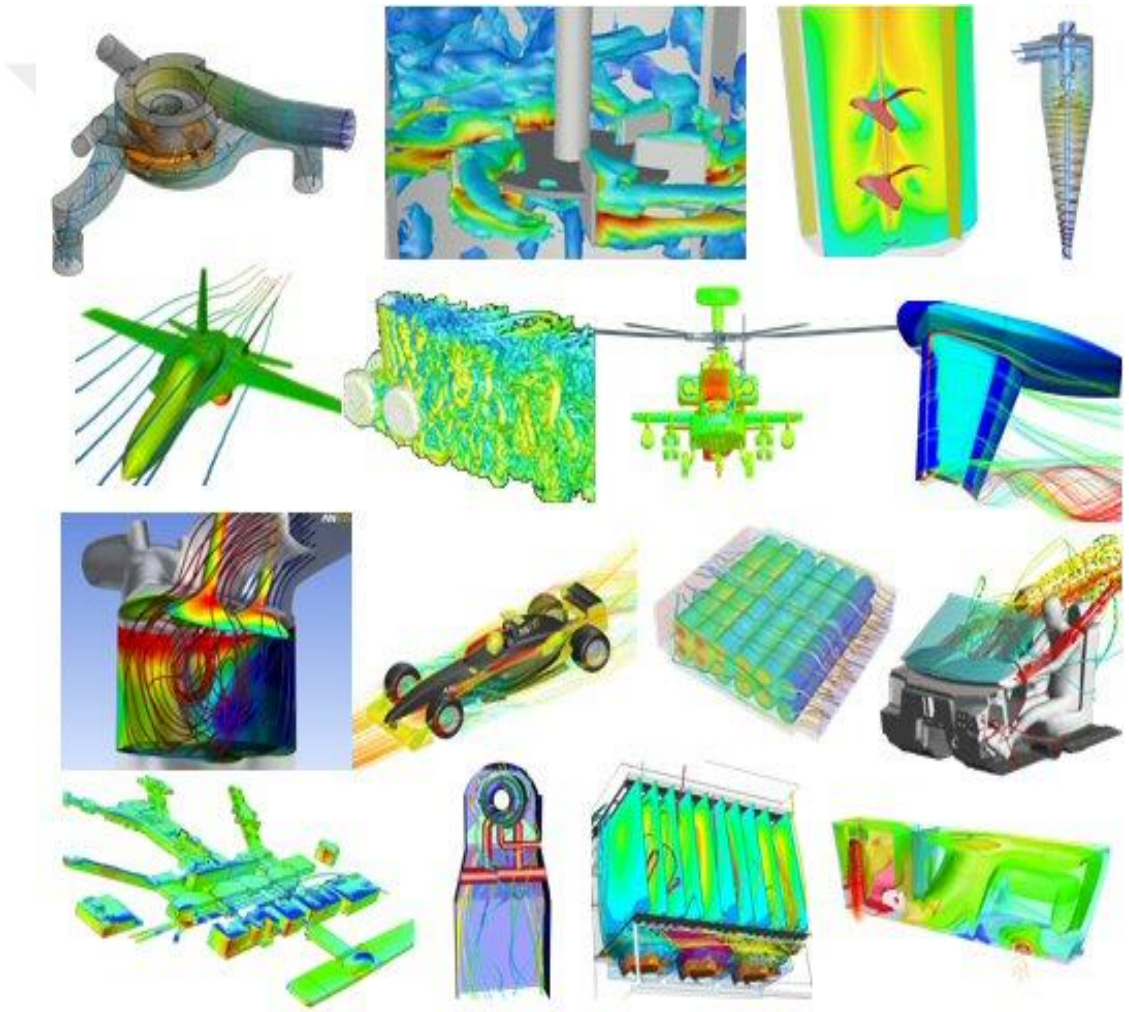
2.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Akışın olduğu mühendislik sistemlerinin tasarımı ve analizinde deney yapma ve hesaplama olarak iki esas yöntem mevcuttur. Deneysel analiz yöntemleri; bir rüzgâr tüneli veya başka bir yerde incelenecek cismin küçük bir modelinin yapılmasını, hesaplama yöntemi ise korunum denklemlerinin analitik ya da sayısal olarak çözdürülmesini gerektirir. HAD, bilgisayar (ya da paralel çalışan birden fazla bilgisayar) kullanarak akışla ilgili denklem takımlarının çözülmesini sağlar. Son yıllarda, birbirlerini tamamlamaları nedeniyle hem endüstriyel çalışmalarda hem de bilimsel araştırmalarda deneysel ve hesaplamalı yöntemler beraber gerçekleştirilmektedir. Kaldırma ve sürüklenme kuvvetleri, basınç düşüşü veya güç analizleri deneysel olarak incelenirken, kayma gerilmeleri, hız ve basınç profilleri ve akım çizgileri gibi akışa ait detaylı bilgilere HAD kullanılarak erişilmektedir (Çengel ve Cimbala, 2015).

HAD, akışkanlar dinamiğinin akışa ait korunum denklemlerini sayısal olarak çözdürerek mühendislik çalışmalarında düşük maliyet sağlayan bir koludur. Navier-Stokes denklemleri olarak adlandırılan Newton tipi akışkanların dinamiğinin korunum denklemi, yüz elli yıldan fazla süredir bilinmektedir. Ancak bu korunum

denklemlerinin sadeleştirilmiş formlarının geliştirilmesi (özellikle de Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denkleminin kapalı türbülanslı akış problemleri için) hala güncel araştırma alanlarıdır. Kimyasal tepkimelerin bulunduğu akışlar ya da çift fazlı akışlar gibi Newton tipi olmayan akışkanların dinamiğinin teorik gelişimi daha düşük seviyededir (Sayma, 2009).

HAD; akış ve ısı olaylarının fiziksel ve kimyasal temelini anlamak suretiyle uzay, otomotiv, iklimlendirme, enerji üretimi ve nakli, biyomedikal, inşaat, çevre ve spor gibi geniş bir kullanım alanına sahiptir. Şekil 2.11’de HAD analizlerinin farklı uygulama alanlarını gösteren bir resim verilmiştir (Anonymous, 2017g).



Şekil 2.11. HAD uygulama alanları

2.2.1 Korunum Denklemleri

HAD analizleri yapılırken akış olayına ait temel korunum denklemleri kullanılır. Korunum denklemleri fiziğin temel korunum yasalarının matematiksel bir ifadesidir.

Kütlenin Korunumu (Süreklilik) Denklemi

Kütlenin korunumu (süreklilik) denklemi; birim zaman aralığında kontrol hacmindeki kütle miktarının değişimi ile kontrol hacminin yüzeyinden geçen kütle miktarının toplamının sıfır olduğunu ifade eder. Sıkıştırılabilir ve zamana bağlı bir akış olayı için üç boyutta kütlenin korunumu denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.1)$$

veya diverjans işlemini gerçekleştirirsek Kartezyen koordinatlar için,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} + w \frac{\partial \rho}{\partial z} + \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0 \quad (2.2)$$

olarak ifade edilir. Sıkıştırılamaz ve daimi akış kabulüyle Denklem 2.2'yi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.3)$$

şeklinde yazabilir. Bu denklemlerde; ρ : akışkanın yoğunluğunu, t : zamanı, V : akışkanın hızını; u , v , w ise akışkanın sırasıyla x , y , z eksenlerindeki hız bileşenlerini ifade etmektedirler.

Momentumun Korunumu Denklemi

Newton'un ikinci yasası; bir cismin ivmesinin cisme etkiyen net bir kuvvet ile doğru orantılı, cismin kütlesi ile ters orantılı olduğunu belirtir. Newton'un ikinci yasası

momentumun korunumu ilkesi olarak bilinir. Akışkanlar mekaniğinde bir sisteme etkiyen net kuvvet genellikle sıfır değildir ve bu sebeple momentumun korunumu ilkesinden çok lineer momentum denklemi ile çalışmak daha uygundur. Bir kontrol hacmine etkiyen kuvvetler; kontrol hacminin her yerine yayılı olarak etkiyen kütle kuvvetleri (yerçekimi, elektrik ve manyetik alan kuvvetleri gibi) ve kontrol yüzeylerine etkiyen yüzey kuvvetleridir (basınç kuvvetleri, viskoz kuvvetler ve temas noktalarındaki tepki kuvvetleri gibi) (Çengel ve Cimbala, 2015). Lineer momentum denklemi (Cauchy denklemi);

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{V}) + \vec{\nabla}(\rho \vec{V} \vec{V}) = \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \sigma_{ij} \quad (2.4)$$

şeklinde yazılır. Burada; g : yerçekimi ivmesini ve σ_{ij} : gerilme tensörünü ifade etmektedir. Cauchy denklemi bu haliyle akış analizlerinde pek kullanışlı değildir. Çünkü gerilme tensörü σ_{ij} , altısı bağımsız (simetriden ötürü) olmak üzere toplam dokuz bileşen barındırmaktadır. Böylece yoğunluk ve hızın üç bileşenine ilaveten altı bilinmeyenle birlikte toplam on adet bilinmeyen mevcuttur. Matematiksel olarak denklemin çözülebilir olması için denklem sayısının bilinmeyen sayısına eşit olması gerekir. Bu sebeple gerilme tensörü bileşenlerinin hız alanı ve basınç alanı cinsinden yazılmasını sağlayan bünye denklemleri kullanılır. İlgili dönüşümler yapıldıktan sonra kuvvet dengesini veren Navier-Stokes denklemi elde edilir. Sabit viskoziteli sıkıştırılamaz bir akış için Navier-Stokes denklemi;

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla} P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.5)$$

olarak ifade edilir. Bu denklemde μ ; akışkanın (hava) dinamik viskozitesidir. Viskoz, sıkıştırılamaz, serbest yüzey etkileri olmayan Newton tipi akışkanın daimi, laminar akışı için, kartezyen koordinatlarda Navier-Stokes denklemi;

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{x-momentum}) \quad (2.6)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (\text{y-momentum}) \quad (2.7)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{z-momentum}) \quad (2.8)$$

Bu denklemlerde ν ; akışkanın kinematik viskozitesini sembolize etmektedir.

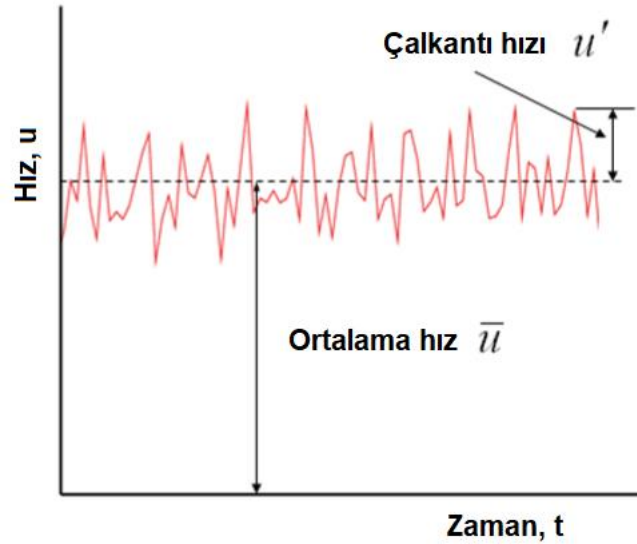
2.2.2 Türbülans Modelleri

Türbülans; Reynolds sayısının yüksek olduğu akışlarda gözlemlenen üç boyutlu daimi olmayan rastgele hareketlerdir. Endüstriyel uygulamalarda tipik olarak düşük viskoziteli akışkanlar temel alındığından, uygulamadaki akışların çoğu türbülanslı akış rejimine sahiptir. Isı transferi, momentum, enerji, basınç kaybı ve cisimler üzerindeki aerodinamik kuvvetler gibi çoğu fiziksel büyüklük büyük ölçüde türbülansa bağlı büyüklüklerdir (ANSYS, 2013).

Laminer rejime sahip akış problemleri süreklilik ve lineer momentum denklemlerinin analitik olarak çözülmesi ile analiz edilebilirken daha karmaşık akış problemlerini HAD teknikleri ile sayısal olarak ele almak gerekir (Tu et al, 2013). Türbülanslı akışın HAD simülasyonları, ortalama olarak akış alanının daimi olduğu durumlarda bile laminer akış simülasyonlarından çok daha zordur. Bunun nedeni, türbülanslı akış alanının daha ince özelliklerinin sürekli olarak daimi olmaması ve üç boyutlu olmasıdır. Bir türbülanslı akışta tüm yönlerde türbülans girdapları adı verilen gelişigüzel, girdaplı ve çevrintili yapılar ortaya çıkar. Bazı HAD hesaplamaları, türbülanslı akışın tüm ölçeklerinin daimi olmayan hareketini çözmek için kullanılan doğrudan sayısal simülasyon (Direct Numerical Simulation-DNS) adı verilen bir türbülans modeli kullanılır. Bununla birlikte en büyük ve en küçük girdaplar arasında birkaç merteye büyüklük ve zaman ölçeği farkı olabilir. Bununla birlikte Reynolds sayısının artışı ile bu farklar büyür ve türbülanslı akışın DNS hesaplamaları daha da zorlaşır. DNS'nin bir altındaki seviye büyük girdap simülasyonu (LES) türbülans modelidir. Bu yöntem ile türbülans girdaplarının büyük ölçekli daimi olmayan özellikleri çözülürken küçük ölçekli ve yitirgen eğilimli türbülans girdapları ise modellenir. Akış alanındaki en küçük girdapları çözme ihtiyacını ortadan kaldırdığı

için LES, DNS'nin kullandığı bilgisayar kaynaklarından çok daha azını kullanır. Buna rağmen bugünün teknolojisi ile uygulamadaki mühendislik analizi ve tasarımı için olan bilgisayar gereksinimlerinin karşılanması oldukça zordur (Çengel ve Cimbala, 2015).

Türbülans spektrumunun tümünü veya en azından bir kısmını filtrelemek için ortalama yöntemler, Navier-Stokes denklemlerine uygulanmalıdır. En yaygın olarak uygulanan ortalama yöntem, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemini ortaya çıkaran Reynolds ortalamalarıdır. Reynolds ortalamasında, Navier-Stokes denklemindeki çözüm değişkenleri, daimi zaman ortalamalı ve çalkantı bileşenlerine ayrıştırılır. Şekil 2.12'de (Tu et al, 2013) hız değişkeninin daimi zaman ortalamalı ve çalkantı bileşenini grafiksel olarak göstermekte ve Denklem 2.9'daki gibi hesaplanmaktadır.



Şekil 2.12. Türbülanslı akışta belirli bir konumda zamana bağlı hız çalkantıları

$$u(t) = \bar{u} + u'(t) \quad (2.9)$$

Bu denklemde, $u(t)$; toplam hız, $\bar{u}$; daimi zaman ortalamalı hız ve $u'(t)$; çalkantı hızı bileşenini ifade etmektedir.

Akış değişkenleri için bu formun ifadelerinin anlık süreklilik ve momentum denklemlerine dönüştürülmesi ve bir zaman (veya toplam) ortalamasının alınması (ve

ortalama hız üzerindeki çubuğun düşürülmesi, $\bar{u}$), RANS denklemlerini (Denklem 2.10 ve Denklem 2.11) verir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] + F_i \quad (2.11)$$

Bu denklemde u_i ; x_i yönündeki akışkan hızını ifade etmektedir.

2.2.3 Sonlu Hacimler Yöntemi

Sonlu Hacimler Yöntemi, kısmi diferansiyel denklemlerle ifade edilen karmaşık akış problemlerinin çözümünde, akış hacmini belirli sayıda sonlu hacimlere ayırarak çözümü gerçekleştirmek amacıyla kullanılan bir yöntemdir. Sonlu Hacimler Yöntemi, ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği programlarının temel aldığı yöntemdir. Sonlu sayıda hacimlere bölünen akış hacminin her bir parçasına korunum denklemleri uygulanır ve hesaplanacak değişkenler sonlu hacmin merkez noktasındaki değer ile tanımlanırlar (Versteeg ve Malalasekara, 1995).

Genel taşınım denklemi, skaler bir ϕ özelliği için hareket denkleminde elde edilebilir. Genel taşınım denkleminin ϕ özelliğine bağlı diferansiyel ve integral hali;

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \text{div}(\rho \phi \mathbf{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S_\phi \quad (2.12)$$

şeklindedir. Bu denklemi sözel olarak aşağıdaki gibi ifade edebiliriz.

Akış elemanının ϕ özelliğindeki artış	+	Akış elemanıya çıkan net ϕ miktarı	=	ϕ özelliğinin difüzyona bağlı artış oranı	+	ϕ 'nin kaynağa bağlı artış oranı
---	---	--	---	--	---	---

Sonlu Hacimler Yöntemi'nin temel adımı Denklem 2.12'nin bir kontrol hacmi üzerine integre edilmesidir (Denklem 2.13).

$$\underbrace{\int_{KH} \frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} dV}_{\text{Artış}} + \underbrace{\int_{KH} \text{div}(\rho \varphi u) dV}_{\text{Taşınım}} = \underbrace{\int_{KH} \text{div}(\Gamma \text{grad} \varphi) dV}_{\text{Yayınım}} + \underbrace{\int_{KH} S_{\varphi} dV}_{\text{Kaynak}} \quad (2.13)$$

Eşitliğin soldan ikinci terimi olan taşınım ve sağdan birinci terimi yayınım terimleri hacim integrali terimleridir. Gauss teoremi olarak da bilinen Diverjans teoremi bir vektörün diverjansının hacim integralini, o hacmi tanımlayan yüzey boyunca bir alan integraline dönüştürmemize olanak verir (Çengel ve Cimbala, 2015). Örnek olarak herhangi bir a vektörü için;

$$\int_{KH} \text{div}(a) dV = \int_A n \cdot a dA \quad (2.14)$$

Denklemdeki $n \cdot a$ ifadesi; a vektörünün dA yüzey alanının normali olan n yönündeki vektör bileşenidir. Diverjans teoremi Denklem 2.13'e uygulanırsa;

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{KH} \rho \varphi dV \right) + \int_A n(\rho \varphi u) dA = \int_A n(\Gamma \text{grad} \varphi) dA + \int_{KH} S_{\varphi} dV \quad (2.15)$$

elde edilir. Taşınım-yayınım eşitliğinin sonlu sayıdaki kontrol hacimleri üzerinde integre edilmesi ile bir cebrik denklem takımı oluşur (Versteeg ve Malalasekera, 1995). Genellikle iteratif sayısal teknikler, büyük denklem takımlarının çözümünde kullanılmaktadır. Bu yöntemler, φ parametresinin tahmin edilen ilk dağılımına göre çözüme başlar ve yakınsayan bir sonuca ulaşana kadar hesaplamaya devam eder (Filinte, 2006).

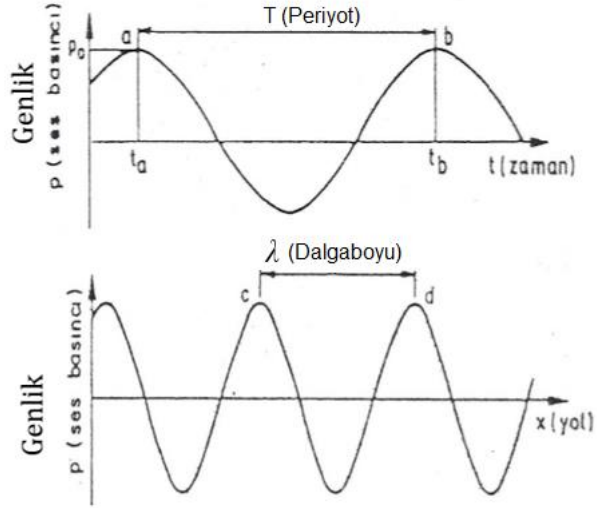
2.3 Akustik ile İlgili Temel Bilgiler

Akustik; Yunanca bir sözcük olup duyma ile alakalı veya ses ile alakalı anlamlarına gelmektedir. Ses dalgalarının oluşumları ve yayılmalarındaki fiziksel ve fizyolojik olayları inceleyen mekaniğin bir uğraşı koludur (Çavdar, 2010).

Ses; dalgalar halinde yayılan bir enerjidir. Sesin oluşması için bir titreşim hareketi gerekli olup, bu hareketin yayılması için de hava, su gibi akustik bir ortam şarttır. Ses, dalgalar halinde yayıldığı için akustik ortamda basınç değişikliğine neden olur. Örneğin havada yayılan ses, atmosferik basınçta değişiklik oluşturur. Bu değişim miktarı ses basıncı olarak isimlendirilir. Ses, nesnel bir kavramdır, ölçülebilir ve varlığı kişiye bağlı olarak değişmez. Gürültü ise hoş gitmeyen, istenmeyen, rahatsız edici ses olarak tanımlanır. Gürültü, öznel bir kavramdır. Birçok gürültü tipi kişilere bağlı olarak rahatsız edici olabilir veya olmayabilir. Çok yüksek ses hoş gitse bile, fizyolojik ve psikolojik rahatsızlığa neden olduğu için kontrol edilmelidir (Seçgin, 2015).

2.3.1 Ses ile İlgili Temel Kavramlar ve Büyüklükler

Ses; dalgalar halinde yayılan bir enerjidir ve hava gibi akustik ortamlarda basınç değişikliğine sebep olur. Bu dalgalanmaların birim zamanda tamamladığı dalga sayısına *frekans* denir. Frekans; f semboli ile gösterilir ve *Hertz* ($Hz(1/s)$) birimiyle tanımlanır (Arısoy, 1998). Ses basıncının en büyük değeri *genlik* (Pa, dB), basıncın birbirini izleyen iki değeri arasında geçen süreye ise *periyot* (s) denir. Periyot T ile sembolize edilir. Ses basıncının birbirini izleyen iki eşit değeri arasındaki mesafeye *dalgaboyu* (m) denir. Dalgaboyu λ ile gösterilir (Seçgin, 2015). Şekil 2.13'te grafik üzerinde frekans, genlik, periyot ve dalgaboyu temel kavramlar gösterilmiştir.



Şekil 2.13. Ses ile ilgili temel kavramlar

Ses konusu incelenirken dikkate alınan temel büyüklükler; desibel, ses gücü düzeyi, ses basıncı düzeyi ve ses şiddeti düzeyidir.

Desibel

Desibel, belirli bir referans güç ya da miktar seviyeye olan oranı belirten genelde ses şiddeti için kullanılan logaritmik ve boyutsuz bir birimdir. Desibel daima iki değer arasındaki karşılaştırmadır. Bunun sonucu olarak da, çoğu kez ölçülen güç değeri değişik olmasına rağmen desibel sayısı aynıdır. 1 bel, oranları 10 olan iki büyüklüğü göstermektedir. Oranların logaritmasının 10 katı olarak tanımlanan desibel adı verilen birim daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Desibel ile ölçülen büyüklüklere düzey adı verilmektedir. Örnek olarak P_s değerindeki bir ses basıncının P_0 gibi bir referans ses basıncına (2×10^{-5}) göre düzeyi Denklem 2.16’da verilmiştir (Seçgin, 2015).

$$Düzey(dB) = 10 \log \left(\frac{P_s}{P_0} \right) \quad (2.16)$$

Ses Gücü Düzeyi

Ses gücü, bir ses kaynağının birim zamanda yaydığı ses enerjisi olarak ifade edilebilir. Bu gücün düzeyine ise ses gücü düzeyi denir ve L_w ile gösterilir. Akustik hesaplar için kaynağın ses gücü düzeyi kullanılır. Ses gücü W olan bir kaynağın W_0 -referans ses gücüne ($W_0 = 10^{-12}$ Watt) göre ses gücü düzeyi L_w , Denklem 2.17'deki gibi hesaplanır (Seçgin, 2015).

$$L_w = 10 \log \left(\frac{W}{W_0} \right) \quad (2.17)$$

Ses Basıncı Düzeyi

Ses enerjisi, hava gibi bir akustik ortamda dalga halinde yayılarak havanın basıncının değişmesini sağladığından, bir ses kaynağının ses gücünden daha çok belli bir noktada oluşturduğu ses basıncı önemlidir. Bu düzey, gürültü kaynağına olan uzaklığa, kaynakla ölçme noktası arasındaki engellere, ölçme ortamının akustik özelliklerine bağlıdır. Ses basıncı düzeyi (SPL) L_p ;

$$SPL = L_p = 10 \log \left(\frac{P_s}{P_o} \right)^2 = 20 \log \left(\frac{P_s}{P_o} \right) \quad (2.18)$$

olarak tanımlanır. Burada P ses basıncının kareler ortalamasının karekökü, P_0 ise standart referans (2×10^{-5} Pa) basıncıdır (Seçgin, 2015).

Ses Şiddeti (Yeğinlik) Düzeyi

Sesin, kaynağın bulunduğu ortamın akustik ve geometrik özellikleriyle, kaynaktan olan uzaklığa bağlı olarak değişen bir özelliğine ses şiddeti adı verilir ve I ile gösterilir. W gücüne sahip bir ses kaynağından çıkan ses dalgasının A alanından geçtiği zaman, birim alandaki güç (W/m^2);

$$I = \frac{W}{A} \quad (2.19)$$

ses şiddetini verir. Ses şiddetini ölçmek zordur fakat;

$$I = \frac{p^2}{\rho c} \quad (2.20)$$

formülündeki ρ : ortam yoğunluğu, c : yayılma hızı ve ses basıncının kareler ortalamasının karekökünden ses şiddeti düzeyi I hesaplanabilir (Arı, 2011).

2.3.2 Hızlı Fourier Dönüşümü (Fast Fourier Transform-FFT)

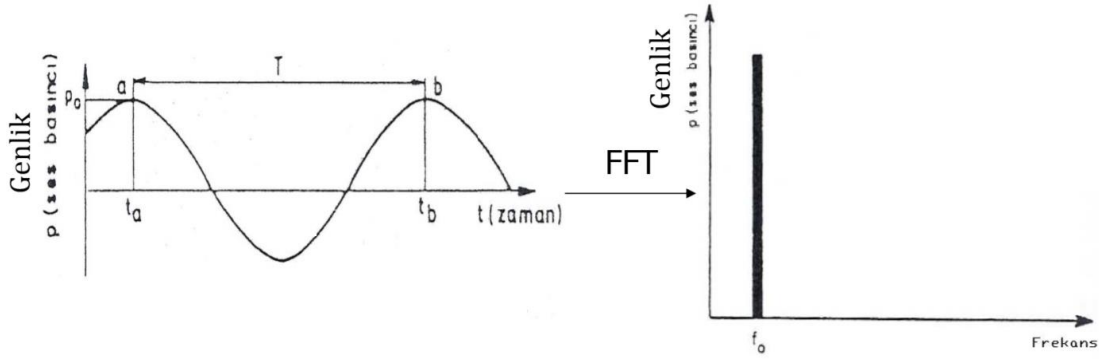
Zamana bağlı bir verinin frekansa bağlı olarak dönüşümünü sağlayan matematiksel bir algoritmadır. $x(t)$ 'nin karmaşık değerli bir fonksiyon olduğu varsayılın. Fourier dönüşümü ω frekansında şu fonksiyonla gösterilir.

$$x(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{i\omega t} dt \quad (2.21)$$

Bu denklemde t : zamanı ifade etmekte (birimi saniye cinsinden), dönüşüm değişkeni olan ω açısal frekanstır (birimi radyan/saniye). Denklem 2.21'de ω 'nın yerine $\omega = 2\pi f$ konularak Denklem 2.22 elde edilir.

$$x(f) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{i2\pi f t} dt \quad (2.22)$$

Şekil 2.14'te (Seçgin, 2015) zamana bağlı olarak verilen ses basıncı sinyallerinin frekans dönüşümü gösterilmiştir.



Şekil 2.14. Ses basıncı sinyalinin zaman ve frekans ekseninde dönüşümü

2.3.3 Lighthill Akustik Analoji

Akustik disiplini, akışkanlar dinamiği ile oldukça yakın ilişki içerisinde. Teknolojik açıdan önemli olan birçok ses, akışkan akışı sonucunda meydana gelmektedir. Bu nedenle de ses, akışkanlar dinamiği içerisinde görülmekte ve analiz edilmektedir. Akustik alanında kullanılan yönetici denklemler, akışkanlar dinamiğinde kullanılan yönetici denklemlerle benzer formlara sahiptir (Özden, 2012).

Aerodinamik kaynaklı gürültünün teorisinin ortaya konulması ve anlaşılması 1950'li yıllarda Lighthill tarafından başlatılmıştır. (Lighthill, 1952). Lighthill, süreklilik ve momentum denklemini lineer olmayan kaynak terimli dalga denklemi formunda elde etmiştir. Temelde, akışın uzak alanı ile yakın alanını birbirinden ayırmış yani sesi üreten kaynak ile sesin yayıldığı ortam arasında hiçbir etkileşim olmadığını kabul etmiştir. Aeroakustikte geliştirilen bu yaklaşım Akustik Analoji (AA) olarak bilinmektedir. Lighthill denklemi tüm akış alanında ve hiçbir katı yüzey olmadığında ya da katı yüzeyin etkisi ihmal edildiğinde geçerlidir. Lighthill denklemleri herhangi bir şekil ve herhangi bir hız büyüklüğüne sahip yüzey için Ffowcs Williams ve Hawkins (FW-H) tarafından genelleştirilmiş fonksiyonlar teorisi kullanılarak yeniden tanımlanmış ve genelleştirilmiştir. FW-H denklemlerinde de sol taraf dalga denklemi formunda iken sağ tarafta üç kaynak terimi tanımlanmıştır. Bunlar en genel anlamlarıyla kalınlık (thickness), yük (loading) ve quadrupol (quadrupole) terimleridir. Bu denklemde sağ taraftaki kaynak terimlerinden ilk quadrupol terimi iken tanımı Denklem 2.23'te verilmiştir. İkinci terim ise yük terimi ve sonuncusu ise kalınlık terimi olarak tanımlanmıştır (Zafer ve Coşgun, 2016).

$$\begin{array}{ccc}
\text{Dalga denklemleri} & \text{Kaynak-1 (kalınlık)} & \text{Kaynak-2 (yük)} \\
\hline
\frac{-1}{\alpha_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' & = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \{T_{ij} H(f)\} & - \left\{ \frac{\partial}{\partial x_i} [P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)] \delta(f) \right\} \\
+ \frac{\partial}{\partial t} \{[\rho_0 v_n + \rho (u_n - v_n)] \delta(f)\} & & \\
\hline
& \text{Kaynak-3 (quarupol)} &
\end{array} \quad (2.23)$$

Bu denklemde u_i ; x_i yönündeki akışkan hızını, u_n ; yüzeye normal akışkan hızını, v_i ; x_i yönündeki yüzey hızını, v_n ; yüzeye dik yöndeki yüzey hızı, $\delta(f)$; Dirac delta fonksiyonunu, $H(f)$; Heaviside fonksiyonunu ifade etmektedir. p' ; uzak bölgedeki ses basıncıdır ($p' = p - p_0$). $f = 0$ genelleştirilmiş fonksiyon teorisi ve serbest-uzay Green fonksiyonunu uygulayarak çözüme ulaşmak için sınırlandırılmamış uzay dış akım problemini ($f > 0$) yerleştirebilmek için kullanılmış bir matematiksel yüzeydir. Bu yüzey ($f = 0$) kaynak (emisyon) yüzeyi olarak kullanılmaktadır ve gövdenin (geçirmez) bir yüzeyi ile çakışık veya gövdeden uzak bir geçirgen yüzey olarak kullanılabilir. n_i , dış bölgeyi ($f = 0$) gösterir şekilde birim normal vektördür. α_0 : uzak bölgedeki ses hızı ve T_{ij} de Lighthill tensörüdür ve Denklem 2.24'teki gibi ifade edilir.

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + P_{ij} - \alpha_0^2 (\rho - \rho_0) \delta_{ij} \quad (2.24)$$

P_{ij} ; sıkıştırılabilir gerilme tensörüdür ve bir Stokes akışkanı için aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$P_{ij} = p \delta_{ij} - \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (2.25)$$

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu tez çalışmasında; klima santrallerinde kullanılan kare kesik piramit delikli difüzörün geometrik tasarım parametrelerinin delikli difüzörün sebep olduğu basınç kaybı, fan biriminden gelen havayı yayma performansı ve delikli difüzörlü hücredeki ses basınç seviyesi (SPL) üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Yapılan tez çalışmasında; bir deney düzeneği kurulmuş ve deneysel akış analizleri neticesinde basınç kaybı değerleri elde edilmiştir. Daha sonra ANSYS-Fluent'te sayısal akış modellemesi yapılmış ve sayısal çalışmalar ile deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen basınç kaybı değerleri karşılaştırılarak sayısal model geçerli kılınmıştır. Aynı sayısal model hem daimi akış koşullarında hem de zamana bağlı akış koşullarında çözdürülmüş ve aeroakustik analizler gerçekleştirilmiştir. Sayısal aeroakustik analizler neticesinde kare kesik piramit delikli difüzörün geometrik tasarım parametrelerinin hücre içindeki ses basınç seviyesi üzerindeki etkileri ortaya konmuştur.

Kare kesik piramit delikli difüzörlerin geometrik tasarım parametrelerinin, delikli difüzörün sebep olduğu basınç kaybına olan etkisini belirleyebilmek için Denklem 3.1'de verilen boyutsuz basınç kaybı ifadesi göz önüne alınmış ve altı farklı Reynolds sayısı (Denklem 3.2) için değişimler ortaya konmuştur.

$$\frac{\Delta P}{\rho V_1^2} = \frac{P_1 - P_2}{\rho V_1^2} \quad (3.1)$$

$$Re = \frac{\rho V_1 D_h}{\mu} \quad (3.2)$$

Bu denklemlerde ρ ; havanın yoğunluğunu, μ ; akışkanın dinamik viskozitesini, D_h ; hava giriş kesitinin hidrolik çapını, P_1 ; hava giriş kesitindeki ortalama statik basınç değerini, P_2 ; hava çıkış kesitindeki ortalama statik basınç değerini, V_1 ise hava giriş kesitinde akış yönündeki ortalama hava hızını ifade etmektedir.

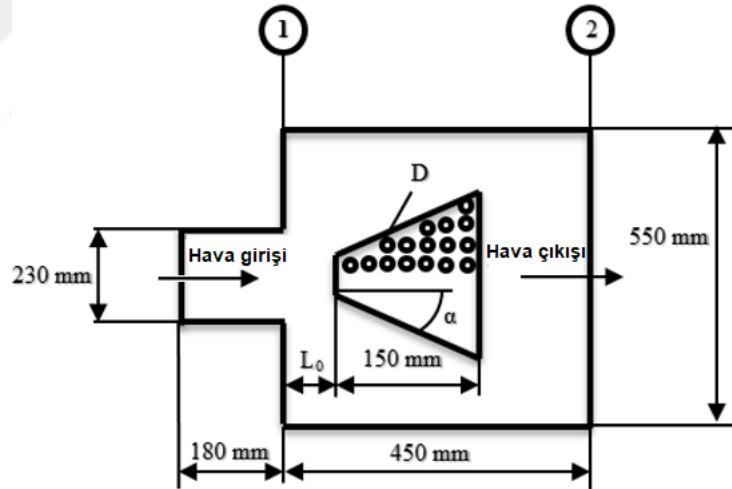
Kare kesik piramit delikli difüzörlerin geometrik tasarım parametrelerinin havayı yayma performansına ne ölçüde etki ettiğini belirleyebilmek amacıyla yapılan

sayısal analizlerin sonucunda çıkış kesiti üzerinde akış yönündeki hız bileşeninin dağılımına ve hücre içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı dikkate alınmıştır. Hava yayma performansı açısından delikli difüzörlerden beklenen performans çıkış kesitindeki hız dağılımının noktasal olarak mümkün olduğunca kesitteki ortalama hıza yakın hız değerleri elde etmektir.

Kare kesik piramit delikli difüzörlerin değişken geometrik parametrelerinin aeroakustik performansa olan etkilerini belirlemek için yapılan sayısal analizlerde ise 0-1000 Hz frekans aralığında Denklem 2.18’de verilen Ses Basınç Seviyesi (SPL) değerleri dikkate alınmıştır.

3.1. Delikli Difüzörlü Hücre

Tez çalışması kapsamında akış ve akustik açıdan incelenen kare kesik piramit delikli difüzörlü hücrenin boyutları Şekil 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1. Kare kesik piramit delikli difüzörlü hücrenin boyutları

Delikli difüzörlü hücrenin hava giriş kesiti (Şekil 3.1’de 1 ile gösterilen kısım) 230 x 230 mm, havanın hücreyi terkettiği çıkış kesiti (Şekil 3.2’de 2 ile gösterilen kısım) 730 x 550 mm, hava giriş kanalının uzunluğu 180 mm ve hücre uzunluğu 450 mm’dir.

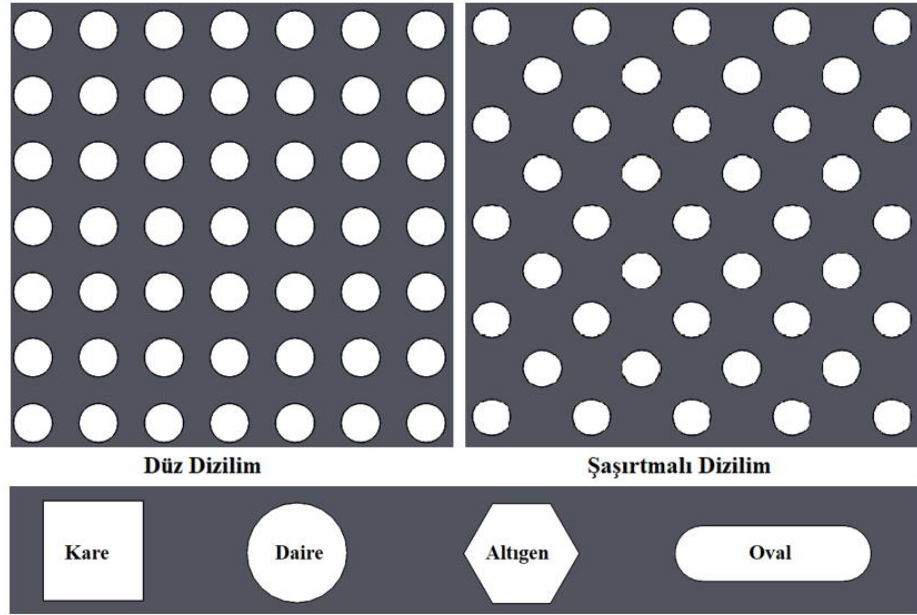
3.1.1 Geometrik Tasarım Parametreleri

Yapılan çalışmada, kare kesik piramit delikli difüzörlü hücrenin basınç kaybı, havayı yayma performansı ve hücre içindeki ses basınç seviyesi üzerindeki etkileri incelenen geometrik tasarım parametreleri ve değerleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Akış ve aeroakustik analizlerde incelenen geometrik tasarım parametreleri ve değerleri

Parametreler	Birim	Tasarım Parametre Değerleri				
<i>Et kalınlığı-t</i>	[mm]	1		2		3
<i>Porozite-β</i>	[-]	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55
<i>Koniklik açısı-α</i>	[°]	50		55		60
<i>Difüzör mesafesi-L_0</i>	[mm]	0		100		200
<i>Delik hidrolik çapı-D</i>	[mm]	15		20		25
<i>Delik yerleşim türü</i>	[-]	Şaşırtmalı			Düz	
<i>Delik geometrisi</i>	[-]	Kare	Daire		Altıgen	Oval
<i>Difüzör yüzey türü</i>	[-]	Düz yüzey		İçbükey yüzey		Dışbükey yüzey

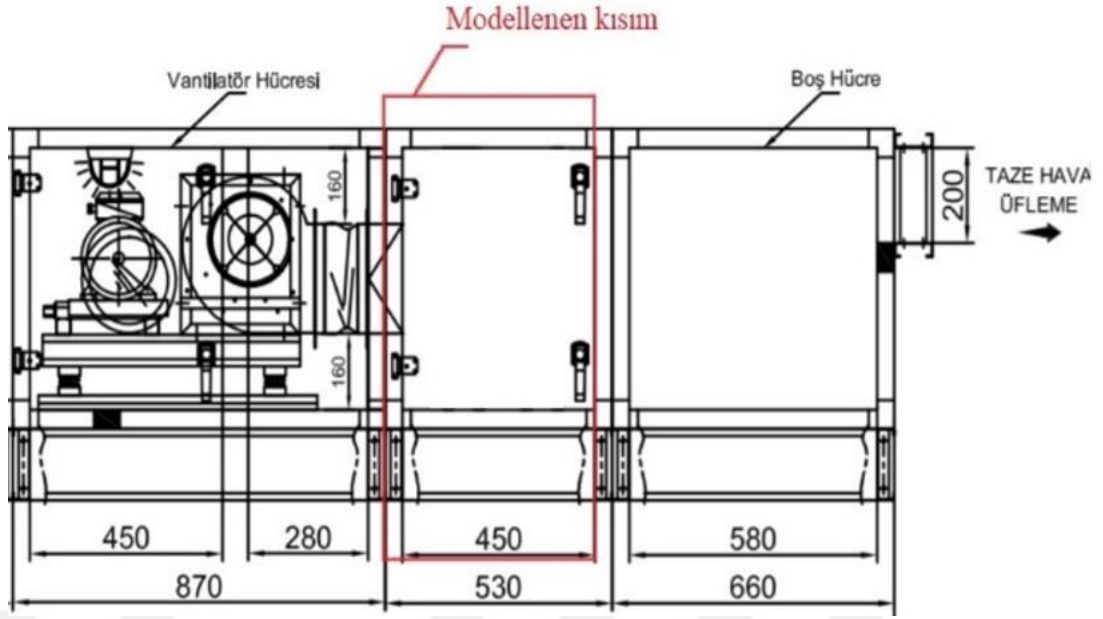
Çizelge 3.1’de verilen geometrik tasarım parametrelerinde, t ; delikli difüzörün et kalınlığını, β ; delikli difüzörün yüzeyinde delikli yüzey alanının toplam yüzey alanına oranını ifade eden poroziteyi, α ; kesik piramit geometrinin koniklik açısını, L_0 ; fanın üflediği havanın hücreye giriş yüzeyi ile difüzörün tepe kesiti arasındaki yatay mesafeyi, D ; difüzör üzerindeki deliklerin hidrolik çapını sembolize etmektedir. L_0 , D ve α geometrik parametreleri Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Delik yerleşim türü ve delik geometrileri Şekil 3.2’de verilmiştir.



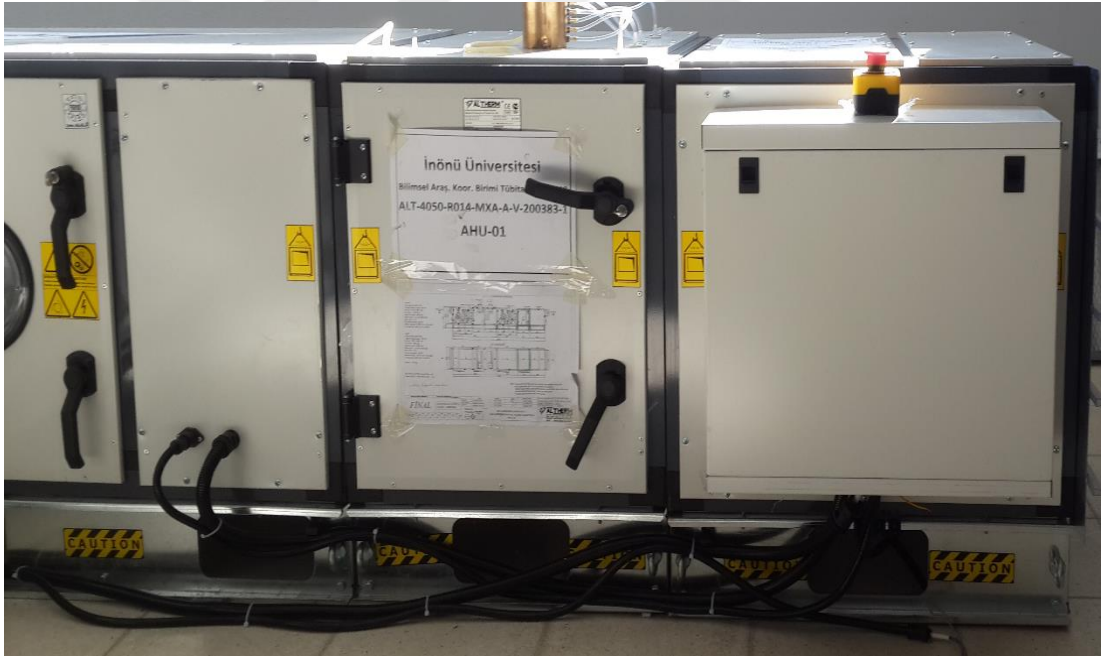
Şekil 3.2. Delik yerleşim türü ve delik geometrileri

3.2. Deney Düzeneği

Tez çalışması kapsamında yapılan sayısal analizleri doğrulamak için İnönü Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü bünyesindeki Isı-Akışkan Laboratuvar'ında bir deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneği; bünyesinde frekans invertörlü santrifüj fan bulunan bir havalandırma santrali, farklı geometrik parametrelere sahip iki adet kare kesik piramit delikli difüzör, hava giriş hızını ölçmek üzere kullanılan sıcak tel anemometresi ve TESTO 435-4 çok fonksiyonlu ölçüm cihazı gibi ekipmanlardan oluşmaktadır. Deney düzeneği kurulurken santral bünyesinde ısıtıcı/soğutucu serpantin, nemlendirme gibi birimler bulunmadığından klima santrali yerine havalandırma santrali olarak adlandırılmıştır. Şekil 3.3'te havalandırma santralinin bütünü teknik resim çizimi ve Şekil 3.4'te havalandırma santralinin gerçek resmi verilmiştir.



Şekil 3.3. Havalandırma santralinin teknik resmi



Şekil 3.4. Havalandırma santralinin gerçek resmi

Şekil 3.5'te deneysel analizlerde kullanılmak üzere imal ettirilen iki adet kare kesik piramit delikli difüzör numunelerinin resmi verilmiştir.



Şekil 3.5. Kare kesik piramit delikli difüzör numuneleri

Deneyisel çalışmalarda kullanılmak üzere imal ettirilen kare kesik piramit delikli difüzörlerin geometrik özellikleri Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Kare kesik piramit delikli difüzör numunelerinin geometrik özellikleri

Parametreler	Birim	Numune-1	Numune-2
<i>Et kalınlığı-t</i>	mm	1	1
<i>Porozite-β</i>	-	0.43	0.57
<i>Koniklik açısı-α</i>	°	50	60
<i>Difüzör mesafesi-L_0</i>	mm	5	0
<i>Delik hidrolik çapı-D</i>	mm	20	23
<i>Delik yerleşim türü</i>	-	Şaşırtmalı	Şaşırtmalı
<i>Delik geometrisi</i>	-	Kare	Daire
<i>Difüzör yüzey türü</i>	-	Düz	Düz

Deneyisel analizlerde Şekil 3.1’de görülen 1 ve 2 noktalarının bulunduğu hava giriş ve hava çıkış yüzeyleri (ki bu yüzeyler delikli difüzörün öncesi ve sonrasını ifade etmektedir.) arasındaki statik fark basıncı (delikli difüzörün sebep olduğu basınç kaybı) ölçümü, 1 noktasının bulunduğu hava giriş kesitinde ortalama hız ölçümü yapılmıştır. Ayrıca 2 noktasının bulunduğu hava çıkış kesitinde statik basınç değerleri

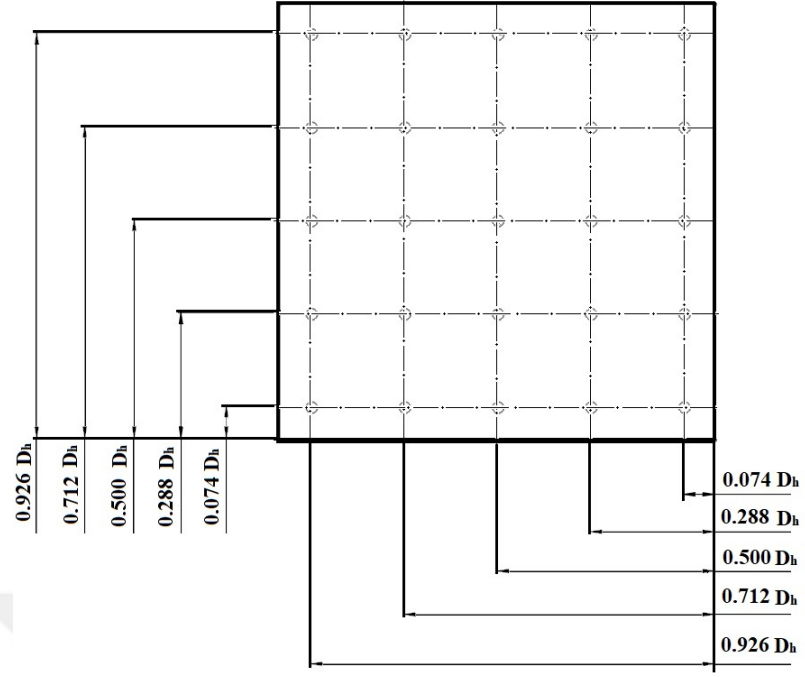
ölçülmüştür. Statik basınç ve hız ölçümleri yapılırken kullanılan TESTO 435-4 çok fonksiyonlu ölçüm cihazı ve sıcak tel anemometresi Şekil 3.6’da verilmiştir.



Şekil 3.6. (a) Çok fonksiyonlu ölçüm cihazı (b) Sıcak tel anemometresi

Statik basınç ölçümleri 1 Pa hassasiyetle, hava hızı ölçümleri ise 0.01 m/s hassasiyetle gerçekleştirilmiştir. Statik basınç ölçümleri için Şekil 3.1’de gösterilen 1 numaralı (230 x 230 mm’lik hava giriş kesiti) kesitte bir noktada akışa dik yönde silikon hortum yerleştirilmiş, 2 numaralı (550 x 730 mm’lik hava çıkış kesiti) kesitte ise altı farklı noktadan statik basınç prizleri açılmıştır. Çıkış kesitinin ortalama statik basıncını ölçebilmek için, bu altı farklı noktada bulunan statik basınç ölçüm prizleri silikon hortumlar vasıtasıyla bir toplama kabında birleştirilmiş ve bu toplama kabından bir çıkış verilerek ölçüm yapılmak üzere cihaza bağlanmıştır.

Hız ölçümleri 230 mm x 230 mm’lik hava giriş kesitinde ASHRAE Standard-111’e uygun olarak kesit üzerinde belirlenen yirmi beş farklı noktada (Şekil 3.7) gerçekleştirilmiştir. ASHRAE Standart-111’e göre kare kesitli kanallarda kesit alanının kenar uzunluğu 0.762 m’den küçük ise standarda göre belirlenen yirmi beş noktadan yapılan hız ölçümü, kesitteki ortalama hava hızını belirlemekte yeterlidir (ASHRAE, 1998). Şekil 3.7’de verilen $D_h = 230 \text{ mm}$ değerine sahiptir. Hız ve basınç ölçümlerinin tamamı zaman ortalamalı (300 saniyelik ortalama) olarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.8’de deney düzeneği şekli verilmiştir.



Şekil 3.7. Hava giriş kesitinde hız ölçümünün yapıldığı noktalar



Şekil 3.8. Deney düzeneği

3.3 Akış Analizleri için Sayısal Model

Sayısal modeller için kare kesik piramit delikli difüzör çizimleri SolidWorks programında gerçekleştirilmiştir. SolidWorks çizim programında oluşturulan geometriler HAD analizleri için sonlu hacimler yöntemi temelli olan ANSYS-Fluent programına aktarılmıştır.

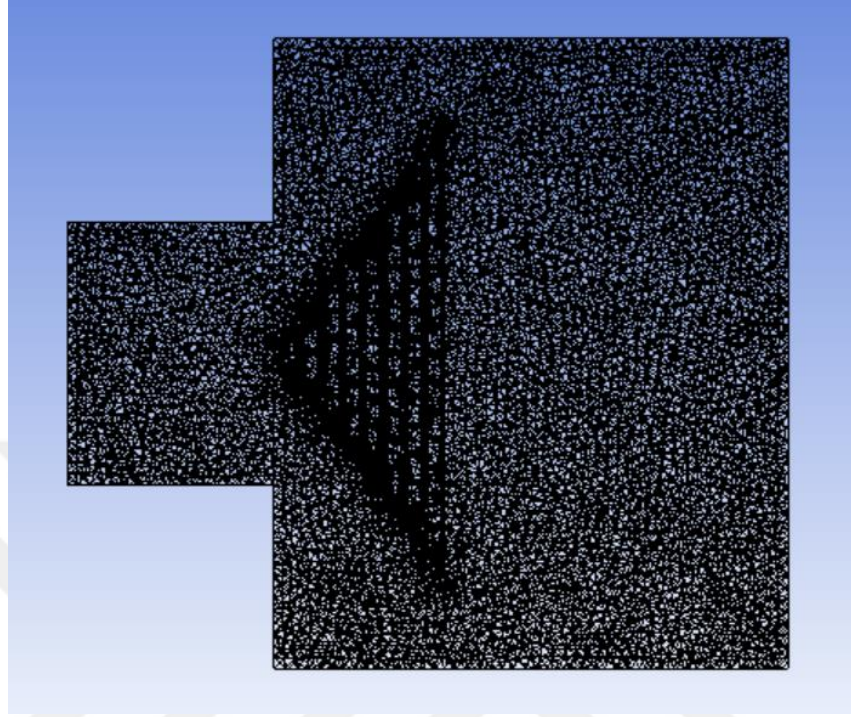
Kare kesik piramit delikli difüzörün geometrik tasarım parametreleri değiştirilerek her bir parametrenin basınç kaybı ve hız dağılımı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. ANSYS-Fluent programında gerçekleştirilen basınç kaybını ve hız dağılımını veren HAD analizleri için daimi, üç boyutlu ve sıkıştırılamaz akış kabulü yapılmıştır.

Akış analizlerinin yanısıra aynı geometrik tasarım parametrelerin aeroakustik performansa etkileri ortaya konmuştur. Aeroakustik analizler için SolidWorks paket programında oluşturulan geometriler ANSYS-Fluent programına aktarılmış ve zamana bağlı akış analizleri gerçekleştirilmiştir. Daha sonra ANSYS-Fluent paket programında Lighthill akustik analizi temeli alan FW-H yaklaşım modülü kullanılarak aeroakustik analizler gerçekleştirilmiştir. Aeroakustik analizler sonucunda her bir geometrik parametrenin kare kesik piramit delikli difüzörlü hücredeli ses basınç seviyesi üzerindeki etkisi 0-1000 Hz frekans aralığında incelenmiştir.

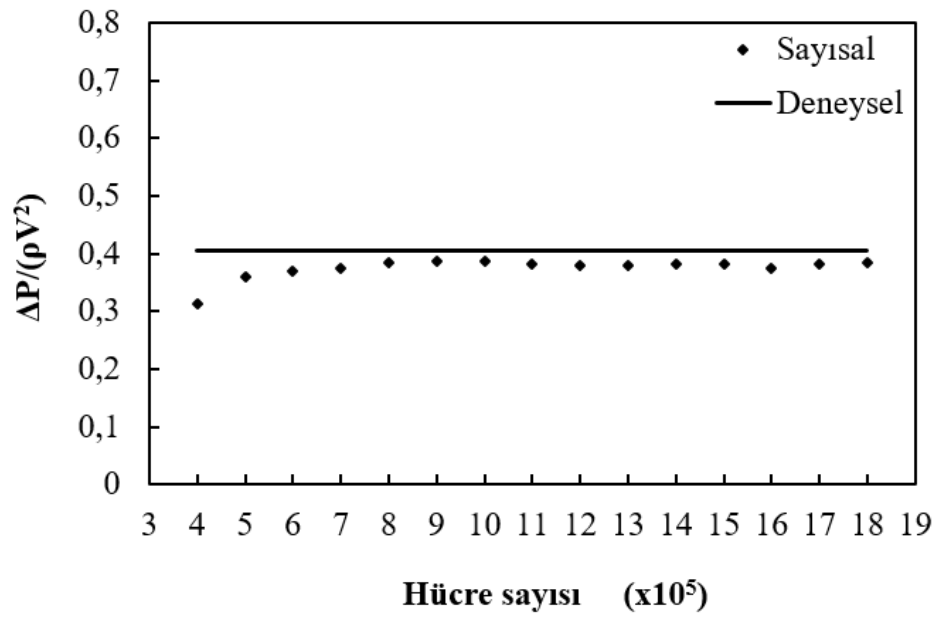
3.3.1 Ağ Yapısı

Sayısal akış ve aeroakustik analizler için ANSYS paket programının Fluent (Fluid flow) modülünün Mesh kısmında ağ oluşturulmuştur. Ağ elemanı olarak nispeten karmaşık geometrilerde kullanılması önerilen tetrahedral (dört yüzeyle) elemanlar kullanılmıştır (ANSYS, 2013). Delikli difüzörlü hücrenin tüm yüzeylerinde ve akış alanında en büyük eleman boyutu 0.01 m, delikli difüzörün yüzeylerinde ise en büyük eleman boyutu 0.005 m olarak belirlenmiştir. Şekil 3.9’da sayısal modelin ANSYS-Fluent’te oluşturulan ağ yapısı verilmiştir. Ağ bağımsızlığını belirlemek amacıyla Şekil 3.5’te gösterilen Numune-1 kare kesik piramit delikli difüzör kullanılarak $Re = 2.4 \times 10^5$ değeri için gerçekleştirilen deneysel ölçümde elde edilen boyutsuz basınç kaybı değerine en fazla yaklaşık 10^6 hücre sayısında

yaklaşılmıştır (Şekil 3.10). Bu sebeple yapılan tüm sayısal analizlerde geometrinin değişikliğine bağlı olarak hücre sayısı 10^6 civarında tutulmuştur.



Şekil 3.9. Sayısal modelin ağ yapısı



Şekil 3.10. Ağ bağımsızlığı çalışması

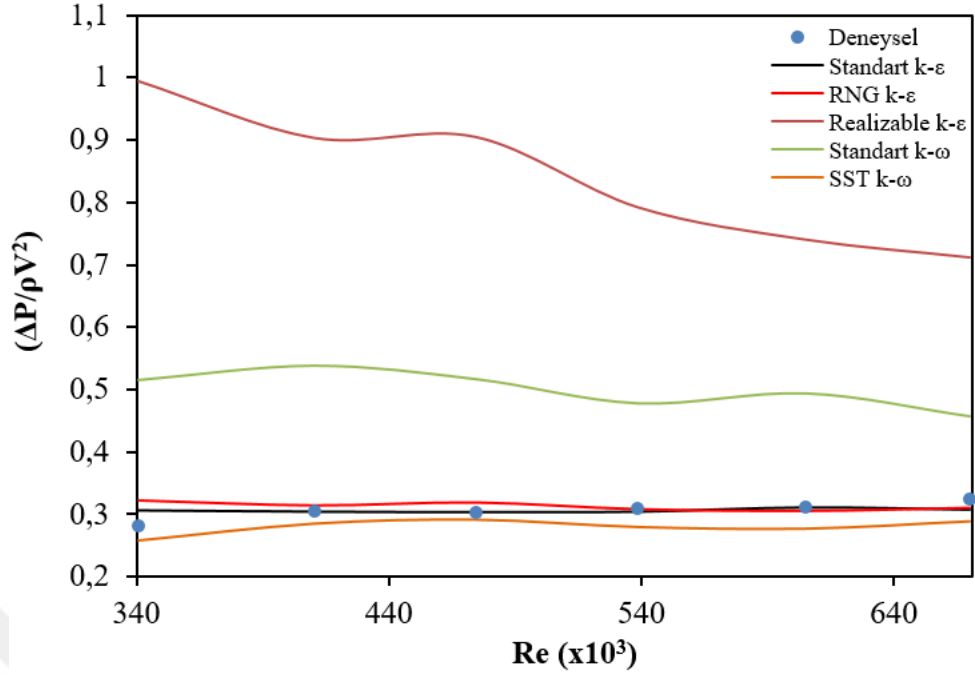
3.3.2 Türbülans Modeli

Türbülans modelini belirlemek için deneysel ve sayısal karşılaştırmalı bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Numune-2 delikli difüzör için Standart $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$, Reilezable $k-\varepsilon$, Standart $k-\omega$ ve SST $k-\omega$ türbülans modelleri kullanılarak yapılan sayısal analizler sonucunda elde edilen boyutsuz basınç kaybı değerleri ile deneysel boyutsuz basınç kaybı değerleri karşılaştırılmıştır. Farklı türbülans modelleri kullanılarak elde edilen basınç kaybı değerleri Çizelge 3.3'te deneysel değerlerle karşılaştırmalı olarak hata oranları ile birlikte verilmiştir.

Çizelge 3.3. Farklı türbülans modellerine göre elde basınç kaybı değerleri

Re(x10³)	340.79	410.27	474.38	538.49	605.07	670.01
Deneysel (Pa)	23.00	36.00	48.00	63.00	80.00	102.00
Standart $k-\varepsilon$ (Pa)	25.00	36.00	48.00	62.00	80.00	97.00
Hata (%)	8.70	0	0	1.59	0	4.90
RNG $k-\varepsilon$ (Pa)	26.32	37.20	50.47	62.85	78.64	98.00
Hata (%)	14.43	3.33	5.15	0.24	1.70	3.92
Realizable $k-\varepsilon$ (Pa)	80.94	106.58	142.73	161.04	190.00	224.00
Hata (%)	251.91	196.06	197.35	155.62	137.50	119.61
Standart $k-\omega$	42.05	63.69	81.72	97.30	127.00	144.00
Hata (%)	82.83	76.92	70.25	54.44	58.75	41.18
SST $k-\omega$	21.02	33.67	46.04	56.92	71.17	91.00
Hata (%)	8.61	6.47	4.08	9.65	11.04	10.78

Şekil 3.11 'de farklı türbülans modelleri için elde edilen boyutsuz basınç kaybı değerleri ile deneysel basınç kaybı değerlerinin karşılaştırılmasını gösteren grafik sunulmuştur. Uygun türbülans modelini belirlemek amacıyla yapılan sayısal akış analizleri neticesinde, deneysel basınç kaybı değerlerine daha yakın değerler elde edildiğinden Standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli tercih edilmiştir.



Şekil 3.11. Farklı türbülans modelleri için elde edilen boyutsuz basınç kaybı değerleri ile deneysel değerlerin karşılaştırılması

Çizelge 3.3 ve Şekil 3.11 incelendiğinde, Standart $k-\varepsilon$ türbülans modelinin diğer türbülans modellerine nazaran deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Bu sebeple daha sonra yapılan bütün sayısal analizlerde Standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır.

Standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve disipasyon oranı (ε) için Denklem 3.3 ve Denklem 3.4 ile verilen ek taşınım denklemlerinin çözülmesini ve bu denklemlerde bulunan türbülans viskozitesinin (μ_t) hesaplanmasını (Denklem 3.5) gerektirir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} + G_k - \rho \varepsilon \right] \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.4)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.5)$$

Bu denklemlerde yer alan sabitler; $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.92$, $C_\mu=0.09$, $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\varepsilon=1.3$ değerlerine sahiptirler (Tu et al, 2013).

3.3.3 Sınır Şartları

Sayısal akış analizlerinde Şekil 3.1’de verilen 230 mm x 230 mm’lik hava giriş kesiti ‘velocity inlet’, 730 mm x 550 mm’lik hava çıkış kesiti ‘pressure outlet’ ve diğer tüm yüzeyler ‘wall’ sınır şartı ile tanımlanmıştır. Yapılan tüm sayısal akış analizleri altı farklı Reynolds sayısında gerçekleştirilmiştir. Bu Reynolds sayıları Şekil 3.5’te verilen Numune-1 delikli difüzörün kullanıldığı deneysel ölçümlerde Şekil 3.1’de gösterilen 1 noktasındaki ortalama hava hız değerleri kullanılarak elde edilmiştir. 1 noktasında ölçülen altı farklı hava hızı değerleri sayısal modelde ‘velocity inlet’ sınır şartı değerleri olarak programa tanıtılmıştır. Havalandırma santralinin frekans invertörlü fanının frekans değerleri değiştirilerek farklı hava hızlarına ulaşılabilmektedir. Bununla birlikte Şekil 3.1’de gösterilen 2 noktasında altı farklı hava hızı için elde edilen statik basınç değerleri ‘pressure outlet’ sınır şartı değeri olarak analizlerde tanımlanmıştır. Çizelge 3.4’te sayısal akış analizlerinde tanımlanmak üzere Numune-1 delikli difüzör kullanılarak elde edilen sınır şartı değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.4. Sayısal akış analizleri için sınır şartları

Velocity inlet (m/s)	Pressure outlet (Pa)
8.24	24
9.92	32
11.47	41
13.02	52
14.63	62
16.20	73

‘Wall’ sınır şartı tanımlanmış yüzeyler için alüminyum malzemenin yüzey pürüzlülüğü değeri 0.0032 mm olarak programa tanıtılmıştır.

Akış analizlerinde çözücü olarak düşük hızlardaki sıkıştırılamaz akış şartları için önerilen Basınç Temelli Çözücü (Pressure-based solver) yaklaşımı kullanılmıştır. Basınç Temelli Çözücü, Tahmin Yöntemi (Projection Method) olarak adlandırılan bir algoritmayı kullanır. Tahmin Yöntemi'nde, hız alanının kütle korunumunun sınırlılığı bir basınç eşitliği çözülerek elde edilir. Basınç denklemi, basınca göre düzeltilmiş hız alanının sürekliliği sağladığı şekilde süreklilik ve momentum denklemlerinden türetilir. Korunum denklemleri doğrusal olmayan ve birbirine bağlı denklemler olduğundan çözüm işlemleri, tüm korunum denklem kümesinin çözümü yakınsayana kadar çözümün tekrarlandığı iterasyonlar içerir. Basınç temelli çözücü yaklaşımı; ayrık algoritma ve birleşik algoritma olarak ikiye ayrılır. Bu çalışmada basınç temelli ayrık algorithmadan yararlanılmıştır. Birleşik algoritma; ayrık algoritmanın aksine, momentum ve basınç temelli süreklilik denklemlerini birbirinden ayrık değil birbirine bağlı olarak çözer (ANSYS, 2013). Şekil 3.12'de basınç temelli birleşik ve ayrık çözücü algoritmalar verilmiştir.

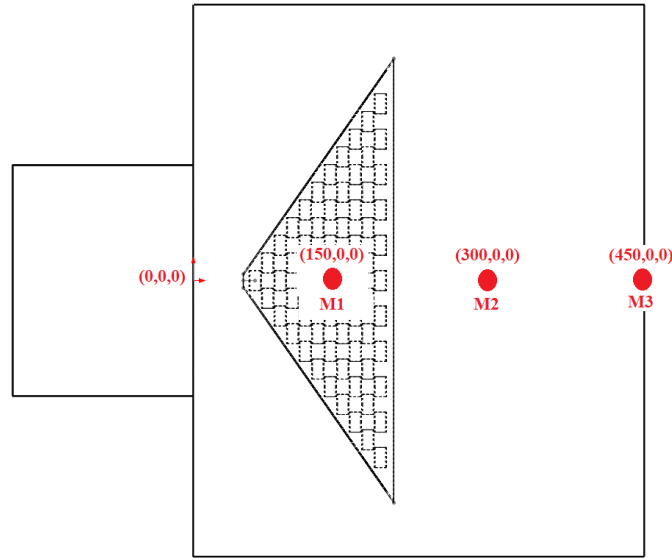


Şekil 3.12. Basınç temelli birleşik ve basınç temelli ayrık algoritmalar

ANSYS-Fluent paket programı; herhangi bir skaler taşınım denklemini, sayısal olarak çözülebilen cebirsel denklemlere dönüştürmek için kontrol hacmi temelli bir yaklaşımı kullanır. Bu kontrol hacmi tekniği her bir kontrol hacmi için taşınım denkleminin integrasyonundan ve bir kontrol hacmi üzerindeki korunum yasasını ifade eden ayrık bir denklemin çıkarılmasından oluşur. Yapılan sayısal akış analizlerinde artık hatalar 10^{-3} olarak belirlenmiştir.

3.4 Aeroakustik Model

Yapılan çalışmada kare kesik piramit delikli difüzörün geometrik tasarım parametreleri dikkate alınarak delikli difüzörlü hücredeki ses basınç seviyeleri (SPL) 0-1000 Hz frekans aralığında ortaya konmuştur. Aeroakustik analizleri gerçekleştirmek için oluşturulan sayısal modeller Ansys-Fluent paket programında zamana bağlı olarak 0.0005 s zaman adımında ve 1000 zaman adım sayısı için Standart k-ε türbülans modeli kullanarak çözdürülmüştür. Sınır şartı olarak 230 mm x 230 mm’lik hava giriş kesiti “velocity inlet”, 550 mm x 730 mm’lik hava çıkış kesiti “pressure outlet” olarak tanımlanmıştır. Hava giriş hızı 16.2 m/s ve çıkış kesitindeki ortalama statik basınç 100 Pa olarak kabul edilmiştir. Daha sonra Ansys-Fluent programının Lighthill akustik analojisini temel alan FW-H yaklaşımı kullanılarak hücre içinde farklı konumlara yerleştirilen üç adet mikrofondan zamana bağlı olarak akustik sinyaller alınmış ve CFD-Post kısmında yer alan FFT modülü kullanılarak frekansa göre SPL değerleri elde edilmiştir. Kare kesik piramit delikli difüzörlü hücre içine yerleştirilen mikrofona konumları (1 numaralı mikrofona-M1, 2 numaralı mikrofona-M2 ve 3 numaralı mikrofona-M3) Şekil 3.13’de gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Delikli difüzörlü hücre içerisindeki mikrofona konumları

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

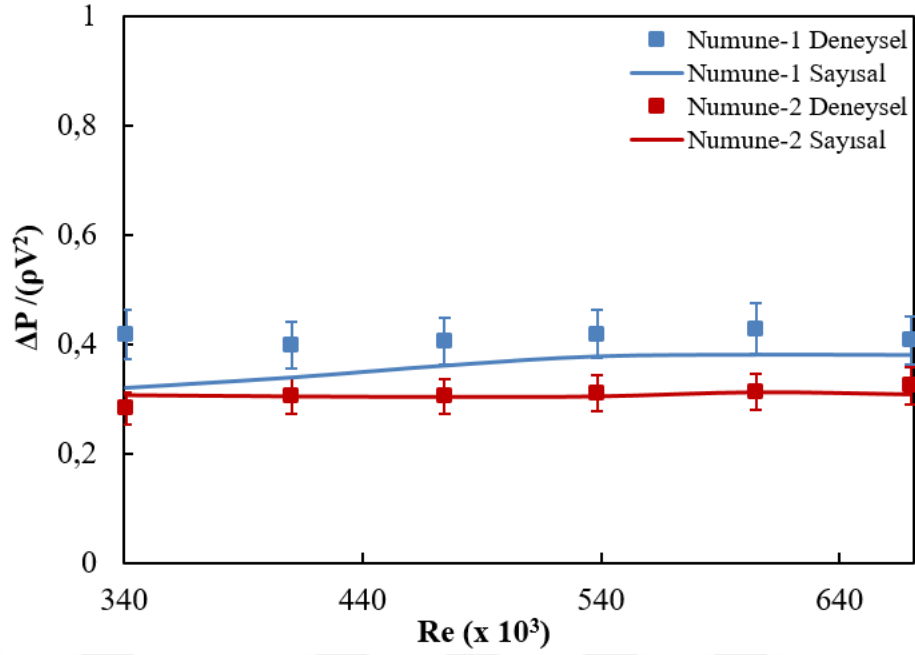
Tez çalışması kapsamında yapılan analizlerden elde edilen bulgular genel olarak; sayısal akış modellemesini deneysel analizlerle doğrulama çalışmaları ile sayısal akış ve sayısal aeroakustik analizlerden elde edilen bulgular olarak sıralanabilir.

4.1 Sayısal Akış Analizlerini Doğrulama Çalışması

Kare kesik piramit delikli difüzörlerin sebep olduğu basınç kaybını ve hava akışını yarma performansını belirleyebilmek için oluşturulan sayısal modellerin geçerli kılınması gerekmektedir. Bu sebeple iki adet numune kare kesik piramit delikli difüzör kullanılarak basınç kaybı değerleri deneysel ve sayısal olarak elde edilmiştir. Altı farklı hava giriş hızı için elde edilen basınç kaybı değerleri Çizelge 4.1’de verilmiştir. Altı farklı Reynolds sayısı (124615, 150023, 173464, 196905, 221253, 244997) için sayısal ve deneysel olarak elde edilen boyutsuz basınç kaybı değerleri Şekil 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Altı farklı hava giriş hızı için sayısal ve deneysel olarak elde edilen basınç kaybı değerleri

Hava Giriş Hızı (m/s)	NUMUNE-1			NUMUNE-2		
	SAYISAL ΔP_{statik} (Pa)	DENEYSEL ΔP_{statik} (Pa)	HATA (%)	SAYISAL ΔP_{statik} (Pa)	DENEYSEL ΔP_{statik} (Pa)	HATA (%)
8.24	26	34	30.77	25	23	8.70
9.92	40	47	17.50	36	36	0
11.47	57	64	12.28	48	48	0
13.02	77	85	10.39	62	63	1.59
14.63	98	110	12.24	80	80	0
16.20	120	128	6.67	97	102	4.90



Şekil 4.1. Sayısal akış analizlerinin doğrulama çalışmaları

Şekil 4.1 incelendiğinde, Numune-1 için düşük Reynolds sayılarında sayısal ve deneysel sonuçlar arasında sapmanın biraz daha fazla olduğu görülmektedir. Fakat genel olarak her iki numune için de altı farklı Reynolds sayısı için elde edilen boyutsuz basınç kaybı değerlerinde bir uyum olduğu görülmektedir. Deneysel ölçümlerde bir belirsizlik analizi yapılmış olup, ölçüm cihazlarının üreticisi firmadan alınan bilgiler doğrultusunda boyutsuz basınç kaybı değerleri $\pm\%10$ 'luk bir belirsizlik ile ölçülmüştür.

4.2 Sayısal Akış Analizleri

Kare kesik piramit delikli difüzörlerin geometrik parametrelerinin basınç kaybına ve hava akışını yayma performansına olan etkilerini incelemek amacıyla sayısal akış analizleri gerçekleştirilmiştir. Geometrik parametrelerin basınç kaybı üzerindeki etkilerini görebilmek amacıyla altı farklı Reynolds sayısına göre boyutsuz basınç kaybı değerlerini gösteren grafikler elde edilmiştir. Hava akışını yayma performansını inceleyebilmek için ise sayısal modelde tanımlanan hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturları ile delikli difüzörlü hücredeki hava akım çizgileri verilmiştir.

4.2.1 Geometrik Tasarım Parametrelerinin Basınç Kaybı Üzerine Etkileri

Porozitenin Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisi

Porozite (perforasyon oranı ya da açıklık oranı); delikli bir yüzeyde, deliklerin alanının toplam yüzey alanına oranını ifade eder. Bu çalışmada porozite oranları sırasıyla; 0.35, 0.40, 0.45, 0.50 ve 0.55 olarak belirlenmiştir. Porozitenin etkisi incelenirken diğer tüm geometrik tasarım parametreleri sabit tutulmuştur. Sabit tutulan parametreler Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Porozite analizlerinde sabit tutulan parametreler

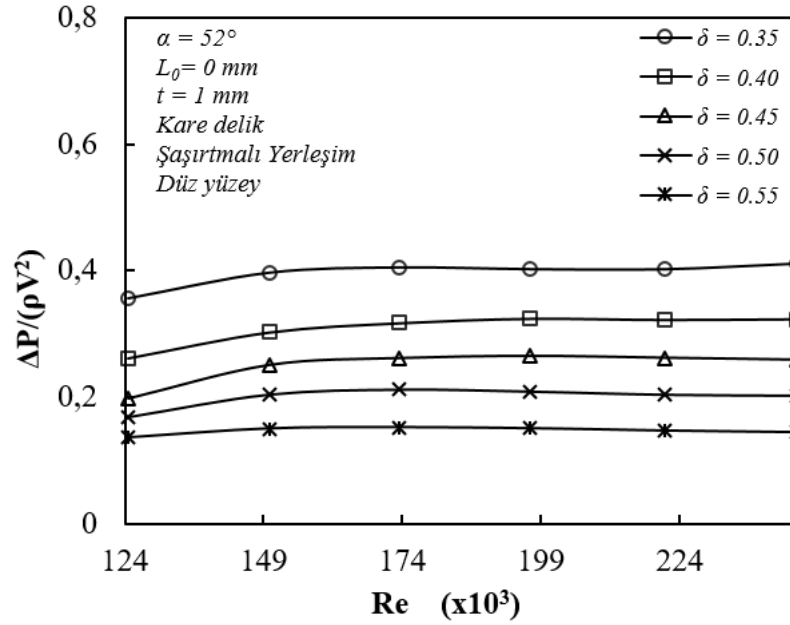
Parametre	Birim	Değer
<i>Koniklik açısı-α</i>	°	52
<i>Difüzör mesafesi-L_0</i>	mm	0
<i>Et kalınlığı-t</i>	mm	1
<i>Delik geometrisi</i>	-	Kare
<i>Delik yerleşim türü</i>	-	Şaşırtmalı
<i>Difüzör yüzey türü</i>	-	Düz yüzey

Sayısal analizler sonucunda altı farklı giriş hızı değeri ve beş farklı porozite değeri için elde edilen basınç kaybı değerleri Çizelge 4.3’te verilmiştir.

Çizelge 4.3. Farklı porozite değerleri için elde edilen basınç kaybı değerleri

Giriş Hızı (m/s)	Basınç Kaybı (Pa)				
	$\beta = 0.35$	$\beta = 0.40$	$\beta = 0.45$	$\beta = 0.50$	$\beta = 0.55$
8.24	29.11	21.38	16.17	13.72	11.16
9.92	46.9	35.77	29.63	24.1	17.78
11.47	64.01	50.12	41.32	33.47	24.07
13.02	81.91	65.98	53.93	42.49	30.69
14.63	103.41	82.88	67.36	52.38	37.84
16.20	129.54	101.93	81.66	63.76	45.63

Altı farklı Reynolds sayısı için üç farklı porozite değerlerine göre boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimini gösteren grafik Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.2. Farklı porozite değerlerine göre boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi

Çizelge 4.3 ve Şekil 4.2 incelendiğinde porozite değerinin artmasıyla basınç kaybının azaldığı açıkça görülmektedir. Porozite değeri arttıkça hava akışının difüzör yüzeyinden geçiş alanının artması ve difüzörün hava akışına daha az engel teşkil etmesi basınç kaybının azalmasına sebep olduğu söylenebilir.

Koniklik Açısının Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisi

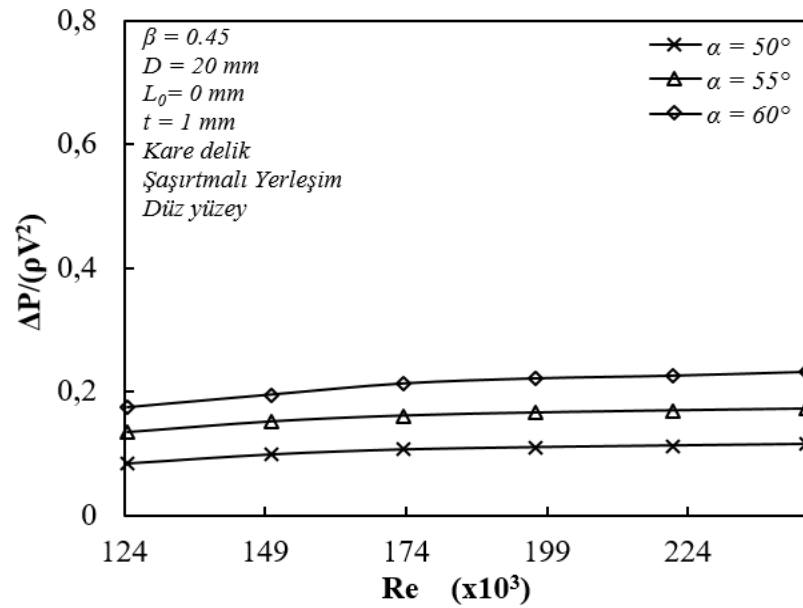
Koniklik açısı (α) olarak 50° , 55° ve 60° açılar incelenmiştir. Koniklik açısı incelenirken sabit tutulan geometrik tasarım parametreleri Çizelge 4.4’te verilmiştir. Altı farklı hız ve üç farklı koniklik açısı için elde edilen basınç kaybı değerleri Çizelge 4.5’te verilmiştir. Altı farklı Reynolds sayısı için üç farklı koniklik açısı değerlerine göre boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimini gösteren grafik Şekil 4.3’te verilmiştir.

Çizelge 4.4. Koniklik açısı analizlerinde sabit tutulan parametreler

Parametre	Birim	Değer
Porozite- β	-	0.45
Delik hidrolik çapı- D	mm	20
Difüzör mesafesi- L_0	mm	0
Et kalınlığı- t	mm	1
Delik geometrisi	-	Kare
Delik yerleşim türü	-	Şaşırtmalı
Difüzör yüzey türü	-	Düz yüzey

Çizelge 4.5. Farklı koniklik açısı değerleri için elde edilen basınç kaybı değerleri

Giriş Hızı (m/s)	Basınç Kaybı (Pa)		
	$\alpha = 50^\circ$	$\alpha = 55^\circ$	$\alpha = 60^\circ$
8.24	6.95	10.97	14.26
9.92	11.70	17.93	23.09
11.47	16.86	25.48	33.71
13.02	22.43	33.83	45.10
14.63	29.00	43.61	58.07
16.20	36.28	54.38	73.15



Şekil 4.3. Farklı koniklik açısı değerlerine göre boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi

Çizelge 4.5 ve Şekil 4.3 incelendiğinde kare kesik piramit delikli difüzörün koniklik açısındaki artışın basınç kaybı değerlerinde nizami olarak artışına sebep olduğu görülmektedir. Çünkü koniklik açısı arttıkça hava giriş kesitinden gelen hava akışının çarpacağı difüzör yüzey alanı artmaktadır.

Et Kalınlığının Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisi

Farklı et kalınlığına (t) sahip kare kesik piramit delikli difüzörlerdeki sayısal akış analizleri gerçekleştirilirken 1 mm, 2 mm ve 3 mm olmak üzere üç farklı et kalınlığı belirlenmiştir. Bu analizlerde sabit tutulan geometrik tasarım parametreleri Çizelge 4.6’da verilmiştir. Altı farklı hız ve üç farklı et kalınlığı değerleri için elde edilen basınç kaybı değerleri Çizelge 4.7’de verilmiştir.

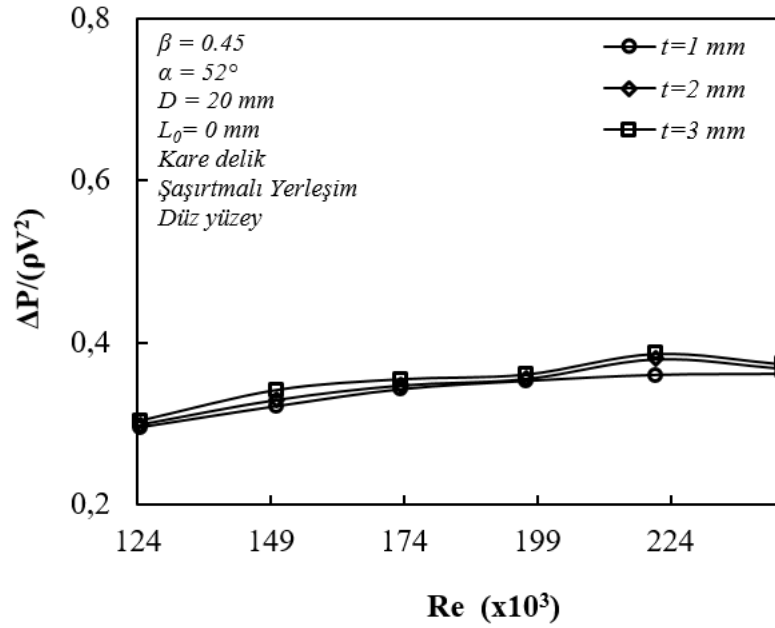
Çizelge 4.6. Farklı et kalınlığı analizlerinde sabit tutulan parametreler

Parametre	Birim	Değer
Porozite- β	-	0.45
Koniklik açısı- α	°	52
Delik hidrolik çapı- D	mm	20
Difüzör mesafesi- L_0	mm	0
Delik geometrisi	-	Kare
Delik yerleşim türü	-	Şaşırtmalı
Difüzör yüzey türü	-	Düz yüzey

Çizelge 4.7. Farklı et kalınlığı değerleri için elde edilen basınç kaybı değerleri

Giriş Hızı (m/s)	Basınç Kaybı (Pa)		
	$t = 1 \text{ mm}$	$t = 2 \text{ mm}$	$t = 3 \text{ mm}$
8.24	24.06	24.35	24.71
9.92	37.92	38.90	40.33
11.47	54.01	54.85	56.06
13.02	71.66	72.31	73.42
14.63	92.39	97.63	99.33
16.20	113.7	116.01	117.70

Altı farklı Reynolds sayısı için üç farklı et kalınlığı değerlerine göre boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimini gösteren grafik Şekil 4.4'te verilmiştir.



Şekil 4.4. Farklı et kalınlığı değerlerine göre boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi

Çizelge 4.7 ve Şekil 4.4 incelendiğinde kare kesik piramit delikli difüzörün et kalınlığının artmasının basınç kaybı değerlerinde az da olsa artışa sebep olduğu görülmektedir. Et kalınlığındaki artış; difüzör deliklerinden geçen akışkan üzerinde viskoz etkileri arttıracığından basınç kaybı üzerinde bir miktar artışa sebep olabilir.

Difüzör Mesafesinin Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisi

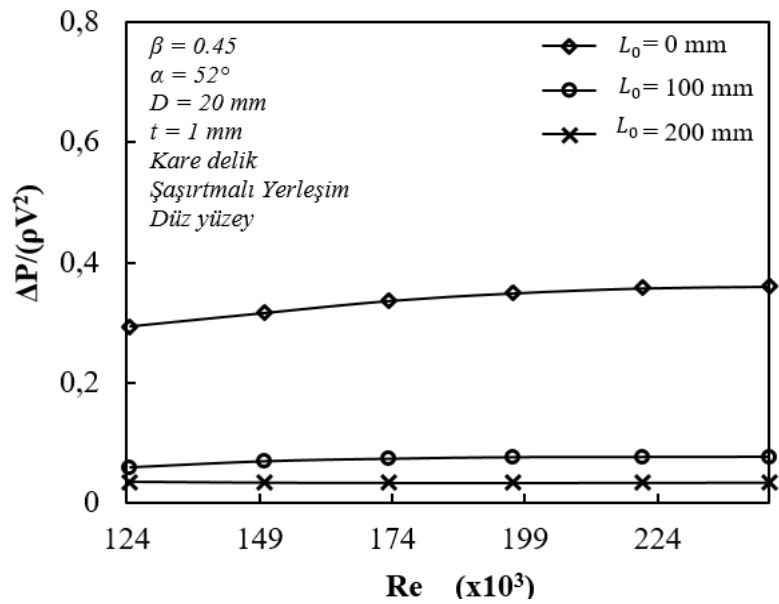
Difüzör mesafesi L_0 'ın basınç kaybı üzerindeki etkilerini incelemek için 0 mm, 100 mm ve 200 mm değerleri seçilmiştir. Bu analizlerde sabit tutulan geometrik tasarım parametreleri Çizelge 4.8'de verilmiştir. Çizelge 4.9'da ise altı farklı giriş hızı ve üç farklı difüzör mesafesi için elde edilen basınç kaybı değerleri verilmiştir. Altı farklı Reynolds sayısı için üç farklı difüzör mesafesi değerlerine göre boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimini gösteren grafik Şekil 4.5'te verilmiştir.

Çizelge 4.8. Farklı difüzör mesafeleri analizlerinde sabit tutulan parametreler

Parametre	Birim	Değer
Porozite- β	-	0.45
Koniklik açısı- α	°	52
Et kalınlığı- t	mm	1
Delik hidrolik çapı- D	mm	20
Delik geometrisi	-	Kare
Delik yerleşim türü	-	Şaşırtmalı
Difüzör yüzey türü	-	Düz yüzey

Çizelge 4.9. Farklı difüzör mesafe değerleri için elde edilen basınç kaybı değerleri

Giriş Hızı (m/s)	Basınç Kaybı (Pa)		
	$L_0 = 0 \text{ mm}$	$L_0 = 100 \text{ mm}$	$L_0 = 200 \text{ mm}$
8.24	23.87	4.81	2.84
9.92	37.29	8.16	3.96
11.47	53.08	11.56	5.22
13.02	71.02	15.42	6.69
14.63	91.82	19.55	8.53
16.20	113.49	24.10	10.47



Şekil 4.5. Farklı difüzör mesafesi değerlerine göre boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi

Çizelge 4.9 ve Şekil 4.5 incelendiğinde kare kesik piramit delikli difüzörün hava giriş kesiti ile arasındaki mesafenin artmasıyla basınç kaybı değerlerinin azaldığı açıkça görülmektedir. Delikli difüzörün hava giriş kesiti ile arasındaki mesafe arttıkça, hava giriş kesitinden gelen hava akışı difüzöre çarpmadan önce difüzör hücresi içerisinde kesit alanı artışı sebebiyle yayılmaya başlayacaktır. Bu yayılma neticesinde delikli difüzörle temas eden hava debisi azalacak ve bir miktar hava difüzöre temas etmeden akmaya devam edecektir. Bu sebeple basınç kaybı azalacaktır.

Delik Geometrisinin Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisi

Kare kesik piramit delikli difüzörlerin delik geometri türlerinin basınç kaybı üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla kare, daire, altıgen ve oval olmak üzere dört adet delik geometrisi seçilmiştir. Yapılan analizlerde sabit tutulan geometrik parametreler Çizelge 4.10’da verilmiştir. Çizelge 4.11’de altı farklı hava giriş hızı ve dört farklı delik geometri türü için elde edilen basınç kaybı değerleri verilmiştir.

Çizelge 4.10. Delik geometrisi analizlerinde sabit tutulan parametreler

Parametre	Birim	Değer
Porozite- β	-	0.45
Koniklik açısı- α	°	52
Et kalınlığı- t	mm	1
Delik hidrolik çapı- D	mm	20
Difüzör mesafesi- L_0	mm	0
Delik yerleşim türü	-	Şaşırtmalı
Difüzör yüzey türü	-	Düz yüzey

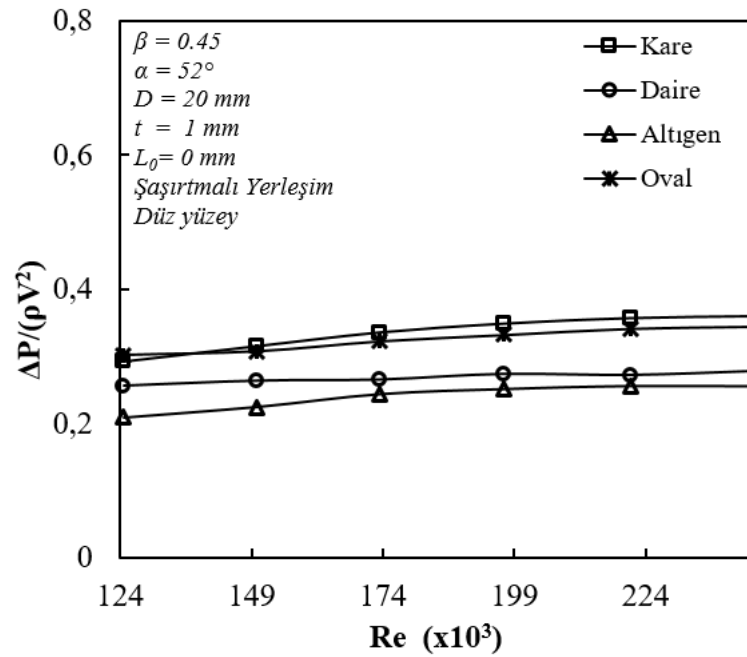
Çizelge 4.11. Farklı delik geometrileri için elde edilen basınç kaybı değerleri

Giriş Hızı (m/s)	Basınç Kaybı (Pa)			
	Kare	Daire	Altıgen	Oval
8.24	23.87	20.89	17.08	24.67
9.92	37.29	31.15	26.60	36.41
11.47	53.08	41.92	38.53	51.02

Çizelge 4.11. (devam)

13.02	71.02	55.70	51.14	67.67
14.63	91.82	69.94	65.72	87.85
16.20	113.49	87.60	80.46	108.75

Şekil 4.6’da altı farklı Reynolds sayısı ve farklı delik geometrisi türlerine göre elde edilen boyutsuz basınç kaybı değerleri verilmiştir.



Şekil 4.6. Farklı delik geometri türlerinin boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi

Çizelge 4.11 ve Şekil 4.6 incelendiğinde, altıgen geometrinin en iyi sonucu verdiği görülmektedir. Kare delik türünde ise en fazla basınç kaybının gerçekleştiği söylenebilir.

Hidrolik Çapın Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisi

Difüzörlerin üzerinde bulunan deliklerin hidrolik çapının (D) basınç kaybı üzerindeki etkisinin incelemek amacıyla ve diğer geometrik tasarım parametrelerinin sabit kalması şartıyla 15mm, 20 mm ve 25 mm olmak üzere üç farklı boyutta hidrolik çap belirlenmiş ve sayısal akış analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerde sabit tutulan

geometrik tasarım parametreleri Çizelge 4.12’de, farklı hava giriş hızlarına göre elde edilen basınç kaybı değerleri ise Çizelge 4.13’te verilmiştir.

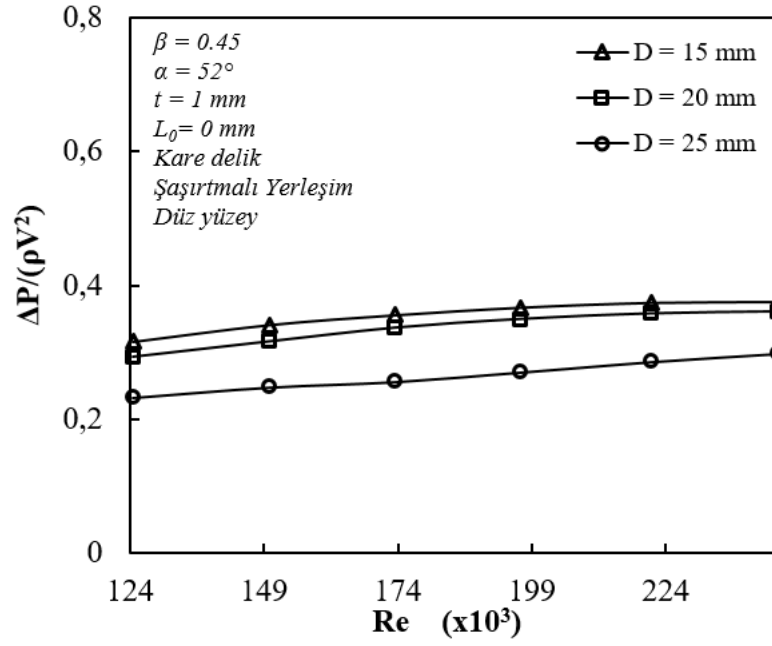
Çizelge 4.12. Hidrolik çap analizlerinde sabit tutulan geometrik tasarım parametreleri

Parametre	Birim	Değer
<i>Porozite-β</i>	-	0.45
<i>Koniklik açısı-α</i>	°	52
<i>Et kalınlığı-t</i>	mm	1
<i>Delik geometrisi</i>	-	Kare
<i>Difüzör mesafesi-L_0</i>	mm	0
<i>Delik yerleşim türü</i>	-	Şaşırtmalı
<i>Difüzör yüzey türü</i>	-	Düz yüzey

Çizelge 4.13 Farklı hidrolik çaplara göre elde edilen basınç kaybı değerleri

Giriş Hızı (m/s)	Basınç Kaybı (Pa)		
	<i>D = 15 mm</i>	<i>D = 20 mm</i>	<i>D = 25 mm</i>
8.24	25.72	23.87	18.92
9.92	40.24	37.29	29.25
11.47	56.12	53.08	40.40
13.02	74.61	71.02	54.98
14.63	96.07	91.82	73.41
16.20	118.22	113.49	93.90

Şekil 4.7’de altı farklı Reynolds sayısı ve üç farklı hidrolik çap değerine göre elde edilen boyutsuz basınç kaybı değeri verilmiştir.



Şekil 4.7. Farklı hidrolik çap değerlerine göre elde edilmiş boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi

Çizelge 4.13 ve Şekil 4.7 incelendiğinde kare kesik piramit delikli difüzörün delik hidrolik çapının artışı ile basınç kaybı değerinin azaldığı görülmektedir. Bu analizlerde porozite değeri sabit tutulmuştur. Hidrolik çap artırılırken porozitenin sabit kalması amacıyla delik sayıları azaltılmıştır. Delik sayısı fazla ve delik hidrolik çapı düşük olan difüzörlerde; hava akışı deliklerden geçerken delik sayısı az ve hidrolik çapı fazla difüzörlere nazaran daha fazla viskoz kuvvetlere maruz kalabileceği için bu delik çapındaki azalma basınç kaybını arttırabilir.

Delik Yerleşim Türünün Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisi

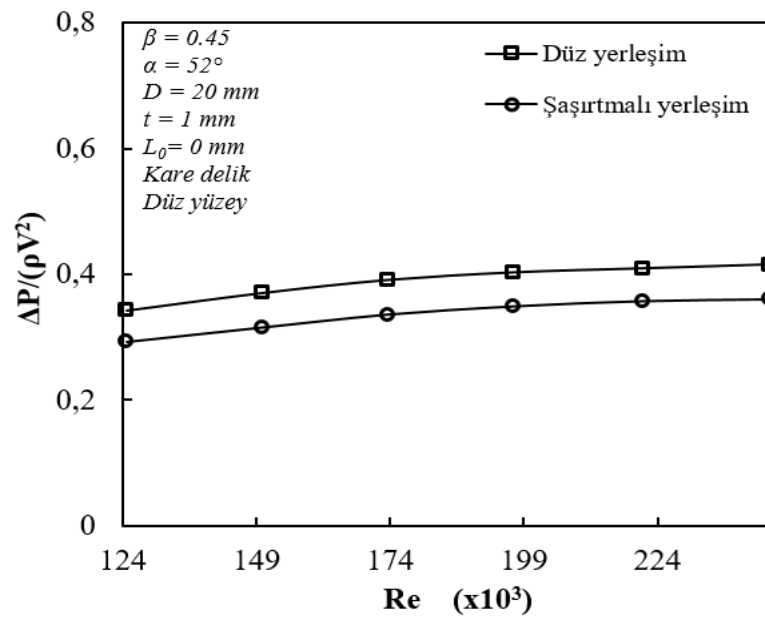
Kare kesik piramit delikli difüzörlerin delik yerleşim türlerinin basınç kaybı üzerindeki etkisini incelemek için düz yerleşim ve şaşırtmalı yerleşim olmak üzere iki çeşit yerleşim türü belirlenmiştir. Bu yerleşim türleri incelenirken sabit tutulan geometrik tasarım parametreleri Çizelge 4.14'te verilmiştir. Çizelge 4.15'te iki farklı delik yerleşim türü ve altı farklı hava giriş hızı için elde edilen basınç kaybı değerleri verilmiştir. Şekil 4.8'de altı farklı Reynolds sayısı ve iki farklı delik yerleşim türüne göre boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi verilmiştir.

Çizelge 4.14. Delik yerleşim türü analizlerinde sabit tutulan geometrik tasarım parametreleri

Parametre	Birim	Değer
Porozite- β	-	0.45
Koniklik açısı- α	°	52
Et kalınlığı- t	mm	1
Delik geometrisi	-	Kare
Difüzör mesafesi- L_0	mm	0
Delik hidrolik çapı- D	mm	20
Difüzör yüzey türü	-	Düz yüzey

Çizelge 4.15. Farklı yerleşim türlerine göre elde edilen basınç kaybı değerleri

Giriş Hızı (m/s)	Basınç Kaybı (Pa)	
	Düz yerleşim	Şaşırtmalı Yerleşim
8.24	27.93	23.87
9.92	43.73	37.29
11.47	61.69	53.08
13.02	81.91	71.02
14.63	105.05	91.82
16.20	130.76	113.49



Şekil 4.8. Farklı delik yerleşim türlerine göre elde edilmiş boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi

Çizelge 4.15 ve Şekil 4.8 incelendiğinde tüm Reynolds sayıları için kare kesik piramit delikli difüzörün delik yerleşiminin şaşırtmalı yerleşim olması durumunda daha düşük basınç kaybı değerlerinin elde edildiği görülmektedir.

Difüzör Yüzey Türünün Basınç Kaybı Üzerindeki Etkisi

Kare kesik piramit delikli difüzörlerin yüzey türlerinin basınç kaybı üzerindeki etkisini incelemek için düz, içbükey ve dışbükey yüzey olmak üzere üç tür yüzey belirlenmiştir. Bu yüzey türleri incelenirken sabit tutulan geometrik tasarım parametreleri Çizelge 4.16’da verilmiştir. Çizelge 4.17’de ise altı farklı hız değerine göre üç farklı yüzey türü için elde edilen basınç kaybı değerleri verilmiştir.

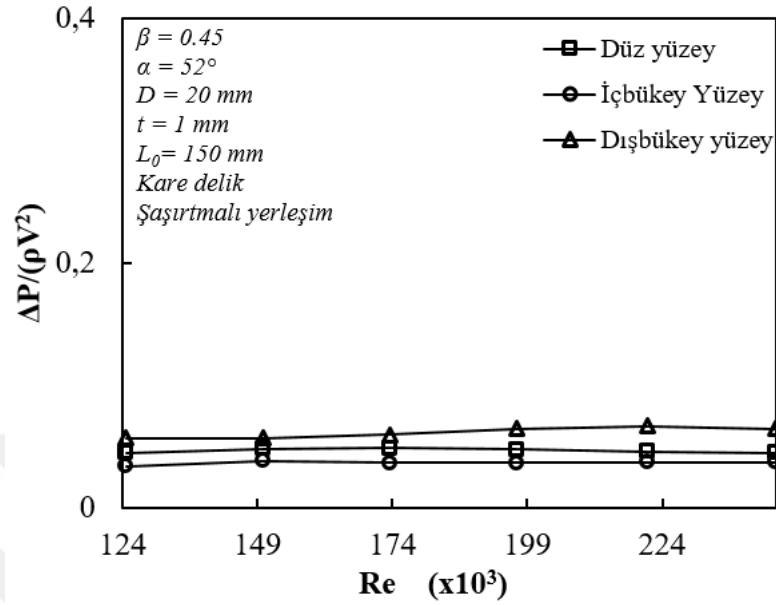
Çizelge 4.16. Difüzör yüzey türü analizlerinde sabit tutulan geometrik tasarım parametreleri

Parametre	Birim	Değer
Porozite- β	-	0.45
Koniklik açısı- α	°	52
Et kalınlığı- t	mm	1
Delik geometrisi	-	Kare
Difüzör mesafesi- L_0	mm	150
Delik hidrolik çapı- D	mm	20
Delik yerleşim türü	-	Şaşırtmalı

Çizelge 4.17. Farklı yüzey türlerine göre elde edilen basınç kaybı değerleri

Giriş Hızı (m/s)	Basınç Kaybı (Pa)		
	Düz yüzey	İçbükey yüzey	Dışbükey yüzey
8.24	3.69	2.81	4.68
9.92	5.70	4.57	6.76
11.47	7.76	5.83	9.49
13.02	9.73	7.52	13.21
14.63	11.93	9.63	17.19
16.20	14.33	11.8	20.41

Şekil 4.9’da altı farklı Reynolds sayısına göre boyutsuz basınç kaybı değerleri verilmiştir.



Şekil 4.9. Farklı yüzey türlerine göre elde edilmiş boyutsuz basınç kaybı değerlerinin değişimi

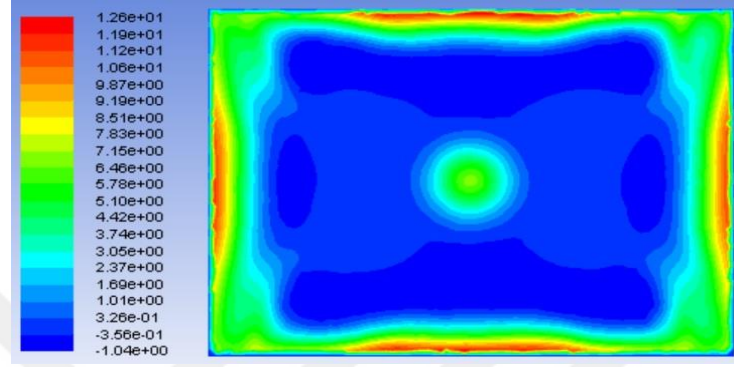
Çizelge 4.17 ve Şekil 4.9 incelendiğinde içbükey yüzey türünün diğer yüzey türlerine göre basınç kaybı açısından daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Difüzör yüzey türünün içbükey olması; difüzörün hava akış yönünde projeksiyon alanının artmasına sebep olacaktır. Projeksiyon alanının artışı ise hava akışının difüzör yüzeyindeki deliklerden daha fazla geçişini sağlayacak ve basıttır. Bu durum basınç kaybının azalmasına sebep olabilir.

4.2.2 Geometrik Tasarım Parametrelerinin Havayı Yayma Performansı Üzerindeki Etkileri

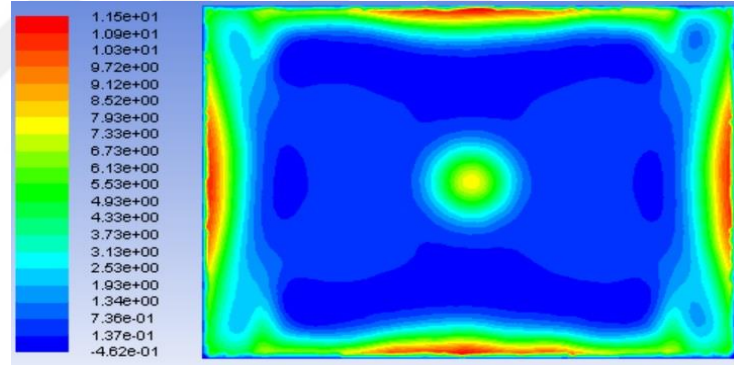
Kare kesik piramit delikli difüzörlerin geometrik tasarım parametrelerinin delikli difüzörün havayı yayma performansı üzerindeki etkilerini incelemek için sayısal analizler sonucunda elde edilen hız konturları (hava çıkış kesitindeki) ve kare kesik piramit delikli difüzörlü hücredeki akım çizgileri dikkate alınmıştır.

Porozitenin Difüzör Hava Yayma Performansı Üzerindeki Etkisi

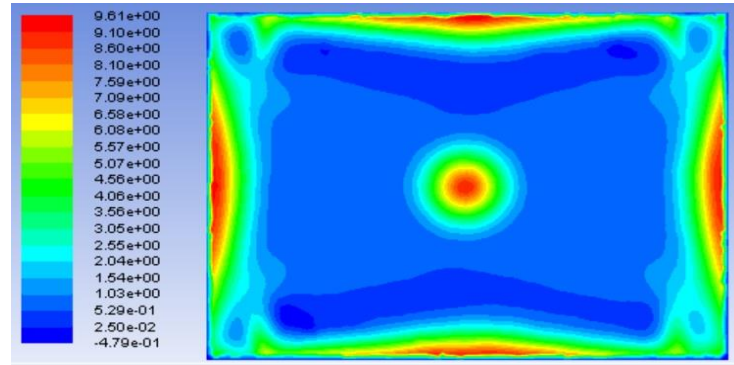
Porozite parametresinin delikli difüzörün havayı yayma performansı üzerindeki etkisini incelemek için yapılan sayısal analizler sonucunda hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturları Şekil 4.10-4.14’te verilmiştir.



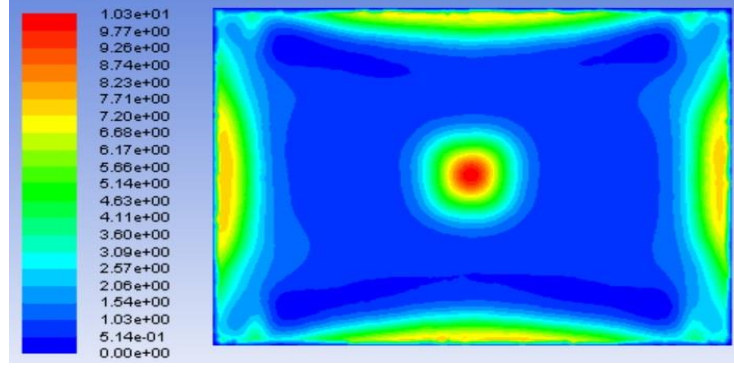
Şekil 4.10. $\delta = 0.35$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu



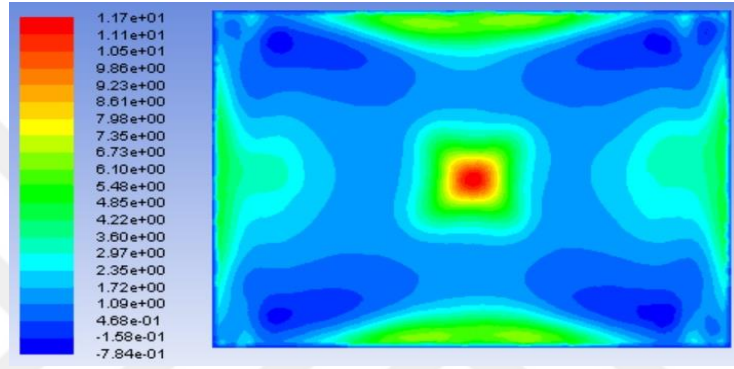
Şekil 4.11. $\delta = 0.40$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu



Şekil 4.12. $\delta = 0.45$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu



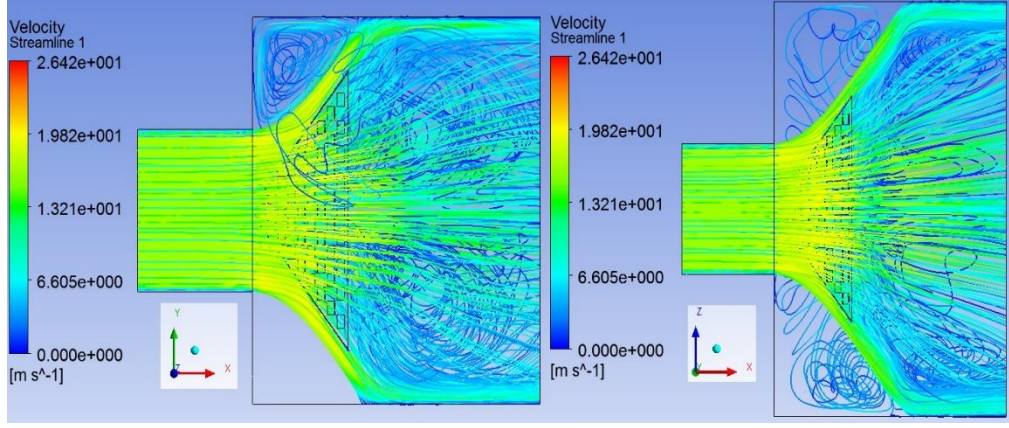
Şekil 4.13. $\delta = 0.50$ için hava çıkış kesitindeki aksenal hız konturu



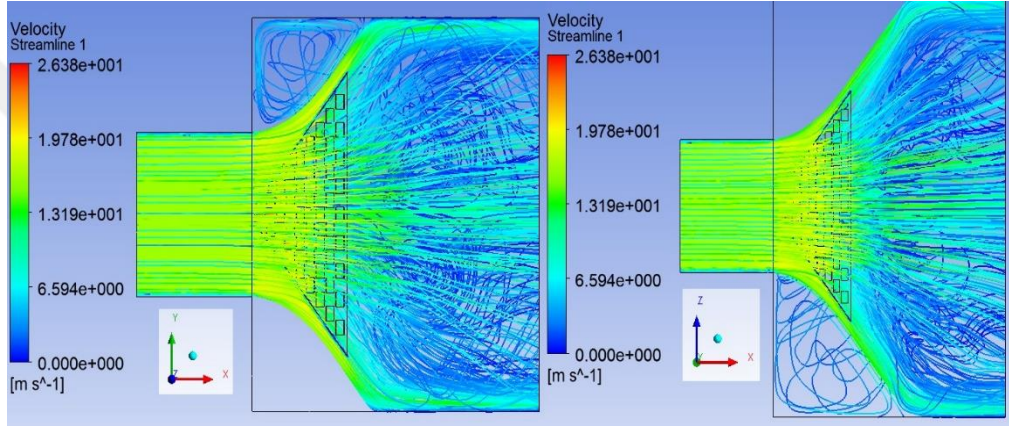
Şekil 4.14. $\delta = 0.55$ için hava çıkış kesitindeki aksenal hız konturu

Şekil 4.10-4.14 incelendiğinde; porozitenin artışının çıkış kesitinde daha homojen bir hız dağılımına sebep olduğu görülmektedir. Porozite arttıkça difüzör deliklerinden geçen hava debisi artmakta ve difüzörün arka alanında daha homojen bir hava hızı dağılımı gerçekleşmektedir. Porozite değeri azaldıkça hava akışı daha çok difüzör etrafından gerçekleşmekte ve çıkış kesitinin kenar bölgelerinde daha yüksek hava hızları oluşmaktadır. Bu durum homojen hava hızı dağılımını azaltmaktadır.

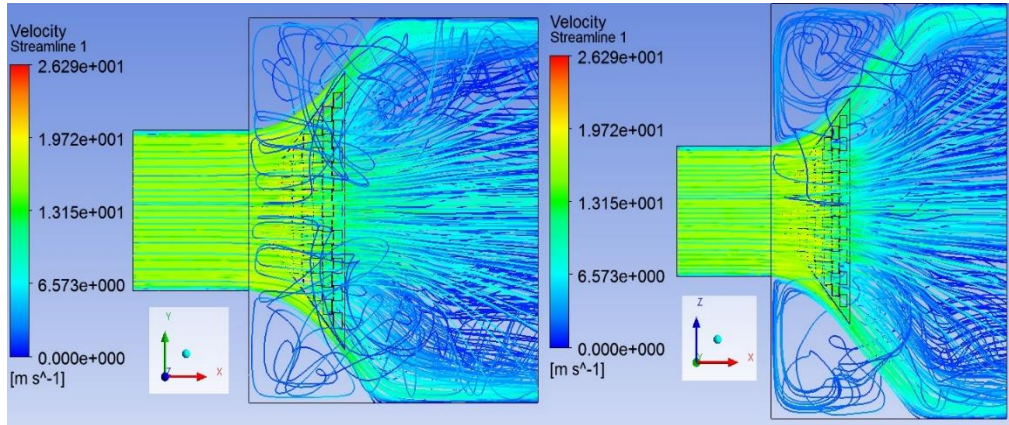
Şekil 4.15-4.19’da delikli difüzörlü hücredeki hava akım çizgilerinin üst ve sol yan görünüşleri verilmiştir



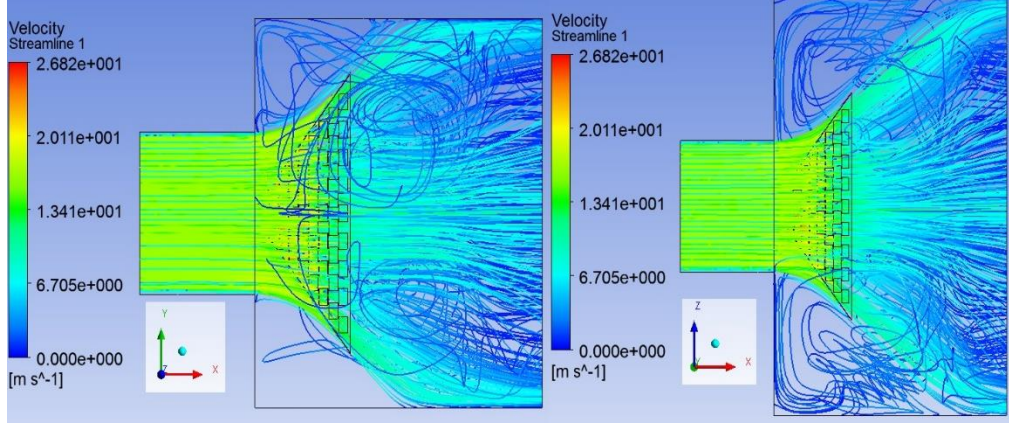
Şekil 4.15. $\beta = 0.35$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görüşleri



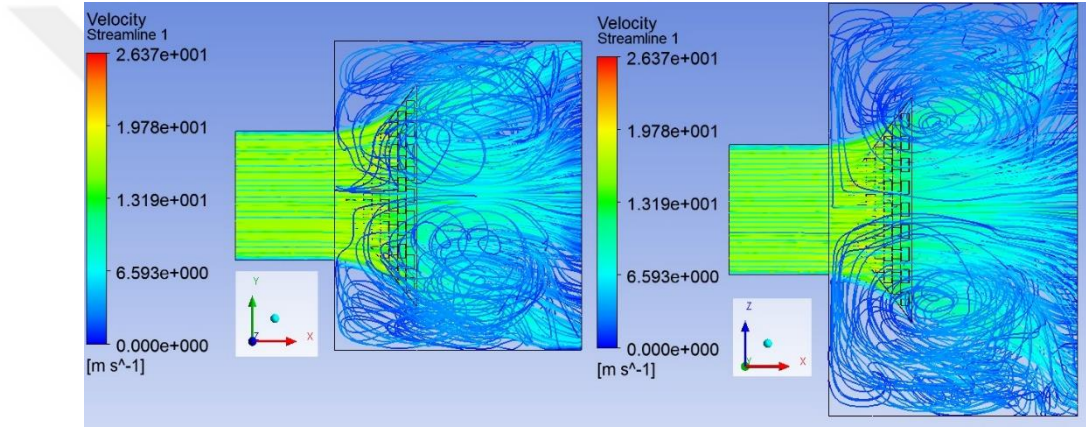
Şekil 4.16. $\beta = 0.40$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görüşleri



Şekil 4.17. $\beta = 0.45$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görüşleri



Şekil 4.18. $\beta = 0.50$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görüşleri

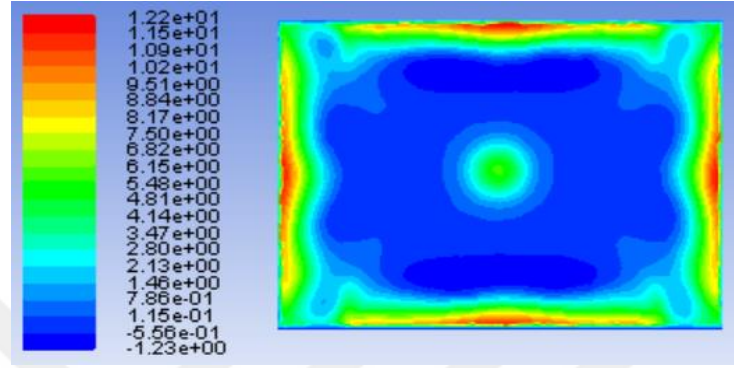


Şekil 4.19. $\beta = 0.55$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görüşleri

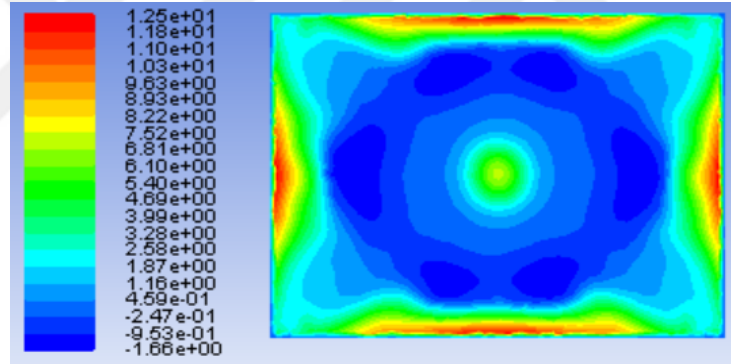
Şekil 4.15-4.19 incelendiğinde, porozite değerindeki artış difüzörün yukarıakımında girdaplı akış yapısını arttırmasına rağmen difüzör aşağıakımında ve özellikle çıkış kesitine doğru çekirdek akış bölgesinde daha düzgün akım çizgilerinin olduğu görülmektedir. Düşük porozite değerlerinde, hava akışının daha yüksek hızlarla difüzör etrafına yöneldiği dikkate alındığında difüzör etrafında daha düzgün akım çizgileri oluşmasına sebep olmaktadır. Fakat difüzör aşağıakımında özellikle çekirdek akış bölgesinde akım çizgileri bozulmaktadır.

Koniklik Açısının Difüzör Hava Yayma Performansı Üzerindeki Etkisi

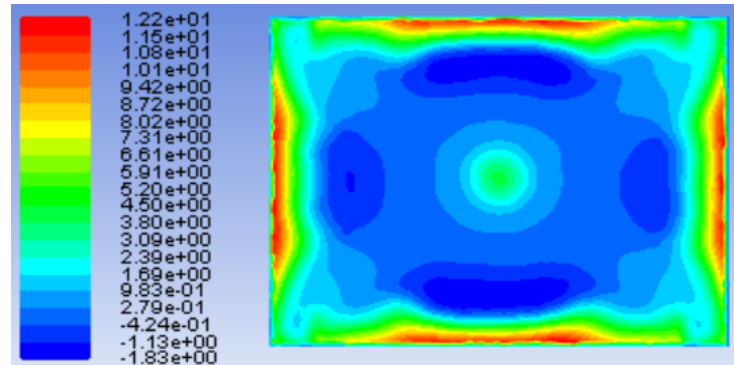
Koniklik açısı parametresinin delikli difüzörün havayı yayma performansı üzerindeki etkisini incelemek için yapılan sayısal analizler sonucunda hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturları Şekil 4.20, Şekil 4.21 ve Şekil 4.22’de verilmiştir.



Şekil 4.20. $\alpha = 50^\circ$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu

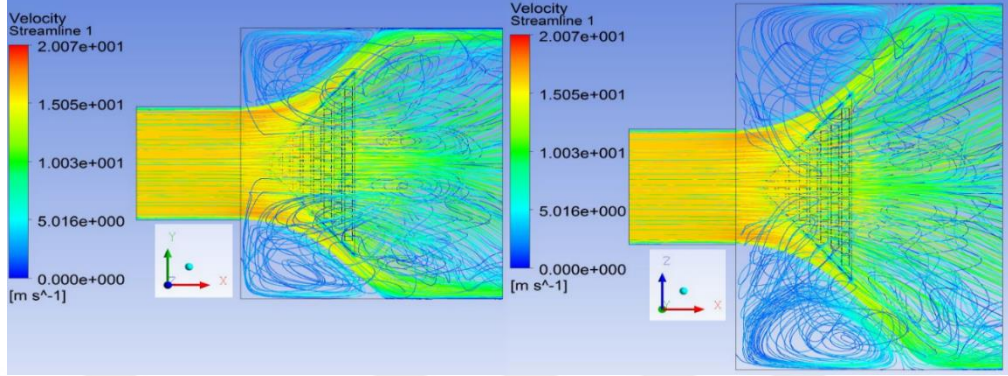


Şekil 4.21. $\alpha = 55^\circ$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu

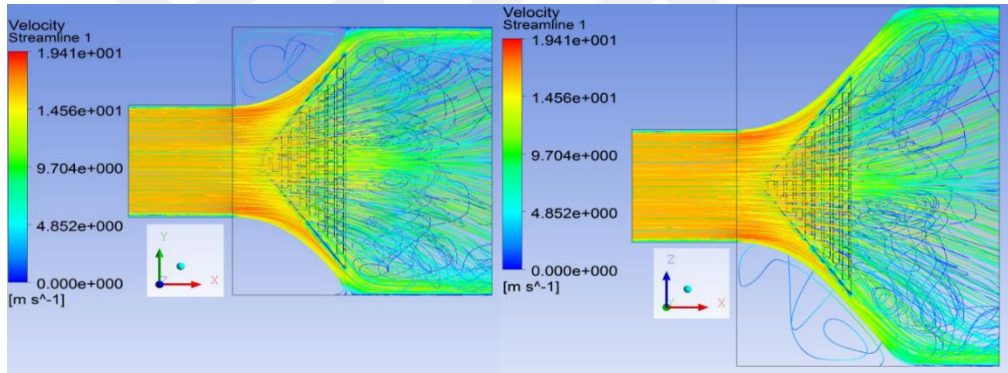


Şekil 4.22. $\alpha = 60^\circ$ için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu

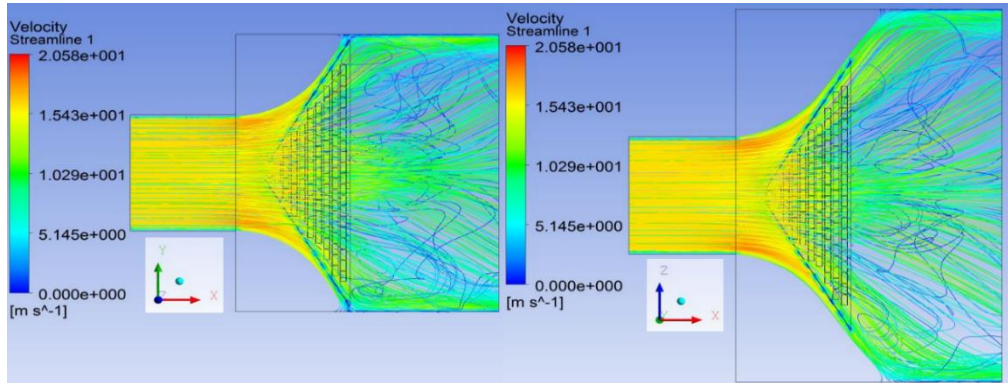
Şekil 4.20-4.22 incelendiğinde koniklik açısının artmasının hava çıkış kesitindeki ortalama hıza yakın bölgelerin daha fazla olması sebebiyle hız dağılımının daha üniform olmasını sağladığı görülmektedir. Şekil 4.23-4.25 koniklik açısı analizlerinde elde edilen akım çizgileri görüntülerini sunmaktadır.



Şekil 4.23. $\alpha = 50^\circ$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri



Şekil 4.24. $\alpha = 55^\circ$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri

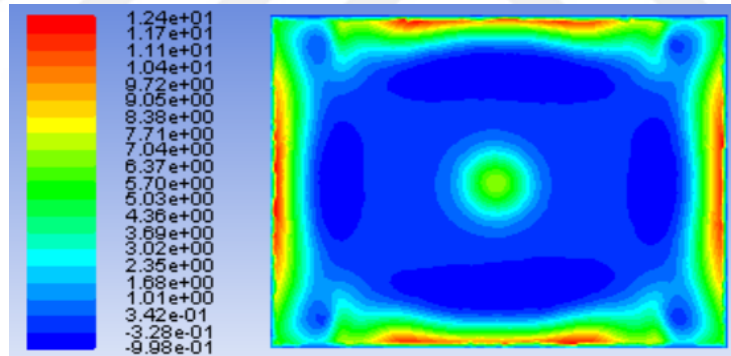


Şekil 4.25. $\alpha = 60^\circ$ değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri

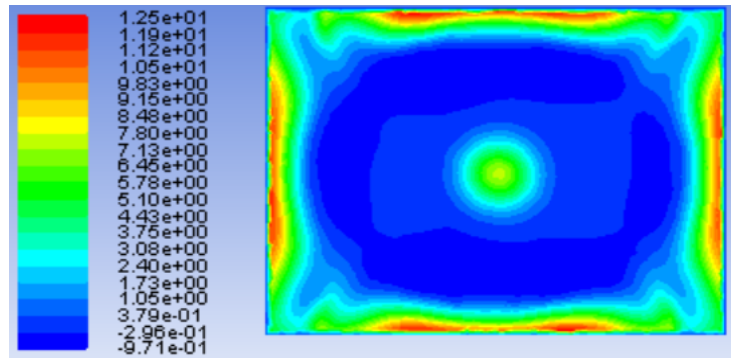
Şekil 4.23-4.25 incelendiğinde koniklik açısının artışı ile hem difüzör yüzeylerinin önünde hem de difüzör aşağıakımında oluşan girdapların azaldığı ve fayda sağladığı açıkça görülmektedir. Delikli difüzörün koniklik açısının artması difüzör deliklerinden geçen akış debisinin artmasına sebep olmaktadır. Bu sebeple difüzör yüzeyinde gerçekleşen akış ayrılması olayı azalarak girdaplı akış miktarını azaltmaktadır.

Et Kalınlığının Difüzör Hava Yayma Performansı Üzerindeki Etkisi

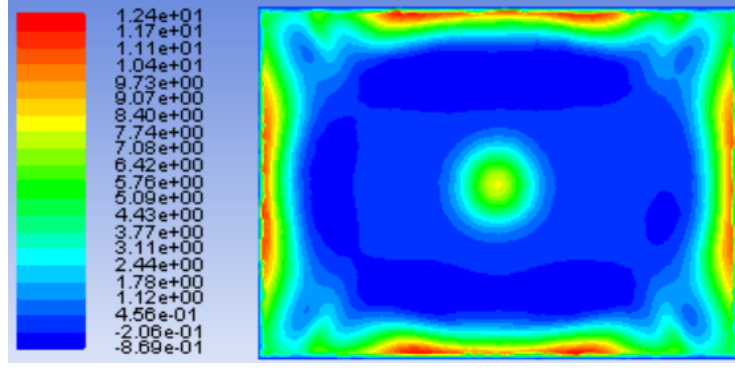
Et kalınlığı parametresinin delikli difüzörün havayı yayma performansı üzerindeki etkisini incelemek için yapılan sayısal analizler sonucunda hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturları Şekil 4.26, Şekil 4.27 ve Şekil 4.28’de verilmiştir. Şekil 4.26-4.28 incelendiğinde, et kalınlığının artışı ile homojen hız dağılımı açısından nispeten olumlu sonuç alındığı görülmektedir. Et kalınlığının artışı, difüzör deliklerinden geçen hava akışını nispeten düzeltmesi sebebiyle difüzör aşağı akımında meydana gelen negatif hız değerlerini azalttığı söylenebilir.



Şekil 4.26. $t = 1$ mm için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu

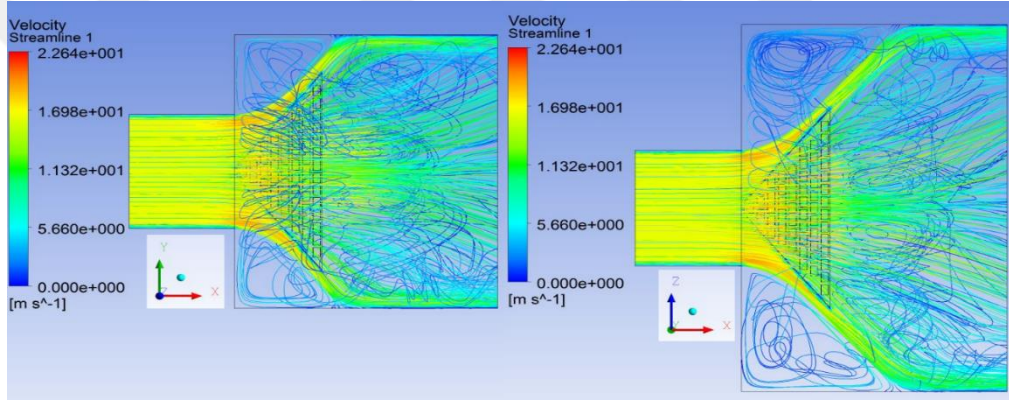


Şekil 4.27. $t = 2$ mm için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu

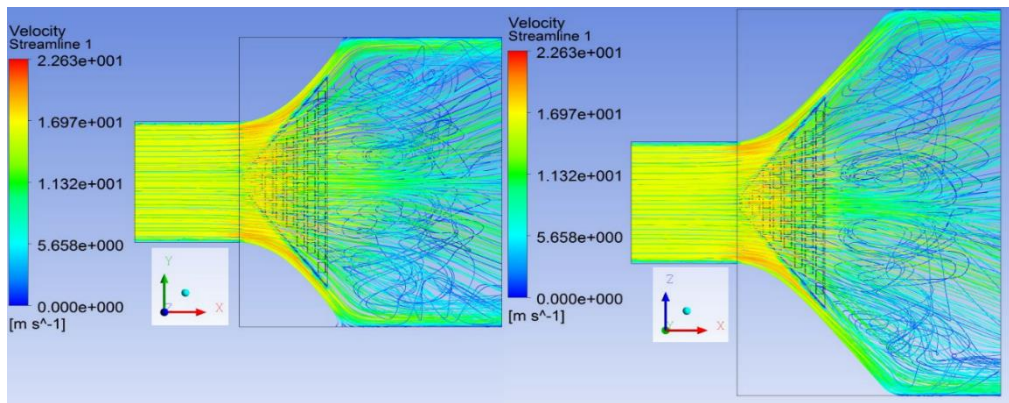


Şekil 4.28. $t = 3$ mm için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu

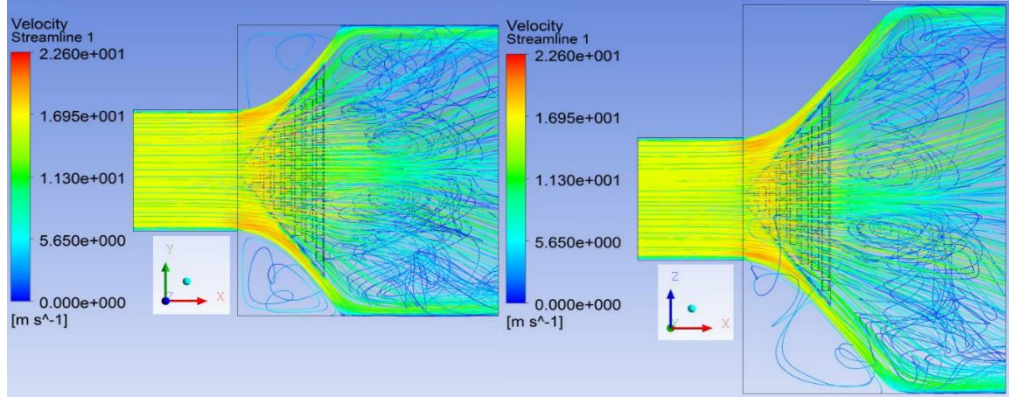
Şekil 4.29, Şekil 4.30 ve Şekil 4.31’de et kalınlığı analizleri sonucu elde edilen akım çizgileri verilmiştir.



Şekil 4.29. $t = 1$ mm değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri



Şekil 4.30. $t = 2$ mm değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri

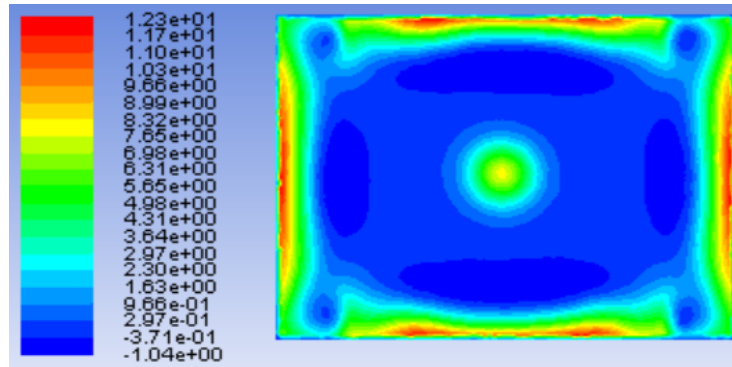


Şekil 4.31. $t = 3$ mm değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri

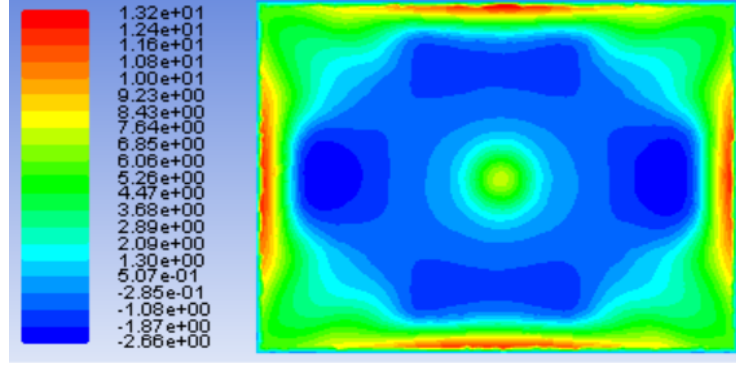
Şekil 4.29-4.31 incelendiğinde, et kalınlığının 2 mm olması durumunda hem difüzör yan yüzeylerinde hem de difüzör aşağıakımında nispeten daha düzgün akım çizgileri oluştuğu görülmektedir.

Difüzör Mesafesinin Difüzör Hava Yayma Performansı Üzerindeki Etkisi

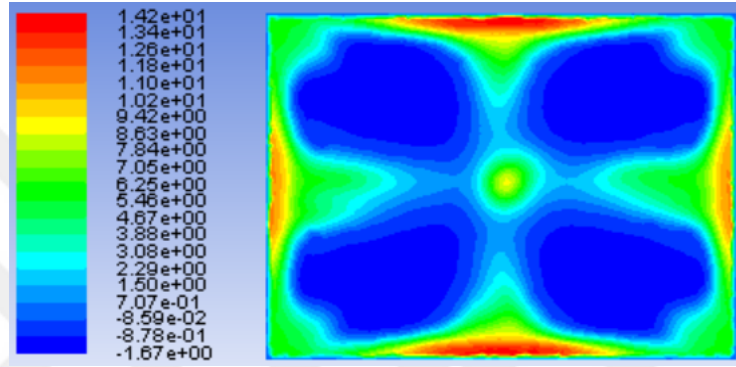
Difüzör mesafesinin (L_0) delikli difüzörün havayı yayma performansı üzerindeki etkisini incelemek için yapılan sayısal analizler sonucunda hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturları Şekil 4.32, Şekil 4.33 ve Şekil 4.34'te verilmiştir. Şekil 4.35, Şekil 4.36 ve Şekil 4.37'de et kalınlığı analizleri sonucu elde edilen akım çizgileri verilmiştir.



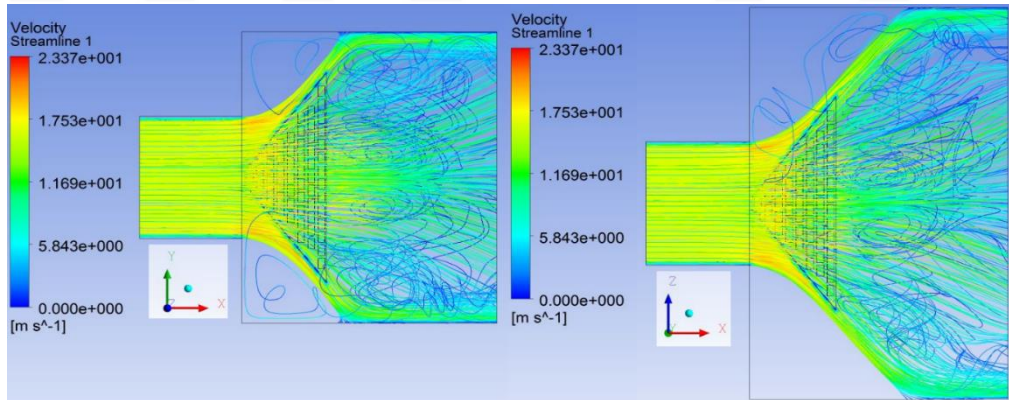
Şekil 4.32. $L_0=0$ mm için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu



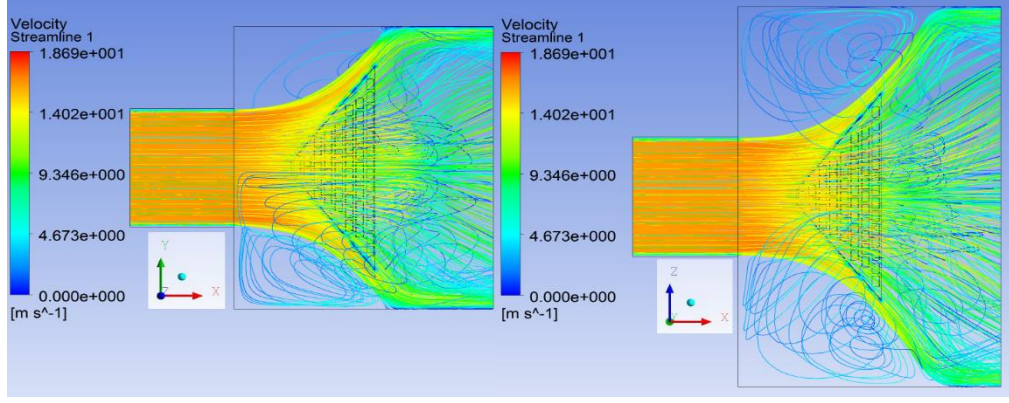
Şekil 4.33. $L_0 = 100$ mm için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu



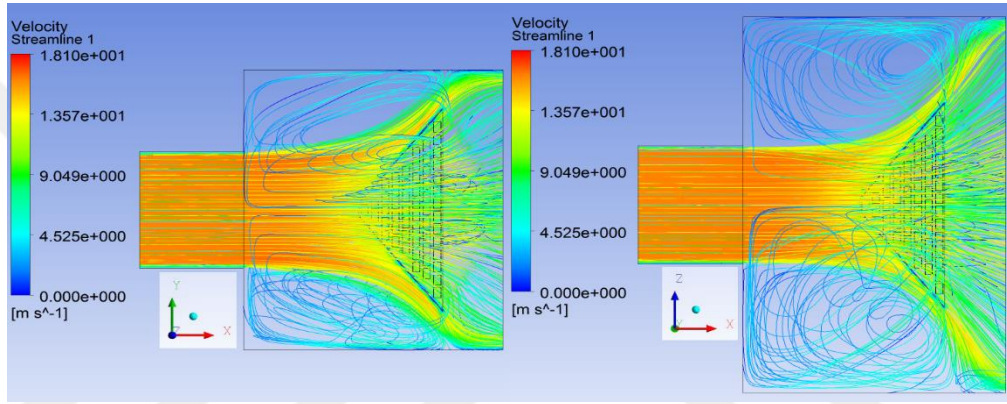
Şekil 4.34. $L_0 = 200$ mm için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu



Şekil 4.35. $L_0 = 0$ mm değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görüşleri



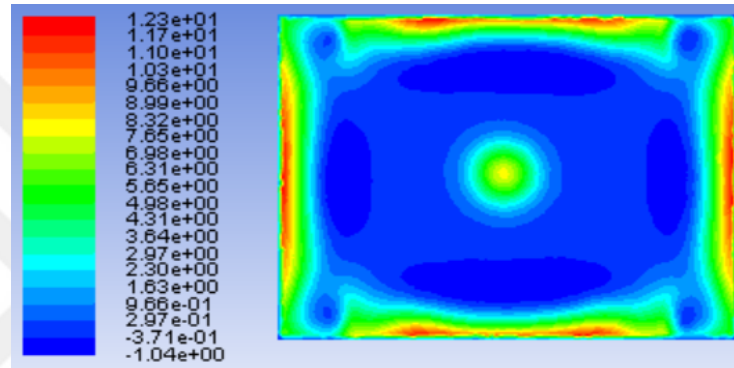
Şekil 4.36. $L_0 = 100$ mm değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri



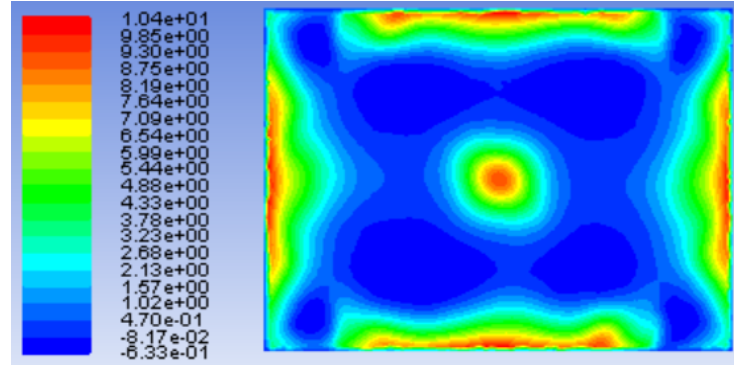
Şekil 4.37. $L_0 = 200$ mm değeri için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri

Şekil 4.32-4.34 incelendiğinde delikli difüzörlü hücrenin çıkış kesitinde oluşan negatif hız değerlerini gösteren konturların sahip olduğu alan büyüklüğü bakımından $L_0 = 200$ mm'nin daha iyi sonuç verdiği ve difüzör arka alanında ortalama hıza yakın alanların daha fazla olduğu anlaşılmaktadır. Şekil 4.35-4.37'e bakıldığında $L_0 = 0$ mm için difüzör yan yüzeylerinde oluşan girdap miktarı $L_0 = 100$ mm ve $L_0 = 200$ mm değerlerine göre daha az olmakla beraber difüzör aşağıyakımında $L_0 = 0$ mm değerinde oluşan girdap miktarının daha fazla olduğu görülmektedir. Difüzörün hava giriş kesitinden daha uzağa konulması durumunda; hava akışı, difüzörle temas etmeden hemen önce ani genişleme etkisiyle yayılmaktadır. Bu sebeple difüzör yan yüzeylerinde girdaplı akış yapısı meydana gelmesine rağmen hava akışı difüzör deliklerinden daha fazla geçiş sağlamakta ve difüzör aşağıyakımında daha düzgün bir akış yapısı meydana gelmektedir.

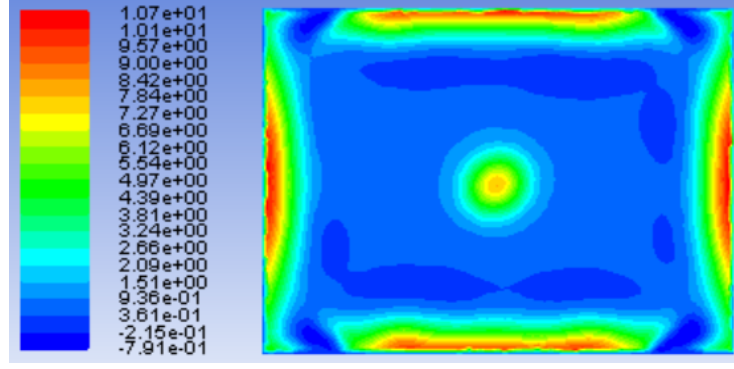
Difüzör delik geometrisinin delikli difüzörün havayı yayma performansı üzerindeki etkisini incelemek için yapılan sayısal analizler sonucunda hava çıkış kesitindeki aksenal hız konturları Şekil 4.38-4.41’de verilmiştir. Şekil 4.38-4.41 incelendiğinde altıgen geometriye sahip deliklerin kullanılması durumunda çıkış kesitindeki ortalama hıza yakın hız büyüklüklerine sahip alanlar daha fazla olduğu için çıkış kesitindeki hız dağılımı açısından olumlu sonuçlar elde edilmektedir. Şekil 4.42-4.45’te delikli difüzörlü hücre içerisindeki akım çizgileri verilmiştir.



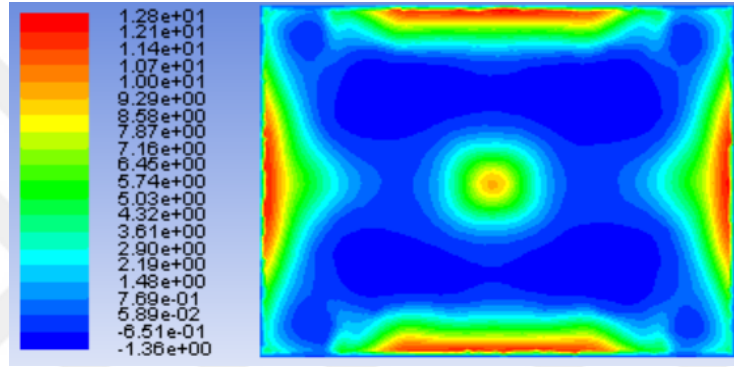
Şekil 4.38. Kare delik için hava çıkış kesitindeki aksenal hız konturu



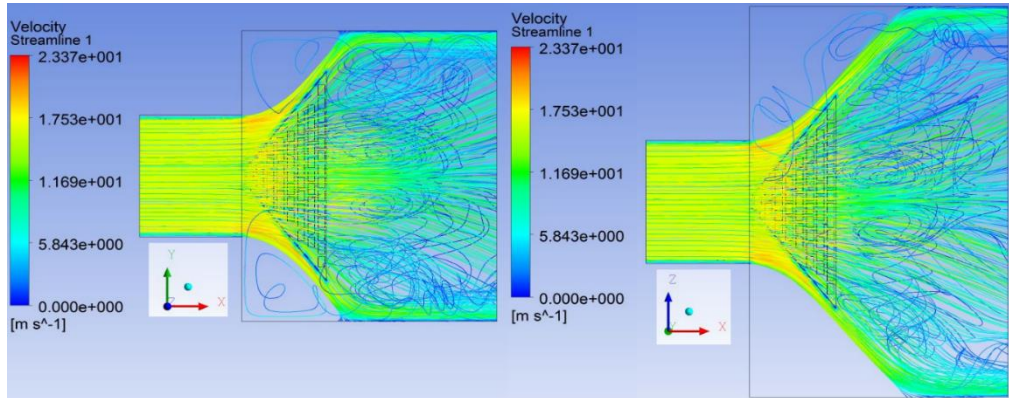
Şekil 4.39. Dairesel delik için hava çıkış kesitindeki aksenal hız konturu



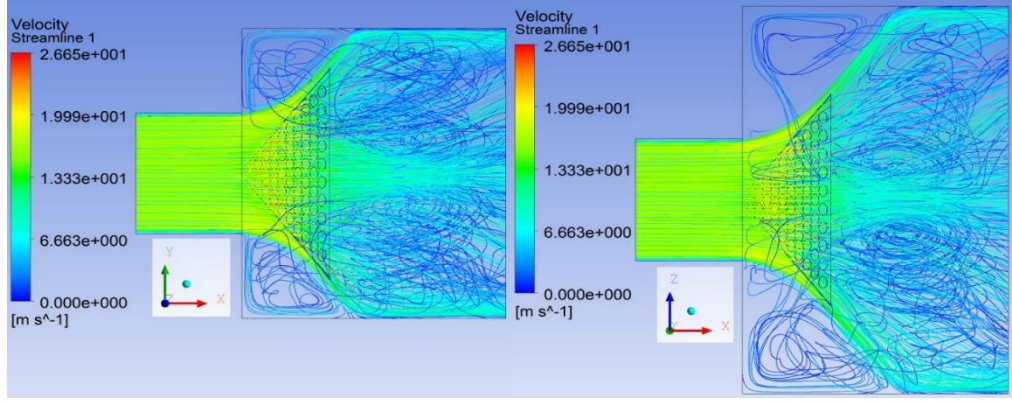
Şekil 4.40. Altıgen delik için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu



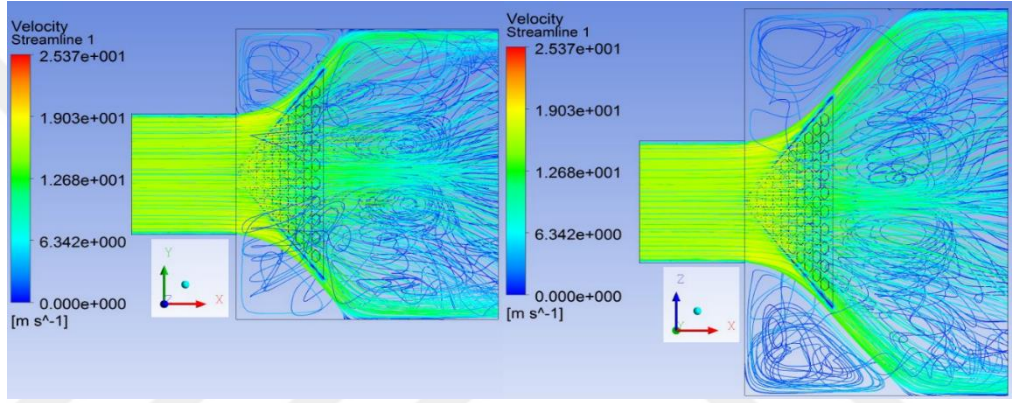
Şekil 4.41. Oval delik için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu



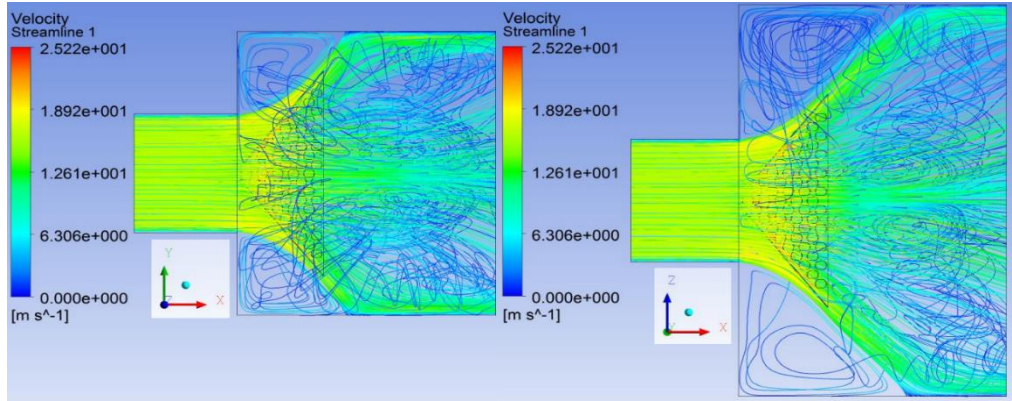
Şekil 4.42. Kare delik geometrisi için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri



Şekil 4.43. Dairesel delik geometrisi için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri



Şekil 4.44. Altıgen delik geometrisi için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri



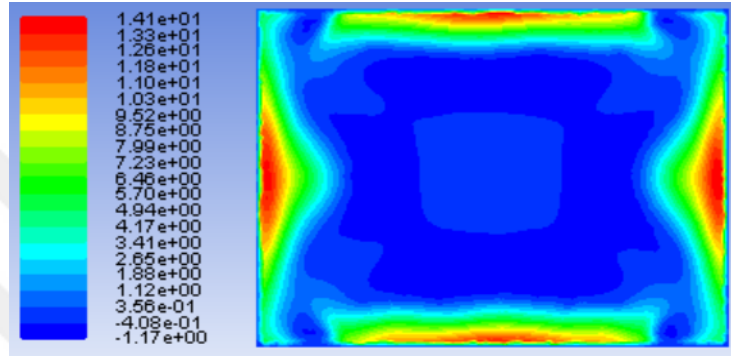
Şekil 4.45. Oval delik geometrisi için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri

Akım çizgileri ile ilgili verilen şekiller incelendiğinde kare delik geometrisinin difüzör yan yüzeylerinde oluşan girdapların daha az olması sebebiyle diğer delik

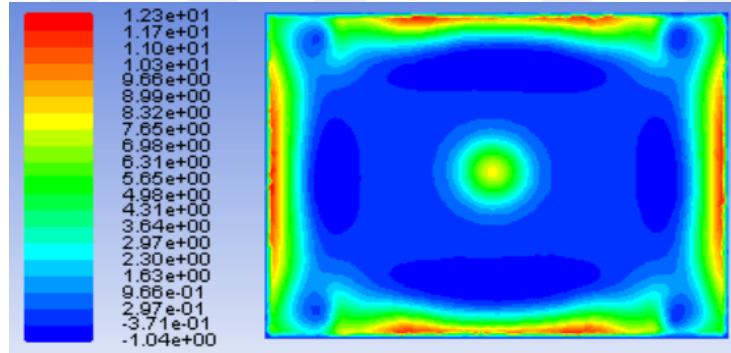
türlerine göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir. Difüzörün aşağıakımında meydana gelen girdaplı akış yapısı tüm delik türlerinde benzerlik göstermektedir.

Hidrolik Çapın Difüzörün Hava Yayma Performansı Üzerindeki Etkisi

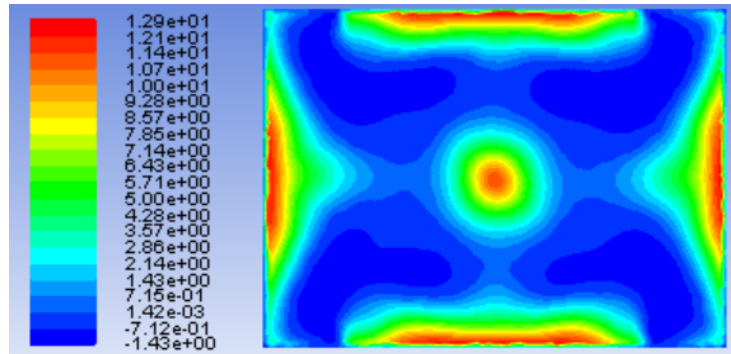
Difüzör delik hidrolik çapının (D) delikli difüzörün havayı yayma performansı üzerindeki etkisini incelemek için yapılan sayısal analizler sonucunda hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturları Şekil 4.46.4.48’de verilmiştir.



Şekil 4.46. $D = 15$ mm için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu

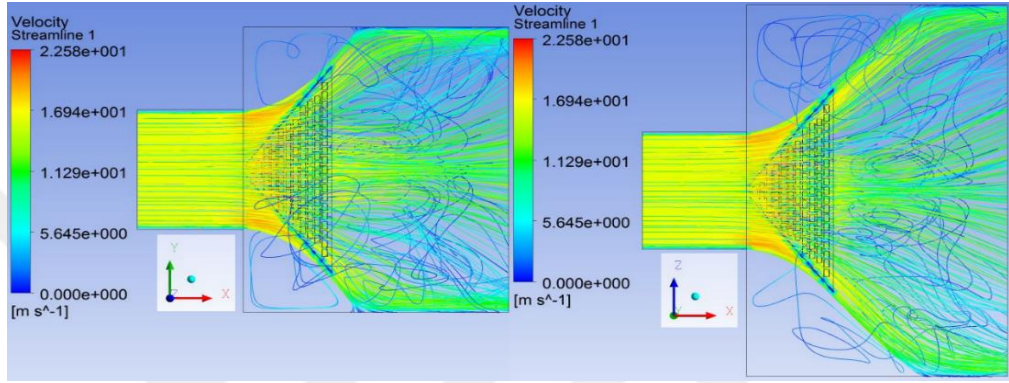


Şekil 4.47. $D = 20$ mm için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu

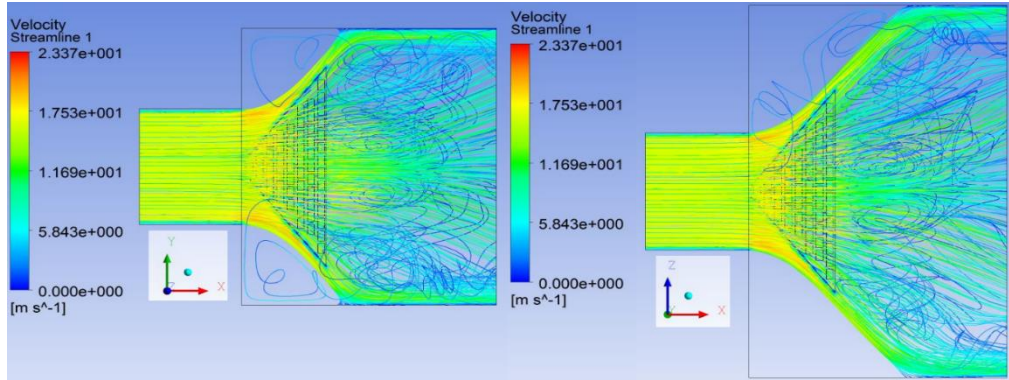


Şekil 4.48. $D = 25$ mm için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu

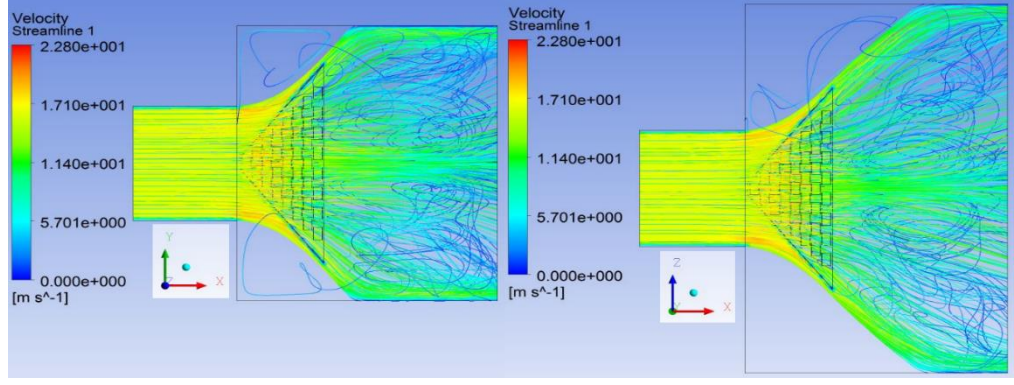
Şekil 4.46-4.48 incelendiğinde $D = 20$ mm hidrolik çap değerinde delikli difüzörün çıkış kesitindeki en büyük ve en küçük hız değerleri arasındaki fark diğer hidrolik çap değerlerine göre daha azdır. Bununla birlikte çıkış kesitindeki ortalama hız değerine yakın hız büyüklüklerine sahip olan alanların daha fazla olması hava yayma performansı açısından $D = 25$ mm değerinin daha iyi bir sonuç verdiği söylenebilir. Şekil 4.49-4.51’de delik hidrolik çaplarına göre yapılan analizler sonucu elde edilen hücre içindeki akım çizgileri verilmiştir.



Şekil 4.49. $D = 15$ mm için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görüşleri



Şekil 4.50. $D = 20$ mm için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görüşleri

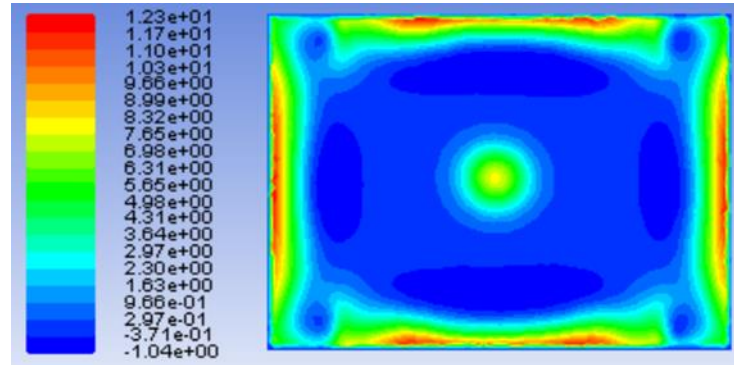


Şekil 4.51. $D = 25$ mm için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görüşleri

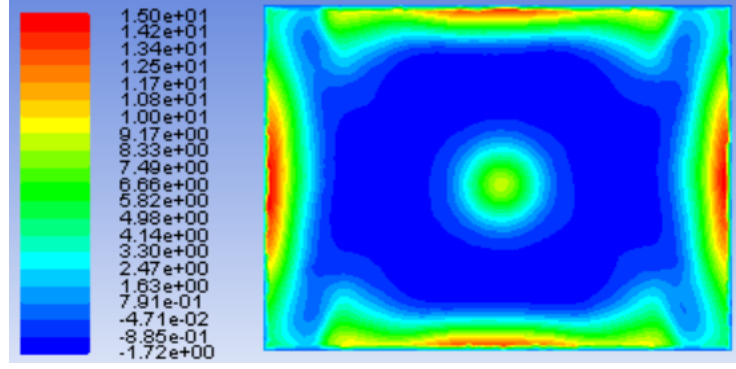
Akım çizgileri ile ilgili verilen şekiller incelendiğinde difüzör yan yüzeyleri üzerinde her üç hidrolik çap değeri için de ihmal edilebilecek düzeyde girdaplı akış yapısı görülürken, $D = 15$ mm değeri için difüzör aşağıdakımında oluşan girdaplı akış miktarının kısmen daha az olduğu görülmektedir.

Delik Yerleşim Türünün Difüzörün Hava Yayma Performansı Üzerindeki Etkisi

Delik yerleşim türünün difüzörün hava yayma performansı üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla yapılan analizler sonucu elde edilen hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturları Şekil 4.52 ve Şekil 4.53'te verilmiştir.

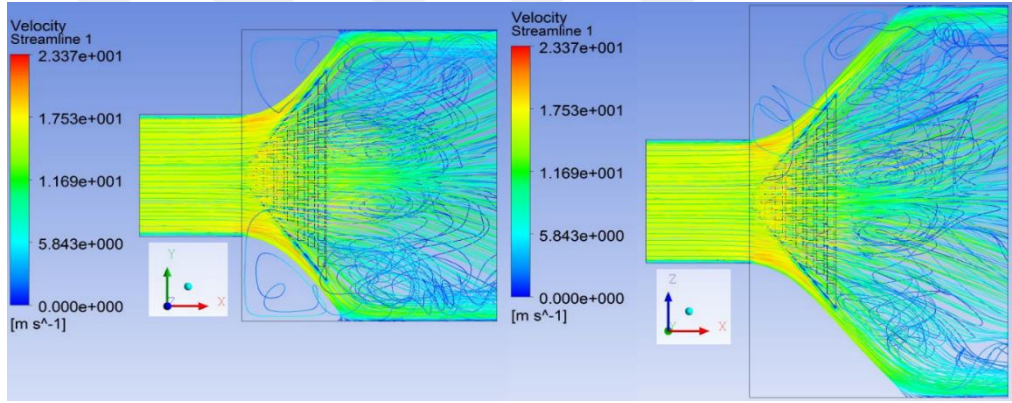


Şekil 4.52. Şaşırtmalı yerleşim türü için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu

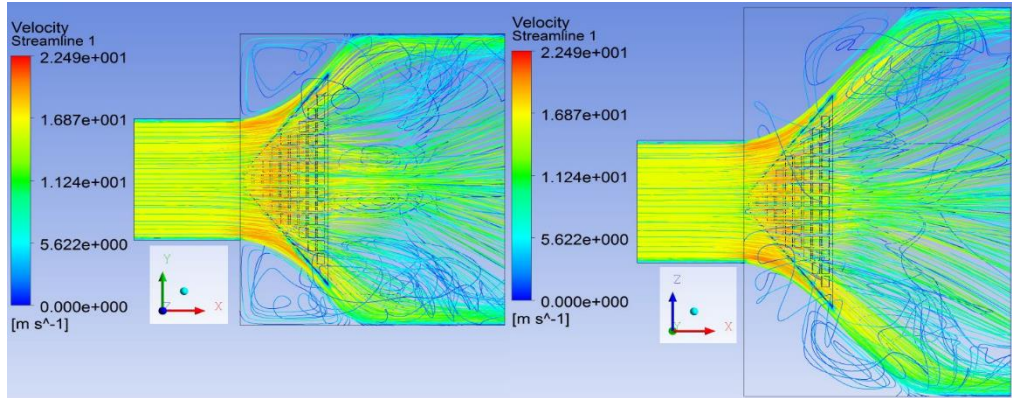


Şekil 4.53. Düz yerleşim türü için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu

Delik yerleşim türü ile ilgili verilen hız konturlarında şaşırtmalı yerleşim türünün düz yerleşim türüne göre delikli difüzörlü hücrenin çıkış kesitinde nispeten daha homojen hız dağılımı verdiği görülmektedir. Şekil 4.54 ve 4.55'te delik yerleşim türü analizlerinde elde edilen akım çizgileri verilmiştir.



Şekil 4.54. Şaşırtmalı yerleşim türü için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görüşleri

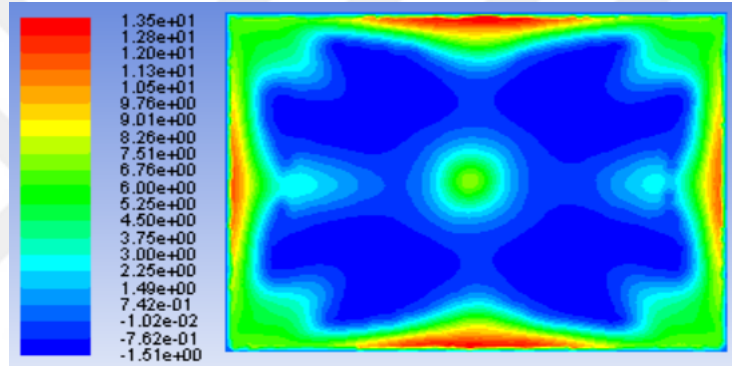


Şekil 4.55. Düz yerleşim türü için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görüşleri

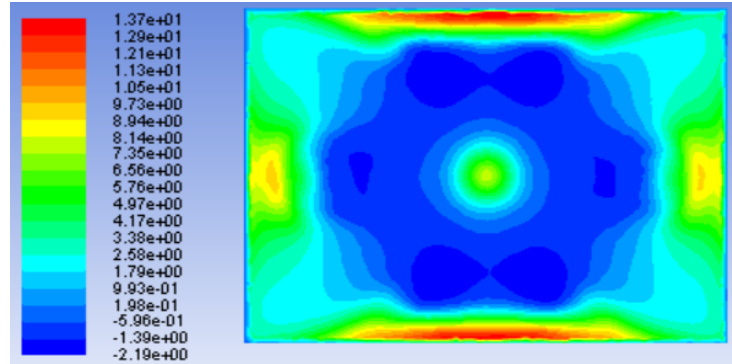
Delik yerleşim türü için yapılan analizlerde elde edilen akım çizgileri incelendiğinde difüzör yan yüzeylerinde oluşan girdaplı akış yapısı sebebiyle düz yerleşim türü az da olsa olumsuz sonuç vermesine rağmen difüzör aşağıakımındaki akım çizgilerine bakıldığında düz yerleşim türünün daha az girdaplı akışa sebebiyet verdiği görülmektedir.

Difüzör Yüzey Türünün Difüzörün Hava Yayma Performansı Üzerindeki Etkisi

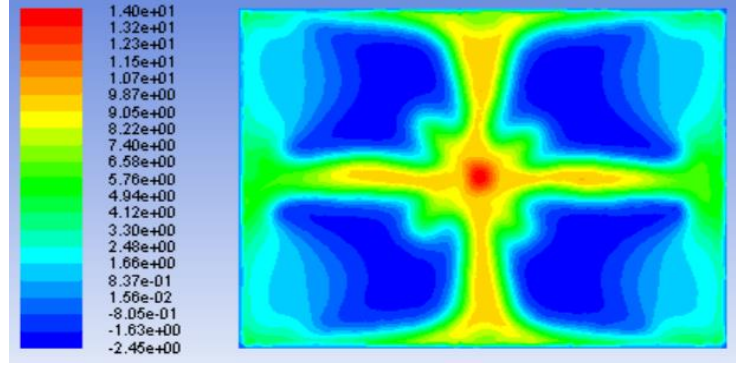
Difüzör yüzey türünün difüzörün hava yayma performansı üzerindeki etkilerini incelemek için yapılan analizler sonucunda hava çıkış kesitinde elde edilen hız konturları Şekil 4.56-4.58’de verilmiştir.



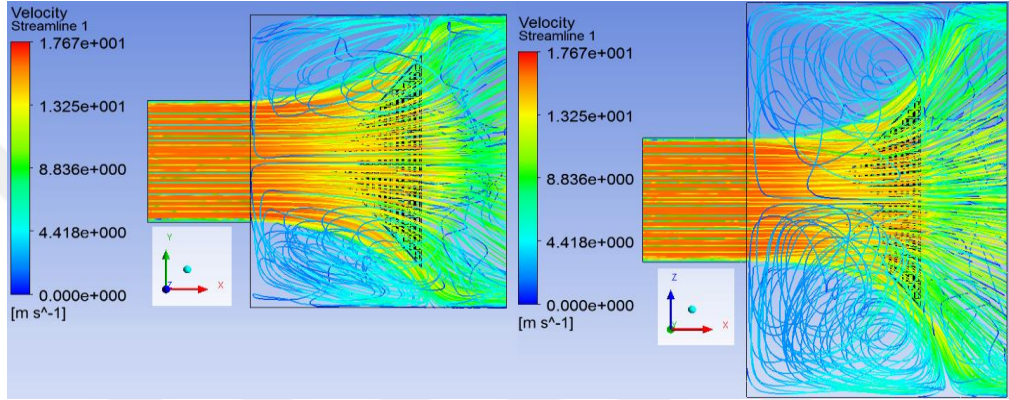
Şekil 4.56. Düz yüzey türü için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu



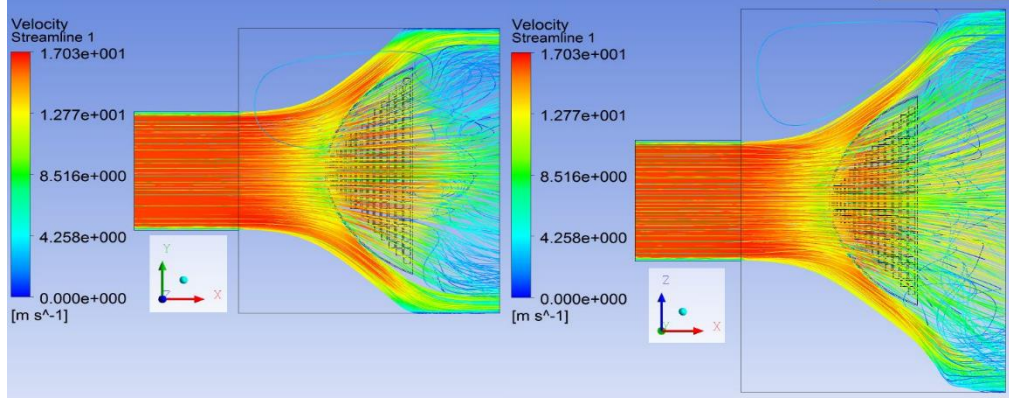
Şekil 4.57. Dışbükey yüzey türü için hava çıkış kesitindeki eksenel hız konturu



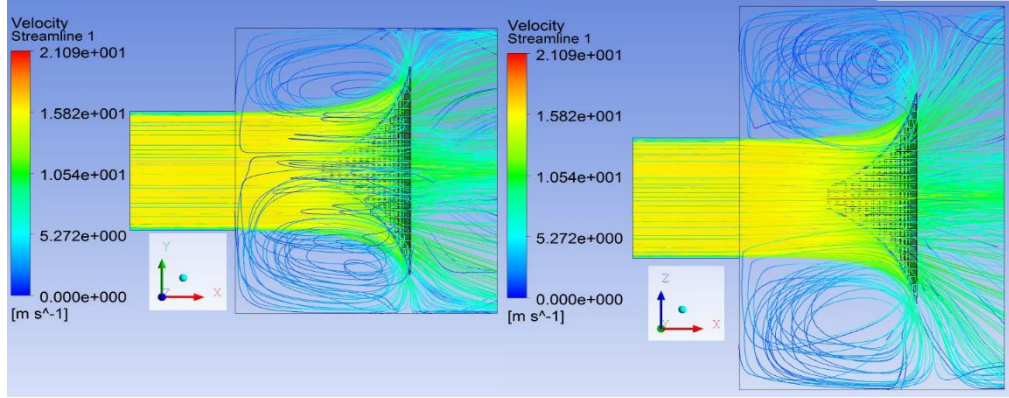
Şekil 4.58. İbükükey yüzey türü için hava çıkış kesitindeki aksenal hız konturu



Şekil 4.59. Düz yüzey türü için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görüşleri



Şekil 4.60. Dışbükey yüzey türü için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görüşleri



Şekil 4.61. İçbükey yüzey türü için hücre içindeki akım çizgilerinin sol yan ve üstten görünüşleri

Elde edilen aksenal hız konturları incelendiğinde içbükey yüzey türü analizlerinde hava çıkış kesitindeki ortalama hız değerine yakın hız büyüklüklerine sahip alan oranının daha fazla olduğu görülmüştür. Şekil 4.59-4.61’de difüzör yüzey türü analizleri neticesinde elde edilen hücre içi akım çizgileri verilmiştir. Akım çizgilerini gösteren şekillere bakıldığında difüzör yan yüzeylerinden önce düz ve içbükey yüzey türünde önemli miktarda girdaplı akış yapısı mevcuttur. Fakat difüzör aşağıakımında içbükey yüzey türünde daha düzgün akım çizgilerinin olduğu görülmektedir. İçbükey yüzey türü difüzörün hava akış yönüne dik doğrultudaki projeksiyon alanının artmasına ve difüzör deliklerinden geçen hava akış debisinin daha fazla olmasına sebep olmaktadır. Hava akışı; tüm difüzör deliklerinden ne kadar yüksek debide geçerse difüzör aşağıakımında homojen hava hız dağılımına o denli fazla yaklaşmaktadır.

4.2.3 Geometrik Tasarım Parametrelerinin Ses Basınç Seviyesi Üzerindeki Etkileri

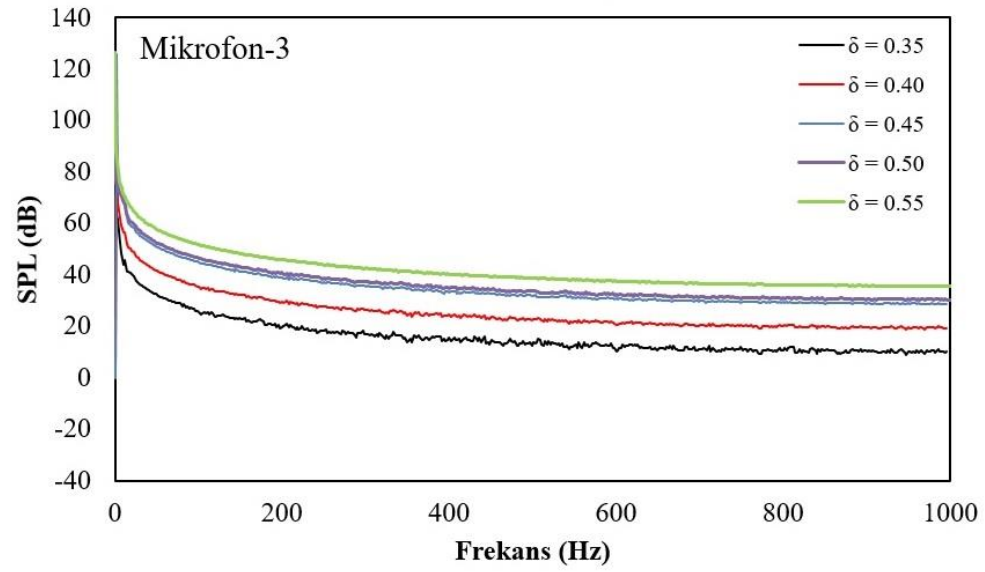
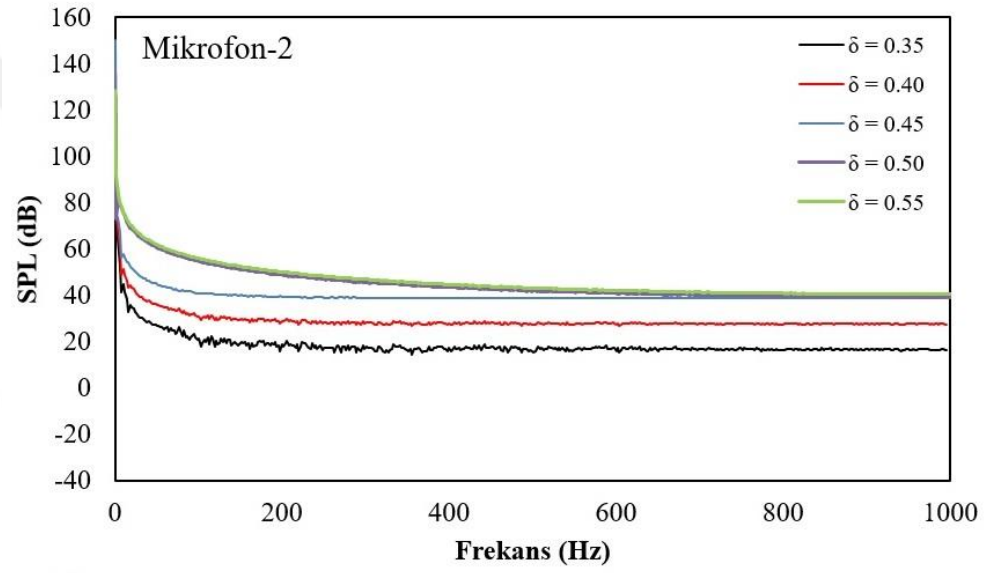
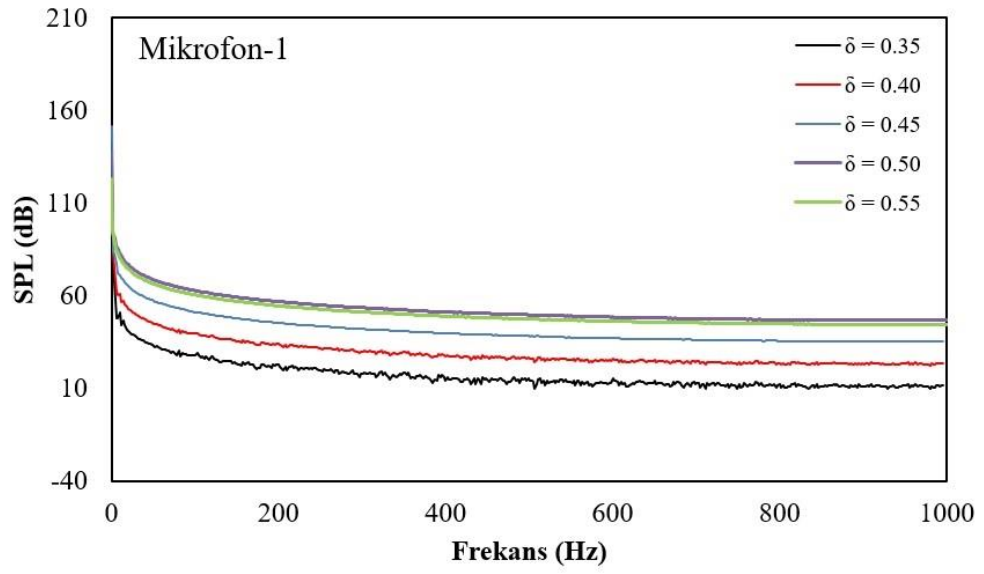
Kare kesik piramit delikli difüzörün geometrik tasarım parametrelerinin hücre içindeki ses basınç seviyesine (SPL) nasıl etki ettiğini belirlemek için yapılan analizlerde üç farklı konumdaki mikrofonlardan 0-1000 Hz frekans aralığında veriler elde edilmiştir. Her bir geometrik parametrenin hücre içindeki ses basınç seviyesi (SPL) üzerindeki etkisi üç farklı mikrofon konumu için Şekil 4.62-4.69’te verilmiştir.

Şekil 4.62 incelendiğinde; farklı porozite değerleri ile ses basınç seviyesinin değişimi alıcı mikrofonun konumuna bağlı olarak değişmekle beraber genel itibariyle

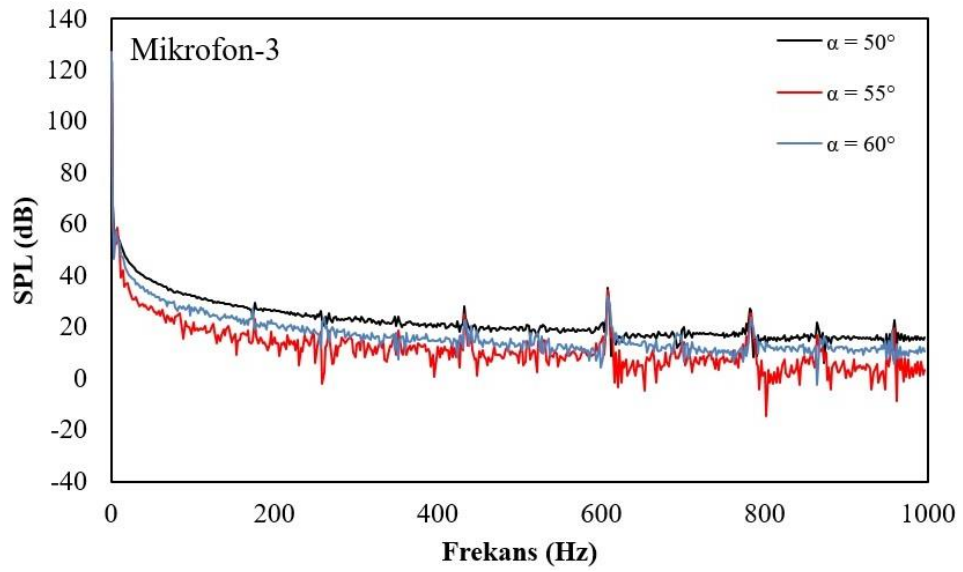
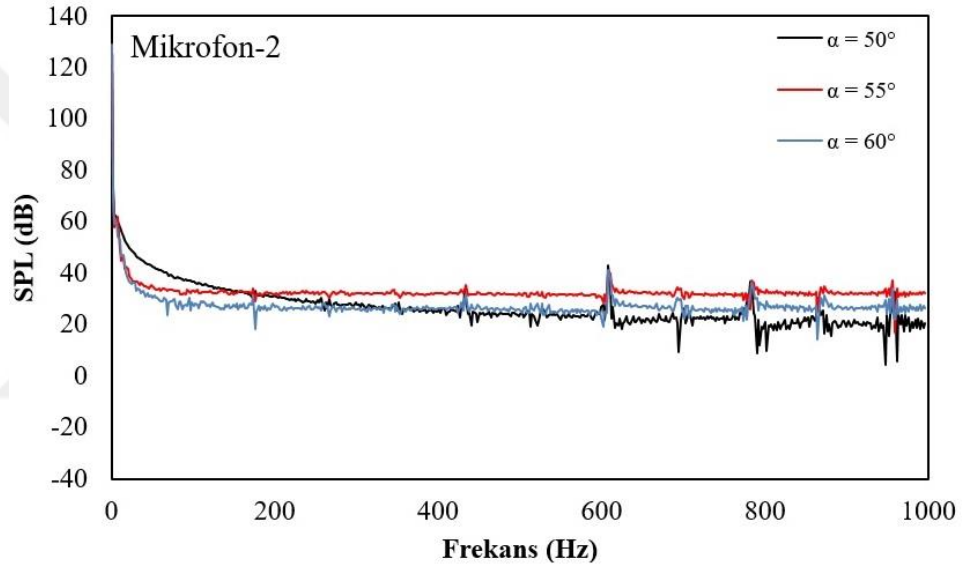
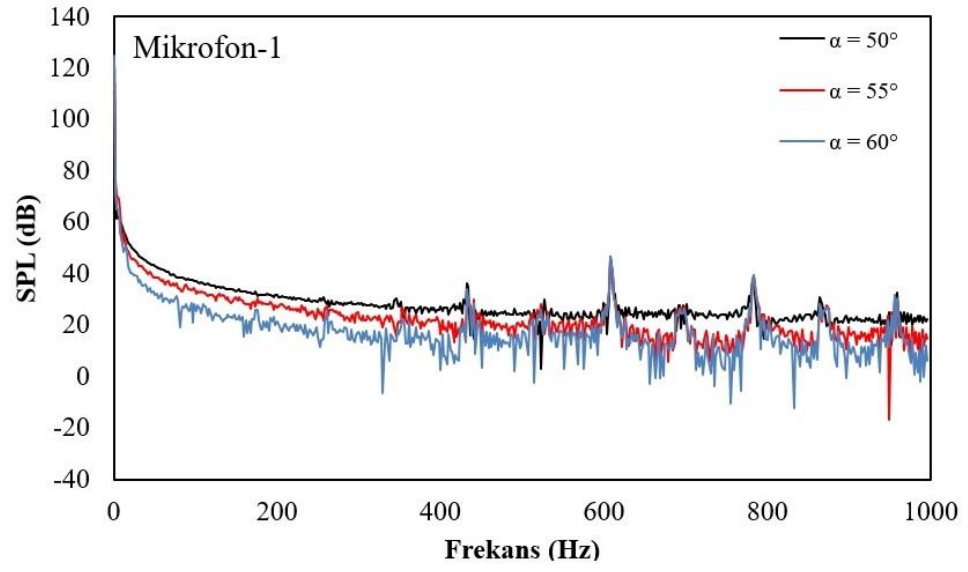
porozite değerinin artması ile delikli difüzörlü hücre içindeki ses basınç seviyesinin arttığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.63'te, difüzöre en yakın konumda bulunan 1 numaralı mikrofondan alınan sinyallere bakıldığında difüzöre yakın bölgede koniklik açısının artışının ses basınç seviyesini düşürdüğü görülürken, difüzöre en uzak konumdaki 3 numaralı mikrofondan alınan sinyallerde $\alpha=55^\circ$ değeri için bazı frekans değerleri hariç olmak üzere daha düşük SPL değerlerinin oluştuğu görülmüştür.

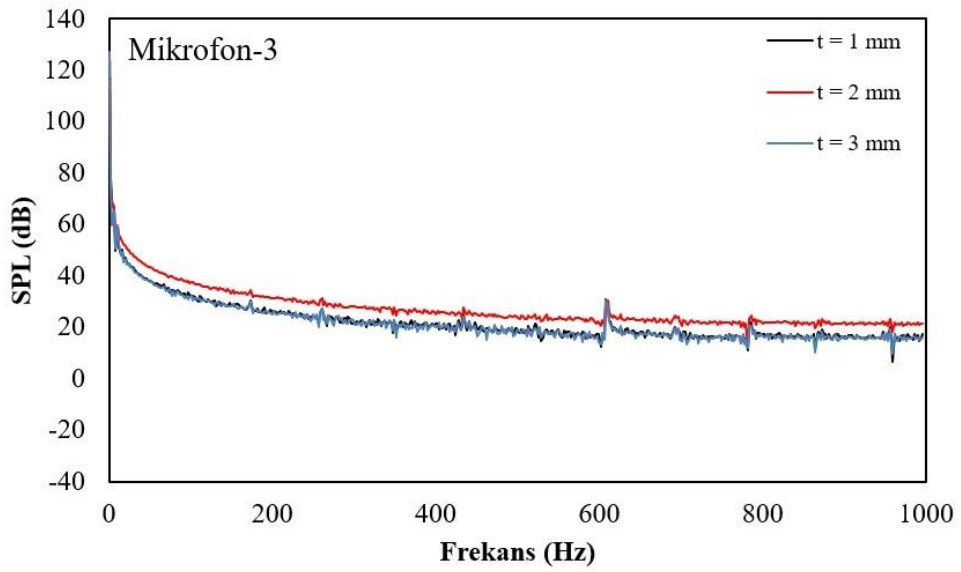
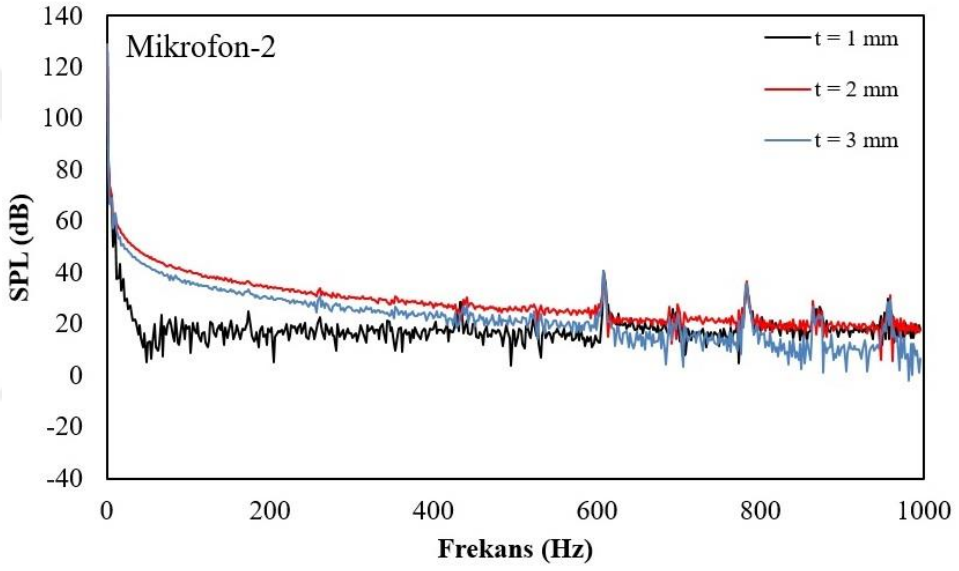
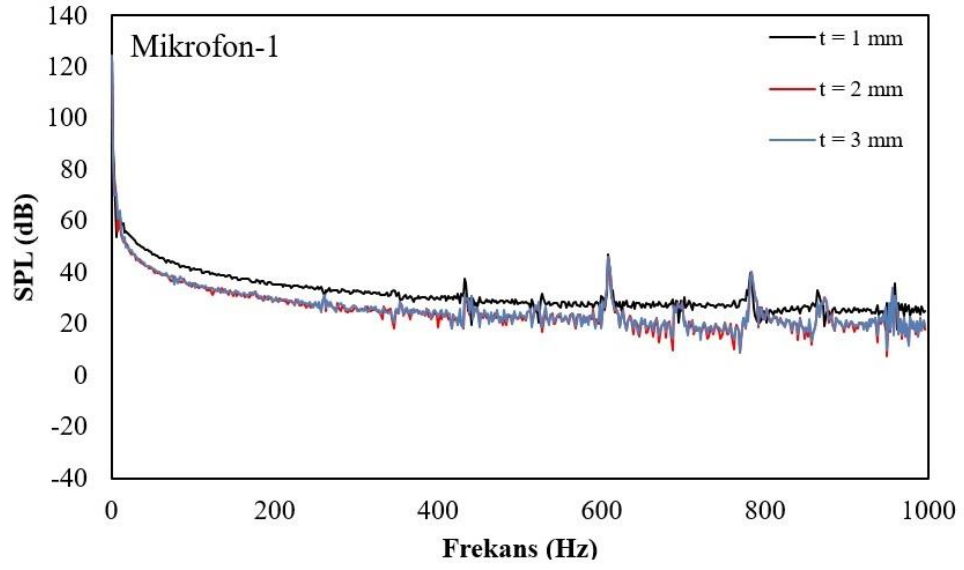




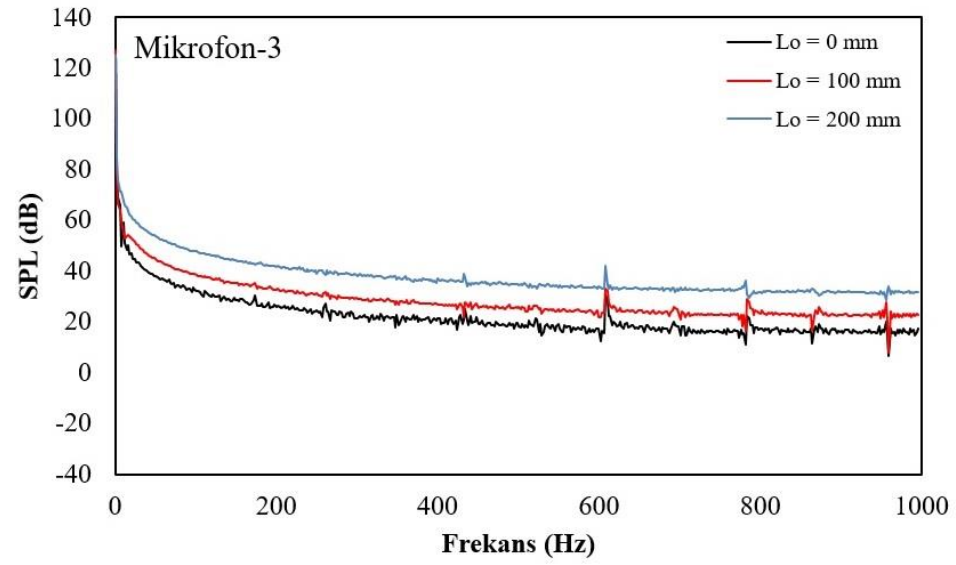
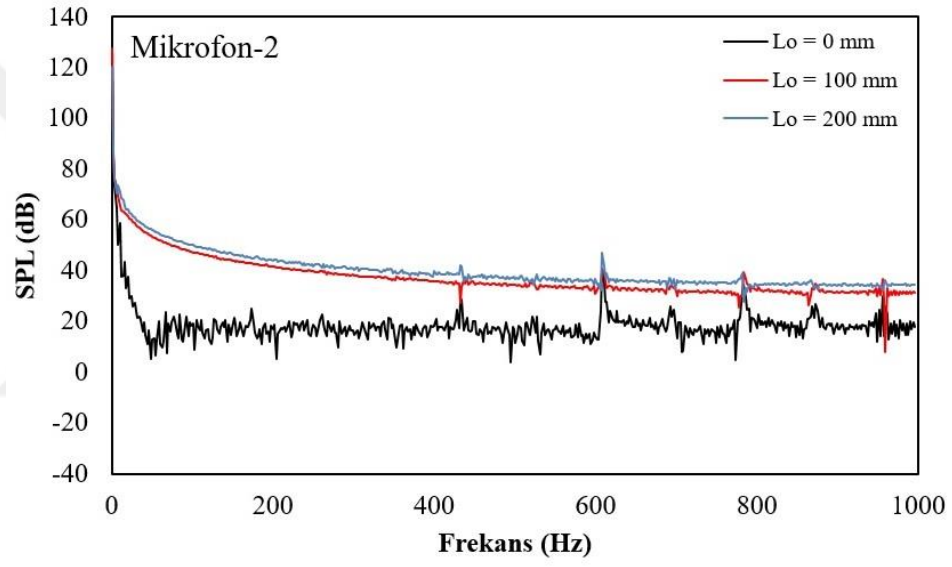
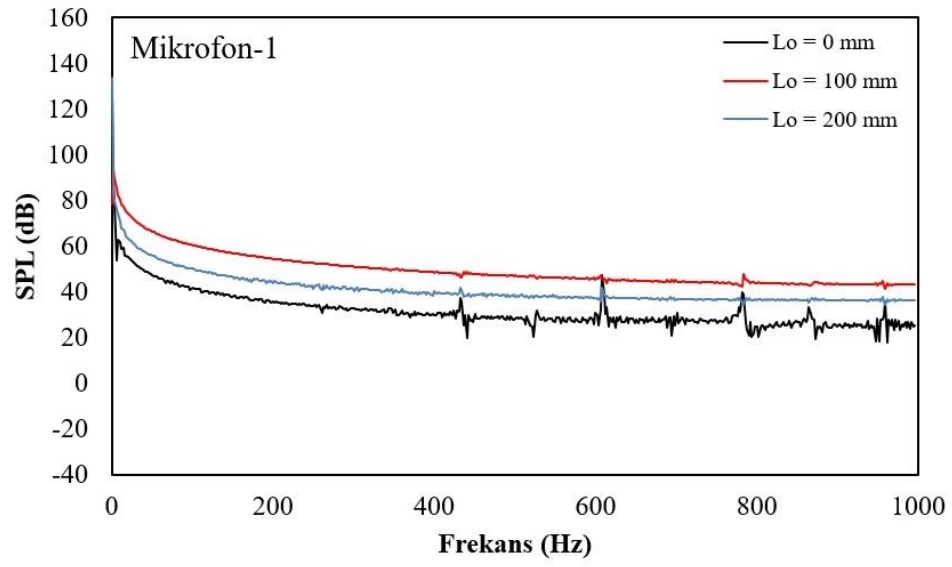
Şekil 4.62. Farklı β değerlerine göre SPL değerlerinin değişimi



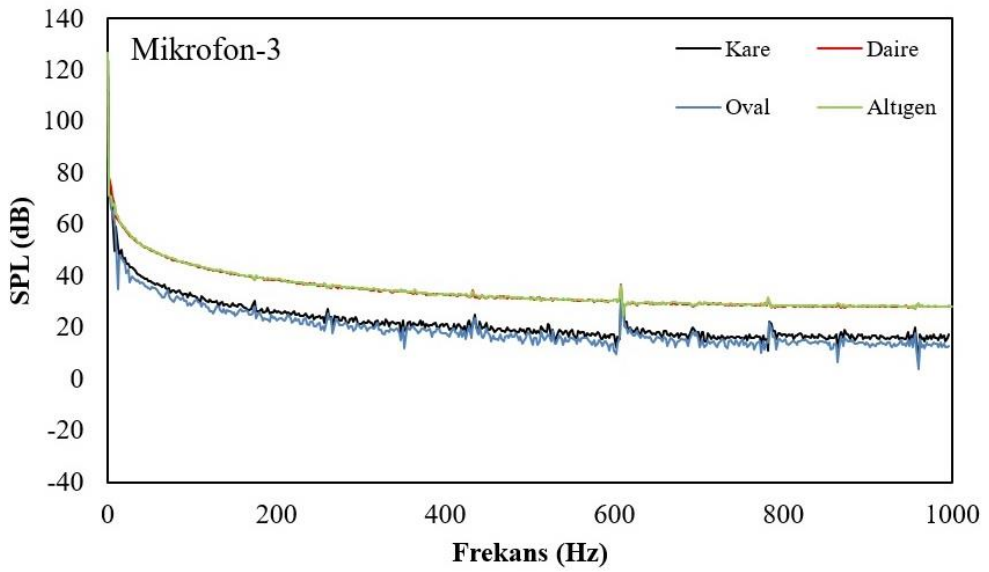
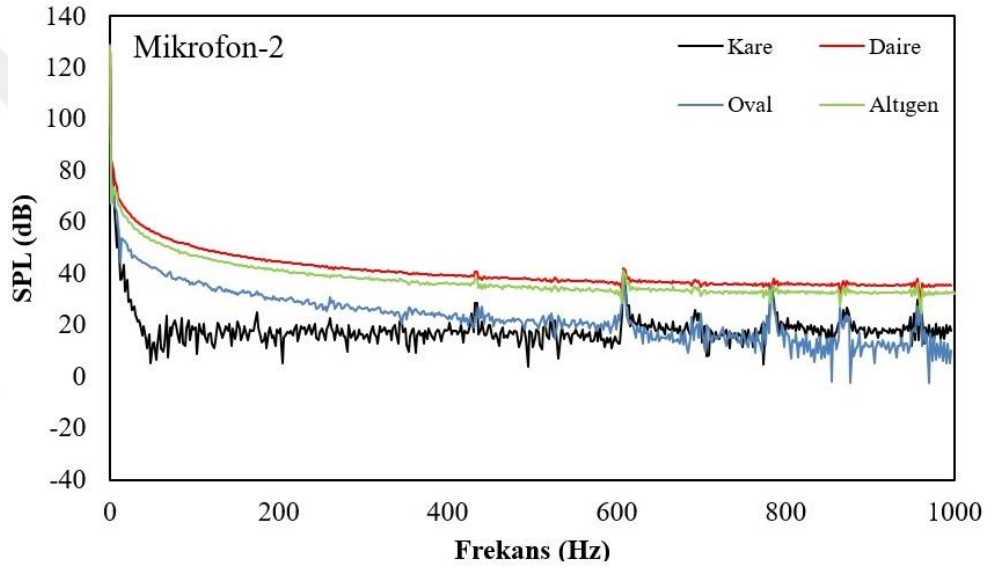
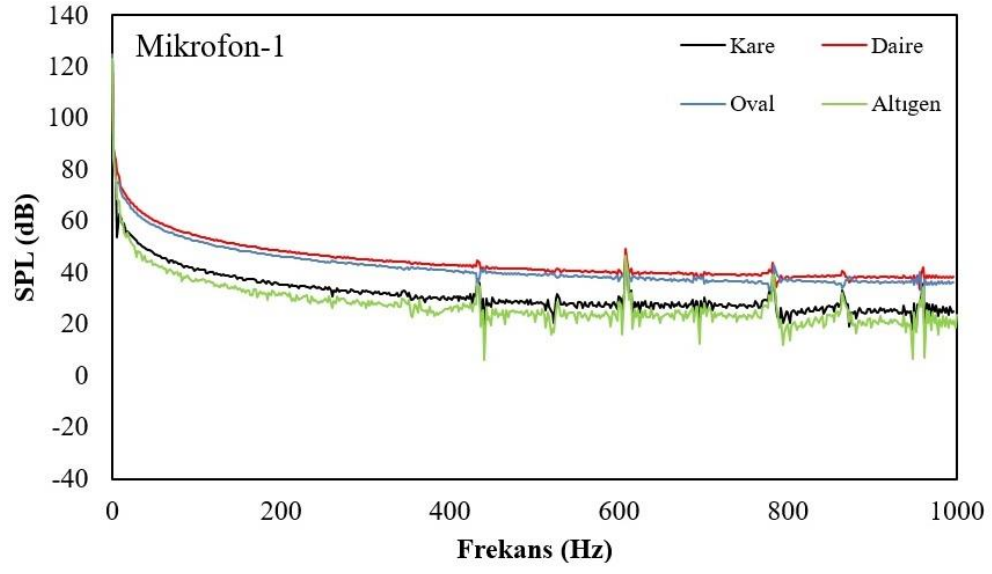
Şekil 4.63. Farklı α değerlerine göre SPL değerlerinin değişimi



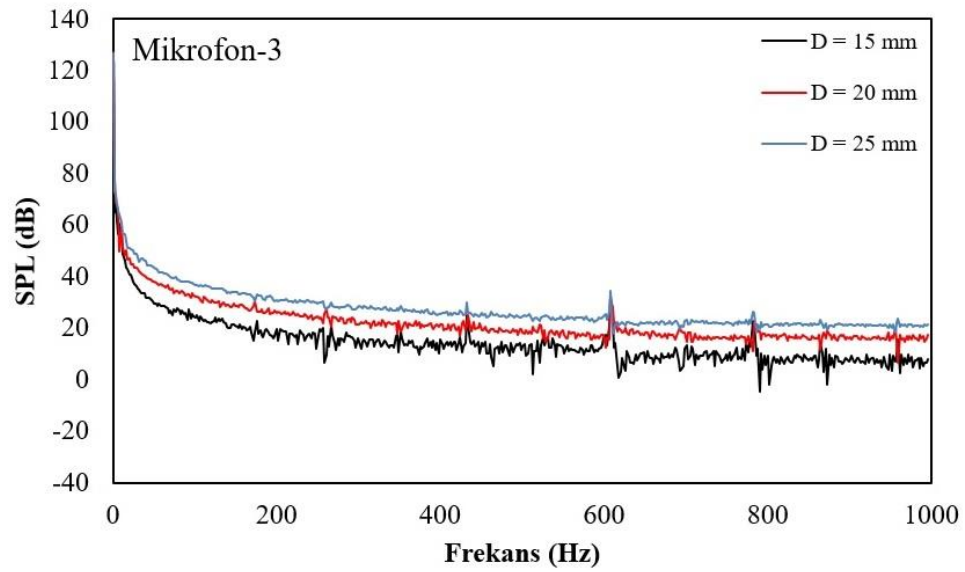
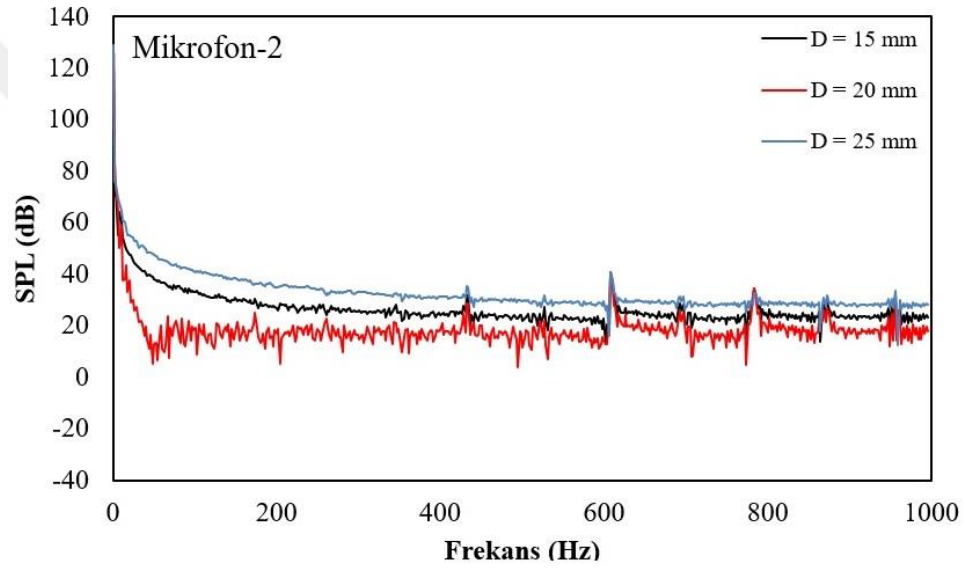
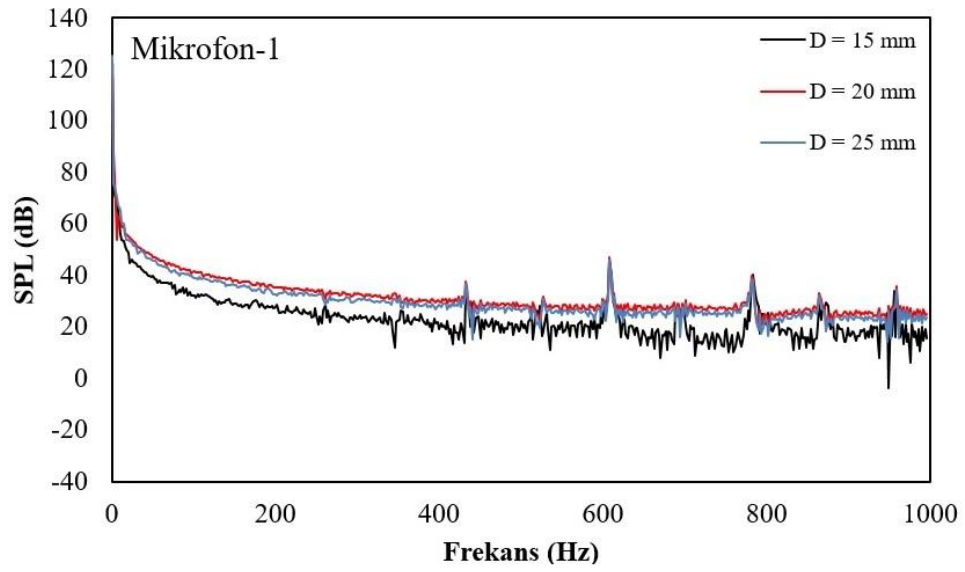
Şekil 4.64. Farklı t değerlerine göre SPL değerlerinin değişimi



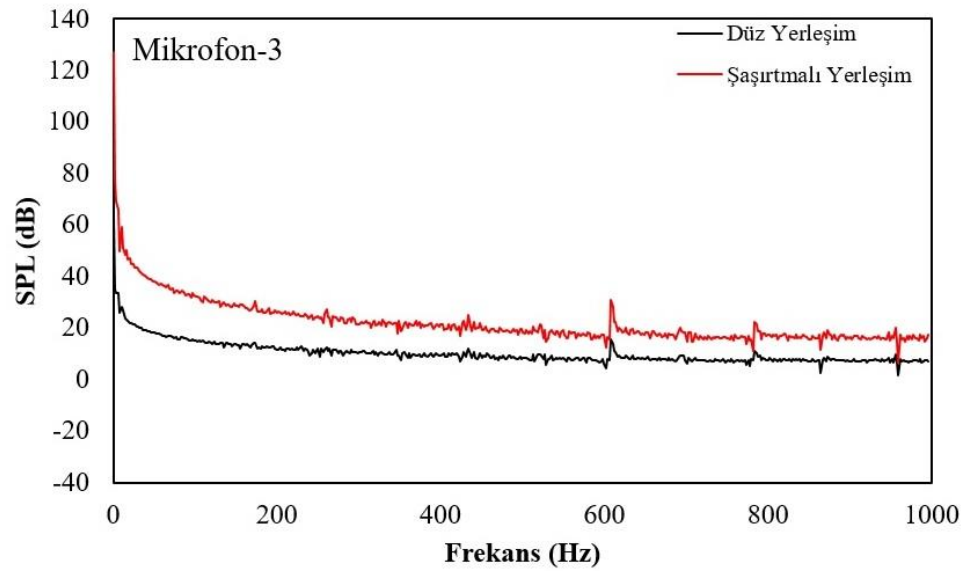
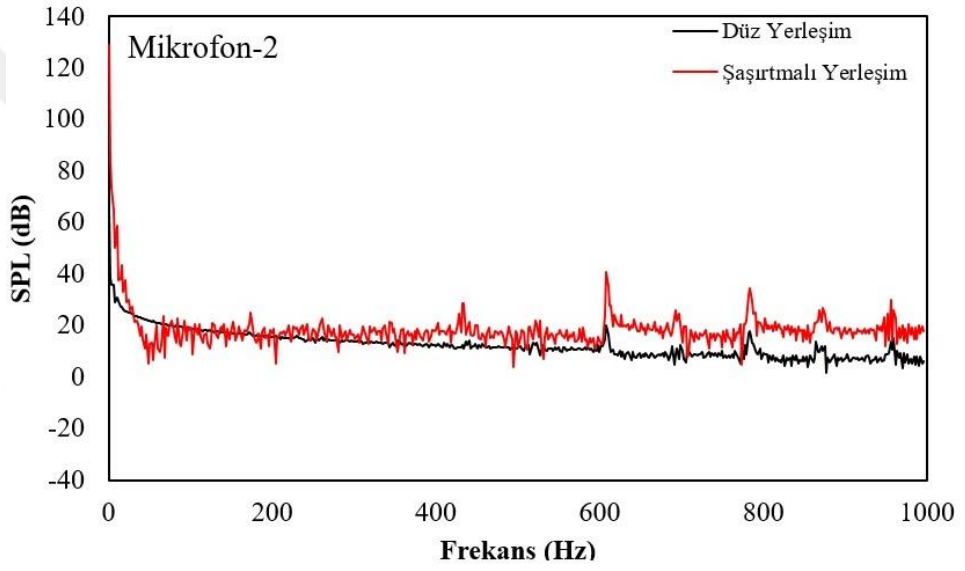
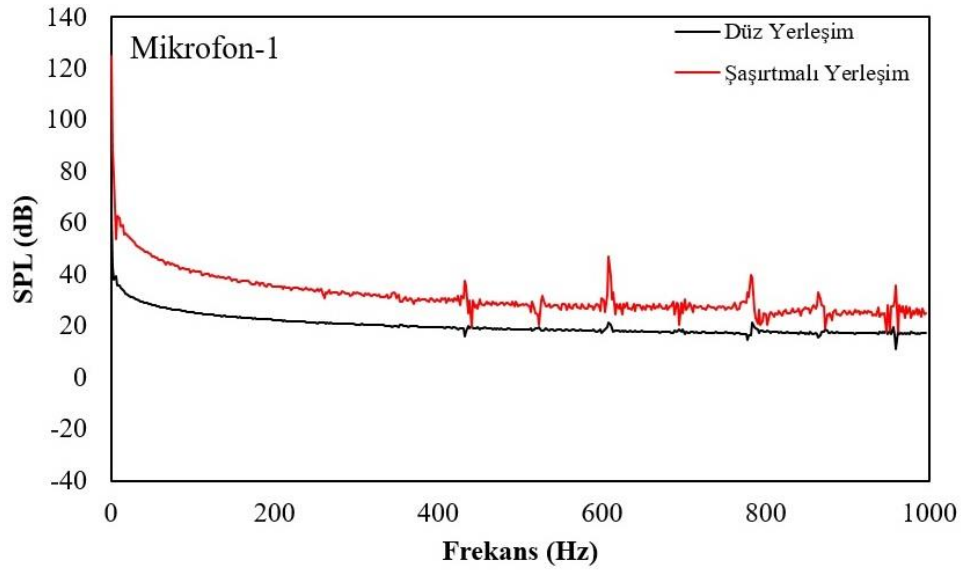
Şekil 4.65. Farklı L_0 değerlerine göre SPL değerlerinin değişimi



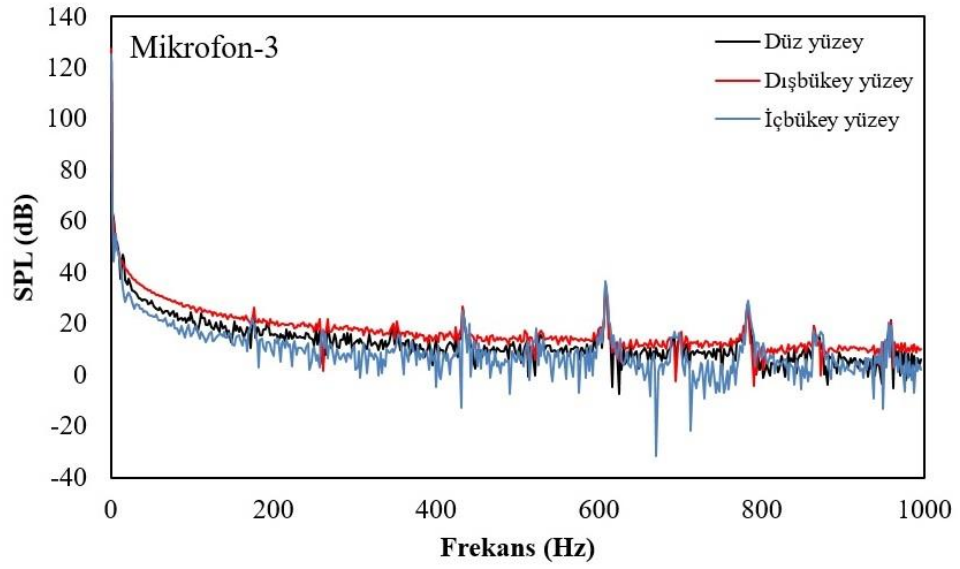
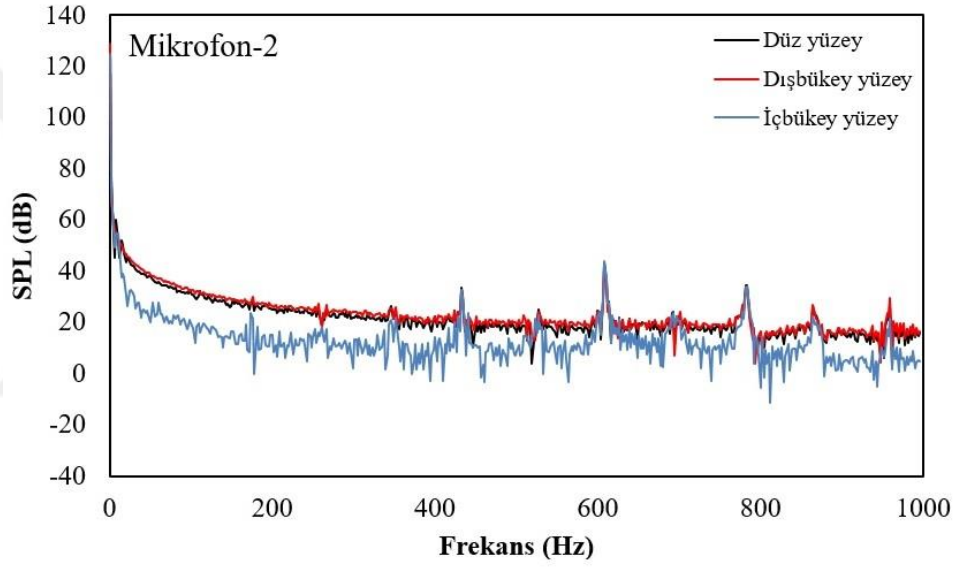
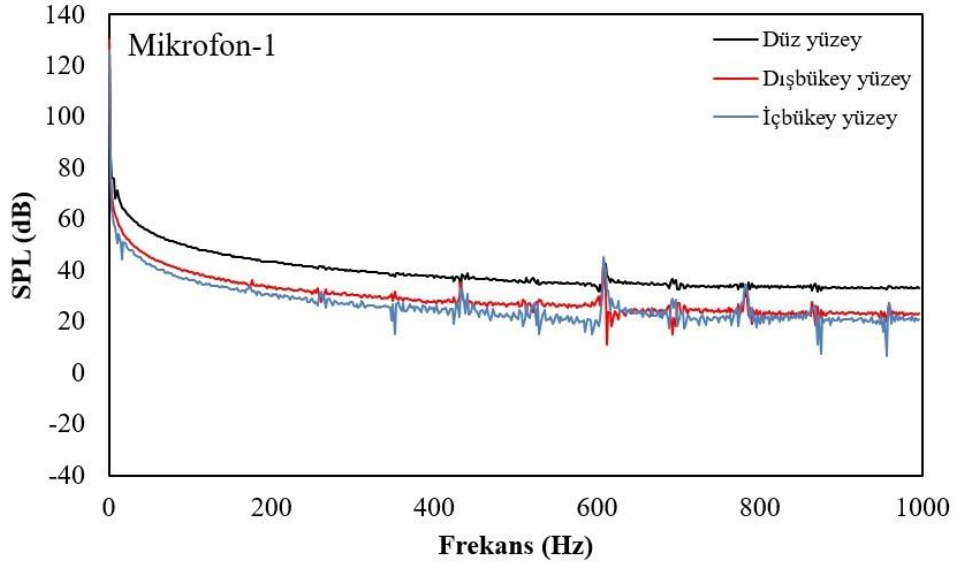
Şekil 4.66. Farklı delik geometrilerine göre SPL değerlerinin değişimi



Şekil 4.67. Farklı D değerlerine göre SPL değerlerinin değişimi



Şekil 4.68. Farklı delik yerleşim türlerine göre SPL değerlerinin değişimi



Şekil 4.69. Farklı yüzey türlerine göre SPL değerlerinin değişimi

Şekil 4.64 incelendiğinde difüzöre en yakın konumdaki mikrofon olan M1'den alınan sinyaller için et kalınlığı parametresinin 1 mm'den 2 mm'ye artmasıyla ses basınç seviyesinde azalma olduğu gözlemlenmiştir. Fakat M2 ve M3 mikrofonlarından alınan sinyaller temel alındığında ara değer olan 2 mm et kalınlığında ses basınç seviyesinin 1 mm ve 3 mm değerlerine göre daha yüksek olduğu görülmektedir.

Şekil 4.65'te kare kesik piramit delikli difüzörün hücre içindeki konumu ile ses basınç seviyesinin değişimini gösteren grafik verilmiştir. Bu grafiğe bakıldığında elde edilen sinyal değerlerinde difüzör konumu ile mikrofon konumunun birbiri ile önemli ölçüde ilişkili olduğu gözlemlenmektedir. M1 alıcısından elde edilen sinyallerde $L_0=100$ mm değerinde ses basınç seviyesinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun sebebi M1 mikrofon konumunun delikli difüzörün tepe noktasından 50 mm içeride bulunması ve bu noktada oluşan zamana bağlı girdaplı akış yapısından kaynaklanan gürültünün daha fazla olmasıdır.

Şekil 4.66'da kare, dairesel, altıgen ve oval delik geometrilerinin kullanımı durumunda delikli difüzörlü hücrede ses basınç seviyesinin nasıl değiştiğini gösteren grafik verilmiştir. M1 mikrofonundan alınan verilere bakıldığında altıgen geometrinin daha iyi sonuç verdiği görülmüştür. Fakat difüzörden uzaklaştıkça kare ve oval geometrinin daha düşük ses basınç seviyesi oluşturduğu anlaşılmıştır.

Şekil 4.67'de farklı hidrolik çap değerlerine göre üç farklı mikrofon konumundan elde edilen ses basınç seviyelerini gösteren grafik sunulmuştur. Delikli difüzöre yakın mesafede bulunan M1 alıcısından elde edilen sinyallere göre delik hidrolik çapının artması ile birlikte ses basınç seviyesinin de çok belirgin olmamakla birlikte arttığı görülmüştür. Fakat uzak alan alıcısı olan M3 alıcısından elde edilen sinyallere göre hidrolik çapın artışıyla ses basınç seviyesinde belirgin bir artış olduğu saptanmıştır.

Şekil 4.68'de farklı delik yerleşim türleri ve üç farklı mikrofon konumuna göre elde edilen ses basınç seviyesi değerleri verilmiştir. M2 alıcısından düşük frekanslarda elde edilen bazı sinyal değerleri hariç her üç mikrofon konumu için de şaşırtmalı yerleşim türünün düz yerleşim türüne göre daha yüksek ses basınç seviyesine sebep olduğu görülmektedir.

Şekil 4.69'da delikli difüzörün yüzey türünün düz, dışbükey ve içbükey olma durumlarında üç farklı mikrofon konumundan elde edilen ses basınç seviyesi değerleri verilmiştir. Her üç konumdaki mikrofondan elde edilen sinyallere göre içbükey

geometrinin; farklı frekanslar için ses basınç seviyesinde oluşturduğu dalgalanmaların daha fazla olduğu ve daha düşük ses basınç seviyesine sebebiyet verdiği söylenebilir.



5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada; kare kesik piramit delikli difüzörlü hücrede deneysel akış analizi yapmak amacıyla İnönü Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Isı-Akışkan Laboratuvarı bünyesinde havalandırma santrali özelliği taşıyan bir deney düzeneği kurulmuş ve deneysel çalışmalarda kullanılmak üzere iki adet numune difüzör imal ettirilmiştir. Yapılan deneysel akış analizleriyle elde edilen sonuçlar sayısal modelde kullanılan mesh yapısını ve türbülans modelini geçerli kılmıştır. Daha sonra kare kesik piramit delikli difüzöre ait geometrik tasarım parametreleri belirlenmiş ve bu parametrelerin delikli difüzörün sebep olduğu basınç kaybı, delikli difüzörün hava yarma performansı ve aerodinamik kaynaklı oluşan gürültü üzerine etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Analizlerden elde edilen bilgiler aşağıda sıralanmıştır.

- İki adet numune difüzör kullanılarak gerçekleştirilen deneysel analizlerde Reynolds sayısının artmasıyla basınç kaybı miktarının arttığı gözlemlenmiştir.
- Deneysel çalışmalarda altı farklı Reynolds sayısı için iki farklı örnek difüzör numunesi kullanılarak elde edilen basınç kaybı değerleri, aynı numuneler için birebir oluşturulan katı modellerinin sayısal olarak incelenmesi sonucu elde edilen basınç kaybı değerleriyle genel bir uyum içinde olduğu görülmüştür. Ayrıca Numune-2 delikli difüzör için Standart $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Reilezable $k-\epsilon$, Standart $k-\omega$ ve SST $k-\omega$ türbülans modelleri kullanılarak yapılan sayısal analizler sonucunda elde edilen boyutsuz basınç kaybı değerleri ile deneysel boyutsuz basınç kaybı değerleri karşılaştırılmış ve deneysel değerlere en yakın değerlere Standart $k-\epsilon$ türbülans modelinde ulaşılmıştır. Bu analizlerle sayısal modellerde kullanılan tetrahedral ağ yapısının, ağ sayısının (geometrilerin farklılığına göre değişmekle beraber 10^6 civarındaki ağ sayısı), Sandart $k-\epsilon$ türbülans modelinin uygunluğu ortaya konmuştur.
- Kare kesik piramit delikli difüzörün porozite değerinin artışı, basınç kaybı değerlerinde nizami bir azalmaya sebep olmaktadır. Hava çıkış kesitindeki hız konturları ve hücre içindeki akım çizgilerini gösteren görsellerde hava yarma performansı açısından porozite artışının olumlu sonuçlar verdiği görülmüştür. Bununla birlikte aeroakustik analizlerde elde edilen verilere göre porozitenin artışının aeroakustik gürültüyü arttırdığı gözlemlenmiştir.

- Difüzör koniklik açısının artmasının basınç kaybı açısından olumsuz etki oluşturduğu fakat difüzör yayma performansı açısından olumlu sonuç verdiği görülmüştür. Aeroakustik analizlerde ise difüzöre yakın bölgelerde koniklik açısının artmasının SPL değerlerini azalttığı görülmüştür.
- Kare kesik piramit delikli difüzörün et kalınlığı artışının basınç kaybı açısından olumsuz sonuç doğurduğu, fakat difüzörün hava yayma performansını iyileştirdiği görülmüştür. Bununla beraber $t = 2 \text{ mm}$ değerinde oluşan ses basınç seviyesinin diğer et kalınlığı değerlerine göre yüksek olduğu görülmüştür.
- L_0 -difüzör mesafesinin artmasıyla basınç kaybı değerinin önemli ölçüde azaldığı ve aynı zamanda difüzörün hava yayma performansının iyileştiği görülmüştür. Aeroakustik analizlerde ise mikrofon konumlarının çözümlenen akış alanı içerisinde bulunması sebebiyle farklı difüzör konumlarının ses basınç seviyesine etkisinin net bir şekilde ortaya koyulamadığı görülmüştür.
- Kare kesik piramit delikli difüzörün delik geometrisinin altıgen geometri olarak seçilmesi durumunda her ne kadar hücre içerisindeki ses basınç seviyesi olarak kare ve oval geometriye nazaran yüksek değerlere sahip olsa da düşük basınç kaybı ve difüzörün hava yayma performansı açısından avantaj sağladığı anlaşılmıştır.
- Delik hidrolik çapının artışı ile genel olarak basınç kaybı ve hız dağılımı açısından olumlu sonuç alınırken aerodinamik gürültü açısından olumsuz sonuçlar elde edilmektedir.
- Delikli difüzörün delik yerleşim türünün şaşırtmalı yerleşim olarak seçilmesi durumunda difüzör aşağıakımında oluşan girdaplı akış yapısı dışında basınç kaybı, difüzör hava yayma performansı açısından olumlu sonuçlar verdiği görülmektedir. Fakat bu durumda ses basınç seviyesinin arttığı gözlemlenmiştir.
- Difüzör yüzey türü analizlerinde içbükey yüzey türünün; düşük basınç kaybına sahip olması, hava yayma performansını iyileştirmesi ve düşük ses basınç düzeyi sebebiyle tercih edilmesi gerektiği görülmüştür.
- Kare kesik piramit delikli difüzörlü hücre tasarımında basınç kaybı ve yayıcı performansı öncelikli ise geometrik tasarım parametrelerinin en uygun

seviyeleri; $\beta = 0.55$, $\alpha = 55^\circ$, $t = 2 \text{ mm}$, $L_0 = 200 \text{ mm}$, altıgen delik geometrisi, $D = 25 \text{ mm}$ şaşırtmalı dizilime sahip içbükey geometri olacaktır.

- Kare kesik piramit delikli difüzörlü hücre tasarımında aeroakustik gürültü seviyesi öncelikli ise geometrik tasarım parametrelerinin en uygun seviyeleri; $\beta = 0.35$, $\alpha = 60^\circ$, $t = 1 \text{ mm}$, oval ya da kare delik geometrisi, $D = 15 \text{ mm}$ düz dizilime sahip içbükey geometri olacaktır
- Yapılan çalışmada; sayısal akış analizlerinde hava giriş kesitindeki hız profili üniform olarak kabul edilmiştir. Daha sonra yapılabilecek sayısal çalışmalarda akış alanı besleme fanı ile birlikte modellenenebilir.
- Bu çalışmada delikli difüzörün hava yayma performansını incelemek amacıyla sayısal çalışmalar neticesinde hava çıkış kesitindeki hız dağılımı dikkate alınmıştır. İlerleyen zamanlarda difüzörün aşağıakımına bir ısıtıcı/soğutucu serpantin eklenerek difüzörün yayma performansı; gerçekleşen ısı transferi miktarı göz önüne alınarak deneysel ve/veya sayısal olarak incelenebilir.

6. KAYNAKLAR

- Anonymous. (2017a). <https://www.ashrae.org/resources--publications/free-resources/ashrae-terminology> (on-line access on 08 July, 2017).
- Anonim. (2017b). http://deneysan.com/Content/images/documents/iklimlendirme-esaslari_64871239.pdf (Erişim: 19.07.2017)
- Anonim. (2017c). http://www.altherm.com.tr/images/uploads/c7424e6dc114492e9d9abca4e8941af5_althermklima-santralteknolojisi1.pdf (Erişim: 15.09.2017)
- Anonim. (2017d). https://alarko-carrier.com.tr/images/uploads/1ff706cece4a42889d7c44d94bd5c9c2_39hq_component_guide_tr.pdf (Erişim: 18.09.2017)
- Anonymous. (2017e). https://www.systemair.com/globalassets/downloads/tr/flexline_151230.pdf (on-line access on 08 September, 2017)
- Anonim.(2017f). <https://www.daikin.com.tr/Klima> (Erişim: 23.07.2017)
- Anonymous. (2017g). <http://www.ansys.com/zh-CN/products/fluids/better-faster-pre-p-and-meshing-in-cfd> (on-line access on 12 July, 2017)
- ANSYS (2013). *Ansys Fluent User's Guide*. ANSYS Inc. USA.
- Arı ř. (2011). *Yanma Odası Tasarımının Dizel Motor Gürültüsüne Etkilerinin İncelenmesi*. Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Arısoy, A. (1998). Isıtma Tesisatlarında Gürültü ve Titreşim. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, **44**, 3-23.
- ASHRAE (1998). *Practices for Measurement, Testing, Adjusting, and Balancing of Building Heating, Ventilation, Air-Conditioning, and Refrigeration Systems*. ASHRAE Standard 111, ABD, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Bayazit, Y., Sparrow, E. M., Joseph, D. D. (2014). Perforated plates for fluid management: Plate geometry effects and flow regimes. *Int. J. of Therm. Sci.* **85**, 104-111.
- Bayramgil, V., Bayrak S., Yükselen M.A., Erim M. Z. (1998). Experimental investigation of a diffuser for cooling and air conditioning system. *21th Congress of International Council of the Aeronautical Sciences*, International Council of the Aeronautical Sciences and The American Institute of Aeronautics and Astronautics, September 13-18, Melbourne.
- Bezci, H. (2009). *Santrifüj Bir Fanın Aeroakustik Özellikleri*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Bilge, M. (2010). *Klima Santralleri*. ISKAV Teknik Kitaplar Dizisi No: 1, İstanbul, Türkiye, s. 146.
- Brendel, M. (2010). *The Role of Fan Efficiency in Reducing HVAC Energy Consumption*. AMCA Press, Ohio, USA.
- Bulut, S., Ünveren, M., Arısoy, A., Böke, Y. E. (2011). CFD Analiz Yöntemiyle Klima Santrallerinde İç Kayıpların Azaltılması (syf: 291-326). *10. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, T.M.M.O.B., Nisan 13-16, İzmir.

- Byl, A. E. (2015). *Characterization of Airflow Through an Air Handling Unit Using Computational Fluid Dynamics*, Master of Science, Montana State University, Montana.
- Çakmanus, İ. (2009). *Endüstriyel Fanlar: Tasarım, İmalat ve Enerji Verimliliği*. Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Yayınları, No: 23, Ankara.
- Çavdar, K. (2010). *Endüstriyel Gürültü Kontrolü Ders Notları*. Uludağ Üniversitesi.
- Çengel, Y. A., Cimbala, J. M. (2015). *Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları*. Palme Yayıncılık, Ankara, Türkiye, s. 879.
- Filinte E. G. (2006). *Konveksiyon-Difüzyon Problemlerinin Sonlu Hacim Yöntemi ile Analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi, Adana.
- Gan, G., Riffat, S. B. (1997). Pressure loss characteristics of orifice and perforated plates. *Exp. Therm. Fluid Sci.* **14**, 160–165.
- Gilman S. F., Martin R. J., Konzo S. (1951). Investigation of The Pressure Characteristics and Air Distribution in Box-type Plenums for Air Conditioning Suct Systems. *University of Illionis Bulletin*. **79**, 3-79.
- Guo, B.Y., Hou, Q.F., Yu, A.B., Li, L.F., Guo, J. (2013). Numerical modelling of the gas flow through perforated plates. *Chem. Eng. Res. Des.* **91**, 403-408.
- İsa, K., Onat A. (2012). *İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği*. FRITERM A.Ş. Yayınları, İstanbul, Türkiye.
- Kelp, M., Manian V., Berger, L., Feuchter, C. (2015). Proc. ANSYS Conference & 33. CADFEM Users' Meeing 2015, June 24-26, Bremen.
- Malavasi, S., Messa, G., Fratino, U., Pagano, A. (2012). On the pressure losses through perforated plates. *Flow Meas. Instr.* **28**, 57–66.
- Morris, P.J., Boluriaan, S., Shieh, C.M. (2004). Numerical simulation of minor losses due to a sudden contraction and expansion in high amplitude acoustic resonators. *Acta Acust united Ac.* **90**, 393-409.
- Noui-Mehidi, M.N., Wu, J., Sutalo, I.D., Grainger, C. (2005). Velocity distribution downstream of an asymmetric wide-angle diffuser. *Exp. Therm. Fluid Sci.* **29**, 649-657.
- Özahi, E. (2015). An analysis on the pressure loss through perforated plates at moderate Reynolds numbers in turbulent flow regime. *Flow Meas. Instrum.* **43**, 6-13.
- Özden, M. C. (2012). *Savaş Gemilerinin Pervane Kaynaklı Gürültü Karakteristiklerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemleriyle İncelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Qin, L.F., Zeng, Z.J., Cheng, H.B. (2009). Acoustic wave flow sensor using quartz thickness shear mode resonator. *IEEE Trans. Ultrason. Ferroelectr. Freq. Control.* **56**, 1945-1954.
- Sayma, A. (2009). *Computational Fluid Dynamics*, Free Study Book, Ventus Publishing ApS.
- Seçgin, A. (2015). *Ses ve Gürültü Kontrolü Ders Notları*. Dokuz Eylül Üniversitesi.

- Sönmez K. (2017). *Klima Santrallerindeki Boş Hücreler için Tasarlanan Kesik Koni Profilli Delikli Difüzörün Akışa ve Basınç Düşümüne Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi*. Yüksek Lisans tezi, K.S.Ü. Sütçü İmam Üniversitesi, Kahramanmaraş.
- Şahin, B. (1989). Pressure losses in an isolated perforated plate and jets emerging from the perforated plate. *Int. J. Mech. Sci.* **31**, 51-61.
- Şahin, B., Ward-Smith A.J. (1987). The use of perforated plates to control the flow emerging from a wide-angle diffuser, with application to electrostatic precipitator design. *Heat Mass Transfer*. **8**, 124-131.
- Şahin, B., Ward-Smith A.J. (1990). Effect of perforated plates on wide-angle diffuser-exit velocity profiles. *J. Wind Eng. Ind. Aerod.* **34**, 113-125.
- Şahin, B., Ward-Smith A.J. (1991). Flow control by perforated plates using a blanking technique in wide-angle diffusers employed in practical electrostatic precipitator systems. *J. Wind Eng. Ind. Aerod.* **37**, 269-284.
- Şahin, B., Ward-Smith A.J. (1993). The pressure distribution in and flow characteristics of wide-angle diffusers using perforated plates for flow control with application to electrostatic precipitators. *Int. J. Mech. Sci.* **35**, 117-127.
- Şahin, B., Ward-Smith A.J., Lane D. (1995). The pressure drop and flow characteristics of wide-angle screened diffusers of large area ratio. *J. Wind Eng. Ind. Aerod.* **58**, 33-50.
- Taçgün E. (2016). *Klima Santrallerinde Kullanılan V Profili Delikli Difüzörlü Hücrenin Akış Performansının Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi*. Yüksek Lisans tezi, İnönü Üniversitesi, Malatya.
- Tu, J., Yeoh, G. H., Liu, C. (2013). *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*, Elsevier, USA, 101 p.
- Ueda, Y., Biwa, T., Mizutani, U. (2002). Acoustic field in a thermoacoustic Stirling engine having a looped tube and resonator. *Appl. Phys. Lett.* **81**, 5252-5254.
- Versteeg, H. K. and Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Pearson Education Limited, England, 183 p.
- Wang, Y., He, Y.L., Huang, J. (2009). Implicit-explicit finite-difference lattice Boltzmann method with viscous compressible model for gas oscillating patterns in a resonator. *Int J Numer Meth Eng.* **59**, 853-872.
- Yapanmış B. E. (2016). *Bir Ön Susturucu Olarak Delikli Difüzör Tasarımı*. Yüksek Lisans tezi, Mersin Üniversitesi, Mersin.
- Yılmaz, Ş., İpek, M. ve Uc, H. İ. (2013). *Optimum Klima Santrali Tasarımı*. Bitirme tezi, İnönü Üniversitesi, Malatya.
- Yu, Z.B., Li, Q., Chen, X. (2005). Experimental investigation on a thermoacoustic engine having a looped tube and resonator. *Cryogenics*, **45**, 566-571.
- Zafer, B. and Coşgun, F. (2016). Zamana bağlı sıkıştırılamaz kavite akışının aeroakustik analizi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*. **31**, 665-675.

- Zhang, C.P., Liu, W., Wu, F. (2009). Identification of complex compliance for regenerator in thermoacoustic resonator system, *J. Cent. South Univ. Technol.* **16**, 320-325.
- Zhou, G., Li, Q., Li, Z.Y. (2008). Influence of resonator diameter on a miniature thermoacoustic Stirling heat engine. *Chin. Sci. Bull.* **53**, 145-154.
- Zink, F., Vipperman, J. and Schaefer, L. (2010). CFD simulation of a thermoacoustic engine with coiled resonator. *Int J Heat Mass Transf.* **37**, 226-229.
- Zoccola, P. J. (2004). Effect of opening obstructions on the flow-excited response of a Helmholtz resonator. *J Fluid Struct.* **19**, 1005-1025.



ÖZGEÇMİŞ

1. **Adı Soyadı:** Ahmet ERDOĞAN
2. **Doğum Tarihi:** 09/06/1987
3. **Doğum Yeri:** Malatya
4. **Öğrenim Durumu:**

Derece	Alan	Üniversite	Yıl
Lisans	Makine Mühendisliği	Cumhuriyet Üniversitesi	2005-2009
Y. Lisans	Makine Mühendisliği	İnönü Üniversitesi	2010-2012
Doktora	Makine Mühendisliği	İnönü Üniversitesi	2012-

5. **Akademik Unvanlar:**

Araştırma Görevlisi : 2010-

6. **Yüksek Lisans Tezi**

Malatya’da Örnek Bir Binada Enerji Simülasyonu