

T.C.
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KLİMA SANTRALLERİNDE KULLANILAN V PROFİL DELİKLİ DİFÜZÖRLÜ
HÜCRENİN AKIŞ PERFORMANSININ SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ

EKREM TAÇGÜN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

MALATYA

OCAK 2016

Tezin Başlığı: Klima Santrallerinde Kullanılan V Profil Delikli Difüzörlü Hücrenin Akış Performansının Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi

Tezi Hazırlayan: Ekrem TAÇGÜN

Sınav Tarihi: 11.01.2016

Yukarıda adı geçen tez jürimizce değerlendirilerek Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Sınav Jürisi Üyeleri:

Tez Danışmanı: **Prof.Dr. Suat CANBAZOĞLU**
İnönü Üniversitesi

Doç.Dr. İ.Gökhan AKSOY
İnönü Üniversitesi

Doç.Dr. Ahmet KAYA
Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi

İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

Prof. Dr. Alaattin ESEN
Enstitü Müdürü

ONUR SÖZÜ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Klima Santrallerinde Kullanılan V Profil Delikli Difüzörlü Hücrenin Akış Performansının Sayısal Ve Deneysel Olarak 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.

Ekrem TAÇGÜN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KLİMA SANTRALLERİNDE KULLANILAN V PROFİL DELİKLİ DİFÜZÖRLÜ HÜCRENİN AKIŞ PERFORMANSININ SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Ekrem TAÇGÜN

İnönü Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

81+ix sayfa

2016

Danışman: Prof. Dr. Suat CANBAZOĞLU

Klima santralleri enerjiyi çok fazla harcayan iklimlendirme sistemleridir. Günümüzde enerji verimliliğinin son derece önemli olduğundan klima santralleri için optimizasyon çalışmaları yapmak kaçınılmaz bir durumdur. Tükenmekte olan enerji kaynakları ve çevre kirliliğinden dolayı enerjiyi verimli kullanmak çok büyük bir önem arz etmektedir.

Bu çalışmada bazı klima santrali üreticileri tarafından kullanılmakta olan V profil delikli difüzör (yayıcı) santral elemanının, akış analizi ve basınç düşümü optimizasyonu yapılmıştır. Santral hücresindeki difüzörün, hem sayısal hem de deneysel olarak basınç düşümleri hesaplanmış ve karşılaştırmaları yapılmıştır. Ayrıca model bir difüzör tasarlanmış, uygun geometrik ve akış parametreleriyle optimizasyonu yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda optimum difüzör ve akış özelliğiyle ne kadarlık bir enerji kazancı sağlanacağı hesaplanmıştır. Böylelikle amaçlanan enerji verimliliği gerçekleştirilmiştir. Difüzörün kendisinin kullanılması santral boyutunu kısıltacağından dolayı ilk yatırım maliyeti ekonomiktir. Bunun olmasının yanı sıra, optimum difüzör kullanarak, basınç düşümleri azaltılmıştır ve işletme maliyeti için de ekonomiklik sağlanmıştır.

Bu tezde, sayısal çalışmalar için uygulamada sıklıkla kullanılan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olan ANSYS-Fluent 14.5 paket programı kullanılmıştır. Sayısal akış analizlerinde Standart k-ε türbülans modeli seçilmiştir. Seçilen türbülans modeli deneysel olarak doğrulanmıştır. Optimizasyon yöntemi için de Taguchi Optimizasyon Yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem ile yapılması gereken çok sayıda analiz sayısı azaltılmıştır.

Bu çalışmada, tasarlanan V profil delikli difüzörün belirli akış hızlarında enerji kazancı sağladığı görülmüştür. Klima santrali üreticileri için tasarlanan bu difüzörün, enerji verimliliği sağlayarak, faydalı olacağı anlaşılmıştır.

ANAHTAR KELİMELER: Enerji verimliliği, delikli difüzör, HAD, Taguchi optimizasyon Yöntemi

ABSTRACT

Master Thesis

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF FLOW PERFORMANCE OF UNIT WITH V PROFILE PERFORATED DIFFUSER USED IN AIR HANDLING UNITS

Ekrem TAÇGÜN

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

81+ix pages

2016

Supervisor: Prof. Dr. Suat CANBAZOĞLU

Air Handling Units (AHU) are an air conditioner systems that consume energy too much. Making optimisation working for AHU is essential situation because energy efficiency is quite important today. Using energy efficiently is very significant due to consumption energy resource and environmental pollution.

In this study, the flow analysis and pressure dropped optimisation in perforated diffuser AHU element using by some AHU manufacturer were carried out. Cabin of the unit and diffuser were computed pressure drop with numerical and experimental and they were compared. Moreover a pattern diffuser was designed and it was made optimisation with proper geometric and flow parameter. Conclusion of studying, how much energy gain was computed with optimum diffuser and flow properties. In this way objective energy gain was achieved. For using diffuser itself shorten unit length initial investment cost is economic. Besides pressure dropped were reduced with using optimum diffuser and economic was provided for operating costs.

In this thesis, for numerical studying, ANSYS-Fluent 14.5 packaged software what frequently used in practice as a software of the Computational Fluid Dynamics (CFD) was used. k- ϵ turbulence model was chosen for numerical flow analysis. Turbulent model was validated experimentally. Also for optimisation method, Taguchi Optimisation method was used. With this method, a lot of essential analysis were reduced.

In this study, designed perforated diffuser was observed providing energy gain at certain flow velocity. This diffuser what designed for AHU manufacturer will be useful how it provides energy efficiency

KEYWORDS: Energy Efficiency, perforated diffuser, CFD, Taguchi Optimisation Method,

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının her aőamasında bana bilgilerini ve tecrübelerini aktararak yönlendiren danışman hocam Sayın Prof. Dr. Suat CANBAZOĞLU'na ve yardımlarını esirgemeyen Doç.Dr. İ.Gökhan AKSOY'a,

Tez çalıőmam boyunca desteğini hiçbir zaman esirgemeyen ağabeyim Erol TAGÜN'e, rahmetli annem Aysel TAGÜN ve rahmetli babam Hamdi TAGÜN'e teőekkürlerimi sunarım.

Ayrıca muhabbetiyle yardımını hiçbir zaman esirgemeyen SULTAN'ıma hürmet ve őükranlarımı sunarım.

Yapılan yükses lisans tezine konu olan alıőma, TÜBİTAK 114M748 numaralı proje ile İnönü Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından 2015/30 ve 2013/63 numaralı projeler kapsamında desteklenmiőtir.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	viii
1. GİRİŞ	1
1.1 Amaç	2
1.2 Kapsam	4
1.3 Literatür Taraması	5
2. KURAMSAL TEMELLER	7
2.1. İklimlendirme	7
2.1.1 Klima Sistemlerinin Sınıflandırılması	7
3. MATERYAL VE YÖNTEM	12
3.1. Materyal	14
3.2. Yöntem	15
3.2.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi (HAD)	15
3.2.1.1. HAD Yönteminin Matematiksel Temeli	16
3.2.1.1.1 Standart $k-\epsilon$ Türbülans Modeli	19
3.2.1.1.1.1 Türbülans Modeli Seçimi	20
3.2.2 Sonlu Hacimler Metodu	21
3.2.3 Taguchi Optimizasyon Yöntemi	22
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	24
4.1. Difüzyonsuz Boş Hücrede Yapılan Deneyler	25
4.1.1. Deneyde Kullanılan Cihazlar	26
4.1.2. Basınç Ölçüm Deneyinin Yapılması	28
4.1.3 Basınç Ölçüm Deney Sonuçları	30
4.2. Delikli Difüzyörlü Hücre İçin Yapılan Deneyler	33
4.2.1. Delikli Difüzyörlü Hücre İçin Basınç Ölçüm Deneyinin Yapılması	34
4.2.2. Delikli Difüzyörlü Hücre İçin Deney Sonuçları	35
5. SAYISAL ÇALIŞMALAR	39

5.1. Deney Numunesi İçin Sayısal Çalışmalar	39
5.1.1 Deney Numunesinin Katı Modelinin Çizilmesi	39
5.1.2. Deney Numunesinin Ağ Yapısının Oluşturulması.....	42
5.1.3. Deney Numunesinin Fluent Programında Akış Analizi.....	44
5.1.4. Deney Numunesinin Analiz Sonuçları	45
5.1.4.1. Analiz Sonuçları İçin Grafikler	47
6. OPTİMUM GEOMETRİNİN BULUNMASI VE SAYISAL ANALİZLER.....	51
6.1. Taguchi Optimizasyon Yöntemiyle Optimum Geometrinin Bulunması.....	51
6.1.1. Optimizasyon Parametre ve Seviyeleri	51
6.1.2. Taguchi Optimizasyonu İçin Ortogonal Dizilim.....	53
6.1.3. Taguchi Optimizasyon Metoduna Göre Yapılan Akış Analizleri	55
Analiz 1	55
Analiz 2	57
Analiz 3	58
Analiz 4	60
Analiz 5	61
Analiz 6	63
Analiz 7	64
Analiz 8	66
Analiz 9	67
6.1.4. Taguchi Yöntemi Sonuçları ve Optimum Seri.....	69
6.1.4.1 Optimum analiz	69
6.1.5 Optimizasyon Grafikleri.....	70
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	74
8. KAYNAKLAR.....	79
ÖZGEÇMİŞ	81

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Fan çıkışıındaki kanalda akışın gelişimi, hız profilleri ve efektif kanal uzunluğu...	2
Şekil 2.1.	Döner ısı eşanjörlü iki katlı klima santrali düzenlemesi.....	8
Şekil 2.2.	Döner ısı eşanjörü santralin üzerinde, mili santrale dik olarak yerleştirilmiş tek katlı klima santrali düzenlemesi.....	9
Şekil 2.3.	Merkezi klima santrali örneği	9
Şekil 2.4.	Boş hücre katı modeli.....	11
Şekil 2.5.	Difüzör modeli şematik resim.....	11
Şekil 2.6.	Difüzörün boş hücre içindeki yerleşiminin üstten görünümü.....	10
Şekil 3.1.	Örenk bir difüzör resmi.....	12
Şekil 3.2.	Klima santrali test ünitesi ve kontrol paneli.	13
Şekil 3.3.	Difüzörlü boş hücre	14
Şekil 3.4.	Difüzör yakın görünüm.....	14
Şekil 3.5.	Kare delikli difüzör.....	14
Şekil 3.6.	HAD ile akış analizi yapılmış bir kamyonet	15
Şekil 3.7.	HAD ile akış analizi bir uçak.....	16
Şekil 3.8.	HAD ile akış analizi yapılmış bir otomobil.....	16
Şekil 3.9.	Türbülanslı akımda hız bileşenleri	18
Şekil 4.1.	Klima santrali test ünitesi genel görünüm	24
Şekil 4.2.	Difüzörü sökülmüş boş hücre.....	25
Şekil 4.3.	Santrifüj fan.....	26
Şekil 4.4.	Fan etiketi.....	26
Şekil 4.5.a.	Fanın frekans kontrol paneli	27
Şekil 4.5.b.	Fan çalışma eğrisi	27
Şekil 4.6.	Basınç ölçüm cihazı.....	28
Şekil 4.7.	Basınç ölçüm cihaz aparatlar.....	28
Şekil 4.8.	Basınç ölçümü için uzatılan plastik esnek boru.....	29
Şekil 4.9.	Basınç ölçümü alınan noktalar şematik resim.....	29
Şekil 4.10.	Difüzörsüz deney için hız-basınç basınç düşümü grafiği.....	30
Şekil 4.11.	Difüzörsüz halde ölçülen re sayısı-k basınç düşümü değişimi.....	32
Şekil 4.12.	Deneyi yapılan delikli difüzör.....	33
Şekil 4.13.	Basınç ölçümünün yapıldığı yer.....	34
Şekil 4.14.	Difüzörlü halde basınç ölçümü yapılan noktalar şematik resim.....	35
Şekil 4.15.	Difüzörlü haldeki hızlara göre ortalama basınç düşümleri.	36
Şekil 4.16.	Re Sayısı-K değişim grafiği (difüzörlü deney için)	37
Şekil 5.1.	Hücre ebatı	40
Şekil 5.2.	Hücre giriş kesiti	40
Şekil 5.3.	Delikli difüzörlü boş hücre katı modeli.....	40
Şekil 5.4.	Katı modelin simetrik yarı parçası.....	41
Şekil 5.5.	Katı model özellikleri	41
Şekil 5.6.	Mesh için katı model son hali	41
Şekil 5.7.	Modelin ağ yapısı	42
Şekil 5.8.	Mesh detayı.....	43
Şekil 5.9.	Düğüm sayısı.....	43
Şekil 5.10.	Eleman boyutu	43

Şekil 5.11.	Modelin mesh yapısı.....	43
Şekil 5.12.	Modelin mesh yapısı yakından görünümü.....	43
Şekil 5.13.	Seçilen türbülans modeli.....	44
Şekil 5.14.	Akış türü zamandan bağımsız.....	45
Şekil 5.15.	Fan çıkış hızına göre sayısal modelin % hata oranı.....	46
Şekil 5.16.	11,4 m/s hız değeri için hücre girişindeki basınç dağılımı	47
Şekil 5.17.	11,4 m/s hız değeri için hücre çıkışındaki hız dağılımı.....	48
Şekil 5.18.	V=10,9 hız değeri için hücre girişindeki basınç dağılımı.....	48
Şekil 5.19.	V=10,9 m/s için hücre çıkışındaki hız dağılımı	49
Şekil 5.20.	V=9,2 m/s hız için hücre girişindeki basınç dağılımı.....	49
Şekil 5.21.	V=9,2 m/s için hücre girişindeki hız dağılımı.....	50
Şekil 6.1.	Analiz 1 için hücre girişindeki basınç dağılımı.....	56
Şekil 6.2.	Analiz 1 için hücre çıkışındaki hız dağılımı.....	56
Şekil 6.3.	Analiz 2 için hücre girişindeki basınç dağılımı.....	57
Şekil 6.4.	Analiz 2 için hücre çıkışındaki hız dağılımı.....	58
Şekil 6.5.	Analiz 3 için hücre girişindeki basınç dağılımı.....	59
Şekil 6.6.	Analiz 3 için hücre çıkışındaki hız dağılımı.....	59
Şekil 6.7.	Analiz 4 için hücre girişindeki basınç dağılımı.....	60
Şekil 6.8.	Analiz 4 için hücre çıkışındaki hız dağılımı.....	61
Şekil 6.9.	Analiz 5 için hücre girişindeki basınç dağılımı.....	62
Şekil 6.10.	Analiz 5 için hücre çıkışındaki hız dağılımı.....	62
Şekil 6.11.	Analiz 6 için hücre girişindeki basınç dağılımı.....	63
Şekil 6.12.	Analiz için hücre çıkışındaki hız dağılımı.....	64
Şekil 6.13.	Analiz 7 için hücre girişindeki basınç dağılımı.....	65
Şekil 6.14.	Analiz 7 için hücre çıkışındaki hız dağılımı.....	65
Şekil 6.15.	Analiz 8 için hücre girişindeki basınç dağılımı.....	66
Şekil 6.16.	Analiz 8 için hücre çıkışındaki hız dağılımı.....	67
Şekil 6.17.	Analiz 9 için hücre girişindeki basınç dağılımı.....	68
Şekil 6.18.	Analiz 9 için hücre çıkışındaki hız dağılımı.....	68
Şekil 6.19.	Optimum analiz için hücre girişindeki basınç dağılımı.....	69
Şekil 6.20.	Optimum analiz için hücre çıkışındaki hız dağılımı.....	70
şekil 6.21.	Hız seviyelerine göre ortalama basınç düşümü.....	71
şekil 6.22.	Porozite seviyelerine göre ortalama basınç düşümü.....	71
Şekil 6.23.	Et kalınlığı seviyelerine göre ortalama basınç düşümü.....	72
Şekil 6.24.	Açı seviyelerine göre ortalama basınç düşümü.....	73
Şekil 7.1.	Analizlere göre basınç düşümleri.....	74
Şekil 7.2.	Her bir analizin re sayısına göre basınç düşüm katsayıları	76

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1.	Ortogonal dizilim seçim tablosu.....	23
Çizelge 3.2.	Ortogonal dizilim tablosuna göre seçilmiş 19 ortogonal dizilimi.....	23
Çizelge 4.1.	Difüzörsüz halde basınç ölçüm deney sonuçları.....	30
Çizelge 4.2.	Hızlara göre hesaplanan re sayıları.....	31
Çizelge 4.3.	Hızlara göre basınç düşüm kat sayıları.....	32
Çizelge 4.4.	Delikli difüzör için basınç düşümü deneyi sonuçları.....	36
Çizelge 4.5.	Difüzörlü haldeki basınç düşüm kat sayıları.....	37
Çizelge 4.6.	Difüzörlü ve difüzörsüz haldeki deneysel basınç düşümü karşılaştırması.....	38
Çizelge 5.1.	Difüzörlü haldeki sayısal ve deneysel basınç düşümü karşılaştırması.....	45
Çizelge 5.2.	Difüzörlü haldeki sayısal çalışma için k değerleri.....	47
Çizelge 6.1.	Parametreler ve seviyeleri.....	52
Çizelge 6.2.	Parametreler için L9 ortogonal dizilim.....	53
Çizelge 6.3.	Ortogonal dizilim seçim tablosu tam hali.....	54
Çizelge 6.4.	Analiz 1 için parametreler ve değerleri.....	55
Çizelge 6.5.	Analiz 2 için parametreler ve değerleri.....	57
Çizelge 6.6.	Analiz 3 için parametreler ve değerleri.....	58
Çizelge 6.7.	Analiz 4 için parametreler ve değerleri.....	60
Çizelge 6.8.	Analiz 5 için parametreler ve değerleri.....	61
Çizelge 6.9.	Analiz 6 için parametreler ve değerleri.....	63
Çizelge 6.10.	Analiz 7 için parametreler ve değerleri.....	64
Çizelge 6.11.	Analiz 8 için parametreler ve değerleri.....	66
Çizelge 6.12.	Analiz 9 için parametreler ve değerleri.....	67
Çizelge 6.13.	Optimum analiz için parametreler ve değerleri.....	69
Çizelge 6.14.	Hız seviyelerine göre ortalama basınç düşümü.....	70
Çizelge 6.15.	Porozite seviyelerine göre ortalama basınç düşümü.....	71
Çizelge 6.16.	Et kalınlığı seviyelerine göre ortalama basınç düşümü.....	71
Çizelge 6.17.	Açı seviyelerine göre ortalama basınç düşümü.....	73
Çizelge 7.1.	Taguchi metoduna göre analiz sonuçları.....	74
Çizelge 7.2.	Analiz sonuçlarına göre re sayıları.....	75
Çizelge 7.3.	Analiz Sonuçlarına Göre Basınç Düşüm katsayıları.....	75
Çizelge 7.4.	Sayısal ve deneysel çalışmalardaki güç kayıpları.....	76
Çizelge 7.5.	Kayıptan kazanılan güçler.....	77

SİMGELER VE KISALTMALAR

HAD	Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
CFD	Computational Fluid Dynamics
HVAC	Heating Ventilating and Air Conditioning
A	Alan
Ç	Islak Çevre
D_h	Hidrolik Çap
F	Kuvvet
K	Basınç Düşüm Katsayısı
k	Türbülans kinetik enerjisi
P	Basınç
ρ	Yoğunluk
Re	Reynolds Sayısı
T	Periyot
θ	Difüzör Açısı
V	Akış Hızı
u	Hızın x Bileşeni
v	Hızın y Bileşeni
w	Hızın z Bileşeni
t	Zaman
ν	Kinematik Viskozite
\bar{u}	Hızın Zaman Ortalaması
u'	Hızın Türbülans Çalkantı Bileşeni
ε	Kinetik Enerjinin Yayılım Hızını İfade Eder
ΔP	Basınç Düşümü
μ	Dinamik Viskozite
ΔP_{ort}	Ortalama Basınç Düşümü
ΔP^*	Difüzörlü ve Difüzörsüz Basınç Düşümleri Arasındaki Fark
K	Kelvin
δ	Porozite
e	Et Kalınlığı

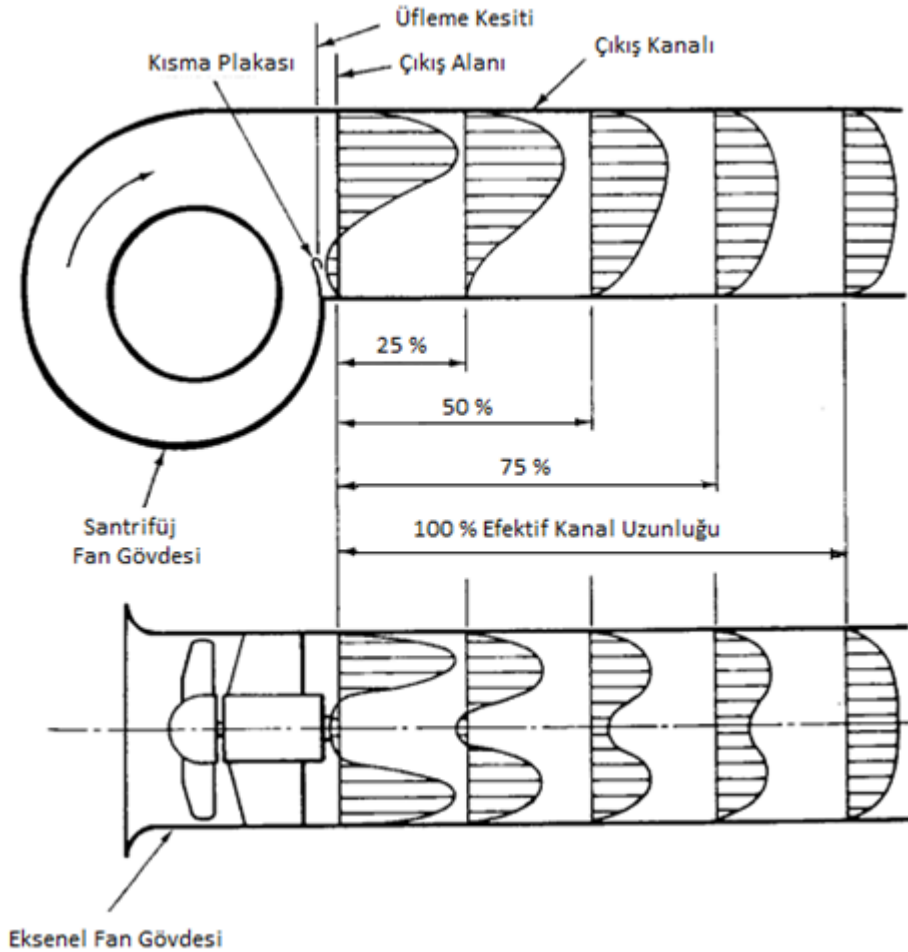
1. GİRİŞ

Gelişen Teknoloji, nüfus artışı ve küreselleşen dünya enerjiye olan ihtiyacımızı giderek artırmakla beraber mevcut enerjilerin de verimli bir şekilde kullanılmasını kaçınılmaz kılmaktadır. Bu yüzden binalarda ve endüstriyel tesislerde konfor ve üretim kalitesini düşürmeden enerji tüketimini azaltarak enerji verimliliği sağlamak ülke ekonomisi ve dünya kaynakları açısından son derece önemlidir. Son yıllarda enerjiyi verimli kullanmak alternatif bir enerji kaynağı gibi görülmektedir. Günlük hayatta her noktada enerjiyi verimli kullanarak bu alternatif enerji kaynağından faydalanabiliriz. Uygulamada konfor amaçlı ve endüstriyel ortamların iklimlendirilmesi büyük oranda klima santralleri ile sağlanmaktadır. Üretilen enerjinin %70'inin ithal kaynaklar ile karşılandığı ülkemizde enerji verimliliği ayrı bir öneme sahiptir [1] . Her geçen gün artan enerji fiyatları, HVAC (Heating, Ventilating and Air Conditioning) sistemlerinde ekonomiklik ve enerji verimliliği hususlarını dikkate değer ölçüde önemli kılmıştır. Klima santralleri ortamların ısıtılması, soğutulması, nemlendirilmesi veya nem alınması, havalandırılması veya havanın filtre edilmesi gibi birçok fonksiyonu yerine getirmesinden dolayı konfor amaçlı ve endüstriyel olarak oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Klima santrallerinde enerji verimliliği, ekonomiklik ve çevreye olan etki birlikte düşünülerek optimizasyon yapılması gerekmektedir. Ayrıca santrallerin ömür boyu kullanım maliyetleri de göz önünde bulundurulması gereken bir başka önemli etkidir.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemi klima santrallerinde enerji verimliliği çalışmalarında aktif olarak kullanılarak santral içi hücrelerde meydana gelen basınç kayıplarının ve hız profillerinin incelenmesinde etkin rol oynamaktadır. Ayrıca kanal içi dirençlerin en aza indirilmesi için gerekli modellerin analizinde kullanılmaktadır. Optimum tasarım için çok sayıda deney yapılmasına gerek duyulmaktadır. Yapılacak çok sayıda deney aynı zamanda fazladan maliyet anlamına gelmektedir. Kar amacı güden işletmeler için çok sayıda deney yapmak ve bunun getireceği aşırı maliyetler istenmeyen giderlerdir. Tüm bunlarla birlikte deneyler yapılırken kaybedilen zaman da bir başka kabul edilmeyen etkidir. İşte HAD yöntemiyle işletmeler tüm bu fazla maliyetlerden ve zaman kaybından kurtulmuş olacaklardır.

1.1 Amaç

Klima santrali üreticilerinin delikli difüzörlü boş hücre içindeki akış karakteristiği hakkında elde yeteri ölçüde bilimsel veri olmadığından bu üniteden istenen performansı alamadıkları bilinmektedir [2]. Klima santrallerinde enerji verimliliği çok önemli olmakla birlikte, santrallerin ömür boyu maliyet analizlerinde % 40-50 oranında fanların elektrik enerjisi işletme giderlerinin yer aldığı görülmektedir [2]. Bu nedenle klima santrallerindeki ilk yatırım masraflarının düşmesi ve santral içi basınç düşümündeki küçük bir azalma bile çok büyük bir önem teşkil etmektedir.



Şekil-1.1 Fan çıkışındaki kanalda akışın gelişimi, hız profilleri ve efektif kanal uzunluğu [3].

Klima santrallerinde emiş ve/veya üfleme fanlarının çıkış noktasındaki ortalama hava akış hızları minimum 9-10 m/s mertebelerindedir. Akışın hız dağılımı ise tam gelişmiş türbülanslı akıştaki hız dağılımından bir hayli farklıdır (Şekil 1.1). Bu durumda tam gelişmiş türbülanslı akıştaki hız dağılımının oluşabilmesi için % 100 etkin kanal uzunluğu olarak fan çark çapının yaklaşık 3.5-3.7 katı uzunluğunda ek bir üfleme kanalı uzunluğuna ihtiyaç duyulabilmektedir [3]. Fakat bu durumda santralin ilk kurulum maliyeti artmakta ve artan cihaz ebadı sebebiyle daha fazla bir kurulum alanı gerekmektedir. Bu istenmeyen durumu ortadan kaldırmak için klima santrali uygulamalarında havanın fan çıkış ağzından kesiti çok daha büyük olan ve içerisinde delikli difüzör bulunan bir başka santral hücresine üflenerek bu mesafe yarıya indirilebilmekte, hatta çoğu zaman % 50 etkin kanal uzunluğunda bile yeterince gelişmiş olarak kabul edilen bir hava akış hız profili oluşabilmekte ve böylece bu uzunluk 0.8-1.5 fan çark çapı mertebelerine düşürülebilmektedir [3]. Bu tez çalışmasında en küçük basınç düşümünü sağlayan ve aynı zamanda havayı sonraki hücrelere en iyi şekilde dağıtabilen bir V profil delikli difüzör geometrisi tasarlanmaya çalışılmıştır. Basınç düşümü ve hız dağılımı açısından optimum akış özelliklerinin bulunması gerekmektedir. Bu sebeple içerisinde delikli difüzör bulunan bu hücrenin akış analizi yapılarak en uygun difüzör geometrisi bulunmaya çalışılmıştır.

Yapılan bu tez çalışmasında örnek bir klima santralinin içerisinde V profil delikli difüzör bulunan hücrenin sayısal akış analizi ANSYS 14.5-Fluent programıyla gerçekleştirilmiştir. Tez kapsamında yapılması planlanan çalışmalar aşağıda verilmiştir.

- ANSYS- Fluent programında akış analizi yapılacak olan geometrilerin üç boyutlu katı modellerinin oluşturulması,
- Deneysel doğrulama çalışmasının yapılması,
- Oluşturulan katı modellerin Taguchi optimizasyon metoduna göre ANSYS- Fluent programında akış analizlerinin yapılması;
- Analiz sonuçlarına göre Taguchi optimizasyon yöntemiyle basınç düşümü açısından en uygun difüzör geometrisinin ve akış özelliğinin bulunması;
- Optimum geometri ve akış özelliğine göre en uygun modelin ANSYS- Fluent programında akış analizinin yapılması,
- Analiz sonuçlarına göre elde edilen verilerin karşılaştırılmasıdır.

1.2 Kapsam

Tez çalışması klima santrallerinde içerisinde delikli bir difüzör bulunan hücrenin ve bu difüzörün geometrik yapısında iyileştirmeler yaparak, en uygun modelin tespitini konu almaktadır. Yapılan literatür çalışmasına göre uygulamada klima santrallerinde çok kullanılan V profil delikli difüzörleri ihtiva eden boş hücrelerdeki akış ile ilgili herhangi bir sayısal veya deneysel çalışmaya rastlanmamıştır. Bu tez çalışmasında V profil difüzör modeli üzerinden sayısal ve deneysel çalışmalar yapılmıştır.

Yapılan tez çalışmasının birinci bölümünde literatür taraması yapılarak konu ile ilgili çalışmalara yer verilmiştir. İkinci bölümde ise kuramsal temellerden söz edilmiştir.

Üçüncü bölümde fandan sonra gelen klima santral hücresi hakkında ve içerisinde kullanılmakta olan V profil delikli difüzör hakkında bilgi verilerek, tez konusu olan materyal tanıtılmıştır. Ayrıca kullanılan yöntemler hakkında bilgi verilmiştir. HAD yönteminin esasları ile Taguchi Optimizasyon Yöntemi hakkında bilgiler verilmiştir.

Dördüncü bölümünde yapılan deneysel çalışmalardan bahsedilmiştir. Deneyde kullanılan cihazlar tanıtılarak, deneyin yapılışı anlatılmış ve sonuçları gösterilmiştir.

Beşinci bölümünde, deneyde kullanılan modelin sayısal analizleri yapılarak, modele uygun sayısal model ve sınır şartları belirlenmek istenmiştir. Yapılan analizler deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak ne kadarlık bir hata ile yaklaşıldığı gösterilmiştir.

Altıncı bölümde Taguchi Optimizasyon Metodu kullanılarak seviye ve parametreleri belirlenen model bir difüzör için optimizasyon çalışması yapılarak en uygun difüzör geometrisi ve akış şartları bulunmaya çalışılmıştır. Uygun geometriye göre sayısal analizler yapılarak grafikler çizilmiştir.

Yedinci bölümde sonuç ve öneriler sunularak karşılaştırmalar yapılmıştır. Ayrıca optimizasyonu yapılarak tasarlanan difüzörün kayıplarda ne kadarlık bir kazanç sağlayacağından ve enerji verimliliğinden bahsedilmiştir.

1.3 Literatür Taraması

Yapılan literatür araştırmasında iklimlendirme fanı çıkışındaki yüzeyleri deliksiz konik difüzör [4] ile elektrostatik filtre uygulamalarında geniş bir uygulama alanı bulan geniş açılı difüzörlerde akışa dik doğrultularda yerleştirilen delikli levhaların kullanımı [5-10] durumları için akış karakteristiklerinin belirlenmesine yönelik bazı çalışmalar yapılmıştır. Ancak bu çalışmalarda kullanılan difüzör geometrilerinin, tez çalışmasında sunulan difüzörlerden geometri olarak oldukça farklı olduğu görülmektedir.

Bayramgil ve ark. [4], bir iklimlendirme sistemi fanının çıkış kesitinde bulunan deliksiz difüzör içerisindeki akışı sayısal olarak incelemişlerdir. Difüzördeki akışın sayısal incelemesi için çeşitli difüzör açılarındaki cidar statik basınç dağılımlarını ölçmüşlerdir. Difüzör çıkışındaki akışın düzgün olmadığını, türbülans seviyesinin noktadan noktaya önemli ölçüde değişkenlik gösterdiğini ortaya koymuşlardır.

Şahin [5], 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 basınçları deneysel olarak elde etmiştir.

Şahin ve ark.[6], 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 düzleme karakteristiklerinin ölçümü yapılmıştır. Levhaların yerleşimlerinin; basınç ve hız dağılımlarının ve basınç düzelmesinin üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu ortaya koymuşlardır.

Şahin ve Ward-Smith [7], 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 düşüm karakteristiklerin belirlenmesi ile toplama odasındaki düzgün hız profilini sağlayan levha karakteristikleri üzerinde yoğunlaşmıştır.

Şahin ve Ward-Smith [8], yaptıkları çalışmada 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 [9], yaptıkları çalışmada, hız dağılımını kontrol etmek için akışa dik doğrultularda yerleştirilen üç adet delikli levhanın bulunduğu deliksiz bir difüzör uygulamasını ele almışlardır. Ayrıca son levhadaki poroziteyi değiştirmek için kesme teknikleri kullanımını araştırmışlardır. 5 delikli, mikrobilgisayar destekli bir Pitot tüpü yardımıyla akış karakteristiklerini elde etmişlerdir.

Şahin ve Ward-Smith [10], yaptıkları çalışmada, 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 aksel konumunun değiştirilebildiğini ortaya koymuşlardır. Cidar-jet özelliklerinin, birden fazla delikli levhanın konumunun değişmesiyle çeşitlilik gösterdiğini tespit etmişlerdir.

Guo ve ark. [11], Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemiyle akışa dik doğrultularda yerleştirilen delikli plakanın tek bir deliğinden geçen gaz akışını inceleyerek Reynold sayısı, açık porozite, delik çapı, plaka kalınlığı, yüzeyin pürüzlülüğü ve plakanın eğim açısı gibi çeşitli parametrelerin akış şekli ve basınç düşümü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir.

Noi-Mehidi ve ark. [12], 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.

Bayezit ve ark. [13], akışa dik konumda yerleştirilen bir delikli plakayı, laminer ve türbülanslı akımda inceleyerek, sayısal ve deneysel çalışmalar yapmıştır. Çalışmalar sonucu laminer akış için yüksek basınç düşümünün plaka kalınlığıyla ilgili olduğu, türbülanslı akış için ise yüksek porozitenin düşük basınç düşümüne yol açtığını ifade etmişlerdir.

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. İklimlendirme

İklimlendirme en genel halde, konfor amacı ile insan, hayvan ve bitkilerin veya endüstriyel bir mamulün üretimi sırasında gerekli atmosferik çevrenin (ortam şartlarının) otomatik olarak kontrol altında tutulması işlemi olarak ifade edilebilir.

Teknikte; bir ya da birkaç mahalın havasının dış hava şartlarından bağımsız bir şekilde, suni olarak istenilen iklim şartlarına getirilmesine “iklimlendirme” denir. Bu iklim şartlarını da; havanın tazeliği, temizliği, sıcaklığı, hareketi (hızı), basınç ve nemi oluşturmaktadır. Havayı istenilen iklim şartlarına ayarlayan cihazlara da “klima” (air conditioner) denilmektedir.

2.1.1 Klima Sistemlerinin Sınıflandırılması

Binaların kullanım amaçları, buldukları bölge ve bölgeye bağlı olarak dış hava şartları değişkendir bina sahipleri veya binayı kullananlar farklı işletme şartları talebinde bulunabilirler. Bu nedenlerle klima sistemleri bu ihtiyaçları karşılamak amacıyla genellikle çeşitli tipte ve özellikte projelendirilir, monte edilir ve işletilirler.

Klima sistemlerini merkezi sistemler ve bireysel sistemler olarak ikiye ayırmak mümkündür.

- Bireysel Sistemler,

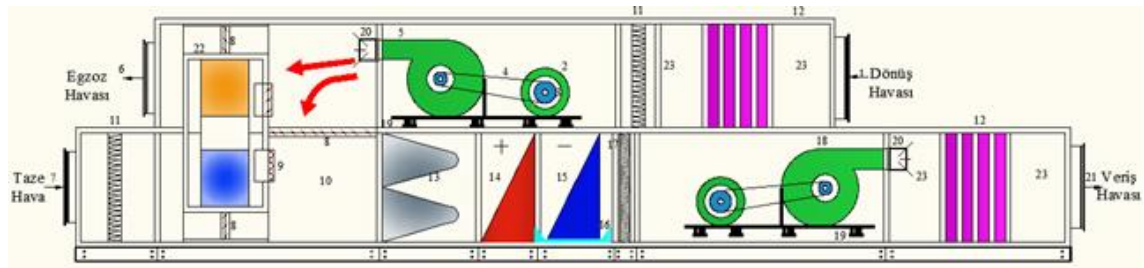
Genellikle fazla geniş olmayan mahallerin iklimlendirilmesinde kullanılan sistemlerdir. Paket tipi üniteler ve split kilmalar örnek bireysel cihazlardır. Paket tipi ünitelerde kompresör, kondenser ve evaporator aynı paketin içindedir. Sadece cihaz dış hava ile irtibatlandırılır veya cihaza soğutma suyu bağlantısı yapılır. Split cihazlarda ise kompresör ve kondenser ünitesi bina dışına yerleştirilir. Evaporator ünitesi ise içeridedir. Arada boru bağlantısı vardır. İç üniteye oda havası soğutulur.

- Merkezi Klima Sistemleri,

Büyük mahallerin iklimlendirilmesinde kullanılır. Santral birden fazla hücrelerden ve ekipmanlardan oluşur. Hücreler birbirlerine eklenerek hava akışı istenildiği gibi yönlendirilerek, iklimlendirilmek istenen mahal havası koşullandırılır. Böylelikle mahale istenilen sıcaklık ve nemde hava gönderilmiş olur.

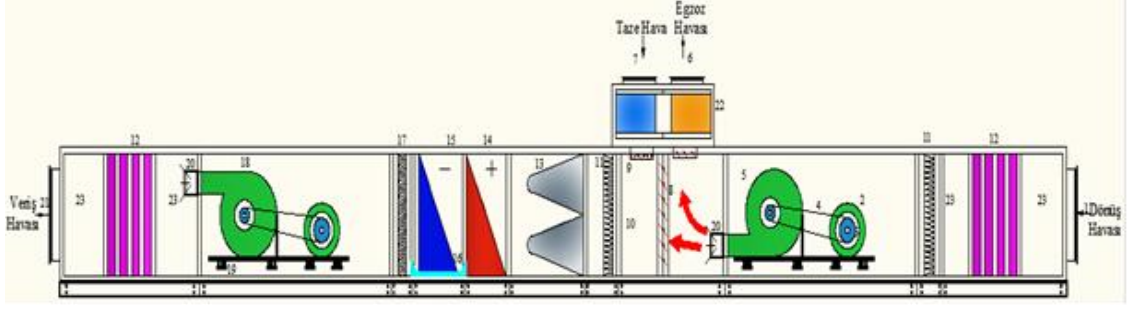
2.2. Merkezi Klima Santrallerinin Yapısı

Hava karışım odası, filtre, ön ısıtıcı, nemlendirici, damla tutucu, soğutucu, fan, susturucu, boş hücre gibi klima santrali temel hücreleri birbirlerine hava sızdırmayacak şekilde bağlanarak klima santrali oluşturulur. Bu birimlerin haricinde hava kanalları ve tesisat elemanları da klima santralini oluşturan elemanlar arasındadır. Şekil 2.1’de iki katlı karışım havalı döner ısı eşanjörlü ve Şekil 2.2’de tek katlı karışım havalı döner ısı eşanjörlü örnek klima santralleri görülmektedir. Şekil 2.3’te ise iki katlı taze havalı döner ısı eşanjörlü bir klima santrali görülmektedir.



1 - Dönüş Havası	7 - Taze Hava	13 - Torba Filtre (F7)	19 - Titreşim Absorbe Edici Takoz
2 - Elektrik Motoru	8 - Paralel Kanatlı Damper	14 - Isıtıcı Batarya	20 - Difüzör
3 - Kasnak	9 - Karşıt Kanatlı Damper	15 - Soğutucu Batarya	21 - Veriş Havası
4 - Kayış	10 - Karışım Hücresi	16 - Eğimli Kondens Tava	22 - Döner Tamburlu ısı Geri Kazanım Ünitesi
5 - Emiş Fanı	11 - Panel Filtre (G4)	17 - Damla Tutucu	23 - Boş Hücre
6 - Egzoz Havası	12 - Susturucu	18 - Çift Emişli Üfleme Fanı	

Şekil-2.1 Döner ısı eşanjörlü iki katlı klima santrali düzenlemesi [2]



- | | | | |
|---------------------|----------------------------|------------------------------|--|
| 1 - Dönüş Havası | 7 - Taze Hava | 13 - Torba Filtre (F7) | 19 - Titreşim Absorbe Edici Takoz |
| 2 - Elektrik Motoru | 8 - Paralel Kanatlı Damper | 14 - Isıtıcı Batarya | 20 - Difüzör |
| 3 - Kasnak | 9 - Karşıt Kanatlı Damper | 15 - Soğutucu Batarya | 21 - Venüç Havası |
| 4 - Kayış | 10 - Karışım Hücresi | 16 - Eğimli Kondens Tava | 22 - Döner Tamburlu Isı Geri Kazanım Ünitesi |
| 5 - Emiş Fanı | 11 - Panel Filtre (G4) | 17 - Damla Tutucu | 23 - Boş Hücre |
| 6 - Egzoz Havası | 12 - Susturucu | 18 - Çift Emişli Üfleme Fanı | |

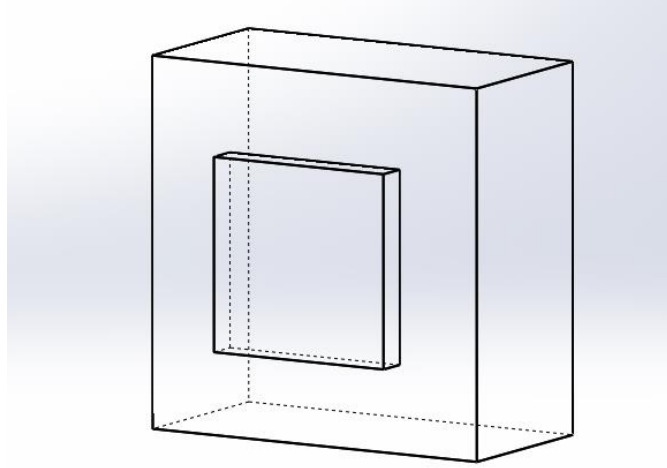
Şekil-2.2. Döner ısı eşanjörü santralin üzerinde, mili santrale dik olarak yerleştirilmiş tek katlı klima santrali düzenlemesi.[2]



Şekil 2.3 Merkezi klima santrali örneği

3. Tasarımda Kullanılan Boş Hücre

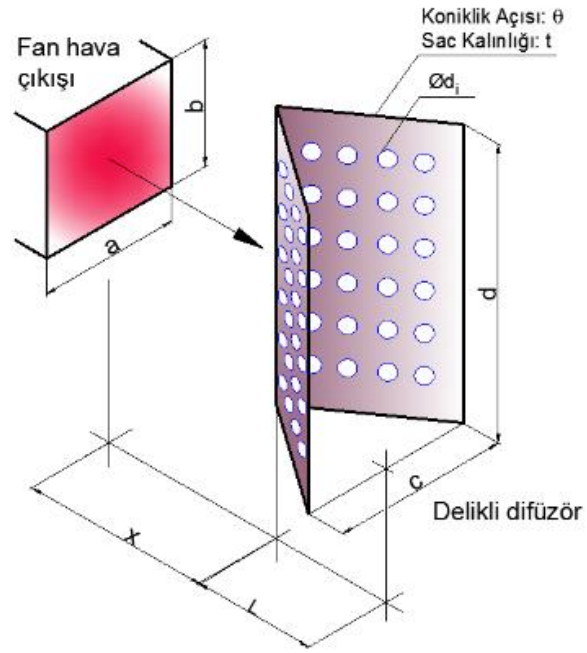
Merkezi Klima Santrallerinde fan hücresinden sonra hava susturucuya gelmeden önce boş bir hücreden geçirilmektedir (Şekil 2.4). Bu boş hücrenin konulmasındaki amaç havanın sonraki hücrelere (ısıtma/soğutma bataryaları, susturucu, filtre, karışım odası veya ısı geri kazanım vb.) daha iyi yayılmasını sağlamaktır. Akış tam gelişmiş türbülanslı akışa ulaşamazsa sonraki hücrelere iyi yayılamayacak ve verimli bir şekilde ısı transferi olmayacak. Tam gelişmiş akışa ulaşabilmesi için santralin uzunluğunun artırılması gerekmektedir. Bu da yatırım maliyetini artıracak aynı zamanda santralin büyüklüğü ve yerleşim sorunu ortaya çıkacaktır.



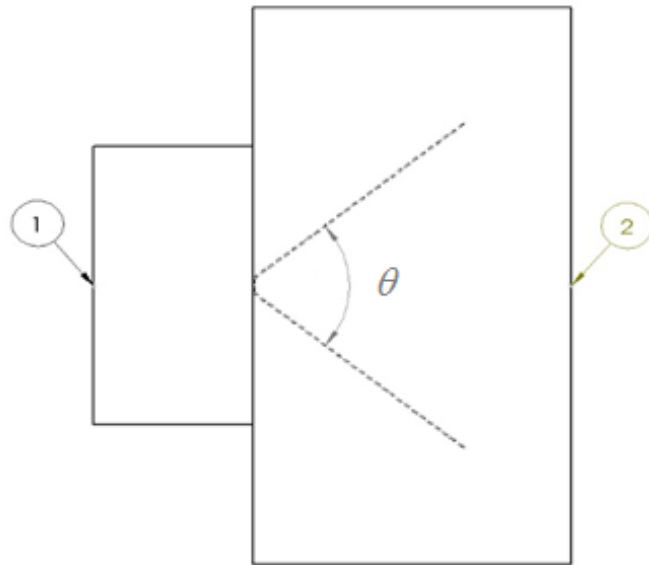
Şekil 2.4 Boş hücre katı modeli

3.1. Delikli Difüzör (Yayıcı)

Boş hücre içerisine yerleştirilen delikli difüzör (Şekil 2.5), hem akışın daha iyi yayılmasını sağlayacak hem de bir ön susturucu görevi yapacağı düşünülmektedir. Bunun için boş hücre içerisine akış dağılımı açısından en uygun geometride bir delikli difüzör yerleştirilmelidir. Difüzörün hücre içerisinde kullanımını gösteren şematik resim Şekil 2.6' da görülmektedir.



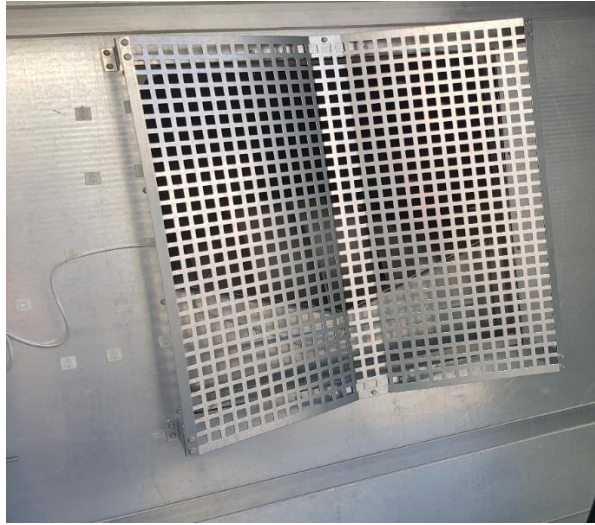
Şekil 2.5 Difüzör modeli şematik resim



Şekil 2.6 Difüzörün boş hücre içindeki yerleşiminin üstten görünümü

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Tez çalışmasında merkezi klima santrallerinde fan hücresinden sonra yer alan ve içerisinde V profil delikli bir difüzör bulunan hücrenin akış analizi sayısal ve deneysel olarak incelenecektir. Bazı klima santrali üreticileri fandan sonra akışın daha iyi yayılması için Şekil 3.1’de görülen V profil delikli difüzörü uygulamada kullanmaktadırlar. Bir kısım klima üreticileri ise difüzör kullanmadan akışı fandan sonra sadece boş hücreden geçirmektedirler. Bu durum akışın iyi bir şekilde dağılmayarak sonraki hücrelere gitmesine neden olarak sonraki hücrelerin ısı transfer verimini olumsuz etkilemektedir. Bu çalışmada hali hazırda kullanılmakta olan bu delikli difüzörün akış performansı incelenmiştir. Ayrıca kullanılmakta olan difüzör geometrileri için basınç düşümü deneyleri yapılmış ve aynı geometriler için katı modeller oluşturulmuştur. Model için sayısal çalışmalar yapılarak sayısal ile deneysel verilerin karşılaştırılması sağlanmıştır. Bununla birlikte yeni tasarlanan ve katı modelleri oluşturulan difüzör geometrilerinin de sayısal çalışması yapılarak elde edilen sonuçlar ışığında en küçük basınç düşümüne neden olan ve aynı zamanda en iyi hız dağılımını sağlayan geometri belirlenmiştir. Sonuç bölümünde ise var olan difüzör yerine yeni tasarlanan difüzörün kullanılması durumunda ne kadarlık bir enerji kazancı sağlayacağı gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Örnek bir difüzör resmi

Tüm sayısal çalışmaların akış analizleri ANSYS Fluent programında yapılmıştır. Sayısal akış analizinin yapılabilmesi için gerekli olan katı modelin ağ yapısı da yine ANSYS programının Mesh modülü kullanılarak oluşturulmuştur. Optimum parametrelerin bulunması için ise Taguchi optimizasyon yöntemi kullanılmıştır.

Deneysel çalışmalarda; materyal olarak kullanılmakta olan difüzörün klima üreticisi firmanın fabrikasında basınç düşümü deneyleri yapılmıştır. Deneyler için daha önceden santralde kullanılmakta olan bir numune difüzör tercih edilmiştir. Bu difüzör tipi üretici firma tarafından kullanılmakta olup basınç düşümü açısından istenilen sonuç verememektedir. Numune fabrikada bulunan klima santrali test ünitesindeki yerine monte edilerek deneyler yapılmıştır. Deneyler fabrikada bulunan Şekil 3,2'deki fotoğrafta görülen test ünitesinde yapılmıştır.



Şekil 3.2 Klima santrali test ünitesi ve kontrol paneli

3.1. Materyal

Şekil 3.3'deki hücre içerisine yerleştirilmiş difüzör ve Şekil 3.4'de yakından görüntülenen difüzör şu an klima santrali üreticisi tarafından fan hücresinden sonraki hücre içerisinde faal olarak kullanılmaktadır. Difüzör ve hücre malzeme olarak galvanizli çelikten imal edilmiştir. Akış esnasında klima santralinde yer alan hücre ve sonraki ünitelerin montajı hava sızdırmayacak şekilde yapılmaktadır. Difüzörler farklı geometrilerden oluşan delik geometrilerine sahip olabilmektedir. Şekil 3.5'de kare delikli bir difüzör görülmektedir.



Şekil 3.3 Difüzörlü boş hücre



Şekil 3.4 Difüzör yakın görünüm



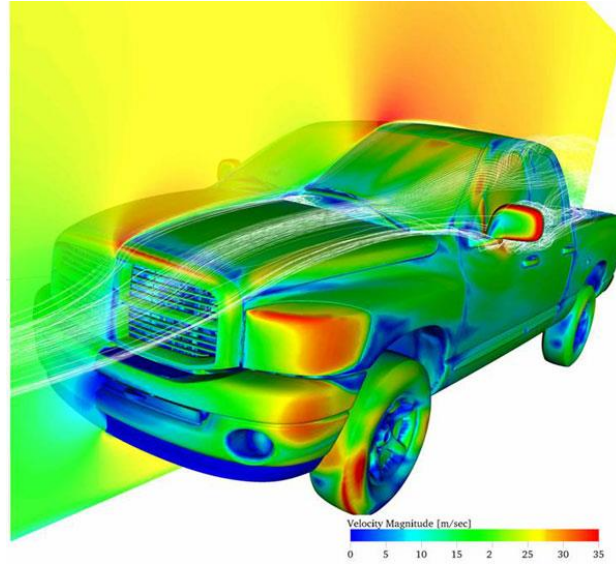
Şekil 3.5 Kare delikli difüzör

3.2. Yöntem

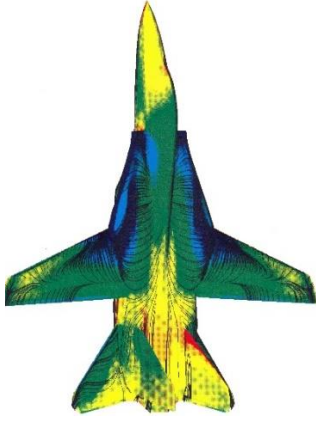
3.2.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi (HAD)

Akışkan karakteristiğinin belirlenmesi, mühendislik uygulamalarında oldukça önemli bir yer tutar. Akışkan hızı, basınç kayıpları ve ısı transferi gibi faktörleri en kısa sürede ekonomik bir şekilde hesaplayabilmek mühendislerin üzerinde çalıştığı önemli konulardandır. İngilizcesi Computational Fluid Dynamics (CFD) olan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Yöntemi, analitik olarak normal metotlarla hesaplanması mümkün olmayan karmaşık problemlerin sayısal yöntemlerle hesaplanmasını sağlamaktadır. Gelişmekte olan bilgisayar teknolojisiyle HAD son yıllarda birçok endüstriyel alanda etkin bir şekilde kullanılmaktadır. Savunma sanayiinden (Şekil 3.7), otomotiv sektörüne (Şekil 3.6 ve Şekil 3.8) kadar uygulamada farklı alanlarda kullanımı gittikçe yaygınlaşmaktadır. Çoğu alanda olduğu gibi iklimlendirme sektöründe de HAD yöntemi kullanılmaktadır.

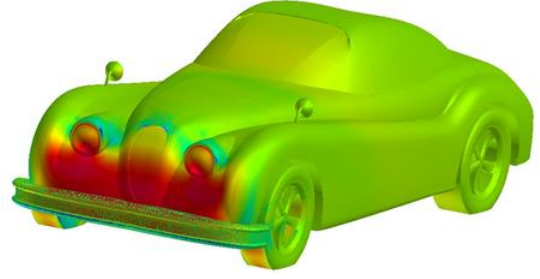
Klima santrallerindeki basınç kayıplarının azaltılması ile ilgili çalışmalarda kullanıldığı gibi, ısıtıcı soğutucu bataryaların verim analizleri, geri ısı kazanım ünitelerinin performanslarının belirlenmesinde HAD yöntemi kullanılabilir. Bu çalışmada sadece fan sonrasındaki difüzyörlü hücre için hız dağılımı ve basınç kaybı incelenecektir.



Şekil 3.6 HAD ile akış analizi yapılmış bir kamyonet [14]



Şekil 3.7 HAD ile akış analizi yapılmış uçak [15]



Şekil 3.8 HAD İle akış analizi yapılmış bir otomobil [16]

3.2.1.1. HAD Yönteminin Matematiksel Temeli

Akışkanlar dinamiği uygulamalarında, temel iki boyutlu açık kanal akışları, düzgün yüzey plaka üzerindeki akışlarda ve ayrıca üç boyutlu daha kompleks olan akış örneklerinde, akış Reynolds sayısının belirli bir seviyesinin üstüne çıktığında kararsız duruma gelir. Belirli durumlarda Reynolds sayısının düşük olduğu seviyelerde akış laminar oluyorken, yüksek olduğu durumlarda akış türbülanslı olmaktadır. Türbülanslı akışta akışkan tabakaları arasında etkileşim çok fazla ve akışkan partikülleri rastgele hareket etmektedir. Akışkanın basıncı ve hızı zaman içerisinde değişmektedir.

Sıkıştırılmayan akış için süreklilik denklemi;

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \quad \text{veya} \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3,1)$$

Navier – Stokes denklemleri ise;

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \nabla^2 u + X \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \nabla^2 v + Y \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \nabla^2 w + Z \quad (3.4)$$

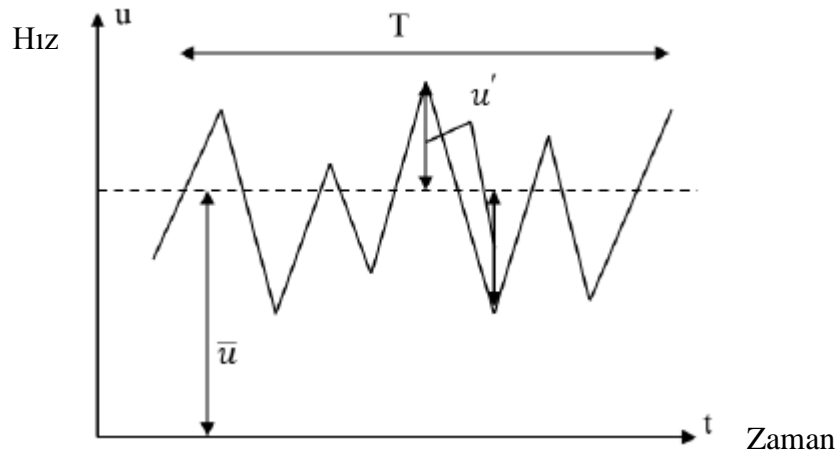
Şeklinde ifade edilmektedir. Denklemlerdeki V akışkanın üç boyutlu hızını P basıncını, ρ yoğunluğunu, ν kinematik viskozitesini bununla birlikte X , Y , Z ise akışkana dışarıdan etki eden bir dış kuvvet bileşenlerini göstermektedir. [17]

$$\mathbf{V} = u\mathbf{i} + v\mathbf{j} + w\mathbf{k} \quad (3.5)$$

$$\mathbf{F}_{dış} = X\mathbf{i} + Y\mathbf{j} + Z\mathbf{k} \quad (3.6)$$

Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı şeklinde tanımlanabilmektedir. Bir başka ifade ile atalet kuvvetlerinin oransal bir ifadesidir. Laboratuvar ortamlarındaki deneylerde, akışın Reynolds sayısının belirli bir değerin altında olduğu durumlarda düzgün ve tabakalarının birbirini üzerinde kayacak şekilde aktığı gözlenmiştir. Dışarıdan sınır koşullarını bozacak herhangi bir müdahale olmadığında akış bu haline devam eder ve bu akışa laminar akış adı verilmektedir. Akışın Reynolds sayısının belirli kritik bir değerin üzerinde olduğu durumlarda ise akış tabakaları arasında etkileşim çok fazladır ve akışkanın hız ve diğer özellikleri zamanla değişiklikler göstererek sürekli rejimden çıkar. Akışın bu şekilde rastgele ve çalkantılı olduğu durumlardaki haline ise türbülanslı akış denilmektedir.

Türbülanslı akışın çalkantılı hareketi, akışkan parçacıklarının hareketinden kaynaklanan hız ve diğer bileşenlerin hesaplanmasını zorlaştırır. Bundan dolayı hız bileşenleri için sadece zamanın fonksiyonu olarak ifade etmek yerine, hızı belirli bir zaman periyodunda hesaplanan ortalama bir hız değeri ile zamanın fonksiyonu olarak salınım yapmakta olan türbülans çalkantı hız bileşenlerinin toplamı şeklinde tanımlayabiliriz. [17]



Şekil 3.9 Türbülanslı akımda hız bileşenleri [16]

Türbülanslı akışta, Şekil 3.9' da görüldüğü gibi (\bar{u}) simgesi hızın belirli bir zaman için T periyodundaki ortalama değeri, (u') simgesi de zamanın fonksiyonu olarak salınım yapmakta olan türbülans çalkantı hız bileşenini ifade eder. Bu simgeler diğer akış özellikleri için de kullanılmaktadır.

$$u(t) = \bar{u} + u'(t) \quad (3,5)$$

u hızı için zaman ortalama değeri şu şekilde hesaplanır.

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_{t=0}^T u(t) dt \quad (3,6)$$

Navier Stokes denklemlerinde, yukarıda hız ifadelerinde belirtildiği gibi diğer akış özellikleri için de zaman ortalaması ile beraber çalkantı bileşenlerinin eklenmesiyle türbülanslı akış için daha karmaşık ifadeler ortaya çıkacaktır. Bu karmaşık denklemlerin çözümü için farklı türbülans modelleri geliştirilmiştir. Bu türbülans modellerinden bazıları şunlardır.

- 1- Sıfır Denklem Modeli
 - a- Prandtl Karışım Uzunluğu Modeli
 - b- Cebeci-Smith Modeli
 - c- Baldwin-Lomax Modeli
- 2- Tek Denklem Modeli
- 3- İki Denklem Modeli
 - a- Standart $k-\varepsilon$ Modeli
 - b- Nonlinear (anisotropic) $k-\varepsilon$ Modeli
 - c- $k-w$ Modeli
- 4- Large Eddy Simulation (LES) (Büyük Girdap Simülasyon Modeli)
- 5- Direct Numerical Simulation (DNS) (Doğrudan Sayısal Simülasyon Modeli)
- 6- Reynolds Averaged (Reynolds Ortalamalı) Navier-Stokes (RANS) Modeli

Türbülans modelleri için en genel haliyle bu şekilde bir sınıflandırma yapılabilmektedir.[18] Bu türbülans modelleri arasında bu tez çalışmasında Standart $k-\varepsilon$ Modeli kullanılmıştır.

3.2.1.1.1 Standart $k-\varepsilon$ Türbülans Modeli

Standart $k-\varepsilon$ türbülans modelinde k : türbülans kinetik enerjisini ve ε ise bu kinetik enerjinin yayılım hızını ifade eder [19]. Bu modelde ani kinetik enerjiyi $k(t)$ şeklinde bir fonksiyon olarak tanımlayabiliriz. Bu durumda ani kinetik enerji; “K” ile gösterilen ortalama kinetik enerji ile “k” ile gösterilen türbülans kinetik enerjinin toplamına eşittir.

$$k(t) = K + k \quad (3,7)$$

$$K = \frac{1}{2}(\overline{u}^2 + \overline{v}^2 + \overline{w}^2) \quad (3,8)$$

$$k = \frac{1}{2}(u'^2 + v'^2 + w'^2) \quad (3,9)$$

Birçok HAD probleminde, girişteki türbülans büyüklüklerinin belirlenmesi zor olabilir ve bir takım mantıklı mühendislik kavramlarının genellikle uygulanması gerekir. Bu türbülans kinetik enerjisi k ve yitimi (kayıbı/dissipasyonu) ε büyüklüklerinin HAD çözümünde önemli bir etkiye sahip olmasından dolayıdır. Çoğu durumda uygulamada k ve ε 'un kolayca ölçülebilir ölçüm değerleri nadir bulunur. Keşfedici tasarım hesaplamalarında, türbülans modellerini çalıştırmak için herhangi bir sınır şartı bilgisinin yokluğu problemi karmaşık yapar. Tercihen deneysel olarak doğrulanmış büyüklüklerin daima k ve ε için giriş şartları olarak uygulanmasıdır. Bununla birlikte bu büyüklükler mevcut değilse, o zaman bu değerlerin mantıklı mühendislik varsayımları kullanılarak öngörülmesi gerekir ve alınan seçimin etkisi farklı simülasyonlarla doğruluk testlerine karşı incelenilmelidir [20].

3.2.1.1.1 Türbülans Modeli Seçimi

Bir türbülans modelini akış karakteristiğini tanımlayan temel denklemleri çözebilmek için gerekli olan hesaplama işlemi olarak tanımlayabiliriz. Son yıllarda iki denklemlilik model k - ε ve Reynolds Gerilme Modeli ticari yazılımlarda en çok kullanılan yöntemlerdir. Endüstriyel uygulamaların çoğunda standart k - ε modeli yeterli çözümler sağlamasına rağmen daha özel akış problemlerinin karşılaşıldığı durumlarda optimum türbülans modelini belirlemek gerekebilir. [20]

İki denklemlilik bir türbülans modeli olan *standart k-ε modeli*, Reynolds ortalamalı bir türbülans yaklaşımı olan bu model iyi kurulmuş, geniş geçerliliği olan ve ilgili birçok endüstriyel akışlar için mantıklı çözümler veren bir modeldir. [20] Deney sonuçları ile uyumundan ve ağ yakınsamasından dolayı bu tez çalışmasındaki sayısal analizleri *standart k-ε modeli* türbülans modeli ile yapmanın yeterli olduğu kanaatine varılmıştır. Bu alanda hala birçok araştırma yapılmaktadır ve sürekli yeni modeller önerilmektedir. Endüstriyel olarak ilgili akışların tüm aralığı boyunca karşılaşılabilen türbülans durumları zengin, karmaşık ve çeşitlidir. Hiçbirisinin evrensel olarak tüm

akışlar için geçerli olması beklenmediğinden artık bu durumları kapsayabilen tek bir türbülans modelinin olmadığı kabul edilmektedir.

HAD'da farklı tipteki türbülanslı akışlar farklı türbülans modeli uygulamalarını gerektirir. Yetersiz bilgi durumunda uygun bir model seçiminin engellenmesi halinde, türbülans analizine bir başlangıç noktası olarak standart k-ε modeli gibi iki denklemlilik bir modelin kullanımını şiddetle teşvik edilmektedir. Bu model geometri veya akış rejimi girdisine bağıllık taşımadığından en basit seviyeden kapamayı sunar. Türbülans modeli seçimine ilk adım olarak alınan standart k-ε modeli güçlü ve karalıdır ve bazı uygulamalarda daha gelişmiş türbülans modellerinden herhangi birisi kadar iyidir. Kuruma özel kodlar ile ticari kodların büyük bir çoğunluğu genellikle türbülanslı akışları ele alırken varsayılan seçenek olarak bu modeli koyarlar. Model endüstriyel uygulamalarda bir fiili standart olmuş olduğundan ve hala endüstriyel hesaplamaların esas yükünü çeken etmen olarak kaldığından, bu tamamen şaşırtıcı değildir. [20]

3.2.2 Sonlu Hacimler Metodu

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizinin temelinde sonlu hacimler metodu kullanılmaktadır. Akış analizi yapılacak olan modelin önce belirli geometrik hacimlerden oluşan ağ yapısı oluşturulur. Bu yöntemde akış hacmi küçük kontrol hacimlerine bölünür ve temel korunum yasaları bu kontrol hacimlerine uygulanır. Beş adet temel kısmi diferansiyel denklem bu metoda göre çözülür. Bu denklemlerde kütle korunumu yanında, x, y ve z yönündeki momentum denklemleri ile enerji denklemi bulunur. Bu denklemlerin içinde yedi adet bilinmeyen bulunur. Bunlar:

- Hızın x yönündeki bileşeni, u
- Hızın y yönündeki bileşeni, v
- Hızın z yönündeki bileşeni, w
- Yoğunluk, ρ
- Basınç, P
- Sıcaklık, T
- Özgül enerji, u

Yukarıdaki herhangi bir \emptyset bilinmeyeni için korunum yasalarının genel hali şu şekilde yazılabilir:

$$\begin{aligned} \Phi \text{ nin kontrol hacmi} & & \text{Konveksiyon} & & \text{Difüzyon nedeniyle} & & \Phi \text{ nin kontrol} \\ \text{içerisinde zamana bağlı} & = & \text{nedeniyle kontrol} & + & \text{kontrol hacmine } \Phi & + & \text{ hacmi içerisinde} \\ \text{artışı} & & \text{hacmine } \Phi \text{ akısı} & & \text{akısı} & & \text{ zamana bağlı} \\ & & & & & & \text{ oluşumu} \end{aligned}$$

Bu beş temel denkleme ek olarak ayrıca türbülans model denklemleri de eklenebilir. Bu çalışma için standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. HAD yazılımı bilinmeyenleri her bir kontrol hacmi için verilen başlangıç tahmininden başlayarak iterasyonlar yaparak hesaplar. Doğru sonuçlar almak için yeterli sayıda iterasyon yapmak ve yakınsamış çözümler elde etmek gerekir. “Yakınsama kriterleri program içerisinde uygulamaya bağlı olarak belirlenebilir. [21]

3.2.3 Taguchi Optimizasyon Yöntemi

Taguchi Yöntemi; zorlu deneysel tasarım süreçlerindeki değişkenlerin azaltılmasını sağlar. Yöntemin temel amacı; düşük maliyet ve sürelerde yüksek kalitede ürün imal edebilmektir. Taguchi Yöntemi Japon Mühendis Dr. Genichi Taguchi tarafından geliştirilmiştir. Taguchi; bir proseste farklı parametrelerin o proseste etkilerini araştırmak için deneysel tasarımlarda kullanılmak üzere bu yöntemi geliştirmiştir. Taguchi'nin önerdiği bu deneysel tasarım yönteminde, bir proses için belirlenen her bir parametrenin ve parametrelerin her bir seviyesinin o proseste etkisini belirlemek için ortogonal dizilimler kullanılır. Farklı parametreler ve farklı seviyelerin kombinasyonlarıyla oluşacak test sayısı oldukça yüksektir. Taguchi Yöntemi bu test sayılarını önemli ölçüde azaltmaktadır [22]. Diğer taraftan test sayısında elde edilen azalma, faktörler arasındaki etkileşimlerin belirli ölçüde gözardı edilmesinden kaynaklanmaktadır. Taguchi Deney Tasarımı Yöntemi'nde elde edilen deney sonuçları sinyal/gürültü (S/N) oranına çevrilerek değerlendirilmektedir. Sinyal/gürültü oranı küçük değer iyi olduğu veya büyük değer iyi olduğu ayrıca nominal değer iyi olduğu kalite değerlerine göre farklı şekillerde hesaplanır ve analiz edilir. Hangi S/N oranı değerlendirilmede kullanılırsa kullanılsın, sonuç olarak karşımıza çıkan değerlerde daha büyük olan S/N oranı daha iyi deney sonucunu ifade eder. Böylelikle deneylerde ele alınan faktörlerin seviyeleri içerisinde en yüksek S/N oranına sahip olan değerler en iyi performansı verecektir. Bunun yanı sıra varyans analizi (ANOVA) ile hangi proses üzerinde hangi faktörlerin ne derecede önemli oldukları istatistiksel olarak ortaya konulur. Hem S/N oranı, hem de varyans analizi yardımı ile de faktörlerin, prosesi optimum performansa ulaştıracak kombinasyonu tespit edilir [23].

Çizelge 3.1 Ortogonal dizilim seçim tablosu

		PARAMETRE SAYISI								
		2	3	4	5	6	7	8	9	10
SEVİYE SAYISI	2	L4	L4	L8	L8	L8	L8	L12	L12	L12
	3	L9	L9	L9	L18	L18	L18	L18	L27	L27
	4	L16	L16	L16	L16	L32	L32	L32	L32	L32
	5	L25	L25	L25	L25	L25	L50	L50	L50	L50

Taguchi yöntemi daha çok deneysel çalışmalarda kullanılmak üzere geliştirilmiştir. Fakat bu çalışmada Taguchi yöntemi sayısal deney olarak da tanımlanan HAD ile yapılan analizler için kullanılmıştır. Sayısal çalışmalarda yapılan analizler; tekrarlanması durumunda deneysel analizlerdeki gibi sonuçlarda farklılık (ortam şartlarından etkilenme, ölçme hataları vb. gibi sebeplerden dolayı) göstermeyeceğinden bu çalışmada sinyal/gürültü (S/N) analizi yapmaya gerek kalmamıştır. Belirlenen dört ayrı parametrenin her biri için üç farklı seviye bulunmaktadır. Parametre ve seviye sayısına göre hangi ortogonal dizilimin kullanılacağını belirleyebilmek için Çizelge 3.1’de ortogonal dizilim seçim tablosunun ilgili bölümü verilmiştir. Bu tez çalışmasında, sayısal analizler yapılmadan önce parametre ve seviyeler belirlendikten sonra varyans analizi yapılarak Fluent programında yapılacak olan analiz sayısı düşürülmüş olacaktır. Böylelikle hem zamandan tasarruf sağlanacak hem de en uygun analiz sonucu elde edilmiş olacaktır. Çizelge 3.2’de ortogonal dizilim seçim tablosuna göre 4 parametre ve üç seviyeden oluşan L9 dizisi gösterilmektedir.

Çizelge 3.2 Ortogonal dizilim tablosuna göre seçilmiş 19 ortogonal dizilimi

Analiz No	Kolonlar			
	Parametre-1	Parametre-2	Parametre-3	Parametre-4
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

4. DENEYSSEL ÇALIŞMALAR

Deneysel çalışmalar, fabrikada faal olarak kullanılmakta olan fan hüresinden sonra yer alan hücre içerisinde difüzörün olduğu ve olmadığı durumlar için gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar için öncelikle Şekil 4.1’de görülen deneyin yapılacağı klima santrali test ünitesi ve ortamı deneye hazır hale getirilerek, deneye uygun şartlar oluşturulmuştur.



Şekil 4.1 Klima santrali test ünitesi genel görünüm

Deneysel çalışmalar için klima santralinde bazı ön hazırlıklar yapılmıştır. Bu bağlamda fan hüresi ve ölçümlerin yapılacağı boş hücre içerisi güvenlik açısından atık malzemelerden temizlenmiştir. Yüksek devir ile dönen fanın sebep olacağı hava akımı dolayısıyla atık haldeki vida benzeri metal parçalar yaralanmalara yol açacaktır. Ayrıca fanın dönen çarkına zarar verebileceği gibi çalışan diğer parça ve deney ölçüm cihazlarına da olumsuz etki edebilir. Bu hazırlıklardan sonra, fandan sonraki hücre içerisinde bulunan V tipi delikli difüzör çıkarılmıştır. Deneyler öncelikle içinde delikli difüzör olmadan boş haliyle yapılacak sonra içerisine delikli difüzör monte edilerek ölçüm yapılacaktır. Deneyde temelde bu farklı iki durum için basınç ölçümleri yapılarak hücre içerisindeki basınç düşümü belirlenecektir.

4.1. Difüzörsüz Boş Hücrede Yapılan Deneyler



Şekil 4.2 Difüzörü sökülmüş boş hücre

Fandan sonra yer alan klima santrali hücresinde difüzörün sebep olacağı basınç düşümünün anlaşılması için deneyler önce difüzör takılı olmadan yapılacaktır. Sonra aynı şartlarda difüzör montajı yapılarak deneyler tekrar yapılacaktır. Elde edilen veriler ışığında hücrenin içerisinde basınç düşümü bulunacaktır. Fandan sonraki santral hücresi içerisinde bulunan difüzör Şekil 4.2’de görüldüğü gibi sökülerek tamamen boş hale getirilmiştir. Çoğu klima santrali üreticisi fandan sonra delikli bir difüzör kullanmadan Şekil 4.2’de görülen resimdeki gibi boş hücre kullanmaktadır. Boş hücreye gerekli hava akımını verebilmek için, boş hücreye monte edilmiş vaziyette bulunan fan hücresi içerisine uygun model santrifüj fan yerleştirilmiştir. Bu fan Şekil 4.3’de görülen Nicotra Gebhardt RDH 630-R model frekans invertörlü bir fanıdır. Frekans invertörlü olması, farklı frekanslarda çalışabilen elektrik motoru sayesinde istediğimiz hızlarda hava akışını gönderebilmemizi sağlamaktadır. Uygun frekansa göre belirli debiyle dönen elektrik motoru ona bağlı olan kayış kasnak sistemiyle fan çarkının dönmesini sağlayarak istenilen hızda hava gönderilebilmektedir.

4.1.1. Deneyde Kullanılan Cihazlar



Şekil 4.3 Santrifüj fan

- Frekans İvertörlü Santrifüj Fan

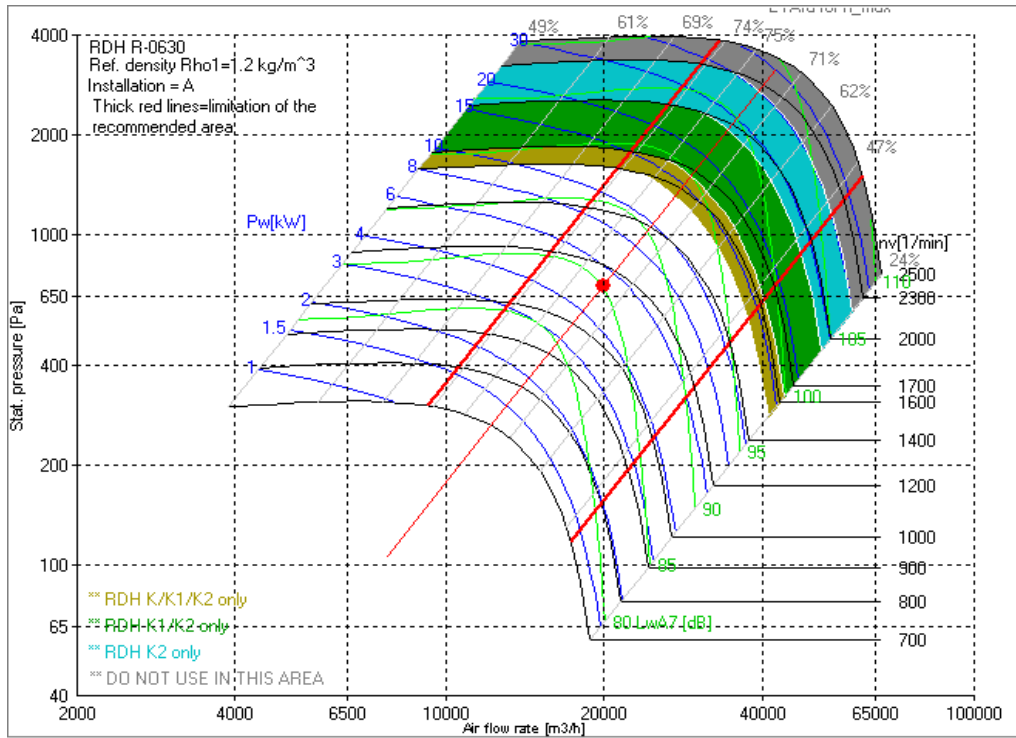
Deneyde Şekil 4.4’de etiketi görünen Nicotra Gebhardt RDH 630-R model frekans invertörlü bir fan kullanılmıştır (Şekil 4.3). Fanın fabrikadan alınan çalışma eğrisi grafiği de Şekil 4.5.b ’da gösterilmiştir. Bu çizelgeye göre fan Şekil 4.5.a ’da gösterilen frekans kontrol panelinde maksimum 50 Hz frekansa kadar ayarlanabilmektedir. Fabrika verilerine göre bu en yüksek frekanstaki çalışma debisi 19880 m³/h olup Şekil 4.5.b’de ise bu debinin yaklaşık 20000 m³/h olduğu görülmektedir. Yine fabrika verilerine göre 50 Hz frekanstaki fan çıkışındaki ortalama hava hızı 11.4 m/s olmaktadır.



Şekil 4.4 Fan etiketi



Şekil 4.5.a Fanın frekans kontrol paneli



Şekil 4.5.b Fan çalışma eğrisi

- Basınç Ölçüm Cihazı

Denyde hücre içerisindeki basınç farkını ölçebilmek için uygulamada klima üreticileri tarafından sıklıkla kullanılmakta olan Testo 435-4 model Şekil 4.6’da görülen cihaz kullanılmıştır. Şekil 4.7 da görülen aparatlar ise cihaza takılan ve basınç ölçümünün yanısıra hız, nem vb. başka özelliklerin de ölçülmesini sağlayan gereçlerdir. Basınç ölçümü için ise uygun aparat takıldıktan sonra basıncın ölçüleceği mahalın içerisine plastik esnek bir boru uzatılmıştır.



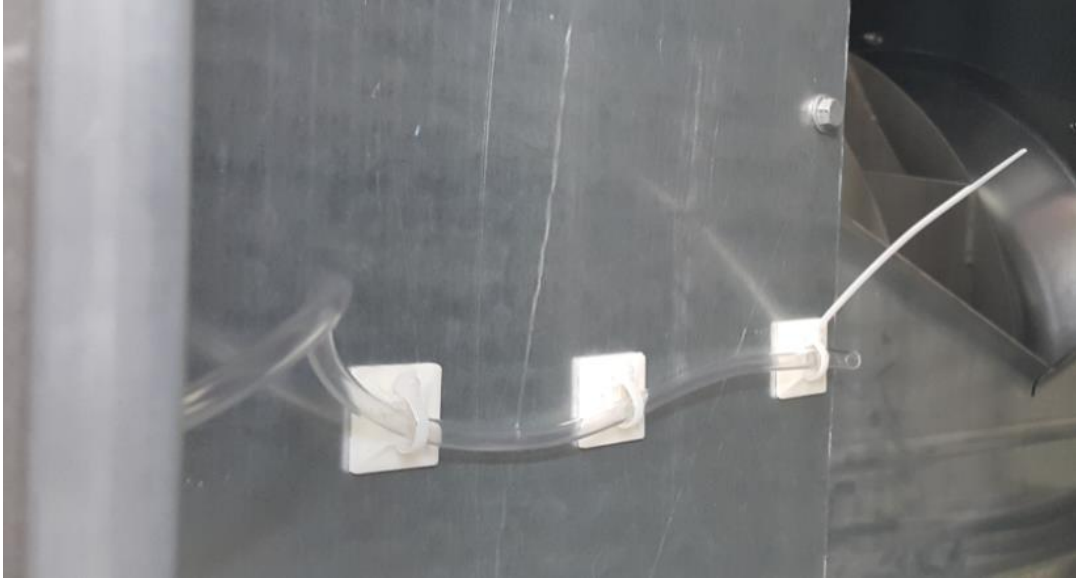
Şekil 4.6 Basınç ölçüm cihazı[24]



Şekil 4.7 Basınç ölçüm cihaz aparatları[24]

4.1.2. Basınç Ölçüm Deneyinin Yapılması

Deneyde basınç ölçüm cihazının ölçüm ucu mahalın içerisine girebilmesi için santral hücresi üzerine birkaç adet delik açılmıştır. Açılan bu deliklerden Şekil 4.8’de gösterildiği gibi esnek bir plastik boru basıncı ölçmek istediğimiz noktaya kadar uzatılmıştır. Uzatılan bu boru bir ucu basınç ölçüm cihazında diğer ucu ise klima santrali hücresinin içerisine yerleştirilmiştir.



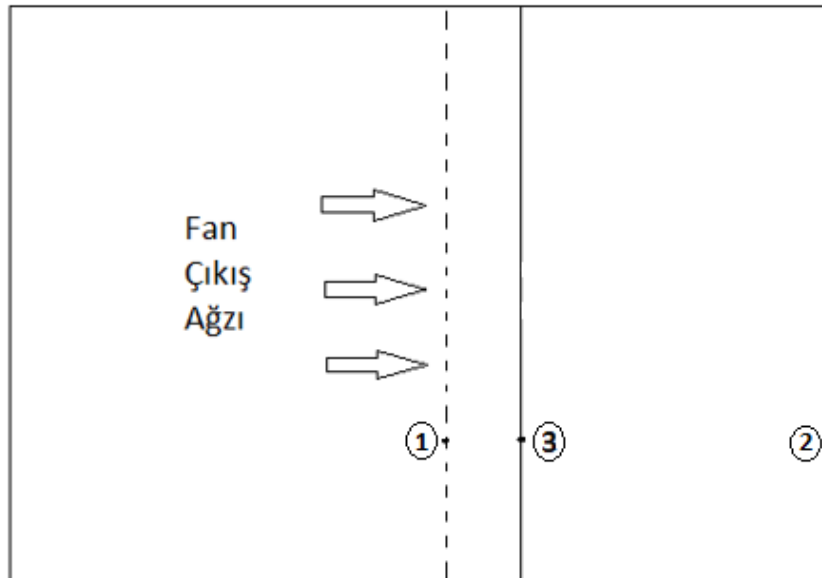
Şekil 4.8 Basınç ölçümü için uzatılan plastik esnek boru

Basınç ölçümleri Şekil 4.9' da gösterildiği gibi üç ayrı noktada yapılmıştır. Bu noktalar difüzörlü haldeki deneyler için de geçerli olacaktır. Buna göre bu noktaları şöyle tanımlayabiliriz.

1 noktası: Fan hava çıkış noktası

2 noktası: Boş hücre sonu hava çıkış noktası

3 noktası: Difüzör önü hava giriş noktası (kullanıldığı takdirde)



Şekil 4.9 Basınç ölçümü alınan noktaları gösteren şematik resim

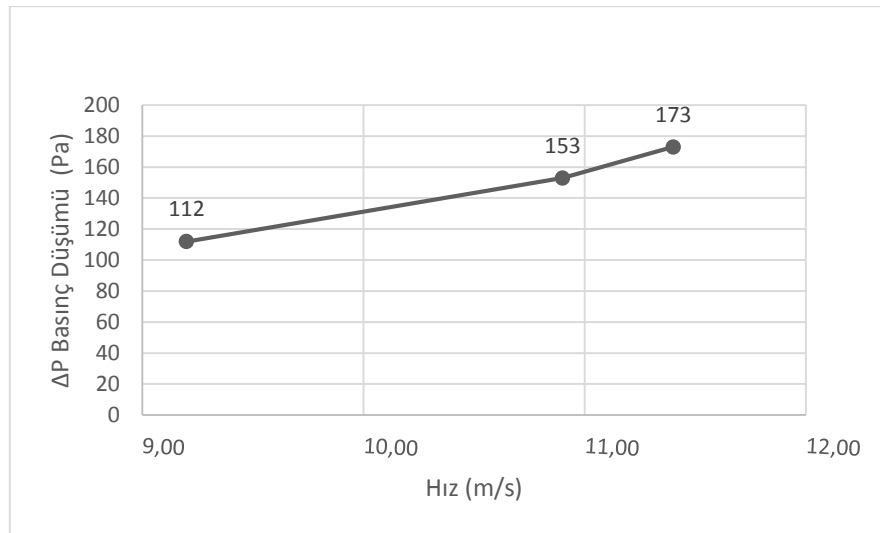
Deney için fan üç farklı hızda çalıştırılarak değişik hızlar için sonuç alınmak istenmiştir. Frekans kontrol panelinden ilk olarak 50 Hz en büyük frekans seçilerek fanın bağlı olduğu elektrik motoru çalıştırılmıştır. Bu frekans için fan çıkış hızın 11.4 m/s olduğu fabrika katalog verilerinden bilinmektedir. Bu hızın haricinde motor iki farklı hızda daha çalıştırılarak deneyler yapılmıştır. 47.8 Hz ve 40.2 Hz frekans değerleri ile motor farklı iki hızda daha çalıştırılarak deneyler tamamlanmıştır.

4.1.3 Basınç Ölçüm Deney Sonuçları

Çizelge 4.1 Difüzörsüz halde basınç ölçüm deney sonuçları

Hız [m/s]	P1 [Pa]	P2 [Pa]	P3 [Pa]	$\Delta P = P1 - P2$ [Pa]
11,4	940	767	793	173
10,9	853	700	707	153
9,2	609	497	507	112

Çizelge 4.1’de de görüldüğü gibi difüzör kullanılmadan yapılan basınç ölçüm deneyinin sonuçları görülmektedir. Çizelgedeki Basınç düşümü ΔP 1 ve 2 noktaları arasındaki basınç farkını göstermektedir. Yani fan çıkışı ile boş hücrenin çıkışı arasındaki basınç farkını ifade etmektedir. Buna göre çizelge 4.1’deki verilerden, farklı hızlardaki basınç düşümleri Şekil 4.10 ‘daki gibi olmaktadır.



Şekil 4.10 Difüzörsüz deney için hız-basınç basınç düşümü grafiği

- **Boyutsuz Sayılar ve Grafikleri**

Akışın Reynolds Sayısının hesabı için

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (4,1)$$

D_h : Hidrolik Çap, Kare kesitli fan çıkış ağzı için $D = \frac{4A}{\zeta} = \frac{4a^2}{4a} = a$ yani bir kenar uzunluğuna eşit olur. Fan çıkış ağzının bir kenar uzunluğu $a = D_h = 0,8$ m'dir.

V hızı fan çıkış ağzında üç farklı değer almaktadır.

Deney şartlarında, 300 K ve 1 atm basınçta havanın yoğunluğu ve dinamik viskozitesi

$$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3 \text{ ve}$$

$$\mu = 1,78 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

Bu verilere göre Re sayıları Çizlege 4.2 'deki gibi olur.

Çizlege 4.2 Hızlara göre hesaplanan re sayıları

Dinamik Viskosite μ (kg/ms)	Yoğunluk ρ ($\frac{kg}{m^3}$)	Hidrolik Çap D_h (m)	Hız V (m/s)	Re Sayısı
0,0000178	1,225	0,8	11,4	627640
0,0000178	1,225	0,8	10,9	600112
0,0000178	1,225	0,8	9,2	506517

Bir başka boyutsuz sayı olan Basınç Düşüm Katsayısı K ise basınç düşümüyle ilgili olup şu şekilde hesaplanır.

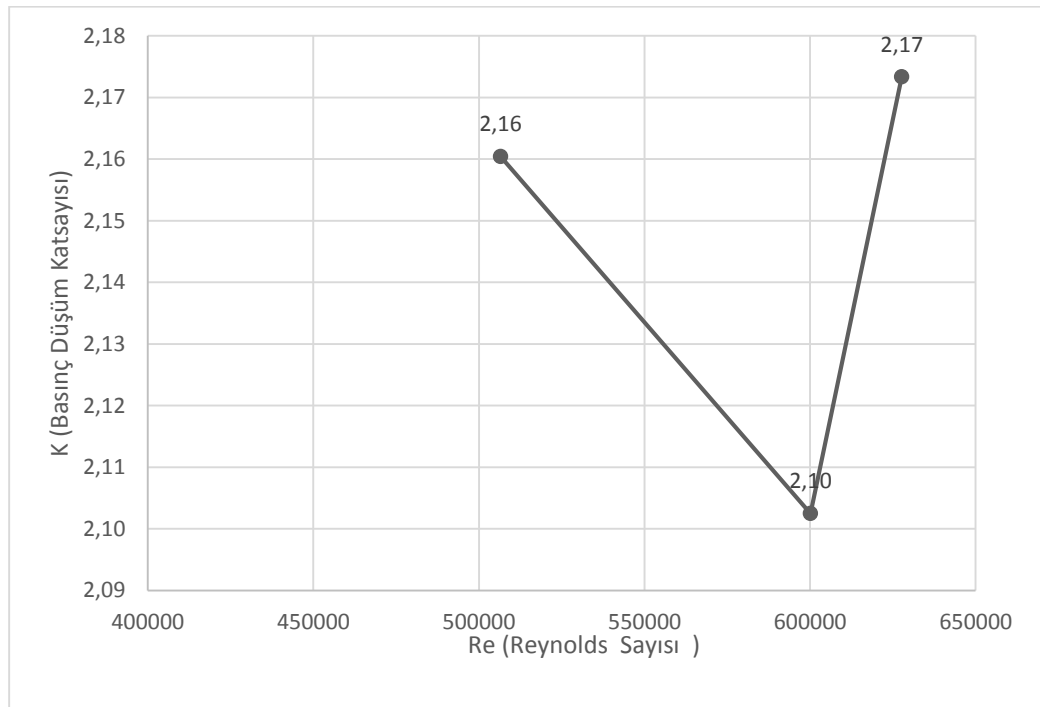
$$K = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (4,2)$$

Denklem (4,2) de belirtilen K boyutsuz sayısı akışın basınç düşümünün ifade eden bir parametredir. Bu sayının farklı hızlara karşılık gelen değerleri ise Çizlege 4.3'de gösterilmiştir.

Çizlege 4.3 Hızlara göre basınç düşüm katsayıları

Yoğunluk $\rho \left(\frac{kg}{m^3}\right)$	Hız V (m/s)	Basınç Düşümü ΔP [Pa]	Basınç Düşüm Katsayısı K
1,225	11,4	173	2,17
1,225	10,9	153	2,10
1,225	9,2	112	2,16

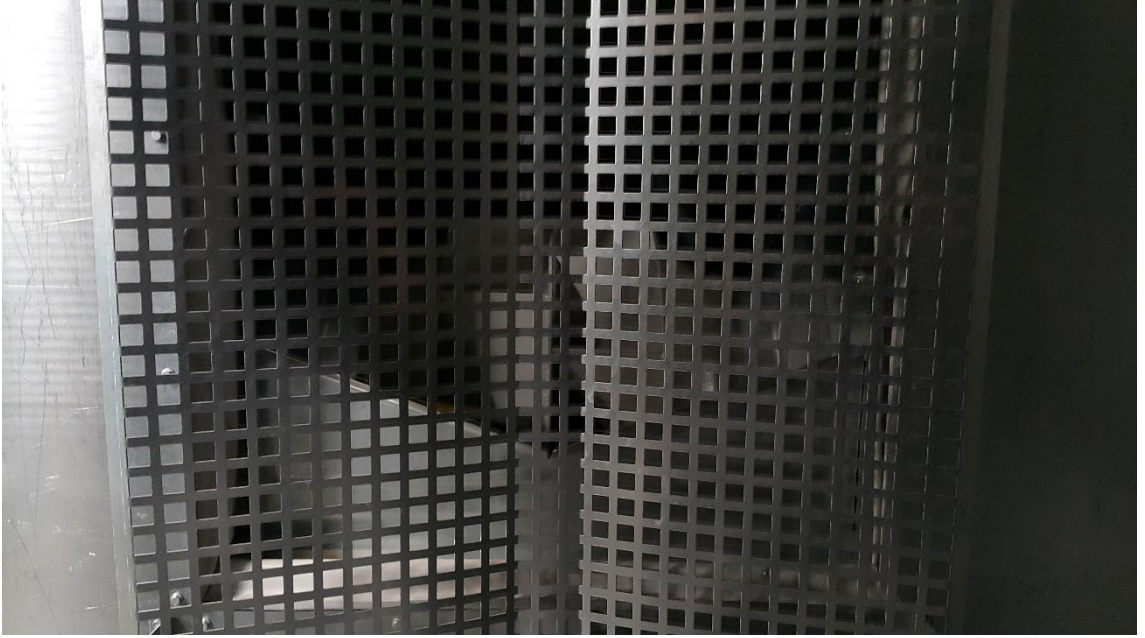
Elde edilen bu Re ve K boyutsuz sayılarının birbirine göre değişimi Şekil 4.11’de gösterilmiştir.



Şekil 4.11 Difüzörsüz halde ölçülen re sayısı-k basınç düşümü değişimi

Şekil 4.11’de görüldüğü gibi içi boş difüzörsüz hücrenin üç farklı Re sayısı için sürtünme faktörleri gösterilmiştir. Buna göre bu üç farklı durum için deneysel verilere göre bu grafik çizilmiştir.

4.2. Delikli Difüzörlü Hücre İçin Yapılan Deneyler



Şekil 4.12 Deneyi yapılan delikli difüzör

Klima santrali hücresi içerisinde difüzör olmadan deneyler yapıldıktan sonra, aynı şartlarda içerisine fabrikada faal olarak kullanılmakta olan kare delikli şekildeki difüzör monte edilmiştir (Şekil 4.12) .

Difüzör ölçüleri: Kalınlık (e): 2 mm

Açı (θ) : 150°

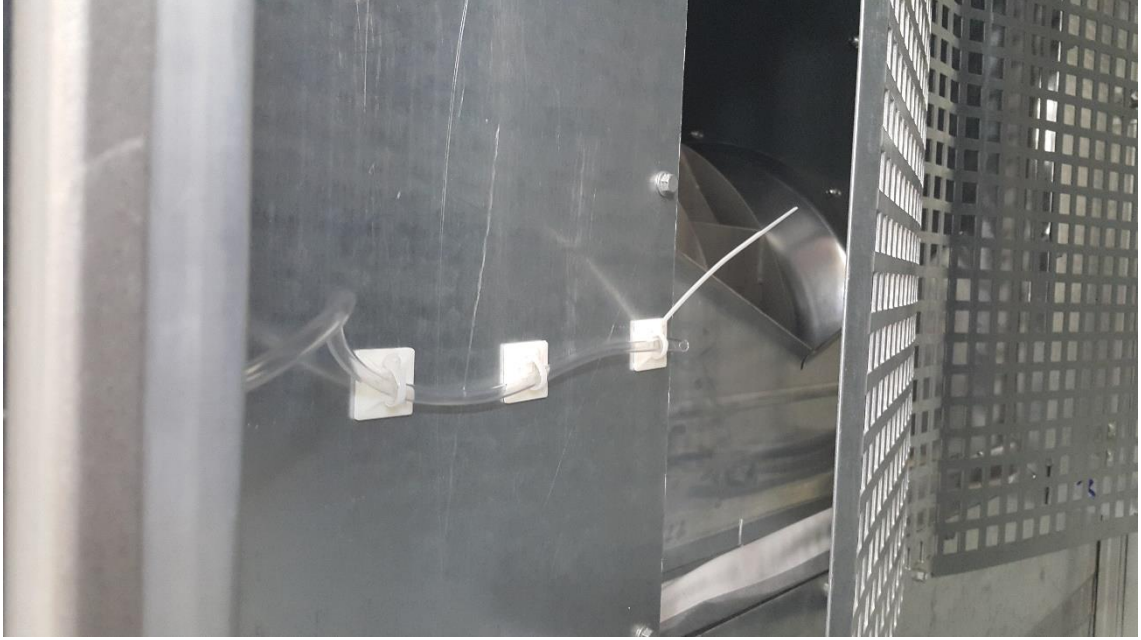
Delik Şekli: Kare (bir kenarı 20 mm)

Difüzör yüksekliği: 900 mm

DeneySEL Difüzörün Porozitesi δ : 0.42

Kaba ölçüleri yukarıda verilen difüzör monte edildikten sonra önceki deneylerde olduğu gibi boş hücre ile fan hücresi beraber hava sızdırmayacak şekilde montajı yapılarak basınç probu ve esnek plastik boru gerekli yere takılmıştır. Frekans invertörlü fan elektrik motoru yine aynı üç farklı frekansta çalıştırılarak fanın üç değişik seviyede

hız meydana getirmesi sağlanmıştır. Plastik esnek boru Şekil 4.13’de gösterildiği gibi difüzörden hemen önce hava geçiş noktasına sabitlenmiştir.

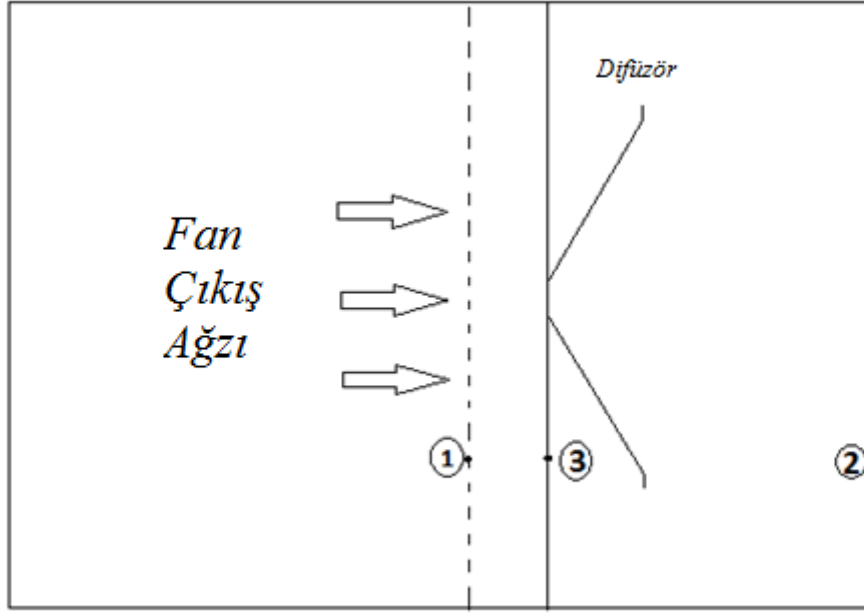


Şekil 4.13 Basınç ölçümünün yapıldığı yer

4.2.1. Delikli Difüzörlü Hücre İçin Basınç Ölçüm Deneyinin Yapılması

Deney için fan önceki deneylerde olduğu gibi üç farklı hızda çalıştırılarak değişik hızlar için sonuç alınmak istenmiştir. Frekans kontrol panelinden ilk olarak 50 Hz en büyük frekans seçilerek fanın bağlı olduğu elektrik motoru çalıştırılmıştır. Bu frekans için fan çıkış hızının 11.4 m/s olduğu fabrika katalog verilerinden bilinmektedir. Bu hızın haricinde motor iki farklı hızda daha çalıştırılarak deneyler yapılmıştır. 47.8 Hz ve 40.2 Hz frekans değerleri ile motor farklı iki hızda daha çalıştırılarak deneyler tamamlanmıştır. Fakat burada difüzörsüz haldeki deneylerden farklı olarak her bir hız değeri için ikişer adet deney yapılmıştır. Deneyde yine Nicotra Gebhardt RDH 630-R model frekans invertörlü bir fan kullanılmıştır. Difüzörsüz deneydeki gibi aynı basınç ölçüm cihazı olan Testo 435-4 model cihaz kullanılmıştır. Ölçüm yine aynı üç noktadan alınmıştır. Bu noktadaki basınçlar Şekil 4.13’ de belirtildiği gibi santral içerisine dışarıdan delinen deliklerden uzatılan esnek plastik boru vasıtasıyla ölçülmüştür. Esnek

borunun bir ucu basınç ölçüm cihazına diğer ucu ise mahalin içerisinde numaralandırılmış yerlere yerleştirilmiştir.



Şekil 4.14 Difüzörlü halde basınç ölçümü yapılan noktaları gösteren şematik resim

Basınç ölçümleri Şekil 4.14'de gösterildiği gibi üç ayrı noktada yapılmıştır. Bu noktalar difüzörsüz haldeki deneylerdeki gibi ayarlanmıştır.

Buna göre bu noktaları şöyle tanımlayabiliriz.

1 noktası: Fan hava çıkış noktası

2 noktası: Boş hücre sonu hava çıkış noktası

3 noktası: Difüzör önü hava giriş noktası

4.2.2. Delikli Difüzörlü Hücre İçin Deney Sonuçları

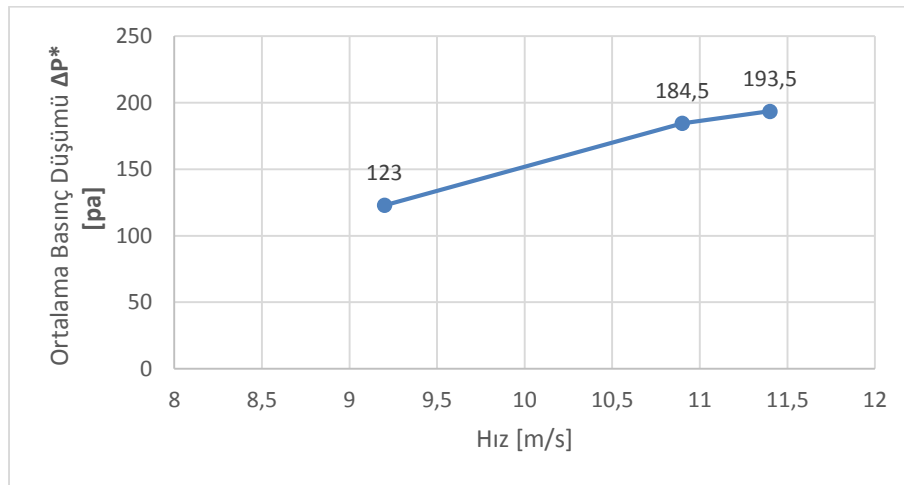
Çizelge 4.4'de de görüldüğü gibi klima santrali hücresinin içerisine difüzör monte edilerek yapılan basınç ölçüm deneyinin sonuçları görülmektedir. Çizelgedeki

Basınç düşümü ΔP 1 ve 2 noktaları arasındaki basınç farkını göstermektedir. Yani fan çıkışı ile boş hücrenin çıkışı arasındaki basınç farkını ifade etmektedir. ΔP_{ort} ise Pa cinsinden difüzörün sebep olduğu deneysel ortalama basınç düşümünü ifade eder.

Çizlege 4.4 Delikli difüzör için basınç düşümü deneyi sonuçları

Deneyler	V [m/s]	P1 [Pa]	P2 [Pa]	P3 [Pa]	ΔP [Pa]	ΔP_{ort} [Pa]
Deney 1	11,4	944	745	729	199	193,5
Deney 2		942	754	729	188	
Deney 3	10,9	873	692	673	181	184,5
Deney 4		876	688	673	188	
Deney 5	9,2	603	486	474	117	123
Deney 6		616	487	475	129	

Buna göre Çizlege 4.4'deki verilerden, farklı hızlardaki basınç düşümleri Şekil 4.15' deki gibi olmaktadır.



Şekil 4.15 Difüzörlü haldeki hızlara göre ortalama basınç düşümleri

- **Boyutsuz Sayılar ve Grafikleri**

Akışın Reynolds Sayısının hesabı için ;

D_h : Hidrolik Çap, Kare kesitli fan çıkış ağzı için $D_h = \frac{4A}{\zeta} = \frac{4a^2}{4a} = a$ yani bir kenar uzunluğuna eşit olur. Fan çıkış ağzının bir kenar uzunluğu 0,8 m dir.

V: hızı fan çıkış ağızı üç farklı değer almaktadır.

Yoğunluğu ve dinamik viskozites hava için 300 K, 1 atm basınçta

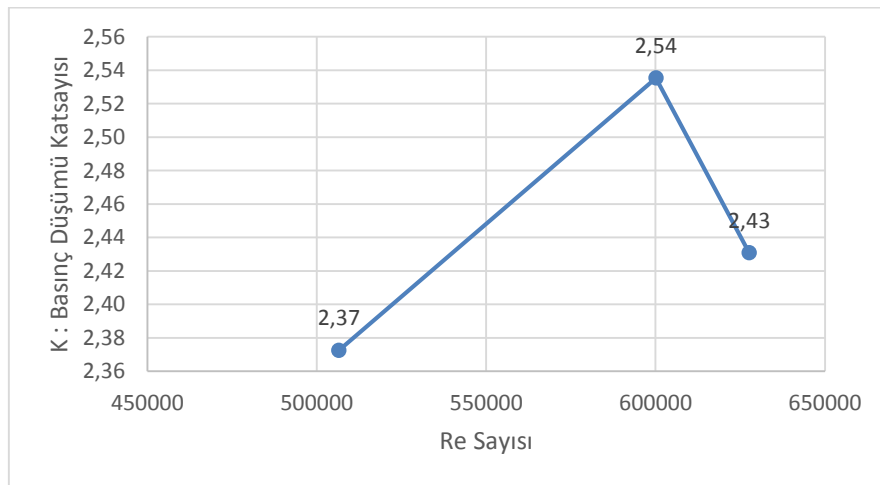
$$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3 \text{ ve}$$

$$\mu = 1,78 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

Bu verilere göre Re sayıları difüzyörsüz akıştaki gibi Çizelge 4.2'deki değerlerle aynı olur. Çünkü santral hücrenin giriş kesiti, hidrolik çap ve hızlar aynı kalmıştır. Fakat diğer boyutsuz sayı olan K değişecektir. Denklem (4,2) den hatırlanacağı üzere K Re sayısından farklı olarak basınç düşümlerine bağlı olduğu için difüzyörlü haldeki K değerleri Çizelge 4.5 'deki gibi olur.

Çizelge 4.5 Difüzyörlü haldeki basınç düşüm katsayıları

Yoğunluk ρ [kg/m ³]	Hız V[m/s]	Basınç Düşümü ΔP [Pa]	Ortalama Basınç Düşümü ΔP_{ort} [Pa]	Basınç Düşümü Katsayısı K
1,225	11,4	199	193,5	2,43
1,225	11,4	188		
1,225	10,9	181	184,5	2,54
1,225	10,9	188		
1,225	9,2	117	123	2,37
1,225	9,2	129		



Şekil 4.16 Re Sayısı-K değişim grafiği (difüzyörlü deney için)

Şekil 4.16’da görüldüğü gibi içerisinde delikli difüzör bulunan hücrenin üç farklı Re sayısı için basınç düşüm faktörleri gösterilmiştir. Fakat burada her bir hız için iki deney yapıldığından dolayı her bir hıza karşılık gelen basınç düşümlerinin ortalaması alınarak, ortalama basınç düşümüne göre K değeri hesaplanmıştır. Buna göre toplamda bu üç farklı Re Sayısı için K değeri grafiği çizilmiştir.

Böylelikle burada yapılan deneysel çalışmalar tamamlanmıştır. Özetle deneyler öncelikle difüzsüz haliyle sonra da içerisine difüzör yerleştirilerek gerçekleştirilmiştir. Böylelikle deneyde kullanılan model difüzörün ne kadarlık bir basınç düşümüne sebep olduğunu görmekteyiz buna göre Çizlege 4.6’da hücrenin difüzörlü ve difüzsüz haldeki basınç düşümü karşılaştırılması görülmektedir.

Çizlege 4.6 Difüzörlü ve difüzsüz haldeki deneysel basınç düşümü karşılaştırması

Difüzörlü			Difüzsüz		ΔP^* [Pa]
Hız [m/s]	ΔP [Pa]	ΔP^* [Pa]	Hız [m/s]	ΔP [Pa]	
11,4	199	193,5	11,4	173	20,5
	188				
10,9	181	184,5	10,9	153	31,5
	188				
9,2	117	123	9,2	112	11
	129				

Çizelge 4.6’da dikkat edilirse difüzörün ne kadarlık bir basınç düşümüne sebebiyet verdiğini görebiliriz. ΔP_{ort} ifadesi Pa cinsinden difüzörün sebep olduğu deneysel ortalama basınç düşümünü ifade eder. ΔP^* ise yine Pa cinsinden Difüzörlü haldeki ortalama basınç düşümü ile difüzsüz haldeki basınç düşümleri arasındaki farkı ifade etmektedir. Yani sisteme difüzör eklendiğinde bu derecede fazladan bir basınç düşümü getirecektir. Difüzörün sisteme etkisini basınç kaybı açısından ifade etmektedir.

5. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Sayısal çalışmalar için daha önce de belirtildiği gibi sonlu hacimler metodu temeline dayanan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yazılımı olan ANSYS- Fluent paket programı kullanılmıştır. Bu programda öncelikle deneyi yapılmış olan numunenin üç boyutlu katı modeli oluşturulduktan sonra, modelin ağ yapısı belirlenip daha sonra sayısal analizleri yapılmıştır. Buradan elde edilen verilere göre, yapılan sayısal çalışmalar ile deneysel veriler karşılaştırılarak, seçilen ağ yapısı ve modelin hassasiyeti tartışılacaktır. Böylelikle daha sonra yapılacak olan optimum difüzör tasarımı için veriler elde edilmiş olacaktır.

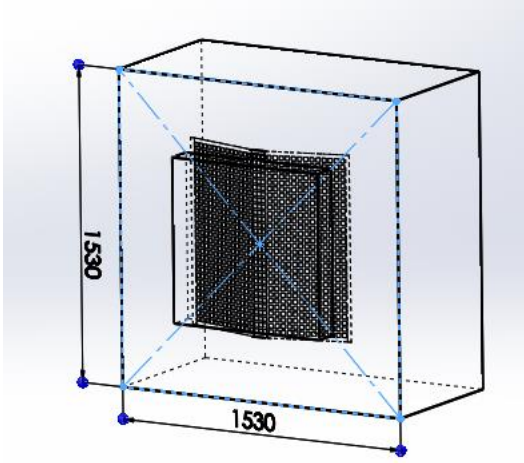
5.1. Deney Numunesi İçin Sayısal Çalışmalar

Deney numunesinin sayısal olarak analizlerinin yapılabilmesi için öncelikle numunenin genel hatlarıyla üç boyutlu katı modelinin oluşturulması gereklidir. Katı model oluşturulurken sayısal analizde basınç düşümü açısından sonucu çok fazla etkilemeyecek ama analizin uzun sürmesine sebep olacak ayrıntılardan ayıklanarak çizilmesi gerekmektedir. Bu yüzden fabrikada deneyi yapılmış olan numunenin, hem boş hücre hem de difüzörün ölçüleri alınmıştır. Hücre boyutları, genişlik ve uzunluk ile beraber, difüzörün boyutları belirlenmiştir. Buna göre numunenin üç boyutlu modeli oluşturulacaktır.

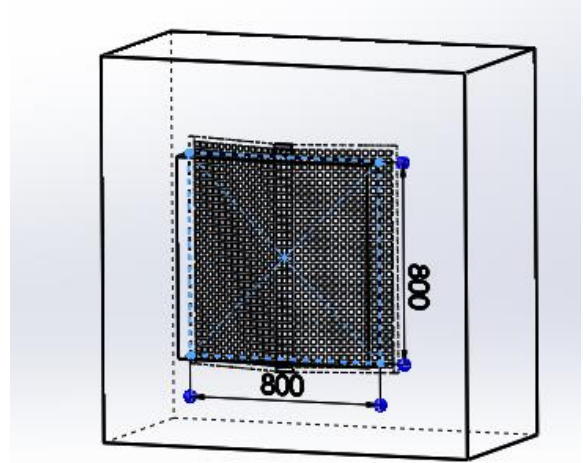
5.1.1 Deney Numunesinin Katı Modelinin Çizilmesi

Numunenin katı modeli ANSYS paket programının içerisinde bulunan Design Modeler modülünde hazırlanacağı gibi başka bir çizim programında hazırlanıp Design Modeler'a okutulabilmektedir. Çizimin daha rahat çabuk oluşturulabilmesi için daha önceden kullanılmakta olan bir çizim programı vasıtasıyla katı model oluşturulup ANSYS-Design Modeler kısmında İmport edilerek okutulmuştur. Böylelikle katı model sayısal analiz programı tarafından hatasız kabul edilerek ağ yapısının oluşturulabilmesi için hazır hale getirilmiştir.

Çizim oluşturulurken bir başka önemli detay ise analizi yapılacak olan modelin simetrik olarak kesilerek yarısının analize gönderilmesidir. Böylelikle analizler daha kısa sürede tamamlanarak zamandan tasarruf yapılacaktır.

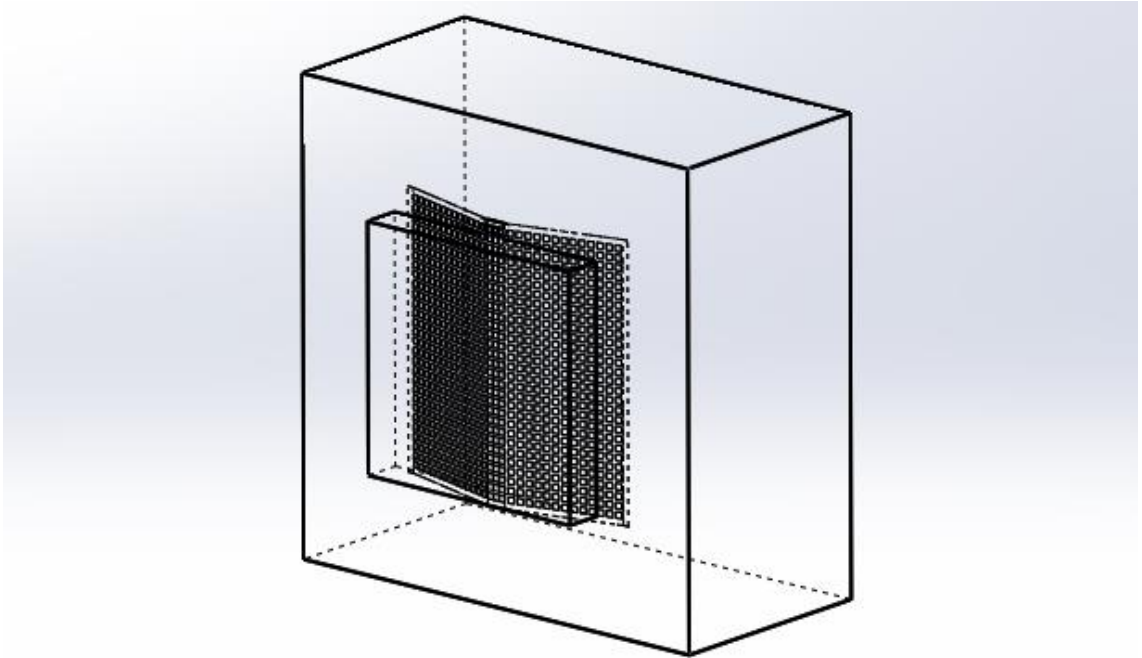


Şekil 5.1 Hücre ebatı

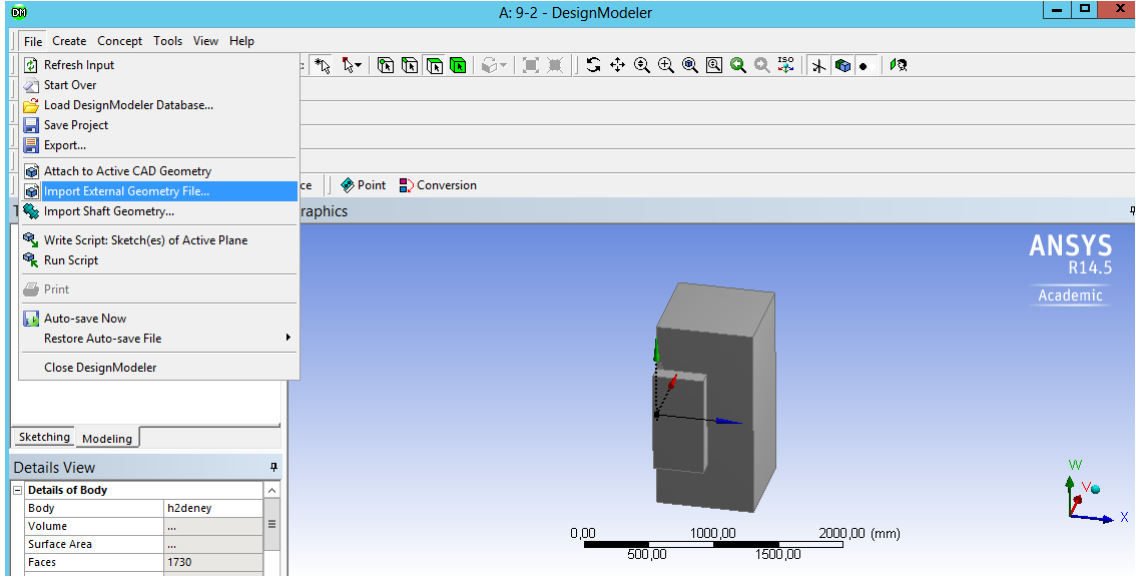


Şekil 5.2 Hücre giriş kesiti

Deney numunesinde olduğu gibi Şekil 5.1’de gösterilen 1530x1530x750 mm ebatında klima santrali hücresi oluşturulmuştur. Şekil 5.2’de ise 800x800x125 mm ebatında fan çıkış ağzından gelen havanın hücreye girdiği bölüm oluşturulmuştur. Bu verilere göre oluşturulan katı modelin tam hali Şekil 5.3’de görülebilmekteir.

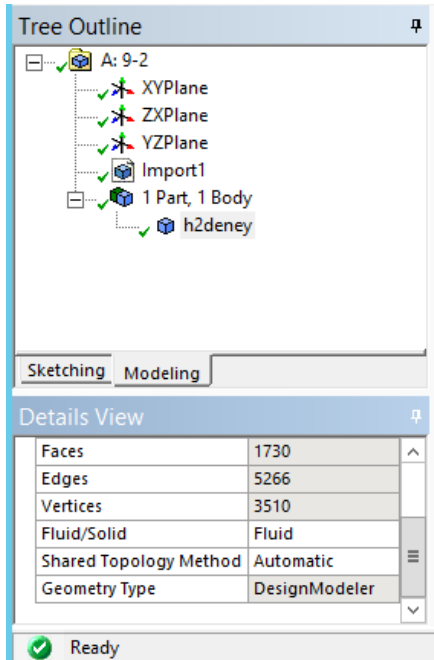


Şekil 5.3 Delikli difüzörlü boş hücre katı modeli

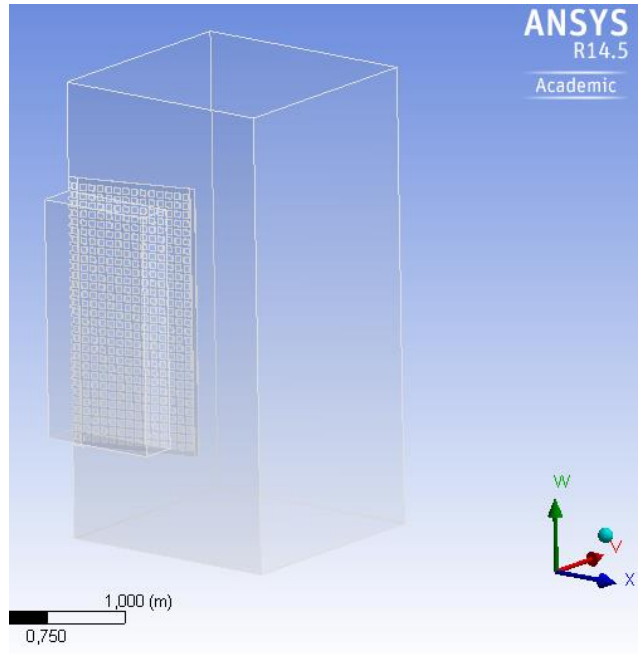


Şekil 5.4 Katı modelin simetrik yarı parçası

Şekil 5.4'de görüldüğü gibi oluşturulan katı modelin simetrik olarak orta ekseninden kesilmiş yarı parçası, ANSYS-Design Modeler kısmında okutulmuştur. Şekil 5.5 da gösterilen kısımda ise Fluid/Solid sekmesinde Fluid seçilerek oluşturulan katı modele akışkan hacmi tanımlanmıştır. Böylelikle katı modelini çizdiğimiz parçanın boş kısımları katı dolu kısımlarını ise akışkan yani hava olarak tanımlamıştır. Bu şekilde şekil 5.6' daki gibi model ağ yapısı (mesh) oluşturmaya hazır hale getirilmiştir.



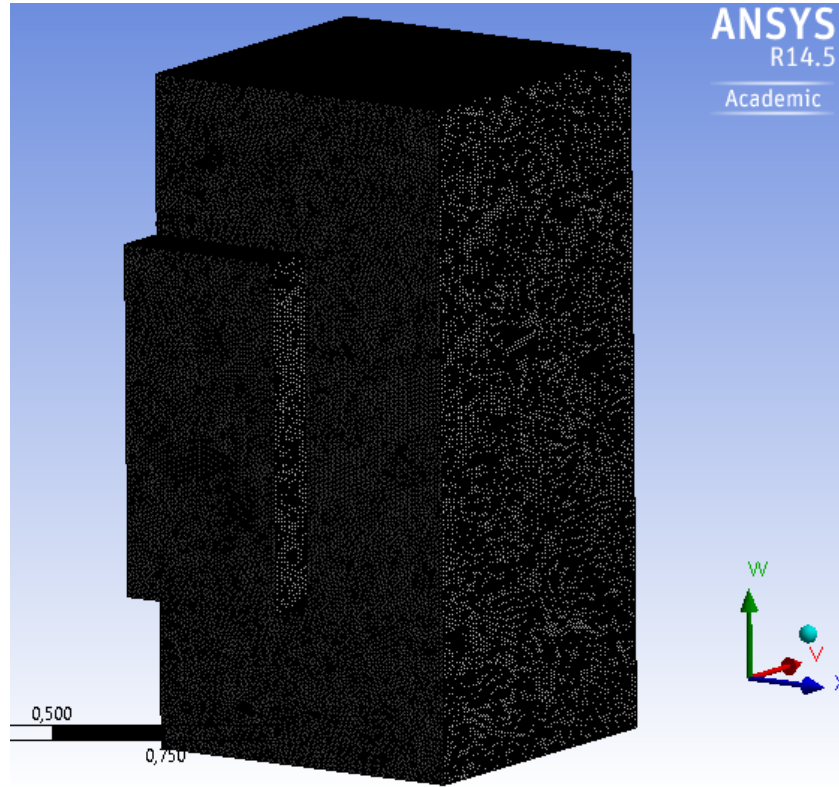
Şekil 5.5 Katı model özellikleri



Şekil 5.6 Mesh için katı model son hali

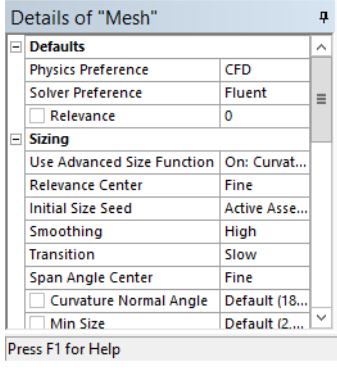
5.1.2. Deney Numunesinin Ağ Yapısının Oluşturulması

Deney numunesinin katı modeli çizilip hazır hale getirildikten sonra yine ANSYS paket programının içerisinde yer alan Meshing modülünde modelin ağ yapısı oluşturulmuştur. Simetrik yarı modelin ağ yapısı Şekil 5.7’de görüldüğü gibidir.

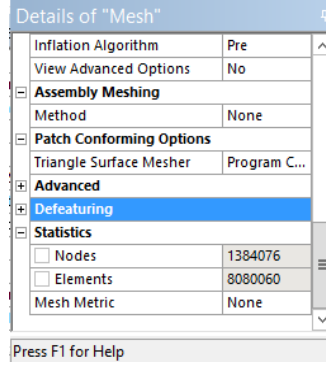


Şekil 5.7 Modelin ağ yapısı

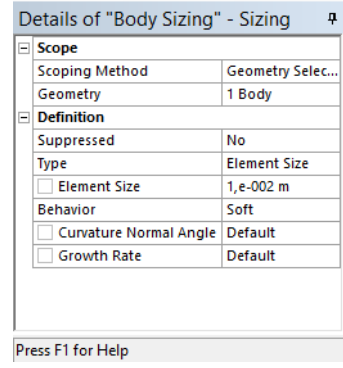
Modelin ağ yapısı sayısal analizde önemli bir yer tutmaktadır. Ağ kalitesi ne kadar iyi olursa analiz sonucunun doğruluğunun o kadar iyi olması beklenir. Bu yüzden daha hassas sonuçlar alabilmek adına daha sık ve çok elemandan oluşan bir mesh yapısı tercih edilmiştir. Zaman açısından bu mesh yapısı olumsuz özellik taşımasına rağmen hassas sonuçlar almak adına önemlidir. Bu sebepten dolayı ağ yapısı oluşturulurken Şekil 5,8’deki gibi Fine (sıkı ağ) ve smoothing (düzgünlük yüksek) high seçenekleri seçilmiştir (Şekil 5.8). Ayrıca Şekil 5.10’ da görülen element size 0,01m alınmıştır. Böylelikle daha sık bir ağ yapısı oluşması sağlanarak daha hassas sonuçlar elde edileceği düşünülmüştür.



Şekil 5.8 Mesh detayı



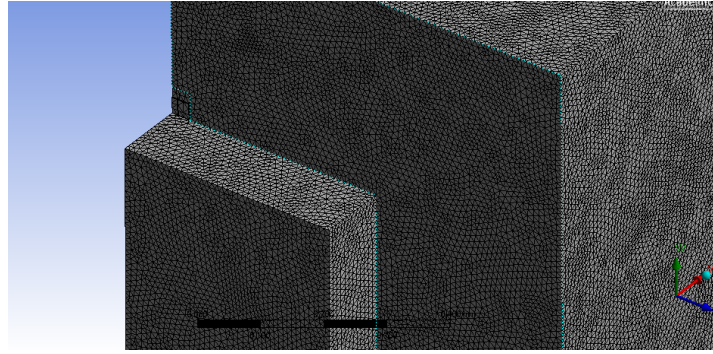
Şekil 5.9 Düğüm sayısı



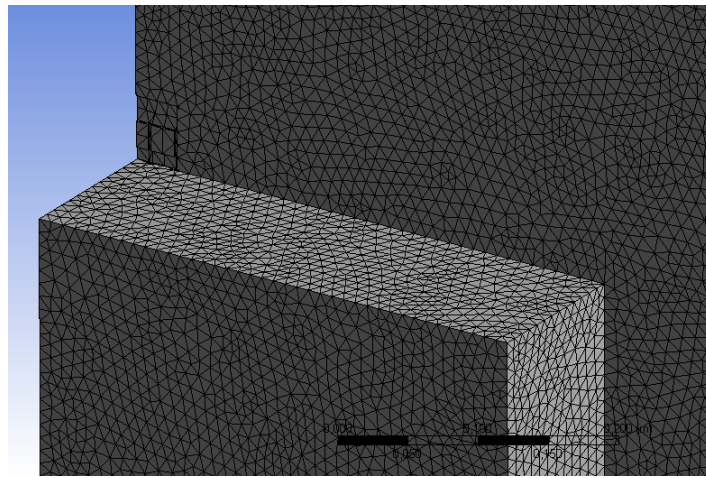
Şekil 5.10 Eleman boyutu

Şekil 5.9' da görüldüğü gibi ağ yapısı oluşturulan modelde 1,384,076 adet düğüm noktası 8,080,060 adet de ağ elemanı bulunmaktadır. Bu ağ modelinin hassas sonuç vereceği düşünülmektedir.

Şekil 5.11 ve Şekil 5.12'de ise modelin mesh yapısının yakın görüntüsü görülmektedir. Böylelikle model ANSYS-Fluent modülü için hazır hale getirilmiştir.



Şekil 5.11 Modelin mesh yapısı

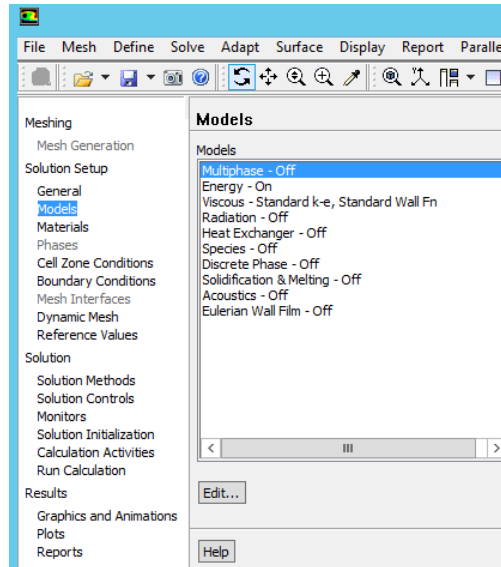


Şekil 5.12 Modelin mesh yapısı yakından görünümü

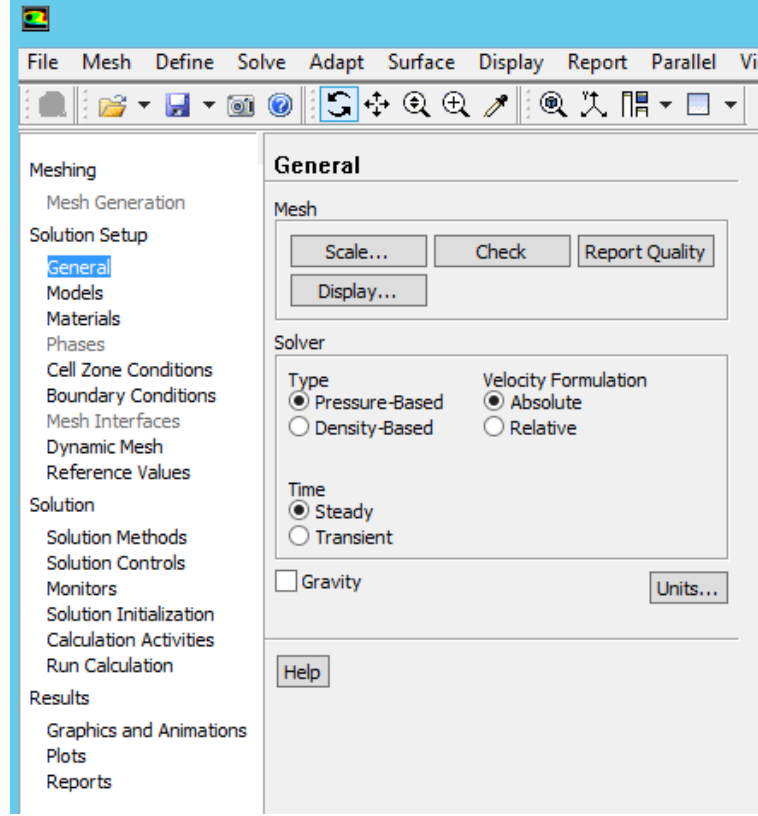
5.1.3. Deney Numunesinin Fluent Programında Akış Analizi

Modelin mesh yapısı oluşturulduktan sonra sayısal analizin yapılabilmesi için gerekli sınır şartlarla birlikte akış özelliklerinin programa girilmesi gerekmektedir. Bu yüzden Fluent modülünde analize başlamadan önce birimler, türbülans modeli, ve sınır şartları aşağıdaki gibi ayarlanmıştır.

- Birimler mm olarak ayarlanmıştır.
- Türbülans Modeli: Standart $k-\varepsilon$ Modeli (Şekil 5.13)
- Sınır Şartları:
 - Giriş hızı (Velocity-inlet): 300 K sıcaklıkta üç farklı hız için (11,4 m/s, 10,9 m/s, 9,2 m/s) girilmiştir.
 - Çıkış Basıncı (Pressure-Outlet): 300 K sıcaklık için 700 Pa değeri girilmiştir.
 - Pürüz Yüksekliği (Roughnes High): Alüminyum'un ortalama pürüz yüksekliği olan 0,0032 mm değeri girilmiştir. Uygulamada kullanılan difüzör galvanizli çelik olmasına rağmen yapılan analizler sonucu pürüz yüksekliğinin bu model geometriler için basınç düşümüne etkisinin ihmal edilecek kadar az olduğu görülmüştür. V tipi delikli difüzörde kalınlığın az olmasından dolayı basınç direnci yüzey sürtünme direncinden daha önemlidir.
- Akış zamandan bağımsız (steady: daimi sürekli rejim) olarak tanımlanmıştır (Şekil 5.14).



Şekil 5.13 Seçilen türbülans modeli



Şekil 5.14 Akış türü zamandan bağımsız

5.1.4. Deney Numunesinin Analiz Sonuçları

Deney numunesi için katı modeli çizilip mesh yapısı oluşturulan modelin ANSYS-Fluent programında akış analizi yapılarak sonuçlar elde edilmiştir. Öncelikle Çizlege 5.1 'de görüldüğü gibi üç farklı hız için üç farklı analiz yapılarak sayısal yöntemle basınç düşümleri elde edilmiş ve deneysel sonuçlarla aynı çizelgede gösterilmiştir.

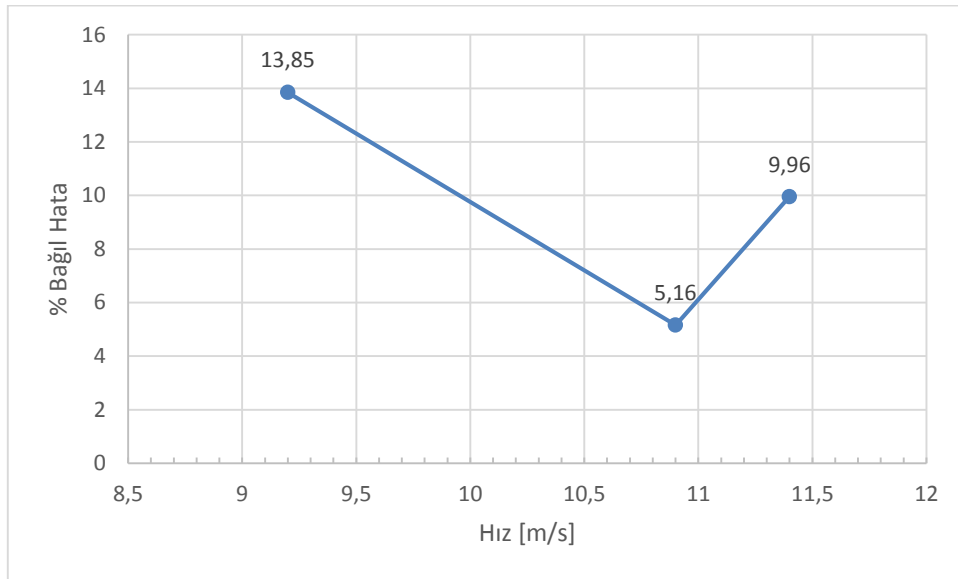
Çizlege 5.1 Difüzlü haldeki sayısal ve deneysel basınç düşümü karşılaştırması

Deneyler	Hız V1 [m/s]	P1 [Pa]	P2 [Pa]	P3 [Pa]	Deneysel ΔP [Pa]	Ortalama ΔP_{ort} [Pa]	Sayısal ΔP [Pa]	% Hata
Deney 1	11,4	944	745	729	199	193,5	212,77	9,96
Deney 2		942	754	729	188			
Deney 3	10,9	873	692	673	181	184,5	194,02	5,16
Deney 4		876	688	673	188			
Deney 5	9,2	603	486	474	117	123	140,04	13,85
Deney 6		616	487	475	129			

Çizelge 5.1’de basınç düşümlerinin sayısal analizde her hız için birer tane olduğu görülmektedir. Sayısal analizde deneydeki gibi aynı şartlarda farklı sonuçlar elde etmek mümkün olmadığı için her bir hıza karşılık bir tane basınç düşümü değeri tabloda gösterilmiştir.

Çizelge 5.1 ‘de görüldüğü gibi sayısal çalışma en küçük % 5,16 hatayla 10,9 m/s hız değeri için yapılan basınç düşümü analizinde deneysel değere yaklaşmıştır. Buna karşılık sayısal çalışma 9,2 m/s lik hız değeri için yapılan basınç düşümü analizinde % 13,85’lik bir bağıl hata oranı ile deney sonucuna en uzak değeri elde etmiştir. 11,4 m/s değeri için ise sayısal çalışma arasındaki bağıl hata oranı %10 un altındadır. Ayrıca hata oranlarının üç ayrı hıza göre yapılan çalışma için ortalama bağıl hata değeri ise % 9,66 bulunarak yine % 10 un altında bir değer elde edilmiştir.

Bu sonuçlara göre seçilen ağ yapısı ve türbülans modelinin sonraki bölümde yapılacak olan optimum çalışmalar için yeterli olduğu düşünülmektedir. Ayrıca türbülans modeli ve ağ yapısı ile ilgili değişiklikler yapılarak daha düşük hata oranlı sonuçlar elde edilebilir.



Şekil 5.15 Fan çıkış hızına göre sayısal modelin % hata oranı

Şekil 5.15 'de fan çıkış hızına göre % bağıl hata oranı değişimi gösterilmiştir. Hata oranları Ortalama Basınç Düşümü ΔP_{ort} 'ye göre hesaplanmıştır. ΔP_{ort} ise difüzyörlü halde her bir hız için yapılan iki adet basınç düşümü deney sonucunun ortalama değeridir. Bu sonuçlara göre Şekil 5.15'de görüldüğü gibi en düşük bağıl hata oranı 10,9 m/s lik hız değeri için elde edilmiştir.

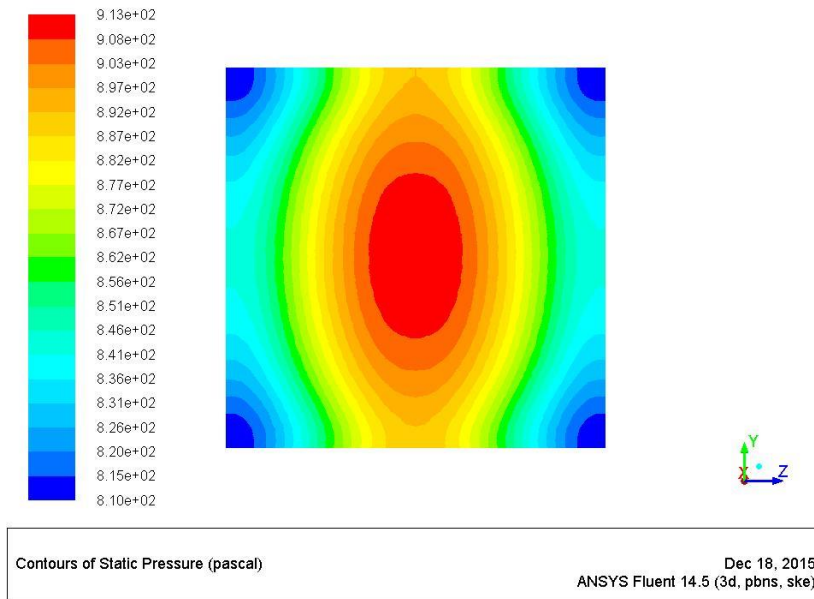
5.1.4.1. Analiz Sonuçları İçin Grafikler

Çizelge 5.2 Difüzyörlü haldeki sayısal çalışma için k değerleri

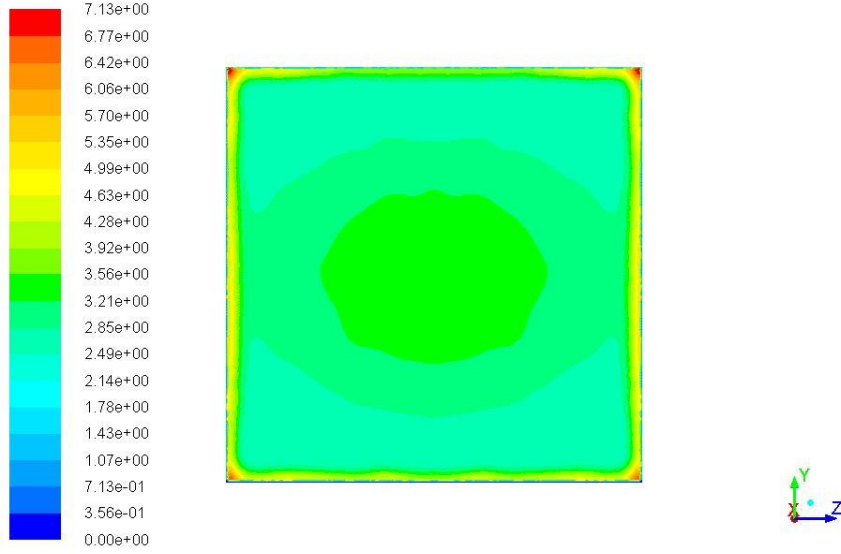
Yoğunluk [ρ]	Hız [m/s]	ΔP Sayısal [Pa]	K
1,225	11,4	212,77	2,67
1,225	10,9	194,02	2,67
1,225	9,2	140,04	2,70

Sayısal analiz sonuçları için Çizelge 5.2'deki gibi K Basınç Düşümü Katsayısı gösterileceği gibi ANSYS-Fluent paket programının içerisinde oluşturulan hız dağılımı ve basınç düşümünü gösteren şekiller de mevcuttur. Buna göre her hız analizi için ayrı ayrı hız dağılımı ve basınç düşümü aşağıdaki gibi olur.

- $V=11,4$ m/s hız değeri için Şekil 5.16 ve Şekil 5.17'de sırasıyla hücre çıkışındaki hız dağılımı ve hücre girişindeki basınç dağılımları görülmektedir.



Şekil 5.16 11,4 m/s hız değeri için hücre girişindeki basınç dağılımı

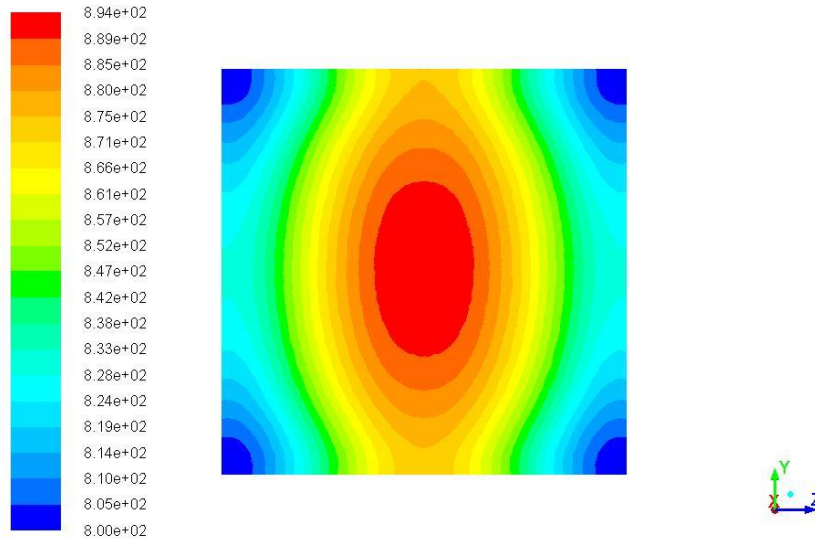


Contours of X Velocity (m/s)

Dec 18, 2015
ANSYS Fluent 14.5 (3d, pbns, ske)

Şekil 5.17 11,4 m/s hız değeri için hücre çıkışındaki hız dağılımı

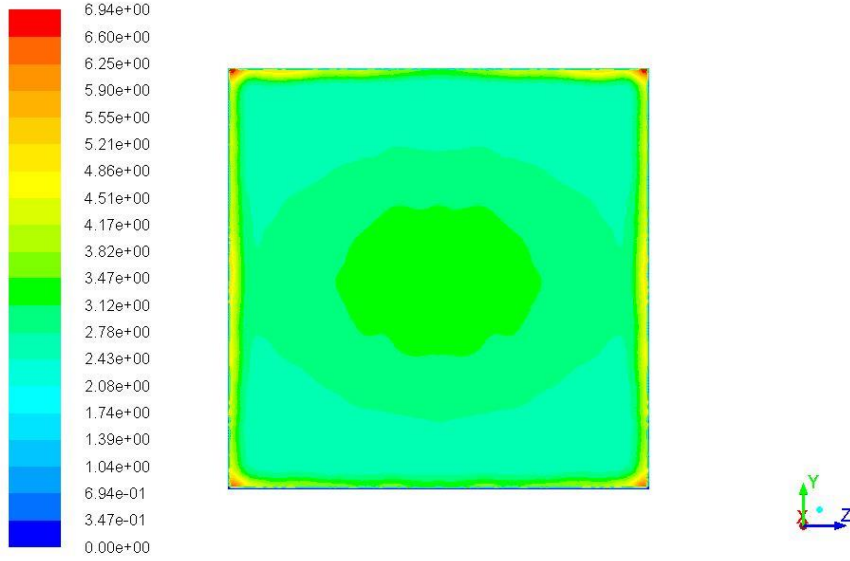
- $V=10,9$ m/s s hız değeri için Şekil 5.18 ve Şekil 5.19'da sırasıyla hücre çıkışındaki hız dağılımı ve hücre girişindeki basınç dağılımları görülmektedir.



Contours of Static Pressure (pascal)

Dec 18, 2015
ANSYS Fluent 14.5 (3d, pbns, ske)

Şekil 5.18 $V=10,9$ hız değeri için hücre girişindeki basınç dağılımı

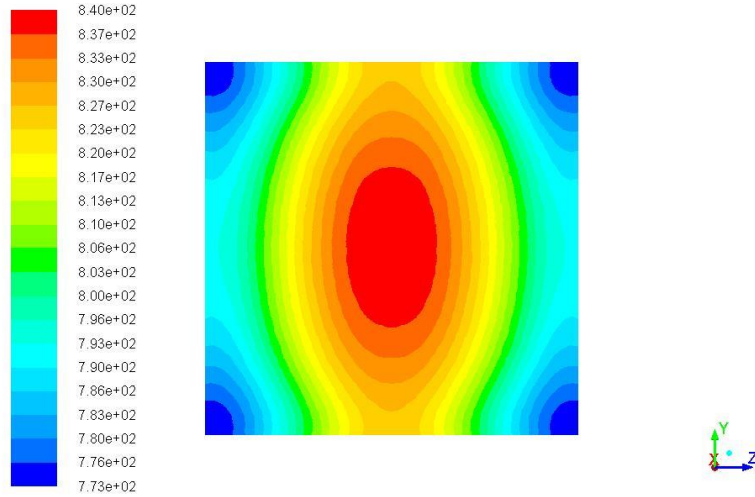


Contours of X Velocity (m/s)

Dec 18, 2015
ANSYS Fluent 14.5 (3d, pbns, ske)

Şekil 5.19 $V=10,9$ m/s için hücre çıkışındaki hız dağılımı

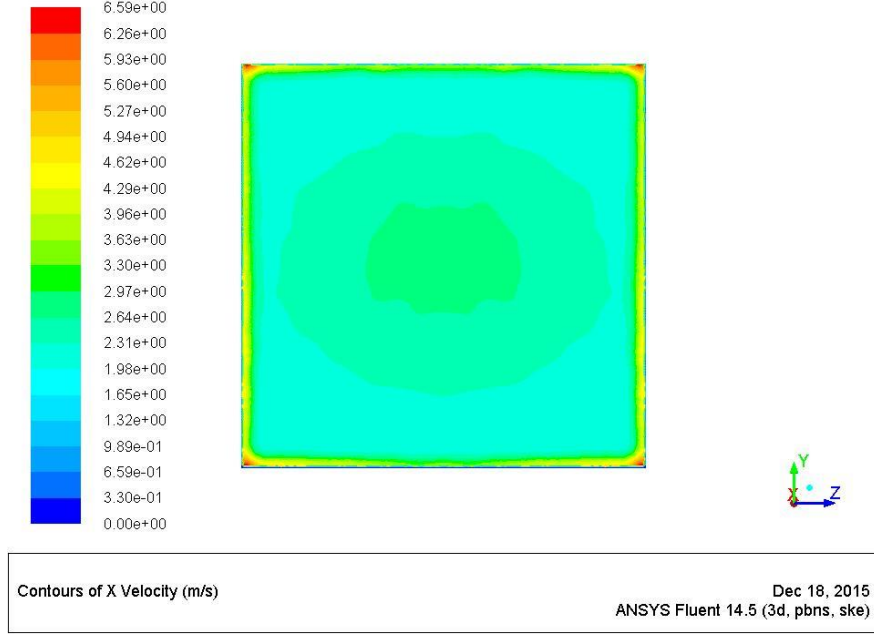
- $V=9,2$ m/s hız değeri için Şekil 5.20 ve Şekil 5.21’de sırasıyla hücre çıkışındaki hız dağılımı ve hücre girişindeki basınç dağılımları görülmektedir.



Contours of Static Pressure (pascal)

Dec 18, 2015
ANSYS Fluent 14.5 (3d, pbns, ske)

Şekil 5.20 $V=9,2$ m/s hız için hücre girişindeki basınç dağılımı



Şekil 5.21 $V=9,2$ m/s için hücre girişindeki hız dağılımı

Hız dağılımları ve basınç düşümlerini gösterir şekiller her hız için yukarıdaki gibidir. Buna göre basınç veya hız değeri açısından kırmızı renk yüksek mertebeleri yeşil ve mavi renkler ise düşük mertebeleri göstermektedir. Ayrıca renklerin hangi değere karşılık geldiği şekillerin sol tarafındaki sütunda gösterilmiştir.

Böylelikle deney numunesi için yapılan sayısal çalışmalar tamamlanmıştır. Buna göre elde edilen sayısal çalışmalar optimum difüzörün bulunmak istendiği bir sonraki bölümünde yol gösterici olacaktır. Optimum modelin bulunacağı bölümde gerçekleştirilecek sayısal çalışmaların türbülans modeli ve ağ yapısıyla birlikte sınır şartları da belirlenmiş durumdadır.

6. OPTİMUM GEOMETRİNİN BULUNMASI VE SAYISAL ANALİZLER

Şimdiye kadar yapılan çalışmalar var olan difüzör geometrisi ve klima santrali üzerinden yapılmış olan çalışmalardır. Bu bölümde ise en düşük basınç düşümünü elde etmek için kendi tasarladığımız V profil difüzör ile optimasyon işlemi yaparak uygun geometrik model üzerinde sayısal çalışmalar yapılacaktır. Optimum geometrik modeli bulabilmek için öncelikle Taguchi Optimizasyon yöntemi ile parametre ve seviye sayıları ve türleri belirtilerek en iyileme işlemine başlanır. Bu çalışmada basınç düşümünün en az olması istenildiği için “en küçük en iyi” amaç fonksiyonuna göre optimizasyon işlemi yapılacaktır. Bunun için öncelikle parametre ve seviyeler belirlenmesi gerekmektedir. Parametre ve seviyeler, difüzör ve santral geometrisi ile akış özellikleri arasındaki değişkenlerden seçilerek bulunmuştur.

6.1. Taguchi Optimizasyon Yöntemiyle Optimum Geometrinin Bulunması

En iyileme işleminin yapılabilmesi için parametre seçimi oldukça önemli bir yer tutmaktadır. Difüzörün geometrik özellikleri arasında akış esnasında basınç düşümünü etkileyebilecek parametreler seçilerek uygun model oluşturulmak istenmiştir. Bu yüzden difüzör geometrisiyle ilgili olarak aşağıdaki parametreler belirlenmiştir:

6.1.1. Optimizasyon Parametre ve Seviyeleri

- *Porozite* (δ): Akışın geçirgenliğini ifade eden porozite, perforasyon oranı veya açıklık oranı olarak da bilinmektedir. Poroziteyi V tipi bu difüzör geometrisi için

$$\delta = \frac{\text{Difüzörün Toplam Delik Alanı}}{\text{Difüzörün Deliksiz Toplam Yüzey Alanı}} \quad (6,1)$$

olarak tanımlayabiliriz.

- *Et kalınlığı (e)*: V profil difüzörün sac malzemesinin kalınlığı olarak tanımlayabiliriz. Uygulamada genelde 2 mm, 3 mm veya 5 mm lik alüminyum ya da galvanizli çelik saclar kullanılmaktadır.
- *Açı (θ)*: Difüzörün V şeklinin oluşmasına neden olan kanatlarının arasında kalan açıdır.
- *Giriş Hızı (V)*: Akış özellikleri ile ilgili olarak seçilen parametre de akışın giriş hızı seçilmiştir. Fan çıkış ağzında bulunan ve boş hücrenin giriş kesitindeki akışın ortalama hızıdır.

Parametreler belirlendikten sonra Taguchi optimizasyon metodunu uygulayabilmek için seviyelerin de belirlenmesi gerekir. Seviye, parametrelerin akış esnasında alabilecekleri değerlerdir. Bu değerlerin gerçekçi ve aynı zamanda akışın basınç düşümünü azaltıcı yönde etkisinin olması istenir. Buna göre bu dört parametre için seçilen seviyeler aşağıdaki Çizelge 6.1 'de verilmiştir.

Çizelge 6.1 Parametreler ve seviyeleri

Parametreler	Seviye 1	Seviye 2	Seviye 3
<i>Giriş Hızı (V, m/s)</i>	8	10	12
<i>Porozite (δ)</i>	0,46	0,50	0,60
<i>Et Kalınlığı (e, mm)</i>	2	3	5
<i>Açı (θ, °)</i>	60	90	120

Çizelge 6.1'de görüldüğü gibi giriş hızı için uygulamada en çok seçilen değerler kullanılmıştır. Deney numunesinde de bu değerler 9-12 m/s mertebelerindeydi. Buna göre hız için seviyeler 8-12 m/s aralığı belirlenmiştir.

Porozite için ise kullanılan difüzörün alanı ve delik geometrisine göre müsaade edilebilecek geçirgenlik aralığındaki değerler verilmek istenmiştir. Deney numunesinden farklı olarak sayısal analizlerde yuvarlak daire şeklindeki delikler kullanılmıştır. Porozite için en küçük 0,46 iken en büyük değerimiz 0,60 alınmıştır. 0,60'dan daha büyük değerlerde delik alanının artırılmasına bağlı olarak delikler arasındaki mesafe inceleyeceği için üretimde zorluk çıkma olasılığı vardır. Bu yüzden daha büyük porozite değeri alınmamıştır.

Et kalınlığı için uygulamada en çok kullanılan sac kalınlıkları seçilmiştir. Buna göre 2, 3, 5 mm lik sac kalınlık değerleri belirlenmiştir. Daha büyük sac kalınlıkları maliyeti artıracığından tercih edilmemiştir. Ayrıca çok küçük sac kalınlıkları ise malzeme işlenmesi bakımından dezavantajlı olduğundan kaçınılmıştır.

Difüzör açısı ise akışın çıkıştaki hız dağılımını etkileyen en önemli parametrelerden biri olmakla birlikte, açının değişmesiyle braber akışa dik kesit alanı değişeceğinden basınç düşümünü de etkileyen önemli bir parametredir. Daha farklı açı değerleri kullanılacağı gibi seçilen bu üç açı değerinin bu optimizasyon çalışması ve analizler için uygun olduğu düşünülmektedir.

6.1.2. Taguchi Optimizasyonu İçin Ortogonal Dizilim

Taguchi optimizasyon metoduna göre seviye ve parametre sayısına göre ortogonal dizilim seçim tablosunun tam hali Çizelge 6.3'deki gibidir. Buna göre dört farklı parametre ve üç farklı seviye sayısına göre L9 ortogonal dizilimi seçilmiştir. Çizelge 6.2'de gösterilen L9 ortogonal dizine göre 9 adet analiz yapılacaktır. Normalde optimum analizi bulmak için $3^4 = 81$ adet analiz yapmak gerekirken L9 ortogonal dizisi ile toplamda dokuz adet analizle bu gerçekleştirilmiş olacaktır.

Çizelge 6.2 Parametreler için l9 ortogonal dizilim

Analiz No	Kolonlar			
	<i>Giriş Hızı</i> (V)	<i>Porozite</i> (δ)	<i>Et Kalınlığı</i> (e)	<i>Açı</i> (θ)
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

Çizelge 6.2'ye göre 1 nolu analiz için 1-1-1-1 serisi, tüm parametreler için seviye 1 değerleri alınacaktır. Yani hızın 8 m/s, porozitenin 0,46 olduğu, et kalınlığının 2 mm, açının ise 60° olduğu durum için analiz yapılacaktır. 5 nolu analizi bir başka örnek olarak verirse, 2-2-3-1 serisi, yani hızın 10 m/s, porozitenin 0,50 olduğu, et kalınlığının 5 mm ve açının 60° olduğu durum için analiz yapılarak basınç düşümü bulunacaktır. Bu şekilde toplamda dokuz adet analiz yapılarak her bir analiz için basınç düşümleri bulunacaktır. Daha sonra Taguchi Metodunun özü olan bir tür parametre indirgeme işlemi olan ANOVA (Analysis of Variance) yöntemi ile optimum seri bulunacaktır. Daha sonra bu optimum seri için de analiz yapılarak en düşük basınç düşümü elde edilecektir. En düşük basınç düşümü için bu indirgeme işleminde “en küçük en iyi” yaklaşımıyla amaç fonksiyonumuz minimum basınç düşümü olacaktır.

6.1.3. Taguchi Optimizasyon Metoduna Göre Yapılan Akış Analizleri

Taguchi optimizasyon metoduna göre seviye ve parametreler daha önce belirlenmişti. Ayrıca bu parametrelerin kullanılacağı dokuz adet analiz de elde edilmişti. Bu veriler ışığında dokuz tane olan her bir seri için tek tek analizler yapılacaktır. Buna göre analiz sonuçları numaralarına göre isimlendirilecektir. Sayısal analizler yine ANSYS-Fluent modülü kullanılarak yapılmıştır. Buna göre sayısal modelin özellikleri şu şekilde seçilmiştir.

- Türbülans Modeli: Standart k-ε Modeli ,
- Ağ Eleman Boyutu: 0,01 m
- Çıkış Basıncı: 700 Pa
- Giriş Hızı: Değişken Parametre (8,10,12 m/s)
- Cidar Ortalama Pürüz Yüksekliği: 0,0032 mm
- Sıcaklık: 300 K

Katı modelin ağ yapısı ve diğer özellikleri daha önce yapılan sayısal modeldeki ile aynı şekilde tanımlanarak analizler yapılacaktır. Yine yarı simetrik geometri kullanılarak zamandan tasarruf yapılması amaçlanmıştır. Tasarlanan V profil delikli difüzörün Deneysel Difüzör geometrisinden farklı olarak delik şekli dairesel kesitli olarak tasarlanmıştır.

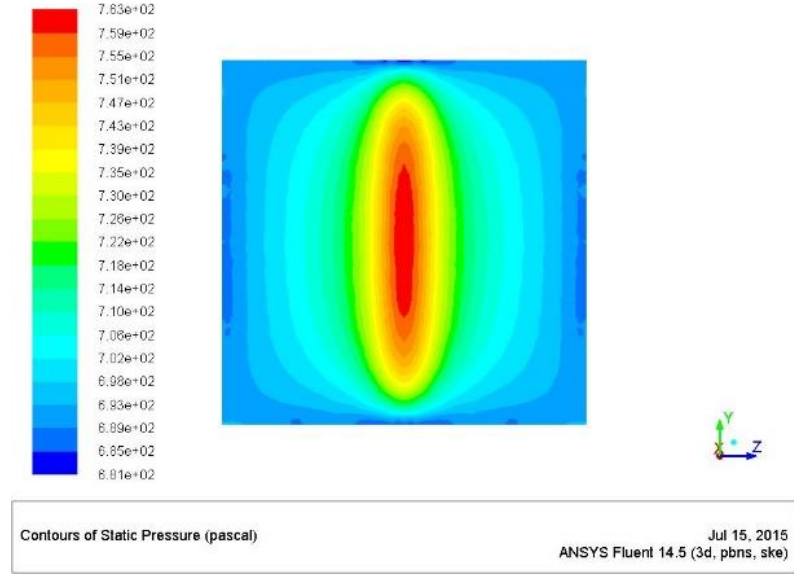
Analiz 1

Ortogonal diziyeye göre tüm parametrelerin birinci seviyelerinden oluşan 1 numaralı analiz Çizelge 6.4' de gösterilmiştir.

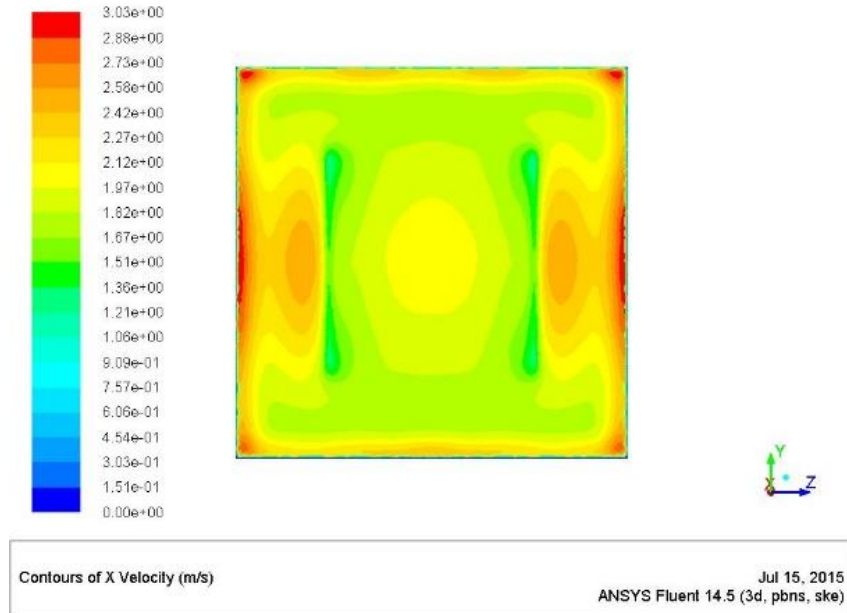
Çizelge 6.4 Analiz 1 için parametreler ve değerleri

<i>Giriş Hızı</i> ($V, m/s$)	<i>Porozite</i> (δ)	<i>Et Kalınlığı</i> (e, mm)	<i>Açı</i> ($\theta, ^\circ$)	<i>Basınç Düşümü</i> ($\Delta P, Pa$)
8	0,46	2	60 °	63,32

Çizelge 6.4'e göre belirtilen parametreler için basınç düşümü sonucu 63,32 Pa çıkmıştır. Ayrıca yine 1 numaralı analiz için basınç ve hız dağılımı ise Şekil 6.1 ve Şekil 6.2 de gösterilmiştir.



Şekil 6.1 Analiz 1 için hücre girişindeki basınç dağılımı



Şekil 6.2 Analiz 1 için hücre çıkışındaki hız dağılımı

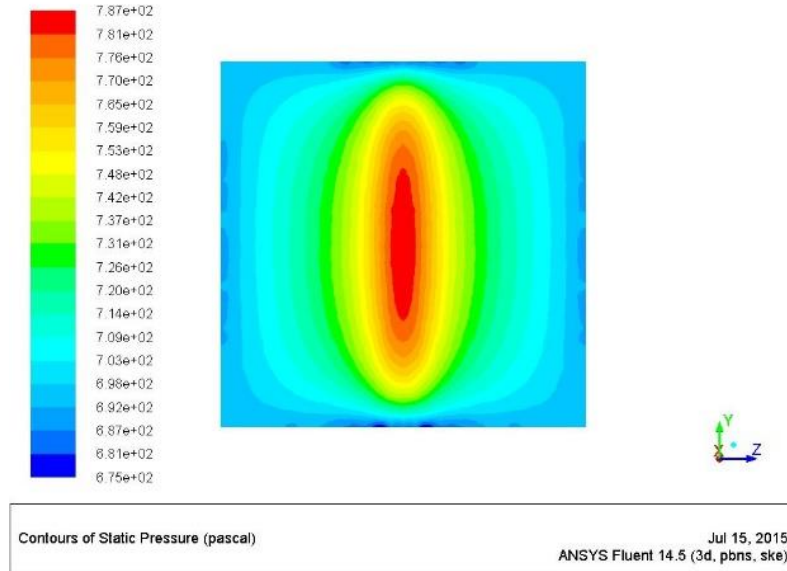
Analiz 2

Ortogonal diziye göre parametrelerin seviyelerinin oluşturduğu seri sırasıyla 1-2-2-2 şeklindedir. Buna göre parametrelerin alacağı değerler Çizelge 6.5’de gösterilmiştir. Çizelge 6.5’ten de anlaşılacağı gibi giriş hızı birinci seviyesi olan 8 m/s iken diğer tüm parametreler için ikinci seviyeler kullanılmıştır. Bunun nedeni L9 ortogonal dizilimin özelliğindedir.

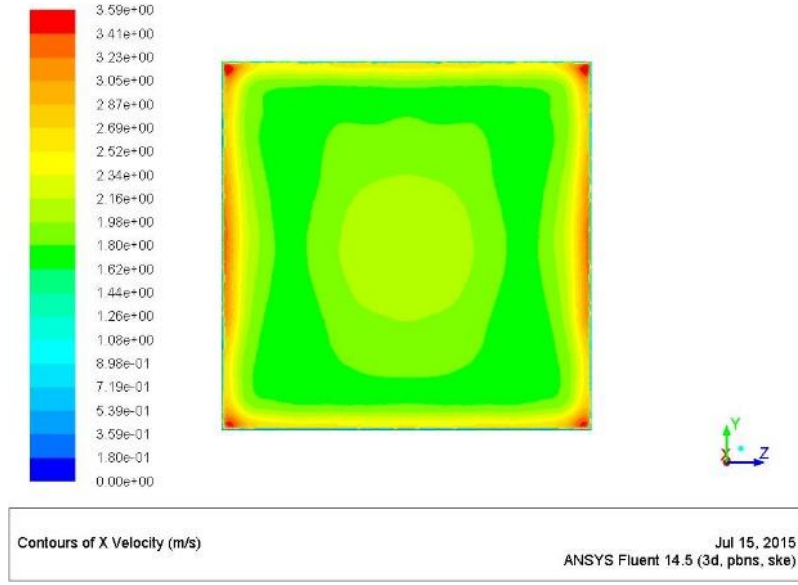
Çizelge 6.5 Analiz 2 için parametreler ve değerleri

<i>Giriş Hızı</i> (<i>V, m/s</i>)	<i>Porozite</i> (<i>δ</i>)	<i>Et Kalınlığı</i> (<i>e, mm</i>)	<i>Açı</i> (<i>θ, °</i>)	<i>Basınç Düşümü</i> (<i>ΔP, Pa</i>)
8	0,50	3	90°	86,77

Bu parametre değerlerine göre analiz yapıldığında basınç düşümünün 86,77 Pa gibi bir değer çıktığı gözlenmiştir. Ayrıca yine 2 numaralı analiz için basınç ve hız dağılımı ise Şekil 6.3 ve Şekil 6.4 de gösterilmiştir.



Şekil 6.3 Analiz 2 için hücre girişindeki basınç dağılımı



Şekil 6.4 Analiz 2 için hücre çıkışındaki hız dağılımı

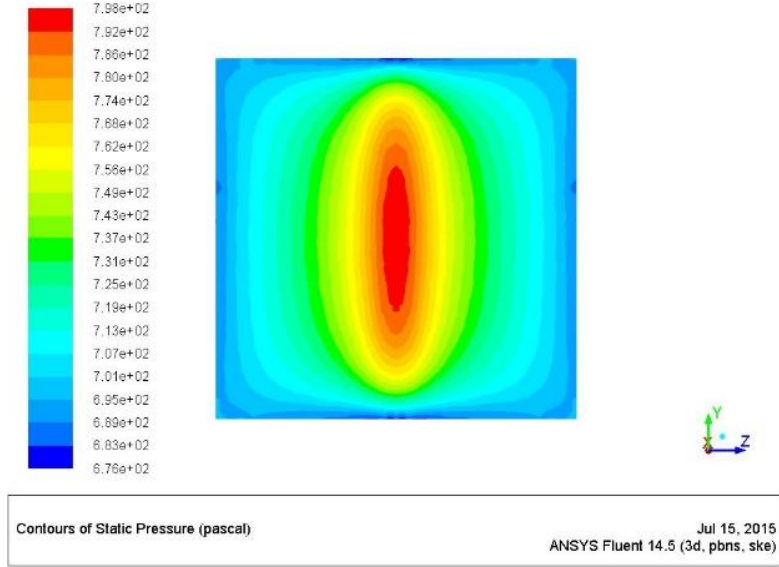
Analiz 3

Ortogonal diziye göre parametrelerin seviyelerinin oluşturduğu seri 3 numaralı analiz için sırasıyla 1-3-3-3 şeklindedir. Buna göre parametrelerin alacağı değerler Çizelge 6.6'da gösterilmiştir. Çizelge 6.6'dan da anlaşılacağı gibi giriş hızı birinci seviyesi olan 8 m/s iken diğer tüm parametreler için üçüncü seviyeleri kullanılarak analiz yapılmıştır.

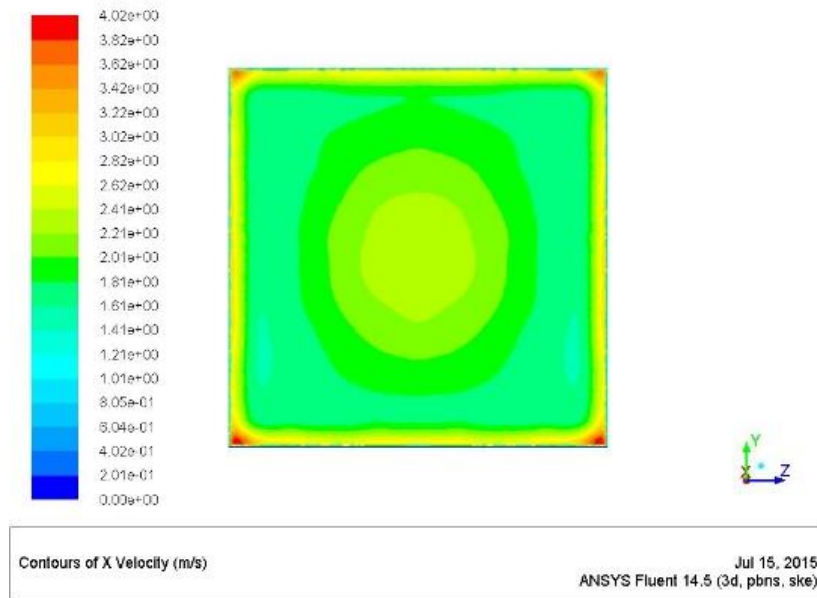
Çizelge 6.6 Analiz 3 için parametreler ve değerleri

<i>Giriş Hızı</i> ($V, m/s$)	<i>Porozite</i> (δ)	<i>Et Kalınlığı</i> (e, mm)	<i>Açı</i> ($\theta, ^\circ$)	<i>Basınç Düşümü</i> ($\Delta P, Pa$)
8	0,60	5	120°	98,18

Bu parametre değerlerine göre analiz yapıldığında basınç düşümünün 86,77 Pa gibi bir değer çıktığı gözlenmiştir. Ayrıca yine 3 numaralı analiz için basınç ve hız dağılımı ise Şekil 6.5 ve Şekil 6.6 de gösterilmiştir.



Şekil 6.5 Analiz 3 için hücre girişindeki basınç dağılımı



Şekil 6.6 Analiz 3 için hücre çıkışındaki hız dağılımı

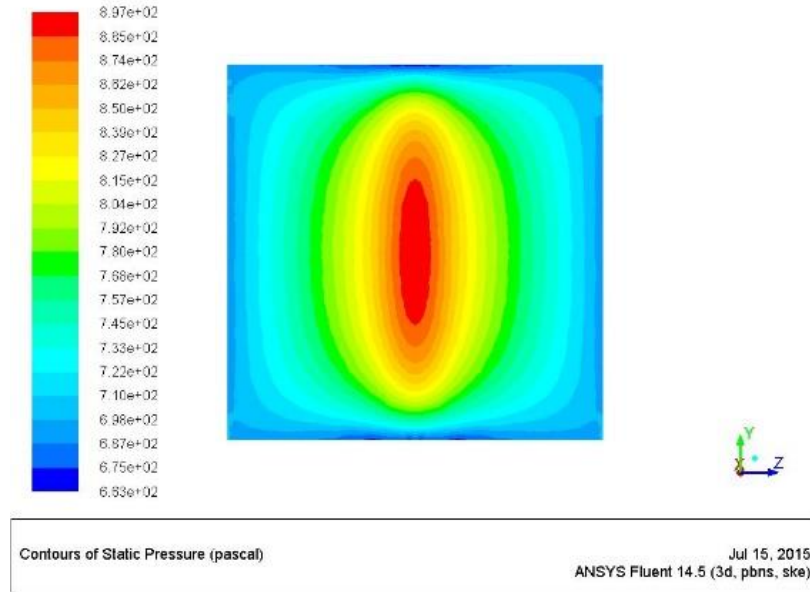
Analiz 4

Ortogonal diziye göre parametrelerin seviyelerinin oluşturduğu seri 4 numaralı analiz için sırasıyla 2-1-2-3 şeklindedir. Buna göre parametrelerin alacağı değerler Çizelge 6.7’de gösterilmiştir. Çizelge 6.7’den de anlaşılacağı gibi giriş hızı ikinci seviye olan 10 m/s dir.

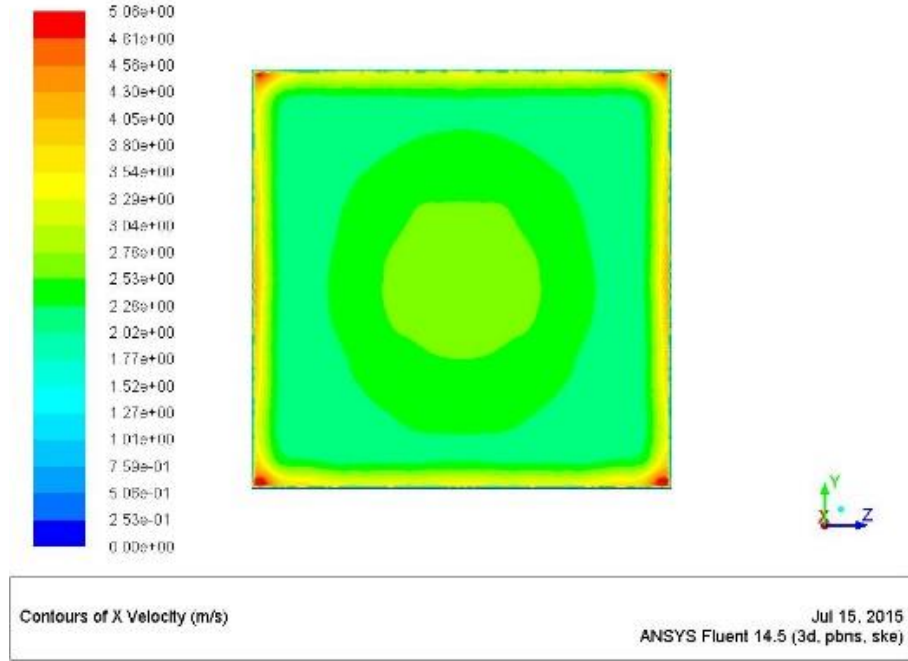
Çizelge 6.7 Analiz 4 için parametreler ve değerleri

<i>Giriş Hızı</i> ($V, m/s$)	<i>Porozite</i> (δ)	<i>Et Kalınlığı</i> (e, mm)	<i>Açı</i> ($\theta, ^\circ$)	<i>Basınç Düşümü</i> ($\Delta P, Pa$)
10	0,46	3	120°	196,93

Bu parametre değerlerine göre analiz yapıldığında basınç düşümünün 196,93 Pa gibi bir değer çıktığı gözlenmiştir. Ayrıca yine 4 numaralı analiz için basınç ve hız dağılımı ise Şekil 6.7 ve Şekil 6.8’ de gösterilmiştir.



Şekil 6.7 Analiz 4 için hücre girişindeki basınç dağılımı



Şekil 6.8 Analiz 4 için hücre çıkışındaki hız dağılımı

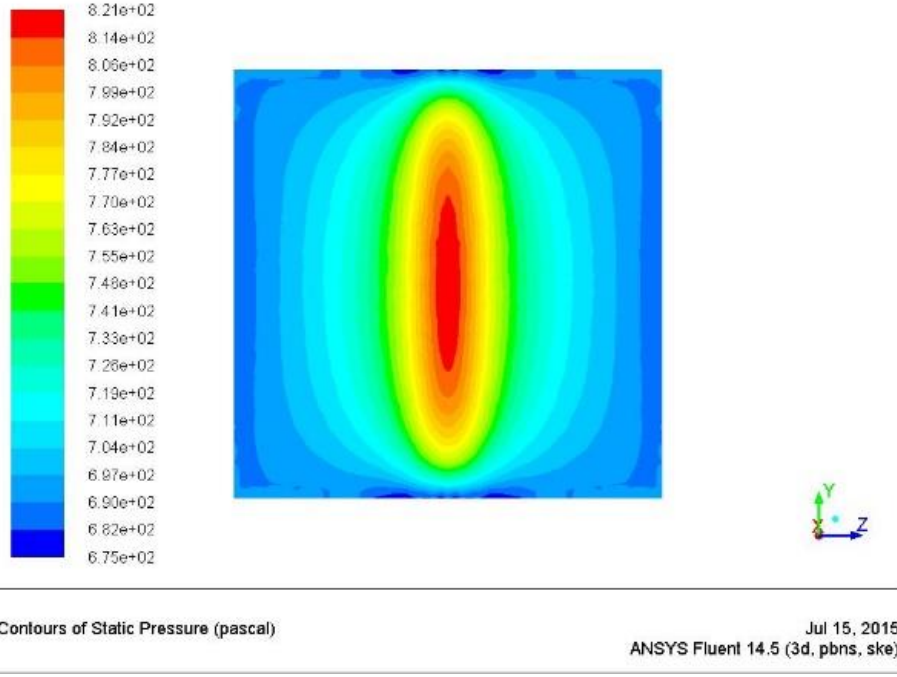
Analiz 5

Ortogonal diziye göre parametrelerin seviyelerinin oluşturduğu seri 5 numaralı analiz için sırasıyla 2-2-3-1 şeklindedir. Buna göre parametrelerin alacağı değerler Çizelge 6.8 'de gösterilmiştir. Çizelge 6.8'den de anlaşılacağı gibi giriş hızı ikinci seviye olan 10 m/s iken 0,50 porozite, et kalınlığı 5 mm, açı değeri ise 60 ° dir.

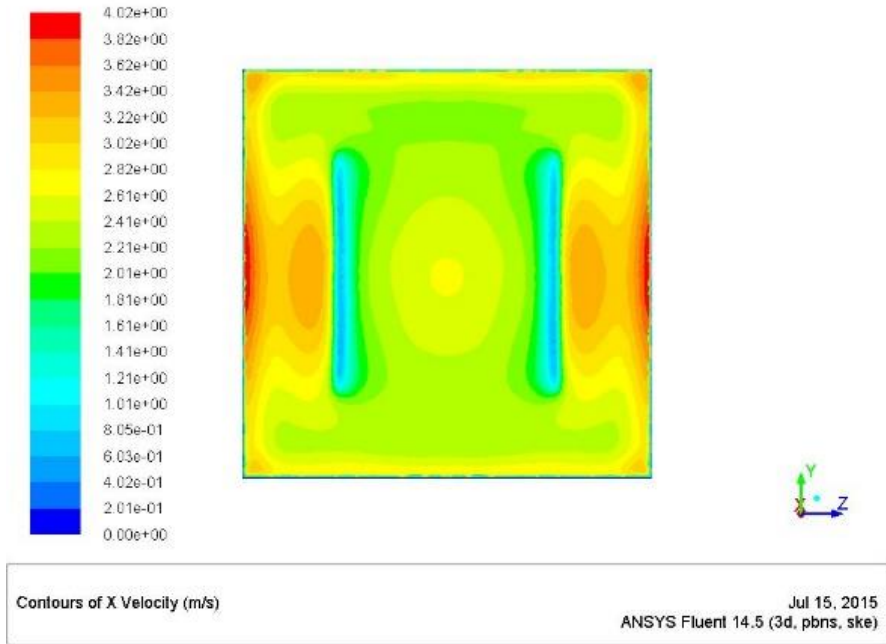
Çizelge 6.8 Analiz 5 için parametreler ve değerleri

<i>Giriş Hızı</i> (<i>V, m/s</i>)	<i>Porozite</i> (<i>δ</i>)	<i>Et Kalınlığı</i> (<i>e, mm</i>)	<i>Açı</i> (<i>θ, °</i>)	<i>Basınç Düşümü</i> (<i>ΔP, Pa</i>)
10	0,50	5	60°	120,93

Bu parametre değerlerine göre analiz yapıldığında basınç düşümünün 196,93 Pa gibi bir değer çıktığı gözlenmiştir. Ayrıca yine 5 numaralı analiz için basınç ve hız dağılımı ise Şekil 6.9 ve Şekil 6.10' da gösterilmiştir.



Şekil 6.9 Analiz 5 için hücre girişindeki basınç dağılımı



Şekil 6.10 Analiz 5 için hücre çıkışındaki hız dağılımı

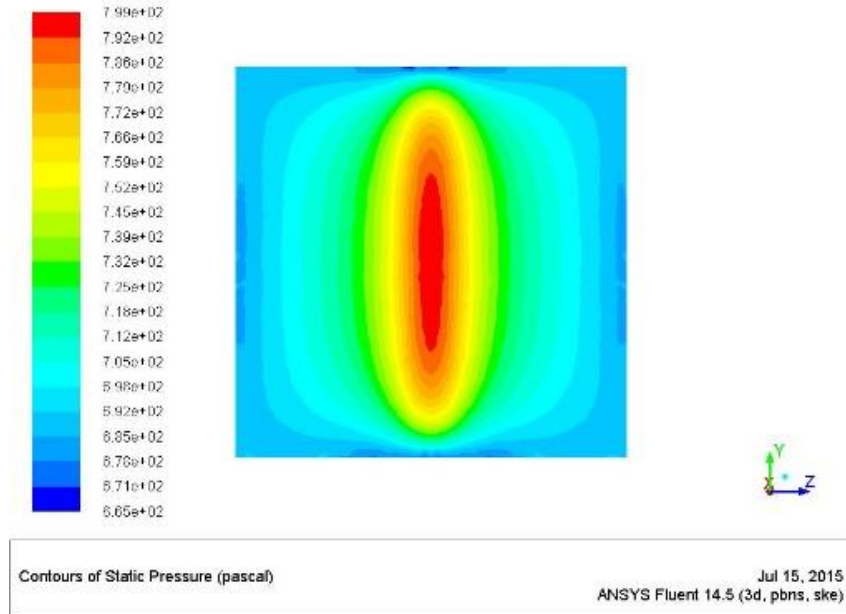
Analiz 6

Ortogonal diziye göre parametrelerin seviyelerinin oluşturduğu seri 6 numaralı analiz için sırasıyla 2-3-1-2 şeklindedir. Buna göre parametrelerin alacağı değerler Çizelge 6.9’da gösterilmiştir. Çizelge 6.9’dan da anlaşılacağı gibi giriş hızı ikinci seviye olan 10 m/s iken 0,60 porozite, et kalınlığı 2 mm, açı değeri ise 90° dir.

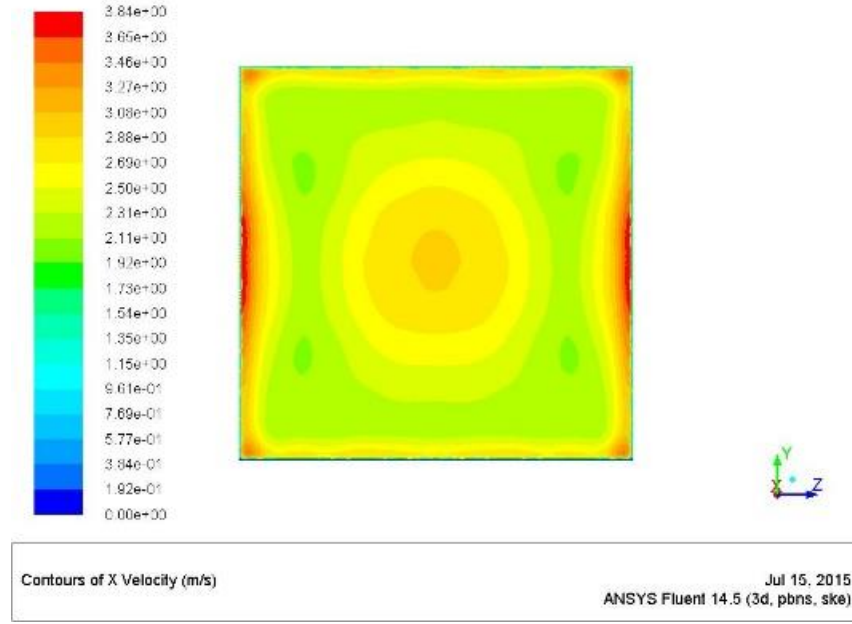
Çizelge 6.9 Analiz 6 için parametreler ve değerleri

<i>Giriş Hızı</i> (<i>V, m/s</i>)	<i>Porozite</i> (<i>δ</i>)	<i>Et Kalınlığı</i> (<i>e, mm</i>)	<i>Açı</i> (<i>θ, °</i>)	<i>Basınç Düşümü</i> (<i>ΔP, Pa</i>)
10	0,60	2	90°	99,21

Bu parametre değerlerine göre analiz yapıldığında basınç düşümünün 99,21 Pa gibi bir değer çıktığı gözlenmiştir. Ayrıca yine 6 numaralı analiz için basınç ve hız dağılımı ise Şekil 6.11 ve Şekil 6.12’ de gösterilmiştir.



Şekil 6.11 Analiz 6 için hücre girişindeki basınç dağılımı



Şekil 6.12 Analiz için hücre çıkışındaki hız dağılımı

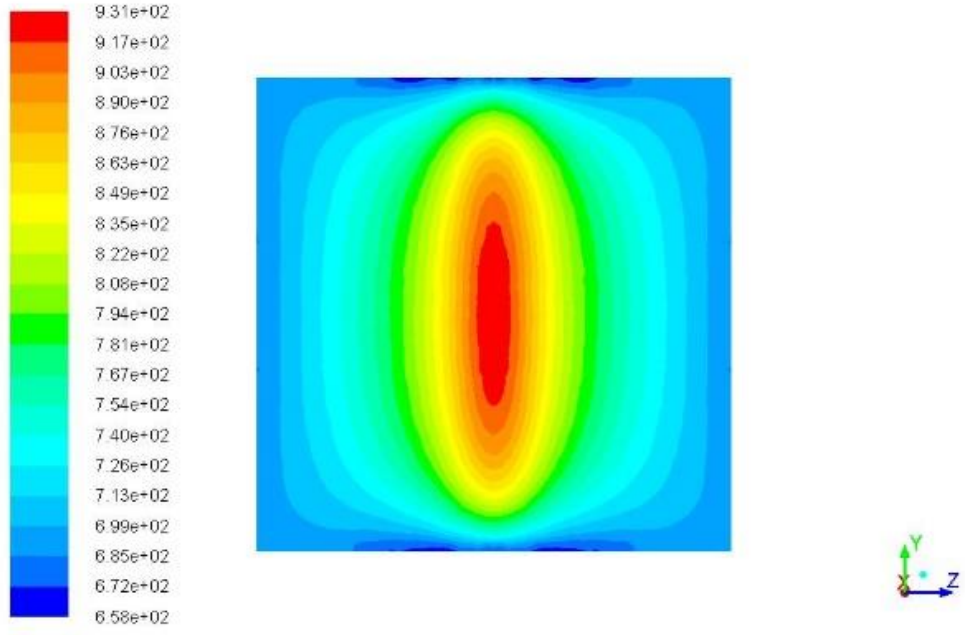
Analiz 7

Ortogonal diziye göre parametrelerin seviyelerinin oluşturduğu seri 7 numaralı analiz için sırasıyla 3-1-3-2 şeklindedir. Buna göre parametrelerin alacağı değerler Çizelge 6.10'da gösterilmiştir. Çizelge 6.10'dan da anlaşılacağı gibi giriş hızı üçüncü seviye olan 12 m/s iken 0,46 porozite, et kalınlığı 5 mm, açı değeri ise 90 ° dir.

Çizelge 6.10 Analiz 7 için parametreler ve değerleri

<i>Giriş Hızı</i> (<i>V, m/s</i>)	<i>Porozite</i> (<i>δ</i>)	<i>Et Kalınlığı</i> (<i>e, mm</i>)	<i>Açı</i> (<i>θ, °</i>)	<i>Basınç Düşümü</i> (<i>ΔP, Pa</i>)
12	0,46	5	90°	230,67

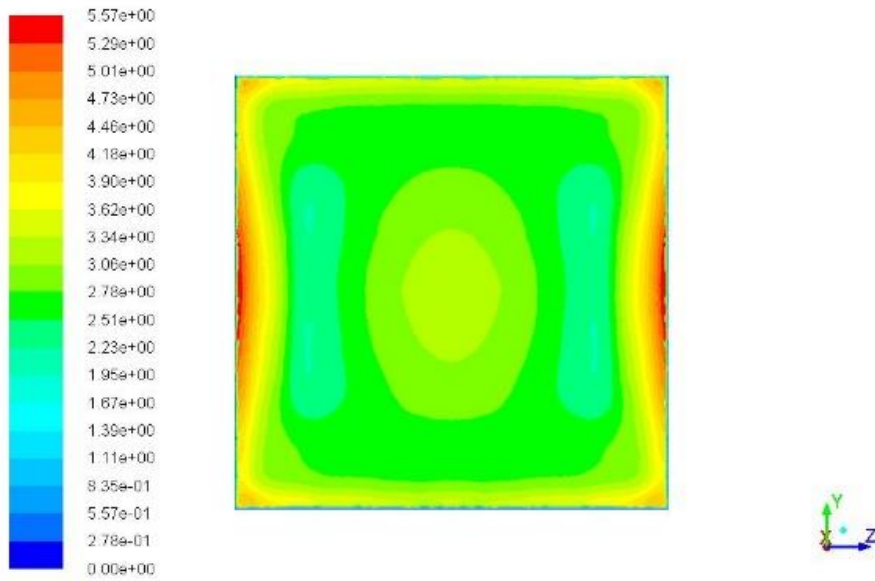
Bu parametre değerlerine göre analiz yapıldığında basınç düşümünün 230,67 Pa gibi bir değer çıktığı gözlenmiştir. Ayrıca yine 7 numaralı analiz için basınç ve hız dağılımı ise Şekil 6.13 ve Şekil 6.14' de gösterilmiştir..



Contours of Static Pressure (pascal)

Jul 15, 2015
ANSYS Fluent 14.5 (3d, pbns, ske)

Şekil 6.13 analiz 7 için hücre girişindeki basınç dağılımı



Contours of X Velocity (m/s)

Jul 15, 2015
ANSYS Fluent 14.5 (3d, pbns, ske)

Şekil 6.14 Analiz 7 için hücre çıkışındaki hız dağılımı

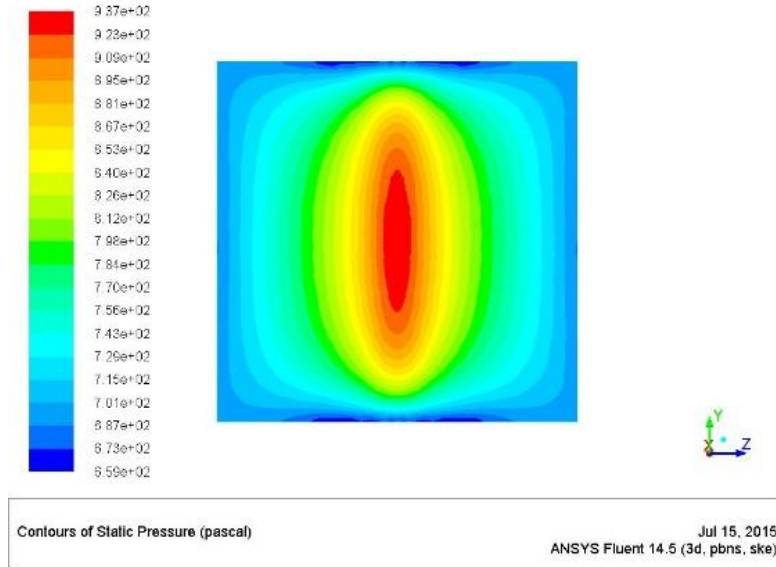
Analiz 8

Ortogonal diziye göre parametrelerin seviyelerinin oluşturduğu seri 8 numaralı analiz için sırasıyla 3-2-1-3 şeklindedir. Buna göre parametrelerin alacağı değerler çizelge 6.11’de gösterilmiştir. Çizelge 6.11’den da anlaşılacağı gibi giriş hızı üçüncü seviye olan 12 m/s iken 0,50 porozite, et kalınlığı 2 mm ve açı değeri ise 120 ° dir.

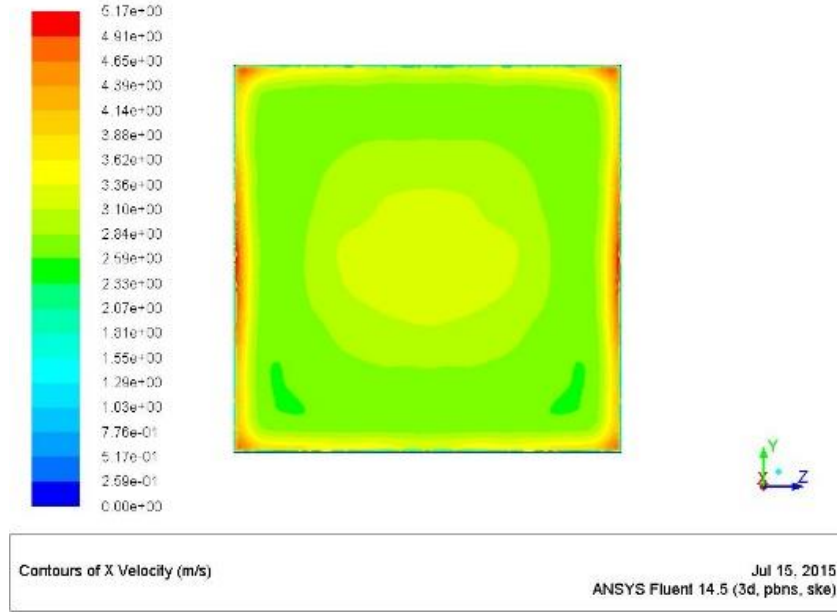
Çizelge 6.11 Analiz 8 için parametreler ve değerleri

<i>Giriş Hızı</i> (V, m/s)	<i>Porozite</i> (δ)	<i>Et Kalınlığı</i> (e, mm)	<i>Açı</i> (θ , °)	<i>Basınç Düşümü</i> (ΔP , Pa)
12	0,50	2	120°	236,51

Bu parametre değerlerine göre analiz yapıldığında basınç düşümünün 236,51 Pa gibi bir değer çıktığı gözlenmiştir. Ayrıca yine 8 numaralı analiz için basınç ve hız dağılımı ise Şekil 6.15 ve Şekil 6.16’ da gösterilmiştir.



Şekil 6.15 Analiz 8 için hücre girişindeki basınç dağılımı



Şekil 6.16 Analiz 8 için hücre çıkışındaki hız dağılımı

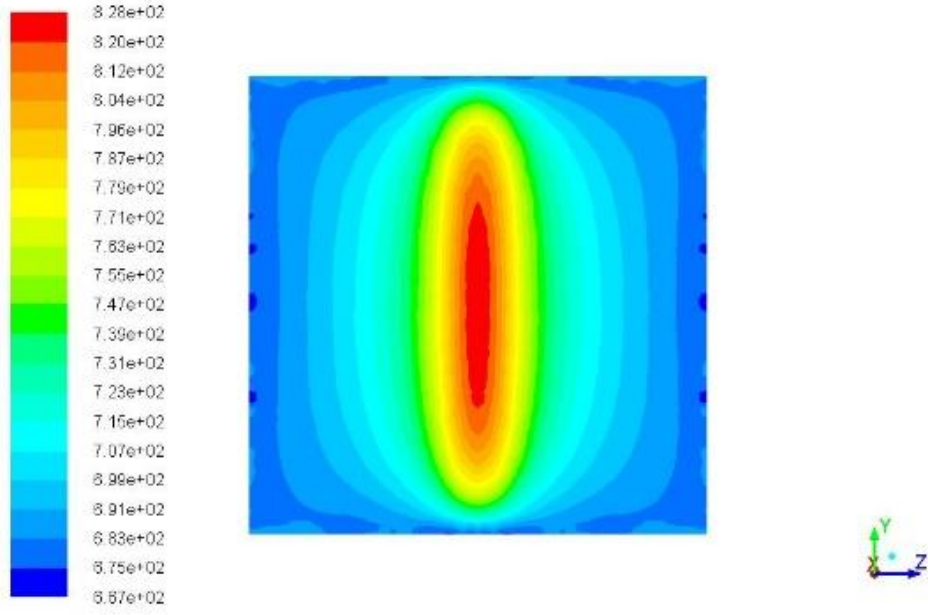
Analiz 9

Ortogonal diziye göre parametrelerin seviyelerinin oluşturduğu seri 9 numaralı analiz için sırasıyla 3-3-2-1 şeklindedir. Buna göre parametrelerin alacağı değerler Çizelge 12’de gösterilmiştir. Çizelge 6.12’den de anlaşılacağı gibi giriş hızı üçüncü seviye olan 12 m/s iken 0,50 porozite, et kalınlığı 2 mm, açı değeri ise 120 ° dir.

Çizelge 6.12 Analiz 9 için parametreler ve değerleri

<i>Giriş Hızı</i> (<i>V, m/s</i>)	<i>Porozite</i> (<i>δ</i>)	<i>Et Kalınlığı</i> (<i>e, mm</i>)	<i>Açı</i> (<i>θ, °</i>)	<i>Basınç Düşümü</i> (<i>ΔP, Pa</i>)
12	0,60	3	60°	127,75

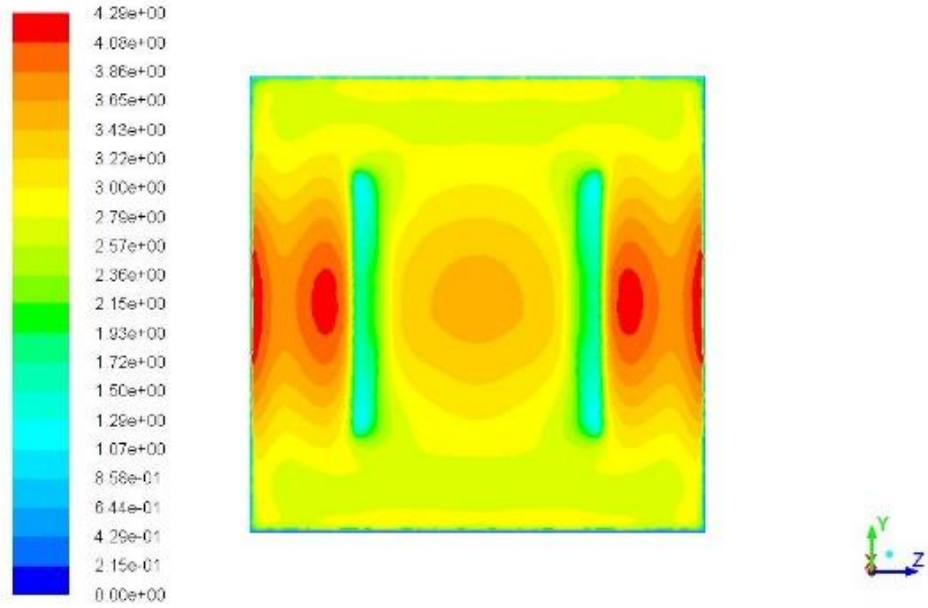
Bu parametre değerlerine göre analiz yapıldığında basınç düşümünün 127,75 Pa gibi bir değer çıktığı gözlenmiştir. Ayrıca yine 9 numaralı analiz için basınç ve hız dağılımı ise Şekil 6.17 ve Şekil 6.18’ de gösterilmiştir.



Contours of Static Pressure (pascal)

Jul 15, 2015
ANSYS Fluent 14.5 (3d, pbns, ske)

Şekil 6.17 Analiz 9 için hücre girişindeki basınç dağılımı



Contours of X Velocity (m/s)

Jul 15, 2015
ANSYS Fluent 14.5 (3d, pbns, ske)

Şekil 6.18 Analiz 9 için hücre çıkışındaki hız dağılımı

6.1.4. Taguchi Yöntemi Sonuçları ve Optimum Seri

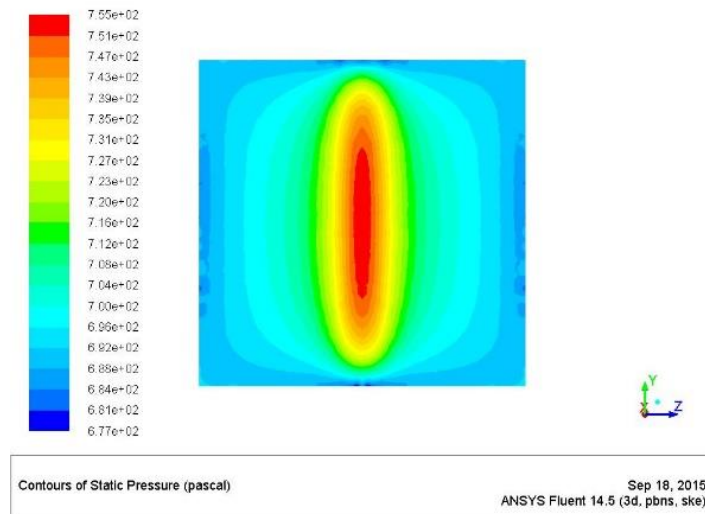
Taguchi optimizasyon yöntemine göre yukarıdaki analizler sonucu yapılan indirgeme işlemiyle optimum seri elde edilmiştir. Buna göre optimum seri 1-3-1-1 şeklindedir. Yani akış hızının en küçük olduğu 8 m/s, porozitenin en büyük olduğu 0,60 değeri, kalınlığın 2 mm ve açının 60 ° olduğu değerler optimum değeri verecektir. Yani basınç düşümünün minimum olduğu değeri bulacağımız analiz Taguchi metoduna göre bu seridir. Gerçekten de optimum seri için yapılan analiz sonucu Çizelge 6.13’de de gösterildiği gibi 54,53 Pa bulunmuştur. Bu değer analizler arasında bulunan en düşük basınç düşümü olan analiz 1 deki 63,32 Pa değerinden bile küçük çıkmıştır. Böylelikle tasarladığımız optimum difüzör ile deney sonuçlarından daha düşük basınç düşümü verebilen difüzör geometrisi V profil difüzör için elde edilmiştir.

6.1.4.1 Optimum analiz

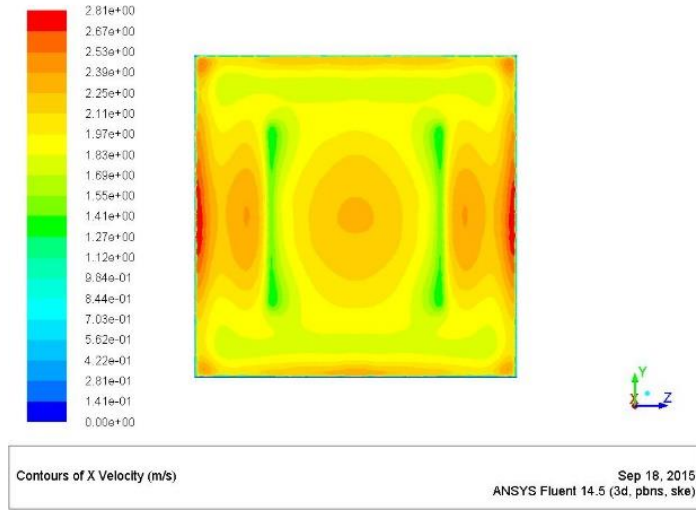
Çizelge 6.13 Optimum analiz için parametreler ve değerleri

<i>Giriş Hızı</i> (<i>V, m/s</i>)	<i>Porozite</i> (<i>δ</i>)	<i>Et Kalınlığı</i> (<i>e, mm</i>)	<i>Açı</i> (<i>θ, °</i>)	<i>Basınç Düşümü</i> (<i>ΔP, Pa</i>)
8	0,60	2	60°	54,53

Bu verilere göre optimum analiz için basınç düşümü ve hız dağılımı Şekil 6.19 ve Şekil 6.20’deki gibidir.



Şekil 6.19 Optimum analiz için hücre girişindeki basınç dağılımı



Şekil 6.20 Optimum analiz için hücre çıkışındaki hız dağılımı

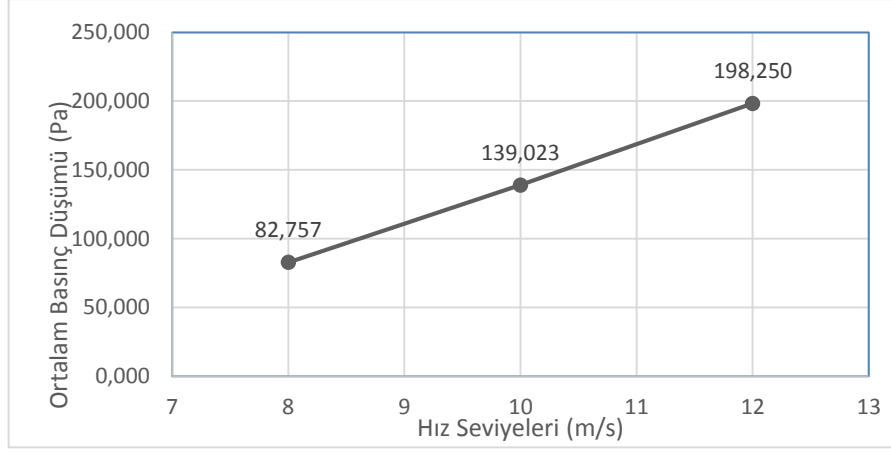
6.1.5 Optimizasyon Grafikleri

Taguchi optimizasyon yöntemine göre her parametrenin seviyeleri için bulunduğu analizlerde çıkan sonuçlarının ortalamasını veren grafik çizilir. Buna göre giriş hızı için seviye 1 değeri yani 8 m/s'nin bulunduğu 1,2,3 nolu analizlerin basınç düşümü sonuçlarının ortalaması alınır. Çizelge 6.14'de de görüldüğü gibi ortadaki sütunda ortalama basınç düşümü formülizasyonu gösterilmiştir. Formülde de görüldüğü gibi 8 m/s için seviye 1, 10 m/s için seviye 2, 12 m/s için ise seviye 3 ün bulunduğu analizlerin basınç düşümlerinin ortalaması alınarak ortalama basınç düşümü kolonundaki değerler elde edilmiştir.

Çizelge 6.14 Hız seviyelerine göre ortalama basınç düşümü

Hız Seviyeleri (V, m/s)	Hız Seviyeleri için Ortalama Basınç Düşümleri Formülü	Ortalama Basınç Düşümü (Pa)
8	$(63,32+86,77+98,18)/3=$	82,757
10	$(196,93+120,93+99,21)/3=$	139,023
12	$(230,67+236,51+127,57)/3=$	198,25

Çizelge 6.14'e göre çizilmiş olan hız seviyeleri ile ortalama basınç düşümünü gösteren grafik Şekil 6.21'deki gibidir.

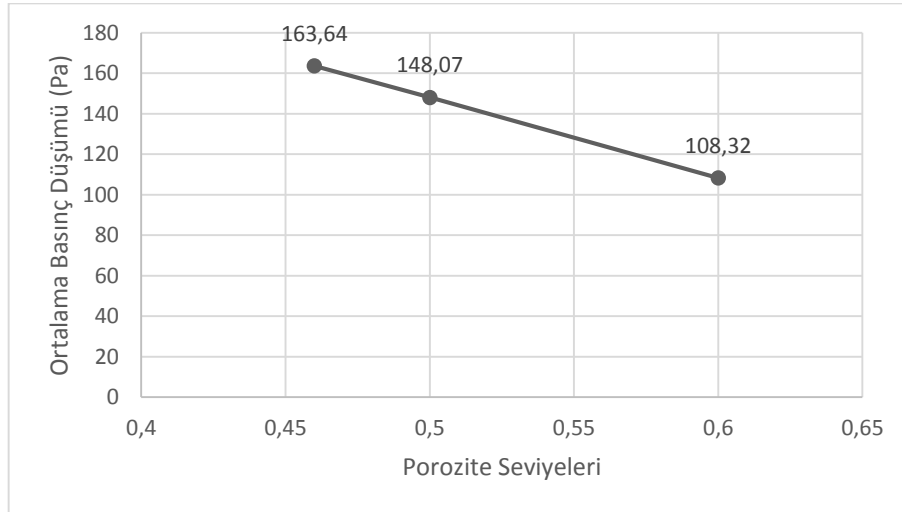


Şekil 6.21 Hız seviyelerine göre ortalama basınç düşümü

Porozite için ise aynı şekilde aşağıdaki Çizelge 6.15 oluşturulur. Çizelge 6.15 'e göre çizilen grafik ise Şekil 6.22 'de gösterilmiştir.

Çizelge 6.15 Porozite seviyelerine göre ortalama basınç düşümü

Porozite Seviyeleri (δ)	Porozite Seviyeleri için Ortalama Basınç Düşümleri Formülü	Ortalama Basınç Düşümü (Pa)
0,46	$(63,32+196,93+230,67)/3=$	163,640
0,50	$(196,93+120,93+99,21)/3=$	148,07
0,60	$(230,67+236,51+127,57)/3=$	108,32

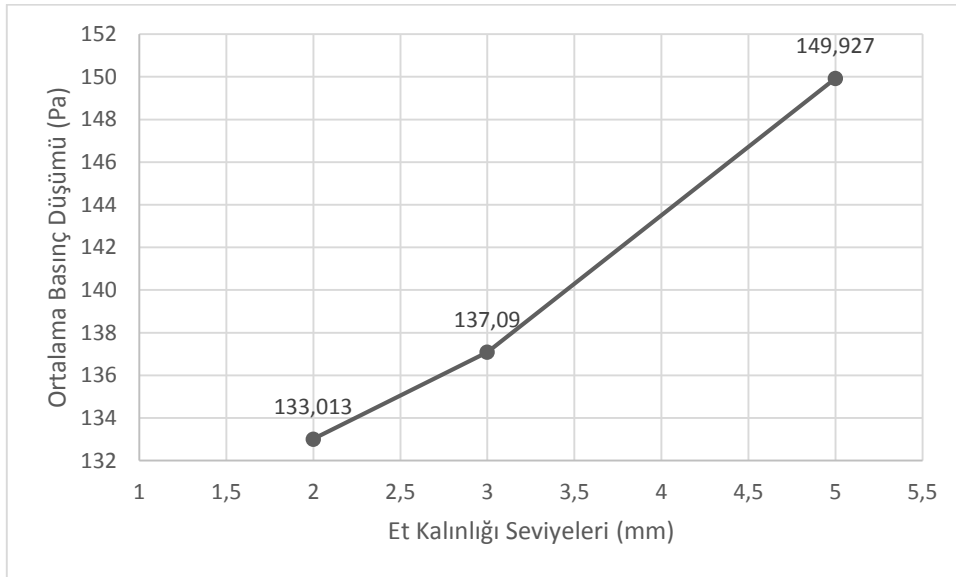


Şekil 6.22 Porozite seviyelerine göre ortalama basınç düşümü

Et kalınlığı parametresi için ise aynı şekilde Çizelge 6.16 oluşturulabilir. Çizelge 6.16' ya göre çizilen et kalınlığı-ortalama basınç düşümü grafiği ise Şekil 6.23 'deki gibidir.

Çizelge 6.16 Et Kalınlığı seviyelerine göre ortalama basınç düşümü

Et Kalınlığı Seviyeleri (t, mm)	Et Kalınlığı Seviyeleri için Ortalama Basınç Düşümleri Formülü	Ortalama Basınç Düşümü (Pa)
2	$(63,32+99,21+230,67)/3=$	133,013
3	$(86,77+196,93+127,57)/3=$	137,090
5	$(98,18+120,93+230,67)/3=$	149,927

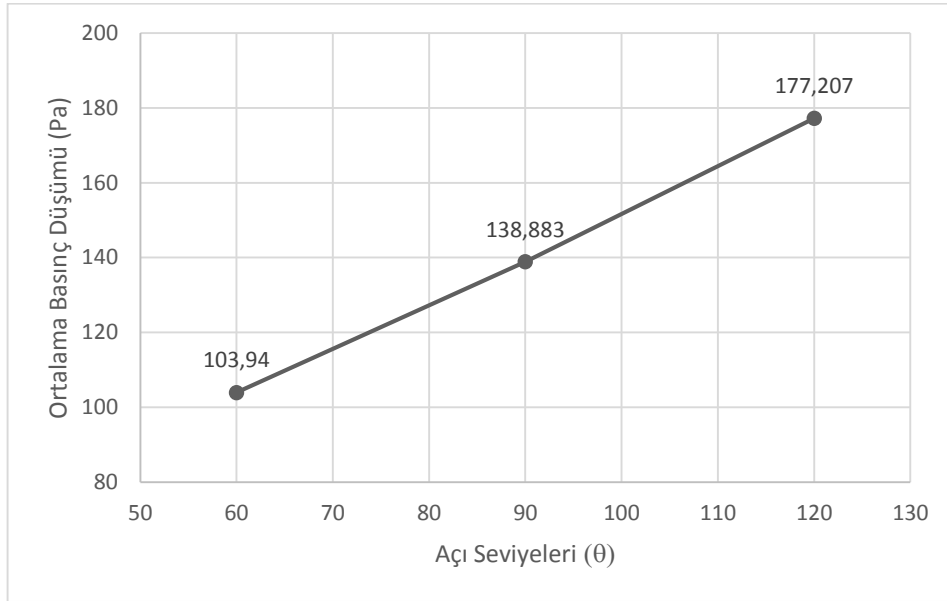


Şekil 6.23 Et kalınlığı seviyelerine göre ortalama basınç düşümü

Difüzör açısı parametresi için ise aynı şekilde Çizelge 6.17 oluşturulabilir. Çizelge 6.17' ye göre çizilen açı-ortalama basınç düşümü grafiği ise Şekil 6.24 'deki gibidir.

Çizelge 6.17 Açı seviyelerine göre ortalama basınç düşümü

Açı Seviyeleri (θ , mm)	Açı Seviyeleri için Ortalama Basınç Düşümleri Formülü	Ortalama Basınç Düşümü (Pa)
60	$(63,32+120,93+127,57)/3=$	103,940
90	$(86,77+99,210+230,67)/3=$	138,883
120	$(98,18+196,930+236,510)/3=$	177,207



Şekil 6.24 Açı seviyelerine göre ortalama basınç düşümü

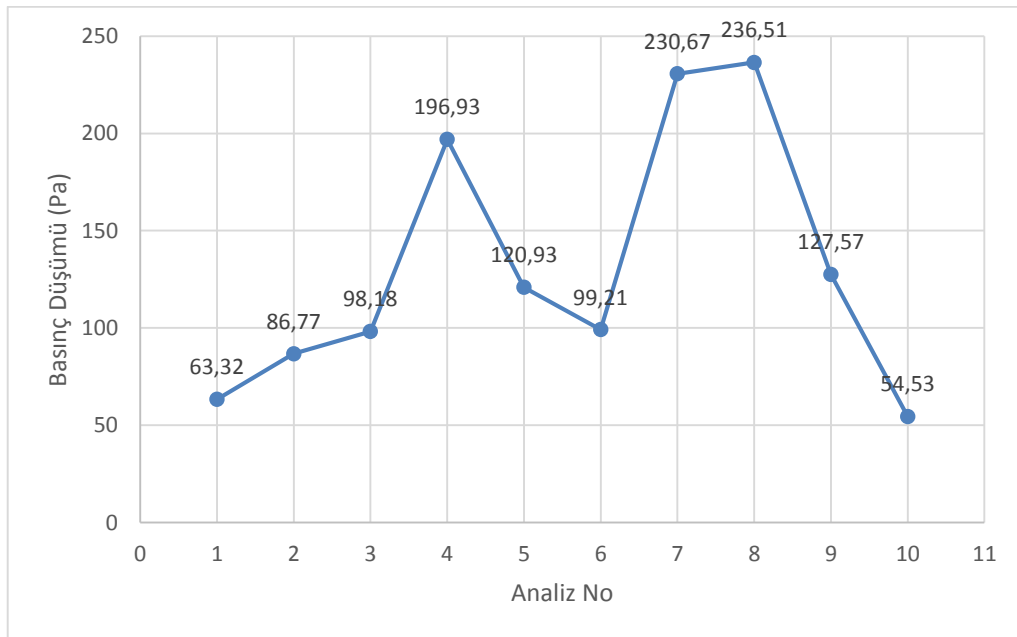
Çizelgelerden ve grafiklerden anlaşılacağı gibi her parametre için en düşük ortalama basıncı veren seviye o parametrenin optimum seviyesi olmaktadır. Örnek olarak son çizilen açı parametresiyle ilgili çizelge ve grafiğe bakılırsa en düşük ortalama basıncı veren 103,940 Pa 'a karşılık gelen seviye 1 'deki 60° lik açıdır. Böylelikle bu parametre için optimum seviye belirlenmiş olmaktadır. İşte Taguchi Metodu'nun parametre indirgeme yöntemiyle yaptığı çalışma bu şekildedir. Diğer parametreler için de aynı şekilde grafiklere bakıldığında V1-ε3-e1-θ1 şeklindedir. Yani 8 m/s, 0,60 porozite, 2 mm et kalınlığı ve 60°'lik açıdır. Ayrıca Taguchi metoduna göre analizde basınç düşümünü en fazla etkileyen parametre **Giriş Hızı** olurken en az etkileyen parametre ise **Et Kalınlığı** olmuştur.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Çizelge 7.1 Taguchi metoduna göre analiz sonuçları

Analiz No	Parametreler				Basınç Düşümü (ΔP) [Pa]
	Giriş Hızı (V)	Porozite (δ)	Et Kalınlığı (e)	Açı (θ)	
1	1	1	1	1	63,32
2	1	2	2	2	86,77
3	1	3	3	3	98,18
4	2	1	2	3	196,93
5	2	2	3	1	120,93
6	2	3	1	2	99,21
7	3	1	3	2	230,67
8	3	2	1	3	236,51
9	3	3	2	1	127,57
Opt	1	3	1	1	54,53

Çizelge 7.1’de analiz sonuçlarının hepsi ve optimum analiz bir arada gösterilmiştir. Buna göre her bir analize göre oluşan basınç düşümü grafiği Şekil 7.1’dedir.



Şekil 7.1 Analizlere göre basınç düşümleri (10. analiz optimum analizdir.)

Çizelge 7.2 Analiz sonuçlarına göre re sayıları

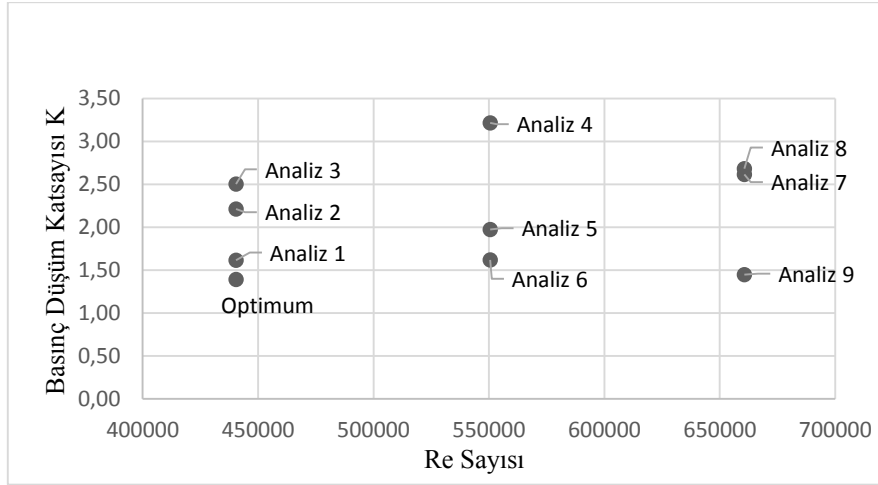
Analiz No	Dinamik Viskosite μ (kg/ms)	Yoğunluk ρ ($\frac{kg}{m^3}$)	Hidrolik Çap D_h (m)	Hız V (m/s)	Re Sayısı
1	0,0000178	1,225	0,8	8	440449
2	0,0000178	1,225	0,8	8	440449
3	0,0000178	1,225	0,8	8	440449
4	0,0000178	1,225	0,8	10	550562
5	0,0000178	1,225	0,8	10	550562
6	0,0000178	1,225	0,8	10	550562
7	0,0000178	1,225	0,8	12	660674
8	0,0000178	1,225	0,8	12	660674
9	0,0000178	1,225	0,8	12	660674
Opt	0,0000178	1,225	0,8	8	440449

Çizelge 7.3 Analiz sonuçlarına göre basınç düşüm katsayıları

Analiz No	Yoğunluk [ρ]	Hız [m/s]	ΔP Deneysel [Pa]	K
1	1,225	8	63,32	1,62
2	1,225	8	86,77	2,21
3	1,225	8	98,18	2,50
4	1,225	10	196,93	3,22
5	1,225	10	120,93	1,97
6	1,225	10	99,21	1,62
7	1,225	12	230,67	2,62
8	1,225	12	236,51	2,68
9	1,225	12	127,57	1,45
Opt	1,225	8	54,53	1,39

Çizelge 7.2 'de Analiz Sonuçlarına göre Re sayıları verilmiştir. Çizelge 7.3'den de anlaşılacağı üzere optimum analiz için K Basınç Düşüm Katsayısı 1,39 değeri ile en küçük çıkmıştır. Yani bu parametreler göre sürtünmelere harcanan enerjinin en az olduğu geometridir. K'nın Re sayısına göre değişim grafiği ise Şekil 7.2 'de verilmiştir.

Buradan anlaşılan klima santrali için yapılan bu optimizasyon çalışmasında enerji verimliliği sağlanabilir.



Şekil 7.2 Her bir analizin re sayısına göre basınç düşüm katsayıları

Klima santralleri için Basınç düşümü esasen kaybolan enerji demektir. Sürtünmelere harcanan kayıp enerji olarak da tanımlayabiliriz. Bu yüzden bu tesisatlarda ve sistemlerde basınç düşümünün minimum seviyede olması istenmektedir. Bu çalışmada görülüyor ki Çizelge 7.4'de görülen deneysel verilerde basınç düşümü 200 Pa'm üzerine çıkıyorken elde edilen optimum analizde 54,53 Pa lık bir değer yakalanmıştır. Elde edilen basınç düşümü değerleri ($Pa=N/m^2$) debilerle (m^3/s) çarpıldığında Watt cinsinden güç kaybı bulunmuş olur.

Çizelge 7.4 Sayısal ve deneysel çalışmalardaki güç kayıpları

Çalışmalar	Hız [m/s]	Alan [m ²]	Debi [m ³ /s]	Basınç Düşümü [Pa]	Güç Kaybı [W]
Sayısal	11,4	0,64	7,296	212,77	1552,37
	10,9	0,64	6,976	194,02	1353,48
	9,2	0,64	5,888	140,04	824,556
Deneysel	11,4	0,64	7,296	199	1451,9
	10,9	0,64	6,976	188	1311,49
	9,2	0,64	5,888	129	759,552
Optimum	8	0,36	2,88	54,53	157,046

Güç kayıplarının, optimum analizin enerji kaybından çıkarılmasıyla elde edilen fark, kayıptan güç kazancı olarak adlandırılabilir. Sayısal ve deneysel güç kayıplarını optimum güç kaybı olan 157,046 W'dan çıkartılmasıyla kayıptan güç kazançları elde edilir. Her bir hız için yapılan çalışmalardaki kayıptan kazanılan güç kazançları Çizelge 7.5'de görülmektedir. Ayrıca kayıptan kazanılan gücün yüzde olarak ifadesi de yer almaktadır.

Çizelge 7.5 Kayıptan kazanılan güçler

Çalışma	Sayısal			Deneysel		
	Hız [m/s]	11,4	10,9	9,2	11,4	10,9
Basınç Düşümü [Pa]	212,77	194,02	140,04	199	188	129
Kayıptan Güç Kazancı [W]	158,24	139,49	85,51	144,47	133,47	74,47
Kayıptan Güç Kazancı [%]	74,37	71,89	61,06	72,60	70,99	57,73

Çalışmada esas amaçlanan basınç düşümünü en aza indirgeyerek klima santrallerinde bir bölüm için enerji verimliliği sağlamaktır. Optimum difüzör tasarlanarak hedeflenen enerji verimliliği gerçekleştirilmiştir.

Sonuç olarak:

- Porozite artışının basınç düşümünü azalttığı,
- Açının artmasının basınç düşümünü artırdığı,
- Basınç düşümüne en fazla etki eden parametrenin hız olduğu, en az etki eden parametrenin de et kalınlık olduğu,
- Taguchi Optimizasyon Metodu kullanılarak yapılması gereken analiz sayısı düşürülerek, daha kısa zamanda optimum sonuca ulaşılabileceği,
- Taguchi Optimizasyon Metodu ile hangi parametrenin sonucu ne kadar etkilediği görülmüştür.

Öneriler:

- V profil delikli difüzörde akış sadece iki yönlü yayıldığından dolayı santralin alt ve üst noktalarına akış yeterince ulaşamamakta bu yüzden akışın daha iyi yayılmasını sağlayacak ve aynı zamanda daha düşük basınç düşümü oluşturacak farklı geometride (konik, silindirik, piramit v.b) delikli difüzörler için de çalışmalar yapılabilir.
- Bu klima santrali hücresi haricinde diğer hücreler için de enerji verimliliği çalışmaları yapılabilir. Ayrıca bu çalışmada fazla değinilmeyen çıkıştaki hız dağılımının optimizasyonu üzerinde de çalışmalar yapılabilir.
- Bu çalışmada hız dağılımı için sadece difüzör açısının genişlemesiyle homojen dağılım sağlandığı kabaca gözlenmiştir. Bunu veren en iyi parametre 120° lik açı parametresidir. Hem hız dağılımı hem de basınç düşümü açısından iyi bir model yapılmak istenirse optimum seri için açı değeri 120° ile değiştirilip analiz yapılabilir.
- Akış performansının incelenmesiyle birlikte elde edilen bulgularla klima santralleri için bir başka öneme sahip olan akustik performans da incelenebilir. Uygun difüzör kullanımıyla basınç düşümünün yanı sıra ses düşümü açısından da iyi sonuçlar veren geometri de araştırılabilir.

8. KAYNAKLAR

- [1] Anonim, http://www.enerji.gov.tr/EKLENTI_VIEW/index.php/raporlar, Ankara, 2011.
- [2] Yılmaz, Ş., İpek, M., Uc, H. İ., Optimum Klima Santrali Tasarımı, Bitirme Projesi, İnönü Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, (2013).
- [3] HVAC Systems Duct Design, Fourth Edition, Chapter 6, SMACNA, (2006).
- [4] Bayramgil, V., Bayrak S., Yükselen M.A., Erim M. Z., Experimental investigation of a diffuser for cooling and air conditioning system, International Council of the Aeronautical Sciences and The American Institute of Aeronautics and Astronautics, (1998).
- [5] Şahin, B. Pressure losses in an isolated perforated plate and jets emerging from the perforated plate, International Journal of Mechanical Science, 31, pp. 51-61, (1989).
- [6] Şahin, B., Ward-Smith A.J., Lane D., The pressure drop and flow characteristics of wide-angle screened diffusers of large area ratio, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 58, pp. 33-50, (1995).
- [7] Şahin, B., Ward-Smith A.J., The use of perforated plates to control the flow emerging from a wide-angle diffuser, with application to electrostatic precipitator design, Heat and Mass Transfer, 8, pp. 124-131, (1987).
- [8] Şahin, B., Ward-Smith A.J., The pressure distribution in and flow characteristics of wide-angle diffusers using perforated plates for flow control with application to electrostatic precipitators, International Journal of Mechanical Science, 35, pp. 117-127, (1993).
- [9] Şahin, B., Ward-Smith A.J., Flow control by perforated plates using a blanking technique in wide-angle diffusers employed in practical electrostatic precipitator systems , Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 37, pp. 269-284, (1991).H. Koyuncuoğlu, *Dynamic Energy Analysis In Buildings*, İzmir, 2004.
- [10] Şahin, B., Ward-Smith A.J., Effect of perforated plates on wide-angle diffuser-exit velocity profiles, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 34, pp. 113-125, (1990).
- [11] Guo, B.Y., Hou, Q.F., Yu, A.B., Li, L.F., Guo, J., Numerical modelling of the gas flow through perforated plates, Chemical Engineering Research and Design, 91, 403-408, (2013).
- [12] Noui-Mehidi, M.N., Wu, J., Sutalo, I.D., Grainger, C., Velocity distribution downstream of an asymmetric wide-angle diffuser, Experimental Thermal and Fluid Science, 29, 649-657, (2005).
- [13] Bayazit, Y., Sparrow, E. M., Joseph, D. D. (2014). Perforated plates for fluid management: Plate geometry effects and flow regimes. International Journal of Thermal Sci. 85, 104-111
- [14] Anonim <http://hantoninnovation.com/page2.htm>
- [15] Anonim http://aero-comlab.stanford.edu/jameson/cfd_gallery.html

- [16] Anonim <http://www.openfoam.com/products/visualcfd.php>
- [17] Versteeg, H.K. and Malalasekera, W. (1995) *An Introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method*, 13-15 p.
- [18] Chung, T.J,(2002) *Computational Fluid Dynamics*. Cambridge Universty Press, Cambridge, UK, 683-716 p.
- [19] Launder B. E., Spalding D. B., (1972) *Mathematical Models of Turbulence..* Academic Press, London–New York 1972.
- [20] Tu, J, *Computational Fluid Dynamics A Pratical Approach* Second Edition Australia
- [21] AKSEL, H. , “*Computational Fluid Dynamics Using Finite Volume Method*” 2002-2003 Ders Notları, ODTÜ Makina Müh. Bölümü
- [22] https://controls.engin.umich.edu/wiki/index.php/Design_of_experiments_via_taguchi_methods:_orthogonal_aRrays, Erişim tarihi: 05.07.2015
- [23] Savaşkan M., Taptık Y., Ürgen M., Deney tasarım yöntemi ile matkap uçlarında performans optimizasyonu, İTÜ dergisi, 6, 117-128, (2004).
- [24] <https://www.testo.com.tr/urundetaylari/0563+4352/testo-435-2-Olcum-degerini-saklama-ve-PC-yazilimi-ile-cok-yonlu-olcum-cihazı>

ÖZGEÇMİŞ

Ekrem TAÇGÜN; 1988 Malatya doğumlu olup, 2007 yılında Malatya Hacı Ahmet Akıncı Lisesi'nden, 2011 yılında İnönü Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2011-2013 yılları arasında özel sektörde çalıştıktan sonra 2013 yılında İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. Aynı Anabilim Dalı'nda 2013 yılından beri Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.

Ad Soyad: Ekrem TAÇGÜN

E-Posta: ekrem.tacgun@inonu.edu.tr

Lisans: İnönü Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

ERDOĞAN, A., TAÇGÜN, E., KAMER, M., S., CANBAZOĞLU, S., AKSOY, İ., G., KAYA, A., SÖNMEZ, K., ŞAHİN, H., M., "KLİMA SANTRALİ FANLARI İÇİN TASARLANAN BİR DELİKLİ DİFÜZÖRLÜ BOŞ HÜCREDEKİ HAVA AKIŞININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ" *3.ANADOLU ENERJİ SEMPOZYUMU, MUĞLA SITKI KOÇMAN ÜNİVERSİTESİ* (2015)

KAMER, M., S., TAÇGÜN, E., ŞAHİN, H., M., ERDOĞAN, A., SÖNMEZ, K., KAYA, A., AKSOY, İ., G., CANBAZOĞLU, S., "KLİMA SANTRALİ FANLARI İÇİN TASARLANAN BİR V-PROFİL DELİKLİ DİFÜZÖRLÜ BOŞ HÜCREDEKİ HAVA AKIŞININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ" *3. ANADOLU ENERJİ SEMPOZYUMU, MUĞLA SITKI KOÇMAN ÜNİVERSİTESİ* (2015)