

**YENİLİKÇİ SOĞUTMA KULESİ TASARIMINA YÖNELİK  
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI ÇALIŞMALARI**

**BİLAL BURAK DOĞAN**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TEMMUZ 2015**

**ANKARA**

Fen Bilimleri Enstitü onayı

---

Prof. Dr. Osman EROĞUL

Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

---

Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ

Anabilim Dalı Başkanı

Bilal Burak DOĞAN tarafından hazırlanan Yenilikçi Soğutma Kulesi Tasarımına Yönelik Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

---

Doç. Dr. Selin ARADAĞ

Tez Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan : Yrd. Doç. Dr. Nilay Sezer UZOL

Üye : Doç. Dr. Selin ARADAĞ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Özgür BAYER

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Bilal Burak DOĞAN

**Üniversitesi** : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi  
**Enstitüsü** : Fen Bilimleri  
**Anabilim Dalı** : Makine Mühendisliği  
**Tez Danışmanı** : Doç. Dr. Selin ARADAĞ  
**Tez Türü ve Tarihi** : Yüksek Lisans – Temmuz 2015

**Bilal Burak DOĞAN**

**YENİLİKÇİ SOĞUTMA KULESİ TASARIMINA YÖNELİK  
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ÇALIŞMALARI**

**ÖZET**

Bu tezde, düşük su tüketimli soğutma kulesi tasarımı adına deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Çalışmanın amacı günümüzde var olan soğutma kulelerindeki su tüketimini düşürmek fakat su tüketimini düşürürken soğutma kulesinin verimini düşürmemektir. Performansın istenilen düzeyde olması için hava ile su damlacıkların homojen olarak karışması gerekmektedir. Bu amaçla ilk olarak küçük ölçekli bir test düzeneği oluşturulmuştur. Kurulan test düzeneği farklı giriş ve çıkışları deneysel olarak inceleme konusunda yardımcı olmuştur. Test düzeneği, Tübitak Teydeb projesi kapsamında MD2 firması tarafından kurulmuş ve çalıştırılmıştır. Deneysel çalışmaları doğrulamak ve tasarımda yardımcı olmak üzere yürütülen hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmaları bu tezin kapsamını oluşturmaktadır.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği farklı giriş ve çıkışların etkilerinin incelenmesi amacıyla kullanılmıştır. Çalışmanın başında farklı giriş ve çıkışların incelemesi için ilk olarak sadece hava ile simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Türbülans yoğunluğunu arttırmak amacıyla farklı türbülötör tasarımları yapılmıştır. Türbülötör lüle sisteminin denenmesi amacıyla üç boyutlu çok fazlı HAD modeli oluşturulmuştur. Yapılan deneysel ve sayısal çalışmaların sonucunda, en efektif giriş, çıkış ve türbülötör lüle sistemi seçilmiştir. Bu çalışmalar sayesinde soğutma kulesi

son halini almış ve gerekli sıcaklık farklılıklarının yakalanabilmesi için döner lüle sisteminin kullanmasına karar verilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Soğutma Kulesi, Düşük Su Tüketimi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

**University** : **TOBB Economics and Technology University**  
**Institute** : **Institute of Natural and Applied Sciences**  
**Science Programme** : **Mechanical Engineering**  
**Supervisor** : **Associate Professor Dr. Selin ARADAĞ**  
**Degree Awarded and Date** : **M.Sc. – July 2015**

**Bilal Burak DOĞAN**

**COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS STUDIES FOR INNOVATIVE  
COOLING TOWER DESIGN**

**ABSTRACT**

In this study, a combined experimental and computational study for the design of a low water consumption cooling tower is performed. The purpose of the study is to reduce the water consumption without decreasing the efficiency of a typical cooling tower. To achieve this aim, it is necessary to enhance the homogeneity of mist/air mixture. For this purpose, firstly, an experimental set-up including a small scale wind tunnel is installed which provides opportunity to examine different inlet and outlet configurations easily. As a part of a Tubitak Teydeb Project, the experimental part of the study is carried out by MD2 Engineering. Computational Fluid Dynamics (CFD) is used extensively to examine the effects of different configurations before experimental studies. Simulations of different inlet and outlet configurations are performed using only air. Several turbulators are designed and simulated to increase the turbulence levels. A three dimensional multi-phase CFD model is utilized to design a nozzle-turbulator system for the cooling tower. As results of the computational and experimental studies, the most efficient inlet and outlet configurations are specified and turbulators are selected from the alternative designs. The designed cooling tower takes its final form as a result of combined experimental and computational studies and a turning nozzle configuration is selected as the final design.

**Key Word:** **Cooling Tower, Low water consumption, Computational Fluid Dynamics**

## TEŞEKKÜR

Akademisyenlik yolunda attığım bu ilk adımda desteğini hiç eksik etmeyen, hoşgörü ve sabır ile beni yönlendiren, tecrübelerinden ve derin bilgi birikiminden yararlandığım, örnek aldığım değerli hocam Doç. Dr. Selin ARADAĞ'a teşekkür ederim.

“Düşük su tüketimli soğutma kulesi” başlıklı 71205519 no'lu TÜBİTAK TEYDEB projesinin bir parçası olan bu çalışmaya maddi destek ve bana burs veren TÜBİTAK'a ve yüksek lisans süresince eğitimime destek veren TOBB ETÜ'ye teşekkürü bir borç bilirim. Çalışmam boyunca yanımda olan ve yardımlarını esirgemeyen İbrahim YILMAZ'a ve Özgür POLAT'a teşekkür ederim. Tezimi değerlendiren, bu çalışmaya katkıda bulan sayın jüri üyeleri Yrd. Doç. Dr Nilay Sezer UZOL, Yrd. Doç. Dr. Özgür BAYER ve Doç. Dr. Selin ARADAĞ'a teşekkür ederim.

Lisans ve yüksek lisans hayatım boyunca yardımlarını ve desteğini hep hissettiğim, yolumu bulmamda önemli bir yardımcım olan Alper KAPLAN'a teşekkür ederim. Bu tezi hayatım boyunca bir an olsun yardımlarını esirgemeyen aileme adıyorum.

## İÇİNDEKİLER

TEZ BİLDİRİMİ.....	iii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	vii
İÇİNDEKİLER .....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiv
KISALTMALAR .....	xv
SEMBOL LİSTESİ.....	xvi
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Motivasyon.....	1
1.2 Literatür Taraması.....	1
1.2.1 Soğutma Kuleleri ve Soğutma Kule Sınıflandırması .....	1
1.2.2 Doğal Akışlı Soğutma Kuleleri.....	2
1.2.3 Zorlanmış Akışlı Soğutma Kuleleri .....	5
1.2.4 Literatürde Soğutma Kuleleri için yapılan Deneysel ve Nümerik çalışmalar .....	9
1.3. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı.....	19
2. SAYISAL YÖNTEMLER .....	21



2.1 HAD Modeli ve Deney Düzenineğinin Oluşturulması .....	21
2.2 Çözüm Ağı Hazırlanması .....	22
2.3. Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi .....	23
2.3.1. Kontrol Hacmi ve Korunum Denklemlerinin Ayrıklaştırılması .....	23
2.3.2 HAD Simülasyonları Sınır Koşulları .....	25
2.3.3 Türbülans Modelleri.....	31
2.3.4 Adveksiyon şeması.....	38
2.3.5 Hesaplama Kaynakları .....	38
2.3.6 Ard İşleme Yöntemleri.....	39
3.SOĞUTMA KULESİ TASARIMI VE ISIL ANALİZİ.....	39
3.1 Isıl Performans Tahmini.....	40
3.2 Çözüm Ağı Çalışması .....	42
4. YENİ TİCARİ BİR SOĞUTMA KULESİ TASARIMI.....	44
4.2 Hava Giriş Delik Konfigürasyonlar ve Etkileri .....	48
4.3 Hava Giriş Delik ve Ön Giriş Açılı Hava Girişi Konfigürasyonları.....	51
4.4 Farklı Türbülator Tasarımları ve HAD Analizleri .....	57
4.4.1. Türbülator 1.....	62
4.4.2 Türbülator 2.....	64
4.5 Yeni Türbülator Tasarımları ve HAD Simülasyonlarının İki Fazlı Olarak Hava-Su Olarak Gerçekleştirilmesi .....	68
4.5.1 Türbülator 1.....	69
4.5.2 Türbülator 3.....	70

4.5.3 Türbülator 4.....	72
4.6 Deneysel Çalışmalar ve Radyal Fan Sirkülasyonlu Sistem .....	75
4.7 Siklon Tipi Soğutma Kulesi Tasarımı.....	77
4.8 Döner Lüle için Yapılan HAD Çalışmaları.....	79
5. SONUÇLAR VE YORUMLAR .....	82
5.1 Sonuçların Yorumlanması.....	82
5.2. Gelecek Çalışmalar için Öneriler .....	85
KAYNAKLAR .....	86
ÖZGEÇMİŞ .....	90

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1. Doğal Akışlı Soğutma Kulesi .....	3
Şekil 2. Doğal Çekişli Püskürtmeli Soğutma Kulesi .....	4
Şekil 3. Doğal Çekişli Hiperbolik Soğutma Kulesi .....	5
Şekil 4. Zorlanmış Akışlı Soğutma Kulesi.....	6
Şekil 5. Zorlama çekişli soğutma kulesi .....	7
Şekil 2.1. HAD modeli.....	21
Şekil 2.2. Deney Düzenegi.....	22
Şekil 2.3. Çözüm Ağı.....	23
Şekil 2.4. Tek fazlı HAD analiz koşulları .....	26
Şekil 2.5. Siklon tipi HAD çalışmaları sınır koşulları .....	28
Şekil 2.6. Döner Lüle sınır koşulları .....	29
Şekil 3.1. HAD metodu doğrulaması için kullanılan yöntem .....	40
Şekil 3.2. Çözüm ağı çalışması .....	43
Şekil 4.1. Deney düzeneğinin engelsiz şekilde kullanımı.....	44
Şekil 4.2. Hız akım çizgileri.....	46
Şekil 4.3. YZ düzlemi, Z eksenini boyunca hız profilleri .....	47
Şekil 4.4. XZ düzlemi, z eksenini boyunca hız profilleri.....	47
Şekil 4.5. Test düzeneği görünüşleri ve delik yerleşimleri.....	49
Şekil 4.6. İlk iki bölme, orta delikler açık (100 mm) hız akım çizgileri .....	49
Şekil 4.7. İlk iki bölme, orta delikler açık (100 mm) ve giriş yönü 45° dönel şekilde, hava akım çizgileri .....	50
Şekil 4.8. Şekil 4. İlk iki bölme, orta delikler açık (100 mm) ve giriş yönü 45° akışa karşı, hava akım çizgileri .....	50
Şekil 4.9. Tünel boyunca elde edilen türbülans seviye dağılımları.....	51
Şekil 4.10. Ön taraf hava girişi hız vektörleri .....	52
Şekil 4.11. İlk iki bölme, orta delikler açık (100 mm) ve ön girişler açılı hava girişi, hava akım çizgileri .....	52
Şekil 4.12. İlk bölme orta delikler 5cm çaplı, ikinci bölme orta delikler açık 10 cm çaplı ve ön girişler açılı hava girişi, hava akım çizgileri.....	53
Şekil 4.13. İlk iki bölme yan delikler açık (5 cm), ön girişler açılı hava girişi, hava akım çizgileri.....	53

Şekil 4.14. İlk iki bölme tüm delikler açık (5 cm), ön girişler açılı hava girişi, hava akım çizgileri.....	54
Şekil 4.15. İlk iki bölme orta delikler açık, ön taraf düz hava girişi ve ön taraf açılı hava girişi, türbülans yoğunluğu karşılaştırma .....	54
Şekil 4.16. Farklı konfigürasyonların türbülans yoğunluğu karşılaştırması .....	55
Şekil 4.17. Sistem üzerinde kullanılan ilk türbülator .....	58
Şekil 4.18. Kule ön giriş kısmı.....	59
Şekil 4.19. Türbülator yuvası ve lülenin türbülator içerisindeki konumu.....	60
Şekil 4.20 Türbülator'den çıkan hava su karışımının üç boyutlu dağılımı .....	61
Şekil 4.21. Türbülator 1 .....	63
Şekil 4.22. Türbülator 1 hava akım çizgileri.....	63
Şekil 4.23. Türbülator 1 XZ orta düzlem hız vektörleri.....	64
Şekil 4.24. Türbülator 1 XY düzlemi, Z:-3.9 metre hız vektörleri .....	64
Şekil 4.25. Türbülator 2 .....	65
Şekil 4.26. Türbülator 2, hız akım çizgileri .....	65
Şekil 4.27. Türbülator 2, XZ orta düzlem, hız vektörleri.....	66
Şekil 4.28. Türbülator 2,XY düzlem, z:-3.9 m, hız vektörleri .....	66
Şekil 4.29. Türbülator 1, Türbülator 2 ve Türbülatorsüz sistemdeki türbülans yoğunlukları .....	67
Şekil 4.30. Türbülator 1 .....	68
Şekil 4.31 Türbülator 1 akış çizgileri.....	69
Şekil 4.32. Türbülator 1 su parçacıklarının tünel boyunca elde edilmiş x eksenindeki konumları .....	69
Şekil 4.33. Türbülator 1 su parçacıklarının tünel boyunca elde edilmiş x eksenindeki konumları .....	70
Şekil 4.34. Türbülator 3 katı modeli .....	71
Şekil 4.35. Türbülator 3, su damlacıklarının akış alanı içerisindeki dağılımı.....	71
Şekil 4.36. Türbülator 3 su parçacıklarının tünel boyunca elde edilmiş x eksenindeki konumları .....	72
Şekil 4.37. Türbülator 3 su parçacıklarının tünel boyunca elde edilmiş y eksenindeki konumları .....	72
Şekil 4.38. Türbülator 4 katı modeli .....	73
Şekil 4.39. Türbülator 4, su damlacıklarının akış alanı içerisindeki dağılımı.....	73

Şekil 4.40. Türbülator 4 su parçacıklarının tünel boyunca elde edilmiş x eksenindeki konumları .....	74
Şekil 4.41 Türbülator 4 su parçacıklarının tünel boyunca elde edilmiş y eksenindeki konumları .....	74
Şekil 4.42. Radyal fan yardımıyla kurulan sistem .....	75
Şekil 4.43 Siklon HAD modeli .....	76
Şekil 4.44 Zamandan bağımsız hava akışı hız akım çizgileri .....	77
Şekil 4.45. Döner lüle, hız akım çizgileri.....	78
Şekil 4.46. Su damlacıklarının tünel boyunca elde edilmiş x eksenindeki konumları .....	79
Şekil 4.47. Su damlacıklarının tünel boyunca elde edilmiş y eksenindeki konumları .....	80
Şekil 4.48 Su damlacıklarının tünel boyunca elde edilmiş z eksenindeki konumları	81

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 Sınır koşulları.....	30
Çizelge 2.2 Standart $k-\varepsilon$ türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar.....	35
Çizelge 2.3 RNG $k-\varepsilon$ türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar .....	36
Çizelge 2.4 Wilcox $k-\omega$ türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar .....	38
Çizelge 3.1 Çözüm ağında kullanılan eleman sayıları, $y^+$ değerleri ve skewness oranları.....	42
Çizelge 4.1 Lüle test sonuçları .....	48
Çizelge 4.2 Farklı delik ve türbülans konfigürasyonları deney sonuçları.....	56

## KISALTMALAR

Kısaltmalar	Açıklama
<b>1B</b>	1 Boyutlu
<b>2B</b>	2 Boyutlu
<b>3B</b>	3 Boyutlu
<b>EARSM</b>	<i>Açık Cebirsel Reynolds Gerilme modeli</i> (Explicit Algebraic Reynolds Stress Model)
<b>HAD</b>	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
<b>RANS</b>	Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (Reynolds Averaged Navier Stokes)
<b>RNG</b>	Yeniden normalleştirme grubu (Renormalization Group)

## SEMBOL LİSTESİ

<b>Sembol</b>	<b>Açıklama</b>
$k$	Türbülans kinetik enerjisi
K	Kozeny faktörü
M	Milyon
Re	Reynolds sayısı
S	Yüzey
t	Zaman
V	Hacim, Kontrol hacmi
$y^+$	Boyutsuz eleman yüksekliği
$\Delta P$	Basınç düşümü
$\Delta t$	Zaman adımı
$\Delta T$	Sıcaklık farkı
$\varepsilon$	Türbülans yitimi
$\mu$	Dinamik viskozite
$\rho$	Yoğunluk
$\tau$	Kıvrımlılık katsayısı, Moleküler gerilme tensörü
$\phi$	Genişleme katsayısı
$\Omega$	Türbülans frekansı
D	Çap
d	Yarıçap
İndisler	Açıklama
eff	Etkin
i,j	Tensör derecesi
t	Türbülans
tot	Toplam



# 1. GİRİŞ

## 1.1. Motivasyon

Güç santralleri, büyük iklimlendirme sistemleri ve bazı endüstriler atık olarak büyük miktarlarda ısı üretirler. Bu ısı genellikle bir göl veya bir kuyudan çekilen soğutma suyuna verilir. Fakat bazı durumlarda ve bazı bölgelerde soğutma suyu temini sınırlıdır ya da ısıl kirlenme önemli bir parametre olarak dikkate alınmalıdır. Bu tarz durumlarda, atık ısının atmosfere verilmesi gerekmektedir. Soğutma sisteminde dolaştırılan soğutma suyu burada kaynak ile atmosfer arasında ısı aktarımı için aracı görevini yerini getirmektedir[1].

Isı atımının minimum su tüketimi ile gerçekleştirilmesi günümüzde önemli bir mühendislik problemidir. Bu çalışmada, günümüzde ticari olarak kullanılan soğutma kulelerinin su tüketimini düşürmek fakat bu sırada verimlerini düşürmemek amacıyla uzun ve zorlu olan deneysel süreçleri azaltmak için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği'nden (HAD) yardım alınarak yeni soğutma kulesi tasarımlarının yapılması amaçlanmıştır. HAD metodu, deneysel çalışmalarla doğrulandıktan sonra, yeni tasarımlarda akışı etkileyen tasarım parametreleri sanal olarak incelenebilmektedir.

## 1.2 Literatür Taraması

### 1.2.1 Soğutma Kuleleri ve Soğutma Kule Sınıflandırması

Soğutma kulesi bir ısı atım makinesidir, soğutucu akışkan yardımıyla atık ısının atmosfere aktarımını sağlar, bu sırada soğutucu akışkan soğumakta ve aynı zamanda havayı da soğutmaktadır[1]. Soğutma kulesindeki ısı atımı buharlaşmalı ısı atımı olarak adlandırılmıştır[2]. Suyun %1'lik bir kısmı soğutma işlemi esnasında buharlaşarak hava akımıyla birleşmektedir bu durum suyun geri kalanının ve havanın soğumasını sağlamaktadır. Sudan havaya geçen ısı bu süreç sırasında havanın sıcaklığını artırır aynı zamanda havanın bağıl nemi %100 seviyesine ulaşır ve bu hava atmosfere atılır[1,2]. Buharlaşmalı ısı atım makineleri, hava soğutmalı ve kuru ısı atım makinelerine göre daha düşük su sıcaklığı sağlamaktadır. Genel olarak soğutma kuleleri ıslak yüzeylere sahiptir.

Bu durumun sebebi ıslak yüzeylerin soğuyabilirliğinin daha iyi olduğundan kaynaklanmaktadır[1,3].

Günümüzde soğutma kuleleri genel olarak klimalar, imalat, enerji ve elektrik üretimi gibi alanlarda kullanılmaktadır[3]. Soğutma kulelerinin sınırları düşünüldüğünde çok farklı boyutlarda olduğu görülmektedir. Günümüzde evimizde dahi kullandığımız soğutma kuleleri aynı zamanda çok geniş elektrik santrallerinde de kullanılmaktadır. Soğutma kulelerinin debileri incelendiğinde en küçük olanının dakikada bir litreden az, en büyüğünün ise dakikada yüzlerce litre debiye sahip olduğu bilinmektedir [2,3].

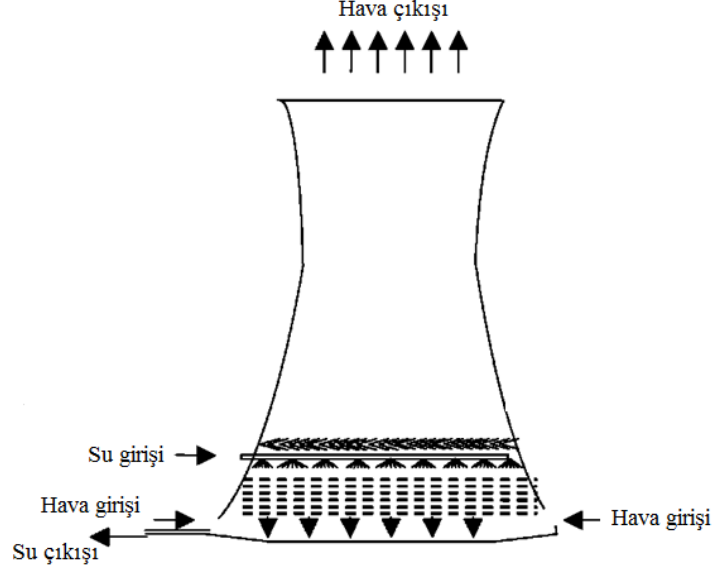
Soğutma kuleleri genel olarak iki farklı şekilde sınıflandırılmıştır[1,2,3]:

- Doğal akışlı
- Zorlanmış akışlı

### **1.2.2 Doğal Akışlı Soğutma Kuleleri**

Doğal akışlı soğutma kuleleri genel olarak bacaya benzer ve baca mantığıyla çalışırlar. Kule içerisinde bulunan havanın bağıl nemi kule dışındaki havaya göre daha hafiftir. Bu durumun sonucu olarak kule içerisinde bulunan hava yukarı doğru yükselir, dışarıda bulunan ağır hava ise bacanın alt kısmından kuleye girer ve bir hava akımı oluşmuş olur. Hava akışının debisi atmosferik hava koşullarına göre değişim göstermektedir. Bu tür kulelerde havanın içeri alınabilmesi için herhangi bir fan kullanımına gerek yoktur. Bu neden ile literatürde doğal akışlı soğutma kulesi olarak adlandırılmışlardır[4]. Şekil 1’de doğal akışlı bir soğutma kulesinin çalışma prensibi gösterilmiştir.

Doğal akışlı soğutma kulelerinin yapımı hem zor hem de maliyet açısından oldukça yüksektir. Günümüzde kullanılan doğal akışlı soğutma kuleleri incelendiğinde, tasarımlarının hiperbolik olduğu görülmektedir. Bu durum ısı veriminden daha çok yapısal nedenlerden kaynaklanmaktadır. Doğal akışlı soğutma kuleleri incelendiğinde bazı kule yüksekliklerinin 100 m’yi aştığı görülmektedir.



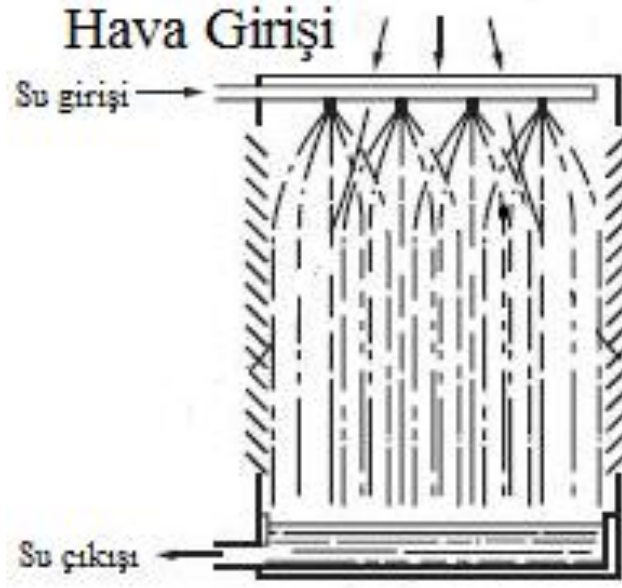
Şekil 1. Doğal Akışlı Soğutma Kulesi [4]

Doğal akışlı soğutma kuleleri kendi içinde sınıflandırılabilir:

- Doğal çekişli püskürtmeli soğutma kulesi
- Doğal çekişli hiperbolik soğutma kulesi

#### 1.2.2.1 Doğal Çekişli Püskürtmeli Soğutma Kulesi

Bu tarz soğutma kulelerinde hava akışı indüksiyon kuvvetlerine göre hareket etmektedir. Kule içerisindeki akış hareketi paralel veya çaprazdır. Havanın hızı ve yönü atmosferik koşullara göre değişmektedir ve bu durum soğutma kulesinin verimini doğrudan etkilemektedir. Kule içerisindeki havanın sirkülasyonuna gerek yoktur. Kule yükseklikleri düşünüldüğünde, yüksek düşüye sahip pompalara ihtiyaç duyulmaktadır. Doğal çekişli püskürtmeli soğutma kuleleri maliyet açısından oldukça yüksektir. Yapım maliyeti fazla olmasına rağmen, hareketli parçalara sahip olmayan bu tip soğutma kulelerinin bakım masrafları ve çalıştırma maliyeti ise azdır. Doğal çekişli püskürtmeli soğutma kulelerinin kuruldukları yerler düz ve rüzgarın engellenmeyeceği yerler olmalıdır. Bu tip soğutma kuleleri genel olarak HVAC sistemleri içerisinde nadiren kullanılmaktadır[5,6]. Doğal çekişli püskürtmeli bir soğutma kulesi şekil 2’de gösterilmektedir.

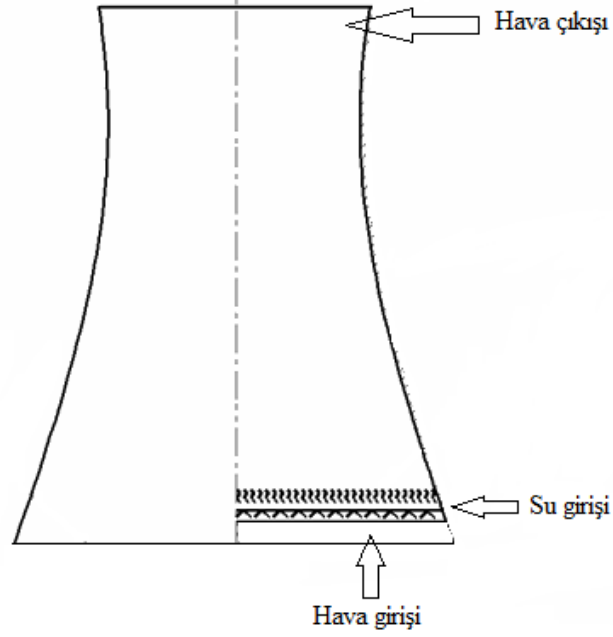


Şekil 2. Doğal Çekişli Püskürtmeli Soğutma Kulesi [5]

#### 1.2.2.2 Doğal Çekişli Hiperbolik Soğutma Kulesi

Doğal çekişli hiperbolik soğutma kuleleri günümüzde çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Isıl verimleri doğal çekişli püskürtmeli soğutma kulelerine göre daha iyidir. Bu tarz kulelerde hava akışını sağlamak amacıyla herhangi bir fan ya da havayı baca içine çekmek için herhangi bir makine kullanılmamaktadır[5,6] Bu tip soğutma kulelerinin baca yüksekliği 100 m'yi aşabilmektedir. Bu durum düşünüldüğünde ısı veriminin dışında yapısal dayanıklılıkta çok önemli bir parametredir. Kule yüksekliği arttıkça baca etkisi artmaktadır. Boyutları arttıkça kurulum maliyetleri artmaktadır. Bu durumun aksine ise bakım masrafları ise oldukça azdır.

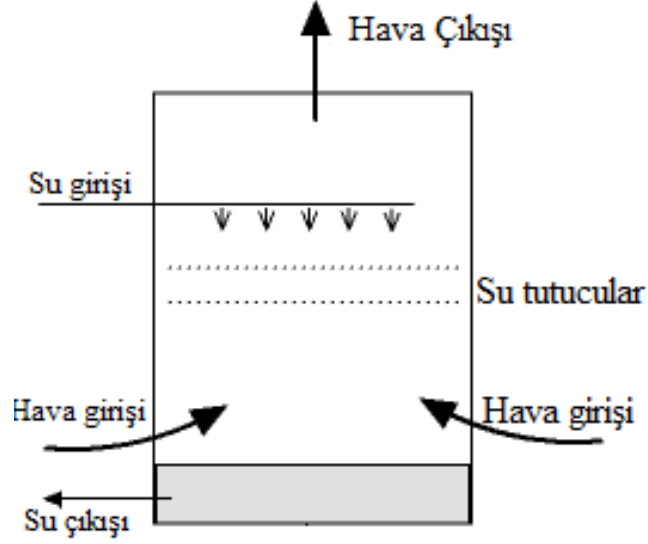
Doğal çekişli hiperbolik soğutma kuleleri çok yüksek ısı atımı için kullanılabilirler. Bu tarz soğutma kuleleri yüksek su debisi ve çok farklı sıcaklık aralıklarında çalışabilmektedir. Fakat yüksek kuru termometre uygulamaları için kullanılmamaktadır. Günümüzde genel olarak enerji ve büyük endüstriyel uygulamalarda kullanıldığı bilinmektedir[5,6]. Şekil 3'de doğal çekişli hiperbolik bir soğutma kulesi gösterilmiştir.



Şekil 3. Doğal Çekişli Hiperbolik Soğutma Kulesi [6]

### 1.2.3 Zorlanmış Akışlı Soğutma Kuleleri

Zorlanmış akışlı soğutma kulelerinin doğal akışlı soğutma kulelerinden en büyük farkı, kulenin içerisine çekilen havanın atmosfer yardımı ile değil fan veya havayı kule içerisine çekebilecek farklı makineler kullanılmaktadır[5,6] Bu tip soğutma kulelerinde hava bir fan yardımıyla kuleye aşağıdan çekilir ve yukarıdan çıkar. Soğutulmak istenen su bir pompa yardımıyla kulenin tepesine çıkartılır ve havayla karışması amacıyla lüleler tarafından kulenin içerisine püskürtülür. Bu işlem sırasındaki en önemli parametre suyun hava içerisine homojen olarak püskürtülerek geniş bir su yüzeyinin havayla temasını sağlamaktır. Su damlaları hem püskürtmenin hem de yerçekiminin etkisiyle aşağı doğru düşerken, suyun çok az bir kısmı buharlaşır ve geri kalan suyu soğutulmuş olur. Bu süreçte kule içerisindeki havanın hem sıcaklığı hem de bağıl nemi artar. Soğutulan su kulenin altındaki bölmede toplanır ve tekrar kullanılmak üzere yoğunlaştırıcıya ardından ise lülelere pompalanır. Bu işlemler sırasında hem buharlaşma hem de hava taşınması sırasında suyun bir kısmı kaybolur. Kaybolan bu su miktarının her süreç sonunda tekrardan depoya ilave edilmesi gerekir. Kule içerisindeki havanın bağıl neminin çok yükseldiği düşünüldüğünde, su kaybının önlenmesi veya kule üzerinde yerleştirilmiş olan bataryaların zarar görmemesi için kulenin son kısmına su tutucular yerleştirilir[5,6,7]. Şekil 4’de zorlanmış akışlı soğutma kulesinin çalışma prensibi gösterilmiştir.



Şekil 4. Zorlanmış Akışlı Soğutma Kulesi[7]

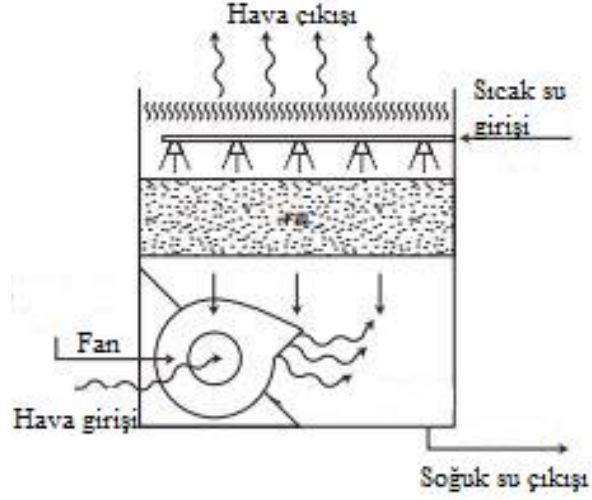
Zorlanmış akışlı soğutma kuleleri kendi içerisinde sınıflandırılabilir:

- Zorlama çekişli soğutma kulesi
- Basınç çekişli soğutma kulesi
- Ters akışlı zorlama çekişli soğutma kulesi
- Çapraz akışlı basınç çekişli soğutma kulesi
- Akış soğutucu soğutma kulesi
- Buharlaşmalı kondenser

### 1.2.3.1 Zorlama Çekişli Soğutma Kulesi

Zorlama çekişli soğutma kulesinde hava akışı bir fan yardımıyla sağlanmaktadır. Kullanılan fan hava akışını sağlamak için kulenin alt tarafına yerleştirilir bu durum hem fana ulaşımı kolaylaştırmakta hem de titreşimi azaltmaktadır. Fan çok yüksek hızlarda hava girişi sağlarken, havanın çıkış hızı ise aksine düşük olmaktadır. Fan kullanımından dolayı devir daim işlemlerine yatkındır. Genelde radyal tipi fanlar kullanılmaktadır. Fakat radyal fanlar aksenel fanlara daha fazla gürültü çıkarmaktadır. Fanın ve diğer mekanik ekipmanlarının konumlandırıldığı yer düşünüldüğünde korozyona daha az uğradığı bu durumun bakım masraflarını azalttığı bilinmektedir. Zorlama çekişli soğutma kulelerinde yüksek fan güçleri gerekmektedir. Yüksek ısı verimi düşünüldüğünde zorlama akışlı soğutma kuleleri

iklimlendirme alanında oldukça sık olarak kullanılmaktadır[5,6,7]. Şekil 5’de zorlama çekişli soğutma kulesi gösterilmiştir.



Şekil 5. Zorlama çekişli soğutma kulesi [7]

### 1.2.3.2 Basınç Çekişli Soğutma Kulesi

Basınç çekişli soğutma kulelerinde de diğer zorlama akışlı soğutma kulelerinde olduğu gibi fan kullanılmaktadır. Kullanılan fan genellikle hava çıkış noktasına yerleştirilmektedir. Bu tarz soğutma kulelerinde hava çıkış debisi hava giriş debisine göre oldukça yüksektir. Hava giriş debisinin düşük tutulabilmesi için kullanılan fanlar düşük hızlarda çalıştırılmaktadır. Basınç çekişli soğutma kuleleri düşük hızlarda çalışabilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu sebeple sıfır fan hızlarında bile %10-%15 arası bir verimle çalışabilmektedir. Düşük giriş hızları ve yüksek çıkış hızları düşünüldüğünde sirkülasyona yatkınlığı diğer soğutma kulelerine göre daha düşüktür. Basınç çekişli soğutma kulelerinde çekiş potansiyeli, fanların düşük hızlarda çalıştırılması sebebiyle düşüktür. Kullanılan fanların boyutları düşünüldüğünde titreşime oldukça yatkındır. Bazı basınç çekişli soğutma kulelerinde fan ve motorların yerleştirildiği bölümler nemli bölümlerdir. Bu durum fan ve motorun korunmasını gerektirmektedir. Motor ve fan korunması için yapılan tasarımlar korunmaya yardımcı olsalar da bakım işlemini zorlaştırma ve korozyona sebep olmaktadır[5,6,7]

### **1.2.3.3 Ters Akışlı Zorlama Çekişli Soğutma Kulesi**

Ters akışlı zorlama çekişli soğutma kulelerinde de diğer zorlama akışlı soğutma kulelerinde olduğu gibi hava akımı bir fan yardımıyla sağlanmaktadır. Fan yardımıyla hava akımı dik bir şekilde su ile karşılaşır ve soğuma işlemi gerçekleşir. Basınç çekişli soğutma kulesinin aksine fanın yerleştirileceği bölge daha esnekler. Kule tasarımı düşünüldüğünde, hava giriş potansiyelinin diğer kulelere fazla olduğu görülmektedir. Bu durum kule tasarımı yapılırken hem kule yüksekliğini hem de suyu pompalamak için gereken düşüyü düşürmektedir. Fanın yerleştirildiği ve basit geometrisi bu tarz soğutma kulelerinin bakım masraflarının az olduğunu göstermektedir. Ters akışlı zorlama çekişli soğutma kuleleri günümüzde özellikle küçük ölçekli ısı atım işlemlerinde oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır[6,7,8].

### **1.2.3.4 Çapraz Akışlı Basınç Çekişli Soğutma Kulesi**

Ters akışlı zorlama çekişli soğutma kulelerinin aksine çapraz akışlı soğutma kulelerinde hava yatay olarak su ile karışmakta ve soğuma işlemi gerçekleşmektedir. Kule geometrisi incelendiğinde de ters akışlı soğutma kulesine benzer olarak kule yüksekliğinin az olduğu görülmektedir. Bu durum suyun pompalanması için gereken pompa gücünü küçültmekte ve pompa masraflarını azaltmaktadır. Hava girişleri kulenin iki tarafından gerçekleşmektedir. Bu sebepten fanın yerleştirilebileceği bölgeler kısıtlanmıştır. Ters akışlı soğutma kulesine benzer olarak küçük ısı atımı işlemlerinde oldukça verimli bir şekilde kullanılmaktadırlar[6,7,8].

### **1.2.3.5 Akış Soğutucu Soğutma Kulesi**

Akış soğutucu soğutma kuleleri kapalı sistem soğutma kuleleridir. Soğutulmak istenen akışkan, soğutma işlemi için kullanılan hava ile temas etmemektedir. Bu durum çok farklı akışkanların soğutulabilmesine olanak sağlamakta ve ayrıca oluşan korozyonu da düşürmektedir. Günümüzde akış soğutucular kullanılarak kaplama çözeltileri, çeşitli yağlar, kimyasallar ve gazlar soğutulabilmektedirler. Soğutma işlemi sırasında kullanılan suyun debisi oldukça düşüktür ki bu durum akış soğutucuların tercihi için önemli bir sebeptir. Akış soğutucular hem zorlamalı hem de zorlamasız olarak kullanılabilirler. Kule geometrisi incelendiğinde, kule yüksekliğinin düşük olduğu görülmektedir. Bu durum düşük pompa güçleriyle



sirkülasyonun sağlanabilmesine olanak sağlamaktadır. Fakat kule geometrisi hava girişlerini zorlaştırmakta ve yüksek fan güçlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Akışkanın borularla taşındığı düşünüldüğünde zamanla borular içinde kirlenme oluşmaktadır. Belirli aralarla boruların temizlenmesi gerekmekte ve bakım masraflarını arttırmaktadır. Günümüzde farklı akışkanların soğutulabildiği bir sistem olarak düşünüldüğünde oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır[6,7,8].

#### **1.2.3.6 Buharlaşmalı Kondenser**

Buharlaşmalı kondenserler yapı olarak akış soğutuculara benzemektedir. Kapalı sistemde çalışmaktadırlar. Soğutucu olarak hem hava hem bu birlikte kullanılabilir. Hava akımını sağlamak amacıyla kullanılan fan, kulenin tek bir tarafına yerleştirilir. Bu durumun sebebi hava ve su damlacıklarının ters olarak karıştırılmak istenmesidir. Buharlaşmalı kondenserler farklı akışkanların soğutulabildiği sistemlerdir. Akış soğutucular da olduğu gibi soğutulmak istenen akışkan borular yardımıyla taşınmaktadır. Bu durum belirli aralarda bakım gereksinimine sebep olmaktadır. Hem suyun hem havanın soğutucu olarak kullanıldığı sistemlerde kule içerisindeki bağıl nem yükselir ve kullanılan mekanik ekipmanlara zarar verebilir. Bu gibi durumların engellenebilmesi için buharlaşmalı kondenserler de su tutucular kullanılmaktadır[6,7,8].

#### **1.2.4 Literatürde Soğutma Kuleleri için yapılan Deneysel ve Nümerik çalışmalar**

Literatürde soğutma kuleleri üzerine çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmalardan sayısal olanların bir özeti bu bölümde verilmektedir.

Su sisinin hava ile etkileşiminin modellenmesi detaylı bir konudur. Su sisi literatürde genellikle su damlacıkları olarak modellenmektedir. Su damlacıklarının hava ile etkileşimi sonucu ortaya sıvı ve gaz olmak üzere iki fazlı akış çıkmaktadır. Bu durum HAD analizlerinin iki fazlı akış modelleri ya da çoklu komponent modelleri kullanarak gerçekleştirilmesini gerektirmektedir. Genellikle su damlacıkları ayrık faz, hava ise sürekli faz olarak değerlendirilmekte ve aralarındaki etkileşim, HAD programları sayesinde kurularak çözüm yapılmaktadır. Çözüm aşamasında su damlacıkları fazının sürekli faz üzerindeki etkileri, enerji, kütle ve momentum denklemleri çözülerek aktarılmaktadır. Araştırmacılar genellikle iki fazlı akış için, Euler-Euler ve Euler-Lagrange yöntemlerini kullanmaktadır.

- Euler-Euler Metodu: Çok yoğun sprelerde kullanılmaktadır. Parçacıklar gaz fazında modellenmekte ve verilen bir parçacık boyutunun özelliklerini taşımaktadırlar. Parçacıklarının dağılımını modellemek için, parçacıklarının belirli gaz fazlarının kullanılması gerekmektedir [9].
- Euler-Lagrange Metodu: Temsili sayıda parçacıkların izledikleri yollar modellenmekte ve iki faz arasında momentum transferi kullanılarak belirlenmektedir. Lagrangeparçacık takip modeli, damlacıkların parçalanması gibi durumları içermezken damlacıkların buharlaşması ile ilgili olarak yarı ampirik bir model içerir[9].

Damlacıkların taşınımının modellenmesi amacıyla iki fazlı akış modellerinin dışında, ayrık faz modeli kullanılarak, su damlacıkları modellenenmektedir. Ayrık faz modeli (Discrete Phase Model) ticari bir HAD analiz programı olan Fluent içerisinde modül olarak bulunmaktadır.

Çalışma kapsamında su sisinin hava içerisindeki akışını ve etkileşimleri modellemek amacıyla, literatürde gerçekleştirilmiş çalışmalar irdelenmiş ve sunulmuştur.

Dahanasekran ve Wang[10], Guo vd.[11,12] yapmış olduğu deneysel çalışma verilerini kullanarak geçerli bir HAD modeli geliştirmişlerdir. Geliştirilen HAD modelini sis/buhar soğutma performansı simülasyonlarında uygulanmıştır.

HAD simülasyonlarında sis damlacıklar kullanılarak modellenmiştir. Damlacıklar ayrık faz, buhar ise sürekli faz olarak değerlendirilmiştir. Damlacıkların izledikleri yollar, Lagrange metodu kullanılarak hesaplanmıştır. Damlacıkların sürekli faz üzerinde etkileri, kütle, momentum ve enerji denklemlerine kaynak terim olarak eklenmiştir. Çeşitli türbülans modelleri denenmiş ve deneysel sonuçlara en yakın sonuç veren türbülans modeli gelişmiş duvar iyileştirmeli k- $\epsilon$  olarak belirlenmiştir.

Geliştirilen HAD modeli kullanılarak sis/buhar soğutması incelenmiştir. Gerçek gaz türbini çalışma koşulları altında HAD simülasyonları yapılmış ve 200% soğutma performansında artış görülmüştür.

Dhanasekaran ve Wang [13] diğ er bir ç alışmalarında, gaz t¼rbini bıçakları ¼zerinde sis film soğ utmasının HAD sim¼lasyonlarını gerç ekleştirmiş lerdir. Sisin soğ utma verimliliğini artırması ¼zerine ç alışmalar yapılmıştır. S¼rekli faz iç in akışkan hava, ayrı k faz iç in ise su damlacıkları modellenmiştir. Damlacıkların s¼rekli faz ¼zerinde etkileri, k¼tle, momentum ve enerji denklemlerine kaynak terim olarak eklenmiştir. Damlacıkların izledikleri yollar, Lagrange metodu kullanılarak hesaplanmıştır. T¼rb¼lans modeli olarak gelişmiş duvar iyileştirmeli k-epsilon model kullanılmıştır. Problem zamandan bağı msız olarak değ erlendirilmiştir. ¼ncelikle d¼zg¼n dağ ıtılmış boyutu 5µm olan damlacıklar sisteme verilmiş daha sonrada, damlacık ç ap değ erlerinin etkisini göz lelemek adına ç ap değ erleri dağ ılım olarak verilmiştir. Ç alışma sonucunda, k¼çük ç aplı damlacıkların b¼y¼klerine oranla daha hızlı buharlaştığ ı ve daha iyi soğ utma sağ ladığ ı g¼r¼lm¼řt¼r. Damlacık ç apları bir dağ ılım olarak verildiğ inde, soğ utma verimliliğ e damlacıkların boyutlarının değ iş imi ile sınırlanmıştır.

Wang vd. [14], gaz t¼rbini verimliliğini artırabilmek amacıyla, t¼rbini girişindeki havayı soğ utmak iç in sis transferini incelemişlerdir. Farklı t¼nel geometrileri, sis ¼zerinde etkileri olan, ivmelenme, yavaşlama, merkezkaç kuvveti gibi parametreleri deę erlendirmek amacı ile modellenmiştir. Ayrıca, damlacık boyutunun, daę ılımının soğ uyan havanın sıcaklığ ı ¼zerindeki etkileri incelenmiştir. T¼rb¼lans modeli olarak k-ε kullanılmıştır. Su damlacıkları ayrı k fazda ç øz¼lm¼ř ve enerji, momentum ve k¼tle denklemleri kullanılarak etkileri s¼rekli faza aktarılmıştır.

Ç alışmada farklı ve karmaşık geometriler iç inde sim¼lasyonlar gerç ekleştirilmiştir. Ç alışma sonucunda,

- Sayısal ç alışmalar sonucunda, sis soğ utma iş lemi gerç ekleştirilmiş ve detaylı sıcaklık dağ ılımları sunulmuştur.
- Daralan geometride ortaya ç ık an ivmelenme 50µm boyutunda damlacıklar kullanıldığ ında soğ utma etkinliğ ini azaltmıştır.
- Su damlacıkları kullanılarak soğ utma iş lemi gerç ekleştirilmiştir.

Chaker vd. [15] gaz t¼rbini giriş borusunda sis akışının HAD analizlerini gerç ekleştirmiş lerdir. Amaç ları, akış ve basınç alanlarını göz lelemek,

damlacıkların davranışlarını incelemek ve damlacıkların izledikleri yolları değerlendirmektir. Lagrange-Euler, iki fazlı akış modeli kullanılmıştır.

Damlacıkların izledikleri yollar ve dağılımları enjektörler için uygun koordinatların belirlenmesinde yardımcı olmaktadır.

Li ve Wang [16] sis film soğutması ile ilgili HAD simülasyonları gerçekleştirmişlerdir. Değişik konfigürasyonların simülasyon sonuçları üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sonuçlar incelenirken, farklı türbülans model etkileri, sürekli akış ile damlacıklar arasındaki farklı etkileşim modelleri (Saffmankaldırma kuvveti, Brownianhareketi ve termoforosis kuvvet), ayrık faz modelleme, sis enjeksiyon noktaları irdelenmiştir. HAD simülasyonlarında sürekli fazda kuru hava kullanılmıştır. Hız değeri 10m/s ve sıcaklık 400K olarak girilmiştir. Su damlacıkları ayrık faz olarak değerlendirilmiştir. Damlacıklar duvar şartları yansıma, çıkışta ise kaçış olarak belirlenmiştir. Damlacıkların izledikleri yollar, Lagrange metodu kullanılarak hesaplanmıştır. Damlacıkların sürekli faz üzerinde etkileri, kütle, momentum ve enerji denklemlerine kaynak terim olarak eklenmiştir. Ayrık fazda gerçekleşen iki iterasyon arasında sürekli fazda 10 iterasyon gerçekleşmektedir. Problem zamana bağlı değişmeyecek şekilde alınmıştır. Sonuç olarak;

- Gelişmiş duvar iyileştirmeli, standart k-epsilon türbülans modeli sonuçları sabit iken. k-w ve SST modelleri sonuçları daha yüksek soğutma verimleri ortaya koymuştur.
- 25 enjeksiyon noktası film soğutması üzerinde sisin etkisini gözlemleyebilmek adına yeterli bulunmuştur.
- Soğutma verimliliği, termoforosis kuvvet etkileşimi dikkate alındığında artmış, Brownian hareketi ve Saffman kaldırma kuvveti etkileşimlerinin verimlilik üzerindeki etkileri belirsiz çıkmıştır.

Gan ve Riffat [17] kapalı ıslak soğutma kulesi performansını değerlendirmek için nümerik bir teknik sunmuşlardır. Bu teknik, hesaplamalı akışkanlar dinamiği bazlı olup, gaz fazı ve su damlacıkları fazı olmak üzere iki-faz çalışmışlardır. Gaz fazı sürekli faz olarak ele alınmış ve Euler yaklaşımı kullanılmış, su damlacıkları fazı içinse Lagrange yaklaşımı kullanmışlardır. Türbülans modeli olarak k-ε modeli

kullanılmıştır. Gaz akışkanının sürekli faz üzerinde etkileri, kütle, momentum ve enerji denklemlerine kaynak terim olarak eklenmiştir. Kapalı ıslak soğutma kulesinin soğutma performansını tahmin edebilecek bir HAD modeli oluşturulmuş ve ölçüm değerleri ile karşılaştırılmıştır.

Isı değiştirgeci öncesine gelene kadar hava sıcaklığı 20°C ‘den 17.8 °C ye kadar düşürülmüştür. Isı değiştirgeci boyunca indikçe hava sıcaklığı 14.7°C’ ye kadar düşmüş daha sonrada ısı alımından dolayı sıcaklığı 17.9 °C ye kadar çıkmıştır.

Kaiser vd. [18] çalışmasında, yeni soğutma kulelerinde kullanılan evaporatif soğutma işlemi nümerik olarak modellenmiştir. İki fazlı akış çalışılmıştır. Hava akışı Euler yaklaşımı ile, su damlacıkları ise Lagrange yaklaşımı kullanılarak çözülmüştür. Sürekli faz ile ayrık faz arasında iki yönlü etkileşim kullanılarak, iki fazda gerçekleşen değişimlerin sürekli hesaba katılması sağlanmıştır. Su damlacıkları çap dağılımı aşağıda verilen Rosin-Rammler’s denklemi kullanılarak elde edilmiştir;

$$M_{D_p} = \exp\left(-\left(\frac{D_p}{D}\right)^n\right)$$

$D_p$ : su damlacık çapı

$M_{D_p}$ : çapı  $D_p$ ’den büyük olan damlacıkların kütle oranı,

$D$ : ortalama damlacık çapı

$n$ : uygun katsayı

Ortalama damlacık boyutlarının soğutma işleminde güçlü bir etkisi olduğu ortaya koyulmuştur.

Saffari ve Hosseinnia[19] yaptıkları çalışmalarında, HAD yardımıyla iki fazlı Euler ve Lagrange yaklaşımlarını kullanarak rüzgar kulelerinde buharlaştırmalı soğutma çalışması gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışmada farklı yapısal ve çevresel parametreler kullanılarak 3 boyutlu HAD simülasyonları yapılmıştır. Gerçekleştirilen simülasyonlarda bazı kolonların ıslak olduğu varsayılmış ve düşük hızlarda su

damlacıkları enjekte edilmiştir. Simülasyonlarda hava fazı için Euler yaklaşımı su fazı içinse Lagrange yaklaşımı kullanılmıştır. Yapılan çalışmalarda su damlacık çapı ve su damlacıklarının sıcaklığının rüzgar kulesinin termal performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Yapılan HAD simülasyonları sonucunda elde edilen veriler analitik veriler ile karşılaştırılmıştır.

Sonuç olarak ıslak kolon yüksekliğinin hava sıcaklığı üzerinde azaltıcı bir etkisi olduğu belirlenmiştir, sıcaklığın azalmasının ise bağıl nemi arttırdığı gözlemlenmiştir. Yapılan simülasyon damlacık çaplarının ve damlacıkların sıcaklığının termal performans üzerinde önemli bir etkisi olduğunu göstermiştir.

Kumari vd. [20] tarafından yapılan çalışmada, buharlaşan sis akışı kullanılarak zorlanmış ısı taşınımında artış elde edilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla, HAD simülasyonları gerçekleştirilmiş iki fazlı akış çalışılmıştır. Hava sürekli faz olarak, sis yani su damlacıkları ise ayrık faz olarak dikkate alınmıştır. Simülasyonlar sonucunda sis akışının yüksek ısı transferi katsayılarının ortaya çıkmasını sağladığı görülmüştür.

Gan, Riffat, Shao ve Doherty [21] yaptıkları çalışmalarında, kapalı ve ıslak soğutma kulelerindeki soğutulmuş tavanın performansını(soğutma kapasitesi ve basınç kayıpları) HAD simülasyonları yardımıyla artırmayı amaçlamışlardır. Yapmış oldukları simülasyonlar iki fazlı gaz ve su damlacıkları akışını içermektedir. Yapılmış olan soğutma kulesi simülasyonlarında iki fazlı gaz ve su damlacıklarını akışkanları, gaz akışkanı için sürekli faz su damlacıkları ise ayrık faz olarak modellenmiştir. Yapılan çalışmada, iki adet soğutma kulesi karşılaştırılmış. Birinci kule, sanayide kullanılan ve ölçümlerin alındığı kule ikinci kule ise bu çalışma için dizayn edilen ve HAD simülasyonlarının kullanıldığı kuledir. Yapılan çalışmanın sonunda ise ölçümler ve HAD simülasyonları sonucunda elde edilen veriler ile üçüncü bir soğutma kulesi dizayn edilmiştir.

Soğutma kulelerinin performansını artırmak için yapılmış olan çalışma sonucunda, HAD simülasyonlarının soğutma kapasitesi ve basınç kayıplarını tahmin etmekte

önemli bir araç olduğu ve farklı HAD simülasyonları sayesinde, soğutma kulelerinin performanslarının arttırılabileceği görülmektedir.

Waked, Behnia [22] yaptıkları çalışmalarında ıslak soğutma kulelerindeki kütle ve ısı transferini farklı çalışma ve rüzgar koşullarında HAD yardımıyla incelemiştir. HAD simülasyonlarında kullanılmak üzere 3 boyutlu ıslak soğutma kulesi taslağı hazırlanmıştır. Yapılan simülasyonlarda k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır, hava akışı için Euler yaklaşımı sıvı akışı yani su için ise Lagrange yaklaşımı kullanılmıştır. Yapılan araştırma da belirli bir damlacık hızında, operasyon parametrelerinin ıslak soğutma kulesinin termal performansı üzerindeki etkileri aşağıdaki parametreler yardımıyla bulunmuştur;

-Damlacık çapı

-Suyun giriş sıcaklığı

-Nozzle sayısı

-Suyun akış debisi

-Nozzle başına parçacık sayısı

İncelenen bu parametreler sonucunda yan rüzgar(rüzgar hızı) 7.5 m/s'den fazla olduğu durumlarda ıslak soğutma kulesinin termal performansının arttığı gözlemlenmiştir.

Yapılan HAD çalışmalarının sonuçlarına bakıldığında, suyun giriş sıcaklığı etkisinin yaklaşım üzerindeki etkisi tam olarak belirlenememesine rağmen, suyun giriş sıcaklığının etkisinin kabul edilmeyen ısı transferi miktarını arttırdığı gözlemlenmiştir. Halbuki nozzle sayısı ve nozzle sayısı başına düşen damlacık sayısındaki azalmanın da benzer bir etkisi olduğu belirlenmiştir. Her iki durumun sonuçları incelendiğinde soğutma kulesi içerisinde sudan havaya düzensiz bir akış olduğu belirlenmiştir. Ayrıca damlacık çaplarının da soğutma kulesinin termal performansını arttırdığı gözlemlenmiştir.

Moureh, Letang, Palvadeau ve Boisson [23] soğutmalı gösterge kabinlerinde sisli akışkan kullanımının termal performans üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Sistemin nümerik modellenmesi HAD yardımıyla yapılmıştır. Damlacıkların hava akışı nedeniyle olan dağılımını ve uzaysal dağılımlarını incelemek için iki fazlı akışkan Euler-Lagrange yaklaşımları kullanılmıştır. HAD modeli için yeni bir sayısal yöntem oluşturulmuştur. Bu yöntem oluşturulurken bırakılmış damlacıkların ürün yüzeyi üzerindeki buharlaşma akısı dikkate alınmıştır. HAD simülasyonlarında farklı türbülans modelleri kullanılmıştır. Kullanılan türbülans modelleri RNG k- $\epsilon$ , standart k- $\epsilon$  ve Reynoldsstress modelidir. Yapılan analizler içerisinde üstün RNG k- $\epsilon$  modelinin analizler için en uygun model olduğu belirlenmiştir.

RNG k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanılarak yapılan simülasyonlar sonucunda tek fazlı akış için deneysel ve nümerik sonuçlar karşılaştırılmış ve tatmin edici sonuçlar elde edilmiştir. Aynı türbülans modeli kullanılarak çift fazlı akış için yapılan simülasyonlarda kullanıcı tanımlı bir fonksiyon Lagrange yaklaşımına yerleştirilerek yapılmış ve bırakılmış damlacıklar hesaplanmıştır. Bu durum damlacık enjeksiyonunu kontrol etmeyi mümkün kılmıştır ve bu sayede uzaydaki damlacık dağılımını kontrol etmek kolaylaşmıştır.

Wang ve Li [24] diğer bir çalışmalarında, gaz türbinlerinde sisli film soğutmayı HAD yardımıyla gerçekleştirmişlerdir. Düşük Reynolds sayısı, sıcaklık ve basınç altında elde edilen verileri deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır fakat simülasyonlarda kullanılan parametreler türbinlerin çalışma koşullarından düşüktür. Yapılan çalışmanın amacı ise gerçek türbin çalışma koşulları altında sisli film soğutmayı incelemektir. Yapılan HAD simülasyonlarında standart k- $\epsilon$  türbülans modeli geliştirilmiş duvar iyileştirme modeli olarak belirlenmiştir. Gerçekleştirilen HAD simülasyonlarında RNG k- $\epsilon$ , standart k- $\epsilon$  ve RSM türbülans modelleri kullanılmış ve karşılaştırılmıştır. Problem zamandan bağımsız olarak değerlendirilmiştir. Yapılan HAD analizleri ile deneysel çalışmalar karşılaştırılmış ve çok az hata oranıyla modelin doğruluğu görülmüştür. Bu durum hem zaman hem de maliyet açısından fazla olan deneysel çalışmalar yerine HAD modelinin kullanılmasını sağlamıştır.

Yuan, Zhu ve Du [25] yaptıkları çalışmalarında film soğutmalı türbinlerde akış alanını ve film soğutma verimini incelemişlerdir. Yapılan simülasyonlarda k- $\epsilon$



türbülans modeli kullanılmıştır. Simülasyonlar sonucunda elde edilen hız değerleri Laser-Doppler Velocitymetry yöntemiyle ölçülen deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

Dhanasekaran ve Wang [26] yaptıkları diğer bir çalışmada, bir u tüpte sis/buhar soğutmayı HAD yardımıyla incelemişlerdir. Yapılan HAD simülasyonlarında, standart k- $\epsilon$ , RNG k- $\epsilon$ , Realizable k- $\epsilon$ , standart k- $\omega$  ve SST k- $\omega$  türbülans modelleri kullanılmış ve standart k- $\omega$  türbülans modelinin kullanılması kararlaştırılmıştır. HAD simülasyonlarında standart k- $\omega$  türbülans modelinin kullanılmasının sebebi, transport denklemlerine dayanan deneysel bir türbülans modeli olmasıdır. Ayrıca k- $\omega$  türbülans modelinin düşük Reynolds sayılarında kullanılmamasıdır. Yapılan simülasyonlarda ayrık faz duvar sınır koşullarının duvar-film sınır koşullarından daha iyi sonuç verdiği belirtilmiştir. Yapılan HAD simülasyonlarının duvar sıcaklığını buhar soğutma kullanırken %8 farkla, sis-buhar soğutma kullanılırken ise %16 farkla tahmin ettiği deneysel verilerle karşılaştırılarak belirlenmiştir.

Girish ve Mani [27] yaptıkları çalışmalarında atık tabakhane sistemleri için zorla iletim yoluyla gerçekleşen buharlaşma için nümerik simülasyonlar yapmışlardır. Yaptıkları nümerik simülasyonlarla iki boyutlu sıvı akımı tek boyutlu akıma çevirmişlerdir. Simülasyonlarda türbülans modeli düşük Reynolds sayısı ve k- $\epsilon$  türbülans modeli ile tanımlanmıştır. Ara yüzeylerdeki ısı ve kütle transferleri Reynolds akısı modeliyle ifade edilmiştir. Yapılmış olan simülasyonlar MAC (Marker and Cell) modeli kullanılarak çözülmüştür. Çözüm yönteminde ise, hesaplama alanı birçok sayıda kontrol hacmine ayrılmıştır. Hız ve basınç vektörleri kontrol hacimlerinin tam ortalarında olacak şekilde ayarlanmıştır. Ağların tam sırayla kaydırılmış olabilmesi için hayali hacimler kullanılmıştır. Sınır koşulları hayali hacimlerde düşünülerek verilmeye çalışılmıştır. Duvarlarda kaymamazlık durumu kullanılmıştır. Yapılmış olan bu çalışmanın sonucunda, kullanılmış olan nümerik simülasyonların verdiği sonuçların literatürde olan sonuçlara yakın olduğu görülmekte ve VERA2D modelinden daha hassas sonuçlar verdiği anlaşılmıştır.

Al-Waked ve Behnia [28] HAD yardımıyla doğal kuru soğutma kulelerinin yan rüzgar koşulları altındaki termal performansı incelenmiştir. Yaptıkları HAD çalışmalarında k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanmışlardır. Yapılan çalışmada yan rüzgar

efektifi görebilmek için 2 farklı yaklaşım kullanılmıştır. İlk olarak, simülasyonlar nominal koşullar altında yapılmış ve yan rüzgar efekti soğutma kulesinin termal performansı olarak düşünülmüştür. İkinci yaklaşım ise, soğutma kulesindeki ısı transferi sabit bir değer olarak kabul edilmiş olup yan rüzgar efekti soğutma kulesi parametrelerindeki değişim olarak tanımlanmıştır. Yapılan simülasyonlar sonucunda yan rüzgar efektin soğutma kulelerinin termal performansı üzerinde önemli bir etkisi olduğu belirtilmiştir. Araştırmacılar rüzgar kırıcı duvarlar kullanarak termal performansa etki eden yan rüzgar etkisini düşürebileceklerini ön görmüşlerdir.

Dhanasekaran ve Wang[29] diğer bir çalışmalarında, iki geçişli dikdörtgen dönel kanal üzerinde sis/hava soğutmasının HAD simülasyonlarını gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışmalarda ayrık faz için Lagrange yaklaşımı, sürekli faz(hava ve su damlacıklarının dahil olduğu) için ise Euler yaklaşımı kullanılmıştır. Damlacıkların sürekli faz üzerinde etkileri, kütle, momentum ve enerji denklemlerine kaynak terim olarak eklenmiştir. Kullanılan HAD simülasyonları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış olup %3 ile %15 arasında farklılıklar gözlemlenmiştir. Problem zamandan bağımsız olarak değerlendirilmiştir. Yapılan HAD simülasyonlarında farklı türbülans modelleri kullanılmıştır.

Facao ve Oliveira [30] yaptıkları çalışmalarında, binalarda soğutulmuş tavan ile kullanım için uyarlanmış yeni bir kapalı ıslak soğutma kulesi, test edilmiştir. Soğutma kulelerinin termal performansını bulmak için HAD simülasyonlarından yararlanılmıştır. Yapılan HAD simülasyonları Gan ve Riffat'ın [17] yaptığı çalışmalar temel alınarak yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda, farklı modeller kullanılmış ve sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Küçük soğutma kulelerinde yeni korelasyonlar kullanılarak daha hassas sonuçlar elde edilmiştir. Yapılan HAD çalışmalarında basit ve global yaklaşımların [17] kullanımıyla daha hassas sonuçlar elde edilmiştir.

Kachhwaha, Dharand Kale[31] yaptıkları çalışmalarında ters yatay akış şeklindeki su püskürtücü nozul yardımıyla buharlaştırılmalı soğutma sürecini nümerik olarak incelemişlerdir. Bu araştırmanın amacı buharlaştırılmalı soğutma için basit ve efektif bir nümerik model geliştirmektir. Yapılan nümerik modellerin gerçek değerlerle yaklaşımı  $\pm 30$  olarak hesaplanmıştır.

Yang, Chan, Wu, X.Yang ve Zhang [32] yaptıkları çalışmalarında su buharı kullanarak hava soğutmalı sistemlerin performansını HAD ve deneysel çalışmalar yardımıyla arttırmaya çalışmışlardır. Yapılan çalışmalarda deneysel ve nümerik sonuçlar karşılaştırılmıştır. Su sisli üfleme sistemi farklı operasyon koşullarında denenmiştir. Yapılan deneyler ve HAD analizleri sonucunda su sisli üfleme sisteminin kullanıldığı hava soğutmalı sistemlerde termal performansın %91'e kadar çıktığı gözlemlenmiştir.

Yao, Zhang ve Wang [33] yaptıkları çalışmalarında, gaz türbini bıçaklarında silindirik ve dirsek durumlarındaki film soğutma performansını HAD yardımıyla incelemiştir. Gaz türbini bıçaklarındaki film soğutma performansını etkileyen faktörler; ısı transfer katsayısı, boşaltım katsayısı ve üfleme oranıdır. Yapılan HAD simülasyonlarında Realizable k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanılmıştır. Duvar bölgesi yakınındaki bölgeler standart duvar modeli kullanılarak modellenmiştir.

### **1.3. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı**

Çalışmanın amacı, ticari olarak kullanılan soğutma kulelerinden farklı bir tasarım yaparak, soğutucu olarak kullanılan su miktarını azaltmak ve bu esnada kulenin termal performansını düşürmemektir. Özellikle günümüz soğutma kulelerinde bataryaların, fanların veya diğer mekanik ekipmanların zarar görmemesi adına kulelerin içinde su tutucular kullanılmaktadır. Fakat bu tutucular hem ek üretim maliyetleri hem de ek bakım maliyetlerine neden olmaktadır. Bu çalışmada su tutucular kullanılmadan suyun kule sınırları içerisinde tamamen buharlaştırılması hedeflenmiş ve bu hedef doğrultusunda hem HAD hem de deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Genel olarak HAD simülasyonları yapılırken, hava ve su damlacıkları olmak üzere iki fazlı bir akış modellemesi, ayrık faz modeli kullanılması ve hava ile su damlacıkları arasından meydana gelebilecek birçok etkileşimin sonuçların gerçeğe daha uygun olarak elde edilebilmesi amacı ile incelenmektedir. Gerçekleştirilen proje MD-2 Mühendislik ve Danışmanlık bünyesinde TÜBİTAK TEYDEB projesi olarak gerçekleştirilmiştir. Projenin gereksinimlerini karşılayabilmek, istenilen performansı elde edebilmek amacı hava ile su damlacıklarını içeren iyi bir karışımın elde edilmesi

gerekmektedir. Bu amaçla havanın ile su damlacıkları karışımını kötü bir şekilde etkileyecek olan ve su damlacıklarının hava içerisinde buharlaşma hızını azaltacak olan havanın hız dağılımı incelenmiştir. Havanın boru içerisinde ortaya çıkan hız profili dikkate alınarak test düzeneğinde yapılacak olan testlerde en uygun ekipman yerleşimi ve tasarımı elde etmek amacıyla öncelikle önemli bir test parametresi olan lülelerin yerleşim konumları ile ilgili çıkarımlar yapılmıştır. Gerçekleştirilen çalışmalar MD-2 firmasına ait düşük su tüketimli soğutma kulesi projesine ait olmakla birlikte proje kapsamında gerçekleştirilen HAD çalışmaları tezin kapsamını oluşturmaktadır. Tez kapsamında, soğutma kulesinin verimini arttırmak amacıyla;

- Farklı giriş çıkış konfigürasyonları
- Türbülator etkisi
- Siklon etkisi
- Döner lüle sistemi

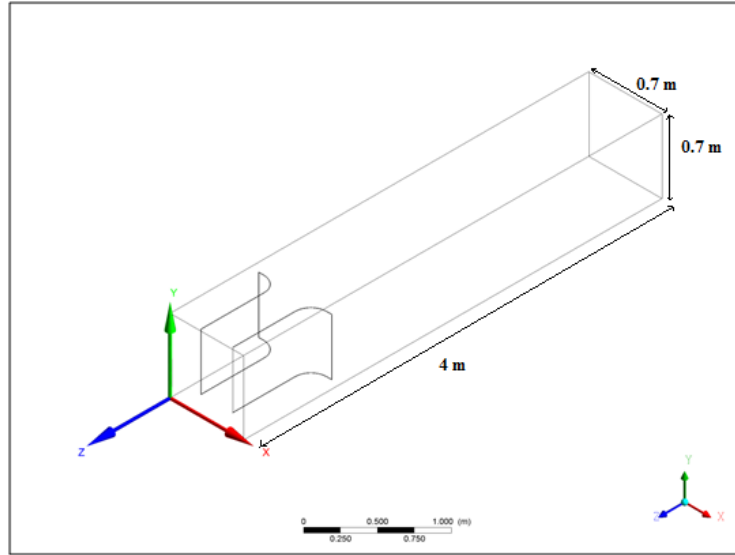
ile ilgili HAD çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

## 2. SAYISAL YÖNTEMLER

### 2.1 HAD Modeli ve Deney Düzenine Oluşturulması

Yapılan çalışma ticari olarak kullanılacak olan bir soğutma kulesi tasarımı olmasından dolayı, ilk olarak kule boyutlarına karar verilmiştir. Bu karar kule kapasitesi, kule yüksekliği, genişliği, uzunluğu, üretilebilirliği ve en önemlisi günümüz piyasasında bulunan diğer soğutma kuleleri ile rekabet edebilirliği gibi parametreler göz önüne alınarak kararlaştırılmıştır. Bahsedilen parametreler düşünülerek kulenin yüksekliği 4 metre ve bu yükseklik 1'er metrelik 4 kısımdan oluşmaktadır. Kule genişliği ve uzunluğu ise 0,7 metre olarak kararlaştırılmıştır.

Deney düzeneği kurulmadan önce HAD çalışmaları yapılarak, su ile hava karışımını etkileyen en önemli faktör olan hava hızını etkileyebilecek faktörler belirlenmeye çalışılmıştır. HAD analizlerinde kullanılacak olan model Autodesk Inventor [34] modelleme programı ile modellenmiştir. Kulenin içerisindeki hava su karışım oranını arttırmak amacıyla farklı türbülötör tasarımları yapılmış ve hızlı prototipleme yöntemiyle üretilmiştir. HAD simülasyonları için kullanılan model Şekil 2.1 de gösterilmiştir.



Şekil 2.1. HAD modeli

Hazırlanmış olan HAD modeli kullanılarak yapılan HAD analizleri sonucunda elde edilen veriler kullanılarak deney düzeneği firma tarafından kurulmuştur. Kurulmuş olan deney düzeneğindeki öncelikler farklı konfigürasyonların denenebilmesine olanak vermesi ve maliyet açısından ucuz olmasıdır. Firma tez kapsamında kullanılabilmesi Şekil 2.2’de kurulmuş olan deney düzeneğinin kullanılmasına izin vermiştir.

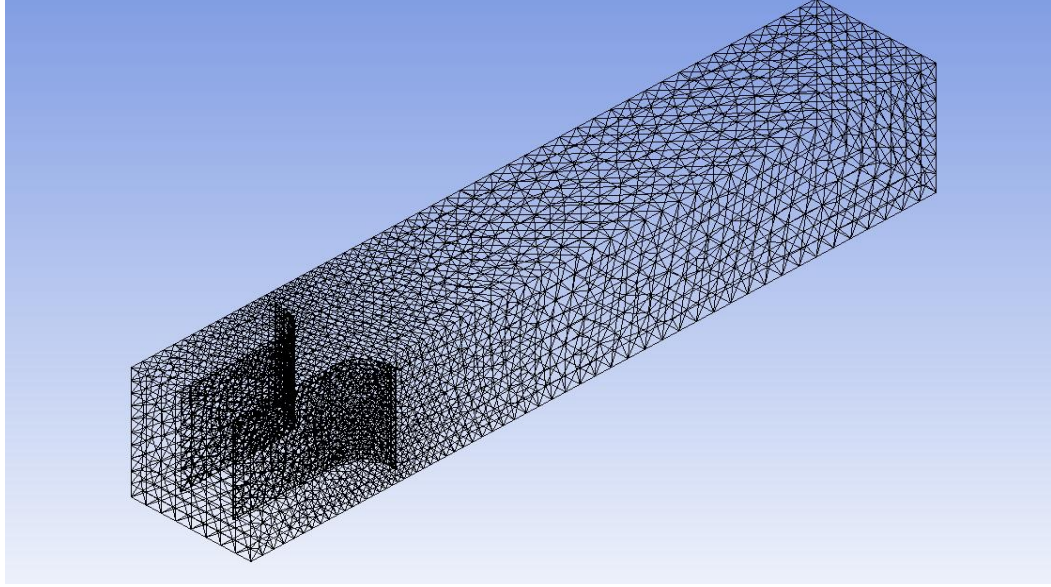


Şekil 2.2. Deney Düzeneği

## 2.2 Çözüm Ağı Hazırlanması

HAD analizlerinde kullanılacak olan geometri oluşturulduktan sonra, analizlerde kullanılan sonlu hacimler yönteminin uygulanabilmesi için elemanların birleşiminden oluşan çözüm ağı şeklinde geometrinin tekrar oluşturulması gerekmektedir. Çözüm ağı oluşturulurken bazı parametreler dikkate alınmalıdır. Geometrinin boyutuna, karmaşıklığına, kritik olan bölgelere ve oluşturulmuş olan çözüm ağının çözüm süresini nasıl etkileyeceğine dikkat edilmelidir. HAD analizleri için oluşturulan çözüm ağı sayıları, geometrinin boyutu ve karmaşıklığı ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Bu çalışmada çok fazla HAD analizleri gerçekleştirdiği için çözüm ağının dikliği ve asimetrisi önemli bir parametredir. Çözüm ağının diklik oranı ve asimetrisi havanın içinde hareket eden su damlacıklarının hareketini direkt olarak etkilemektedir [35]. Bu çalışmada çözüm ağının asimetrisinin 0.8’den küçük dikliğinin ise 0.2’den büyük olması göz önünde tutulmuştur.

Belirtilen özelliklere uygun çözüm ağı için, özellikle türbülator ile gerçekleştirilen iki fazlı HAD analizlerinde istenilen diklik oranının yakalanabilmesi için prizmatik katmanlardan (inflation layer) yararlanılmış ve sık bir çözüm ağı kullanılmıştır. HAD analizleri için hazırlanan modele ait çözüm ağı şekil 2.3’de gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Çözüm Ağı

## 2.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi

### 2.3.1. Kontrol Hacmi ve Korunum Denklemlerinin Ayrıklaştırılması

HAD yönteminde kullanılan geometri, çözüm ağlarıyla elemanlardan oluşan kontrol hacimlerine bölünür. Her elemanın köşelerinde düğüm noktaları bulunmaktadır ve bu düğüm noktaları akışkan özellikleri ile çözüm değişkenleri olan kütle, momentum ve enerji gibi değişkenleri içerisinde bulundurur[36].

Soğutma kulesi HAD çalışmaları için hazırlanan geometri kartezyen koordinatlara göre bölünmeye uygundur. Bu durum kütle, momentum ve skaler bir değişken olan ( $\phi$ )’nın korunum denklemlerinin kartezyen koordinatlarında incelenmesine olanak sağlamaktadır. Kütle, momentum ve ( $\phi$ ) için kartezyen koordinatlardaki korunum denklemleri 2.1, 2.2, ve 2.3’de tensör notasyonu şeklinde verilmiştir[36].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varphi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \varphi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_{eff} \left( \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) \right) + S_\varphi \quad (2.3)$$

Denklem 2.3'ün yüzey integrasyonu ile Denklem 2.4 elde edilmektedir[36].

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \varphi dV + \int_S \rho U_j \varphi dn_j = \int_S \Gamma_{eff} \left( \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\varphi dV \quad (2.4)$$

Yukarıda gösterilmiş olan Denklem 2.4'de integral sınırlarındaki  $V$  hacmi,  $S$  yüzeyi,  $dn_j$  terimi yüzeyden dışarı dik olan normali ifade etmektedir. Denklem 2.4 de yer alan hacim integralleri değişken üretimini, yüzey integralleri ise akıların toplamını göstermektedir. Yukarıda gösterilmiş olan denklemde hacim integralleri kontrol hacmindeki her farklı bölge için ayrıklaştırılmakta ve daha sonra toplanmaktadır. Hacim integrallerinin aksine, yüzey integralleri bölgelerdeki her yüzeyin merkezinde bulunan integrasyon noktaları için ayrıklaştırılıp komşu kontrol hacimlerine dağıtılmaktadır. Denklem 2.4'ün ayrıklaştırılması ile Denklem 2.5 elde edilmektedir[36].

$$V \left( \frac{\rho \varphi - \rho^o \varphi^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} + \varphi_{ip} = \sum_{ip} \left( \Gamma_{eff} \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_\varphi} V \quad (2.5)$$

Denklem 2.5'deki  $V$  terimi control hacmini,  $\Delta t$  terimi zaman adımını,  $\Delta n_j$  terimi ayrıklaştırılmış yüzey normalini,  $^o$  terimi üst indisi de zaman adımındaki eski zamanı göstermektedir.



Yukarıda gösterilmiş olan Denklem 2.1, 2.2, 2.3, 2.4 ve 2.5 tek fazlı bir akış için düzenlenmiştir. Çok fazlı akış için kullanılan kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri 2.6, 2.7 ve 2.8’de verilmiştir[36].

$$\frac{1}{\rho_q} \left[ \frac{\delta}{\delta t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q V_q) \right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (2.6)$$

Denklem 2.6 da yer alan  $\dot{m}_{pq}$  iki faz arasındaki kütle transferini,  $\alpha_q$  herhangi bir fazın hacimsel oranını, V terimi de hücrelerin hacmini temsil etmektedir. Denklem çözümü yapılırken S terimi 0 kabulü yapılmaktadır[36].

$$\frac{\delta}{\delta t} (\rho \bar{v}) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu (\nabla \bar{v} + \nabla \bar{v}^T)] + \rho \bar{g} + \bar{F} \quad (2.7)$$

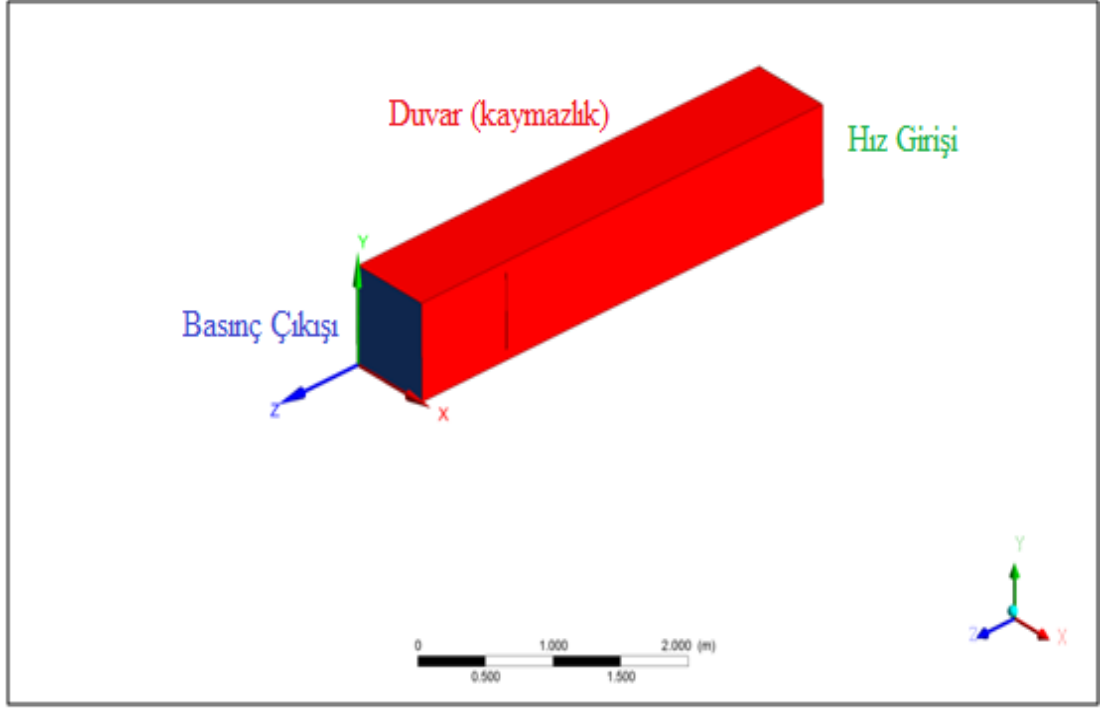
$$\frac{\delta}{\delta t} (\rho E) + \nabla \cdot (\bar{v} (\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) + S_h \quad (2.8)$$

Denklem 2.8’de yer alan E terimi VOF enerjisini, T sıcaklığı,  $k_{eff}$  efektif termal iletkenlik katsayısını,  $S_h$  ise her fazın kaynak terimini ifade etmektedir[36].

### 2.3.2 HAD Simülasyonları Sınır Koşulları

HAD simülasyonlarının gerçekleştirilmesi için çözücü olarak kullanılan FLUENT[38] programında akışkanların giriş ve çıkış özelliklerinin, bu özelliklerin yanı sıra kule duvar özelliklerinin de tanımlanması gerekmektedir. FLUENT programı yardımıyla yapılan analizlerde sınır koşulları gerçekte kurulmak istenen soğutma kulesinden istenilen özelliklere ve deney düzeneği ile bire bir örtüşecek şekilde seçilmiştir. Aynı zamanda seçilen sınır koşullarının FLUENT programında sağlam bir şekilde çalışıp çalışmayacağını da dikkat edilmiştir.

Projenin gerçekleştirilebilmesi için HAD analizleri hem tek fazlı hem de iki fazlı olarak gerçekleştirilmiştir. Bu durum göz önüne alındığında tek fazlı ve çift fazlı analizlerin sınır koşulları değişmektedir. Yapılan çalışmada ilk olarak tek fazlı analizler gerçekleştirilmiştir. Tek fazlı akış için sınır koşulları Şekil 2.4’de gösterilmiştir.



Şekil 2.4 Tek fazlı HAD analiz sınır koşulları

Tek fazlı gerçekleştirilen HAD simülasyonları sınır koşulları:

- Girişler: Hız girişi (Velocity inlet): Deney düzeneğinde kullanılan fan kapasitesi düşünülerek hesaplanan havanın giriş hızıdır.
- Çıkış: Basınç çıkışı (Pressure outlet): Havanın giriş-çıkış basınçları arasındaki farkın görülebilmesi için atmosfer basıncında çalışan, statik basıncın 0 kPa olduğu çıkış koşulu tanımlanmıştır.
- Duvar: Kaymaz(No slip): Kaymaz, hareket etmeyen duvar sınır koşulu ile kule içerisinde oluşan hız profilinde duvardaki hız sıfırdır ve bu koşul giriş ve çıkış hariç kule içerisindeki diğer bütün yüzeylere tanımlanmıştır.

İki fazlı gerçekleştirilen HAD simülasyonları sınır koşulları:

Sürekli faz için (Hava);

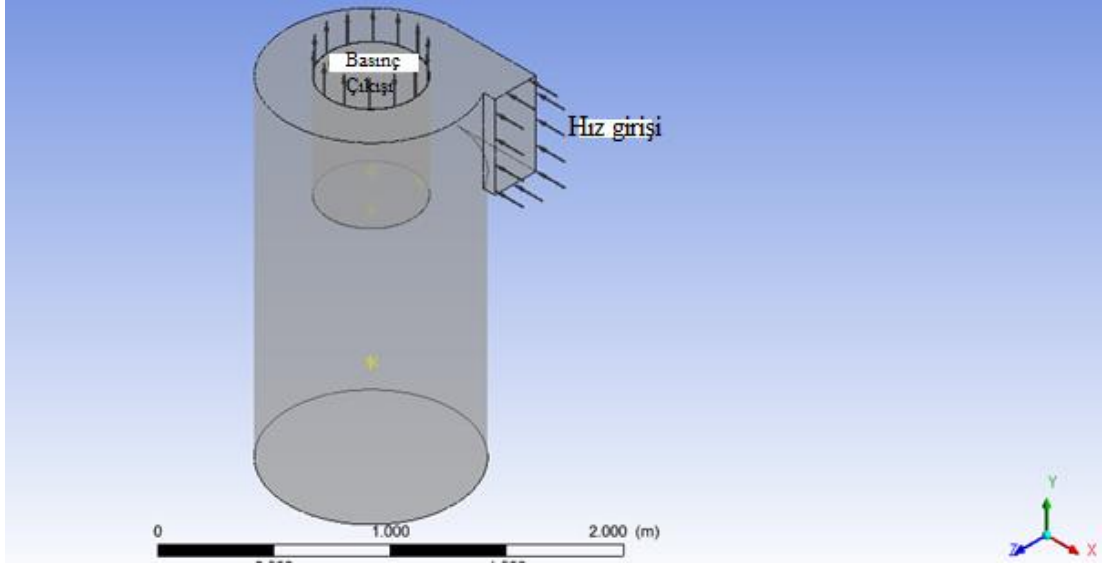
- Girişler: Hız girişi (Velocity inlet): Tek fazlı gerçekleştirilen analizler ile aynı olarak deney düzeneğinde kullanılan fanın kapasitene göre hesaplanan hava giriş hızıdır.

- Çıkış: Basınç çıkışı (Pressure outlet): Havanın giriş-çıkış basınçları arasındaki farkın görülebilmesi için atmosfer basıncında çalışan, statik basıncın 0 kPa olduğu çıkış koşulu tanımlanmıştır.
- Duvar: Kaymaz (No slip)

Ayrık faz için (Su damlacıkları):

- Girişler: Basıncılı girdap püskürtme(Pressure swirl atomizer): Ayrık faz için kullanılan bu sınır koşulu, deney düzeneğinde kullanılan lülelerin ve lülelerin püskürtme basıncının modellenmesi için girilmiştir.
- Duvar: Yansıma (Reflect) : Lüleler tarafından püskürtülen su damlacıklarının kule duvarlarından sekerek tekrar kule içerisine dönebilmesi için yansıma sınır koşulu kullanılmıştır.
- Çıkış: Escape (Kaçış): Kule içerisinde hareket eden su damlacıkları içerisinden buharlaşmayan su damlacıklarının kule dışına çıkabilmeleri için kaçış sınır koşulu kullanılmıştır.

Soğutma kulesi tasarımı yapılırken su ile havanın homojen olarak karışabilmesi için birçok farklı seçenek içeren tasarımların analizleri ve deneyleri yapılmıştır. Bu seçeneklerden bir tanesi ise soğutma kulesinin siklon tipi bir tasarıma sahip olmasıdır. Siklon tipi soğutma kulesi için yapılan HAD çalışmaları için kullanılmış sınır koşulları Şekil 2.5’de gösterilmiştir.

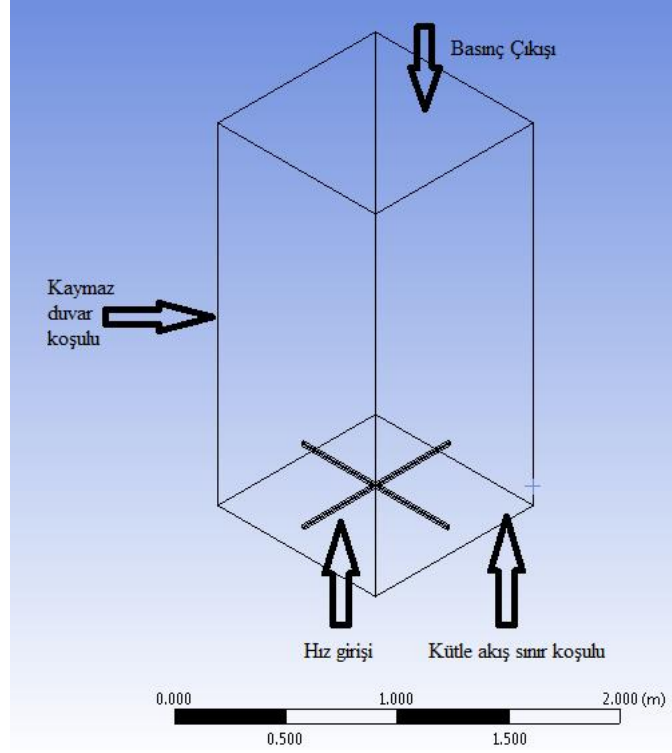


Şekil 2.5 Siklon tipi HAD çalışmaları sınır koşulları

Sınır koşulları:

- Girişler: Hız girişi (Velocity inlet)
- Çıkış: Basınç çıkışı (Pressure outlet)
- Duvar: Kaymaz (No slip)

Soğutma kulesi tasarımında su ile havanın homojen olarak karışabilmesi için döner lüle sisteminin kullanılması kararlaştırılmıştır. Döner lüle çalışmaları için yapılmış olan HAD çalışmaları sınır koşulları Şekil 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2.6 Döner Lüle sınır koşulları

Döner Lüle sınır koşulları;

Sürekli faz için;

- Girişler: Kütle akış sınır koşulu (Mass flow inlet)
- Çıkış: Basınç çıkışı (Pressure outlet)
- Duvar: Kaymaz (No slip)

Ayrık faz için;

- Girişler: Tek nokta (Single point)x100
- Duvar: Yansıma (Reflect)
- Çıkış: Kaçış (Escape)

Sınır koşulları ve sayısal değerleri Çizelge 2.1’de tanımlanmıştır [37].

Çizelge 2.1 Sınır koşulları

<b>Model</b>	<b>Yüzey</b>	<b>Sınır Koşulu</b>	<b>Değer</b>
<b>Tek fazlı</b>	<b>Kule girişi</b>	Hız girişi,	3600 m <sup>3</sup> /saat
	<b>Kule çıkışı</b>	Statik Basınç	0 atm
	<b>Duvar</b>	Kaymaz duvar	Pürüzsüz yüzey
<b>İki Fazlı</b>	<b>Kule girişi</b>	Hız girişi,	3600 m <sup>3</sup> /saat
	<b>Kule çıkışı</b>	Statik Basınç	0 atm
	<b>Lüle girişi</b>	Basınçlı girdap püskürtme	$\Delta P=11000000$ Pa, $m=0,03$ gr/dk
	<b>Duvar</b>	Kaymaz duvar	Pürüzsüz yüzey
<b>Siklon</b>	<b>Siklon girişi</b>	Hız girişi,	3600 m <sup>3</sup> /saat
	<b>Siklon çıkışı</b>	Statik Basınç	0 atm
	<b>Duvar</b>	Kaymaz duvar	Pürüzsüz yüzey
<b>Döner Lüle</b>	<b>Kule girişi</b>	Hız girişi,	3600 m <sup>3</sup> /saat
	<b>Kule çıkışı</b>	Statik Basınç	0 atm
	<b>Lüle girişi</b>	Basınçlı girdap püskürtme	$\Delta P=11000000$ Pa, $m=0,03$ gr/dk
	<b>Lüle</b>	Radyal Hız	147 rad/s
	<b>Duvar</b>	Kaymaz duvar	Pürüzsüz yüzey

### 2.3.3 Türbülans Modelleri

Türbülans günlük hayatımızda hemen her yerde gördüğümüz akış hareketlerini etkileyen önemli bir parametredir. Örneğin, uçaklar, otomobiller, bulutların hareketi ve boru içerisindeki akışlar türbülansa örnek olarak verilebilir. Bu tarz akış hareketlerini anlayabilmek için türbülans kavramı ele alınmalıdır. Türbülansın matematiksel ifadesi akışkanın atalet kuvvetinin viskoz kuvvetine oranı ile boyutsuz bir sayı olan Reynolds sayısı ile ifade edilir. Re sayısı akışkanın yoğunluğuna ( $\rho$ ), hızına ( $U$ ), viskozitesine ( $\mu$ ) ve akışkanın temas ettiği cismin karakteristik uzunluğa bağlıdır ve Denklem 2.9 da gösterilmiştir [38,39].

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} = \frac{\text{atalet kuvvetleri}}{\text{viskoz kuvvetler}} \quad (2.9)$$

Türbülanslı akış hareketlerinin çözümlenmesinde türbülans modelleri kullanılmaktadır. Her fiziki olay aynı türbülans modeli ile modellenemez. Her türbülans modelinin daha uygun olduğu fiziksel bir olay vardır. Proje kapsamında gerçekleştirilecek olan HAD analizlerinde türbülansın modellenmesi gerekmekte ve en doğru sonucu verecek olan türbülans modelinin seçilmesi için literatürden faydalanılarak farklı türbülans modelleri denenmiştir.

Proje kapsamında gerçekleştirilen analizlerde ortalama-Reynolds yaklaşımıyla elde edilen  $k-\varepsilon$  ve  $k-\omega$  türbülans modelleri ve bu türbülans modelleri baz alınarak geliştirilmiş olan RNG  $k-\varepsilon$ , Realizable  $k-\varepsilon$  ve SST  $k-\omega$  türbülans modelleri kullanılmıştır. Ortalamalı Reynolds yaklaşımındaki değişkenler ortalama ve ortalama değerden sapma olarak ikiye ayrılır. Kullanılan süreklilik, momentum ve enerji korunumu denklemleri sırasıyla Denklem 2.10, 2.11 ve 2.12'de verilmiştir[36,37].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = -\nabla_p + \nabla \cdot \tau + S_M \quad (2.11.a)$$

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left( \nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{U} \right) \quad (2.11.b)$$

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau}) + \mathbf{U} \cdot \mathbf{S}_M + \mathbf{S}_E \quad (2.12.a)$$

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} \mathbf{U}^2 \quad (2.12.b)$$

Momentum denklemindeki SM terimi dış etkilerden kaynaklanan kuvvetleri, enerji denklemindeki SE terimi dış kuvvetlerin yaptığı işi,  $\boldsymbol{\tau}$  moleküler gerilme tensörünü,  $h_{tot}$  toplam entalpiyi ifade etmektedir.

Türbülansın modellenenebilmesi için çalkantıların Reynolds ortalamasında Navier-Stokes denklemlerindeki terimlere eklenmesi gerekmektedir. Bazı akış özelliklerinin çalkantı eklenmiş halleri Denklem 2.13'de gösterilmiştir.

$$\begin{aligned} u_i &= \tilde{u}_i + u_i'' \\ p &= P + p' \\ h &= \tilde{h} + h'' \\ e &= \tilde{e} + e'' \\ T &= \tilde{T} + T'' \\ q_j &= q_{Lj} + q_j' \end{aligned} \quad (2.13)$$

Denklem 2.13'de gösterilen bazı akış özelliklerinin orijinal denklemlerde yerlerine konulmasıyla elde edilen, ortalama-Reynolds yaklaşımında kullanılan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri sırasıyla Denklem 2.14, 2.15 ve 2.16'da gösterilmiştir[36].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M \quad (2.15)$$



$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j h_{tot})}{\partial x_j}$$

$$= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j h} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})] + S_E$$

(2.16.a)

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U_i U_i + k \quad \text{ve} \quad k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2}$$

(2.16.b)

Denklem gösteriminde kullanılan barlar, sadece sapmaların çarpım halinde olması durumunda ortalamalarını ifade etmek için kullanılmıştır.

Denklem 2.15 ile 2.11.a karşılaştırıldığında moleküler gerilme tensörünün yanında bulunan türbülans akısını içeren  $\rho \overline{u_i u_j}$  Reynolds gerilme terimini ifade etmektedir. Reynolds gerilme terimi, türbülanslı hız çalkantılarının akışın karışmasındaki etkisinin ısıl sapmalardan dolayı gerçekleşen karışmalardan daha fazla etkilediğini göstermektedir. Reynolds sayısının yüksek olduğu durumlarda, türbülanslı hız çalkantılarının ortalama serbest yoldan fazla olmasıyla türbülans akısının moleküler seviyede akıdan büyük olduğu söylenebilmektedir. Denklem 2.16.a ile 2.12.a karşılaştırıldığında enerji denkleminde fazladan  $\rho \overline{u_i h}$  terimi olduğu görülmektedir. Enerji denkleminde yer alan bu terim türbülans akısını ifade etmektedir. Denklem 2.16.b ile 2.12.b kıyaslandığında Denklem 2.12.b'den farklı olarak türbülans kinetik enerjisi,  $k$ , toplam entalpiye eklenmiştir.

Türbülans modellerinin adlandırılmasında kullanılan  $k$  türbülans kinetik enerjisini,  $\epsilon$  türbülansa özgü yitimi ve  $\omega$  türbülans frekansını ifade etmekte ve bu terimler kullanılarak farklı türbülans modelleri geliştirilmiştir.

### 2.3.1.1 Standart k-ε türbülans modeli

Standart k-ε günümüzde yapılan HAD analizlerinde en çok kullanılan türbülans modeli olma özelliğini taşımaktadır. Güvenilir ve kararlı olmasından dolayı tercih edilmektedir. Özellikle iç akış problemlerinde oldukça sık kullanıldığı görülmektedir. Fakat sınır tabaka, dönel hareketli ve ortalama gerinimin ani

değişimlerde bulunduğu gibi durumlara sahip olan dış akış problemlerinde kullanılması problemin çözümünde elde edilen sonuçlarda hatalarla karşılaşılmasına sebep olmaktadır[36].

Standart  $k-\varepsilon$  türbülans modelinde kullanılan süreklilik ve momentum denklemleri Denklem 2.17 ve 2.18'de verilmiştir[36].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = - \frac{\partial P'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (2.18.a)$$

$$P' = P + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial U_k}{\partial x_k},$$

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \text{ ve } \mu_t =$$

$$C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.18.b)$$

Denklem 2.17 incelendiğinde Standart  $k-\varepsilon$  türbülans modelinde kullanılan süreklilik teriminin değişmediği görülmektedir. Denklem 2.18.b'de gösterilmiş  $p'$  modifiye edilmiş basınç terimidir. Momentum denklemi sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışlar için farklılık göstermektedir. Momentum denkleminin sonunda bulunun terim sıkıştırılamaz akışlar için ihmal edilebilmektedir.  $\mu_{\text{eff}}$  terimi etkin viskoziteyi ifade etmek için tanımlanmıştır. Etkin viskozite denklemindeki  $\mu_t$  terimi türbülans viskozitesini ifade etmektedir.

Standart  $k-\varepsilon$  türbülans modelinde kullanılan enerji denkleminin türbülans etkilerini içeren modifiye edilmiş hali denklem 2.19'da verilmiştir[36].

$$\frac{\partial (\rho h_{\text{tot}})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial (\rho U_j h_{\text{tot}})}{\partial x_j}$$

$$= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})] + S_E \quad (2.19)$$

Türbülans modeline ismini vermiş olan türbülans kinetik enerji  $k$  ve türbülans yitimi  $\varepsilon$  Denklem 2.20 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (2.20.a)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 3} P_{\varepsilon b}) \quad (2.20.b)$$

b)

Viskoz kuvvetlere bağlı olarak türbülans üretimi,  $P_k$ , boyansı üretimi ve yitimi,  $P_{kb}$ ,  $P_{\varepsilon b}$  terimlerine ait denklemler Denklem 2.21’de gösterilmiştir[36].

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left( 3\mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (2.21.a)$$

$$P_{kb} = -\frac{\mu_t}{\rho \sigma_\rho} g_i \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \text{ ve } P_{\varepsilon b} = C_3 \cdot \max(0, P_{kb})$$

(2.21.b)

Denklem 2.15’da gösterilmiş olan türbülans üretim terimi havacılık gibi sıkıştırılabilir akış problemlerinin haricinde, çok küçük bir değer aldığı için çarpıldığı diğer terimler sıkıştırılmaz akışlar için ihmal edilebilmektedir. Yukarıda verilmiş olan Standart  $k$ - $\varepsilon$  türbülans modeline ait olan sabitler Çizelge 2.2’de verilmiştir.

Çizelge 2.2 Standart  $k$ - $\varepsilon$  türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar

Sabit Katsayı	$C_\mu$	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$	$C_3$	$\sigma_p$
Değer	0,09	1,44	1,92	1	1,3	1	1

### 2.3.1.2 RNG $k-\varepsilon$ Türbülans Modeli

RNG  $k-\varepsilon$  türbülans modeli, standart  $k-\varepsilon$  türbülans modelinde kullanılan Navier-Stokes denklemlerinin matematiksel bir yöntem olan yeniden normalleştirme metodu kullanılarak geliştirilmiş bir versiyonudur. Standart  $k-\varepsilon$  türbülans modelinin yüksek Reynolds sayılarında akışın etkilerinin incelebildiği, fakat RNG  $k-\varepsilon$  türbülans modelinde düşük Reynolds sayılarında da akışın etkilerinin incelenebilmesi mümkündür. Bu durum düşünüldüğünde RNG  $k-\varepsilon$  türbülans modeli, standart  $k-\varepsilon$  türbülans modeline göre daha çok akış çeşidinde kullanılabilir[36].

RNG ve standart  $k-\varepsilon$  türbülans model denklemleri incelendiğinde kullanılan denklemlerde birden fazla farklılık gözükmemektedir. RNG  $k-\varepsilon$  türbülans model denklemlerinde Denklem 2.20.b de verilen yitim denklemini yerine Denklem 2.22'de verilen denklem kullanılmaktadır. Bu iki türbülans modelindeki bir diğer fark ise türbülans modelinin doğruluğunu arttırmak amacıyla kullanılan katsayılarıdır. Çizelge 2.3'de RNG  $k-\varepsilon$  türbülans modeline ait katsayılar verilmiştir[36].

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon RNG}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1 RNG} P_k - C_{\varepsilon 2 RNG} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1 RNG} P_{\varepsilon b}) \quad (2.22)$$

$$C_{\varepsilon 1 RNG} = 1.42 - f_{\eta} f_{\eta} = \frac{\eta \left( 1 - \frac{\eta}{4.38} \right)}{(1 + \beta_{RNG} \eta^3)} \quad \eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu RNG} \varepsilon}} \quad (2.23)$$

Çizelge 2.3 RNG  $k-\varepsilon$  türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar

Sabit Katsayı	$C_{\mu RNG}$	$C_{\varepsilon 1 RNG}$	$C_{\varepsilon 2 RNG}$	$\sigma_{k RNG}$	$\sigma_{\varepsilon RNG}$	$\beta_{RNG}$
Değer	0,085	1,42 $-f_{\eta}$	1,68	0,7179	0,7179	0,012

### 2.3.1.3 Standart k- $\omega$ türbülans modeli

İki denklemlilik bir model olan k- $\omega$  türbülans modeli Kolmogorov [39] tarafından bulunmuş ve zaman içinde birçok araştırmacı tarafından geliştirilmiştir. Kolmogorov ilk türbülans parametresini türbülanslı kinetik enerji yani k, ikinci parametreyi ise birim türbülans kinetik enerjisindeki yitim  $\omega$  cinsinden tanımlayarak momentum denkleminin modellenmesiyle düşük Reynolds sayılarında duvar kenarlarında daha iyi bir modelleme sağlamıştır. Kolmogorov türbülans viskozitesi, türbülans uzunluk skalası ve yitimin matematiksel tanımını Denklem 2.24, 2.25 ve 2.26'da verilmiştir.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.24)$$

$$l = \frac{k^2}{\omega} \quad (2.25)$$

$$\varepsilon = \omega k$$

(2.26)Standart k-  $\omega$  türbülans modelinde kullanılan denklemler, Denklem 2.27 ve 2.28'de verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_j k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma^* \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.27)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 - \beta \rho \omega \tilde{\omega} (2\Omega_{mn} \Omega_{nm})^{0.5} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma^* \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (2.28)$$

Denklem 2.27 ve 2.28'deki türbülans gerilim tensörü  $\tau_{ij}$  denklemi aşağıda verilmiştir.

$$\tau_{ij} = 2\mu_t \left[ S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.29)$$

Açısal deformasyon tensörü  $S_{ij}$  denklem 2.30'da verildiği gibidir.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \quad (2.30)$$

Türbülans üretim terimi,  $P_k$ , standart  $k-\varepsilon$  türbülans modelin kullanılan Denklem 2.20.a'dan hesaplanmaktadır. Boyansi türbülans üretimi,  $P_{kb}$  ve boyansi üretimi ve yitimi,  $P_{eb}$  terimleri de standart  $k-\varepsilon$  türbülans modelinde kullanılan Denklem 2.20.b kullanılarak hesaplanmaktadır. Standart  $k-\varepsilon$  türbülans modelinden farklı olarak ekstra boyansi üretimi  $P_{wb}$  Denklem 2.31 ve 2.32'den hesaplanmaktadır.

$$P_{\omega b} = \frac{\omega}{k} ((\alpha + 1) C_3 \max(P_{kb}, 0) - P_{kb}) \quad (2.31)$$

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (2.32)$$

Standart  $k-\omega$  türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar Çizelge 2.4'de verilmiştir.

Çizelge 2.4 Standart  $k-\omega$  türbülans modelinde kullanılan sabit katsayılar

Sabit Katsayı	$\alpha$	$\beta$	$\beta'$	$\sigma_k$	$\sigma_\omega$
Değer	5/9	0,075	0,09	2	2

### 2.3.4 Adveksiyon Şeması

HAD analizlerinde kullanılan süreklilik, momentum, enerji denklemleri yüksek çözünürlükte adveksiyon şeması, türbülans denklemleri ise birinci dereceden upwind ayrıklaştırması kullanılarak çözülmüştür. Türbülans modellerinde birinci dereceden ayrıklaştırma kullanılarak sağlam (robust) bir çözüm elde edilmiştir.

### 2.3.5 Hesaplama Kaynakları

Proje kapsamında kullanılan bilgisayarın özellikleri aşağıdaki gibidir.

- İşlemci: Intel(R) Xeon(R)(R) E5-1620 – 3.60 GHz
- Yüklü Bellek (RAM): 64,0 GB
- İşletim Sistemi: Windows 7 64 bit işletim sistemi

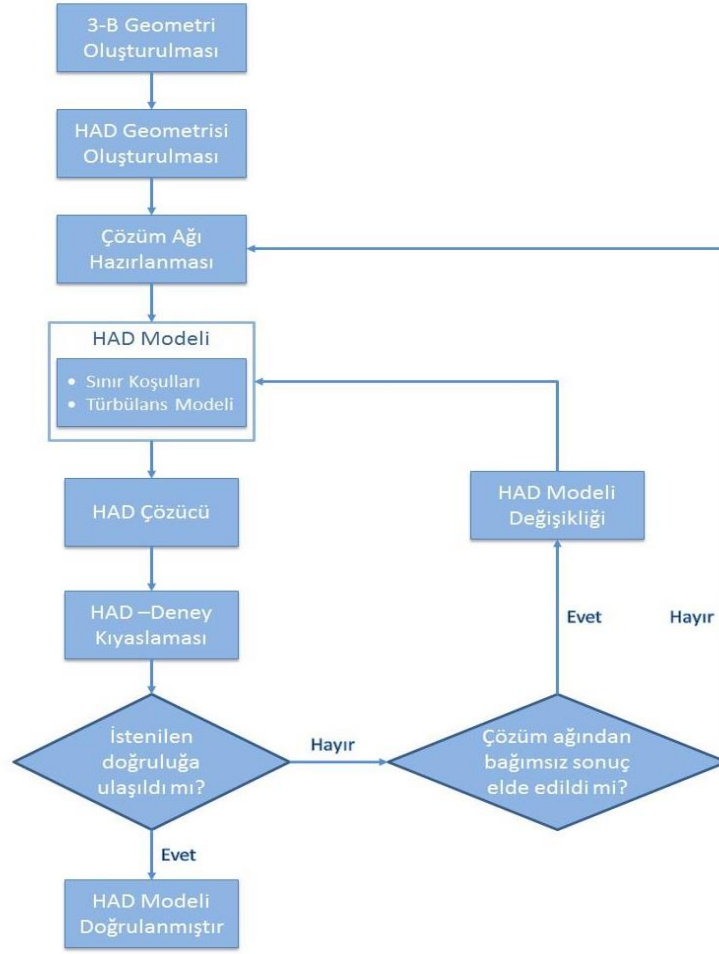
➤ Çekirdek sayısı: 8

### **2.3.6 Ard İşleme Yöntemleri**

Ard-işleme için ANSYS FLUENT [37] ve CFD-POST [38,39] ,MATLAB® [40], EXCEL programları kullanılmıştır. Analizler Fluent programı kullanılarak yapılmıştır. MATLAB programında türbülans yoğunluk grafikleri elde edilmiştir. CFD-POST programında konturlar çizdirilmiştir. Grafik çıktıları için MATLAB, ve EXCEL programından yararlanılmıştır.

### **3.SOĞUTMA KULESİ TASARIMI VE ISIL ANALİZİ**

MD-2 Mühendislik ve Danışmanlık firması tarafından TOBB ETÜ ve ODTÜ'nün yardımlarıyla gerçekleştirilen TÜBİTAK TEYDEB-71205519 projesi kapsamında, ticari olarak kullanılmak üzere günümüzde kullanılan soğutma kulelerinden farklı olmak üzere daha düşük su tüketimi ve bu tüketim esnasında verimin düşürülmediği bir sistem tasarlanmış ve ısıl analizleri gerçekleştirilmiştir. Proje çerçevesinde planlanan hedeflere ulaşılabilmesi için yapılması gereken deneysel çalışmalar için, TÜBİTAK TEYDEB projesi kapsamında üretilmek istenen soğutma kulesinin ısıl performansını test etmek amacıyla bir deney düzeneği kurulması amaçlanmıştır. Kurulmak istenen deney düzeneğinde farklı konfigürasyonların denenebilmesi en önemli parametre olarak düşünülmüştür. Deney düzeneği kurulurken üretilmek istenen soğutma kulesi özelliklerinin tamamını taşıması bir diğer hedef olarak düşünülmüştür. Bu hedefler çerçevesinde MD-2 firması bünyesinde bir deney düzeneği kurulmuştur, kurulmuş olan deney düzeneğinde kullanılacak olan farklı konfigürasyonlar deneysel performans değerlendirmesi uzun ve çok tekrar gerektiren bir süreç olduğundan HAD analizleri yardımıyla farklı konfigürasyonlar denenmiş ve test edilmesine karar verilmiş olan konfigürasyonlar deney düzeneği yardımıyla test edilmiştir. Fakat HAD analizlerinde Bölüm 2'de anlatıldığı üzere birden fazla sayısal yaklaşım olduğu düşünüldüğünde, öncelikle HAD modelinin doğrulanması gerekmektedir. Bu nedenle Şekil 3.1'de verilen akış şemasına uygun bir doğrulama sürecinden sonra HAD simülasyonlarından yararlanılarak yapılan tahminlerden katkı sağlanabilmektedir.



Şekil 3.1 HAD metodu doğrulaması için kullanılan yöntem

Şekil 3.1’ de verilen şemada HAD modelinin doğruluğunun ispatlanabilmesi için MD-2 firması bünyesinde kurulmuş olan deney düzeneğinde, analizi yapılmış olan HAD modeli test edilmiş ve istenilen iyileştirmenin sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilmiş ve bu hususlar ışığında karar verilmiştir. Karşılaştırma sonucunda istenilen doğruluk elde edilemediği takdirde, HAD modelinde kullanılan çözüm ağının iyileştirilmesi ve HAD sonuçlarının çözüm ağından bağımsız hale getirilmesi gerektiği düşünülmüştür. HAD modelinde kullanılan türbülans modeline, yapılmış olan literatür taraması sonucunda karar verilmiş ve bu durum sonucunda türbülans model çalışması gerekmediğine karar verilmiştir.

### 3.1 Isıl Performans Tahmini

Isıl performans tahmininin yapılabilmesi ve üretilmek istenen yeni soğutma kulesinin günümüz piyasasında kullanılan soğutma kulelerinden farklı olması için havayı



soğutmak için kullanılan suyun tünel içerisine fan yardımı ile çekilen havanın içerisinde tamamen buharlaşması gerekmektedir. Bu durumun sağlanabilmesi ise soğutma kulesi tüneli içerisinde havanın su ile homojen bir şekilde karışması yolu ile gerçekleşmektedir. Hava ile suyun tünel içerisinde homojen olarak karışabilmesi tünel içerisindeki türbülans yoğunluğu ile doğrudan alakalıdır. Tünel içerisindeki türbülans yoğunluğu ne kadar fazla ise çalkantılar ve girdaplar o derece fazla olmaktadır. Tünel içerisinde oluşan bu girdap ve çalkantılar su parçacıklarının ayrışmasına ve hava ile karışmasını sağlamaktadır. Tünel içerisinde oluşan türbülans yoğunluğu Denklem 3.1’de matematiksel olarak anlatılmıştır.

$$I = \frac{u'}{U} \quad (3.1)$$

Denklem 3.1’de  $u'$  türbülans hız çalkalanması sonucu oluşan hızların ortalama kareköklerini,  $U$  ise ortalama hızı ifade etmektedir ve Denklem 3.2 ve 3.3’de matematiksel ifadeleri gösterilmiştir.

$$u' = \sqrt{\frac{1}{3}(u_x'^2 + u_y'^2 + u_z'^2)} = \sqrt{\frac{2}{3}k} \quad (3.2)$$

$$U = \sqrt{U_x^2 + U_y^2 + U_z^2} \quad (3.3)$$

Denklem 3.2’de gösterilen  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  terimleri farklı üç eksendeki türbülans hız çalkalanması sonucu oluşan hızların ortalama kareköklerini,  $k$  türbülans kinetik enerjisini,  $U_x$ ,  $U_y$ ,  $U_z$  ise farklı üç eksendeki ortalama hızları temsil etmektedir.

Tamamı tünel içerisinde gerçekleşen bu süreç, istenilen sıcaklık düşüşlerini sağlamakta ve yaş termometre sıcaklığına düşürebilmektedir. Havanın doygunluğa ulaştığı bu durum soğutma kulesinin ısı performansını olarak adlandırılmıştır.

Soğutma kulesi ısı performansına etki eden bir diğer önemli parametre ise damlacık çapıdır. Literatür taramasında damlacık çapının soğutma işlemindeki önemi açıkça görülmüş ve sadece damlacık çapı etkisi üzerine çalışmalar yapılmıştır. Bu tez kapsamında damlacık çapı 3 ile 10 mikron arasındadır. Deneysel çalışmalarda 0.1 mm çapında lüleler kullanılarak istenilen damlacık çapları yakalanmaya çalışılmıştır. HAD simülasyonlarında ise damlacık çapı girilerek deneysel çalışmalar ile uyumluluk sağlanmıştır. Damlacık çapının 3 ile 10 mikron arasında tutulmaya

çalışılmasının sebebi, daha büyük damlacık çaplarında su damlacıklarının akış çizgileri üzerinde bir yığın oluşturması ve buharlaşmayı önemli ölçüde zorlaştırmasıdır. Damlacık çapının istenilen küçüklükte olduğu durumlarda, akış çizgileri arasında bağıl nemi yüksek olan su buhar karışımından bağıl nemi düşük olan su buhar karışımını kütle transferi olmaktadır ve bu sayede istenilen sıcaklık düşüşleri yakalanmaktadır. Fakat bu durumda 0.1 mm çapındaki lüleler kireçlenmektedir. Bu durum ise özel bir kimyasal kullanılarak çözüme ulaştırılmıştır.

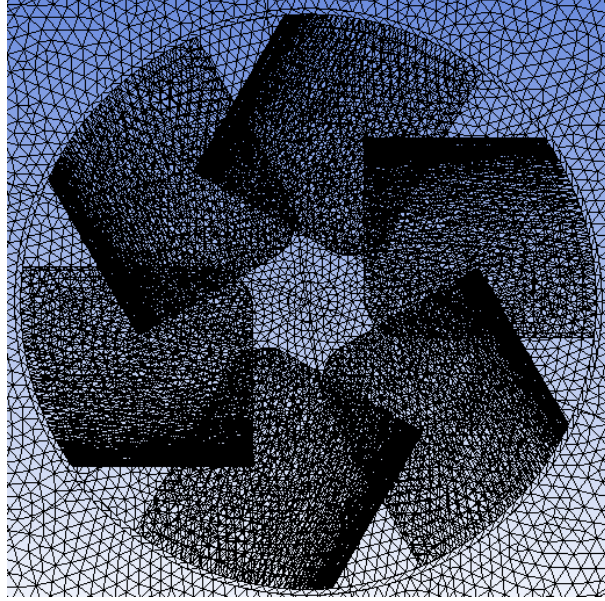
### 3.2 Çözüm Ağı Çalışması

Literatür taraması yapıp, yapılacak olan HAD analizlerinde k-epsilon türbülans modelinin kullanılmasına karar verildikten sonra, elde edilecek sonuçların çözüm ağından bağımsız hale gelebilmesi amacıyla çözüm ağı çalışması yapılmıştır. Yapılan çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışması öncesinde ilk olarak eleman sayılarının artırılması düşünülmüş, daha sonra ise elde edilecek sonuçları doğrudan etkileyen sınır tabakayı çözümleyebilmek için  $y^+$  değerleri ve skewness oranı dikkate alınmıştır ve sonuçların çözüm ağından bağımsızlaştırılması amaçlanmıştır. Çözüm ağı çalışması ICFM CFD [41] programı yardımıyla yapılmıştır. Bu amaçla yapılan çalışmalarda ilk olarak kullanılan programın otomatik olarak attığı 1 milyon elemana sahip olan çözüm ağı kullanılmış ve çözüm ağının kalitesini gösteren  $y^+$  ve skewness değerlerine bakılmıştır. Çizelge 3.1’de kullanılan çözüm ağları ve bu çözüm ağlarına ait  $y^+$ , skewness oran değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.1 Çözüm ağında kullanılan eleman sayıları,  $y^+$  değerleri ve skewness oranları

Durum	Total	$y^+$ değeri	Skewness Oranı	Çeşit
1	1M	12	97	Tetrahedrons
2	1.5M	9,5	92	Tetrahedrons
3	3M	8	86	Tetrahedrons
4	5M	3	82	Tetrahedrons
5	11M	0,8	77	Tetrahedrons

Çizelge 3.1'deki 'M' sembolü milyonu ifade etmektedir, ilk çözüm ağı için 1 milyon eleman kullanılmış, daha sonra ise büyüme oranları değiştirilerek sırasıyla 1.5 milyon, 3 milyon, 5 milyon ve 11 milyon çözüm ağı elemanı için sonuçlar elde edilmiştir. Çizgelde 3.1'de verilen çalışmalarda 1.125 kg/s kütleli debi için yapılmış çalışmalardır ve bu debi deneysel çalışmaların yapıldığı deney düzeneğindeki fanın kapasitesi ile aynıdır. Şekil 3.2'de analizlerde kullanılan ve  $y^+$  oranı en düşük olan çözüm ağının bir kısmı gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Çözüm ağı çalışması

Yapılan analizlerde her türbülatorün farklı bir geometriye sahip olması ve farklı konfigürasyonların denenmesi, her farklı durum için çözüm ağı çalışması yapılmasına gerek duyulmasına sebep olmuştur. Fakat bu durumun ticari bir projede hem zaman hem de maliyet açısından mümkün olmadığı öngörülmüştür. Ancak istenilen tasarıma ulaşılabilmesi için yapılmış olan HAD çalışmalarında bir tutarlılık olması gerektiği düşünülmüştür. Her durum için çözüm ağı çalışması yapılmamasına rağmen her durum için çözüm ağı kalite parametresi olan  $y^+$  ve skewness oranları kontrol edilmiş ve bir çözüm ağı stabilizasyonu gerçekleştirilmiştir.

#### 4. YENİ TİCARİ BİR SOĞUTMA KULESİ TASARIMI

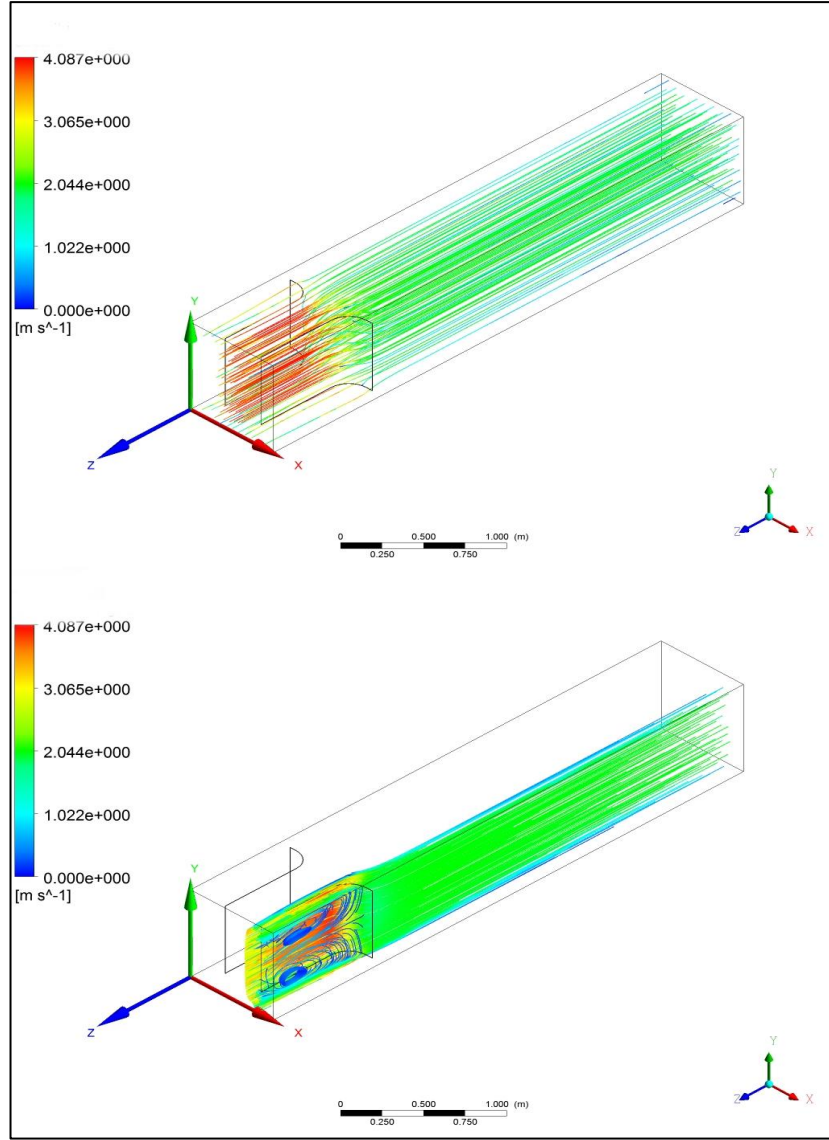
Projede, günümüzde kullanılan soğutma kulelerinden farklı olarak su tutucularının kullanılmadığı bir soğutma kule tasarımı ve üretimi hedeflenmiştir. Bu kapsamda yapılan HAD analizleri ile ilgili bu tez çalışmasında farklı giriş çıkış konfigürasyonları, türbülator etkisi, siklon etkisi ve döner lüle sistemi ile ilgili çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Su tutucuların kullanılmaması henlarm üretim maliyeti hem de bakım maliyeti açısından çok büyük avantaj sağlayacağı düşünülmüştür. Üretim maliyetleri düşünüldüğünde su tutucuların üretildiği malzemelerin oldukça pahala olduğu bilinmektedir. Ayrıca soğutma kule tüneli içerisinde kullanılan su tutucuların belirli süreler içerisinde temizlenmesi gerekmektedir. Bu durum hem bakım hem de zaman maliyetine yol açmaktadır. Su tutucuların kullanılmadığı bir sistem tasarımı yapılabilmesi için, havayı soğutmak için kullanılan suyun tünel içerisinde tamamen buharlaşması ve tünel içerisinde ıslanma olmamasının gerektiği Bölüm 3’de anlatılmıştır. Bu amaç doğrultusuna deney düzeneği kurulmuş ve kurulan deney düzeneğinde denenecek olan konfigürasyonlar HAD çalışmaları ile tespit edilmiştir. Kurulmuş olan deney düzeneği, hedeflenen düzeneğin üçte biri kapasitede olacak şekilde düşünülmüştür. Kurulmuş olan test düzeneğini Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Deney düzeneğinin engelsiz şekilde kullanımı

Şekil 4.1 de görüldüğü üzere deney düzeneği 4 farklı bölümden oluşmaktadır. Her bölüm 1'er metre uzuluğunda 0.7 m genişliğinde ve 0.7 m yüksekliğindedir. Kule tüneli içerisinde türbülans yoğunluğunun artırılıp hava ile suyun homojen bir şekilde karıştırılabilmesi için bazı araçlar ekleme ve revizyon yapılabilmesi gerekliliği oluşmuştur. Türbülansın artırılması için ilk olarak kule çıkışına bir hava yönlendirici konularak girdapların oluşturulması amaçlanmıştır. Hava yönlendiricinin dışında deney düzeneği tasarımı yapılırken farklı konfigürasyonların denenebilmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla ilk olarak sistemin hava giriş kısmına 0.5 m ve 1.5 m mesafedeki kesitlerine, her kesitte 12 adet olacak şekilde 50 ve 100 mm ayarlanabilir delikler oluşturulmuştur. Böylece sisteme girdi olarak gönderilen havanın sadece kule girişinde değil, aynı zamanda tünelin yanlarından ve alt üst bölümlerinden de verilebilmesi böylece tünel içerisindeki türbülans yoğunluğunun artırılması hedeflenmiştir. Kule içerisine su girişi lüleler yardımıyla gerçekleştirilmektedir. Sistem için kullanılacak olan pompa 3 lt/dk debi ve 120 bar basınç değerini sağlayacak şekilde seçilmiştir. Pompa çıkışına konulmuş olan manometreli bir vana, sisteme gönderilen su basıncının 110 bar değerinin altına düşmesi engellenmiştir. Bu durumun sebebi suyun tanecik boyutunun 3 ila 10 mikron arasında kalması gerekliliğinden kaynaklanmaktadır.

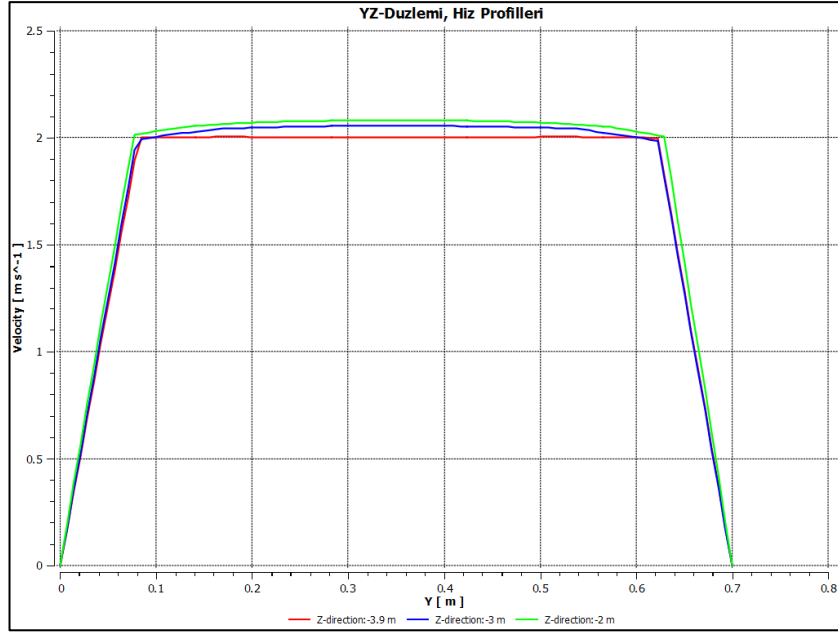
Şekil 4.2'de hava yönlendirici ile yapılan HAD analizleri sonucu elde edilen akım çizgileri gösterilmiştir.



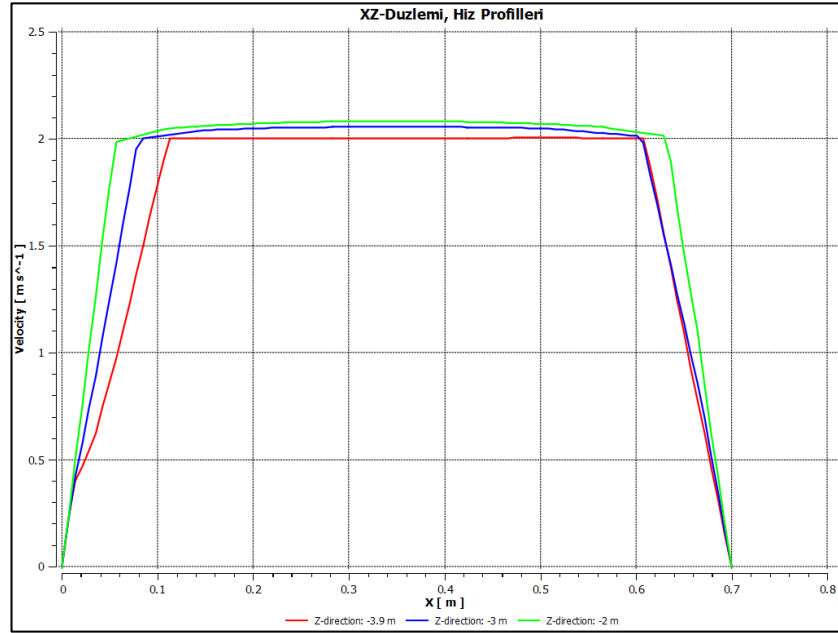
Şekil 4.2 Hız akım çizgileri

Şekil 4.2’de görüldüğü üzere, düzgün bir şekilde ilerleyen akım çizgileri hava yönlendiricilerinin bulunduğu konumda geri akış oluşmasının etkileri sonucunda, düzgünlüğünü yitirmiş ve girdap oluşumları ortaya çıkmıştır. Bu sayede havanın tünelden çıkmadan önce bu bölgede iyice karıştığı ve tünel içerisinde kalma zamanının artacağı görülmektedir.

Oluşan hız dağılımları x ekseni ve y ekseni boyunca grafiklere aktarıldığında, havanın boru boyunca hız profili edilmektedir. Hız profilleri hava girişinden 0.1m, 1m ve 2m sonraki konumlardan elde edilmiştir. Şekil 4.3 ve Şekil 4.4’de hız profilleri verilmiştir.



Şekil 4.3 YZ Düzlemi, Z Ekseni Boyunca Hız Profilleri



Şekil 4.4. XZ Düzlemi, Z Ekseni Boyunca Hız Profilleri

Şekil 4.3 ve Şekil 4.4’de verilen hız profilleri incelendiğinde, havanın duvarlara yaklaşırken hızının nasıl değiştiği görülebilir. Duvarlarda kaymaz sınır koşulundan dolayı hız sıfırdır. Su damlacıkları ile havanın hızlı bir şekilde reaksiyona girebilmeleri amacıyla su sisinin verilmesi amacıyla kullanılacak olan lülelerin

havanın etkin olduğu yerlere yerleştirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle Şekil 4.3 ve Şekil 4.4 incelenerek lülelerin etkinlik alanının duvarlardan 10 cm uzaklıkta olacak Şekilde ayarlanması öngörülmektedir. Çünkü havanın hızı duvarlara 10 cm den fazla yaklaşıldığında azalma göstermektedir. Lülelerin kule girişindeki yerleri belirlendikten sonra pompa ve lüle testleri geręekleřtirilmiřtir. Yapılan testler sonucu elde edilen değerler Çizelge 4.1’de verilmiştir.

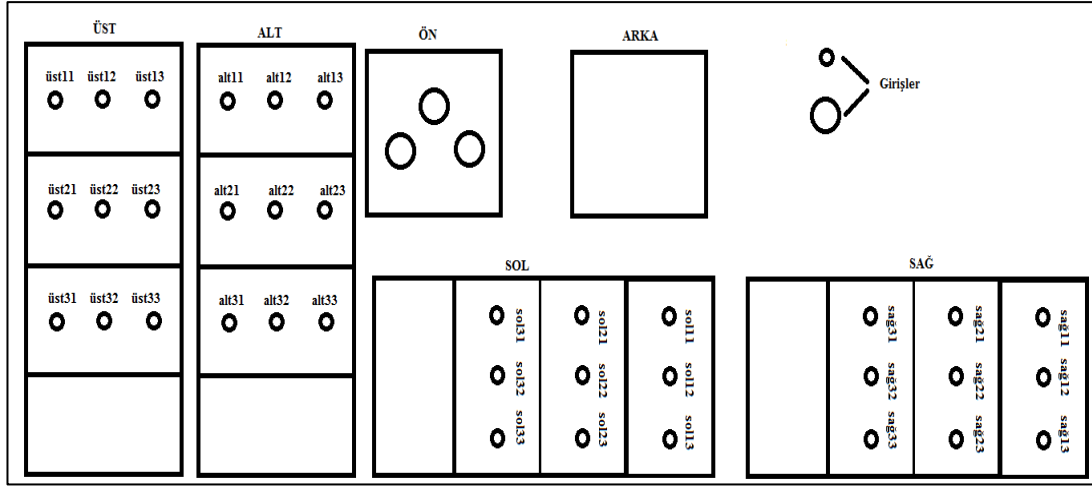
Çizelge 4.1 Lüle test sonuçları

Basıç bar	Lüle Çapı mm	Debi l/dk
110	0.1	0.036
110	0.15	0.073
110	0.3	0.192
110	0.4	0.261

#### 4.2 Hava Giriş Delik Konfigürasyonlar ve Etkileri

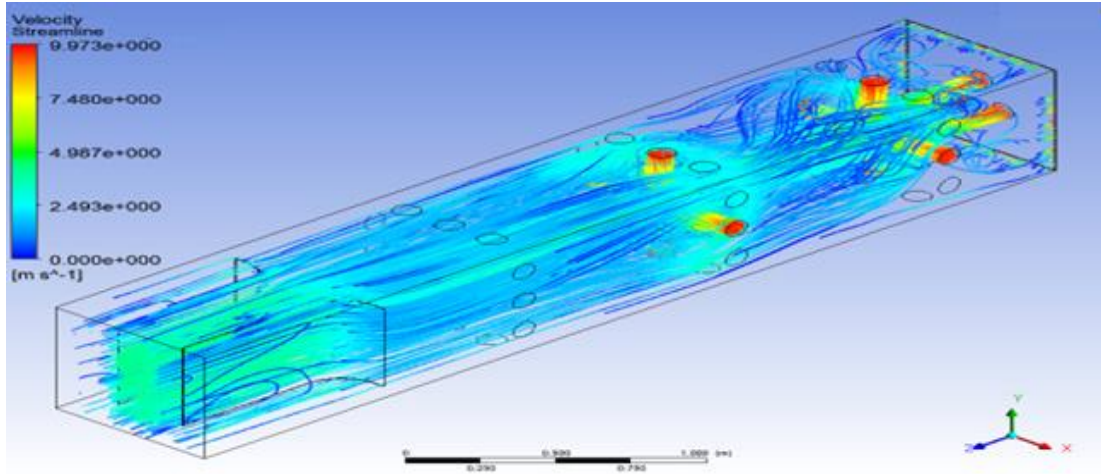
Test düzeneği ile geręekleřtirilen deneyler sonucunda, hava ile su karışımının iyileştirilmesi için ortamdaki türbülansın artırılması amacı ile düzenek üzerinde belirli bölgelerden delikler açılmış ve hava girişleri olarak tanımlanarak, havanın akışının yönlendirilmesi sağlanmıştır. Düzenek üzerinde belirli bölgelerden açılan delik boyutları ve girişler değiştirilerek çeşitli konfigürasyonların HAD simülasyonları geręekleřtirilmiřtir. Şekil 4.5’de test düzeneğinin üzerindeki delik yerleşimleri verilmektedir.





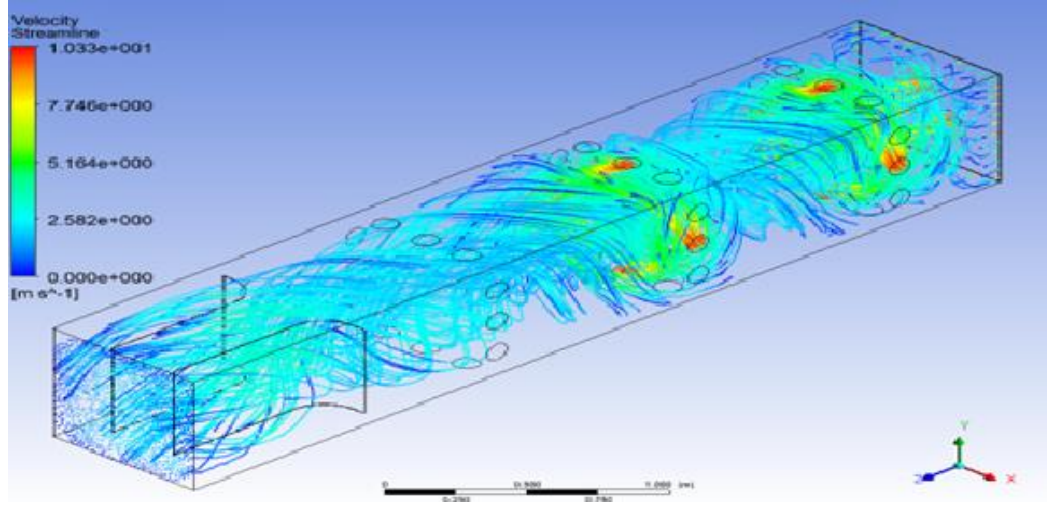
Şekil 4.5 Test düzeneği görünümü ve delik yerleşimleri

1.Konfigürasyon: İlk iki bölmede bulunan orta delikler 100'ar milimetrelilik, kule girişinde lüle noktaları belirli olan noktalarda 100'er milimetrelilik ve ön taraf kenar giriş olacak şekilde hız girişi tanımlanmıştır. Şekil 4.6' da elde edilmiş hız akım çizgileri gösterilmiştir.



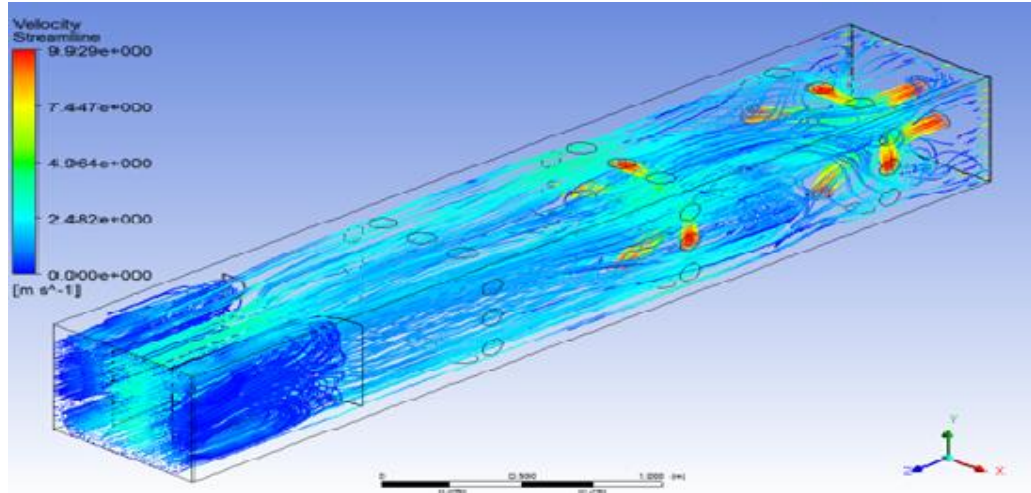
Şekil 4.6. İlk iki bölme, orta delikler açık (100 mm) hız akım çizgileri

2.Konfigürasyon: İlk iki bölmede bulunan orta delikler 100'er milimetrelilik, kule girişinde lüle noktaları belirli olan noktalarda 100'er milimetrelilik ve ön taraf kenar giriş olacak şekilde 45°'lik açı ile hava hız girişi tanımlanmıştır. Şekil 4.7'de elde edilmiş hız akım çizgileri gösterilmiştir.



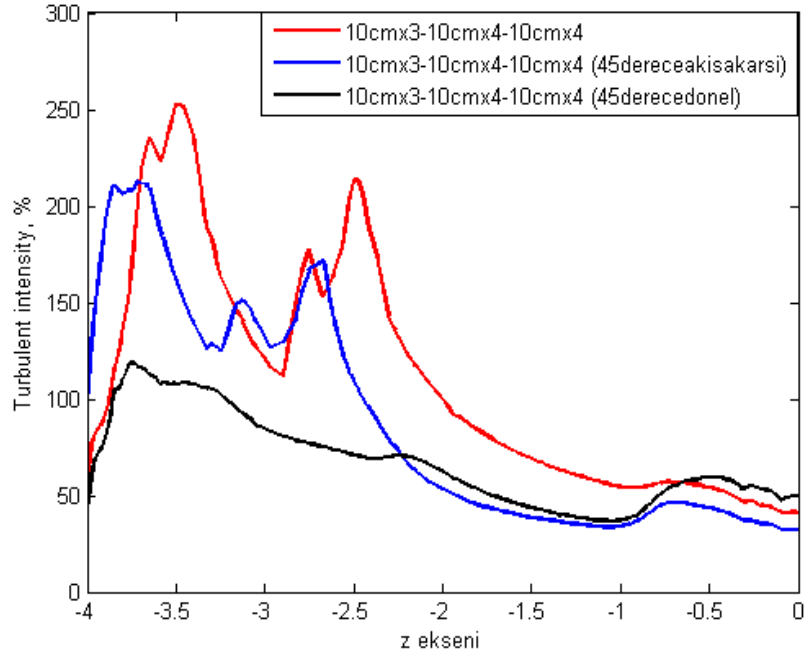
Şekil 4.7. İlk iki bölme, orta delikler açık (100 mm) ve giriş yönü  $45^\circ$  dönül şekilde, hava akım çizgileri

3.Konfigürasyon: İlk iki bölmede bulunan orta delikler 100'ar milimetrelilik, kule girişinde lüle noktaları belirli olan noktalarda 100'er milimetrelilik ve ön taraf kenar giriş olacak şekilde akışa  $45^\circ$  ile karşı bir akış oluşturacak şekilde hız girişi tanımlanmıştır. Şekil 4.8' de elde edilmiş hız akım çizgileri gösterilmiştir.



Şekil 4.8. Şekil 4. İlk iki bölme, orta delikler açık (100 mm) ve giriş yönü  $45^\circ$  akışa karşı, hava akım çizgileri

3 farklı delik hava girişi konfigürasyonu sonucu elde edilen türbülans yoğunluğu grafiği Şekil 4.9'da verilmiştir.

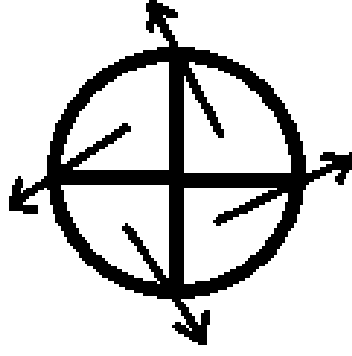


Şekil 4.9 Tünel boyunca elde edilen türbülans seviye dağılımları

Şekil 4.9’ta verine tünel içerisindeki türbülans seviyeleri incelendiğinde, deliklerden verilen düz akışın, 45° dönел ve akışa karşı akışlar göre daha fazla türbülans yoğunluğu yarattığı görülmektedir. Yapılan bu çalışma sonucunda deliklerden düz akış girişi verilmesi kararlaştırılmıştır. Fakat deliklerden verilen düz akış girişi yeterince türbülans yaratmamakta ve tünel içerisinde tam olarak buharlaşma gerçekleşmemiş ve ıslanmalar görülmüştür.

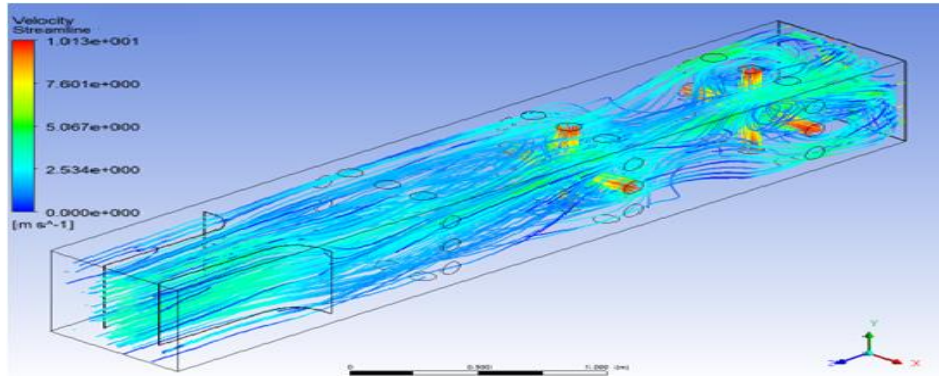
### 4.3 Hava Giriş Delik ve Ön Giriş Açılı Hava Giriş Konfigürasyonları

Bölüm 4.2’de deliklerden farklı şekilde hava girişleri için HAD simülasyonları yapıldığından ve istenilen sonuçların elde edilemediğinden bahsedilmiştir. Havanın karışıklığını tünel içerisinde daha ilerilere taşımak ve karışıklığı biraz daha artırmak amacı ile ön girişlerde türbülator varmış gibi simülasyonlar gerçekleştirmek amacı ile ön taraftaki her bir giriş deliği dört parçaya ayrılmış ve içeri doğru dönел bir şekilde hava girişini temsil etmek amacı ile 45°lik açılar ile dönел olarak girişler verilmiştir. Şekil 4.10’da hava girişinin ne şekilde modellendiği gösterilmiştir.



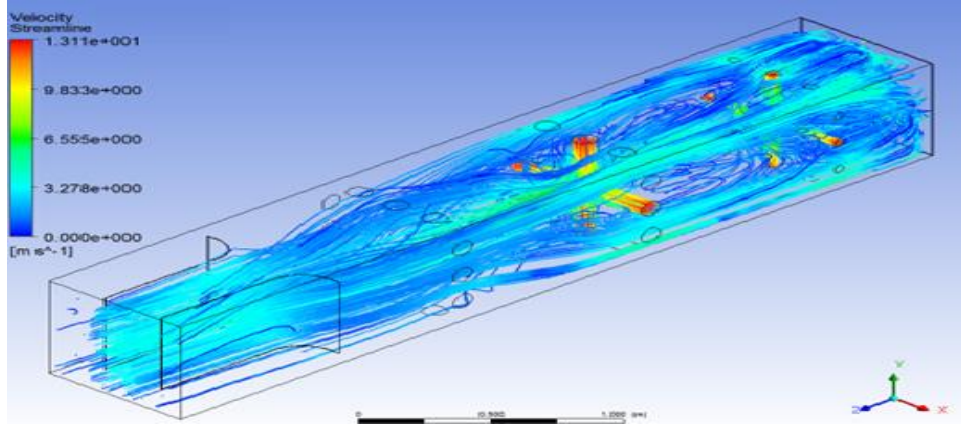
Şekil 4.10 Ön taraf hava girişi hız vektörleri

1.Konfigürasyon: İlk iki bölmede bulunan orta delikler 100'ar milimetrelilik, kule girişinde lüle noktaları belirli olan noktalarda 100'er milimetrelilik ve bu noktalardan 45° derecelik dönel akış ile kenar giriş sınır koşulları kullanılarak modelleneme gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.11' de elde edilmiş hız akım çizgileri gösterilmiştir.



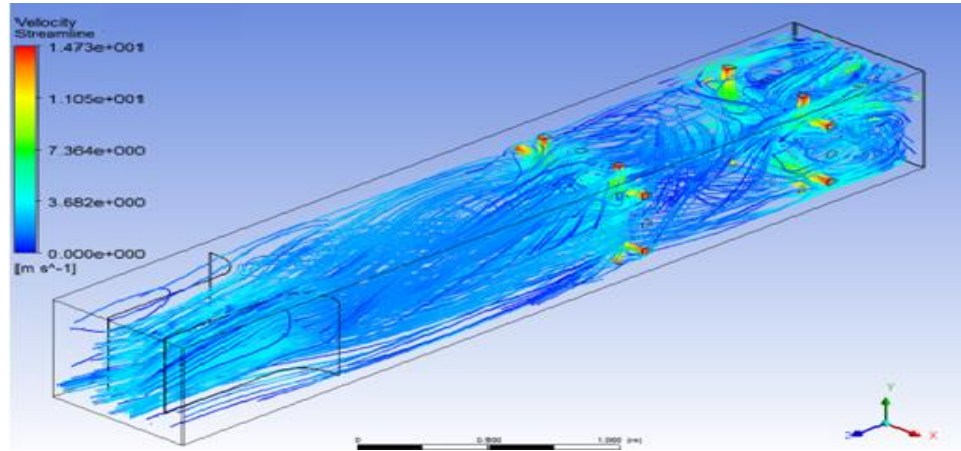
Şekil 4.11 İlk iki bölme, orta delikler açık (100 mm) ve ön girişler açılı hava girişi, hava akım çizgileri

2.Konfigürasyon: İlk bölmede bulunan orta delikler 50'şer milimetrelilik, ikinci bölümde bulunan delikler 100'er milimetrelilik delikler olacak şekilde düz hava girişi, kule girişinde lüle noktaları belirli olan noktalarda 100'er milimetrelilik ve bu noktalardan 45° derecelik dönel akış ile kenar giriş sınır koşulları kullanılarak modelleneme gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.12' de elde edilmiş hız akım çizgileri gösterilmiştir.



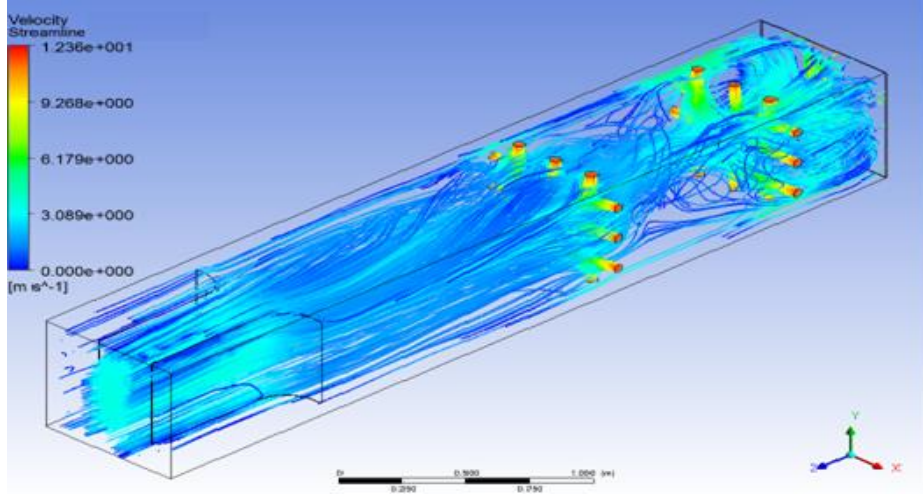
Şekil 4.12. İlk bölme orta delikler 5cm çaplı, ikinci bölme orta delikler açık 10 cm çaplı ve ön girişler açılı hava girişi, hava akım çizgileri

3.Konfigürasyon: İlk iki bölmede yan delikler 50'şer milimetre, ön delik girişler 100'er milimetre ve 45° dönel akış ve ön taraf kenar giriş olacak şekilde hız girişi tanımlanarak simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.13'de elde edilmiş hava akım hız çizgiler gösterilmiştir.



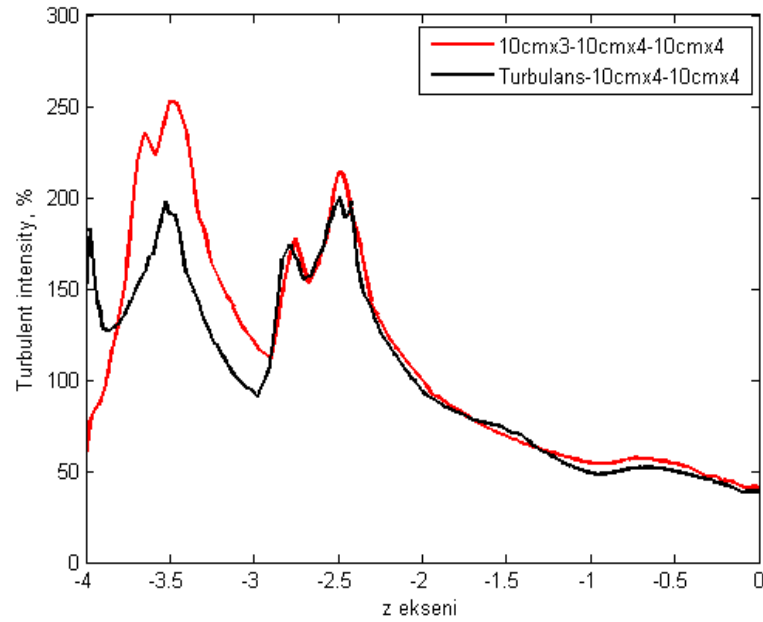
Şekil 4.13. İlk iki bölme yan delikler açık (5 cm), ön girişler açılı hava girişi, hava akım çizgileri

4.Konfigürasyon: İlk iki bölmede tüm delikler 50'şer milimetre, ön delik girişler 100'er milimetre ve 45° dönel akış ve ön taraf kenar giriş olacak şekilde hız girişi tanımlanarak simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.14'de elde edilmiş hava akım hız çizgiler gösterilmiştir.



Şekil 4.14. İlk iki bölme tüm delikler açık (5 cm), ön girişler açılı hava girişi, hava akım çizgileri

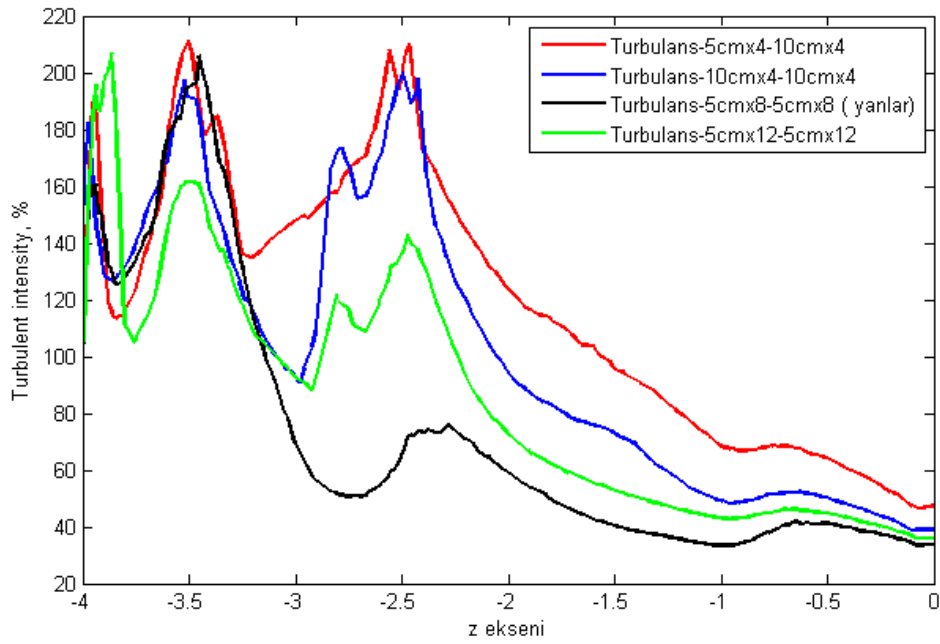
Gerçekleştirilmiş olan HAD simülasyonları sonucunda ilk olarak ön girişlerin bir türbülantör çıkışını temsil edecek şekilde açılı olarak verildiği durum ile havanın düz olarak kule içerisine gönderildiği durumlarda, soğutma kulesi tüneli içerisinde ortaya çıkan türbülans yoğunlukları karşılaştırılması Şekil 4.15’de gösterilmiştir.



Şekil 4.15. İlk iki bölme orta delikler açık, ön taraf düz hava girişi ve ön taraf açılı hava girişi, türbülans yoğunluğu karşılaştırma

Şekil 4.15’ de görüldüğü üzere ön girişlerden havanın düz girişler yerine, açılı ve dönel olarak verilmesi ile türbülans seviyesi soğutma kulesi tüneli boyunca daha etkin bir dağılım göstermiştir. Bu durum proje çerçevesinde istenilen türbülans yoğunluklarına ulaşılabilmesi için farklı türbülötör tasarımları yapıp hem sayısal hem de deneysel olarak incelenmesi gerekliliğini doğurmuştur.

Ön girişlerin açılı ve dönel olarak verildiği durumlar sonucunda elde edilen türbülans yoğunluğu dağılımlarının karşılaştırılması Şekil 4.16’ da verilmiştir.



Şekil 4.16. Farklı konfigürasyonların türbülans yoğunluğu karşılaştırması

Şekil 4.12’ de görüldüğü üzere, ön girişler açılı ve dönel bir şekilde, ilk bölümde 5 cm çapındaki delikler, ikinci bölümde ise 10 cm çapındaki delikler açık olduğu durumda türbülans boru tüneli boyunca daha iyi sağlanmaktadır. HAD analizleri yapılmış olan delik ve türbülötör tipi hava girişleri için yapılan deneysel sonuçları gösteren Çizelge 4.2 aşağıda verilmiştir.

Çizelge 4.2 Farklı delik ve türbülans girişi deney sonuçları

Test NO	Hava Hızı m/s	Nozul Sayısı	Nozul Çeşidi	Hava giriş konfigürasyonu	Ortam RH	Ortam Sıcaklık °C	Çıkış RH	Çıkış Sıcaklık °C	Ekstra Fan	Islanma Durumu	Not
1	2	3	0,4	düz giriş	35	24,2	90	16	yok	Var	Su damlacıkları fandan dışarı atıldı
2	2	2	0,4	düz giriş	37	24	85	16,5	yok	Var	Su damlacıkları fandan dışarı atıldı
3	2	1	0,4	düz giriş	35	24,1	70	17,2	yok	Var	Su damlacıkları fandan dışarı atıldı
4	2	1	0,3	düz giriş	36	24	62	18,5	yok	Var	su damlacıkları problemleri ıslattı
5	2	1	0,15	düz giriş	32	24,5	50	22	yok	Yok	
6	2	2	0,15	düz giriş	35	24	66	20,5	yok	Var	su damlacıkları problemleri ıslattı
7	2	3	0,1	düz giriş	38	26	68	20,8	yok	Var	3,5 m kuru
8	1,4	2	0,15	türbülötör deliği ve 1.sec. 50mmx4, 2.sec. 100mmx4 sac girişi	36	25	59,4	19,3	Yok	Var	Giriş sacı yakınlarında
9	1,35	2	0,1	türbülötör deliği ve 1.sec. 50mmx4, 2.sec. 100mmx4 sac girişi	36	24,4	46	22,2	Yok	Yok	
10	1,3	2	0,15	türbülötör deliği ve 1.sec. 50mmx4, 2.sec. 100mmx4 sac girişi	49,4	21,1	82,2	15,9	Var	Var	Giriş sacı yakınlarında
11	0,8	2	0,1	türbülötör deliği ve 1.sec. 50mmx4, 2.sec. 100mmx4 sac girişi	49,4	21,1	71,3	18,3	Var	Var	Giriş sacı yakınlarında ve 2.5 m'de.
12	1,3	2	0,1	türbülötör deliği ve 1.sec. 50mmx4, 2.sec. 100mmx4 sac girişi	49,4	21,1	73	18,2	Yok	yok	
13	0,5	2	0,1	türbülötör deliği ve 1.sec. 50mmx4, 2.sec. 100mmx4 sac girişi	49,4	21,1	93,5	16,3	Yok	Yok	
14	1,3	2	0,15	türbülötör deliği ve 1.sec. 50mmx4, 2.sec. 100mmx4 sac girişi	39,4	24,2	65	20	Yok	yok	
15	1,45	3	0,15	türbülötör deliği ve 1.sec. 50mmx4, 2.sec. 100mmx4 sac girişi	36,5	25,8	73,5	18,6	Yok	Var	İlk bölüm ıslak 3 m kuru
16	1,45	3	0,15	türbülötör deliği ve 1.sec. 50mmx4, 2.sec. 100mmx4 sac girişi	38	25,4	84	17,9	Yok	Var	İlk bölüm ıslak 3 m kuru
17	1,45	3	0,1	türbülötör deliği ve 1.sec. 50mmx4, 2.sec. 100mmx4 sac girişi	37	24,8	73	19	Yok	Var	İlk bölüm ıslak 2,5 m kuru
18	1,45	3	0,1	türbülötör deliği ve 1.sec. 50mmx4, 2.sec. 100mmx4 sac girişi	31,7	24,2	65	18,2	Yok	Var	İlk bölüm ıslak 2,5 m kuru
19	1,45	3	0,1	türbülötör deliği ve 1.sec. 50mmx4, 2.sec. 100mmx4 sac girişi	34	23,7	58	19	Yok	Var	İlk bölümde
20	1,45	3	0,1	türbülötör deliği, sac delikleri ve 1.sec. 50mmx4, 2.sec. 100mmx4 sac girişi	32	24	65	18,4	yok	Yok	
21	1	3	0,1	türbülötör deliği, sac delikleri açık	45,1	24,1	82	18	Yok	Var	İlk bölümde

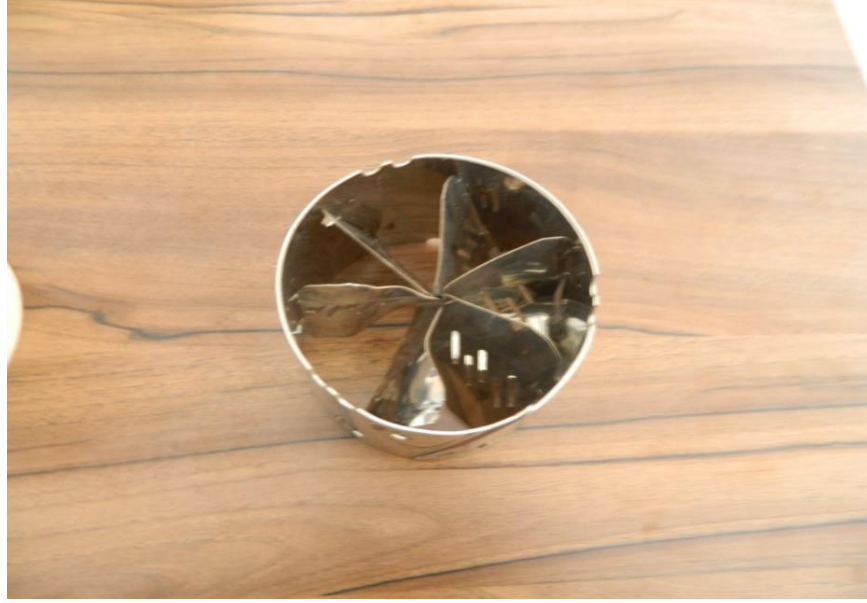
Çizelge 4.2'de gösterilen veriler değerlendirildiğinde hava sıcaklığının 6-7 C° düştüğü durumlarda havanın bağıl neminin %90 lara yaklaştığı görülmüş ve bu



istenilen ısı performans anlamına gelmektedir. Küçük ölçekli sistem üzerindeki testlere, ilk olarak sistemin hava giriş kısmında ve akış hacmi boyunca yan yüzeylerde havayı yönlendirici herhangi bir araç kullanılmaksızın havanın 2 m/s hızla ilerlerken akış hacminde oluşan türbülans ile buharlaşma hedeflenmiştir. Böylece farklı lüle tip ve adetleri için havadaki bağıl nem ve sıcaklık değişimlerini görmek mümkün olmuştur. Bunun yanı sıra sisteme giriş yapan su taneciklerinin dağılımı gözden kaybolduğu mesafe gibi gözlemsel sonuçlar elde edilmiştir. Sisteme düşük türbülansla giriş yapan havaya verilen suyun akış hacmi boyunca suyla yeterli bir karışım sağlayamadığı görülmüştür. Akış hacmine düzgün dağılmayan su taneciklerinin görece bağıl nemi düşük olan hava ile karışmadan sistemi terk etmesi miktar olarak sisteme verildiğinde buharlaşması öngörülen miktardaki suyun tamamının buharlaştırılmaması ile sonuçlanmıştır.

#### **4.4 Farklı Türbülator Tasarımları ve HAD Analizleri**

Test sistemi üzerinde bu deliklerin çapları ve açık kapalı konumları farklı kombinasyonlar halinde oluşturularak yapılan testlerde su damlacıklarının hava ile karışımında gözle görülür bir iyileşme sağlanmıştır. Ancak bu değişiklik yeterli düzeyde bir değişim olmamıştır. Buradan mevcut türbülans artışının yeterli olmadığı ve daha büyük bir artışa ihtiyaç duyulduğu kanaatine varılmıştır. Türbülanslı çalışan sistemler üzerine yapılan araştırmada brülör ve yakıt tasarruf uygulamalarında türbülatorlerin kullanıldığı görülmüş, bu türbülatorlerin sistemin türbülansını arttırmakta kullanılabileceği düşüncesi oluşmuştur. Merkezine lüle yerleştirerek kullanılacak bir türbülatorün lüle etrafından geçen havayı döndürme etkisiyle karıştırabileceği ve damlacıkların lüleden çıktıktan hemen sonra akış hacminde geniş bir bölgeye homojen olarak yayılabileceği öngörülmüştür. İlk aşamada piyasadan tedarik edilebilir türbülatorler denenmiştir. Bu türbülatorlerle yapılan denemelerde lüleden çıkan suyun hava ile daha iyi karıştığı görülmüştür. Elde edilen olumlu yöndeki bu sonucu iyileştirmek için mevcut türbülatorün eksikleri belirlenmiş ve bu eksikleri karşılayabilecek özel bir türbülator tasarımı yapılmasına karar verilmiştir. Tasarlanan türbülatorün etkinliğinin analiz yöntemiyle artırılması düşünülmüştür. Sistem üzerinde kullanılan türbülator Şekil 4.17’de gösterilmiştir.



Şekil 4.17. Sistem üzerinde kullanılan ilk türbülator

Mevcut türbülatorde belirlenen eksiklikler aşağıda verilmiştir;

- Türbülatorün boyunun kısa olması (60 mm).
- Kanatların merkezine lüle yerleştirmeye uygun bir ara yüz olmaması

Ayrıca türbülatorün etkinliğini arttırmak için türbülatorden geçen hava hızının artması gerektiği tespit edilmiştir. Hava ile su karışımının mümkün olan en kısa mesafede mükemmelleştirmek oluşturulacak prototip soğutma kulesinin muadilleriyle kıyaslandığında boyutsal olarak avantajlı hale gelebilmesi açısından en önemli faktördür.

Türbülatorden geçen havanın hızını arttırmak için sistemin hava giriş kısmına, üzerinde hava giriş hızını arttırıp azaltmamızı sağlayacak delikler bulunan bir türbülator yuvası tasarlanmıştır. Şekil 4.18’de tasarlanmış olan kule giriş kısmı ve türbülator yuvaları gösterilmiştir.



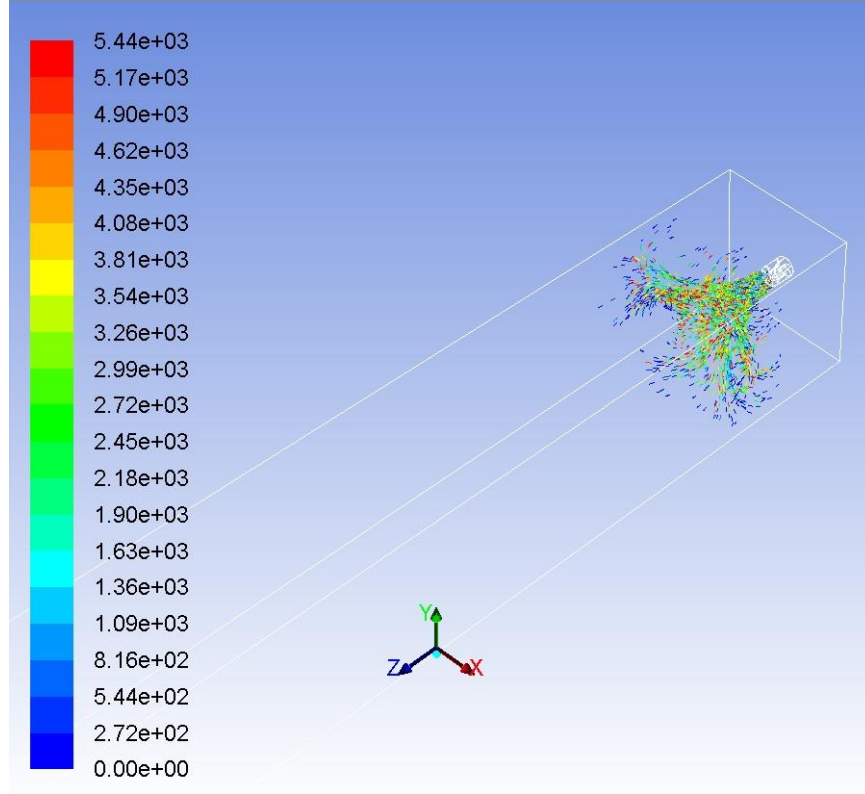
Şekil 4.18. Kule ön giriş kısmı

Şekil 4.18’de kule ön giriş kısmı ve türbülator yuvalarının yerleri gösterilmiştir. Bu durumda bir diğer önemli parametre ise türbülator ve lülelerin nasıl bir şekilde bir arada kullanılacağıdır. Lülelerin türbülator içerisindeki pozisyonu kule içerisine gönderilen suyun geri dönüş yapıp kule girişini ıslatmasına yada herhangi bir türbülans ile karşılaşmadan kule içerisini düz bir şekilde terk etmesine sebebiyet verebilmektedir. Bu durumu önlemek için farklı deneyler yapılarak lülenin türbülator içerisindeki pozisyonu ayarlanmıştır. Şekil 4.19’da türbülator yuvasını ve lülenin türbülator içerisindeki yerleşim pozisyonu gösterilmiştir.



Şekil 4.19. Türbülator yuvası ve lülenin türbülator içerisindeki konumu

Türbülator yuvasının tasarımıyla türbülator içerisinde geçen havanın hızını arttırarak, lüle etrefinden geçen havanın türbülansının etkin bir şekilde arttırılması hedeflenmiştir. Nitekim yapılan testlerde lüleden çıkan suyun çok kısa bir mesafede (20-50 cm) akış hacminde geniş bir düzleme yayıldığı görülmüştür. Ancak türbülator yuvası üzerinde başlangıçta ekstra delikler olmaması nedeniyle türbülator etrafında bir düşük basınç bölgesi oluşmuş ve bu bölge türbülatorden çıkan hava su karışımının önemli bir kısmının geri dönüş yapmasıyla ıslanmıştır. Şekil 4.20’de bu geri dönüşe ait analizi görebilmek mümkündür.



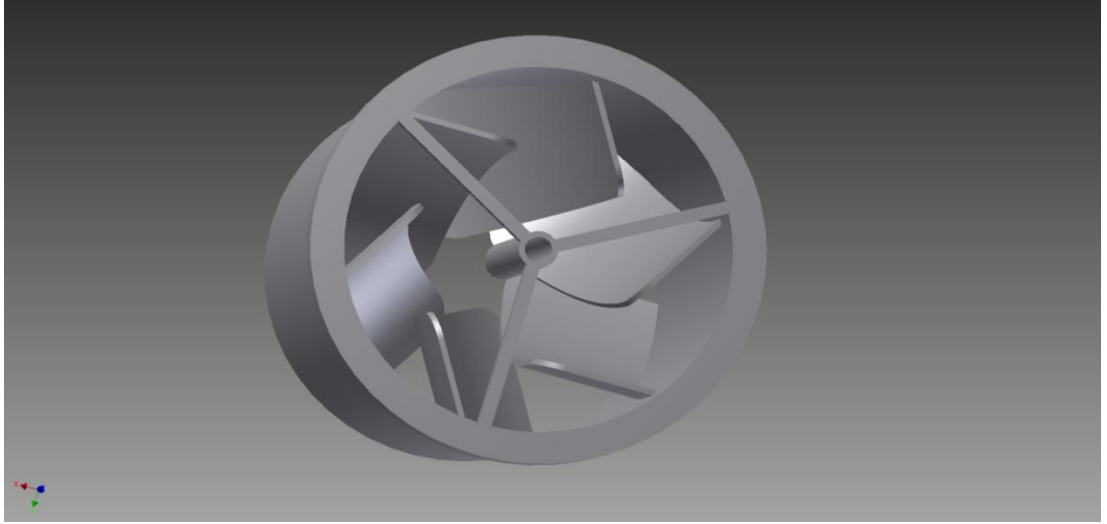
Şekil 4.20. Türbülâtörden çıkan hava su karışımının üç boyutlu dağılımı

Üç adet türbülâtör ve merkezlerindeki lüleleri, eşkenar üçgen oluşturacak şekilde yerleştirmeye imkan tanıyan bu ara yüz test düzeneğinde akış hacmi içerisine direkt olarak yerleştirilebilmektedir. Üzerindeki ekstra küçük delikler ve test düzeneğinin yan duvarlarında bulunan delikler sayesinde türbülâtörlerden geçen havanın hızını değişken kılmak mümkün olmuştur. Bu ara yüz ile yapılan denemelerde lülelerden çıkan suyun artık düz bir yol izlemek yerine dağıldığı görülmüştür. Bu dağılıma su taneciklerinin görece bağıl nem bakımından düşük havayla suyun karışımını iyileştirmiş ve gidişten 3.5 m mesafede bulunan nem sıcaklık probunda herhangi bir ıslanma görülmeden 3 adet 0.1 mm çapındaki lülelerle hava 6-7°C soğutulmuştur. Elde edilen bu sonuçlar üretilmek istenen sistemde türbülâtör kullanımının istenen sıcaklık farklılıklarının yakalanma ihtimali olduğunu göstermiştir. Fakat mevcut türbülâtör ile yapılan denemeler bir nebze iyileştirme sağlasa da hala iyileştirmelere ihtiyaç duyulduğunu göstermektedir. Bu sebepten ötürü alınan sonuçları iyileştirmek için piyasada bulunan türbülâtörlerde belirlenen eksiklikleri karşılayan farklı türbülâtör tasarımları yapılmasına karar verilmiştir.

Test düzeneğinde havayı yönlendirebilmek, hava ile suyun homojen bir şekilde karışımını sağlamak ve düzenekteki türbülansı artırmak amacıyla düzenekte türbülator kullanılması ve kullanılacak olan türbülatorlerin kule girişinde pozisyonları yapılmış olan HAD çalışmaları sonucunda kararlaştırılmıştır. Seçilecek olan türbülatorlerin deney düzeneğinin girişine eşkenar üçgen şekilde monte edilmesi düşünülmüş ve lülelerin türbülatorlerin çıkış noktalarına yerleştirilmesine karar verilmiştir. Düzenekte kullanılacak olan türbülatorler HAD yardımıyla seçilmiştir. Yapılmış olan HAD analizlerinde türbülator kullanılmasının dışında ilk bölme orta deliklerin çapı 50 mm olarak orta bölme deliklerin çapı ise 100 mm olarak ayarlanmıştır. Farklı türbülatorlerin etkisinin kule tüneli içerisindeki etkilerinin gözlemlenebilmesi HAD simülasyonları ile mümkün olabilmektedir. Bu durumun sebebi ise tasarımı yapılmış olan türbülatorlerin kompleks bir geometriye sahip olması ve her tasarımın maliyeti düşünüldüğünde ürettirilememesidir. HAD çalışmaları sonucunda elde edilen hız dağılımları ve türbülans yoğunluk grafikleri incelendikten sonra, istenilen sonuçları veren türbülatorler hızlı prototipleme yardımıyla ürettirilmiştir. Türbülatorlerin kule içerisindeki havayı ne şekilde yönlendirdiğini görmek amacıyla HAD çalışmaları ilk olarak tek faz olarak gerçekleştirilmiştir. Bu durum aslında suyun değil havanın kule içerisinde karıştırılmak istemesi durumunun sebebi olarak düşünülmektedir.

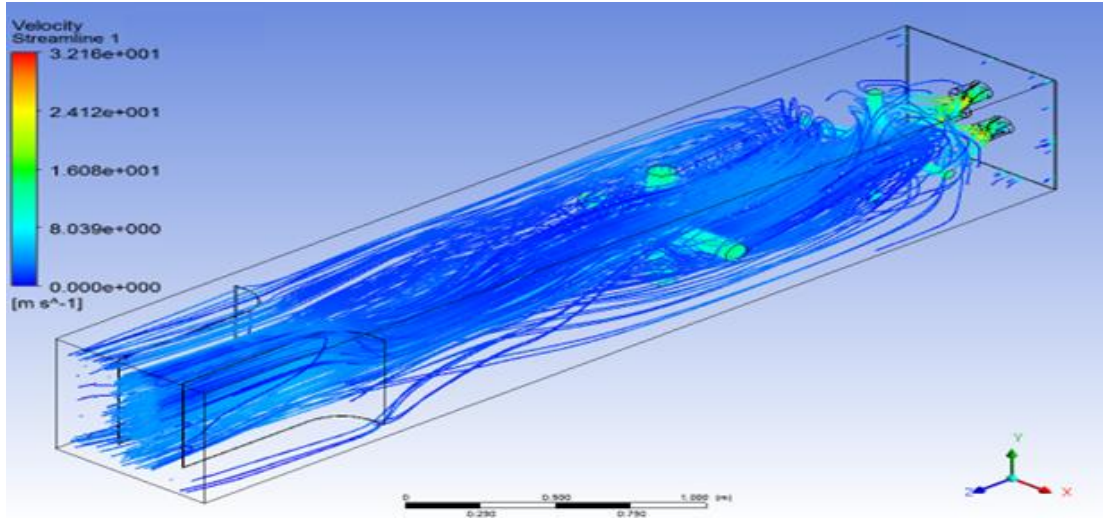
#### **4.4.1. Türbülator 1**

Kurulacak olan sistemde türbülator kullanılmasının kararlaştırıldığı Bölüm 4.4'de anlatılmıştır. Bu amaçla farklı türbülator tasarımları yapılmıştır. Şekil 4.21'de türbülator 1 tasarımına ait katı model gösterilmiştir. Yapılan HAD analizlerinde ilk bölümde 50'şer milimetrelik, ikinci bölümde ise 100'er milimetrelik orta deliklerde hava girişi verilmiştir.



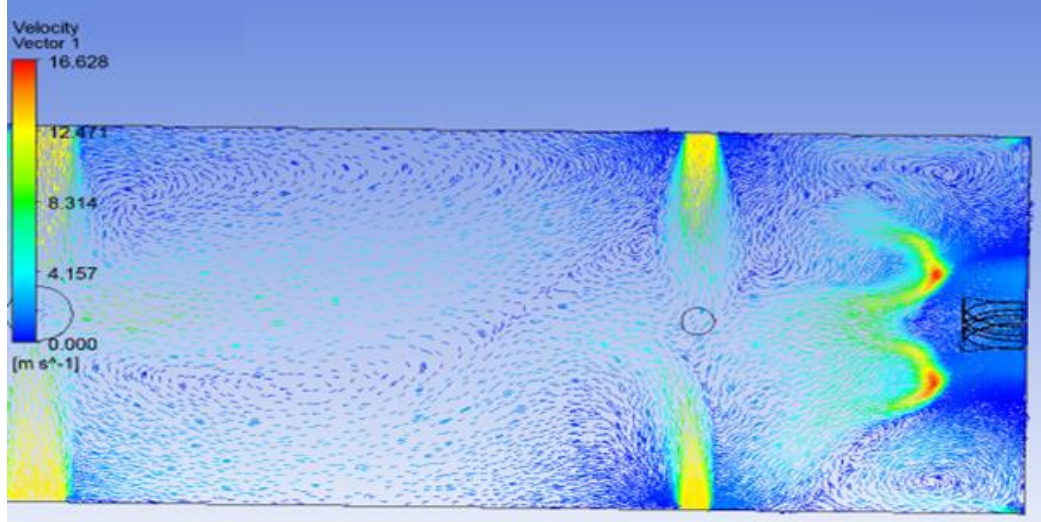
Şekil 4.21. Türbülötör 1

Türbülötör 1 için yapılmış olan HAD analizleri sonucunda elde edilen hız akım Şekil 4.22’de gösterilmiştir.

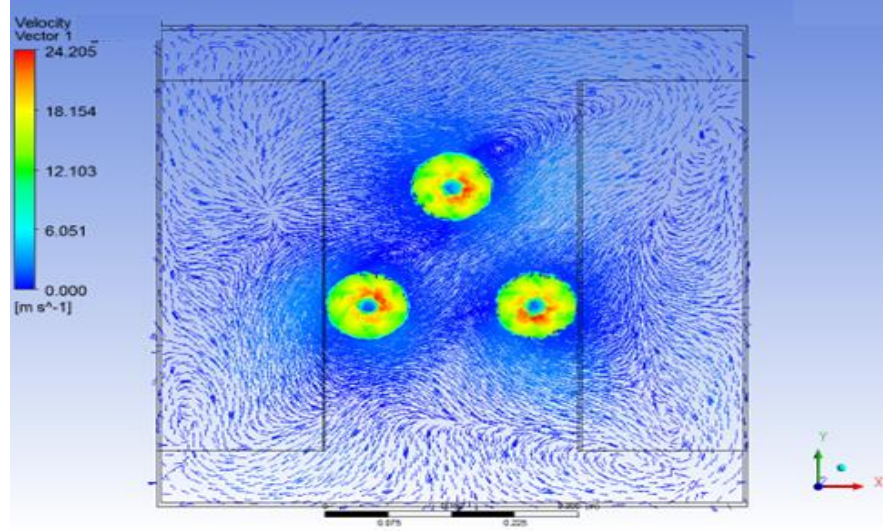


Şekil 4.22. Türbülötör 1 hava akım çizgileri

Şekil 4.22 incelendiğinde HAD analizlerinde kullanılan türbülötör 1’in kulenin ilk bölümünde yüksek miktarda karışma neden olduğu görülmektedir. Bu durumu kule içerisine yerleştirmiş olan farklı düzlemlerdeki hız vektörleri ile görmekte mümkündür. Şekil 4.23 ve 4.24’de XZ ve XY düzlemine ait hız vektörleri gösterilmiştir.



Şekil 4.23. Türbülötör 1 XZ orta düzlem hız vektörleri

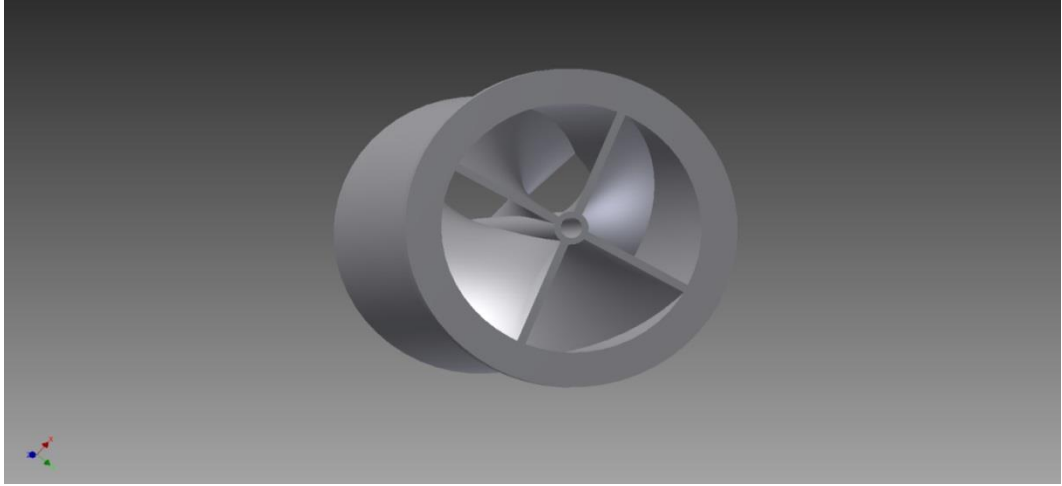


Şekil 4.24. Türbülötör 1 XY düzlemi, Z:-3.9 metre hız vektörleri

#### 4.4.2 Türbülötör 2

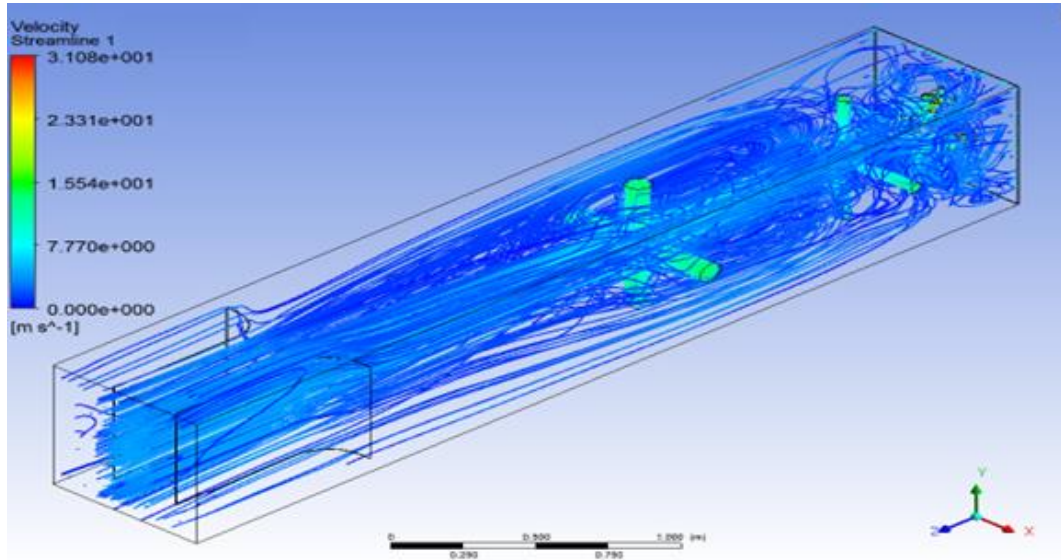
Türbülötör 1 tasarımından farklı olarak türbülötör 2 tasarımda kanat sayısı azaltılmış fakat kanatların kapladığı hacim ve havanın kanatlar tarafından tutulduğu süre uzatılmıştır. Tasarımı yapılmış olan türbülötör 2'ye ait olan katı model Şekil 4.25'de gösterilmiştir. Yapılan HAD analizlerinde ilk bölümde 50'şer milimetrelik, ikinci bölümde ise 100'er milimetrelik orta deliklerde hava girişi verilmiştir.





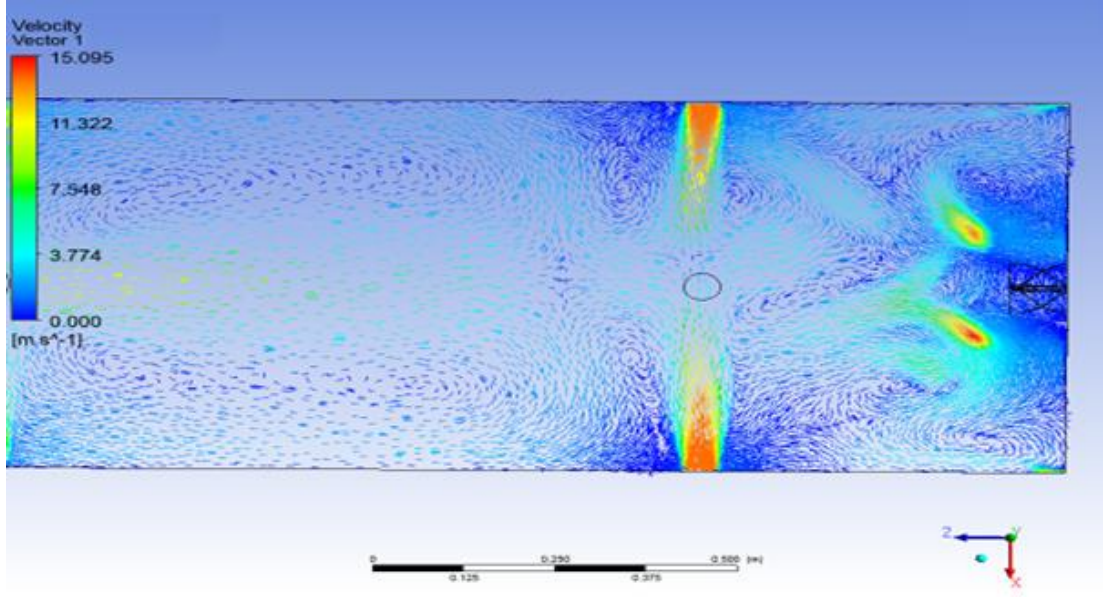
Şekil 4.25. Türbülötör 2

Türbülötör 2 için yapılan HAD analizleri sonucunda elde edilen akış çizgileri Şekil 4.26' da verilmektedir.

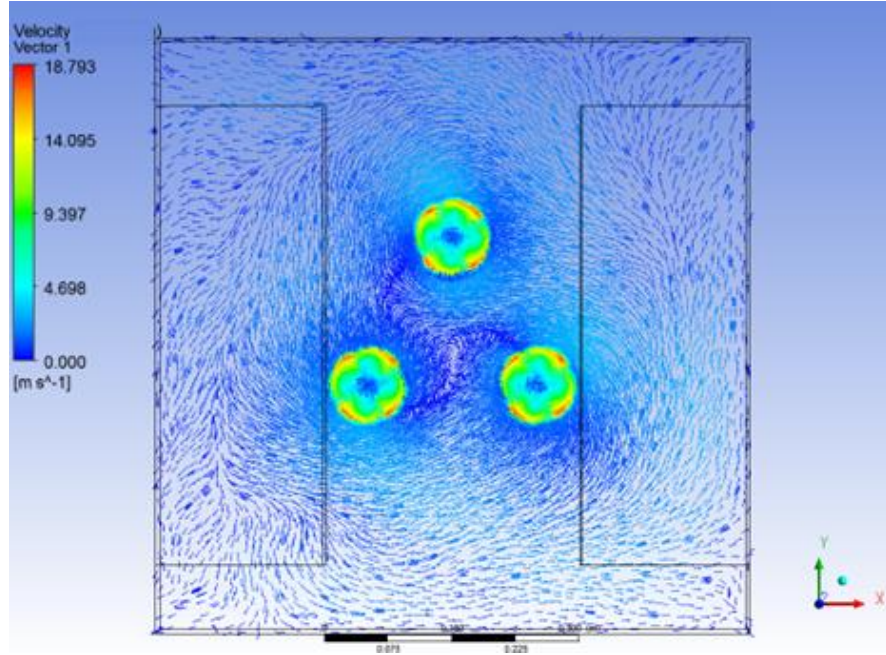


Şekil 4.26. Türbülötör 2, hız akım çizgileri

Şekil 4.26 ve Şekil 4.22 incelendiğinde türbülötör 2'nin türbülötör 1'e göre tünel girişinde daha yoğun bir hava karışımı yarattığı açıkça görülmektedir. Bu durumu kule içerisine yerleştirmiş olan farklı düzlemlerdeki hız vektörleri ile görmekte mümkündür. Şekil 4.27 ve 4.28'de XZ ve XY düzlemine ait hız vektörleri gösterilmiştir.

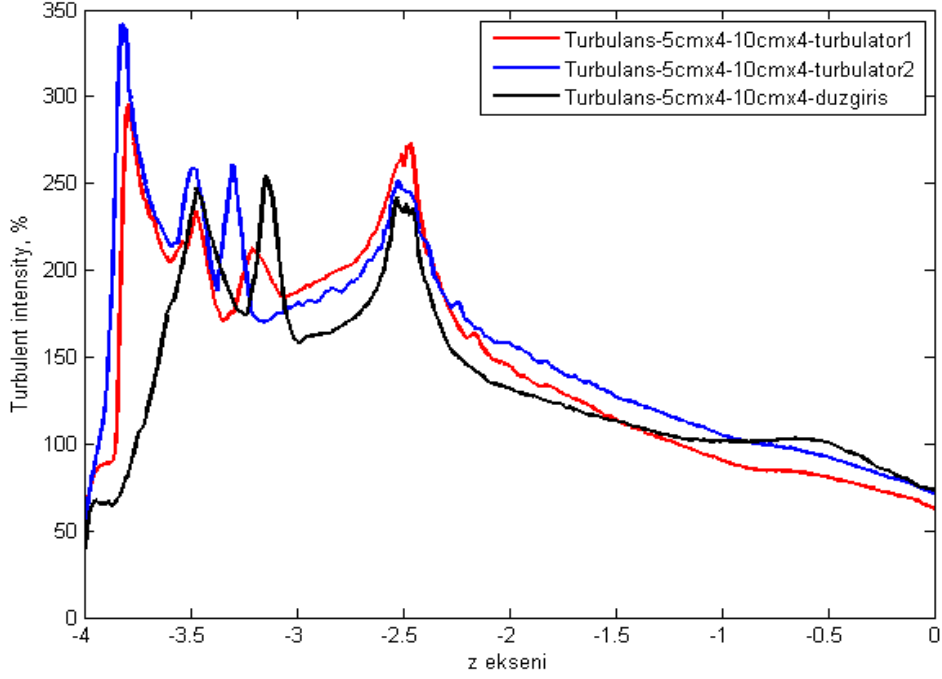


Şekil 4.27 . Türbülator 2, XZ orta düzlem, hız vektörleri



Şekil 4.28. Türbülator 2,XY düzlem, z:-3.9 m, hız vektörleri

HAD çalışmaları sonucunda en önemli parametrenin kule içerisindeki türbülans yoğunluğu olduğundan daha önceki bölümlerde bahsedilmiştir. Şekil 4.29'da türbülator 1, türbülator 2 ve türbülatorsüz sisteme ait kule içerisindeki türbülans yoğunluk grafiği verilmiştir.



Şekil 4.29. Türbülator 1, Türbülator 2 ve Türbülatorsüz sistemdeki türbülans yoğunlukları

Yapılan HAD analizleri sonucunda türbülator 1 ve türbülator 2 karşılaştırılmıştır. Şekil 4.29’da türbülatorlü sistemler ile türbülatorsüz sistemin karşılaştırılması görülmektedir. Şekil 4.29 incelendiğinde türbülatorler ile daha iyi bir türbülans dağılımı sağlandığı görülmektedir. Türbülatorler kıyaslandığında ise benzer dağılım gösterdikleri görülmektedir. Hız vektörleri incelendiğinde Türbülator 1’ in tasarımından kaynaklı hava hızını içeriye daha hızlı aktarması sonucu orta deliklerden gelen havanın ön taraf girişe doğru yönelmesinde Türbülator 2’ ye göre azalma görülmektedir. Sistemde ön tarafın büyük bir bölümünün kapalı olması durumunda orta deliklerden gelen havanın geriye yönelmesi durumu ortaya çıkmakta ve bu durumu önleyebilmekte türbülator seçiminde önemli bir kriter olmaktadır.

HAD analizleri sonucu elde edilen verilere göre Türbülator 1 seçilmiş ve ürettirilmiştir. Ürettirilmiş olan türbülator 1 Şekil 4.30’da gösterilmiştir. Türbülator 1 sisteme monte edilmiş ve deneysel olarak test edilmiştir.



Şekil 4.30. Türbülator 1

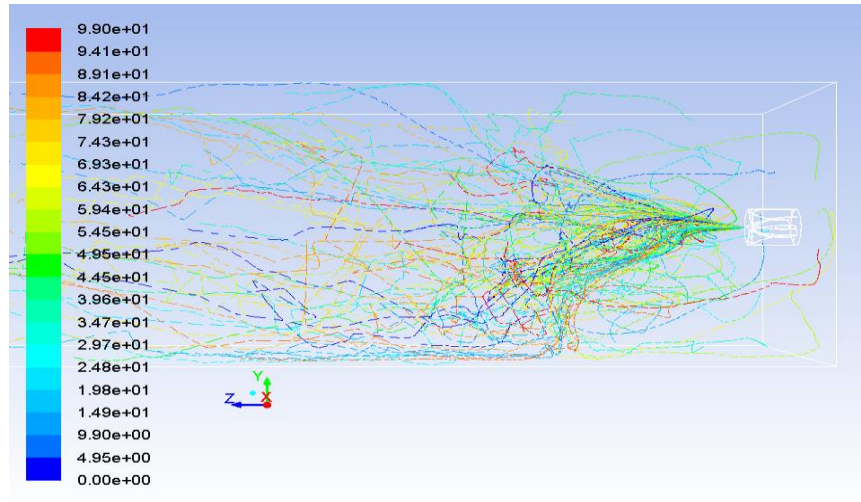
#### **4.5 Yeni Türbülator Tasarımları ve HAD Simülasyonlarının İki Fazlı Olarak Hava-Su Olarak Gerçekleştirilmesi**

Tasarlanan ve ürettirilen türbülatorün testlerinin sonucunda HAD simülasyonlarına sadece hava ile değil iki fazlı olarak suda işin içine katılarak devam edilmiştir. Bu aşamada, seçilmiş ve ürettirilmiş olan Türbülator 1 ile beraber yeni iki adet farklı türbülator tasarımı yapılmış, yapılmış olan tasarımlarda hem suyun geri dönüşlerini engelleyecek hem de hava ile suyun homojen olarak karışımını sağlayacak tasarımlar olmasına özen gösterilmiş ve HAD simülasyonları gerçekleştirilmiştir.

HAD simülasyonlarında su damlacıkları ayrık faz, hava ise sürekli faz olarak değerlendirilmiştir. Sürekli faz için Euler metodu, ayrık faz için ise Lagrange metodu kullanılmıştır. Bu metot da temsili sayıda parçacıkların izledikleri yollar modellenmekte ve iki faz arasında momentum transferi kullanılarak belirlenmektedir. Lagrangeparçacık takip modeli, damlacıkların parçalanması gibi durumları içermezken damlacıkların buharlaşması ile ilgili olarak yarı ampirik bir model içerir. Her simülasyonda 100 adet su damlacığı sisteme türbülatorlerin orta kısmından sisteme enjekte edilmiştir.

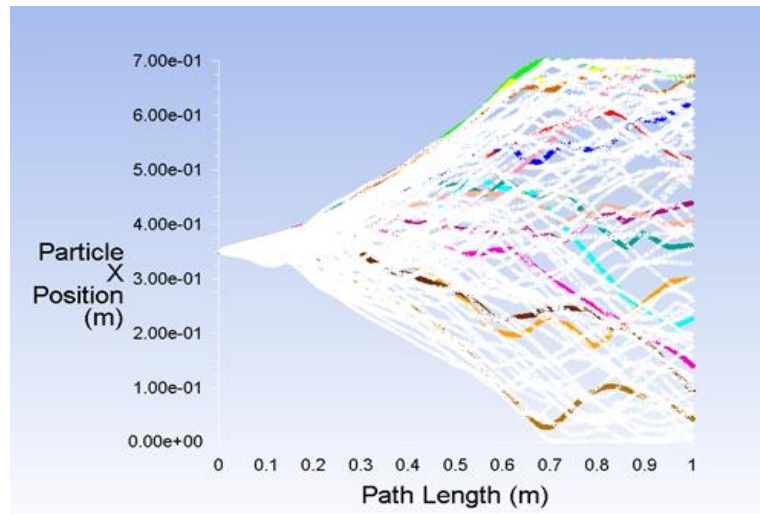
#### 4.5.1 Türbülötör 1

Sistemin tam olarak modellenebilmesi için HAD analizlerinin iki fazlı gerçekleştirilmesi kararlaştırılmıştır. Türbülötör 1 için gerçekleştirilen iki fazlı analizler sonucu su damlacıklarının akış hacmi içerisindeki hareketi Şekil 4.31’de gösterilmiştir.

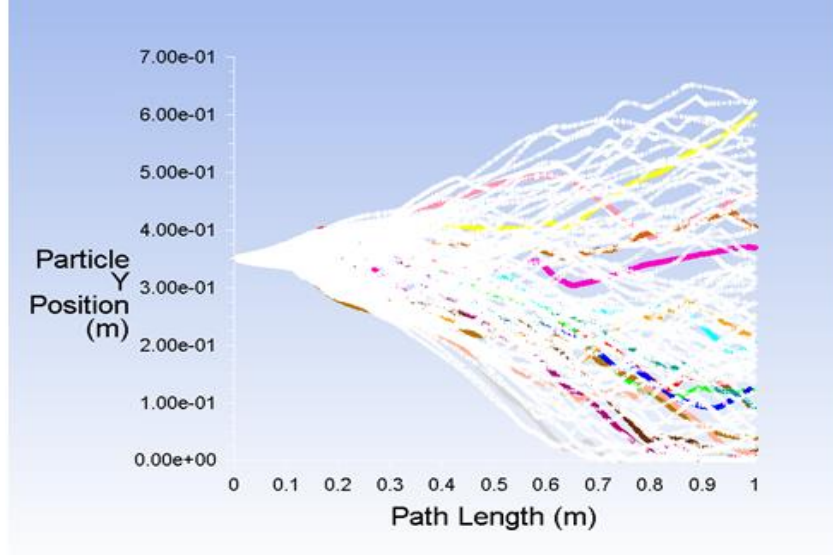


Şekil 4.31. Türbülötör 1 akış çizgileri

Su damlacıklarının izlediği yolların daha iyi anlaşılabilmesi için, su damlacıklarının X ve Y eksenlerindeki konumları Şekil 4.32 ve 4.33’de verilmiştir.



Şekil 4.32. Türbülötör 1 su parçacıklarının tünel boyunca elde edilmiş x eksenindeki konumları

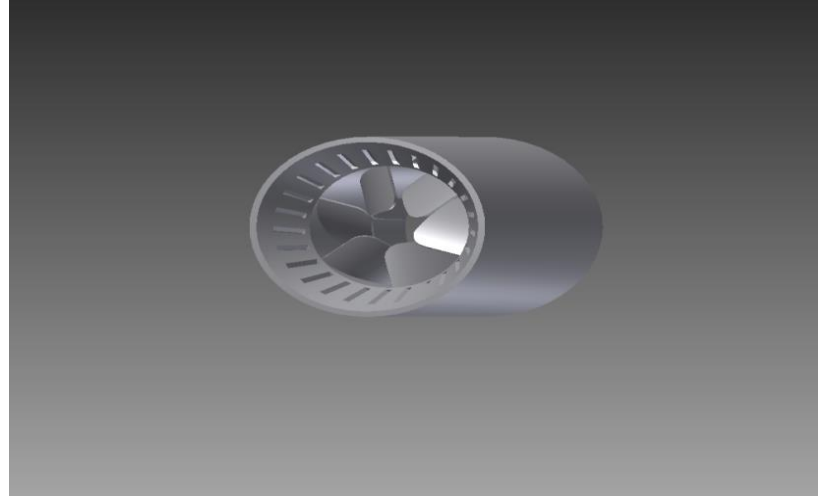


Şekil 4.33. Türbülötör 1 su parçacıklarının tünel boyunca elde edilmiş x eksenindeki konumları

Kule tasarımı yapılırken su damlacıklarının basınç kaybı sebebiyle geri dönüşler yaptığı deneysel çalışmalarla görülmüştür. Bu durum proje kapsamında yaşanan sorunların başında gelmektedir. Şekil 4.31 ve 4.32 incelendiğinde türbülötör 1 ile yapılan analizler sonucunda, su damlacıklarının tünel girişine doğru bir geri dönüş yapmadığı görülmektedir. Fakat türbülötör 1 ile gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda kule girişinde olmasa da kule sonunda bulunan nem probunda ıslanmalar görülmüştür. Türbülötör 2'nin yapılan HAD çalışmalarında geri dönüşleri engelleyemediği daha önceki bölümlerde anlatılmıştır.

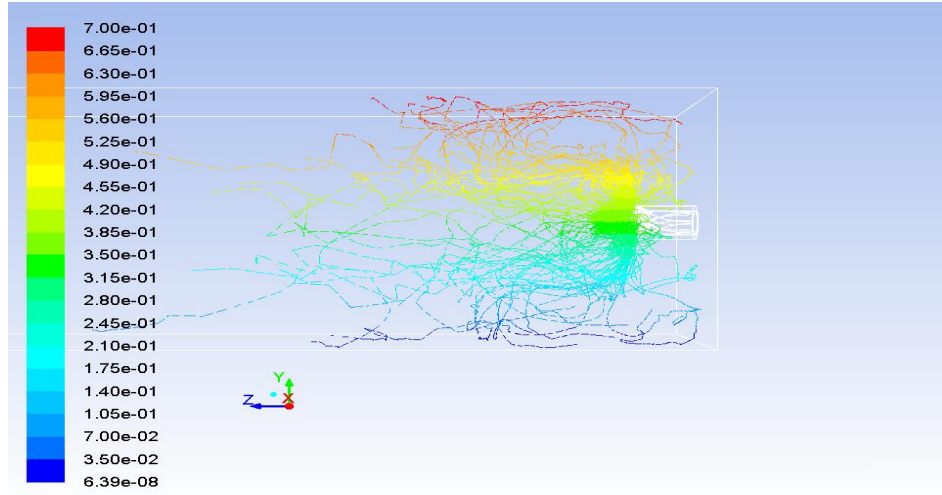
#### 4.5.2 Türbülötör 3

Kule içerisine gönderilen su damlacıklarının hem geri dönüşlerini engelleyecek hem de yeterli türbülans yoğunluğunu yaratacak bir türbülötöre ihtiyaç duyulmaktadır. Türbülötör 1 ve türbülötör 2 tasarımlarında akışın tek bir bölümden yönlendirildiği görülmektedir. Türbülötör 3 tasarımı ise akışın yönlendirilebileceği iki farklı akış alanından oluşmaktadır. Şekil 4.34'de türbülötör 3 tasarımına ait katı model gösterilmiştir.



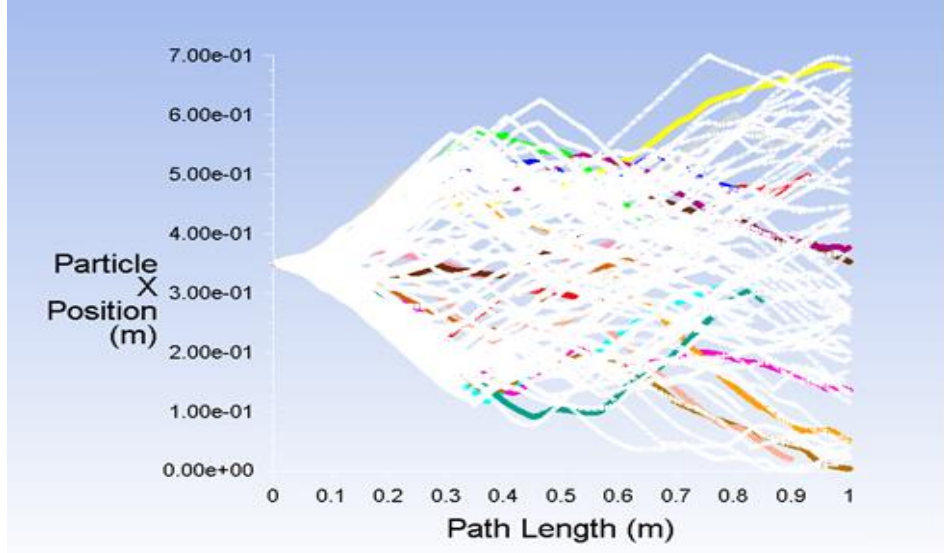
Şekil 4.34. Türbülötör 3 katı modeli

Türbülötör 3 için yapılan HAD analizleri sonucunda elde edilen su damlacıklarının akış alanı içerisindeki hareketleri Şekil 4.35’de verilmiştir.

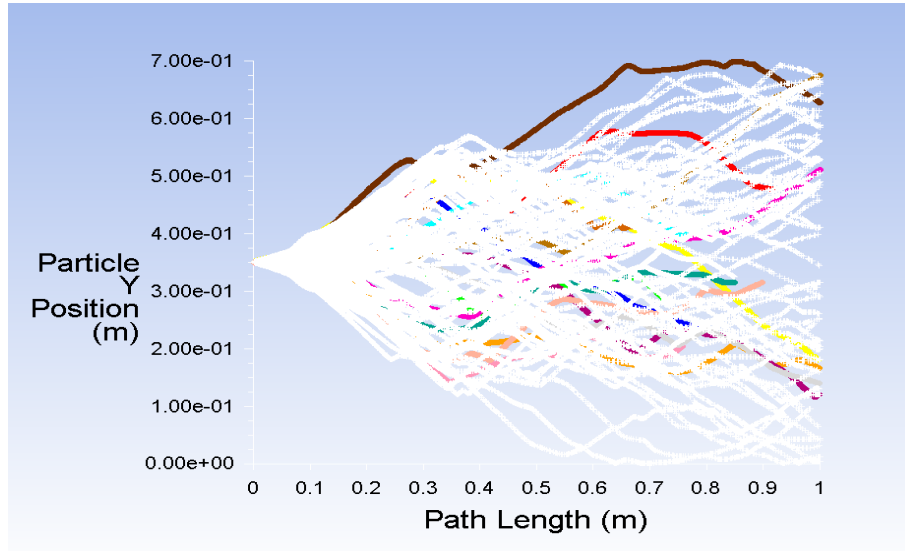


Şekil 4.35. Türbülötör 3, su damlacıklarının akış alanı içerisindeki dağılımı

Şekil 4.36 ve 4.37’de su damlacıklarının tünel boyunca x ve y eksenindeki dağılımları verilmiştir.



Şekil 4.36. Türbülötör 3 su parçacıklarının tünel boyunca elde edilmiş x eksenindeki konumları

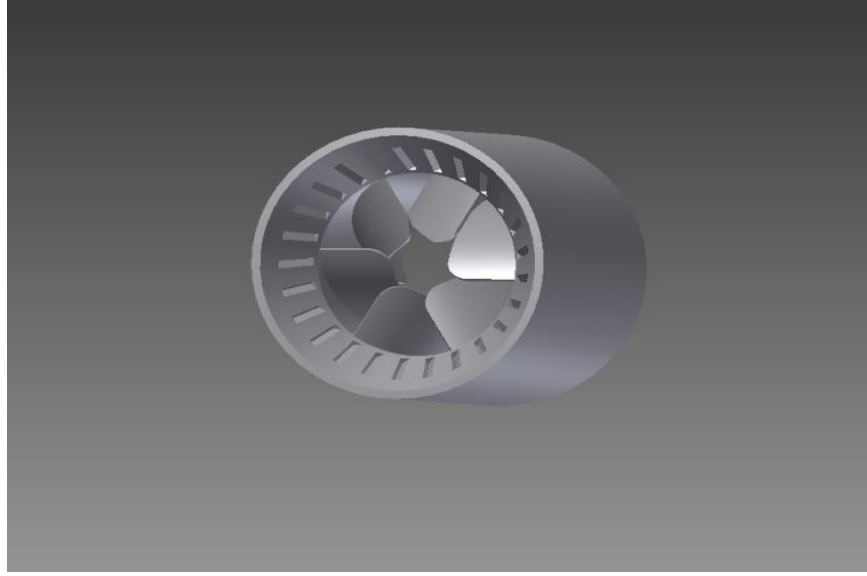


Şekil 4.37. Türbülötör 3 su parçacıklarının tünel boyunca elde edilmiş y eksenindeki konumları

#### 4.5.3 Türbülötör 4

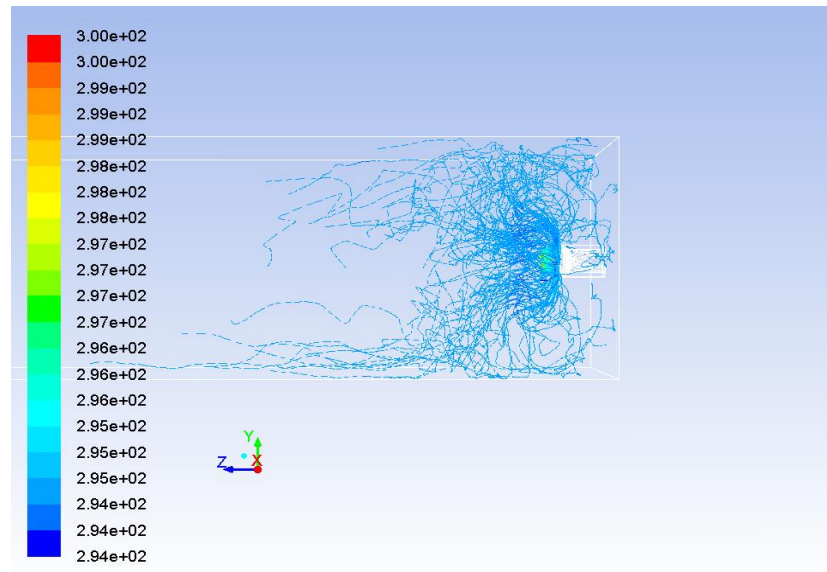
Türbülötör 3 tasarımının aksine türbülötör 4 tasarımı akışı ters yönlendirmek üzerine kurulu bir tasarıma ve iki akış alanına sahip olan türbülötör 4'e ait katı model Şekil 4.38'de verilmiştir.





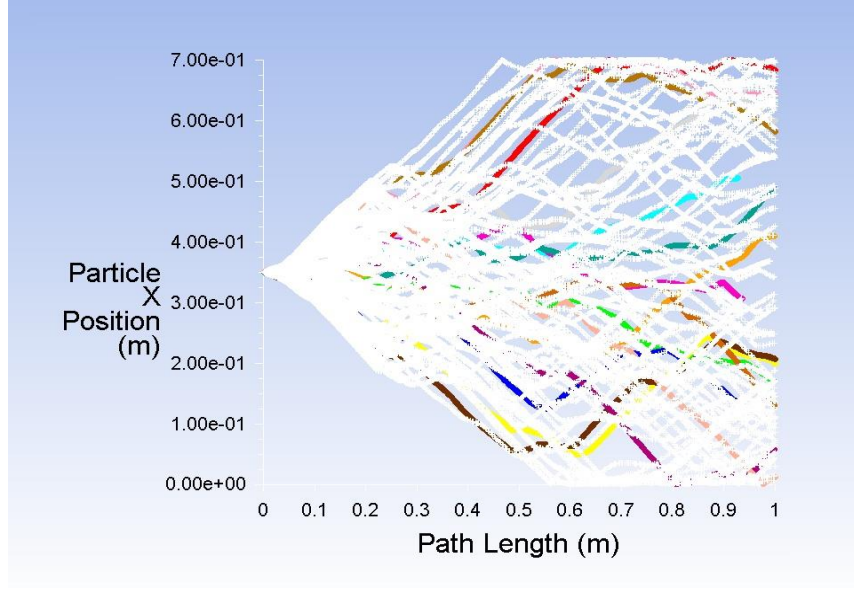
Şekil 4.38. Türbülötör 4 katı modeli

Türbülötör 4 için yapılan HAD analizleri sonucunda elde edilen su damlacıklarının akış alanı içerisindeki hareketleri Şekil 4.39’ da verilmiştir.

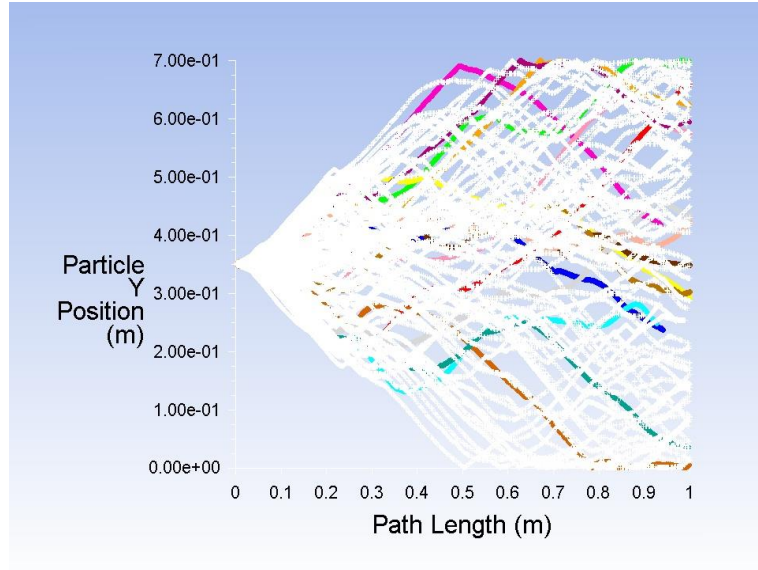


Şekil 4.39. Türbülötör 4, su damlacıklarının akış alanı içerisindeki dağılımı

Şekil 4.40 ve Şekil 4.41’ de su damlacıklarının tünel boyunca x ekseninde ve y ekseninde dağılımları verilmektedir.

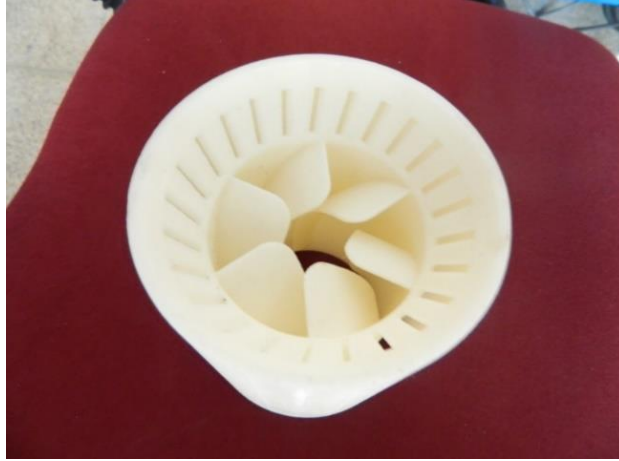


Şekil 4.40. Türibülötör 4 su parçacıklarının tünel boyunca elde edilmiş x eksenindeki konumları



Şekil 4.41. Türibülötör 4 su parçacıklarının tünel boyunca elde edilmiş y eksenindeki konumları

Su parçacıklarının x ve y eksenindeki dağılımları incelendiğinde Şekil 4.35 ve Şekil 4.36' da su damlacıklarının daha kısa mesafede dağılmaya başladığı ve tünel boyunca büyük bir bölümünün duvarlara yaklaşımadan devam ettiği görülmektedir. Dolayısıyla Türibülötör 3 tasarımı uygun bulunmuştur. Hızlı prototipleme yöntemi ile ürettirilmiş olan türibülötör 3 Şekil 4.42'de verilmiştir.



Şekil 4.42. Türbülator 3

#### 4.6 Deneysel Çalışmalar ve Radyal Fan Sirkülasyonlu Sistem

Türbülator 3 ile yapılan denemelerde en iyi damlacık dağılımını oluşturmuştur. Böylece damlacıkların gözden kaybolmaları yaklaşık 1 m gibi bir mesafede sağlanmış, 0,1 mm çapındaki 3 lüleden çıkan suyun 2.5 m de buharlaşması sağlanabilmiştir. Türbülator yuvası üzerinde bulunan ekstra delikler ile hava su karışımının yuva üzerindeki düşük basınç bölgelerine ulaşması ve bu noktaları ıslatmasının önüne geçilmiştir. Elde edilen bu sonucu iyileştirmek ve 2.5 m olan akış hacmini kısaltabilmek adına sistemden ek bir fan ile akış hacminden geçen havanın yaklaşık olarak %50-60'ını akış hacminin son kısmından (aksiyal fandan hemen önce) çekilmesi ve 0.5 ve 1.5 m'de bulunan deliklerden sisteme yaklaşık 10-12 m/s'lik bir hızla geri verilmesi düşünülmüştür. Bu yolla akış hacmi içerisindeki türbülansın artırılması ve bunu yaparken de dışardan ekta bir hava çekilmemesi hedeflenmiştir. Buna göre 3600 m<sup>3</sup>/h debideki havanın yaklaşık 2000 m<sup>3</sup>/h kısmı sistemden ikinci kez geçiş yapacaktır. Bu yolla bağıl nemin aynı değerlere daha kısa bir mesafede (1.5-2 m) daha önceden elde ettiğimiz %70 dolaylarına çıkması ya da aynı mesafede (2.5 m) daha yüksek bağıl nem değerlerinin elde edilmesi hedeflenmiştir. Bu yöntem ek fandan geçirilen havaya enerji geçişi olması ve buna bağlı olarak havanın ısı enerjisi olarak sisteme geri dönmesi nedeniyle bir avantaj sağlayamamıştır. Radyal fanla kurulmuş olan sistem Şekil 4.43'de verilmiştir.



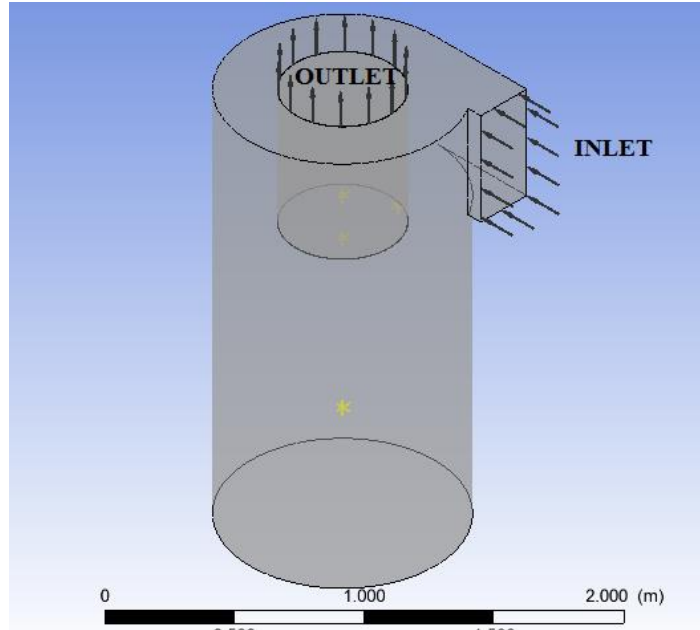
Şekil 4.43. Radyal fan yardımıyla kurulan sistem

Yapılmış olan HAD ve deneysel çalışmalar sonucunda tasarımı ve imalatı gerçekleştirilecek olan sistemin delikli sac ve türbülatorlerden oluşan bir konfigürasyona sahip olmasına karar verilmiştir. Türbülatorlerin bulunduğu sacdaki geri dönüşlerden kaynaklı az miktardaki ıslanmanın sistem dik olarak yerleştirildiğinde alt kısımda kalacağı ve alt yüzeyi de boş olacağı için ciddi bir problem oluşturmayacağı düşünülmektedir. Buna göre 2.5 metre akış hacmi uzunluğu olan bir sistem için bataryanın bulunduğu kısma havanın tamamen kuru ve bağıl nemce yaklaşık olarak %70-75 dolaylarında ulaşması beklenmektedir. 15 adet 0.1 mm lüle kullanılması planlanan sistemde 6-7 derecelik minimum sıcaklık farkı elde etmek mümkün olacaktır. Batarya ve şasiyle birlikte sistemin toplam boyunun yaklaşık 3 ila 3.5 m aralığında olacağı öngörülmektedir.

Elde edilen bu sonucu iyileştirme çalışmaları firma tarafından devam ettirilmektedir. Bu amaçla alternatif sistem düşünülmektedir. Çalışmaları henüz devam etmekte olan bu sistemde siklon tasarımlarından esinlenilmiştir. Ancak temelinde gazlardan partikülleri ayırmayı hedefleyen siklonu hava ile suyu karıştırma amacıyla kullanmak, tasarımında bazı revizyonlar yapmadan mümkün olmayacaktır.

#### 4.7 Siklon Tipi Soğutma Kulesi Tasarımı

İstenilen hedeflere türbülötör yardımıyla tam olarak ulaşılamaması, farklı tasarımların düşünülmesini gerektirmiştir. Bu durum düşünüldüğünde siklon tipi bir soğutma kulesi tasarımının gereken sıcaklık düşüşlerini sağlayabileceği düşünülmüştür. Tasarımı yapılmış olan siklon tipi soğutma kulesi Şekil 4.44'de gösterilmiştir.



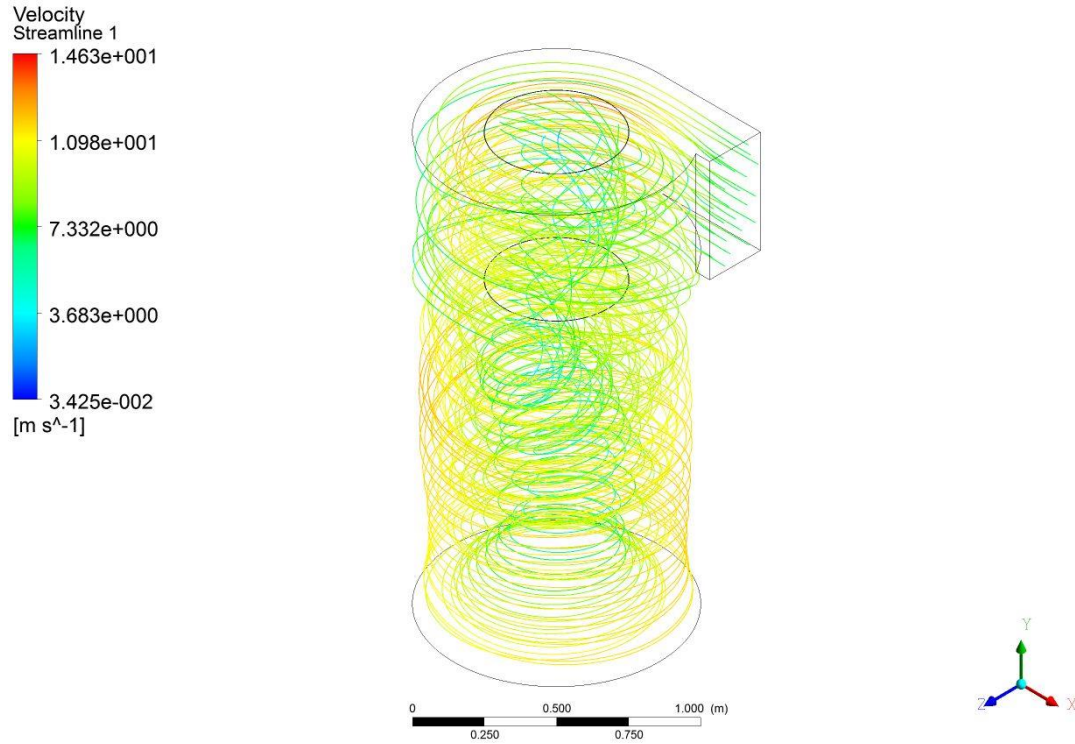
Şekil 4.44. Siklon HAD modeli

Aşağıda görülen sistemde siklon tipi akış hacminde siklondan farklı olarak konik bir kısım bulunmamaktadır. Çünkü bu konik kısım merkez kaç kuvvetin daralan çapla azalışından yola çıkarak geleneksel siklonlarda akışkandan, özgül ağırlığı daha büyük olan katı partikülleri ayırmayı hedefler. Bu tasarımda ise hedeflenen akış hacmine giriş yapacak havaya verilen su taneciklerinin radyal yönde hareketlerinin gerçekleşmesini sağlayarak su damlacıklarının sürekli aynı akış çizgisi üzerinde ilerlemesini engellemek, bağıl nem olarak yüksek olan hava akış çizgisinden düşük olana geçişleri kolaylaştırmaktır.

Siklon kullanılarak gerçekleştirilen tasarımlarda amaç oluşan döner akış kullanarak hava ile su arasındaki karışımı artırmaktır. Bu amaçla düzgün siklon tasarımı yapabilmek amacı ile ağ yapısı çalışması ve türbülans modeli çalışmaları yapılmıştır.

Yapılan siklon tasarımının HAD simülasyonları yapılarak sistemin basınç düşüşü için izin verdiği limitler içerisinde kalıp kalmadığı incelenmiştir. Yapılan HAD simülasyonları siklon içerisinde oluşan akışın karmaşıklığını ortaya koymuştur.

Elde edilen sonuçlar siklon içerisinde ortaya çıkan akışın zamana bağlı çözülmesi gerekliliğini ortaya koymuştur. Farklı eleman sayılarında k-ε türbülans modeli ile yapılan analizler sonucu duvarlarda iyileştirme yapılması gereksinimi ortaya çıkmış ve akışın eleman sayısının 10 milyon civarında olması gerekmiştir. Anlamlı bir sonuç elde etmek için gereken simülasyon süresi 8-10 sn olarak düşünülmüş ve zamana bağlı HAD simülasyonu yapılabilmesi için gereken sürenin bir ay civarında olacağı ortaya çıkmıştır. k-ε türbülans modeli ve duvarlar iyileştirilmiş 10 milyon elemanlı ağ yapısı kullanılarak, zamandan bağımsız gerçekleştirilen siklon HAD analizi sonucunda elde edilen hava akım çizgileri Şekil 4.45’ de verilmiştir.



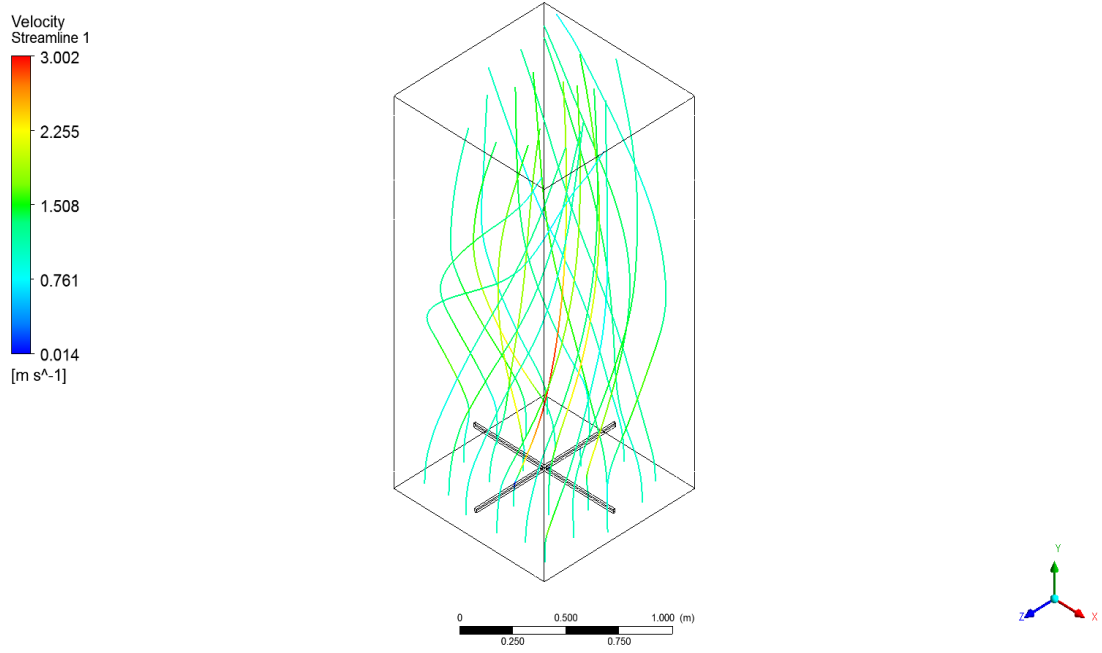
Şekil 4.45. Zamandan bağımsız hava akışı hız akım çizgileri

HAD analizlerinin ve siklon tipi soğutma kulesinin imalat maliyetleri düşünüldüğünde, piyasada bulunan rakipleri ile mücadele etmesinin zor olduğu

görülmüştür. Bu durum soğutma kulesi tasarımının siklon tipi şeklinde olmasından vazgeçilmesinin en büyük nedeni olarak düşünülmüştür.

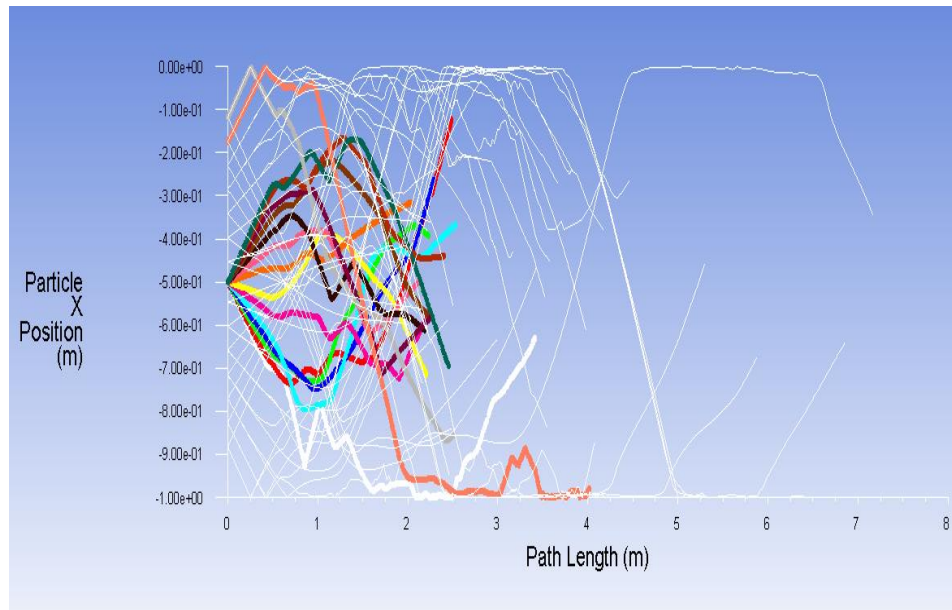
#### **4.8 Döner Lüle için Yapılan HAD Çalışmaları**

Türbülötör kullanımı ve siklon tipi soğutma kulesi tasarımlarının istenilen sıcaklık düşüşlerine izin vermemesi, farklı bir tasarım yapılması gerekliliğini doğurmuştur. Şu ana kadarki yapılan çalışmalarda kule içerisini gönderilen havanın yönlendirilmesi üzerine çalışmalar yapıldı. Fakat istenilen sonuçların elde edilememesi, kule içerisine gönderilen suyun yönlendirilebileceği düşüncesini öne çıkarmıştır. Bu şartlar altında günümüzde kullanılan fiskiye mekanizmasından esinlenerek döner lüle sistemi tasarımı yapılmıştır. Tasarımı yapılmış olan bu sistemde döner lüle mekanizmasının merkezinin kulenin merkezine denk gelecek şekilde yerleştirilmesi kararlaştırılmıştır. Tasarımı yapılmış olan döner lüle mekanizmasının sistem üzerindeki etkilerini incelemek için HAD çalışmaları yapılmıştır. Döner lüle için yapılan HAD analizleri sonucunda elde edilen akım çizgileri Şekil 4.46'de gösterilmiştir.



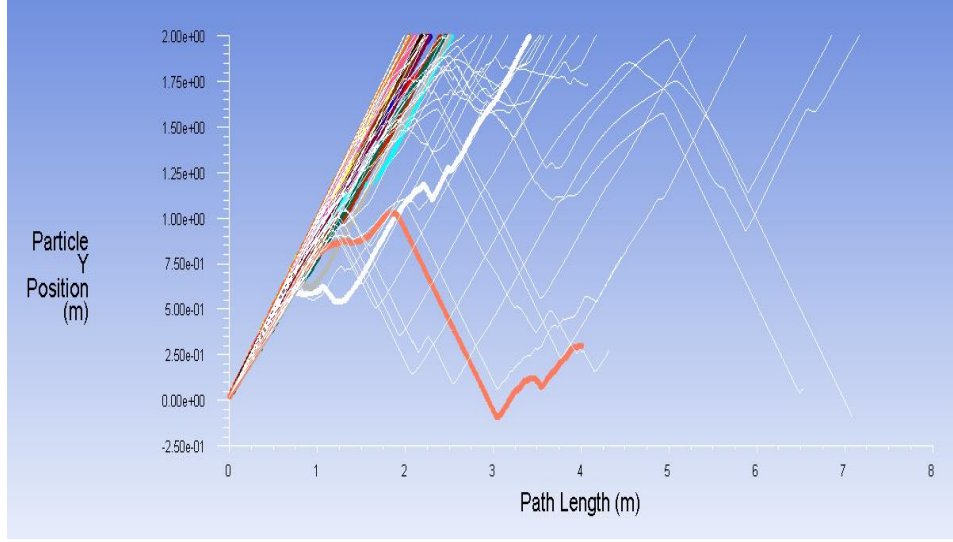
Şekil 4.46. Döner lüle, hız akım çizgileri

Döner lüle için yapılan HAD analizleri sonucunda elde edilen su damlacıklarının x, y ve z eksenindeki konumları Şekil 4.47, 4.48 ve 4.49’da gösterilmiştir.

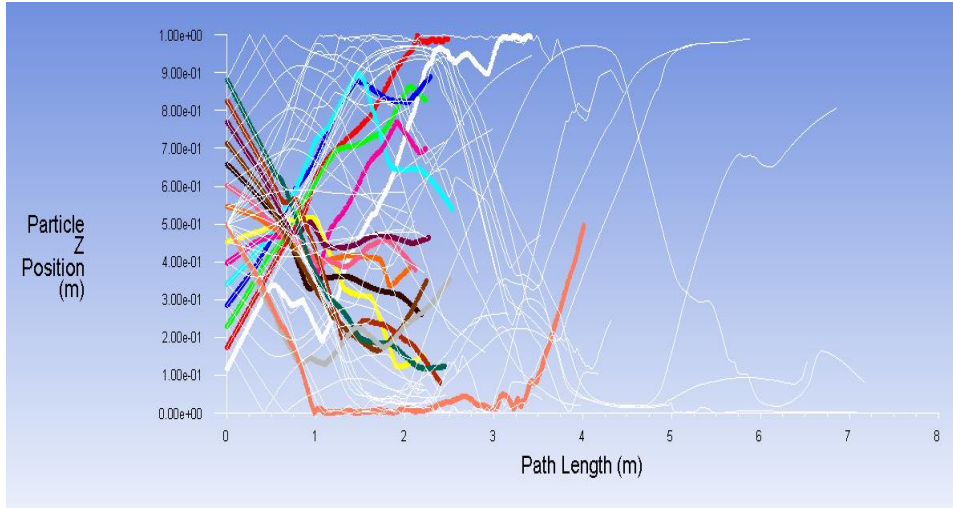


Şekil 4.47. Su damlacıklarının tünel boyunca elde edilmiş x eksenindeki konumları





Şekil 4.48. Su damlacıklarının tünel boyunca elde edilmiş y eksenindeki konumları



Şekil 4.49. Su damlacıklarının tünel boyunca elde edilmiş z eksenindeki konumları

Su parçacıklarının x ve z eksenindeki dağılımları incelendiğinde, döner lüle mekanizmasının su damlacıklarıyla havayı homojen bir şekilde dağıttığı görülmektedir. Önceki dönemlerde yapılan HAD çalışmaları incelendiğinde döner lüle sisteminin tünel boyunca daha homojen bir dağılım gösterdiği Şekil 4.46, 4.47 ve 4.48'de açıkça görülebilmektedir. Bu durumun sebebi ise suyun belirli bir açılal hıza sahip olması ve hava içerisinde bir kitle yığını olarak hareket etmeyerek akım çizgileri arasında hareket etmesidir. Su damlacıklarının yol uzunlukları incelendiğinde 100 su damlacığı olarak modellenmiş olan HAD analizlerinde su damlacıklarının büyük bir kısmının buharlaştığı görülmektedir.

## 5. SONUÇLAR VE YORUMLAR

### 5.1 Sonuçların Yorumlanması

Bu tez çalışmasında, ticari olarak kullanılması düşünülen bir düşük su tüketimli bir soğutma kulesinin tasarımı ve testleri gerçekleştirilmiştir. Soğutma kulesinin tasarımı için HAD analizleri yapılmış ve hem HAD metodunun doğrulanması hem de deneysel çalışmaların gerçekleştirilebilmesi için üretilmek istenen soğutma kulesinin üçte biri kapasiteye sahip bir deney düzeneği kurulmuştur. HAD analizlerinde kullanılan geometrinin gerçek duruma en uygun şekilde hazırlanması, çözüm açısından bağımsızlaştırma çalışması sonucunda ve k-epsilon türbülans modelinin kullanılması ile gerçekleştirilmiştir. HAD metodunun gerçek durum ile örtüştürülmesi sonrasında kule içerisinde oluşan türbülans yoğunluğunun hangi boyutlarda olduğu HAD analizleri ile elde edilmiştir. Bu amaçla yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlar Çizelge 5.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 5.1 Çözüm yöntemleri ve sonuçlar

No	Çözüm Yöntemi	Sonuçlar
1	Farklı giriş çıkış konfigürasyonları	Duvarlarda ıslanma görüldü
2	Delikler ve farklı giriş çıkış konfigürasyonları	Basınç kayıpları
3	Türbülator kullanımı	İstenilen verim elde edilemedi
4	Türbülator ve radyal fan kullanımı	Kapladığı hacim gereği kullanılamaz
5	Siklon kullanımı	Verimli ama maliyeti yüksek
6	Döner lüle sistemi	İstenilen verim elde edildi

Çizelge 5.1’de gösterilmiş olan çözüm yöntemleri aşağıda detaylı şekilde açıklanmıştır.

Soğutma kulesi tasarımındaki amaç suyun kule içerisinde tamamen buharlaştırılması ve su tutucu kullanılmamasıdır. Bu durum için en önemli parametrenin kule içerisinde oluşan türbülans yoğunluğu yapılmış olan literatür çalışmaları sonucunda elde edilmiştir.

Kule içerisindeki türbülans yoğunluğunu arttırmak amacı ile ilk olarak kulenin yanal yüzeylerinde farklı boyutlarda delikler açılmış ve bu deliklerden farklı şekilde hava

girişini verilerek kule içerisinde türbülans yoğunluğunu arttırmak hedeflenmiştir. Düz akış girişi, 45° dönel akış ve akışa dik girişler denenmiştir. Elde edilen türbülans yoğunlukları incelendiğinde, kule içerisinde oluşan türbülans yoğunluğunun kule içerisine gönderilen düz akışta en fazla olduğu açıkça görülmüştür. Fakat yapılan deneylerde kullanılan farklı giriş çıkış konfigürasyonlarında duvarlarda ıslanma meydana geldiği görülmüştür.

Akış giriş şekilleri çalışmasından sonra, soğutma kulesinin yan yüzeylerinde açılan deliklerden verilen hava girişlerinin kule içerisindeki türbülans yoğunluğunu nasıl bir şekilde arttıracakları incelenmiştir. Yapılan HAD analizlerinde farklı delik konfigürasyonları ve farklı delik açıklıkları denenmiştir. HAD analizleri sonucunda elde edilen veriler, yapılmış olan deneysel çalışmalar ile karşılaştırılmış ve en uygun delik konfigürasyonu olan ilk bölümdeki deliklerin 50 mm ikinci bölümdeki deliklerin 100 mm olması kararlaştırılmıştır. Fakat yapılan deneysel çalışmalarda bu iyileştirmenin yeterli olmadığı ve tünel içerisinde daha fazla türbülans yoğunluğuna ihtiyaç duyulduğu görülmüştür.

Hava ile suyun daha homojen bir şekilde karıştırılabilmesi için havanın yönlendirilmesi düşünülmüştür. Bu amaçla sistem içerisinde türbülötör kullanmasına karar verilmiştir. Türbülötörler kule girişine 3 adet ve eşkenar üçgen olacak şekilde yerleştirilmiştir. Piyasadan tedarik edilen türbülötör yardımıyla deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiş ve iyileşme sağlanmıştır. Bu durum farklı türbülötör tasarımları gerekliliği doğurmuştur. Bu amaçla 4 farklı türbülötör tasarımı yapılmış ve üretilmeden önce HAD analizleri yardımıyla kule içerisindeki türbülansı nasıl etkiledikleri incelenmiştir. Bu incelemede dikkat edilen parametre, kule içerisine gönderilen su parçacıklarının nasıl ve ne şekilde hareket ettiği ve ideal duruma ne kadar yaklaştığıdır. Kule içerisine gönderilen su damlacıklarının geri dönüşe uğramaması ve kenarlara çok yaklaşmaması ideal durumdur. HAD analizleri sonucunda elde edilen su damlacık yolları incelenerek türbülötör 3 tasarımı uygun bulunmuş ve hızlı prototipleme yöntemiyle üretilmiştir.

Türbülötör 3 ile gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda, kule içerisindeki ıslanmaların azaldığı fakat tam anlamıyla ıslanmalara engel olamadığı görülmüştür. Türbülötör 3

ile birlikte radyal fan kullanılarak kule içerisinde homojen bir karışım elde edilmek istenmiş, bu yöntemde bir iyileştirme sağlamıştır. Fakat elde edilen iyileştirme yetersizdir ayrıca radyal fan kullanımının ekstra bir maliyete ve yer kaybına neden olması ticari olarak kullanılmak istenen bir soğutma kulesi için uygun değildir.

Türbülötör kullanımının ıslanmalara tam anlamıyla engel olamaması sonucunda farklı tasarımlar düşünölmeye başlanmıştır. Soğutma kulesinin siklon tarzı bir tasarıma sahip olması ve siklon içerisinde akış çizgileri üzerinde bir ısı transferi gerçekleştirerek hedeflenen sıcaklık düşüşlerine erişilebileceği düşünölmüştür. Siklon tipi soğutma kulesi tasarımı için gerçekleştirilen HAD analizleri, siklon içerisinde istenen bir karışım olduğunu göstermiştir. Fakat gerçekleştirilen HAD analizlerinde gereken çözüm ağı ve analiz zamanları düşünöldüğünde siklon tipi soğutma kulesi tasarımından vazgeçilmiştir.

Soğutma kulesi tüneli içerisinde hava ile suyun homojen olarak karışması ve suyun hava içerisinde tamamen buharlaşması için, şu ana kadar yapılmış çalışmalarda kule içerisine gönderilen havanın yönlendirilmesi düşünölmüştür. Bu amaçla yapılan çalışmalarda yeterli iyileştirmeler sağlanamamıştır. Bu durumun aksine suyun hava içerisinde yönlendirilmesi farklı bir fikir olarak ortaya sunulmuştur. Bu amaçla bir döner lüle tasarımı yapılmıştır. Tasarımı yapılan bu sistem ile ilgili hem HAD çalışmaları hem de deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen HAD çalışmaları sonucunda döner lüle sisteminin kullanımının en uygun seçenek olduğu görölmüştür. Döner lüle sistemi ile ilgili gerçekleştirilen deneysel çalışmalar HAD analizleri doğrulamıştır ve sistemin döner lüle ile kurulması kararlaştırılmıştır. Kararlaştırılan bu sistem, soğutma kulesi adına yapılmış olan hem akademik çalışmalarda hem de piyasada ticari olarak kullanılanlar arasında tektir. Bu durumun sebebi ise, soğutma kulesine gönderilecek olan suyun döner bir lüle sistemi tarafından kule içerisine yollanmasıdır. Kurulmuş olan bu sistemi korumak amacıyla patent başvurusu yapılmış, yapılmış olan başvuru sonucunda döner lüle sisteminin başka bir soğutma kulesi veya soğutma işleminde kullanılmadığı anlaşılmıştır. Döner lüle sistemi için elde edilen sıcaklık, bağıl nem, lülenin açısız hızı ve lüle debileri patent başvurusu gereği tez kapsamında verilememektedir.

## **5.2. Gelecek Çalışmalar için Öneriler**

Gerçekleştirilen çalışmada analizlerin zamandan bağımsız olduğu ve kullanılan model de 100 su damlacığı varsayımları yapılmıştır. Kule içerisinde oluşan ikincil akışın incelemesi için zamana bağlı analizler gerçekleştirilebilir. Tasarlanan döner lüle sisteminin dört kol yerine farklı kol sayılarında nasıl bir dağılım oluşturduğu gelecekte yapılabilecek çalışmalar içerisinde yer almaktadır.

## KAYNAKLAR

- [1] Singham, J. R. (1990) Hemisphere Handbook of Heat Exchanger Design, Section 3.12 (Cooling Towers), Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- [2] Çengel, A.Y, Boles, M.A, Termodinamik Beşinci Baskı Soğutma Kulesi, Bölüm 9, Güven Bilimsel, 2002
- [3] Hill, G. B., Pring, E. J., and Osborn, P. D. (1990) Cooling Towers: Principles and Practice, Third Edition, Butterworth-Heinemann, London.
- [4] Kröger, D.G (2004) Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers: Thermal-Flow Performance Evaluation and Design, ISBN 0-87814-896-5, PennWell Corporation, Tulsa, Oklahoma.
- [5] British Standard 4485, (1988) Water Cooling Towers, Part 2, Methods for Performance Testing; Part 3, Code of Practice for Functional and Thermal Design.
- [6] Hensley, J.C (2009), Cooling Tower Fundamentals Second Edition, SPX Cooling Technologies, Overland Park, Kansas USA
- [7] Stanford III, H. W., HVAC Water Chillers and Cooling Towers: Fundamentals, Application and Operation, Second Edition (Mechanical Engineering) (2011), CRC Press, London UK
- [8] Becher, B. Becher, H. (2006) Cooling Towers, Hardcover Press.
- [9] Fluent Theory Guide, Ver.14.0. FluentInc.
- [10] Dhanasekaran, T.S. and Wang, T., Validation of Mist/ Steam Cooling CFD model in a Horizontal Tube, in Proc. ASME Summer Heat Transfer Conference, Jacksonville, USA, August, 2008, HT2008-56280.
- [11] Guo, T., Wang, T. and Gaddis, J. L., “Mist/Steam Cooling in a Heated Horizontal Tube: Part 1: Experimental System,” ASME J. Turbomachinery, Vol.122, pp. 360-365, 2000.
- [12] Guo, T., Wang, T., and Gaddis, J.L., “Mist/Steam Cooling in a Heated Horizontal Tube: Part 2: Results and Modelling,” ASME J. Turbomachinery, Vol.122, pp. 366-374, 2000.
- [13] Dhanasekaran, T.S. and Wang, T., Simulation of Mist Film Cooling on Rotating Gas Turbine Blades, in Proc. ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air, Orlando, USA, June, GT2009-59424, 2009.

- [14] Wang, T., Li, X. and Pinninti, V., "Simulation of Mist Transport for Gas Turbine Inlet Air Cooling," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications: An International Journal of Computation and Methodology*, Vol.53, No.10, pp. 1013-1036, 2008.
- [15] Chaker, M., Meher-Homji, C. and Mee III, T., Inlet Fogging of Gas Turbine Engines-Part C: Fog Behavior in Inlet Ducts, CFD Analysis and Wind Tunnel Experiments, in Proc. ASME Turbo Expo, Amsterdam, GT-30564, 2002.
- [16] Li, X. and Wang, T., Effects of Various Modeling Schemes on Mist Film Cooling Simulation, in Proc. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Orlando, USA, IMECE2005-81780, 2005.
- [17] Gan, G. and Riffat, S. B., "Numerical Simulation of Closed Wet Cooling Towers for Chilled Ceiling Systems," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, pp.1279-1296, 1999.
- [18] Kaiser, A. S., Lucas, M., Viedma, A. and Zamora, B., "Numerical model of evaporative cooling processes in a new type of cooling tower," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp.986-999, 2005.
- [19] Saffari, H. and Hosseinnia, S.M., "Two-phase Euler-Lagrange CFD simulation of evaporative cooling in a Wind Tower," *Energy and Buildings*, Vol. 41, pp.991-1000, 2009.
- [20] Kumari, N., Bahadur, V., Hodes, M., Salamon, T., Kolodner, P., Lyons, A. and Garimella, S.V., "Analysis of evaporating mist flow for enhanced convective heat transfer," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 3346-3356, 2010.
- [21] G. Gan, S.B. Riffat, L. Shao, P. Doherty, Application of CFD to closed-wet cooling towers, in *Applied Thermal Engineering*, Vol.21, pp. 79-92, 2001
- [22] Rafat A, Masud B., Enhancing performance of wet cooling towers, in *Energy Conversion and Management*, Sydney, Australia, 29 April, 2007
- [23] Moureh, J., Letang G., Palvadeau B., Boisson H., Numerical and experimental investigation on the use of mist-flow process in refrigerated display cabinets, *International journal of refrigeration*, Vol.32, pp. 203-219. 2009
- [24] Li X. and Wang, T, Mist film cooling simulation at gas turbine operating conditions, in *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.51 pp.5305-5317. 2008

- [25] Yuan, F. ,Zhu X. ,Du Z. Experimental measurement and numerical simulation for flow field and film cooling effectiveness in film-cooled turbine, in Journal of Hydrodynamics, vol.19 pp.459-466. 2007
- [26] Dhanasekaran, T.S. and Wang, T., Numerical model validation and prediction of mist/steam cooling in a 180-degree bend tube, in International Heat and Mass Transfer. Vol.55 pp. 3818-3828. 2012
- [27] Girish, S. Mani, A., Numerical simulation of forced convective evaporation System for tannery effluent, International Journal of Heat and Mass Transfer 47 (2004) 1335–1346, Chennai, India, August, 2003, HT2008-56280
- [28] Al-Waked, R. and Behnia, M. International Journal of Energy Research, 2004, 28, (2), 147-161
- [29] Dhanasekaran, T.S. and Wang, T. Computational analysis of mist/air cooling in a two-pass rectangular rotating channel with 45-deg angle drib turbulators, in International Heat and Mass Transfer. Vol.61 pp. 554-564. 2013
- [30] J. Facao\*, A.C. Oliveira, Thermal behaviour of closed wet cooling towers for use with chilled ceilings, Applied Thermal Engineering 20 (2000) 1225±1236, Porto, Portugal, November, 1999.
- [31] Kachhwaha S.S. ,Dhar P.L and Kale S.R., Experimental studies and numerical simulation of evaporative cooling of air with a water spray-II. Horizontal counterflow.”Int Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.41, pp. 465-474, 1998
- [32] Yang, J. ,Chan K.T. , Wu,X. ,Yang X. , Zhang H., Performance enhancement of air-cooled chillers with water mist: Experimental and analytical investigation” Applied Thermal Engineering, vol.40, pp. 114-120, 2012
- [33] Yao, Y. Zang J. and Wang L. Film cooling on a gas turbine blade suction side with converging slot-hole, in International Journal of Thermal Sciences. Vol.65 pp.267-279. 2013
- [34] Inventor 2013 User Manual
- [35] FLUENT Ansys Inc. FLUENT 14.0 Mesh Guide, 2013
- [36] FLUENT Ansys Inc. FLUENT 14.0 Manual Guide, 2013
- [37] Dogan B.B., Yılmaz İ, Aradag S., Ural A., Uludag Y., Polat Ö, A Combined Experimental and Computational Study for the Design of a Low Water Consumption Cooling Tower, ESDA 2014, Denmark Copenhagen, June 2014
- [38] CFD-POST Ansys Inc. CFD-POST 14.0 Theory Guide, 2011.



[39] CFD-POST Ansys Inc. CFD-POST 14.0 User's Guide, 2011.

[40] MATLAB 2013 User Manual

[41] ICEM CFD, Ansys Inc. ICEM CFD 14.0 Mesh Guide, 2013

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı: DOĞAN, Bilal Burak

Uyruğu: T.C

Doğum tarihi ve yeri: 01.01.1990, Ankara

Medeni hali: Ankara

Telefon: 0554 336 06 86

e-mail: b.burakdogannn@gmail.com

### Eğitim Bilgileri

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği	2015
Lisans	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği	2012
Lise	75. Yıl Anadolu Lisesi	2008

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2013-2015	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi	Araştırma görevlisi

### Yabancı Dil

İngilizce, Almanca

## **Yayınlar**

### **Uluslararası Yayınlar:**

1. B. Dogan, I. Yilmaz, O. Polat , O. Karabulut , A. Ural , Y. Uludag , S. Aradag ‘ A COMBINED EXPERIMENTALAND COMPUTATIONAL STUDY FOR THE DESIGN OF A LOW WATER CONSUMPTION COOLINGTOWER. ’, in Proc. ASME ESD A 2014, Kopenha g, Denmark, June 2014.