ÇAPRAZ AKIŞLI SU SOĞUTMA KULELERİNİN PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

MUHAMMED ALABBAS

HAZİRAN 2022

DİYARBAKIR

T.C.
DİCLE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇAPRAZ AKIŞLI SU SOĞUTMA KULELERİNİN PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

MUHAMMED ALABBAS

DİCLE ÜNİVERSİTESİ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM-ÖĞRETİM VE SINAV YÖNETMELİĞİNİN BİR PARÇASI OLARAK MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALINA YÜKSEK LİSANS TEZİ OLARAK HAZIRLANMIŞTIR

HAZİRAN 2022

DİYARBAKIR

ÇAPRAZ AKIŞLI SU SOĞUTMA KULELERİNİN PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Muhammed Alabbas tarafından Dicle Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği'nin bir parçası olarak hazırlanan bu çalışma, aşağıda bilgileri yazılı
Jüri üyeleri tarafından değerlendirilerek **Makine mühendisliği Ana Bilim Dalı**'nda **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Neslihan Dalkılıç _____
Müdür, **Fen Bilimleri Enstitüsü**

Doç. Dr. ÖMER FARUK CAN _____
Danışman, **Makine Mühendisliği Bölümü,**
Dicle Üniversitesi

Sınav Jürisi:

Dr. Öğr. Üyesi Hasan Oktay (*) _____
Makine Mühendisliği Bölümü, Batman Üniversitesi

Doç. Dr. ÖMER FARUK CAN (**) _____
Makine Mühendisliği Bölümü, Dicle Üniversitesi

Doç. Dr. Orhan Arpa _____
Makine Mühendisliği Bölümü, Dicle Üniversitesi

ONAY

Tarih: *28.06.2022*

(*) Sınav Jürisi kısmının birinci satırına Jüri Başkanının bilgilerini yazınız.
(**) Sınav Jürisi kısmının ikinci satırına Tez Danışmanının bilgilerini yazınız.

Dicle Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırlanan bu tez çalışmasında yer alan tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu beyan ederim. Ayrıca, bahse konu bu kural ve ilkelerin gerektirdiği üzere, bu çalışmada özgün olmayan tüm bilimsel içerikleri kurallara uygun biçimde alıntılayıp kaynak gösterdiğimi beyan ederim. Beyanımla çelişen herhangi bir delil bulunduğu takdirde tüm sorumluluğu üstleneceğimi kabul ederim.

Ad, Soyadı: Muhammed Alabbas

İmza: ……..

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın sonunda yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgilerini benden esirgemeyen değerli danışmanım Doç. Dr. ÖMER FARUK CAN'a teşekkür ederim. Her zaman gücümü ve bilime olan sevgimi aldığım babama, anneme ve kardeşlerime de teşekkür ederim. Son olarak bu başarıyı; eşim DİLAN ve güzel çocuğum ELİN ile paylaşmak isterim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR v
İÇİNDEKİLER vi
ŞEKİLLER LİSTESİ viii
TABLOLAR LİSTESİ x
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ xi
ÖZET xiii
ABSTRACT xiv
1. GİRİŞ 1
1.1 Problemin Tanımı 1
1.2 Çalışmanın Amacı ve Kapsamı 1
1.3 Su Soğutma Kulelerinin Sınıflandırması 2
1.3.1 Kullanım alanlarına göre su soğutma kulelerinin sınıflandırılması 2
1.3.2 Kuleden geçen hava akımına göre sınıflandırma 4
1.3.3 Isı transfer prensibine göre soğutma kulelerinin sınıflandırılması 5
1.4 Zıt Akışlı ve Çapraz Akışlı Su Soğutma Kulelerin Karşılaştırılması 5
1.5 Soğutma Kulelerinin Bileşenleri 6
1.5.1 Fan 7
1.5.2 Soğutma kulelerin duvar yapısı 7
1.5.3 Sprey nozul 7
1.5.4 Dolgu malzemesi 8
1.5.5 Pompa 9
1.6 Su Soğutma Kulelerinin Çalışma Prensibi 10
1.7 Soğutma Kulelerin Seçimi 11
1.8 Psikometri Diyagramı 12
2.ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR 13
3. SAYISAL YÖNTEMLER VE YÖNETİCİ DENKLEMLERİ 16
3.1 Türbülans Modellemesi 16
3.1.1 Cebirsel türbülans modelleri 16
3.1.2 Bir denklemli türbülans modelleri 16
3.1.3 İki denklemli türbülans modelleri 16

3.2 ANSYS CFX Programında Kullanılan Türbülans Modelleri 16
4. AĞDAN BAĞIMSIZLIK.....18
5. SAYISAL ANALİZ VE SONUÇLARI.....20
5.1 Geometri.....21
5.2 Ağ Oluşturma (mesh).....22
5.3 Eleman Kalitesi 23
5.4 Skewness 23
5.5 Setup 24
5.6 Çözüm 26
6. BULGULAR VE TARTIŞMA.....26
6.1 Su Damlacıklarının Çapına Göre Elde Edilen Değerler 26
6.2 Hava Hızına Göre Çıkış Proses Suyu Sıcaklıklarının Değişimi.....31
6.3 Proses Suyun Giriş Sıcaklığına Göre Çıkış Suyun Sıcaklığı 34
6.4 Soğutma Aralığının İncelemesi 40
6.5 Nusselt Sayısı 43
7. SONUÇLAR.....43
KAYNAKLAR.....45

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1 Soğutma kulesi(HVAC)……..…….....3
Şekil 1.2 Endüstriyel tipi soğutma kulesi.....3
Şekil 1.3 Doğal akışlı soğutma kulesi…….....4
Şekil 1.4 Zorlanmış akışlı soğutma kulesi…….....4
Şekil 1.5 Zıt akışlı soğutma kulesi…..……..…...6
Şekil 1.6 Çapraz akışlı soğutma kulesi…….....6
Şekil 1.7 Merkezkaç tipi fan…….....7
Şekil 1.8 Eksenel pervane tipi fan…….....7
Şekil 1.9 Film tipi dolgu malzeme…….....8
Şekil 1.10 Sıçratmalı tip dolgu malzemesi…….....9
Şekil 1.11 Bigudi dolgu tipi…….....9
Şekil 1.12 Soğutma Kulesi Pompa Tesisatı.....10
Şekil 1.13 Karşı akışlı soğutma kulelerinde sıcaklık ilişkisi……..11
Şekil 1.14 Psikometri diyagramı.....12
Şekil 5.1 ANSYS CFX programı çalışma algoritmasının akış şeması.....20
Şekil 5.2 Model geometrisi.....21
Şekil 5.3 Üç boyutlu model.....22
Şekil 5.4 Ağ yapısı.....22
Şekil 5.5 Eleman kalite değerleri.....23
Şekil 5.6 Skewness değerleri.....23
Şekil 5.8 İterasyon adımı gösterimi.....26
Şekil 6.1 Su-hava arasındaki ısı transferi(damlacık çapı 0.001 m).....27
Şekil 6.2 Su-hava arasındaki ısı transferi (damlacık çapı 0.01 m) 27
Şekil 6.3 Su-hava arasındaki ısı transferi(damlacık çapı 0.08m) …..…….....….27
Şekil 6.4 Su-hava arasındaki ısı transferi (damlacık çapı 0.005 m).....27
Şekil 6.5 0.001m su damlacık çapına göre çıkış suyu sıcaklığının değişimi.....28
Şekil 6.6 0.008m su damlacık çapına göre çıkış suyu sıcaklığının değişimi.....28
Şekil 6.7 0.01m su damlacık çapına göre çıkış suyu sıcaklığının değişimi.....29
Şekil 6.8 0.005m su damlacık çapına göre çıkış suyu sıcaklığının değişimi.....29
Şekil 6.9 Su damlacık çapına göre çıkış suyu sıcaklarının değişimi.....30
Şekil 6.10 Hava hızı 2m/s için soğutma kulesinin simülasyonu.....31

Şekil 6.11 Hava hızı 4m/s için soğutma kulesinin simülasyonu.....31
Şekil 6.12 Hava hızı 6m/s için soğutma kulesinin simülasyonu.....31
Şekil 6.13 Hava hızı 8m/s için soğutma kulesinin simülasyonu.....31
Şekil 6.14 Hava hızı 2m/s için proses suyu sıcaklığındaki değişim.....32
Şekil 6.15 Hava hızı 4m/s için proses suyu sıcaklığındaki değişim.....32
Şekil 6.16 Hava hızı 6m/s için proses suyu sıcaklığındaki değişim.....33
Şekil 6.17 Hava hızı 8m/s için proses suyu sıcaklığındaki değişim.....33
Şekil 6.18 Hava hızına göre çıkış suyun sıcaklığının değişimi.....34
Şekil 6.19 Giriş suyu sıcaklığı 306.15 K için soğutma kulesinin simülasyonu….....35
Şekil 6.20 Giriş suyu sıcaklığı 309.15 K için soğutma kulesinin simülasyonu.....35
Şekil 6.21 Giriş suyu sıcaklığı 311.15 K için soğutma kulesinin simülasyonu.....36
Şekil 6.22 Giriş suyu sıcaklığı 313.15 K için soğutma kulesinin simülasyonu.....36
Şekil 6.23 Soğutma kulesinde 306.15 K için proses suyu sıcaklığındaki değişim.....37
Şekil 6.24 Soğutma kulesinde 309.15 K için proses suyu sıcaklığındaki değişim.....37
Şekil 6.25 Soğutma kulesinde 311.15 K için proses suyu sıcaklığındaki değişim.....38
Şekil 6.26 Soğutma kulesinde 313.15 K için proses suyu sıcaklığındaki değişim.....38
Şekil 6.27 Proses suyu sıcaklıklarındaki değişim.....39
Şekil 6.28 Hava hızı, su damlacıkların çapı ve giriş su sıcaklığı etkisi ile proses suyu sıcaklığında oluşan değişim.....40
Şekil 6.29 Farklı proses suyu kütlesel debisi değerleri için soğutma aralığı ve hava hızı arasında ilişki.....41
Şekil 6.30 Farklı proses suyu kütle debileri için soğutma aralığı ve hava hızı arasındaki ilişki…….....41
Şekil 6.31 Giriş suyu sıcaklığına bağlı soğutma aralığı değişimi.....42
Şekil 6.32 Farklı su sıcaklığı değerleri için soğutma aralığı ve proses suyu kütlesel debisi arasında ilişki…….....42

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 4.1 Değişen skewness değerlerine göre hücre kalitesinin belirlenmesi.....19
Tablo 5.1 Tez çalışmasında kullanılan sınır şartları.....19
Tablo 4.3 Proses suyu sıcaklıkları.....20
Tablo 5.1 Tez çalışmasında kullanılan sınır şartları.....24
Tablo 6.1 Nusselt sayısı değerleri.....43

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

SİMGE	AÇIKLAMA
S_M	Toplam cisim kuvveti
ρ'	Değiştirilmiş basınç
μt	Türbülans viskozitesi
K	Kinetik enerji
$C\mu$	Sabit değer
$C_{\varepsilon 1}$	Sabit değer
$C_{\varepsilon 2}$	Sabit değer
M	Metre
L	Uzunluk
S	Saniye
T	Sıcaklık
Kg	Kilogram
MW	Megavat
G	Yer çekimi
CO_2	Karbondioksit
Nu	Nusselt Sayısı
k	Isı iletim katsayısı
h	Isı taşınım katsayısı
L	Uzunluk

KISALTMALAR	AÇIKLAMA
EES	Engineering Equation Solver
HVAC	Heating, ventilation and air condition

CAD	Computer-aided design
HAD	Hesaplamalı akışkan dinamiği
CFD	Computation fluid dynamics
μeff	Türbülans viskoz etkisi
$p\varepsilon b$	Yüzey kuvveti etkisi
pkb	Yüzey kuvveti etkisi
pk	Viskoz kuvvetten dolayı oluşan türbülans

ÖZET

ÇAPRAZ AKIŞLI SU SOĞUTMA KULELERİNİN PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Muhammed Alabbas

Yüksek lisans, Makine Mühendisliği

Danışman: Doç. Dr ÖMER FARUK CAN

Haziran 2022, 63sayfa

Dünyada küresel sıcaklık artışıyla sanayide ve günlük hayatımızda kullanılan soğutma sistemleri günden güne artış göstermektedir. Bu sistemler içerisinde Soğutma kulesi de önemli bir rol oynar. Su soğutma kulelerinin ana çalışma prensibi sıcak su ve hava arasında ısı transferi sağlayarak suyun buharlaşmasıdır. Bu buharlaşma sonucunda su kütlesinde azaltma oluşur. Zaman geçtikçe dünyada kuruluk ve çevre kirliği benzeri sorunlarla karşı karşıya kalınmıştır. Bu nedenle soğutma kulelerinde uygun malzeme kullanımı, su buharlaşma oranı, güç tüketimi gibi parametrelerin soğutma kulelerinin performansına etkileri başlıca araştırma konuları arasına girmiştir. Çeşitli soğutma kuleleri bulunmaktadır. Literatürde zorunlu çapraz akışlı su soğutma kulesi dışında çok fazla araştırma bulunmuştur.

Bu tez çalışmasında, zorunlu çapraz akışlı su soğutma kulesinin ANSYS CFX programıyla performansını incelenmiştir. Çalışmada yer alan soğutma kulelerinin geometrik boyutları ve sınır koşulları değerleri gerçek değerlere yakın olacak şekilde alınmıştır.

2m genişliğinde, 2m uzunluğunda ve 3m yüksekliğindeki soğutma kulesinin geometrisi SOLIDWORK yazılımı kullanılarak hazırlanmış, soğutma kulesinin performans analizi için ANSYS CFX yazılımı kullanılmıştır. ANSYS CFX programında ağ oluşturduktan sonra SETUP bölümünde sınır şartları tanımlanmıştır. Analizde, soğutma kulesinden çıkan suyun sıcaklığına göre hava hızı, su damlacık çapı ve giriş suyu sıcaklığı değişiminin etkisi incelenmiştir. Soğutma kulesi için tasarım açısından uygun veri değerleri seçilmiştir. Çalışmada hava hızları 2 m/s, 4m/s, 6 m/s ve 8m/s, su damlacıklarının çapları 0.01, 0,008, 0,005 ve 0.001 m ve giriş suyu sıcaklıkları (306.15, 309.15, 311.15 ve 313.15 K) olarak seçilmiştir. Ayrıca farklı proses suyunun kütlesel debi değerleri için soğutma aralığı ve hava hızı arasındaki ilişki de incelenmiştir.

Çalışma sonucunda, soğutma kulesinden çıkan su sıcaklığındaki değişimin tüm deneylerde makul olduğu ve zorunlu çapraz akışlı su soğutma kulelerinin soğutma aralığı değişimin kabul edilebilir düzeyde olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Çapraz su soğutma kulesi, ANSYS CFX, HAD, Simülasyon

ABSTRACT

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE PERFORMANCE OF CROSS-FLOW WATER COOLING TOWERS

Muhammed Alabbas

Master of Science in Department of Mechanical Engineering

Supervisors: Assoc. Dr. ÖMER FARUK CAN

June 2022, 63pages

With rising global temperatures, cooling systems used in business and in our daily lives are becoming more common, and the cooling tower is a vital part of this system. As time went on, problems such as dryness and environmental pollution were encountered in the world. For this reason, the effects of parameters such as the use of appropriate materials, water evaporation rate, and power consumption in cooling towers on the performance of the cooling towers are among the main research subjects. Except for the forced cross-flow water cooling tower, there are several varieties of cooling towers and extensive study.

The performance of a forced cross-flow water cooling tower is investigated using the ANSYS CFX tool in this thesis. The cooling towers' geometric dimensions and boundary condition values were assumed to be close to the true values throughout the study.

While SOLIDWORK software was used to construct the geometry of the 2 m wide, 2 m long, and 3 m high cooling tower, ANSYS CFX software was utilized to do the cooling tower's performance analysis. Boundary conditions are defined in the setup part of the ANSYS CFX application after the network has been created. The impact of air velocity, water droplet diameter, and inflow water temperature on the temperature of water leaving the cooling tower was explored in this study. The appropriate data values for the cooling tower were chosen from the point of view of appropriate design conditions. In this way, the values are close to the real values and the results are close to the results of real cooling towers. In the study, air velocity 2, 4, 6, and 8 m/s, diameters of water droplets 0.01, 0.008, 0.005 and 0.001m, and inlet water temperature 306.15, 309.15, 311.15, and 313.15 K was chosen. The association between cooling range and air velocity for different process water mass flow rate values was also looked into.

As a consequence of the research, it was established that the cooling tower's water temperature change was reasonable in all studies, and the forced cross-flow water cooling towers' cooling range was acceptable.

Keywords: Cross-Flow cooling tower, CFD, ANSYS CFX, Simulatıon

1. GİRİŞ

1.1 Problemin Tanımı

Bilinen insanlık tarihinde hep hayat konforunun iyileşmesi için çaba gösterilmiştir. Ortamların kış aylarında ısıtması ve yaz döneminde soğutması için uğraşılmıştır. Senede en az beş ay yüksek sıcaklığına maruz kalan Antik Mısır'da perde ıslatılarak pencereye asılmıştır. Böylece hava odaya girerek serinlenip konforlu ortam sağlanmıştır. Eski Şam evlerinde ortamın serinletilmesi amacı ile küçük su havuzları inşa edilmiştir. Burada amaç; fıskiyeden çıkan suyun hava ile karışıp ortamın serin olmasını sağlamaktır.

Atmosferde karbondioksitin artmasıyla sera gazı etkisi artmıştır. Bu olay iklimin bozulmasını sebep olmuştur. Bundan dolayı geleneksel soğutma sistemleri yeterli gelmemeye başlamıştır. Sanayi devriminden itibaren elektik üretilen büyük buhar aletleri gibi makinelerini ısınmasını önlemek için soğutma kuleleri devreye girmiştir. 1918 yılında iki Hollandalı FREDRİK VAN WATTERSEN ve GERARD KUİPERS ilk soğutma kulelerin inşa ederek patent almışlardır (Afshari ve Dehghanpour, 2019). Su soğutma kulelerinin ana çalışma prensibi sıcak su ve hava arasında ısı transferi sağlayarak suyun buharlaşmasıdır. Bu buharlaşma sonucunda su kütlesinde azaltma oluşur. Zaman geçtikçe dünyada kuruluk ve çevre kirliği benzeri sorunlarla karşı karşıya kalınmıştır. Bu nedenle soğutma kulelerinde uygun malzeme kullanımı, su buharlaşma oranı, güç tüketimi gibi parametrelerin soğutma kulelerinin performansına etkileri başlıca araştırma konuları arasına girmiştir.

1.2 Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Literatürde su soğutma kuleleri için çeşitli sayısal ve deneysel araştırmalar bulunmaktadır. Sayısal çalışmalarda kullanılan CFD programları genel olarak soğutma kulesinin iki boyutlu modellemesini yapıp CFD programı ile analizi yaparak soğutma kulesinin performansını incelemişlerdir. Son zamanlarda araştırmacılar soğutma kulelerinin performansını artırmak amacıyla üç boyutlu modellemeler de kullanmaya başlamışlardır. Doğal akışlı ve zıt akışlı su soğutma kulelerinin deneysel ve sayısal araştırılması hakkında çok fazla literatür bulunmaktadır. Ama çapraz akışlı su soğutma kulesinin üç boyutlu performansının incelenmesi ile ilgili literatürde bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu çalışma belirtilen alandaki eksiği gidermek için yapılmıştır.

Bu araştırmada amaç; üç boyutlu çapraz akışlı su soğutma kulelerinde proses suyu çıkış sıcaklığını etkileyen bazı faktörleri incelemektedir. Proses suyu giriş sıcaklığı, su damlacıkların çapı ve soğutma kulelerinden çıkan hava hızı; SOLİDWORK programında modellenip ANSYS CFX programıyla sonuçlandırmaya kadar sürecin aşamalarına adım adıma ayrıntılı olarak incelenmiştir. Soğutma kulelerinde soğutma aralığının incelemesi amacıyla, proses suyu sıcaklığı ve hava hızı sabitlenip giriş suyu kütlesel debisi üç farklı değer vererek (13kg/s, 14kg/s, 15kg/s)soğutma kulesinin sayısal analizi edilmiştir. Önceki çalışmalarla mukayese edilmiştir. Soğutma kulesinin boyutları ve simülasyonunda kullanılan veriler gerçeğe yakın değerler alınmıştır.

1.3 Su Soğutma Kulelerinin Sınıflandırması

1.3.1 Kullanım alanlarına göre su soğutma kulelerinin sınıflandırılması

Isıtma, havalandırma ve soğutma sistemi (HVAC) soğutma kuleleri şekil1.1'de görülmektedir. Bu sistemler büyük ofis binaları, hastaneler ve okullarda kullanılmaktadır. Diğer sınıf endüstriyel soğutma kuleleri genelde ilk sınıftan daha büyük petrol rafinerilerinde, petrokimya ve gıda tesisatında kullanıl maktadır. Şekil1.2'de görülmektedir.



Şekil 1.1 Soğutma kulesi(HVAC)(tr.axhvac.com, 2022)



Şekil 1.2 Endüstriyel tipi soğutma kulesi(tr.wikipedia.org, 2022)

1.3.2 Kuleden geçen hava akımına göre sınıflandırma

Soğutma kuleleri; kuleden geçen hava akışına göre iki sınıfa ayrılır. Birinci sınıf doğal akışlı soğutma kuleleridir. Şekil1.3'te görünen bu tipte soğutma kulesinde dolaşan hava nemli ve atmosferdeki havadan daha hafif ve az yoğunluğa sahip olduğu için yukarıya doğru soğutma kulesinden çıkar. Soğutma kulesinin alt kısımdan daha az nemli hava girer ve bu şekilde soğutma kulesinde hava hareketi oluşur.

Soğutma kulesinde fan yardımı ile hava hareketi sağlanırsa, zorlanmış akış soğutma kulesi denir. Fan alt veya üst kısımda sabitlenebilir. Şekil1.4'te zorlanmış akış soğutma kulesi görülmektedir.



Şekil 1.3 Doğal akışlı soğutma kulesi (Stringfixer.com 2022)



Şekil 1.4 Zorlanmış akışlı soğutma kulesi (Tesisat.org 2016)

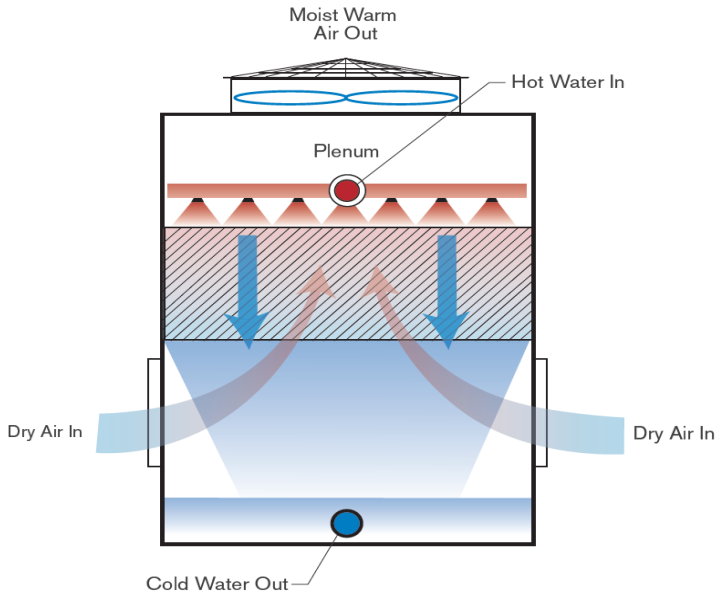
1.3.3 Isı transfer prensibine göre soğutma kulelerinin sınıflandırılması

Isı transfer prensibi göre soğutma kuleleri üç sınıfa ayrılır Afshari ve Dehghanpour (2019), birinci sınıf kuru soğutma kuleleridir. Burada çalışma akışkanı ile ortam havası arasında doğrudan temas olmadığı için bu sistemde su kaybı olmaz. Genel olarak bu tip, otomobillerdeki radyatörle benzer prensiple çalışır.

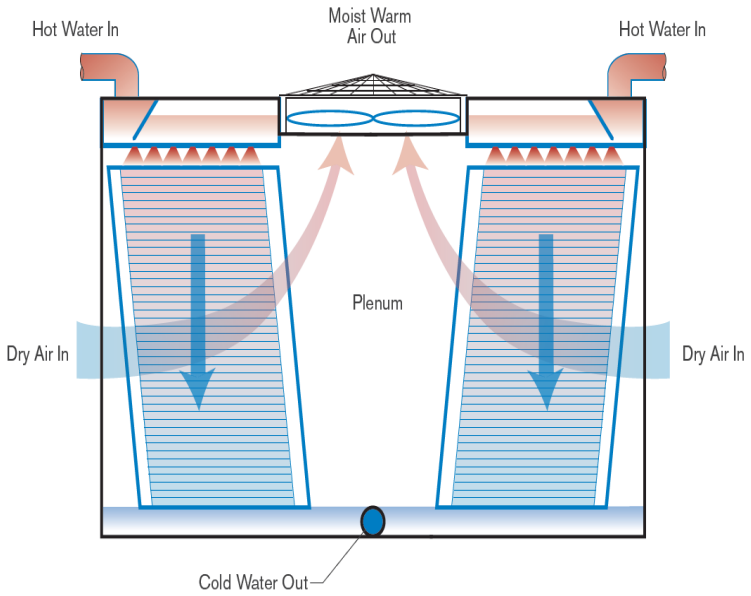
Soğutma kulesi içinde soğutma suyunun hava ile doğrudan teması gerçekleştirilirse bu ıslak veya buharlaşan soğutma kulesi olarak adlandırır. Karmaşık (hybrid) (ıslak/ kuru) soğutma kuleleri büyük suyun ısısını havaya doğrudan temas ederek ısı transfer etmekte ve az miktarda temassız ısı transferi oluşmaktadır. Geleneksel ıslak soğutma kulelerinde oluşan su tüketimi %20 azaltılabilir (Chou, 1973).

1.4 Zıt Akışlı ve Çapraz Akışlı Su Soğutma Kulelerin Karşılaştırılması

Her iki tip de aynı bileşenlerden oluşmaktadır. Örnek olarak ikisi de zorlanmış akışlı su soğutma kulelerindendir. Yani kulede hava hareketi fan vasıtasıyla sağlanır. Zıt akışlı soğutma kulesinde hava dikey olarak yukarı doğru iletilir. Sıcak su aşağı doğru düşerken ters akım olmaktadır. Fakat çapraz akışlı soğutma kulesinde hava yatay olarak akar ve aşağı doğru düşen su farklı sıcaklıklarda hava ile buluşup sudan havaya ısı transferi sağlanır. Zıt akışlı soğutma kulesinin gerekli kule alanı nispeten daha küçüktür. Ayrıca çapraz akışlı soğutma kulesinin dolgu düzeni ve malzemesi farklıdır ve daha yüksek bir alan gerektirir. Zıt akışlı soğutma kulesi hava-su temas süresi daha fazla olduğu için gereken hava miktarı daha azdır. Ters akışlı soğutma kulesinde fan için gerekli hava miktarları nispeten daha düşük olduğu için güç tüketimi düşüktür. Bu çalışmada çapraz akışlı su soğutma kulesi ele alınmıştır. Zıt ve çapraz akışlı su soğutma kulesişekil1.5 ve şekil1.6'da sırası ile göstermiştir.



Şekil 1.5 Zıt akışlı soğutma kulesi (SPX COOLING TECHNOLOGIES, 2018)



Şekil 1.6 Çapraz akışlı soğutma kulesi (SPX COOLING TECHNOLOGIES, 2018)

1.5 Soğutma Kulelerinin Bileşenleri

Bu bileşenler her bir soğutma kulesinde değişkenlik gösterebilir. Örneğin açık doğal akışlı sistemde fan bulunmamaktadır. Açık sistemde direk su ve hava temas içerisinde olduğu için nakledecek ve soğutacak su borusu ihtiyacı yoktur. Genel olarak su soğutma kulelerinde kullanılan elemanları aşağıda verilmiştir.

1.5.1 Fan

Havanın statik basıncı ve kinetik basıncı artırarak soğutma kulelerinde hava akışı sağlanmaktadır. Merkezkaç (Santrifüj) fan şekil1.7 ve Eksenel pervane şekil1.8 olmak üzere iki tip fan kullanılır.



Şekil 1.7 Merkezkaç tipi fan(EKİM, 2019)



Şekil 1.8 Esenel pervane tipi fan(EKİM, 2019)

1.5.2 Soğutma kulelerin duvar yapısı

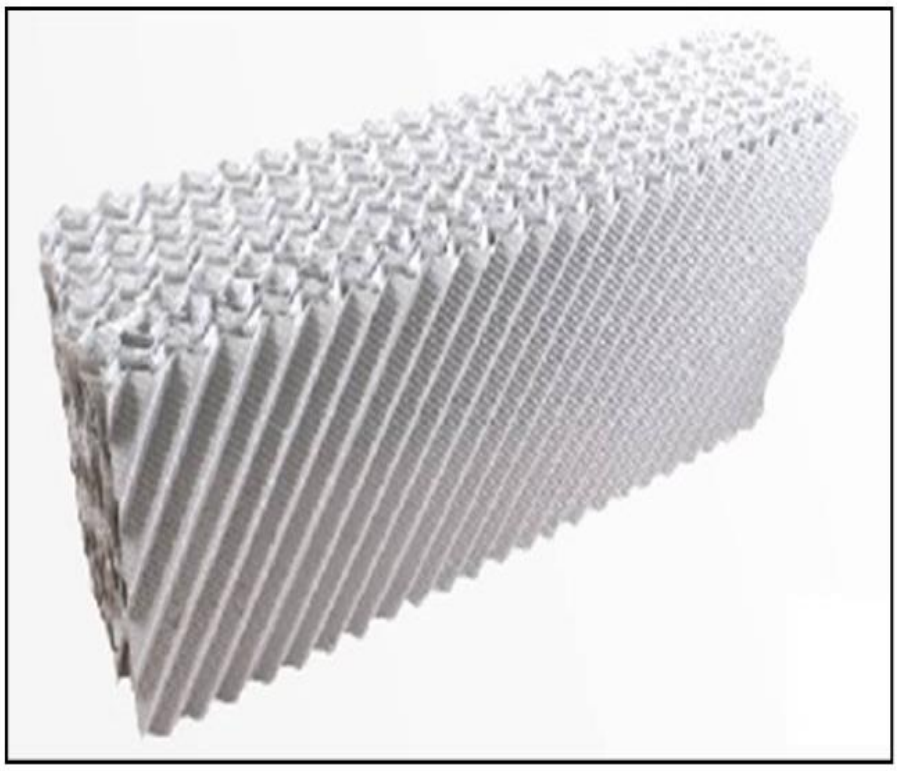
Geçmişte soğutma kulelerinde ahşap tercih ediliyordu. Özellikle kırmızı ahşap, ıslak koşullarda çürümeye karşı doğal direncinden dolayı 1950'den sonra çelik duvar kullanmaya başlanmıştır. Islak kule ortamında korozyonun etkilerini azaltmak için iki tip çelik, galvanizli çelik (hafif karbon çeliği) boru ile yüzeydeki hava/su arasında korozyona dayanağı sağlamak için (galvanizleme işlemi) çinko, kurşun ve alüminyum ile kaplanmıştır. İkinci tip paslanmaz çeliğin yapısal mukavemeti düşük karbonlu çeliğe göre azdır. Ama pasa karşı yüksek mukavemet göstermektedir.

1.5.3 Sprey nozul

Nozul soğutucu su püskürtmede kullanılan elemandır. Su damlacığı daha küçük hacme bölünerek su hava temas yüzeyi artmaktadır. Bunun neticesinde ısı transferi de artırmaktadır.

1.5.4 Dolgu malzemesi

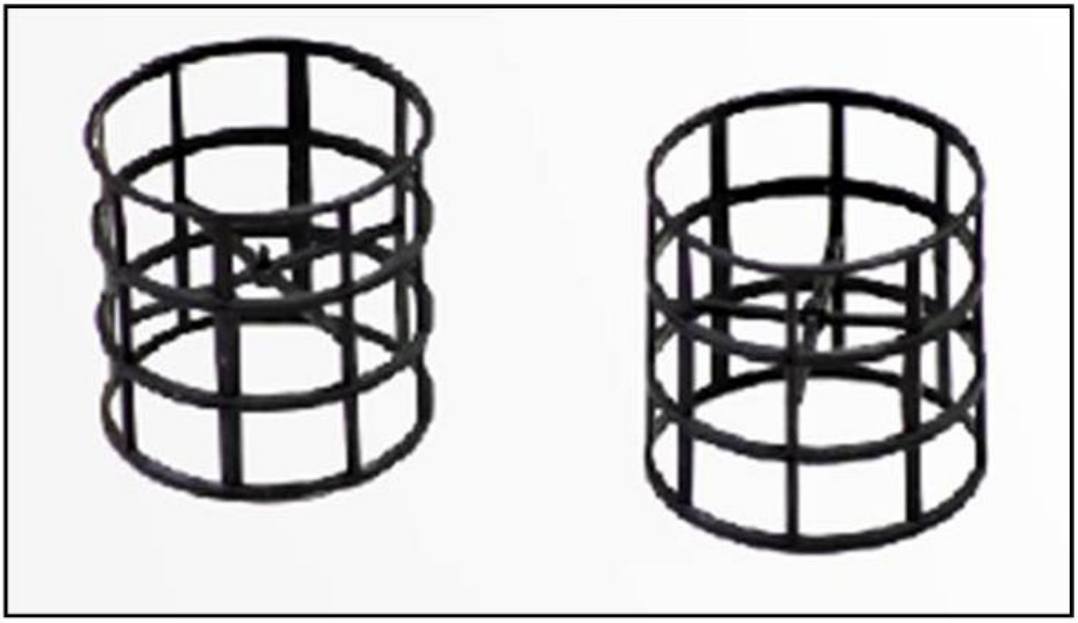
Soğutma performansını artırmak için su akışı ile hava akışı arasındaki temas süresini artırmak gerekir. Bunun için dolgu adı verilen malzeme kullanılır. Soğutma kulelerinde kullanılan dolgular sebebiyle oluşan hava akışı basınç kaybı oluşturmaktadır. Bu durum soğutma kulesi fanı tarafından çekilen enerji miktarının artmasına sebep olur. Özgür(2007), film ve bigudi tipi dolgu malzemelerinin soğutma kulesi hava akışı basınç kaybına olan etkileri deneysel olarak araştırılmıştır. Araştırma sonucunda film tipi dolgu malzemesinin, soğutma kulesi içindeki, hava akışına karsı daha az direnç gösterdiği belirlenmiştir. Soğutma kulesinde kullanılan dolgu malzemesi üç sınıfa ayrılır film dolgu şekil1.9 sıçratmalı tip dolgu malzemesi şekil 1.10 ve bigudi dolgu tipi şekil 1.11'de verilmiştir.



Şekil 1.9 Film tipi dolgu malzeme(GÜL vd., 2015)



Şekil 1.10 Sıçratmalı tip dolgu malzemesi (GÜL vd., 2015)

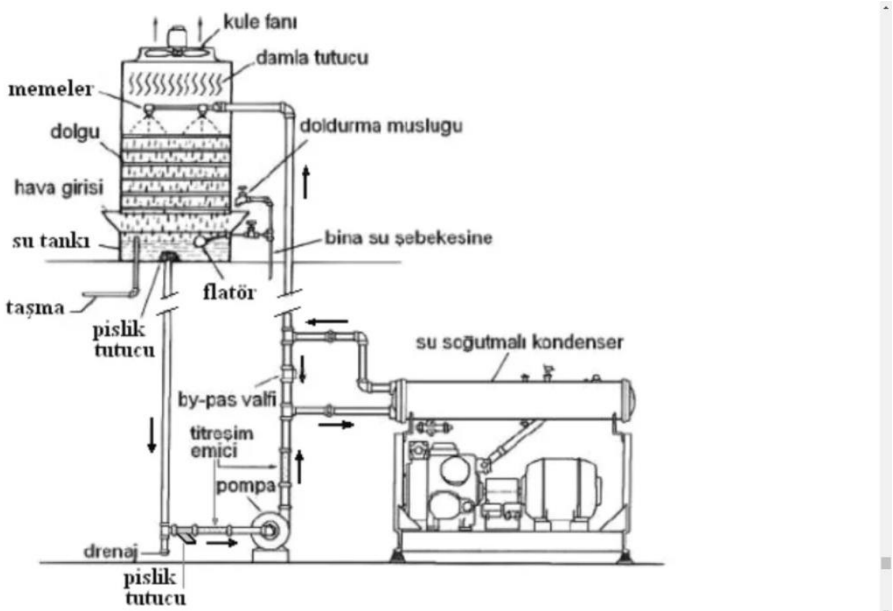


Şekil 1.11 Bigudi dolgu tipi (GÜL vd., 2015)

1.5.5 Pompa

Soğutma kulesi 3-10 metre yüksekliğine sahip olduğu için normal şartlarda pompa kullanılır. Pompanın en önemli işlevlerinden biri, buharlaşma işleminde su eksikliğinden dolayı eksik olan suyu temin etmek ve nozulun çalışması için gerekli basıncı sağlamaktır. Bu araştırmada soğutma kulelerinde buharlaşan su miktarı

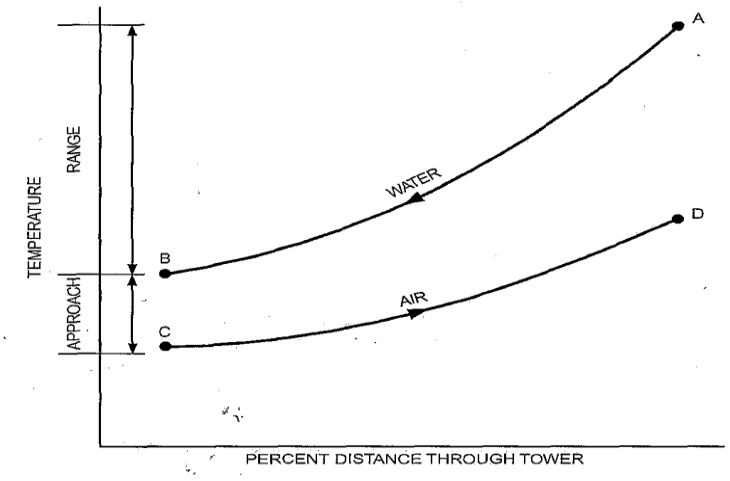
hesaplanmamıştır. Suyun kule içindeki hareketi hem hava ve su arasındaki kütle farklarına hem de yerçekimi kuvvetine bağlı olduğundan soğutma kulesinde bulunan pompalama sisteminin detaylarına değinilmemiştir. Şekil 1.12 Soğutma Kulesi Pompa Tesisatı (slideshare. net, 2010).



Şekil1.12 Soğutma kulesi pompa tesisatı

1.6 Su Soğutma Kulelerinin Çalışma Prensibi

Soğutma kulesinde su ve hava kullanılarak ısı ve kütle transferi ile soğutulur. Soğutacak su nozul yardımıyla kulelere girer ve dolgu malzemeden geçirerek su ve hava temas yüzey ve suresi artırılarak sudan havaya daha hızlı ısı transferi sağlar. Atmosferik hava fanları, taşınım (konvektif) akımlar, doğal rüzgâr akımları veya spreylerden gelen indüksiyon etkisi ile dolaştırılır. Suyun bir kısmı havadan ısıyı alıp sabit basınçta sıvıdan buhara dönüşür (ASHRAE Handbook, 2008).



Şekil 1.13 Karşı akışlı soğutma kulelerinde sıcaklık ilişkisi
(ASHRAE Handbook, 2008)

Şekil 1.13'tekarşı akışlı soğutma kulesinde su ve hava arasındaki sıcaklık değişimi verilmiştir. Zamandan bağımsız (steady-state) durumda soğutma kulesinden ve ısı değiştiricisinden geçen akış hızının aynı olması şartıyla, su sıcaklığı ve ısı alışverişi yükü aynı kalır. Buna göre, yaklaşım, soğutma kulesinin boyutu veya termal kapasitesi ile değil, ısı yükü ve su akış hızı ile belirlenir (ASHRAE Handbook, 2008).

Herhangi bir soğutma kulesinin termal kapasitesi aşağıdaki parametrelerle tanımlanabilir:

- Giriş ve çıkış suyu sıcaklıkları.
- Hava yaş termometre ve kuru termometre sıcaklıkları.
- Su akış debisi.

1.7 Soğutma Kulelerin Seçimi

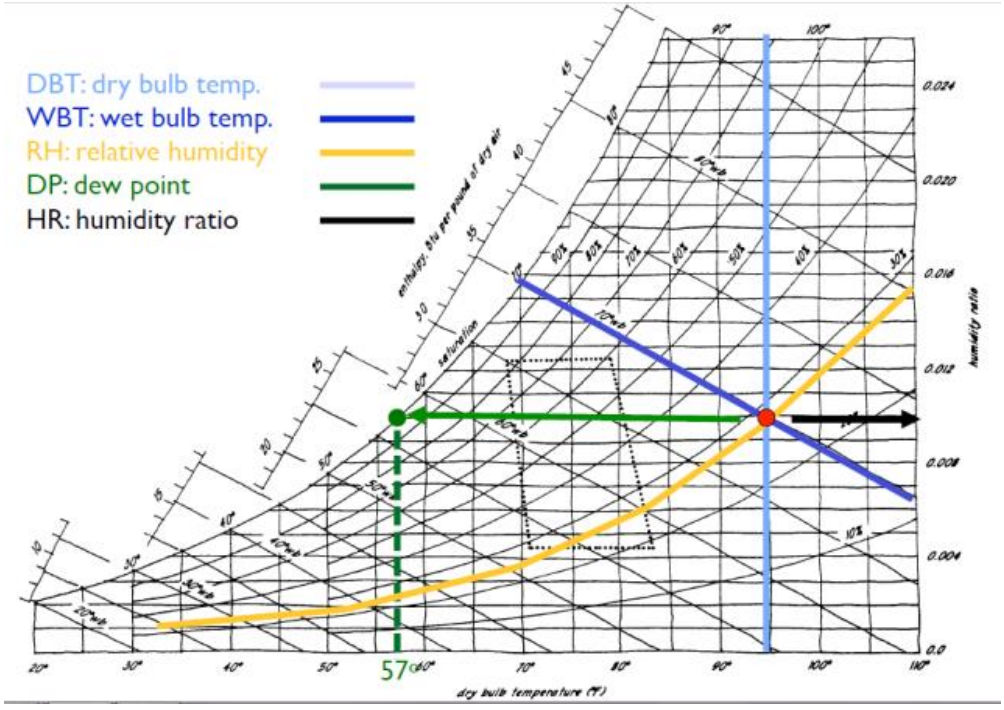
Soğutma kulelerin seçimi birçok faktöre bağlıdır. Yanlış seçilmişse bir soğutma kulesi, dolaşımdaki su sıcaklığındaki artış ve elektrik işletme maliyetlerinin artması nedeniyle finansal olarak üretim kaybına neden olacaktır. Soğuta kulesi en uygun şekilde tasarlanmalıdır. Aksi halde yüksek bakım maliyetini neden olur.Suyun etkin soğutması aşağıdaki gibi çeşitli proses parametrelerine bağlıdır(Chitalevd., 2018).

- Havanın Kuru ve Yaş Termometre Sıcaklığı.
- Dolgu Malzemesi ve Boyutu.
- Giriş Havası Debisi.

- Hava Giriş Açıları.
- Su Debisi ve Sıcaklığı vb.

1.8 Psikometri Diyagramı

Nemli havanın termodinamik özellikleri, havanın kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, özgül hacmi, bağıl ve özgül nemi ile entalpisini veren diyagramlardır.Şekil1.14Normalde havanın termodinamik özellikleri tablo olarak verilebilir ama bu özelliklerde fazla değişken olduğu zaman uzun tablolar gerektirdiği için1904 yılında Willis Carrier tarafından diyagram haline getirilmiştir (Sevel, 2014). Diyagram kullanımı ile daha pratik, kolay ve kullanılabilir değerler elde edilmiştir. Alt yatay kısmı kuru termometre sıcaklığı, eğik çizgiler ise yaş termometre sıcaklığını göstermektedir. Diyagramda sarı renk ile göstermiş eğriler bağıl nem, sağ dikey çizgi özgül nemdir. Sol eğik çizgi özgül hacim ve düz çizgi entalpi değişikliğini gösterir. Çiğ noktası sıcaklığı; havanın termodinamik özelliklerine göre diyagramda konumu değişmektedir.



Şekil 1.14 Psikometri diyagramı

2.ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Hollandalı Fredrik Van Wattersen ve Gerard Kuipers tarafından 1918 yılında soğutma kulelerinin icadından bu yana, soğutma kulelerinin performansını ve verimliliğini artırmak için birçok çalışma yapılmıştır (Afshari ve Dehghanpour, 2019).

Başlangıçta soğutma kuleleri, geniş alanları kaplayan ve inşaat sürecinde çok fazla yapı malzemesi tüketen doğal akış mekanizmasına bağlıdır. Bugüne kadar doğal akışlı soğutma genişçe enerji ve büyük endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. Jagadeesh ve SubbaReddy (2013), doğal akışlı soğutma kulelerinin farklı mevsimlerdeki performansını incelemişlerdir. Çalışmada 500 MW'lık doğal akışlı soğutma kulesinin performansı değerlendirilmiştir. Çalışma sonucu soğutma kulesinin verimi kış mevsiminde yaz mevsimine göre daha yüksektir. Soğutma kulesinin verimi kış mevsiminde 78,92% iken, soğutma kulesinin verimi yaz mevsiminde 63,82%'dır. Yaz mevsimi ile kış mevsimi arasında kule soğutma verimi farkı 15,10% bulunmuştur. Shuihua vd (2012), FLUENT yazılımının ısı ve kütle transferi teorisine ve özelliklerine dayanarak, doğal bir ıslak soğutma kulesinin termal performansını simüle etmek için bir 3D dijital simülasyon platformu geliştirilmiştir. Simülasyon ve matematiksel hesaplaması sonuçları arasındaki maksimum farkın 1.22℃ olduğunu ve bağıl hatanın 8.81% olduğunu bulmuştur ve simülasyon platformu, soğutma kulelerinin araştırılmasına güçlü destek sağlayabilmiştir.

Malzemelerin bilimi ve enerji kaynaklarının gelişmeye başlamasından sonra, zorlanmış akışa bağlı yeni tip soğutma kuleleri ortaya çıkmıştır. Soğutma kulelerinin bazıları açık, diğerleri kapalı ve en gelişmişi hibrit soğutma kuleleridir.

Dalkıran (2019), kapalı çevrim bir su soğutma kulesini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Sayısal çalışmada EES programında algoritma oluşturulmuştur. Deneysel olarak endüstride kullanılabilecek boyutlarda bir soğutma kulesi tasarlamış ve kulede ısı değiştiricinin düz ve çapraz bağlanması sonucu kapasite değerlerini incelemiştir. Isı değiştirici, dolgu malzemesinin üst ve alt konumlarında da incelenmiştir. Çalışma sonucunda çapraz bağlantının soğutma kulelerinin kapasitesini %10 oranında arttırdığı ve ısı değiştiricinin dolgu malzemesinin altına

yerleştirilmesinin, üst kısma yerleştirilmesi ile karşılaştırıldığında soğutma kapasitesini daha fazla artırdığı saptanmıştır.

Pirunkaset(2010), çalışmasında hem ters akışlı hem de çapraz akışlı soğutma kulelerinin dolgu malzemesinin her bir bölümünden geçen su ve havanın sıcaklıklarını iki koşulda işletme değişkenlerini tahmin etmek için aşamalı yöntemi kullanmayı amaçlamıştır. Birinci koşulda suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları, giren su ve havanın debileri ve giriş yaş termometre sıcaklığı sabitlenmiştir. Bu koşulda KAV ve havanın kuru termometre çıkış sıcaklığı da hesaplanmıştır. İkinci koşulda tüm dolgu için KAV sistemine giren hava ve suyun debileri, giriş kuru termometre ve giriş yaş termometre sıcaklıkları ve sıcak su sıcaklığı da verilmiş, çıkış suyu sıcaklığını ve çıkış hava sıcaklığını tahmin edebilmiştir.

Doğan(2015), su damlacıkları ile havanın homojen olarak karıştırmasıyla, su soğutma performansını artırması amaçlanmıştır. Çalışmada deneysel ve sayısal iki farklı yöntem kullanılmıştır. Havanın türbülans modellemesi iyileştirme için farklı türbülatör tasarımı yapıp üç boyutlu çok fazlı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği modeli oluşturulmuştur. Çalışmanın sonucunda, en verimli türbülatör lüle, giriş ve çıkış sistemi seçilmiştir.

S. Mohammed, vd (2017), zorunlu zıt akışlı su soğutma kulesi deneysel olarak incelenmiştir.Soğutma kulesi için optimum çalışma koşullarını iyileştirmek için hava ve suyun kütlesel akış hızı, giriş suyu sıcaklığı ve dolgu malzemesi tipinin etkileri araştırılmıştır. Sonuçlara göre, soğutma kulesi performansının hava debisi ve giriş suyu sıcaklığındaki artışla arttığını ve su debisindeki artışla azaldığını ortaya koymuştur. Ayrıca, paketleme yoğunluğunun arttırılması soğutma kapasitesini artırmıştır. Soğutucu hava kütle debisi 188 kg/s'yi aştığında soğutma performansı azalmıştır. Ayrıca, soğutma kulesinin performansında en yüksek iyileşme en sıcak su kullanıldığında gözlemlenmiştir. Soğutma sistemin performansının kontrol edilmesinde hava akış hızının ana faktör olduğu gözlemlenmiştir.

Murugaveni ve Shameer(2015), Bu çalışmada, zıt akışlı soğutma kulesi, özellikle küçük ölçekli sanayilerde kullanılan 50 ton soğutma kapasiteli, ANSYS FLUENT yazılımı ile farklı hava giriş açıları ile hava giriş parametreleri değiştirilerek sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada sekiz adet soğutma kulesi modeli analiz edilmiştir. Analiz sonucunda, en düşük verimlilik modeli olan nozullu dikey 30 derece eğimli hava giriş borusu modeli, yaklaşık %55,17'lik bir verime, %87,66 ile en iyi performansa sahip olan hem yatay hem de dikey eksende 30 derece eğimli modifiye soğutma kulesi tasarlamışlardır.

Vıjayaragavanvd(2016), CREO programında soğutma kulesi modeli oluşturulduktan sonra model ANSYS CFX'e aktarılmıştır. ANSYS programında, soğutma kulesi modellemesinin mesh yapısı olarak tetrahedral elemanlar kullanmıştır. Model üç alandan oluşmakta olup, birinci alan su sınır koşulları, ikinci alan dolgu malzemesi ve üçüncü alan ise hava bölümüdür. Analizde, giriş suyu sıcaklığı 38^{o}C, giriş havası sıcaklığı 20^{o}C ve dolaşımdaki proses suyunun hacimsel debisi 30 m^3/h olarak alınmıştır. Yapılan analiz sonucunda hava giriş açısı azaldıkça soğutma kulesi su sıcaklığı düşmektedir. Böylece soğutma kulelerinin soğutma verimliliği artmıştır. Soğutma kulesinin maksimum verimi, hava giriş açısı 15 derece olduğunda belirlenmiştir.

Mahmud vd (2014), Bu çalışma, zorunlu çapraz akışlı soğutma kulesinin soğutma kapasitesi ve verimliliği üzerindeki hava ve su akış hızlarının etkisini, ayrıca hava kanalındaki suyun buharlaşma kaybını ve su kayıp oranını da araştırmaktadır. Soğutma kulesi modeli 10 inç yüksekliğindedir ve iki aşama arasında 2,5 inç boşluk bulunan dört aşamadan oluşur. Her bölüm11,5 x 1,75'lik bir kesit test alanı sunar. Giriş suyu sıcaklığı sabit tutularak altı farklı hava hızı ve üç farklı su debisi için gözlem yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, soğutma kulesinin verimi düşük su debisi için daha yüksektir ve soğutma kapasitesi tersine çevrilir. Soğutma kulesi performansının artan hava hızı ile arttığı, ancak aynı zamanda buharlaşan suyun kaybı da arttığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle ekstra besleme suyuna ihtiyaç duyulduğu ve daha az kayıp sağlayacak mükemmel bir hava hızının seçilmesi önemli bulunmuştur.

3. SAYISAL YÖNTEMLER VE YÖNETİCİ DENKLEMLERİ

3.1 Türbülans Modellemesi

Türbülans modelleme işlemi gerçek akışkan akışının hayali matematiksel diferansiyel denklemler olarak dönüştürülmesidir.

Akışın diferansiyel denklemini çözerek, akışın davranışı büyük derecede tahmin edilir ve sayısal sonuçları akışın gerçek analiz sonuçları ile mukayese yaparak makbul değerlerde çözüme kavuşturulur. Akışkanın hızı, sıcaklığı ve kütlesel debisi gibi ne kadar farklı parametreleri olursa sayısal yöntem kullanımında kısa sürede sonuç elde edilebilir ve zaman kaybı en az seviyede tutabilir. Türbülans modellemeye yönelik mevcut yaklaşımlar aşağıda verilmiştir (Davidson, 2018).

3.1.1 Cebirsel türbülans modelleri

Sıfır denklem modelleri olarak da adlandırılan, Reynolds stresini hesaplamak için Boussinesq girdap viskozitesi yaklaşımını kullanır (Celik, 1999). Daha geliştirilmiş cebrisel modeller de bulunmaktadır.

3.1.2 Bir denklemli türbülans modelleri

Hareket denklemi genellikle (K) türbülanslı kinetik enerji için çözülür ve bilinmeyen türbülans uzunluk ölçeği verilmelidir ve genellikle cebirsel bir ifade kullanılır (Davidson, 2018).

3.1.3 İki denklemli türbülans modelleri

Bu tür türbülans modelleri mühendislik analizi ve araştırmalarda kullanılan en yaygın modellerden biridir. Transport denklemi bağımsız olarak hem (K) türbülanslı kinetik enerji hem de türbülans uzunluk ölçeği de sağlar (Davidson, 2018).

İki denklemli türbülans modelleri aşağıda gibi sınıflandırabilir:

- k-Ɛ türbülans modülü.
- k- ω türbülans modülü.

3.2 ANSYS CFX Programında Kullanılan Türbülans Modelleri

ANSYS CFX programında Large Eddy Simulation model ve Detached Eddy Simulation model dışında bütün türbülans modeller statik modellerdir (ANSYS CFX –Solver Theory Guide, 2009).

ANSYS CFX programında Statik türbülans modelleri farklı şekilde bulunmaktadır. ANSYS CFX programında iki denklemli türbülans modelleri aşağıdaki gibi sınıflandırılmıştır.

- k-Ɛ türbülans modeli.
- The RNG k-Ɛ türbülans modeli.
- The k-omega türbülans modeli.
- The wilcox k-omega türbülans modeli.
- BSL k-omega türbülans modeli.

Bu araştırmada kullanılan türbülans modeli iki denklemli k-epsilon türbülans modelidir. Güvenilir ve kararlı olduğu için k-epsilon türbülans modeli kullanılmıştır (Doğan, 2015). Burada k kinetik enerji ve Ɛ türbülans girdap dağılımıdır. k boyutu ((L^2T^2) ve Ɛ boyutu k birim zaman (L^2T^3).

k-Ɛ türbülans modelinde kullanılan süreklik, momentum ve enerji korunumu denklemleri aşağıdaki gibidir. (ANSYS CFX –Solver Theory Guide, 2009).

Süreklik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j\right) = 0 \qquad (3.2.1)$$

Momentum denklemi

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_i U_j\right) = -\frac{\partial \rho'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu_{eff}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)\right) + S_M \qquad (3.2.2)$$

"S_M" toplam cisim küveti

"μeff" türbülans viskoz etkisi

"ρ'" : değiştirilmiş basınç

"μeff"bağıl girdap viskoz konsepti

$$\mu eff = \mu + \mu t \qquad (3.2.3)$$

"μt" türbülans viskozitesi

k–Ɛ modelde μt türbülans viskozitesi ve" k" kinetik enerji arasındaki ilişki aşağıda verilmiştir.:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \qquad (3.2.4)$$

"$C\mu$" sabittir

k ve Ɛ değerleri direk türbülans kinetik enerjisi ve türbülans yayılma oranın hareketi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j k\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\quad(\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j})+p_k-\rho\varepsilon+p_{kb} \tag{3.2.5}$$

$$\frac{\partial(\rho \mathcal{E})}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j \mathcal{E}\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\quad(\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\mathcal{E}}\right)\frac{\partial \mathcal{E}}{\partial x_j})+\frac{\mathcal{E}}{k}(C_{\mathcal{E}1}p_k-C_{\mathcal{E}2\rho\varepsilon}+C_{\mathcal{E}1}p_{\varepsilon b}) \tag{3.2.6}$$

"$C\mathcal{E}1$","$C\mathcal{E}2$","σk"ve"$\sigma\mathcal{E}$" sabit değerler ve "$p\varepsilon b$" ve "pkb"yüzey kuvvetinin etkisi ve "pk"viskoz kuvvetten dolayı oluşan türbülanstır.

$$p_k=\mu_t\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j}+\frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)\frac{\partial U_i}{\partial x_j}-\frac{2}{3}\frac{\partial U_k}{\partial x_k}(3\mu_t\frac{\partial U_k}{\partial x_k}+\rho k) \tag{3.2.7}$$

$$p_{kb}=-\frac{\mu_t}{\rho\varepsilon_\rho}g\frac{\partial\rho}{\partial x_i} \tag{3.2.8}$$

$$\rho_{\mathcal{E}b}=C_3.\max(0,p_{kb}).sin\emptyset \tag{3.2.9}$$

"$C3$" sabit değer

4. AĞDAN BAĞIMSIZLIK

Ağdan bağımsızlık, modelin simülasyonunu tekrarlayarak sonuçların iyileştirilip gerçeğe yakınlaştırıldığı bir yöntemdir, CFD kullanıcıları için çok önemli bir süreçtir (Çengel ve Cimbala, 2008). Öncelikle ağdaki elemanların artırılmasına yönelik çalışmalar yapılmıştır. Ancak ağdaki elemanları artırmak, mutlaka çözümün kalitesine dair yeterli kanıt değildir, bu nedenle bu elemanların kalitesi kontrol edilmelidir.

Ağ kalitesi açısından bütün kalite kriterlerinin değerlendirilmesine gerek yoktur (Korkmaz ve Kaçar, 2021). Bu çalışmada, mesh kalitesini değerlendirmek için çarpıklık, dikeylik ve eleman kalitesi kriterleri incelenmiştir. Çarpıklık, bir ağ için birincil kalite ölçütlerinden biridir. Çarpıklık 1 ile 0 arasında değerler alır ve çarpıklık değeri sıfıra yaklaştığında ağın kalitesi artar. Çarpıklık Tablo 4.1'ye göre değerlendirilebilir.

Tablo 4.1 Değişen skewness değerlerine göre hücre kalitesinin belirlenmesi (Çiftçi, 2016)

Skewness	Hücre Kalitesi
1	Çok kötü
0,9 - <1	Kötü
0,75 – 0,9	Yetersiz
0,5 – 0,75	Vasat
0,25 – 0,5	İyi
>0 – 0,25	Çok iyi
0	Mükemmel (eşkenar)

Diklik ve element kalitesi, sıfır'dan bir'e kadar değerler alır, ancak çarpığın aksine, değeri 1'e ne kadar yakınsa ağın kalitesinin göstergesidir. Aşağıdaki tabloda beş durumda eleman sayısı, diklik, eleman kalitesi ve çarpıklık değerleri incelenmiştir.

Tablo 4.2 Beş durumda eleman sayısı, diklik, eleman kalitesi ve çarpıklık değerleri

Durum	1	2	3	4	5
Mesh: Nodes/Element	1005723/704053	880433/616589	741010/517026	508158/351704	449769/310838
Skewness: Max/ Min	0.8380/0.00016	0.8495/0.00051	0.8429/0.00054	0.8406/0.00035	0.8478/0.00050
Orthogonal: Max/Min	0.9947/0.1619	0.9941/0.1504	0.9935/0.1570	0.9928/0.1594	0.9939/0.1521
Element: Max/Min	0.9999/0.1973	0.9997/0.1815	0.9996/0.1818	0.9998/0.2020	0.9997/0.1946
Orthogonal ortalaması	0.5783	0.57225	0.57525	0.5761	0.5759
element ortalaması	0.5986	0.5906	0.5907	0.6009	0.5971
Skewness ortalaması	0.419	0.425	0.4217	0.4204	0.4241

En yüksek eleman sayısı düğüm sayısı 1005723 iken görülmüş, ancak en iyi ortalama çarpıklık, diklik ve eleman kalitesi değerleri 508158düğüm ve 310838 eleman olarak belirlenmiştir. Beş durumunun her birinde, proses suyunun sıcaklığı elde edilmiş ve aşağıdaki tabloda düzenlenmiştir.

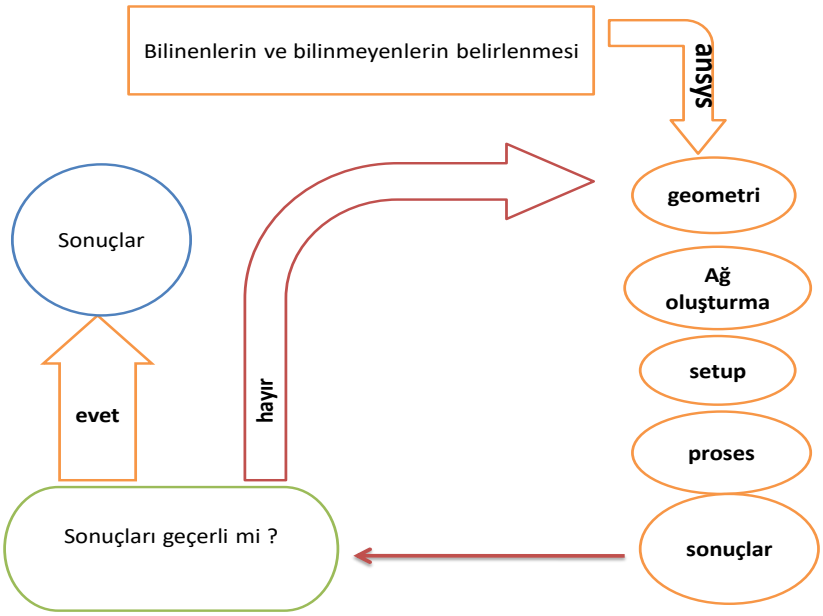
Tablo 4.3 Proses suyu sıcaklıkları

Durum	Mesh: Nodes/Element	Skewness: Max/ Min	Element: Max/Min	Çıkış Suyu Sıcaklığı
1	1005723/704053	0.8380/0.00016	0.9999/0.1973	305.89 K
2	880433/616589	0.8495/0.00051	0.9997/0.1815	304.84 K
3	741010/517026	0.8429/0.00054	0.9996/0.1818	306.11 K
4	508158/351704	0.8406/0.00035	0.9998/0.2020	302.45 K
5	449769/310838	0.8478/0.00050	0.9997/0.1946	305.03 K

Bu çalışmada, ideal ağın kalitesi ve çözümde 512000 düğümden daha azına izin veren ANSYS CFX'in öğrenci sürümünün kullanılması nedeniyle ağ düğüm sayısı için 508158 seçilmiştir.

5. SAYISAL ANALİZ VE SONUÇLARI

Bu çalışmada ANSYS CFX programı kullanılarak çapraz akışlı su soğutma kulesinin soğutma suyu sıcaklığını etkileyen bazı kriterler incelenip proses suyu çıkış sıcaklıkları elde edilmiştir. Şekil5.1'de ANSYS CFX programı çalışma algoritmasının akış şeması verilmiştir.

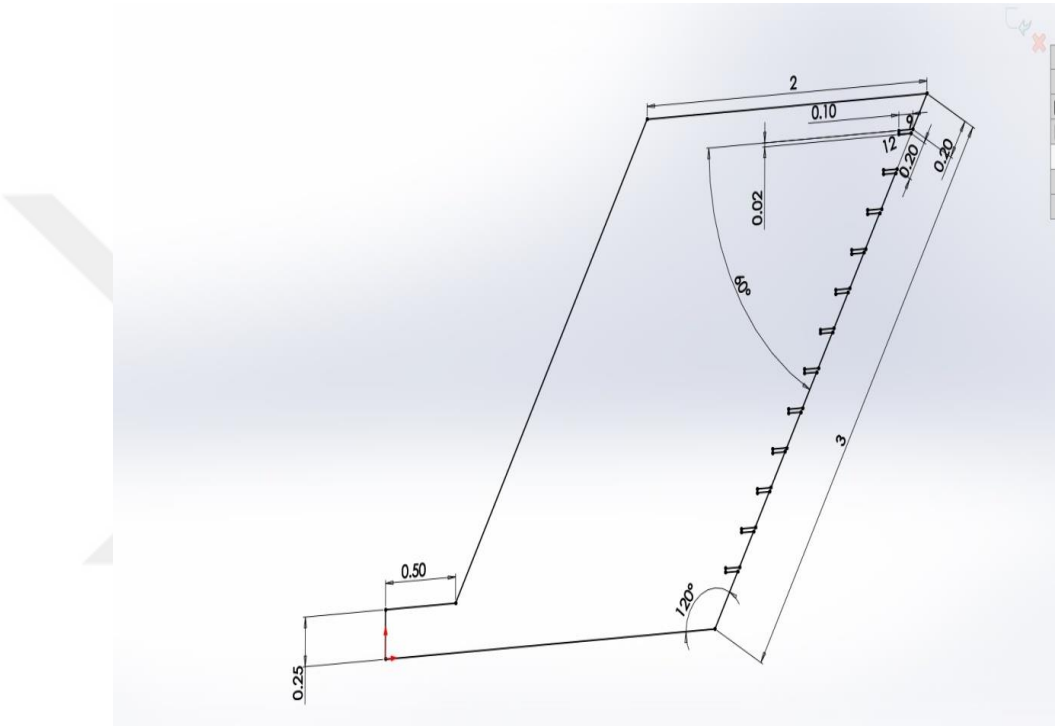


Şekil 5.1 ANSYS CFX programı çalışma algoritmasının akış şeması

Sayısal çalışmanın genel aşamaları aşağıdaki gibidir.

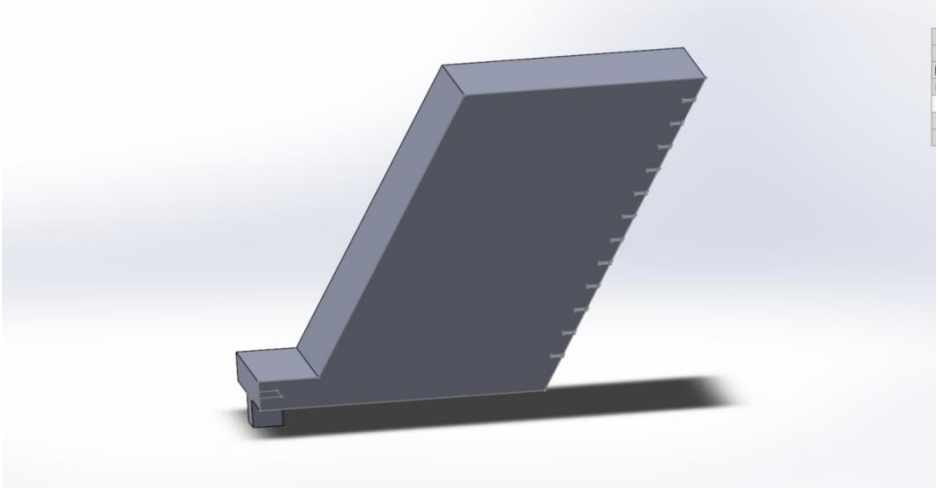
5.1 Geometri

Prototip hazırlamak için SOLİDWORKS programı kullanılmıştır. SOLİDWORKS programı CAD programları ile karşılaştırıldığında modelleme işlemlerinde büyük avantaj sunmaktadır. Şekil 5.2'de tasarlanan geometri, şekil5.3'te 3 boyutlu model görülmektedir.



Şekil 5.2 Model geometrisi

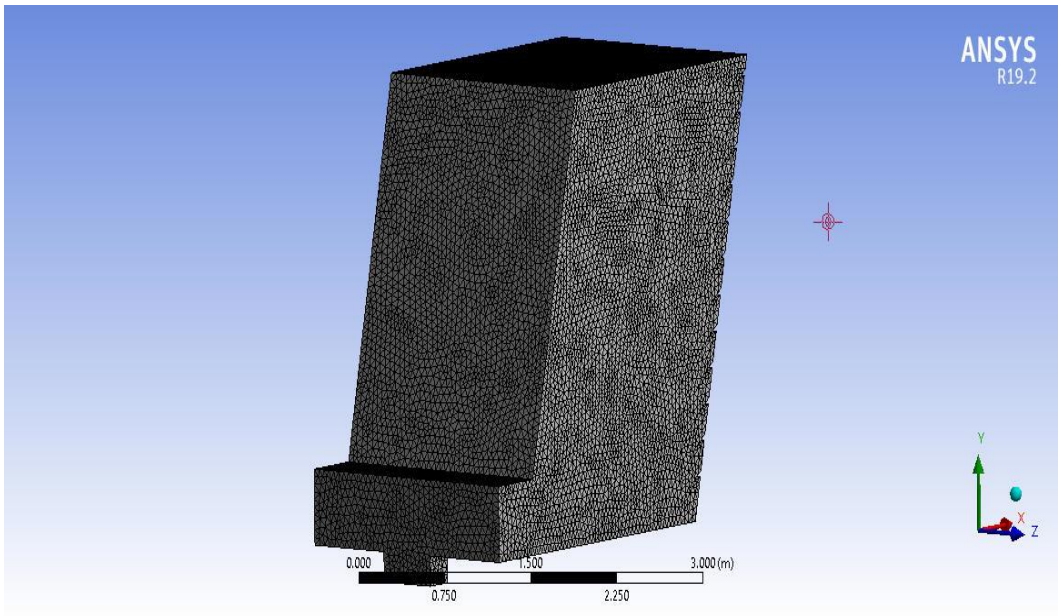
Model 2m en, 2m boy ve 3m yüksekliğine sahiptir. Hava girişinin yüzeyine 60 derecelik bir açıyla eğim verilmiştir. Hava girişi yüzeyi kanatçıklarla 11 eşit parçaya bölünmüştür. Bu kanatçıklar, soğutma kulesinden su kaçmayacak şekilde tasarlanmıştır. Modellin boyutları gerçek değerlere yakın değer verilmiştir.



Şekil 5.3 Üç boyutlu model

5.2 Ağ Oluşturma (mesh)

Ağ oluşturma (mesh) ANSYS CFX'in ikinci aşamasıdır. Ağ'ın kalitesi doğru sonuçlar için önem taşımaktadır. Ağ'da kullanılan yöntem; 'patch conforming method tetrahedrons' olarak kullanılan yöntemdir. Tetrahedrons metodu kullanma sebebi; yüksek kalitede ağ elde edilmesi içindir. Şekil5.4'te ağ yapısı görülmektedir. Düğüm sayısı 508000 ve eleman sayısı 351704 olarak elde edilmiştir.

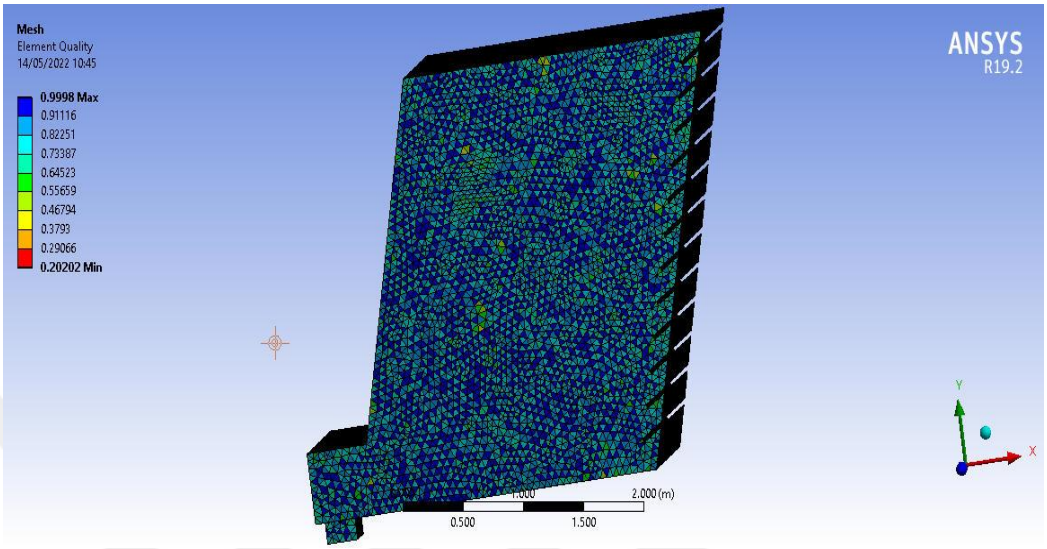


Şekil 5.4 Ağ yapısı

Eleman kalitesi ve skewness değerleri kullanılarak aşağıdaki gibi meshin kalitesi kontrol edilmiştir.

5.3 Eleman Kalitesi

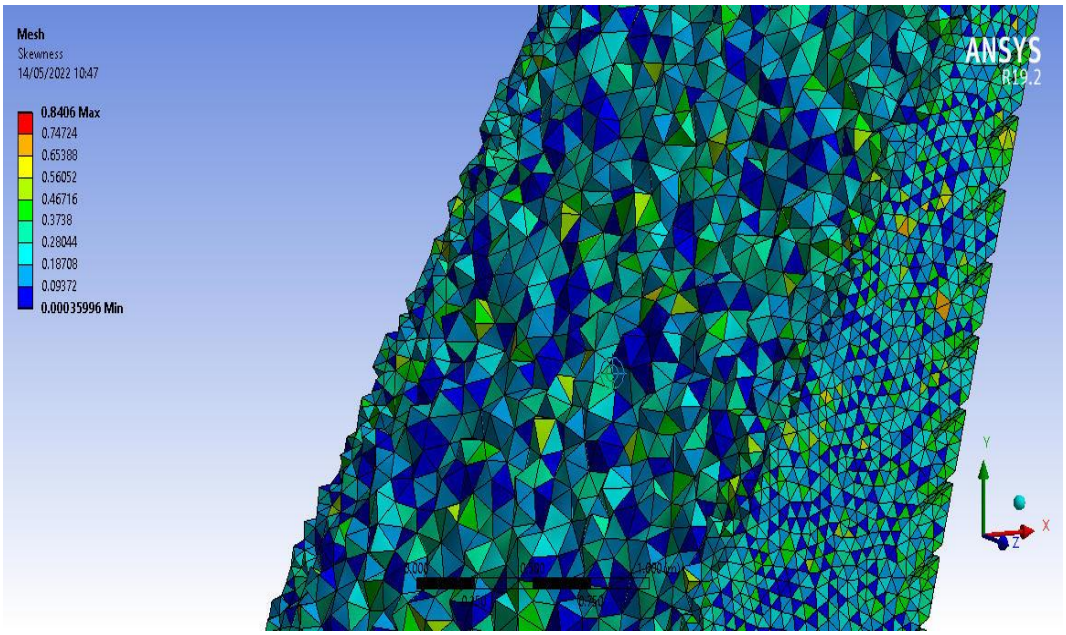
Eleman kalite değerleri şekil 5.5'te verilmiştir. Pek çok elemanın ağ kalite değeri 0,9998 değerlerinde iken en küçük ağ kalite değeri ise 0,202'dir.



Şekil 5.5 Eleman kalite değerleri

5.4 Skewness

Skewness kontrolü için en yüksek değer 0,840 iken, pek çok elemanın 0,00035 gibi bir değere sahip olduğu şekil5.6'da görülmektedir.



Şekil 5.6 Skewness değerleri

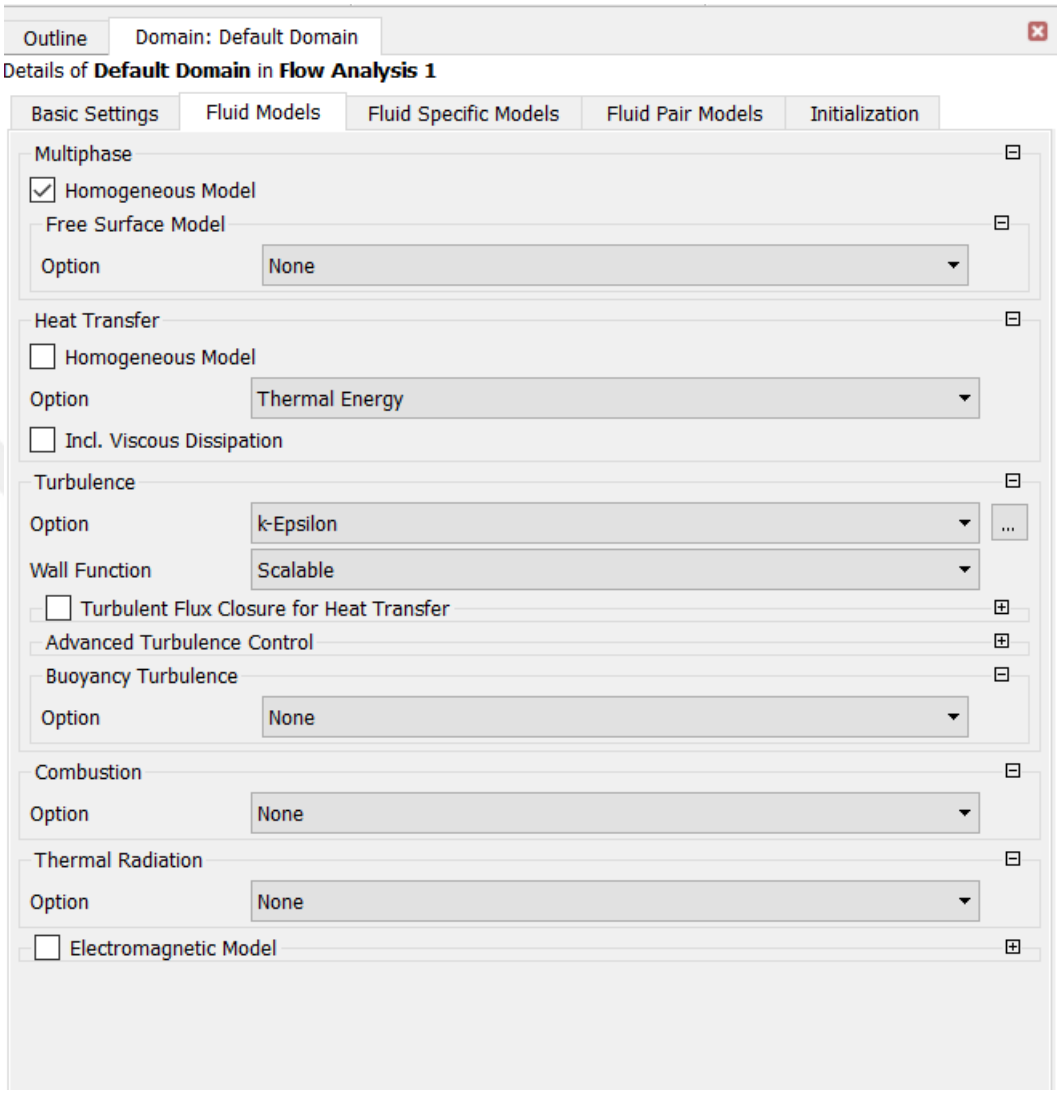
5.5 Setup

Setup bölümde hava, su ve cidar sınır şartları belirlenir. Aşağıdaki tabloda 10 adet çözüm işlemi ve sınır şartlarına göre çapraz akışlı su soğutma kulesinin analizi verilmiştir.

Tablo 5.1 Tez çalışmasında kullanılan sınır şartları

Çözüm	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Su girişi sıcaklığı	306,15 K	306,15 K	306,15K	306,15K	306,15K	306,15K	306,15K	309.15k	311.15k	313.15k
Havanın giriş sıcaklığı	297.65k									
Suyu kütlesel debisi	14kg/s									
Havanın kütlesel debisi	40kg/s									
Hava çıkış hızı	4m/s	4m/s	4m/s	4m/s	2m/s	6m/s	8m/s	4m/s	4m/s	4m/s
Su çıkış basıncı	1atm									
Duvar	Adyabatik									
Su damlacıkların çapları	0.01m	0.008 m	0.005 m	0.001 m	0.008 m	0.008 m	0.008 m	0.008 m	0.008 m	0.008 m
Symmetry	_									

Bütün denemelerde akışkan modülü çok fazlı ve homojendir. Türbülans model olarak k-epsilon model seçilmiştir. Şekil 5.7'de seçilen türbülans model görülmektedir.

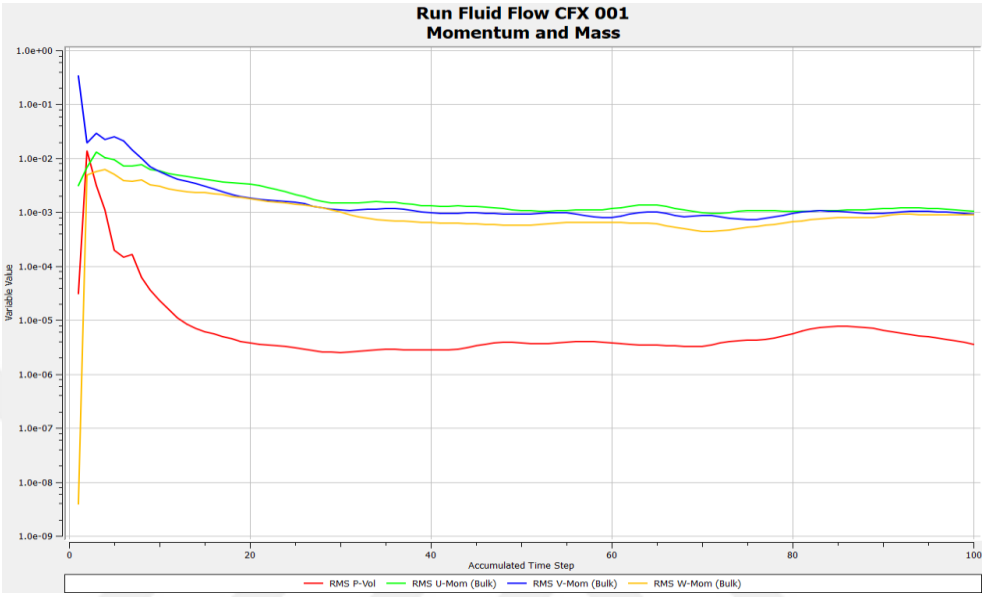


Şekil 5.7 Türbülans model seçimi

Yer çekim kuvveti verilerek hava ve su arasındaki kütle yoğunluk farkıyla su soğutma kulesinde akışkanın hareketi sağlanmıştır. Isı transfer modülü hava için Ranz Marshaldir. Su damlacıkları ile hava arasındaki temas alanının küçük olması ve su damlacıklarının katılara göre nispeten pürüzsüz yüzeylere sahip olması nedeniyle bu durumda suyun ısıl iletkenliğine karşı bir direncin olmadığı varsayılmıştır.

5.6 Çözüm

Çözüm işlemi için HP core i5 8th gen 8 GB RAM ve dört işlemci dizüstü bilgisayarı kullanılmıştır. Maksimum itirasyon sayısı 1000 ‘dür. Aşağıdaki şekilde CFX-solver maneger gösterilmiştir.



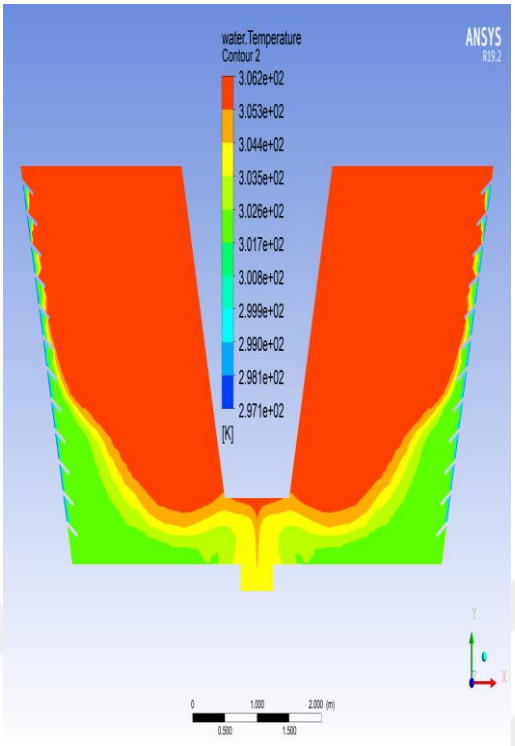
Şekil 5.8 İterasyon adımı gösterimi

6. BULGULAR VE TARTIŞMA

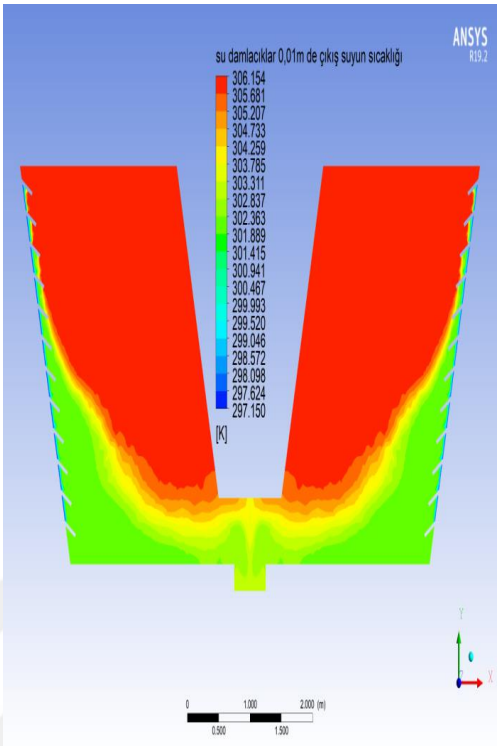
Yapılan denemelere göre elde edilen sonuçlar aşağıdaki kısımlara ayrılmıştır.

6.1 Su Damlacıklarının Çapına Göre Elde Edilen Değerler

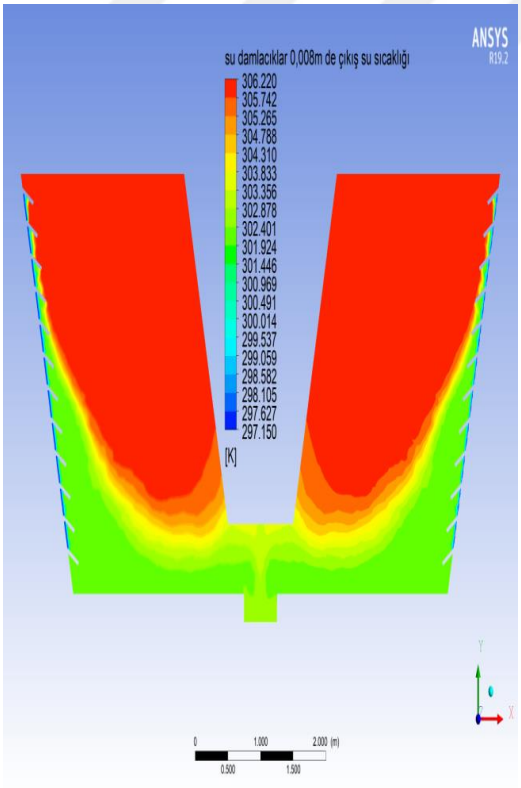
Su damlacıklarının çapına göre (0.01, 0.008, 0.005 ve 0.001) dört çözüm ile gerçekleştirilmiştir. Bu çözümlerde su damlacıklarının çapı hariç; hava hızı, sıcaklığı ve kütlesel debisi, su sıcaklığı ve kütlesel debisi sabitlenmiştir. Çözümler sonucunda çıkış proses suyu sıcakları elde edilmiştir. Şekil6.1- 6.4 arasında farklı su damlacık çapları için su - hava arasındaki ısı transferi görülmektedir.



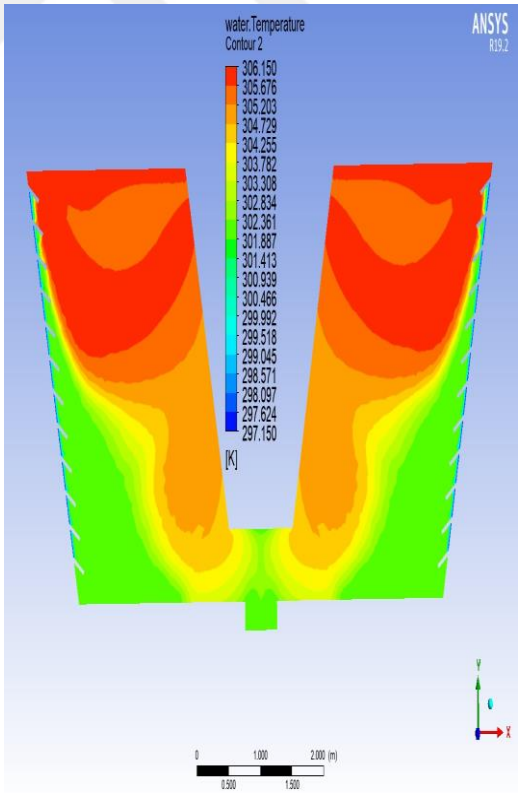
Şekil 6.1 Su-hava arasındaki ısı transferi (damlacık çapı 0.001 m)



Şekil 6.2 Su-hava arasındaki ısı transferi (damlacık çapı 0.01m)

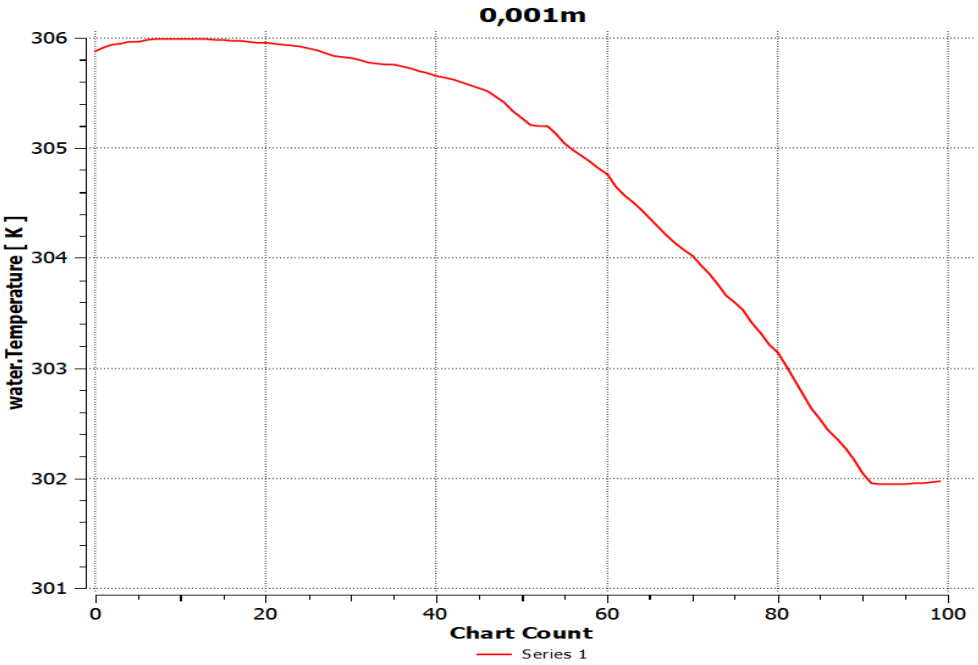


Şekil 6.3 Su-hava arasındaki ısı transferi damlacık çapı 0.08 m

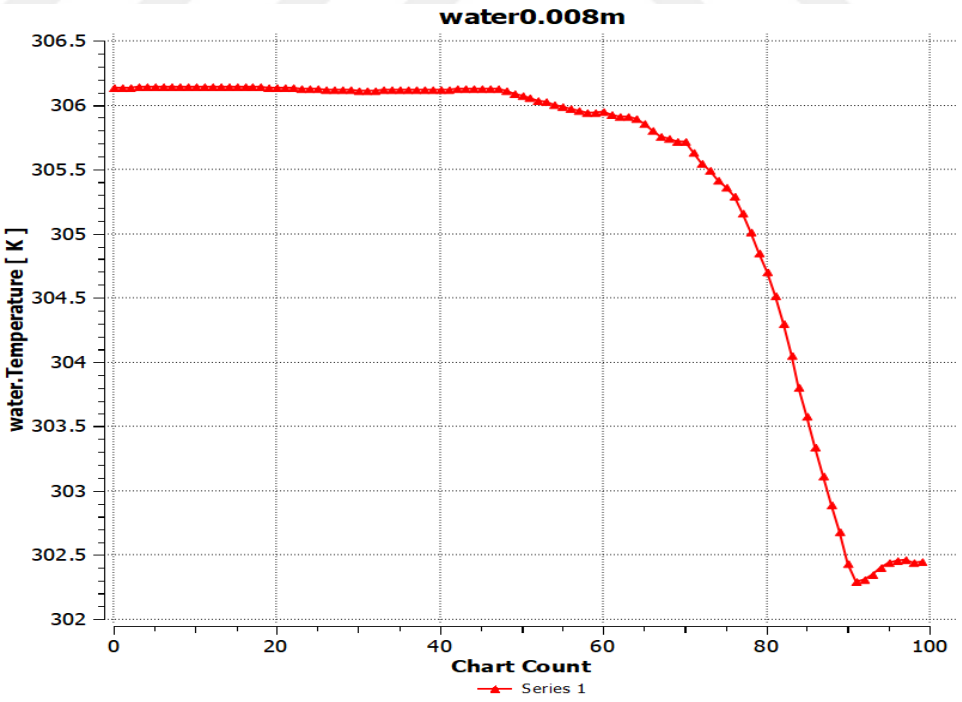


Şekil 6.4 Su-hava arasındaki ısı transferi damlacık çapı 0.005 m

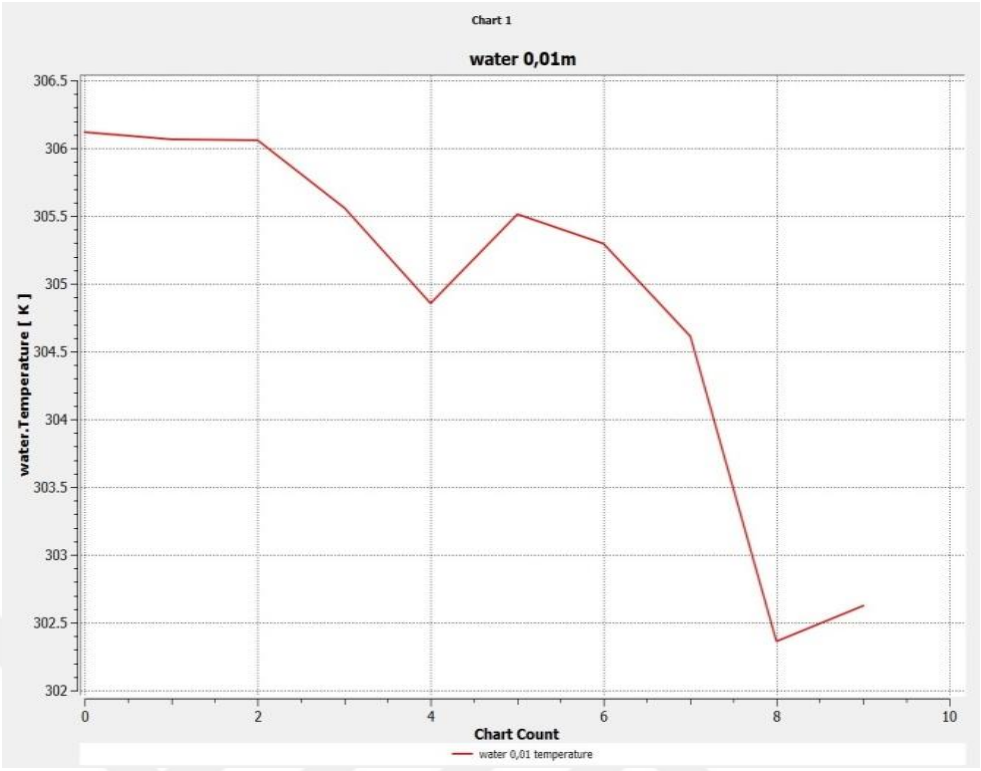
Dört farklı damlacık çapları için çıkış suyu sıcaklarının değişimini (6.5, 6.6, 6.7 ve 6.8) arası şekillerde gösterilmektedir.



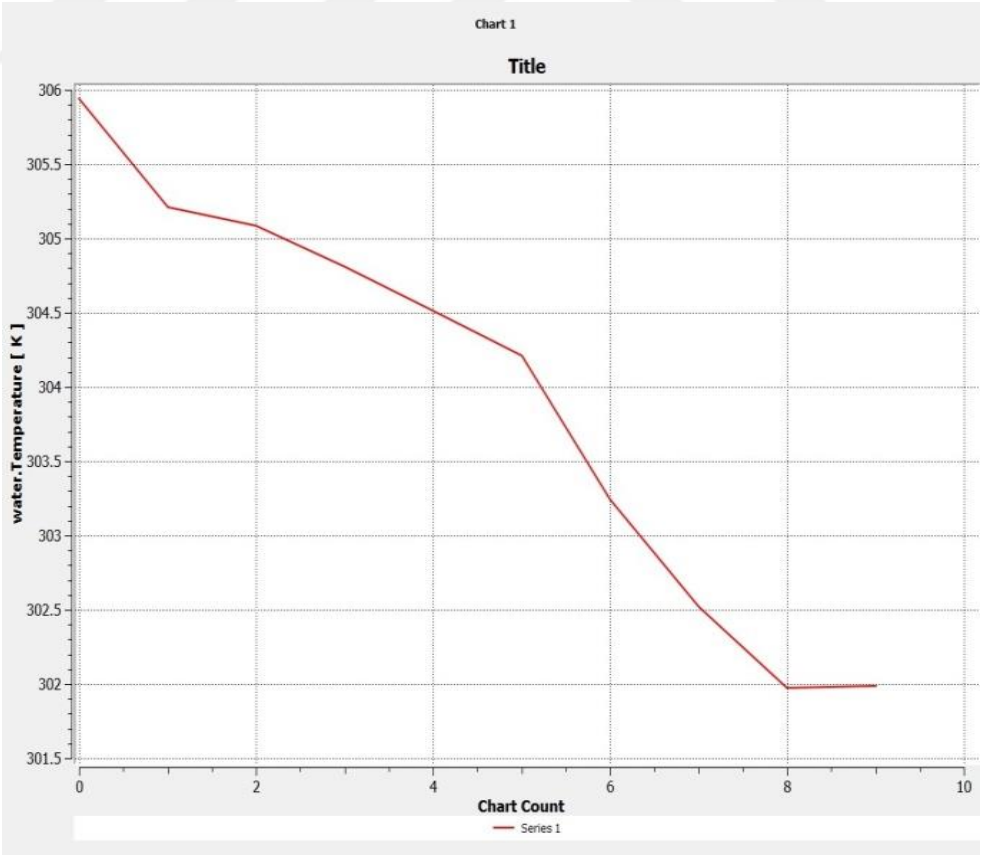
Şekil 6.5 0.001m su damlacık çapına göre çıkış suyu sıcaklığının değişimini



Şekil 6.6 0.008m su damlacık çapına göre çıkış suyu sıcaklığının değişimini

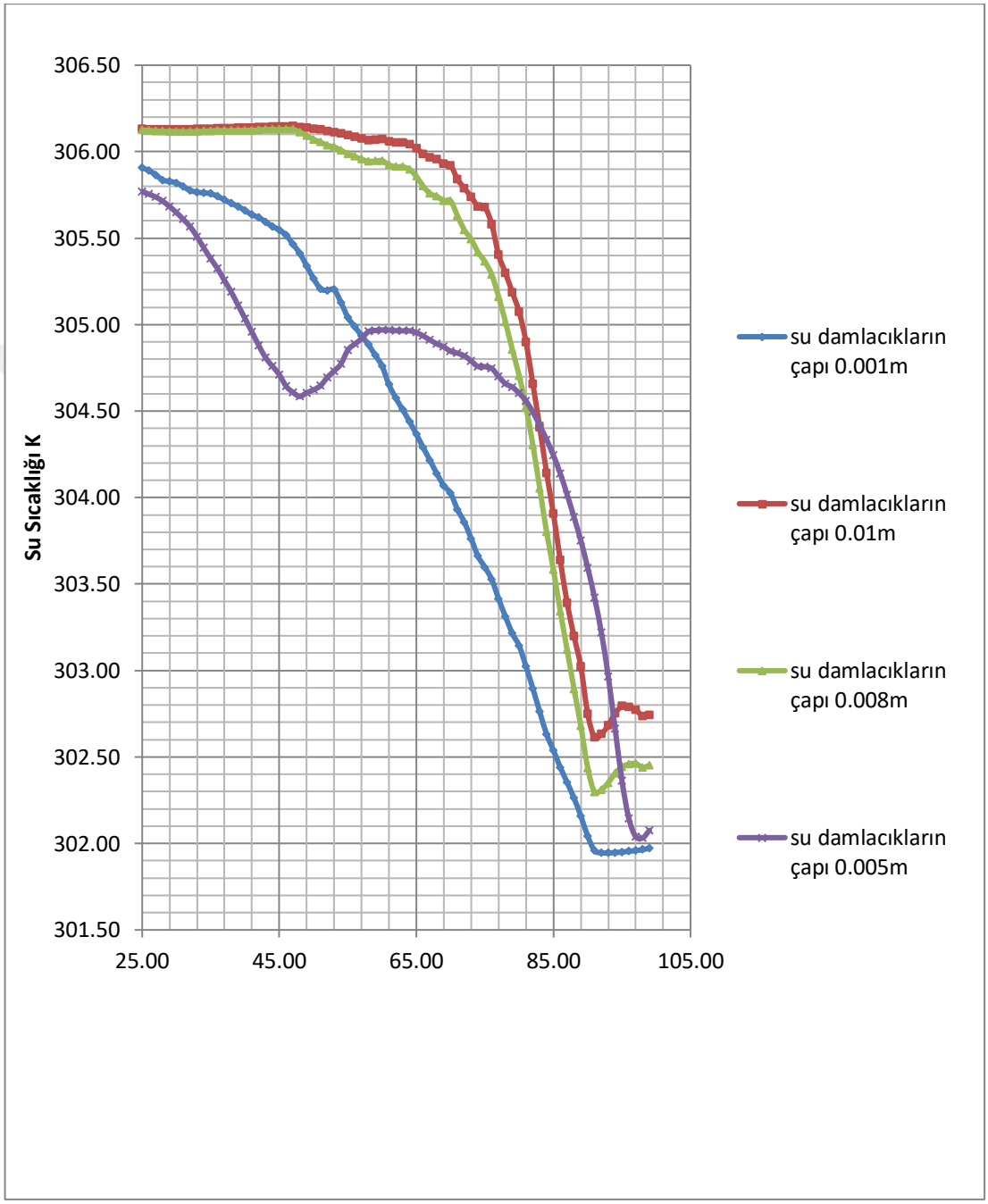


Şekil 6.7 0.01m su damlacık çapına göre çıkış suyu sıcaklığının değişimini



Şekil 6.8 0.005m su damlacık çapına göre çıkış suyu sıcaklığının değişimini

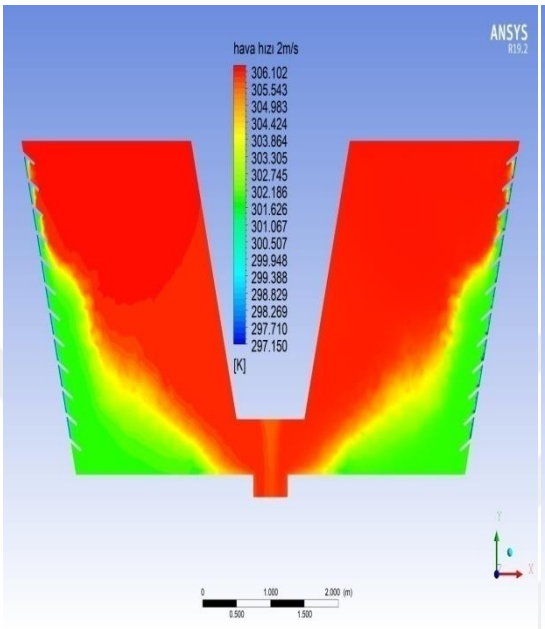
Şekil 6.9'de 4 farklı damlacık çapı için çıkış suyu sıcaklığı değerleri görülmektedir. Görüldüğü gibi su damlacıkların çapı küçültüldüğünde çıkış proses suyu sıcaklıkları azalmaktadır.



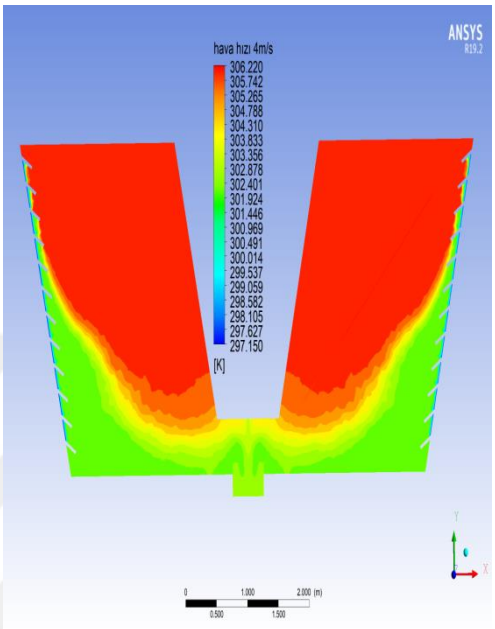
Şekil 6.9 Su damlacık çapına göre çıkış suyu sıcaklarının değişimi

6.2 Hava Hızına Göre Çıkış Proses Suyu Sıcaklıklarının Değişimi

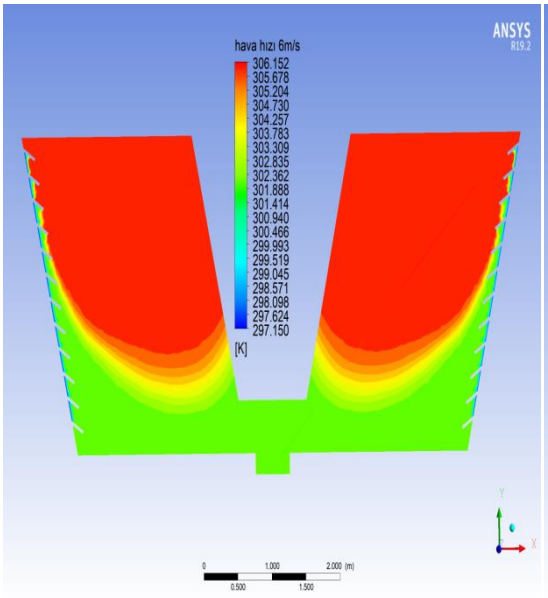
2, 4, 6 ve 8m/ hava hızları için diğer sınır şartları sabitlenerek su soğutma kulesinde proses suyu çıkış sıcaklığı değerleri şekil 6.10, şekil 6.11, şekil 6.12 ve şekil 6.13'te verilmiştir.



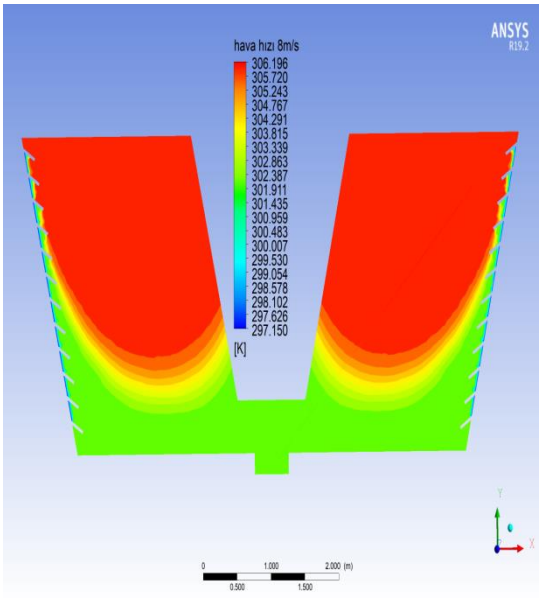
Şekil 6.10 Hava hızı 2m/s için soğutma kulesinin simülasyonu



Şekil 6.11 Hava hızı 4m/s için soğutma kulesinin simülasyonu

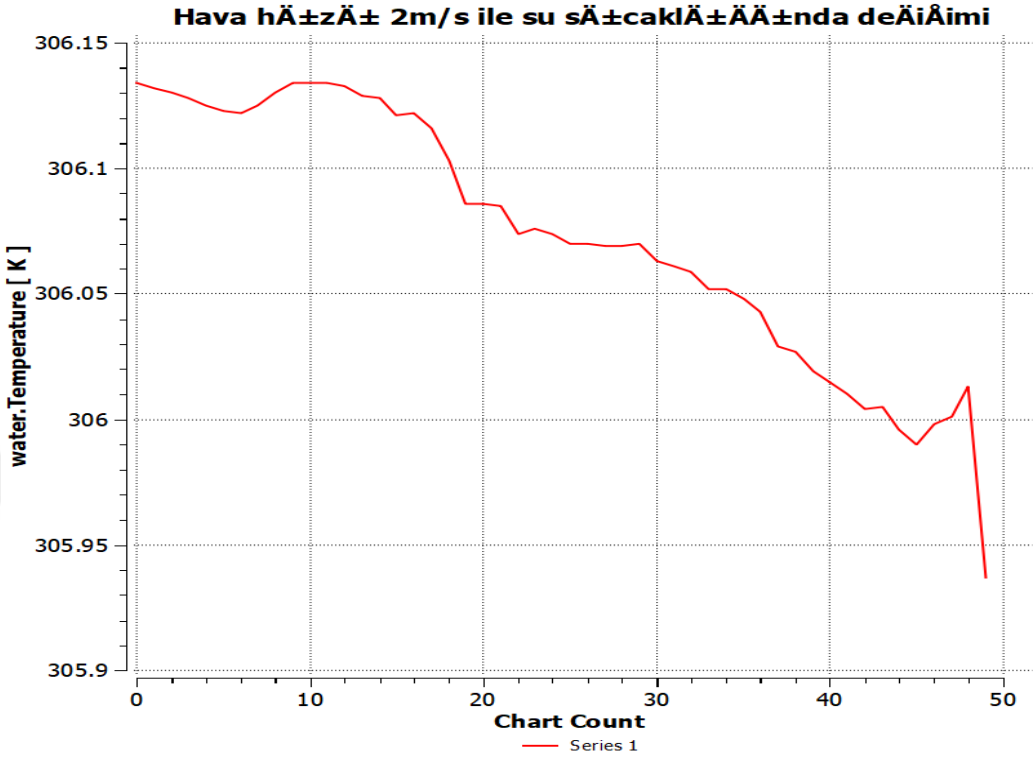


Şekil 6.12 Hava hızı 6m/s için soğutma kulesinin simülasyonu

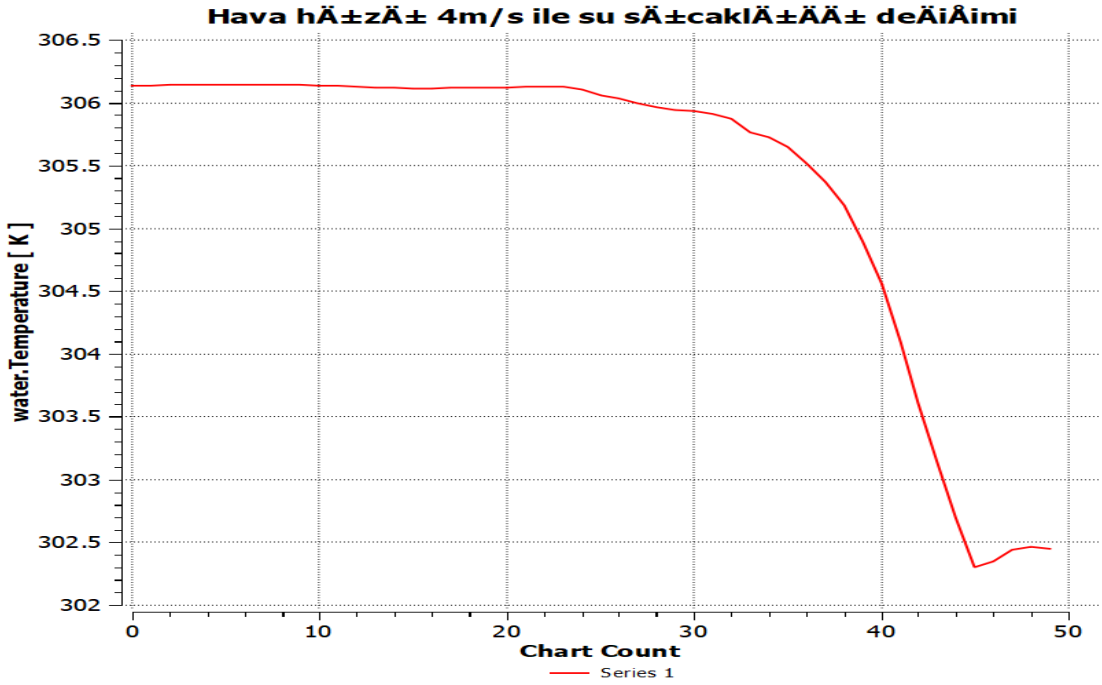


Şekil 6.13 Hava hızı 8m/s için soğutma kulesinin simülasyonu

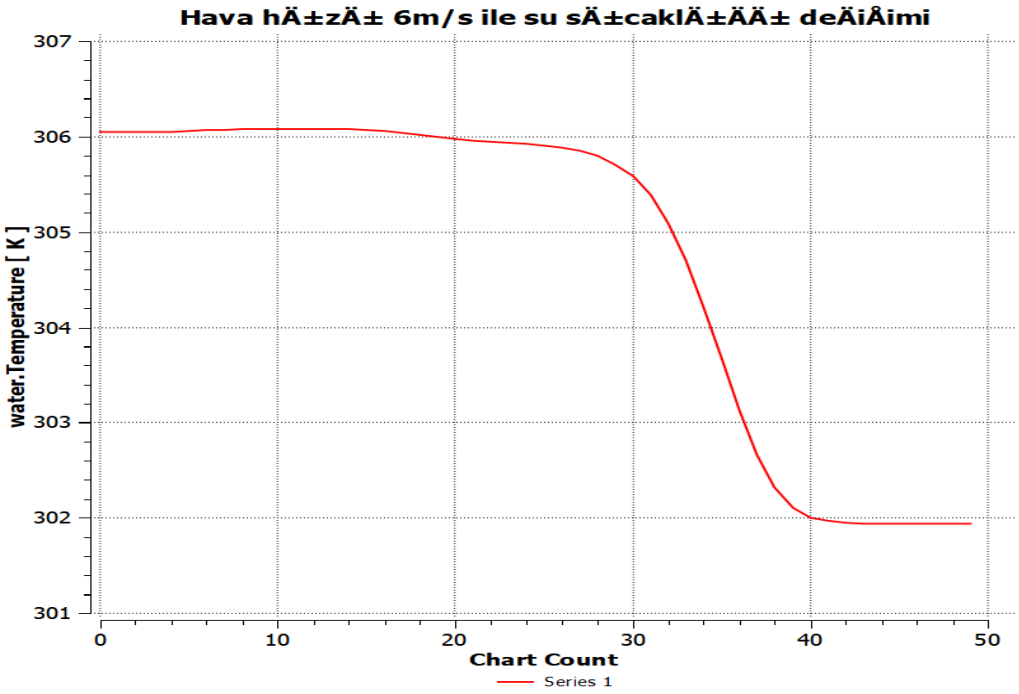
Şekil6.14, şekil 6.15, şekil 6.16 ve şekil 6.17'de farklı hava hızları için proses suyu sıcaklıklarındaki değişim verilmiştir.



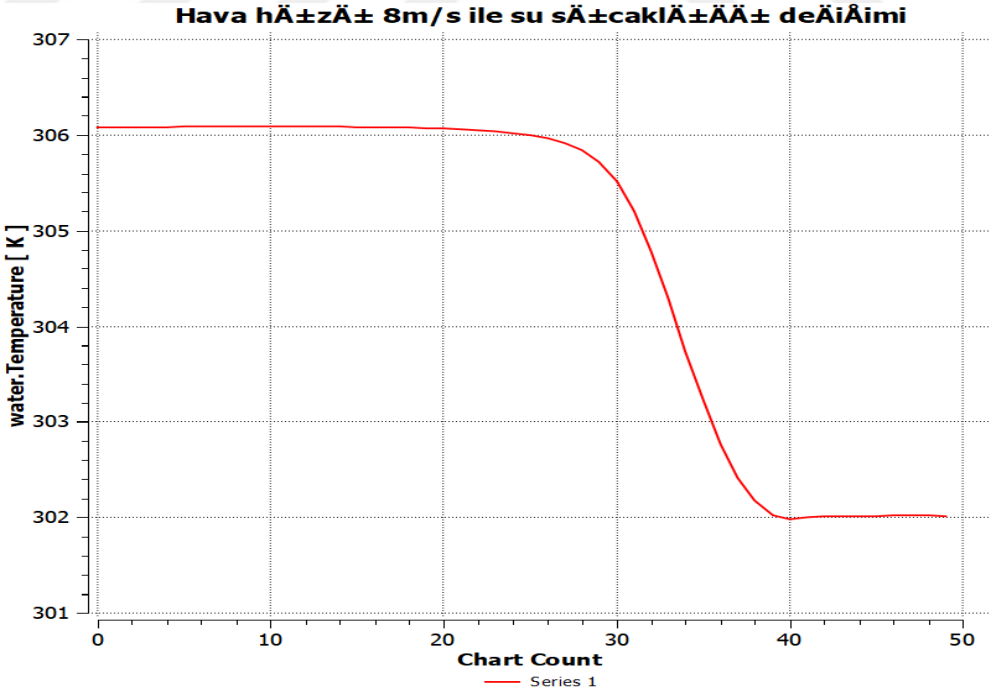
Şekil 6.14 Hava hızı 2m/s için proses suyu sıcaklığındaki değişim



Şekil 6.15 Hava hızı 4m/s için proses suyu sıcaklığındaki değişim

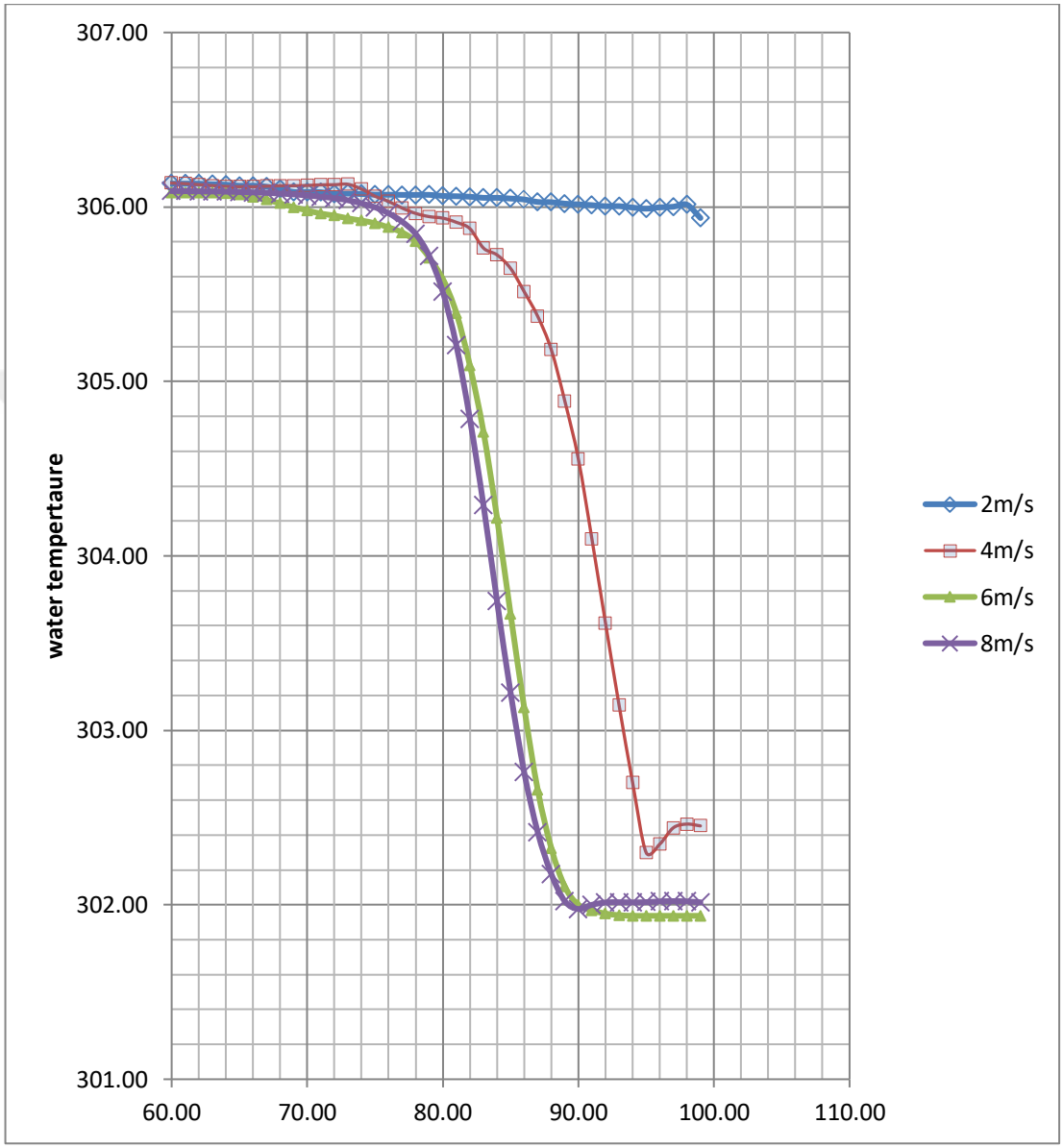


Şekil 6.16 Hava hızı 6m/s için proses suyu sıcaklığındaki değişim



Şekil 6.17 Hava hızı 8m/s için proses suyu sıcaklığındaki değişim

Şekil 6.18'de görüldüğü gibi Proses suyunun sıcaklığı da hava hızı 6m/s'ye ulaşana kadar artmıştır. Bu hızdan sonra hava hızının artmasıyla proses suyu sıcaklığı da artmıştır.

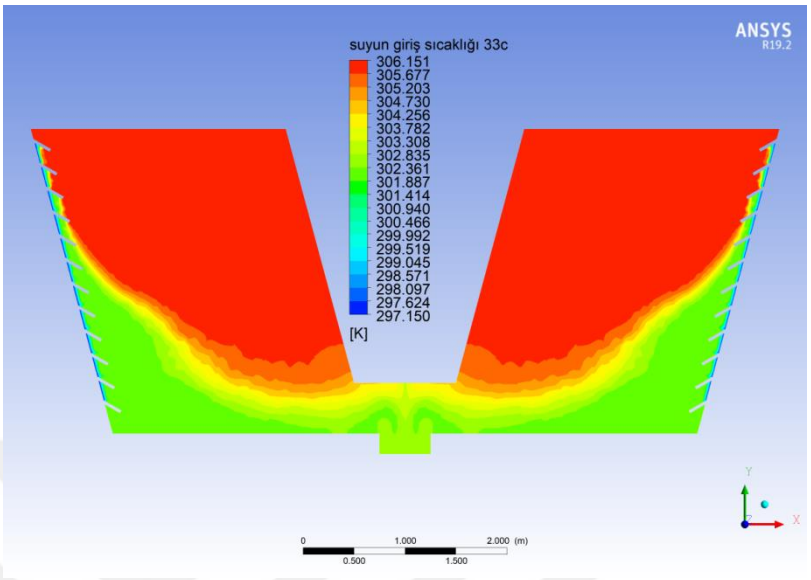


Şekil 6.18 Hava hızına göre çıkış suyun sıcaklığın değişimi

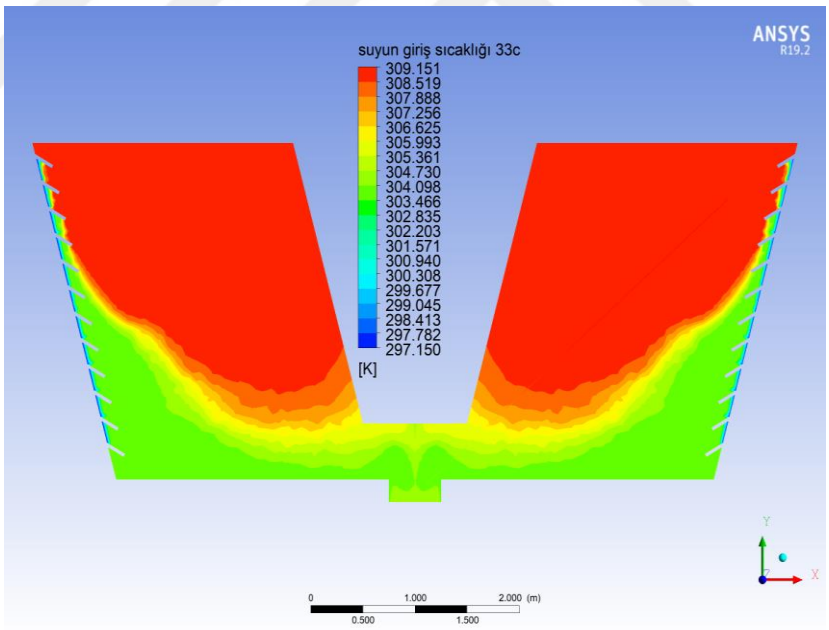
6.3 Proses Suyun Giriş Sıcaklığına Göre Çıkış Suyun Sıcaklığı

Hava hızı 4m/s de ve su damlacıkları 0.008'de sabit tutulup giriş su sıcaklığına (306.15, 309.15, 311.15 ve 313.15 Kelvin)değer verilerek soğutma kulesinin analizi yapılmıştır. Analiz sonucunda çıkış su sıcaklığı şekil 6.19'da su giriş sıcaklığı 306.15

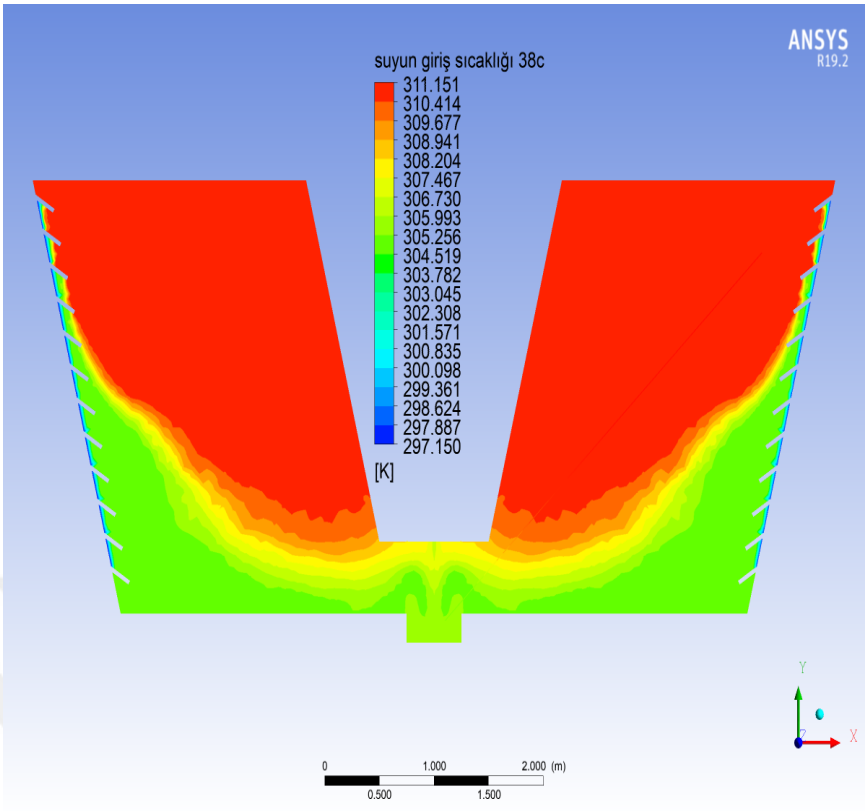
K, şekil 6.20’de giriş su sıcaklığı 309.15 K, şekil 6.21’de giriş su sıcaklığı 311.15 K ve şekil 6.22’da giriş su sıcaklığı 313.15 K verilmiştir.



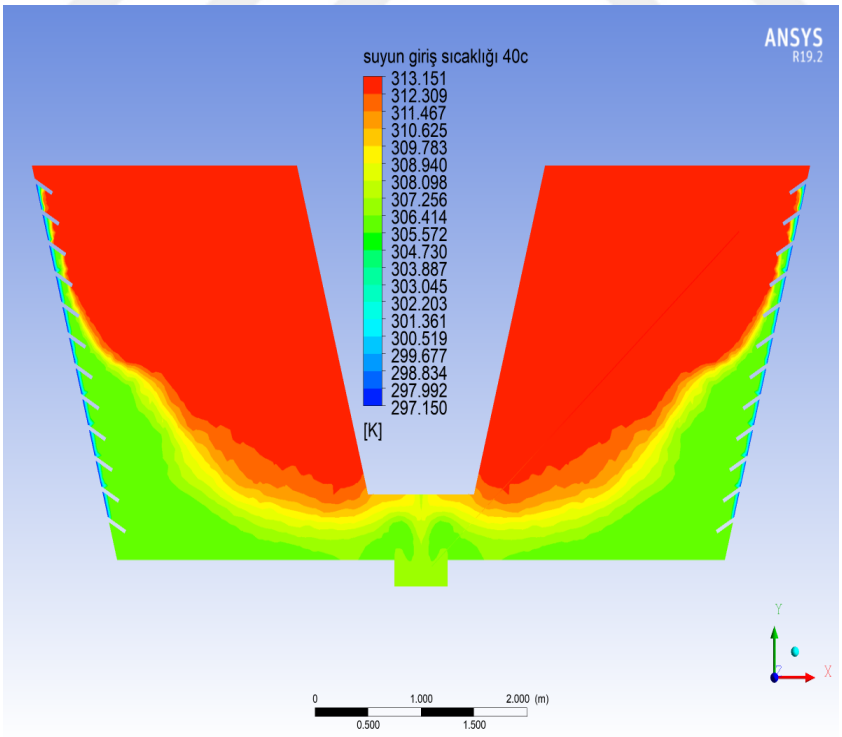
Şekil 6.19 Giriş suyu sıcaklığı 306.15 K için soğutma kulesinin simülasyonu



Şekil 6.20 Giriş suyu sıcaklığı 309.15 K için soğutma kulesinin simülasyonu

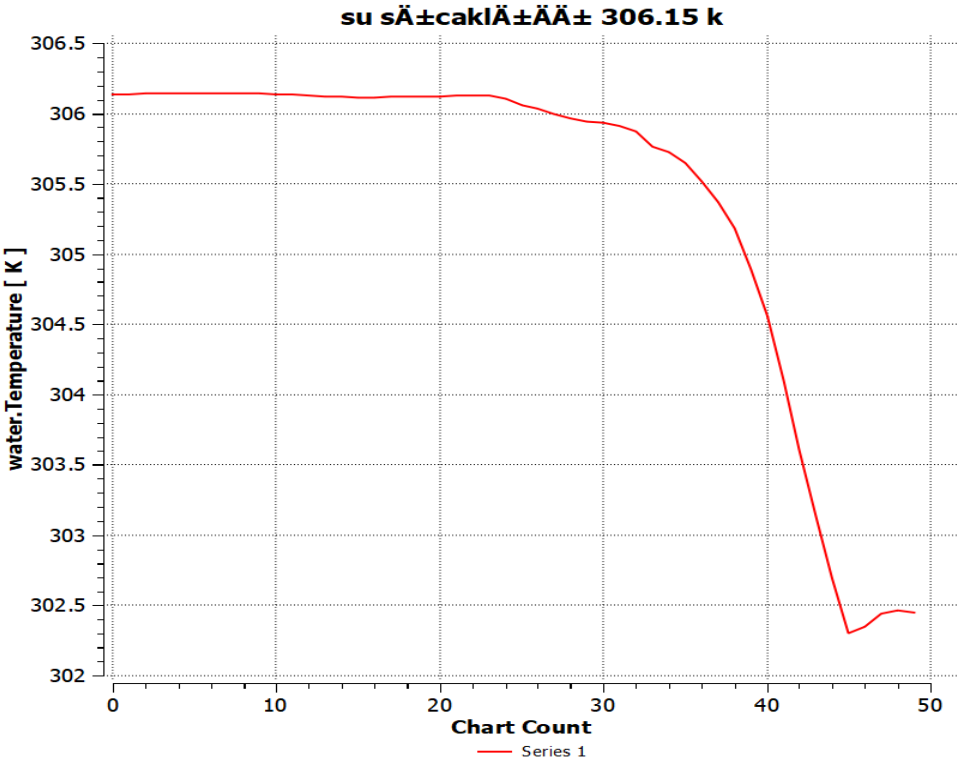


Şekil 6.21 Giriş suyu sıcaklığı 311.15 K için soğutma kulesinin simülasyonu

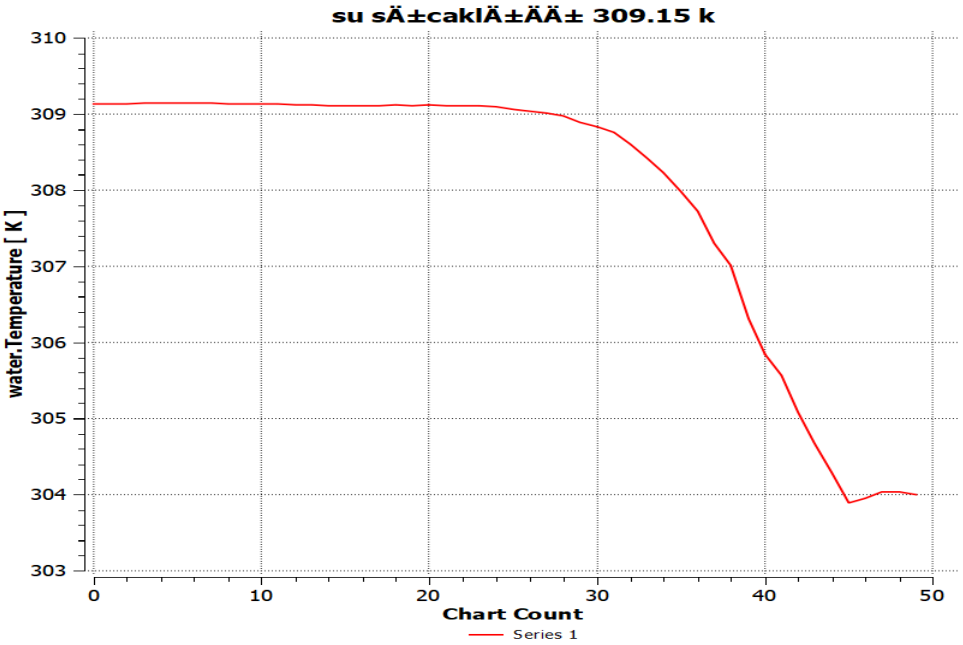


Şekil 6.22 Giriş suyu sıcaklığı 313.15 K için soğutma kulesinin simülasyonu

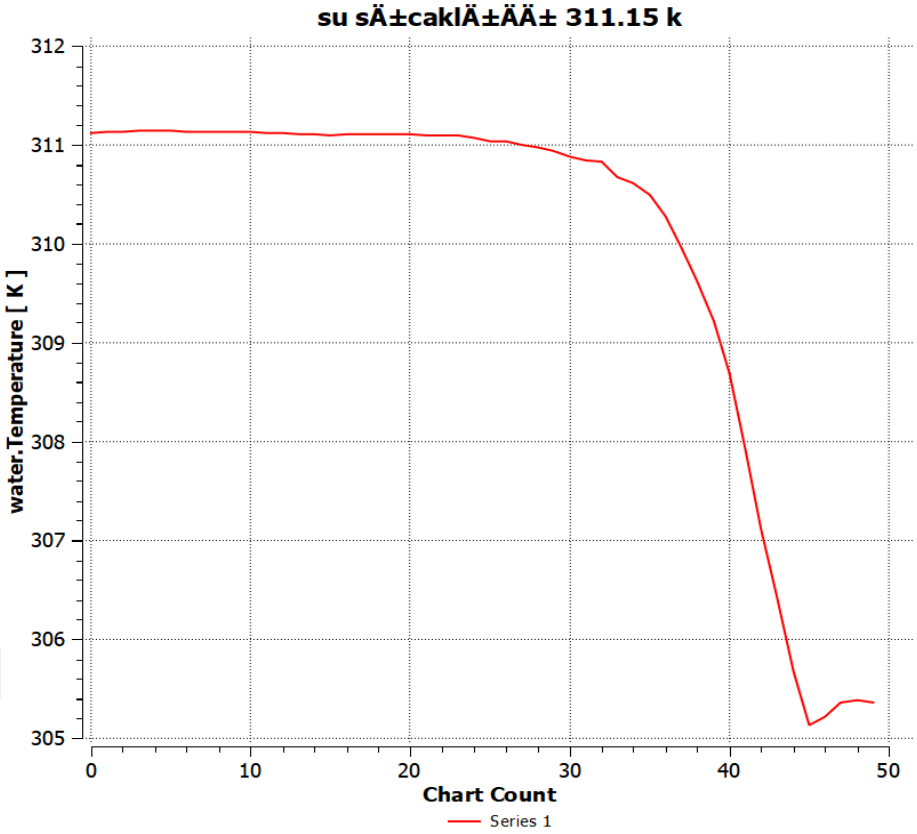
Aşağıdaki şekillerde görüldüğü gibi suyun sıcaklığı girişte artırıldığında çıkışta da su sıcaklığı artmaya devam etmektedir.



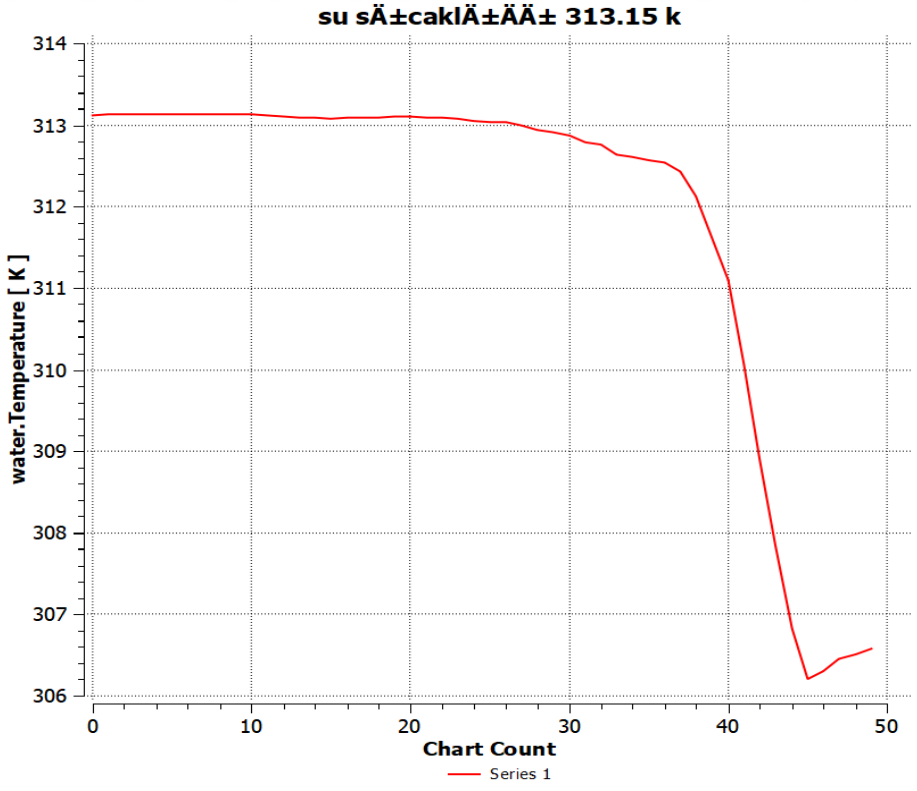
Şekil 6.23 Soğutma kulesinde 306.15 K için proses suyu sıcaklığındaki değişim



Şekil 6.24 Soğutma kulesinde 309.15 K için proses suyu sıcaklığındaki değişim

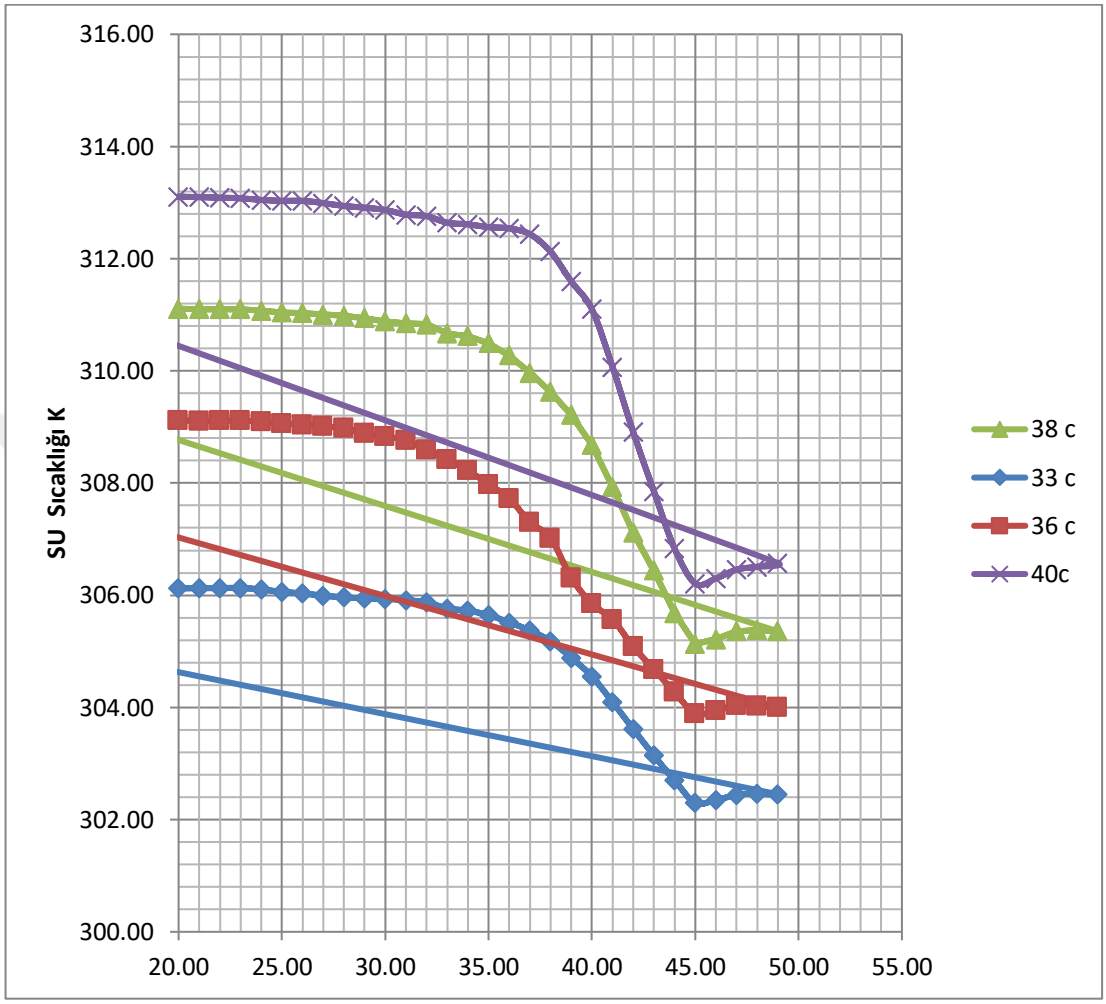


Şekil 6.25 Soğutma kulesinde 311.1 K için proses suyu sıcaklığındaki değişim



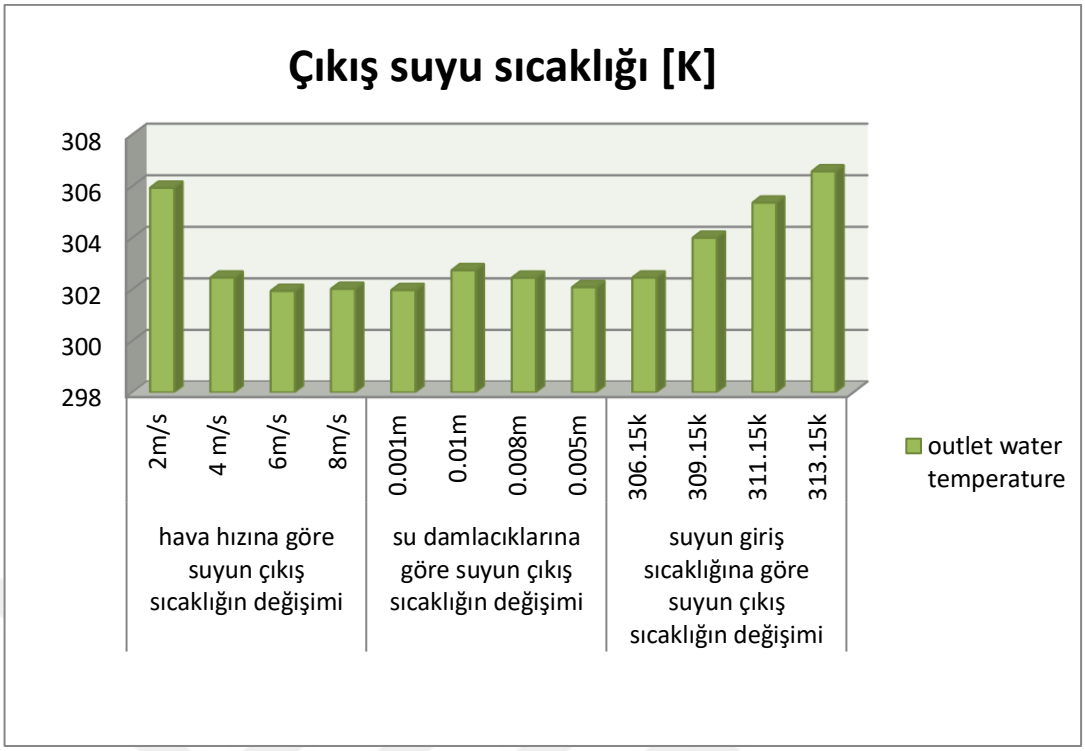
Şekil 6.26 Soğutma kulesinde 313.15 K için proses suyu sıcaklığındaki değişim

Şekil 6.27'de giriş suyun sıcaklığının etkisi tek grafikte gösterilmesi amaçlanmıştır.



Şekil 6.27 Proses suyu sıcaklıklarındaki değişim

Şekil 6.28'dehava hızı ile çıkış suyu sıcaklığındaki değişim görülmektedir. Ayrıca su damlacıklarının çapı artırıldığında paralel olarak su sıcaklıkları da artmaktadır. Son olarak giriş suyu sıcaklığına göre çıkış suyun sıcaklığı da yükselmektedir.



Şekil 6.28 Hava hızı, su damlacıklarının çapı ve giriş su sıcaklığı etkisi ile proses su sıcaklığında oluşan değişim

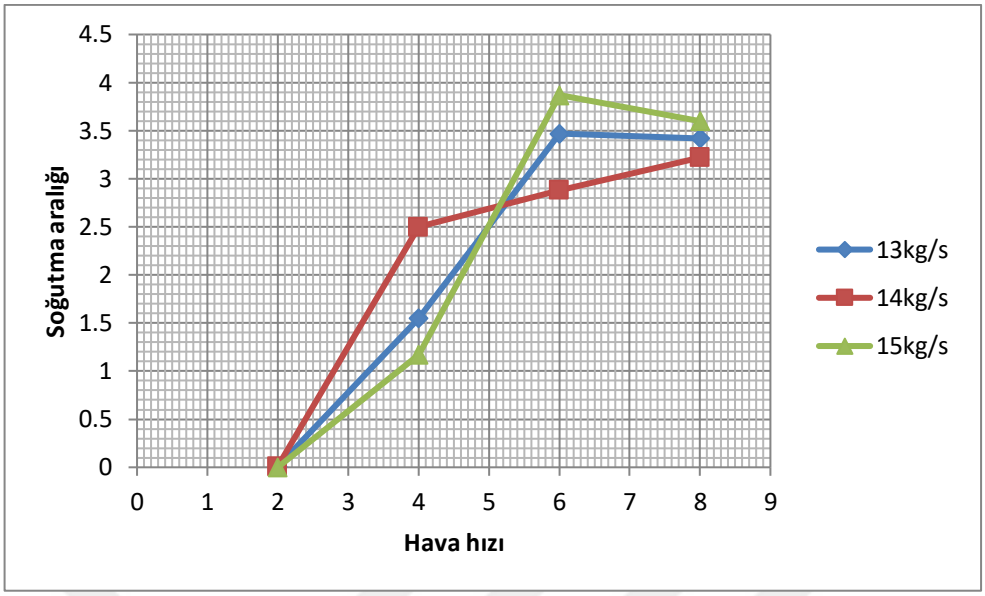
6.4 Soğutma Aralığının İncelemesi

Soğutma kulelerinde proses suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark, soğutma aralığını ifade eder. Soğutma Aralığı (6.4.10) numaralı denklemde gösterilmiştir.

Soğutma aralığı $=T_{s,g} - T_{s,ç}$(6.4.10)

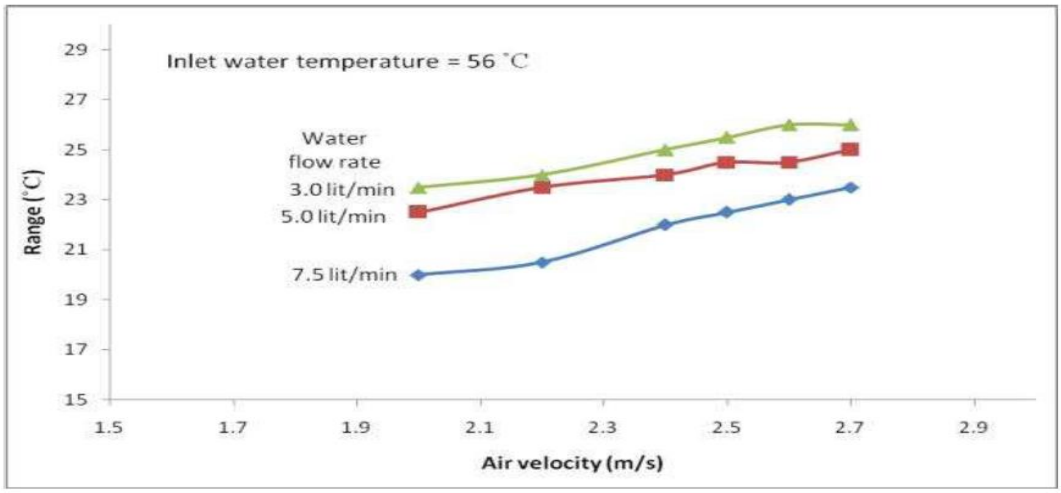
"$T_{s,g}$" giren suyu sıcaklığı ve "$T_{s,ç}$" çıkan suyu sıcaklığıdır.

Bu tez çalışmasında, kullanılan çapraz akışlı su soğutma kulesinin geometrisi, analizde ağ oluşturma prensibi ve ağ, element sayıları yukarıda verilmiştir. Sınır şartları için su ve hava giriş sıcaklıkları sırasıyla 306.15 K ve 297.15 K olarak alınmıştır. Hava hızı 2m/s, 4m/s, 6m/s ve 8m/s olarak alınmış, suyun kütlesel debisi 13kg/s, 14kg/s, 15kg/s alınarak soğutma aralığı incelemiştir. Farklı debiler için sonuçlar Şekil 6.29'daverilmiştir. Debinin ve hava hızının arttırılmasıyla soğutma aralığının arttığı görülmüştür.



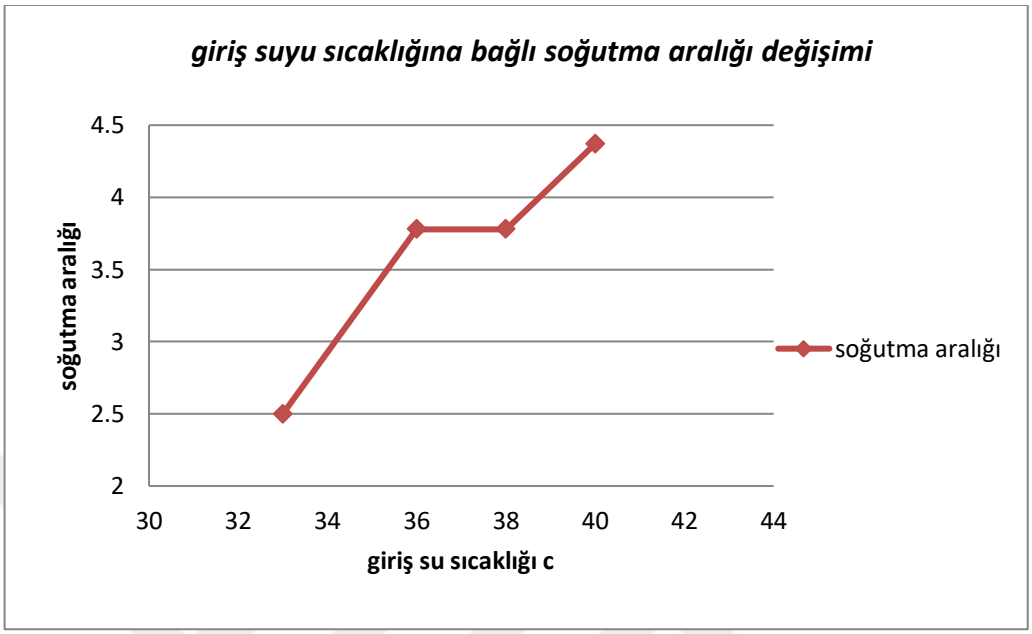
Şekil 6.29 Farklı proses suyu kütle debileri için soğutma aralığı ve hava hızı arasındaki ilişki

Bu çalışmada, farklı hava hızı değerleri için soğutma aralığı ve proses suyu kütlesel debisi arasında ilişki gösterilmiştir. Hava hızının artmasıyla daha fazla hava su damlacıkları ile temas ederek sıcak sudan daha fazla ısı alır. Diğer anlamda hava hızının artmasıyla soğutma aralığı da artar. Mahmud vd (2014), zorunlu çapraz akışlı splash tipi dolgu ıslak soğutma kulesinin analizi için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada 56˚ C giriş sıcaklığı ve farklı su debileri için soğutma aralığı ve hava hızı arasında ilişki şekil 6.30'de verilmiştir. Görüldüğü gibi hava hızı artırmasıyla soğutma aralığı da artmaktadır.



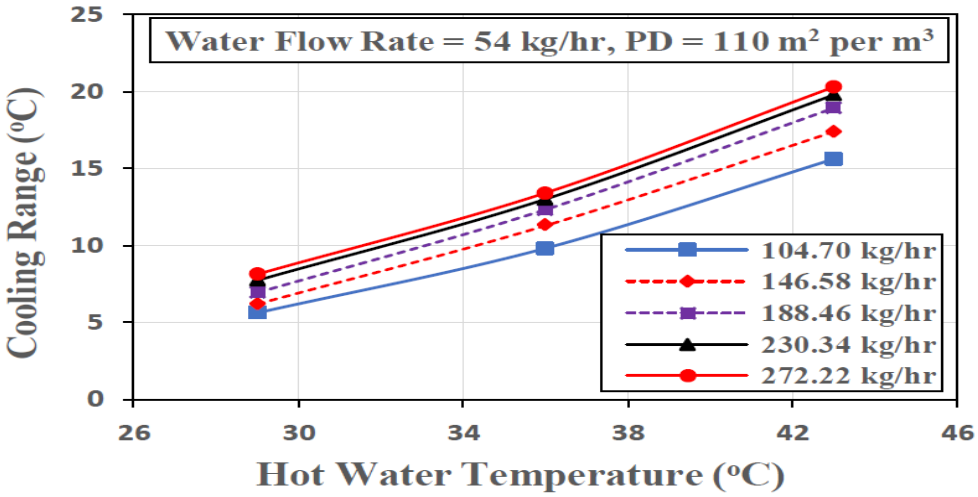
Şekil 6.30 Farklı proses suyu kütle debileri için soğutma aralığı ve hava hızı arasındaki ilişki (Mahmud vd,2014)

Şekil 6.31'de soğutma aralığının giriş suyu sıcaklığı ile değişimi gösterilmiştir. Giriş suyu sıcaklığının artmasıyla soğutma aralığının arttığı görülmektedir.



Şekil 6.31 Giriş suyu sıcaklığına bağlı soğutma aralığı değişimi

S. Mohammed, vd (2017), zorunlu zıt akışlı su soğutma kulesini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada soğutma kulesi için optimum çalışma koşullarını elde etmek amaçlanmıştır. Hava ve suyun kütlesel akış hızı, giriş suyu sıcaklığı ve dolgu malzemesi tipinin etkileri araştırılmıştır. Farklı giriş suyu sıcaklığı değerleri için soğutma aralığı ve proses kütlesel debi arasında ilişki şekil 6.32'de gösterilmiştir. Deneysel sonuçlara göre giriş suyu sıcaklığı artığında soğutma aralığı da artmıştır.



Şekil 6.32 Farklı su sıcaklığın değerleri için soğutma aralığı ve proses suyun kütlesel debisi arasında ilişki (S. Mohammed, vd., 2017)

6.5 Nusselt Sayısı

Isı transferi hesaplamalarında Nusselt sayısı da dâhil olmak üzere birçok boyutsuz sayı bulunmuştur. Nusselt sayısı, taşınım ve iletim arasındaki ilişkiyi gösterir. Nusselt sayısın ifadesi (6.5.11) numaralı denklemde gösterilmiştir. Nusselt sayısı ne kadar büyük olursa, konveksiyon o kadar etkili olur(Çengel ve Ghajar, 2014).

$$\mathrm{Nu} = \frac{\mathrm{h.L}}{\mathrm{K}} \tag{6.5.11}$$

Nu : Nusselt sayısı

h: Isı taşınım katsayısı

k: Akışkanın ısıl iletim katsayısı

L: Uzunluk

Bu çalışmada soğutma kulesinin performansı farklı su damlacıklarının çaplarına göre incelenmiş ve Nusselt sayısına ait değerler aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Tablo 6.1 Nusselt sayı değerleri

Çözüm	Su Damlacıklarının Çapları	Nusselt Sayısı
1	0.01m	5.22
2	0.008m	6.525
3	0.005m	10.44
4	0.001m	52.2

Elde edilen sonuçlara göre, su damlacıklarının çaplarının düşürülmesiyle Nusselt sayısı değerlerinin arttığı görülmüştür. Su damlacıklarının çapları ne kadar küçük olursa, taşınım ile ısı transferinin arttığı görülmüştür.

7. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında, su soğutma kulelerinin çeşitleri, kullanma alanları ve çalışma prensibi hakkında genel bilgiler verilmiştir. Çapraz akışlı su soğutma kulesi ANSYS CFX programı ile modellenerek analizi gerçekleştirilmiştir. Farklı hava hızları, giriş suyu sıcaklığı ve su damlacıklarının çapının çıkış suyunu sıcaklığı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Farklı su damlacıklarının çaplarına göre Nusselt sayıları hesaplanmıştır.

Soğutma kulelerinde hava hızı ile çıkış suyu sıcaklığı arasındaki ilişki şekil6.18'de verilmiştir. Görüldüğü gibi hava hızının artırılmasıyla çıkış suyu sıcaklığı azalmıştır. Hava hızı ve çıkış suyu sıcaklığı arasında ilişkiye bakacak olursak; önceki çalışmalara göre hava hızı artırmasıyla çıkış suyu sıcaklığı düşmektedir. Ancak hava hızının belirli bir miktarda artması gerekir. Bunun sebebi; hava hızı arttığında kuleden çıkan buharlanmış suyun miktarı da artırmaktadır. Dolayısıyla kuleye eklenecek su kütlesinin miktarı da artırmaktadır. Bu durum soğutma kulesinin performansını negatif yönde etkiler. Soğutma kulesinde proses suyu çıkış sıcaklığını etkileyen hava hızı analiz sonuçları önceki çalışmalarla uyumlu olduğu görülmektedir.

Çözüm işlemi sırasında, ANSYS CFX programında sabit bir su kütlesi için su damlacıklarına minimum değerler verildiğinde, soğutma kulesindeki su damlacıklarının sayısının arttığı görülmüştür. Suyun hava ile temas yüzeyini arttırıldığında, ısı transferi de artırmaktadır. Şekil6.9'dan görüleceği üzere su damlacıkların çapı azaltıldığında çıkış suyu sıcaklığı da azalmıştır. Soğutma kulesindeki su damlacıklarının çapları değiştirilerek ANSYS CFX ile yapılan analiz sonucunda mantıklı sonuçlar elde edilmiştir.

Soğutma kulesinde giriş suyu sıcaklığının artırılmasıyla, çıkış su sıcaklığı değişimi şekil 6.27'de gösterilmiştir. Suyun giriş sıcaklığının arttırılması suyun çıkış sıcaklığını da yükseltmektedir.

Nusselt sayıları farklı su damlacık çapları için hesaplanmıştır. Nusselt değerleri; su damlacıklarının çapının küçülmesi ile artmaktadır. En yüksek Nusselt değeri su damlacıklarının 0.001 m çapında elde edilmektedir. Ayrıca su damlacıklarının çapı bu değeri aldığında proses suyu sıcaklığı en düşük değeri almıştır.

Bu tez çalışmasında çapraz akışlı soğutma kulesinin sayısal analizi yapılmıştır. ANSYS CFX programı ile yapan analiz sonucunda soğutma kulesinde çıkış suyu sıcaklığının; hava hızı, giriş su sıcaklığı ve su damlacıkların çapına etkisi belirtilmiştir. Bu tür soğutma kuleleri hakkında fazla çalışma bulunmamasına rağmen tezdeki sonuçları doğrulamak amacıyla önceki çalışmalarla mukayese yapılmıştır. Sonuçlar daha önceki çalışmalarla karşılaştırıldığında literatürdeki az sayıdaki çalışmayla iyi bir uyum elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

Afshari, F, Dehghanpour, H. (2019). A Review Study on Cooling Towers; Types, Performance and Application. *ALKU Journal of Science*. 1-10.

ANSYS CFX –SolverTheory Guide, 2009.

ASHRAE Handbook. (2016). *HVAC Systems and Equipment.* Atlanta: ASHRAE Bergman.

Celik,İ.(1999). Introductory Turbulence Modeling. *West Virginia University Mechanical & Aerospace Engineering Dept.* WV 26506-6106.

Chitale, P, vd., (2018). Design and Analysis of Cooling Tower. *Journal of Engineering Research and Application*, Vol. 8, Issue 4, 79-84002E

Chou, M.(1973). *A Comparison of Wet Type and Dry Type Cooling Towers by Energy Availability Methods.* Thesis for the Degree Master of Science. Georgia İnstitute of Technology.

Çengel, Y ve Cimbala, J, (2008). *Akışkanlar Mekaniği Temeleri ve Uygulamaları*., İzmir Güven Kitapevi.

ÇENGEL, Y ve GHAJAR, A, (2014). *Isı ve Kütle Transferi Esaslar ve Uygulamalar*., Palme Yayın Dağıtım.

ÇİFTÇİ, E. (2016). *Isı Tekerliği Performansını Hesaplamalı Akışkanları Dinamiği ile Belirlenmesi*. (Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi). Gazi Üniversitesi, Fen Bilimler Enstitüsü, Ankara.

Dalkıran, O. (2019). *Kapalı Çevrim Bir Soğutma Kulesinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi*. (Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi). Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.

Ekim, S. (2019). *Amonyaklı Soğutma Tünellerinin Evaporatör Fanlarında Meydana Gelen Ses Gürültüsünün Azaltılması*. (Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi). Tekirdağ Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimler ENSTİTÜSÜ, Tekirdağ.

Doğan, B.(2015). *Yenilikci Soğutma Kulesi Tasarımına Yönelik Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Çalışmaları*. (Yayımlanmamış Yüksek Lisans Tezi). TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Fisenko,S,vd.,(2004). Evaporative Cooling of Water in a Mechanical Draft Cooling Tower. *İnternational Journal of Heat and Mass Transfer,*47,165-177.

Gül, H, vd., (2015). Ters Akımlı Soğutma Kulesi Performans Analizi. *Tr. Doğa ve Fen Derg. − Tr. J. Nature Sci,* Vol. 4 No. 1, 15-22.

Jagadeesh, T ve SubbaReddy, K (2013). Performance Analysis of the Natural Draft Cooling Tower in Different Seasons. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE),* 7(5) 19-23.

Korkmaz, C. (2021). Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Simülasyonları İçin Optimum Eleman Ağ Yapısının Belirlenmesi., Tarımsal Mekanizasyon ve Enerji Üzerine Güncel Araştırmalar(109-125). ANKARA: Akademisyen Kitap Evi A.Ş.

Kılıç, M,vd.,(2020). Increasing the Thermal Performance of Cooling Tower by Utilizing Swirling Jets. *International Advanced Researches and Engineering* Journal, 04(02), 057-063.

Mahmud, T.(2014). *Experimental Study of Forced Draft Cross Flow Wet Cooling Tower Using Splash Type Fill* , International Conference on Mechanical Engineering and Renewable Energy 2013. Bangladesh, Chittagong University of Engineering &Technology.

Murugaveni, SveShameer, P. (2015). Analaysis of Forced Draft Cooling Tower Performance Using Ansys Flunet Software. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 4(4),217-229.

Özgür, A. (2007). Soğutma Kulelerinde Film ve Bigudi Tipi Dolguların Oluşturduğu Basınç Kaybının incelenmesi. *Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*. 11-3(2007), 252-257.

Pirunkaset, M. (2010). Simulation of a Counter-Flow and Cross-Flow Cooling Tower by the Stepwise Integration Method. *Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Kasetsart University*, (44), 972 – 981.

Sevel, M, (2014*). Psikrometri Terihçe Teori ve Uygulama*, İmeksan Akademi Yayınları.

Shuihua, Z., vd., (2012). Numerical Study of Natural Draft Wet Cooling Tower. *Advanced Materials Research,* 403-408, 3191-3194.

Slideshare.net 2010. Su Soğutma Kulesi Montajı Erişim:https://www.slideshare.net/erdincklima/su-soutma-kulesi-montaji. Erişim Tarihi: 01.07.2022.

S. Mohammed, E,vd.,(2017). Experimental Study on Promoting The Thermal Performance of a Forced Draft Counter Flow Evaporative Cooling Tower. *Advances in Natural and Applied Sciences.* 11(2),36-47.

SPX COOLING TECHNOLOGIES 2018. Cross Flow vs. Counter Flow Cooling Towers. Erisim: https://www.spxcooling.com/library/crossflow-vs-counterflow-cooling-towers-2/. Erişim tarihi:06.06.2022.

Stringfixer.com 2022. Cooling Tower Erişim :https://stringfixer.com/tr/Cooling_tower . Erişim tarihi: 08.04.2022.

Tesisat.org 2016. Soğutma Kuleleri ve Çeşitleri Erişim: https://www.tesisat.org/sogutma-kuleleri-cesitleri.html. Erişim tarihi:05.04.2022.

Tr.wikipedia.org 2022. Soğutma Kulesi Erişim: https://tr.wikipedia.org/wiki/So%C4%9Futma_kulesi#S%C4%B1n%C4%B1fland%C4%B1r%C4%B1lmas%C4%B1. Erişim tarihi:02.07.2022.

Tr.axhvac.com 2022. HVAC Klima Sistemi İçin Soğutma Kulesi Erişim: https://tr.axhvac.com/cooling-tower/57621773.html. Erişim tarihi:02.07.2022.

VIJAYARAGAVAN, A, vd., (2016). Performance and Analysis of Cooling Tower. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET).* 3(4),1321-1324.

ÖZGEÇMİŞ / **CURRICULUM VITAE**

Kişisel Bilgiler / **Personal Information**

Soyadı, Ad / **Surname, Name**	**Muhammed Alabbas**
E-Posta / **E-Mail**	
Web sayfası / **Web Page**	

Eğitim Bilgileri / **Education**

Derece / **Degree**	Kurum / **Institution**	Mezuniyet Yılı / **Year of Graduation**
Lisans / **BS**	**Batman Üniversitesi**	**2019**
Lise / **High School**	**Teşrin**	**2009**

Yabancı Dil / **Foreign Languages**

English, Arabic, Turkish

Özel İlgiler / **Hobbies**

Kitap okuma

DİCLE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

	Muhammed Alabbas		
Öğrenci No	19818207		
Ana Bilim Dalı	Makine Mühendisliği		
Program Türü	Proje ☐	Yüksek Lisans ☒	Doktora ☐
Tez Danışmanı (Ünvanı, Adı, Soyadı)	Doç. Dr. ÖMER FARUK CAN		
(Varsa) II. Tez Danışmanı (Ünvanı, Adı, Soyadı)			
Tez Başlığı	**ÇAPRAZ AKIŞLI SU SOĞUTMA KULELERİNİN PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**		
RAPOR BİLGİLERİ			
Raporlama Aşaması	Tez Savunma Sınavı Sonrası		
Sayfa Sayısı	63		
Raporlama Tarihi	14.06.2022		
Benzerlik Oranı (%)	9%		

TEZ BENZERLİK BİLDİRİMİ FORMU

Yukarıda bilgileri verilen tez çalışmamın toplam 59 sayfalık kısmına ilişkin, 14/06/2022 tarihinde şahsım/tez danışmanım tarafından *Turnitin* isimli intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan intihal raporuna göre, tezimin benzerlik oranı 9% olarak tespit edilmiştir.

Uygulanan filtrelemeler:

☐Başlangıç Bölümleri (Kabul ve Onay sayfası, Teşekkür sayfası, Özet/Abstract) hariç

☐Kaynaklar hariç

☐Alıntılar hariç/dâhil

☒Diğer (Her şey dahil)

Tezimin benzerlik oranı, Dicle Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü İntihal Raporu Uygulama Esaslarında belirtilen üst sınır benzerlik oranını aşmamaktadır. Benzerlik oranım üst sınır benzerlik oranının altında olsa dahi aksinin tespit edilmesi durumunda her türlü yasal sorumluğu kabul ettiğimi ve hukuki sonuçlarına razı olduğumu bildirir,

Gereğini arz ederim.

Öğrencinin Adı, Soyadı: Muhammed Alabbas
Tarih:
İmza:

Danışman Adı, Soyadı: Doç. Dr. ÖMER FARUK CAN Tarih:	İmza:
Ana Bilim Dalı Başkanı: Adı, Soyadı: Prof. Dr. Vedat ORUÇ Tarih:	İmza: