T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SAÇ KURUTMA MAKİNESİNDE ÇIKIŞ SICAKLIĞI DAĞILIMININ İYİLEŞTİRİLMESİ VE KURUTMA ORANI ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

FATMA NUR ÇİMEN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI

DANIŞMAN
DOÇ. DR. ÖZDEN AĞRA

İSTANBUL, 2017

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SAÇ KURUTMA MAKİNESİNDE ÇIKIŞ SICAKLIĞI DAĞILIMININ İYİLEŞTİRİLMESİ VE KURUTMA ORANI ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

Fatma Nur ÇİMEN tarafından hazırlanan tez çalışması 30.10.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Özden AĞRA

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Özden AĞRA

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Ş.Özgür ATAYILMAZ

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA

Trakya Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam ve öğrenimim boyunca bana her konuda destek olan, yönlendiren ve kendisiyle çalışma fırsatını bana sunan değerli danışman hocam Doç.Dr. Özden Ağra'ya en derin sevgi, saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam için tüm olanakları sağlayan Sayın Dr. Emre OĞUZ'a, Sayın Metin GÜL'e ve Sayın Dr. Egemen TINAR'a teşekkürü borç bilirim.

Desteğini hiçbir zaman eksik etmeyen, her türlü imkânı sunan, bilgi ve becerileriyle her zaman yol gösteren, başta danışmanım Alper YAĞCI'ya ve Deha GÜLŞEN'e ve çalışma boyunca hem fikirlerine danıştığım hem de yardımlarını aldığım Koray ERDOĞAN'a, Çetin AYDINTUĞ'a ve Ünsal KAYA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Tezimin önemli parçasını oluşturan deneylerimin gerçekleştirilmesi için yardımlarını esirgemeyen Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge Titreşim ve Akustik Ailesi'ne, Akışkanlar Dinamiği Ailesi'ne ve Temin Ürün Direktörlüğü'nün değerli çalışanlarına teşekkür ederim.

Benden maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen ve hayatım boyunca her konuda yanımda olan aileme sonsuz teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitimim ve öğrenimim boyunca bana moral kaynağı olan, her konuda yanımda olup beni cesaretlendiren başta Serhat BALABAN'a, Nilüfer DERİN'e, Yaren YILDIRIM'a, Tülay SUKUŞU'na ve tüm arkadaşlarıma en derin sevgi ve saygılarımı iletiyorum.

Ekim, 2017

Fatma Nur ÇİMEN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vii

KISALTMA LİSTESİ viii

ŞEKİL LİSTESİ ix

ÇİZELGE LİSTESİ xii

ÖZET xiii

ABSTRACT xv

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 1
1.3 Hipotez 1

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 3

BÖLÜM 3

TEORİK ÇALIŞMALAR 18

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMALAR 21

4.1 Deney Düzenekleri 21
4.1.2 Çıkış Sıcaklığı Ölçüm Düzeneği 23
4.1.3 Kurutma Oranı Ölçüm Düzeneği 26
4.1.4 Ses Gücü Düzeyi Ölçüm Düzeneği 29
4.1.5 Akış Görselleme-PIV Deneyleri 29

4.2 Deneysel Çalışma Sonuçları 32
4.2.1 Sıcaklık Analizi 36
4.2.2 Kurutma Oranı Analizi 43
4.2.3 Korelasyonların Deneysel ile Doğrulanması 47

BÖLÜM 5

SAYISAL ÇALIŞMALAR 49

5.1 Korunum Denklemleri 50
5.2 Ağ Eleman Sayısının Belirlenmesi 51
5.3 Türbülans Modelinin Belirlenmesi 56
5.3.1 k-ε Türbülans Modelleri 56
5.3.1.1 Standart k-ε Türbülans Modeli 57
5.3.1.2 RNG k-ε Türbülans Modeli 57
5.3.1.3 Realizable k-ε Türbülans Modeli 58
5.3.2 k-ω Türbülans Modelleri 59
5.3.2.1 Standart k-ω ve SST k-ω Türbülans Modelleri 59
5.3.3 Türbülans Modelinin Belirlenmesi 60
5.4 Isıtıcı Çapı Optimizasyonu Çalışmaları 64

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER 70

6.1 Sonuçlar 70
6.2 Öneriler 72

KAYNAKLAR 74

ÖZGEÇMİŞ 76

SİMGE LİSTESİ

D	Çap
D_d	Kurutma mesafesi
DR	Kurutma oranı
d_s	Her spiralin çapı
d_0	Spiral yay dış çapı
e	Tel kalınlığı
f	Sürtünme faktörü
k	Türbülans kinetik enerji
L	Yay boyu
P	Isıtıcı gücü
p	Adım oranı
S	Boru cidarından olan mesafe
T	Sıcaklık
V	Hava akış debisi
ε	Dissipasyon oranı
ω	Kinetik enerjinin dissipasyonunun özgül oranı

KISALTMA LİSTESİ

AMCA	Uluslararası Hava Hareketi ve Kontrol Birliği
ANSI	Amerika Ulusal Standart Enstitüsü
CCD	Merkezi Bileşik Tasarım
DR	Kurutma Oranı
FAR	Tam yansımasız oda
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
IEC	Uluslararası Elektroteknik Komisyonu
MRF	Çoklu Referans Çerçevesi
PIV	Parçacık Görüntülü Hız Ölçümü
SGD	Ses gücü düzeyi

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2. 1 Sayısal çalışmanın fiziksel modeli 3
Şekil 2. 2 350 mm uzaklıktaki dik kesit üzerindeki hız vektörleri a) Çift katlı spiral yay eklenmiş düz boru b)Düz boru 4
Şekil 2. 3 Sarmal tel eklenmiş test borusu 5
Şekil 2. 4 Kare ve dairesel kesitli teller için Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi 6
Şekil 2. 5 Farklı kare kesitli teller için Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi 7
Şekil 2. 6 Farklı yay adımları için Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi 7
Şekil 2. 7 Salyangoz giriş ve sargı tel içeren test borusu 8
Şekil 2. 8 Farklı türbülatörler için Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısının değişimi 9
Şekil 2. 9 Farklı türbülatörler için Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme faktörünün değişimi 9
Şekil 2. 10 (a) Boru cidarından uzak mesafeye yerleştirilmiş sarmal tel (b) Sarmal telin detayı 10
Şekil 2. 11 Cidardan 2 mm uzaklığa yerleştirilmiş farklı adım oranlarındaki sarmal teller 11
Şekil 2. 12 Farklı sarmal teller için Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının değişimi 11
Şekil 2. 13 Farklı sarmal teller için Reynolds sayısı ile sürtünme faktörünün değişimi. 11
Şekil 2. 14 Helisel yayın fiziksel parametreleri 13
Şekil 2. 15 (a) Fan modelin görünüşü (b) Ağ yapısı 14
Şekil 2. 16 Farklı dil açısındaki salyangozların görüntüsü (a) Durum 1 (33°) (b) Durum 2 (22°) 14
Şekil 2. 17 Çalışmada kullanılan kanat profilleri 15
Şekil 2. 18 Farklı kanat sayılarına sahip öne eğimli fanlar 15
Şekil 2. 19 Fanın ağ elemanı yapısı 17
Şekil 4. 1 Rüzgar tüneli şematize gösterimi 22
Şekil 4. 2 Debi ölçümünde kullanılan rüzgar tüneli 22
Şekil 4. 3 Sıcaklık ölçüm cihazı (1-Tahta, 2-Epoksi Cam, 3-Alüminyum, 1...4-Açıklıklar, 5-Termokupllar için iki açıklık) 23

Şekil 4. 4 Termokupl Bağlantısı (1-Termokupl, 2-Cam-Epoksi-Plaka, 3-Epoksi Kaplı, 4-Termokupl Kablosu) 24
Şekil 4. 5 Ölçüm yapılan plaka 24
Şekil 4. 6 Çıkış sıcaklığı ölçümü 25
Şekil 4. 7 Sıcaklık ölçüm mesafesi (1-Sıcaklık ölçüm cihazı, 2-Saç kurutma makinesi, 3-Konsantratör, 4-Difüzör) 26
Şekil 4. 8 Kurutma oranı ölçüm düzeneği (1-Saç kurutma makinesi, 2-Açma Kapama Düğmesi, 3-Test Bezi, 4-Stand, 5-Destek, 6-Hassas terazi, 7-Lastik Halka, 8-Alüminyum halka, 9-Fazlalık bez parçası, a = 300 ± 10 mm, b = 260 ± 1 mm, c = 245 ± 1 mm, d = 5 mm, e = 10 mm) 27
Şekil 4. 9 D_d mesafesinin grafiksel derivasyonu 28
Şekil 4. 10 Kurutma oranı ölçümü 29
Şekil 4. 11 Ses gücü düzeyi ölçümü 29
Şekil 4. 12 PIV ölçüm düzeneğinin şematize görüntüsü [14] 30
Şekil 4. 13 PIV ölçüm düzeneği 31
Şekil 4. 14 PIV ölçüm anı 31
Şekil 4. 15 6000 rpm'de çalışan fanın ortalama hız dağılımı 31
Şekil 4. 16 HAD analizi sonucu elde edilen hız dağılımı 32
Şekil 4. 17 25 mm mesafedeki sıcaklık analizi için verilerin Minitab 16'ya aktarılması 39
Şekil 4. 18 Fitted line plot ile 25 mm mesafedeki sıcaklık analizi 39
Şekil 4. 19 100 mm mesafedeki sıcaklık analizi için verilen Minitab 16'ya aktarılması 42
Şekil 4. 20 Fitted line plot ile 100 mm mesafedeki sıcaklık analizi 42
Şekil 4. 21 General regression analizine girdi ve çıktıların aktarılması 46
Şekil 4. 22 General regression modelinde yapılan kurutma oranı analizi sonuçları 46
Şekil 5. 1 Spiral tip ısıtıcıların fiziksel özellikleri 50
Şekil 5. 2 Ağ elemanı yapısı 52
Şekil 5. 3 Analizlerin gerçekleştirildiği geometri 53
Şekil 5. 4 10x106 ağ elemanı sayısı ve k-ε Realizable türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilen sıcaklık analizi sonucu 53
Şekil 5. 5 7x106 ağ elemanı sayısı ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası 54
Şekil 5. 6 10x106 ağ elemanı sayısı ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası 54
Şekil 5. 7 18x106 ağ elemanı sayısı ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası 55
Şekil 5. 8 21x106 ağ elemanı sayısı ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası 55
Şekil 5. 9 26x106 ağ elemanı sayısı ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası 56
Şekil 5. 10 7x106 ağ elemanı sayısı ve k-ε Realizable türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilen sıcaklık analizi sonucu 61
Şekil 5. 11 k-ε RNG ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası 61
Şekil 5. 12 k-ε Standart ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası. 62
Şekil 5. 13 k-ε Realizable ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası 62
Şekil 5. 14 k-ω Standart ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası 63
Şekil 5. 15 k-ω SST ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası 63

Şekil 5. 16 Mevcut ısıtıcının 7x106 ağ elemanı sayısı ve k-ε Realizable türbülans modeli ile gerçekleştirilen analiz sonucu 64
Şekil 5. 17 44 mm çaptaki ısıtıcının sıcaklık dağılım haritası 65
Şekil 5. 18 46 mm çaptaki ısıtıcının sıcaklık dağılım haritası 65
Şekil 5. 19 48 mm çaptaki ısıtıcının sıcaklık dağılım haritası 66
Şekil 5. 20 50 mm çaptaki ısıtıcının sıcaklık dağılım haritası 66
Şekil 5. 21 52 mm çaptaki ısıtıcının sıcaklık dağılım haritası 67
Şekil 6. 1 Mevcut ısıtıcının sıcaklık dağılım haritası 71
Şekil 6. 2 52 mm çaptaki ısıtıcının sıcaklık dağılım haritası 72

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2. 1 Çalışmada kullanılan parametreler 4
Çizelge 2. 2 Test edilen yayların boyutları 12
Çizelge 4. 1 Çıkış sıcaklığı ve ses gücü düzeyi ölçüm sonuçları 33
Çizelge 4. 2 Kurutma oranı ölçüm sonuçları 34
Çizelge 4. 3 Hava debisi ölçüm sonuçları 35
Çizelge 4. 4 Güç ölçüm sonuçları 36
Çizelge 4. 5 Sıcaklık analizi için girdi ve çıktıların belirlenmesi 37
Çizelge 4. 6 25 mm sabit mesafede sıcaklık analizi için kullanılan veriler 38
Çizelge 4. 7 100 mm sabit mesafedeki sıcaklık analizi için kullanılan veriler 41
Çizelge 4. 8 Kurutma oranı için girdi ve çıktıların belirlenmesi 44
Çizelge 4. 9 Kurutma oranı analizinde kullanılan veriler 45
Çizelge 4. 10 Sıcaklık analizinin deneysel ile doğrulanması 47
Çizelge 4. 11 Kurutma oranı analizinin deneysel ile doğrulanması 48
Çizelge 5. 1 Ağ elemanı sayısının debi ve çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi 52
Çizelge 5. 2 $7x10^6$ sabit ağ elemanı sayısında türbülans modelinin çıkış sıcaklığı ve hava debisi üzerindeki etkisi 60
Çizelge 5. 3 Farklı çaptaki ısıtıcıların çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi 67
Çizelge 5. 4 41 mm çaptaki mevcut durum ile 52 mm çaptaki ısıtıcı için gerçekleştirilen performans testlerinin sonuçları 68
Çizelge 5. 5 Isıtıcı çapının hava debisi üzerindeki etkisi 68
Çizelge 5. 6 Isıtıcı çapının ses gücü düzeyi üzerindeki etkisi 69

ÖZET

SAÇ KURUTMA MAKİNESİNDE ÇIKIŞ SICAKLIĞI DAĞILIMININ İYİLEŞTİRİLMESİ VE KURUTMA ORANI ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

Fatma Nur ÇİMEN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Özden AĞRA

Yaşlanma gibi doğal süreçlerin yanı sıra saç bakımında kullandığımız ürünler de saç sağlığı için önemlidir. Dengesiz beslenme, stres, aşırı gün ışığı, ağır metaller ve bazı kimyasallar saçın yapısını bozduğu için saç kurutma makinelerinin aşırı kullanılması da saç sağlığını olumsuz yönde etkilemektedir. Saçların kurutulurken yıpranmaması çok önemlidir. Islak saç daha hassastır ve kurutma esnasında kolay deforme olur. Saç kurutma makinelerinden gelen yüksek sıcaklık saçların zarar görmesine neden olur. Bu nedenle saç kurutma makinesinde bulunan ısıtıcının, fanın, havanın çıkış sıcaklığının ve hava debisi parametrelerinin optimize edilmesi gerekmektedir.

Yapılan tez çalışması kapsamında spiral yayların bulunduğu düz borunun ısı transferi ve sürtünme kaybı; yay çapı, adım aralığı, yay sayısı ve yay eğim açısı gibi farklı geometrik parametreler için yapılmış çalışmalar literatür araştırması kapsamında incelenmiştir. Hava akış debisi, kurutma mesafesi ve ısıtıcı gücü parametrelerinin kurutma oranı üzerindeki etkinliğinin belirlenmesi için deneysel çalışma yapılmış ve ampirik korelasyonlar oluşturulmuştur.

Aynı zamanda ısıtıcı çapının makine çıkışındaki homojen sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisini incelemek amacıyla HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda 41 mm çapta ısıtıcı bulunan saç kurutma makinesi örnek alınmış ve HAD analizleri yapılarak deneysel veriler ile karşılaştırıldıktan sonra belirlenen türbülans modeli ve ağ elemanı

sayısı kullanılarak ısıtıcı çapı için optimizasyon çalışması yapılmıştır. HAD analizlerinde devir sayısı ve ısıtıcı gücü parametreleri sabit tutularak ısıtıcı çapının sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çalışmada 41 mm, 44 mm, 46 mm, 48 mm, 50 mm ve 52 mm çaptaki ısıtıcıların sıcaklık dağılım haritaları incelenmiştir. Bu çalışma ile saça daha az zarar veren ve kurutma oranı yüksek saç kurutma makinesi tasarımı için girdi oluşturulması hedeflenmiştir.

Optimizasyon çalışması sonucunda, HAD analizlerinin sonuçlarını doğrulamak üzere belirlenen ısıtıcı ile performans testleri gerçekleştirilmiştir. Ölçüm sonuçlarına göre referans duruma kıyasla kurutma oranında %10 iyileşme görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Saç kurutma makinesi, ısıtıcı çapı, homojen sıcaklık dağılımı, HAD, ANSYS Fluent, kurutma oranı

ABSTRACT

THE IMPROVEMENT OF OUTLET TEMPERATURE DISTRIBUTION IN THE HAIR DRYER AND EFFECTS ON DRYING RATE

Fatma Nur ÇİMEN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Özden AĞRA

In addition to natural processes such as aging, hair care products are also important for hair health. Unbalanced nutrition, stress, excessive daylight, heavy metals and some chemicals damage the hair structure, so overuse of hair dryers also affects hair health negatively. It is crucial that your hair is not worn away while it is dried. Wet hair is more susceptible and deforms easily during drying. The high-temperature from the hair dryer causes damage to the hair. For this reason, it is necessary to optimize the heater, fan in the hair drier and air outlet temperature and flow rate parameters.

In the thesis study, heat transfer and frictional loss of a smooth tube with spiral springs were investigated in the literature study for different geometric parameters such as diameter of spring, pitch of spring, number of springs and incline angle of the springs. An experimental study was carried out to determine the effectiveness of the air flow rate, drying distance and heater power parameters on the drying rate and the empirical correlations was established.

At the same time, HAD analyzes were carried out to investigate the effect of the heater diameter on the homogeneous temperature distribution at the hair dryer outlet.In the

In this study, a hair drier with a 41 mm diameter heater was taken as an example and HAD analysis was performed and compared with experimental data, the optimization of the heater diameter was performed using the determined turbulence model and the number of mesh elements. In the HAD analyzes, the effect of the heater diameter on the temperature distribution was investigated by keeping the number of cycles and heater power parameters constant. The temperature distribution maps of the heaters which were 41 mm, 44 mm, 46 mm, 48 mm, 50 mm and 52 mm, examined in the study. The purpose of this study is to create input for designing a hair dryer with less damage and high drying rate.

As a result of the optimization research, performance tests with the heater were performed to verify the results of the HAD analyzes. According to the measurement results, a 10% improvement in drying rate was observed compared to the reference case.

Keywords: Hair dryer, heater diameter, homogeneous temperature distribution, CFD, ANSYS Fluent, drying rate

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Boru içi akışlarda ısı transferinin artırılması genellikle eşanjörlerin toplam performansının iyileştirilmesi açısından önemlidir. Literatürde, ısı değiştiricilere spiral yay eklenmesi ile ısı transferini artırmaya yönelik çokca çalışma bulunmaktadır. Genellikle çalışmalarda; spiral yayların bulunduğu düz boru içi akışlarda ısı transferi ve sürtünme kaybı karakteristiklerinin yay çapı, adım aralığı, yay sayısı ve yay eğim açısı gibi farklı geometrik parametreler için yapılmış birçok çalışmaya rastlamak mümkündür.

1.2 Tezin Amacı

Bu tezin amacı, saça daha az zarar veren ve kurutma oranı yüksek saç kurutma makinesi tasarımı için girdi oluşturmaktır. Bu amaçla hava akış debisi, ısıtıcı gücü ve kurutma mesafesi parametrelerinin kurutma oranı üzerindeki etkinliğinin belirlenmesi amacıyla deneysel çalışma gerçekleştirilmiş ve ampirik korelasyonlar oluşturulmuştur. Aynı zamanda homojen sıcaklık dağılımının sağlanması için ısıtıcı çapı optimizasyonu çalışması yapılmıştır. Bu amaçla, santrifüj fanın bulunduğu salyangoz boru içerisine spiral ısıtıcılar yerleştirilmiş ve HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

1.3 Hipotez

Saç kurutma makinesinde kurutma oranını etkileyen parametrelerin belirlenmesi için deneysel çalışma gerçekleştirilerek ampirik korelasyonlar oluşturulmuştur. Oluşturulan korelasyonlar ile istenen kurutma oranı seviyesine sahip saç kurutma makinesi için

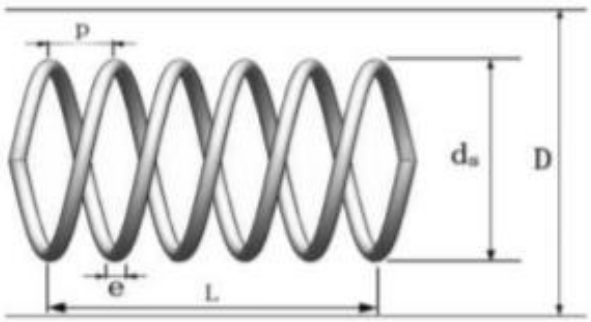
gereken güç ve hava debisinin deneysel çalışmaya gerek kalmadan belirlenmesi ve homojen sıcaklık dağılımını sağlayan ısıtıcı çapının belirlenmesi ile saçta bölgesel yanmaların engellenmesi ve kurutma oranının iyileşmesi hedeflenmiştir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatür araştırması çerçevesinde boru içerisine yerleştirilen sarmal tellerin ya da spiral yayların fiziksel özelliklerinin ısı transferi ve sürtünme kaybı karakteristikleri üzerindeki etkisini inceleyen çalışmalar, fan tasarım parametreleri ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmalar detaylı olarak incelenmiştir.

Zhang vd. [1] 2015 yılında yaptıkları çalışmalarında, çift katlı spiral yay içeren düz borunun ısı transferi ve sürtünme kaybı karakteristiklerini üç boyutlu sayısal simülasyon ile incelemişlerdir. Düz boruya, çift katlı spiral yay eklendiğinde helisel akış gözlenmiş ve akış çevresel ve radyal hızı boru duvarı yakınında gelişmiştir. Boru içerisindeki akış alanı, k-ϵ RNG türbülans modeli ile incelenmiştir. Reynolds sayısı 6000-31000 aralığındadır. Şekil 2.1'de D çapındaki boru içerisine yerleştirilmiş çift katlı spiral yayın fiziksel modeli gösterilmiştir. Çalışmada adım aralığı (p), tel kalınlığı (e), yay boyu (L) ve düz borunun çapı (D) sabit tutulmuştur. Spiral yayın dış çapının (d_s) ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir.



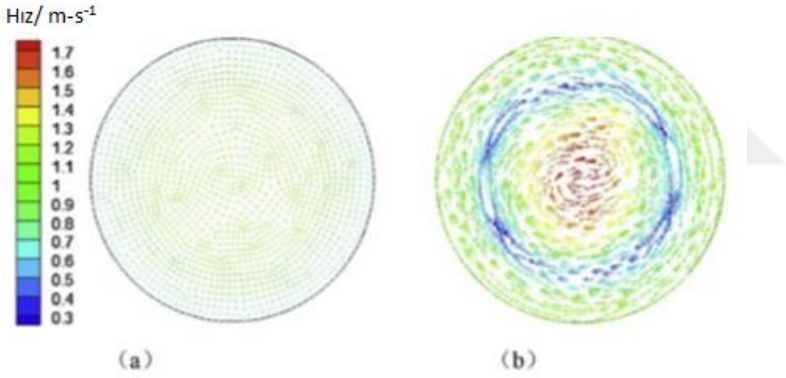
Şekil 2. 1 Sayısal çalışmanın fiziksel modeli

Çizelge 2.1'de çalışmada bahsedilen parametrelerin sayısal değerleri gösterilmiştir.

Çizelge 2. 1 Çalışmada kullanılan parametreler

d_s (mm)	D (mm)	L (mm)	P (mm)	e(mm)	d_s/e	d_s/D
9	21	800	20	1	9	0.428
12	21	800	20	1	12	0.571
15	21	800	20	1	15	0.714
18	21	800	20	1	18	0.857

Bu çalışmada 850.000, 1.980.000 ve 2.400.000 ağ elemanı sayısı ile analizler yapmışlardır. Üç farklı ağ elemanı sayısı kullanılarak yapılan çalışma sonucunda, 1.980.000 ağ elemanı sayısı ile yapılan analizin modele en yakın durum olduğunu gözlemleyerek çalışmalara devam etmişlerdir. Şekil 2.2'de Z ekseninde 350 mm uzaklıktaki dik kesit üzerinde hız vektörleri gösterilmiştir. Düz boru ile kıyaslandığında boru içinde çift katlı spiral yay kullanılması durumdan hızın %12.6-37.8 oranında iyileştiğini ifade etmişlerdir.



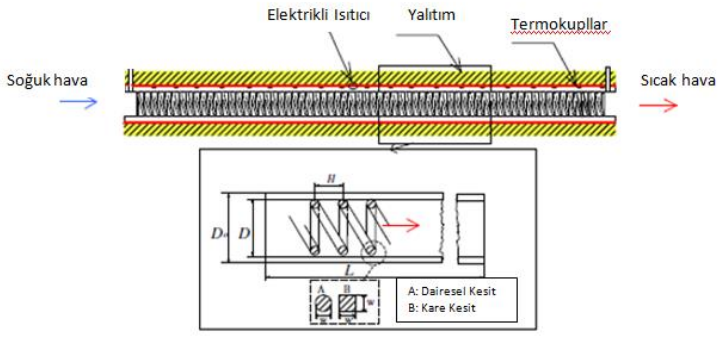
Şekil 2. 2 350 mm uzaklıktaki dik kesit üzerindeki hız vektörleri a) Çift katlı spiral yay eklenmiş düz boru b)Düz boru

Şekil 2.2'den spiral yayın, akışı iç boru duvarı üzerine kaydıran ekstra dönen bir akış oluşturduğunun ayrıca duvar yakınında akışın kesme hızı ile radyal hızının arttığının görülebileceğini ifade etmişlerdir. Ana akım bölgesi ile duvar bölgesi arasındaki karışımın teğetsel hız ile ivme kazandığını ve santrifüj kuvvet oluştuğunu, sıcaklık gradyanı ve hız alanları arasında alan sinerji derecesinin radyal hız sayesinde geliştiğini ifade etmişlerdir.

Çalışmada d_s/D oranının 0.428, 0.571, 0.714 ve 0.857 olması halleri için çift katlı spiral yay kullanılmasının, yalnızca düz boru ve d_s/D oranının 0.571 olduğu tek katlı spiral yay

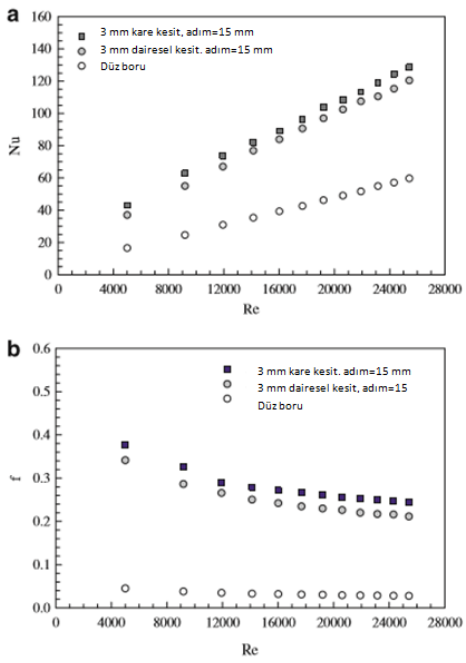
kullanılması halinin Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı üzerindeki değişimini incelemişlerdir. d_s/D oranının artması ile Nusselt sayısının arttığı, aynı d_s/D oranında çift katlı spiral yay kullanılan durumda tek katlı spiral yay kullanılan duruma göre daha yüksek Nusselt sayısı olduğunu, aynı Reynolds sayısında çift katlı spiral yay içeren durumda düz boruya göre daha yüksek Nusselt sayısı olduğu sonucuna varmışlardır. Bahsedilen tüm bu durumlar göz önüne alındığında aynı Reynolds sayısında d_s/D oranının 0.857 olduğu çift katlı spiral yay içeren durumun en iyi ısı transferi performansına sahip olduğunu ifade etmişlerdir. Bunun sebebinin ise, spiral yayın duvara çok yakın olması ile sınır tabakasındaki akışkanın difüzyonunun sağlanmasının daha kolay olması böylece ısı transferi oranının büyük ölçüde iyileşmesi olduğunu ifade etmişlerdir. Ayrıca, d_s/D oranının büyük olması ile daha yüksek sürtünme faktörü olduğunu ve Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörünün azaldığını ifade etmişlerdir.

Promvonge [2] 2008 yılında yaptığı çalışmada, dairesel düz boruda kullanılan kare kesitli telinfarklı adım aralıklar olması durumunu da göz önünde bulundurarak ısı transferi ve türbülanslı akış sürtünme karakteristiği üzerindeki etkisini sabit ısı akısında incelemiştir. Sonuçları dairesel kesitli tel kullanılması hali ile karşılaştırmıştır. Şekil 2.3'de sarmal tel eklenmiş test borusu ve dairesel ve kare kesit gösterilmiştir.



Şekil 2. 3 Sarmal tel eklenmiş test borusu

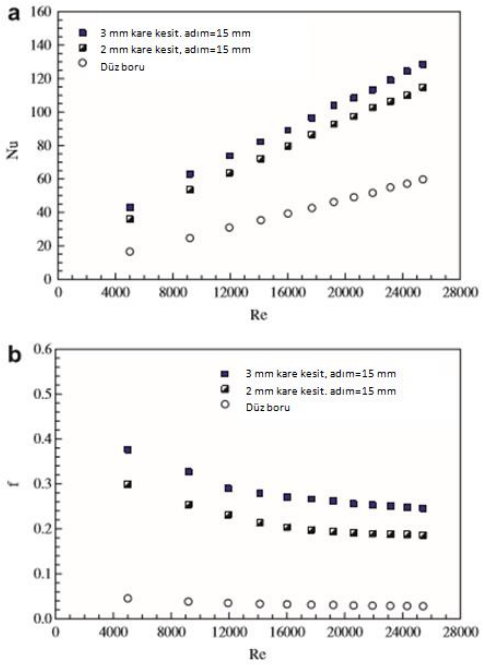
Şekil 2.4'de kare ve dairesel kesitli tel kullanılması hallerinin Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi gösterilmiştir.



Şekil 2. 4 Kare ve dairesel kesitli teller için Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi

Promvonge, sarmal tel kullanılması ile akışın sınır tabakasının geliştiğini ve türbülans derecesinin arttığını ifade etmiştir. Kare kesitli durumda daha yüksek ısı transferi gerçekleştiğini, kare ve dairesel kesitli tel kullanılması durumunda düz boruyla kıyaslandığında sürtünme faktörünün arttığını fakat kare kesitli durumda daha yüksek artış gözlendiğini ifade etmiştir.

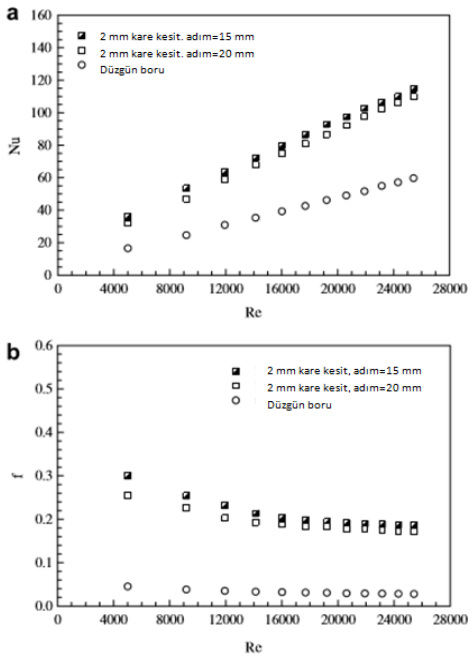
Şekil 2.5'de farklı kare kesitli tellerin Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi gösterilmiştir.



Şekil 2. 5 Farklı kare kesitli teller için Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi

Kesit alanının artması ile Nusselt sayısının arttığı ve ısı transferinin iyileştiğini ayrıca sürtünme kayıplarının daha fazla olduğunu ifade etmiştir.

Şekil 2.6'da 2 mm kare kesit tel durumu için farklı adım aralığının Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisi gösterilmiştir.

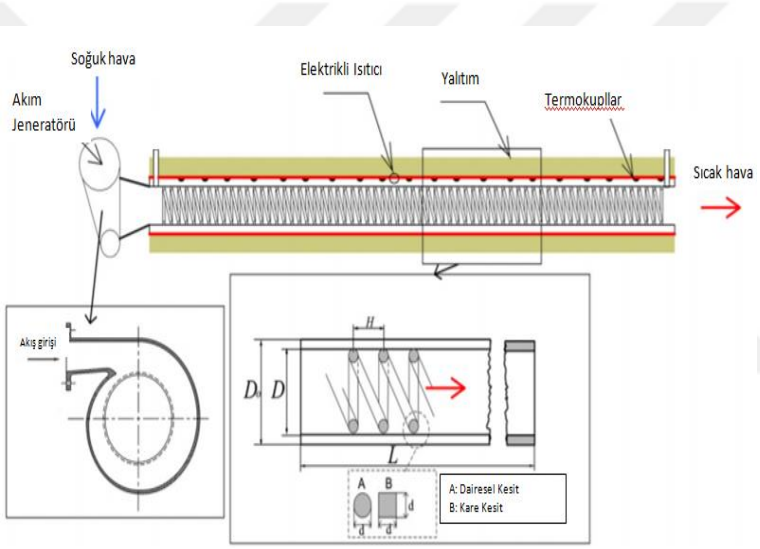


Şekil 2. 6 Farklı yay adımları için Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün değişimi

Daha küçük adım aralığında türbülans yoğunluğu ve akış patikası daha uzun olduğundan ısı transferinin daha iyi olduğunu, dönen türbülans akış ile sürtünme faktörünün arttığını ifade etmiştir.

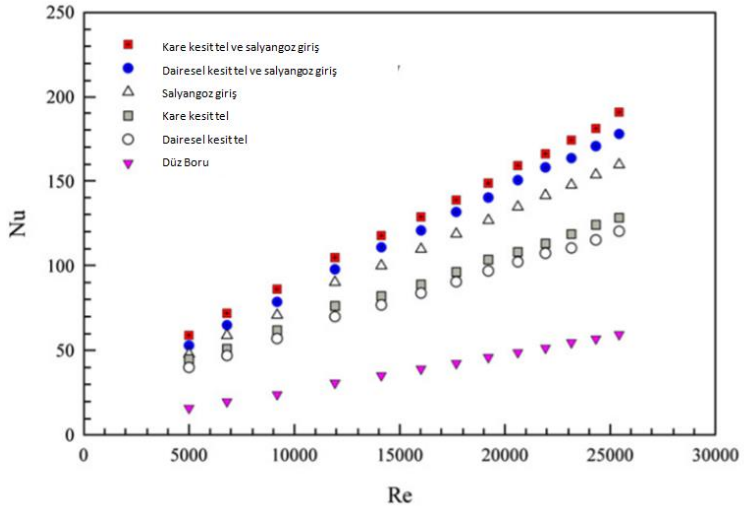
Promvonge [3] 2008 yılında yaptığı çalışmada sarmal tel eklenmiş borunun girişine salyangoz tip akım jeneratörü koyarak üniform ısı akısında ısı transferi ve türbülanslı akış sürtünme karakteristiklerini incelenmiştir. 5000-25000 Reynolds aralığı esas alınarak sabit adım aralığında kare ve dairesel kesitli tellerin ve salyangoz girişin ısı transferi üzerindeki etkisini incelemiştir. Deneysel sonuçları, sadece sarmal tel ve sadece salyangoz girişin olması durumları ile karşılaştırmıştır.

Şekil 2.7'de sargı tel içeren test borusu ve salyangoz giriş gösterilmiştir.

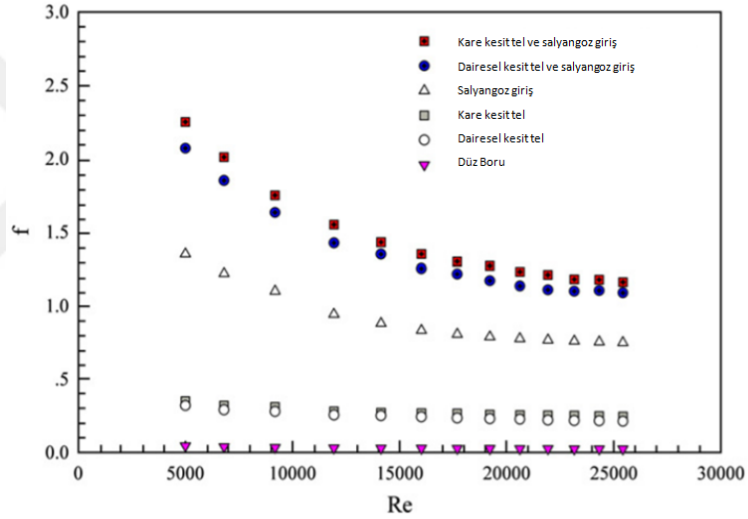


Şekil 2. 7 Salyangoz giriş ve sargı tel içeren test borusu

Şekil 2.8'de bahsedilen durumlar için Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısının değişimi gösterilmiştir. Şekil 2.9'da bahsedilen durumlar için Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme faktörünün değişimi gösterilmiştir.



Şekil 2. 8 Farklı türbülatörler için Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısının değişimi



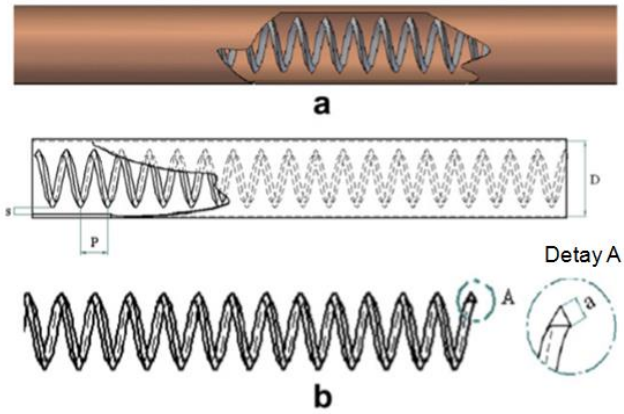
Şekil 2. 9 Farklı türbülatörler için Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme faktörünün değişimi

Sarmal tel kullanılması ile akışın sınır tabakasının gelişmesi ve akış türbülansının derecesinin artmasından dolayı Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının arttığını ifade etmiştir. Her Reynolds sayısında kare kesitli telin, dairesel kesitli tele göre daha yüksek ısı transferi oranına sahip olduğu, kare kesitli tel ve salyangoz giriş durumu göz önüne alındığında düz boruya göre %300-385 daha yüksek Nusselt değeri olduğu, salyangoz giriş göz önüne alındığında, kare kesit telin dairesel kesitli tele göre daha fazla ısı transferi sağladığını ifade etmiştir. Salyangoz giriş ile döner akışların oluştuğu ve sürtünme faktörünün düz boruya göre daha fazla olduğunu ifade etmiştir. Sarmal tel kullanıldığında oluşan engel ve yüzey alanının artışı ile yüksek sürtünmeler oluştuğu,

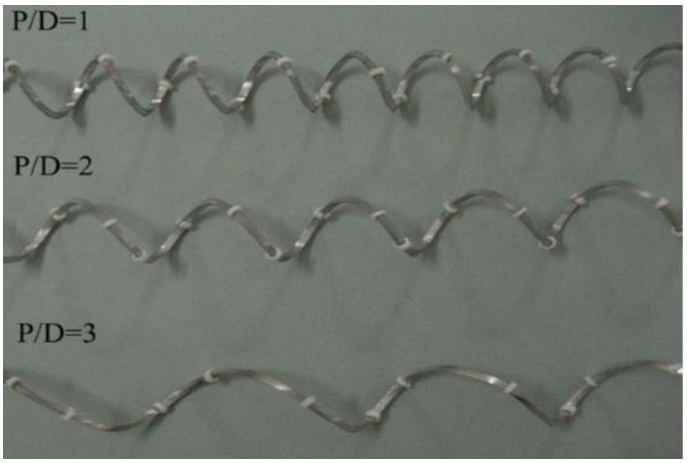
sarmal tel ve salyangoz giriş durumunun yalnızca sarmal tel ya da yalnızca salyangoz giriş kullanılması durumundan daha yüksek ısı transferi oranına sahip olduğunu ifade etmiştir. Bu durum sayesinde daha iyi ve hızlı karışım sağlandığından bunun sebebinin ise hem sarmal tel sayesinde ters akım oluştuğundan hem de salyangoz giriş sayesinde dönen akışlar oluşturması olmasından bahsetmiştir.

Kare kesitli tel ve salyangoz giriş durumundaki sürtünme faktörü değerinin bahsedilen diğer durumlardan daha yüksek olmasından bahsedilmiştir. Ortalama sürtünme kaybının salyangozda düz boruya göre 30 kat daha fazla olduğunu, sarmal tel ve salyangoz giriş durumunda sadece sarmal tel olan duruma göre %340-380 daha fazla sürtünme kaybı olduğunu ve sadece sarmal tel durumundaki sürtünme faktörü değerinin sadece salyangoz giriş durumuna göre daha düşük olduğunu ifade etmiştir.

Güneş vd. [4] 2010 yılında yaptıkları çalışmada, boru cidarına değmeyecek şekilde sarmal telleri boru içerisine yerleştirerek türbülanslı akış durumunda ısı transferi ve basınç düşümünü araştırmışlardır. Cidardan olan uzaklık ve adım oranı parametrelerin etkisini sabit tel kalınlığı esas alınarak incelemişlerdir. Deneyleri, 4105-26400 Reynolds sayısı aralığında ve üniform ısı akısı kabulü ile gerçekleştirmişlerdir. Şekil 2.10'da boru cidarına değmeyecek şekilde yerleştirilmiş sarmal telin detayları gösterişmiştir. Şekil 2.11'de ise cidardan 2 mm uzaklığa yerleştirilen farklı adım oranlarına sahip sarmal teller gösterilmiştir. S ile boru cidarından olan mesafe, P ile adım aralığı, D ile borunun çapı ifade edilmiş ve P/D oranı ise adım oranı olarak gösterilmiştir.

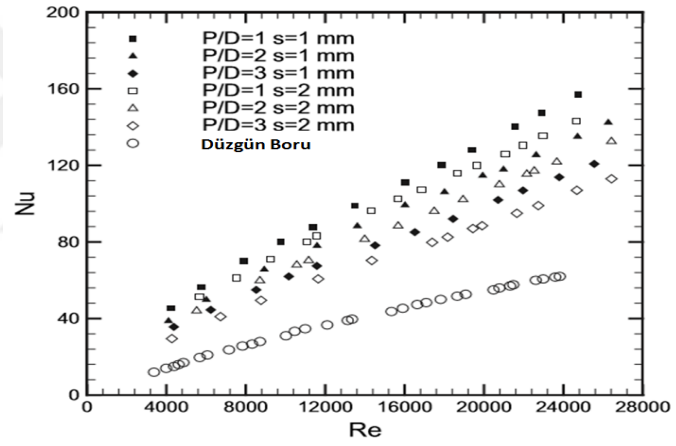


Şekil 2. 10 (a) Boru cidarından uzak mesafeye yerleştirilmiş sarmal tel (b) Sarmal telin detayı

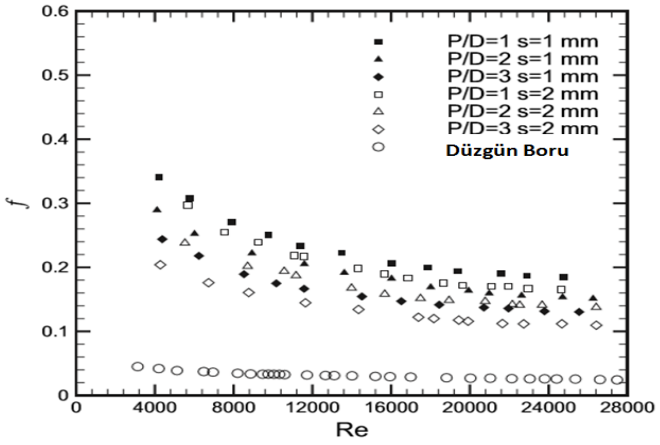


Şekil 2. 11 Cidardan 2 mm uzaklığa yerleştirilmiş farklı adım oranlarındaki sarmal teller

Şekil 2.12'de farklı sarmal teller için Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısının değişimi gösterilmiştir. Şekil 2.13'de ise farklı sarmal teller için Reynols sayısına bağlı olarak Nusselt sayısının değişimi gösterilmiştir.



Şekil 2. 12 Farklı sarmal teller için Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının değişimi



Şekil 2. 13 Farklı sarmal teller için Reynolds sayısı ile sürtünme faktörünün değişimi

Güneş vd. adım oranının azalışı ile ısı transferinin arttığını, bunun sebebinin ise düşük adım oranlarında türbülans yoğunluğu ve akış patikasının daha iyi olmaya başladığını ifade etmişlerdir. Aynı zamanda, boru duvarı ve sarmal tel arasındaki mesafenin azalışı ile de ısı transferinin arttığını ifade etmişlerdir.

Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı arttıkça azalma eğilimi gösterdiğini, adım oranı ve cidardan olan mesafenin azalışı ile arttığını ifade etmişlerdir.

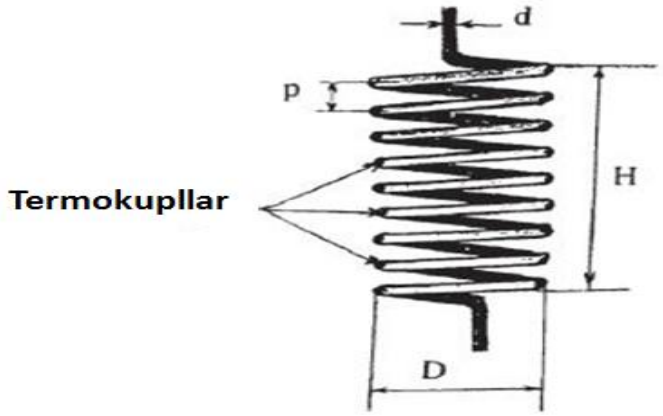
Eren vd. [5] 2010 yılında yaptıkları çalışmada, sarmal yay içeren yatay dairesel borunun ısı transferi ve sürtünme faktörü karakteristiklerini incelemişlerdir. 2500-12.000 Reynolds sayısı aralığı esas alınarak yayların dış çapı, yay sayısı ve yay eğim açısı parametrelerinin etkisini incelemişlerdir. Yapılan çalışmanın sonuçları incelendiğinde yay sayısının, yay çapının ve yay eğim açısının artışının ısı transferi üzerindeki etkisi büyüktür ve düzgün boruya göre 1.5 ila 2.5 kat daha iyi ısı transferi oranı elde edilmiştir. Sürtünme faktörü ise düzgün boruya göre 40 ila 80 kat daha fazladır. Sürtünme faktörü üzerinde yay eğim açısı baskın etkiye sahipken, yay sayısının etkisinin minimum olduğunu ifade etmişlerdir.

Moawed [6] 2011 yılında farklı parametrelerdeki helisel yaylı borular için bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çizelge 2.2'de test edilen yayların boyutları gösterilmiştir.

Çizelge 2. 2 Test edilen yayların boyutları

Yay	D (m)	P (m)	D/d_0	P/d_0	N
1	0.205	0.015	16.14	1.18	5
2	0.17	0.015	13.39	1.18	6
3	0.14	0.015	11.42	1.18	7
4	0.12	0.015	9.45	1.18	8
5	0.09	0.015	7.09	1.18	11
6	0.145	0.0127	11.42	1	7
7	0.145	0.0197	11.42	1.55	7
8	0.145	0.0277	11.42	2.2	7
9	0.145	0.0347	11.42	2.73	7
10	0.145	0.0407	11.42	3.2	7

Şekil 2.14'de helisel yayın fiziksel parametreleri gösterilmiştir.



Şekil 2. 14 Helisel yayın fiziksel parametreleri

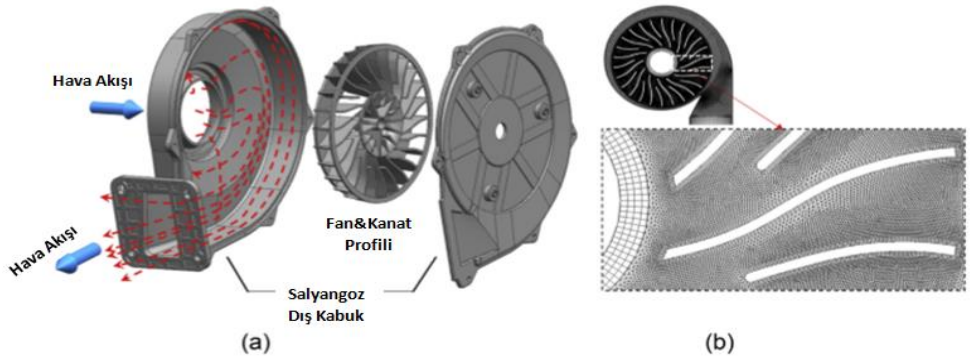
Bu çalışmada, D/d_0 ve P/d_0 parametrelerinin ortalama ısı transferi katsayısı üzerindeki önemi gösterilmiştir. Sabit Reynolds sayısı ve P/d_0 oranında, D/d_0 oranının artması ile ortalama Nusselt sayısı arttığı gösterilmiştir. Aynı zamanda sabit Re ve D/d_0 oranında P/d_0 oranının artışı ile Nusselt sayısının azaldığını ifade etmiştir. P/d_0 oranı sabitken farklı ısı akısında D/d_0 oranının Reynolds sayısı ile T_{sm}/T_∞ oranının değişimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Isı akısı ve D/d_0 oranı arttıkça sabit Reynolds sayısında T_{sm}/T_∞ oranının arttığını ifade etmiştir.

Yakut ve Şahin [7] 2004 yılında yaptıkları çalışmada, sarmal tellerin oluşturduğu vortekslerin özellikleri, vorteks-akustik ikilisi ve entropi üretimi ile vorteks karakteristikleri arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Adım aralığının artışı ile vorteks frekanslarının azaldığını ve küçük adımlı sarmal tel ile üretilen vortekslerin basınç dalgalanmasının maksimum genliğini gözlemlemişlerdir. Isı transferi, sürtünme faktörü ve performans karakteristiklerini incelemişlerdir. Adım aralığı azaldıkça Reynolds sayısının artışıyla birlikte sürtünme kaybı artmıştır. Küçük adım aralığına sahip tel en yüksek vorteksi üretmiştir. Aynı Reynolds sayısında maksimum entropi üretiminin adım aralığı küçük olan telde gözlenmiştir. Adım aralığı arttıkça Strouhal sayısı ve vorteks düşüş frekansı azalmıştır. Adım değişiminin rezonans frekansı üzerinde önemli bir etkisinin olmadığını ifade etmişlerdir.

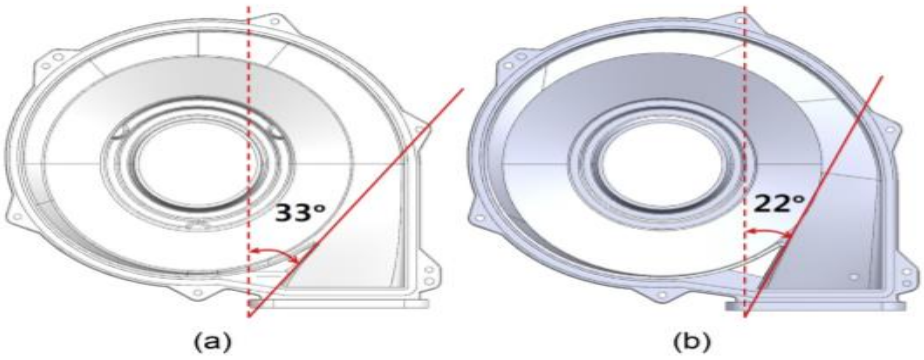
Garcia vd. [8] 2005 yılında yaptıkları çalışmada helisel yay içeren dairesel borunun termo-hidrolik davranışlarını laminer, geçiş ve türbülanslı akış koşullarında incelemiştir. Farklı adım oranı ve tel çapında çalışmalar yapılmıştır. Tel çapının ısı transferi üzerinde

az bir etkisi olduğunu ve adım oranı azalışının ısı transferini etkilediğini gözlemlemişlerdir.

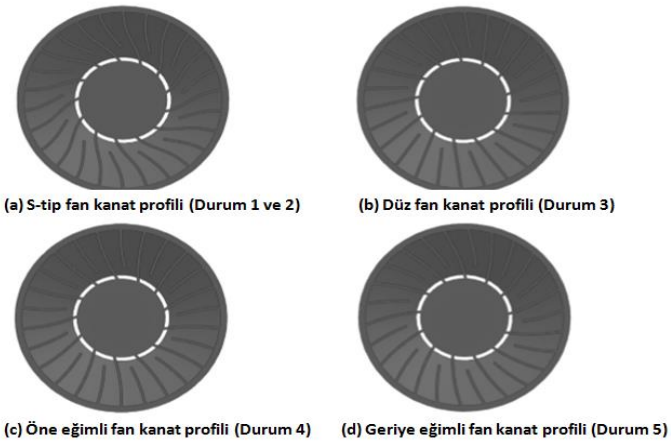
Lee ve Lim [9] 2016 yılında yaptıkları çalışmada değişik fan kanat yapıları içeren santrifüj fan tasarımı optimize etmeyi amaçlamışlardır. Değerlendirmeyi giriş ve çıkış basıncı, hava akış debisi, tork ve santrifüj fan gücü gibi performans parametrelerini esas alarak yapmışlardır. Sayısal analiz için çoklu referans çerçevesi (MRF) metodunu ve standart k-ϵ türbülans modelini önermişlerdir. Bu çalışmada debi, ses ve fan performansının geliştirilmesi için salyangoz dil açısı, göbek ile salyangoz açıklığı parametreleri üzerine çalışmışlardır. Şekil 2.15'de fan modelin görünüşü ve ağ yapısı gösterilmiştir. Şekil 2.16'da farklı dil açısındaki salyangoz yapıları gösterilmiştir. Şekil 2.17'de ise çalışmada kullanılan farklı kanat profilleri gösterilmiştir. Şekil 2.18'de farklı kanat sayılarındaki öne eğimli fanlar gösterilmiştir.



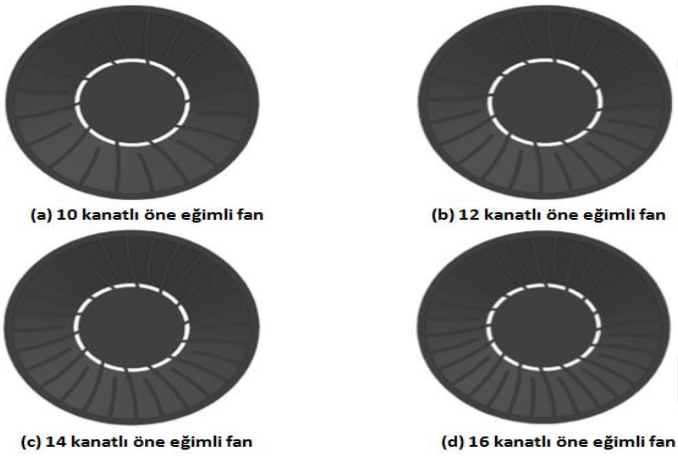
Şekil 2. 15 (a) Fan modelin görünüşü (b) Ağ yapısı



Şekil 2. 16 Farklı dil açısındaki salyangozların görüntüsü (a) Durum 1 (33°) (b) Durum 2 (22°)



Şekil 2. 17 Çalışmada kullanılan kanat profilleri



Şekil 2. 18 Farklı kanat sayılarına sahip öne eğimli fanlar

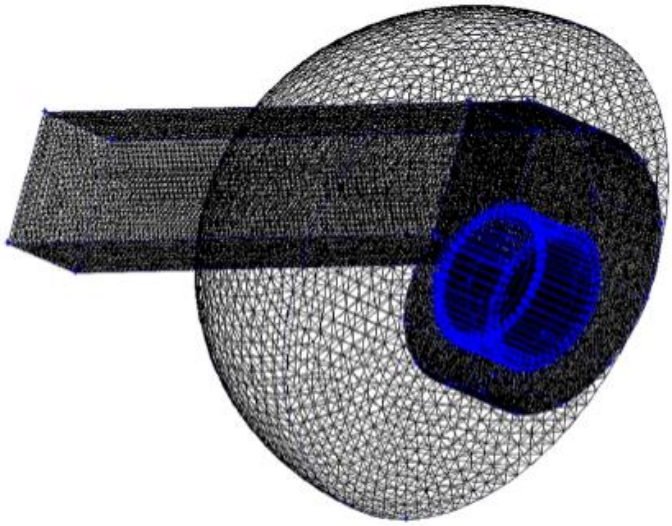
Şekil 2.16'da görüldüğü gibi, salyangozun dil açısının fan performansı üzerindeki etkisi incelenmek istenmiştir. Yaklaşık 600.000 yapısal olmayan ağ elemanı sayısı kullanılmıştır. Fan kanadının performans üzerindeki etkisini belirlemek için şekil ve sayıya odaklanılmıştır. Şekil 2.17'deki b-d'de görülen kanat tiplerinin amacı akışı düzgün yönlendirmek ve dolayısıyla maksimum çıktı alabilmek içindir. Şekil 2.18'de ise öne eğimli kanat yapısında farklı kanat sayısına sahip durumlar gösterilmiştir.

Yapılan analizler sonucunda, akış ayrılmasının salyangozdaki difüzörün köşe bölgelerinde olduğunu ifade etmişlerdir. Buna ek olarak çıkışta akış dağılımının üniform olmadığını ve çıkış bölgesinde debide düşüşün gerçekleştiğini ifade etmişlerdir. Çıkış debisinin artırılması için difüzör yeniden dizayn edilmiş ve akış ayrılmaları azaltılmıştır. Dil açısının 33°'den 22°'ye düşürülmesiyle istedikleri amaca ulaşmışlardır. Fan kanat eğimi şeklinin basınç ve torkun debi ilişkisine etkisine farklı devirlerde bakılmıştır. Öne

eğimli kanat yapısında belli basınç katsayısında daha yüksek debi görülmüştür. Devir arttıkça debi dağılımı uyumsuzluklarının fan şekline bağlı olarak önemli hale geldiğini ifade etmişlerdir. Kanat sayısına bağlı akış karakteristiklerini incelediklerinde, kanat sayısına bağlı olarak değişimin az olduğu sonucuna varmışlardır.

Chunxi vd. [10] 2011 yılında yaptıkları çalışmada, salyangoz yapısı değiştirilmeden kanat uzunluğunun değiştirilmesinin G4-73 tip santrifüj fan performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Kanat uzunluğunun arttırılması ya da azaltılmasının kanat ve dil açısı arasındaki boşluğu değiştirmesine sebep olacağından fan performansı ve ses gücü düzeyi üzerinde önemli etkisi olacağını ifade etmişlerdir. Dil kısmının değişmemesi için uzatılmış kanat ile mevcut kanat uzunluğu arasındaki fark 100 mm olarak sınırda tutulmuştur. Mevcut durum ile uzatılmış kanat durumunu toplam basınç dağılımı açısından karşılaştırmışlardır. Uzatılmış kanat yapısına sahip fanlarda toplam basınç artışını açık bir şekilde gözlemlemişlerdir. Akış dağılımının uzatılmış kanat olması durumunda daha az üniform olduğunu bu nedenle salyangoz kaybının artıp verimin düşeceğini ifade etmişlerdir. Kanat uzunluğunun artırılması ile kanat ve dil kısmı arasındaki radyal boşluk değişmiştir. Mevcut boşluk 100 mm iken, kanat uzunluğu %5 artırıldığında boşluk 80 mm'ye, kanat uzunluğu %10 artırıldığında boşluk 60 mm'ye düşmektedir. Bunun sonucu olarak ses gücü düzeyi artmıştır.

Gholamian vd. [11] 2013 yılında yaptıkları çalışmada, giriş ile kanat arasındaki eksenel boşluğun performans ve akış patikası üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Farklı türbülans modelleri, özel geometri ve ağ elemanı yapısı ile yapılan nümerik simülasyonlar ile akış patikasındaki eksenel boşluğun etkisi, performans ve verim parametreleri incelenmiştir. Şekil 2.19'da çalışmada kullanılan fanın ağ yapısı gösterilmiştir.



Şekil 2. 19 Fanın ağ elemanı yapısı

Beş farklı ağ elemanı sayısında yapılan analizlerin verim üzerindeki etkisi incelenmiştir. Verimdeki değişim esas alınarak yapılan bu çalışma için $2x10^6$ ağ sayısı kullanılmasının yeterli olduğu gösterilmiştir. 19 cm, 17 cm, 16 cm ve 20.5 cm giriş boyutundaki 4 fan esas alınmıştır. Eksenel boşluk ise 4 mm ile 12 mm arasında değişmektedir.

Yapılan çalışmada, 19 cm giriş boyutundaki fan bütün eksenel boşluk değerlerinden %44'e yakın en yüksek verimi sergilemiştir. Giriş boyutu 19 cm esas alındığında, giriş boyutunun azalması ve eksenel boşluğun 12 mm'ye çıkarılmasının performans ve verim üzerinde büyük etkisi olduğu sonucuna varılmıştır.Giriş boyutunun 19 cm ve daha küçük olması durumunda bütün eksenel boşluklarda akış patikası benzer iken, eksenel boşluğun azalmasıyla akış patikasının daha az üniform olduğunu ifade etmişlerdir.

Jeon [12] 2003 yılında yaptığı çalışmada, dönme hızı, debi, kesme mesafesi ve kanat sayısının santrifüj fan gürültü düzeyine etkisini incelemiştir. Gürültüyü etkileyen en önemli faktörün kesme mesafesi olduğu sonucuna varmıştır. Kesme mesafesindeki değişimlerin ses basıncı düzeyini, sadece kanat geçiş frekansından değil aynı zamanda yüksek harmoniklerde etkilediği sonucuna varmıştır. Kesme mesafesinin artışı ile yüksek harmonik frekansında genliklerin kademeli olarak azaldığını, kanat sayısının gürültü düzeyini ciddi olarak etkilemediğini tespit etmiştir.

BÖLÜM 3

TEORİK ÇALIŞMALAR

Bir borudaki akış, akış şartlarına bağlı olarak laminar veya türbülanslı olabilir. Akışkanların düşük hızlı akışları akım çizgili ve dolayısıyla laminardır; fakat hız kritik değerin üzerine çıktığında türbülanslı akışa dönüşür. Laminardan türbülanslı akışa geçiş aniden olmaz; aksine, akışın tam türbülanslı olmadan önce laminar ve türbülanslı akış arasında dalgalandığı bir hız aralığında gerçekleşir. Uygulamada karşılaşılan çoğu boru akışları türbülanslıdır. Bir borudaki akışta Re < 2300 için laminar, Re > 4000 için akış türbülanslıdır. [13]

3.1 Borularda Türbülanslı Akış

Türbülanslı akışlarda çoğu sürtünme ve ısı transfer katsayısı bağıntıları deneysel çalışmalardan elde edilir. Pürüzsüz borular için türbülanslı akışta sürtünme faktörü (3.1) eşitliği ile ifade edilir.

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad 3000 < \mathrm{Re} < 5 \times 10^6 \tag{3.1}$$

Türbülanslı akışta Nusselt sayısı sürtünme faktörü ile ilişkili olup Chilton-Colburn benzerliği üzerinden (3.2) eşitliği ile ifade edilir.

$$Nu = 0.125\, f Re Pr^{1/3} \tag{3.2}$$

Sürtünme faktörü biliniyorsa, bu eşitlik pürüzsüz ve pürüzlü borular için Nusselt sayısının bulunmasında uygun şekilde kullanılabilir.

Sürtünme faktörü için basit $f = 0.184\, Re^{-0.2}$ üs kanunu bağıntısı eşitlik (3.2) ile birleştirilirse, pürüzsüz borularda tam gelişmiş türbülanslı akışta Nusselt sayısı için elde edilen bağıntı eşitlik (3.3) ile ifade edilmiştir.

$$Nu = 0.023\, Re^{0.8} Pr^{1/3} \qquad (0.7 \le Pr \le 160\ ;\ Re > 10{,}000) \qquad (3.3)$$

Akışkanla çeper yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı büyük olmadığı zaman, türetilen denklemler bütün özellikler $T_b = (T_i + T_e)/2$ yığık ortalama akışkan sıcaklığında hesaplanarak kullanılabilir. Yüksek sıcaklık farkı sebebiyle özelliklerde büyük değişme olduğu zaman (3.4) eşitliğinde ifade edilen bağıntı kullanılabilir.

$$Nu = 0.027\, Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (0.7 \le Pr \le 17{,}600\ ;\ Re \ge 10{,}000) \qquad (3.4)$$

(3.5) eşitliğinde ifade edilen Petukhov denklemi gibi daha karmaşık, fakat daha duyarlı bağıntılar kullanılarak yüzde 10'un altında hata oranıyla hesaplama yapılabilir.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) RePr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \qquad (0.5 \le Pr \le 2000\ ;\ 10^4 < Re < 5 \times 10^6) \qquad (3.5)$$

Daha düşük Reynolds sayılarında (3.5) eşitliğinde ifade edilen bağıntının duyarlığı (3.6) eşitliğinde ifade edilen bağıntı ile iyileştirilebilir.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000) Pr}{1 + 12.7\, (f/8)^{0.5} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \qquad (0.5 \le Pr \le 2000\ ;\ 3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6) \qquad (3.6)$$

Yüzeyde herhangi bir düzensizlik veya pürüzlülük, laminar alt tabakayı bozar ve akışı etkiler. Bu sebeple, laminar akıştan farklı olarak türbülanslı akışta sürtünme faktörü ve taşınım katsayısı yüzey pürüzlülüğünün kuvvetli fonksiyonudur.

Tam gelişmiş türbülanslı boru akışında sürtünme faktörü, Reynolds sayısına ve -boru pürüzlülüğünün ortalama yüksekliğinin boru çapına oranı olan- bağıl pürüzlülük ε/D'ye bağlıdır. Bu bağımlılığın fonksionel biçimi bir teorik çözümlemeyle bulunamaz; var olan bütün sonuçlar, yapay olarak pürüzlendirilmiş yüzeylerin kullanıldığı özenle yapılan deneylerden elde edilirler.

1939'da Cyril F. Colebrook hem pürüzlü ve hem de pürüzsüz borularda, geçiş ve türbülanslı akış için var olan verileri Colebrook denklemi olarak bilinen implisit ifadesindi birleştirdi. Colebrook denklemi (3.7) eşitliğinde ifade edilmiştir.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log\left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}}\right) \quad (3.7)$$

f için yaklaşık eksplisit bir bağıntı (3.8) eşitliğinde ifade edilmiştir.[13]

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log\left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7}\right)^{1.11}\right] \quad (3.8)$$

Sürekli rejim ısı transfer oranı ve ısı akısı uygulanan boru için (3.9) ve (3.10) eşitliği yazılabilir.

$Q_{hava} = Q_{taşınım}$ (3.9)

$Q_{hava} = mC_{p,hava}(T_0 - T_i) = \Delta VI - Q_{kayıp}$ (3.10)

Yerel taşınım ısı transfer katsayısı herhangi bir x ekseni için (3.11) eşitliğindeki gibi yazılır.

$$h\,(x) = \frac{q}{T_{yerel\ iç\ duvar}(x) - T_{yaş\ termometre}(x)} \quad (3.11)$$

Sonuç olarak, yerel Nusselt sayısı (3.12) eşitliğinde ifade edilen bağıntıdan hesaplanabilir.

$$Nu\,(x) = \frac{h(x)D}{k} \quad (3.12)$$

Reynolds sayısı (3.13) eşitliğinde ifade edilen bağıntıdan hesaplanır.[4]

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (3.13)$$

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

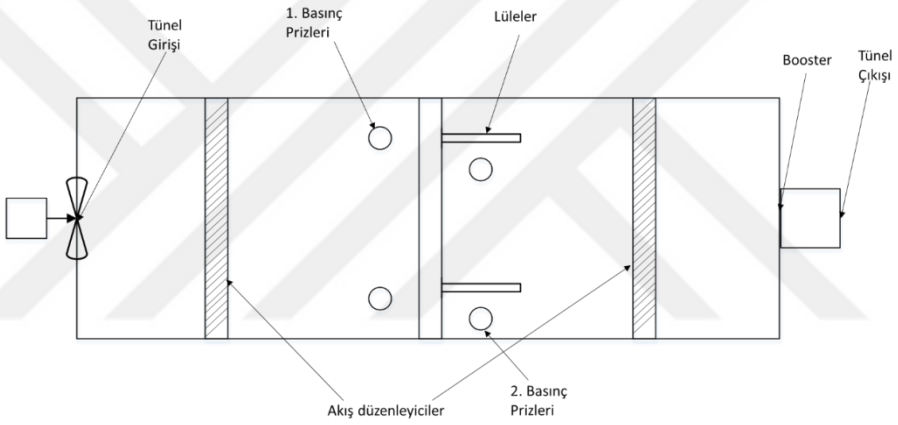
Yapılan tez çalışması kapsamında saç kurutma makinasında kurutma performansını etkileyen parametreler belirlenmiş ve homojen sıcaklık dağılımının sağlanması için ısıtıcı çapı optimizasyonu gerçekleştirilerek kurutma performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Aynı zamanda, ısıtıcı çapının ses gücü düzeyi üzerindeki etkisini belirlemek için ses gücü düzeyi ölçümleri yapılmıştır. Çalışmada kullanılan HAD analizlerinin doğrulanabilmesi ve referans olarak alınabilmesi için debi, çıkış sıcaklığı ve kurutma oranı gibi değerler deneysel çalışmalar ile tespit edilmiştir. Çalışmada öncelikle rakip firmaların ürünlerinin güç, debi, çıkış sıcaklığı ve kurutma oranı değerleri deneysel çalışma ile ölçülerek Minitab 16'da analiz edilmiştir. Analiz sonucunda kurutma oranı ve sıcaklık karakteristiklerini etkileyen parametreler belirlenmiş ve ampirik korelayonlar oluşturulmuştur. Korelasyonların oluşturulmasından sonra saç kurutma makinesindeki fan ve ısıtıcı içeren salyangoz yapı üzerinde ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak akış ve ısıl analizler gerçekleştirilmiştir. Analizler ile ısıtıcı çapının sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi incelenmiş ve deneysel çalışma ile doğrulanmıştır. Bu bölümde tez çalışması kapsamında kullanılan deney düzenekleri, standartlar ve deneysel çalışma sonuçları yer almaktadır.

4.1 Deney Düzenekleri

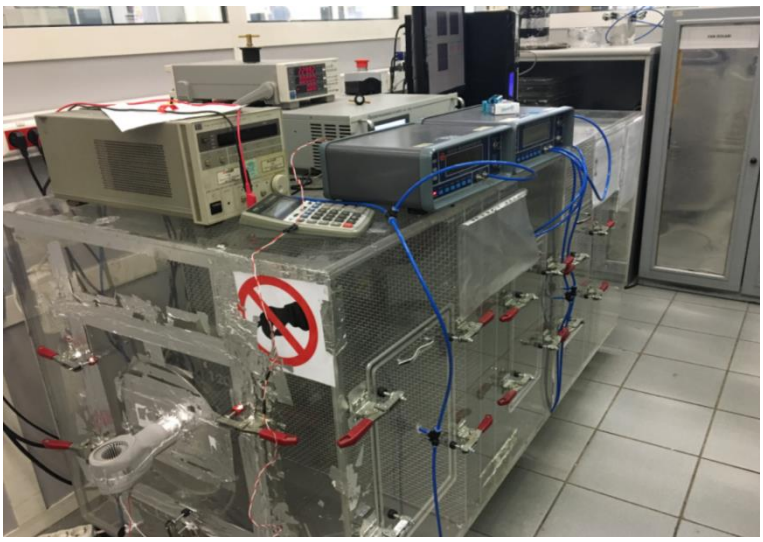
4.1.1 Debi Ölçüm Düzeneği

ANSI AMCA 210-07 standardına göre tasarlanmış rüzgar tünelinde saç kurutma makinesinin debi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu rüzgar tünelinde 1000 m^3/sa'e kadar

debi ölçümü yapılabilmektedir. Tünelin üzerinde 3'', 1.6'' ve 0.8'' çapa sahip lüleler bulunur. Ölçüm esnasında hangi çaptaki lülenin açık bırakılacağına debi basınç karakteristik eğrilerine bakılarak karar verilmektedir. Ölçüm düzeneğinde lüleler, akış düzenleyiciler, mikrometreler ve fan bulunur. Saç kurutma makinesi debi ölçümleri sabit ortam sıcaklığında ve atmosfer basıncında gerçekleştirilmiştir. Ölçümler 1.6'' çapa lüle açıkken gerçekleştirilmiştir. Debi ölçümü, rüzgar tüneli içerisindeki orifislerin giriş ve çıkış bölgelerinde oluşan ve mikromanometreler tarafından ölçülen statik basınç farkından hesaplanmaktadır. Mikromanometreler 0-2000 Pa arasındaki basınç değerlerini 0.01 Pa hassasiyetle ölçebilmektedirler. [14] Şekil 4.1'de ANSI AMCA 210-07 standardına uygun rüzgar tüneli gösterilmiştir. Şekil 4.2'de ise rüzgar tünelinin fotoğrafı gösterilmektedir.



Şekil 4. 1 Rüzgar tüneli şematize gösterimi

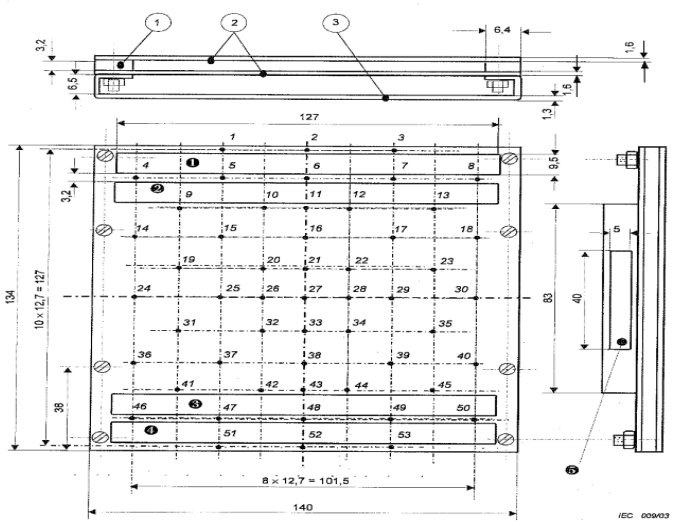


Şekil 4. 2 Debi ölçümünde kullanılan rüzgar tüneli

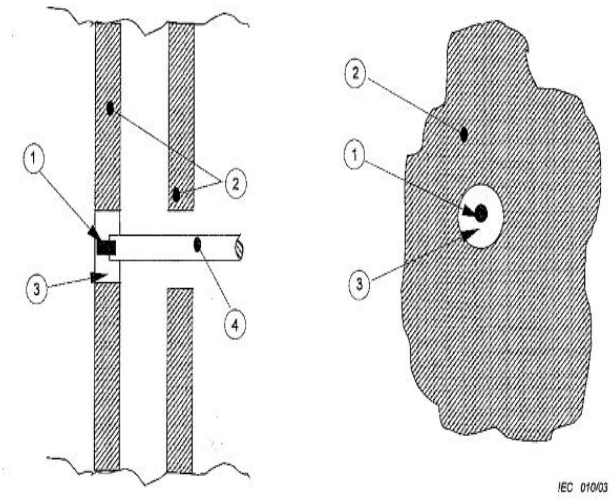
4.1.2 Çıkış Sıcaklığı Ölçüm Düzeneği

Saç kurutma makinesi çıkış sıcaklığı ölçümü IEC 61855:2003 standardına göre gerçekleştirilmiştir. Bu standarda göre, ölçümler makine en yüksek ayarda ve sürekli rejimdeyken yapılır. Test odası sıcaklığı 23 °C (±2) olmalıdır. Saç kurutma makinesi ve saç şekillendirme aletleri için kararlı koşulların cihaz çalıştırıldıktan 10 dakika sonra oluşacağı kabul edilir.

Saç kurutma makinesi en yüksek debi ve çıkış sıcaklığına ayarlandıktan sonra Şekil 4.3, 4.4, 4.5 ve 4.6'da gösterilen üzerinde 53 adet termokupl bulunduran plaka kullanılarak makinenin çıkış sıcaklığı ölçülür. Sıcaklık makine kararlı koşullara ulaştıktan sonraki 30 saniye boyunca ölçülür. Ölçülmüş çıkış havası sıcaklığı (T_i) en yüksek değerdeki beş ölçüm noktasının ortalama değerinin °C cinsinden ifade edilmiş ve tek ondalık basamağa yuvarlanmış halidir. Ölçüm doğruluğu $\pm$3 Kelvin mertebesinde olmalıdır.



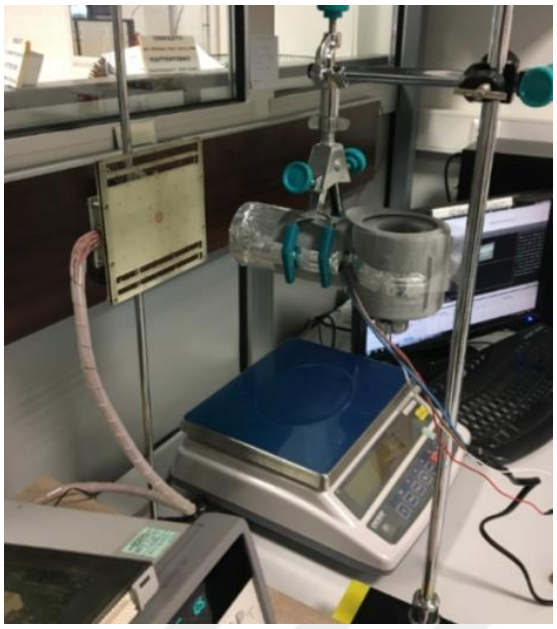
Şekil 4. 3 Sıcaklık ölçüm cihazı (1-Tahta, 2-Epoksi Cam, 3-Alüminyum, 1...4-Açıklıklar, 5-Termokupllar için iki açıklık)



Şekil 4. 4 Termokupl Bağlantısı (1-Termokupl, 2-Cam-Epoksi-Plaka, 3-Epoksi Kaplı, 4-Termokupl Kablosu)



Şekil 4. 5 Ölçüm yapılan plaka



Şekil 4. 6 Çıkış sıcaklığı ölçümü

Ortam sıcaklığı ve ölçülmüş çıkış havası sıcaklığı arasındaki fark dolayısıyla düzeltilmiş çıkış havası sıcaklığı (4.1) eşitliği ile hesaplanır.

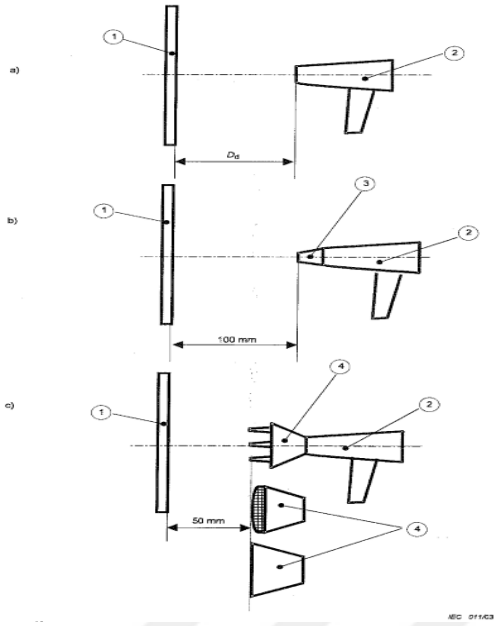
$$T_{i,\ düzeltilmiş} = T_i - T_{gerçekortam} + 23\ [°C] \quad (4.1)$$

$T_{i,\ düzeltilmiş}$; Düzeltilmiş çıkış havası sıcaklığı

$T_{gerçekortam}$; Cihazın açılmasından hemen önce hava giriş kısmından 100 mm uzaklıkta ölçülen gerçek ortam sıcaklığı

23 = °C cinsinden nominal ortam sıcaklığı

Plaka ve saç kurutma makinesi çıkış kısmı arasındaki mesafe; aksesuarsız durum için 25 mm ve 100 mm, konsantratörlü durum için 100 mm, difüzörlü durum için 50 mm olmalıdır. Şekil 4.7'de sıcaklık ölçüm mesafesi gösterilmiştir.



Şekil 4. 7 Sıcaklık ölçüm mesafesi (1-Sıcaklık ölçüm cihazı, 2-Saç kurutma makinesi, 3-Konsantratör, 4-Difüzör)

Ölçüm aksesuarsız 3 kere tekrarlanır.Yapılan üç ölçümün ortalaması son çıkış sıcaklığıdır. Son çıkış sıcaklığı (4.2) eşitliği ile hesaplanır.

$$T_{son} = \left(\frac{T_{1,düzeltilmiş} + T_{2,düzeltilmiş} + T_{3,düzeltilmiş}}{3}\right)[°C] \quad (4.2)$$

T_{son} ; son çıkış sıcaklığı.

4.1.3 Kurutma Oranı Ölçüm Düzeneği

Saç kurutma makinesi kurutma oranı ölçümü IEC 61855:2003 standardına göre gerçekleştirilmiştir. Bu standarda göre, ölçümler makine en yüksek ayarda ve sürekli rejimdeyken yapılır. Test odası sıcaklığı 23 °C (±2) olmalıdır. Saç kurutma makinesi ve saç şekillendirme aletleri için kararlı koşulların cihaz çalıştırıldıktan 10 dakika sonra oluşacağı kabul edilir. Odanın bağıl nemi 50±5 % civarında olmalıdır.

Deney düzeneği tartı, saç kurutma makinesi, test bezi, bez tutma aparatı ve kronometreden oluşmaktadır. Tartı hassasiyeti 0.02 gram olmalıdır. Test bezi ISO 2267 standadına göre belirlenir ve alüminyum aparata tutturulur. Ölçüm zamanının hassasiyeti 0.1 s olmalıdır.

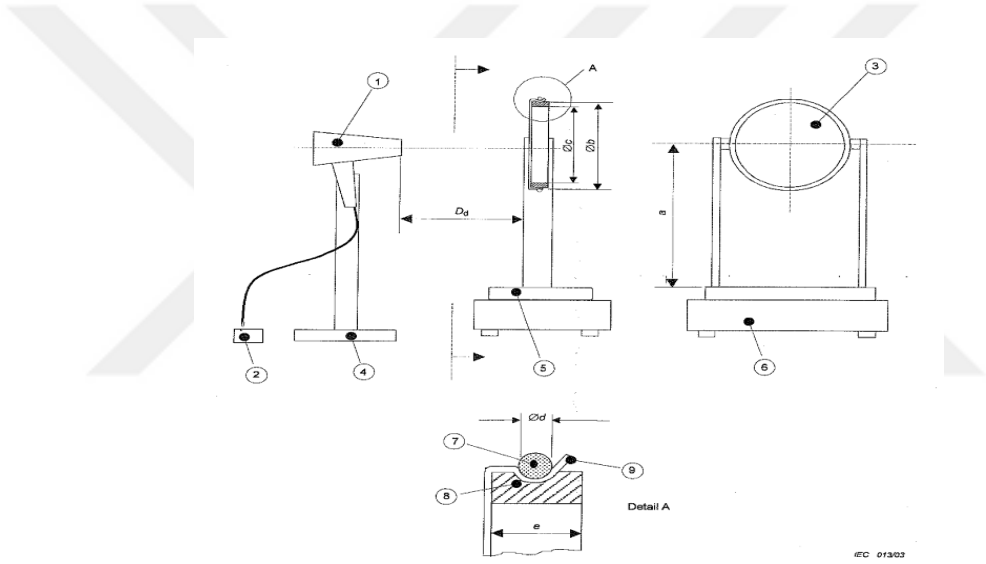
Şekil 4.8'de gösterildiği gibi, aksesuarsız saç kurutma makinesi bir standa bağlanır ve havlu aparatının yer aldığı tartının önüne yerleştirilir. Saç kurutma makinesi bez parçasının merkezine bakacak şekilde konumlandırılır. Saç kurutma makinesi ve havlu arasındaki D_d mesafesi hava çıkış sıcaklığı 75°C olacak şekilde ayarlanır. IEC 61855:2003 standardına göre D_d mesafesi (4.3) eşitliğine göre hesaplanır.

$$D_d = \frac{T_{son25} - 0.25 \cdot T_{son100} - 56{,}25}{T_{son25} - T_{son100}} \; 100 \quad [m] \tag{4.3}$$

T_{son25}; 25 mm mesafeden ölçülen hava çıkış sıcaklığı

T_{son100}; 100 mm mesafeden ölçülen hava çıkış sıcaklığı

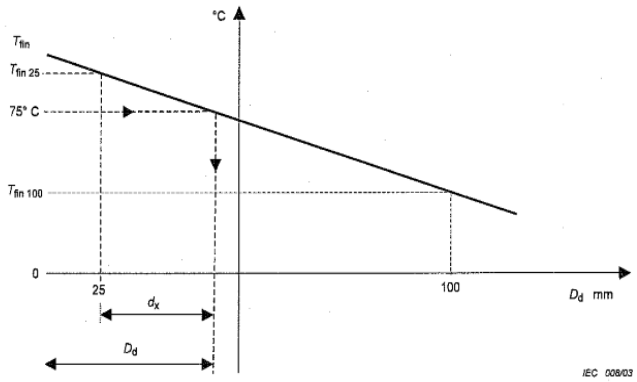
D_d; Kurutma oranı ölçümü için belirlenen mesafe



Şekil 4. 8 Kurutma oranı ölçüm düzeneği (1-Saç kurutma makinesi, 2-Açma Kapama Düğmesi, 3-Test Bezi, 4-Stand, 5-Destek, 6-Hassas terazi, 7-Lastik Halka, 8-Alüminyum halka, 9-Fazlalık bez parçası, a = 300 ± 10 mm, b = 260 ± 1 mm, c = 245 ± 1 mm, d = 5 mm, e = 10 mm)

Minimum D_d mesafesi çıkış sıcaklığı 75 °C'nin altında olsa bile 25 mm'den daha kısa olamaz. D_d mesafesinin grafiksel derivasyonu Şekil 4.9'da gösterilmiştir. 75°C kurutma için standart sıcaklık olmak üzere d_x mesafesi (4.4) eşitliğine göre hesaplanır.

$$d_x = \frac{T_{son25} - 75}{T_{son25} - T_{son100}} \times 75 \quad [mm] \tag{4.4}$$



Şekil 4. 9 D_d mesafesinin grafiksel derivasyonu

Çıkış sıcaklığı ölçümlerinden sonra saç kurutma makinesi ve havlu arasındaki D_d mesafesi makinenin çıkışındaki sıcaklık 75 °C olacak şekilde belirlendikten sonra kurutma oranı testleri gerçekleştirilir.

Saç kurutma makinesi kararlı duruma getirilir. Hassas tartı sıfırlanır.Test bezi oda sıcaklığında 10 ±0,5 g gelecek şekilde spreyleme ile saf suya emdirilir. Su fazlalığı varsa alüminyum halkadan silinir ve su kütlesi iki ondalık basamağa indirgenir. Havluyu kurutmak için saç kurutma makinesi ve kronometre aynı anda çalıştırılır ve havlu 60 saniye boyunca kurutulur. Saç kurutma makinesi kapatıldıktan 5 s sonraki havlunun son ağırlığı iki ondalık basamağa indirgenerek okunur ve formüle yazılır.

İlk ağırlık m_1 ve ikinci ölçülen ağırlık m_2 olmak üzere kurutma oranı (4.5) eşitliğine göre hesaplanır ve 3 kez tekrarlanıp ortalaması alınır.

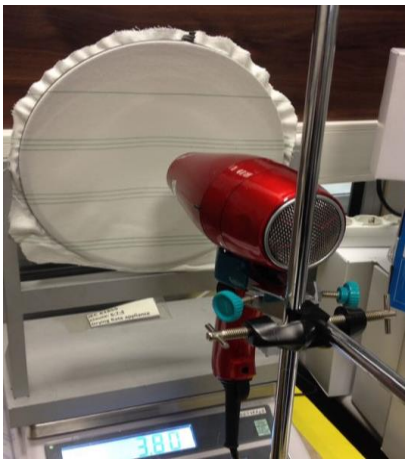
$$\mathrm{DR} = \frac{\mathrm{m_1 - m_2}}{\mathrm{1dakika}} \ \text{(gr/dk)} \qquad (4.5)$$

DR (Drying Rate); Kurutma Oranı

m_1; Kurutma işleminden önceki su miktarı

m_2; Havlunun 1 dakika boyunca kurutulması ve 5 saniye beklendikten sonraki ölçülen su miktarı

Şekil 4.10'da kurutma oranı ölçümü gösterilmiştir.



Şekil 4. 10 Kurutma oranı ölçümü

4.1.4 Ses Gücü Düzeyi Ölçüm Düzeneği

Saç kurutma makinesi ses gücü düzeyi ölçümü, IEC 60704-2-9:2003 standardına göre yapılır. Standarda göre saç kurutma makinesi ses gücü düzeyi ölçümleri en yüksek hız ve sıcaklık kademesinde gerçekleştirilir. Ürüne test esnasında difüzör, hava yönlendiricisi gibi herhangi bir parça takılmaz ve ses gücü düzeyi alınmadan önce ürünün en az 5 dakika çalıştırılması gerekmektedir. Ayrıca ölçüm esnasında ürün yansıtıcı yüzeyden 25 cm yukarıda yer almalıdır. Ölçümleri tam yansımasız odada (FAR) gerçekleştirilir. 10 adet mikrofon standarda göre yerleştirilir. Şekil 4.11'de ses gücü düzeyi ölçümü gösterilmiştir.

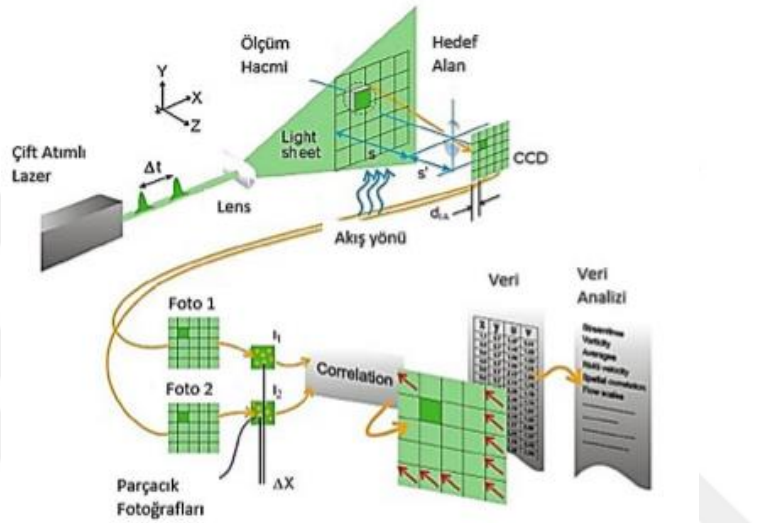


Şekil 4. 11 Ses gücü düzeyi ölçümü

4.1.5 Akış Görselleme-PIV Deneyleri

Tez çalışması kapsamında mevcut durum için yapılan analizi doğrulamak için hız dağılımı ölçümleri PIV sistemi kullanılarak ölçüm yapılmıştır. İstenilen hacim ve

düzlemlerdeki hız komponentlerinin ölçümü PIV sistemi kullanılarak gerçekleştirilir. Duman jeneratörü kullanılarak hava akışlarında akışa parçacık katılır. Sistem içerisindeki kamera yardımıyla hız komponentleri hesaplanır. Akışın hız komponentleri, lazer ile aydınlatılan düzlemde CCD kamera ile çekilen fotoğraflar yardımıyla hesaplanır. Çekilen fotoğraflar arasında çapraz korelasyon yöntemi kullanılarak hız komponentlerine ulaşılır. Şekil 4.12'de PIV ölçüm düzeneğinin şematize görüntüsü gösterilmiştir.

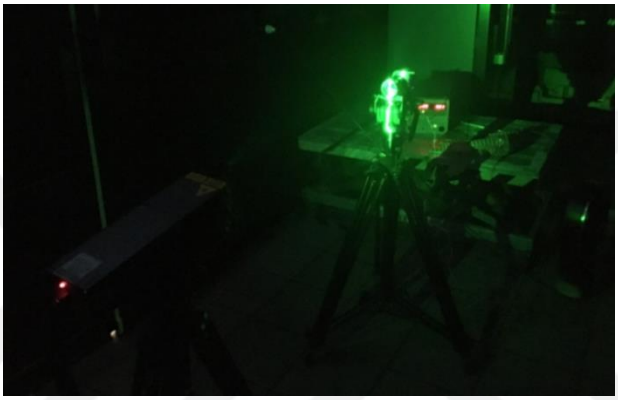


Şekil 4. 12 PIV ölçüm düzeneğinin şematize görüntüsü [14]

Yapılan çalışmada, akışa katılan parçacıkların ortalama çapı 1.5 mikrometre olup, yağ dumanından elde edilmiştir. Parçacıkların aydınlatılmasında ışık kalınlığı ve aydınlatma zamanlaması hassas olarak ayarlanabilen, 532 nm dalga boyunda ışık veren, NewWave Solo III Nd:YAG lazer kullanılmıştır. Lazerin maksimum ışık verme hızı 15 Hz dir. Maksimum performansta 50 mJ enerji ile ışıma yapabilmektedir. Parçacıkların görüntüleri lazer düzlemine dik olarak yerleştirilen 12-bit HiSense Mk II kamera ile 1344 x 1024 pixel çözünürlükte kaydedilmiştir. Kameranın maximum çözünürlüğü 1344 x 1024 pixeldir. Piksel boyutları 6.45 x 6.45 mikrometredir. Tezde sonuçları verilen deneyler 4.5 Hz çekim hızında gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'de deneylerin yapıldığı ölçüm düzeneğine ait resimler gösterilmiştir. [14]

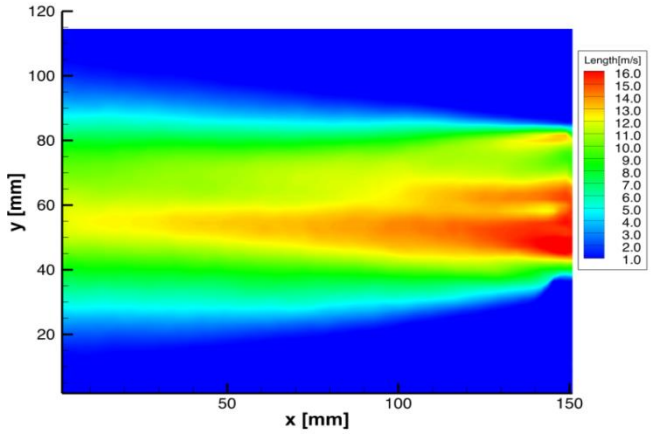


Şekil 4. 13 PIV ölçüm düzeneği

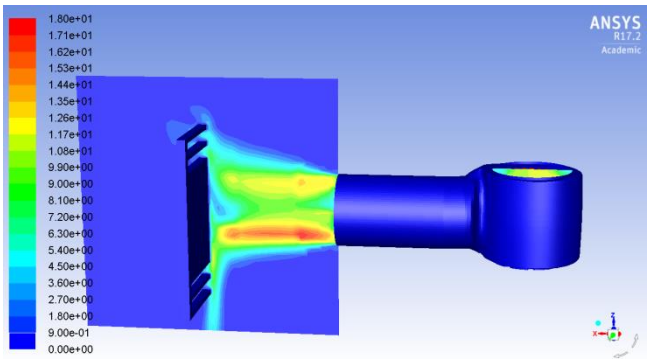


Şekil 4. 14 PIV ölçüm anı

Şekil 4.15'de 600 rpm hızında çalışan fan ve mevcut ısıtıcının olduğu durumda yapılan PIV ölçüm sonucu paylaşılmıştır. Şekil 4.16'da ise HAD analizinden elde edilen ortalama hız dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 4. 15 6000 rpm'de çalışan fanın ortalama hız dağılımı



Şekil 4. 16 HAD analizi sonucu elde edilen hız dağılımı

4.2 Deneysel Çalışma Sonuçları

8 rakip firmanın saç kurutma makineleri piyasa araştırması yapıldıktan sonra temin edilmiş ve performans testleri gerçekleştirilmiştir. Performans testleri gerçekleştirildikten sonra deneysel veriler Minitab 16'da analiz edilerek sıcaklık ve kurutma oranı karakteristikleri için ampirik korelasyonlar oluşturulmuştur. Çizelge 4.1'de çıkış sıcaklığı ve ses gücü düzeyi ölçüm sonuçları paylaşılmıştır.

Çizelge 4. 1 Çıkış sıcaklığı ve ses gücü düzeyi ölçüm sonuçları

MODEL	KADEME	T_{son25} (°C)	T_{son100} (°C)	SGD (dBA)
MODEL 1	**En yüksek hız ve sıcaklık**	87,2	77,1	82,8
	Ekstra özellik yüksek hız ve sıcaklık	60,1	56	82,8
MODEL 2	**En yüksek hız ve sıcaklık**	78,4	70,8	79,5
	Turbo yüksek hız ve sıcaklık	74,9	70,7	81,2
MODEL 3	**En düşük hız ve sıcaklık**	60,9	58,3	64,5
	En yüksek hız ve sıcaklık	81,3	76	71,7
	Turbo kademe düşük hız ve sıcaklık	55,3	51,3	73,3
	Turbo kademe yüksek hız ve sıcaklık	74,3	66,7	79,6
	Ekstra özellik yüksek hız ve sıcaklık	65,1	59,6	70,5
MODEL 4	**En yüksek hız ve sıcaklık**	81,4	77,5	81,6
MODEL 5	**En yüksek hız ve sıcaklık**	71,8	65,3	75,3
MODEL 6	**En yüksek hız ve sıcaklık**	103,7	85	74
MODEL 7	**En yüksek hız ve sıcaklık**	91,5	76,3	77,5
MODEL 8	**En yüksek hız ve sıcaklık**	92	82,2	80,9

Çizelge 4.2'de kurutma oranı ölçüm sonuçları paylaşılmıştır.

Çizelge 4. 2 Kurutma oranı ölçüm sonuçları

MODEL	KADEME	T_{son25} (°C)	T_{son100} (°C)	D_d (mm)	DR (g/dk) (standart)	DR (g/dk) (25 mm)
MODEL 1	**En yüksek hız ve sıcaklık**	87,2	77,1	115,6	5,03	6
	Ekstra özellik yüksek hız ve sıcaklık	60,1	56	25	4,25	4,3
MODEL 2	**En yüksek hız ve sıcaklık**	78,4	70,8	58,2	6,35	6,5
	Turbo yüksek hız ve sıcaklık	74,9	70,7	25	6,38	6,4
MODEL 3	**En düşük hız ve sıcaklık**	60,9	58,3	25	2,92	2,9
	En yüksek hız ve sıcaklık	81,3	76	114,1	4,58	5,1
	Turbo kademe düşük hız ve sıcaklık	55,3	51,3	25	3,45	3,5
	Turbo kademe yüksek hız ve sıcaklık	74,3	66,7	25	5,68	5,7
	Ekstra özellik yüksek hız ve sıcaklık	65,1	59,6	25	3,5	3,5
MODEL 4	**En yüksek hız ve sıcaklık**	81,4	77,5	149,4	5,77	6,1
MODEL 5	**En yüksek hız ve sıcaklık**	71,8	65,3	25	5,83	5,8
MODEL 6	**En yüksek hız ve sıcaklık**	103,7	85	140,4	5,6	6,3
MODEL 7	**En yüksek hız ve sıcaklık**	91,5	76,3	106,3	5,47	6,3
MODEL 8	**En yüksek hız ve sıcaklık**	92	82,2	155,2	5,4	6,3

Çizelge 4.3'de hava debisi ölçüm sonuçları paylaşılmıştır.

Çizelge 4. 3 Hava debisi ölçüm sonuçları

MODEL	KADEME	DEBİ [m^3/sa]
MODEL 1	**En yüksek hız ve sıcaklık**	93,9
	Ekstra özellik yüksek hız ve sıcaklık	93,9
MODEL 2	**En yüksek hız ve sıcaklık**	94,1
	Turbo yüksek hız ve sıcaklık	101,1
MODEL 3	**En düşük hız ve sıcaklık**	46,4
	En yüksek hız ve sıcaklık	65,5
	Turbo kademe düşük hız ve sıcaklık	66,8
	Turbo kademe yüksek hız ve sıcaklık	80,3
	Ekstra özellik yüksek hız ve sıcaklık	59,6
MODEL 4	**En yüksek hız ve sıcaklık**	71,4
MODEL 5	**En yüksek hız ve sıcaklık**	46,7
MODEL 6	**En yüksek hız ve sıcaklık**	57,1
MODEL 7	**En yüksek hız ve sıcaklık**	64,5
MODEL 8	**En yüksek hız ve sıcaklık**	60,3

Çizelge 4.4’de güç ölçüm sonuçları paylaşılmıştır.

Çizelge 4. 4 Güç ölçüm sonuçları

MODEL	KADEME	GÜÇ (Watt)
MODEL 1	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1858
	Ekstra özellik yüksek hız ve sıcaklık	1103
MODEL 2	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1879
	Turbo yüksek hız ve sıcaklık	1967
MODEL 3	**En düşük hız ve sıcaklık**	714,7
	En yüksek hız ve sıcaklık	1418
	Turbo kademe düşük hız ve sıcaklık	843,7
	Turbo kademe yüksek hız ve sıcaklık	1664
	Ekstra özellik yüksek hız ve sıcaklık	944
MODEL 4	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1824
MODEL 5	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1477
MODEL 6	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1760
MODEL 7	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1715
MODEL 8	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1725

Performans testlerinin gerçekleştirilmesinden sonra bu bölümde paylaşılan veriler Minitab 16 programında analiz edilmiştir.

4.2.1 Sıcaklık Analizi

Çizelge 4.5'de sıcaklık analizi için gereken girdi ve çıktılar paylaşılmıştır. Bölüm 4'de çıkış sıcaklığı ölçüm standardında belirtildiği gibi sıcaklık ölçümleri plakadan 25 mm ve 100 mm uzaklıktaki mesafeden yapılır. Çıkış sıcaklığını etkileyecek parametreler hava akış debisi ve ısıtıcının gücü olduğunda bu iki parametre sıcaklık analizi için girdileri oluşturmaktadır.

Çizelge 4. 5 Sıcaklık analizi için girdi ve çıktıların belirlenmesi

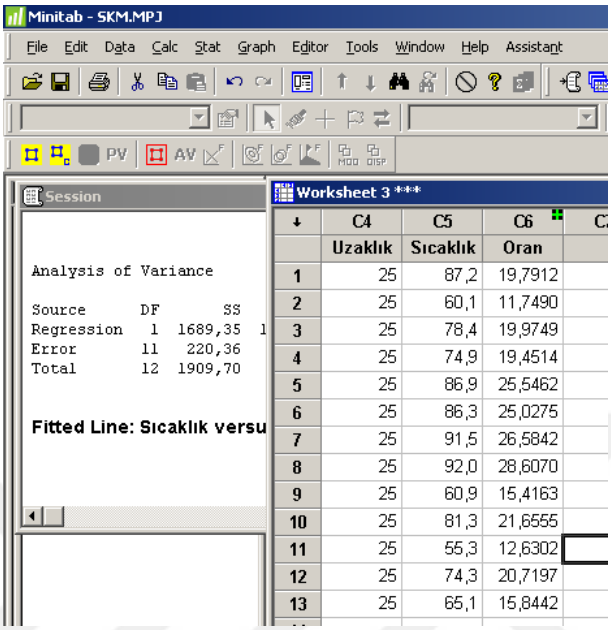
NİCEL GİRDİ	**NİCEL ÇIKTI**
GÜÇ	SICAKLIK (25 mm)
HAVA AKIŞ DEBİSİ	
NİCEL GİRDİ	**NİCEL ÇIKTI**
GÜÇ	SICAKLIK (100 mm)
HAVA AKIŞ DEBİSİ	

25 mm sabit mesafedeki çıkış sıcaklığı üzerindeki debi ve güç parametrelerinin etkisi fitted line plot analizi ile incelenmiştir.Debi ve güç parametrelerinin doğrudan sıcaklık üzerinde bir etkisinin olmadığı fakat Güç/Debi oranının etkisi olup olmadığını tespit etmek amacıyla analiz Güç/Debi oranı ile Sıcaklık parametresi arasında gerçekleştirilmiştir. Çizelge 4.6'da 25 mm sabit mesafedeki sıcaklık analizi için kullanılan veriler gösterilmiştir.

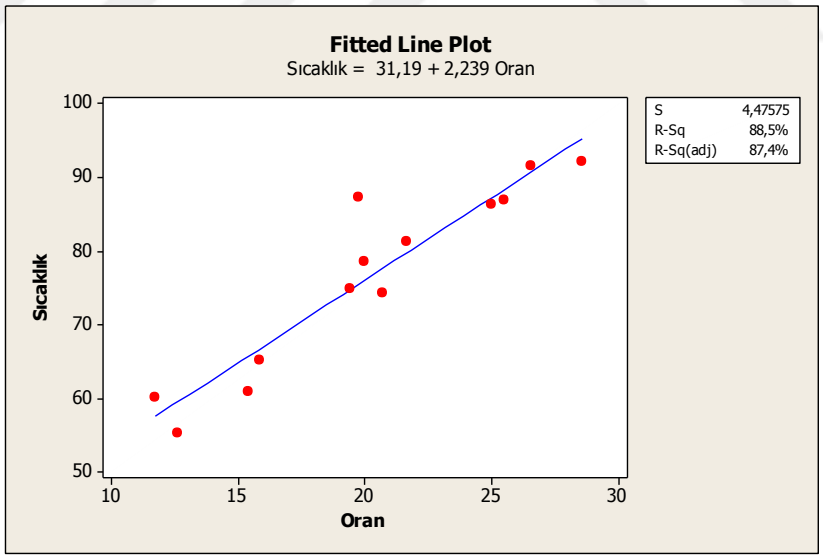
Çizelge 4. 6 25 mm sabit mesafede sıcaklık analizi için kullanılan veriler

MODEL	KADEME	GÜÇ	DEBİ	D_d (mm)	SICAKLIK (25mm)	ORAN (GÜÇ/DEBİ)
MODEL 1	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1858	93,9	25	87,2	19,8
	Ekstra özellik yüksek hız ve sıcaklık	1103	93,9	25	60,1	11,7
MODEL 2	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1879	94,1	25	78,4	20
	Turbo yüksek hız ve sıcaklık	1967	101,1	25	74,9	19,5
MODEL 3	**En düşük hız ve sıcaklık**	714,7	46,4	25	60,9	15,4
	En yüksek hız ve sıcaklık	1418	65,5	25	81,3	21,7
	Turbo kademe düşük hız ve sıcaklık	843,7	66,8	25	55,3	12,6
	Turbo kademe yüksek hız ve sıcaklık	1664	80,3	25	74,3	20,7
	Ekstra özellik yüksek hız ve sıcaklık	944	59,6	25	65,1	15,8
MODEL4	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1824	71,4	25	81,4	25,5
MODEL 5	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1477	46,7	25	**7**1,8	31,6
MODEL 6	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1760	57	25	103,7	30,9
MODEL 7	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1715	64,5	25	91,5	26,6
MODEL 8	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1725	60,3	25	92	28,6

Şekil 4.16'da 25 mm mesafedeki sıcaklık analizi için kullanılan verilerin Minitab 16 programına aktarılmasına dair görüntü paylaşılmıştır. Şekil 4.17'de ise Minitab 16 programında gerçekleştirilen fittid line plot analizinin sonucu paylaşılmıştır.



Şekil 4. 17 25 mm mesafedeki sıcaklık analizi için verilerin Minitab 16'ya aktarılması



Şekil 4. 18 Fitted line plot ile 25 mm mesafedeki sıcaklık analizi

Şekil 4.17'de görülebileceği gibi güç/debi oranı ile sıcaklık arasında % 87,4 oranında bir ilişki görülmektedir. 25 mm mesafedeki sıcaklığın ampirik korelasyonu (4.6) eşitliğinde gösterilmiştir. (4.6) eşitliğinden (4.7) ve (4.8) eşitliğinin çıkarımları yapılmıştır. Sıcaklık T

ile gösterilmiştir ve birimi °C'dir. Isıtıcı gücü P ile gösterilmiştir ve birimi ise Watt'tır. Hava akış debisi V ile gösterilmiştir ve birimi m^3/sa'dir.

$$T = 31{,}19 + 2{,}239 \times \left(\frac{P}{V}\right) \tag{4.6}$$

$$P = \frac{(T-31{,}19)}{2{,}239} \times V \tag{4.7}$$

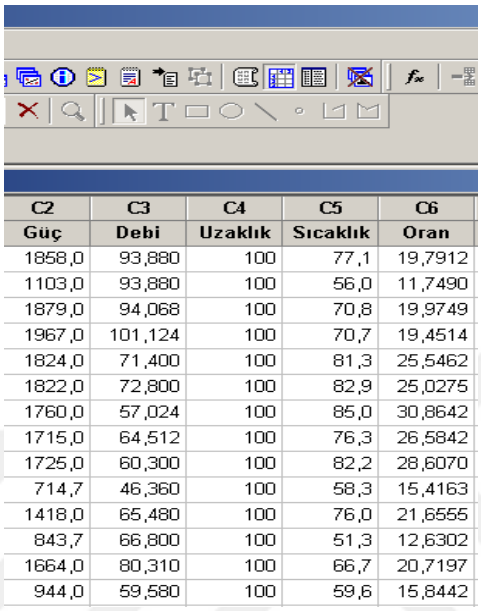
$$V = \frac{2{,}239 \times P}{T-31{,}19} \tag{4.8}$$

25 mm mesafedeki sıcaklık için yapılan 100 mm mesafeden ölçülen çıkış sıcaklığı için de gerçekleştirilmiştir. Çizelge 4.7'de 100 mm mesafeden ölçülen çıkış sıcaklığını analiz etmek için kullanılan veriler paylaşılmıştır. Bu analizde de debi ve güç parametrelerinin sıcaklık ile doğrudan etkisi olmadığı tespit edilmiş ve analiz Güç/Debi oranı ile gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 4. 7 100 mm sabit mesafedeki sıcaklık analizi için kullanılan veriler

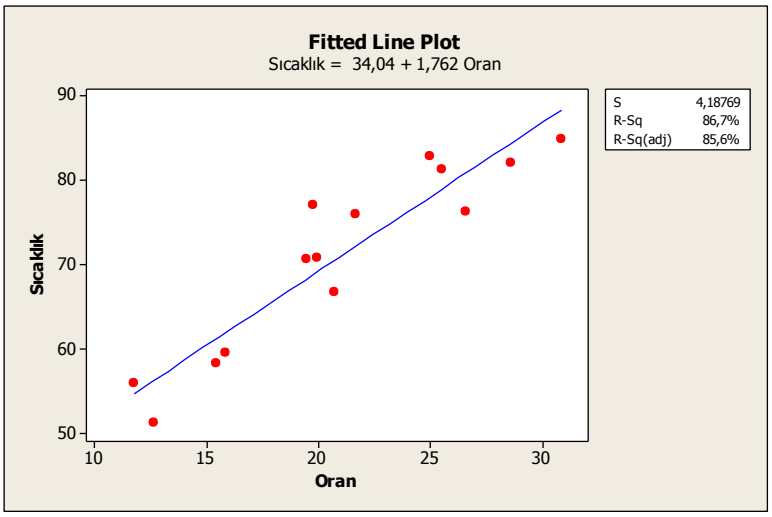
MODEL	KADEME	GÜÇ	DEBİ	D_d (mm)	SICAKLIK (100 mm)	ORAN (GÜÇ/DEBİ)
MODEL 1	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1858	93,9	100	77,1	19,8
	Ekstra özellik yüksek hız ve sıcaklık	1103	93,9	100	56	11,8
MODEL 2	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1879	94,1	100	70,8	20
	Turbo yüksek hız ve sıcaklık	1967	101,1	100	70,7	19,5
MODEL 3	**En yüksek hız ve sıcaklık**	714,7	46,4	100	58,3	15,4
	En yüksek hız ve sıcaklık	1418	65,5	100	76	21,7
	Turbo kademe düşük hız ve sıcaklık	843,7	66,8	100	51,3	12,6
	Turbo kademe yüksek hız ve sıcaklık	1664	80,3	100	66,7	20,7
	Ekstra özellik yüksek hız ve sıcaklık	944	59,6	100	59,6	15,8
MODEL 4	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1824	71,4	100	77,5	25,6
MODEL 5	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1477	46,7	100	65,3	31,6
MODEL 6	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1760	57	100	85	30,9
MODEL 7	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1715	64,5	100	76,3	26,6
MODEL 8	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1725	60,3	100	82,2	28,6

Çizelge 4.7'de paylaşılan veriler kullanılarak 100 mm sabit mesafede güç/debi oranının sıcaklık üzerindeki etkisi fitted line plot analizi ile incelenmiştir. Şekil 4.18'de bu verilerin Minitab 16 programına aktarılmasına ilişkin görüntü paylaşılmıştır. Şekil 4.19'da ise 100 mm mesafeden fitted line plot yöntemi ile yapılan sıcaklık analizinin sonucu paylaşılmıştır.



C2	C3	C4	C5	C6
Güç	Debi	Uzaklık	Sıcaklık	Oran
1858,0	93,880	100	77,1	19,7912
1103,0	93,880	100	56,0	11,7490
1879,0	94,068	100	70,8	19,9749
1967,0	101,124	100	70,7	19,4514
1824,0	71,400	100	81,3	25,5462
1822,0	72,800	100	82,9	25,0275
1760,0	57,024	100	85,0	30,8642
1715,0	64,512	100	76,3	26,5842
1725,0	60,300	100	82,2	28,6070
714,7	46,360	100	58,3	15,4163
1418,0	65,480	100	76,0	21,6555
843,7	66,800	100	51,3	12,6302
1664,0	80,310	100	66,7	20,7197
944,0	59,580	100	59,6	15,8442

Şekil 4. 19 100 mm mesafedeki sıcaklık analizi için verilen Minitab 16' ya aktarılması



Şekil 4. 20 Fitted line plot ile 100 mm mesafedeki sıcaklık analizi

Şekil 4.19'de görülebileceği gibi güç/debi oranı ile sıcaklık arasında % 85,6 oranında bir ilişki görülmektedir. 100 mm mesafedeki sıcaklığın ampirik korelasyonu (4.9) eşitliğinde gösterilmiştir. (4.9) eşitliğinden (4.10) ve (4.11) eşitliklerinin çıkarımları yapılmıştır.

Sıcaklık T ile gösterilmiştir ve birimi °C'dir. Isıtıcı gücü P ile gösterilmiştir ve birimi ise Watt'tır. Hava akış debisi V ile gösterilmiştir ve birimi m^3/sa'dir.

$$T = 34{,}04 + 1{,}762\ \left(\frac{P}{V}\right) \tag{4.9}$$

$$P = \frac{(T-34{,}04)}{1{,}762} \times V \tag{4.10}$$

$$V = \frac{1{,}762 \times P}{T-34{,}04} \tag{4.11}$$

Yapılan sıcaklık analizleri sayesinde belli ısıtıcı gücünde istenilen çıkış sıcaklığını elde etmek için gerekli debiyi formülasyondan teorik olarak bulabiliriz. Örneğin; 100 mm mesafedeki çıkış sıcaklığının 70 °C'de olması için 2000 watt ısıtıcı gücü kullanıldığı durumda debi değerinin formülasyona göre 97,9 m^3/sa olmalıdır. Aynı şekilde, 25 mm mesafedeki çıkış sıcaklığı 70 °C olacak şekilde yapılırsa gerekli debi 115,4 m^3/sa olmadır.

4.2.2 Kurutma Oranı Analizi

Çizelge 4.8'de kurutma oranı analizi için gereken girdi ve çıktılar paylaşılmıştır. Bölüm 4'de çıkış sıcaklığı ölçüm standardında belirtildiği gibi kurutma oranı ölçümleri için öncelikle plakadan 25 mm ve 100 mm uzaklıktaki mesafeden sıcaklık ölçümü yapılır. Çıkış sıcaklığı ölçümlerinden sonra saç kurutma makinesi ve havlu arasındaki D_d mesafesi makinenin çıkışındaki sıcaklık 75 °C olacak şekilde belirlendikten sonra kurutma oranı testleri gerçekleştirilir. Bu nedenle kurutma oranını etkileyen parametrelerin hava akış debisi, ısıtıcının gücü ve havlu ile saç kurutma makinesi arasındaki kurutma mesafesi olduğundan bu üç parametre kurutma oranı analizi için girdileri oluşturmaktadır.

Çizelge 4. 8 Kurutma oranı için girdi ve çıktıların belirlenmesi

NİCEL GİRDİ	**NİCEL ÇIKTI**
GÜÇ(W)	KURUTMA ORANI (gr/dk)
DEBİ(m^3/sa)	
KURUTMA MESAFESİ (mm)	

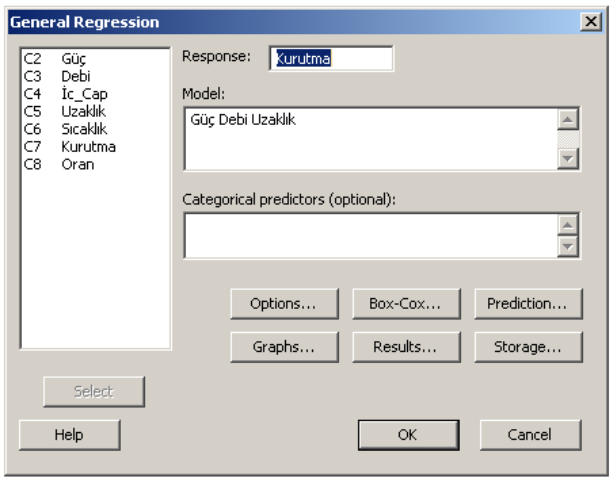
Çizelge 4.8'de belirtildiği gibi güç ve debi çıkış sıcaklığının girdisi olduğundan bu girdiler ile birlikte kurutma mesafesi parametresi de kurutma oranı çıktısını veren girdiler bütününü oluşturur.

Güç, debi ve kurutma mesafesi parametrelerinin kurutma oranı üzerindeki etkinliğini incelemek için bir analiz gerçekleştirilmiştir. Analiz general regression modeli ile gerçekleştirilmiştir. Çizelge 4.9'da kurutma oranı analizinde kullanılan veriler paylaşılmıştır. Analizde, standarda göre belirlenen kurutma mesafesinden yapılan kurutma oranı ölçüm sonuçlarına ek olarak çıkış sıcaklığının 75 °C'nin altında olması halinde kurutma oranı ölçümü 25 mm mesafede yapılacağından sabit 25 mm mesafeden ölçülmüş kurutma oranı ölçüm sonuçları da kullanılmıştır. Bu çalışma ile saça zarar vermeyen düşük çıkış sıcaklığına sahip aynı zamanda kurutma oranı yüksek saç kurutma makinesi tasarımı için girdi oluşturulması hedeflenmiştir.

Çizelge 4. 9 Kurutma oranı analizinde kullanılan veriler

MODEL	KADEME	GÜÇ	DEBİ	D_d (mm)	KURUTMA ORANI (gr/dk)
MODEL 1	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1858	93,9	115,6	5,03
				25	6
	Ekstra özellik yüksek hız ve sıcaklık	1103	93,9	25	4,25
MODEL 2	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1879	94,1	58,2	6,35
				25	6,48
	Turbo yüksek hız ve sıcaklık	1967	101,1	25	6,38
MODEL 3	**En yüksek hız ve sıcaklık**	714,7	65,5	25	2,92
	Turbo kademe düşük hız ve sıcaklık	1418	80,3	114,1	4,58
				25	5,07
	Ekstra özellik yüksek hız ve sıcaklık	843,7	66,8	25	3,45
	En yüksek hız ve sıcaklık	1664	46,4	25	5,68
	En yüksek hız ve sıcaklık	944	59,6	25	5,68
MODEL 4	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1824	71,4	149,4	5,77
				25	5,98
MODEL 5	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1477	46,7	25	5,83
MODEL 6	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1760	57	140,4	5,6
				25	6,25
MODEL 7	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1715	64,5	106,3	5,47
				25	6,3
MODEL 8	**En yüksek hız ve sıcaklık**	1725	60,3	155,3	5,4
				25	6,28

Şekil 4.20'de kurutma analizi için kullanılan girdi ve çıktıların Minitab 16 programına aktarılmasına ilişkin görüntü paylaşılmıştır.



Şekil 4. 21 General regression analizine girdi ve çıktıların aktarılması

Yapılan analiz ile güç, debi ve kurutma mesafesi (uzaklık) parametrelerinin kurutma oranı üzerindeki etkinliği belirlenmiştir. Şekil 4.21'de kurutma oranı analizinin sonucu paylaşılmıştır.

General Regression Analysis: Kurutma versus Güç; Debi; Uzaklık

Regression Equation

Kurutma = 1,54578 + 0,003094 Güç - 0,00997333 Debi - 0,00562742 Uzaklık

Coefficients

Term	Coef	SE Coef	T	P
Constant	1,54578	0,223318	6,9219	0,000
Güç	0,00309	0,000140	22,1690	0,000
Debi	-0,00997	0,003135	-3,1815	0,004
Uzaklık	-0,00563	0,000818	-6,8823	0,000

Summary of Model

S = 0,252963 R-Sq = 95,65% R-Sq(adj) = 95,15%
PRESS = 2,33356 R-Sq(pred) = 93,90%

Analysis of Variance

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Regression	3	36,5624	36,5624	12,1875	190,458	0,0000000
Güç	1	33,3415	31,4490	31,4490	491,466	0,0000000
Debi	1	0,1898	0,6477	0,6477	10,122	0,0037717
Uzaklık	1	3,0310	3,0310	3,0310	47,366	0,0000003
Error	26	1,6637	1,6637	0,0640		
Lack-of-Fit	19	1,6637	1,6637	0,0876	*	*
Pure Error	7	0,0000	0,0000	0,0000		
Total	29	38,2261				

Şekil 4. 22 General regression modelinde yapılan kurutma oranı analizi sonuçları

General regression modelinde P değerinin 0,05'ten küçük olması durumunda girdiler çıktı üzerinde etkin parametredir.

R-sq (adj) değerinden görülebileceği gibi güç, debi ve kurutma mesafesi (uzaklık) parametrelerinin kurutma oranı değeri üzerinde %95,15 etkili olduğu görülmektedir.

Kurutma oranının ampirik korelasyonu (4.12) eşitliğinde gösterilmiştir. (4.12) eşitliğinden (4.13) , (4.14) ve (4.15) eşitliğinin çıkarımları yapılmıştır. Isıtıcı gücü P ile gösterilmiştir ve birimi ise Watt'tır. Hava akış debisi V ile gösterilmiştir ve birimi m^3/sa'dir. Kurutma mesafesi D_d ile gösterilmiştir ve birimi mm'dir. Kurutma oranı ise DR ile gösterilmiştir ve birimi gr/dk'dır.

$$DR = 1{,}54578 + 0{,}003094 \times P - 0{,}00997333 \times V - 0{,}00562742 \times D_d \quad (4.12)$$

$$V = 154{,}99136 + 0{,}310227 \times P - 0{,}564247 \times D_d - \frac{DR}{0{,}00997333} \quad (4.13)$$

$$P = -499{,}605 + 3{,}22344 \times V + 1{,}81882 \times D_d + \frac{DR}{0{,}003094} \quad (4.14)$$

$$D_d = -274{,}687 + 1{,}77227 \times V - 0{,}5498 \times P + \frac{DR}{0{,}00562742} \quad (4.15)$$

Yapılan analiz sayesinde istenen kurutma oranı değeri için gerekli debi, ısıtıcı gücü ve kurutma mesafesi teorik olarak belirlenebilir. Örneğin, uzaklık 25 mm sabit mesafede iken ısıtıcı gücünün 2000 watt olduğu durumda kurutma oranının 6 gr/dk olmasını sağlamak için gerekli debi formülasyondan bulunabilir.

4.2.3 Korelasyonların Deneysel ile Doğrulanması

Modellerin çalışıp çalışmadığını kontrol etmek için belirlenen debi ve güç değerlerinde ürün üzerinde sıcaklık ölçüm ve kurutma oranı testleri tekrarlanmıştır. Çizelge 4.10' da sıcaklık analiz ve deneysel sonuçlar paylaşılmıştır. Çizelge 4.11' de ise kurutma oranı analiz ve deneysel sonuçlar paylaşılmıştır.

Çizelge 4. 10 Sıcaklık analizinin deneysel ile doğrulanması

Güç (Watt)	Debi (m^3/sa)	Sıcaklık (sayısal)	Sıcaklık (deneysel)	Fark (°C)
750	43	69.6	66.8	2.8
1200	70	69.6	67.3	2.3
1800	105	70.2	67.4	2.8

Çizelge 4. 11 Kurutma oranı analizinin deneysel ile doğrulanması

Güç (Watt)	Debi (m^3/sa)	Kurutma Oranı (sayısal)	Kurutma Oranı (deneysel)	Fark (gr/dk)
750	43	3.29	3.15	0.14
1200	70	4.57	4.74	0.17
1800	105	6.03	6.23	0.20

Deneysel çalışma ve analiz sonuçları karşılaştırıldığında ciddi farklar tespit edilmemiş, oluşturulan ampirik korelasyonlar doğrulanmıştır.

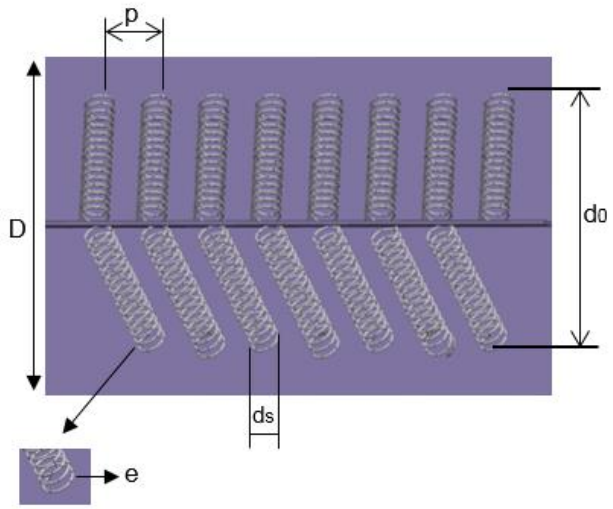
BÖLÜM 5

SAYISAL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile saç kurutma makinasında kullanılan spiral tip ısıtıcı çapının sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisini incelemek için yapılan analizlere ait sonuçlar verilmiştir.

Sayısal olarak yapılan akış analizi öncesinde debi, çıkış sıcaklığı ve kurutma oranı ölçümleri yapılmıştır. Sayısal analizler, debi ve çıkış sıcaklığı ölçümünün yapıldığı ortam koşullarını simüles edecek şekilde hazırlanmış ve analizler için ANSYS Fluent yazılımı kullanılmıştır. Çalışmada ağ eleman sayısı ve en iyi yakınsamayı sağlayan ve akış tipine en uygun türbülans modeli belirlenerek analizlere devam edilmiştir. Analizler, 6000 rpm devir, 1600 Watt ısıtıcı gücü ve sabit 100 mm mesafedeki plaka için gerçekleştirilmiştir. Çalışma, sabit 5543 Reynolds sayısında gerçekleştirilmiştir. 41 mm çaptaki mevcut ısıtıcı için analizler gerçekleştirilmiş ve deneysel veri ile karşılaştırılmıştır. En iyi yakınsamayı sağlayan ağ sayısı ve türbülans modeli ile 44 mm, 46 mm, 48 mm, 50 mm ve 52 mm çaptaki ısıtıcılar için analizler gerçekleştirilmiş ve homojen sıcaklık dağılımını sağlayan ısıtıcı belirlenmiştir. Homojen olan durum için performans testleri gerçekleştirilmiş ve mevcut durum ile kıyaslanmıştır.

Şekil 5.1' de kullanılan ısıtıcıların fiziksel özellikleri gösterilmiştir.Bu çalışmada, spiral tip ısıtıcıların adım aralığı (p), her spiralin çapı (ds), tel kalınlığı (e) ve mika çapı (D) sabit tutularak, ısıtıcı çapı (d_0) optimizasyonu yapılmıştır.



Şekil 5. 1 Spiral tip ısıtıcıların fiziksel özellikleri

5.1 Korunum Denklemleri

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizinde akış dağılımı tahmini için momentum, süreklilik ve enerji denklemlerini içeren Navier Stokes denklemleri kullanılır. Akışın ısı transferi içermesi durumunda enerji denklemleri kullanılır. Akış ve ısı transferi analizlerinde kullanılan denklemler (5.1), (5.2), (5.3), (5.4), (5.5), (5.6) ve (5.7) eşitliklerinde ifade edilmiştir.

Süreklilik denklemi;

$$\left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}\right]=0 \tag{5.1}$$

şeklinde ifade edilir.

Momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v})+\nabla\cdot(\rho\vec{v}\vec{v})=-\nabla p+\nabla\cdot(\bar{\bar{\tau}})+\rho\vec{g}+\vec{F} \tag{5.2}$$

olacak şekilde yazılır.

x-yönündeki momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uu)+\frac{\partial}{\partial y}(\rho vu)+\frac{\partial}{\partial z}(\rho wu)=-\frac{\partial p}{\partial x}+\mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \tag{5.3}$$

y-yönündeki momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho wv) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \quad (5.4)$$

z-yönündeki momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uw) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vw) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho ww) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \quad (5.5)$$

Enerji denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho E) + \nabla\left(\vec{v}(\rho E + p)\right) = \nabla\left(k_{eff}\nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + \left(\bar{\bar{\tau}}_{eff}\vec{v}\right)\right) + S_h \quad (5.6)$$

Çoklu referans çerçevesindeki akış için enerji korunum denklemi (5.7) eşitliğindeki gibi ifade edilir. [15]

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho E_r) + \nabla(\overrightarrow{\rho v_r} H_r) = \nabla\left(k\,\nabla T + (\bar{\bar{\tau}}_r \vec{v}_r)\right) + S_h \quad (5.7)$$

Analizlerde SIMPLE algoritması kullanılarak çözüm yapılmıştır.

5.2 Ağ Eleman Sayısının Belirlenmesi

Hesaplamalı akışkanları dinamiği analizlerinde doğru ağ elemanı sayısı, yapısı, tipi ve doğru türbülans modeli kullanılması oldukça önemlidir. Uygun ağ sayısı ve yapısı, çözüm süresi ve modelin doğruluğu iyileşir. Bu amaçla farklı ağ elemanı sayısının hava debisi ve çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisini görmek amacıyla k-ε Realizable türbülans modeli sabit tutularak 7×10^6, 10×10^6, 18×10^6, 21×10^6 ve 26×10^6 ağ sayısı olmak üzere beş farklı analiz yapılmıştır.

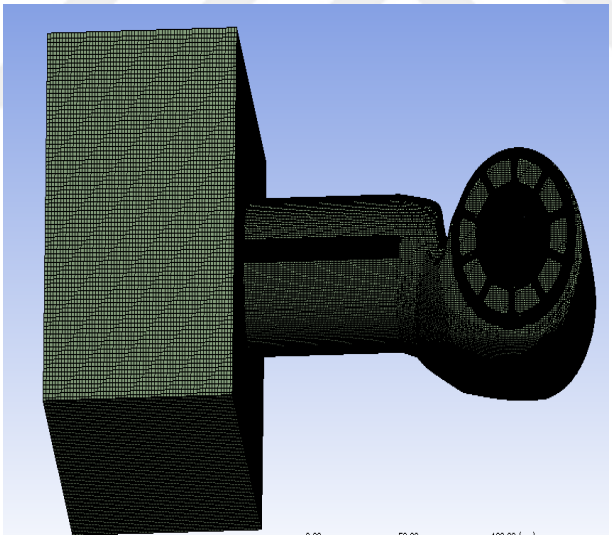
Mevcut ısıtıcının çapı 41 mm'dir. Bu çalışmada, öncelikle mevcut ısıtıcının olduğu salyangoz üzerinde debi, çıkış sıcaklığı ve kurutma oranı ölçümleri yapılmıştır. HAD analizleri mevcut ısıtıcılı durum için yapılmış ve deneysel veriler ışığında uygun analiz yöntemi belirlemek amacıyla ağ elemanından bağımsızlaştırma ve uygun türbülans modeli için analizler yapılmıştır. Çizelge 5.1'de ağ elemanı sayısının debi ve çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi gösterilmiş ve deneysel veri paylaşılmıştır. Çıkış sıcaklığı değerleri, üzerinde 53 adet termokupl bulunan plaka referans alınarak termokupl

noktalarından ölçülen maksimum çıkış sıcaklığı çizelge 5.1'de gösterilmiştir. Plaka üzerindeki maksimum çıkış sıcaklıkları ağ eleman sayısı arttıkça artmıştır. Fakat deneysel çalışmada 53 adet termokupl üzerinden çıkış sıcaklığı ölçümü yapıldığı için maksimum değeri belirlemek için sıcaklık dağılım haritaları detaylı bir şekilde incelenmiştir.

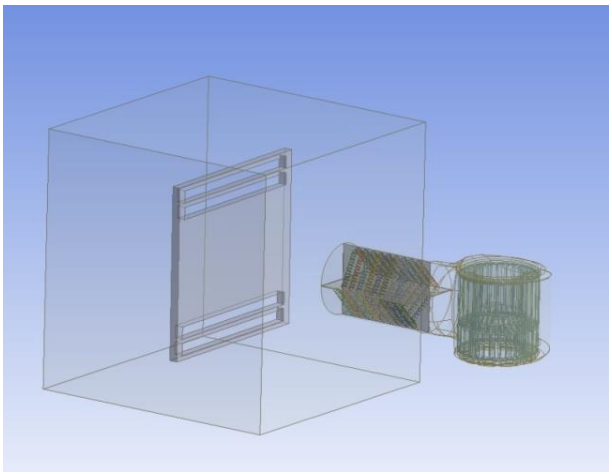
Çizelge 5. 1 Ağ elemanı sayısının debi ve çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi

	Sıcaklık °C	Hava Debisi (m^3/sa)
$7x10^6$	85,3	83,6
$10x10^6$	91,1	85,6
$18x10^6$	99,1	87,5
$21x10^6$	92,8	87,5
$26x10^6$	99,4	87,7
Deneysel	75,9	83,1

Saç kurutma makinesinin akış hacmine atılan 7 milyon ağ elemanının yapısı Şekil 5.2'de gösterilmiştir. Şekil 5.3'de ise analiz yapılan geometri gösterilmiştir.

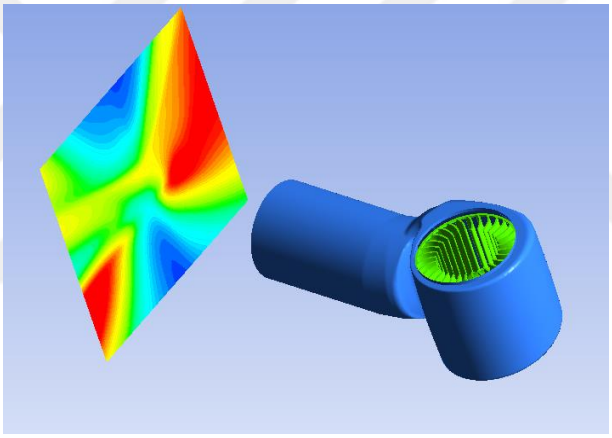


Şekil 5. 2 Ağ elemanı yapısı



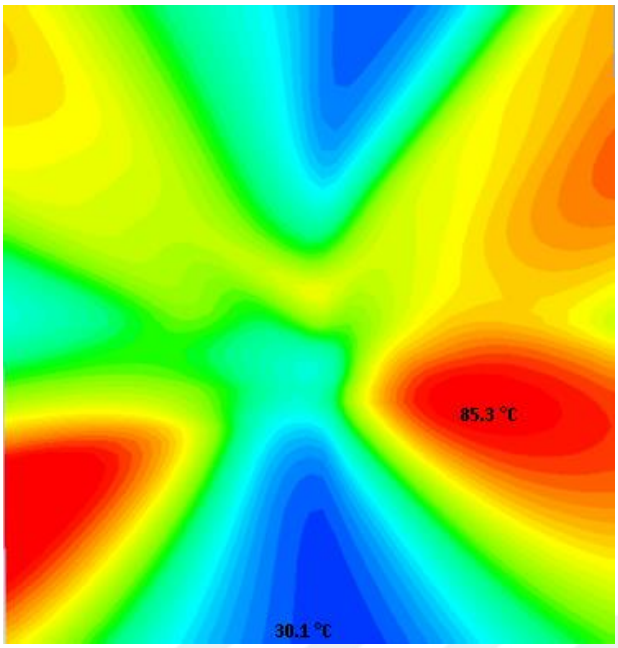
Şekil 5. 3 Analizlerin gerçekleştirildiği geometri

Plaka üzerindeki sıcaklıklar Şekil 5.4'deki konumlama dikkate alınarak beş farklı ağ elemanı sayısı ile yapılmış analizlerin sonuçları alınmıştır.

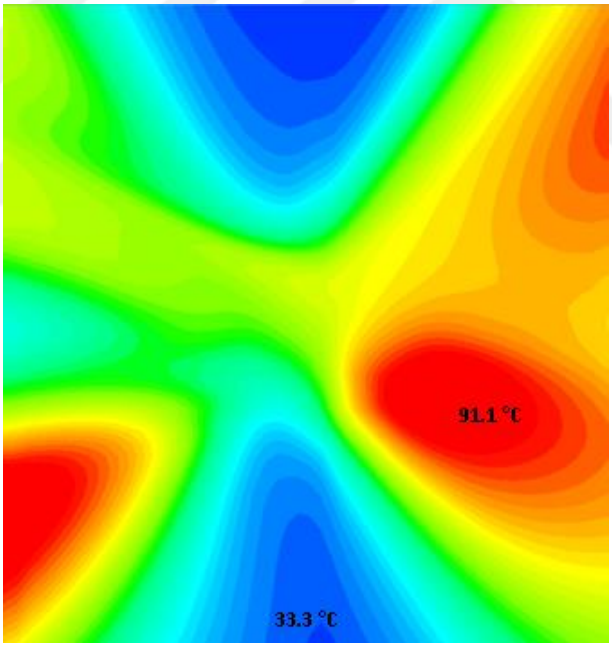


Şekil 5. 4 $10x10^6$ ağ elemanı sayısı ve k-ε Realizable türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilen sıcaklık analizi sonucu

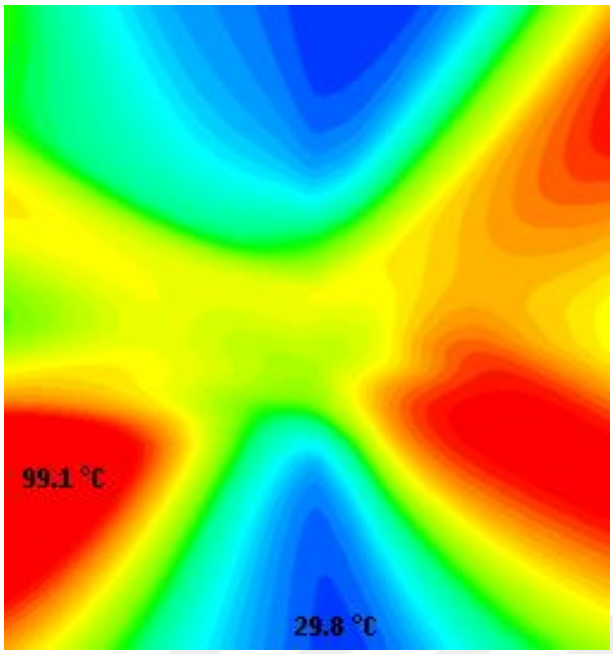
Şekil 5.5, Şekil 5.6, Şekil 5.7, Şekil 5.8 ve Şekil 5.9'da k-ε Realizable türbülans modeli kullanılarak farklı ağ elemanı sayısında yapılan analizlerden elde edilen sıcaklık dağılım haritaları, maksimum ve minimum sıcaklık noktaları gösterilmiştir. Sıcaklık kontürlerleri 27 °C ile 100 °C olacak şekilde sonuçlar alınmıştır.



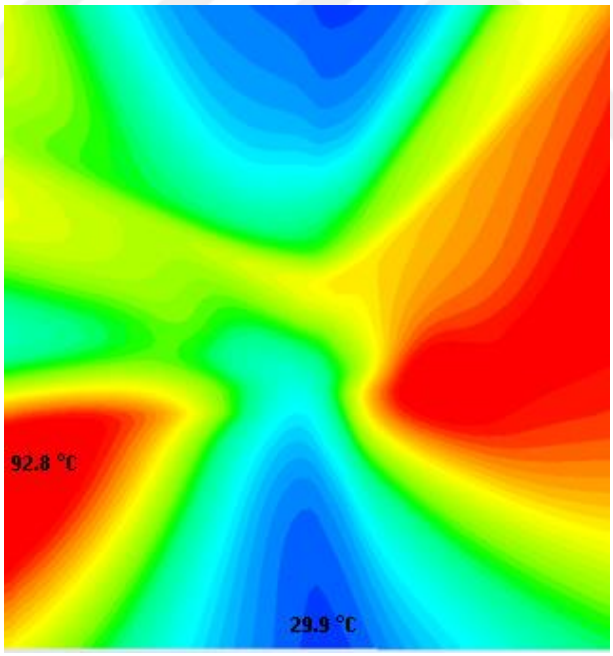
Şekil 5. 5 $7x10^6$ ağ elemanı sayısı ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası



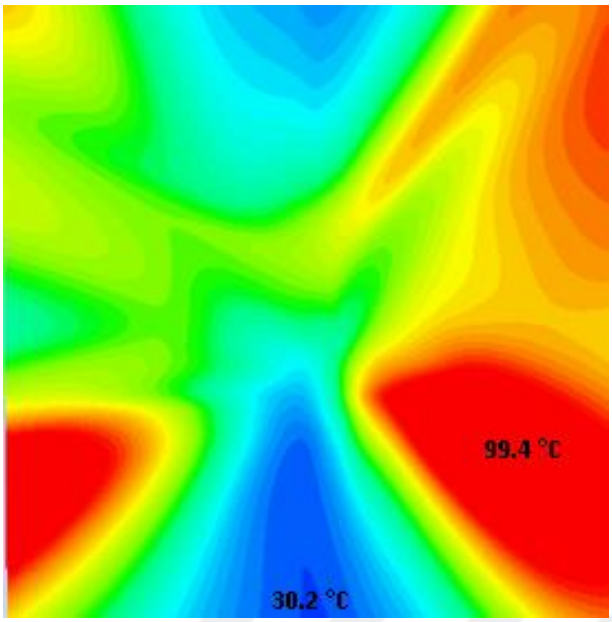
Şekil 5. 6 $10x10^6$ ağ elemanı sayısı ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası



Şekil 5. 7 $18x10^6$ ağ elemanı sayısı ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası



Şekil 5. 8 $21x10^6$ ağ elemanı sayısı ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası



Şekil 5. 9 $26x10^6$ ağ elemanı sayısı ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası

Ağ elemanından bağımsızlaştırma çalışması ile hem çözüm süresinin kısa olması hem de deneysel veriye en yakın sonucu $7x10^6$ ağ sayısı verdiğinden olduğuna karar verilmiştir.

5.3 Türbülans Modelinin Belirlenmesi

Analizlerde kullanılacak türbülans modeli, deneysel sonuçları yakınsama kabiliyeti, akış tipi ve çözüm süresinin ekonomik olması gibi parametreler temel alınarak belirlenir.

Bu çalışmada akış uygulamalarında yaygın olarak kullanılan Standart, RNG ve Realizable k-ε ile Standart ve SST k-ω modelleri incelenmiştir. [15]

5.3.1 k-ε Türbülans Modelleri

k-ε türbülans modelleri incelendiğinde Standart, RNG ve Realizable olmak üzere üç tane türbülans modeli vardır. Bu üç modelde benzerlik göstermektedir. Aralarındaki temel farklar ise türbülans viskozitesinin hesaplanma yöntemi, türbülans kinetik enerji (k) ve onun kayıp oranının "dissipasyon" (ε) türbülans difüzyonunu ayarlayan türbülans Prandtl sayısı ve ε denklemindeki üretim ve yıkım terimleri olarak ifade edilir. Bu bölümde transport denklemleri, türbülans viskozitesinin hesaplanma yöntemi ve model sabitleri her bir model için ayrıca gösterilecektir.

5.3.1.1 Standart k-ε Türbülans Modeli

İki denklemli türbülans modelleri, iki ayrı tranport denklemlerini çözerken türbülans uzunluğu ve zaman aralığının belirlenmesine imkan verir. Standart k-ε türbülans modeli iki denklemli türbülans modelleri arasında yer alır ve akış hesaplamanlarında kullanılır.

Bahsedilen transport denklemleri, kaldırma kuvvetleri etkisi ihmal edildiğinde, k ve ε için sırası ile (5.7) ve (5.8) eşitliklerinde gösterildiği gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}\right) + G_k \rho \tag{5.7}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon}\rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \tag{5.8}$$

Difüzivite terimleri ise (5.9) eşitliğindeki gibidir.

$$\Gamma_\varepsilon = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right) \text{ ve } \Gamma_k = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right) \tag{5.9}$$

Hız gradyanından kaynaklanan türbülans kinetik enerjisini üretimini ifade eden terim (5.10) eşitliğinde gösterildiği gibi olup, türbülans viskozitesi, türbülans kinetik enerjisi ve onun kayıp oranı cinsinden (5.11) eşitliğindeki gibi yazılır.

$$G_k = -\rho \overline{u_i}' \overline{u_j}' \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \tag{5.10}$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{5.11}$$

5.3.1.2 RNG k-ε Türbülans Modeli

RNG k-ε türbülans modeli renormalizasyon grubu teorisi olarak adlandırılan istatistiksel tekniklerin kullanılmasıyla türetilmiştir. Temelde standart k-ε türbülans modeline benzer fakat ilave terimler içerir. Bu modelde k ve ε için transport denklemleri denklem (5.7) ve denklem (5.8)'deki gibi yazılabilir. RNG k$-\varepsilon$ modelin, standart k$-\varepsilon$ modeline göre en büyük farkı, ε denklemine ilave olarak gelen R terimidir ve (5.12) eşitliğinde gösterilmiştir.

$$R = \frac{C_\mu \rho \eta^3 \left(1 - {}^{\eta}/_{\eta_0}\right)}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \tag{5.12}$$

Transport denklemi ise (5.13) eşitliğinde ifade edilmiştir. C_2 sabiti ise (5.14) eşitliğinde gösterildiği gibi elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k - C_{2\varepsilon}^{*}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{5.13}$$

$$C_2^{*} = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 \left(1 - {}^{\eta}/_{\eta_0}\right)}{1+\beta\eta^3} \tag{5.14}$$

(5.14) eşitliğindeki η türbülans kinetik enerjisinin üretimi ve kayıp oranının fonksiyonu olup, türbülans kinetik enerjisinin üretimi ise (5.15) eşitliğindeki gibi hesaplanır.

$$\eta = S\frac{k}{\varepsilon} \tag{5.15}$$

(5.15) eşitliğindeki S terimi, standart k-ε modelinde olmayan, yüksek kayma oranları ve akım çizgisi eğrilikleri için oldukça önemlidir. Standart k-ε model sabit değerleri kullanırken, RNG model türbülans Prandtl sayıları için analitik formül sağlar. Standart k-ε model yüksek Reynolds sayısı modelidir. RNG model ise düşük Reynolds sayısı etkisini hesaplayan etkin viskozite için analitik türetilmiş diferansiyel formül sağlar. Tüm bu özellikler standart k-ε model karşılaştırıldığında RNG modeli daha doğru ve daha güvenilir kılar.

5.3.1.3 Realizable k-ε Türbülans Modeli

Realizable k-ε modeli, standart k-ε modelinden iki önemli konuda farklıdır. Realizable k-ε modeli, türbülans viskozitesi için alternatif formülasyon ve dissipasyon oranı olan ε için güncellenmiş transport denklemi içerir. "Realizable" terimi, modelin türbülanslı akışların fiziği ile uyumlu olan Reynolds gerilmeleri üzerindeki bazı matematiksel kısıtlamaları karşılaması anlamına gelir. Ne standart k-ε model ne de RNG k-ε modelrealizable değildir. farklı olarak türbülans viskozitesi için alternatif bir formülasyon içermektedir. Realizable modelde yapılan değişiklikler standart k-ε modeline göre, özellikle akış özelliklerinin türbülanslı olduğu bölgelerde iyileştirmeler sağlamaktadır. Son yıllarda yapılan çalışmalara göre Realizable k-ε modeli ayrık akış modellerinin çözümünde diğer k-ε modeller ile kıyaslandığında performans açısından en iyi modeldir.

5.3.2 k-ω Türbülans Modelleri

k-ω modelleri ile k-ε modelleri birbirine benzerlik göstermektedir. Fakat, k-ω modeli ω ile ifade edilen kinetik enerjinin dissipasyonunun özgül oranını çözer. Düşük Reynolds sayısı modelidir fakat duvar fonksiyonlarıyla birlikte kullanılabilir. Yakınsama kabiliyeti k-ε modelden daha zordur ve çözümün başlangıçtaki tahminine oldukça duyarlıdır. K-ω modeli iç akışlar, ayrık akışlar ve jet akışlar gibi k-ε modelinin doğru olmadığı birçok durumda yararlıdır.[15]

5.3.2.1 Standart k-ω ve SST k-ω Türbülans Modelleri

Standart k-ω modeli, düşük Reynolds sayısı etkileri, sıkıştırılabilirlik ve kayma akış yayılımı için modifikasyonlar içeren Wilcox k-ω modelini temel alır. Bu modelin kayma tabakası dışındaki k ve ω değerlerinin çözümündeki hassasiyeti iyi değildir. Standart k-ω modeli için transport denklemleri (5.16) ve (5.17) eşitliklerinde gösterilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}\right) + G_k - Y_k + S_k \tag{5.16}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \tag{5.17}$$

Shear Stress Transport (SST) k-ω modeli ise, k-ωmodelinin duvara yakın bölgelerdeki doğru ve sağlam formülasyonu ile duvardan uzak bölgelerdeki k-ε modelinin serbest akış durumlarının bağımsızlığının Menter tarafından harmanlanmasıyla geliştirilmiştir. Böylece serbest akışlı durumlardan etkilenmeyen ve duvara yakın bölgelerde daha iyi performans sağlayan model geliştirilmiştir. Bu amaçla, k-ε modelik- ω modeline dönüştürülmüştür. SST k-ω model ile standart karşılaştırıldığında SST modelin sabitleri farklıdır. SST modelde türbülans viskozitesi tanımı türbülans kayma gerilmesinin transportu kavramını içerecek şekilde güncellenmiştir. Shear Stress Transport (SST) k-ω modelinin transport denklemleri (5.18) ve (5.19) eşitliklerinde gösterilmiştir. [16]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}\right) + G_k - Y_k + S_k \tag{5.18}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega + D_\omega \tag{5.19}$$

5.3.3 Türbülans Modelinin Belirlenmesi

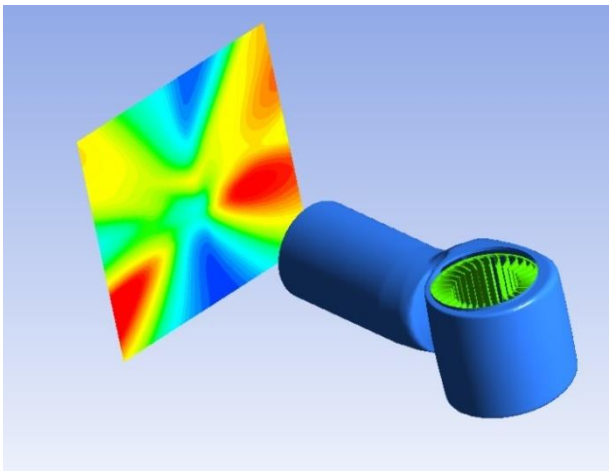
Mevcut durum için standart performans testleri gerçekleştirilmiştir ve bu veriler ışığında yapılan HAD analizinin gerçeğe en yakın sonucu verecek şekilde optimize edilmiştir. HAD analizleriyle ısıtıcı çapının sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisini incelemek için yapılan çalışmada öncelikle ağ elemanı sayısı belirlenmiş ve ardından türbülans modelinin belirlenmesi için sabit eğ elemanı sayısında 5 farklı türbülans modeli için analizler gerçekleştirilmiştir.

$7x10^6$ ağ elemanı sayısı sabit tutularak 6000 rpm devirde 1600 Watt ısıtıcı gücünde 100 mm uzaklıktaki plaka için beş farklı analiz yapılmıştır. Türbülans modeli, hava debisi ve maksimum çıkış sıcaklığı değerlerinin deneysel veri ile karşılaştırılmasıyla belirlenmiştir. Çizelge 5.2'de $7x10^6$ ağ elemanı sayısı sabit tutularak türbülans modelinin belirlenmesi için yapılan analiz sonuçları paylaşılmıştır.

Çizelge 5. 2 $7x10^6$ sabit ağ elemanı sayısında türbülans modelinin çıkış sıcaklığı ve hava debisi üzerindeki etkisi

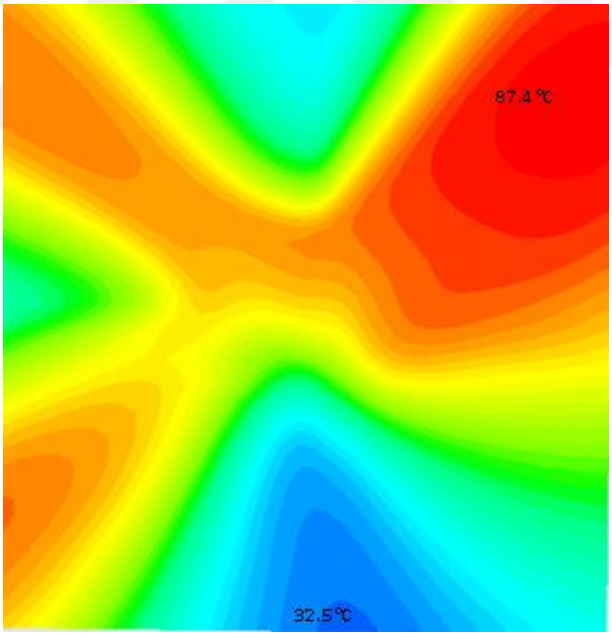
	Sıcaklık °C (max)	Sıcaklık °C (min)	Hava Debisi (m^3/sa)
k-ε RNG	87,4	32,5	85,9
k-ε Standart	87,4	31,7	83,7
k-ε Realizable	85,3	30,1	83,6
k-ω Standart	84,1	27,2	84,9
k-ω SST	87,7	28,4	84,9
Deneysel	75,9	33,1	83,1

Şekil 5.10'de $7x10^6$ ağ elemanı sayısı ve k-ε Realizable türbülans modeli ve enerji denklemleri kullanılarak yapılan 100 mm mesafedeki plaka üzerinde sıcaklık dağılımını gösteren bir görsel paylaşılmıştır. Plaka üzerindeki sıcaklıklar Şekil 5.10'deki konumlama dikkate alınarak beş farklı türbülans modeliyle yapılmış analizlerin sonuçları alınmıştır.

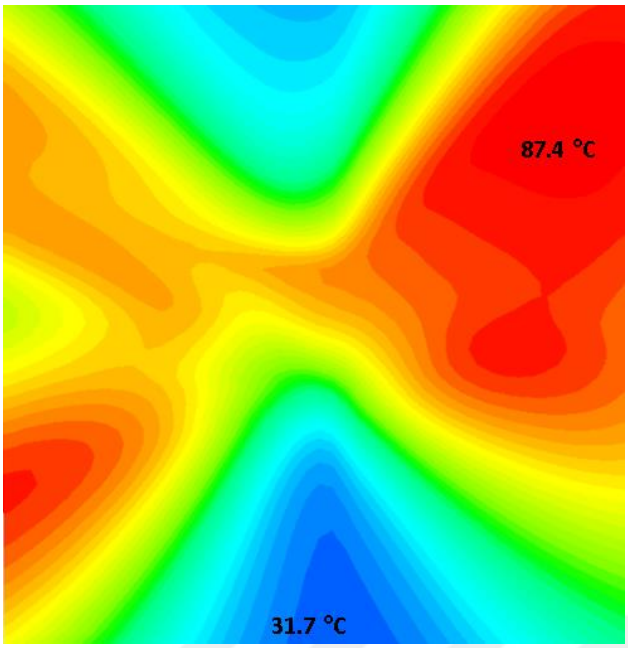


Şekil 5. 10 $7x10^6$ ağ elemanı sayısı ve k-ε Realizable türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilen sıcaklık analizi sonucu

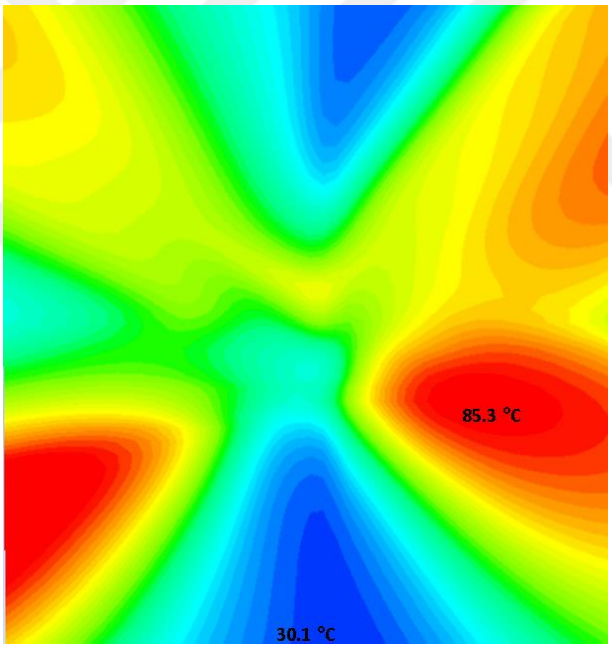
Şekil 5.11, Şekil 5.12, Şekil 5.13, Şekil 5.14 ve Şekil 5.15'de farklı türbülans modelinin maksimum ve minimum çıkış sıcaklığı ve sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Sıcaklık dağılımı haritaları, sıcaklık kontürleri 27 °C ile 100 °C arasında olacak şekilde çıkarılmıştır.



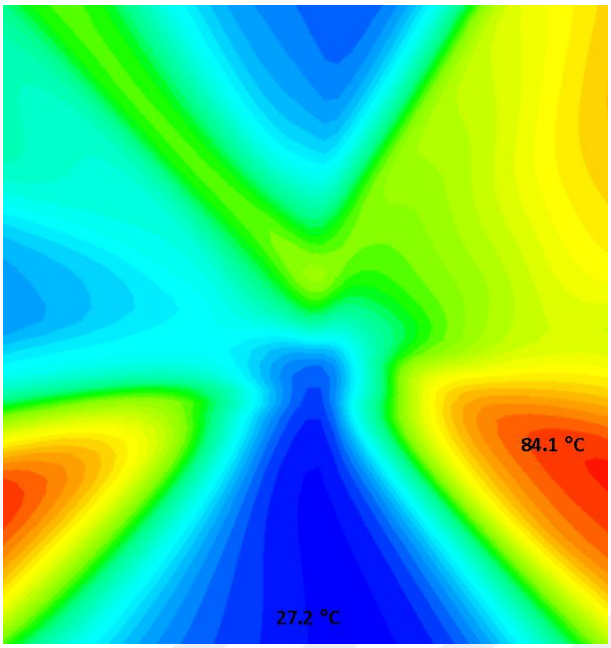
Şekil 5. 11 k-ε RNG ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası



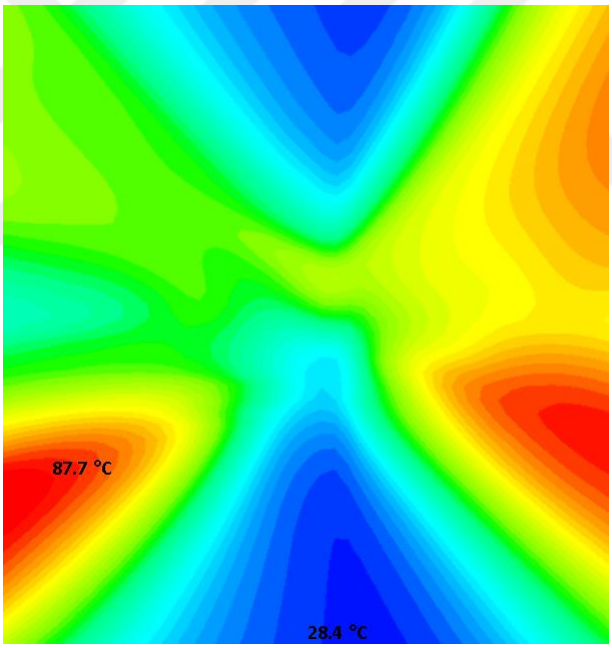
Şekil 5. 12 k-ε Standart ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası



Şekil 5. 13 k-ε Realizable ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası



Şekil 5. 14 k-ω Standart ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası

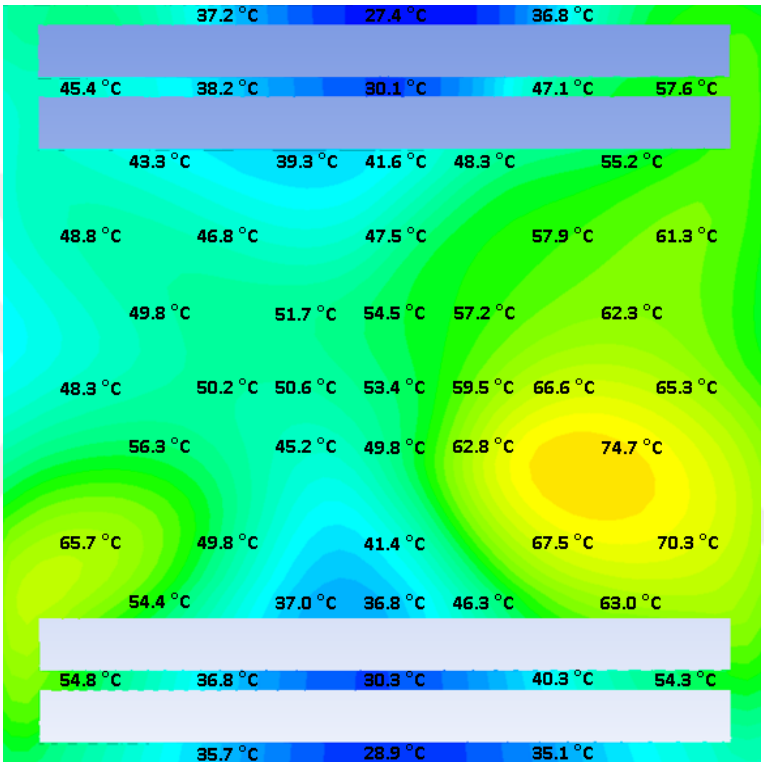


Şekil 5. 15 k-ω SST ile yapılan analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası

Yapılan ağ elemanı bağımsızlaştırma ve türbülans modelinin belirlenmesi çalışması sonucunda $7x10^6$ ağ elemanı sayısı ve k-ε Realizable türbülans modeli ile ısıtıcı çapı optimizasyonu çalışması gerçekleştirilmiştir.

5.4 Isıtıcı Çapı Optimizasyonu Çalışmaları

Ağ elemanı sayısı ve türbülans modeli belirlenirken plakadaki açıklıklar, salyangoz ve ısıtıcı malzemesi özellikleri ihmal edilmiştir. Plaka üzerindeki kanalların olduğu ve salyangoz, ısıtıcı malzemesi göz önüne alınarak sabit $7x10^6$ ağ elemanı sayısı ve k-ε Realizable türbülans modeli ile analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.16'da bu analiz sonucu elde edilen sıcaklık dağılım haritası paylaşılmıştır. Sıcaklık kontürleri 27 °C ile 87 °C arasında olacak şekilde sonuç alınmıştır.

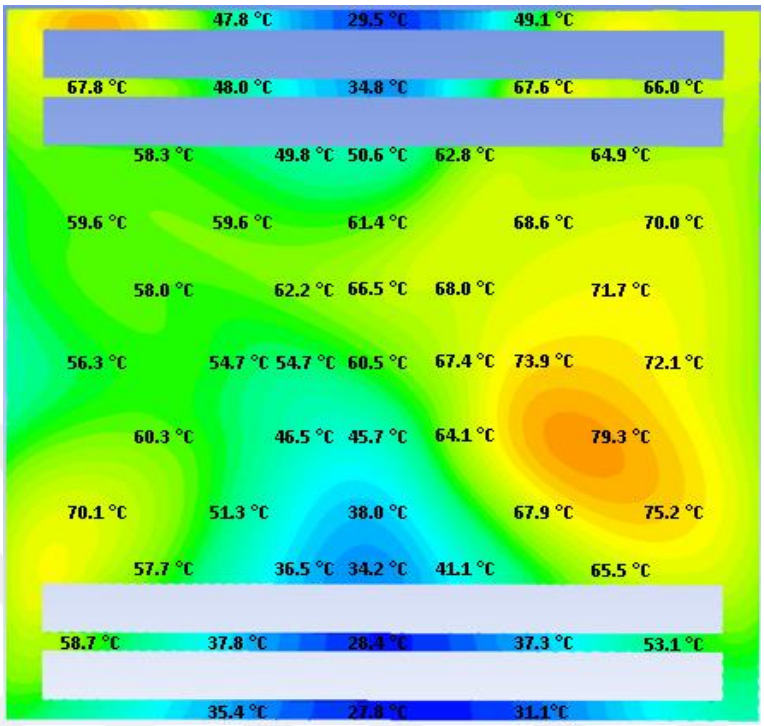


Şekil 5. 16 Mevcut ısıtıcının $7x10^6$ ağ elemanı sayısı ve k-ε Realizable türbülans modeli ile gerçekleştirilen analiz sonucu

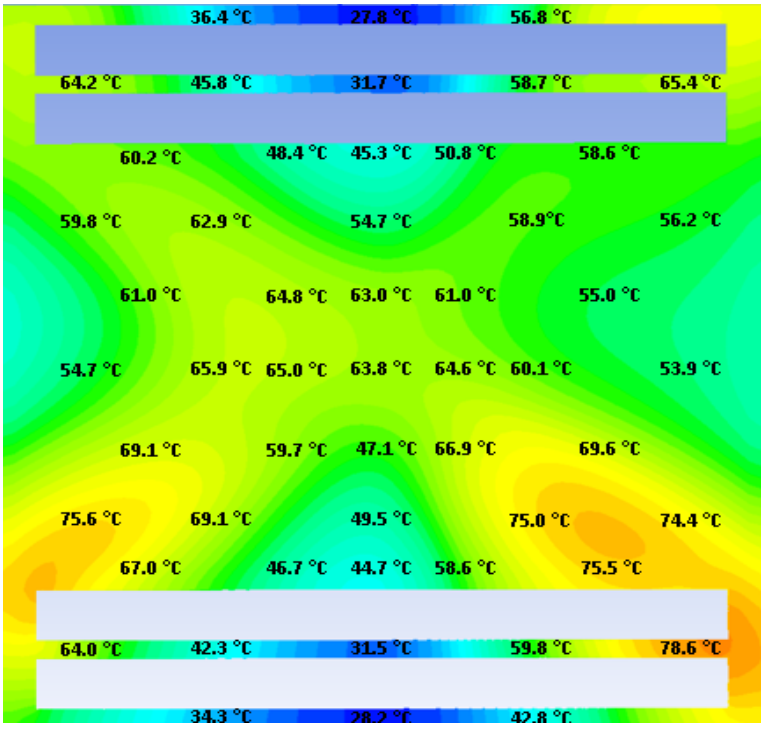
Plaka üzerine açılan kanallar ve salyangoz, ısıtıcı malzemesinin tanımlanmasıyla deneysel veriye daha yakın analiz sonucu elde edilmiştir. Maksimum çıkış sıcaklığı deney sonuçlarında 75.9 °C iken analiz sonucu 74.7 °C'dir. Şekil 5.16' da gösterilen harita mevcut durumu temsil eder ve 44 mm, 46 mm, 48 mm, 50 mm ve 52 mm çaptaki ısıtıcılar için aynı analizler gerçekleştirilerek homojen sıcaklık dağılımının yakalanması hedeflenmiştir.

Şekil 5.17'da 44 mm çaptaki ısıtıcı ile yapılan HAD analizi sonucu paylaşılmıştır. Şekil 5.18' de 46 mm çaptaki ısıtıcı ile yapılan HAD analizi sonucu paylaşılmıştır. Şekil 5.19'de

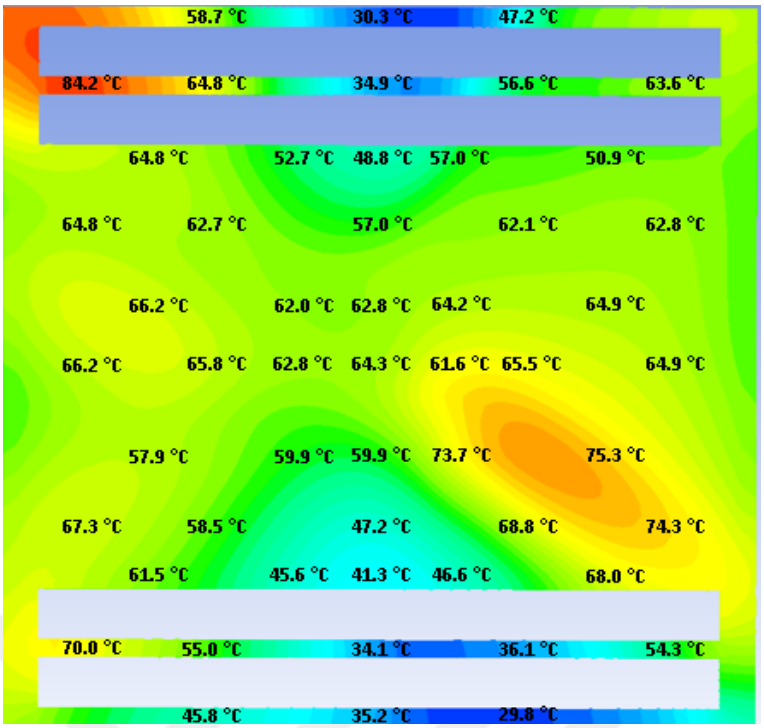
48 mm çaptaki ısıtıcı ile yapılan HAD analizi sonucu paylaşılmıştır. Şekil 5.20'de 50 mm çaptaki ısıtıcı ile yapılan HAD analizi sonucu paylaşılmıştır. Şekil 5.21'de 52 mm çaptaki ısıtıcı ile yapılan HAD analizi sonucu paylaşılmıştır.



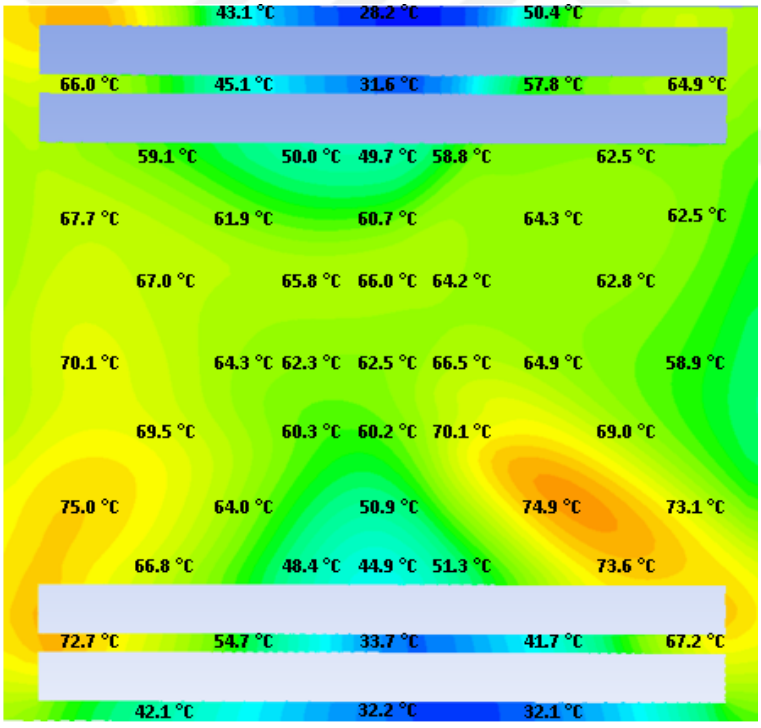
Şekil 5. 17 44 mm çaptaki ısıtıcının sıcaklık dağılım haritası



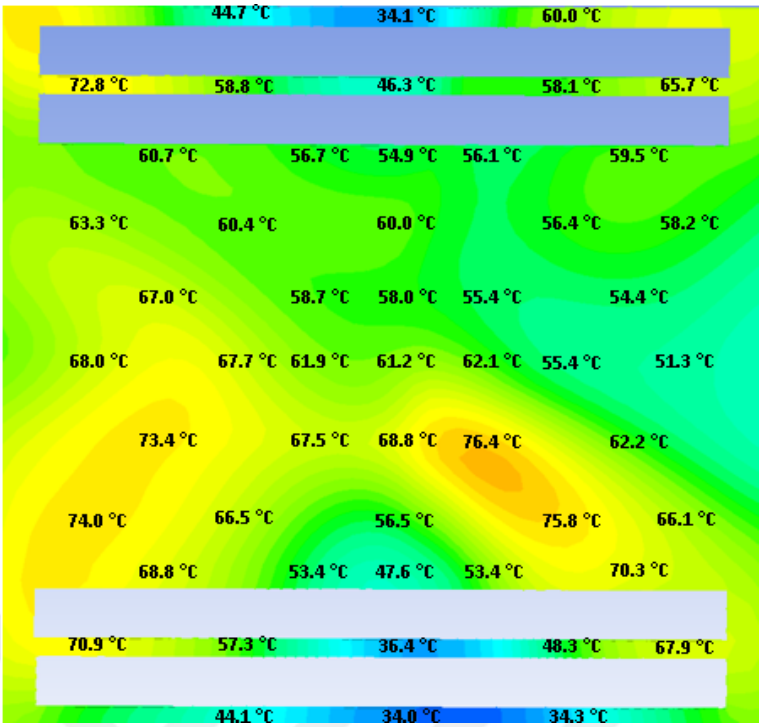
Şekil 5. 18 46 mm çaptaki ısıtıcının sıcaklık dağılım haritası



Şekil 5. 19 48 mm çaptaki ısıtıcının sıcaklık dağılım haritası



Şekil 5. 20 50 mm çaptaki ısıtıcının sıcaklık dağılım haritası



Şekil 5. 21 52 mm çaptaki ısıtıcının sıcaklık dağılım haritası

Çizelge 5.3'de farklı çaptaki ısıtıcıların çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi gösterilmiştir.

Çizelge 5. 3 Farklı çaptaki ısıtıcıların çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi

	Sıcaklık °C (max)	Sıcaklık °C (min)	Sıcaklık Farkı (°C)
41 mm	74,7	27,4	47,3
44 mm	79,3	27,8	51,5
46 mm	78,6	27,8	50,8
48 mm	84,2	29,8	54,4
50 mm	75	28,2	46,8
52 mm	76,4	34	42,4

Isıtıcı çapı arttıkça soğuk kalan bölgelerinde ısınmaya başladığı paylaşılan görsellerden görülebilir. 44 mm, 46 mm ve 48 mm çapta ısıtıcı kullanıldığında maksimum ve minimum çıkış sıcaklığı arasındaki fark yüksektir fakat maksimum çıkış sıcaklığından da anlaşılacağı üzere plaka ısınmaya başlamıştır. Fakat 50 mm ve 52 mm çapta ısıtıcı kullanıldığı durumda haritanın diğer durumlara göre daha homojen olduğu, maksimum ve minimum çıkış sıcaklığı arasındaki farkın azaldığı gözlenmiştir. 52 mm çapta ısıtıcı kullandığı durumda soğuk kalan bölgelerin daha az olması ve termokupllarda okunan sıcaklık değerlerinin birbirine yakın olması sonucu bu durum en homojen durum olarak belirlenmiştir. Yapılan bu çalışmayı doğrulamak için 52 mm çapta ısıtıcı kullanılarak

performans testleri gerçekleştirilmiş ve iyileşme oranı çıkarılmıştır. Performans sonuçları Çizelge 5.4'de paylaşılmıştır.

Çizelge 5. 4 41 mm çaptaki mevcut durum ile 52 mm çaptaki ısıtıcı için gerçekleştirilen performans testlerinin sonuçları

	Max. Sıcaklık °C (HAD)	Max.Sıcaklık °C (Deneysel)	Min. Sıcaklık °C (HAD)	Min. Sıcaklık °C (Deneysel)	DR gr/dk
41 mm	74,7	75,9	27,4	33,1	4,8
52 mm	76,4	78,2	34	36,1	5,2

Çizelge 5.4'de paylaşılan sonuçlar ışığında çapın artması ile homojen sıcaklık dağılımı sağlanmasından dolayı kurutma oranında %10'luk bir iyileşme sağlanmıştır.

Isıtıcı çapının optimizasyonu için yapılan analizlerde hava debisi miktarının 1 ila 3 m3/sa bandında değiştiği gözlenmiştir. Isıtıcı çapına bağlı olarak hava debisindeki değişim Çizelge 5.5'da gösterilmiştir.

Çizelge 5. 5 Isıtıcı çapının hava debisi üzerindeki etkisi

	Hava Debisi (m^3/sa)
41 mm	83,6
44 mm	83,9
46 mm	84,7
48 mm	85,3
50 mm	86,1
52 mm	87,3

Isıtıcı çapı arttıkça salyangoz cidarı ile ısıtıcı teller arasındaki mesafe azalır. Böylece hava akışını engelleyen tellerin salyangoz duvarına yaklaşması ile debi az da olsa artmıştır.

Bu çalışmada hava debisi, sıcaklık ve kurutma oranı ölçümleri dışında ısıtıcı çapının ses gücü düzeyi üzerindeki etkisini incelemek amacıyla ölçümler gerçekleştirilmiştir. Ölçüm sonuçları Çizelge 5.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 5. 6 Isıtıcı çapının ses gücü düzeyi üzerindeki etkisi

	Ses Gücü Düzeyi (dBA)
41 mm	73,3
44 mm	73,1
46 mm	73,2
48 mm	73,2
50 mm	73,1
52 mm	73,0

Yapılan ses gücü düzeyi ölçümleri sonuçları incelendiğinde, ısıtıcı çapının ses gücü düzeyi üzerinde etkisi olmadığı tespit edilmiştir.

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1 Sonuçlar

Yapılan tez çalışması kapsamında hava akış debisi, ısıtıcı gücü ve kurutma mesafesi parametrelerinin kurutma oranı üzerindeki etkinliğini belirlemek amacıyla deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneysel veri Minitab 16 programında analiz edilerek sıcaklık ve kurutma oranı parametreleri için ampirik korelasyonlar oluşturulmuştur. Eşitlik (6.1), (6.2) ve (6.3)'de 25 mm ve 100 mm mesafeden ölçülen sıcaklık için ve kurutma oranı için elde edilen korelasyonlar gösterilmiştir.

$$T = 31{,}19 + 2{,}239 \times \left(\frac{\mathrm{P}}{\mathrm{V}}\right) \tag{6.1}$$

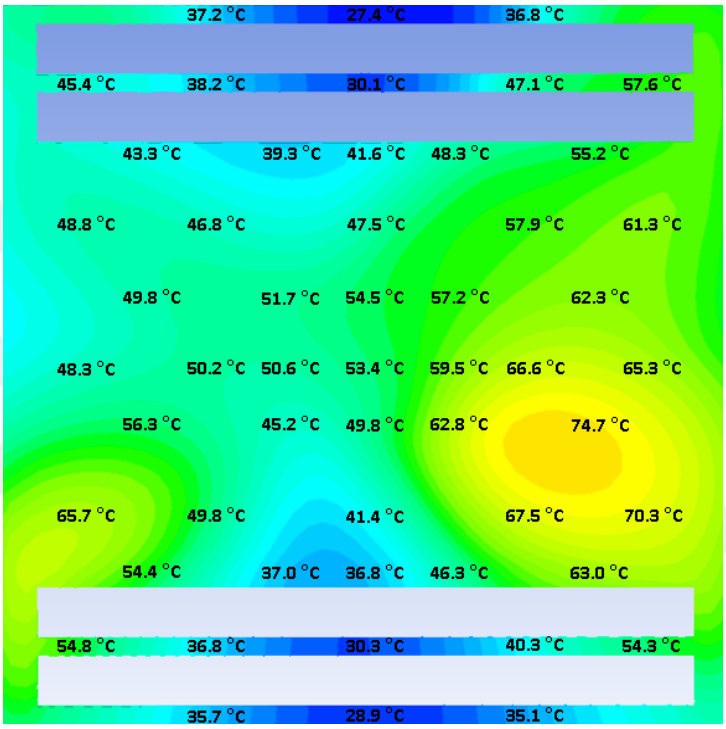
$$T = 34{,}0 + 1{,}762 \times \left(\frac{\mathrm{P}}{\mathrm{V}}\right) \tag{6.2}$$

$$\mathrm{DR} = 1{,}54578 + 0{,}003094 \times \mathrm{P} - 0{,}00997333 \times \mathrm{V} - 0{,}00562742 \times \mathrm{D_d} \tag{6.3}$$

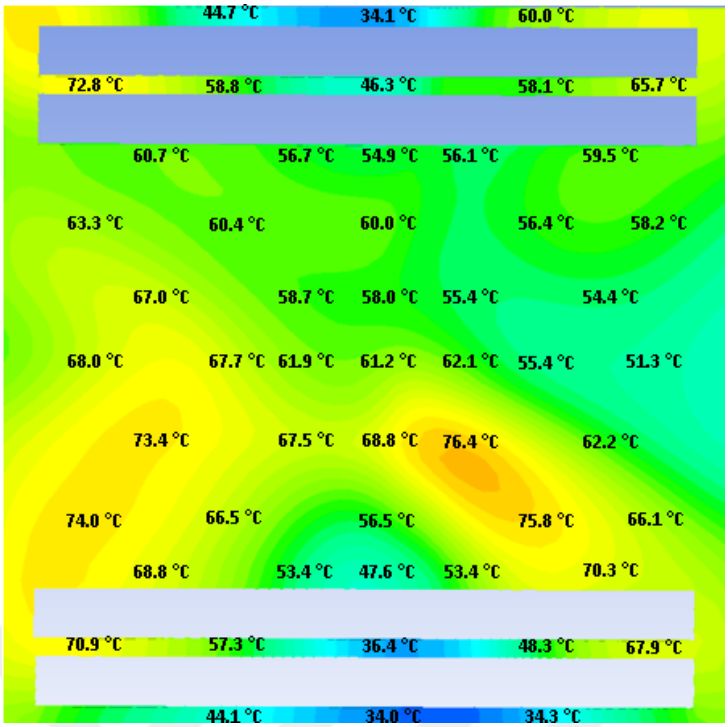
Elde edilen sıcaklık korelasyonu için yakınsama oranı %85-87 iken, kurutma oranı korelasyonu için yakınsama oranı %95'dir. Yapılan bu çalışma ile istenen performans değerlerine sahip saç kurutma makinesi için girdi oluşturulmuştur.

Çalışmanın devamında ise saça daha az zarar veren ve kurutma oranı yüksek saç kurutma makinesi tasarımı için girdi oluşturması amacıyla homojen sıcaklık dağılımının sağlanması için ısıtıcı çapı optimizasyonu çalışması gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon çalışması için HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve deneysel veri ile doğrulanmıştır. Referans durum olan 41 mm çaptaki mevcut ısıtıcının kullanıldığı salyangoz boru için

HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Ağ eleman sayısı ve türbülans modeli belirlendikten sonra ısıtıcı çapı artışının sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi HAD analizleri ile incelenmiştir. Bu çalışmada ısıtıcıların adım aralığı, her spiralin çapı, tel kalınlığı ve mika çapı gibi parametreler sabit tutularak yalnızca ısıtıcı çapının değişimi incelenmiştir. Analizler 1600 Watt sabit ısıtıcı gücünde ve 6000 rpm devirde yapılmıştır. Şekil 6.1 ve Şekil 6.2'de mevcut durum ve en homojen durum olarak seçilen sıcaklık dağılım haritaları gösterilmiştir.



Şekil 6. 1 Mevcut ısıtıcının sıcaklık dağılım haritası



Şekil 6. 2 52 mm çaptaki ısıtıcının sıcaklık dağılım haritası

Isıtıcı çapının artışı ile mevcut durumda gözlenen soğuk kalan bölgerin ısınmaya başladığı ve sıcaklık dağılımının homojenleştiği gözlenmiştir. Yapılan HAD analizlerini doğrulamak amacıyla deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Haritanın homojenleşmesi ile kurutma oranında %10 iyileşme gözlenmiştir. Ayrıca bu çalışmada, ısıtıcı çapının ses gücü düzeyi üzerindeki etkisini incelemek amacıyla ses gücü düzeyi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Isıtıcı çapının ses gücü düzeyi üzerinde etkisi olmadığı tespit edilmiştir.

6.2 Öneriler

Literatürde boru içerisine yerleştirilen sarmal yapıların adım aralığı, tel kalınlığı, tel çapı ve sarmal yay çapı gibi çeşitli parametrelerin ısı transferi üzerindeki etkileyen birçok çalışmaya rastlamak mümkündür.

Bu çalışmada, sabit ısıtıcı gücünde ısıtıcı çapının sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Gelecekteki çalışmalarda spiral tip ısıtıcının adım aralığı, tel kalınlığı ve tel çapı gibi parametrelerin etkilerinin incelenmesi ve aynı zamanda farklı ısıtıcı gücü ve debi için analizler gerçekleştirilerek ısıtıcı gücü, debi ve kurutma oranı arasında matris oluşturulabilir. Yalnızca spiral tip ısıtıcı için değil zikzak tip ya da eğimli ısıtıcılar gibi

farklı ısıtıcı tiplerinin saç kurutma makinesi performansı üzerindeki etkisi için çalışmalar yapılabilir. Bu çalışmalar ile düşük ısıtıcı gücünde saça zarar vermeyen kurutma performansı yüksek saç kurutma makinesi için tasarımı için girdi oluşturulabilir.

KAYNAKLAR

[1] Zhang, C., (2015). “Numerical Study on Heat Transfer and Flow Characteristics of a Tube Fitted with Double Spiral Spring”, International Journal of Thermal Sciences, 94:18-27.

[2] Promvonge, P., (2008). “Thermal Performance in Circular Tube Fitted with Ciled Square Wires”, Energy Conversion and Management, 49:980-987.

[3] Promvonge, P., (2008). “Thermal Enhancement in a Round Tube with Snail Entry and Coiled-Wire Inserts”, International Communications in Heat and Mass Transfer, 35:623-629.

[4] Gunes, S., (2010). “The Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in a Tube with Coiled Wire Inserts Placed Separately from The Tube Wall”, Applied Thermal Engineering, 30:1719-1725.

[5] Eren, H., (2010). “Heat Transfer and Friction Factor of Coil-Springs Inserted in The Horizontal Concentric Tubes”, Journal of Heat Transfer, 132/011801-3

[6] Moawed, M., (2011). “Experimental Study of Forced Convection from Helical Coiled Tubes with Different Parameters”, Energy Conversion and Management, 52:1150-1156.

[7] Yakut, K. ve Sahin, B., (2004). “The Effects of Vortex Characteristics on Performance of Coiled Wire Turbulators Used for Heat Transfer Augmentation”, Applied Thermal Engineering, 24:2427-2438.

[8] Garcia, A., (2005). “Experimental Study of Heat Transfer Enhancement with Wire Coil Inserts in Laminar-Transition-Turbulent Regimes at Fidderent Prandtl Numbers”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 48:4640-4651.

[9] Lee, Y. ve Lim, H., (2016). “Performance Assestment of Various Fan Ribs Inside a Centrifugal Blower”, Energy, 94:609-622.

[10] Chunxi, L., (2011). “The Performance of a Centrifugal Fan with Enlarged Impeller”, Energy Conversion and Management, 52:2902-2910.

[11] Gholamian, M., (2013). “Effect of Axial Gap between Inlet Nozzle and Impeller on Efficiency and Flow Pattern in Centrifugal Fans, Numerical and Experimental Analysis”, Case Studies in Thermal Engineering, 1:26-37.

[12] Jeon, W., (2003). “A Numerical Study on The Effects of Design Parameters on The Performance and Noise of a Centrifugal Fan”, Journal of Sound and Vibration, 265:221-230.

[13] Çengel, Y., (2010). “Isı ve Kütle Transferi:Pratik Bir Yaklaşım”, Güven Bilimsel.

[14] Erdoğan, K., (2017). “Evsel Tip Soğutuculardа Kullanılan Eksenel Fan ve Hava Yönlendirme Muhafaza Yapısının Ürün Gürültüsüne Etkisi ve Gürültü Düşürülmesi”, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[15] ANSYS Fluent Theory Guide

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Fatma Nur ÇİMEN

Doğum Tarihi ve Yeri : 29.04.1994 – Gölcük/Kocaeli

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : fatmanurcimen@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	**Alan**	**Okul/Üniversite**	**Mezuniyet Yılı**
Y. Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2017
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2016
Lise	Fen Bilimleri	Kocaeli Anadolu Lisesi	2012

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	**Firma/Kurum**	**Görevi**
02.2016 - …	Arçelik A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi
06.2015 – 12.2015	Arçelik A.Ş.	Uzun Dönem Stajyer

YAYINLARI

Bildiri

Çimen, F. ve Ağra, Ö., “Saç Kurutma Makinasında Kurutma Parametrelerinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi”, Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK17), Hitit Üniversitesi,Çorum

ÖDÜLLERİ

1. Arçelik A.Ş Patent Ödülü – 2017