

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HAVA SOĞUTMALI YIKAYICI KURUTUCULARDA ISI DEĞİŞTİRİCİ
ÜNİTESİNİN NEM ALMA PERFORMANSININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Öykü Sinem ÖZER

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

MAYIS 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HAVA SOĞUTMALI YIKAYICI KURUTUCULARDA ISI DEĞİŞTİRİCİ
ÜNİTESİNİN NEM ALMA PERFORMANSININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Öykü Sinem ÖZER
(503121123)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Nurdil ESKİN

MAYIS 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün **503121123** numaralı yüksek lisans öğrencisi **Öykü Sinem ÖZER**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **“HAVA SOĞUTMALI YIKAYICI KURUTUCULARDA ISI DEĞİŞTİRİCİ ÜNİTESİNİN NEM ALMA PERFORMANSININ İNCELENMESİ”** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	Prof. Dr. Nurdil ESKİN İstanbul Teknik Üniversitesi	
Jüri Üyeleri :	Prof. Dr. Mesut GÜR İstanbul Teknik Üniversitesi	
	Doç. Dr. Özden AĞRA Yıldız Teknik Üniversitesi	

Teslim Tarihi : 04 Mayıs 2015
Savunma Tarihi : 25 Mayıs 2015

Aileme ve dostlarıma,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim boyunca bilgi ve tecrübelerini esirgemedi bana katkıda bulunan, önerileri ve yapıcı eleştirileri ile çalışmalarımı destekleyen ve yol gösteren danışman hocam Sn. Prof. Dr. Nurdil ESKİN'e en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam için tüm imkan ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne ve Sn. Cem KURAL, Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR ve Temizleme Teknoloji Aile Lideri Sn. Zehra ÜLGER'e teşekkürlerimi sunarım.

Gerek tez çalışmalarında gerekse çok değerli dostluğuyla bana her zaman destek olan, bilgi ve tecrübelerini esirgemedi paylaştıran Sn. Onur HARTOKA'ya tüm samimi ve derin duygularıyla teşekkür ederim.

Tez çalışmalarında özellikle modelleme aşamasında bilgi ve tecrübeleriyle desteğini yanı başımda hissettiğim değerli dostum Sn. Sezgi YIKILMAZÇINAR'a en içten duygularıyla teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarım sırasında değerli fikirleriyle bana yol gösteren Sn. Fatih KASAP'a teşekkürlerimi sunarım.

Deney düzeneğinin kurulmasında ve deneysel çalışmalarda verdikleri teknik destekten dolayı Sn. Mehmet KAYA, Sn. Murat ELGÜN, Sn. Özcan HATİPOĞLU, Sn. Selami ŞEVİK , Sn. Serdal ELMAS ,Sn. Nihat KANDEMİR ve tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge Temizleme Teknolojileri Ailesi ve Akışkanlar Dinamiği Ailesi teknisyenlerine teşekkür ederim.

Tez çalışmalarımın yoğun ve sıkıntılı geçen zamanlarını, samimiyetleri ve keyifli sohbetleri ile hafifleten değerli dostlarım Sn. Meryem ATİLA, Sn. Ece GÜRBÜZ, Sn. Uğur SARITAŞ, Sn.Duygu ÇEMİŞKEZEK ve tüm Ar-Ge yüksek lisans çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemde bana maddi ve manevi her türlü desteği sağlayan, verdiğim kararları destekleyen, her konuda yanımda olan çok değerli AİLEME sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2015

Öykü Sinem Özer
(Kimya ve Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	3
1.2 Çalışmalarda İzlenilen Yol.....	3
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1 Literatür Araştırması Sonuçları	6
2.2 Yapılan Çalışmanın Hedefi Ve Literatüre Katkısı	17
3. PSİKOMETRİ VE KURUTMA ÇEVİRİMLERİ.....	19
3.1 Psikometri.....	19
3.2 Kurutma Çevrimleri	21
3.2.1 Açık kurutma çevrimi	22
3.2.2 Kapalı kurutma çevrimi	22
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	29
4.1 Deney Düzenegi Tasarımı	29
4.2 Ölçüm Sisteminin Tasarımı.....	33
4.3 Hava Soğutmalı Isı Değiştiricisinin Belirlenmesi	35
4.4 Deneylerin Yapılışı	37
4.4.1 Deney tasarımı	40
4.5 Deney Sonuçları	41
4.5.1 Ortam havası sıcaklıkları deneysel sonuçları.....	42
4.5.2 Tekstil kurutma havası sıcaklıkları deney sonuçları	46
4.5.3 Yoğuşma hızı ölçüm sonuçları.....	49
5. TEORİK ÇALIŞMA-ISI DEĞİŞTİRİCİSİ MODELİ	55
5.1 Model Kabulleri	56
5.2 Teorik Model.....	56
6. DENEYSEL ÇALIŞMALAR İLE MODEL SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI	71
7. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER	81
KAYNAKLAR	85
ÖZGEÇMİŞ.....	86

KISALTMALAR

Re	: Reynolds Sayısı
Nu	: Nusselt Sayısı
Pr	: Prandtl Sayısı
St	: Stanton Sayısı
PHE	: Plate type Heat Exchanger
NTU	: Number of Transfer Units

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1: $PHE_{ondulin}$ ve $PHE_{yıldız}$ ısı değıştircileri için elde edilen ampirik bağıntılar	10
Çizelge 2.2: Offset finli hücrenin geometrik parametreleri	11
Çizelge 2.3: Offset finli hücrenin geometrik parametreleri	15
Çizelge 4.1: Kontrol parametreleri.....	30
Çizelge 4.2: Debi ölçümleri.	32
Çizelge 4.3: Ölçüm noktaları.	33
Çizelge 4.4: Ölçüm cihazları ve hata aralıkları.....	35
Çizelge 4.5: Kurutma kanal boyutları.	36
Çizelge 4.6: Ortam kanal boyutları.	36
Çizelge 4.7: Fin boyutları.....	37
Çizelge 4.8: Deney esnasında incelenen değışiklikler	41

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Deney düzeneği.	6
Şekil 2.2: $PHE_{ondulin}$ ve $PHE_{yıldız}$ yüzey yapısına sahip plakalı ısı değiştiricileri.	7
Şekil 2.3: Aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akış düzenlemelerine göre $Nu-Re$ sayılarının değişimi.	8
Şekil 2.4: Zıt yönlü paralel akış için $Nu-Re$ sayısının değişimi.	8
Şekil 2.5: Zıt yönlü paralel akış için sıcak $Nu-Re$ sayısının değişimi.	9
Şekil 2.6: Tipik bir offset strip fin hücresinin geometrik parametreleri.	10
Şekil 2.7: α oranının ampirik j ve f faktörlerine etkisi.	12
Şekil 2.8: δ oranının ampirik j ve f faktörlerine etkisi.	12
Şekil 2.9: İnovatif offset finli kompakt ısı değiştirici.	14
Şekil 2.10: İnovatif offset fin diyagramı.	14
Şekil 2.11: Isı değiştirici geometrisinin nümerik modeli.	15
Şekil 2.12: Tekrar eden fin aralığının j ve f faktörlerine etkisi.	16
Şekil 2.13: Fin uzunluğunun j ve f faktörlerine etkisi.	16
Şekil 2.14: Offset kayma aralığının j ve f faktörlerine etkisi.	16
Şekil 3.1: Psikometrik diyagram.	21
Şekil 3.2: Açık kurutma çevrimi.	22
Şekil 3.3: Isı pompalı kapalı kurutma çevrimi.	24
Şekil 3.4: Su soğutmalı ısı değiştiricili kapalı kurutma çevrimleri.	25
Şekil 3.5: Hava soğutmalı ısı değiştiricili kapalı kurutma çevrimi.	26
Şekil 3.6: Hava soğutmalı ısı değiştirici.	26
Şekil 3.7: Hava soğutmalı ısı değiştiricili kapalı kurutma çevriminin psikometrik diyagramda gösterimi.	27
Şekil 4.1: Deney düzeneği.	29
Şekil 4.2: Tekstil kurutma havası ve ortam havasının düzenekte izlediği yol.	30
Şekil 4.3: Debi ölçüm çalışmaları.	31
Şekil 4.4: Ölçüm Sistemi.	34
Şekil 4.5: Deney düzeneği ve ölçüm sistemi.	34
Şekil 4.6: Plaka tipi kompakt ısı değiştirici.	36
Şekil 4.7: Fin boyutları.	37
Şekil 4.8: Deney akış şeması.	39
Şekil 4.9: Yıkayıcı/kurutucu kurutma havası ısı değiştirici giriş sıcaklığı.	40
Şekil 4.10: Ortam havası çıkış sıcaklığının kurutma havası giriş sıcaklığı ve debiler ile değişimi ($T_{s,1}=27^{\circ}\text{C}$).	42
Şekil 4.11: Ortam havası çıkış sıcaklığının kurutma havası giriş sıcaklığı ve debiler ile değişimi ($T_{s,1}=33^{\circ}\text{C}$).	43
Şekil 4.12: Ortam havası çıkış sıcaklığının kurutma havası giriş sıcaklığı ve debiler ile değişimi ($T_{s,1}=36^{\circ}\text{C}$).	43
Şekil 4.13: Ortam havası giriş sıcaklıklarının ortam havası çıkış sıcaklıklarına etkisi.	44
Şekil 4.14: Yoğusturucu soğutma havası çıkış sıcaklığı minitab programı analiz sonuçları.	45
Şekil 4.15: Parametrelerin ortam havası ısı değiştirici çıkış sıcaklığına etkisi.	45
Şekil 4.16: Kurutma havası çıkış sıcaklığının kurutma havası giriş sıcaklığı ve debiler ile değişimi ($T_{s,1}=27^{\circ}\text{C}$).	46

Şekil 4.17: Kurutma havası çıkış sıcaklığının kurutma havası giriş sıcaklığı ve debiler ile değişimi ($T_{s,1}=33^{\circ}\text{C}$).....	47
Şekil 4.18: Kurutma havası çıkış sıcaklığının kurutma havası giriş sıcaklığı ve debiler ile değişimi ($T_{s,1}=36^{\circ}\text{C}$).	47
Şekil 4.19: Kurutma havası çıkış sıcaklığının ortam havası giriş sıcaklığı ile değişimi.	48
Şekil 4.20: Parametrelerin kurutma havası çıkış sıcaklığına etki yüzdeleri.	49
Şekil 4.21: Yoğuşma hızına kurutma havası giriş sıcaklıklarının etkisi ($T_{s,1}=27^{\circ}\text{C}$, $RH_p=0.40$).....	50
Şekil 4.22: Yoğuşma hızına kurutma havası giriş sıcaklıklarının etkisi ($T_{s,1}=33^{\circ}\text{C}$, $RH_p=0.40$).....	51
Şekil 4.23: Yoğuşma hızına kurutma havası giriş sıcaklıklarının etkisi ($T_{s,1}=36^{\circ}\text{C}$, $RH_p=0.40$).....	51
Şekil 4.24: Ortam havası giriş sıcaklığının yoğuşma hızına etkisi.	52
Şekil 4.25: Parametrelerin yoğuşma hızına etki yüzdeleri.	53
Şekil 5.1: Plaka tipi ısı değiştirici.....	55
Şekil 5.2: Dikdörtgen fin kesiti.	63
Şekil 5.3: Hava kanalı kesiti.....	68
Şekil 6.1: Kurutma havası çıkış sıcaklıklarının kurutma havası giriş sıcaklıklarına göre deney ve model sonuçları cinsinden karşılaştırılması.....	71
Şekil 6.2: Ortam havası çıkış sıcaklıklarının kurutma havası giriş sıcaklıklarına göre deney ve model sonuçları cinsinden karşılaştırılması	72
Şekil 6.3: Yoğuşma hızının kurutma havası giriş sıcaklıklarına göre deney ve model sonuçları cinsinden karşılaştırılması.	73
Şekil 6.4: Yoğuşmaya harcanan enerjinin kurutma havası giriş sıcaklıklarına göre değişiminin deney ve model sonuçları cinsinden karşılaştırılması	74
Şekil 6.5: Ortam havasına aktarılan enerjinin kurutma havası giriş sıcaklıklarına göre değişiminin deney ve model sonuçları cinsinden karşılaştırılması	75
Şekil 6.6: Isı değiştiricisinin yoğuşurma veriminin tüm deney koşullarında model ile karşılaştırılması	76
Şekil 6.7: Colburn faktörünün (j_p) Reynolds sayısı (Re_p) ile değişimi	78
Şekil 6.8: Sürtünme faktörünün (f_p) Reynolds sayısı (Re_p) ile değişimi.....	78
Şekil 6.9: Colburn faktörünün (j_p) farklı kurutma havası giriş bağıl nemlerinde Nusselt sayısı (Nu_p) ile değişimi	79
Şekil 6.10: Yoğuşma veriminin farklı kurutma havası giriş bağıl nemlerine göre değişimi	80

SEMBOL LİSTESİ

A	: Alan (m^2)
A_c	: Soğuk akışkan tarafı ısı değiştirici yüzey alanı (m^2)
A_h	: Sıcak akışkan tarafı ısı değiştirici yüzey alanı (m^2)
A_o	: Minimum akış alanı (m^2)
A_p	: Isı geçişine dik toplam fin alanı (m^2)
A_s	: Kanatlı yüzey toplam alanı (m^2)
B	: Isı değiştirici soğutma kanalı uzunluğu (m)
$C_{,c}$	: Soğuk akışkan ısı sığası (J/K)
$C_{,h}$	: Sıcak akışkan ısı sığası (J/K)
C_f	: Offset kayma aralığı (mm)
$c_{p,c}$	: Soğuk akışkan özgül ısısı (j/kgK)
$c_{p,h}$	: Sıcak akışkan özgül ısısı (j/kgK)
D_h	: Hidrolik çap (m^2)
$\dot{E}_g$	: Birim zamanda üretilen enerji miktarı (joule/s)
$\dot{E}_{in}$	: Birim zamanda giren enerji miktarı (joule/s)
$\dot{E}_{out}$	: Birim zamanda çıkan enerji miktarı (joule/s)
$\dot{E}_p$	: Birim zamanda kurutma havasına aktarılan enerji miktarı (joule/s)
$\dot{E}_{su}$	: Birim zamanda yoğunlaşma için harcanan enerji miktarı (joule/s)
$\dot{E}_{st}$	: Birim zamanda depolanan enerji miktarı (joule/s)
F	: Isı transferi düzeltme katsayısı (boyutsuz)
f	: Boyutsuz sürtünme karakteristiği ifadesi
G	: Kütlesel akı (kg/m^2s)
h	: Entalpi (kJ/kg)
h_c	: Soğuk akışkan ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h_h	: Sıcak akışkan ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
H_f	: Fin yüksekliği (m)
h_{fg}	: Faz değiştirme entalpisi (kJ/kg)
j	: Isı geçişi karakteristiğini ifade eden boyutsuz sayı, Colburn faktörü
k_p	: Plakanın ısı iletim katsayısı (W/mK)
L_c	: Düzeltilmiş fin uzunluğu (m)
L_f	: Fin uzunluğu (m)
N	: Kanal sayısı
$\dot{m}$	: Kütlesel debi (kg/s)
$\dot{m}_c$	: Soğuk akışkan kütlesel debisi (kg/s)
$\dot{m}_g$	: Kuru havanın taşıyabildiği azami su kütlesel debisi (kg/s)
$\dot{m}_h$	: Sıcak akışkan kütlesel debisi (kg/s)
$\dot{m}_k$	: Kuru hava kütlesel debisi (kg/s)
$\dot{m}_p$	: Kurutma havası kütlesel debisi (kg/s)
$\dot{m}_{pk,1}$	: Kurutma havası kuru hava kütlesel giriş debisi (kg/s)
$\dot{m}_{pk,2}$	: Kurutma havası kuru hava kütlesel çıkış debisi (kg/s)
$\dot{m}_s$	: Ortam havası kütlesel debisi (kg/s)
$\dot{m}_{sk,1}$	: Ortam havası kuru hava kütlesel giriş debisi (kg/s)
$\dot{m}_{sk,2}$	: Ortam havası kuru hava kütlesel çıkış debisi (kg/s)
$\dot{m}_{vp}$	: Su buharı kütlesel debisi (kg/s)
N	: Isı değiştirici toplam kanat sayısı
Nu	: Nusselt sayısı (boyutsuz)

P	: Nemli hava toplam basıncı (Pa)
$P_{p,1}$	: Kurutma havası toplam giriş basıncı (Pa)
$P_{p,2}$	: Kurutma havası toplam çıkış basıncı (Pa)
$P_{2,1}$	: Ortam havası toplam giriş basıncı (Pa)
$P_{s,2}$	: Ortam havası toplam çıkış basıncı (Pa)
P_f	: Tekrar eden fin genişliği (m)
P_k	: Kuru hava basıncı (Pa)
Pr	: Prandtl sayısı (boyutsuz)
P_{sat}	: Suyun doyma basıncı (Pa)
P_{vp}	: Su buharı basıncı (Pa)
Re	: Reynolds sayısı (boyutsuz)
Rf,c	: Soğuk akışkan tarafı kirlilik direnci (K/W)
Rf,h	: Sıcak akışkan tarafı kirlilik direnci (K/W)
RHp	: Ortam havası bağıl nem (%)
s	: Fin genişliği (m)
St	: Stanton sayısı (boyutsuz)
Q	: Toplam ısı transferi (joule)
Q_p	: Kurutma havasından aktarılan toplam ısı transferi (joule)
Q_s	: Ortam havasına aktarılan toplam ısı transferi (joule)
t	: Fin et kalınlığı (m)
$T_{c,i}$	: Soğuk akışkanın giriş sıcaklığı (K)
$T_{c,o}$	: Soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı (K)
$T_{h,i}$	: Sıcak akışkan giriş sıcaklığı (K)
$T_{h,o}$	: Sıcak akışkan çıkış sıcaklığı (K)
t_{plaka}	: Isı değiştirici plaka et kalınlığı (m)
$T_{p,1}$	: Kurutma havası giriş sıcaklığı (K)
$T_{p,2}$	: Kurutma havası çıkış sıcaklığı (K)
$T_{s,1}$	: Ortam havası giriş sıcaklığı (K)
$T_{s,2}$	: Ortam havası çıkış sıcaklığı (K)
U	: Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
u_{ort}	: Ortalama akışkan hızı (m/s)
$\dot{V}$	: Hacimsel debi (m ³ /s)
$\dot{V}_{p,1}$	: Kurutma havası hacimsel giriş debisi (m ³ /s)
V_c	: Soğuk akışkanın bulunduğu ısı değiştirici hacmi (m ³)
V_h	: Sıcak akışkanın bulunduğu ısı değiştirici hacmi (m ³)
α	: Boyutsuz yüzey geometri parametresi
β	: Isı transfer yüzey alanı (m ²)
Φ	: Havanın bağıl nemi
$\Phi_{p,1}$	: Kurutma havası giriş bağıl nemi (%)
$\Phi_{p,2}$	: Kurutma havası çıkış bağıl nemi (%)
δ	: Boyutsuz fin yüzey geometri parametresi
γ	: Boyutsuz fin yüzey geometri parametresi
η_o	: Toplam kanat verimi (boyutsuz)
η_y	: Yoğuşma verimi (%)
η_y	: Isı değiştirici yoğuşurma verimi (boyutsuz)
H_f	: Tek kanat verimi (boyutsuz)
w	: Havanın özgül nemi (boyutsuz)
W	: Isı değiştirici proses kanalı uzunluğu (m)
p	: Yoğunluk (kg/m ³)

ΔT_m : Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (°C)
 μ : Dinamik viskozite (kg.m⁻¹.s⁻¹)

HAVA SOĞUTMALI YIKAYICI KURUTUCULARDA ISI DEĞİŞTİRİCİ ÜNİTESİNİN NEM ALMA PERFORMANSININ İNCELENMESİ

ÖZET

Günümüzde teknoloji hızla gelişmekte olup her iyileştirme veya yenilik hızlı bir şekilde ürünlere uygulanmakta ve bu şekilde günlük hayatımızı kolaylaştıracak yeni ürünler oluşturularak kullanıcıların hizmetine sunulmaktadır. Geliştirilen bu ürünlerin teknik özelliklerinin yanı sıra, enerji tüketim değerlerine de kullanıcılar tarafından dikkat edilir hale gelmiştir. Toplumlarda, tasarruf ve enerji verimliliği kavramlarının oluşması, kullanıcıların enerji konusunda bilinçlendiğinin bir göstergesidir. Enerji kaynaklarının giderek azalması ve gerek Avrupa Birliği gerekse sivil toplum kuruluşlarının katılımıyla yeni düzenlemeler ve yönergelerin yayınlanması bu konunun önemini açıklamaktadır. Üreticiler, ürettikleri ürünlerdeki teknik özelliklerin geliştirilmesinin yanında, enerji verimliliği çalışmalarına da sürekli ağırlık verir hale gelmiştir. Enerji verimliliğinin artırılması başlığı altında gerçekleştirilen çalışmalar, enerji verimliliğinin etkili olduğu sistemlerde yenilikçi fikirlerin, uygulamaların ve optimizasyonların geliştirilmesi zorunluluğunu da doğurmaktadır.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında ev içerisinde en fazla enerji tüketen makinalardan biri olan çamaşır kurutma makinası ele alınmıştır. Bu makinada enerji verimliliğini arttırmak amacı ile hava soğutmalı ısı değiştiricisinin nem alma performansı deneysel ve teorik olarak incelenmiş, farklı işletme parametrelerinin yoğunlaştırıcı etkenliği üzerindeki etkisi irdelenmiştir.

Tez çalışması yedi ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde çalışmanın amacı, hedeflenen sonuçlar ve izlenen yöntemler genel hatlarıyla açıklanmıştır.

İkinci bölümde kurutma çevrimlerinde ısı değiştirici olarak kullanılan plaka tipi kanatlı kompakt ısı değiştiriciler ile ilgili olarak gerçekleştirilmiş olan çalışmalar incelenmiştir. Yapılan araştırma sonucunda bu tip ısı değiştiriciler üzerine yapılan çalışmaların şaşırtmalı kanatlı ısı değiştiriciler üzerine yoğunlaştığı belirlenmiştir.

Üçüncü bölümde ev tipi çamaşır kurutma çevrimlerinde kullanılan sistemler ve çalışma prensipleri ile ilgili olarak bilgiler verilmiştir. Bölüm sonunda ise termodinamiğin nemli havanın özelliklerini ve proseslerini inceleyen dalı olan psikometri ile ilgili olarak temel bilgiler paylaşılmış ve tezin konusu olan hava soğutmalı ısı değiştiricili kapalı kurutma çevrimleri psikometrik diyagram üzerinde açıklanmıştır.

Dördüncü bölümde, bu yüksek lisans çalışması çerçevesinde gerçekleştirilmiş deneysel çalışmalar yer almaktadır. Bu bölümde tez çalışması için hazırlanan deney düzeneği, deney düzeneğinin kurulumu için gerçekleştirilen öncül çalışmalar, ölçüm sistemi ve kullanılan makina ekipmanları detaylı olarak açıklanmıştır. Son olarak da hazırlanan deney düzeneğinde gerçekleştirilen deney sonuçları paylaşarak deney

parametrelerinin ısı değiştirici çıkış koşullarına ve nem alma hızına olan etkileri incelenmiştir.

Beşinci bölümde ısı değiştiricisinin analitik incelemesi gerçekleştirilmiş, bazı kabuller dahilinde ısı değiştirici çıkış koşullarını, kurutma ve ortam havası arasında gerçekleşen ısı geçişini ve ısı değiştirici verimi modellenerek matlab programı kullanılarak sayısal olarak çözülmüştür.

Altıncı bölümde modelin geçerliliği deneysel verilerle karşılaştırılarak irdelenmiş olup deneysel çalışmalar ile geliştirilmiş olan model sonuçları karşılaştırılarak ısı değiştirici performansı açısından kritik parametreler belirlenmiştir.

Yedinci ve son bölümde elde edilen sonuçlar genel olarak değerlendirilerek zetlenmiş ve ileride gerekleştirilebilecek alışmalar için neriler sunulmuştur.

INVESTIGATION OF DEHUMIDIFICATION PERFORMANCE OF AIR COOLED HEAT EXCHANGER IN WASHER DRYERS

SUMMARY

Thanks to the rapid improvements in technology, everyday either a new product becomes a part of daily life or a new version of an existing product comes onto the market. Today consumers begin to pay attention to the energy consumption values of the products beside all these technical improvements. This shows that consumers are becoming more aware of saving on energy. In addition to this awareness, diminishing energy resources also push European Union and non-governmental organizations to publish regulations related to the energy consumption of the home appliances. This progress also forces the manufacturers to carry on studies related to energy efficiency besides improving other technical specifications of their products.

Laundry drying is one of the most energy consuming process that occurs within houses, hence in this thesis the effect of the inlet conditions for a heat exchanger used in tumble dryers on dehumidification is studied.

This thesis study is composed of seventh chapters. In chapter one, motivation and aim of this study were explained in general terms as an introduction. The method followed during the study is also briefly explained within this chapter.

In the second chapter, former literature studies about the plate type compact heat exchanger which are used as condensers within drying cycles are examined. At the end of literature research, it has been noticed that studies related to this topic have been mainly focused on offset strip compact heat exchanger.

In the third chapter of the thesis, description about the systems and working principles of home appliance type textile drying cycles are presented. At the end of the chapter, some basic information about psychrometry which is one of the main thermodynamic branches is given and the working principle of the closed loop drying with air cooled heat exchanger is explained on a psychrometric diagram.

In fourth chapter, experimental setup which is used for the thesis study was described with details. After describing the design, components and installation process of the testing unit, calibration studies and the measurement system is explained with details.

And then consists of experimental studies that have been carried within the testing unit described on the previous chapter. The inlet conditions that were chosen as test parameters and parameter values were described in detail. At the end of the chapter how the inlet temperature and flow rate of drying air and cooling air to the heat exchanger effects the outlet conditions and the condensation rate is shown with diagrams and described in details.

In the fifth chapter, the heat exchanger that had been examined experimentally is examined analytically. At the end of this chapter, a model that gives heat exchanger

outlet conditions and heat transfer mechanism between the drying and cooling air is created. With the help of some assumptions this model helps to predict the outlet conditions for both cooling and process air and also the heat transfer and condensation rate.

In the sixth chapter, experimental study results and the developed model outputs that are discussed and compared with each other. Critical parameters with regard to heat transfer were determined.

In the final chapter results of this study have been evaluated and suggestions have proposed. The results achieved within this thesis can be summarized as follows:

- In the case of fixed flow rates for drying and cooling ambient air and also fixed temperature and relative humidity for cooling ambient air heat exchanger inlet conditions; increasing the inlet temperature for drying air also increases the cooling air exit temperatures and condensation rate.
- Similarly, in case of fixing all the other parameters, increasing the heat exchanger inlet temperature for ambient cooling air decreases the condensation rate.
- Increasing the drying air flow rate causes a limited increase in the outlet temperatures while increasing the ambient air flow rate causes a very limited decrease in the outlet temperatures. An increase in the flow rates for both drying and cooling air also causes an increase in the condensation rate.
- The general linear model (GLM) analyses show that the variability for condensation rate is mostly depends on the inlet temperatures of the drying and cooling ambient air (94 per cent). The effect of the flow rates is only 4 per cent and the effect of the relative humidity of the cooling air is negligible.
- The GLM analyses also show that the variability of the exit temperatures is mostly depends on the inlet temperatures (99 per cent). Compared to the inlet temperatures, the effect of all the other parameters is negligible.
- With the help of the analyses it has been shown that, 69,5 per cent of the variability for ambient cooling air exit temperature depends on the drying air inlet temperature and 26,1 per cent depends on the ambient cooling air inlet temperature and flow rate.
- It has been shown that the outputs of the model that has been developed and the test results converge well.
- Test and model results both show that increasing the drying air inlet temperature, decreasing the ambient cooling air inlet temperature, increasing the flow rates for both air streams effect the condenser efficiency in a positive way.

At the end of the study , it has been understood that dehumidification performance of heat exchanger depends on the working conditions and expectation from the system. Therefore dehumidification conditions and working temperature of heat exchangers should be evaluated well .Considering the increase in the condensation rate due to high inlet relative humidity conditions, it is very critical to determine the air inlet flowrates ann temperatures. When the result of the developed model and the test results are compared, it can be seen that the model gives successful results under different

working conditions and it can be used as a tool for determining the effect of the critical input parameters that were mentioned above.

As a continuation of this study is thought to be useful in the following proposals:

- In this study, experimental studies were done on the same heat exchanger. Working on different types of heat exchanger (such as various fin thickness, various fin spacing, various number of row and various fin surface coatings) may be beneficial for improving the model and the literature .
- It has been provided that heat exchanger performance can be investigated during whole drying process due to expanding fixed regime model with different drying air inlet temperature and outlet relative humidity. This model can help developing a new model for not only heat exchanger but also for washer dryers.

1. GİRİŞ

Kurutma işlemi katılarda bulunan yüzeysel ve katının moleküllerinde barındırdığı su veya diğer sıvıların uzaklaştırılması olarak tariflenebilmektedir. Sıvıların bir ortamdan uzaklaştırılması için mekanik yöntemler de bulunmakla birlikte, günümüzde kurutma teriminin en yaygın kullanım yeri katı maddelerden ısıtma yöntemleri ile suyun buharlaştırılarak uzaklaştırılması işlemidir. Kurutma uygulamalarında nemin buharlaştırılması için gereken ısı kurutulacak maddeye; sıcak gazlarla doğrudan temas ettirerek taşınım, sıcak bir yüzeye temas ettirilerek iletimle veya ışınlama ile transfer edilir. Kurutma proseslerinde ısı ve kütle transferi aynı anda meydana gelir ve bu nedenle de kurutma işlemi için ortam koşulları ile malzeme özellikleri önemli parametrelerdir.

Kurutma işlemi, yüzyıllardır insan hayatında yer edinmiş bir prosesdir. Özellikle tekstil, gıda ve kağıt sektörlerinde yoğun olarak uygulanan bu proses ile günlük yaşamda hemen hemen her alanda karşılaşmak mümkündür. Hazır gıdalardan günlük hayatta sıkça kullanılan kağıtlara kadar birçok üründe kullanılan kurutma işleminin tekstil ürünlerinde kullanımı ilk olarak mekanik yöntemlerle başlamıştır. 19. Yüzyıl başlarına kadar suyun tekstillerden elle sıkılarak uzaklaştırılması ve devamında da asılması kullanılan tek kurutma yöntemi olmuştur. Çamaşır merdanesinin keşfi ile birlikte kurutma işlemini hızlandırmaya yönelik ilk merdaneli çamaşır makinası 1861 yılında üretilmiştir. Isıtma anlamında tekstil kurutmaya yönelik olarak ilk ürün Pochon isimli bir Fransız tarafından icat edilmiş, içerisine çamaşırların konulduğu ateş üzerinde elle döndürülen delikli bir tamburdur. 1892 yılında ısıtma enerjisi kaynağı olarak sobanın kullanıldığı vantilatör tipi bir tekstil kurutma makinası için Amerikalı George T. Sampson tarafından ilk patent alınmıştır. İlk elektrikli tekstil kurutma makinası ise 1915 yılında geliştirilmiştir. Bu sürecin devamında geliştirilen teknolojiler sayesinde temelinde dönen bir tambur içerisinde bulunan tekstil üzerine sıcak hava yönlendirilmesi prensibine dayanan tamburlu kurutma makinaları günümüzde en sık kullanılan tekstil kurutma ürünleri haline gelmişlerdir [1].

Tamburlu amaşır kurutma makinalarında kullanılan teknolojiler incelendiğinde en çok hava soğutmalı ısı değiştiricili kapalı kurutma çevrimlerine sahip ürünlerin tercih edildiği görülmektedir. İki hava çevriminden oluşan bu ürünlerde rezistans tipi elektrikli ısıtıcı ile sıcaklığı ve dolaysısı ile nem alma kapasitesi arttırılan kurutma havası bir fan yardımı ile dönen tambur içerisinde bulunan ıslak tekstil üzerine yönlendirilir. Burada tekstil yüzeyinde bulunan suyun bir kısmını buharlaştıran kurutma havası ısı değiştiricisine yönlendirilir. Isı değiştiricide kendisinden soğuk olan ortam havasına ısısının bir kısmını aktaran kurutma havası içerisinde bulunan su buharının bir kısmı burada yoğuşur ve sistemden uzaklaştırılır. Kurutma havası ise devamında yeniden ısıtıcıya yönlendirilerek kapalı çevrimini tamamlar. Isı değiştiricide kurutma havasını soğutmak için kullanılan ortam havası ise bir fan yardımı ile ortamdaki alınmakta ve ısı değiştiricide kurutma havasından çektiği ısı ile sıcaklığı yükseldikten sonra yeniden açık çevrimle ortama yönlendirilmektedir.

Isı değiştiricili kurutma makinalarında hava giriş koşulları ve ısı değiştirici çalışma koşulları nem alma prosesini önemli derecede etkilemektedir. Özellikle kurutma ve ortam havası ısı değiştirici giriş hızları ile sıcaklıklarının nem alma hızına ve yoğuşturulan birim su başına sistemden çekilmesi gereken enerji miktarına etkileri büyüktür. Isı değiştiricili nem alma sistemlerinde, ısı değiştirici kapasitesi havayı soğutmak ve hava içerisinde bulunan su buharını yoğuşturmak için kullanılır. Kurutma makinalarının temel amacının nem almak olduğu göz önünde tutulduğunda, söz konusu ısı değiştirici kapasitenin büyük bir kısmının su buharının yoğuşturulmasında kullanılması beklenmektedir. Bu durumun tam tersi söz konusu olduğunda, ısı değiştiricide kurutma havasından çekilen toplam enerjinin büyük bir kısmı, havanın soğutulması için kullanılmış olacaktır. Isı değiştiricilerde suyun yoğuşması için kullanılan enerjinin kurutma havasından çekilen toplam ısıya oranına ısı değiştirici yoğuşturma verimi denilmektedir.

Değişen hava giriş koşulları ve ısı değiştirici çalışma sıcaklıkları, sadece nem alma hızını ve ısı değiştirici verimini etkilememekte, aynı zamanda tekstilden nemi uzaklaştırmak için harcanan enerjiyi de etkilediği için kurutma makinasının enerji tüketimi performansı açısından kritik önem arz etmektedir. Buna göre aynı miktarda nem içeren çamaşır, farklı çalışma koşullarında kurutulmak istenildiğinde harcanacak olan toplam kurutma enerjisi ısı değiştiriciin o çalışma koşullarındaki performansı ile doğrudan ilintilidir.

1.1 Tezin Amacı

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, nem alma işlemi için ısı değiştirici kullanılan hava soğutmalı kapalı kurutma çevrimine sahip bir yıkayıcı/kurutucuda hava giriş koşullarının, ısı değiştirici çıkış koşullarına, nem alma hızına ve ısı değiştirici yoğunlaştırma verimine etkilerini incelemek amacıyla bir model oluşturulması amaçlanmıştır. Deneysel çıktılar ile oluşturulan model karşılaştırılarak modelin deneysel çalışmalar ile doğrulanması hedeflenmiştir. Modelin doğrulanması sonrasında model giriş değişkenlerinin hava tarafı ısı karakteristiği j ve sürtünme karakteristiği f üzerindeki etkilerinin incelenmesi amaçlanmıştır.

1.2 Çalışmalarda İzlenilen Yol

Tez çalışması kapsamında öncelikli olarak ulusal ve uluslararası bilimsel çalışmalar yoğunlaştırıcı performansı, yoğunlaştırıcı tasarımı, kanatlı borulu kompakt ısı değiştiricisi modelleme teknikleri açısından araştırılmıştır. Yapılan araştırmalar neticesinde bu tez kapsamında yürütülmüş olan çalışmanın özgünlüğü ve ulusal literatüre olan katkısı ortaya konmuştur.

Daha sonra bu amaç doğrultusunda tez çalışması kapsamında yürütülecek olan sayısal çalışmaların temelini oluşturmak amacı ile hava-su buharı karışımlarının termodinamik analizi yapılmıştır. Çalışmanın devamında ev tipi cihazlarda kullanılan kurutma çevrimleri incelenmiş, bu çevrimlerin avantaj ve dezavantajları açıklanmıştır. Tez çalışması kapsamında incelenecek olan hava soğutmalı kapalı kurutma çevrimi psikometrik diyagramdan faydalanılarak irdelenmiştir.

Ardından deneysel çalışmalara geçilmiş ve deneysel çalışmaların çıktıları tez çalışmaları kapsamında kurulan matematiksel model ile karşılaştırılarak elde edilen çıktılar termodinamik açıdan değerlendirilmiştir.

Tez kapsamında gerçekleştirilen bu çalışmalar sonucunda hava soğutmalı ısı değiştiricili kapalı kurutma çevrimlerinde kurutma performansını etkileyen parametrelerin ve bu parametrelerin etki yüzdelerinin belirlenmesi hedeflenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

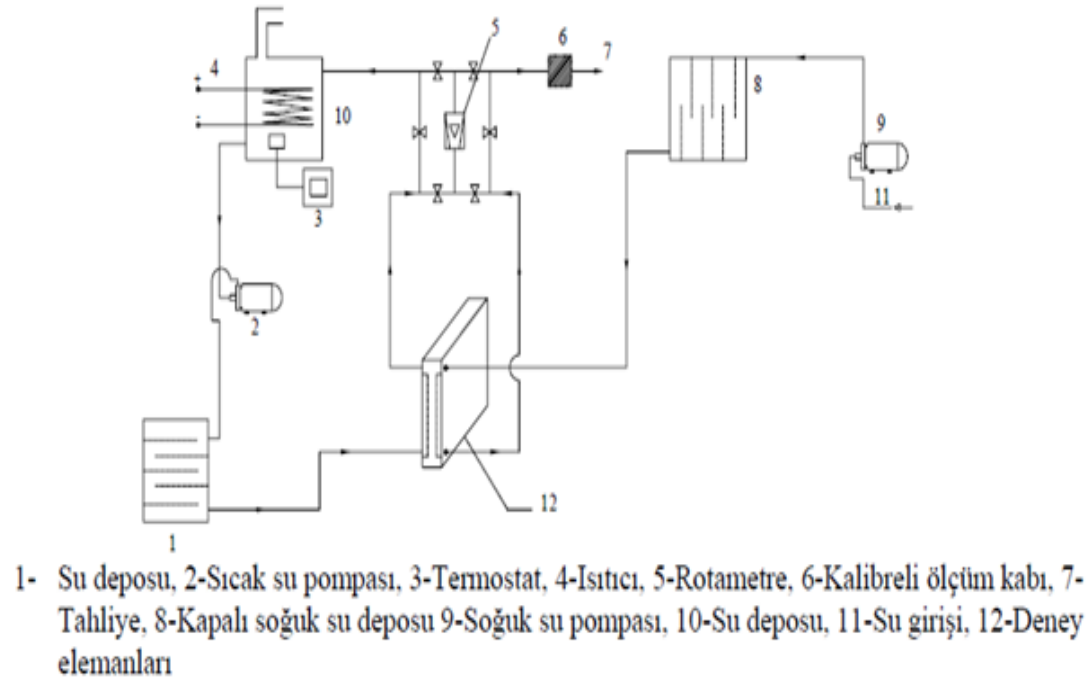
Hava soğutmalı ısı değiştiricili yıkayıcı kurutucularda iki tip çevrim bulunmaktadır. Bunlardan ilki tekstili kurutma işlevini gerçekleştiren kurutma havasının çevrimi olan kapalı kurutma havası çevrimidir. Bir diğeri ise tekstil kurutma havasını soğutarak nemli tekstil havasının yoğunlaşmasını sağlayan ortam havası açık çevrimidir.

Yıkayıcı kurutucu üzerinde bulunan ünitler sırasıyla yoğunlaştırucu görevi gören plaka tipi kompakt ısı değiştirici ,tekstil kurutma havası fanı,ısıtıcı ve ortam havası fanıdır. Tekstil kurutma havası çevriminde ısıtma ünitesi olarak kullanılan elektrikli rezistans tipi ısıtıcıdan geçirilen tekstil kurutma havası tambur içerisindeki tekstilde bulunan nemin bir miktarını buharlaştırdıktan sonra ısı değiştiriciye yönlendirilir. Çapraz akışlı plaka tipi kanatlı kompakt bir yoğunlaştırucu olan ısı değiştiricisinde soğutulan ve barındırdığı nemin büyük bir kısmı yoğunlaştırulan tekstil kurutma havası daha sonra yeniden ısıtıcıya yönlendirilerek çevrimini tamamlar. Bu çevrimde ısı değiştiricisinde yoğunlaştırulan su daha sonra kullanıcı tarafından boşaltılan bir su tankına veya gidere yönlendirilerek sistemden uzaklaştırılmış olur. Ortam havası iste soğutma fanı yardımıyla dış ortamdan emilerek çapraz akışlı plaka tipi ısı değiştiricisinin kanatlı yüzeyine yönlendirilir , nemli tekstil kurutma havasından aldığı ısı ile sıcaklığı artarak makinenin arkasında bulunan ızgaralardan tekrar dışarıya atılarak açık çevrimini tamamlamış olur.Yukarıda bahsedildiği üzere yoğunlaşma işleminin gerçekleştiği ünite ısı değiştiricisidir.Dolayısıyla bu ünitenin fiziksel özellikleri ile ısı değiştiricisine giren hem tekstil kurutma hem de ortam havası giriş koşulları nem alma sistemlerinin iyileştirilmesi açısından önemlidir.

Bu yüksek lisans çalışmasında da yoğunlaştırucu görevini gören hava soğutmalı ısı değiştiricisinin nem alma performansı incelenmiştir. Yapılan literatür araştırmasında da bu kapsamda ağırlıklı olarak plaka tipi kompakt ısı değiştiriciler üzerine gerçekleştirilmiş olan çalışmalar incelenmiştir. Tez konusu ile ilgili olarak tespit edilen çalışmalar ve detayları aşağıda detaylı olarak paylaşılmış, bölüm sonunda da bu tez çalışmasının ilgili çalışmalara göre farkları ortaya konulmuştur.

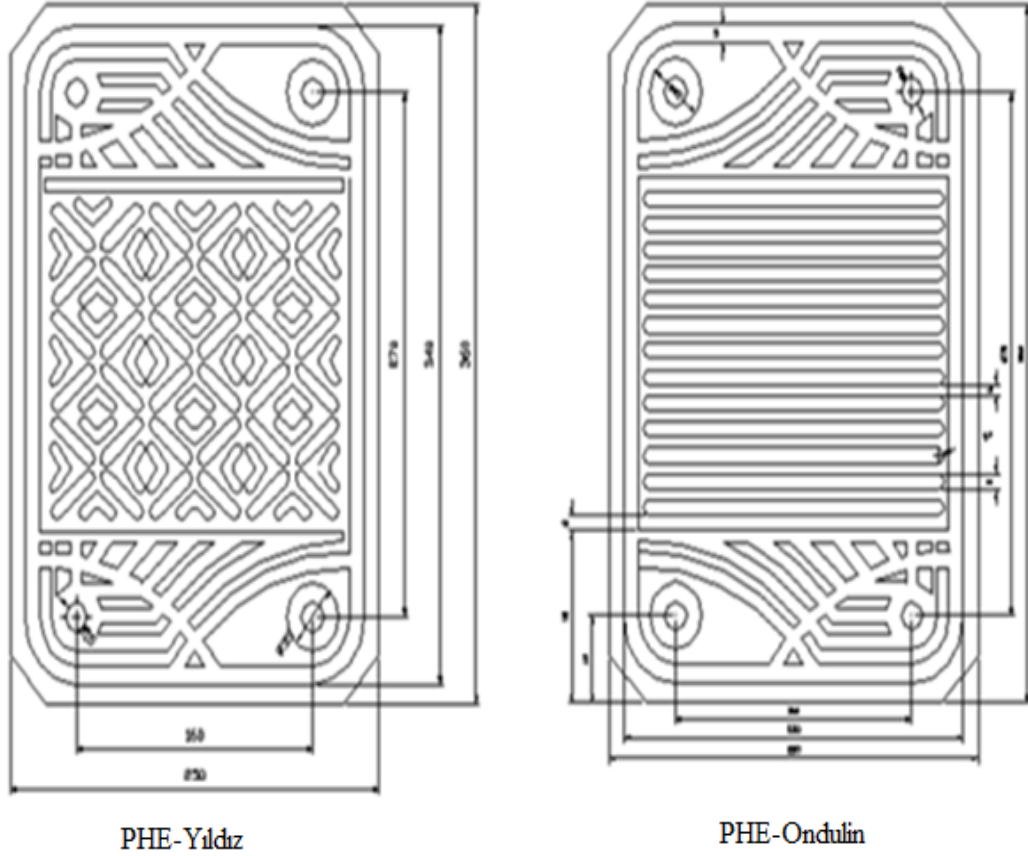
2.1 Literatür Araştırması Sonuçları

Benli ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada [2], $PHE_{ondulin}$ ve $PHE_{yıldız}$ olarak adlandırılan iki farklı plakalı ısı değiştiricilerinin yüzey geometrilerinin ısı geçişi ve sürtünme katsayısı üzerine etkilerini aşağıdaki Şekil 3.4’de görülen düzenekte deneysel olarak incelemiştir. Plakaların yan yana monte edilmesiyle, elde edilen ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akışkan tarafından, Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre değişimleri araştırılmıştır. Aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akış için, ısı değiştiricisi etkinliğinin, NTU ’ya göre değişimi bulunmuştur. Laminar akış şartlarında yapılan bu çalışmada Reynolds sayısı $50 \leq Re \leq 1000$ ve Prandtl sayısı ise $3 \leq Pr \leq 7$ arasında seçilmiştir. Deney sonuçlarından, ısı geçişi, etkinlik ve basınç kaybı için deneysel bağıntılar elde edilmiştir.



Şekil 2.1: Deney düzeneği [2].

Şekil 3.5’de plaka yüzey detayları verilen ısı değiştiricilerinin ısı transfer ve sürtünme katsayısı üzerindeki etkilerini belirlemek için $PHE_{ondulin}$ ve $PHE_{yıldız}$ olarak adlandırılan iki tip ısı değiştiricinin yan yana monte edilmesi ile ısı değiştiricisi grubu oluşturulmuştur. Aşağıdaki Şekil 2.2’de bu ısı değiştiricilerin 250mm genişlikte ve 360mm uzunlukta ondulin ve yıldız plaka yüzey yapısına sahip olan halleri görülebilmektedir.



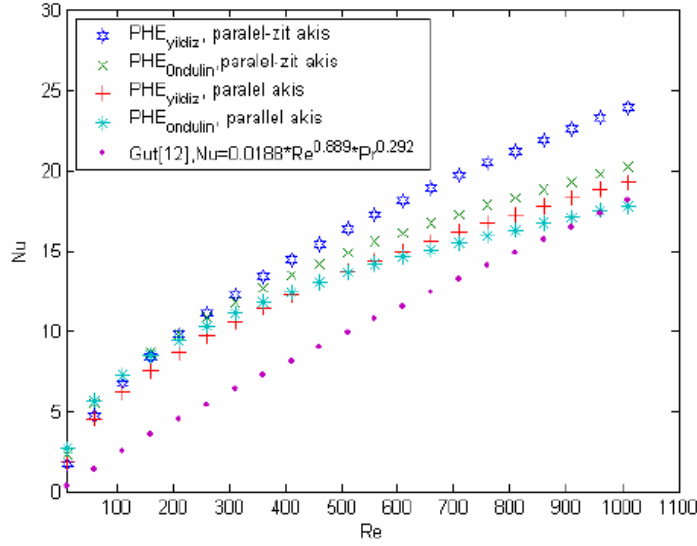
Şekil 2.2: $PHE_{ondulin}$ ve $PHE_{yıldız}$ yüzey yapısına sahip plakalı ısı değıştircileri [2].

Plaka yüzeyli ısı değıştircileri, soğuk ve sıcak akışkan bölgeleri olmak üzere iki kısımdan incelenmiştir.

Bu çalışmada iki farklı tip ısı değıştircisinin ısı geçişi ve etkenlik değeri yüzey geometrisi ve akış düzenlemesine göre deneysel olarak araştırılmıştır.

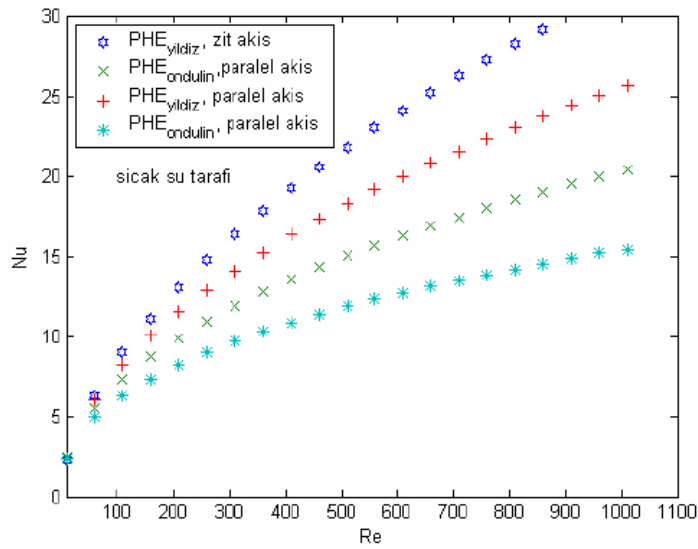
Şekil 2.3’de Gut[3] tarafında tanımlanan $Nu=0.017Re^{0.90}Pr^{1/3}$ amprik bağıntı ile deneysel çalışmanın sonuçları karşılaştırılmıştır. Grafikte de görüldüğü gibi bu araştırmacının plaka yüzeyli ısı değıştirciler için elde ettikleri $Nu-Re$ değışiminin bu çalışmada sunulan plaka yüzeyli ısı değıştirciler için elde ettiği değeri ile uyum içerisinde.

Aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akış şartlarında yukarıdaki şekilde plaka detayları görülen $PHE_{yıldız}$ tipli ısı değıştircisinin, yine detayları yukarıda görülen $PHE_{ondulin}$ tipliye göre ısı geçişinin, yaklaşık %30 değeriinde iyileşme sağladığı görülmektedir.



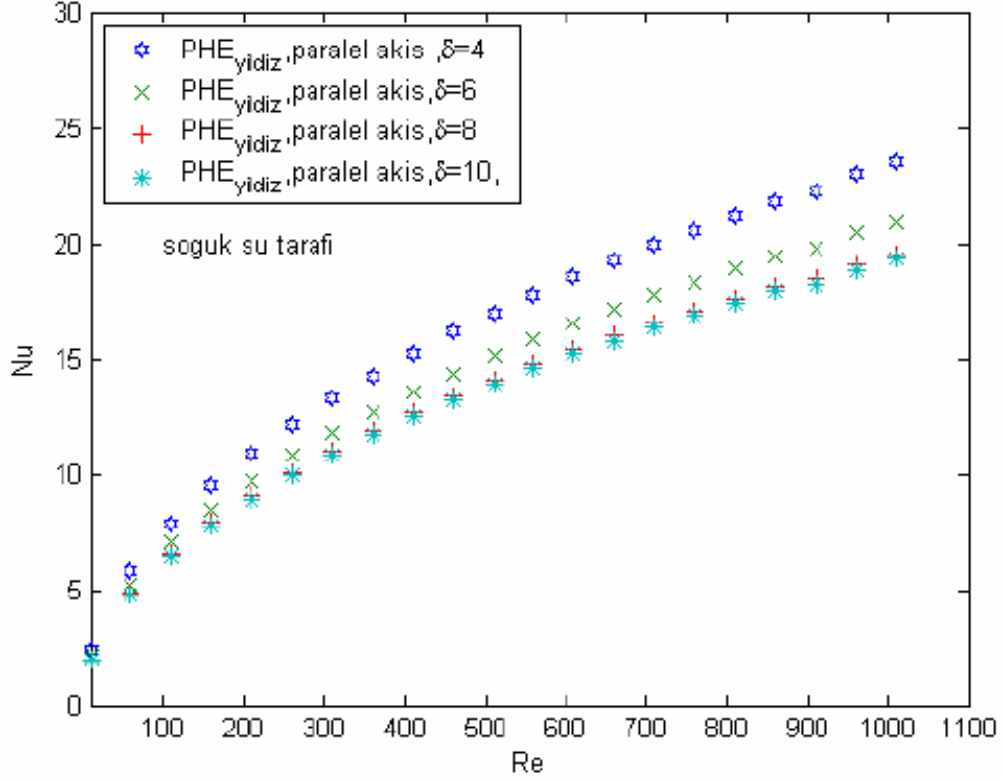
Şekil 2.3: Aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akış düzenlemelerine göre $Nu-Re$ sayılarının değişimi [2].

Şekil 2.4'de sıcak su tarafı için aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akış konfigürasyonları için yıldız ve ondulin yüzey özelliklerine sahip ısı değiştiricisinin $Re-Nu$ sayılarına göre değişimleri verilmiştir. Grafikten görüldüğü gibi $PHE_{yıldız}$ tip ısı değiştiricisinde zıt yönlü paralel akış şartlarında maksimum ısı geçişi elde edilmiştir. Plakalar arası mesafenin sabit olduğu durumlarda zıt yönlü paralel akış şartlarındaki iyileşmenin aynı yönlü paralel akış şartlarına göre %23 fazla olduğu. Bu da şunu göstermektedir ki yüzey profili ikincil akışları oluşturmakta ve akışkana ilave bir türbülans etkisi vermekte bu durum ısı taşınım katsayısını artırmaktadır.



Şekil 2.4: Zıt yönlü paralel akış için $Nu-Re$ sayısının değişimi [2].

Plakalar arası kalınlık değeri $Nu-Re$ değişimine etkisi Şekil 2.5’de verilmiştir. Zıt yönlü paralel akış ve aynı yönlü paralel akış için $\delta=4, 6, 8, 10$ mm yüzey düzenlemesi için her iki ısı değiştirici için karşılaştırması yapılmıştır. Plakalar arasındaki δ değeri küçülmesiyle her iki tip akış şekli içinde ısı geçişinin iyileştiği görülmektedir.



Şekil 2.5: Zıt yönlü paralel akış için sıcak $Nu-Re$ sayısının değişimi [2].

Dalgalı yüzey geometrilerine sahip ısı değiştiricileri için PHE_{onulin} ve $PHE_{yıldız}$ paralel ve paralel-zıt yönlü akış şartlarında aşağıdaki Çizelde 2.1’de belirtilen ampirik bağıntılar elde edilmiştir.

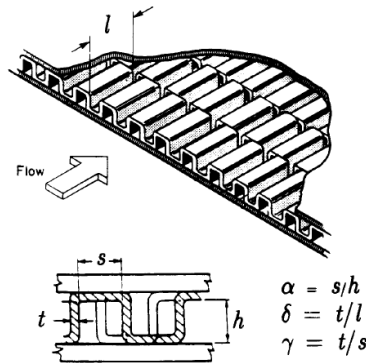
Sonuç olarak yapılan bu çalışmada dalgalı yüzeylere sahip plakalı ısı değiştiricilerinde, plaka aralığının, yüzey profillerinin ısı geçişi üzerine etkisi incelemiştir. Plakalar arasındaki boşluğun ve plaka yüzey şeklinin ısı geçişi üzerinde etkili olduğu belirlenmiştir. Boyutları ve geometrik detayları Şekil 2.2’de görülebilen $PHE_{yıldız}$ tipli yüzey konfigürasyonuna sahip ısı değiştiricisi, yine Şekil 2.2’de görülebilen PHE_{onulin} yüzey şekline sahip ısı değiştiricisi ile kıyaslandığında, ısı geçişi açısından $PHE_{yıldız}$ tipli ısı değiştiricinin %12–65 arasında bir iyileşme sağladığı görülmüştür.

Çizelge 2.1: $PHE_{ondulin}$ ve $PHE_{yıldız}$ ısı değıştiricileri için elde edilen ampirik bağıntılar [2].

Zıt yönlü paralel akış ve sıcak su için,	
$Nu_{yıldız}$	$=1.348Re^{0.58}Pr^{0.355}\left(\frac{D_{es}}{L}\right)^{0.33}; 10 \leq Re \leq 1000, 3 \leq Pr \leq 7$
$Nu_{ondulin}$	$=1.8453Re^{0.47}Pr^{0.355}\left(\frac{D_{es}}{L}\right)^{1/3}; 10 \leq Re \leq 1000, 3 \leq Pr \leq 6.3$
Zıt yönlü paralel akış ve soğuk su için,	
$Nu_{yıldız}$	$=1.730Re^{0.58}Pr^{0.355}\left(\frac{D_{es}}{L}\right)^{0.33}; 10 \leq Re \leq 1000, 3 \leq Pr \leq 7$
$Nu_{ondulin}$	$=1.320Re^{0.47}Pr^{0.355}\left(\frac{D_{es}}{L}\right)^{1/3}; 10 \leq Re \leq 1000, 3 \leq Pr \leq 6.3$
Aynı yönlü paralel akış ve sıcak su için,	
$Nu_{yıldız}$	$=1.632Re^{0.58}Pr^{0.355}\left(\frac{D_{es}}{L}\right)^{0.33}; 10 \leq Re \leq 1000, 3 \leq Pr \leq 7$
$Nu_{ondulin}$	$=2.095Re^{0.41}Pr^{0.355}\left(\frac{D_{es}}{L}\right)^{1/3}; 10 \leq Re \leq 1000, 3 \leq Pr \leq 6.3$
$Nu_{ondulin}$	$=2.095Re^{0.41}Pr^{0.355}\left(\frac{D_{es}}{L}\right)^{1/3}; 10 \leq Re \leq 1000, 3 \leq Pr \leq 6.3$

Manglik ve arkadaşlarının yaptığı bir diğer çalışmada [4], offset finli kompakt ısı değıştiricilerinde ısı geçişı ve sürtünme faktörü analiz edilmiş ve fin geometrisi parametrelerinin Reynolds sayısına etkileri gösterilmiştir. Laminar ve türbülent akışlarda bulunan asimptotik datalar tanımlanmış olup , ampirik f ve j faktörleri Reynolds ve boyutsuz α, δ ve γ geometrik parametreler ile korole edilmiştir.

Çalışmada offset strip finli ısı değıştirici kullanılmasının sebebi yüksek derecede yüzey sıklığına sahip olduklarından ısı geçişini iyileştirmeleridir. Tipik bir offset strip fin yüzeyi aşağıdaki Şekil 2.6’da gösterilmiştir.



Şekil 2.6: Tipik bir offset strip fin hücresinin geometrik parametreleri [4].

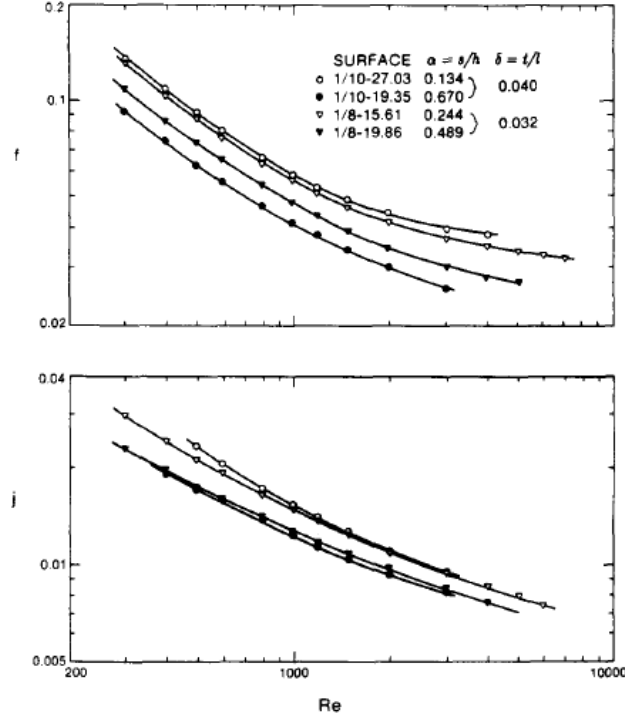
Yukarıdaki şekilde gösterilen l fin uzunluğunu, h fin yüksekliğini, t fin kalınlığını ve s enine fin boşluğunu göstermektedir.

Çizelge 2.2: Offset finli hücrenin geometrik parametreleri [4]

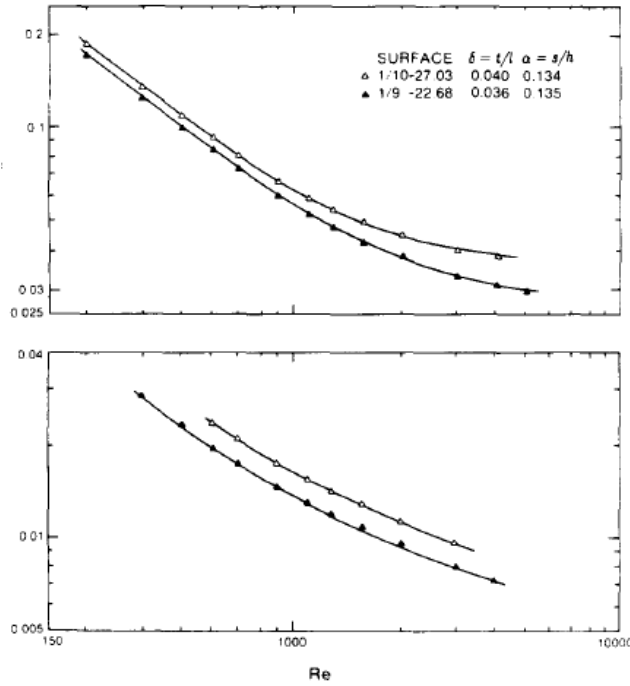
Referans	Yüzey	D_h	α	δ	γ
Kays and					
London	1/8-15.61	2.383	0.244	0.032	0.067
	1/8-19.86	1.542	0.494	0.032	0.086
	1/9-22.68	1.735	0.135	0.036	0.100
	1/9-25.01	1.495	0.184	0.036	0.111
	1/9-24.12	1.209	0.528	0.036	0.107
	1/10-27.03	1.423	0.134	0.040	0.121
	1/10-19.35	1.403	0.672	0.040	0.084
	1/10-19.74	1.219	0.997	0.020	0.041
	3/32-12.22	3.414	0.162	0.043	0.051
	1/2-11.94(D)	2.266	0.711	0.012	0.077
	1/6-12.18(D)	2.636	0.461	0.022	0.051
	1/7-15.75(D)	2.070	0.410	0.028	0.067
	1/8-16.00(D)	1.863	0.477	0.048	0.106
	1/8-19.82(D)	1.539	0.484	0.032	0.086
	1/8-20.06(D)	1.491	0.491	0.032	0.087
London and					
Shah	#501	0.646	1.024	0.020	0.038
Walters	20R/19.43	1.133	1.034	0.060	0.132
	28R/27.20	0.917	0.700	0.060	0.195

Aşağıdaki Şekil 2.7’de iki çift yüzey için aynı δ değerlerinde farklı α oranları olduğu durumdaki j ve f faktörleri gösterilmiştir.

Hem türbülent hem de laminar akış için α oranının düşük olduğu durumlarda j ve f faktörlerinin yüksek olduğu görülmüştür. Buna göre fin kalınlığının offset uzunluğuna oranı olarak tanımlanan γ oranının ampirik j ve f faktörüne etkisi de Şekil 2.8’de gösterilmiştir. Hem türbülent hem de laminar akış için δ oranının düşük olduğu durumlarda j ve f faktörlerinin de düşük olduğu görülmüştür.



Şekil 2.7: α oranının ampirik j ve f fakörlerine etkisi [4].



Şekil 2.8: δ oranının ampirik j ve f fakörlerine etkisi [4].

Tüm bu bilgiler ışığında j ve f faktörleri Re , α , δ ve γ parametrelerine bağlı olarak yazılabilmektedir.

$$f = ARe^{a1}(\alpha)^{a2}(\delta)^{a3}(\gamma)^{a4} \quad (2.1)$$

$$j = BRe^{b1}(\alpha)^{b2}(\delta)^{b3}(\gamma)^{b4} \quad (2.2)$$

Çizelge 2.2’de gösterilen farklı 18 offset finli hücrenin deney sonuçları için regresyon analizi yapıldığında laminar akış için 2.3 ve 2.4 eşitlikleri aşağıdaki gibidir.

$$f = 9.6243Re^{-0.7422}(\alpha)^{-0.1856}(\delta)^{0.3053}(\gamma)^{-0.2659} \quad (2.3)$$

$$j = 0.6522Re^{-0.5403}(\alpha)^{-0.1541}(\delta)^{0.1499}(\gamma)^{-0.0678} \quad (2.4)$$

Türbülent akış için ise aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$f = 1.8699Re^{-0.2993}(\alpha)^{-0.0936}(\delta)^{0.6820}(\gamma)^{-0.2423} \quad (2.5)$$

$$j = 0.2435Re^{-0.4063}(\alpha)^{-0.1037}(\delta)^{0.1935}(\gamma)^{-0.1733} \quad (2.6)$$

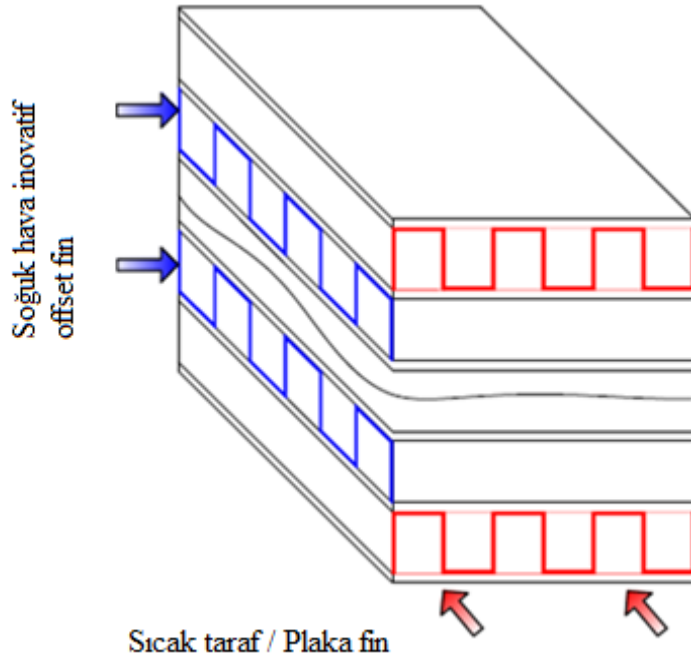
Sonuç olarak yapılan çalışmada offset strip finli ısı değiştiricisinde boyutsuz olarak tanımlanan fin geometrisinin j ve f faktörlerine etkileri incelenmiş, laminar, geçiş bölgesi ve türbülent akış için geçerli olan j ve f faktörlerinin Reynolds ve yukarıda belirtilen boyutsuz fin geometrileri cinsinden korelasyonları yazılmıştır.

Yapılan bir başka çalışmada Ling ve arkadaşları [5], inovatif offset strip finli kompakt ısı değiştiricisinin performansına yönelik incelemeler yapmışlardır. Bu çalışma çerçevesinde 5 farklı geometrik özelliğe sahip offset finli ısı değiştiricisini farklı akış hızlarına sahip hava ve sabit buhar basıncı koşullarında test etmişlerdir.

Çalışma kapsamında ilk olarak hava tarafındaki Reynolds sayısının 500 ile 5000 arasında değişecek şekilde novel offset finlerin tekrar eden fin aralığı, fin yüksekliği ve offset kayma mesafesi parametrelerinin termal-hidrolik performanslarına etkisi gösterilmiş daha sonra ısı geçişi ve akış karakteristikleri nümerik olarak analiz edilmiştir.

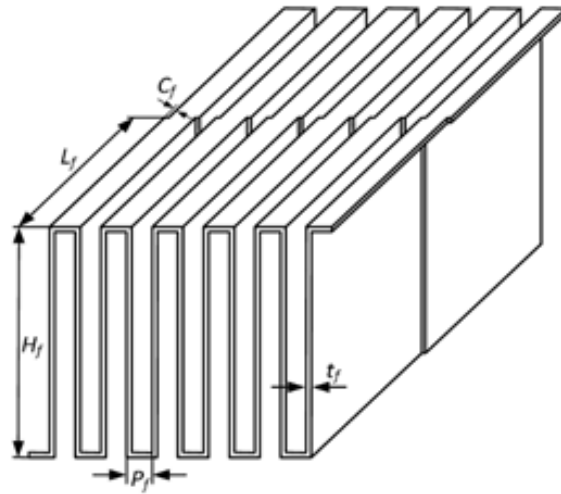
Simülasyon sonuçlarına göre j ve f faktörleri deneysel datalarla karşılaştırılmıştır. Ek olarak lokal Nusselt sayısı, sıcaklık dağılımı ve vektör hızları gösterilmiştir.

Aşağıdaki Şekil 2.9’da da görüldüğü gibi, akışkanlardan biri inovatif offset finlerden diğeri düz dikdörtgen finli yüzeyden geçecek şekilde çapraz akışlı bir ısı değiştirici kullanılmıştır.



Şekil 2.9: İnovatif offset finli kompakt ısı değıştirici [5].

İnovatif offset finli tarafın geometrik parametreleri aşğıdaki Şekil 3.14’de görüldüğü gibi fin yüksekliği (H_f), fin kalınlığı (t_f), tekrar eden fin genişliği (P_f), fin uzunluğu (L_f) ve offset kayma mesafesi (C_f) olarak tanımlanmıştır.



Şekil 2.10: İnovatif offset fin diyagramı [5].

Yukarıda bahsedilen 5 farklı geometriden oluşan ısı değıştiricilerinin sayısal değeri aşğıdaki Çizelge 2.3’de verilmiştir.

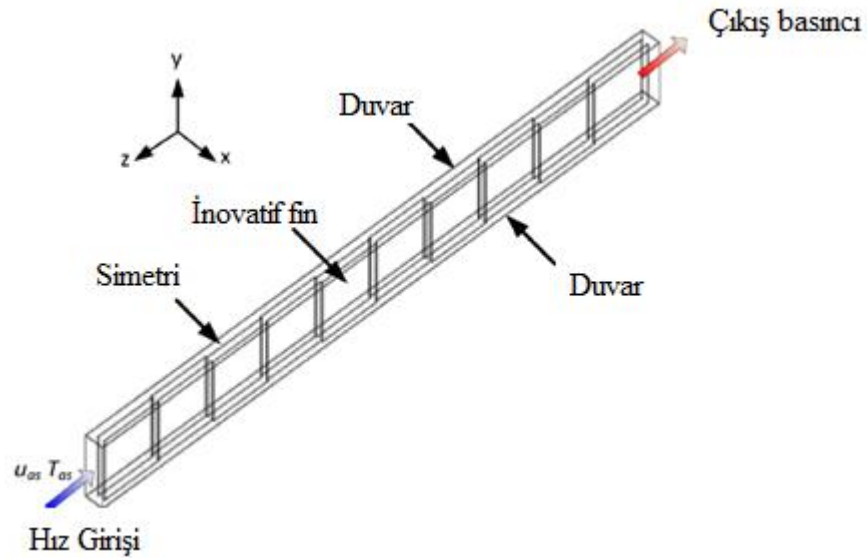
Çalışmada 5 ısı değiştirici, 2 tekrar eden fin aralığı, 3 fin uzunluğu ve 2 offset kayma aralığı olacak şekilde incelenmiştir.

Çizelge 2.3: Offset finli hücrenin geometrik parametreleri [5].

Numara	H_f	t_f	P_f	L_f	C_f
1	9.5	0.2	1.0	9.0	0.2
2			1.0	9.0	0.15
3			1.0	6.0	0.15
4			1.0	3.0	0.15
5			1.0	9.0	0.15

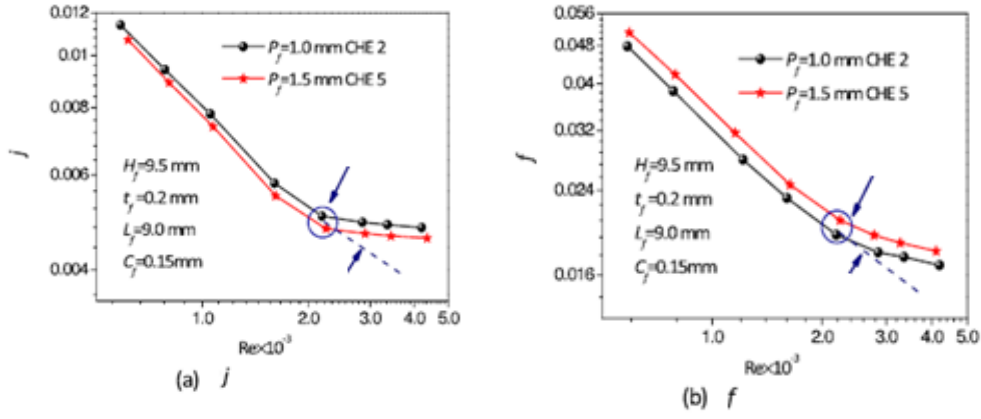
Çapraz akışlı ısı değiştirici ünitesi 300mmx200mm (yükseklik-genişlik) şeklindedir. Açık hava kanalındaki radyal fan sayesinde soğuk hava emilerek test ünitesine gönderilir. Fan 10 ila 120 m³/dakika debi aralıklarında çalışmaktadır. Kapalı su- buhar çevirimi ise buharın soğuk hava ile yoğuşması ve ardından tekrar ısıtıcı ile ısıtılarak buhar haline dönmesi şeklindedir.

Aşağıdaki Şekil 2.11’de görüldüğü gibi nümerik modelde tüm akış kanalı üst ve alt şeklinde iki sabit duvar ile sınırlandırılmıştır.



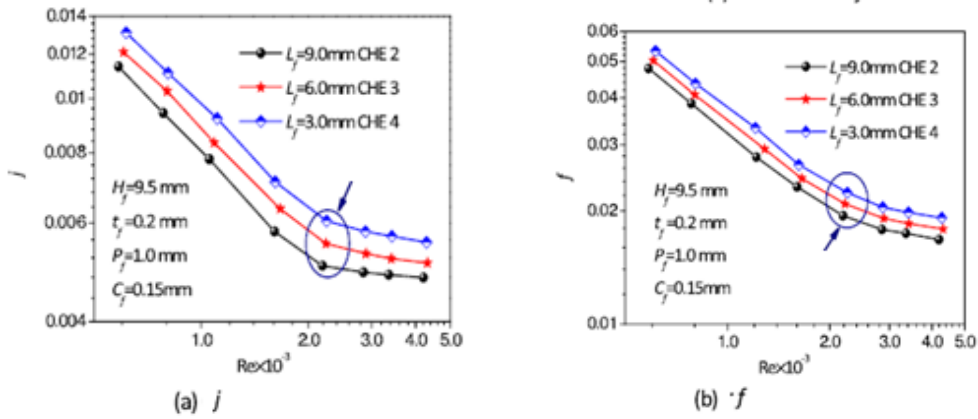
Şekil 2.11: Isı değiştirici geometrisinin nümerik modeli [5].

Sonuç olarak j ve f faktörlerinin tekrar eden fin aralığı, fin yüksekliği ve offset kayma aralığı ile değişimini veren grafikler aşağıda Şekil 2.12 , Şekil 2.13 ve Şekil 2.14’de gösterilmiştir.

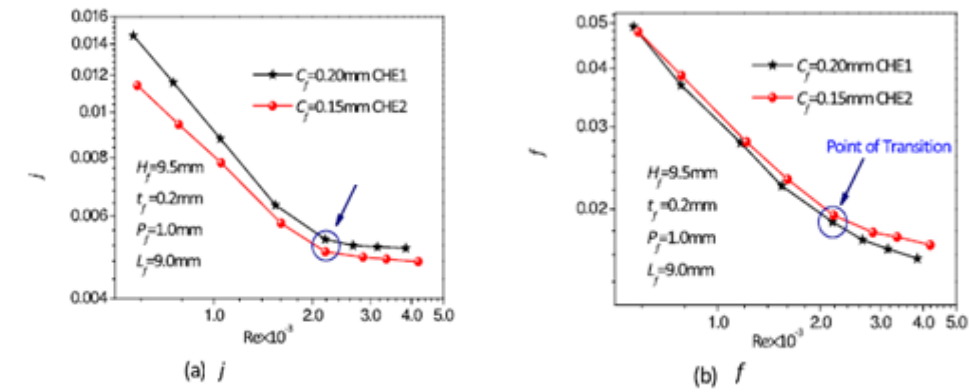


Şekil 2.12: Tekrar eden fin aralığının j ve f faktörlerine etkisi [5].

Tekrar eden fin aralığının artması Colburn faktörünün azalmasına neden olurken sürtünme faktörünün artmasına sebep olmuştur. Fin uzunluğunun artması hem Colburn faktörünün hem de sürtünme faktörünün azalmasına sebep olmuştur.



Şekil 2.13: Fin uzunluğunun j ve f faktörlerine etkisi [5].



Şekil 2.14: Offset kayma aralığının j ve f faktörlerine etkisi [5].

Offset kayma aralığı arttıkça Colburn faktörü artarken sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir.

2.2 Yapılan Çalışmanın Hedefi Ve Literatüre Katkısı

Plaka tipi kompakt ısı değiştiriciler için literatürde tespit edilen çalışmalar ile alakalı olarak genel bir değerlendirme yapılacak olursa çalışmaların ağırlıklı olarak yüzey ve fin geometrilerinin ısı geçişi ve sürtünme katsayılarına odaklandığı belirlenmiştir. Bu çalışmaların hiçbirisinde içerisinde faz değişimi (yoğuşma) gerçekleşen plaka tipi çapraz akışlı bir ısı değiştirici için hava giriş parametrelerinin ısı geçişi ve yoğuşma hızına etkileri incelenmemiştir. Buna göre literatürde tespit edilen çalışmalardan farklı olarak bu yüksek lisans çalışması kapsamında, farklı hava giriş sıcaklıkları, farklı hava giriş debileri, ve farklı hava giriş bağıl nem değerlerinde yürütülen deneysel çalışmalar ile içerisinde yoğuşma gerçekleşen plaka tipi çapraz akışlı bir ısı değiştiricinin performansına etki eden parametrelerin belirlenmesi hedeflenmiştir. Tez kapsamında deneysel çalışmalar tamamlandıktan sonra, ısı geçiş mekanizması modeli oluşturulmuştur. Daha sonra model ve deneysel çalışmalar karşılaştırılarak model doğrulanmıştır. Matlab programı kullanılarak oluşturulan modelde akışkan giriş parametrelerinin modele girilmesi durumunda akışkan çıkış sıcaklıklarını, kurutma havasından soğutma havasına geçen ısı miktarını, bu ısının ne kadarının yoğuşmaya harcandığını ve ısı değiştiricisinin yoğuşurma verimi hesaplanabilmektedir. Bu çalışmada incelenen plaka tipi kompakt ısı değiştiricisi iki fazlı deneysel ve teorik model çalışması literatürdeki bu eksikliği giderici niteliktedir.

3. PSİKOMETRİ VE KURUTMA ÇEVİRİMLERİ

Kurutma prosesinde hava-su buharı karışımının termodinamiği önemli rol oynamaktadır. Bu sebeple öncelikle psikometri kavramının açıklanmasında fayda olacaktır. Ardından ev tipi kurutma sistemlerine değinilerek son olarak da tez kapsamındaki hava soğutmalı kapalı çevrim sistemi psikometrik diyagram yardımıyla irdenelecektir.

3.1 Psikometri

Psikrometri, nemli havanın özellikleri ile bu özellikleri kullanarak nemli havadaki işlemler ve şartlarla ilgilenen bir termodinamik dalıdır. Atmosferik havanın tamamen kuru olmaması, içinde su buharının bulunması nedeniyle psikrometri özellikle iklimlendirme ile ilgili gerçekleştirilen termodinamiksel hesaplamalarda önem kazanmaktadır.

Yukarıda tariflenmiş olan bütün kurutma çevrimlerinde de benzer şekilde hava içindeki su buharının varlığı göz önüne alınmak zorunda ve hesaplamalarda psikometriden faydalanılması gerekmektedir. Bu durumda mükemmel (ideal) gaz denklemlerine göre nemli havanın toplam basıncı (P) kuru havanın (P_k) ve su buharının (P_{vp}) kısmi basınçlarının toplamına eşit olur.

$$P = P_k + P_{vp} \quad (3.1)$$

Nemli hava içerisinde bulunan nem miktarı özgül nem (w) ve bağıl nem (Φ) olmak üzere iki farklı büyüklük ile tanımlanmaktadır.

Aşağıdaki eşitlik 3.2 'de de görüldüğü gibi özgül nem, nemli hava içindeki su buharı ağırlığının (m_{vp}), kuru hava ağırlığına (m_k) oranıdır.

$$w = \frac{m_{vp}}{m_k} = 0.622 \frac{p_{vp}}{p_k} \quad (3.2)$$

Nemli hava içindeki su buharı miktarının (m_{vp}), aynı koşullardaki (sıcaklık, basınç) havanın içerisinde bulunabilecek maksimum su buharı miktarına (m_g) oranı bağıl nem olarak adlandırılır. Bağıl nem ile özgül nem arasındaki ilişki suyun doyma basıncı (P_{sat}) cinsinden aşağıdaki gibi açıklanabilir.

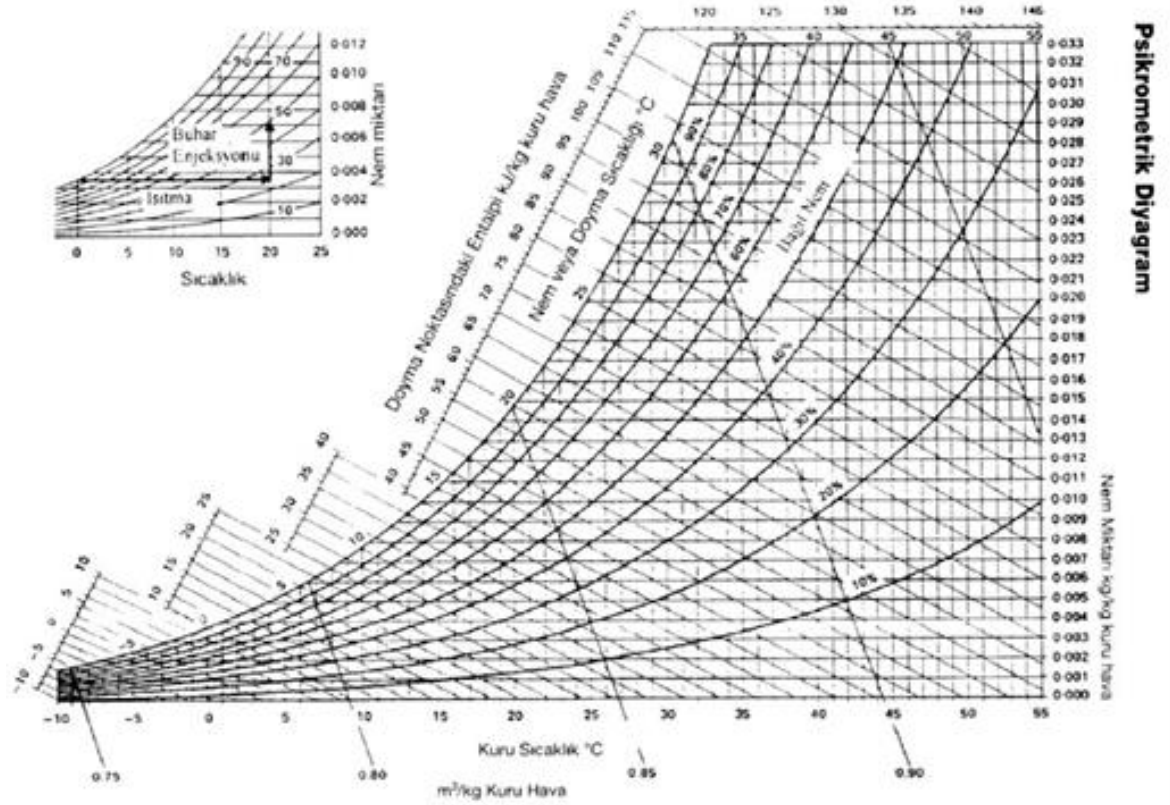
$$\Phi = \frac{wP}{(0.622+w)P_{sat}} \quad (3.3)$$

Bağıl nem değeri psikometrik anlamda değerlendirildiğinde havanın doygunluk kapasitesine ulaşp ulaşmadığının bir göstergesidir. Bu değer, havanın taşıdığı su buharı miktarına göre 0 ile 1 arasında değişiklik göstermektedir. Hava, bağıl nem değerinin 0 olması durumunda kuru hava, bağıl nem değerinin 1 olması durumunda ise doymuş hava olarak ifade edilir. Buna ek olarak kuru hava, içerisinde su buharı barındırmayan hava olarak da açıklanmaktadır. Bu nedenle kuru havanın özgül nem değeri 0'dır.

Havanın su buharı taşıma kapasitesi havanın sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Havanın kuru termometre sıcaklığı arttıkça nem taşıma kapasitesi de artmaktadır. Belirli sıcaklıktaki kuru havaya su buharı ilave edilerek özgül nem değeri, bağıl nem değeri 1'e ulaşmaya kadar artırılabilir. Bağıl nem değeri 1'e ulaştıktan sonra yani havanın belirli bir sıcaklıktaki maksimum su buharı taşıma kapasitesine ulaşıldıktan sonra havaya su buharı ilave etmek mümkün olmaz (sabit sıcaklıkta). Bu kapasiteye ulaşmış hava, doymuş hava olarak isimlendirilmektedir.

Mühendislik hesaplamalarında, bağıl nem, mutlak nem, çiğ noktası sıcaklığı vb. değerlerin bir diyagram üzerinden okunması ve karşılaştırılması, iklimlendirme ve nem alma problemleri çözümlerinde kolaylık sağlamaktadır. Belirli bir basınçtaki havanın özelliklerinin, iki bağımsız özellik tarafından kesin olarak belirlenebildiği, hesaplamalar sonucu oluşturulmuş diyagramlara psikrometrik diyagramlar adı verilir.

Atmosferik basınç altındaki nemli hava için oluşturulmuş olan psikrometrik diyagram aşağıdaki Şekil 3.1'de gösterilmektedir. Bu diyagramın alt kısmında bulunan yatay eksen kuru termometre sıcaklığını belirtirken, düşey eksen mutlak nem değerini göstermektedir. Diyagramdan nemli havanın ilgili sıcaklıktaki entalpi değeri de sol üstte çapraz olarak yerleştirilmiş eksen üzerinden okunabilmektedir.



Şekil 3.1: Psikometrik diyagram.

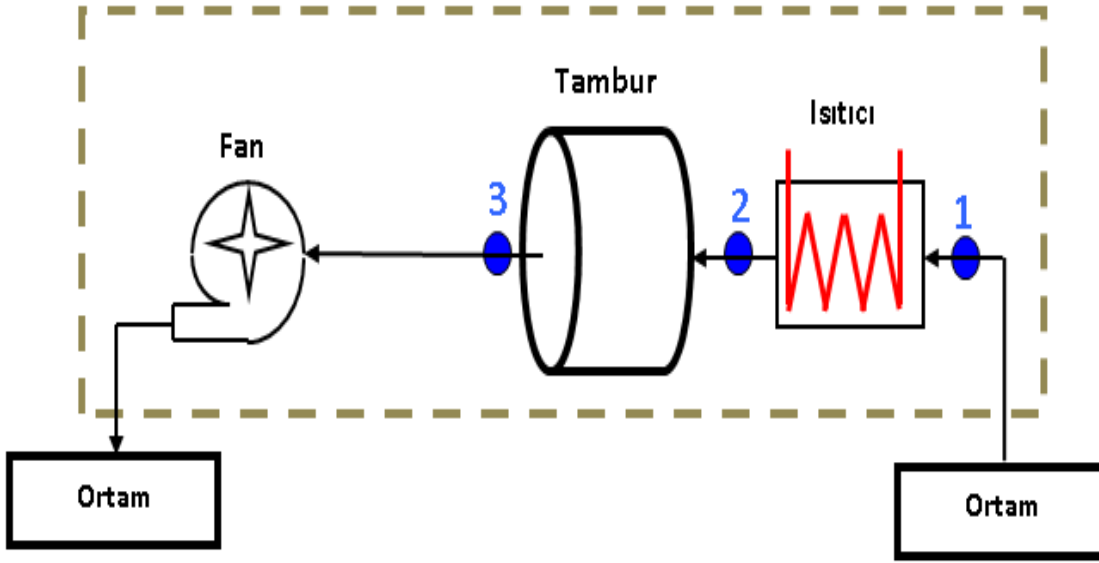
Psikometrik diyagramın sol bitiminde, doyma hattı eğrisi vardır. Su buharına doymuş havaya ait tüm özellikler bu eğri üzerinde yer alır. Bu nedenle söz konusu eğri aynı zamanda %100 bağıl nem eğrisidir. Psikometrik diyagram üzerinde, eğik çizgiler yer almaktadır. Bu çizgiler, sabit entalpi (kJ/kg kuru hava), sabit yaş termometre sıcaklığı ve sabit özgül hacim (m^3/kg) çizgileridir.

3.2 Kurutma Çevrimleri

Evlerde tekstil kurutma amacı ile kullanılan cihazlar tamburlu kurutma makinaları ve yıkayıcı/kurutuculardır. Bu cihazlardan kurutma makinaları yalnızca tekstil kurutma amacı ile kullanılırken yıkayıcı/kurutucular ise tekstil ürünlerini yıkamak ve kurutmak amacı ile kullanılmaktadırlar. Bu ürünlerde temel olarak farklı yöntemlerle ısıtılan kurutma havası dönen bir tambur içerisinde bulunan ıslak tekstil üzerine yönlendirilir ve tekstil üzerinde bulunan suyun bir kısmını buharlaştırarak tekstilden uzaklaştırır. Bu işlem sonrasında kurutma havasının makine içerisinde izlediği yola bağlı olarak kullanılan kurutma çevrimleri temelde açık çevrimler ve kapalı çevrimler olmak üzere ikiye ayrılmaktadırlar.

3.2.1 Açık kurutma çevrimi

Açık kurutma çevrimli kurutma makinalarında ortamdan alınan kurutma havası elektrikli bir ısıtıcı üzerinden geçirilir. (1-2). Sıcaklığı ve buna bağlı olarak nem tutma kapasitesi arttırılan kurutma havası aşağıdaki Şekil 3.2’de görülebileceği gibi tambura (2-3) yönlendirilir. Tekstil yüzeyinde bulunan suyun bir miktarını buharlaştıran kurutma havası bir fan yardımı ile yeniden dış ortama yönlendirilir.



Şekil 3.2: Açık kurutma çevrimi.

3.2.2 Kapalı kurutma çevrimi

Kapalı kurutma çevrimlerinin çalışma prensibi temel olarak kurutma havasının bir fan yardımı ile bir ısıtma ve bir de soğutma ünitesinden geçirilerek nem tutma kapasitesinin değiştirilmesine dayanır. Tambura girmeden önce ısıtılarak sıcaklığı ve nem tutma kapasitesi yükseltelen kurutma havası tamburdan çıktıktan sonra soğutulur ve bu şekilde içerisinde bulunan su buharının büyük bir kısmının yoğunlaşması sağlanır. Devamında hava yeniden ısıtma ünitesine yönlendirilerek çevrimi tamamlanır.

Piyasada bulunan ev tipi kurutma makinalarında ve yıkayıcı/kurutucularda farklı tip kapalı kurutma çevrimleri kullanılmaktadır. Kullanılan ısıtma ve soğutma ünitelerine göre ayrılan bu kapalı kurutma çevrimleri temel olarak üç başlık altında toplanabilirler.

Isı pompalı kapalı kurutma çevrimleri

Piyasada bulunan ısı pompalı kapalı kurutma çevrimine sahip yıkayıcı/kurutucularda ve kurutma makinalarında ısıtma ve soğutma buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevriminin evaporatörü ve kondenseri tarafından gerçekleştirilir.

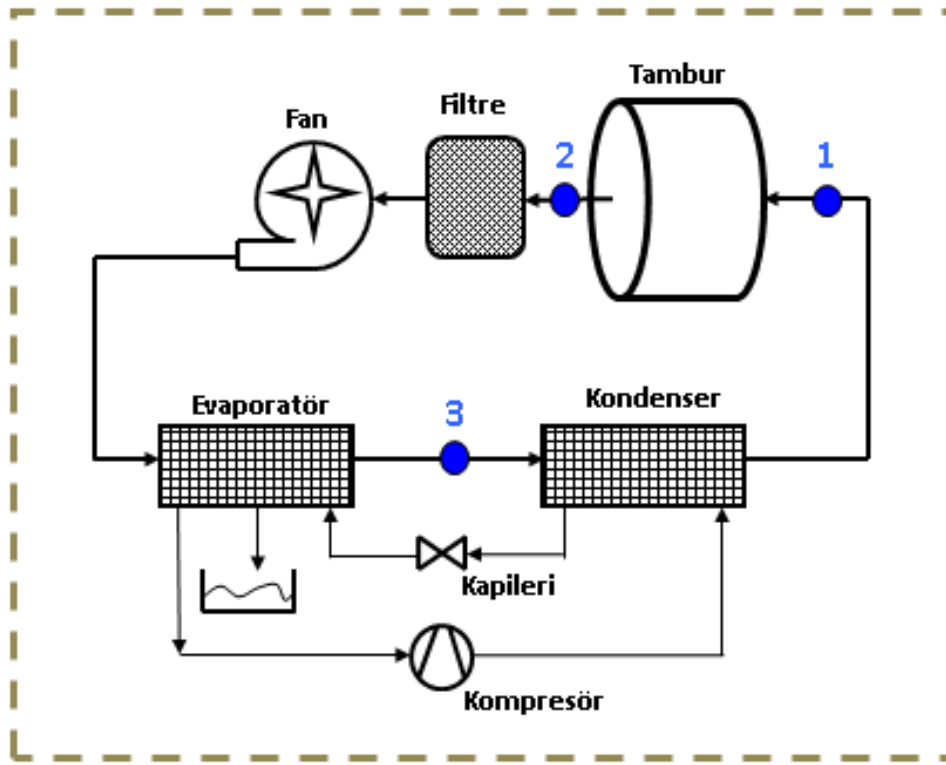
Standart bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, kompresör evaporatör içerisindeki soğutkanın buharlaşma basıncını emme kuvveti yaratarak istenilen seviyede tutmaktadır. Kompresörden çıkan soğutkan kondensere girmekte, burada sıvı faza geçerek kılcal boru üzerinden tekrar evaporatöre yönlendirilmektedir.

Söz konusu çevrimde sıkıştırma işlemi bir kompresör aracılığı ile yapılırken, genleşme işlemi kılcal bir boru (kapileri) veya genleşme vanası ile gerçekleşmektedir. Genleşme işleminin ideal şartlarda sabit entalpide gerçekleştiği kabul edilmektedir. Genleşme işleminden sonra, soğutkan basıncı, evaporatör çalışma basıncına düşürülmekte ve bu işlem tüm çevrim boyunca tekrar edilmektedir.

Aşağıdaki Şekil 3.3’de görülebileceği gibi ısı pompalı kurutma çevrimlerinde yukarıda tariflenen buhar sıkıştırırmalı çevrimde kullanılan kondenser kurutma havası için bir ısıtıcı görevi görmektedir.

Kondenser finleri arasından geçen kurutma havasının (3-1) sıcaklığı ve nem tutma kapasitesi soğutkandan çektiği ısı sayesinde yükselmektedir. Kurutma havası tamburdan geçip (1-2) tekstilde bulunan suyun bir miktarını buharlaştırdıktan sonra buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin evaporatör finleri arasından geçmekte (2-3), bu işlem sırasında da sıcaklığı düşük olan soğutucu akışkana ısısının bir miktarını aktararak sıcaklığını düşürmektedir. Bu işlem sonucunda kurutma havasında bulunan su buharının büyük bir kısmı yoğuşmaktadır. Devamında kurutma havası yeniden kondensere yönlendirilerek çevrim tamamlanmaktadır

Isı geri kazanımı özellikleri nedeni ile ısı pompalı kurutma makinaları bu tez kapsamında sayılan bütün diğer bütün teknolojilere göre enerji tüketimi açısından çok daha verimli ürünlerdir. Enerji tüketim tarafında bu avantajlara sağlamakla birlikte ısı pompalı ürünlerin komponent ve üretim maliyetleri diğer ürünlere kıyasla oldukça yüksektir. Buna ek olarak ısı pompalı ürünlerde kullanılan soğutucu akışkanların doğaya vermekte oldukları zararlar da bu ürünlerin daha fazla yaygınlaşmasındaki en büyük engellerdir.

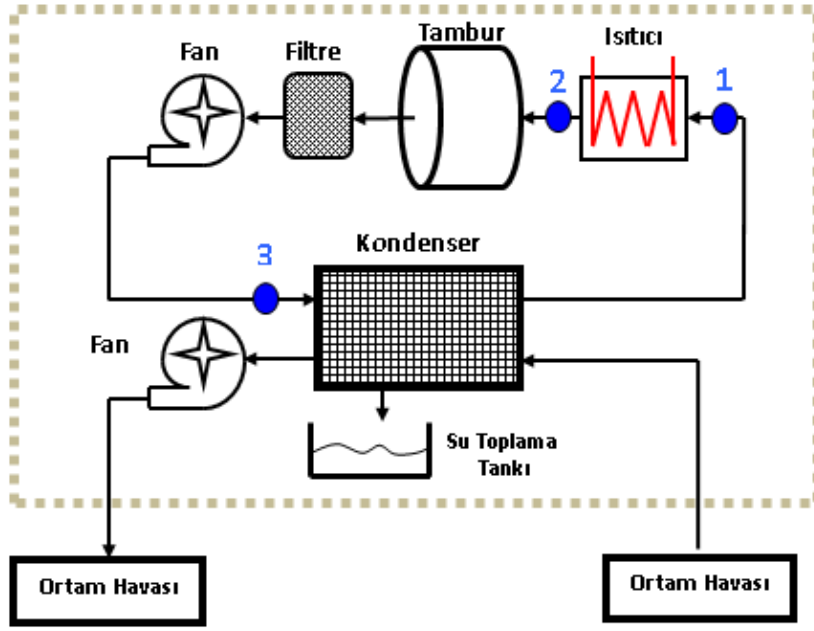


Şekil 3.3: Isı pompalı kapalı kurutma çevrimi.

Su soğutmalı kondenserli kapalı kurutma çevrimleri

Piyasada kullanılan yıkayıcı/kurutucularda en sık kullanılan çevrimler su soğutmalı kondenserli kapalı kurutma çevrimleridir. Bu çevrimde aşağıdaki Şekil 3.4’de görülebileceği ısıtma ünitesi olarak açık kurutma çevrimli ürünlere benzer şekilde elektrikli rezistans tipi ısıtıcılar kullanılırken (1-2) tamburdan çıkan kurutma havasını soğutmak amacı ile sulu kondenser kullanılmaktadır. Kurutma havası tamburdan çıktıktan sonra (2-3) ters akışlı düz (Tek) borulu bir ısı değiştirici olan kondensere geçirilmekte (3-1) burada boru içerisine soğutucu akışkan olarak şebeke hattından çekilen şebeke suyu yönlendirilmektedir.

Genellikle plastik malzemeden üretilen boru tipi bir ısı değiştirici olan kondenser içerisinde kurutma havası akış yönüne ters şekilde yönlendirilen soğuk su damlacıkları sıcak kurutma havasından ısı çekmekte, böylelikle kurutma havası içerisinde bulunan su buharının bir kısmı yoğunlaşmaktadır. Yoğuşan su buharı ve soğutucu akışkan olarak kullanılan şebeke suyu daha sonra makinede kazan altında bulunan bir tahliye pompası yardımı ile sistemden tahliye edilmektedir.



Şekil 3.5: Hava soğutmalı ısı değiştiricili kapalı kurutma çevrimi.

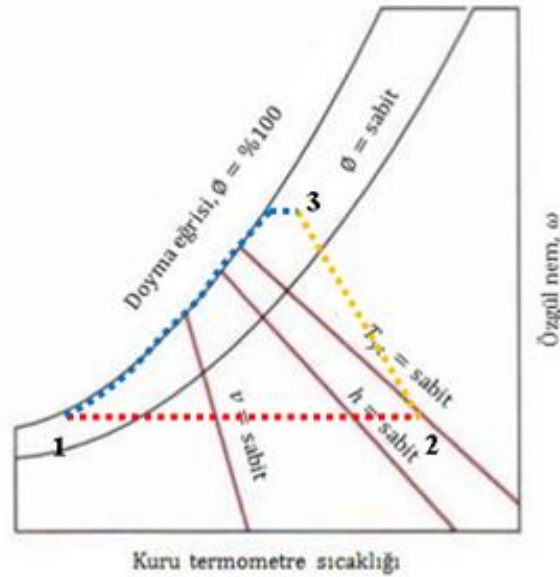
Hava soğutmalı ısı değiştiricilerde kurutma havasından ısı çekmesi amacı ile soğutucu akışkan olarak ortam havası kullanılır. Bir fan yardımı ile ısı değiştiricisine yönlendirilen ortam havası sıcak kurutma havasından ısı çeker. Bu işlem sırasında sıcaklığı bir miktar artan ortam havası yeniden ortama yönlendirilerek açık çevrimini tamamlamış olur. Hava soğutmalı ısı değiştiricili kurutma sistemlerinde enerji tüketimini ve verimi en çok etkileyen parametrelerden birisi aşağıdaki Şekil 3.6.'da bir örneği görülebilen çapraz akışlı plaka tipi kanatlı kompakt ısı değiştiricinin ısı transfer verimidir.



Şekil 3.6: Hava soğutmalı ısı değiştirici.

Hava soğutmalı ısı değiştirici içeren kurutma makinaları ve yıkayıcı/kurutucularda kurutulması gereken tekstil yük miktarı, kullanılan ısıtıcı gücü, kurutma ve ortam hava debileri ile ısı değiştiricisine ayrılmış olan hacim dikkate alınarak makinanın enerji tüketim değerlerini en düşük düzeyde tutmayı amaçlayan ısı değiştirici tasarımları oluşturulmaya çalışılmaktadır. Bu tez çalışmasında da bu kısıtlar dikkate alınarak oluşturulmuş olan bir ısı değiştiricinin tasarım ve ilgili kurutma sistem çalışma parametrelerinden nasıl etkilendiği deneysel olarak incelenmiş ve devamında da bir modeli oluşturulmuştur.

Hava soğutmalı ısı değiştiricili kapalı kurutma çevriminde kurutma havasının psikometrik özelliklerindeki değişim aşağıdaki Şekil 3.7’de görülebilmektedir. Buna göre kurutma havası ısıtıcıdan geçerken (1-2) sabit özgül nem doğrusu üzerinde kuru termometre sıcaklığı artmakta ve buna bağlı olarak bağıl nemi düşmektedir. Devamında tamburda (2-3) tekstilden buharlaştırdığı su buharı ile özgül ve bağıl nemi artmakta, suyu buharlaştırmak için verdiği ısı nedeni ile de kuru termometre sıcaklığı düşmektedir. Tamburdan çıkan kurutma havası ısı değiştiricide (3-1) ortam havası ile soğutulunca kuru termometre sıcaklığı daha da düşerek doyma eğrisine ulaşmakta, devamında özgül nemi azalmakta ve psikometrik diyagramda da çevrimini tamamlayarak yeniden ısıtıcıya girmektedir.



Şekil 3.7: Hava soğutmalı ısı değiştiricili kapalı kurutma çevriminin psikometrik diyagramda gösterimi.

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu tez kapsamında yürütülen çalışmalarda hava soğutmalı ısı değiştiricili kapalı kurutma çevrimine sahip olan bir yıkayıcı/kurutucuda ısı değiştirici yoğuşurma performansına etkiyen parametrelerin belirlenmesi ve devamında da bu parametreler kullanılarak ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı geçişinin modellenmesi hedeflenmiştir. Bu hedefe uygun olarak deneysel çalışmaların yürütülebilmesi için deney düzeneği oluşturulmuş ve esas olarak yıkayıcı/kurutucularda kullanılan yoğuşurucu görevini gören hava soğutmalı ısı değiştiricisi alınmıştır.

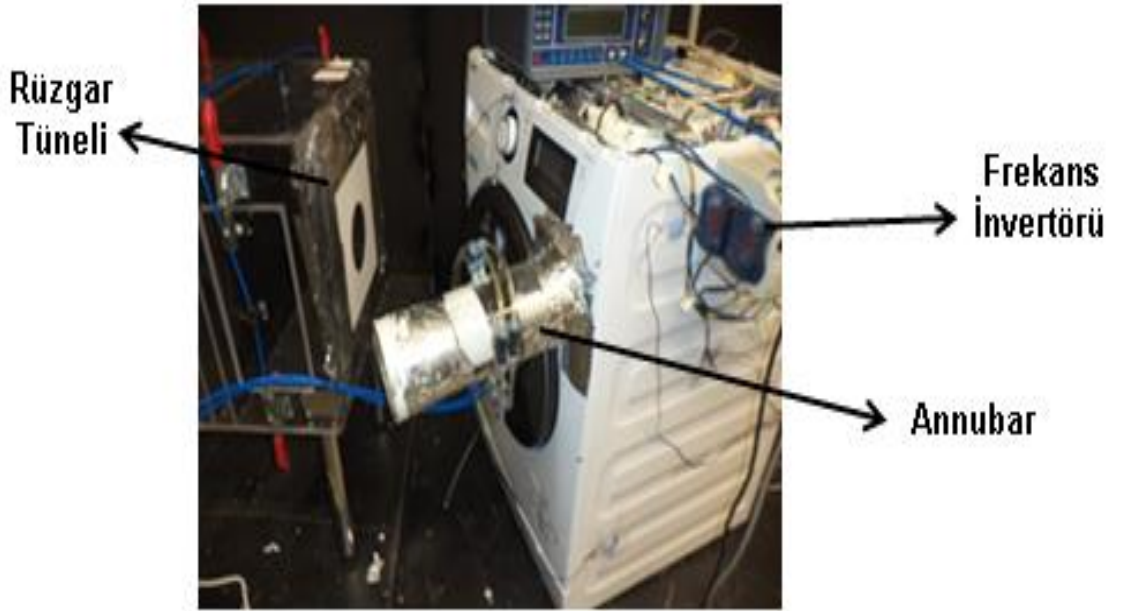
4.1 Deney Düzeneği Tasarımı

Bu yüksek lisans tez çalışması kapsamında incelenecek olan hava soğutmalı ısı değiştirici ünitesi barındıran yıkayıcı kurutucu Şekil 4.1 'de görüldüğü gibi deney düzeneği olarak hazırlanmıştır.



Şekil 4.1: Deney düzeneği.

Belirlenen bu parametreler ile ilgili olarak gerekli kontrol sistematığının oluşturulabilmesi için çalışmalara öncelikli olarak debi tarafında başlanmıştır. Kurutma ve ortam havasını sirküle etmek için kullanılan AC motorlu fanlara frekans invertörleri bağlanmış ve böylece sisteme farklı debilerde çalışabilme kabiliyeti kazandırılmıştır. Bu çalışmanın devamında yıkayıcı kurutucunun kurutma ve ortam havası hatları Arçelik A.Ş. Ar-Ge Akışkanlar Mekaniği Ailesi bünyesinde bulunan rüzgar tüneline ve de aşağıdaki Şekil 4.3’de görülebileceği gibi annubar ölçüm sistemine bağlanmış, her iki çevrim ile ilgili olarak farklı frekanslarda testler gerçekleştirilerek debi değerleri belirlenmiştir.



Şekil 4.3: Debi ölçüm çalışmaları.

Debi değişiminde tambur içerisinde bulunan tekstil ürünleri de belirleyici birer etken olacağı için kurutma havası debi ölçümleri hem tambur boşken hem de tam olarak dolu iken (5kg tekstil yükü varken) gerçekleştirilmiştir. Kurutma havası sirkülasyonunu sağlayan proses fanı ile ortam havası emişini sağlayan soğutma havası fanı ayrı ayrı rüzgar tüneline bağlanmıştır.

Yukarıda tariflenen çalışma sayesinde aşağıdaki Çizelge 4.2’de görülebileceği gibi farklı frekanslar için debi değerleri tespit edilmiş ve sistem kontrollü bir şekilde alternatif debilerde çalışabilir hale getirilmiştir.

Çizelge 4.2: Debi ölçümleri.

Debi Ölçüm Çalışmaları				
Kurutma Havaşı Debi Ölçümleri			Ortam Havaşı Debi Ölçümleri	
Frekans Hz.	Debi lt/s	Yük kg	Frekans Hz.	Debi lt/s
30	7	5	30	13.2
40	9.1	5	35	16.5
50	12	5	40	19.5
60	15.4	5	45	22.4
30	7	Yok	50	24.8
40	10.2	Yok	55	27.8
50	14	Yok	60	30.8
60	17	Yok		

Kurutma havaşı ısı değıştirici giriş sıcaklığının ayarlanması tarafında ürün üzerinde bulunan 800W ve 600W olmak üzere iki kademedan oluşan ve toplamda 1400W güce sahip ısıtıcıdan faydalanılmıştır. Yıkayıcı/kurutucu ürün yazılımında gerçekleştirilen değışiklikler ile iki kademeli ısıtıcı algoritması istenilen kurutma havaşı ısı değıştirici giriş sıcaklıklarını elde edecek şekilde farklı test koşulları için revize edilmiştir.

Önceki bölümlerde de belirtildiğı üzere kurulan düzenekte kurutma havaşı çevriminin tam bir kapalı çevrim olabilmesi için kurutma havaşı çevriminden dış ortama, dış ortamdan da kurutma havaşı çevrimine hava geçişinin olmaması gerekmektedir. Bu nedenle olası kaçak noktalarının belirlenebilmesi amacı ile duman jeneratörü ile kurutma çevrimi içerisine duman verilir kurutma fanı çalıştırılarak lazer ışığı altında sızdırmazlık kontrolü çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Burada alınan olumlu sonuçların ardından tambur içerisine ıslak ağırlığı bilinen tekstil yükü yerleştirilmiş ve farklı süreler için tekrarlı testler gerçekleştirilerek çamaşırdan buharlaştırılan su ile terazide toplanan su kütleleri karşılaştırılmıştır. Gerçekleştirilen bu testler sonucunda sistemde buharlaşan su buharının %99,7'lik bir kısmının terazide yoğunlaştırıldığını göstermiştir.

Makine üzerinde gerçekleştirilen testler Arçelik A.Ş. Ar-Ge laboratuvarları bünyesinde bulunan ve kontrollü olarak şartlandırılabilen ısı odalarında gerçekleştirilmiştir. Bu sayede ortam havaşı ısı değıştirici giriş koşulları için istenilen bağıl nem ve sıcaklık değeri yürütülen testler süresince kontrollü olarak sağlanabilmiştir.

4.2 Ölçüm Sisteminin Tasarımı

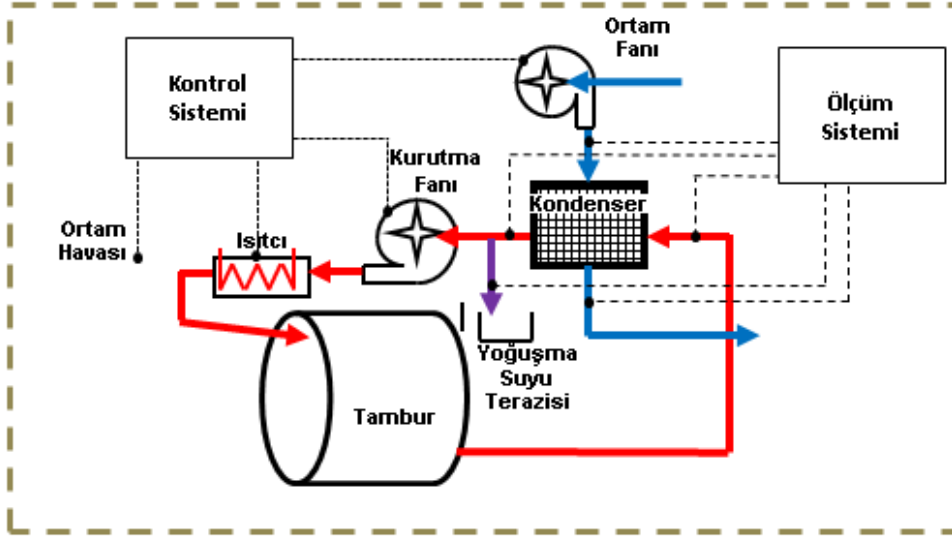
Kontrol edilecek parametrelerin belirlenmesinden sonra düzenekte ölçüm noktalarının belirlenmesi ile ilgili bir çalışma gerçekleştirilmiş ve yürütülen testler boyunca sistem üzerinde hangi bölgelerde kaç noktadan hangi ölçümlerin alınacağı kararlaştırılmıştır. Buna göre belirlenen ölçüm noktaları ile ilgili oluşturulmuş olan liste aşağıdaki Çizelge 4.3’de görülebilmektedir.

Çizelge 4.3: Ölçüm noktaları.

Kurutma Havası	
Ölçüm Noktası	Ölçülen Parametre
Isı Değiştirici Girişi	3 Noktadan Sıcaklık ve
Isı Değiştirici Çıkışı	Bağıl Nem Ölçümü
Ortam Havası	
Ölçüm Noktası	Ölçülen Parametre
Isı Değiştirici Girişi	2 Noktadan Sıcaklık ve
	Bağıl Nem Ölçümü
Isı Değiştirici Çıkışı	3 Noktadan Sıcaklık Ölçümü
Yoğuşan Su	
Ölçüm Noktası	Ölçülen Parametre
Isı Değiştirici Çıkışı	Yoğuşma Hızı

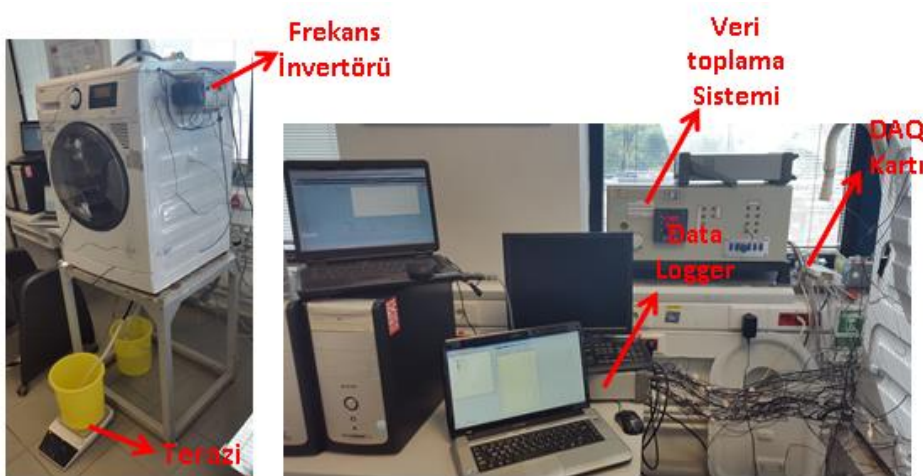
Sıcaklık ölçümü gerçekleştirilen bütün noktalarda ölçüm için T-Tipi termokupllar kullanılmıştır. Buna ek olarak bağıl nem ölçümü yapılan noktalarda sıcaklık ve bağıl nem ölçümünü aynı anda gerçekleştiren Sensirion SHT75 sensörler kullanılmıştır. Bu sensörlerden bilgiler alınabilmesi için ise daq kartı ve Agilent Technoloies 34972A data logger kullanılmıştır. Yoğuşma hızı ile ilgili ölçümlerin alınabilmesi için ise anlık olarak bilgisayara veri aktarımı yapabilen Precisa LX 10200D terazi kullanılmıştır.

Oluşturulan düzenekte kontrol edilen parametreler ve ölçüm noktalarının yerleşimi şematik olarak aşağıdaki Şekil 4.4’de görülebilmektedir. Bütün deneysel çalışmalarda belirtilen sensörler bütün kurutma çevrimi boyunca veri toplamış, deney sonuçlarının analizi sırasında bu verilerden faydalanılmıştır.



Şekil 4.4: Ölçüm sistemi.

Şematik tasarımı yukarıdaki şekilde görülebilen deney düzeneğinde bütün testler boyunca sıcaklık, bağıl nem, yoğuşma hızı verileri 1Hz hızla ölçülmüş ve elde edilen veriler kayıt altına alınmıştır. Devamında bu veriler kullanılarak sistem parametrelerindeki değişimler anlık olarak incelenebilmiştir. Yukarıda tariflenen verilere ek olarak düzenek laborauvarda bulunan veri toplama sistemlerine bağlı olarak çalıştırılmıştır. Bu şekilde makinada ısıtıcıların ve fan motorlarının çektiği akım ve güç değerleri de sürekli gözlem ve kayıt altında tutulmuştur. Oluşturulan deney düzeneği ve veri toplama sistemi aşağıdaki Şekil 4.5’de görülebilmektedir



Şekil 4.5: Deney düzeneği ve ölçüm sistemi.

Oluşturulan deney düzeneğinde ölçüm amacı ile kullanılan ve yukarıda değinilmiş olan cihazlar ve teknik özellikleri aşağıdaki Çizelge 4.4’de görülebilmektedir.

Çizelge 4.4: Ölçüm cihazları ve hata aralıkları.

Cihaz	Marka - Model	Özellikler
Termokupl	Watlow Gordon T30-2-506	IEC 60584-2 standartına uygun. ±1,5°C Doğruluk 0,05 %RH
Nem Sensörü	Sensirion SHT-75	Çözünürlük, ±1,8 %RH Doğruluk
Terazi	Precisa LX10200D	0,1 gr Çözünürlük, ±0,15gr Doğruluk
Frekans Dönüştürücü	VFD-L	± %5Hz Doğruluk
Data Logger	34970A	VDC %0,06 Doğruluk

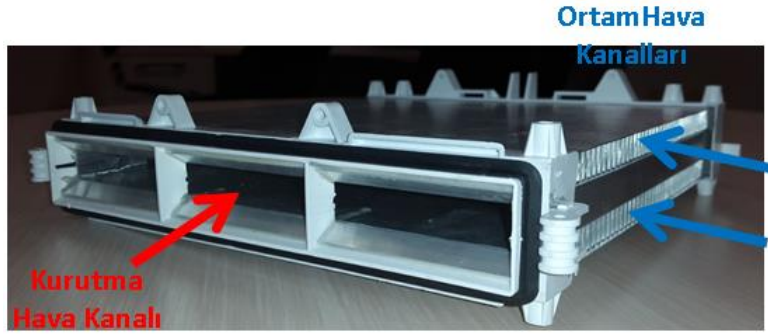
4.3 Hava Soğutmalı Isı Değiştiricisinin Belirlenmesi

Hem mevcut yıkayıcı/kurutucularda hem de oluşturulan test düzeneğinde kullanılan ısı değiştirici çapraz akışlı plaka tipi kanatlı bir ısı değiştiricisi olarak seçilmiştir. Plaka tipi ısı değiştiriciler geniş ısı transfer yüzeyi barındıran ve bu özellikleri ile özellikle iki gaz arasındaki ısı geçişi işlemlerinde ve faz değişimi olan ısı transfer sistemlerinde sıklıkla tercih edilen ısı değiştiricilerdir.

Bu tez çalışması kapsamında incelenen ısı değiştiricide olduğu gibi bir ısı değiştirici içinde aralarında ısı geçişi gerçekleşecek akışkanlar gaz formunda ise gerekli olan ısıyı atabilmek için büyük ısı transfer alanlarına ihtiyaç duyulur. Bu nedenle de kullanılan ısı değiştiricinin “kompakt” olması yani $700\text{m}^2/\text{m}^3$ ısı transfer alanına sahip olması tercih edilir.

Kurutma işlemi süresince kurutma havasında bulunan su buharını yoğunlaştırmak için yüksek miktarda ısının ortam havasına atılmasını sağlayan mevcut ısı değiştirici aşağıdaki Şekil 4.6’da görülebileceği gibi bir kurutma havası kanalından ve iki ortam havası kanalından meydana gelen çapraz akışlı plaka tipi bir ısı değiştiricidir.

Isı değiştiricinin ortam havası kanallarında ısı transfer alanını arttırmak amacı ile düz kanatlar bulunmaktadır. Bu kanatlar sayesinde kurutma havası ve ortam havası daha geniş bir yüzey alanında ısı transferini gerçekleştirerek ısı değiştiricisinin yoğunlaştırma verimini artırmaktadırlar.



Şekil 4.6: Plaka tipi kompakt ısı değıştirci.

Yoğuşma veya buharlaşmanın olduğı gazlar arası ısı transferlerinde sıklıkla tercih edilen plaka tipi kompakt ısı değıştircilerde faz değışimi nedeni ile yüksek ısı transfer katsayıları elde edilebilmektedir. Bu nedenle hem incelenen mevcut yıkayıcı/kurutucuda hem de diğerkurutma makinalarında ısı değıştirci kurutma havası kanalları fin içermemektedir. İncelenen ısı değıştircinin 0,4mm kalınlığındaki alüminyum sac kurutma hava kanalı boyutları Çizelge 4.5’de görülebilmektedir.

Çizelge 4.5: Kurutma kanal boyutları.

Kurutma Hava Kanalı Sayısı	1
Kurutma Kanal Yüksekliği	0.0143 [m]
Kurutma Kanal Genişliği	0.215 [m]
Kurutma Kanal Uzunluğu	0.232 [m]

Isı değıştircisinin ortam hava kanalları ise soğutma finlerinin kurutma hava kanalının üstüne ve altına yerleştirilmesi ile oluşturulmaktadır. Üstte ve altta yine alüminyum plakalar arasına sandviç şeklinde yerleştirilen finlerden meydana gelen ortam havası kanallarının boyutları (ortam hava kanalı sayısı, ortam havası kanal yüksekliği, ortam havası toplam kanal genişliği, ortam havası kanal uzunluğu) aşağıdaki Çizelge 4.6’da görülebilmektedir.

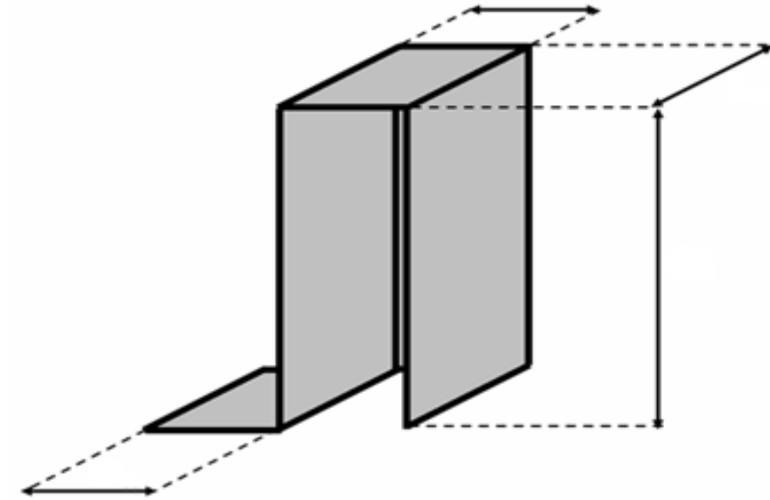
Çizelge 4.6: Ortam kanal boyutları.

Ortam Hava Kanalı Sayısı	2
Ortam Havası Kanal Yüksekliği	0.01[m]
Ortam Havası Toplam Kanal Genişliği	0.232 [m]
Ortam Havası Kanal Uzunluğu	0.215[m]

Ortam hava kanallarına fin yerleştirilmesi ısı geçişinin arttırılarak ısı değıştiricinin kompakt bir hal almasına ve de yoğunlaşma gizli ısının kurutma hava kanalından daha rahat uzaklaştırılmasına imkan tanır. Sağladıkları termal avantajlara ek olarak bu finler ısı değıştiricilerin yapısal olarak da çok daha rijit olmasını sağlarlar. Bu tez çalışması kapsamında incelenen yıkayıcı/kurutucu ısı değıştiricisinde diğier fin tasarımlarına nazaran daha düşük basınç kayıplarına sebep olmaları sebebi ile düz dörtgen finler tercih edilmişlerdir. Ortam hava kanallarında kullanılan bu finler ile ilgili geometrik boyutlar aşağıdaki Şekil 4.7’de ve Çizelge 4.7’de görülebilmektedir.

Çizelge 4.7: Fin boyutları.

Fin Kalınlığı	0.002 [m]
Fin Yüksekliğı	0.01 [m]
Fin Genişliğı	0.0082 [m]
Fin Uzunluğı	0.215 [m]



Şekil 4.7: Fin boyutları.

4.4 Deneylerin Yapılışı

Deney süresince sistem kararlı hale oturana kadar gerekli nem miktarının sağlanabilmesi için testler boyunca tambur içerisine %100 nem oranına sahip kuru ağırlığı 5 kg olan tekstil yükünün konulmasına karar verilmiştir.

Tekstillerin yıkanarak şartlandırılması için Arçelik A.Ş. Temizleme Teknolojileri Yıkama Laboratuvarı'nda bulunan tekstil şartlandırma makinaları kullanılmıştır. Bu makinalar içerdikleri özel yazılım ile kuru ağırlığı 5kg olan tekstilin 10 kg ıslak ağırlığa (%100 nem oranına) ulaşmasını sağlamaktadır. Her şartlandırma işlemi öncesinde tekstil yükleri tartılmış ve gerektiğinde ek işlemler uygulanarak (Nem miktarı fazla ile ekstraktörde tekstillerin sıkıştırılması, nem miktarı az olduğunda spreyleme ile nem miktarının artırılması) deneylere tam olarak %100 nem oranında başlanması sağlanmıştır.

Kurutma işlemi boyunca başta sürtünme olmak üzere maruz kaldıkları mekanik etkiler nedeni ile tekstil yüzeylerinden hav adı verilen lif parçacıkları kopmaktadır. Farklı koşullarda gerçekleştirilecek çok sayıda testler nedeni ile bu parçacıkların ısı değiştirici yüzeyinde birikip sistem performansını etkilemesini engellemek amacı ile deneylerde diğer tekstil tiplerine nazaran çok daha az hav çıkartan %100 polyester kumaştan oluşan tekstil yükleri kullanılmıştır.

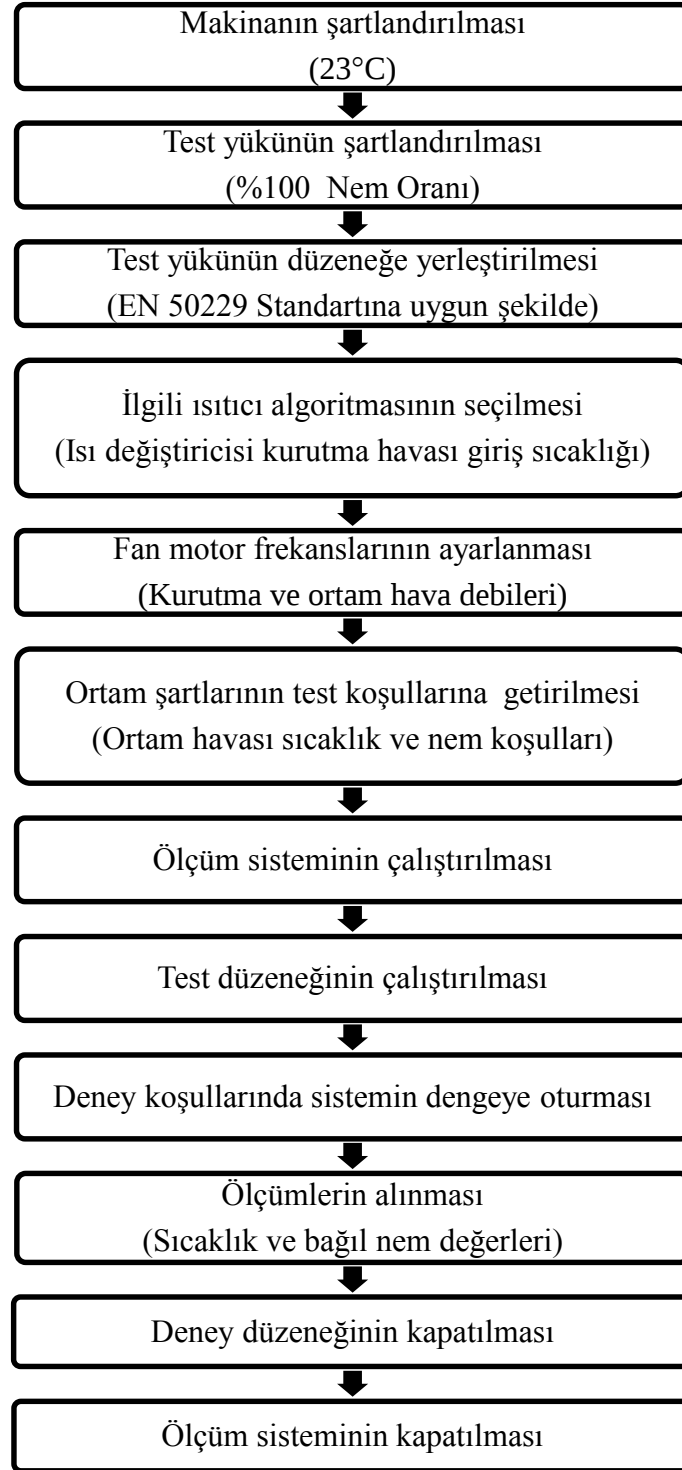
Tekstil yükü ve nem oranlarının belirlenmesinin ardından farklı ısı değiştirici giriş sıcaklıkları için uygun ısıtıcı algoritmalarının oluşturulabilmesi için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. 800W ve 600W olmak üzere iki kademeye sahip on-off çalışan ısıtıcı ile gerçekleştirilen algoritma çalışmaları ile farklı ortam şartlarında ve debilerde istenilen tambur giriş sıcaklıklarını sağlayacak algoritmalar oluşturulmuş ve makinanın kontrol kartı üzerine yüklenmiştir.

Mevcut yıkayıcı/kurutucularda farklı tekstil tipleri ve programlar için farklı tambur dönüş algoritmaları bulunmaktadır. Deney düzeneğinde tambur içerisindeki buharlaşma hızının tambur dönüş hızlarından etkilenmesini minimuma indirmek amacı ile tambur dönüş hız 52rpm'de sabitlenmiştir.

Deney sonuçlarının başlangıç koşullarından etkilenmesini minimuma indirebilmek amacı ile her deneyden önce makine içerisinde bulunan termokupllardan ölçülen sıcaklıklar 23°C'ye düşene kadar deneylerin başlatılmamasına karar verilmiştir.

Gerekli kontrol ve kalibrasyon testlerinin tamamlanmasının ardından deney sistematiği oluşturma çalışmalarına geçilmiştir. İlk olarak bir önceki bölümde tanıtılmış olan ölçüm sisteminin bütün testler için tüm çevrim boyunca veri toplamasına karar verilmiştir. Bu şekilde verilerin yalnızca tanımlanan kararlı hal durumlarında değil, sistem kararlı hale oturana kadarki geçiş fazlarında da

toplanabilmesi sağlanmıştır. Deney başlamadan önce, deney süresince ve deneyler tamamlandıktan sonra gerçekleştirilecek çalışmaların akış şeması aşağıdaki Şekil 4.8’de bulunan diyagramda görülebilmektedir.

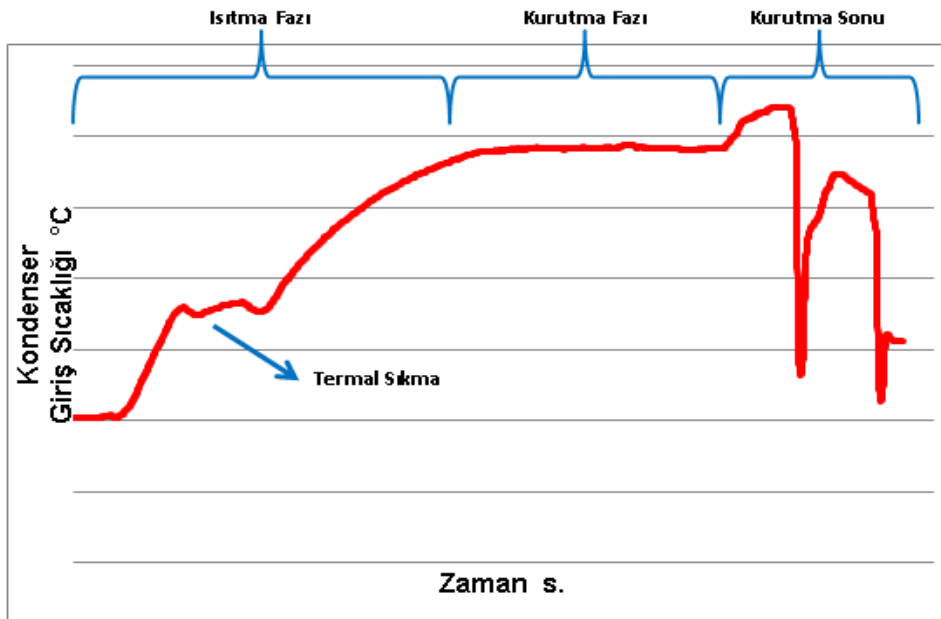


Şekil 4.8: Deney akış şeması.

4.4.1 Deney tasarımı

Mevcut yıkayıcı/kurutucularda kurutma işlemi ısıtma fazı, kurutma fazı ve kurutma sonu olmak üzere üç ana aşamadan oluşmaktadır. Isıtma fazında ısıtıcı tarafından kurutma havasına aktarılan enerjinin bir kısmı tekstili ve makine gövdesini ısıtmak için kullanılmaktadır. Bazı yıkayıcı/kurutucularda bu fazın bir kısmında ısıtıcılar kapatılarak tambur devri arttırılır. Termal sıkma adı verilen işlem sırasında merkez kaç kuvvetinin etkisi ile tekstil yüzeyinde bulunan suyun bir kısmı uzaklaştırılmış olur. Termal sıkma işleminden sonra ısıtıcılar yeniden çalıştırılır ve sıcaklıklar dengeye oturana kadar ısıtma fazı devam ettirilir. Kurutma çevriminde sıcaklıklar dengeye oturur ve sabit buharlaşma hızı ile tekstilde bulunan su buharlaştırılır. Kurutma sonunda ise tekstil yüzeyinde buharlaşacak su çok azaldığı için sıcaklıklar ani olarak yükselir ve devamında önce ısıtıcı güzü kademeli olarak azaltılarak sonra da tamamen sıfırlanarak kurutma işlemi sonlandırılır.

Yukarıda adımları kısaca tariflenen kurutma işlemi sırasında mevcut yıkayıcı/kurutucu ürünlerde aşağıdaki Şekil 4.9’da görülebilen kurutma havası ısı değiştirici giriş sıcaklıkları yaklaşık olarak 60°C’de dengeye oturmaktadır. Bu nedenle tez kapsamında ısı değiştirici performansını incelemek için oluşturulan deney koşullarında maksimum ısı değiştirici giriş sıcaklığı 60°C olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.9: Yıkayıcı/kurutucu kurutma havası ısı değiştirici giriş sıcaklığı.

Kurutma ve ortam hava debilerinin ısı değıştirici performansına olan etkilerini incelemek amacı ile her iki hava için de testler iki farklı debi de gerçekleştirilmiştir.

Bu değışkenlere ek olarak ortam havası ısı değıştirici giriş parametrelerinin ısı değıştirici performansına etkileri üzerinin belirlenmesi üzerine odaklanılmıştır. Bu nedenle üç farklı ortam havası ısı değıştirici giriş sıcaklığı ve bağıl nem değerleri ile gerçekleştirilen testlerin de sonuçları oluşturulan deney tasarımı kapsamında incelenmiştir. Buna göre oluşturulan deney tasarımı aşağıdaki Çizelge 4.8’de görülebilmektedir.

Çizelge 4.8: Deney esnasında incelenen değışiklikler.

İncelenen Parametre	Test Koşulları
Kurutma Havası Isı Değıştirici Giriş Sıcaklığı	45, 50, 55, 60 °C
Ortam Havası Isı Değıştirici Sıcaklığı	27, 33, 36°C
Kurutma Hava Debisi	0.012 – 0.015 kg/s
Ortam Hava Debisi	0.02 – 0.03 kg/s
Ortam Havası Isı Değıştirici Giriş Bağıl Nemi	%40, %55, %70

Deney tasarımı kapsamında toplamda 56 farklı koşul test edilmiş, her koşul için testler iki tekrarlı olarak gerçekleştirilmiştir. Deneylerde denge fazına oturduktan sonra 5’er dakikalık veriler alınmış, sonuçlar için bu 5’er dakikalık verilerin ortalamaları kullanılmıştır.

4.5 Deney Sonuçları

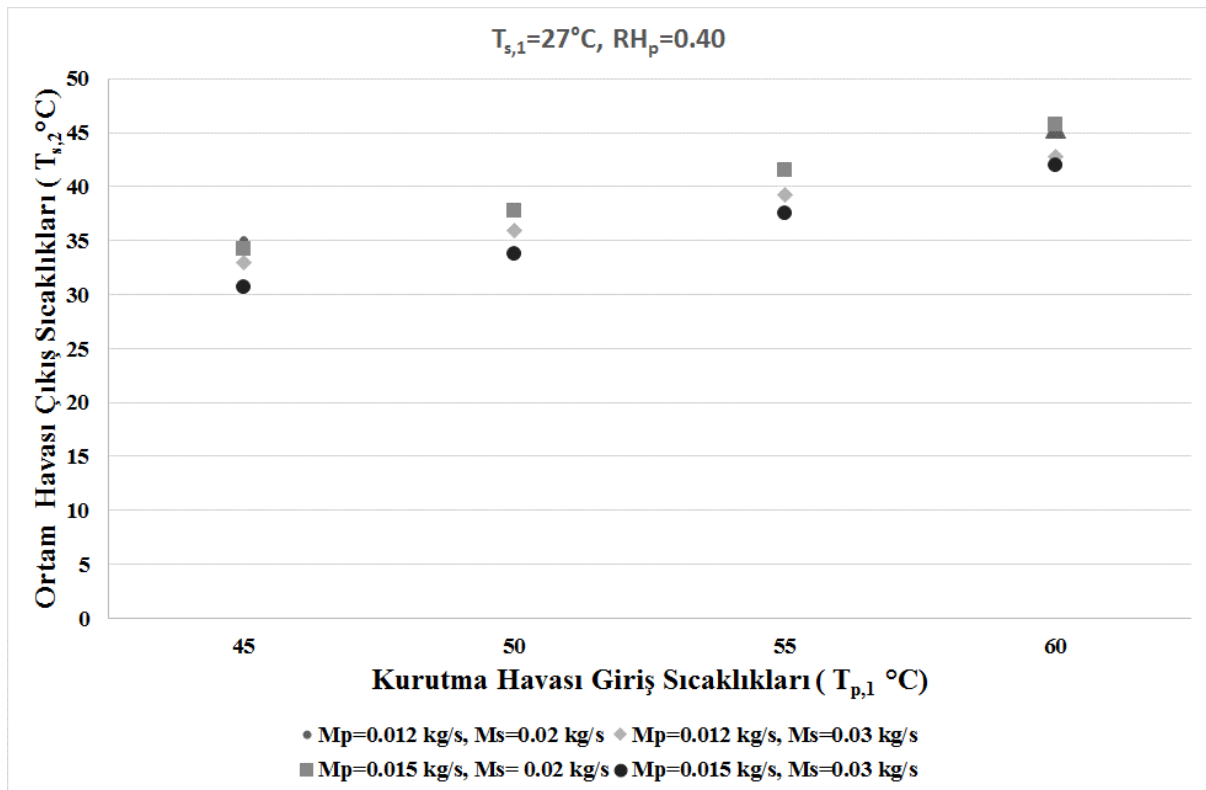
Bu yüksek lisans çalışması kapsamında, hava soğutmalı ısı değıştiricili kapalı kurutma çevrimine sahip bir sistemde çalışma koşullarının ısı değıştiricisindeki nem alma prosesi üzerindeki etkilerini belirlemek adına deney tasarımı bölümünde detaylı olarak tarif edilmiş olan deneyler gerçekleştirilmiştir.

DeneySEL çalışmalara ait sonuçlar ve bu sonuçlar üzerinde yapılan değerdendirmeler ise detaylı olarak aşağıda belirtilmiştir. Deney sonuçları ortam havası çıkış sıcaklığı, kurutma havası çıkış sıcaklığı ve yoğunlaşma hızı sonuçları açısından farklı koşullar altında incelenmiştir.

4.5.1 Ortam havası sıcaklıkları deneysel sonuçları

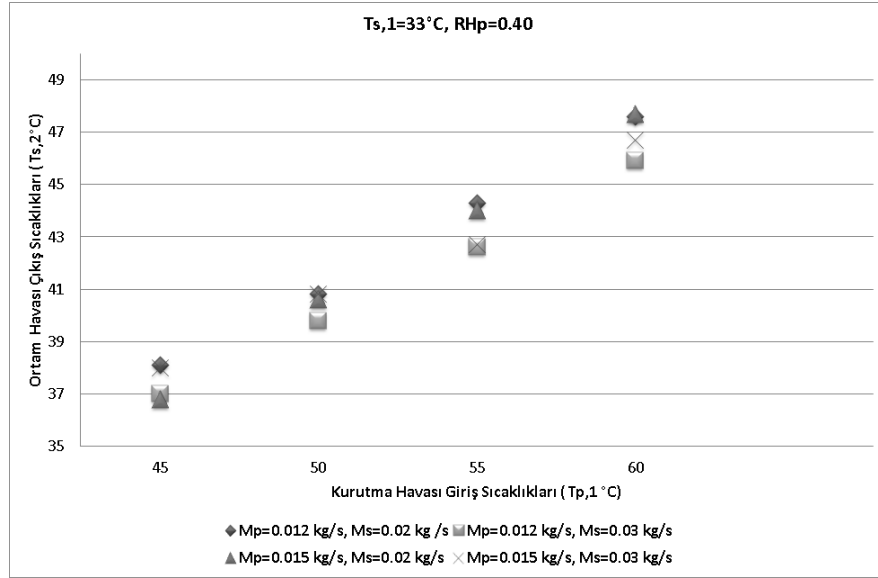
Deney sonuçları ile ilgili inceleme çalışmalarına öncelikli olarak ortam havası ısı değiştirici çıkış sıcaklığı ile başlanmıştır. Önceki bölümlerde de belirtildiği üzere kurutma havasının soğutulması ve içerisindeki su buharının yoğunlaştırulabilmesi için ortam havası kurutma havasından ısı çekmekte ve bu sayede sıcaklığı yükselmektedir. Aynı kurutma havası ısı değiştirici giriş koşullarında ortam havası ısı değiştirici giriş çıkış sıcaklık farkı ne kadar yüksekse ortam havası kurutma havasından o kadar fazla ısı çekilebilmiş demektir. Buna göre yukarıda belirtilen koşullar altında gerçekleştirilen testler ile incelenen parametrelerin ortam havası ısı değiştirici çıkış sıcaklıklarına etkisi aşağıdaki grafiklerde görülebilmektedir.

Aşağıdaki Şekil 4.10'da görülebileceği gibi kurutma havası ısı değiştirici giriş sıcaklıkları arttırıldıkça, ortam havası ve kurutma havası ısı değiştirici giriş sıcaklıkları arasındaki fark artmakta, bu durum ısı transfer miktarını arttırdığı için ortam havası ısı değiştirici çıkış sıcaklıkları da buna bağlı olarak yükselmektedir.

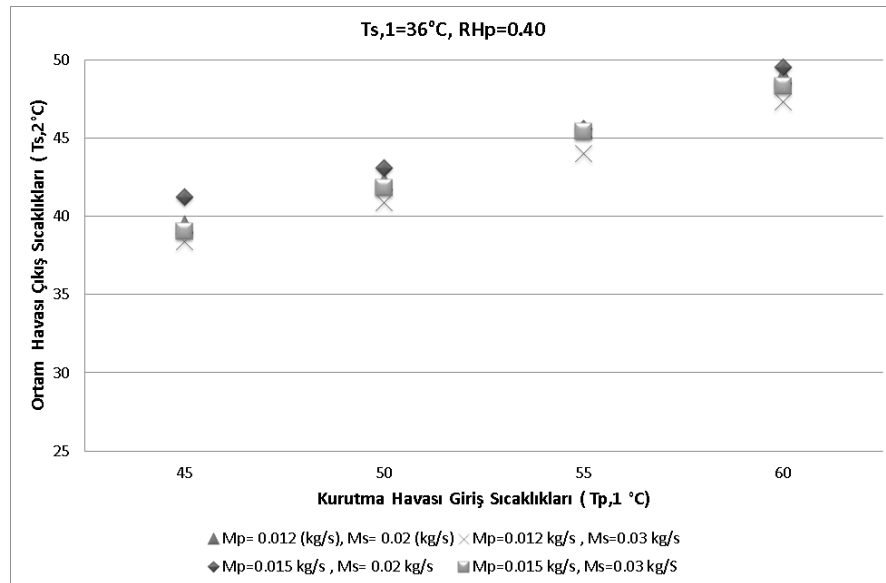


Şekil 4.10: Ortam havası çıkış sıcaklığının kurutma havası giriş sıcaklığı ve debiler ile değişimi ($T_{s,1}=27^{\circ}\text{C}$).

Hava debilerinin ortam havası ısı değıştirici çıkış sıcaklığına etkileri incelendiğinde ise yukarıdaki Şekil 4.10 ile aşağıdaki Şekil 4.11 ve 4.12’de görülebileceği gibi kurutma hava debi değışiminin ortam havası çıkış sıcaklığına etkisi düşük miktarda kalırken, ortam hava debisi arttırıldığında ısı değıştirici çıkış sıcaklıklarında düşüş olduğu belirlenmiştir.

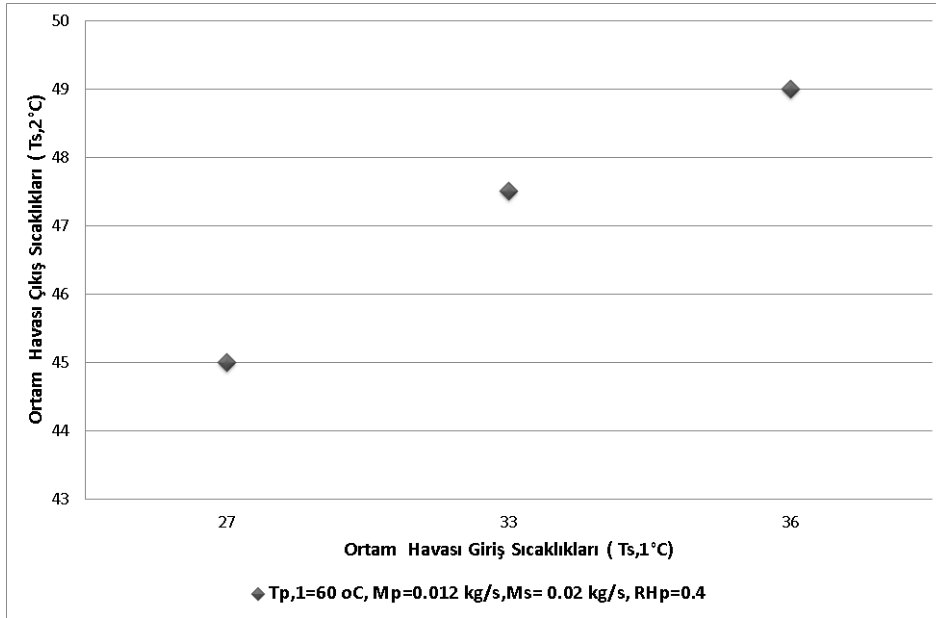


Şekil 4.11: Ortam havası çıkış sıcaklığının kurutma havası giriş sıcaklığı ve debileri ile değışimi ($T_{s,1}=33^{\circ}\text{C}$).



Şekil 4.12: Ortam havası çıkış sıcaklığının kurutma havası giriş sıcaklığı ve debileri ile değışimi ($T_{s,1}=36^{\circ}\text{C}$).

Ortam havası için ısı değiştirici giriş sıcaklıklarının arttırılması durumunda ise yine aşağıdaki şekil 4.13’de tek bir koşul üzerinden yapılan incelemede de görülebileceği gibi çıkış sıcaklıklarında da artış olduğu gözlemlenmiştir. Buna ek olarak ortam havası için ısı değiştirici giriş sıcaklıklarının arttırılması durumunda giriş çıkış arası sıcaklık farklarında da azalma olduğu gözlemlenmiştir. Bu durumun temel sebebi ortam havası giriş sıcaklıklarının arttırılması ile kurutma havası Isı Değiştirici giriş sıcaklığı ile arasındaki sıcaklık farkının, dolayısı ile ısı transfer kapasitesinin azalmasıdır. Ortam havası ısı değiştirici çıkış sıcaklıkları ile ilgili yukarıdaki diğer üç grafik incelendiğinde benzer durumun diğer çalışma sıcaklıkları için de geçerli olduğu görülebilir.



Şekil 4.13: Ortam havası giriş sıcaklıklarının ortam havası çıkış sıcaklıklarına etkisi.

Bu çalışmanın devamında ilgili veriler istatistiksel analiz yazılımı olan Minitab’e girilerek, soğutma çıkış sıcaklığına etkileyen parametrelerin varyans analizi (ANOVA) bazlı genel lineer modeli oluşturulmuştur. Bu analize göre aşağıdaki Şekil 4.14 ve Şekil 4.15 ‘de görülen Minitab raporundan da görülebileceği gibi %97,2 R² doğrulukla soğutma çıkış sıcaklığında en etkin parametreler olarak sırası ile kurutma ve ortam hava sıcaklıkları ile ortam hava debisi belirlenmiştir. Buna göre ortam ısı değiştirici çıkış sıcaklığındaki değişkenliğin %69,5’lik bir kısmı kurutma havası ısı değiştirici giriş sıcaklığından kaynaklanırken ortam havası ısı değiştirici giriş bağıl neminin etkisi yalnızca %1,5 olarak belirlenmiştir.

General Linear Model: Ts_cikis_deney versus Qs; Tp; Ts; RHs

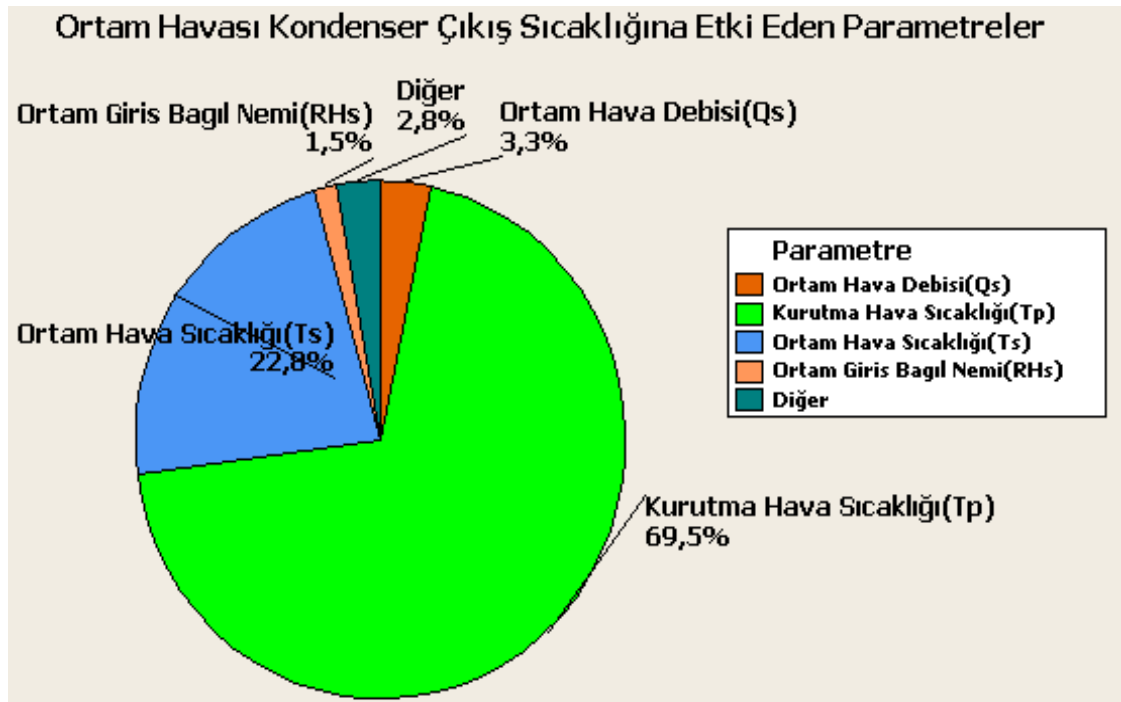
Factor	Type	Levels	Values
Qs	fixed	2	19,5; 24,6
Tp	fixed	4	45; 50; 55; 60
Ts	fixed	3	27; 33; 36
RHs	fixed	3	40; 55; 70

Analysis of Variance for Ts_cikis_deney, using Adjusted SS for Tests

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Qs	1	56,41	35,71	35,71	55,00	0,000
Tp	3	747,33	747,33	249,11	383,70	0,000
Ts	2	237,73	244,89	122,45	188,60	0,000
RHs	2	16,11	16,11	8,06	12,41	0,000
Error	47	30,51	30,51	0,65		
Total	55	1088,09				

S = 0,805750 R-Sq = 97,20% R-Sq(adj) = 96,72%

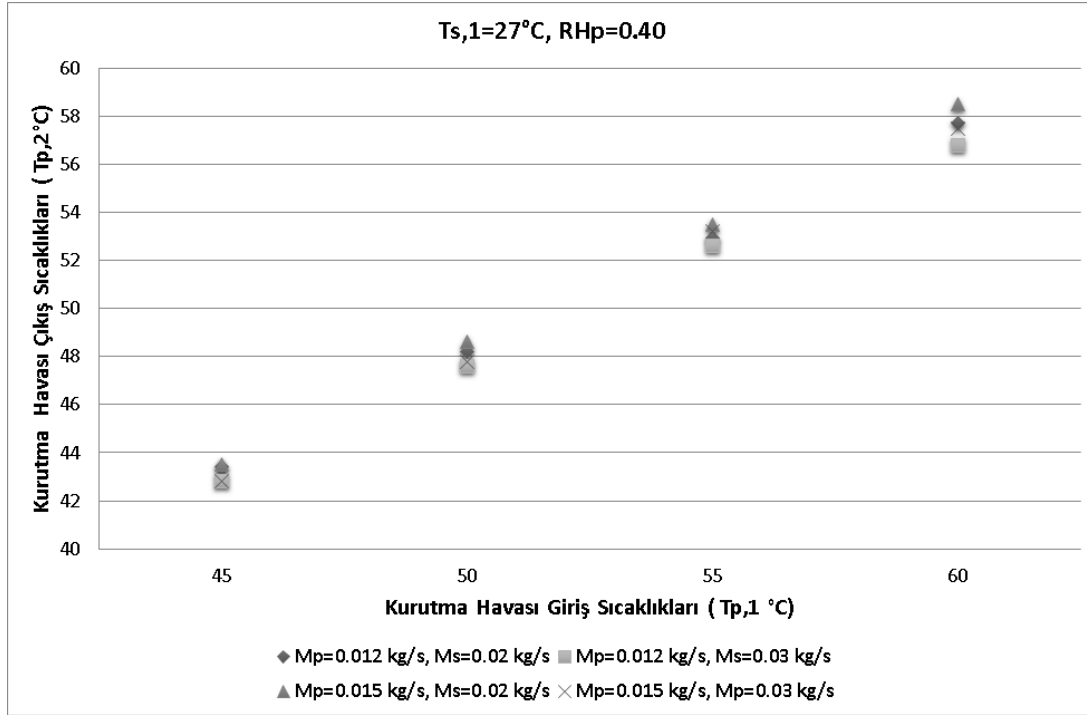
Şekil 4.14: Yoğuşturucu soğutma havası çıkış sıcaklığı minitab programı analiz sonuçları



Şekil 4.15: Parametrelerin ortam havası ısı değiştirici çıkış sıcaklığına etkisi

4.5.2 Tekstil kurutma havası sıcaklıkları deney sonuçları

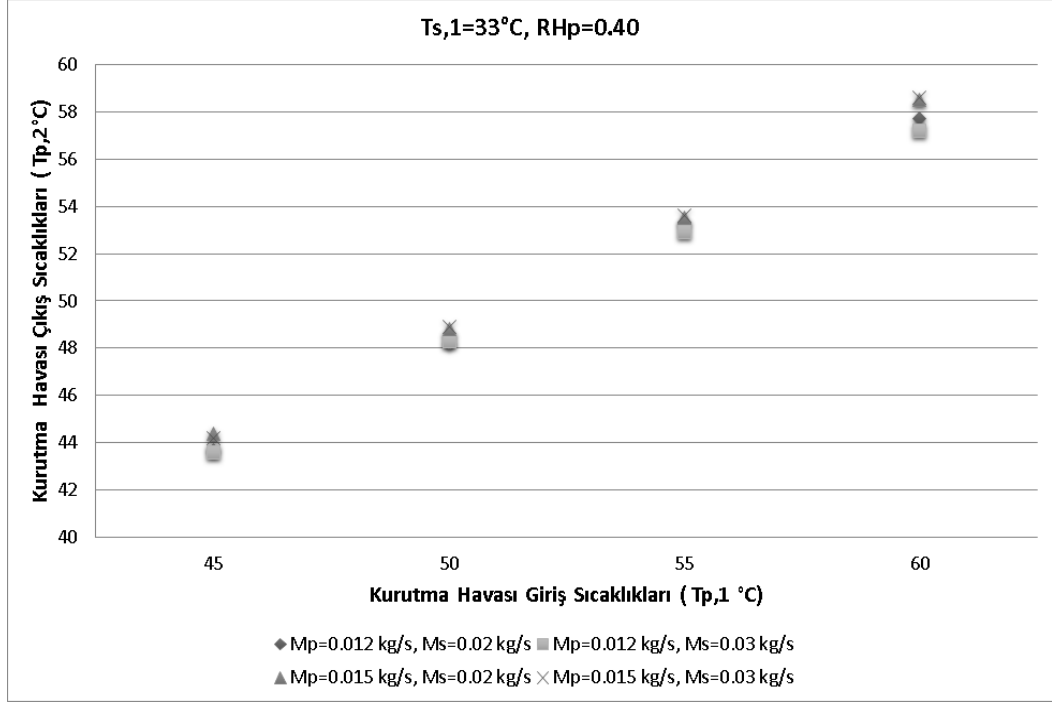
Ortam havası ısı değiştirici çıkış çalışmalarından sonra deney sonuçlarının analizine kurutma havası ısı değiştirici çıkış sıcaklıklarının incelenmesi ile devam edilmiştir. Buna göre aşağıdaki Şekil 4.16'da görülebileceği gibi kurutma havası ısı değiştirici giriş sıcaklıkları arttıkça buna bağlı olarak kurutma havası çıkış sıcaklıkları da yükselmektedir.



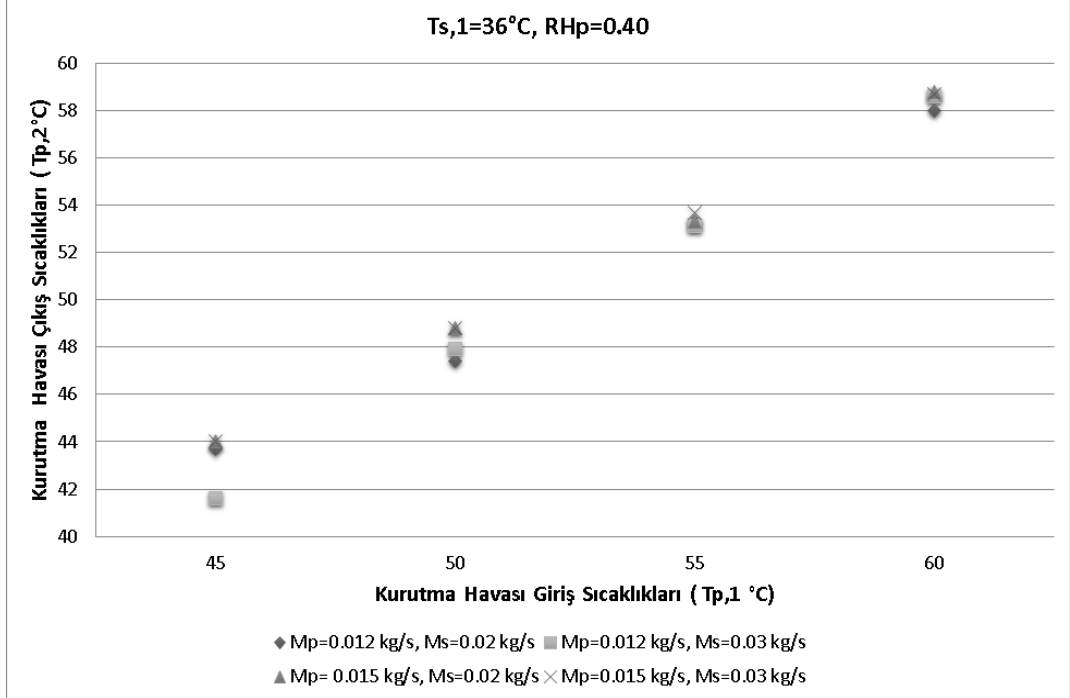
Şekil 4.16: Kurutma havası çıkış sıcaklığının kurutma havası giriş sıcaklığı ve debiler ile değişimi ($T_{s,1}=27^{\circ}\text{C}$).

Giriş sıcaklıklarındaki yükselişe bağlı olarak artan çıkış sıcaklıklarına ek olarak aşağıdaki Şekil 4.17 ve 4.18'de bulunan grafiklerle birlikte debilerin etkileri de incelendiğinde hem kurutma hava debisinin hem de ortam hava debi etkisinin oldukça kısıtlı kaldığı görülebilmektedir.

Kurutma hava debisindeki artışa paralel olarak 33 ve 36 $^{\circ}\text{C}$ ortam havası ısı değiştirici giriş sıcaklıklarında gerçekleştirilen deneylerin sonuçlarına göre ısı değiştirici çıkış sıcaklıklarında bir miktar yükselme gözlemlenirken ortam hava debisi arttırıldığında ise sıcaklıklarda oldukça sınırlı bir azalma tespit edilmiştir.

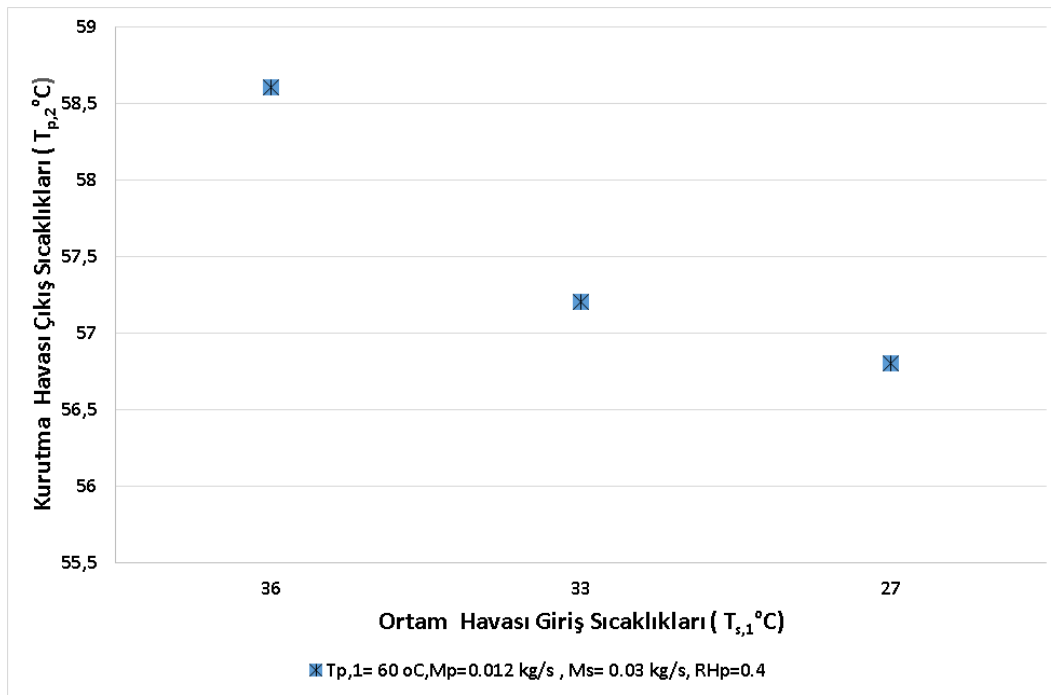


Şekil 4.17: Kurutma havası çıkış sıcaklığının kurutma havası giriş sıcaklığı ve debiler ile değişimi (T_{s,1}=33°C).



Şekil 4.18: Kurutma havası çıkış sıcaklığının kurutma havası giriş sıcaklığı ve debiler ile değişimi (T_{s,1}=36°C).

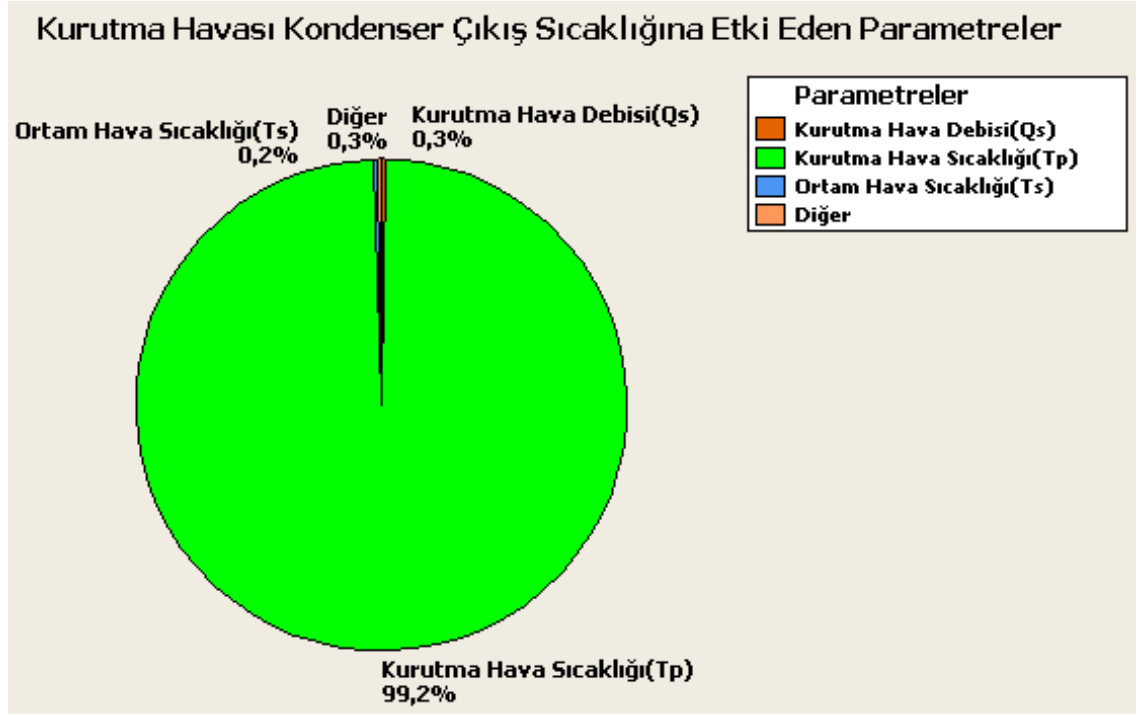
Ortam havası ısı değıştirci giriş sıcaklıklarının kurutma havası çıkış sıcaklıklarına etkisi incelendiğinde ise aşağıdaki Şekil 4.19’da incelenen tek bir deney koşulunda görülebileceği gibi bu etkinin son derece kısıtlı kaldığı belirlenmiştir. Bunda temel etken kurutma havasının barındırdığı yüksek su buharı ve ısı değıştirci girişinde sahip olduğu %95’ler mertebesindeki bağıl nem değeriştir. Ortam havası tarafından kurutma havasından çekilen ısı bu yoğun su buharının da yoğunlaşmasına sebep olmakta bu nedenle de gizli ısı olarak kurutma havasından çekilen enerjinin duyulur ısı olarak çekilen enerjiye kıyasla çok yüksek mertebelerde kalmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.19: Kurutma havası çıkış sıcaklığının ortam havası giriş sıcaklığı ile değışimi.

Bu çalışmanın devamında kurutma havası ısı değıştirci çıkış sıcaklıkları ile ilgili veriler istatistiksel analiz yazılımı olan Minitab’e girilerek, etkin parametrelerin varyans analizi (ANOVA) bazlı genel lineer modeli oluşturulmuştur. Bu analize göre aşağıdaki Şekil 4.20’de görülen pasta grafiğinde de görülebileceği gibi %99,6 R^2 doğrulukla kurutma havası ısı değıştirci çıkış sıcaklığında en etkin parametre %99’luk bir oranla kurutma havası ısı değıştirci giriş sıcaklığına aittir. Diğer bütün parametrelerin etki yüzdeleri kurutma havası ısı değıştirci giriş sıcaklığının ile karşılaştırıldığında kısıtlı

kalmaktadır. Kısıtlı kalmadaki temel etken daha önce de belirtildiği gibi kurutma havasının ısı değiştiriciye yüksek sıcaklıklarda ve bağıl nem değerlerinde giriyor olmasıdır.

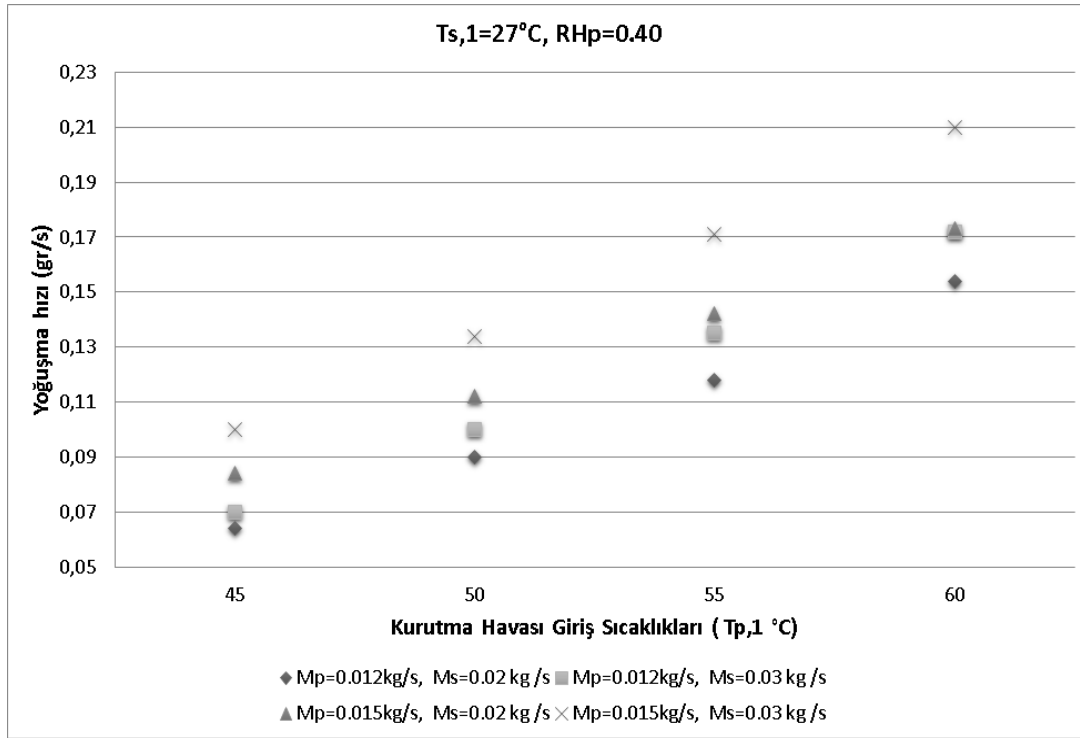


Şekil 4.20: Parametrelerin kurutma havası çıkış sıcaklığına etki yüzdeleri.

4.5.3 Yoğuşma hızı ölçüm sonuçları

Temel işlevi kurutma havasında bulunan su buharını yoğuşturmak olan ısı değiştiricinin performansını belirleyebilmek için incelenebilecek en önemli performans kriterlerinden birisi de ısı değiştiricisinin yoğuşturma hızıdır. Bu nedenle modelleme çalışmaları öncesi deney sonuçları ile ilgili son olarak ısı değiştiricisindeki yoğuşma hızı incelenmiştir.

Aşağıdaki Şekil 4.21’de görülebileceği gibi diğer parametrelerin aynı kalması koşulu ile kurutma havası ısı değiştirici giriş sıcaklığı arttırıldığında yoğuşma hızı da buna bağlı olarak artmaktadır. Bu durumun esas sebebi psikometrik diyagramlardan da görülebileceği gibi aynı bağıl nem değeri için artan kurutma hava sıcaklıklarına bağlı olarak havanın taşıdığı nem miktarının da artmasıdır.

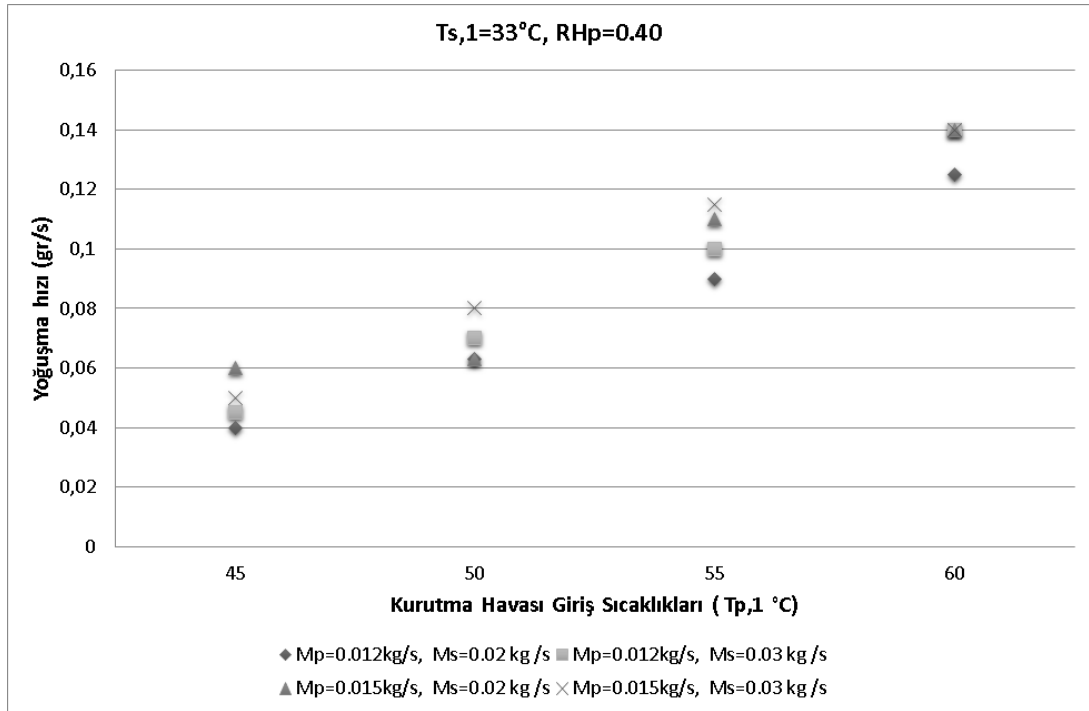


Şekil 4.21: Yoğuşma hızına kurutma havaşı giriş sıcaklıklarının etkisi ($T_{s,1}=27^{\circ}\text{C}$, $RH_p=0.40$).

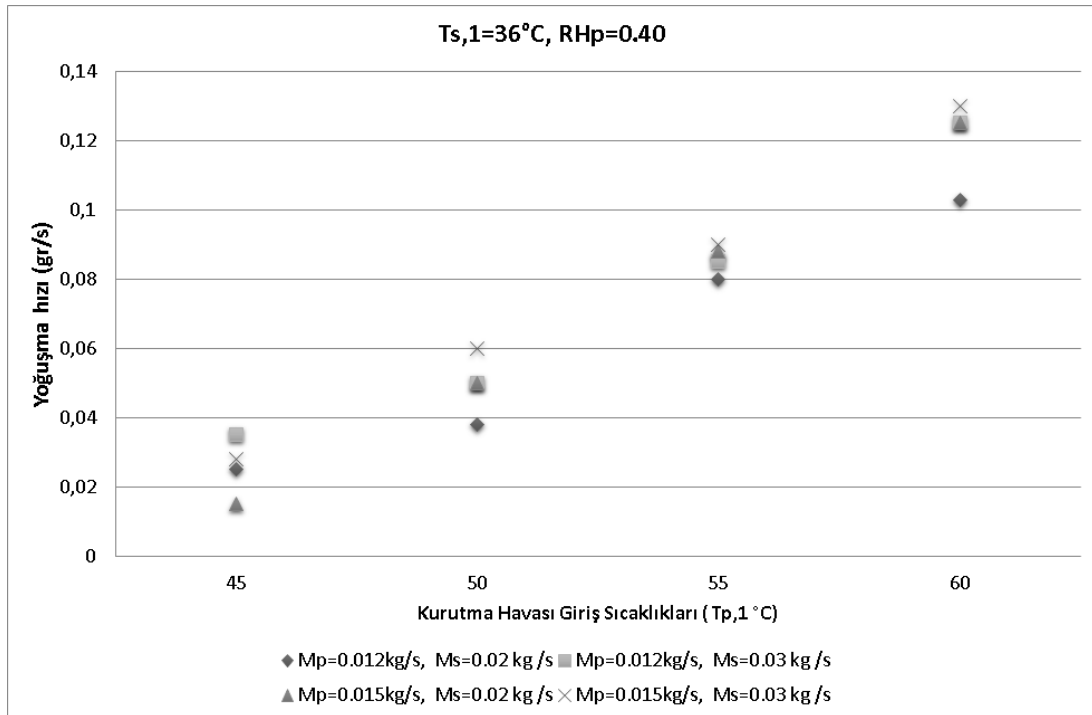
Hava soğutmalı ısı değıştiricili kapalı kurutma çevrimlerinde Şekil 4.21’de görülebilen ısıtma ve kurutma fazları boyunca kurutma havaşı ısı değıştirici giriş bağıl nem değeri %95 mertebesinde seyretmektedir. Bu durumda termodinamik olarak sıcaklığı 45°C , bağıl nemi %95 olan kurutma havaşının taşıdığı özgül nem miktarı 63gr su buharı/kg kuru hava olurken bu değeri 60°C ve %95 bağıl neme çıktığında 146gr su buharı/kg kuru havaya kadar ulaşmaktadır.

Kurutma havaşı ısı değıştirici sıcaklıkları arttıkça havada bulunan özgül nem miktarının da bu şekilde artması nedeni ile ısı değıştiricide aynı ortam havaşı koşulları ile soğutuluyor olmalarına rağmen yoğuşma hızı artmaktadır.

Yoğuşma hızı ile ilgili olarak debilerin etkisi incelenecek olursa kurutma ve ortam hava debileri arttırıldığında buna bağılı olarak ısı değıştiricisinin toplam ısı transfer katsayısının arttığı görülmektedir. Bu durum yoğuşma hızını olumlu yönde etkilemekte ve yukarıdaki Şekil 4.21 ile birlikte aşağıdaki Şekil 4.22 ve 4.23’de görülebileceği gibi %20-25’lik debi artışlarına bağılı olarak yoğuşma hızlarında da aynı oranlarda artışlar gözlemlenmiştir.

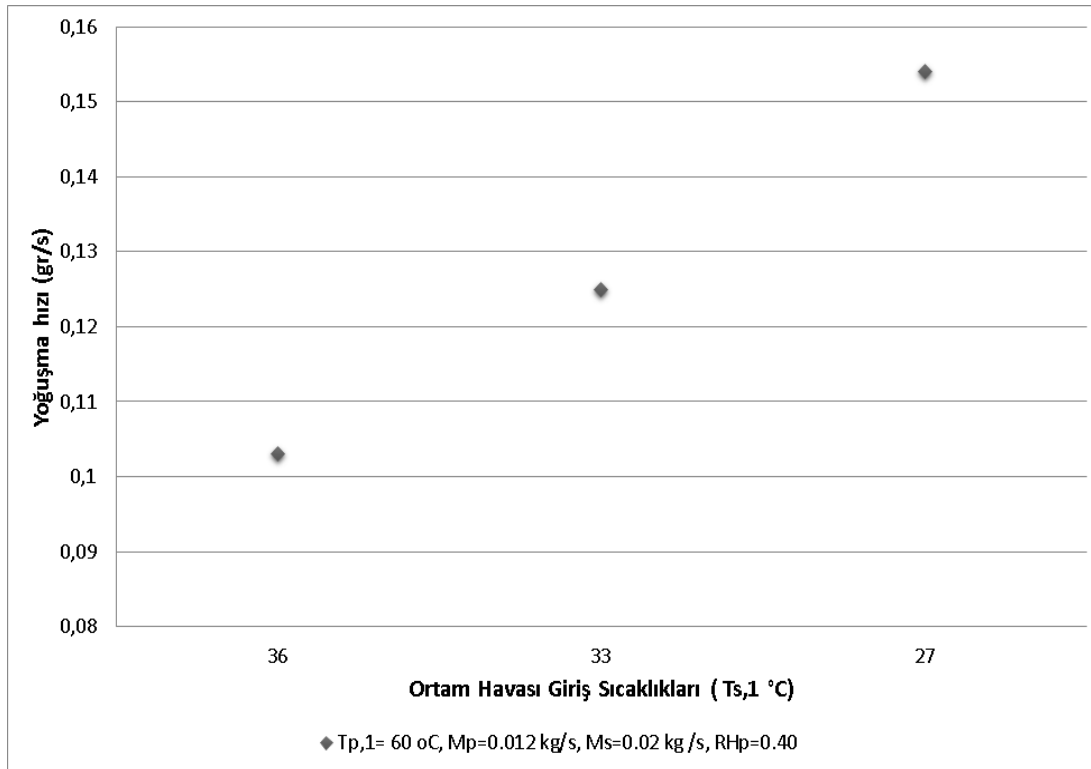


Şekil 4.22: Yoğuşma hızına kurutma havası giriş sıcaklıklarının etkisi ($T_{s,1}=33^{\circ}\text{C}$, $RH_p=0.40$).



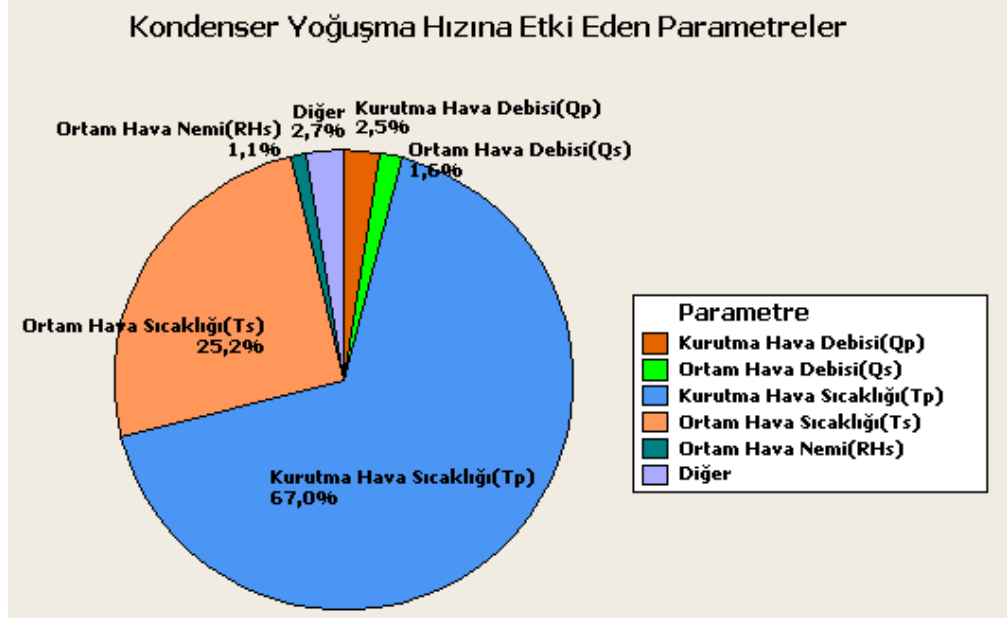
Şekil 4.23: Yoğuşma hızına kurutma havası giriş sıcaklıklarının etkisi ($T_{s,1}=36^{\circ}\text{C}$, $RH_p=0.40$).

Isı değiştiricide yoğuşma hızı ile ilgili olarak ortam havası sıcaklıklarının etkisi incelendiğinde ise tam tersi bir etki ile karşılaşılmaktadır. Buna göre aşağıdaki şekil 4.24’de görülebileceği gibi ortam havası ısı değiştirici giriş sıcaklıkları arttırıldıkça yoğuşma hızının da buna bağlı olarak azaldığı tespit edilmiştir. Bunun nedeni sıcaklık artışı ile birlikte ortam havası ısı değiştirici giriş sıcaklıklarının kurutma havası ısı değiştirici giriş sıcaklıklarına yaklaşması ve dolayısı ile ısı değiştiricisinin ısı transfer kapasitesinin düşmesidir.



şekil 4.24: Ortam havası giriş sıcaklığının yoğuşma hızına etkisi.

Isı değiştiricisindeki yoğuşma hızına etkileyen parametrelerin etki yüzdelerini bulmak amacı ile genel lineer model oluşturulduğunda aşağıdaki şekil 4.24’de bulunan pasta grafiğinden de görülebileceği gibi yoğuşma hızındaki değişkenliğin %67’lik bir kısmının kurutma hava sıcaklıklarından, %25’lik bir kısmın ortam havası sıcaklıklarından kaynaklandığı grlmştir. Deneyler sonucunda ortam havası bağlı neminin yoğuşma hızı değişkenliğine etkisinin ise yalnızca %1,1 düzeyinde kaldığı belirlenmiştir. Diğer faktörlerin etki yüzdeleri ise ihmal edilebilir düzeyde bulunmaktadır.



Şekil 4.25: Parametrelerin yoğuşma hızına etki yüzdeleri.

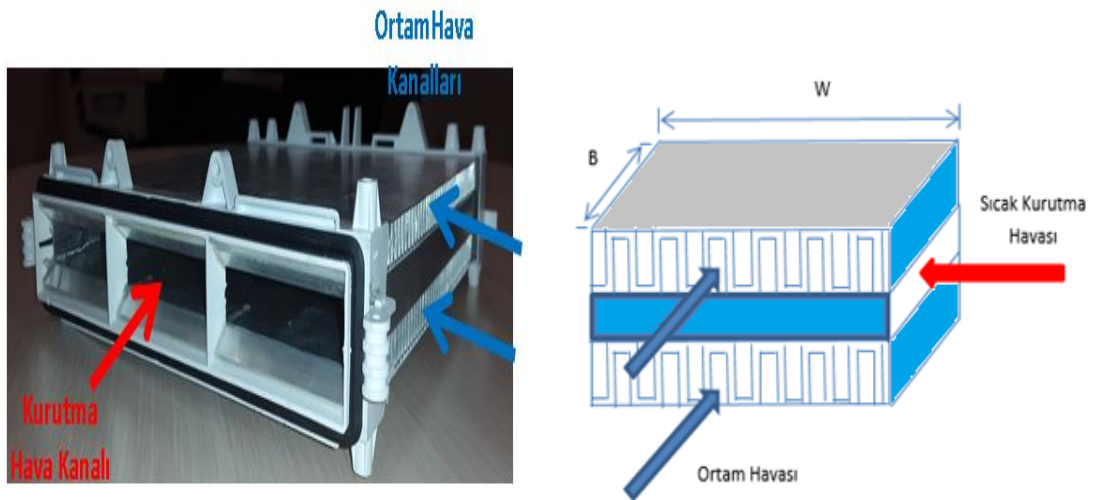
Hava giriş koşullarının ısı değiştirici ünitesinin çıkış parametrelerine ve nem alma performansına etkilerinin belirlenebilmesi yönünde yapılan deneylerin sonuçları yukarıda detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Bir sonraki aşama olarak tez çalışması kapsamında psikometriyi temel olarak alan bir model oluşturulmuştur. Aynı deney giriş değişkenleri için model kullanılarak elde edilen model çıktıları deneysel sonuçlarla karşılaştırılıp modelin doğruluğunun kanıtlanması çalışmaları yapılmıştır.

5. TEORİK ÇALIŞMA-ISI DEĞİŞTİRİCİSİ MODELİ

Bir ısı değıştiricisinin tasarımının veya performansının belirlenebilmesi için, ısı değıştiricisindeki toplam ısı geçişı ile akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları, toplam ısı geçiş katsayısı ve ısı geçişı toplam yüzey alanı arasında bir bağıntı bulmak gereklidir.

Plaka tipi kompakt ısı değıştiricisinin performansının belirlenebilmesi için oluşturulan modelde iki ana başlık bulunmaktadır. Bu ana başlıkları aşağıdaki Şekil 5.1’de görülen ısı değıştiricisinde ısı geçişini meydana getiren sıcak ve nem oranı yüksek kurutma havası ile soğuk ve nem oranı nispeten daha düşük ortam havası olarak tariflendirilen akışkanlar oluşturmaktadır.

Kurutma havası ve ortam havası olarak tariflenen iki akışkan aşağıdaki Şekil 5.1’de görülen plaka tipi çapraz akışlı kompakt ısı değıştiricisinde ısı geçişini gerçekleştirmektedir. Akışkanların ısı değıştiricisine girmeden önce ve ısı değıştiricisinde ısı geçişini gerçekleştirdikten sonraki özellikleri kurutma havası giriş-çıkış özellikleri ve ortam havası giriş-çıkış özellikleri olarak adlandırılacaktır.



Şekil 5.1: Plaka tipi ısı değıştirici.

5.1 Model Kabulleri

Isı değiştiricisi akışkanlarından biri olan kurutma havasının kabul yapılan parametreleri kurutma havası basınç, giriş ($P_p, 1$ (Pa)), kurutma havası basınç, çıkış ($P_{p,2}$ (Pa)) ve kurutma havası bağıl nem, çıkış ($\Phi_{p,2}$ (%)) olarak belirlenmiştir.

Kurutma havasının giriş ve çıkış basıncı atmosfer basıncı (101325 Pa) olarak kabul edilmiştir. Kurutma havası tekstilden çıkan su buharı miktarından kaynaklı yüksek bağıl neme sahip olduğu için soğuk ortam havasının etkisiyle ısı değiştiricisinde yoğuştuğundan dolayı çıkış bağıl nem değeri % 98 olarak kabul edilmiştir.

Isı değiştiricisi akışkanlarından bir diğeri olan soğuk ortam havasının kabul yapılan parametreleri ise ortam havası basınç, giriş ($P_s, 1$ (Pa)) ve ortam havası basınç, çıkış ($P_{s,2}$ (Pa)) olarak belirlenmiş olup bu değer 101325 Pa olarak değerlendirilmiştir.

Isı değiştiricisinin bulunduğu ortamın izole edildiği dūřünülp ısı geçişinin sadece kurutma havası ve ortam havası arasında olduğu kabul edilmiştir.

5.2 Teorik Model

Isı değiştiricisi akışkanlarından biri olan kurutma havasının bilinen özellikleri kurutma havası hacimsel debi, giriş ($\dot{V}_{p,1}$ (L/s)), kurutma havası bağıl nem, giriş ($\Phi_{p,1}$ (%)) ve kurutma havası sıcaklık, giriş ($t_{p,1}$ (°C)) olarak belirlenmiştir.

Isı değiştiricisi akışkanlarından bir diğeri olan ortam havasının bilinen özellikleri de yine aynı şekilde hava giriş değişkenleri olan ortam havası hacimsel debi, giriş ($\dot{V}_{s,1}$ (L/s)), ortam havası bağıl nem, giriş ($\Phi_{s,1}$ (%)) ve ortam havası sıcaklık, giriş ($t_{s,1}$ (°C)) olarak belirlenmiştir.

Kurutma havası ve ortam havası için yapılan analizden sonra bilinen ve kabul yapılan özellikler olarak belirlenen kurutma havası ve ortam havası özelliklerinden yola çıkılarak ısı değiştiricinin performansının hesaplanmasında kullanılacak denklemler adım adım açıklanarak anlatılacaktır.

Isı değiştiricisine giren bağıl nemi yüksek kurutma havası ($\dot{m}_{p,1}$), kuru hava ($\dot{m}_{pk,1}$) ve su buharından ($\dot{m}_{pb,1}$) oluşmaktadır. Bağıl nemi yüksek kurutma havası, ortam havasının etkisi ile bir miktar soğuyup yoğuşmaktadır. Kuru hava miktarının değişmediği, su buharının bir kısmının yoğuşup sıvı faza geçtiği dūřünüldüęünde kurutma havası için kütle dengesi;

Kurutma havası tarafı süreklilik denklemi:

$$\sum \dot{m}_{p,1} = \sum \dot{m}_{p,2} + \dot{m}_{su} \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_{pk,1} + \dot{m}_{pb,1} = \dot{m}_{pk,2} + \dot{m}_{pb,2} + \dot{m}_{su} \quad (5.2)$$

şeklinde yazılabilir. Burada Denklem (5.2) kuru hava debisi ($\dot{m}_{pk,1}$) ile sadeleştirilse;

$$\dot{m}_{su} = (w_{p,1} - w_{p,2}) * \dot{m}_{pk,1} \quad (5.3)$$

ısı değiştiricisinde yoğuşan su miktarının ($\dot{m}_{su}$), kurutma havası kuru hava debisi ($\dot{m}_{pk,1}$) ve giriş-çıkış özgül neme ($w_{p,1}, w_{p,2}$) bağlı değişimini gösteren denklem (5.3) elde edilmiş olunur.

Isı değiştiricisine giren ortam havası ($\dot{m}_{s,1}$), kuru hava ($\dot{m}_{sk,1}$) ve su buharından ($\dot{m}_{sb,1}$) oluşmaktadır. Ortam havası kurutma havasına oranla daha soğuk ve bağıl nem bakımından fakir bir havadır. Isı değiştiricisine giren ortam havası, kurutma havasından aldığı ısı ile bir miktar ısınarak ısı değiştiricisini terk etmektedir. Ortam havasında kuru hava ve su buharı miktarı değişmemekle birlikte sadece hava ısındığı için bağıl nem oranı değişmektedir. Bu açıklamalar ışığında ortam havası için kütle dengesi yazılmalıdır. Ortam havası tarafında faz değişimi olmadığı için su buharı ve kuru hava ısı değiştiricisine girdikleri oranda çıkmaktadırlar.

Ortam havası tarafı süreklilik denklemi:

$$\sum \dot{m}_{s,1} = \sum \dot{m}_{s,2} \quad (5.4)$$

$$\dot{m}_{sk,1} + \dot{m}_{sb,1} = \dot{m}_{sk,2} + \dot{m}_{sb,2} \quad (5.5)$$

ısı değiştiricisine giren ($\dot{m}_{s,1}$) ve çıkan ($\dot{m}_{s,2}$) hava kütlesi kuru hava ($\dot{m}_{sk,1}$ ve $\dot{m}_{sk,2}$) ve su buharı kütleleri ($\dot{m}_{sb,1}$ ve $\dot{m}_{sb,2}$) cinsinden elde edilir.

Deney düzeneğinin sızdırmaz olduğu kabul edilir ve su buharının da yoğuşmadığı düşünülürse;

$$\dot{m}_{sk,1} = \dot{m}_{sk,2} \quad (5.6)$$

giren ortam havası kuru hava miktarı ($\dot{m}_{sk,1}$) çıkan ortam havası kuru hava miktarına ($\dot{m}_{sk,2}$),

$$\dot{m}_{sb,1} = \dot{m}_{sb,2} \quad (5.7)$$

giren ortam havası su buharı miktarı ($\dot{m}_{sb,1}$) ise çıkan ortam havası su buharı miktarına ($\dot{m}_{sb,2}$) eşittir.

Kurutma havası tarafı enerji dengesi:

Kurutma havasından ortam havasına aktarılan enerjinin hesaplanması için enerji dengesinin yazılması gerekir. Isı değiştiricisine giren kurutma havasının enerjisinin bir miktarı yoğunlaşan suya ve ortam havasına aktarılır.

$$\sum \dot{E}_{p,1} = \sum \dot{E}_{p,2} + \sum \dot{E}_{su} + \dot{Q}_p \quad (5.8)$$

Isı değiştiricisine giren kurutma havasının enerjisi, ısı değiştiricisine giren kuru hava ve su buharı ve bunların entalpileri cinsinden yazılırsa;

$$\dot{E}_{p,1} = \dot{m}_{pk,1} * h_{pk,1} + \dot{m}_{pb,1} * h_{pb,1} \quad (5.9)$$

elde edilir.

Isı değiştiricisinden çıkan enerjinin toplamı ise yine çıkan kurutma havası kuru hava ve su buharı ile yoğunlaşan suyun ve bunların tümünün entalpileri cinsinden yazılırsa;

$$\dot{E}_{p,2} = \dot{m}_{pk,2} * h_{pk,2} + \dot{m}_{pb,2} * h_{pb,2} + \dot{m}_{su} * h_{su} \quad (5.10)$$

Denklem (5.8) , (5.9) ve (5.10) cinsinden yazılırsa;

$$\dot{m}_{pk,1} * h_{pk,1} + \dot{m}_{pb,1} * h_{pb,1} = \dot{m}_{pk,2} * h_{pk,2} + \dot{m}_{pb,2} * h_{pb,2} + \dot{m}_{su} * h_{su} + \dot{Q}_p \quad (5.11)$$

kurutma havası tarafı enerji dengesi çıkarılmış olunur.

Denklemin her iki tarafı da giren kurutma havası kuru hava debisi ile ($\dot{m}_{pk,1}$) sadeleştirilirse;

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_{pk,1} * [(h_{pk,1} - h_{pk,2}) + (w_{p,1} * h_{pb,1} - w_{p,2} * h_{pb,2}) - h_{su} * (w_{p,1} - w_{p,2})] \quad (5.12)$$

Kurutma havasından ortam havasına aktarılan enerji hesaplanmış olur.

Ortam havası tarafı enerji dengesi;

Ortam havasının kurutma havasından aldığı enerjinin hesaplanabilmesi için enerji dengesinin yazılması gerekir.

$$\sum \dot{E}_{s,2} = \sum \dot{E}_{s,1} + \dot{Q}_s \quad (5.13)$$

Burada $\dot{E}_{s,2}$ ısı değiştiricisini terk eden ortam havasının enerjisini, $\dot{E}_{s,1}$ ısı değiştiricisine giren ortam havasının enerjisini ve $\dot{Q}_s$ ise kurutma havasından ortam havasına aktarılan enerjiyi temsil etmektedir.

Isı değiştiricisine giren ortam havasının enerjisi, ısı değiştiricisine giren kuru hava, su buharı ve bunların entalpileri cinsinden yazılırsa;

$$\dot{E}_{s,1} = \dot{m}_{sk,1} * h_{sk,1} + \dot{m}_{sb,1} * h_{sb,1} \quad (5.14)$$

elde edilir.

Isı değiştiricisinden çıkan enerjinin toplamı ise yine aynı şekilde çıkan kuru hava ve su buharı cinsinden yazılırsa;

$$\dot{E}_{s,2} = \dot{m}_{sk,2} * h_{sk,2} + \dot{m}_{sb,2} * h_{sb,2} \quad (5.15)$$

elde edilir.

Denklem (5.13) , (5.14) ve (5.15) cinsinden yazılırsa;

$$\dot{m}_{sk,1} * h_{sk,1} + \dot{m}_{sb,1} * h_{sb,1} + \dot{Q}_s = \dot{m}_{sk,2} * h_{sk,2} + \dot{m}_{sb,2} * h_{sb,2} \quad (5.16)$$

ortam havası tarafı enerji dengesi çıkarılmış olunur.

Denklemin her iki tarafı da giren ortam havası kuru hava debisi ile ($\dot{m}_{sk,1}$) sadeleştirilirse;

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{sk,1} * [(h_{sk,2} - h_{sk,1}) + w_{p,1} * (h_{sb,2} - h_{sb,1})] \quad (5.17)$$

Kurutma havasından ortam havasına aktarılan enerji hesaplanmış olur.

Isı değiştiricisi ile dış ortam arasında ısı geçişi ihmal edilerek ısı geçişinin sadece kurutma havası ile ortam havası arasında olduğu kabul edilmiştir. Dolayısıyla ısı geçiş miktarları eşitlenebilir.

Ortam havası ve kurutma havası arasındaki enerji dengesi;

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_s \quad (5.18)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{pk,1} * [(h_{pk,1} - h_{pk,2}) + (w_{p,1} * h_{pb,1} - w_{p,2} * h_{pb,2}) - h_{su} * (w_{p,1} - w_{p,2})] \\ = \dot{m}_{sk,1} * [(h_{sk,2} - h_{sk,1}) + w_{s,1} * (h_{sb,2} - h_{sb,21})] \end{aligned} \quad (5.19)$$

bağıntısı elde edilir.

Bölüm 5.1’de hem kurutma havası, hem de ortam havası için yapılan analizlerde model için bilinen parametrelerin kurutma havası hacimsel giriş debisi, kurutma havası giriş sıcaklığı, kurutma havası giriş bağıl nemi, ortam havası hacimsel giriş debisi, ortam havası giriş sıcaklığı, ortam havası giriş bağıl nemi olduğundan bahsedilmiştir.

Isı değiştiricisinin performansının belirlenebilmesi için akışkanlar arasındaki ısı geçişinin dolayısıyla da akışkanların çıkış özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir.

Akışkanların giriş özellikleri bilindiği için yukarıda çıkarılan (5.19) numaralı denklemde akışkanların giriş değerlerinin hesaplanması mümkün olmaktadır.

Giriş değerleri bilinen parametreler cinsinden hem kurutma havası hem de ortam havası için adım adım yazılarak hesaplanacaktır. İki akışkan için de aynı denklemler yazılacağından indis olarak x kullanılacaktır.

Sıcaklık ve o sıcaklığa karşılık gelen suyun doyma buhar basıncının verildiği denklem termodinamik tablolar kullanılarak oluşturulmuştur [6].

$$P_{vxat,1} = 10^{-6} * t_{x,1}^4 - 3 * 10^{-5} * t_{x,1}^3 + 0,0036 * t_{x,1}^2 + 0,0155 * t_{x,1} + 0,6738 \quad (5.20)$$

Suyun $t_{x,1}$ °C ‘deki doyma buhar basıncı ve giriş bağıl neminden faydalanılarak suyun kısmi basıncı ($P_{vx,1}$) elde edilir.

$$P_{vx,1} = \Phi_{x,1} * P_{vxat,1} \quad (5.21)$$

Özgül nem ($w_{x,1}$) su buharı kısmi basıncı ve toplam hava basıncının fonksiyonu olarak yazıldığında;

$$w_{x,1} = 0,622 * \frac{P_{vx,1}}{P_{x,1} - P_{vx,1}} \quad (5.22)$$

elde edilir.

Akışkanların her ikisinde de kuru hava ve su buharı mevcut olduğu için yoğunluk nemli hava için hesaplanmalıdır.

$$\rho_{x,1} = \frac{1 + w_{x,1}}{451,56 * (0,62198 + w_{x,1})} * \frac{P_{x,1}}{t_{x,1} + 273,15} \quad (5.23)$$

Hacimsel debi ve yoğunluğun bir fonksiyonu olan kütleli debi;

$$\dot{m}_{x,1} = (V_{p,1} * 10^{-3}) * \rho_{p,1} \quad (5.24)$$

bağıntısından elde edilir.

(5.19) numaralı denklemin çözülebilmesi için nemli havanın ne kadarının kuru havadan ($\dot{m}_{xk,1}$) ne kadarının su buharından ($\dot{m}_{xb,1}$) oluştuğunun bilinmesi gereklidir. Bunun için (5.25) ve (5.26) numaralı denklemler kullanılmaktadır.

$$\dot{m}_{x,1} = \dot{m}_{xk,1} + \dot{m}_{xb,1} \quad (5.25)$$

$$\dot{m}_{xb,1} = \dot{m}_{xk,1} * w_{x,1} \quad (5.26)$$

(5.19) numaralı denklemin çözülebilmesi yönünde entalpilerin hem kuru hava için hem de su buharı için ayrı ayrı hesaplanması gerekmektedir.

$$c_{xk,1} = 1,0029 + 5,4 * 10^{-5} * t_{p,1} \quad (5.27)$$

$$h_{xk,1} = c_{pk,1} * t_{p,1} \quad (5.28)$$

$$c_{xb,1} = 1,856 + 2 * 10^{-4} * t_{p,1} \quad (5.29)$$

$$h_{xb,1} = 2500,84 + c_{pb,1} * t_{p,1} \quad (5.30)$$

Buraya kadar anlatılan bölümde (5.19) numaralı denklemde bulunan giriş parametrelerin tümü bilinen parametreler cinsinden hesaplanmıştır.

Çıkış parametreleri giriş parametrelerine benzer şekilde yazılırsa;

$$c_{xk,2} = 1,0029 + 5,4 * 10^{-5} * t_{x,2} \quad (5.31)$$

$$h_{xk,2} = c_{xk,2} * t_{x,2} \quad (5.32)$$

$$c_{xb,2} = 1,856 + 2 * 10^{-4} * t_{x,2} \quad (5.33)$$

$$h_{xb,2} = 2500,84 + c_{xb,2} * t_{x,2} \quad (5.34)$$

Kurutma havası için yoğuşan suyun entalpi değeri oluşturulmuştur [6].

$$h_{su} = 4,1865 * t_{x,2} + 0,09 \quad (5.35)$$

Yukarıda yazılan denklemlerin tümü kurutma havası ve ortam havası için ayrı ayrı yerleştirildiğinde (5.8) numaralı denklem için bilinmeyen parametreler $\dot{Q}_p$ ve $t_{p,2}$, (5.17) numaralı denklem için $\dot{Q}_s$ ve $t_{s,2}$ parametreleri olduğu görülmektedir. Bu durumda 3 bilinmeyenli ($\dot{Q}_p = \dot{Q}_s$, $t_{p,2}$, $t_{s,2}$) 2 denklem (5.8, 5.17) olduğu görülmektedir. Kurutma havasından ortam havasına aktarılan enerjiyi hesaplayabilmek için bir denkleme daha ihtiyaç duyulmaktadır.

Logaritmik sıcaklık farkının hesaplanması:

Isı değiştirici problemlerinin çözümünde kullanılan logaritmik sıcaklık farkı metodu bu model için kullanılmaya uygun görülmüştür. Logaritmik sıcaklık farkı metoduna göre;

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_s = UAF\Delta T_{lm} \quad (5.36)$$

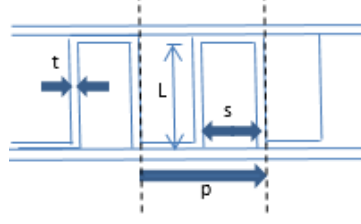
ısı geçişi, toplam ısı geçiş katsayısı ve logaritmik sıcaklık farkı ile hesaplanabilmektedir.

Toplam ısı geçiş katsayısı ortam havası ve kurutma havası tarafında yüzey farklılığından dolayı aynı değildir. Kurutma havasının iç yüzeyinin kanatsız olması göz önüne alındığında ($\eta_{o,p}=1$), ortam havası tarafındaki yüzeye göre toplam ısı geçiş katsayısı (U_s) aşağıdaki formülle ifade edilebilmektedir.

$$\frac{1}{U_s} = \frac{A_s}{h_p * A_p} + R_d * A_s + \frac{1}{h_s * \eta_{o,s}} \quad (5.37)$$

Isı değiştirici boyutları bilindiği için ortam havası tarafı yüzey alanı ile (A_s) ve kurutma havası tarafı yüzey alanı (A_p) hesaplanabilmektedir.

Aşağıdaki Şekil 5.2’de görüldüğü gibi ısı değiştiricisinin dikdörtgen kesitli fin yapısına sahip paslarından ortam havası geçmektedir. Dikdörtgen kanatlı kesitli yapının fin kalınlığı, fin genişliği, fin uzunluğu gösterimi yine aşağıdaki Şekil 5.2’de görülebilmektedir.



Şekil 5.2: Dikdörtgen fin kesiti.

Kurutma havasını soğutma işlemi, Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’de verilen boyutlara istinaden,

$$N = \frac{W}{p} \quad (5.38)$$

adet kanat ile yapılmaktadır.

Kanatlı yüzeyin toplam alanı (A_s) Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’de gösterilen ısı değiştiricisinin boyutları ile aşağıdaki denklemde gösterildiği gibi hesaplanabilmektedir.

$$A_s = N \cdot 4 \cdot L \cdot B + (W - 2 \cdot N \cdot t) \cdot B \quad (5.39)$$

Isı geçişinin gerçekleştiği kurutma havası tarafındaki alan ise kurutma havasının geçtiği kanal ise Şekil 5.1’de görüldüğü gibi dikdörtgen kesitli bir hava kanalıdır.

Bu durumda kurutma havası tarafında ısı geçişine dik alan (A_p);

$$A_p = W \cdot B \quad (5.40)$$

denklemleri ile hesaplanabilmektedir.

Isı geçişinin gerçekleştiği yönde Şekil 5.2’den de görüldüğü gibi ince bir plaka kalınlığı (t_{plaka}) bulunmaktadır. Plaka kalınlığının ısı geçişine oluşturduğu direnç (R_d);

$$R_d = \frac{t_{plaka}}{A_p \cdot k_{plaka}} \quad (5.41)$$

ısı değiştiricisinin ısı iletim katsayısı (k_{plaka}), ısı geçişine dik alan (A_p) ve ısı geçişi doğrultusundaki kalınlık (t_{plaka}) cinsinden elde edilmektedir.

(5.37) numaralı denklemin hesaplanabilmesi için bilinmesi gereken kurutma havası tarafı ısı taşınım katsayısının (h_p), ortam havası tarafı ısı taşınım katsayısının (h_s) ve

toplam kanat veriminin (η_{os}) giriş ve çıkış değerlerinin ortalaması şeklinde hesaplanması gerekmektedir.

Ortam havası tarafı ısı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için Re sayısının bilinmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Re sayısının hesaplanmasına yönelik denklemler aşağıda sırasıyla verilmiştir. Bu noktada hesaplanan değerlerin aşağıda gösterilen Re sayısı hesabında da olduğu gibi ortam havasının giriş ve çıkış sıcaklık değerlerinin ortalama değeri ile hesaplanan değerler olduğu (5.42) unutulmamalıdır.

$$t_{s,ort} = \frac{t_{s,1} + t_{s,2}}{2} \quad (5.42)$$

$$Re = \frac{u_{ort} * \rho_{ort} * D_h}{\mu_{ort}} \quad (5.43)$$

Ortam havası tarafı soğutma tarafının kanatlı yüzeyinin hidrolik çapı aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$D_{h,s} = \frac{4 * A_{c,s}}{P} \quad (5.44)$$

$A_{c,s}$ ve P_s değerleri Şekil 5.2’de görülen parametreler kullanılarak aşağıdaki denklemler yardımıyla bulunabilmektedir.

$$A_{c,s} = L * s \quad (5.45)$$

$$P_s = 2 * (L + s) \quad (5.46)$$

Ortalama akışkan hızı ise;

$$u_{ort} = \frac{m_{s,1}}{\rho_{ort} * A_c * N} \quad (5.47)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır. Denklem (5.43)’de ρ_{ort} değeri (5.14) numaralı denklemden hesaplanabilmektedir. Ortam havasının ortalama viskozitesi aşağıdaki eşitlik (5.48) ile elde edilmektedir.

$$\mu_{s,ort} = \frac{\mu_{sk,ort}}{1 + \phi_{s,HB,ort} * 1,61 * ws_{ort}} * \frac{\mu_{sb,ort}}{1 + \frac{\phi_{s,BH,ort}}{1,61 * ws_{ort}}} \quad (5.48)$$

$$\phi_{s,HB,ort} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_{sk,ort}}{\mu_{sb,ort}}\right)^{0,5} * \left(\frac{\mu_{sb,ort}}{\mu_{sk,ort}}\right)^{0,25}\right]^2}{2\sqrt{2} * \left(1 + \frac{m_H}{m_B}\right)^{0,5}} \quad (5.49)$$

$$\phi_{s,BH,ort} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\mu_{sb,ort}}{\mu_{sk,ort}}\right)^{0,5} * \left(\frac{\mu_{sk,ort}}{\mu_{sb,ort}}\right)^{0,25}\right]^2}{2\sqrt{2} * \left(1 + \frac{m_B}{m_H}\right)^{0,5}} \quad (5.50)$$

Bu noktada kuru havanın ve su buharının mol kütleleri sırasıyla 29 kg/kmol ve 18 kg/kmol olarak alınmıştır.

$$\begin{aligned} \mu_{sk,ort} * 10^{-6} = & 0,40401 + 0,074582 * T_{s,ort} - \\ & 5,7171 * 10^{-5} * T_{s,ort}^2 + 2,9928 * 10^{-8} * T_{s,ort}^3 - 6,2524 * 10^{-12} * T_{s,ort}^4 \end{aligned} \quad (5.51)$$

$$\begin{aligned} \mu_{sb,ort} * 10^{-6} = & \\ & \frac{\frac{\sqrt{T_{s,ort}}}{647,27}}{0,0181583 + 0,0177624 * \left(\frac{647,27}{T_{s,ort}}\right) + 0,0105287 * \left(\frac{647,27}{T_{s,ort}}\right)^2 - 0,0036744 * \left(\frac{647,27}{T_{s,ort}}\right)^3} \end{aligned} \quad (5.52)$$

Modelin başında da anlatıldığı gibi akışkanların giriş özelliklerinin bilinmesine istinaden yapılan öncü Reynolds sayısı hesaplamalarında daha küçük Reynolds sayılarında verilerle uyumlu olan Gnielinski bağıntısı kullanılmıştır. [7]

$$Nu = \frac{\left(\left(\frac{f_{moody}}{8}\right) * (Re - 1000) * Pr\right)}{1 + 12,7 * \left(\frac{f_{moody}}{8}\right) * 0,5 * \left(Pr^{\left(\frac{2}{3}\right)} - 1\right)} \quad (5.53)$$

$$f_{moody} = 0,184 * Re^{-\left(\frac{1}{5}\right)} \quad (5.54)$$

$$Pr = \frac{\mu_{s,ort} * C_{s,ort}}{k_{s,ort}} \quad (5.55)$$

$C_{s,ort}$ değeri (5.18), (5.20), (5.22) ve (5.24) numaralı denklemlerden hesaplanabilmektedir.

Ortam havası ısı iletim katsayısının hesaplanabilmesi için gerekli denklemler aşağıda verilmiştir.

$$k_{s,ort} = \frac{k_{s,H,ort}}{1 + A_{s,HB,ort} * 1,61 * W_{s,ort}} + \frac{k_{s,B,ort}}{1 + \frac{A_{s,BH,ort}}{1,61 + W_{s,ort}}} \quad (5.56)$$

$$A_{s,HB,ort} = 0,25 * (1 + \alpha_{s,HB,ort}^{0,5})^2 * \beta_{s,HB,ort} \quad (5.57)$$

$$A_{s,BH,ort} = 0,25 * (1 + \alpha_{s,BH,ort}^{0,5})^2 * \beta_{s,BH,ort} \quad (5.58)$$

$$\alpha_{s,HB,ort} = \frac{\mu_{s,H,ort}}{\mu_{s,B,ort}} * \left(\frac{m_H}{m_B}\right)^{0,75} * \frac{1 + \frac{S_H}{T_{s,ort}}}{1 + \frac{S_B}{T_{s,ort}}} \quad (5.59)$$

$$\beta_{s,HB,1} = \frac{1 + \frac{S_{HB}}{T_{s,ort}}}{1 + \frac{S_H}{T_{s,ort}}} \quad (5.60)$$

$$S_{HB} = 0,733 * \sqrt{S_H * S_B} \quad (5.61)$$

$$\begin{aligned} k_{s,H,ort} = & 2,43714 * 10^{-2} + 7,83035 * 10^{-5} * t_{s,ort} - 1,94021 \\ & * 10^{-8} * t_{s,ort}^2 + 2,85943 * 10^{-12} * t_{s,ort}^3 \\ & - 2,61420 * 10^{-14} * t_{s,ort}^4 \end{aligned} \quad (5.62)$$

$$\begin{aligned} k_{s,B,ort} = & 1,74822 * 10^{-2} + 7,69127 * 10^{-5} * t_{s,ort} - 3,23464 \\ & * 10^{-7} * t_{s,ort}^2 + 2,59524 * 10^{-9} * t_{s,ort}^3 \\ & - 3,17650 * 10^{-12} * t_{s,ort}^4 \end{aligned} \quad (5.63)$$

Nu sayısının hesaplanması için gerekli denklemden (5.53) ortam havası ısı taşınım katsayısının bulunması için aşağıda gösterilen (5.64) numaralı denkleme geçilmektedir.

$$h_{s,ort} = \frac{Nu * k_{s,ort}}{D_{h,s}} \quad (5.64)$$

Ortam havası tarafındaki tüm kanatlı yüzeyin kanat veriminin ($\eta_{o,s}$) hesaplanması için m değerinin hesaplanması, ardından tek bir kanat veriminin bulunması ($\eta_{f,s}$) gerekmektedir.

$$m = \left[\frac{2 * h_{s,ort}}{k_{plaka} * t_{plaka}} * \left(1 + \frac{t_{plaka}}{W} \right) \right]^{\left(\frac{1}{2}\right)} \quad (5.65)$$

Düzeltilmiş fin uzunluğu aşağıdaki formül ile hesaplanabilmektedir.

$$L_c = \frac{L}{2} * t \quad (5.66)$$

m değeri ve düzeltilmiş kanat uzunluğu (L_c) hesaplandıktan sonra tek bir kanadın verimi hesaplanabilmektedir.

$$\eta_{f,s} = \frac{\tanh(m * L_c)}{(m * L_c)} \quad (5.67)$$

Tek kanat veriminden toplam kanat yüzeyi verimi aşağıda gösterilen eşitlik ile elde edilebilmektedir. Tek kanat verimi aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.

$$\eta_{o,s} = 1 - \frac{N * 4 * L_c * B}{N * 4 * L_c * B + (W - 2 * N * t) * B} * (1 - \eta_{f,s}) \quad (5.68)$$

Buraya kadar yazılan denklemlerde toplam ısı geçiş katsayısının hesaplanması için yazılan (6.30) numaralı denklemde, ortam havası tarafında hesaplanması gereken parametrelerde bilinmeyen olarak sadece ortam havası çıkış sıcaklığı ($t_{s,2}$) vardır.

Kurutma havası tarafında ise bağıl nem oranı yüksek olan sıcak hava ısı değiştiricisine girdiğinde yoğuşma işlemi gerçekleştiğinden dolayı ısı taşınım katsayısı, yoğuşma varlığında Nu ve Re sayısının hesaplanmasının sağlayan yatay borular içinde film yoğuşmasını ele alan Chato'nun bağıntısı kullanılarak hesaplanmıştır [15].

Düşük buhar hızları için kullanılan bu eşitlikte,

$$h_p = 0.555 * \left[\frac{g * \rho_l * (\rho_l - \rho_v) * k_l^3 * h_{fg}}{\mu_l * (t_{p,sat} - t_{s,ort}) * D_{h,p}} \right]^{\left(\frac{1}{4}\right)} \quad (5.69)$$

(5.69) numaralı denklemlerde kullanılacak olan buharın yoğunluğu (ρ_v) denklem (5.14) kullanılarak hesaplanmıştır. Suyun yoğunluğu (ρ_l), iletim katsayısı (k_l) ve viskozitesi (μ_l) ile sıvıdan gazı faz değiştirme entalpisi (h_{fg}) ise Incropera Çizelge A.6'daki değerler kullanılarak Minitab programında eğriler oluşturularak hesaplanmıştır [6].

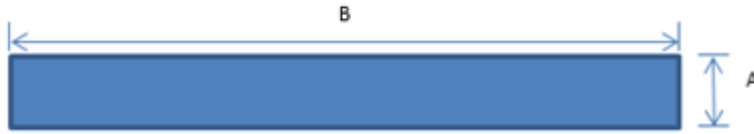
$$\mu_l = 49828 - 379.5 * T_{p,sat} + 0.9691 * (T_{p,sat})^2 - 0.000825 * (T_{p,sat})^3 \quad (5.70)$$

$$\rho_l = \frac{1}{1,372 - 0,003039 * T_{p,sat} + 0.000007 * (T_{p,sat})^2 - 0.000000003 * (T_{p,sat})^3} \quad (5.71)$$

$$k_l = 403,6 + 5,367 * T_{p,sat} - 0.006593 * (T_{p,sat})^2 \quad (5.72)$$

$$h_{fg} = 2854 - 0,4804 * T_{p,sat} - 0.00301 * (T_{p,sat})^2 \quad (5.73)$$

Kurutma havası aşağıdaki Şekil 6.3'ten de görüldüğü gibi dikdörtgen kesitli bir hava kanalından akmaktadır. O halde kurutma havası tarafı hidrolik çap aşağıda gösterilen denklemler yardımıyla hesaplanabilmektedir.



Şekil 5.3: Hava kanalı kesiti.

$$D_{h,p} = \frac{4 * A_{c,p}}{P_p} \quad (5.74)$$

$$A_{c,p} = A * B \quad (5.75)$$

$$P_s = 2 * (A + B) \quad (5.76)$$

Toplam ısı geçiş katsayısı hesaplamalarından sonra (5.36) numaralı denklemde hesaplanması gereken diğer parametrelerin de bulunması gerekmektedir.

F katsayısı olarak gösterilen çapraz akışlı ısı değiştiricileri düzeltme faktörü akışlardan birinde faz değişimi olduğu için 1 alınmıştır. [7,8]

Ortalama logaritmik sıcaklık farkı her iki akışkanın da giriş ve çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak aşağıdaki gibi yazılabilmektedir.

$$\Delta T_1 = T_{p,1} - T_{s,2} \quad (5.77)$$

$$\Delta T_1 = T_{p,2} - T_{s,2} \quad (5.78)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (5.79)$$

Toplam ısı geçiş katsayısının, soğutma tarafı için hesaplandığı ve ısı değiştirici düzeltme faktörünün de 1 olarak alındığı bilgilerine istinaden (5.36) numaralı denklem aşağıdaki gibi revize edilmiştir.

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_s = U_s A_s \Delta T_{lm} \quad (5.80)$$

özüm metodu:

Bir önceki kısımda detaylı olarak anlatılan modelde hesaplanması gereken parametreler bilinmeyen olarak yalnız ortam havası çıkış sıcaklığı ($t_{s,2}$) ve kurutma havası çıkış sıcaklığına ($t_{p,2}$) bağlı olarak yazılmıştır. Denklem fazlalıklarından dolayı (5.80) numaralı denklemde bu değerler yerine konmamıştır.

Isı geçişine ait üç denklem de sade halleri ile yazıldığında;

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{sk,1} * [(h_{sk,2} - h_{sk,1}) + w_{p,1} * (h_{sb,2} - h_{sb,1})] \quad (5.17)$$

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_{pk,1} * [(h_{pk,1} - h_{pk,2}) + (w_{p,1} * h_{pb,1} - w_{p,2} * h_{pb,2}) - h_{su} * (w_{p,1} - w_{p,2})] \quad (5.18)$$

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_s = U_s A_s \Delta T_m \quad (5.80)$$

Yukarıdaki denklemler incelendiğinde 3 bilinmeyenli ($\dot{Q}_p = \dot{Q}_s$, $t_{p,2}$ ve $t_{s,2}$) 3 denklem (5.17, 5.18 ve 5.80) olduğu görölmektedir. Denklemlerin karmaşıklığı, parametrelerin sayısının fazla olması sebebiyle denklemlerin çözümünün analitik yapılması yerine Matlab programında kod yazılarak iterasyon yöntemiyle çözümüne gidilmiştir. Matlab yardımıyla nümerik çözümün ardından ısı değiştiricisinin yoğuşturma verimi, kurutma

havasının yoğuşmasına harcanan enerjinin kurutma havasından ortam havasına aktarılan enerjinin oranı olarak tariflendirildiğinde,

$$\dot{Q}_y = (w_{p,1} - w_{p,2}) * h_{fg} * \dot{m}_{p,1} \quad (5.81)$$

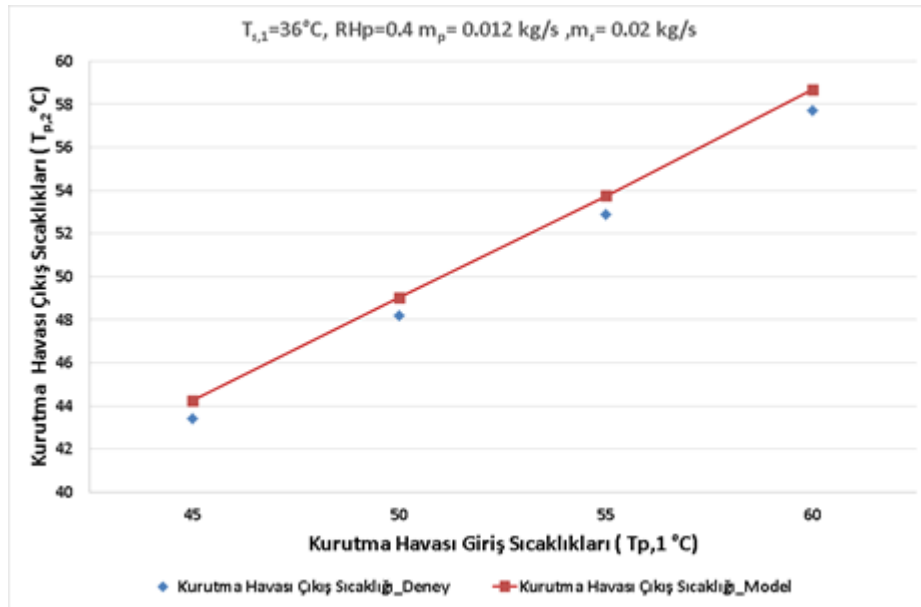
$$\eta_y = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{Q}_s} \quad (5.82)$$

ısı değıştiricisinin yoğuşturma verimi elde edilmiş olur.

6. DENEYSEL ÇALIŞMALAR İLE MODEL SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

Tez çalışmalarının deney tasarımı kapsamında toplamda 56 farklı koşul test edildiği ve her koşul için testlerin iki tekrarlı olarak gerçekleştirildiği Bölüm 4’de anlatılmıştı. Bu 56 koşul için giriş parametre değerleri Matlab ‘de oluşturulan modele aktarılmış ve model çıktıları deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

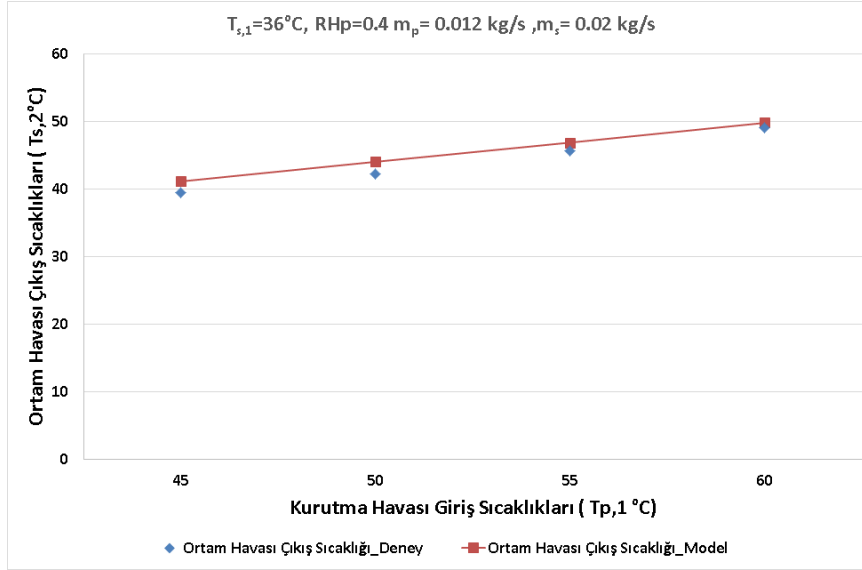
Deney sonuçlarında tüm koşullar incelenmiş olup kurutma havası çıkış sıcaklığı, ortam havası çıkış sıcaklığı ve yoğuşma hızı için en etkin parametrenin kurutma havası giriş sıcaklığı olduğu anlaşılmıştır. Bu nedenle deney sistematğinde ölçülen değerler ile modelin çıktısı olarak elde edilen değerler en etkin parametre olan kurutma havası giriş sıcaklığının farklı değerleri koşulları altında karşılaştırılmıştır. Aşağıdaki Şekil 6.1’de kurutma havası çıkış sıcaklıklarına ait deney ve model sonuçları gösterilmektedir.



Şekil 6.1: Kurutma havası çıkış sıcaklıklarının kurutma havası giriş sıcaklıklarına göre deney ve model sonuçları cinsinden karşılaştırılması

Şekil 6.1 incelendiğinde test edilen deney koşulları modelin girdileri olarak alındığında kurutma havası çıkış sıcaklığının deney düzeneğinde termokupllar ile ölçülen değerleri ile modelin sonuç olarak verdiği değerlerin örtüştüğü görülmüştür.

Benzer şekilde ortam havası çıkış sıcaklığına ait deney ve model sonuçları aşağıdaki Şekil 6.2’de gösterilmektedir.



Şekil 6.2: Ortam havası çıkış sıcaklıklarının kurutma havası giriş sıcaklıklarına göre deney ve model sonuçları cinsinden karşılaştırılması

Şekil 6.2 incelendiğinde test edilen deney koşulları modelin girdileri olarak alındığında kurutma havası çıkış sıcaklığının deney düzeneğinde termokupllar ile ölçülen değerleri ile modelin sonuç olarak verdiği değerlerin oldukça yakın olduğu görülmüştür.

Bölüm 5’de model çıktıları olarak anlatılan kurutma havasından soğutma havasına aktarılan enerji ve ısı değiştiricisi yoğuşurma verimi kavramlarının deney sonuçları ile karşılaştırılabilmesi için deney sonuçlarında elde edilen parametrelerde bazı hesaplamaların yapılması gerekmektedir.

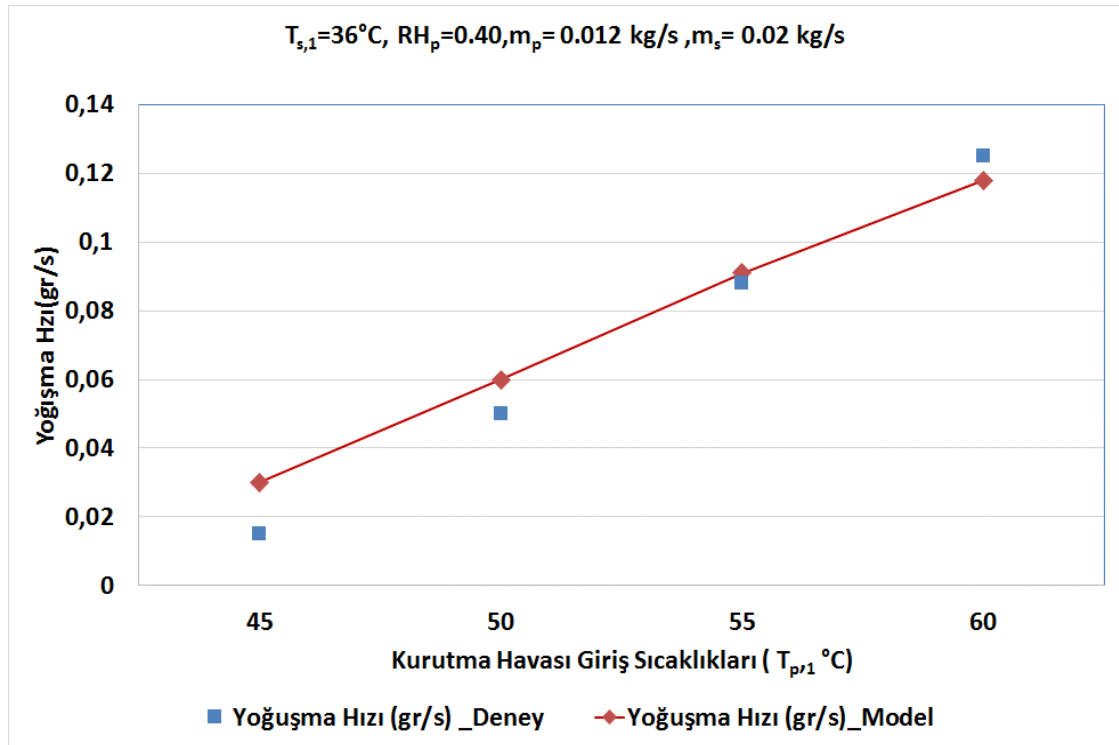
Bu hesaplamalarda deney sonuçlarında yoğuşma hızı olarak tanımlanan kavramın Bölüm 5’de (5.17), (5.81) ve (5.82) numaralı denklemler yardımıyla hesaplanabilmektedir. Hesaplanma işleminden sonra deney sonucunda hesaplanan

yoğuşmaya aktarılan enerji ile modelin çıktıları ile hesaplanan yoğuşmaya aktarılan enerji değerleri de Şekil 6.3 'de gösterilmiştir. Eşitlik 5.17 ortam havasına aktarılan enerjiyi, eşitlik 5.81 aktarılan enerjinin ne kadarının yoğuşmaya harcandığını, eşitlik 5.82 ise bu iki enerjinin birbirine oranı olarak tanımlanan ısı değiştirici yoğuşma verimini göstermektedir.

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{sk,1} * [(h_{sk,2} - h_{sk,1}) + w_{p,1} * (h_{sb,2} - h_{sb,1})] \quad (5.17)$$

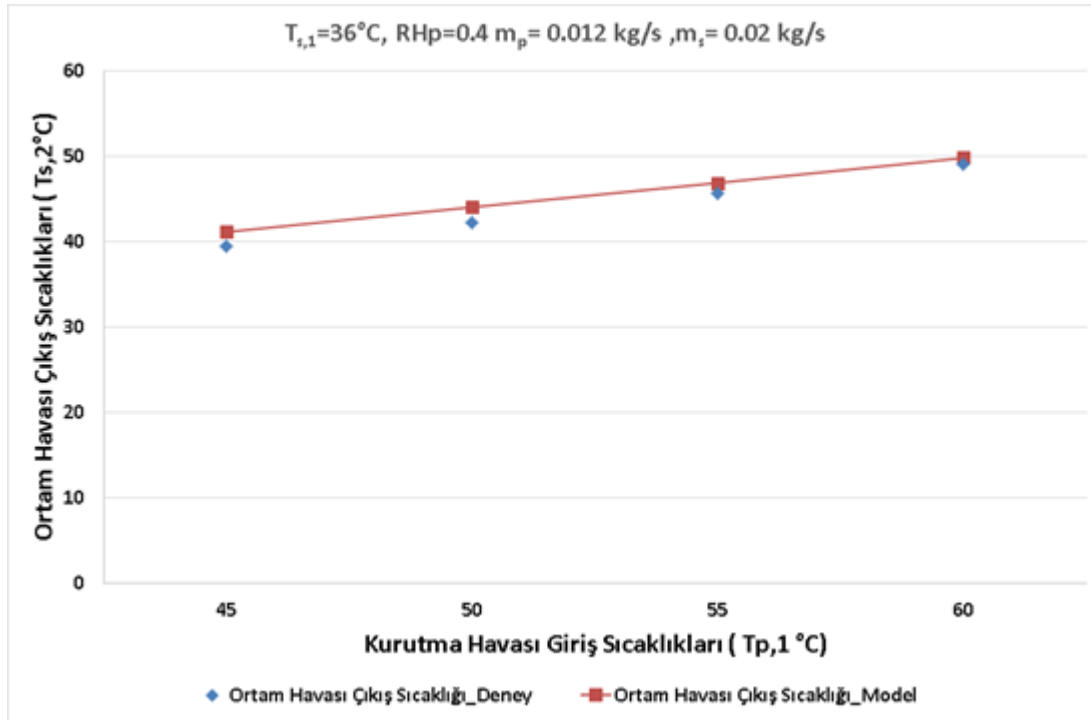
$$\dot{Q}_y = (w_{p,1} - w_{p,2}) * h_{fg} * \dot{m}_{pk,1} \quad (5.81)$$

$$\eta_y = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{Q}_s} \quad (5.82)$$



Şekil 6.3: Yoğuşma hızının kurutma havası giriş sıcaklıklarına göre deney ve model sonuçları cinsinden karşılaştırılması.

Şekil 6.3'de görülebileceği gibi gerçekleştirilen deneyler ve model sonucunda elde edilen sonuçların paralellik gösterdiği, kurutma havası giriş sıcaklığındaki artışın yoğuşma hızını da arttırdığı belirlenmiştir.

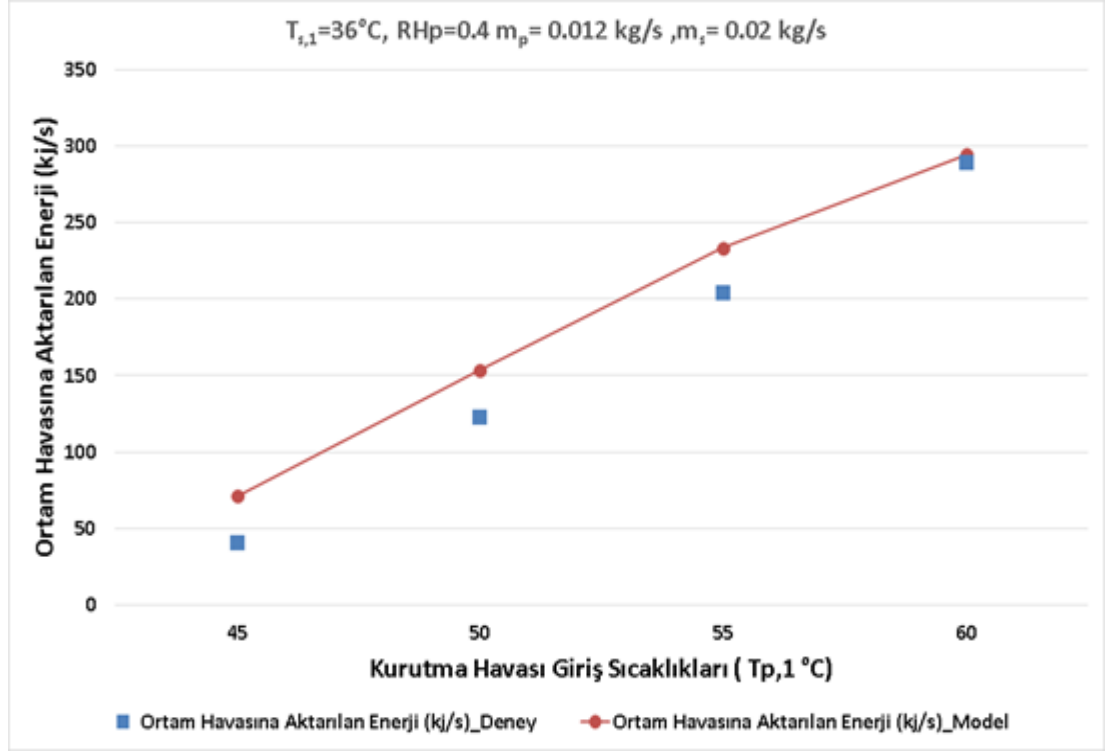


Şekil 6.4: Yoğuşmaya harcanan enerjinin kurutma havası giriş sıcaklıklarına göre değişiminin deney ve model sonuçları cinsinden karşılaştırılması

Şekil 6.4 incelendiğinde test edilen deney koşulları sonucunda hesaplanan yoğuşmaya harcanan enerji değerleri ile modelin çıktıları sonucunda hesaplanan yoğuşmaya aktarılan enerji değerlerinin 60 °C ve 55 °C ‘de 45°C ve 50 °C ‘ye göre daha yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Buna sebep olarak model hesabında ısı alışverişinin sadece kurutma havası ve ortam havası arasında olduğunun ,dışarıya enerji kaybının olmadığını kabul edilmesi gösterilebilir. Daha düşük sıcaklıklarda yoğuşma hızı nispeten daha düşük olduğu için dışarıya kayıp olarak aktarılan enerji miktarının yoğuşmaya harcanan enerji sonuçlarına etkisi yüksek sıcaklıklara göre daha fazla olmasıdır.

Yoğuşturma verimini hesaplamak için bilinmesi gereken bir diğer parameter de kurutma havasından soğutma havasına aktarılan enerji miktarının bulunmasıdır. Bunun sebebi yine Bölüm 5’ de (5.82) numaralı denklemde de tarif edildiği gibi ısı değiştiricisinin verimi, nemli kurutma havasında bulunan yüksek miktardaki su buharının yoğuşup sıvı faza geçmesi için gereken enerji miktarının kurutma havasından ortam havasına aktarılan enerjiye oranı olarak tanımlanmış olmasıdır.

Şekil 6.5 ‘de kurutma havasından ortam havasına aktarılan enerji miktarının deney çıktılarına göre hesaplanan değerleri ile model çıktıları ile hesaplanan değerleri karşılaştırılmıştır.

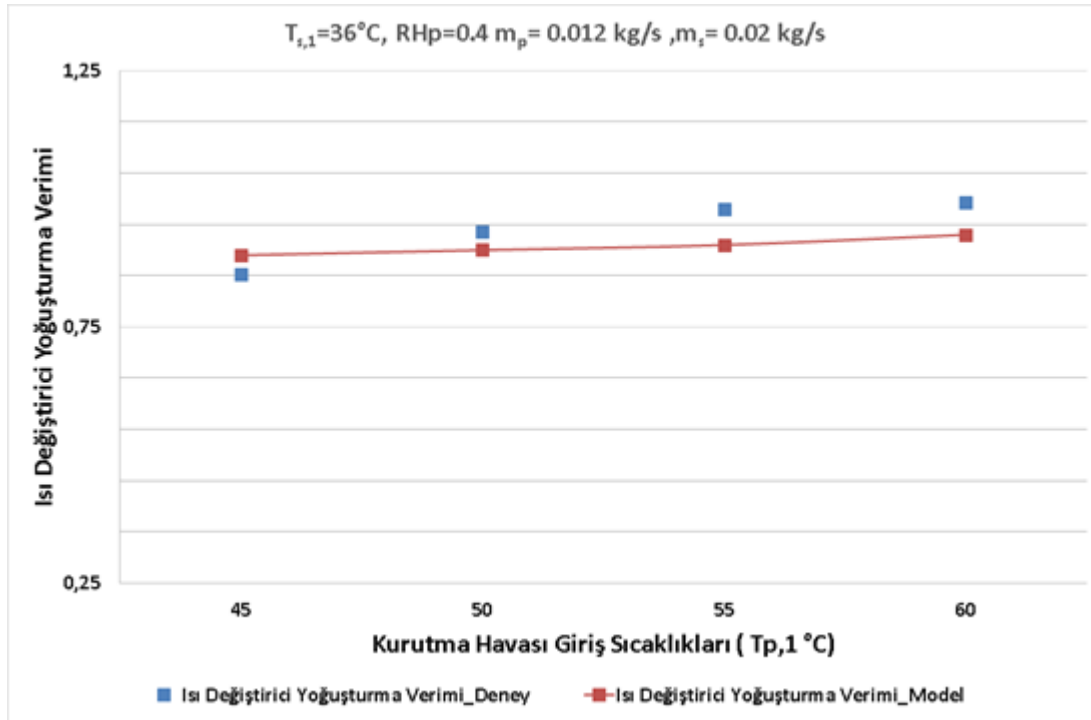


Şekil 6.5: Ortam havasına aktarılan enerjinin kurutma havası giriş sıcaklıklarına göre değişiminin deney ve model sonuçları cinsinden karşılaştırılması

Şekil 6.5 incelendiğinde test edilen deney koşulları sonucunda hesaplanan kurutma havasından ortam havasına aktarılan enerji değerleri ile modelin çıktıları sonucunda hesaplanan kurutma havasından ortam havasına aktarılan enerji değerlerinin yakın sonuçlar verdiği görülmektedir.

Şekil 6.4 için anlatılan ısı değiştiricisinin izole edilmesi kabulünün yapılması model ile deney sonuçları arasındaki farkın nedeninin açıklanmasını sağlamaktadır.

Kurutma havasından ortam havasına aktarılan enerji değerleri ile yoğuşmaya harcanan enerji değerlerinin deneysel sonuçlar ve model çıktıları cinsinden hesaplanmasının ardından ısı değiştiricisinin yoğuşurma verimi sonuçları ise aşağıdaki Şekil 6.6’da gösterilmiştir.



Şekil 6.6: Isı değiştiricisinin yoğuşturma veriminin tüm deney koşullarında model ile karşılaştırılması

Şekil 6.6 incelendiğinde test edilen deney koşulları sonucunda hesaplanan ısı değiştiricisi yoğuşturma verimi değerleri ile modelin çıktıları sonucunda hesaplanan ısı değiştiricisi yoğuşturma verimi değerlerinin yakın sonuçlar verdiği görülmüştür.

Deneyisel çalışmalarda ısı değiştiricisinin yoğuşturduğu su bir hazneden geçerek deney düzeneğinin altında bulunan hassas terazi ile tartılırken bir yandan bilgisayar ortamında data olarak kaydedilmektedir. Paralelinde de kurutma ve ortam havası için ısı değiştirici giriş çıkışında sıcaklık ve nem sensörleri ile ölçümler alınmaktadır. Hava sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin ısı değiştirici giriş ve çıkış bölgelerinde homojen olmaması sensörlerle alınan dataların ortalamaları alınmasına rağmen çeşitli sapmalara sebep olabilmektedir. Bu sapmalar nedeni ile bazı deney sonuçlarında yoğuşturma verimi açısından modelle farklılıklar gözlemlenmiştir.

Isı, kütle ve momentum aktarımı temel olarak birbirine çok benzer yapıya sahip olaylardır. Bu olaylar birbirleri ile etkileşim halindedirler. Aktarım olaylarının incelenmesi esnasında birçok boyutsuz ifadeden yararlanılmaktadır. Bu ifadeler aracılığı ile söz konusu bu üç aktarım olayı arasında çeşitli analogiler kurulmuştur. Söz

konusu bu ifadelerden biri de ‘Colburn j faktörü’ olarak bilinen ısı geçişi karakteristiğidir.

Belirtilmiş olan bu ifade denklem 6.1 ve 6.2 aracılığı ile hesaplanabilmektedir. Sistem üzerinde bulunan proses fanı, proses havası içerisinde hava akışı sağlamaktadır. Sistem üzerinde yapılan hava hızı değişiklikleri neticesinde yoğunlaştırıcı tarafında basınç düşümünde değişiklikler görülmektedir. Başka bir deyişle, artan proses hava hızı ile kurutma havası tarafında basınç düşümünde de artış görülmektedir. Bu nedenle, hava hızındaki artışa karşılık, hava tarafındaki basınç düşümünün değerlendirilmesi, sistem çalışma debisi optimizasyonu çalışmaları için önemli bir bilgidir. $Re \leq 2 \times 10^4$ koşulunda iyi sonuçlar veren pürüzsüz yüzeyler için kullanılabilen denklem 6.3 ile sürtünme faktörü hesaplanabilmektedir.

$$j = StPr^{2/3} \quad (6.1)$$

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} \quad (6.2)$$

$$f = 0.316 * Re^{-\frac{1}{4}} \quad (6.3)$$

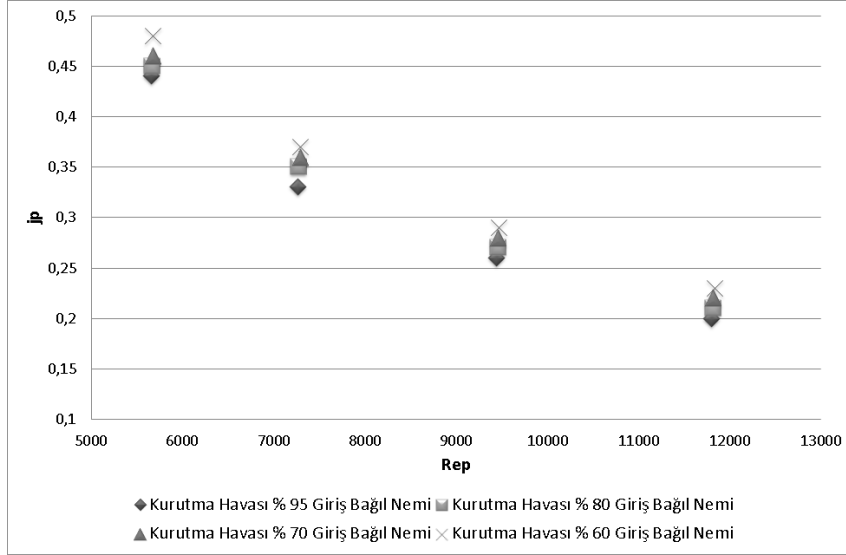
Deneyisel sonuçlar ile model sonuçlarının birbirine oldukça yakın olması modelin doğruluğunu kanıtlamıştır. Buna dayanarak oluşturulan model kullanılarak yoğunlaşmanın gerçekleştiği kurutma havası tarafındaki ısı geçişi karakteristiği olarak tanımlanan Colburn faktörünün (j_p), Reynolds sayısı (Re_p) ve ısı taşınım katsayısı (h_p) ile değişimi Şekil 6.7 ve Şekil 6.8 ‘de gösterilmiştir.

$$j = StPr^{2/3} \quad (6.1)$$

$$St = \frac{h}{G_{max} C_{Pa}} \quad (6.2)$$

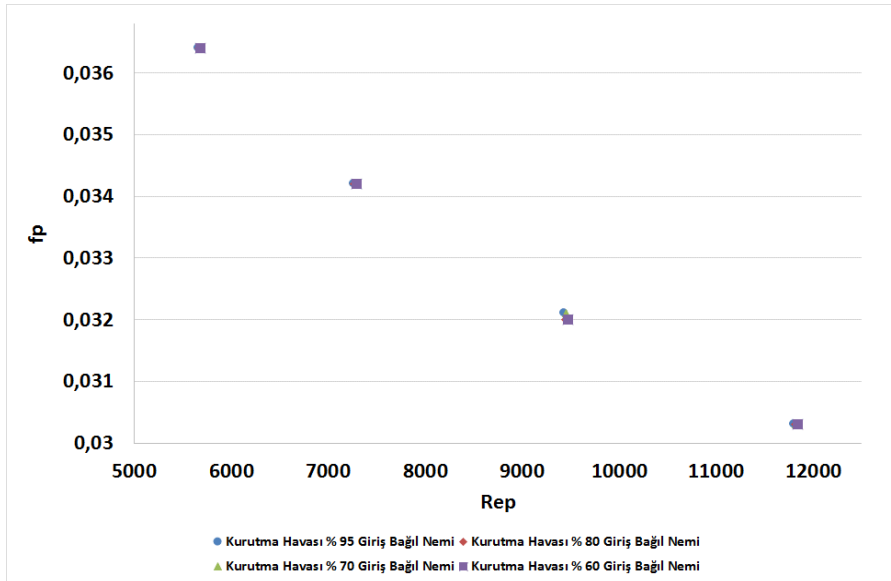
Deneyisel sonuçlar ile model sonuçlarının birbirine oldukça yakın olması modelin doğruluğunu kanıtlamıştır. Buna dayanarak oluşturulan model kullanılarak yoğunlaşmanın gerçekleştiği kurutma havası tarafındaki ısı geçişi karakteristiği olarak

tanımlanan Colburn faktörünün (j_p), Reynolds sayısı (Re_p) ve ısı taşınım katsayısı (h_p) ile değişimi Şekil 6.7 ve Şekil 6.8 ‘de gösterilmiştir.



Şekil 6.7: Colburn faktörünün (j_p) Reynolds sayısı (Re_p) ile değişimi

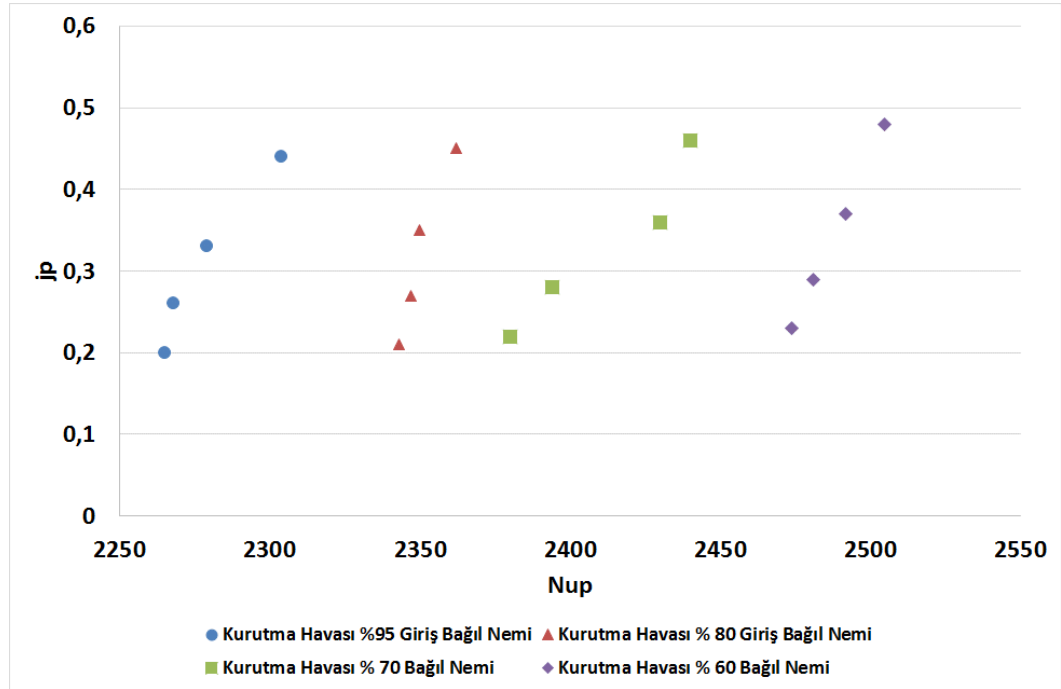
Yukarıdaki Şekil 6.7’de görülebileceği gibi farklı kurutma havası bağıl nem değerleri için Reynolds sayısı arttıkça Colburn faktörünün azaldığı görülmektedir. Aynı şekilde kurutma havası giriş bağıl nemi arttıkça Colburn faktöründe azalma tespit edilmiştir.



Şekil 6.8: Sürtünme faktörünün (f_p) Reynolds sayısı (Re_p) ile değişimi

Yukarıdaki Şekil 6.8’de görülebileceği gibi farklı kurutma havası bağıl nem değerleri için Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörünün azaldığı görülmektedir. Kurutma havası giriş bağıl neminin sürtünme faktörü üzerindeki etkisinin yok denecek kadar az olduğu görülmüştür.

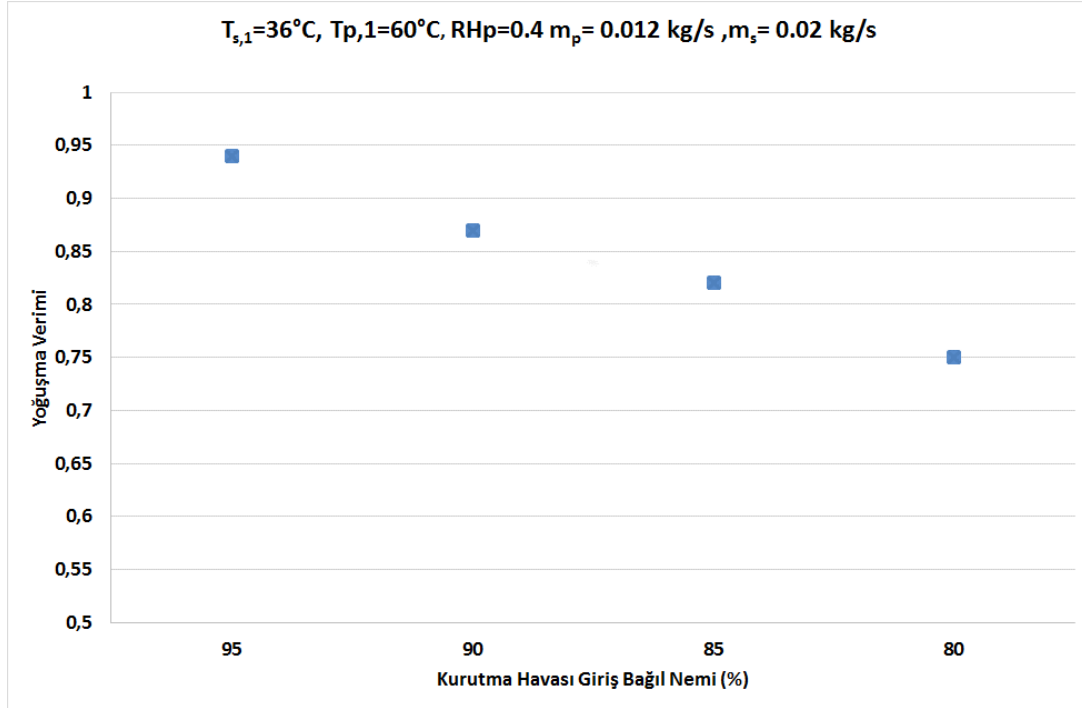
Şekil 6.7 ve Şekil 6.8 , 60°C kurutma havası giriş sıcaklığı şartı için Reynolds sayısının ve giriş bağıl neminin Colburn faktörü ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisini göstermektedir. Söz konusu şekillerden de tespit edilebileceği üzere, hava giriş bağıl nemi değerinin ve Reynolds sayısının artışı ile Colburn faktörü değerinde ve ısı taşınım katsayısında azalma görülmüştür. Bu durum, hava giriş bağıl neminin artmasıyla birlikte yoğuşma oranının artması ve buna bağlı olarak yoğuşma tabakasındaki ısıl direncin artması sonucu ısı geçiş miktarını azaltmakta ve dolayısıyla daha düşük Colburn faktörü ve Nusselt sayısı değerleri ile karşılaşılmasına neden olmaktadır.



Şekil 6.9: Colburn faktörünün (j_p) farklı kurutma havası giriş bağıl nemlerinde Nusselt sayısı (Nu_p) ile değişimi

Yukarıdaki Şekil 6.9’da görülebileceği gibi kurutma havası için bağıl nem değerleri arttıkça Colburn faktöründe de oldukça sınırlı bir artış olduğu görülmüştür. Bağıl nem

değerinin sabit kaldığı durumda Nusselt sayısı arttıkça Colburn faktörünün de arttığı görülmüştür.



Şekil 6.10: Yoğuşma veriminin farklı kurutma havası giriş bağıl nemlerine göre değişimi .

Yukarıdaki Şekil 6.10’de görülebileceği gibi kurutma havası için giriş bağıl nem değerleri arttıkça yoğuşma verimi de artmaktadır. Bağıl nem değeri arttıkça gizli ısı olarak aktarılan enerjinin duyulur ısı olarak aktarılan enerjiye oranı artmakta, bu durumda da yoğuşma verimi yükselmektedir.

7. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, nem alma prosesinde ısı değiştirici kurutma havası ve ortam havası giriş koşullarının nem alma performansına etkileri deneysel ve analitik olarak incelenmiştir.

Çalışmalara, ısı değiştiricisine giren akışkanların giriş koşullarının ve ısı değiştirici fiziksel özelliklerinin ısı değiştirici performansına etkisini inceleyen literatür araştırmalarıyla başlanmış, konu ile ilgisi olan makaleler yapılan tez çalışması kapsamında paylaşılmıştır.

Tez çalışmasının deneysel kısımlarında, hava soğutmalı kondenserli yıkayıcı kurutucu düzeneğinde 56 koşul 2 tekrarlı olarak test edilmiştir. Deney koşullarında farklı kurutma havası giriş sıcaklığı, ortam havası giriş sıcaklığı, kurutma havası debisi, ortam havası debisi ve ortam havası giriş bağıl nemi değerleri incelenmiş olup bu değerlerin çıkış parametrelerine ve ısı değiştiricisinin yoğunlaştırma performansına etkileri incelenmiştir.

Tez çalışmasının analitik kısmında, deneysel sonuçlardan bağımsız olarak bir model oluşturulup Matlab'a aktarılmış, yapılan deneysel çalışmalar ile modelden elde edilen çıktıların sonuçları kıyaslamalı olarak sunulmuştur.

Yapılan bu yüksek lisans tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

- Kurutma ve ortam hava debileri, ortam havası giriş sıcaklığı ve bağıl nemi ile kurutma havası giriş bağıl nemi sabit tutularak gerçekleştirilen deneylerde kurutma havası giriş sıcaklığı arttıkça, ortam havası çıkış sıcaklığının ve yoğunlaşma hızının da arttığı görülmüştür.
- Benzer şekilde diğer parametreler aynı kalmak koşulu ile ortam havası giriş sıcaklığının artırılması durumunda ortam havası çıkış sıcaklığının da arttığı,

kurutma havası giriş sıcaklığı ile sıcaklık farkının azalmasından dolayı ise yoğunlaşma hızının azaldığı görülmüştür.

- Kurutma ve ortam havası debilerinin etkileri incelendiğinde hem kurutma hem de ortam hava debi etkisinin oldukça kısıtlı kaldığı görülebilmektedir. Kurutma hava debisindeki artışa paralel olarak ısı değiştirici çıkış sıcaklıklarında yükselme gözlemlenirken ortam hava debisi arttırıldığında ise sıcaklıklarda sınırlı bir azalma tespit edilmiştir. Hem kurutma havasının hem de ortam havasının debilerindeki artışın yoğunlaşma hızını artırdığı görülmüştür.
- Isı değiştiricisindeki yoğunlaşma hızına etkileyen parametrelerin etki yüzdelerini bulmak amacı ile genel lineer model oluşturulduğunda yoğunlaşma hızındaki değişkenliğin %92'lik bir kısmının ortam ve kurutma hava sıcaklıklarından kaynaklandığı, %4 lük bir kısmının hava debilerinden kaynaklandığı, ortam havası bağıl neminin etkisinin ise son derece kısıtlı olduğu belirlenmiştir.
- Isı değiştiricisindeki kurutma havası çıkış sıcaklığını etkileyen parametrelerin etki yüzdelerini bulmak amacı ile genel lineer model oluşturulduğunda kurutma havası ısı değiştirici çıkış sıcaklığında en etkin parametrenin kurutma havası ısı değiştirici giriş sıcaklığı olduğu belirlenmiştir. Diğer bütün parametrelerin etki yüzdeleri kurutma havası ısı değiştirici giriş sıcaklığı ile karşılaştırıldığında kısıtlı kalmaktadır. Bunda temel etken daha önce de belirtildiği gibi kurutma havasının ısı değiştiricisine yüksek sıcaklıklarda ve bağıl nem değerlerinde giriyor olmasıdır.
- Isı değiştiricisinde ortam havası çıkış sıcaklığını etkileyen parametrelerin etki yüzdelerini bulmak amacı ile genel lineer model oluşturulduğunda, ortam havası çıkış sıcaklığına etkileyen en etkin parametreler olarak sırası ile kurutma ve ortam hava sıcaklıkları ile ortam hava debisi belirlenmiştir. Buna göre ortam havası ısı değiştirici çıkış sıcaklığındaki değişimin %69,5 oranında kurutma havası ısı değiştirici giriş sıcaklığından kaynaklandığı, %26.1 oranında ise ortam hava sıcaklığı ve ortam hava debisine bağlı olduğu tespit edilmiştir. Ortam havası ısı değiştirici çıkış sıcaklığı üzerinde giriş bağıl neminin etkisi yalnızca %1,5 oranındadır.
- Test edilen deney koşulları modelin girdileri olarak alındığında kurutma ve ortam havası çıkış sıcaklıkları için deney düzeneğinde termokupllar ile ölçülen

değerler ile modelden elde edilen çıktıların örtüştüğü, farklı koşullar için deney ve model sonuçları arasında %1,9 ile %4 arasında fark olduğu gözlemlenmiştir.

- Deney sonuçlarına göre hesaplanan yoğuşmaya aktarılan enerji ile modelin çıktıları ile hesaplanan yoğuşmaya aktarılan enerji değerleri tüm deney koşulları için incelendiğinde yakın sonuçlar verdiği, farklı koşullar için deney ve model sonuçları arasında yaklaşık %3,5 fark olduğu gözlemlenmiştir.
- Benzer şekilde tüm deney koşulları sonucunda hesaplanan kurutma havasından ortam havasına aktarılan enerji değerleri ile modelin çıktıları sonucunda hesaplanan kurutma havasından ortam havasına aktarılan enerji değerlerinin yakın sonuçlar verdiği, farklı koşullar için deney ve model sonuçları arasında %2 ile %18 arasında fark olduğu gözlemlenmiştir.
- Nemli kurutma havasında bulunan yüksek miktardaki su buharının yoğuşup sıvı faza geçmesi için gereken enerji miktarının kurutma havasından ortam havasına aktarılan enerjiye oranı olarak tanımlanan ısı değiştiricisi yoğuşurma verimi, hem deney sonuçları kullanılarak hem de model ile hesaplanmış olup farklı koşullar için deney ve model sonuçları arasında %2'lik fark olduğu gözlemlenmiştir. Ölçüm sistemi anlatılırken ölçüm yapan cihazların hata yüzdeleri de dikkate alındığında, önerilen model deney koşullarını iyi tariflemekte olup, modelin geçerliliği ispatlanmıştır.
- Modelin doğrulanmasının ardından yapılan incelemeler sonucu hava tarafı performansı karakteristikleri olan Colburn j faktörü ve f faktörü boyutsuz sayılarının , hava giriş parametreleri ile değişimi incelendiğinde Reynolds sayısı arttıkça Colburn faktörünün azaldığı görülmektedir. Kurutma havası giriş bağıl nemi arttıkça yine Colburn faktörünün azaldığı belirlenmiştir. Bu durum bağıl nemin artmasıyla birlikte yoğuşma hızının dolayısıyla da yoğuşma veriminin artmasından dolayı yoğuşma tabasındaki termal direncin artması sonucu ısı transfer oranının düşmesinden kaynaklanmaktadır. Sürtünme karakteristiği f incelendiğinde ise, kurutma havası girişindeki hava hızının artmasıyla, sürtünme karakteristiği f 'teki değişim daha belirgin hale geldiği görülmekte dolayısıyla Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörünün azaldığı

görülmektedir. Farklı kurutma havası giriş bağıl nemi değerlerinin sürtünme faktörü üzerinde bir etkisi görülmemiştir.

- Hava tarafı performans karakteristikleri olarak tanımlanan j ve f faktörlerinin Nu sayısı ile değişimi incelendiğinde aynı giriş bağıl nemi değerleri için Colburn faktörü j 'nin Nu sayısı ile arttığı görülmüştür. Hava tarafı boyutsuz ısı transfer karakteristiği olarak tanımlanan Colburn faktörünün artması paralel olarak ısı geçişinin artmasının bir göstergesi olduğundan Nu sayısı arttıkça Colburn faktörü de bir artış sergilemiştir.

Yapılan tüm değerlendirmelerin sonucunda incelenen ısı değiştirici nem alma performansı, çalışma koşullarına ve sistemden beklentiye göre değişiklik gösteren bir kavramdır. Bu nedenle, çalışılan nem alma koşullarının ve ısı değiştiricilerin çalışma sıcaklıklarının iyi bir şekilde fizibilite edilmesi gerekmektedir. Yoğuşma hızının yüksek giriş bağıl nem değerlerinde artış sergilemesi durumu ele alındığında düşük kurutma havası giriş bağıl nemi değerlerinde çalışması gereken bir proseste, hava giriş hızı dolayısıyla hava debisi, kurutma ve ortam havası giriş sıcaklığı parametrelerinin seçimi oldukça kritik olmaktadır. Bu yüzden oluşturulan modelin parametrelerde oluşan değişikliklerin çıktılarına olan etkilerini yansıtmaya açısından gerçeğe uygun sonuçlar verdiği, farklı çalışma koşullarının birbirleri ile mukayese edilmesi amacıyla kullanılabileceği belirlenmiştir.

Bu çalışmaların devamı niteliğinde ileride aşağıda belirtilen çalışmaları gerçekleştirilmesinin faydalı olabileceği düşünülmektedir:

- Mevcut çalışmada tek tip ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Yapılan deneysel çalışmaların, plaka tipi farklı ısı değiştiriciler için gerçekleştirilmesi ve sonuçların oluşturulan analitik model ile karşılaştırılması, modelin doğruluğunun farklı ısı değiştirici boyutları için de geçerliliğini göstermek açısından faydalı olacaktır.
- Oluşturulan sabit kurutma periodu modeli, farklı kurutma havası ısı değiştirici giriş ve çıkış bağıl nem değerleri için genişletilmesi durumunda ısı değiştirici performansının bütün kurutma çevrimi boyunca incelenmesi sağlanabilecek, bu şekilde ileride ısı değiştirici için geçici rejim modeli oluşturulabilecek ve bu model çamaşır yıkama kurutma makinasının tamamının modellenmesinde de kullanılabilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] **Hartoka O.** (2009).Kurutucular için verimli kondenser tasarımı, Yüksek lisans tezi, Yeditepe Üniversitesi
- [2] **Benli H. , Gül H., Durmuş A.** (2006).Değişik yüzey profiline sahip tek geçişli plaka tipli ısı değıştiricilerinde ısı geçişinin incelenmesi, **18** (4) 489-575, Fırat Üniversitesi
- [3] **Gut, J. A. W., Pinto, J. M.** (2003). Modeling of Plate Heat Exchangers with Generalized Configurations. International Journal of Heat and Mass Transfer, **46** (14),2571–2585
- [4] **Manglik, R. M., Bengles, A. E.** (1995). Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchanger.Experimental Thermal and Fluid Science, **10** (2),171–180
- [5] **Peng, H. , Ling X., Li , J.** (2014). Performance investigation of an innovative offset strip fin arrays in compact heat exchangers, Energy consersion and Management ,**80**, 287-297.
- [6] **Y.A.Çengel, Michael A. Boles,** (2006). Thermodynamics: An Engineering Approach, fifth edition, 732-733.
- [7] **Incropera, F.,P. DeWitt D.** (2004). Isı ve kütle geçişinin temelleri,613.
- [8] **W.M.Kays, A.London,** (1984). Compact Heat Exchangers, third edition, McGraw-Hill, New York.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Öykü Sinem ÖZER
Doğum Yeri ve Tarihi : Kadıköy 06.02.1990
E-Posta : oykusinemozzer@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2008,MarmaraÜniversitesi,Mühendislik Fakültesi,Kimya Mühendisliği
- **Lisans** : 2008,MarmaraÜniversitesi,Mühendislik Fakültesi,Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Ar-Ge Mühendisi (2013-2015) – ARÇELİK A.Ş
Kalite Mühendisi (2015-) – 3M Türkiye