

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**BİR ISI POMPALI ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNESİNİN ENERJİ
PERFORMANSININ İNCELENMESİ VE İYİLEŞTİRİLMESİ ÇALIŞMALARI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Utku BULGAN

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

OCAK 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**BİR ISI POMPALI ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNESİNİN ENERJİ
PERFORMANSININ İNCELENMESİ VE İYİLEŞTİRİLMESİ ÇALIŞMALARI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Utku BULGAN
301101059**

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Murat ÇAKAN

OCAK 2014

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301101059 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Utku BULGAN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**BİR ISI POMPALI ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNESİNİN ENERJİ PERFORMANSININ İNCELENMESİ ve İYİLEŞTİRİLMESİ ÇALIŞMALARI**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Murat ÇAKAN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Filiz BAYTAŞ**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Y. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU

İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **16 Aralık 2013**

Savunma Tarihi : **23 Ocak 2014**

Anneme ve Babama,

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans bitirme tezini yöneten, görüş ve düşünceleri ile katkıda bulunan değerli hocamız Yrd. Doç. Dr. Murat ÇAKAN'a teşekkür ederim.

Bu çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ve çalışmaya destek olan Arçelik A.Ş. Çamaşır Kurutma Makinası İşletmesi Ar-Ge Bölümü'ne, tüm imkanları kullanmamı sağlayan Sn. Ertan ÇETİNKAYA ve Sistem Tasarım Takım Lideri Sn. Murat GÖKTAŞ'a desteklerinden dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmanın her aşamasında desteğini esirgemeyen, değerli fikirleri ve eleştirisiyle çalışmaya katkıda bulunan Ar-Ge uzmanı Sn. Bora ABDİK ve Ar-Ge mühendisi Sn. Selçuk KARAGÖZ'e teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Yardım ve tavsiyeleri ile bana yol gösteren Sn. Ufuk AŞKIN'a, deney düzeneğinin hazırlanmasını sağlayan ve meydana gelen sorunlarda teknik desteği her zaman veren Ar-Ge teknisyenlerine teşekkür ederim.

Yüksek lisans tezi süresince gerek teknik olarak gerekse manevi desteklerinden dolayı Ar-Ge mühendislerine teşekkür ederim.

Yüksek lisans tezimi yazmamda hiçbir desteği esirgemeyen ve aynı zamanda bana iş veren ARÇELİK A.Ş.'ye teşekkür ederim.

Son olarak, hayatım boyunca her adımda maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, her zaman yanımda olduklarını hissettiren sevgili anne babama ve tüm sevdiklerime teşekkürlerimi sunarım.

Ocak 2014

Utku BULGAN
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Çamaşır Kurutma Makinesinin Tanıtılması	3
1.2.1 Tambur	3
1.2.2 Elektronik Kart.....	3
1.2.3 Sıcaklık Sensörü (NTC)	3
1.2.4 Nem Sensörü	4
1.2.5 Motor.....	4
1.2.6 Pompa.....	4
1.2.7 Taşma şalteri	4
1.2.8 Filtre	5
1.2.9 Fan.....	5
1.2.10 Parazit Filtresi	5
1.3 Isı Pompalı Kurutma Makinesinin Çalışma Prensibi	5
2. ÇAMAŞIR KURUTMA MEKANİZMASI VE KURUTUCULAR	
HAKKINDA GENEL BİLGİLER	9
2.1 Nem Almaın Temelleri.....	9
2.1.1 Nem Alma İle İlgili Tanımlar	10
2.1.2 Psikrometrik Diyagram	12
2.1.2.1 Duyulur Isıtma ve Soğutma	14
2.1.2.2 Nemlendirme ve Isıtma	14
2.1.2.3 Soğutma ve Nem Alma	14
2.1.2.4 Buharlaştırmalı Soğutma.....	14
2.2 Kütle Geçişi ve Tekstillerin Kurutulması.....	14
2.2.1 Tekstillerin Kuruması	17
2.3 Kurutma Sistemlerinde Kullanılan Verim Tanımlamaları	17
2.3.1 Özgül Nem Alma Hızı (SMER).....	17
2.3.2 Nem Alma Hızı (MER).....	18
2.3.3 Kurutma Verimi	18
2.4 Tamburlu Kurutucular	18
2.4.1 Açık Çevrim Bacalı Tip Çamaşır Kurutma Makinası.....	19
2.4.2 Kapalı Çevrim Kondenserli Tip Çamaşır Kurutma Makinası	20
2.4.3 Kapalı Çevrim Isı Pompalı Tip Çamaşır Kurutma Makinası.....	21
2.4.4 Isı Pompalı Kurutucular İçin Enerji Dengesi	22

2.5 Çamaşır Kurutma Makineleri İçin Enerji Etiketlemesi Standartları	24
3. LİTERATÜR ÇALIŞMASI	27
3.1 Isı Pompalı Kurutucular: Araştırma, Geliştirme ve Fırsatlar	27
3.2 Isı Pompalı Kurutucular	29
3.2.1 Isı Pompalı Kurutucu Simülasyon Modelleri.....	29
3.2.1.1 Kondanser Modeli.....	31
3.2.1.2 Evaporatör Modeli.....	32
3.2.1.3 Kompresör modeli.....	32
3.2.1.4 Kurutma modeli.....	33
3.2.2 Simülasyon Sonuçları.....	33
3.2.3 Deneysel çalışmalarla simülasyon sonuçların irdelenmesi	45
3.3 Isı Pompalı Kurutucuların Performansını Etkileyen Parametreler	48
3.4 Isı Pompalı Kurutucu Performansı Üzerine Bileşen Uygunluğu, Ortam Havası ve Kurutma Yükünün Etkisi.....	52
3.4.1 A Konfigürasyonu	53
3.4.2 B Konfigürasyonu	53
3.4.3 C Konfigürasyonu	54
3.4.4 D Konfigürasyonu	55
3.4.5 E Konfigürasyonu	56
3.5 Hava Çevrimli Isı Pompalı Kurutucunun Enerji Verimliliği	58
3.6 Kondanserli Kurutucuların Kurutma Performansı	62
4. DENEYSEL ÇALIŞMALARDA KULLANILAN EKİPMANLAR ve SİSTEMLER.....	65
4.1 Deney Düzenegi	65
4.2 Ölçüm Sistemi	65
4.2.1 Sıcaklık Ölçümleri.....	65
4.2.2 Nem Ölçümleri.....	66
4.2.3 Hava Debisi Ölçümleri.....	67
4.2.4 Tekstil Ağırlığının Ölçümü	68
4.2.5 Güç ve Enerji Ölçümü.....	68
5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	71
5.1 Motor	75
5.2 Kompresör	76
5.3 Kondanser.....	76
5.4 Evaporatör	77
5.5 Kapileri.....	77
5.6 Temel Makine Bilgileri	78
5.7 Temel Makinenin Güç ve Sıcaklık Değerleri.....	79
5.7.1 Mevcut Makinenin Performans Değerleri.....	80
5.8 Temel Makine Üzerinde Yapılan İyileştirme Çalışmaları.....	80
5.8.1 Kondanser Üzerinde Yapılan Değişiklikler	81
5.8.1.1 145 Finli Kondanser Denemesi	81
5.8.1.2 160 Finli Kondanser Denemesi	83
5.8.1.3 Mevcut, 145 Finli ve 160 Finli Makinelerin Karşılaştırılması.....	84
5.8.2 Motor Üzerinde Yapılan Değişiklikler.....	85
5.8.2.1 9 µF Kapasitör Etkisi.....	86
5.8.2.2 BLDC Motor Denemesi	86
5.8.2.3 Kullanılan Motor ve Kapasitör Tiplerinin Performans Karşılaştırması	87
5.8.3 Evaporatörde Yapılan Değişiklikler.....	88

5.8.3.1 Evaporatör Fin Sayısının Değiştirilmesi	88
5.8.3.2 Evaporatör Kaplamasının Değiştirilmesi	88
5.8.4 Kompresörün Performansa Etkisi	89
5.8.5 Kompresör Gaz şarj Miktarının Performansa Etkisi	90
5.8.5.1 480 Gram Testleri	90
5.8.5.2 490 Gram Testleri	92
5.8.5.3 500 Gram Testleri	94
5.8.6 Yalıtım	96
5.8.7 Kapileri Borusu Boy ve Çap Etkisi	97
5.8.7.1 100 cm Kapileri Boyu ile Yapılan Testler	97
5.8.7.2 110 cm Kapileri Boyu ile Yapılan Testler	98
5.8.7.3 Kapileri Borusu Çap Testleri	99
6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	101
KAYNAKLAR	105
ÖZGEÇMİş	107

KISALTMALAR

LCD	: Liquid Crystal Display (Likit Kristal Ekran)
NTC	: Negative Temperature Coefficient (Eksi Sıcaklık Katsayısı)
Rpm	: Revolution per minute (Devir/dakika)
ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers (Amerikan Isıtma, Soğutma ve Havalandırma Müh. Birliği)
SMER	: Specific Moisture Extraction Rate (Özgül nem alma hızı)
MER	: Moisture Extraction Rate (nem alma hızı)
EEl	: Energy Efficient Index (enerji verimlilik göstergesi)
COP	: Coefficient of Performance (Performans katsayısı)
HPD	: Heat Pump Design (Isı pompası dizaynı)
DE	: Drying efficiency (Kurutma verimi)
NTU	: Number of Thermal Unit (Isıl birim sayısı)
RAR	: Recirculation air ratio (Yeniden dolaştırılan hava oranı)
BAR	: By-pass Air Ratio (Bertaraf edilen hava oranı)
HP	: Heat Pump (ısı pompası)
RH	: Relative Humidity (Bağıl nem)
EES	: Engineering Equation Solver (mühendislik eşitlik çözücüsü)
BLDC	: Brushless Direct Current (Fırçasız doğru akım)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1	: Doyma basıncı tekrarlama değerleri.....	10
Çizelge 2.2	: Tamburlu kurutucular için enerji sınıfları	19
Çizelge 3.1	: 3 Farklı ortam sıcaklığına ve düşük-yüksek kurutma oranlarına göre konfigürasyonların performans değerleri.....	57
Çizelge 3.2	: Brayton çevrimli ve bacalı kurutucu MER karşılaştırması	60
Çizelge 3.3	: Değişkenler ve kullanıldıkları miktarlar.....	63
Çizelge 3.4	: Kurutma zamanları ile enerji verimlilikleri ve kurutma süreleri.....	64
Çizelge 5.1	: Kullanılan motor ve kapasitör bilgileri	75
Çizelge 5.2	: Temel makine parametreleri.....	78
Çizelge 5.3	: Mevcut makinenin performans değerleri	80
Çizelge 5.4	: 145 finli kondenserli makinenin performans değerleri	82
Çizelge 5.5	: 160 finli kondenserli makinenin performans değerleri	84
Çizelge 5.6	: Test edilen kondenserli makinelerin karşılaştırılması.....	85
Çizelge 5.7	: Mevcut makinenin motor ve toplam güç değerleri	85
Çizelge 5.8	: 9 µF kapasitör ile makinenin motor ve toplam güç değerleri.....	86
Çizelge 5.9	: BLDC motorun enerjiye etkisi	87
Çizelge 5.10	: Motor ve kapasitör tiplerinin karşılaştırılması	87
Çizelge 5.11	: A ve B kompresörlerinin karşılaştırılması.....	89
Çizelge 5.12	: Gaz şarjı deneylerinde kullanılacak baz makinenin özellikleri.....	90
Çizelge 5.13	: 480 gram gaz şarjı ile yapılan test sonuçları	91
Çizelge 5.14	: 490 gram gaz şarjı ile yapılan test sonuçları	93
Çizelge 5.15	: 500 gram gaz şarjı ile yapılan test sonuçları	95
Çizelge 5.16	: 100 cm kapileri boyu ile yapılan testlerdeki performans değerleri....	98
Çizelge 5.17	: 110 cm kapileri boyu ile yapılan testlerdeki performans değerleri....	99
Çizelge 5.18	: 1,1 mm kapileri çapı ile yapılan testlerin ortalama değerleri.....	100
Çizelge 6.1	: Seri üretim prototip makinesinin ekipman ve özellikleri.....	102

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 : Isı Pompalı Kurutma Makinesinin Çalışma Prensibi.....	6
Şekil 1.2 : Isı Pompalı Kurutucunun Bileşenleri.....	6
Şekil 1.3 : Isı Pompalı Kurutucuda Yoğuşma Prosesi	7
Şekil 2.1 : Psikrometrik Diyagram.....	13
Şekil 2.2 : Bacalı Kurutma Makinesi	20
Şekil 2.3 : Kondenserli Tip Tamburlu Kurutucu	:21
Şekil 2.4 : Isı Pompalı Kurutucu Çevrimi.....	22
Şekil 2.5 : Isı Pompalı Kurutucular için Enerji Dengesi.....	23
Şekil 2.6 : Enerji Etiketleri	25
Şekil 2.7 : Enerji Verimlilik İndeks Değerlerine Göre Enerji Etiketlemeleri	26
Şekil 3.1 : Isı Pompalı Kurutucu Ekipman Yerleşimi.....	28
Şekil 3.2 : Proses Havaasının Psikrometrik Çizelgedeki Gösterimi	29
Şekil 3.3 : HPD Modelleri (C:Kondanser, D:Tambur, E:Evaporatör).....	30
Şekil 3.4 : Soğutkan P-h Diyagramı.....	31
Şekil 3.5 : Kondanser Modeli	31
Şekil 3.6 : Evaporatör Modeli	32
Şekil 3.7 : Tambur İçindeki Proses Havaası Sıcaklık(T)-Özgül Nem(w)Davranışı... ..	33
Şekil 3.8 : HPD-A için Farklı Ortam Şartlarındaki MER, SMER, COP Değerleri ..	34
Şekil 3.9 : HPD-Ortam Sıcaklığına Göre Tambura Giren Proses Havaasının Sıcaklık ve Nem Değişimi	34
Şekil 3.10: HPD-B Ortam Şartlarına Bağlı Olarak SMER, MER, COP Değişimi	35
Şekil 3.11: HPD-C için Ortam Şartları(%30RH) ile RAR'ın SMER Üzerindeki Etkisi	36
Şekil 3.12: HPD-C için Ortam Şartları(%50RH) ile RAR'ın SMER Üzerindeki Etkisi	36
Şekil 3.13: HPD-C için Ortam Şartları(%70RH) ile RAR'ın SMER Üzerindeki Etkisi	37
Şekil 3.14 : HPD-C için Ortam Şartları(%50RH) ile RAR'ın COP Üzerindeki Etkisi	38
Şekil 3.15 : HPD-C için Ortam Şartları(%50RH) ile RAR'ın MER Üzerindeki Etkisi	38
Şekil 3.16 : HPD-D için Ortam Şartları(%50RH-0,8RAR) ile BAR'ın SMER Üzerindeki Etkisi.....	39
Şekil 3.17 : HPD-D için Ortam Şartları(%50RH-0,8RAR) ile BAR'ın COP Üzerindeki Etkisi.....	40
Şekil 3.18 : HPD-D için Ortam Şartları(%50RH-0,8RAR) ile BAR'ın MER Üzerindeki Etkisi.....	40
Şekil 3.19 : %30 RH için SMER-Sıcaklık(T) Grafiği	41
Şekil 3.20 : %50 RH için SMER-Sıcaklık(T) Grafiği	41
Şekil 3.21 : %80 RH için SMER-Sıcaklık(T) Grafiği	42
Şekil 3.22 : Açık ve Kapalı Sistem Performanslarının Karşılaştırılması.....	43
Şekil 3.23 : Açık ve Kapalı Sistemin MER Değerlerinin Karşılaştırılması.....	44
Şekil 3.24 : HPD Sistemi	45

Şekil 3.25 : Deney Düzenegi.....	45
Şekil 3.26 : Soğutkan Tarafi Düzenegi	47
Şekil 3.27 : HPD Sistemi.....	48
Şekil 3.28 : Ortam Şartlarının MER ve SMER Değerlerine Etkisi	49
Şekil 3.29 : RAR'ın SMER ve MER'e Etkisi	50
Şekil 3.30 : BAR'ın MER ve SMER Üzerindeki Etkisi	51
Şekil 3.31 : Kurutma Veriminin SMER ve MER Değerleri Üzerindeki Etkisi	51
Şekil 3.32 : HPD Sistemleri	53
Şekil 3.33 : HPD-B için Ortam Şartları ile RAR'ın Performans Üzerindeki Etkisi ..	54
Şekil 3.34 : HPD-D için Ortam Şartlarının MER ve SMER Değerlerine Etkisi.....	55
Şekil 3.35 : Düşük Kurutma Oranında BAR'ın Performans Üzerine Etkisi.....	56
Şekil 3.36 : Bacalı Tip Kurutucu.....	58
Şekil 3.37 : Brayton Çevrimli Isı Pompalı Kurutucu	59
Şekil 3.38 : Kompresör ve Türbin Verimlerinin Türbindeki Nem Uzaklaştırma Oranına Etkisi.....	60
Şekil 3.39 : Kompresör ve Türbin Verimlerinin Ortam Isı Değiştiricideki Nem Uzaklaştırma Oranına Etkisi	61
Şekil 3.40 : Kompresör ve Türbin Verimlerinin Isı Değiştiricideki Nem Uzaklaştırma Oranına Etkisi.....	61
Şekil 3.41 : Kondanserli Kurutucuda Güç Ölçümünün Şematik Gösterimi	62
Şekil 3.42 : Soğutma Suyunun, Kasnak Çapları Oranıyla (motor/kasnak) Çevrim Havası Debisi Üzerindeki Etkisi	63
Şekil 3.43 : Çap Oranlarına Bağlı Olarak Enerji Veriminin Değişimi.....	64
Şekil 4.1 : Sıcaklık Ölçümünde Kullanılan Agilent 34901A Marka Veri Toplayıcı	66
Şekil 4.2 : Elektronik Nem Sensörü Kartı.....	66
Şekil 4.3 : Debi Ölçüm Tüneli	67
Şekil 4.4 : Hassas Terazı	68
Şekil 4.5 : Güç ve Sıcaklık Ölçümündeki Bir Makine.....	69
Şekil 5.1 : BLDC Motor.....	75
Şekil 5.2 : Kompresör, Kapasitör ve Asenkron Motor.....	76
Şekil 5.3 : Kondenser ve Evaporatör.....	77
Şekil 5.4 : Kapileri Borusu	78
Şekil 5.5 : A-%50 Makinenin Güç Grafiği	79
Şekil 5.6 : A-%50 Makinenin Kritik Sıcaklık Değerleri	80
Şekil 5.7 : 145 Finli Kondenser Kullanıldığında Makinenin Güç Grafiği	81
Şekil 5.8 : 145 Finli Kondenser Kullanıldığında Makinenin Sıcaklık Grafiği.....	82
Şekil 5.9 : 160 Finli Kondenser Kullanıldığında Makinenin Güç Grafiği	83
Şekil 5.10 : 160 Finli Kondenser Kullanıldığında Makinenin Sıcaklık Grafiği.....	83
Şekil 5.11 : Hidrofilik Kaplamalı Alüminyum Fin	88
Şekil 5.12 : Hidrofilik Kaplamalı Alüminyum Fin	89
Şekil 5.13 : 480 Gram Gaz Şarjı ile Makinenin Güç Değerleri	91
Şekil 5.14 : 480 Gram Gaz Şarjı ile Kritik Sıcaklık Eğrileri.....	92
Şekil 5.15 : 490 Gram Gaz Şarjı ile Çekilen Güç Değerleri	93
Şekil 5.16 : 490 Gram Gaz Şarjı ile Sıcaklık Eğrileri	94
Şekil 5.17 : 500 Gram Gaz Şarjı ile Makinenin Çektiği Güç.....	95
Şekil 5.18 : 500 Gram Gaz Şarj ile Sıcaklık Değerleri	96
Şekil 5.19 : Arka Duvarı Yalıtılmış Prototip Kurutucu	97
Şekil 6.1 : Seri Üretime Sunulacak Makinenin Güç Değerleri Tablosu	103
Şekil 6.2 : Seri Üretimde Kullanılacak Prototip Makinenin Sıcaklık Değerleri	103

BİR ISI POMPALI ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNESİNİN ENERJİ PERFORMANSININ İNCELENMESİ VE İYİLEŞTİRİLMESİ ÇALIŞMALARI

ÖZET

Teknoloji öncesi 1800’lü yıllardan günümüze kadar insanlar çamaşırlarını kurutmak için en basit yol olarak güneş enerjisi kullanmışlardır. Havaların açık olduğu günlerde çamaşırlarının dış ortamda kurumasını sağlarken, yağmurlu ve soğuk havalarda ise kapalı yerlerde çamaşırları asarak kurutulurdu. Günümüzde de halen bu basit ancak uğraştırıcı yöntem kullanılmaya devam etmektedir.

Tamburlu kurutucunun ilk versiyonu Fransa’da 1800 yılında M. Pochon tarafından tasarlanmıştır. Körük olarak adlandırılan bu ilk tasarım üzerinde delikler bulunan dairesel bir tambur, ateş üzerinde el ile döndürülmekte ve içerisinde bulunan ıslak çamaşırın kurutulması sağlanmaktaydı. Ancak bu durumda da çamaşır yavaş yavaş kurumakta, aşırı ısınmakta ve bazen de yanarak is kokmasına neden olmaktaydı.

1940’lı yıllarda endüstriyel tasarımcı Brooks Stevens tarafından ilk elektrikli kurutucu geliştirildi. Bu modern çamaşır kurutma makinalarında elektrikli bir ısıtıcı üzerinden geçirilerek ısıtılan sıcak hava tambur içerisinde bulunan ıslak çamaşırların üzerinden geçirilmekte ve çamaşırın nemi alınarak kuruması sağlanmaktadır. Bu sistem günümüzde bacalı tip kurutma makinesi olarak adlandırılan kurutucu tipine de temel oluşturmuştur. Fakat bu sistem gelişen teknoloji de göz önüne alındığında ilkel kalmış ve bunun yanında da enerji tüketimi açısından cazip gelmemeye başlamıştır. Gelişen teknoloji çamaşır kurutma makinesi kullanan müşterileri enerji verimliliğini düşünmeye yönlendirmiştir. Isı pompası sisteminin çamaşır kurutma makinesinde kullanılma fikrinin ortaya çıkması bu düşünceye dayanmaktadır.

Bu çalışmada çamaşır kurutma makinesinin enerji tüketiminin analizine yönelik teorik ve deneysel çalışmalar yer almaktadır. Bu amaçla, öncelikle, çamaşır kurutma makinesinde ısı ve elektrik enerjisinin kullanımı, enerji tüketiminin kurutucu ekipmanları ile ilişkisi ile ilgili kapsamlı bir literatür çalışması yapılmıştır. Sonrasında bir makine deney numunesi olarak seçilmiş ve standart deney koşullarına uygun olarak deneysel çalışmalarda en sık kullanılan kurutma programı olan

pamuklu dolap kuruluğu programında çamaşır kurutma makinesi sisteminin ayrıntılı sıcaklık ve gç profilleri çıkartılmıştır. Çamaşır kurutma makinesinin pamuklu dolap kuruluğu programı için enerji tüketimini değiştirecek çeşitli parametrelerin enerji tüketimine ne yönde etki yapacağı incelenmiştir. Sonuç kısmında ise enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik öneriler ve seri üretime sunulacak olan makinenin bileşen bazında özellikleri verilmiştir.

STUDIES OF RESEARCH AND IMPROVEMENTS ON ENERGY CONSUMPTION OF A HOUSEHOLD LAUNDRY DRYER WITH HEAT PUMP

SUMMARY

Before the technological history since 1800, people was used to dry their clothes under the sun. Clear days the clothes were dried outside, however rainy and cold days they were dried inside. In the present day this simple but trying method has been still going to use.

First version of the clothes dryer was designed by M. Pochon in France in 1800. This first design is named as ventilator has a lot of hole on its. It was turned by hand on the fire and so the wet clothes in ventilator could be dried. But in this case the clothes were dried slowly, sometimes it was superheated. Besides it burned and smelt fume.

In 1940's industrial designer Brooks Stevens has improved first electrical dryer. In this type dryers, air which is heated by a heater is directed to the tumble. Heated air removes the moisture on the clothes in tumble and provides the clothes to be dried. This system was a basic which is named as air vented tumble dryer. But, this technology became old if we compare with today's technology and air vented dryers don't stable because of energy consume rate. Today, due to developments of technology, consumers want to use more efficient products. This situation effects the productors as develop more efficient products. At the end heat pump system is thought to use at tumble dryers for reduce energy consumption.

This study investigates different ways and applications for increasing the energy efficiency of a domestic tumbler dryer machine. First part of this study includes the overview of a domestic tumbler dryer machine, its components and functions. Second part gives general information about the literature on energy recovery and energy consumption drying performace relations in drying machines. In this part there's also experimental data of typical temperature, pressure, moisture and energy profiles of a tumble dryer machine including cotton dryer program. Third part of this study, energy consumption and effects of these cases on energy consumption is

investigated for different amounts of temperature and power on drying programs. Also in this part, effects of different parameters's investigate on changing consumption of energy for cotton drying programme. And finally, the last part makes a general statement about possible ways for improving the energy efficiency and energy recovery of a domestic tumbler dryer.

1. GİRİŞ

Günümüz yaşam koşullarında enerji ihtiyacı giderek artmaktadır. Özellikle elektrik enerjisi kullanımının giderek artması, enerji kaynaklarının verimli kullanılmasını zorunlu hale getirmiştir. Çamaşır kurutma makinaları özellikle son yıllarda evsel enerji tüketimi içerisinde, kullanımının yaygınlaşmasıyla birlikte önemli bir yer tutmaya başlamıştır. Bu nedenle çamaşır kurutma makinalarının enerji verimliliğini arttıran çalışmalar giderek yoğunlaşmakta ve bu alanda fazla sayıda çalışmalar yapılmaktadır.

Çamaşır kurutma makinalarının pazarlarında satış yoğunluğunu üç tip kurutucu tipi oluşturmaktadır. Bunlar bacalı, kondenserli ve ısı pompalı tip kurutuculardır. Bacalı kurutucularda, kurutucunun bulunduğu ortamdan alınan hava bir ısıtıcı eleman yardımıyla ısıtılarak tambur içerisindeki ıslak çamaşırlar üzerinden geçirilir ve nemlenen hava bir baca vasıtasıyla açık havaya atılır. Kondenserli kurutucularda havanın dışarı atılmasını engellemek için yoğuşturuculu sistem kullanılır. Yoğuşturuculu sistemin bacalı sistemden temel farkı tüm çamaşır kurutma işlemi boyunca aynı proses havasının kullanılmasıdır. Çamaşırlara nüfuz ettikten sonra nemlenen proses havasını yoğuşturmak için ikinci bir hava akımı (dış ortamdan alınan hava, bu hava soğutma havası olarak adlandırılır) kullanılır. Kurutucu havanın yoğuşturucuda soğutulması ile elde edilen yoğuşmuş su dışarı atılır. Soğutma havası ise ortamdan alınır ve yine ortama verilir. Isı pompalı kurutucular ise enerji verimliliği en yüksek olan kurutucu tipidir. Diğer iki tipte proses havasının ısıtılma işlemi elektrikli bir ısıtıcı ile yapılırken ısı pompalı kurutucularda bu iş ısı pompası sistemi kullanılarak gerçekleştirilir. Isı pompalı kurutucuların çalışma prensibi yoğuşturuculu kurutucular ile benzerlik gösterir. Isı pompalı kurutucular diğer kurutucu tiplerine göre daha az enerji harcayarak kurutma yaparlar. Bunun yanında yoğuşturuculu sistem bacalı sisteme nazaran ek enerji kazancı sağlamaz. Tam tersine istatistiksel analizlere göre ortalama bir yoğuşturuculu kurutucu, standart pamuklu bir kumaşı kurutmak için 0,69 kWh/kg enerji tüketirken, bacalı kurutucu 0,65 kWh/kg enerji tüketir. [1] Fakat bu durum, hiç enerji kazanılamayacağı anlamına

gelmez. Yoğusturuculu sistemde proses havası dışarı atılmadığından yoğusturuculu kurutucu iç ısıtmaya katkıda bulunur. Şüphesiz enerji kazanımları büyük ölçüde kurutucunun nereye konulduğuna (mutfak, banyo, tavan arası) göre değişir. Bununla birlikte ısıtmanın tüm mevsimlerde tam olarak kullanılamayacağı göz önünde bulundurulmalıdır.

1.1 Tezin Amacı

Avrupa Birliği talimatları uyarınca, üretilen çamaşır kurutma makineleri, diğer tüm evsel cihazlarda da uygulandığı üzere enerji etiketi ile piyasaya sürülmektedir. Tüketiciyi yönlendiren bir etkiye sahip olan enerji etiketi üzerinde enerji tüketimi, kurutma performansları en iyiden en kötüye sıralanacak şekilde A-G harfleri ile ifade edilmektedir. Etiket üzerinde ayrıca kurutma çevrimi başına tüketilen elektrik enerjisi, yoğuşma kabında biriken yoğuşmuş su miktarı ve gürültü değerleri de bulunmaktadır. Çamaşır kurutma makinesinin enerji etiketlemesi EN-60456 standardı uyarınca yapılmaktadır.

Enerji veriminin iyileştirilmesine yönelik çalışmalar, diğer tüm sektörlerde olduğu gibi beyaz eşya sektöründe de üreticiler arasında önemli bir rekabet doğurmuştur. Daha az enerji tüketerek daha iyi kurutma performansı ile kurutan çamaşır kurutma makineleri için hedef sürekli olarak daha az enerji tüketim performansını elde edebilmektir.

Bu çalışmanın amacı, standart kapasiteli ev tipi ısı pompalı çamaşır kurutma makinelerinin mevcut durum enerji bilançolarının deneysel olarak ortaya konması, enerji tüketiminin azaltılmasında gelişmeye açık alanların belirlenmesi ve ısı uygulamaları kullanılarak enerji kazanımının deneysel olarak irdelenmesidir. Enerji tüketiminin nasıl değiştiğine yönelik patentler ve uygulamalar kapsamlı olarak literatür kısmında incelenmiştir. Çalışma kapsamında deneysel çalışmalarda kullanılan 8 kg kapasiteli çamaşır kurutma makinesinde, pamuklu dolap kuruluşundaki kurutma programı için özgül enerji, sıcaklık, nem ve güç ölçümleri yürütülmüş ve makinede bulunan ekipmanlar için çevrim boyunca ayrıntılı sıcaklık, güç ve haritaları çıkarılmıştır.

Deneysel çalışmaların sonuçlarından yola çıkılarak en verimli makinenin dizayn koşulları belirlenmiş ve seri üretim makinesinin reçetesi sunulmuştur.

1.2 Çamaşır Kurutma Makinesinin Tanıtılması

Bu tez çalışmasındaki deneylerde kullanılan çamaşır kurutma makinesinin ana bileşenleri hakkında ve kurutma makinesinin termodinamik ve ısı transferi açısından teorik olarak nasıl çalıştığına ait bilgiler verilmiştir.

1.2.1 Tambur

Tambur tahrik motoru 4 adet plastik vidası ile şasiye bağlanmıştır. Tambur üzerinden poly-V kayış ile tahrik edilen kurutma makinesinin kayışı bir yay yardımı ile gergin tutulur. Tambur paslanmaz çelikten imal edilmiştir ve n tarafa plastik kaygan yataklar ile arkada ise özel bir yataklama grubu ile arka duvara 6 adet vida ile bağlanmıştır. Ayrıca tamburun n ve arka duvara yakınlık mesafeleri enerji kazanımı açısından önem arz etmektedir. Yakınlık mesafesi değerlerinin artmasını sağlamak için çeşitli malzemeler kullanmak mümkündür. Fakat ısı pompalı kurutucu üreten firmalar genellikle n ve arka yatak keçesi, pul ve segman tercih etmektedirler. Pul ve segman tambur mili üzerine monte edilir. Tüm bunların dışında tamburun içindeki çamaşırların kurutma işlemi sırasında birbirine dolanmasını engellemek amacıyla iki adet plastik kanat konulmaktadır.

1.2.2 Elektronik Kart

Elektronik kart makineyi yöneten bir beyin gibidir. Elektronik karta yüklenen yazılım kurutma makinesindeki tüm elektronik ekipmanların çalışmasını bir prensip dahiline alır. Elektronik kart üzerinde LCD veya 7-parçalı ekran (bu ekipmanlar tüm modellerde bulunmamaktadır.), röleler, transformatörler ve juglar bulunur. Özellikle kompresörü ve motoru yönettiği düşünülürse iyi bir elektronik kart ve doğru yazılım kurutma makinesinin enerji veriminde önemli bir rol üstlenmektedir.

1.2.3 Sıcaklık Sensörü (NTC)

Isı pompalı kurutucularda 2 adet NTC sıcaklık sensörü kullanılmıştır. Bunlardan biri kondenser çıkışında bakır boru üzerine kaynatılan özel bir kanal üzerinde, diğerisi ise kapı hav filtresinden sonra emiş kanalına monte edilmiştir. Sıcaklık yükseldikçe NTC direnci azalır. Sabit bir sıcaklıkta NTC her zaman sabit bir toleransta belirli bir direnç gösterir. Bu prensip yardımı ile mekanik bir ısıl durdurucu kullanmadan

program adımları ayarlanabilir. Her bir NTC'ye EN-60456 standartları ve termodinamik sistem gerekleri göz önünde bulundurularak limit bir sıcaklık değeri tanımlanır. Eğer ki NTC'ler bu limit sıcaklığa ulaşırsa sistem çalışması elektronik kart tarafından emniyet amacıyla durdurulur. Her bir farklı kurutma programı için farklı NTC limit sıcaklık değeri belirlenir.

1.2.4 Nem Sensörü

Nem sensörü kurutma süresinin tespiti açısından kritik bir öneme sahiptir. Tüm kurutma programları için kurutma sonu nem değerinin farklı olması sebebiyle nem sensörüne tanımlanan hedef değerler de farklılık gösterir. Nem sensörü plastik ön yatak üzerinde tambur içine konumlandırılmıştır. Mekanik bir sensör olan nem sensörüne hedef kuruluk değerine ulaşmış çamaşırların 40 defa temas etmesi durumunda elektronik kart kurutma işlemini sonlandırır.

1.2.5 Motor

Hareket motoru olarak 2 kutuplu asenkron motor kullanılmıştır. Asenkron motor yaklaşık 2750 rpm ile döner ve 8 μ F motor kapasitörüne sahiptir. Kontrol kartı tarafından biri yön rölesi ve diğeri enerji rölesi olmak üzere 2 adet röle ile kontrol edilmektedir. Motor üzerinde kayışlı bir devir düşürme mekanizması; kayış ömrünü arttırmak ve gerekli momenti tambura aktarmak için kullanılmaktadır. Kurutma prosesinin farklı fazlarında farklı tambur ve fan devirleri bu şekilde elde edilebilmektedir.

1.2.6 Pompa

Evaporatörde yoğuşturulan suyu alt su toplama tankından üst su toplama tankına ileten elektronik kontrollü mekanik bir parçadır.

1.2.7 Taşma şalteri

Su depolama tankı dolduğunda veya pompa bozulduğunda su depolama haznesindeki su yükselerek şamandıranın şalteri açmasına neden olur. Bu şekilde program durur ve makine sesli uyarı verir. Eğer yeni bir kurutma prosesi başlatılmak istenirse de başlatılamaz. Tank boşaltıldıktan sonra makine çalıştırıldığında en az 10 saniye sadece pompa çalışır. Alt hazne boşaldıktan sonra kurutma işlemi başlatılır.

1.2.8 Filtre

Isı pompalı kurutucularda iki adet hava filtresi bulunur. Bunlardan birisi kurutulan çamaşırlardan kopabilecek havaların proses havasına karışmasını engellemek için diğeri ise soğutma havasına karışabilecek hav parçalarının evaporatörü tıkanmasını engellemek için kullanılır. Birinci filtre plastik ön yatak üzerinde bulunan filtre kanalının içinde yer alır. Diğer filtre ise evaporatörün hemen önünde bulunur ve termodinamik sistem elemanlarının korunmasını sağlar.

1.2.9 Fan

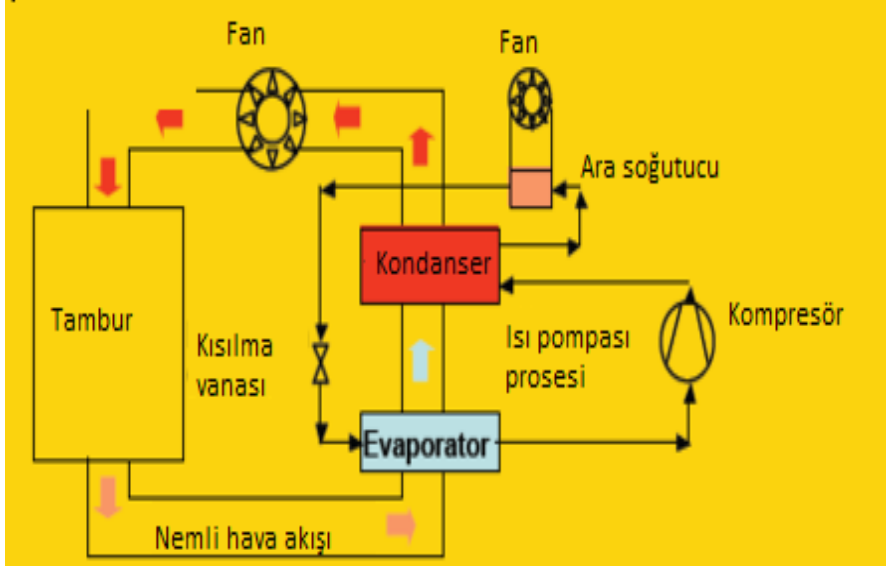
Isı pompalı kurutucularda iki adet fan bulunur. Bunlardan birincisi proses havasının devrini sağlayan proses fanıdır. Motor miline bağlıdır ve motor ile aynı devirde döner. Diğer fan ise kompresör soğutma fanıdır. Proses fanına göre çok daha küçük olan bu fanın tek işi kompresörün ısınmasını engellemektir. Kompresör soğutma fanı belirli aralıklarla ve kısa süreli olarak çalışır. Kompresörün rejime ulaşması ve rejimde kalmasına direkt etki ettiğinden iyi yönetilmesi gereken önemli bir bileşendir.

1.2.10 Parazit Filtresi

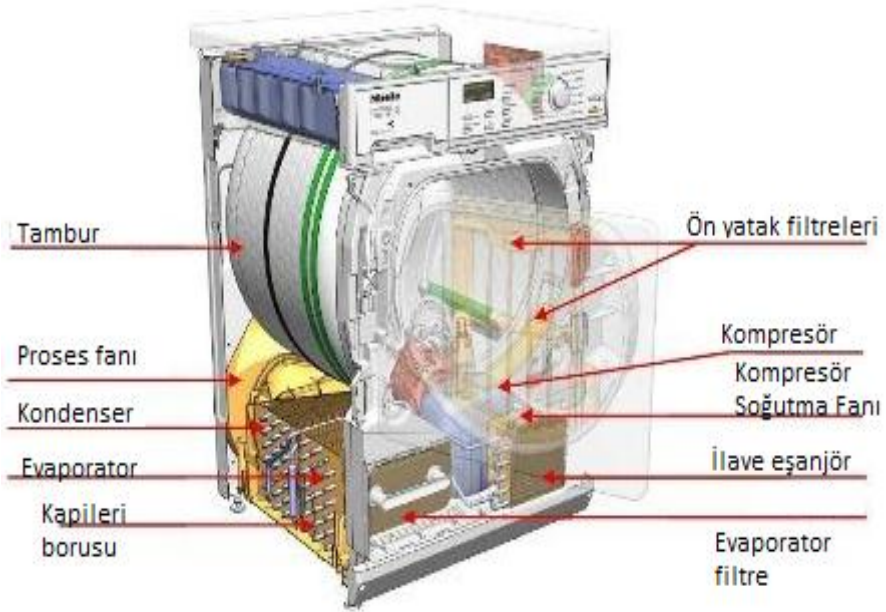
Şebekeden çekilen akımın makineye zarar vermesini engellemek amacıyla kullanılır.

1.3 Isı Pompalı Kurutma Makinesinin Çalışma Prensibi

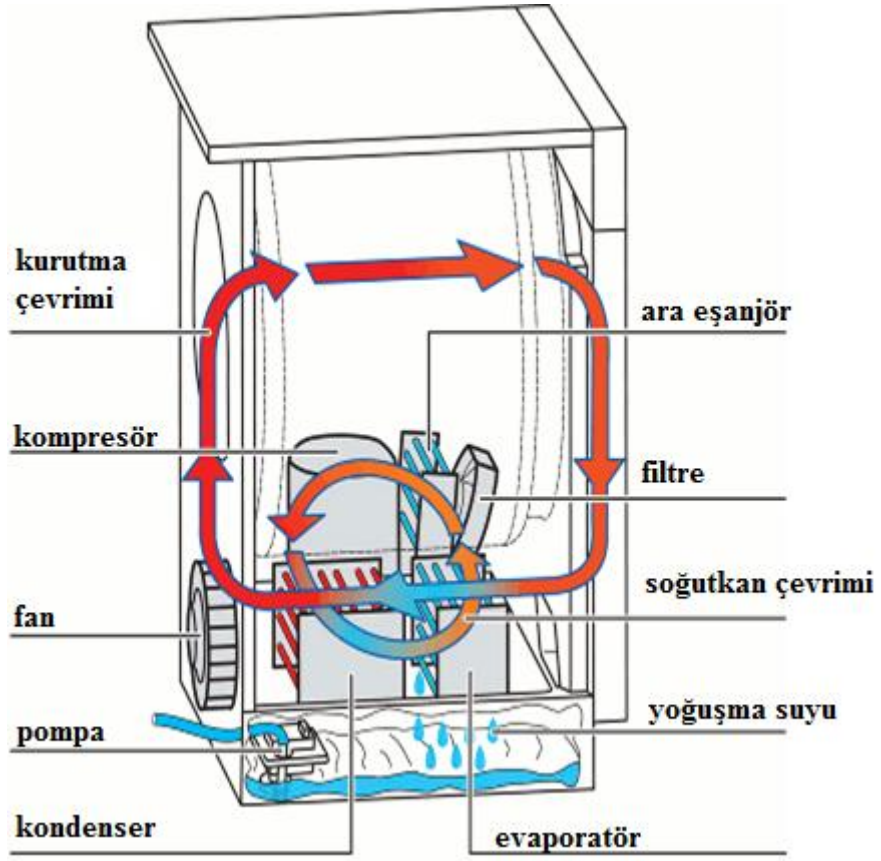
Isı pompalı kurutma makinesi kapalı çevrim çalışan bir makinedir. Kurutma havası dış ortama verilmez ve sürekli olarak yeniden kullanılır. Dış ortamdan alınan bu hava kondenser üzerinden geçirilerek ısıtılır. Isıtılan bu hava tambura kurutma yapmak üzere gönderilir. Çamaşırdan aldığı nem ile nemlenen bu hava evaporatörde yoğunlaştırılır ve nemi alınır. Nemi alınan hava tekrar kondenser üzerinden geçirilir ve tekrar ısıtılır. Bu çevrim kurutma işlemi bitinceye kadar devam eder. Yoğuşma suyu pompa tarafından sürekli olarak su tankına basılır. Kurutma işleminin en uygun şartlarda gerçekleşmesi ısı pompası sisteminin termodinamiksel tasarım kalitesine bağlıdır. Şekil 1.1, Şekil 1.2 ve Şekil 1.3 ısı pompalı bir kurutucunun kurutma prosesini örneklemektedir.



Şekil 1.1: Isı Pompalı Kurutma Makinesinin Çalışma Prensibi [2]



Şekil 1.2 : Isı Pompalı Kurutucunun Bileşenleri [2]



Şekil 1.3 : Isı Pompalı Kurutucuda Yoğuşma Prosesi [2]

2. ÇAMAŞIR KURUTMA MEKANİZMASI VE KURUTUCULAR HAKKINDA GENEL BİLGİLER

2.1 Nem Almanın Temelleri

Hava; azot, oksijen ve küçük miktarlarda başka gazlardan oluşan bir karışımdır. Atmosferdeki hava bir miktar su buharı (nem) içerir, bu nedenle atmosferik hava diye adlandırılır. İçinde su buharı bulunmayan hava ise kuru hava diye nitelenir. Kuru hava, içindeki su buharı tamamen alınmış atmosferik havadır. Hacimsel olarak %78 azot, %21 oksijen, %0,9 argon, %0,03 karbondioksit, %0,001 neon, %0,0005 helyum, %0,0002 metan, %0 ila 0,0001 kükürt dioksit, %0,0005 hidrojen ve toplam %0,0002 kripton, ksenon ve ozon gazlarından oluştuğu kabul edilir. Hassas ölçümler için kuru hava karışımının izafî olarak sabit olduğu gösterilmiştir. Havayı su buharıyla kuru havanın bir karışımı olarak ele almak çözümlmeyi kolaylaştırır, çünkü kuru havanın bileşimi sabit kalırken, su buharının miktarı denizlerden, göllerden, duşlardan hatta insan vücudundan olan buharlaşma ve yoğunlaşma sonucu değişir. [3]

Nem alma uygulamalarında havanın sıcaklığı 5°C'den 120°C'ye kadar değişir. Bu aralıkta kuru hava mükemmel bir gaz olarak kabul edilebilir. Havadaki su buharı da (0°C-120°C) aralığında suyun doyma basıncı düşük olduğu için) mükemmel bir gaz gibi kabul edilir ve (2.1) mükemmel gaz hal denklemini sağlar. Bu durumda atmosferik hava, basıncı kuru havanın ve su buharının kısmi basınçlarının toplamı olan, mükemmel bir gaz karışımı olarak incelenebilir.[4]

$$P \cdot v = R \cdot T \quad (2.1)$$

Burada P hava basıncı, v gazın özgül hacmi, R gaz sabiti ve T sıcaklıktır.

$$P = P_a + P_v \quad (2.2)$$

P_a , kuru havanın kısmi basıncı ve P_v , su buharının kısmi basıncıdır.

ASHRAE'nin 'Psikometrik Teori ve Pratikleri' çalışmasında sıcaklığa bağlı olarak doyma basıncının tespit edilebileceği ifadeler verilmektedir.

Farklı sıcaklık aralıkları için tanımlanan sıcaklığa bağlı doyma basıncı ifadesi;

$$\alpha = AT^2 + BT + C + DT^{-1}, T[K] \quad (2.3)$$

$$P_{doyma} = 1000 \cdot \exp(\alpha), [Pa] \quad (2.4)$$

Çizelge 2.1 : Doyma basıncı tekrarılama değerleri[3]

	213,1<T<273,1	213,1<T<273,1	213,1<T<273,1	213,1<T<273,1	213,1<T<273,1
A	-7,297593E-06	1,225500E-05	1,246732E-05	1,204507E-05	1,069730E+05
B	5,397420E-03	-1,923595E-02	-1,915465E-02	-1,866650E-02	-1,698965E-02
C	2,069880E+01	2,702388E+01	2,702388E+01	2,683629E+01	2,614073E+01
D	-6,042275E+03	-6,340941E+03	-6,340941E+03	-6,316972E+03	-6,220781E+03

2.1.1 Nem Alma İle İlgili Tanımlar

Havadaki su buharı miktarı değişik biçimlerde belirtilebilir. Bunun en doğrudan yolu bir birim kuru hava kütlesi başına atmosferik havada bulunan su buharı kütlesini belirtmektir. Bu değer özgül nem diye adlandırılır ve 'ω' ile gösterilir.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (2.5)$$

Burada m_v su buharı kütlesini, m_a ise kuru havanın kütlesini belirtmektedir. Özgül nem aşağıdaki bağıntıyla da ifade edilebilir.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v}{P_a} \cdot \frac{V}{V} \cdot \frac{R_v}{R_a} \cdot \frac{T}{T} = 0,622 \cdot \frac{P_v}{P_a} \quad (2.6)$$

$$\omega = \frac{0,622 \cdot P_v}{P - P_v} \quad (2.7)$$

1 kg kuru hava göz önüne alınsın. Tanımı gereği kuru havada su buharı yoktur, bu nedenle özgül nemi sıfırdır. Kuru havaya su buharı eklendikçe özgül nemi artar. Fakat belirli bir hale erişildikten sonra havaya daha çok su buharı katmak mümkün olmaz. Bu halde hava su buharına doymuştur ve doymuş hava diye adlandırılır. Bağlı nem ise (φ) nemli hava içerisindeki su buharı miktarının, aynı sıcaklıktaki doymuş

havada bulunabilecek en çok su buharı miktarına oranıdır. Diğer bir ifade ile havanın gerçek su buharı basıncının, aynı sıcaklıktaki havanın doymuş su buharı basıncına oranı olarak tanımlanır ve

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g} \cdot \frac{V}{V} \cdot \frac{R_v}{R_v} \cdot \frac{T}{T} = \frac{P_v}{P_g} = \frac{\omega \cdot P}{(0,622 + \omega) \cdot P_g} \quad (2.8)$$

şeklinde ifade edilir. Burada P_g suyun aynı sıcaklıktaki doyma basıncını göstermektedir. Ayrıca bu formülden yola çıkarak yine özgül nem aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\omega = \frac{0,622 \cdot \phi \cdot P_g}{P - \phi \cdot P_g} \quad (2.9)$$

Atmosferik hava, kuru hava ve su buharının bir karışımı olduğundan, nemli (atmosferik) havanın entalpisi kuru hava ve su buharının entalpileri ile ifade edilir. Hava – su buharı karışımıyla ilgili bir çok uygulamada, karışımdaki hava kütlesi sabit kalırken, su buharı kütlesi değişir. Bu nedenle atmosferik havanın entalpisi (H), hava su buharı karışımının birim kütlesi yerine kuru havanın birim kütlesi için verilir.

Atmosferik havanın toplam entalpisi kuru havanın (H_a) ve su buharının (H_v) entalpilerinin toplamıdır.

$$H = H_a + H_v = m_a \cdot h_a + m_v \cdot h_v \quad (2.10)$$

$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} \cdot h_v \Rightarrow h = h_a + \omega \cdot h_v \quad (2.11)$$

$h_v \approx h_g$ olduğundan dolayı,

$$h = h_a + \omega \cdot h_g \quad (2.12)$$

olarak da yazılabilir.

Atmosferik havanın sıcaklığı kuru termometre sıcaklığı olarak da adlandırılır. Çiğ noktası sıcaklığı hava sabit basınçta soğutulduğu zaman yoğuşmanın başladığı sıcaklık diye tanımlanır.

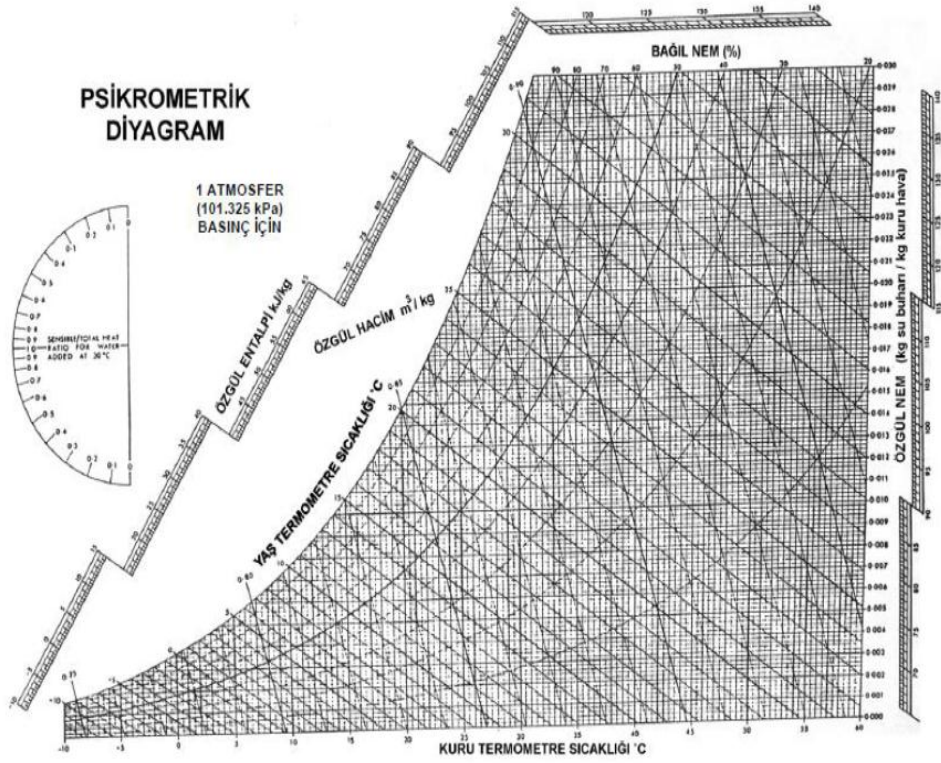
Bağıl nem ve özgül nem terimleri mühendislikte çok sık kullanılır, fakat ikisinin de ölçülmesi kolay değildir. Bu nedenle sıcaklık ve basınç gibi kolayca ölçülebilen özelliklerle ilişkilerinin kurulması gerekir.

Bağıl nemi belirlemenin bir yöntemi adyabatik doyma işlemidir. Açık sistem, içinde su bulunan yalıtılmış uzun bir kanaldan oluşmaktadır. Doymamış hava kanala T_1 sıcaklığında ve ω_1 özgül neminde girer ve sürekli bir akışla suyun üzerinden geçer. Bu akış sırasında bir miktar su buharlaşarak havaya karışır. Akış sırasında havanın nem oranı artar, sıcaklığı ise suyun buharlaşma gizli ısısının bir bölümü havadan sağlandığı için düşer. Eğer kanal yeterince uzunsa, hava kanaldan doymuş olarak ($\phi=100\%$) ve adyabatik doyma sıcaklığı adı verilen T_2 sıcaklığında çıkar.

Yukarıda açıklanan yöntem havanın bağıl nemini hesaplamak için kullanılabilir, fakat çıkışta doymuş hava elde edebilmek için kanalın çok uzun olması veya iyi bir püskürtme düzeninin kurulması gereklidir. Uygulama açısından daha elverişli bir yöntem bir termometrenin ucuna suya doymuş bir pamuk fitil sarmak ve üzerinden hava akışını sağlamaktır. Bu şekilde ölçülen sıcaklık, yaş termometre sıcaklığı diye adlandırılır.

2.1.2 Psikrometrik Diyagram

Verilen bir basınçta atmosferik havanın hali, bağımsız iki yeğin (kütle ile değişmeyen) özellik tarafından kesin olarak belirlenir. Diğer özellikler yukarıda verilen bağıntılar ile hesaplanabilir. Fakat gerek zaman kaybı gerekse kolaylık açısından hesaplamalar yapılmış olarak ve sonuçları kolaylıkla okunabilecek şekilde oluşturulan psikrometrik diyagramlar hem mühendislik hem de iklimlendirme uygulamalarında yaygın olarak kullanılır. 1 atmosfer (101.325 kPa) basınç için SI birimlerinde hazırlanmış psikrometrik diyagram Şekil 2.1'de verilmiştir. Diğer basınçlar için (deniz düzeyinden çok yüksek yerlerde kullanılmak üzere) hazırlanmış psikrometrik diyagramlar da vardır.



Şekil 2.1: Psikrometrik Diyagram [3]

Psikrometrik diyagramın temel öğeleri olarak, kuru termometre sıcaklıkları yatay ekseninde, özgül nemler ise dikey ekseninde yer almaktadır. Diyagramın sol tarafında, bir doğru yerine doyma eğrisi adı verilen bir eğri vardır. Havanın su buharı ile doymuş olduğu tüm haller bu eğri üzerinde yer alır. Bu nedenle bu eğri aynı zamanda %100 bağıl nem eğrisidir. Diğer sabit bağıl nem eğrileri bu eğriye benzemektedir.

Sabit yaş termometre sıcaklığı eğrileri sağa doğru eksi eğimli doğrulardır. Sabit özgül hacim doğrularının eğimleri daha dik olup, sabit entalpi doğruları hemen hemen sabit yaş termometre doğrularına paraleldir. Psikrometrik diyagramda özgül hacim birimleri m^3/kg kuru hava, entalpi birimleri ise kJ/kg kuru hava'dır.

Doymuş hava için kuru termometre, yaş termometre ve çığ noktası sıcaklıkları aynıdır. Bu nedenle, psikrometrik diyagram üzerindeki herhangi bir nokta (hal) için çığ noktası sıcaklığı, bulunulan noktadan doyma eğrisine yatay bir doğru çizerek ($\omega = \text{sabit}$) bulunulabilir. Bu doğrunun doyma eğrisiyle kesiştiği nokta çığ noktasıdır.

Psikrometrik diyagram üzerinde hava ilk halinden sonra farklı işlemler uygulanarak sıcaklık ve nem miktarı değiştirilebilir.

2.1.2.1 Duyulur Isıtma ve Soğutma

Bu işlemde hava, içinde sıcak bir akışkanın bulunduğu boruların veya direnç tellerinin üzerinden geçirilerek ısıtılır. Isıtma işlemi sırasında havadaki nem miktarı değişmez. Nemlendirme veya nem almanın söz konusu olmadığı bir ısıtma veya soğutma işleminde, özgül nem sabit kalır (ω =sabit). Bu tür bir ısıtma işlemi, psikrometrik diyagramda yatay bir doğru olarak görünen sabit özgül nem doğrusu üzerinde, artan kuru termometre sıcaklığı yönünde gelişir.

2.1.2.2 Nemlendirme ve Isıtma

Duyulur ısıtmada bağıl nemin azalması söz konusu olacağından dolayı ısıtılan hava nemlendirilerek sisteme verilir.

2.1.2.3 Soğutma ve Nem Alma

Duyulur soğutma sırasında havanın özgül nemi sabit kalır, fakat bağıl nemi artar. Eğer bağıl nem istenmeyen ölçüde artarsa, havadaki su buharı miktarını azaltmak, başka bir deyişle nem almak gerekebilir. Bunu gerçekleştirmek için, havanın çığ noktası sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulması gerekir.

2.1.2.4 Buharlaştırmalı Soğutma

Su buharlaşırken, buharlaşma gizli ısısu su külesinden ve çevre havadan sağlanır. Bunun sonucunda hem su hem de hava soğur. Buharlaştırmalı soğutma işlemi adyabatik doyma işlemiyle hemen hemen aynıdır, çünkü hava akışıyla çevre arasındaki ısı geçişi genellikle ihmal edilebilir. Bu nedenle, buharlaştırmalı soğutma işlemi psikrometrik diyagramda sabit yaş termometre sıcaklığı doğrusunu izler. Başka bir anlatımla, buharlaştırmalı soğutma sırasında $h \approx s_{bt}$ 'dir.

2.2 Kütle Geçişi ve Tekstillerin Kurutulması

Tekstillerin çamaşır kurutma makinasında kurutulması için gerekli olan 2 ana etken sıcaklık ve havadır. Tekstil ile temas eden sıcak hava tekstilin sıcaklığını artırırken diğer taraftan nemli tekstilden havaya doğru su buharı geçişi gerçekleşmektedir. Böylelikle birbiri içerisine giren havadan tekstile olan ısı geçişi ve tekstilden havaya olan kütle geçişi kurutma mekanizmasının temelini oluşturmaktadır. Tambur içerisinde gerçekleşen ve tekstilin karmaşık bir yapıda tambur içerisinde hareketi

sırasında olan bu iki transfer olayı çok daha karmaşık bir yapı içermesine rağmen, olayın incelenebilirliği için biraz daha basit bir yapı olarak ele almak gerekmektedir. Bunun için de düz bir plaka üzerinde gerçekleşen paralel akış sırasında meydana gelen ısı ve kütle geçişini incelemek gerekmektedir.

$$q'' = h'' \cdot (T_s - T_\infty) \quad (2.13)$$

Burada h'' yerel taşınım katsayısıdır. Yüzey üzerinde akış koşullarının noktadan noktaya değişmesi nedeniyle yüzey boyunca q'' ve h'' değişim göstermektedir. Toplam ısı geçişi Q , yerel ısı akısının bütün yüzey üzerinde integrasyonu(birleşim) ile elde edilebilir. Bu da;

$$Q = (T_s - T_\infty) \cdot \int h'' \cdot dA_s \quad (2.14)$$

olarak yazılabilir.

Tüm yüzey için ortalama ısı taşınım katsayısı tanımlanırsa, toplam ısı geçişi aşağıdaki gibi gösterilir.

$$Q = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_\infty) \quad (2.15)$$

Benzer şekilde kütle geçişi için de sonuçlar çıkarılabilir. Akış içindeki A maddesinin kütle derişikliği $\rho_{A,\infty}$ [kg/m^3] yüzeydeki A maddesinin kütle derişikliği $\rho_{A,s}$ 'a eşit değil ise taşınım ile kütle geçişi gerçekleşecektir. A maddesi genellikle katı veya sıvı bir yüzeyden buharlaşma ile gaz içine girer. Kütle geçişinin hızı kütle geçiş katsayısı ve derişiklik farkına göre derişiklik göstermektedir.

Kütle geçişi de ısı geçişi denklemine benzer bir şekilde yazılabilir.

$$m = r \cdot A_s \cdot (\rho_{A,s} - \rho_\infty) \quad (2.16)$$

Burada m [kg/s] debi, r [m/s] kütle geçiş katsayısıdır.

Taşınım ile kütle geçişini hesaplamak için ρ_A değerinin bilinmesi gereklidir. Bu bilgi gaz ve sıvı faz arasındaki yüzeyde termodinamik dengenin varlığını göz önüne alarak sağlanabilir. Bu durumda, ara yüzeyde buhar sıcaklığı, T_s yüzey sıcaklığına eşit olur. Ayrıca buhar doymuş haldedir. T_s sıcaklığından yola çıkarak ve termodinamik özellikler kullanılarak yoğunluklar bulunabilir.

Isı ve kütle geçişi benzeşimi yine tekstil kurutma mekanizması için kullanılan bir yaklaşımdır.

$$\frac{h}{r} = \frac{k}{D \cdot Le^n} = \rho \cdot c_p \cdot Le^{1-n} \quad (2.17)$$

olarak yazılabilir ve böylece katsayılarından biri bilindiğinde diğeri de bu bağıntı ile hesaplanabilir.

Tekstil kurutma sırasında gerçekleşen kütle ve ısı geçişi olayı buharlaşmalı serinletme ile bir benzerlik göstermektedir. Bu işlem sıvı üzerinden bir gaz akışı olduğu zaman gerçekleşmekte olup buharlaşma sıvı yüzeyinden olur ve faz değişimi için gerekli enerji, sıvının buharlaşma gizli ısısıdır. Yüzeğe yakın sıvı moleküllerinin çarpışmaları sonunda moleküllerin enerjisi yüzey bağlanma enerjisini yenebilmek için gerekli enerjinin üzerine çıkar ve buharlaşma olur. Buharlaşmayı sürdürebilmek için gerekli enerji sıvıdan alındığından sıvının sıcaklığı azalır (soğutma etkisi). Kurutma işlemi sırasında ayrıca suyun sıcaklığının azalması ile çamaşırın da sıcaklığının azalacağı düşünülebilir. Ancak sürekli rejim söz konusu olduğu için buharlaşma nedeniyle gizli ısı kaybı çevreden sıvıya enerji geçişi ile dengelenir.

Diğeri bir deyişle çamaşır üzerinden geçen sıcak hava çamaşır içindeki suyun buharlaşma için gerekli olan enerjiyi karşılar ve ayrıca çamaşır ve suyun sıcaklığının azalmasını önler.

Enerji dengesi de aşağıdaki formülle ifade edilebilir;

$$q_{taş} = q_{buh} \quad (2.18)$$

Burada q_{buh} buharlaşma gizli ısısı ile buharlaşan suyun kütesinin çarpımı ile elde edilir.

Denklem 2.15 ve 2.16'daki ısı taşınımı ve kütle taşınımı denklemleri yerine konursa denklem yeniden yazılabilir. Denklemdeki h_{fg}, h_g ile h_f' 'nin farkı olarak ifade edilir.

$$h \cdot (T_\infty - T_s) = h_{fg} \cdot h \cdot (\rho_{A,s} - \rho_{A,\infty}) \quad (2.19)$$

Denklem 2.17'deki denklem 2.19'de yerine konursa kurutma işlemi için kullanılacak buharlaşmalı serinletme denklemi aşağıdaki hali alır:

$$(T_\infty - T_s) = \frac{h_{fg}}{\rho \cdot c_p \cdot Le^3} (\rho_{A,sat} \cdot (T_s) - \rho_{A,\infty}) \quad (2.20)$$

Çamaşır yüzeyindeki sınır tabaka bölgesindeki hesaplamalar için hava sıcaklığı ile çamaşır yüzey sıcaklığının ortalaması alınarak, havanın özellikleri hesaplanabilir.

2.2.1 Tekstillerin Kuruması

Tekstillerde ipliklerin çekilmesi ile lifler oluşmaktadır. Lif uzunluğu farklı malzemeler için önemli farklılıklar içermektedir. Örneğin pamuklu malzeme için 25 ile 75 mm arasında değişirken yünlü malzemeler için 100 mm'ye ulaşmaktadır. Tekstillerde poroz (gözenekli-geçirgen) malzeme kullanıldıysa bu tip malzemeler hidroskopik poroz (nem absorbe eden) malzeme olarak adlandırılır. Bu tez çalışmasında bahsedilen ve deneylerde kullanılan tekstil ürünü ise ortam havasında şartlandırılarak kullanılmıştır ve %100 pamukludur.

Çamaşırların içerdiği nem miktarında çamaşırın yapısına ve malzeme çeşidine göre büyük farklılıklar bulunmaktadır. Bir tekstil ürünü hidrofilik (su tutan) veya hidrofobik (su tutmayan) olabilir. Su tutan malzemeler suyu absorbe ederken su tutmayan malzemeler suyu absorbe etmezler. Bu bilgi kıyafetlerin üretimi aşamasında önem kazanmaktadır.

Çamaşırlar nemli havaya maruz kalıyorsa bir noktada dengeli bir nem içeriğine ulaşırlar. Bu nem içeriği havanın bağıl nemine, sıcaklığına ve çamaşır malzemesinin yapısına bağlı olarak değişmektedir. Dengedeki nem içeriği kütle transferi hesaplamalarında dinamik kuvvetlerin hesaplanmasında kullanılmaktadır.

Çamaşırlardaki nemin buharlaşmasını sağlayan mekanizma nemli çamaşırların yakınındaki doymuş hava ile tamburdaki sıcak ve nispeten kuru havanın kısmi buhar basınçları arasındaki farktır. Tambur içine giren havanın sıcaklığını arttırmak bu mekanizmayı hızlandıracaktır. Psikrometrik diyagramda nemlendirme prosesi izoentalpik prostestir; nemli çamaşırlardan alınan nemin buharlaşma entalpisi havanın duyulur soğutması ile karşılanır [5].

2.3 Kurutma Sistemlerinde Kullanılan Verim Tanımlamaları

Isı pompalı çamaşır kurutma makinelerinde sistemin veriminin ve etkinliğinin belirlenebilmesi için; özgül nem alma hızı, nem alma hızı, kurutma verimi ve ısı pompası etkenlik katsayısı gibi tanımlamalardan yararlanır.

2.3.1 Özgül Nem Alma Hızı (SMER)

Isı pompalı bir kurutucunun enerji verimliliği genellikle özgül nem alma hızıyla belirlenir. Bu büyüklük; birim kWh enerji kullanımı için, kurutulacak üründen

uzaklaştırılan su kütlesini gösterir ve kısaca SMER olarak adlandırılır. Bir kurutucunun işletme giderleri, enerji verimliliği için önemli bir parametredir. SMER için, $SMER_{IP}$ ve $SMER_{ts}$ şeklinde iki tanımlama yapılabilir [6].

$$SMER = \frac{\text{Üründen uzaklaştırılan nem kütlesi}}{\text{Enerji sarfiyatı}} \quad (2.21)$$

$$SMER_{ts} = \frac{\text{Üründen uzaklaştırılan nem kütlesi}}{\text{Enerji sarfiyatı(tüm sistem için)}} \quad (2.22)$$

$$SMER_{IP} = \frac{\text{Üründen uzaklaştırılan nem kütlesi}}{\text{Enerji sarfiyatı(kompresör için)}} \quad (2.23)$$

2.3.2 Nem Alma Hızı (MER)

Kurutucudan birim zamanda (ortalama olarak) uzaklaştırılan nem kütlesine nem alma hızı denir ve kısaca MER olarak adlandırılır [6].

$$MER = \frac{\text{Üründen uzaklaştırılan nem kütlesi}}{\text{Kurutma süresi}} \quad (2.24)$$

2.3.3 Kurutma Verimi

Kurutma verimi ise, başlangıçta tekstilde bulunan su miktarının ne kadarlık bir yüzdesinin tekstilden uzaklaştırıldığını ifade eder.

$$\%Kurutma\ verimi = \frac{m_1 - m_2}{m_{su}} \cdot 100 \quad (2.25)$$

Burada;

m_1 : Tekstilin ilk durumdaki nemli kütlesi,

m_2 : Tekstilin son durumdaki kütlesi,

m_{su} : Tekstilden alınan su kütlesi

2.4 Tamburlu Kurutucular

Tamburlu çamaşır kurutma makinaları evsel kullanım için 3 farklı yapıdadırlar. Biri açık çevrimden oluşan bacalı tip çamaşır kurutma makinesidir, diğeri ise kapalı çevrimden oluşan kondenserli tiptir. Bir diğeri de kondenserli tipin alt maddesi de sayılabilecek ısı pompalı kurutucu tipidir. Bacalı ve kondenserli tip kurutucular enerji tüketimi açısından en yüksek B sınıfı seviyesindeyken, ısı pompalı kurutucular A sınıfının da üstüne çıkabilmektedir.

Avrupa Birliği enerji verimliliği için belirtilen standartlarda enerji verimliliği A'dan G'ye kadar sınıflandırılmaktadır. A enerji verimliliği en yüksekini belirtirken, G ise en düşük enerji verimliliğini belirtmektedir.

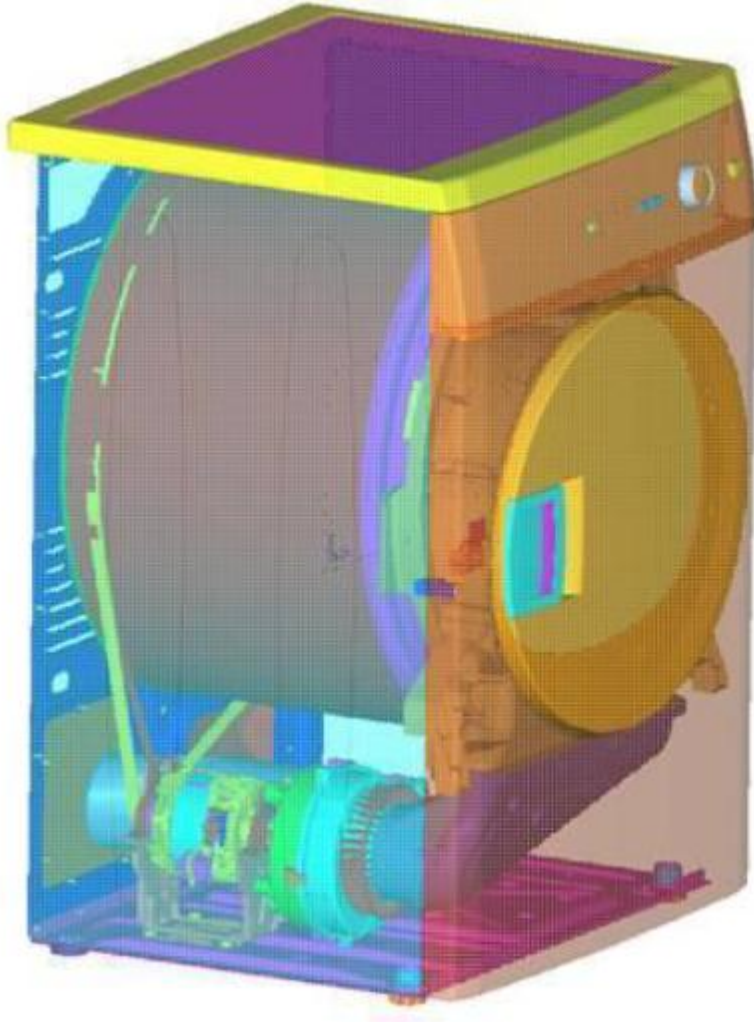
Tamburlu kurutucular için enerji verimliliği hesaplaması, açıklanan maksimum kapasitedeki pamuklu yükün kuruması için bir çevrim üzerinden yapılmaktadır. Enerji göstergesi birim yük başına harcanan enerji olarak (kWh/kg) şeklinde ifade edilmektedir. Kondenserli ve bacalı kurutucular için farklı iki enerji cetveli vardır ve Çizelge 2.2'de bu değerler verilmiştir [7].

Çizelge 2.2 : Tamburlu kurutucular için enerji sınıfları

Özgül Enerji Tüketimi (kWh/kg)		
Enerji Sınıfı	Bacalı Kurutucular	Kondenserli Kurutucular
A	$C \leq 0,51$	$C \leq 0,55$
B	$0,51 < C \leq 0,59$	$0,55 < C \leq 0,64$
C	$0,59 < C \leq 0,67$	$0,64 < C \leq 0,73$
D	$0,67 < C \leq 0,75$	$0,73 < C \leq 0,82$
E	$0,75 < C \leq 0,83$	$0,82 < C \leq 0,91$
F	$0,83 < C \leq 0,91$	$0,91 < C \leq 1,00$
G	$0,91 < C$	$1,00 < C$

2.4.1 Açık Çevrim Bacalı Tip Çamaşır Kurutma Makinası

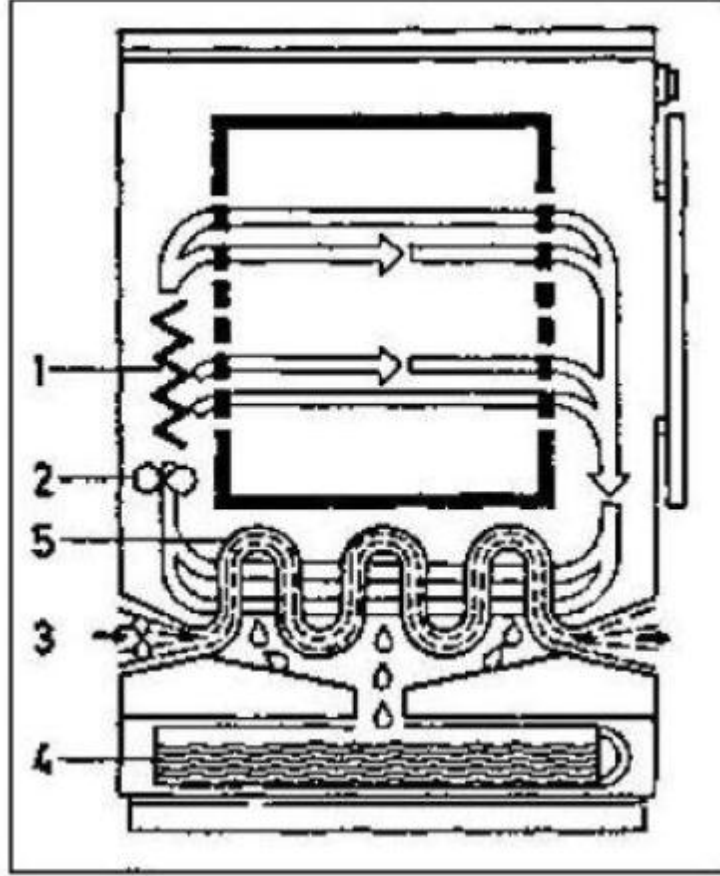
Bacalı model çamaşır kurutma makinaları Şekil 2.2'de görüldüğü gibi tambur, elektrikli ısıtıcı, tambur motoru, motora bağlı bir fan ve nemli havayı dışarı atmak için kullanılan hava kanalından oluşmaktadır. Fan ortam havasını emerken, ortam havası ısıtıcının üzerinden geçmeden önce tamburdan olan ısı kaybı ile sıcaklığı bir miktar yükselmektedir, daha sonra hava elektrikli ısıtıcının üzerinden geçirilir. Isıtıcıdan çıkan sıcak hava tambur deliklerinden tambur içine girer ve nemli çamaşırların üzerinden geçerek çamaşırlardaki nemle yüklenir ve nemli hava halinde tamburdan çıkar. Tamburdan çıkan hava filtre üzerinden geçer ve baca kanalından geçerek dışarı atılmaktadır. Tambur çıkışındaki nemli havanın sıcaklığı tambur girişindeki havanın sıcaklığından her zaman düşüktür. Bacalı kurutucular basit, ucuz, güvenilir ve nispeten hızlıdır; fakat verimleri düşük ve atık nemli havanın dış ortama salınması problemler yaratabilir. Baca bağlantısı ile nemli sıcak havanın dış ortama atılması gerekmektedir [8].



Şekil 2.2 : Bacalı Kurutma Makinesi

2.4.2 Kapalı Çevrim Kondenserli Tip Çamaşır Kurutma Makinası

Açık çevrimli kurutucudan farkı; yoğuşma sonrasında proses havası tekrar çevrime sokulmaktadır ve ortama verilmemektedir. Bu tipteki kurutucular daha bazı ek ekipmanlar gerektirir (tahliye pompası, kondenser, soğutma havası fanı vb.) ve daha pahalıdırlar. Kullanılan kondenserin bir tarafından nemli kurutma havası geçerken, diğer tarafından ortamdaki alınan soğuk hava geçmektedir ve bu arada iki hava birbirine karışmamaktadır. Nemli ve sıcak hava soğuyup nemini kondenser üzerinde bırakmaktadır ve tekrardan elektrikli ısıtıcının üzerinden geçerek tambura girmektedir. Bu şekilde çevrim boyunca kapalı çevrim olarak kurutma gerçekleşmektedir[8]. Şekil 2.3 'te kapalı çevrimli kondenserli tip kurutucudaki kurutma ve yoğuşma çevrimleri görülmektedir.



Şekil 2.3: Kondenserli Tip Tamburlu Kurutucu

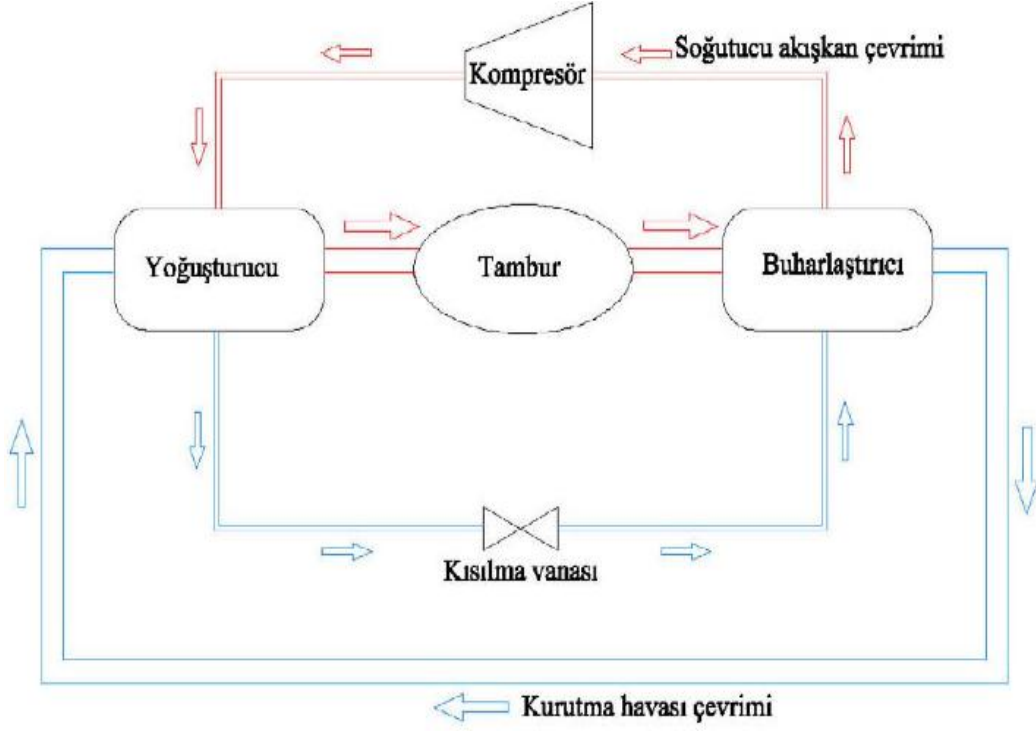
Şekil 2.3'te;

1-Isıtıcı, 2-Proses Fanı, 3-Kondenser Soğutma Fanı, 4-Su Toplama Tankı,
5-Kondenser

şeklinde ifade edilir.

2.4.3 Kapalı Çevrim Isı Pompalı Tip Çamaşır Kurutma Makinası

Bu tip kurutucularda, havayı ısıtmak için bir elektrikli ısıtıcı ile nemlenen havadaki nemi almak için bir kondenser bulunmaz. Kompresörlü bir soğutma çevrimi ile ısıtma ve nem alma işlemleri gerçekleştirilir.

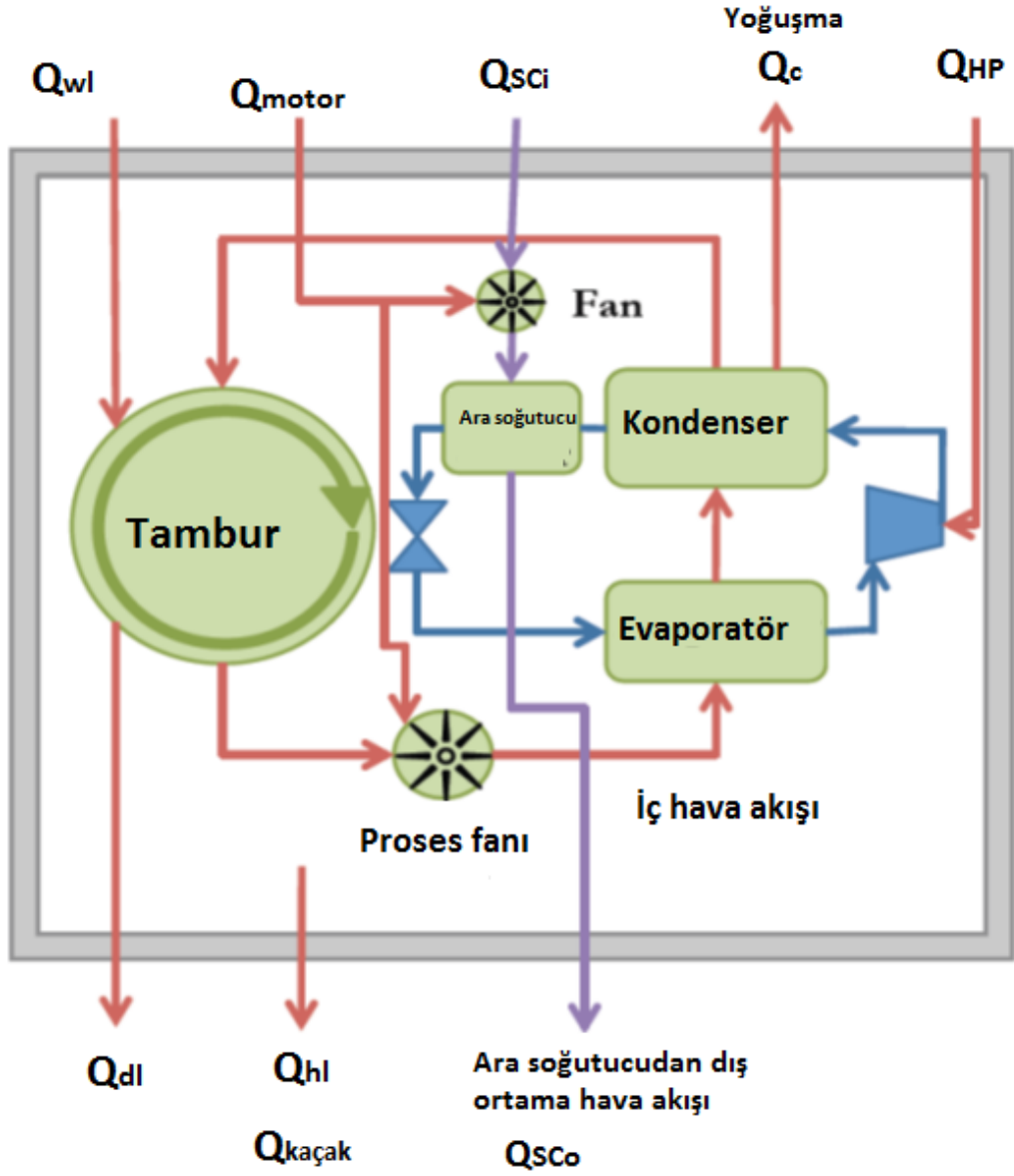


Şekil 2.4 : Isı Pompalı Kurutucu Çevrimi [9]

Şekil 2.4'te gösterilen şematik sistemde mavi renk ile belirtilen döngü hava akışıdır, kırmızı ile belirtilen döngü ise soğutucu akışkan çevrimidir. Soğuk hava yoğuşturucunun üzerinden geçerken ısınır ve tambur içerisine girerek çamaşırlardaki nemi kaldırır. Tamburdan çıkarak filtreden geçen nemli hava buharlaştırıcının üzerinden geçer. Burada hava hem soğur hem de üzerindeki nemi bırakır ve tekrar yoğuşturucu üzerinden geçerek ısınır. Kurutma işlemi boyunca çevrim bu şekilde devam eder. Normal yoğuşturuculu kurutucuya göre ek pahalı ekipmanlar gerektirdiğinden en pahalı olan kurutucu tipidir. Bununla birlikte piyasada satılan ısı pompalı kurutucularda enerji seviyesi A-%60'a kadar düşmüştür.

2.4.4 Isı Pompalı Kurutucular İçin Enerji Dengesi

Isı pompalı bir kurutma makinesinin her bir ekipman için ısı transferleri Şekil 2.5'te gösterilmiştir.



Şekil 2.5 : Isı Pompalı Kurutucular İçin Enerji Dengesi

Enerji dengesi;

$$Q_{HP} + Q_{motor} = Q_{dl} - Q_{wl} + Q_{sco} - Q_{sci} + Q_{hl} + Q_{leakage} + Q_c \quad (2.26)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Burada nem alma hızı (SMER) şu şekilde ifade edilebilir:

$$SMER = \frac{m_{ev}}{Q} \quad (2.27)$$

Formüldeki Q [kJ], kurutma çevrimi sırasında şebekeden sağlanan elektrik enerjisini temsil eder. [10]

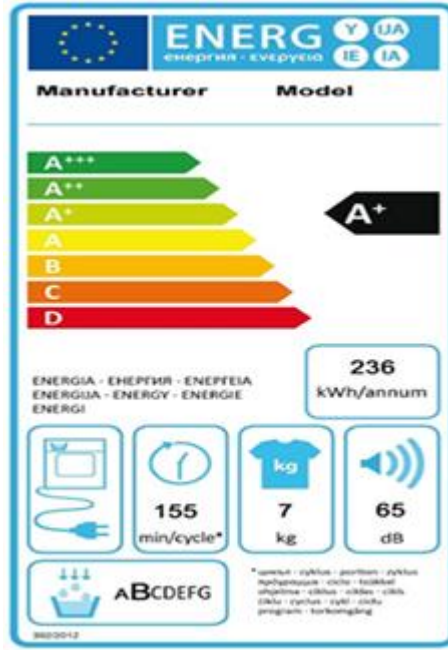
2.5 Çamaşır Kurutma Makineleri İçin Enerji Etiketleme Standartları

Çamaşır kurutma makinelerinin enerji etiketlenmesinin yapılması için belirlenen standartlar tüm Avrupa lkeleri için aynıdır. Enerji etiketlerinin yapılma amacı kurutma makinesi kullanıcılarına fiyat, enerji tüketimi ve çevresel etkiler konusunda fikir sağlamaktır.

Enerji etiketlerinde A ile G arasındaki harfler kullanılır. A harfi enerji tüketiminin en iyi olduğunu sembolize ederken G harfi ise en fazla enerji tüketen makineleri sembolize eder. Bunun yanında A enerji sınıfı ürünler yeşil ürün olarak da belirtilirken G sınıfı ürünler ise kırmızı ürün olarak ifade edilir. Şekil (2.6) 'da örnek bir enerji etiketi verilmiştir.

Piyasada satılan ürünler içerisinde en fazla C enerji sınıfına ait ürün vardır. Fakat günümüzde kondenserli kurutucular B enerji sınıfında, ısı pompalı kurutucular ise A enerji sınıfındadır. Enerji etiketinin belirlenmesi için enerji verimliliği göstergesi (energy efficiency index, EEI) kullanılır. EEI değeri şu Şekilde ifade edilir:

$$EEI = \frac{1,14 \cdot Q}{m_t} \quad (2.28)$$



Şekil 2.6 : Enerji Etiketi

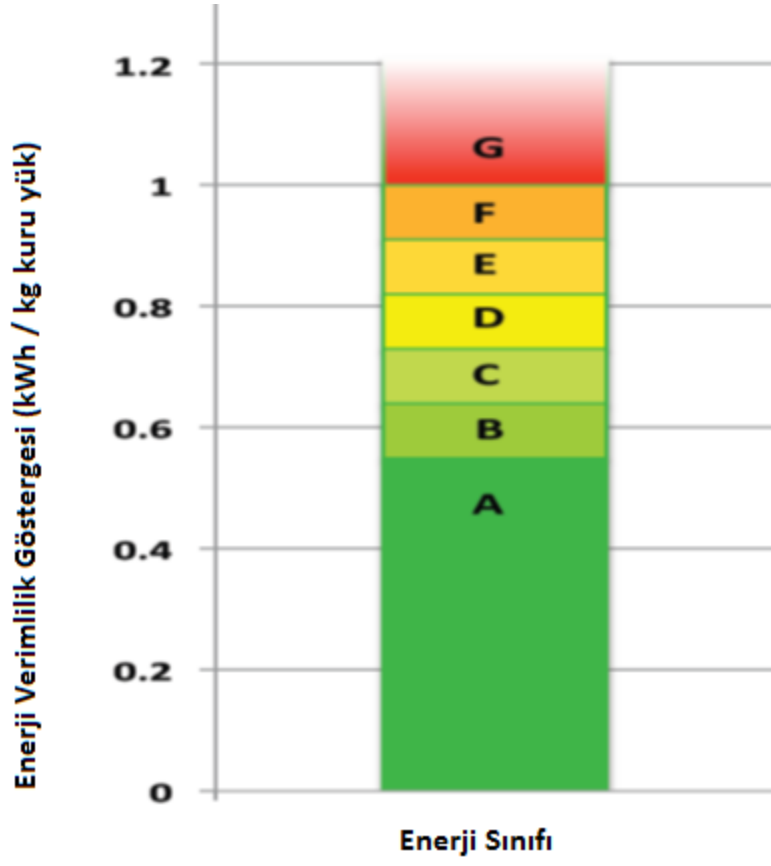
Burada ‘Q’ kurutma işlemi sırasında harcanan elektrik enerjisini ifade ederken, ‘m_t’ ise toplam kurutma yükünü ifade eder. İfadenin 1,14 ile çarpılmasının nedeni çamaşırlardaki nem oranının %60 ile %70 arasında değişmesi ve aynı zamanda ortam sıcaklığının 23 °C ile 25 °C arasında, ortamdaki nem değerinin ise %55 ile %65 arasında değişkenlik göstermesidir.

Standartlara göre enerji belirleme testleri 23 °C ve %55 neme sahip bir ortamda yapılmalıdır. Testlerde kullanılan çamaşırlar standart yük olarak ifade edilir ve nem oranı %60 seviyesinde olmalıdır. Kurutma programının başlamasından itibaren harcanan elektrik enerjisi de ölçülmeye başlanır. (Q_{measured} [kWh]). Kullanılan çamaşırlarda hiç nem kalmaması aşağıdaki formülle ilişkilendirilir:

$$Q = \frac{Q_{measured}(M_{in,N} - M_{out,N})m_t}{(M_{in} - M_{out}) \cdot m_{t,N}} \quad (2.29)$$

Burada M_{in} [%] ıslak çamaşırların nem seviyesini, M_{out} [%] kuru çamaşırdaki nem seviyesini m_t toplam kuru çamaşır yükünü ve Q [kWh] denklem (2.6) ‘daki EEI değerinin bulunmasında kullanılır.

Şekil 2.7 EEI değerinin enerji sınıflarına olan ilişkisini göstermektedir.



Şekil 2.7 : Enerji Verimlilik Göstergesi Değerlerine Göre Enerji Etiket Sınıfları

3. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Isı pompalı kurutucu projesinde yararlanılmak üzere birçok makale incelenmiştir. Genel olarak makaleler, ısı pompalı kurutucuların sistemini ve kurutma performansı açısından hem ısı pompalı hem de diğer tür kurutuculara ait ekipman bazlı incelemeleri içermektedir.

3.1 Isı Pompalı Kurutucular: Araştırma, Geliştirme ve Fırsatlar

S.PRASERTSAN ve P.SAEN-SABY (1996)[11], ısı pompalı kurutucuların (Şekil 3.1) performansını etkileyen parametrelerin neler olduğu ve performansın artırılması için ne gibi çözümlerin geliştirilmesi gerektiğini araştırmıştır. Ekip; ele aldığı değişik HPD(Heat Pump Dryer~Isı pompalı kurutucu) sistemleri (açık, kapalı ve hibrit) için; ortam havası (sıcaklık ve nem), kurutma verimi, proses hava sıcaklığı, hava debisi gibi parametrelerin performans üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Ayrıca; en iyi performansın sağlanabileceği en uygun çalışma koşullarını da belirlemeye çalışmıştır. Ekip, araştırmalar sırasında bu konuda başkaları tarafından yapılmış olan çalışmaları da irdelemiştir.[9]

Isı ve kütle transferlerine dayalı olarak yaptıkları hesaplar sonuçlarını da MER, SMER ve COP değerleriyle ifade etmişlerdir.

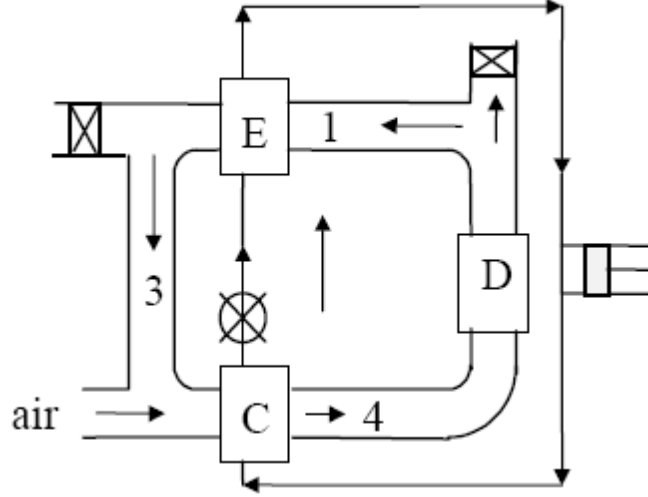
$$MER = m_a(\omega_{do} - \omega_{di}) \times 3600 \quad (3.1)$$

$$SMER = \frac{MER}{W_t} \quad (3.2)$$

$$COP = \frac{Q_{cond}}{W_{comp}} \quad (3.3)$$

MER(Moisture Extraction Rate-kg su/saat) değeri, saatte tekstilden alınan nem miktarını ifade ederken; SMER(Specific Moisture Extraction Rate- kg su/kWh) tekstilden alınan nem miktarının enerji cinsinde ifade edilmesidir. COP ise

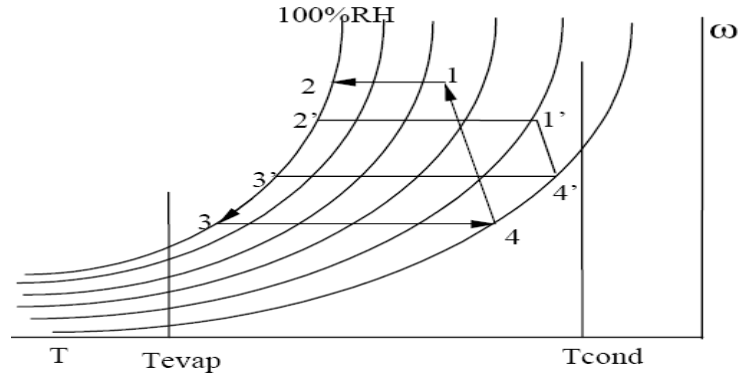
(coefficient of performance) ısı pompası sisteminin performansını göstermektedir. MER, kurutma oranını belirtirken; SMER hem kurutma hem de HPD sisteminin performansını belirtmektedir.



Şekil 3.1 : Isı pompalı kurutucu bileşen yerleşimi (C:Kondanser, D:Tambur, E:Evaporatör)

Aynı çalışma koşulları için maksimum MER, SMER ve COP değerlerine ulaşabilmenin mümkün olup olmadığı araştıran ekip, bu konu ile ilgili olarak; 1982’de sunulan bir raporun; ‘Maksimum SMER değerine, maksimum COP değerinde ulaşılır.’ şeklindeki hipotezinden farklı olarak; MER, SMER ve COP değerlerinin maksimum olduğu ortak bir çalışma koşulunun mümkün olmadığını savunmuşlardır. Ekip, ısı pompası sistemi için soğutkan ve hava taraflarının birbirinden bağımsız olarak düşünülmemesi gerektiğini iddia etmiştir.

Ekip; kurutma verimini baz alarak, değişik HPD konfigürasyonları üzerinde araştırmalar yapmış, farklı kurutma verimleri için hangi HPD düzeninin daha uygun olacağını belirlemeye çalışmıştır. Şekil 3.2’de kurutma prosesinde etkin nem alınan ilk faz ‘Yüksek kurutma oranı’ (1-4 çevrimi) ile düşük nemin alındığı son faz ‘düşük kurutma oranı’ (1’-4’çevrimi) gösterilmiştir.



Şekil 3.2 : Proses havasının psikrometrik çizelgedeki gösterimi

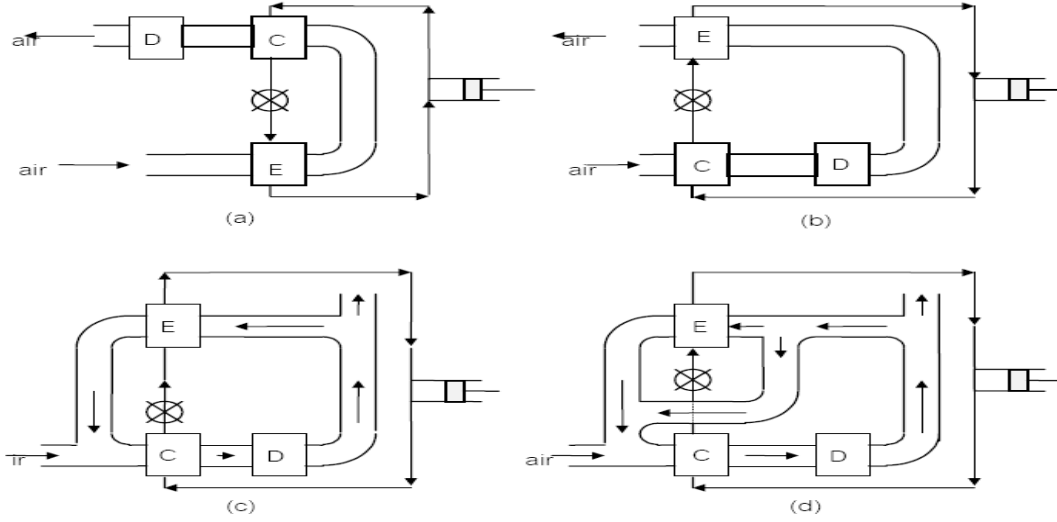
Zylla (1982)[12] ve Toal (1988)[13] yaptıkları çalışmalar sonucunda hem kurutma hem de ısı sistemi verimliliği açısından yüksek kurutma oranında yani kurutma prosesinin ilk fazında HP sisteminin kapalı olarak çalışmasının daha avantajlı olduğunu savunurken; Prasertsan (1996)[11], yüksek kurutma oranlarında açık HPD sisteminin daha iyi MER ve SMER değerleri verdiğini iddia etmiştir. Prasertsan'ın öne sürdüğü bu hipotez; aynı zamanda Theerakulpisut (1990), Jia ve ekibinin (1990), Jolly ve ekibinin(1990), Clements ve ekibinin (1993)[14] bu konu üzerinde yaptıkları çalışma sonuçlarıyla da uyum göstermiştir. Yine Prasertsan ve ekibinin(1996) da yaptığı çalışmada kurutma prosesinin son fazında düşük nem alımına bağlı olarak sistemin kısmi kapalı olarak çalışmasının daha avantajlı olacağını iddia edilmiştir.[9]

3.2 Isı Pompalı Kurutucular

3.2.1 Isı Pompalı Kurutucu Simülasyon Modelleri

S.PRASERTSAN ve P.SAEN-SABY (1996)[11]; tasarlanan 4 farklı HPD modeli (Şekil 3.3) üzerinde yaptıkları çalışmada; çevre koşulları (sıcaklık ve nem), çevrim hava miktarı (RAR), bypass hava miktarı(BAR) ve kurutma verimliliği (DE) gibi parametrelerin HPD performansı üzerindeki rollerini araştırmışlardır. Sistem performans değerlendirilmesi SMER, MER ve COP değerlerine göre yapılmıştır.[9]

Çalışmada kullanılan 2'si açık, 2'si kapalı olmak üzere 4 farklı HPD modeli Şekil 3.3'te gösterilmiştir.



Şekil 3.3 : HPD Modelleri (C:Kondanser, D:Tambur, E:Evaporatör) [9]

Çalışma için sonlu fark metodunun kullanıldığı bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Simülasyon modelinde hava ve soğutkan tarafları için ısı ve kütle transferleri hesaplanmıştır.

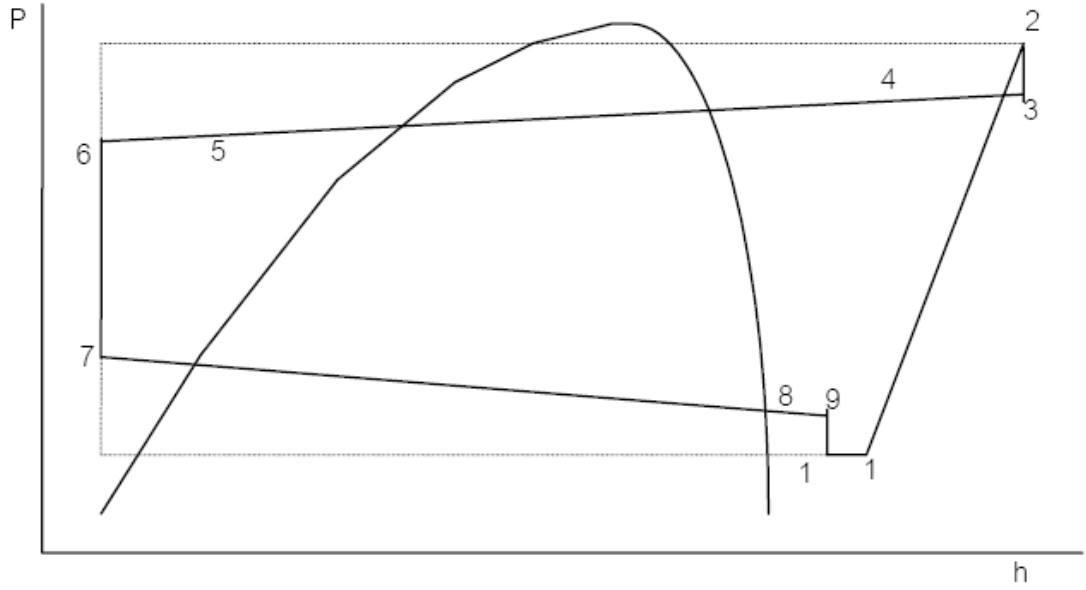
Çalışma şartları ise şöyledir:

- Isı pompası sürekli rejimde,
- Ekipmanların yüzeyleri adyabatik,
- Sistem hava basıncı 1 atm,
- Sabit ortam koşulları,
- Sıcaklık ve hız özdeş dağılımlı,
- Kurutma prosesi sabit periyotta
- Kurutma verimi 75% dir.

Ayrıca;

- Havanın karışması adyabatik procestir.
- Soğutkan buharının sıkışması politropik procestir.

Bahsedilen şartlarda hava ve soğutkan tarafları için 2 ayrı simülasyon kullanılmıştır. Soğutkan tarafları simülasyonu Şekil 3.4 'te görüldüğü üzere basınç düşüşlerine dayalı olarak yapılmıştır.



Şekil 3.4 : Soğutkan P-h diyagramı

(1-2 politropik sıkıştırma; 2-3, 9-10 kompresör valflerindeki basınç düşüleri; 3-4, 5-6, 8-9 bağlantı tüplerindeki basınç düşüşü; 4-5 kondanseri; 6-7 izentalpik genişleme; 7-8 evaporatör)

Soğutkan olarak R22 kullanılmıştır. Soğutkan simülasyonu için faz değişimleri, basınç düşüşleri ve soğutkan özellikleri ele alınarak ısı ve kütle transferleri hesaplanmıştır. Soğutkan ve hava tarafları için hesaplanan ısı ve kütle transferleri belli bir dengeye gelinceye kadar tüm simülasyon tekrar edilmiştir. [9]

Çalışmada diğer bileşenler için kullanılan simülasyon modelleri şu şekildedir.

3.2.1.1 Kondanseri Modeli

3 kısım olarak ele alınan modeldeki (Şekil 3.5) ısı tranfer analizi, ısı değiştiricinin verimini veren NTU (Kays and London, 1964)[15] metoduna göre yapılmıştır.



Şekil 3.5: Kondanseri Modeli[9]

Modelde soğutkanın tek faz (sıvı veya gaz) ve iki faz hali için ısı değıştirici verimi ve basınç düşüşleri hesaplanmıştır. Basınç düşüşleri; tek faz (Geary,1975)[16] ve iki faz (Travis,1973)[16] durumları için farklı formüller kullanılarak hesaplanmıştır. [9]

$$\Delta P = \gamma_1 \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.4)$$

$$\tau = \frac{64}{Re} \quad \text{for } Re < 2300 \quad (3.5)$$

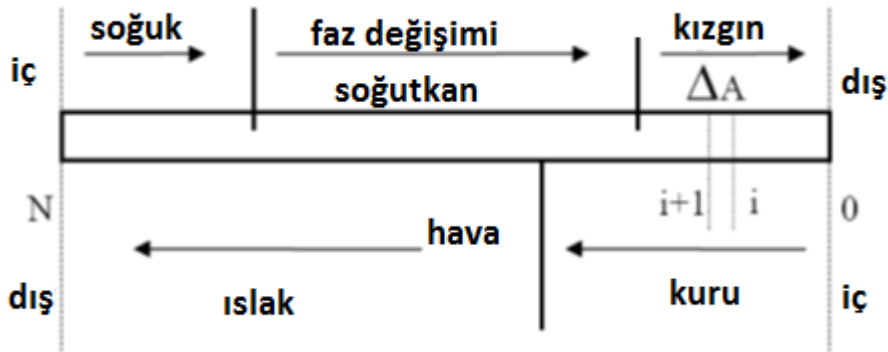
$$\Delta P = \int_0^L \left(\frac{dP}{dZ} \right) dZ \quad (3.6)$$

$$\left(\frac{dP}{dZ} \right) = \left(\frac{dP}{dZ} \right)_f + \left(\frac{dP}{dZ} \right)_a \quad (3.7)$$

$$\Delta P = \frac{\tau L \rho v^2}{2D_i} \quad (3.8)$$

3.2.1.2 Evaporatör Modeli

Model; kuru kısım tek faz durumu, kuru kısım iki faz durumu ve ıslak kısım olmak üzere 3 bölgeden oluşmaktadır (Şekil 3.6). Kondanser modelindeki yaklaşımlar evaporatördeki basınç düşüşlerini hesaplamak için de kullanılmıştır.[9]



Şekil 3.6 : Evaporatör modeli[9]

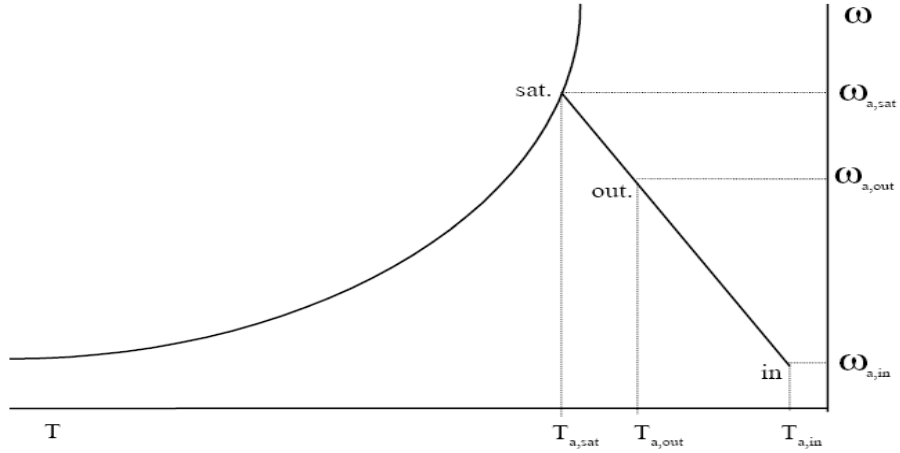
3.2.1.3 Kompresör modeli

Pistonlu kompresör kullanılan çalışmada Threlkeld(1972)[17] tarafından tariflenen matematiksel model kullanılmıştır.

3.2.1.4 Kurutma modeli

Düşük kurutma veriminin dinamik davranışından dolayı simülasyon sabit kurutma fazında gerçekleştirilmiştir. Proses havasının sabit kurutma fazındaki davranışı aşağıda gösterilmektedir(Şekil 3.7). Çalışmadaki değişken parametrelerden biri de kurutma verimidir.[9]

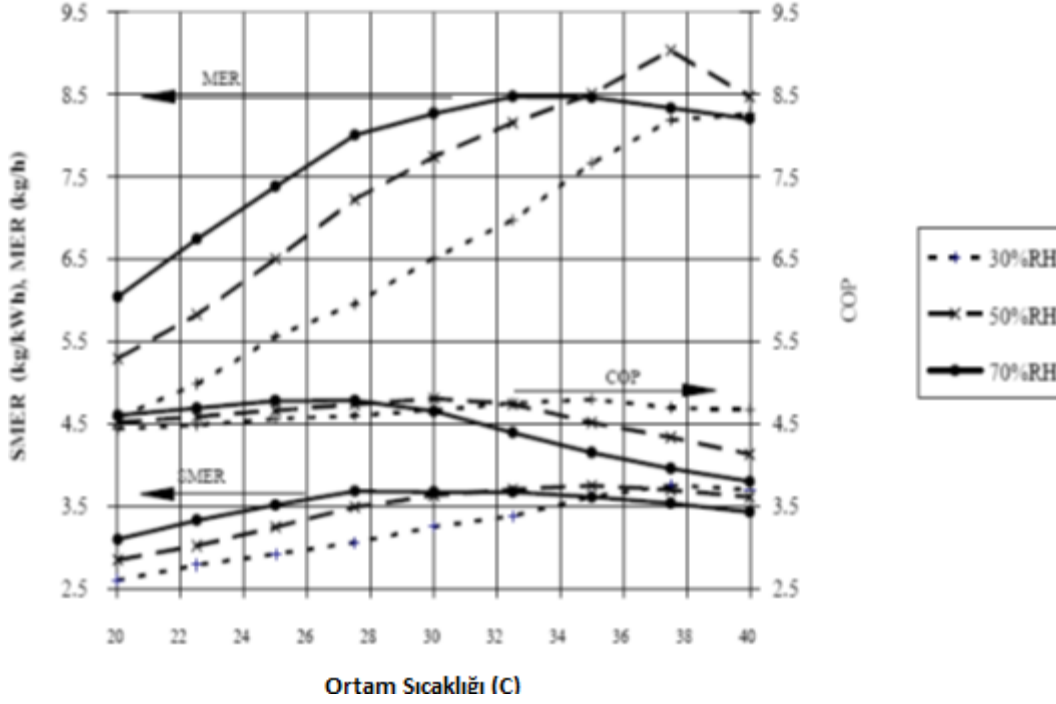
$$DE = \frac{T_{a,in} - T_{a,out}}{T_{a,in} - T_{a,sat}} = \frac{\omega_{a,out} - \omega_{a,in}}{\omega_{a,sat} - T_{a,sat}} \quad (3.9)$$



Şekil 3.7 : Tambur içindeki proses havası sıcaklık(T)-özgül nem(w) davranışı[9]

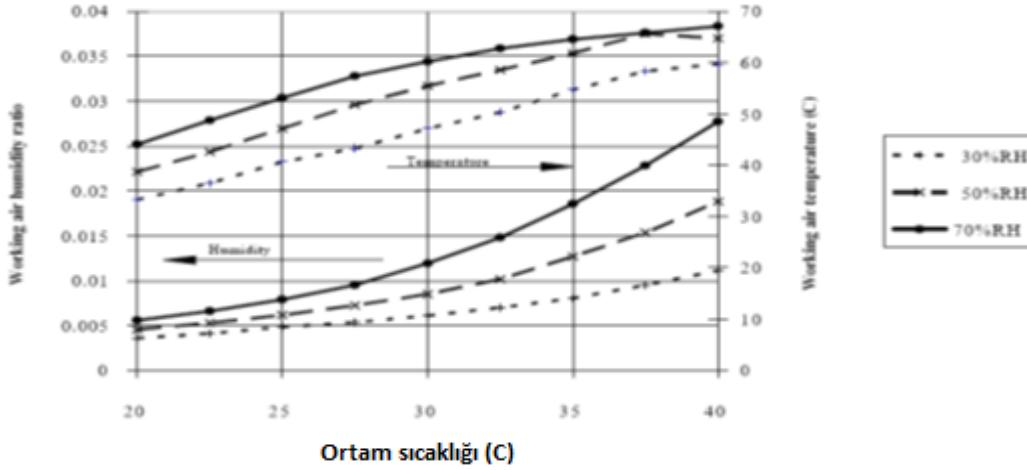
3.2.2 Simülasyon Sonuçları

Isı pompalı kurutucu performans değerlendirmesine yönelik yapılan çalışmalarının simülasyon sonuçlarına göre; A konfigürasyonu için SMER ve COP değerlerinin ortam şartlarından fazla etkilenmediği görülmüştür (Şekil 3.8).



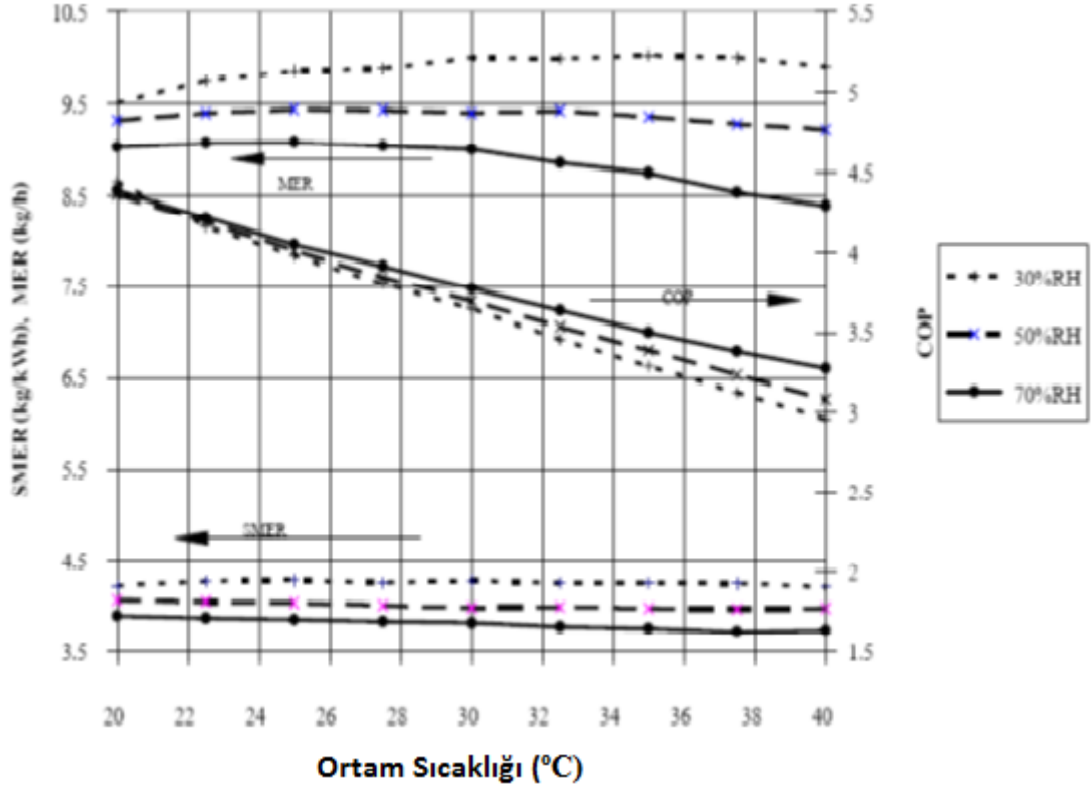
Şekil 3.8 : HPD-A için farklı ortam şartlarındaki MER, SMER, COP değerleri[9]

Bununla birlikte; sabit nemde, ortam sıcaklığı arttığında, tambura giren proses havası sıcaklığı ve özgül neminin farklı oranlarda arttığı gözlenmiştir. (Şekil 3.9).



Şekil 3.9 : HPD-Ortam sıcaklığına göre tambura giren proses havasının sıcaklık ve nem değişimi[9]

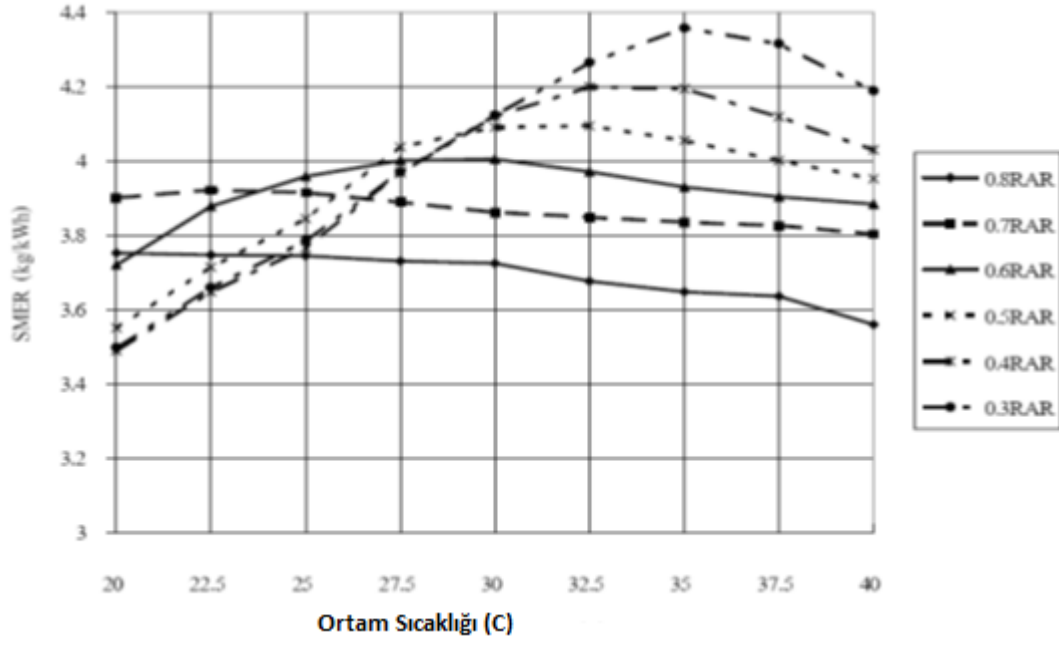
B konfigürasyonu için ortam sıcaklığının artmasıyla birlikte SMER değerinin düştüğü gözlenirken; sıcaklıktan farklı olarak, 30-70% arası değişen bağıl nem değerinde ise SMER ve MER değerlerinin büyük ölçüde değiştiği görülmüştür. COP değerinin ise bağıl nemden etkilenmezken, ortam sıcaklığı artmasıyla birlikte düştüğü gözlenmiştir (Şekil 3.10).



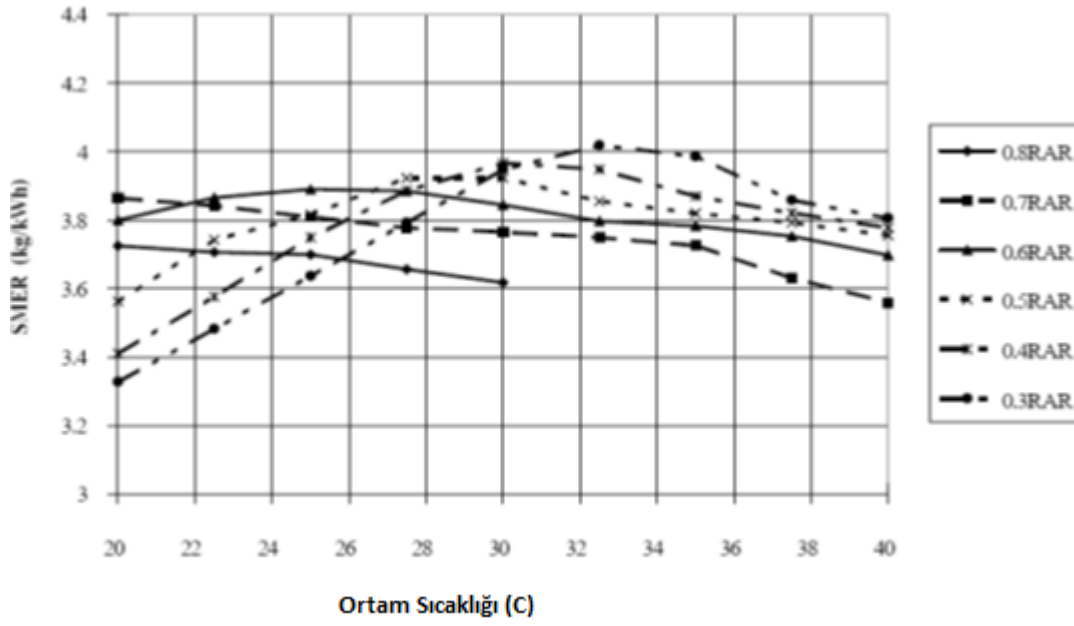
Şekil 3.10 : HPD-B Ortam şartlarına bağlı olarak SMER, MER, COP değişimi[9]

A ve B konfigürasyonları karşılaştırıldığında; A'ya giren ortam havasının nemi alındıktan sonra kondansere gelip ısıtılırken; B'de nemli ortam havası direkt kondansere girip ısıtılmaktadır ve bu duruma göre; proses havaları karşılaştırıldığında B'deki proses havası, A ya göre daha sıcaktır ancak daha fazla nem içermektedir. Çalışma sonucunda B'nin MER değeri her durumda A'dan daha iyi olmakla birlikte COP değeri A'dan daha az olduğu görülmüştür.

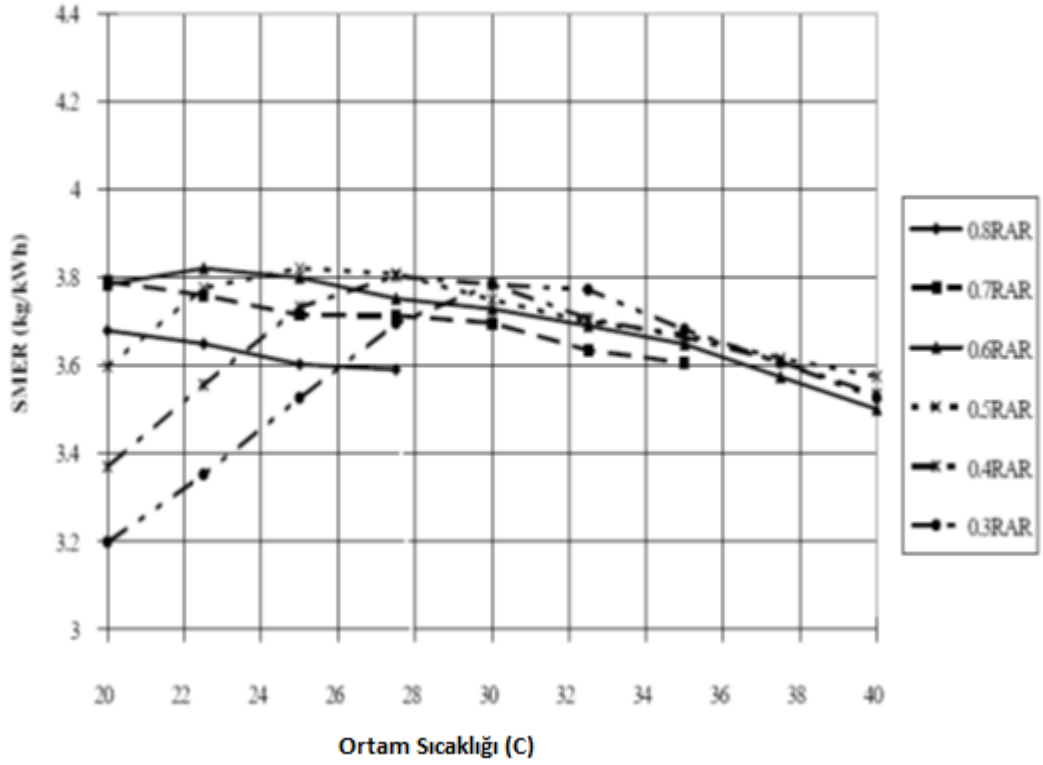
C konfigürasyonuna bakıldığında ise; ortam şartlarına ek olarak geriçevrim hava miktarının sistem performansına olan etkisi araştırılmıştır. RAR (recirculation air ratio), çevrim havası miktarının, toplam hava miktarına olan oranı olarak ifade edilmiştir. %30, %50 ve %70 (Şekil 3.11; 3.12 ve 3.13) bağıl nem içeren ortam şartlarında yapılan çalışmalar sonucunda; SMER değerinin, RAR'ın 0,7'den az olduğu durumda yüksek değerlere ulaştığı fakat bu yüksek değerlerin de farklı sıcaklıklarda elde edildiği gözlenmiştir.[9]



Şekil 3.11 : HPD-C için ortam şartları(%30RH) ile RAR'ın SMER üzerindeki etkisi[9]



Şekil 3.12 : HPD-C için ortam şartları(%50RH) ile RAR'ın SMER üzerindeki etkisi[9]



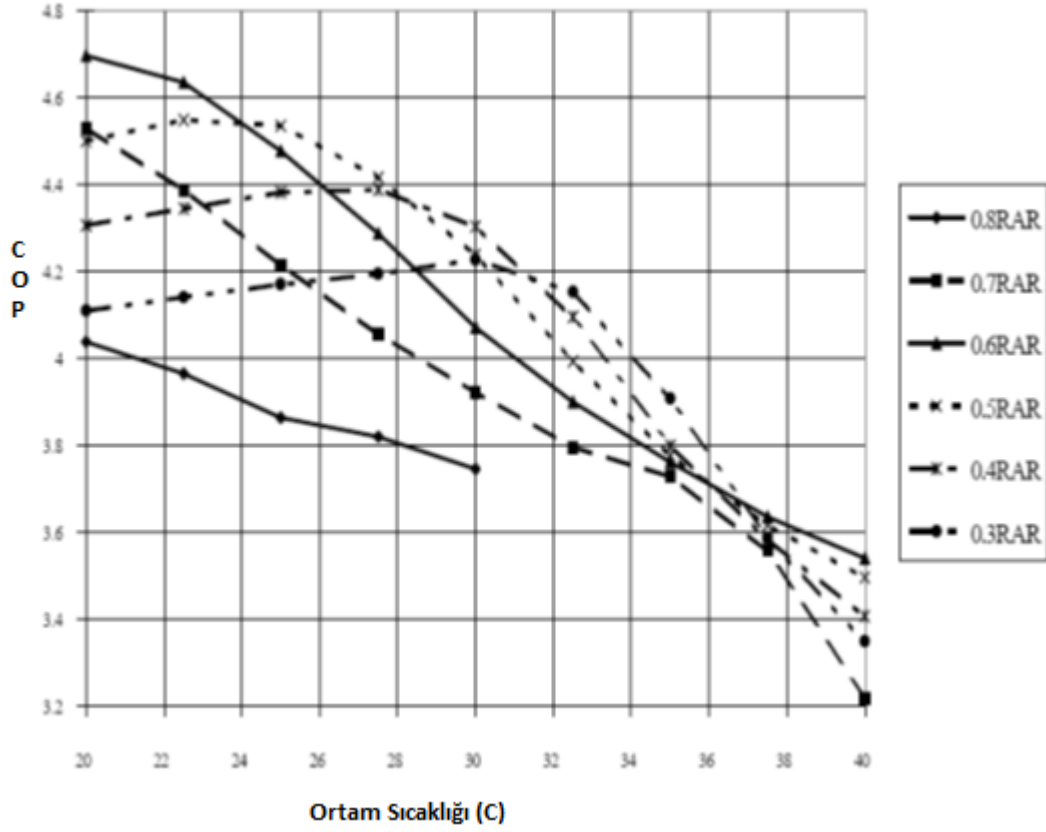
Şekil 3.13 : HPD-C için ortam şartları(%70RH) ile RAR'ın SMER üzerindeki etkisi[9]

Şekillerden gösterildiği gibi düşük RAR ve az nemli ortam havasında maksimum SMER değerinin elde edildiği görülmüştür.

Ortam şartlarına bağlı olarak elde edilen SMER değerlerine bakıldığında ise; RAR olmayan B konfigürasyonu SMER değerlerinin, C konfigürasyonunda elde edilebilen en yüksek SMER değerlerinden bile çok daha iyi olduğu gözlenmiştir.

Çalışma sonuçlarına göre; ortamın düşük sıcaklık ve yüksek nemde olması durumunda, yüksek RAR uygulanırsa SMER değerlerinin artabileceğini iddia edilmiştir.[10]

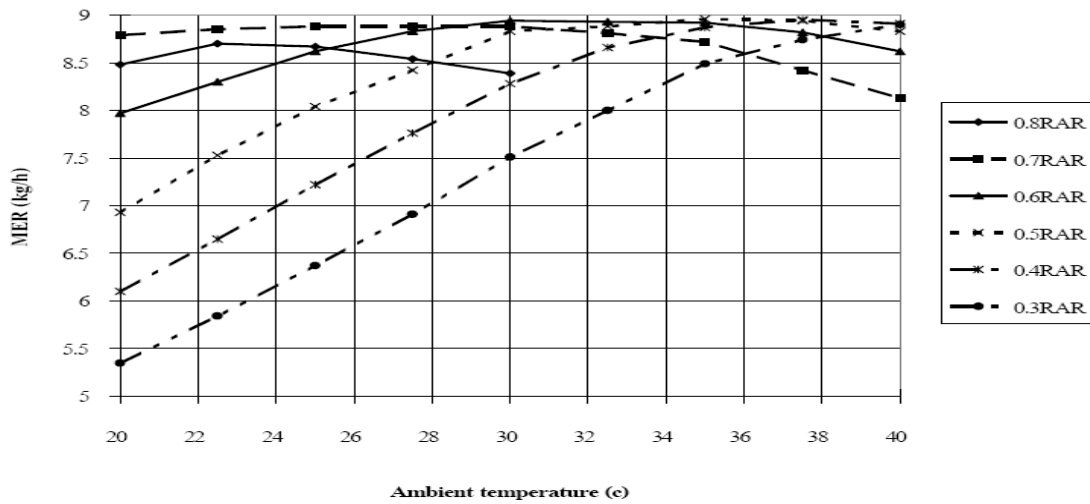
Çalışmada COP değerinin ise ortam sıcaklıklarının artmasıyla birlikte düştüğü görülmüştür. (Şekil3.14).



Şekil 3.14: HPD-C için ortam şartları(%50RH) ile RAR'ın COP üzerindeki etkisi[9]

Yüksek ortam sıcaklığında düşük RAR ile birlikte maksimum MER değeri elde edildiği görülmüştür. (Şekil 3.15).

Diğer konfigürasyonlarda da görüldüğü gibi maksimum SMER, MER ve COP değerlerine aynı ortam şartlarında ulaşamamıştır.



Şekil 3.15 : HPD-C için ortam şartları(%50RH) ile RAR'ın MER üzerindeki etkisi[9]

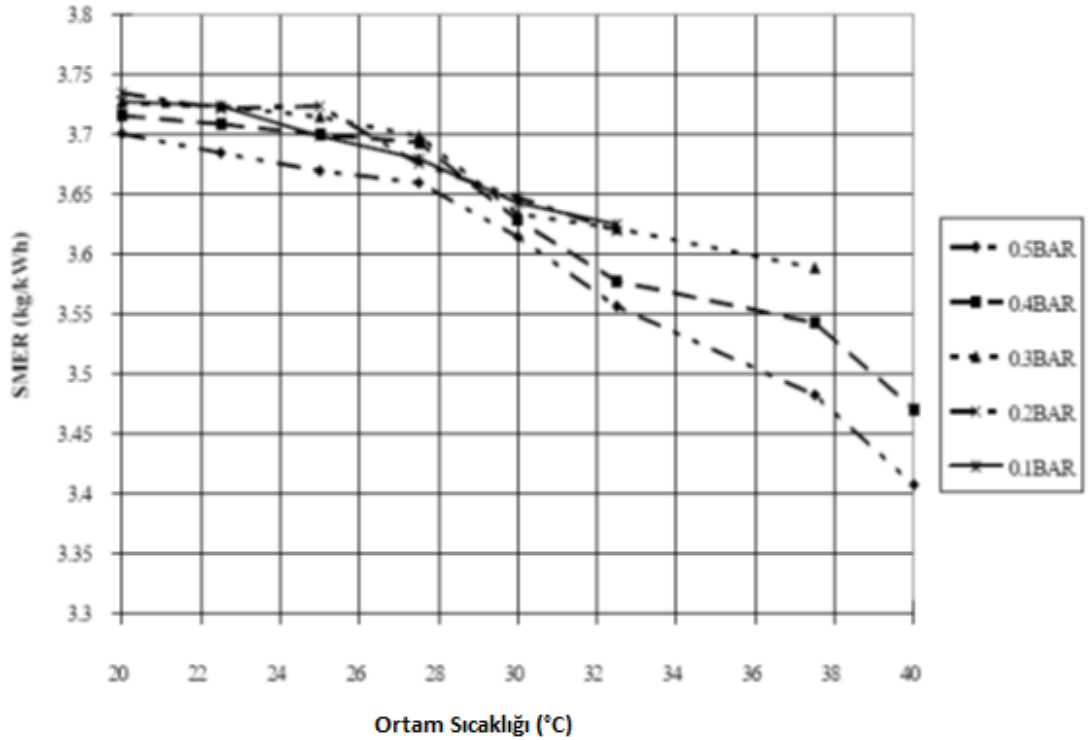
C konfigürasyonu değiştirilerek; evaporatör üzerinden geçirilen bypass havası miktarının(BAR), HPD performansı üzerindeki etkisinin araştırılması için D konfigürasyonu tasarlanmıştır.

Jia ve ekibi[16] HP performansı üzerine BAR'ın etkisini araştırmış ve BAR'ın performans üzerindeki etkisinin ancak yüksek hava debilerinde görüldüğünü iddia etmişlerdir. Bununla beraber çalışmada optimum bir BAR değeri saptayamamışlardır.

1992 yılında Young ve ekibi, bu konu ile ilgili yaptıkları çalışmalar sonucunda %50 bypass havasıyla evaporatördeki yoğuşmanın iki kat artacağını iddia etmişlerdir.

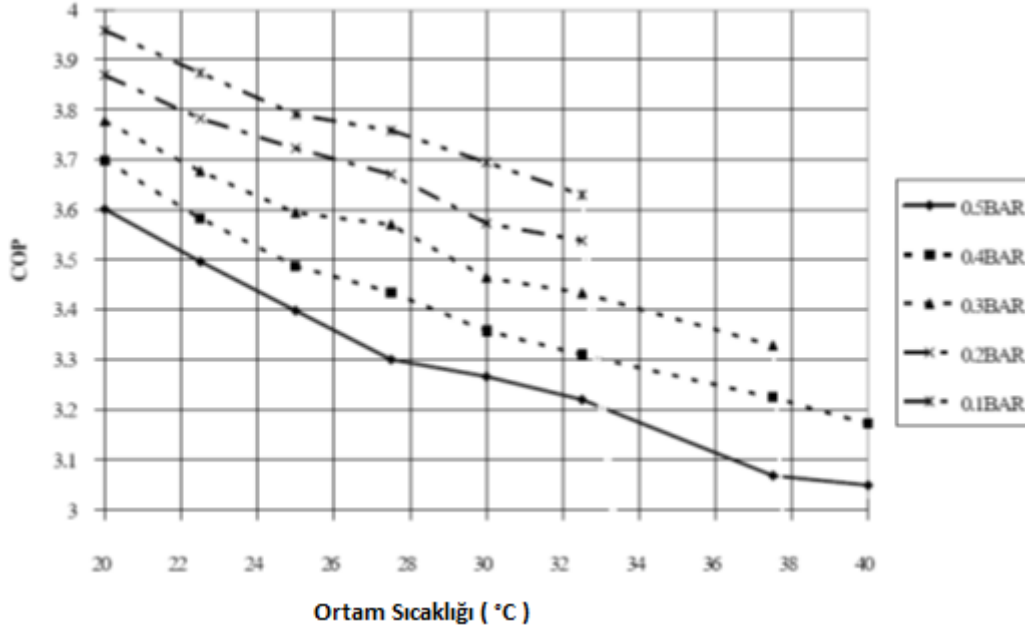
1993'de Clement ve ekibi[14] yaptıkları çalışmalar sonucunda; evaporatörde daha fazla gizli ısının transfer edilmesine bağlı olarak bypass havasının evaporatörde daha iyi bir nem alma sağladığını iddia etmişlerdir.[9]

Bu çalışmada ise BAR'a bağlı olarak SMER değerinin az miktarda değiştiği görülmüştür.(Şekil 3.16)



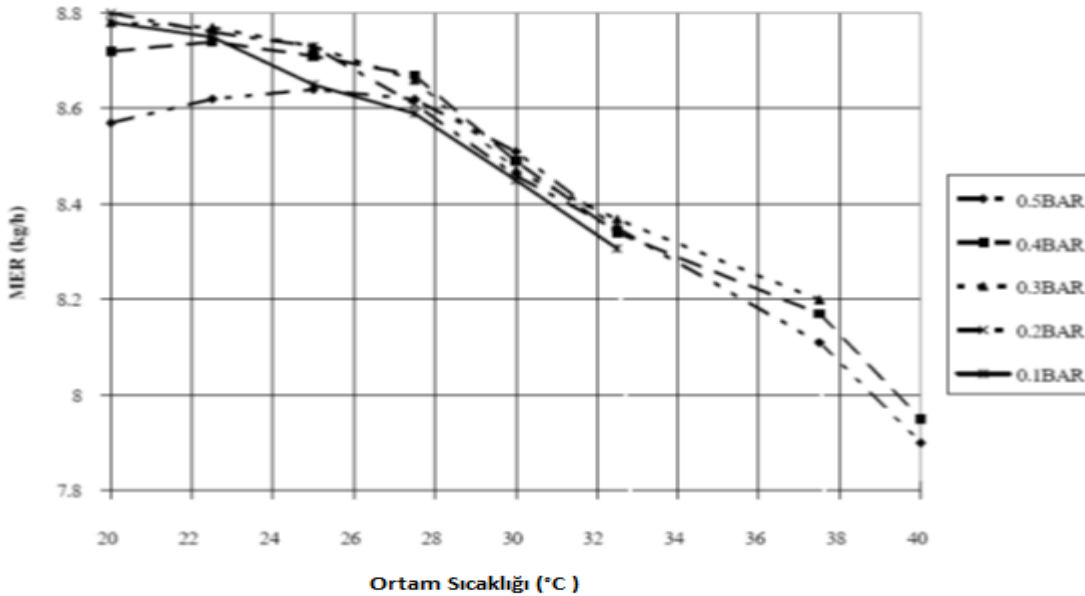
Şekil 3.16 : HPD-D için ortam şartları(%50RH-0,8RAR) ile BAR'ın SMER üzerindeki etkisi [9]

Bunun yanında; sıcaklıklarla birlikte BAR'ın da artmasıyla COP'nin azaldığı görülmüştür. Çünkü BAR miktarı artarken, evaporatördeki düşük kütle debisi ve düşük hava hızlarına bağlı olarak evaporatörde ısı transfer katsayısı ve ısı transferi düşmüş ve bununla birlikte soğutkan çevrimindeki basınç oranlarının da artmasıyla kompresörün yaptığı iş de artmış ve böylece COP değeri de düşmüştür(Şekil 3.17).



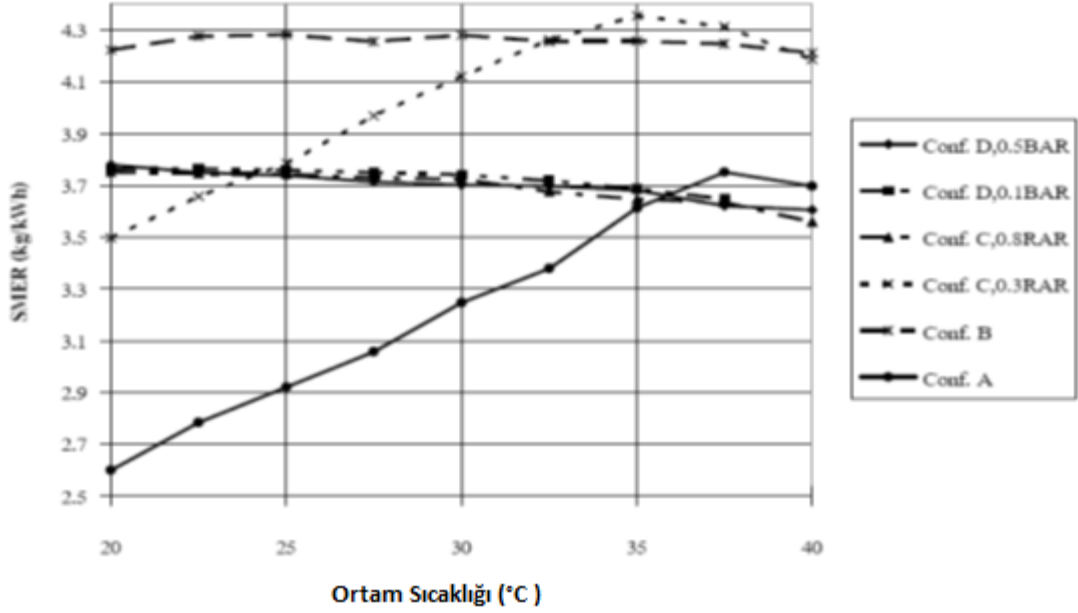
Şekil 3.17 : HPD-D için ortam şartları(%50RH-0,8RAR) ile BAR'ın COP üzerindeki etkisi[9]

Çalışmada; BAR'ın, MER değerini pek fazla etkilemediği görülmüştür. (Şekil 3.18).

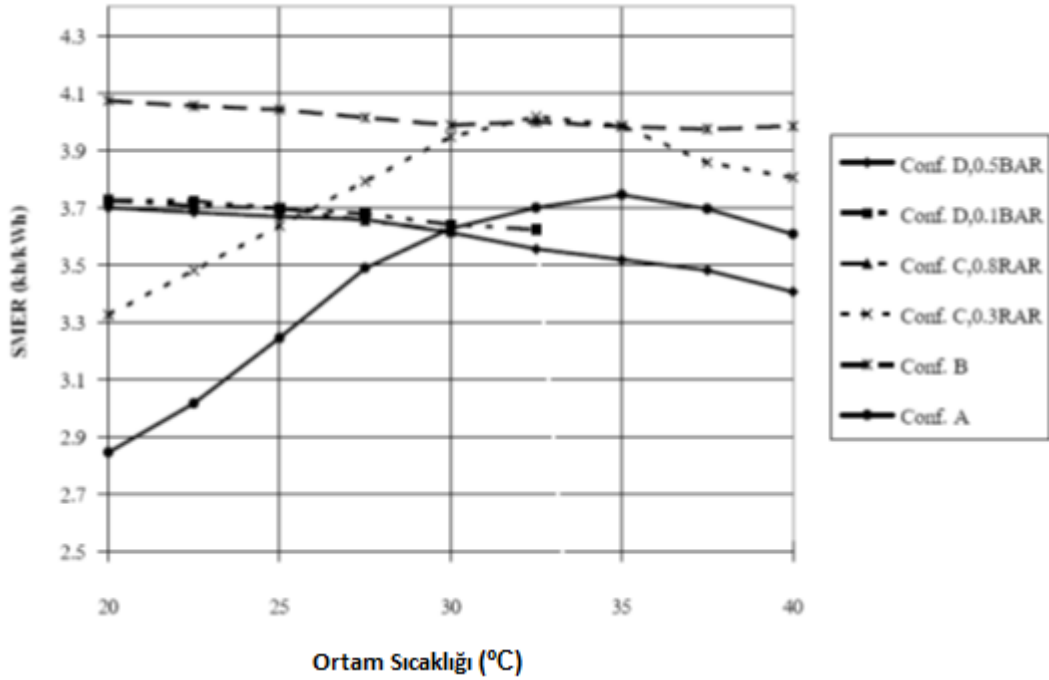


Şekil 3.18 : HPD-D için ortam şartları(%50RH-0,8RAR) ile BAR'ın MER üzerindeki etkisi[9]

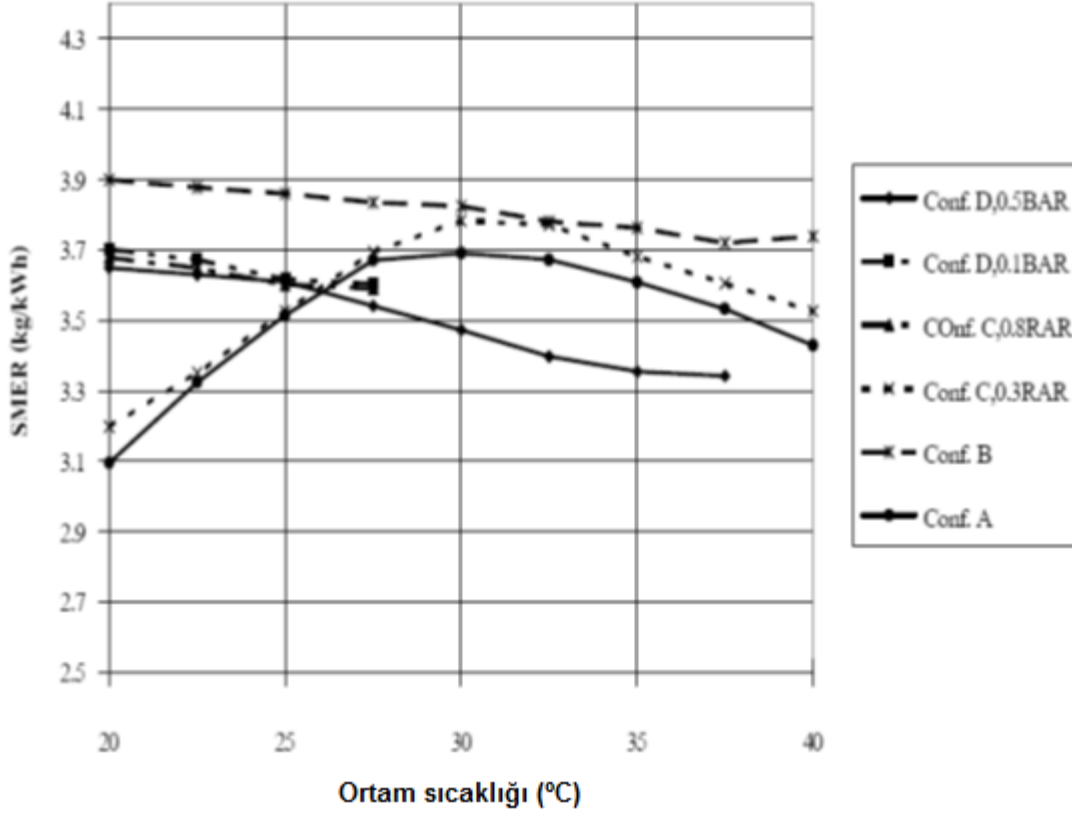
1993 yılında Clement[14] ve ekibinin yaptığı çalışma sonunda; Konfigürasyonlar arasında B'nin SMER değerinin bütün durumlarda hemen hemen sabit ve en yüksek değerlere sahip olduğu görülmüştür.(Şekil 3.19; 3.20; 3.21). Düşük RAR'ın sağlandığı, yüksek ortam sıcaklığı ve düşük ortam bağıl nemi durumunda ise C sisteminin, B'den daha yüksek SMER değerine sahip olduğu görülmüştür.



Şekil 3.19 : %30 RH SMER-Sıcaklık(T) Grafiği[9]



Şekil 3.20 : %50 RH SMER-Sıcaklık(T) Grafiği[9]



Şekil 3.21 : %80 RH SMER-Sıcaklık(T) Grafiği[9]

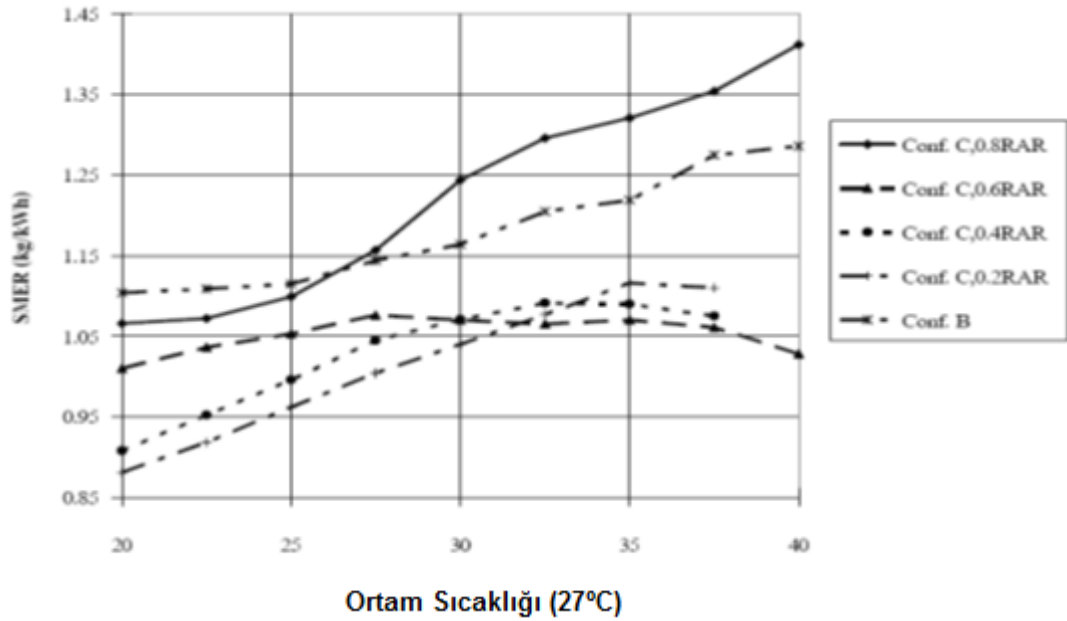
A ile B karşılaştırıldığında; A konfigürasyonunda tambur giriş sıcaklığı B ye göre daha düşükken ve daha az nemlidir. Bu nedenle; A'nın MER değerinin proses havasının ısıtılmasıyla iyileştirilebileceği iddia edilmiştir. Eğer A'nın proses hava sıcaklığı B proses hava sıcaklığına yükseltilebilirse MER değerinin 7-12% arasında arttığı ancak; iyileştirilen bu MER değeri ile B sisteminin MER değeri karşılaştırıldığında A'nın B den sadece 3-8% daha fazla olduğu görülmüştür. Bununla birlikte; bu durumda A havasını istenilen sıcaklığa getirilmesi için harici bir ısıtıcı kullanılması SMER değerinin yarı yarıya düşmesine neden olup ve ısıtıcı olarak, COP si 4 civarında olan başka bir ısı pompası kullanılsa dahi A'nın SMER değerinin B'den daha düşük olduğu görülmüştür.

B'nin en iyi MER değeri veren konfigürasyon olduğu görülmüştür. B'nin MER değeri ortam sıcaklığının değişmesiyle pek değişmezken, ortam bağımlı neminden oldukça etkilendiği gözlenmiştir. Ortam bağımlı neminin %30 dan %70 e yükselmesi durumunda MER değerinin de %10 düştüğü görülmüştür.

Evaporatöre yüksek nemli hava girişi olan sistemlerde SMER değerinin yüksek olduğu görülmüştür. Bu sonuçlar Geeraert(1976), Oliver(1982), Baines ve ekibi

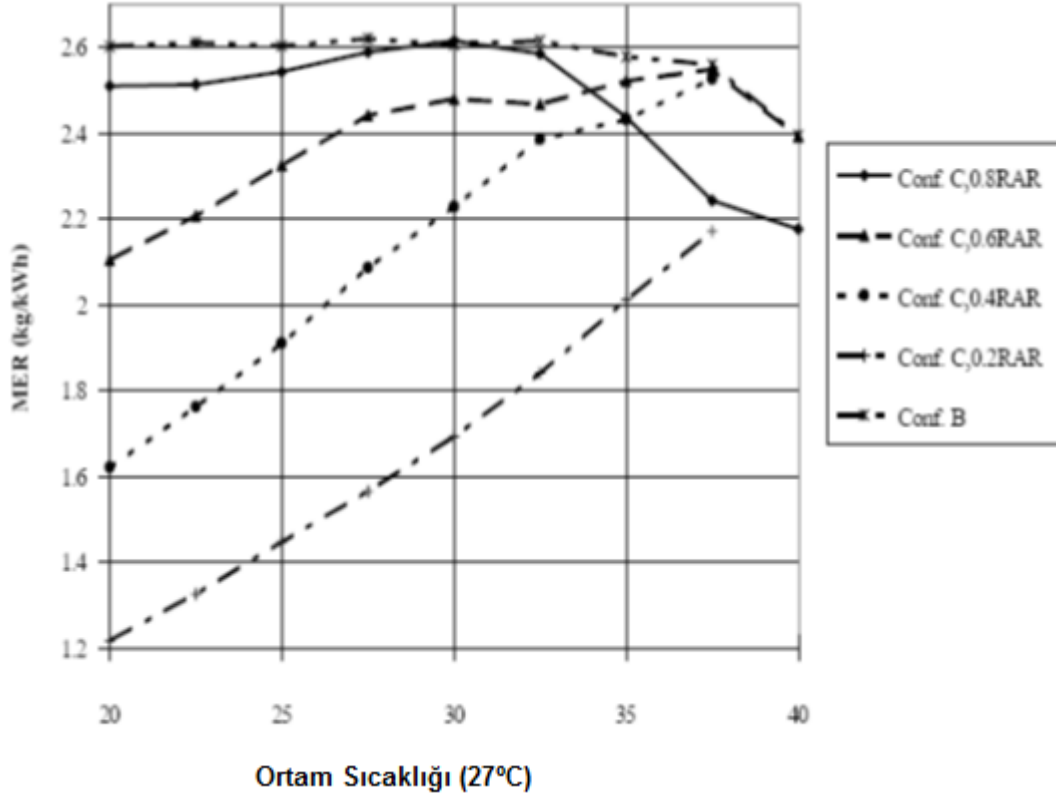
(1987)[18], Jia ve ekibi (1990) ve Clements ve ekibi (1993) nin yaptıkları çalışma sonuçlarıyla da uyum göstermiştir.[9]

Clements ve ekibi (1993) ısı pompalı bir kurutucuda 2 çalışma modunun olması gerektiğini iddia etmişleridir. Bu şekilde, yaz ve kış olmak üzere mevsimlere (sıcaklık) göre; kışın sistemin kapalı, yazın da sistemin açık olarak çalışması gerektiğini ileri sürmüşlerdir. Ancak bu durum her zaman doğru olmamakla birlikte, ortam nemine, kurutucu tipine ve kurutma verimine bağlı olduğunu da eklemişlerdir. Kurutma verimi, tamburdan çıkıp evaporatöre giren proses havasının nemini ilgilendirdiğinden, kurutma verimi eğer çok düşükse kapalı sistemle çalışmanın çok daha avantajlı olduğu iddia edilmiştir. Şekil 3.22'de; 50% RH ortam havasında, kurutma veriminin 20% olduğu ve ortam sıcaklığının da 27°C den yüksek olduğu durumda kapalı sistemin açık sisteme göre çok iyi performans sergilediği gösterilmektedir.[9]



Şekil 3.22 : Açık ve kapalı sistem performanslarının karşılaştırılması[9]

Tüm konfigürasyonların genel olarak değerlendirilmesine göre; Kapalı sistem MER değerinin, her durumda açık sistemden daha düşük olduğu görülmüştür. (Şekil 3.23).



Şekil 3.23 : Açık ve kapalı sistemim MER değerlerinin karşılaştırılması[9]

Sistemin performans açısından, açık mı yoksa kapalı mı çalışmasının daha uygun olduğunun belirlenebilmesi için ortam şartları ve proses havası özelliklerinin dikkate alınması gerektiği iddia edilmiştir.

Kapalı sistem için; optimum çalışma şartının sağlanabilmesi için BAR ve RAR'ın kontrol altında tutulmasının yanında, kurutma veriminin(yükü) de dikkate alınması gerektiğini savunmuşlardır.

SMER ve MER değerlerinin her ikisinin birden maksimum olduğu ortak bir çalışma koşulunun olmadığı görülmüştür.

HPD performansını ifade eden SMER ve MER değerlerinin ortam şartlarına ve kurutma verimine göre değişim gösterdiği görülmüştür. Bütün konfigürasyonlara bakıldığında maksimum SMER in sağlandığı durumda aynı zamanda maksimum MER değerinin sağlanamadığı görülmüştür.

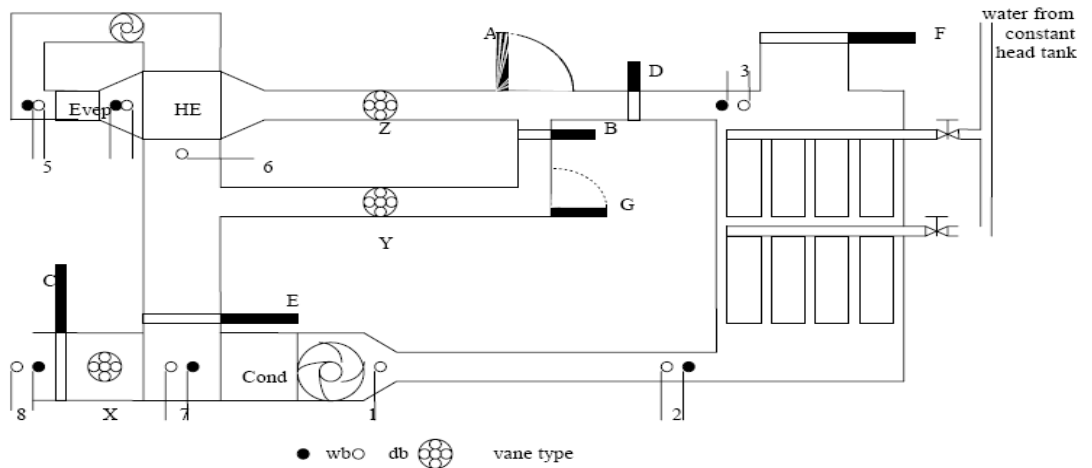
Açık sistemlerin en yüksek SMER ve MER değerleri verdiği iddia edilmiştir.

3.2.3 Deneysel çalışmalarla simülasyon sonuçların irdelenmesi

PRASERTSAN ve P.SAEN-SABY (1996) yapmış oldukları simülasyon çalışmaları sonucunda elde ettikleri sonuçların doğruluğunu irdelemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Deney düzeneği (Şekil 3.25) şekilde verilen çalışma için adyabatik bir HPD sistemi hazırlanmıştır (Şekil 3.24).



Şekil 3.24 : HPD Sistemi[9]



Şekil 3.25 : Deney düzeneği[9]

Şekilde gösterilmiş olan deney düzeneğinde (Şekil 3.26) X ve Z’de ölçülen hava debisine göre RAR havası ayarlanmaktadır. BAR ise Y de ölçülen hava debisinin X’ de ölçülen hava debisine göre ayarlanmaktadır.

Deneyde soğutma kapasitesi 11,36 kW olan R 22 tipi soğutkan kullanılmıştır.

Deney düzeneğinde C1-C4 olarak valflerle bağlantılı olan 4 kondanser bulunmaktadır. Valfler sayesinde soğutkan akışı ayarlanabilmektedir. Kondanser boruları farklı kapasitelerde çalışabilmek için seri ve paralel olarak düzenlenebilecek şekilde ayarlanabilmektedir.

Kondanserler bakırdan 1x18 dizilimine sahip bakır tüplerden meydana gelmektedir. Toplam kanat alanı ise 7,66m² dir.

C5 ek kondanseri iç ünitelerde aşırı yüklenme (kapalı sistemde ısı birikmesi ve istenmeyen hava debileri varlığında) durumunda otomatik olarak çalışan harici bir ünitedir.

Deney düzeneğinde iki evaporatör bulunmaktadır. 3x8 diziliminde bakır tüplerden oluşan evaporatörün kanat alanı ise 10,93m² dir.

Kondanser ve evaporatör kapasiteleri seri ve paralel bağlanabilecek şekilde ayarlanabilmektedir.

Deneyde proses havası 2 fanla sağlanmaktadır. Düşük ve yüksek hava debileri bu fanlardan birisinin ya da ikisinin birden çalıştırılmasıyla sağlanmaktadır.

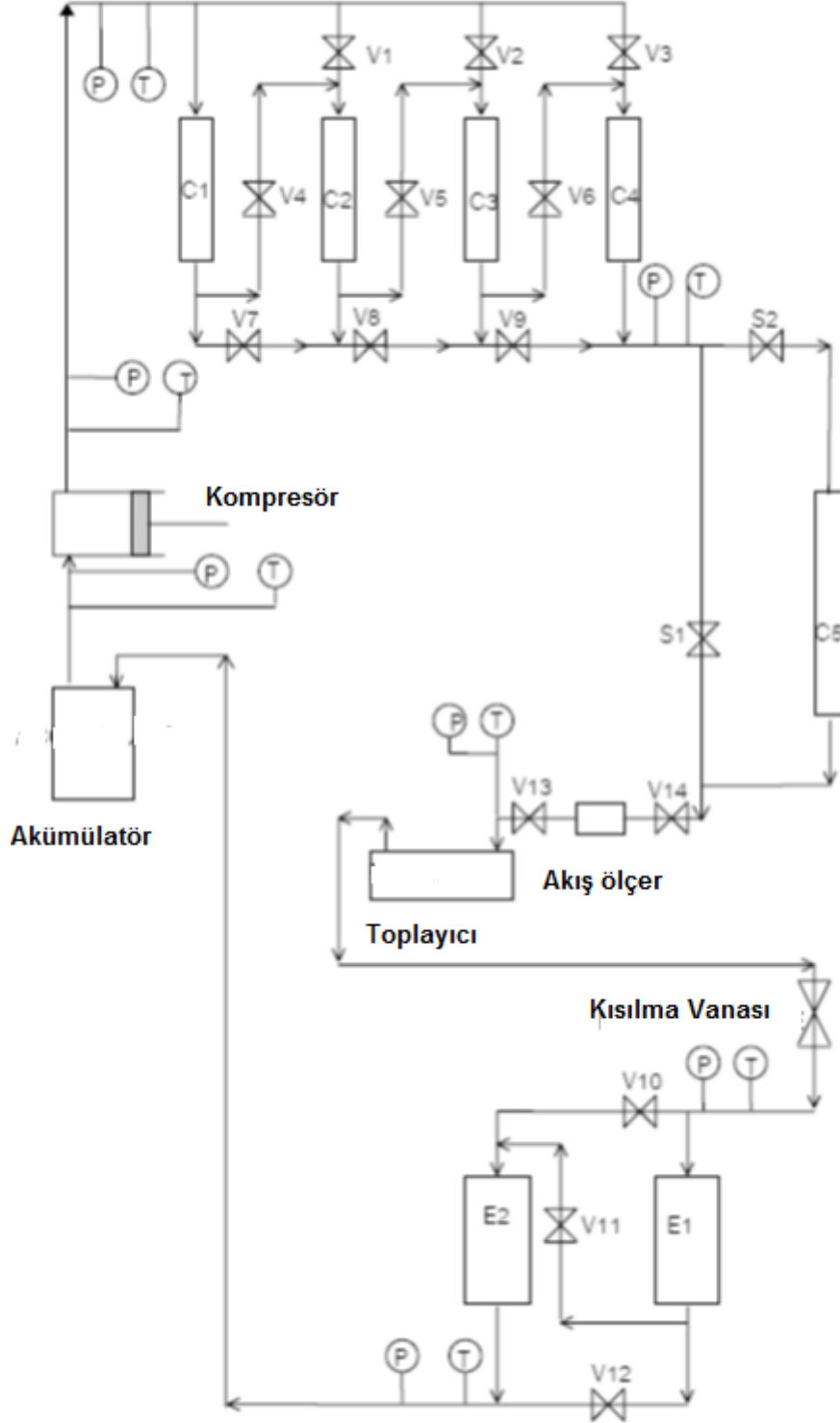
4 HPD sistemi için toplamda 112 deney yapılmıştır.

Deney sonuçları; MER, SMER ve COP olarak değerlendirilmiştir.

Deneyde değişken parametreler;

- 2 proses hava debisi
- 2 kurutma yükü (test edilen çamaşırların az ya da çok nemli olması)
- 2 ortam şartı (gece-gündüz)
- 3 devirdaim havası (RAR)
- 3 bypass havası (BAR)

Şekil 3.26’da örnek bir soğutma ünitesinin şeması görülmektedir.



Şekil 3.26 : Soğutkan tarafı düzeneği[9]

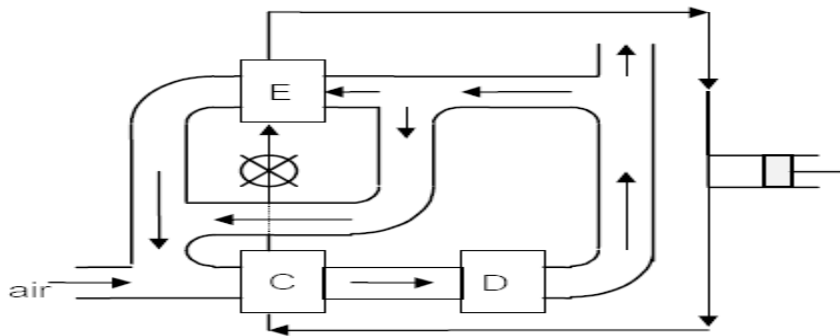
Deneysel çalışmalar sonucunda;

- Yüksek hava debisi ve yüksek kurutma oranında(çamaşırların ıslaklık derecesi) yüksek MER ve SMER değeri sağlandığı görülmüştür.

- B sisteminin MER ve SMER değeri açısından daha iyi olduğu anlaşılmıştır. Bu durum hava sıcaklığının, SMER ve MER değerleri açısından özgül nemden (B sisteminde tambura giriş sıcaklığı A sisteminkinden daha yüksektir ama A tambur giriş havası B ye göre daha az nem içermektedir.) çok daha etkin olduğunu göstermiştir.
- Açık sistemlerin (A ve B) performansı büyük ölçüde ortam şartlarına bağlı olduğu görülmüştür. Gündüz, yüksek neme rağmen ortam sıcaklıklarının yüksek olması nedeniyle gece ile karşılaştırıldığında açık sistemlerin SMER ve MER değerleri oldukça yüksek olduğu görülmüştür. Kısmi kapalı sistemlerde (C ve D) de ortam havasının sıcaklığı ve neminin SMER ve MER değerleri üzerindeki rolü benzer olduğu ortaya çıkmıştır.
- Deney sonuçlarıyla karşılaştırıldığında belli toleranslar dahilinde simülasyon sonuçlarıyla deney sonuçları birbirlerine uyum gösterdiği görülmüştür.

3.3 Isı Pompalı Kurutucuların Performansını Etkileyen Parametreler

S. PRASERTSAN, P. SAEN-SABY, G. PRATEEPCHAIKUL ve P.NGAMSRITRAGUL(1994)[19] tarafından yapılan çalışmada HPD performansını etkileyen faktörler araştırılmıştır. HPD karakterinin belirlenebilmesi ve hangi parametrelerin HPD performansını etkilediğini belirleyebilmek için matematiksel bir modele dayalı olarak bilgisayar simülasyonu yapılmıştır. Simülasyonda kullanılan HPD sisteminde (Şekil 3.27); tambur çıkışındaki nemli ve sıcak havanın bir kısmı sistem stabilizasyonu için sistemden dışarı atılırken, atılan havanın yerine kondanser girişinde dış ortam havası sisteme alınmaktadır. Bir kısım ortam havası da evaporatörde etkin nem alınabilmesi için evaporatör üzerinden by-pass havası olarak geçirilmektedir.[9]

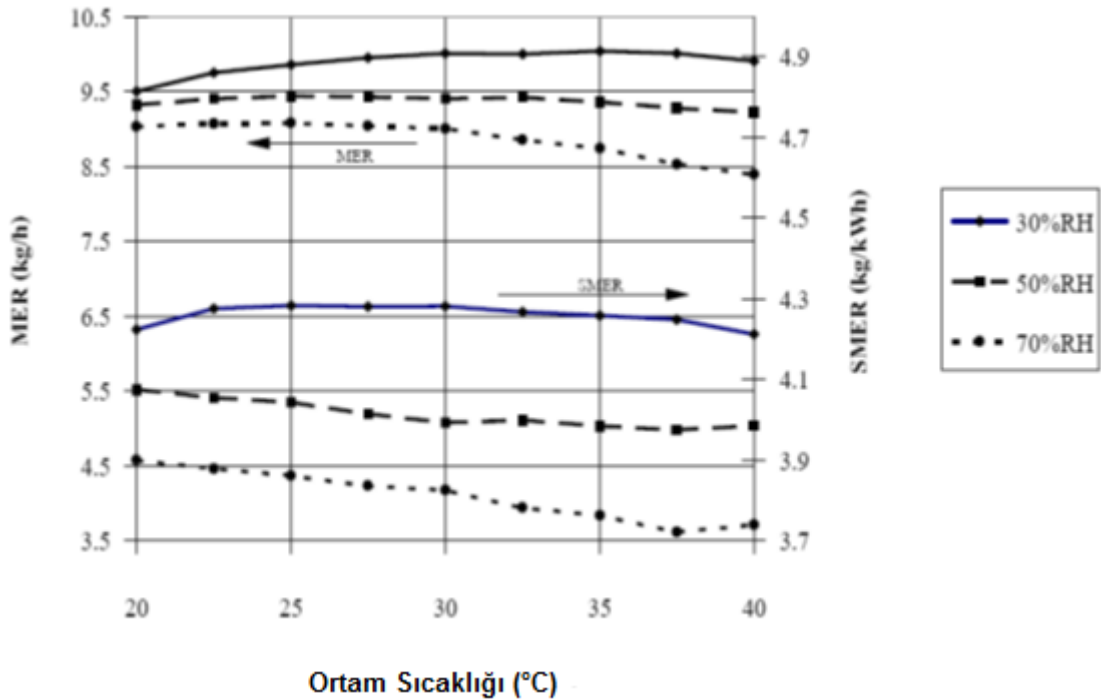


Şekil 3.27 : HPD sistemi

Simülasyonda, S.PRASERTSAN ve P.SAEN-SABY (1996) tarafından yapılan çalışmada kullanılmış olan bileşen modelleri kullanılmıştır. Simülasyonda soğutkan ve hava taraflarının ısı ve kütle transferine dayalı olarak yapılan hesaplamalar için başlangıç şartları belirlendikten sonra ölçülen ve hesaplanan değerlerin karşılaştırılıp uygun bir tolerans dahilinde değilse tekrar edilen bir iterasyon(tekrarlama) şeklindedir.

Çalışma sonuçlarına göre;

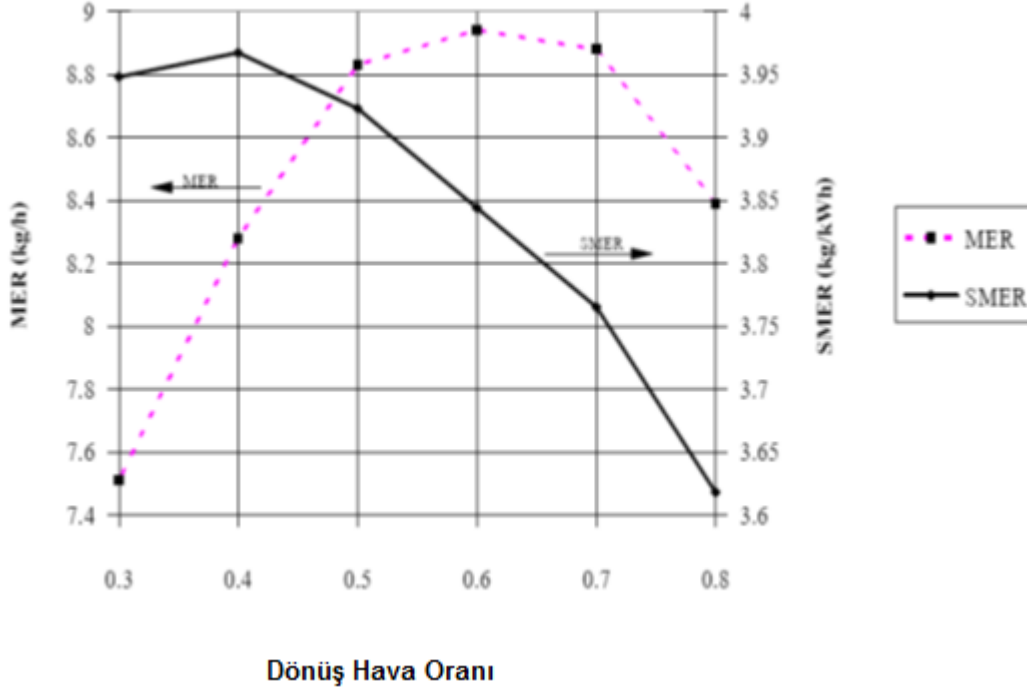
RAR ve BAR değerleri sıfırlanıp ve kurutma veriminin 75% ayarlanmasıyla HPD performansı üzerinde ortam havasının etkisi incelenmiştir. Şekil 3.28’de gösterildiği gibi ortam sıcaklıklarının yükselmesiyle birlikte, sistemin her noktasındaki sıcaklığın artmasına bağlı olarak MER değerinin de arttığı gözlenmiştir. Ancak sıcaklığın optimum bir değeri geçmesiyle birlikte proses havası özgül nemi de artmasıyla kurutmada nem uzaklaştırma oranının düştüğü gözlenmiştir. Deney sonucunda en iyi MER değerlerine 35°C-30%RH, 28°C-50%RH, 25°C-%70 şartlarında ulaşılmıştır. SMER de ortam şartlarıyla MER’e benzer bir karakter sergilediği görülmüştür. (Şekil 3.28).



Şekil 3.28 : Ortam şartlarının MER ve SMER değerlerine etkisi[9]

HPD performansı üzerinde RAR ın etkisi, sistemin sıfır BAR değerinde simüle edilerek araştırılmıştır. RAR arttıkça, sistemde fazla enerji birikmesi ve buna

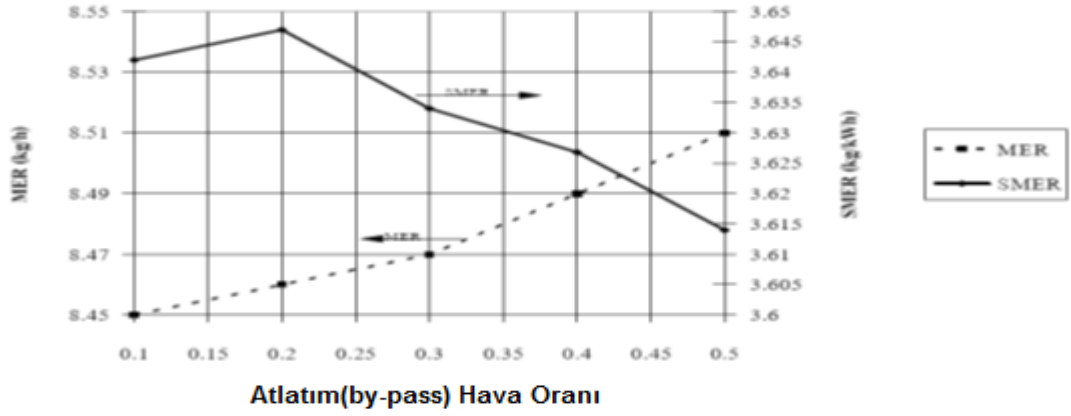
bağlı olarak da sıcaklığın yükselmesiyle MER değeri artmış; yüksek sıcaklıkta, kompresör gücü arttığından da SMER değeri düşüş göstermiştir(Şekil 3.29). Farklı sıcaklıklardaki simülasyonlarda da benzer sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 3.29 : RAR'ın SMER ve MER'e etkisi[9]

RAR'ın artmasıyla birlikte MER'in de arttığı ve 0,6 RAR miktarında en uygun değere (8,9 kg su/saat) ulaştığı gözlenirken, SMER'in ise 0,4 RAR'da en uygun değere (3,98 kgsu/kWh) sahip olduğu görülmüştür (Şekil 3.29).

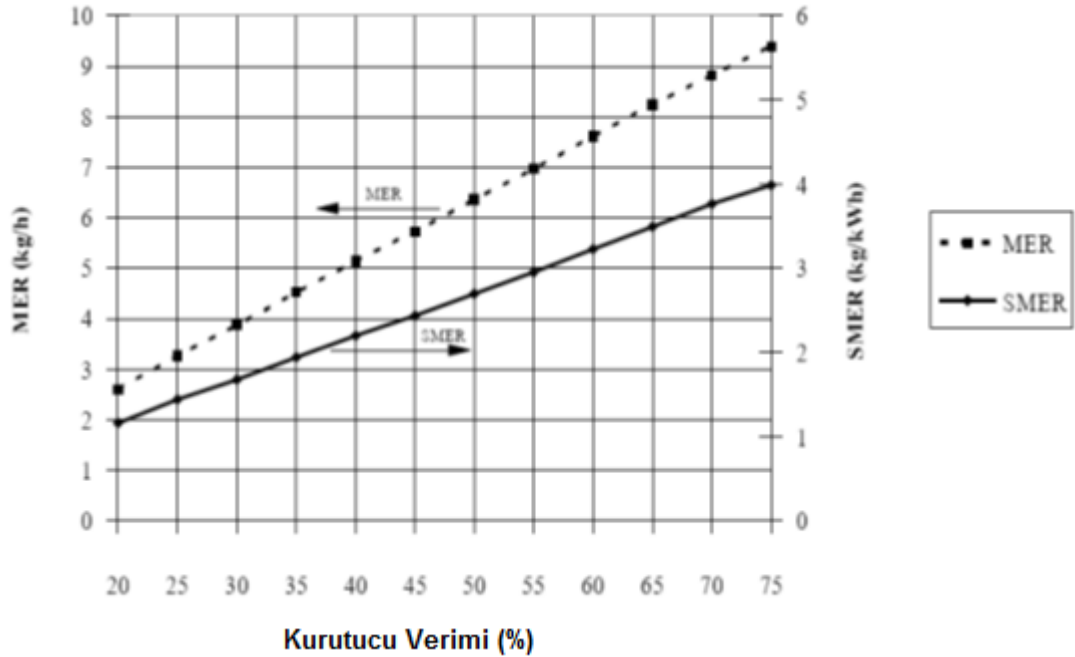
By pass havasının performansı üzerine olan etkisinin incelenmesi için hazırlanan simülasyon 0,8 RAR ve 30°C ve 50% RH ortam şartlarında da gerçekleştirilmiştir. Şekilde gösterildiği gibi bypass havasının sistem performansı üzerindeki etkisi ihmal edilebilir düzeyde olduğu görülmüştür(Şekil 3.30).



Şekil 3.30 : BAR'ın MER ve SMER üzerindeki etkisi[9]

BAR arttığında; kompresör gücü, sistemin basınç oranlarının artışına bağlı olarak artmaktadır. Bunun sonucunda BAR miktarı ne kadar artarsa o miktarda SMER miktarı da düşüş göstermektedir. Bu nedenle BAR miktarı ne kadar artarsa o kadar düşük SMER elde edildiği görülmüştür.

Kurutma veriminin 20-75% arasında değiştiği, 30°C and 50% RH ortam şartlarında RAR ve BAR'ın olmadığı durumda yapılan deneyde kurutma veriminin ortam şartlarıyla birlikte HPD performansını önemli ölçüde etkilediği gözlenmiştir.(Şekil 3.31).



Şekil 3.31 : Kurutma veriminin SMER ve MER değerleri üzerindeki etkisi[9]

Kurutma verimi, nem uzaklaştırmanın lineer bir fonksiyon olduğundan, MER ve SMER değerlerinin kurutma verimi ile lineer olarak değiştiği görülmüştür.[9]

3.4 Isı Pompalı Kurutucu Performansı Üzerine Bileşen Uygunluğu, Ortam

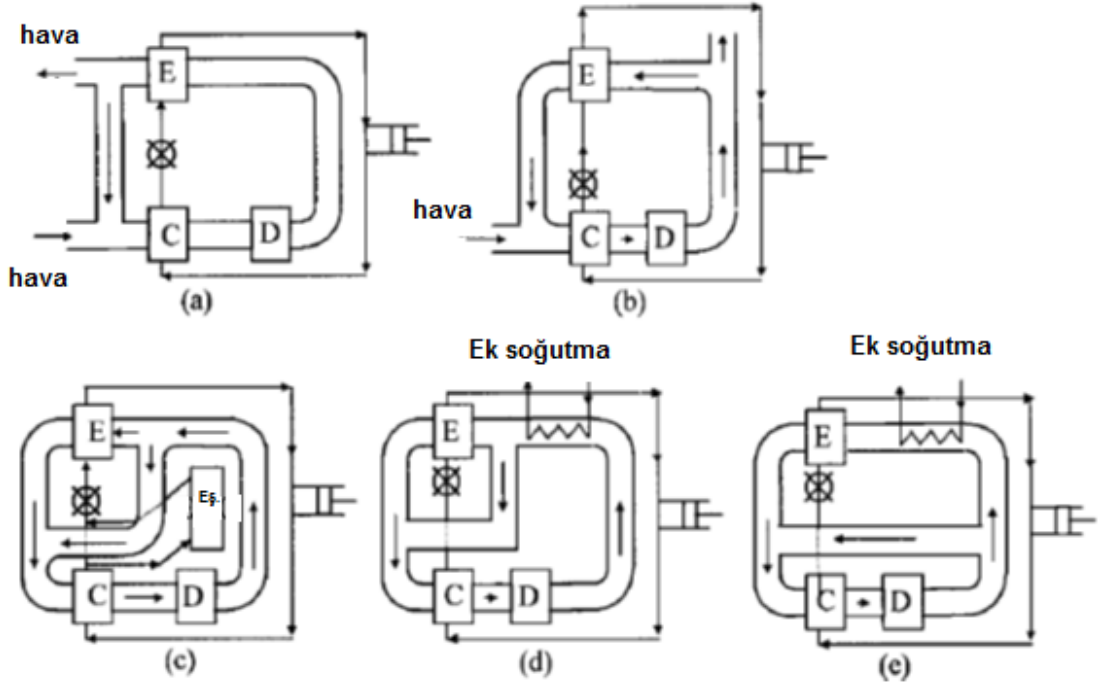
Havası ve Kurutma Yükünün Etkisi

P. SAENSABAI ve S.PRASERTSA(2003)[20] tarafından 5 farklı HPD konfigürasyonu için hava ve soğutkan akış yollarının farklı tasarlanması halinde HPD'nin performansının değişimi araştırılmıştır.[9]

Yöntem olarak bilgisayar simülasyonu kullanılan çalışmadaki 5 konfigürasyon aşağıda gösterilmektedir(Şekil 3.32).

Simülasyon şartları ise şu şekildedir;

- Isı pompası sürekli rejimde çalışmaktadır.
- Hava kanalı ve kurutma bölümü ısı olarak yalıtılmıştır.
- Bileşenlerden çalışma havası şartları değişse dahi kütle ve ısı transferi olmamaktadır.
- Hava çevrimi atmosfer basıncındadır.
- Soğutkan hattında basınç düşüşü yoktur.
- Ortam(çevre) şartları ve özgül ısı kapasitesi sabittir.
- R22 tip soğutkan kullanılmıştır.
- Isı değiştirici ekipmanları için ısı transfer alanı NTU metoduna göre hesaplanmıştır.
- Evaporatör kuru ve nemli olmak üzere iki kısımda ele alınmıştır.
- Harici bir kondanser, kondanserin aşırı ısınmasında devreye girip sistemi stabilize etmesi için kullanılmaktadır.
- Kurutma verimi, uzaklaştırılan nem miktarının ideal kurutmada uzaklaştırılan nem miktarına oranı şeklinde ifade edilmiştir. 0,75 ve 0,25 kurutma oranları kurutma prosesinin başlangıç ve son fazlarını ifade etmektedir.
- Proses havası sıcaklığı, suyun sıcaklığından 5°C fazla olduğu durumda (kurutmanın son fazında) ek soğutucu ile soğutma yapılmaktadır.



Şekil 3.32: HPD sistemleri (Ex C:Ek kondanser, Ex-cooling:Ek soğutucu, C:Kondanser,E:Evaporatör,D:Tambur)[9]

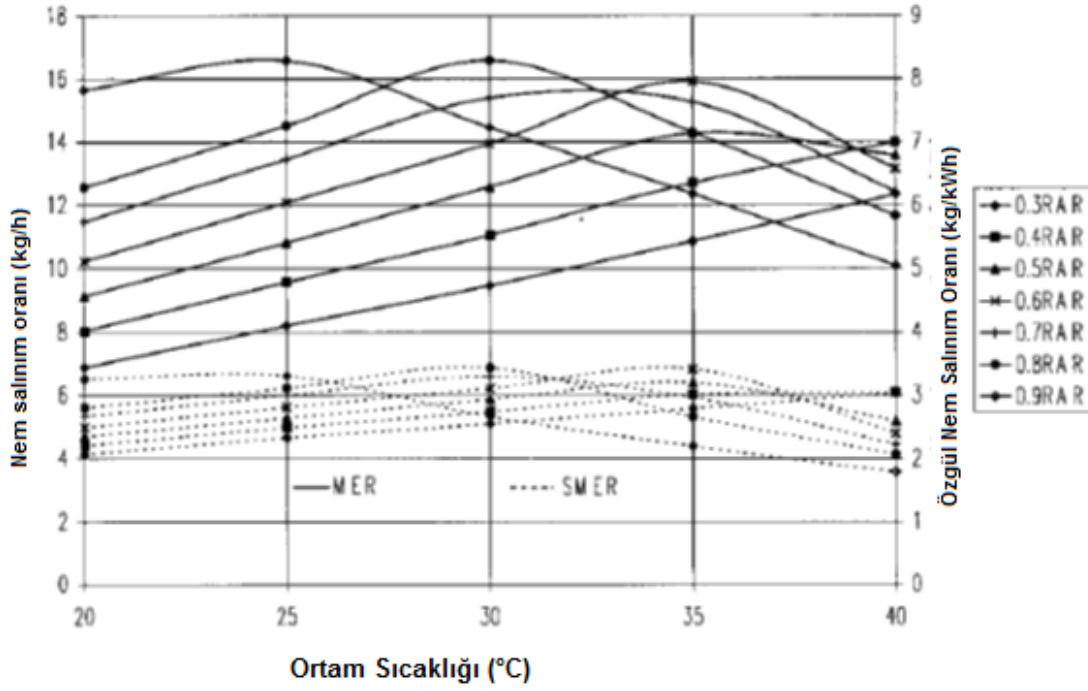
- Sonuçlar MER, SMER ve COP değerleri cinsinden ifade edilmiştir.
- Çalışmada kurutma potansiyeli de göz önüne alınmıştır. Kurutma potansiyeli; proses havası sıcaklığı ve neminin, ortam sıcaklığına(sabit nemde) bağlı olarak değişiminin bir ifadesi olarak kullanılmıştır.

3.4.1 A Konfigürasyonu

A tasarımının performansı; düşük kurutma oranında (kurutmanın son fazı) ve yüksek kurutma oranındayken(kurutmanın ilk fazı) birbirinden oldukça farklılık göstermektedir. RAR değerinin ise A tasarımı performansını pek etkilemediği görülmüştür.[9]

3.4.2 B Konfigürasyonu

Kısmi kapalı bir sistem olarak tasarlanan sistem performansı üzerine RAR ve ortam sıcaklıklarının etkisi oldukça fazla olduğu görülmüştür (Şekil 3.33).



Şekil 3.33 : HPD-B için ortam şartları ile RAR'ın performans üzerindeki etkisi[9]

RAR miktarı arttıkça (kapalı sisteme yaklaşıldıkça), düşük ortam sıcaklığında maksimum SMER ve MER değeri sağlanırken; maksimum MER ve SMER değeri için en uygun ortam sıcaklığının 30°C olduğu iddia edilmiştir. Yüksek ortam sıcaklıklarında optimum performansta çalışabilmek için RAR miktarının azaltılarak başarılacağı ileri sürülmüştür.

Ortam sıcaklığının düşük olduğu (örneğin gece) kurutmanın son fazında HPD kapalı sisteme yakın çalıştırılmasının uygun olduğu savunulmuştur. Tropikal bölgeler için ortam sıcaklıkların gündüz ortalama 35°C olduğu durumda sistemin, ilk kurutma fazında 0,6 RAR; son fazında da 0,5 RAR'da çalıştırılması önerilmiştir. Bununla birlikte yüksek ve düşük kurutma oranlarında önerilen RAR değerleri çevre sıcaklıklarından da etkilendiği iddia edilmiştir.[9]

3.4.3 C Konfigürasyonu

Bypass havasının evaporatörde etkin yoğuşturmayı sağlayıp sağlanmadığını anlamak için tasarlanmış olan bu sistemde; yüksek kurutma oranında performansının çevre koşullarıyla değişmediği bununla birlikte BAR'ın performansı önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. BAR miktarı proses havasının kurutma potansiyeli düşürdüğünden (yüksek kurutma oranında), bypass havasının HPD sistem performansı üzerinde negatif etkisi olduğu görülmüştür. Düşük kurutma oranında

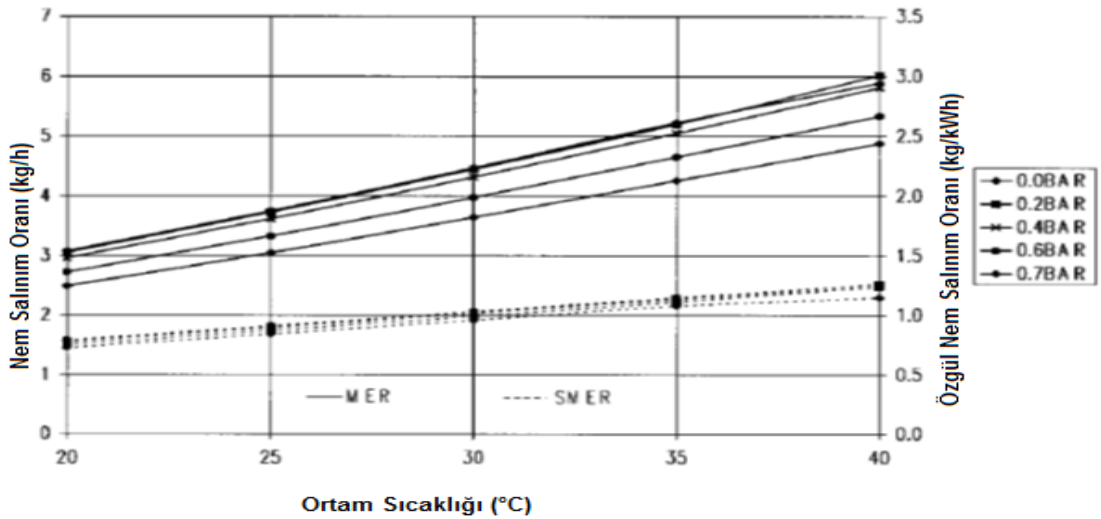
çalışıldığında ise kurutma potansiyelinin BAR değerinden etkilenmezken, ortam sıcaklığının değişimine karşı duyarlı olduğu görülmüştür. Sonuçlara göre bypass miktarı kurutucudan çıkan havanın yüksek kurutma potansiyeline sahip olduğu düşük kurutma oranında performans üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Kompresör gücünün de BAR değerleriyle değişmesinin düzgün olmadığı görülmüştür.[9]

3.4.4 D Konfigürasyonu

By-pass havasının ek soğutucunun öncesinde veya sonrasında geçmesi evaporator performansını dolayısıyla da HP çevrimini değiştirdiği görülmüştür. Ortam sıcaklığı soğutucunun kapasitesi etkilerken aynı zamanda evaporatörün ve HPD performansını etkilediği gözlenmiştir.

Düşük kurutma oranının da performans (MER-SMER), ortam sıcaklığının artmasıyla birlikte düzgün olarak artarken, maksimum değere ulaşamamıştır. Ortam sıcaklığı 20°C den 40°C'ye yükseldiğinde ise MER değeri iki katına çıkmıştır (Şekil 3.34).

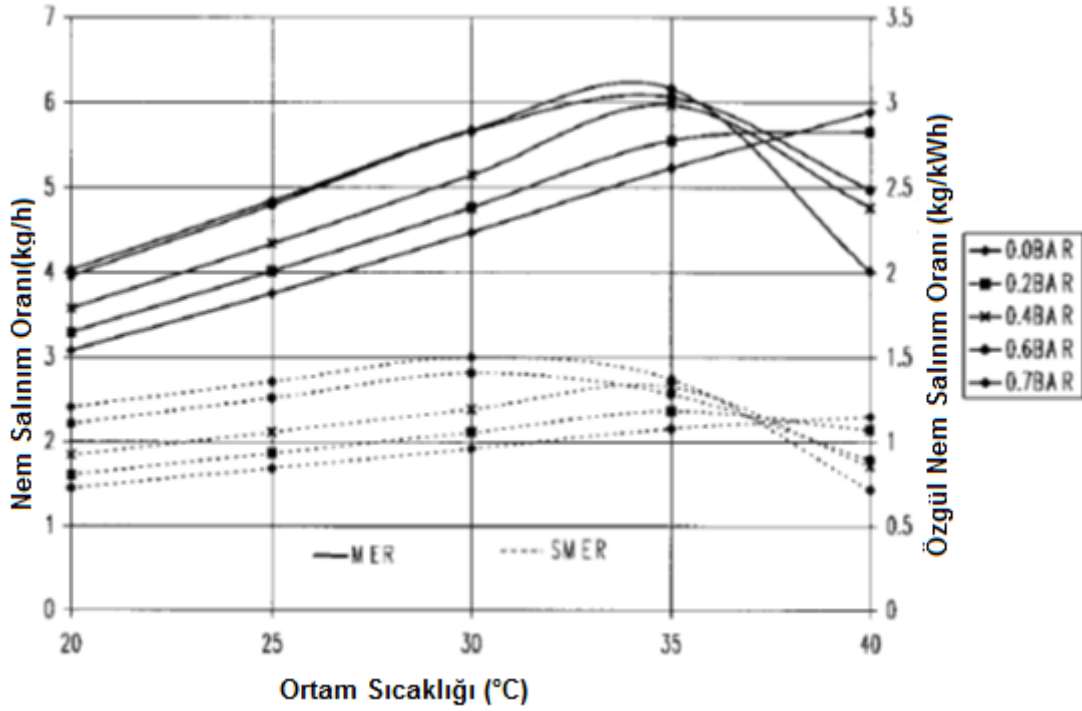
BAR değerinin artmasıyla birlikte evaporatörde düşük ısı kazanımına bağlı olarak kondanserin ısıtma kapasitesi azaldığından kondanser çıkışında hava sıcaklığı düşmektedir. Bu nedenle de MER değerinin azaldığı görülmüştür. Ancak MER değerinin tersine, SMER değeri BAR miktarının artmasıyla birlikte biraz artmaktadır çünkü BAR 0'dan 0,7'ye çıkmasıyla birlikte kompresörün yaptığı iş de 25% düşmektedir.[9]



Şekil 3.34 : HPD-D için ortam şartlarının MER ve SMER değerlerine etkisi[9]

3.4.5 E Konfigürasyonu

By-pass havasının harici soğutucu öncesinde uygulanması durumunun kurutma performansı üzerine olan etkisinin araştırıldığı E tasarımında, yüksek kurutma oranında bypass havasının MER açısından çok fayda sağlamadığı görülürken; düşük kurutma oranında ortam sıcaklığı 36 °C'yi aşmadığı sürece BAR'ın performans üzerine etkisinin olumlu olduğu görülmüştür (Şekil 3.35).



Şekil 3.35 : Düşük Kurutma Oranında BAR'ın Performans Üzerine Etkisi[9]

Yüksek ortam sıcaklığında, soğutucunun proses havasından ısıyı verimli olarak uzaklaştıramamasından dolayı bu konfigürasyonunu kullanıldığı durumda; by-pass havasının kurutma oranlarına bağlı olarak ayarlanması gerektiği iddia edilmiştir.

Çalışmalar sonucunda bütün konfigürasyonlar karşılaştırılıp ortam sıcaklıklarının 30°C, 35°C, 40°C olduğu ortamda elde edilebilecek en uygun performans değerleri sunulmuştur (Çizelge 3.1). Çizelge incelendiğinde en iyi performans sonuçlarının elde edildiği ortam sıcaklığı 35°C'dir.

Çizelge 3.1 : 3 Farklı ortam sıcaklığına ve düşük-yüksek kurutma oranlarına göre konfigürasyonların performans değerleri

DE (%)	Ortam Sıc. (°C)	Perf. Göş.	A	B	C	D	E
75	30	MER	17,43 (0,0)	16,59 (0,8)	15,40 (0,0)	15,34 (0,0)	15,28 (0,1)
		SMER	3,33 (0,0)	3,44 (0,8)	3,04 (0,0)	3,25 (0,0)	3,31 (0,2)
	35	MER	15,48 (0,0)	15,92 (0,6)	15,34 (0,0)	15,80 (0,2)	15,30 (0,1)
		SMER	2,80 (0,0)	3,42 (0,6)	2,99 (0,0)	3,31 (0,3)	3,30 (0,4)
	40	MER	13,21 (0,0)	14,02 (0,4)	15,13 (0,0)	12,59 (0,6)	12,13 (0,1)
		SMER	2,34 (0,0)	3,05 (0,4)	2,93 (0,0)	2,93 (0,6)	2,17 (0,1)
25	30	MER	5,81 (0,0)	5,82 (0,7)	6,35 (0,6)	4,47 (0,1)	5,68 (0,7)
		SMER	1,04 (0,0)	1,17 (0,7)	1,49 (0,7)	1,03 (0,6)	1,50 (0,7)
	35	MER	5,16 (0,0)	5,29 (0,5)	5,92 (0,5)	5,23 (0,1)	6,16 (0,7)
		SMER	0,91 (0,0)	1,13 (0,5)	1,46 (0,7)	1,15 (0,5)	1,43 (0,5)
	40	MER	4,44 (0,3)	4,45 (0,4)	5,85 (0,5)	6,09 (0,1)	5,80 (0,1)
		SMER	0,80 (0,3)	1,01 (0,3)	1,26 (0,7)	1,27 (0,5)	1,12 (0,1)

İlk bakışta; yüksek kurutma oranları için HPD-D ve HPD-E, düşük kurutma oranı için ise HPD-A sisteminin uygun olmadığı görülmektedir.

Yüksek kurutma oranları (35°C) için HPD-B sisteminin en iyi tercih olduğu görülmektedir. MER değeri açısından diğer konfigürasyonlarla karşılaştırıldığında daha iyi olmasıyla birlikte SMER değeri açısından diğer konfigürasyonlardan daha iyidir.

Ortam sıcaklığının 30 ve 40 °C olduğu ortamda çalışılırken tam açık sistem(RAR=0) ve tam kapalı sistem (BAR=0) kullanılması önerilmiştir. Ancak bu iki sıcaklık değeri için bile elde edilen SMER değeri, B tasarımı SMER değerine yetişememektedir.

Düşük hava sıcaklıklarında ise yüksek geri çevrim havası kullanılması önerilmektedir.

Tropikal iklimler ve yüksek kurutma oranları için kısmi açık sistem ile çalışılmasıyla uygun olduğu iddia edilmiştir.

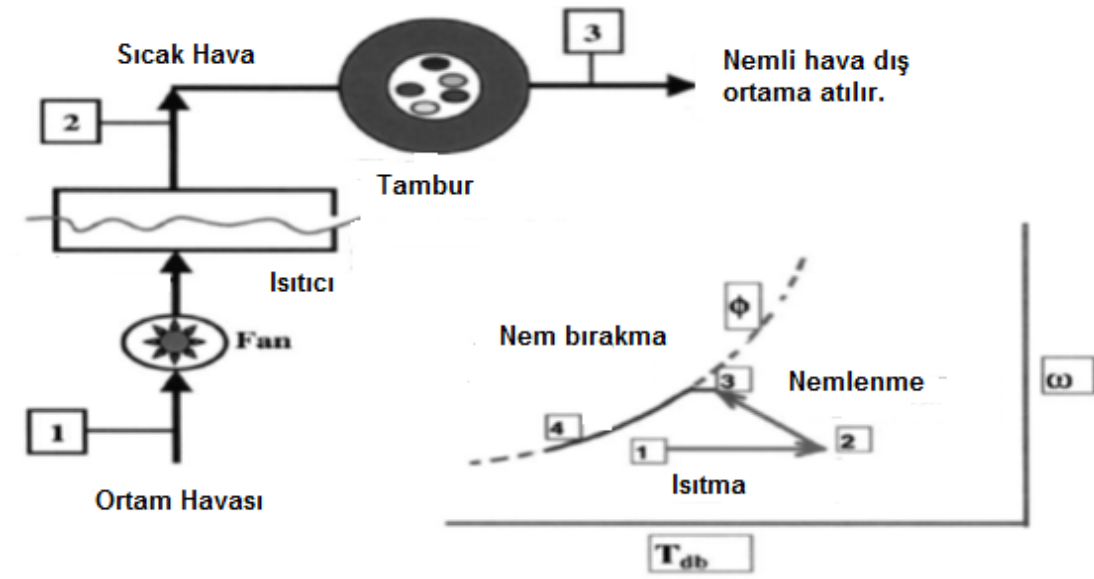
Düşük kurutma oranları için D ve E konfigürasyonları iyi sonuçlar vermiştir. Düşük kurutma oranlarında çalışma oldukça karışık olmasından dolayı HPD sistem değişik durumlar çalışmak için tasarlanmış olması gerektiğini vurgulayan ekip bu durumda sistemde ek kondanser ve ek soğutucu kullanılmasının gerektiğini ancak böyle bir sistemin tasarlanması maliyet açısından sıkıntı yaratacağını savunmuşlardır.[9]

3.5 Hava Çevrimli Isı Pompalı Kurutucunun Enerji Verimliliği

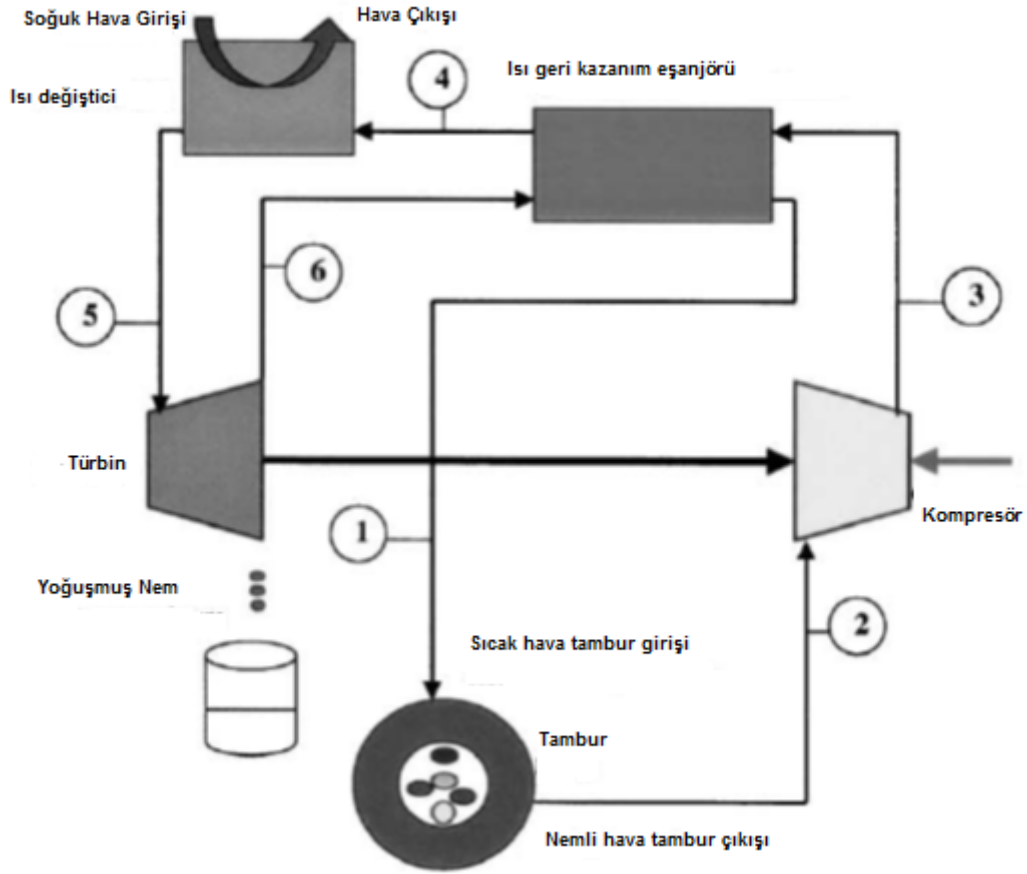
J.E. BRAUN, P.K. BANSAL, E.A. GROLL (2001)[21] tarafından yapılan çalışmada Brayton çevrim (tek çevrimli) prensibine göre çalışan ısı pompalı kurutucu (Şekil 3.36) ile bacalı tip ısıtıcılı kurutucu (Şekil 3.37) karşılaştırılmış ve Brayton çevrimli ısı pompalı kurutucunun belli ekipmanları ele alınarak enerjisinin hangi parametrelere bağlı olduğu belirlenmeye çalışılmıştır.

Sistem modellemesi, EES (Engineering Equation Solver) yazılım paketine göre yapılmıştır. Deneysel sonuçları MER değeri açısından değerlendirilip karşılaştırma yapılmıştır. Çalışmada 0,55 MER(kWh/kg) değerine ulaşılmaya çalışılmıştır.[9]

$$MER = \frac{W_{sis} \cdot \Delta t_{\text{çevrim}}}{\text{Toplam ıslak çamaşır kütlesi}} \quad (3.10)$$



Şekil 3.36 : Bacalı Tip Kurutucu[9]



şekil 3.37 : Brayton evrimli ısı pompalı kurutucu[9]

Çalışmada, aynı çalışma koşullarında bacalı tip ısıtıcılı kurutucu tambur giriş sıcaklığı ile ısı pompalı kurutucu tambur giriş sıcaklığı yakın olmasına rağmen ısı pompalı kurutucuda tambur giriş havasının, ısıtıcılya göre daha kuru olduğu gözlenmiştir. Bununla beraber; hava kaçak miktarı ısı pompalı kurutucunun MER değerinde etkili olmasına rağmen; bacalı tip ısıtıcılı kurutucunun MER değeri üzerinde etkin bir rol oynamadığı görölmüştür. Çizelge 3.2’de göröldüğü gibi MER değeri açısından Brayton evrimli ısı pompalı kurutucu MER değeri açısından bacalı ısıtıcılı kurutucudan %13 daha verimlidir.[9]

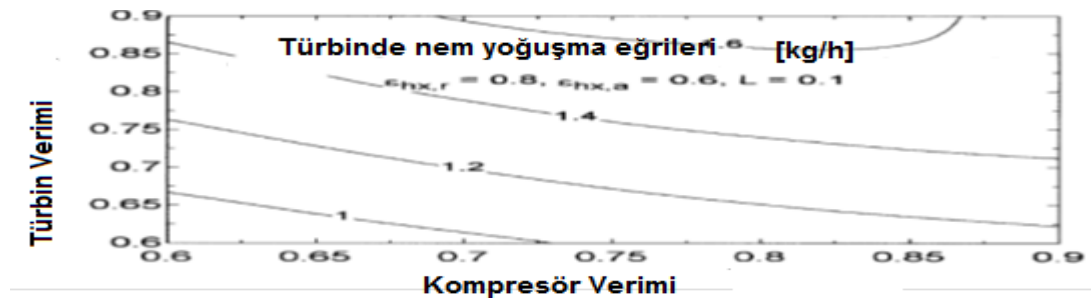
Çizelge 3.2 : Brayton Çevrimli ve Bacalı Kurutucu MER Karşılaştırması

DEĞİŞKENLER	Bacalı	DEĞİŞKENLER	Brayton
Kurutma havası debisi	110 kg/h	Kurutma havası debisi	110 kg/h
Nem buharlaştırma oranı	3,5 kg/h	Nem buharlaştırma oranı	3,5 kg/h
Hava kaçak miktarı (Tamburdan)	20%	Hava kaçak miktarı (Tamburdan)	20%
Ortam sıcaklığı	20 °C	Ortam sıcaklığı	20 °C
Ortam bağıl nemi	60%	Kompresör verimi	80%
Tambur giriş sıcaklığı	118°C	Türbin verimi	80%
Tambur giriş bağıl nemi	0,0087 kg/kg	Isı değiştirici verimi	80%
Tambur çıkış sıcaklığı	38 °C	Ortam ısı değiştirici verimi	80%
Tambur çıkış özgül nemi	0,0408 kg/kg	Ortam bağıl nemi	60%
Isıtıcı gücü	3,03 kW	Kompresör gücü	4,51 kW
Tambur döndürme gücü	0,27 kW	Türbin gücü	1,86 kW
Toplam güç	3,3 kW	Tambur döndürme gücü	0,27 kW
		Toplam güç	2,92kW
MER	0,66 kWh/kg	MER	0,58 Wh/kg

Çalışmada; MER in; türbin, kompresör ve ısı değiştiricinin performansına sıkı sıkıya bağlı olduğu ortaya çıkmıştır. Türbin, kompresör ve ısı değiştiricinin 75% verimlilikte çalışması durumunda 0,44 MER değerine ulaşıldığı görülmüştür.

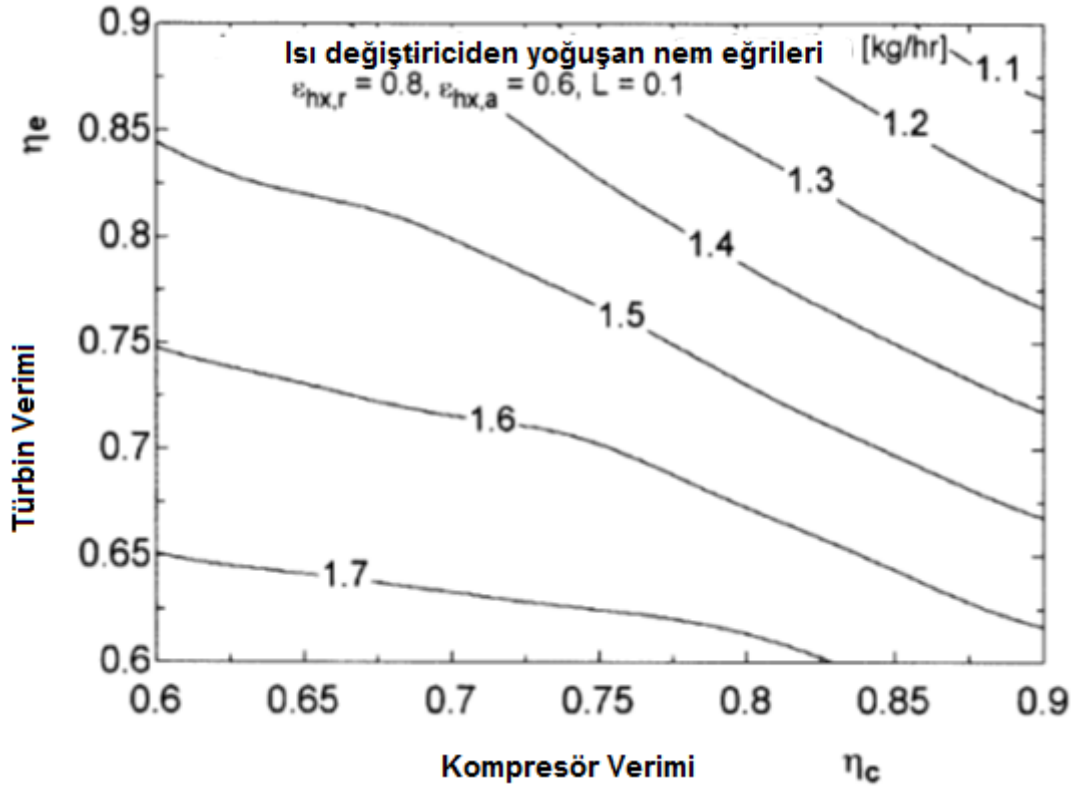
Çalışmalarda basınç oranları 2 ile 2,5 arasında değişmektedir.

Türbin, ortam ısı değiştirici ve ısı kazanım ısı değiştiricinin verimlilikleri bu ekipmanlardaki nem uzaklaştırma oranlarını da ilgilendirmektedir. Çalışma; türbindeki nem uzaklaştırma oranının, türbin ve kompresör verimlerinin artmasıyla arttığı yönünde olduğunu göstermektedir (Şekil 3.38). Bu durum; ekipmanların verimlerinin artmasıyla basınç oranlarının da artması ve bu durumun da türbin çıkışında sıcaklığın düşmesine neden olduğu ile açıklanmaktadır.



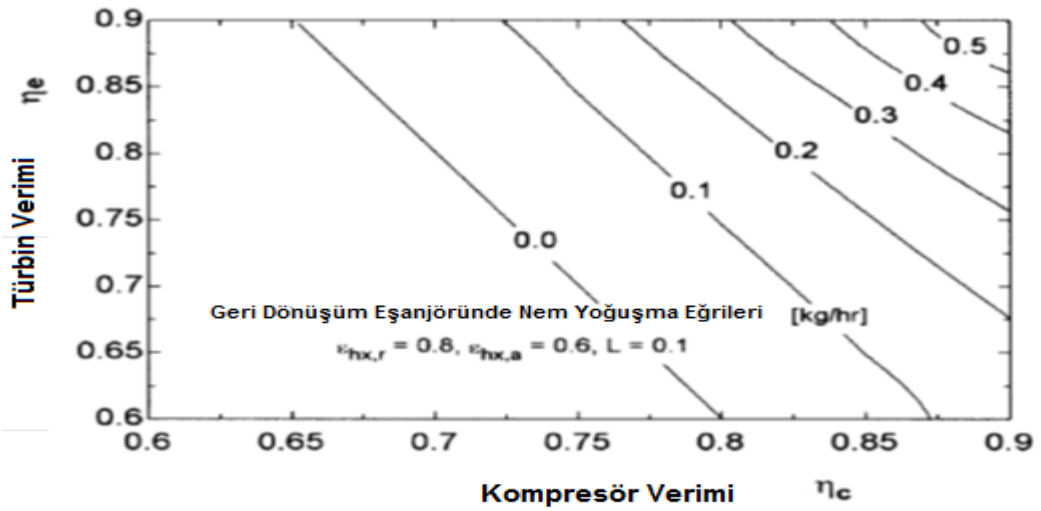
Şekil 3.38 : Kompresör, türbin verimlerinin türbindeki nem uzaklaştırma oranına etkisi[9]

Kompresör ve türbinin verimlerinin artmasıyla ortam ısı değiştiricide uzaklaştırılan nem oranının azaldığı görülmüştür (Şekil 3.39).



Şekil 3.39 : Kompresör ve türbin verimlerinin ortam ısı değiştiricideki nem uzaklaştırma oranına etkisi[9]

Isı değiştiricide nem uzaklaştırma oranının ekipmanların verimliliklerinin artmasıyla birlikte arttığı görülmüştür (Şekil 3.40).

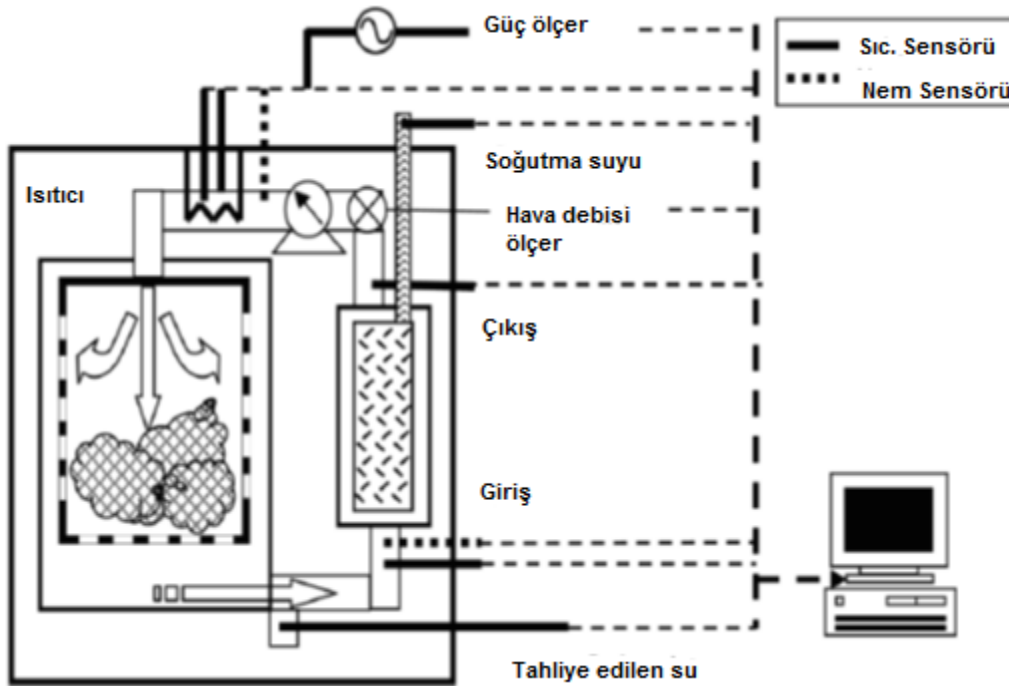


Şekil 3.40 : Kompresör ve türbin verimlerinin ısı değiştiricideki nem uzaklaştırma oranına etkisi[9]

Çalışma sonuçlarına bakıldığında; Brayton çevrimli ısı pompalı kurutucunun, bacalı tip ısıtıcılı kurutucuya göre enerji verimliliği açısından %40 daha iyi olduğu görülmüştür.[9]

3.6 Kondanserli Kurutucuların Kurutma Performansı

SUN LEE ve ekibinin yaptığı çalışmada; kondanserli kurutucuda(Şekil 3.41); hava debisinin, soğutma suyu debisinin, kurutma süresinin ve motor kapasitesinin kurutma karakteristiği üzerindeki etkisi araştırılmıştır.



Şekil 3.41 : Kondanserli kurutucuda güç ölçümünün şematik gösterimi[9]

5 kg pamuklu çamaşır kullanılarak yapılan deneyde tambur 20 saniye 45 rpm, iki saniye sonra ise 20 saniye ters yönde 45 rpm dönmektedir. Bu proses kurutma prosesinin bitimine kadar bu şekilde devam etmektedir.

Deney düzeneğinde sıcaklık sensörü olarak RTD, Pt-100Ω ve nem ölçümü içinse Vaisala Inc., Model:HMT237 tipi nem sensörü kullanılırken; sıcak proses havasının hacimsel debisini ölçmek için TSI's VELOCICALC Model: 8324 tipi hız ölçer, gücü ölçmek içinse Model: WT230, Yokogawa Co.tipi güç metre kullanılmıştır.[9]

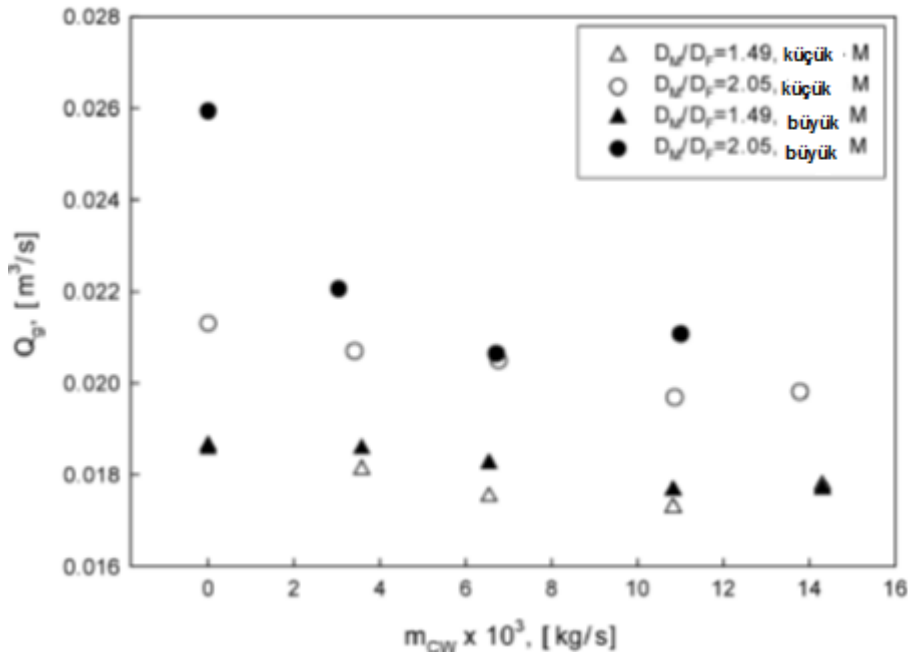
Kurutma başladıktan 30 dakika sonra nemli havanın mutlak nemini azaltmak için soğutma suyu istenilen oranlarda sisteme verilmektedir. Deneydeki değişkenler ve kullanıldıkları miktarlar Çizelge 3.3'te sunulmuştur.

Çizelge 3.3 : Değişkenler ve kullanıldıkları miktarlar

Değişkenler	Birim	Değerler
D_M / D_F	-	1.49; 1.78; 2.05; 2.40
m_{cw}	kg/s	0; 0.00333; 0.00667; 0.01083; 0.01417
Kurutma zamanı, t_d	s	5400, 6600, 7800, 9000
Motor kapasitesi	-	Small, Large

(D_M :Motor kasnak çapı; D_F :Fan kasnak çapı)

Motor kasnak çapının fan kasnak çapına olan oranının, çevrim havasının hacimsel debisinin bir fonksiyonu olması nedeniyle; Şekil 3.42'de de görüldüğü gibi bu oranın artması halinde çevrim havasının hacimsel debisi de artış göstermiştir. Ancak bu artışın yükselmesine bağlı olarak motor gücünün de arttığı görülmüştür.

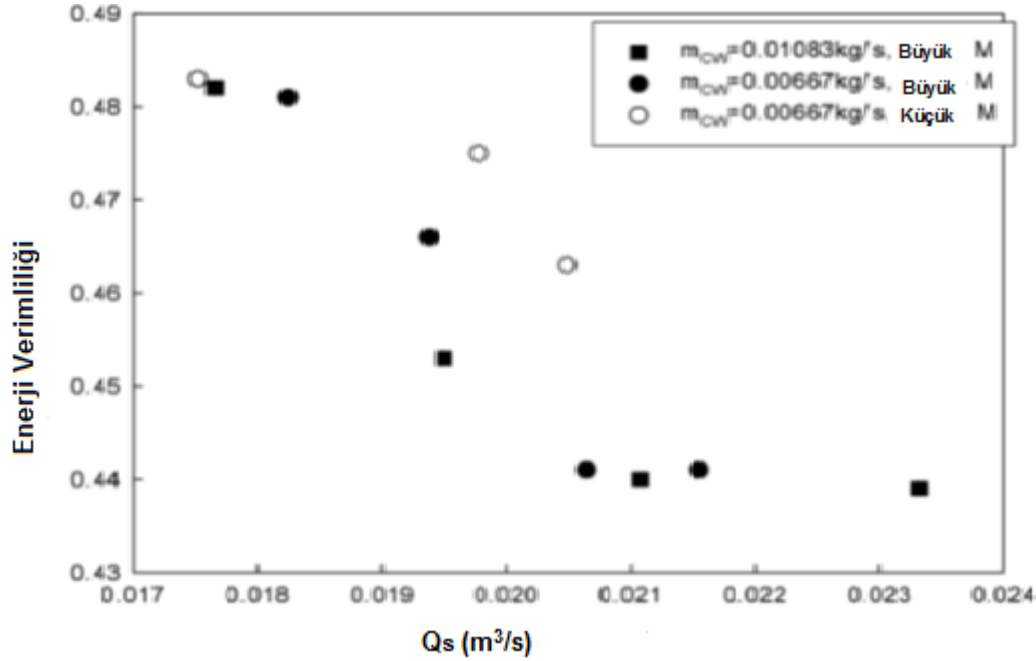


Şekil 3.42 : Soğutma suyunun, kasnak çapları oranıyla (motor/kasnak) çevrim havası debisi üzerindeki etkisi[9]

Deney sonuçlarına bakıldığında;

Sabit çap oranında (motor/fan), soğutma suyu debisinin artmasıyla birlikte çevrim havası hacimsel debisi azalmaktadır(Şekil 3.42).

Motorun çektiği güç, soğutucu debisinden çok çap (motor/fan) oranlarına bağlıdır. Kurutma yüzdesi, çevrim havasının hacimsel debisi veya çap oranlarının artmasıyla düzgün olarak artmaktadır. Soğutma su debisinin ve çap oranlarının artmasıyla enerji verimliliği düşmektedir (Şekil 3.43).



Şekil 3.43 : Çap oranlarına bağlı olarak enerji veriminin değişimi[9]

Enerji veriminin artmasıyla birlikte Çizelge 3.4'te görüldüğü gibi kurutma yüzdesi düşmektedir.

Çizelge 3.4 : Kurutma zamanları ile enerji verimlilikleri ve kurutma süreleri

Kurutma Zamanı [s]	Kuru yük kütlesi [kg]	Enerji Verimi[%]	Kurutma yüzdesi [%]
9000	8,02	43,9	95,2
7800	8,02	46,7	88,4
6600	8,02	49	78,4
5400	8,02	49,8	66,6

4. DENEYSEL ÇALIŞMALARDA KULLANILAN EKİPMANLAR ve SİSTEMLER

4.1 Deney Düzeneği

Bu bölümde yüksek lisans tez çalışmasında kullanılan ekipman ve sistemler hakkında bilgi verilecektir. Deneysel çalışmalar seri üretime girmesi hedeflenen makinelerin prototiplerinde yapılmıştır. Makinelerin tasarımı ve montajı proje ekibi tarafından gerçekleştirilmiştir. Makinelerde yapılan iyileştirmeler teorik hesaplamalara ve kavramlara ek olarak teorik hesaplamalar sonucu bulunmuş verilerin makine üzerinde denenmesiyle de desteklenmiştir. Makinelerin güç, sıcaklık, nem vb. ölçümlerinin yapılması için ısı elemanlar ve sensörler kullanılmıştır. Bunun yanında standartlarda belirtilen makineler ve ölçüm cihazları da gerektiğinde kullanılmıştır.

4.2 Ölçüm Sistemi

Testler sırasında proses havasının sıcaklık, bağıl nem ve debi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca çamaşırın kuru hali, test öncesi nemli hali ve test sonrası kuru halinin ağırlığı ölçülmüştür. Bunun dışında tamburlu kurutucu güç ve enerji ölçümleri de yapılmıştır.

4.2.1 Sıcaklık Ölçümleri

Sıcaklık ölçümü için VTS (veri toplama ünitesinde) ayrıca kalibrasyonu yapılmış olan Omega marka T tipi (bakır-konstat) ısı elemanlar kullanılmıştır. T tipi termolemanların ölçüm aralığı 200 °C ila +350°C arasındadır ve toplam ölçüm belirsizliği ± 1 °C'dir. Şekil 4.1'de görülen HP Agilent 44970A veri toplama ünitesi (data logger), 1 adet 20 kanallı HP Agilent veri kaydedici kart ile sıcaklıklar 5'er saniye aralıklarla bilgisayara gönderilerek gerekli program ile kaydedilmiştir.



Şekil 4.1 : Sıcaklık ölçümünde kullanılan Agilent 34901A marka veri toplayıcı

4.2.2 Nem Ölçümleri

Nem ölçümleri proses havasının bağıl nemini ölçmek için kurutucuda gerekli görülen yerlerde yapılmıştır. Nem sensörü, ölçüm yaptığı bölgede havanın bağıl nem değerini belli bir hassasiyet ile ölçmektedir. Kurutucuda belirlenen bölgelerden alınan bağıl nem değerleri ile çamaşır üzerinden nem toplama hızının değişimini görülür ve toplanan nem değeri hesaplanır.



Şekil 4.2 : Elektronik nem sensörü kartı

Dijital nem sensörleri Sensirion SHT75 marka olup Şekil 4.2’de görülen bir elektronik sensör kartına veriler işlenmektedir. Başka bir veri toplama ünitesi olmadan RS232 bağlantısıyla bu veriler bir bilgisayara aktarılmış ve Universal DAQ programı aracılığıyla 1’er saniye aralıklarla bağıl nem değerleri ölçülmüştür. Ayrıca bu nem sensörleri sıcaklık ölçümü de yapabildiği için yine 1’er saniye aralıklarla bu yerleştirilen bölgelerde sıcaklık ölçümleri de yapılabilmektedir. Nem sensörünün bağıl nem ölçüm aralığı 0-100% RH olup, sıcaklık aralığı ise -40 / +125°C’dir.

4.2.3 Hava Debisi Ölçümleri

Yapılan testlerde elde edilen sıcaklık ve bağıl nem değerleri ile çamaşırdan toplanan nem miktarını hesaplayabilmek için ve yine diğer hesaplamalarda kullanmak için proses havası kütleli debisinin bilinmesi gerekmektedir. Kütleli debi ise havanın yoğunluğunun ve hacimsel debinin bilinmesiyle elde edilir. Bunun için de hacimsel hava debisinin ölçülmesine ihtiyaç vardır.

Şekil 4.3’te gösterilen bir tünele kurutucu bağlanarak debi ölçümü gerçekleştirilmiştir. Tünel ANSI/ASHRAE 51-1985 standardına uygundur. Şekil 4.3’de gösterilen ekipmanlar 1-debi ölçümünün yapılacağı tamburlu kurutucu, 2-tünel, 3-bilgisayar, 4-basınç tarayıcı ve 5-mikromanometredir.

Tünelin içerisinde bulunan lümenin giriş ve çıkışındaki basınçlar manometre aracılığıyla ölçülerek yaklaşık 1 dakika boyunca bilgisayara kaydedilir. Ardından giriş çıkış basınç farkı ortalaması alınarak gerekli formülde yerine konur ve hacimsel debi hesaplanmış olur.



Şekil 4.3 : Debi ölçüm tüneli

4.2.4 Tekstil Ağırlığının Ölçümü

Testler sırasında spesifik enerjinin hesaplanması için çamaşırın ağırlığının da ölçülmesi gerekmektedir. Test öncesi çamaşırın kuru hali öncelikle ölçülmüştür. İstenilen nem değerini elde etmek için çamaşır makinasında sadece suyla yıkanarak çamaşır istenilen nem değerine göre ıslatılmış olur. Kurutma işlemi sonunda kurutulan çamaşır tekrardan ölçülmüştür. Bunun için 50 kg'a kadar ölçüm yapabilen bir terazi kullanılmıştır. Şekil 4.4'te görülen hassas terazinin ölçüm belirsizliği 1 gr'dır.



Şekil 4.4 : Hassas terazi

4.2.5 Güç ve Enerji Ölçümü

Kurutucunun toplam gücünü ve harcanan enerjiyi ölçmek için veri toplama sistemi (VTS)'ne bağlı olarak 1'er saniye aralıklarla veriler bilgisayara kaydedilmiştir. Test boyunca toplam güç W olarak, enerji de kWh olarak elde edilmiştir.

Elde edilen enerji değeri spesifik enerjinin hesaplanması için kullanılan en önemli parametredir. Toplam ölçüm belirsizliği de enerji ve güç için $\pm 0.5\%$ 'dir. Şekil 4.5'te görülen makine test odasında kurutma çevrimini yapmaktadır. Çevrim sonunda güç ve enerji değerleri bilgisayarda kayıt altına alınmaktadır.



Şekil 4.5 : Güç ve Sıcaklık Ölçümündeki Bir Makine

5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde, Bölüm 2 ve Bölüm 3'te verilen nem alma ve kurutma denklemlerinin temel oluşturduğu çalışmalar aktarılacaktır. Bu temel ışığında yapılan testlerin sonuçları yorumlanacak ve yapılan yorumlara göre makine bileşenlerine ve bu bileşenlerin özelliklerine karar verilecektir. Isı pompası sisteminin temel tasarımı teknolojik gelişmeler ve teorik kavramlardan faydalanarak yapılmış olup yapılan test ve denemeler ile geliştirilmiştir. Deney sonuçları Bölüm 4'te bahsedilen makine ve aletlerle ortaya konmuştur. Bunlara ilaveten test sonuçlarını ortaya koymayı kolaylaştıracak bir takım kabuller yapılmıştır. Bu kabuller;

- 1- Tambur içerisindeki çamaşırlar tam olarak karışmıştır.
- 2- Çamaşırlar her bölgede hava ile tam karışmıştır ve her bölgede kuruma eşit seviyede gerçekleşmektedir.
- 3- Tambur içerisindeki nemli havanın özellikleri tambur çıkışındaki havanın kuru termometre sıcaklığına göre hesaplanır.
- 4- Kuruma işlemi 3 evreden oluşmaktadır. Birinci evre çamaşırların ısınarak denge sıcaklığına geldiği aşama, ikinci evre sabit kurutma hızında buharlaşmanın olduğu aşama ve üçüncü evre çamaşırların sıcaklığının arttığı ve buharlaşma hızının yavaşladığı aşamadır. İkinci evre olan ve sabit hızda çamaşır yüzeyinde buharlaşmanın gerçekleştiği aşamada çamaşır yüzeyi %100 nemli olarak kabul edilir ve çamaşır yüzey sıcaklığı baca çıkışındaki havanın yaş termometre sıcaklığı ile aynı kabul edilir.
- 5- Ortam sıcaklığı ve bağıl nemi sabittir.
- 6- Her bir deney grubu 5 deneyden oluşmaktadır. Bu 5 deneyin ortalaması karar aşamasında dikkate alınmıştır.
- 7- Makinelerin filtresi her çevrim başında temizlenirken evaporatör kaset filtresi her deney grubunun başında temizlenmektedir.
- 8- Tüm testler enerji standartlara uygun olarak 8 kilogram çamaşır yükü ile ve pamuklu dolap kuruluğu programında yapılmıştır.

Tez kapsamında gerçekleştirilen testlerde elde edilen sonuçlar bu kabullere göre değerlendirilmiş ve hesaplamalar yapılmıştır.

Bu kabullere ek olarak kurutucu performans belirleme standardı olan BS-EN-61121’de verilen formül ve şartlar doğrultusunda deney sonuçları elde edilmiştir. Bu kabuller şu şekilde ifade edilebilir:

- 1- Testlerin yapıldığı laboratuvarın ortam sıcaklığı (23±2) °C’dir. Testler de makine bu sıcaklığa ulaştığında başlatılmıştır.
- 2- Testlerin yapıldığı laboratuvarın ortam nemi % (55±5) değerinde olmalıdır. Makine bu nem seviyesine gelene kadar testlere başlanmamıştır.
- 3- Testler pamuklu dolap kuruluğu programında yapılmıştır. Bu programda yapılan bir kurutma işlemi sonunda çamaşırların final nemi % (±3) değerinde olmalıdır.
- 4- Testlerde kullanılan çamaşırların, sıcaklığı (20±2) °C ve nem değeri % (65±5) olmalıdır.
- 5- Testler (230±1) V gerilim ile yapılmalıdır.
- 6- Testler (50±1) Hz frekans altında yapılmalıdır.

Bununla birlikte performans hesaplamalarında kullanılan ve standartlarda geçen denklemler şu şekildedir:

$$\frac{100 \cdot (W_i - W_0)}{W_0} \quad (5.1)$$

Denklemde;

W_i : Islak çamaşır kütlesi (kg)

W_0 : Şartlandırılmış çamaşır kütlesi (kg) ‘dir.

Kurutma çevrimi sonunda çamaşırın nem oranı şu denklemle hesaplanır:

$$\mu_f = \frac{W_f - W_0}{W_0} \quad (5.2)$$

Denklemde;

μ_f : Kurutma sonunda çamaşırın nem yüzdesi (%)

W_f : Kurutma sonunda çamaşır kütlesi (kg)

Kurutma işlemi için harcanan elektrik enerjisi hesaplamasında kullanılan denklem:

$$E = E_m \cdot \frac{(\mu_{i0} - \mu_{f0}) \cdot W}{(\mu_i - \mu_f) \cdot W_0} \quad (5.3)$$

Denklemde;

E : Kurutma işlemi için harcanan düzeltilmiş elektrik enerjisi (kWh)

E_m : Kurutma işlemi için harcanan ölçülen elektrik enerjisi (kWh)

μ_{i0} : Çevrim öncesi çamaşırların nominal nem değeri (%)

μ_{f0} : Çevrim sonrası çamaşırların nominal nem değeri (%)

W : Standart çamaşır yük miktarı (kg)

Kurutma işlemi sırasında geçen düzeltilmiş süre hesaplaması şu şekilde yapılır:

$$t = t_m \cdot \frac{(\mu_{i0} - \mu_{f0}) \cdot W}{(\mu_i - \mu_f) \cdot W_0} \quad (5.4)$$

Denklemde;

t : Kurutma işlemi için geçen düzeltilmiş süre (s)

t_m : Kurutma işlemi için geçen süre (s)

Makinenin nemi yoğunlaştırma verimi şu şekilde hesaplanır:

$$C = \frac{W_w}{W_i - W_t} \quad (5.5)$$

Denklemde;

C : Yoğuşma verimi (%)

W_w : Yoğuşmuş nem kütlesi (kg)

W_t : Kurutma işlemi sonundaki çamaşır kütlesi (kg)

Standartlara göre düzeltilmiş enerji değeri (E), bir düzeltme katsayısı ile daha çarpılır. Bu katsayı bacalı ve kondenserli kurutucular için farklıdır. Isı pompalı kurutucular kondenserli kurutucular ile aynı sınıfta değerlendirildiği için kondenserli kurutucular için belirlenmiş olan katsayı değeri verilecektir.

$$E_{düzeltilmiş} = E. 1,14 \quad (5.6)$$

Testlerdeki güç ölçümleri wattmetre kullanılarak yapılmıştır. Güç ölçümünü yapan wattmetrenin çalışma prensibi, ölçülen akım ve voltaj değerlerinin okunması ve bu değerler kullanılarak güç değerinin hesaplanmasına dayanır. Voltaj değeri sabit olup çevrim boyunca değişmemektedir. Wattmetreye ilaveten bir de ampermetre kullanılmaktadır. Bu iki ölçüm cihazının da ölçüm belirsizlik değerleri enerji etiketlemesi açısından önem arz etmektedir.

Kullanılan wattmetrenin ölçüm belirsizliği şu şekilde ifade edilir;

- 55 W güç değerinde 0,21 W
- 220 W güç değerinde 1,50 W
- 800 W güç değerinde 5,35 W
- 2200 W güç değerinde 8,60 W

Kullanılan ampermetrenin ölçüm belirsizliği şu şekilde ifade edilir;

- 25 mA akım değerinde 0,0001 mA
- 50 mA akım değerinde 0,0002 mA
- 100 mA akım değerinde 0,0002 mA
- 250 mA akım değerinde 0,0002 mA
- 2 A akım değerinde 0,007 A
- 5 A akım değerinde 0,0207 A
- 10 A akım değerinde 0,0185 A

Kullanılan wattmetre ve ampermetrenin ölçüm belirsizliklerine bakıldığında her iki ölçüm aletinin de ölçüm hassasiyetlerinin yüksek olduğu görülmektedir. Testler sırasında ölçülen güç değerleri 600-800 W arasında olduğundan ölçüm belirsizliği 800 W güç ölçümünde yapılan kalibrasyona uygunluk gösterir. Bu da testlerde ölçülen güç değerlerinin %0,67 belirsizlik gösterdiğini açıklar.

Testlerde ölçülen akım değerleri 2-3 A arasında değişkenlik göstermektedir. Bu durumda ampermetre için 2 A akım altında yapılan kalibrasyon değeri baz alınacaktır. Ampermetre için ölçüm belirsizliği % 1 olacaktır.

Güç ve akım ölçümündeki belirsizlik değerleri yapılan tüm testlerdeki ölçümlere artı ve eksi tolerans olarak uygulanmış olup enerji etiket değerinin belirlenmesindeki

kritik parametre olan özgül enerji değerindeki değişme 0,001-0,003 kWh/kg değerleri arasında kalmıştır. Özgül enerjinin bu aralıktaki değişimi makinenin enerji seviyesinde herhangi bir değişikliğe neden olmamaktadır.

Tez çalışmasında mevcut makine tasarımı üzerinde bileşen parametreleri değiştirilerek sonuçlar yorumlanmıştır. Bileşenlerde yapılan temel değişiklikler alt başlıklar halinde anlatılmıştır.

5.1 Motor

Proses fanına ve tambura tahrik veren motor enerji üzerinde rol oynayan temel ekipmanlardan birisidir. Isı pompası sistemi dışında bir eleman olan motor üzerinde yapılacak bir iyileşme direkt olarak makine performansına yansıtacağından bu ekipman üzerinde yapılan deneme ve iyileştirmeler kritiktir. Test düzeneği kurulmadan önce alınan ilk makine üzerinde asenkron bir motor ve bu motoru besleyen 8 μF 'lık bir kapasitör bulunmaktaydı. Motorun kalkış sırasında çektiği gücü azaltma amaçlı önce 9 μF 'lık bir kapasitör denenmiştir. En son testlerde ise asenkron motor dışında fırçasız doğru akım motoru (BLDC) kullanımı denenmiştir. Detaylar test sonuçlarının analizi sırasında verilecektir. BLDC motor Şekil 5.1'dedir.

Çizelge 5.1 : Kullanılan motor ve kapasitör bilgileri

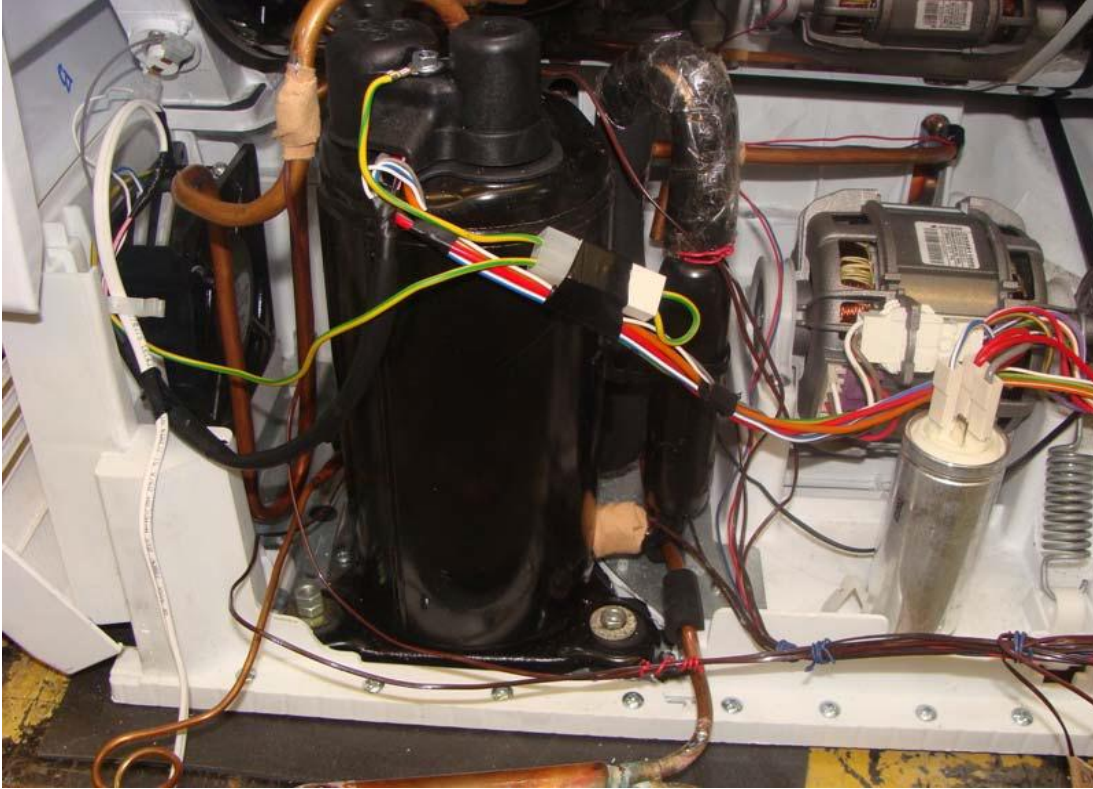
Kullanılan Motor Tipleri	Kullanılan Kapasitör (μF)
Asenkron	8
Asenkron	9
BLDC	-



Şekil 5.1 : BLDC Motor

5.2 Kompresör

Kompresör ısı pompası sisteminin temel taşıdır. Isı pompalı bir kurutucuda en fazla enerjiyi kompresör harcar. Kompresörün çektiği güç miktarını azaltmak makinenin enerji verimliliğini de doğrudan arttıracaktır. Çalışma sırasında kompresör üzerinde yapılan en önemli çalışma soğutkan gaz şarj miktarının belirlenmesi üzerine olmuştur. Bunun dışında kompresör soğutma fanının algoritmasının belirlenmesi de kritik bir konudur. Fakat yazılımsal bir konu olduğu için çalışmada yer verilmemiştir. Çalışmada denenen gaz şarj miktarları 480 gr. ile 500 gr. arasında değişmektedir. Kullanılan kompresör tipi rotary, soğutucu akışkan R134a'dır. Şekil 5.2'de kompresör, kapasitör ve asenkron motor resimleri görülebilir.

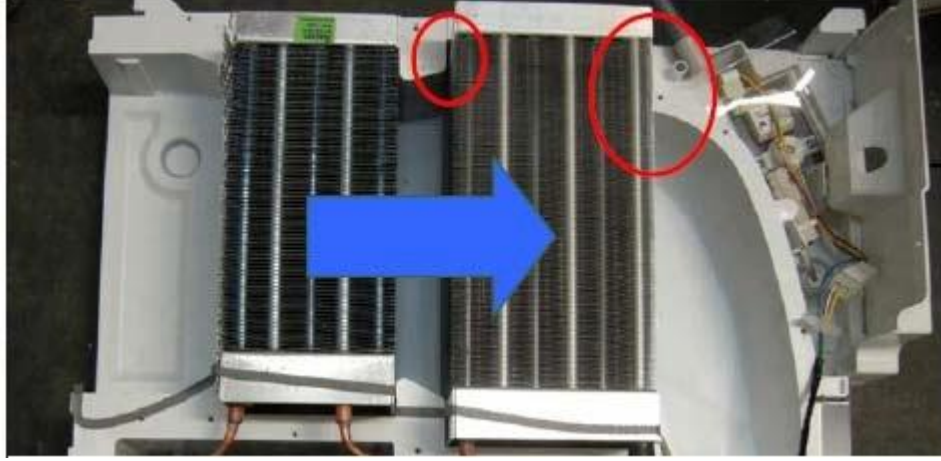


Şekil 5.2 : Kompresör, kapasitör ve asenkron motor

5.3 Kondenser

Kondenser ısı pompası sisteminde ısıtıcı görevini üstlenir. Proses havası kondenser üzerinden geçtikten sonra tambura iletilir. Düz mantıkla bakıldığında kondenser çıkış sıcaklığının fazla olması kurutma süresinin kısılmasına ve doğru orantılı olarak

enerji tasarrufuna yol açar. Kondenser üzerinde yapılan çalışmalar, kondenser fin sayısının artırılıp azaltılmasıdır. Kullanılan kondenser bakır borulu, alüminyum finlidir. Şekil 5.3'te kondenser ve evaporatör resimleri görülebilir.



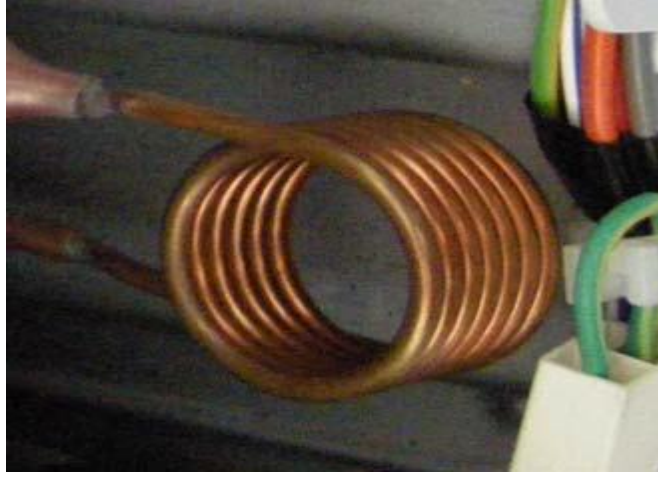
Şekil 5.3 : Kondenser ve Evaporatör

5.4 Evaporatör

Evaporatör ısı pompası sisteminde yoğuşturucu görevini üstlenir. Çamaşırdan aldığı nem sonrası nemlenen proses havasının nemi evaporatörde yoğuşturulur. Teorik olarak evaporatör çıkış sıcaklığı ne denli düşükse yoğuşma verimi o derecede yükselir. Bu da çevrim süresini azaltacağından enerji tasarrufu olur. Deneylerde evaporatör üzerine yapılan değişiklikler fin sayısının artırıp azaltılması ve fin kaplaması kullanılmasıdır. Kondensere benzer şekilde evaporatörün boruları bakır finleri alüminyumdur.

5.5 Kapileri

Kapileri ısı pompası sisteminde basınç düşümünün sağlandığı kısımdır. Evaporatöre girmeden önce soğutucu akışkanın basıncının düşme oranı yoğuşma verimini ve dolayısıyla enerji tüketimini etkiler. Kullanılan kapileri borusu bakırdır. Deneylerde kapileri borusunun uzunluğu ve çapı değiştirilerek enerji verimliliği test edilmiştir.Şekil 5.4'te kapileri borusuna ait resim görülebilir.



Şekil 5.4 : Kapileri borusu

5.6 Temel Makine Bilgileri

Teste alınan ilk makine A-%50 enerji seviyesinde (A enerji sınıfı alt sınır değerinden %50 daha verimli) piyasaya sürülen makinedir. Bu makine üzerinde çalışmalar yapılarak A-%60 enerji seviyesine ulaşmak hedeflenmiştir. Enerji iyileşme çalışmaları sırasında yapısal ve sistemsel değişiklikleri yapılmıştır fakat tez çalışmasında sadece sistemsel deneme ve iyileştirmeler aktarılacaktır.

A-%50 enerji sınıfı yani teste alınan baz makinenin özellikleri Çizelge 5.2’de verilmiştir.

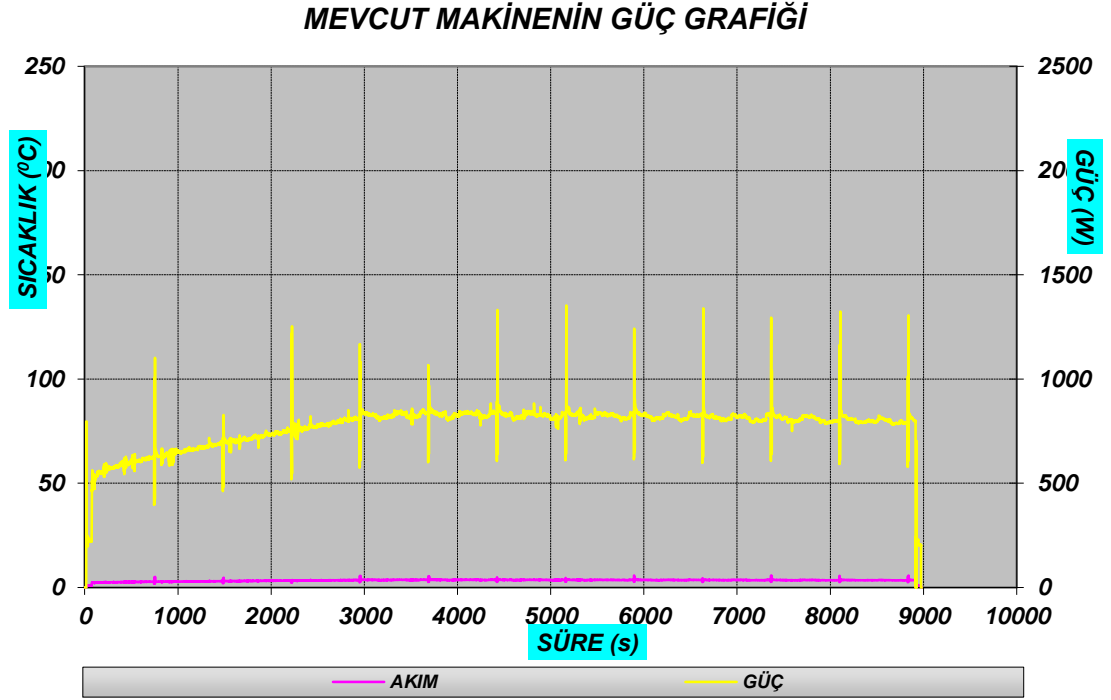
Çizelge 5.2 : Temel makine parametreleri

Parametre	Değer	Detay
Kompresör	-	A marka
Gaz şarjı	390 gr.	
Soğutkan	R407C	
Motor	Asenkron	2750 rpm devir
Kapasitör	8 μ F	
Kondenser	115 fin	Bakır borulu, Alüminyum finli, Kaplamasız, Fin aralığı 3,3 mm.
Evaporatör	89 fin	Bakır borulu, Alüminyum finli, Hidrofobik kaplamalı, Fin aralığı 3,3 mm.
Yalıtım	-	Sadece kompresör soğutma fanı etrafında var
Kapileri	90 cm	1,3 mm çapında, bakır malzemenen

Marka bilgisi tez çalışmasında kullanılmak istenmediğinden marka bilgisine ‘A’ denmiştir.

5.7 Temel Makinenin Güç ve Sıcaklık Değerleri

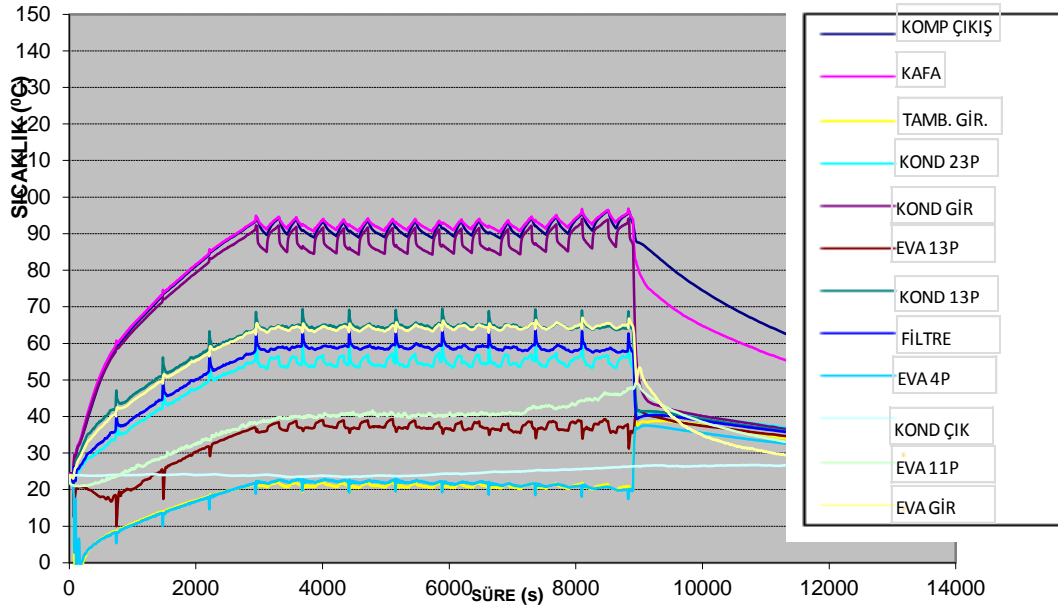
A-%50 makinenin güç ve sıcaklık grafikleri incelenerek çalışmalara başlanmıştır. Bir seri üretim makinesi üzerinde yapılan test sonuçları Şekil 5.5 ve 5.6'daki gibi olmuştur.



Şekil 5.5 : A-%50 makinenin güç grafiği

Makinenin sıcaklık grafiği Şekil 5.6'daki gibi olmuştur.

MEVCUT MAKİNEİNİN SICAKLIK GRAFİĞİ



Şekil 5.6 : A-%50 makinenin kritik sıcaklık değerleri

5.7.1 Mevcut Makinenin Performans Değerleri

Mevcut makinenin performans değerleri Çizelge 5.3'teki gibi ölçülmüştür.

Çizelge 5.3 : Mevcut Makinenin Performans Değerleri

TEST EDİLEN KAPASİTE	(gr)	8.000
NEM ORANI	(%)	60,50%
SÜRE	(dakika)	150
TOPLAM ENERJİ	Wh	1.912
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ	(Wh)	1.926
SPEŞİFİK ENERJİ	(kWh/kg)	0,241
A-%XX		49,80%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE	(dakika)	150,7
NEM ORANI		0,76
SU TOPLAMA VERİMİ	(%)	82%

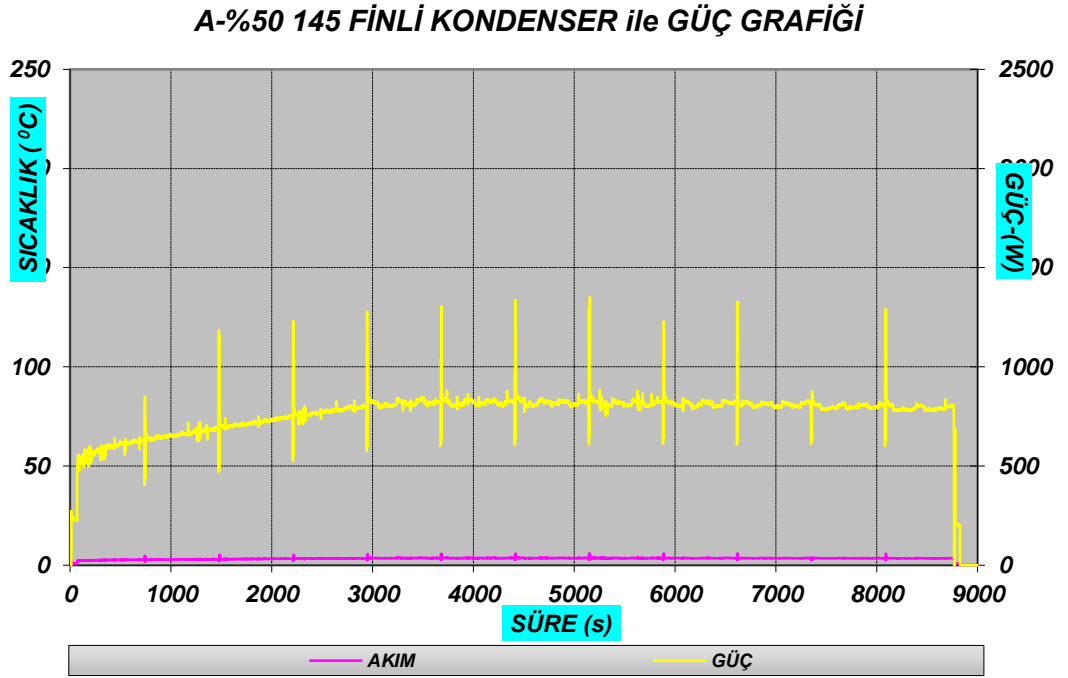
5.8 Temel Makine Üzerinde Yapılan İyileştirme Çalışmaları

Mevcut makine üzerinde yapılan değişiklikler parça bazlı olarak ele alınmıştır. Her bir test grubunda sadece tek bir bileşende değişiklik yapılmış ve test sonuçları incelenip yorumlanmıştır.

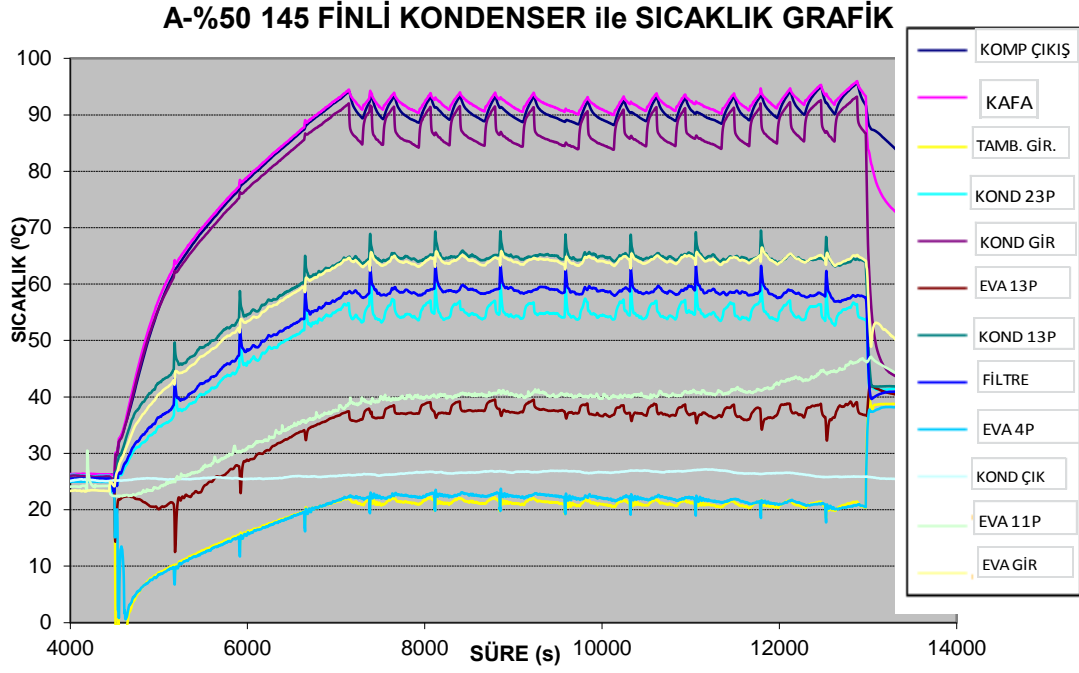
5.8.1 Kondenser Üzerinde Yapılan Değişiklikler

5.8.1.1 145 Finli Kondenser Denemesi

Çizelge 5.2’de de belirtildiği üzere ilk durumdaki makinede bakır borulu, alüminyum finli, herhangi bir kaplaması olmayan 115 adet fini olan bir kondenser kullanılmaktadır. Kondenser üzerine yapılan ilk yorum ısı transferini artırıcı yönde bir iyileştirme yapmak olmuştur. Kondeserden proses havasına olan transferi arttırmanın ilk yolu fin sayısını arttırmaktır. İlk olarak 145 finli bir kondenser denenmiştir. Makinenin güç ve sıcaklık grafiği Şekil 5.7 ve Şekil 5.8’deki gibi olmuştur. Grafikler ve sayısal veriler incelendiğinde test süresinin bir miktar azaldığı bununla birlikte enerjiden kazanç elde edildiği görülmüştür. Fin sayısındaki artış enerjide bir miktar azalmayı da beraberinde getirmiştir.



Şekil 5.7 : 145 finli kondenser kullanıldığında makinenin güç grafiği



Şekil 5.8 : 145 finli kondenser kullanıldığında makinenin sıcaklık grafiği

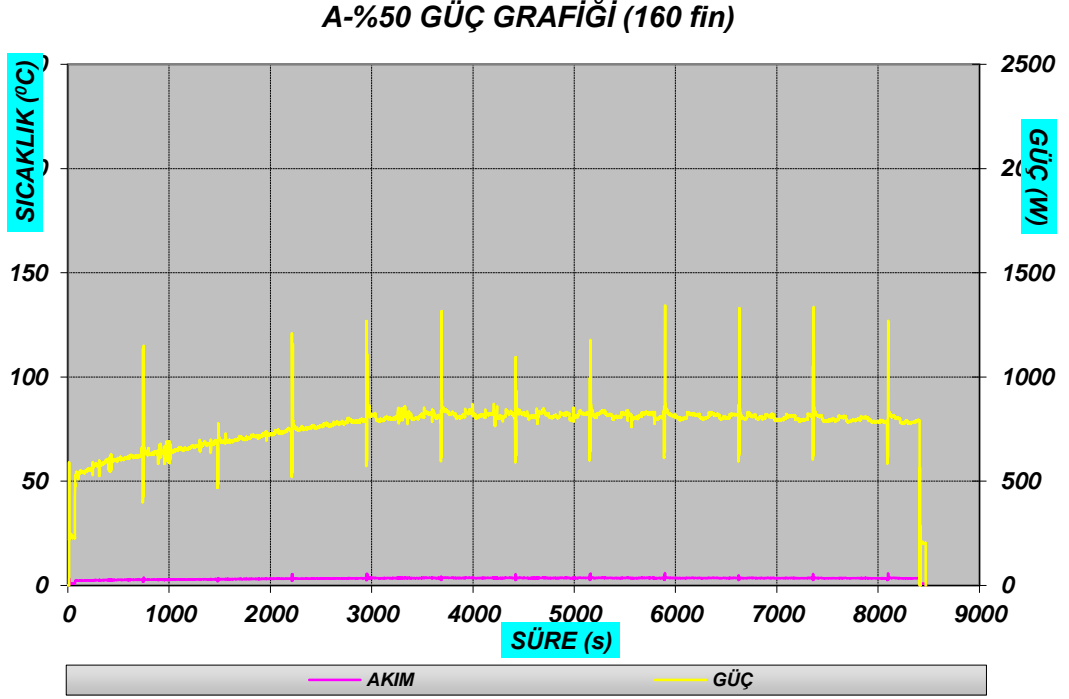
145 finli kondenser ile yapılan testler sonucunda makinenin performans değerleri Çizelge 5.4’te görülebilir.

Çizelge 5.4 : 145 Finli Kondenserli Makinenin Performans Değerleri

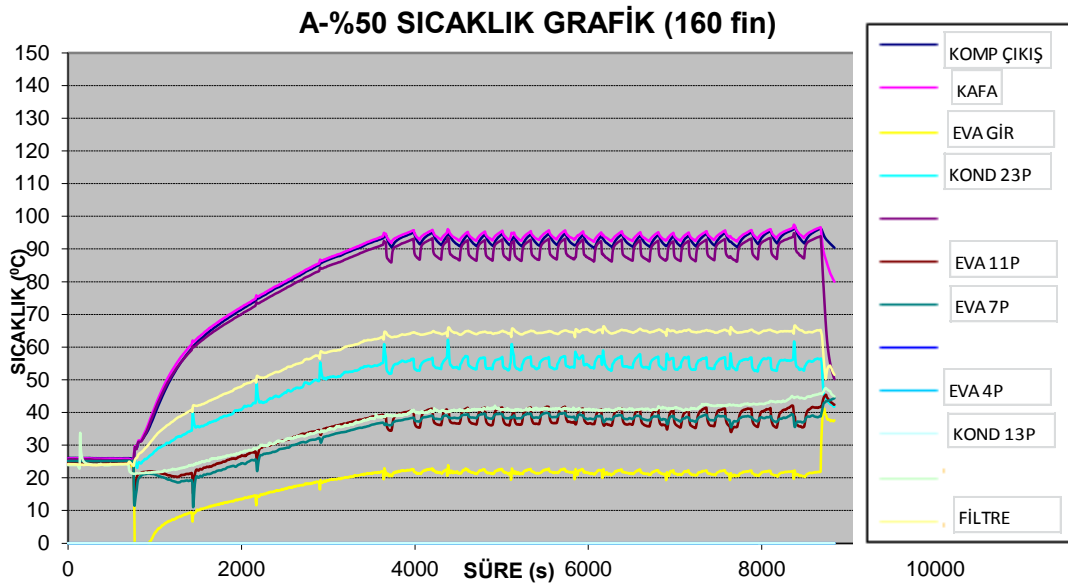
TEST EDİLEN KAPASİTE	(gr)	8.000
NEM ORANI	(%)	60,40%
SÜRE	(dakika)	147
TOPLAM ENERJİ	Wh	1.687
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ	(Wh)	1.873
SPEŞİFİK ENERJİ	(kWh/kg)	0,234
A-%XX		51,20%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE	(dakika)	147,4
NEM ORANI		0,66
SU TOPLAMA VERİMİ	(%)	86%

5.8.1.2 160 Finli Kondenser Denemesi

145 finli kondenser denemesinde elde edilen sonucun tatmin edici olması fin sayısını arttırmayı devam ettirme fikrini ortaya koymuştur. Bunun üzerine 160 finli kondenser denemesi yapılmıştır. 160 finli kondenser denemesine ait güç ve sıcaklık grafikleri Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'daki gibi olmuştur.



Şekil 5.9 : 160 finli kondenser kullanıldığında makinenin güç grafiği



Şekil 5.10 : 160 finli kondenser kullanıldığında makinenin sıcaklık grafiği

160 finli kondenser ile yapılan testler sonucunda makinenin ortalama performans değeri izelge 5.5'te görülebilir.

Çizelge 5.5 : 160 finli Kondenser ile Performans Değerleri

TEST EDİLEN KAPASİTE	(gr)	8.000
NEM ORANI	(%)	60,50%
SÜRE	(dakika)	141
TOPLAM ENERJİ	Wh	1.781
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ	(Wh)	1.822
SPEŞİFİK ENERJİ	(kWh/kg)	0,228
A-%XX		52,60%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE	(dakika)	144,4
NEM ORANI		0,7
SU TOPLAMA VERİMİ	(%)	87%

En iyi değerler 160 finli kondenser kullanıldığında elde edilmiştir. Bir sonraki denemede 170 finli kondenser kullanılmış fakat 145 finli kondenserli makine ile benzer sonuçlar elde edilmiştir. Bu sebeple en uygun kondenserin 160 finli kondenser olduğu anlaşılmıştır.

İlk durumda 115 finli kondenser makinenin bir bileşeniydi. Fin sayısının arttırılması kondenser yüzeyiyle proses havası arasındaki ısı transfer miktarını arttırmaya yönelik bir iyileştirme olmuştur. Bunun yanında bu ısı transfer oranının aşırı miktarda arttırılması soğutkan çevrimini olumsuz etkilemiştir. Şöyle ki kondenser bileşeni proses havası çevriminde ısıtıcı görevini üstlenirken soğutkan çevriminde ise kondenser görevini üstlenmektedir. Kondenslerden çekilen ısının aşırı artması soğutkanın yoğuşma verimini olumsuz etkilemiştir. Bu sebeple 170 finli kondenser ile başarılı bir sonuç elde edilememiştir.

5.8.1.3 Mevcut, 145 Finli ve 160 Finli Makinelerin Karşılaştırılması

115, 145 ve 160 finli kondenser kullanılan makinelerin test sonuçlarının karşılaştırması izelge 5.6'da görüldüğü gibidir.

Çizelge 5.6 : Test Edilen Kondenserli Makinelerin Karşılaştırılması

		Mevcut	145 Fin	160 Fin
TEST EDİLEN KAPASİTE	(gr)	8.000	8.000	8.000
NEM ORANI	(%)	60,50%	60,40%	60,50%
SÜRE	(dakika)	150	147	141
TOPLAM ENERJİ	Wh	1.912	1.867	1.781
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ	(Wh)	1.926	1.873	1.822
SPESİFİK ENERJİ	(kWh/kg)	0,241	0,234	0,228
A-%XX		49,80%	51,20%	52,60%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE	(dakika)	150,7	147,4	144,4
NEM ORANI		0,76	0,66	0,7
SU TOPLAMA VERİMİ	(%)	82%	86%	87%

5.8.2 Motor Üzerinde Yapılan Değişiklikler

Çizelge 5.2’de görüleceği üzere mevcut durumdaki makinede 8 μ F kapasitörlü asenkron motor bulunmaktadır. Motor, proses fanının devrine yani dolayısıyla kurutma havası debisine ve tambur dönme hızına etki ettiğinden kritik bir ekipmandır. Motor üzerine yapılan denemeler BLDC motor denemesi ve kapasitör değişikliğinin denenmesidir. Mevcut durumdaki makineye ait motor devir ve güç bilgileri Çizelge 5.7’deki gibidir.

Çizelge 5.7 : Mevcut Makinenin Motor ve Toplam Güç Değerleri

TEST EDİLEN KAPASİTE	8.000
MOTOR GÜCÜ	226
TOPLAM GÜÇ	765
SÜRE	150
TOPLAM ENERJİ	1.912
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ	1.926
SPESİFİK ENERJİ	0,241
A-%XX	49,80%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE	150,7
NEM ORANI	0,76

5.8.2.1 9 μ F Kapasitör Etkisi

Merkezi Ar-Ge'nin tavsiyesi ile 9 μ F'lık kapasitör denenmiştir. Test sonuçları incelendiğinde çok büyük bir değişiklik görülmemiştir. Yapılan test sonuçlarının ortalaması Çizelge 5.8'deki gibidir.

Çizelge 5.8 : 9 μ F Kapasitör ile Makinenin Motor ve Toplam Güç Değerleri

TEST EDİLEN KAPASİTE	8.000
MOTOR GÜCÜ	238
TOPLAM GÜÇ	783
SÜRE	149
TOPLAM ENERJİ	1.944
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ	1.911
SPEŞİFİK ENERJİ	0,239
A-%XX	50,20%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE	146,4
NEM ORANI	-0,19

5.8.2.2 BLDC Motor Denemesi

Proje başlangıcında BLDC motor kullanımı söz konusu olmamıştır. Fakat sistemsel olarak yapılabilecek tüm iyileştirmelerin yapılması ve motor gücünün azaltılamaması sebebiyle fırçasız doğru akım motoru (BLDC) kullanımı zorunlu hale gelmiştir. Asenkron motordakinin aksine BLDC motorda çevrimin herhangi bir bölümündeki motor devri ayarlanabilmektedir. Bu da motorun daha etkin yönetilmesine olanak verdiğinden ciddi bir enerji azalması gelmektedir. BLDC motorun kullanımındaki tek sıkıntı maliyet problemidir. BLDC motor ile yapılan test sonuçlarının ortalaması Çizelge 5.9'da verilmiştir.

Çizelge 5.9 : BLDC Motorun Enerjiye Etkisi

TEST EDİLEN KAPASİTE	8.000
MOTOR GÜCÜ	184
TOPLAM GÜÇ	719
SÜRE	145
TOPLAM ENERJİ	1.750
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ	1.743
SPESİFİK ENERJİ	0,218
A-%XX	54,60%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE	144,4
NEM ORANI	0,61

5.8.2.3 Kullanılan Motor ve Kapasitör Tiplerinin Performans Karşılaştırması

Çizelge 5.10 : Motor ve Kapasitör Tiplerinin Karşılaştırılması

		Mevcut	9 µF	BLDC
TEST EDİLEN KAPASİTE	(gr)	8.000	8.000	8.000
MOTOR GÜCÜ	W	226	238	184
TOPLAM GÜÇ	W	765	783	719
SÜRE	(dakika)	150	149	145
TOPLAM ENERJİ	Wh	1.912	1.944	1.750
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ	(Wh)	1.926	1.911	1.743
SPESİFİK ENERJİ	(kWh/kg)	0,241	0,239	0,218
A-%XX		49,80%	50,20%	54,60%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE	(dakika)	150,7	146,4	144,4
NEM ORANI		0,76	-0,19	0,61

Çizelge 5.10'da da görüleceği üzere BLDC motorun çektiği güç asenkron motora göre çok daha azdır. Bunun yanında çevrim süresini de mevcut duruma göre 5 dakika azaltmıştır. Bu iyileşmeler A-%50 enerji seviyesindeki makineyi tek başına A-%54,6 mertebesine kadar getirmiştir.

5.8.3 Evaporatörde Yapılan Değişiklikler

5.8.3.1 Evaporatör Fin Sayısının Değiştirilmesi

Çizelge 5.2’de verildiği üzere başlangıç koşullarında 89 finli ve hidrofobik kaplamalı evaporatör mevcuttu. Evaporatör fin sayısının arttırıldığı ve azaltıldığı çalışmalardan somut bir verim alınamamıştır. Özellikle nem alma verimi parametresinin çok dalgalandığı düşünüldüğünde evaporatör fin sayısını değiştirme fikrinden vazgeçilmiştir. Son durumdaki makinede fin sayısı 89 olarak kalmıştır.

5.8.3.2 Evaporatör Kaplamasının Değiştirilmesi

Fin sayısı dışında kaplama malzemesinin değiştirilmesi ve kaplamasız evaporatör denemeleri de yapılmıştır. Mevcut durumdaki hidrofobik(su sevmez) kaplama yerine hidrofillik(su tutan) kaplamalı evaporatör denemesi yapılmıştır. Fakat hidrofillik evaporatörde makinenin enerji verimliliği azalmıştır. Kaplamasız evaporatör kullanımında ise su toplama veriminde azalma görülmüş ve bununla birlikte çevrim süresinde uzamaya bağlı enerji kaybı görülmüştür. Bu sebeple A-%60 ürünün evaporatörü A-%50’deki ile bire bir aynı kalacaktır. Şekil 5.11 ve Şekil 5.12’de hidrofobik ve hidrofillik kaplamalı evaporatör fin tipleri görülebilir.



Şekil 5.11 : Hidrofillik Kaplamalı Alüminyum Fin[22]



Şekil 5.12 : Hidrofilik Kaplamalı Alüminyum Fin[22]

5.8.4 Kompresörün Performansa Etkisi

Mevcut durumdaki makinede A marka olarak belirtilen ve R407C soğutkanı ile çalışan bir kompresör kullanılmıştır. Mevcut makinede kompresörün 5 testte çektiği ortalama güç 539 Watt'tır. Mevcut durumdaki kompresör ile gaz şarj miktarını değiştirerek bile yeterli iyileşme sağlanamamıştır. Gaz şarjına bağlı enerji değişiklikleri bir sonraki bölümde detaylandırılacaktır.

Katalog güç sarfı değeri daha düşük olduğu için B marka kompresörün denenmesine karar verilmiştir. Bu kompresörün çalışma soğutkanı R134a'dır. Bu sebeple kompresörler arasında sağlıklı bir karşılaştırma yapılamasa da güç ve enerji sarflarının karşılaştırılmasına yer verilecektir.

Çizelge 5.11 : A ve B Kompresörlerinin Karşılaştırılması

	A	B
ŞARJ MİKTARI	390	480
TEST EDİLEN KAPASİTE (gr)	8.000	8.000
NEM ORANI (%)	60,4%	60,1%
TOPLAM GÜC (W)	765	630
TOPLAM ENERJİ (Wh)	1.912	1.837
SÜRE (dakika)	150	145
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ (Wh)	1.926	1.859
SPESİFİK ENERJİ (kWh/kg)	0,241	0,232
A-%XX	49,8%	51,8%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE (dakika)	150,7	146,0
NEM ORANI	0,76	0,90

B kompresörü A kompresörüne göre COP ve sıkıştırma oranı olarak üstündür. Net rakamlar bilgi gizliliğinden ötürü verilememektedir. Test sonuçlarından yola çıkılarak A-%60 projesinde B marka kompresörün kullanımına karar verilmiştir.

5.8.5 Kompresör Gaz Şarj Miktarının Performansa Etkisi

Bölüm 5.8.4'te de bahsedildiği üzere deneylere ilk başlanan makinede A marka kompresör kullanılmıştır ve bu kompresörün çalışma soğutkanı R407C'dir. B marka kompresörün kullanılmasına karar verildikten sonra testlerde kullanılan soğutkan R134a olmuştur. R134a gazının kondensasyon ve evaporasyon basınçları yüksek olduğundan gaz şarjının bir miktar daha arttırılması uygun görülmüştür. Bu sebeple 480 gram gaz şarjı ile testlere başlanmıştır. Temel parametre 480 gramdır.

Kompresörün değişmesinden sonra yapılan iyileştirmeler de makineye yansıtılmıştır. Gaz şarj testlerine başlanmadan önceki baz makinenin özellikleri Çizelge 5.12'de verilmiştir.

Çizelge 5.12 : Gaz Şarjı Deneylerinde Kullanılacak Baz Makinenin Özellikleri

Parametre	Değer	Detay
Kompresör	-	B marka
Gaz şarjı	480 gr.	
Soğutkan	R134a	
Motor	BLDC	-
Kapasitör	-	
Kondenser	160 fin	Bakır borulu, Alüminyum finli, Kaplamasız, Fin aralığı 3,3 mm.
Evaporatör	89 fin	Bakır borulu, Alüminyum finli, Hidrofobik kaplamalı, Fin aralığı 3,3 mm.
Yalıtım	-	Sadece kompresör soğutma fanı etrafında var
Kapileri	90 cm	1,3 mm çapında, bakır malzemeden

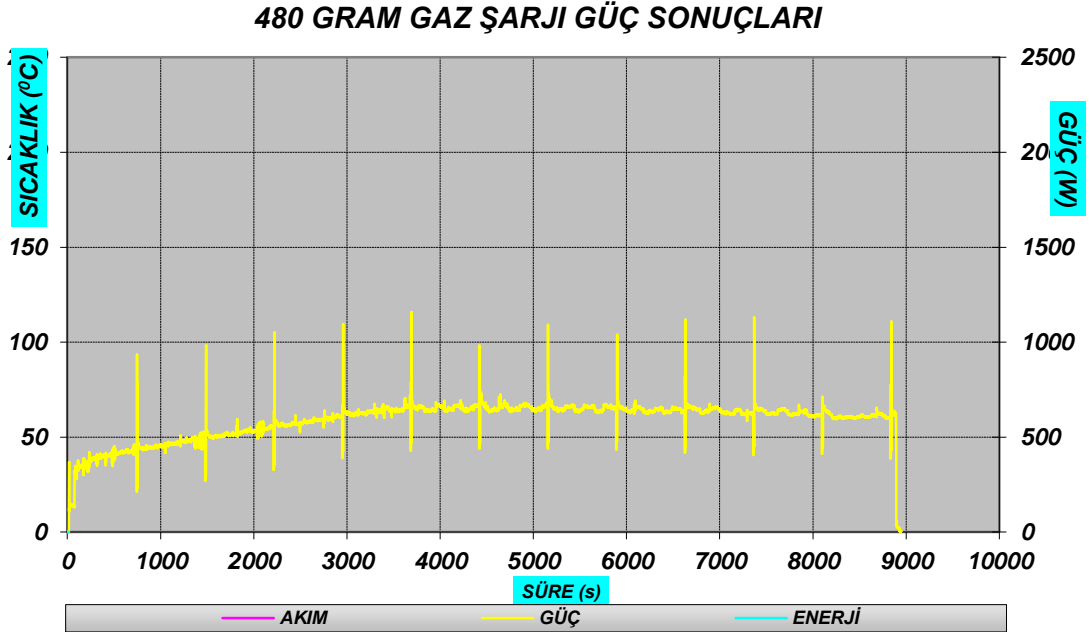
5.8.5.1 480 Gram Gaz Şarjı ile Yapılan Testler

Bu bölümde konu olan testler Çizelge 5.12'de özellikleri verilen makine kullanılarak yapılmıştır. Yapılan testlerin sonuçları Çizelge 5.13'te verilmiştir.

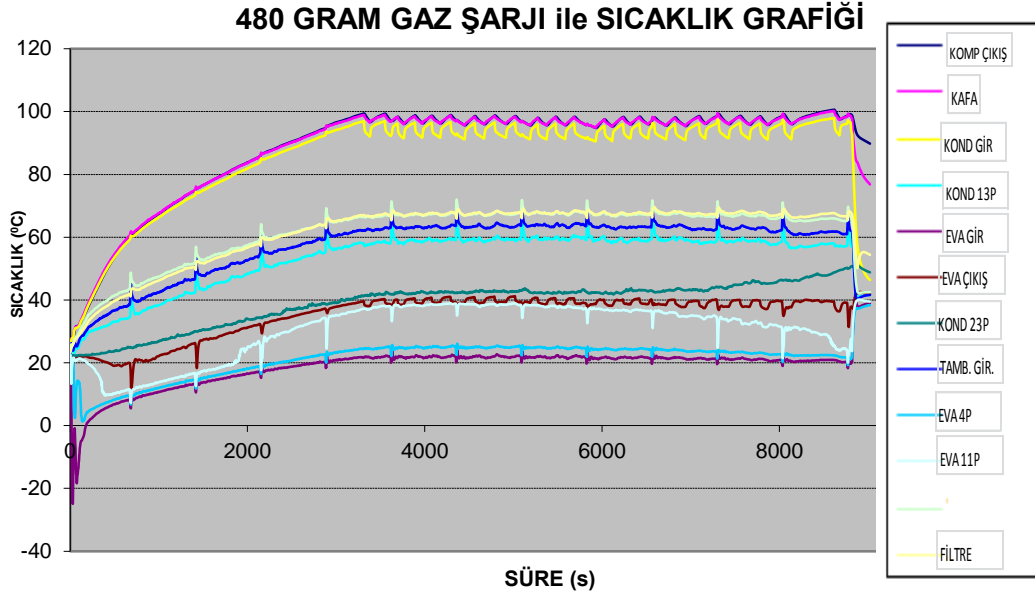
Çizelge 5.13 : 480 Gram Gaz Şarjı ile Yapılan Test Sonuçları

TEST EDİLEN KAPASİTE	(gr)	8.000
NEM ORANI	(%)	60,10%
TOPLAM GÜÇ	W	620
SÜRE	(dakika)	152
TOPLAM ENERJİ	Wh	1.550
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ	(Wh)	1563
SPESİFİK ENERJİ	(kWh/kg)	0,195
A-%XX		59,50%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE	(dakika)	152
NEM ORANI		0,98
SU TOPLAMA VERİMİ	(%)	88,0%

Yapılan testlerden elde edilen sonuçlara göre yapılan iyileştirmelerin ve 480 gram gaz şarjının sistemi A-%60 enerji seviyesine getirdiği görülmektedir. Makinenin testlerindeki ortalama güç ve sıcaklık değerleri Şekil 5.13 ve Şekil 5.14'te görülebilir.



Şekil 5.13 : 480 Gram Gaz Şarjı ile Makinenin Güç Değerleri



Şekil 5.14 : 480 Gram Gaz Şarjı ile Kritik Sıcaklık Eğrileri

Güç grafiğine bakıldığında test sonuçlarını destekler nitelikte olduğu görülmektedir. Fakat sıcaklık eğrilerine bakıldığında makinenin tam olarak rejime girmediği görülmektedir. Özellikle kompresör çıkış sıcaklık değerinin 100 °C'nin altında kalması gaz şarjının bir miktar daha arttırılabileceğini göstermektedir.

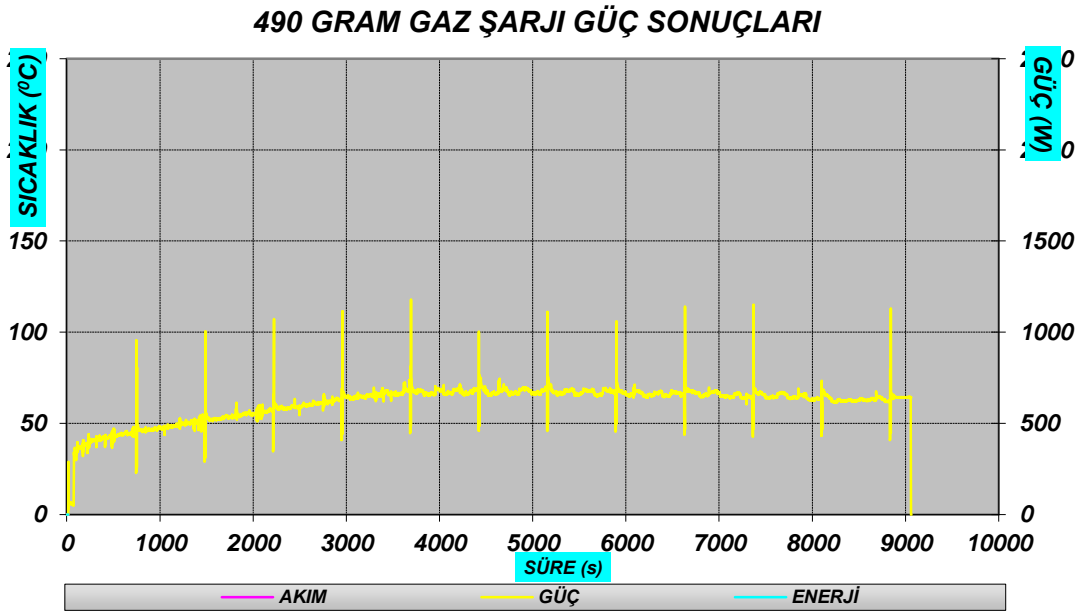
5.8.5.2 490 Gram Gaz Şarjı ile Yapılan Testler

480 gram gaz şarjının iyi sonuç vermesi ve ölçülen sıcaklık değerlerinin beklenenden düşük seyretmesi sonucu gaz şarjının arttırılmasına karar verilmiştir. İlk etapta gaz şarjı 10 gram daha arttırılarak 490 gram denemesi yapılmıştır. 490 gram şarj ile yapılan 5 testin sonucu Çizelge 5.14'teki gibi olmuştur.

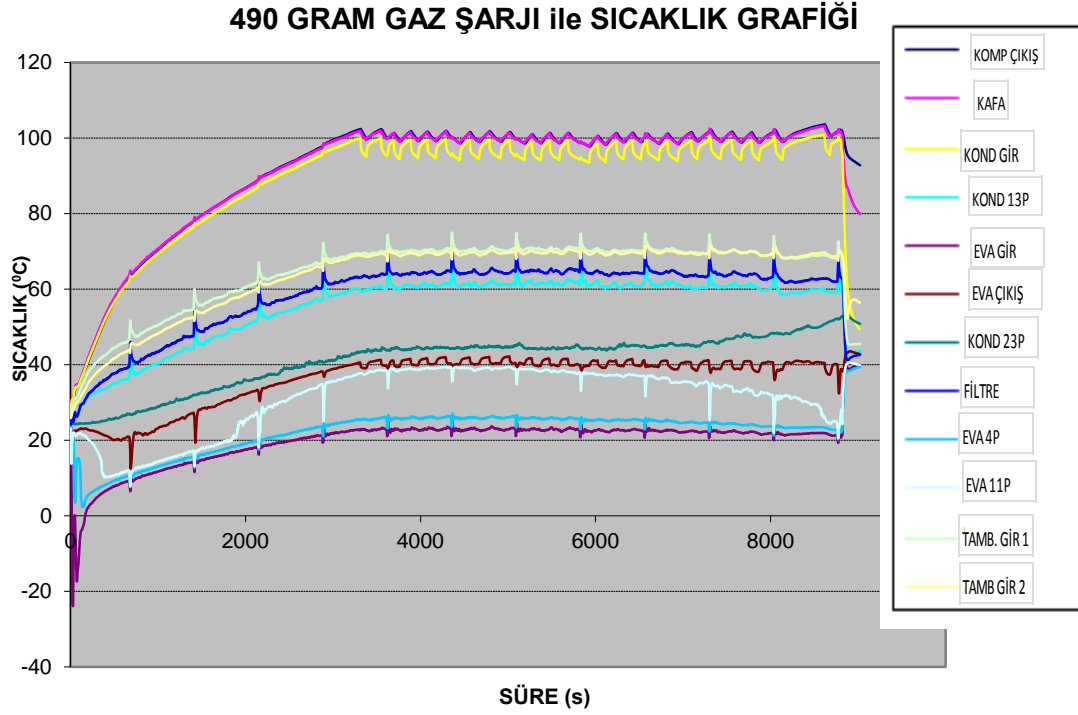
Çizelge 5.14 : : 490 Gram Gaz Şarjı ile Performans Değerleri

TEST EDİLEN KAPASİTE	(gr)	8.000
NEM ORANI	(%)	60,40%
TOPLAM GÜÇ	W	615
SÜRE	(dakika)	149
TOPLAM ENERJİ	Wh	1.527
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ	(Wh)	1538
SPESİFİK ENERJİ	(kWh/kg)	0,192
A-%XX		60,20%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE	(dakika)	150
NEM ORANI		1,09
SU TOPLAMA VERİMİ	(%)	88,6%

Yapılan testler sonucunda A-%60 seviyesi ilk defa görülmüştür. 480 gram testlerine göre en önemli fark kurutma süresinin azalmasıdır. Bu durum sıcaklık değerleri ile açıklanacaktır. Ayrıca süredeki azalma enerjiye iyileşme olarak yansımıştır. Testlere ait ortalama güç ve sıcaklık değerleri Şekil 5.15 ve 5.16'daki grafiklerde görülmektedir.



Şekil 5.15 : 490 Gram Gaz Şarjı ile Çekilen Güç Değerleri



Şekil 5.16 : 490 Gram Gaz Şarjı ile Sıcaklık Eğrileri

Beklendiği üzere güç grafiğinde 480 gram testlerine nazaran ciddi bir değişme yoktur. Sadece kompresörün gaz şarjına bağlı olarak sistemi bir miktar daha basınçlandırmasıyla yani rejime girme süresinin bir miktar daha erken olmasıyla kompresör güç tüketimi az da olsa azalmıştır. Sıcaklık eğrilerine bakıldığında özellikle kompresör çıkış ve kondensasyon sıcaklıkları artış göstermektedir. Bunlarla birlikte kompresöre bir miktar daha şarj verilerek deneme yapılması uygun görülmüştür.

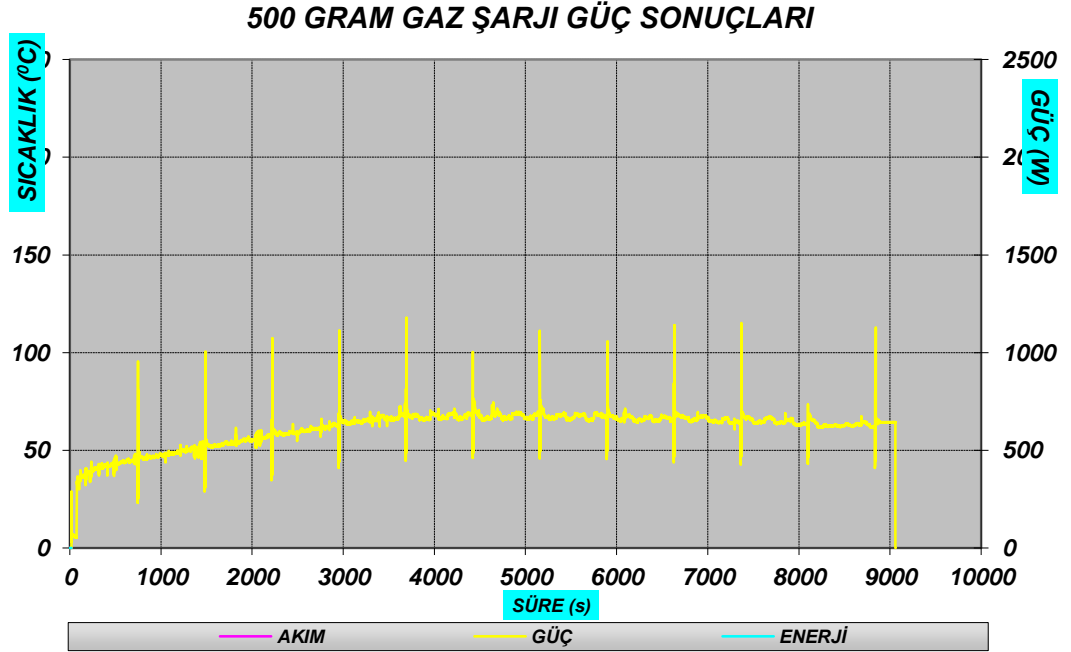
5.8.5.3 500 Gram Gaz Şarjı ile Yapılan Testler

490 gram testlerinde elde edilen iyi sonuçlar 500 gram testlerini yapmamıza ön ayak olmuştur. Makine özellikleri 480 ve 490 gram testlerindeki ile bire bir aynı olup sadece gaz şarj miktarı değiştirilecektir. Testler sonucunda elde edilen ortalama değerler Çizelge 5.15'teki gibidir.

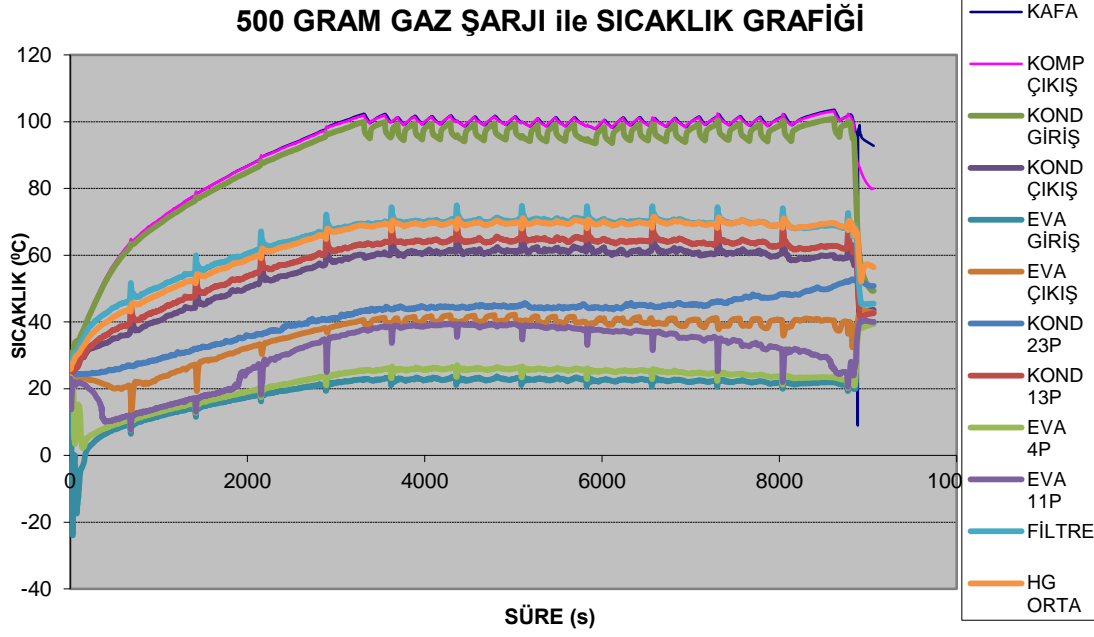
Çizelge 5.15 : 500 Gram Gaz Şarjı ile Performans Değerleri

TEST EDİLEN KAPASİTE	(gr)	8.000
NEM ORANI	(%)	60,30%
TOPLAM GÜÇ	W	610
SÜRE	(dakika)	150
TOPLAM ENERJİ	Wh	1.512
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ	(Wh)	1523
SPESİFİK ENERJİ	(kWh/kg)	0,19
A-%XX		60,50%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE	(dakika)	148
NEM ORANI		0,17
SU TOPLAMA VERİMİ	(%)	90,0%

Test sonuçları 490 gram ile benzerlik göstermektedir. Bir miktar enerji azalması ile beraber sürede bir miktar uzama olmuştur. Nem oranı ve su toplama verimlerinde ciddi bir iyileşme gözükmemektedir. Sıcaklık ve güç eğrileri de yine 490 gram testleriyle benzerlik göstermektedir.(Şekil 5.17; Şekil 5.18)



Şekil 5.17 : 500 Gram Gaz Şarjı ile Makinenin Çektiği Güç



Şekil 5.18 : 500 Gram Gaz Şarj ile Sıcaklık Değerleri

Güç ve sıcaklık grafiği incelendiğinde teknik olarak çok büyük bir farka rastlanmamıştır. 500 gram testlerinde ortalama güç bir miktar azalırken süre uzamaktadır. Enerjide ve nem alma verimindeki iyileşme sistemin 500 gram şarjda daha kararlı olduğunu göstermektedir. 500 gram testlerinden sonra şarj arttırmaya yönelik testler yapılmış fakat olumlu sonuçlar vermemiştir. Bu sebeple gaz şarj miktarı 500 gram olarak kararlaştırılmıştır.

5.8.6 Yalıtım

Mevcut durumdaki makinede sadece kompresör soğutma fanının çevresine sarılmış keçe malzemesi bulunmaktadır. Amaç kompresör soğutma fanının debi azalmasını engellemektir. Bu sistem A-%60 makine prototipi için de aynen kullanılmıştır, bunun yanında Şekil 5.19’da görüldüğü gibi arka duvar yalıtımı denenmiştir.

Arka duvar yalıtımının amacı ısı kaçışını engellemek olmuştur. Rakip ürün analizlerinde arka duvar yalıtımı görülmüş ve denenmesine karar verilmiştir. Yalıtım malzemesi olarak keçe kullanılmıştır. Keçe kalınlığı 3 mm olarak belirlenmiştir. Arka duvar yalıtım keçesinin ürün başına getirdiği ek maliyet 3 \$ olmuştur. Yalıtılmış arka duvarlı makine ile yapılan testlerde az miktarda bir iyileştirme gözlenmiştir. Fakat maddi açıdan uygunluk görülmediği için arka duvar yalıtım keçesinin uygulanmamasına karar verilmiştir. Seri üretimde de keçe kullanılmayacağından dolayı ilgili testlere ve sonuçlarına yer verilmemiştir.



Şekil 5.19 : Arka Duvarı Yalıtılmış Prototip Kurutucu

5.8.7 Kapileri Borusu Boy ve Çap Etkisi

Mevcut durumda prototip makinede kullanılan kapileri boyu 90 cm alıp boru çapı 1,3 mm'dir. Teorik olarak kapileri borusundaki basınç düşümünün sistemi olumlu yönde etkileyeceği düşünülmüştür. Ayrıca soğutkanın kondenserden çıkış hızını düşürmek ve bu sayede kurutma hızını arttırmak da söz konusu olabilmektedir. Bu sebeplerden yola çıkarak kapileri boyunu uzatma fikri ön plana çıkmıştır.

Son durumda makinenin performans tablosu Çizelge 5.15'te verilmişti. Testlere ilk olarak 100 cm kapileri kullanılarak başlanmıştır. Çap sabit tutulmuştur.

5.8.7.1 100 cm Kapileri Boyu ile Yapılan Testler

100 cm kapileri boyu ile yapılan testleri ortalama sonuçları Çizelge 5.16'da verilmiştir.

Çizelge 5.16 : 100 cm Kapileri Boyu ile Yapılan Testlerdeki Performans Değerleri

TEST EDİLEN KAPASİTE	(gr)	8.000
NEM ORANI	(%)	60,10%
SÜRE	(dakika)	145
TOPLAM ENERJİ	Wh	1.486
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ	(Wh)	1496
SPESİFİK ENERJİ	(kWh/kg)	0,187
A-%XX		61,20%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE	(dakika)	147
NEM ORANI		1,05
SU TOPLAMA VERİMİ	(%)	90,9%

Yapılan testlerde güç ve sıcaklık eğrileri Şekil 5.17 ve Şekil 5.18'deki sonuçlarla benzerlik göstermiştir. Kurutma çevrimi süresinin azalmasına bağlı olarak enerjiden bir miktar kazanç olmuştur. Su toplama veriminin yüksek olması buharlaşma tarafında herhangi bir problem olmadığını göstermektedir. Çıkan sonuçların pozitif yönde olması sistemde 110 cm kapileri boyunu deneme fikrini oluşturmuştur.

5.8.7.2 110 cm Kapileri Boyu ile Yapılan Testler

100 cm kapileri testlerinde kullanılan sistem aynı tutularak 110 cm boyunda kapileri kaynağı yapılmıştır. 110 cm kapileri boyu ile yapılan testlerden çıkan sonuçlar Çizelge 5.17'de verilmiştir.

Çizelge 5.17 : 110 cm Kapileri Boyu ile Yapılan Testlerdeki Performans Değerleri

TEST EDİLEN KAPASİTE	(gr)	8.000
NEM ORANI	(%)	60,40%
SÜRE	(dakika)	144
TOPLAM ENERJİ	Wh	1.481
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ	(Wh)	1489
SPESİFİK ENERJİ	(kWh/kg)	0,186
A-%XX		61,40%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE	(dakika)	147
NEM ORANI		1,76
SU TOPLAMA VERİMİ	(%)	86,0%

Yapılan testler sonunda elde edilen sonuçlar enerjide bir miktar iyileşme olduğunu ama bunun yanında nem alma konusunda bir zayıflama olduğunu göstermektedir. Nem alma veriminin düşmesi ve bununla birlikte çevrim sonu çamaşır nem oranının yükselmesi negatif birer durumdur. Standartlara göre kurutma sonu ortalama nem oranı $\pm\%2$ olmalıdır. Test ortalaması $\%1,76$ olduğu gibi bir testte bu değer $\pm\%2$ sınırını bile geçmiştir. Riskli bir konumda bulunmamak adına 110 cm kapileri boyu enerji iyileşmesi sağlamasına rağmen tercih edilmemiştir. Seri üretim makinelerinde 100 cm kapileri boyu tercih edilecektir.

5.8.7.3 Kapileri Borusu Çap Testleri

Kapileri borusu çapı tüm enerji seviyelerindeki ısı pompalı makinelerde 1,3 mm olarak üretilmektedir. Fakat yine de optimizasyon çalışmaları çerçevesinde boru çapı değişikliği de denenmiştir. Boru çapını artırmanın mantıklı olmadığı düşünüldüğünden 1,1 mm çapında bir kapileri borusu sisteme adapte edilmiştir. 100 cm 1,3 mm kapileri borusu ile 100 cm 1,1 mm kapileri borusu karşılaştırılmıştır.

Mevcut durumdaki test sonuçları Çizelge 5.16’da verilmişti. 1,1 mm kapileri borusu ile yapılan testlerin ortalama sonuçları Çizelge 5.18’deki gibidir.

Çizelge 5.18 : 1,1 mm Kapileri Çapı ile Yapılan Testlerin Ortalama Değerleri

TEST EDİLEN KAPASİTE	(gr)	8.000
NEM ORANI	(%)	60,50%
SÜRE	(dakika)	145
TOPLAM ENERJİ	Wh	1.538
DÜZELTİLMİŞ ENERJİ	(Wh)	1550
SPEŞİFİK ENERJİ	(kWh/kg)	0,194
A-%XX		59,8%
DÜZELTİLMİŞ SÜRE	(dakika)	144,1
NEM ORANI		0,52
SU TOPLAMA VERİMİ	(%)	89,0%

Çizelge 5.18'den görüleceği gibi 1,1 mm çaplı kapileri kullanılan testlerde su toplama verimi bir miktar zayıflamıştır. Bu sonuçtan yola çıkılarak buharlaştırma prosesinin veriminin azaldığı yorumu yapılmıştır. 1,1 mm çaplı kapileri borusu ile yapılan deneylerde buharlaşma sıcaklığı bir miktar yükselmiştir. Yoğuşurma prosesinde görülen iyileşme makinenin çevrim süresinin artmasını engellemiştir, bununla beraber toplam enerji sarfı artış göstermiştir.

1,1 mm çaplı kapileri boru kullanımı olumlu sonuçlar vermemiştir. Bu sebeple 1,3 mm çaplı kapileri boru kullanımına karar verilmiştir.

6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, A-%50 enerji seviyesindeki bir çamaşır kuruma makinesinde iyileştirmeler yapılarak, makinenin A-%60 enerji seviyesine çıkarılması hedeflenmiştir. Bu amaçla yapılan deneysel çalışmalar ve sonuçları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Testlere A-%50 makine ile başlanmış ve bu makine üzerinden iyileştirmeler yapılarak A-%60 enerji seviyesine ulaşılması hedeflenmiştir.
- İlk etapta kondenser üzerinde denemeler yapılmış ve 160 finli kondenser kullanımına karar verilmiştir. Kondenser iletim boruları ve fin malzemelerinde herhangi bir değişikliğe gidilmemiştir.
- Sonrasında proses kurutma havasını ve tambur devrini belirleyen motor bileşeni ele alınmıştır. Asenkron motor ile beklenen enerji seviyesine ulaşılamayacağı anlaşılmış ve BLDC motor kullanımına karar verilmiştir. BLDC motorun tek dezavantajı makineye ek maliyet getirmesidir.
- Devam eden testlerde evaporatör üzerine denemeler gerçekleştirilmiştir. İlk olarak fin sayısının optimize edilmesini konu alan testler yapılmış ve 89 finde kalınması kararlaştırılmıştır. Evaporatör fin malzemesi ve iletim boru malzemelerinde değişikliğe gidilmemiştir. Fin kaplaması olarak hidrofobik kaplama tercih edilmiştir.
- İlk makinede kullanılan A marka kompresörün enerji azalma talebini karşılamaması üzerine yapılan araştırmalar sonucu B marka kompresör denenmiş başarı sağlanmıştır. B marka kompresörün güç sarfı A marka kompresöre göre daha azdır.
- Kompresör değişikliği, soğutkan değişikliğini de beraberinde getirmiştir. A marka kompresörde R407C soğutkanı kullanılıyorken B marka kompresörde ise R134a soğutkanı kullanılmaktadır. R134a'nın geri basınç oranının (back pressure ratio) yüksek olması sebebiyle şarj miktarında artış elverişli duruma gelmiştir.

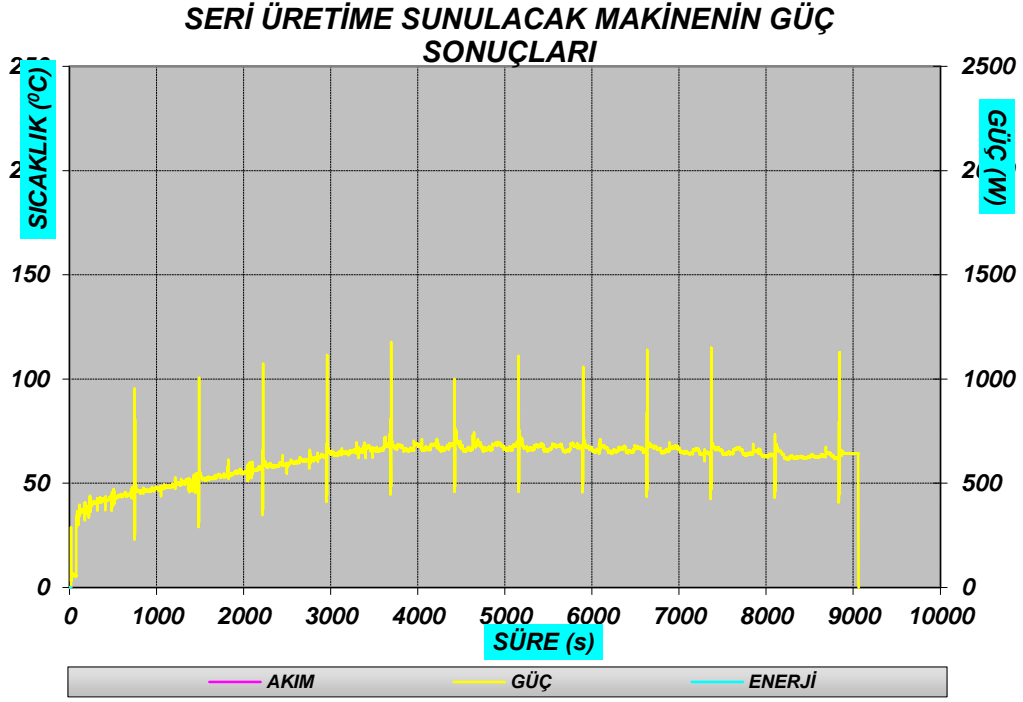
- Kompresör gaz şarjı 480 gram ile denenmeye başlanmış, sırasıyla 490 ve 500 gram testleri yapılmıştır. Tüm testlerin ortalama güç ve sıcaklık grafikleri incelenmiş ve 500 gram gaz şarjı yapılmasına karar verilmiştir.
- Sistemden ısı kaçışını engellemek adına yalıtım yapılması denenmiştir. Makinenin arka duvarı yalıtılmıştır. Arka duvar yalıtımı fayda sağlamasına rağmen, sisteme getirdiği ek maliyetin büyüklüğü nedeniyle uygulanmamıştır. Seri üretime sunulan makinede A-%50 enerji seviyesindeki makineye benzer şekilde sadece kompresör soğutma fanı etrafı yalıtılmıştır.
- Son olarak da ısı pompası sisteminde kısılma vanası görevi gören kapileri borusu üzerine testler yapılmıştır. Öncelikle uzunluk artırma gündeme gelmiş olup ilk durumda 90 cm olan kapileri borusu 100 ve 110 cm boylar için de denenmiştir. Test sonuçları karşılaştırıldıktan sonra kurutma verimliliği göz önünde bulundurularak 100 cm kapileri kullanımına karar verilmiştir.

Tüm testler bittikten sonra gelinen son durum ve makinenin deklarasyon değerleri Çizelge 6.1’de verilmiştir.

Çizelge 6.1 : Seri Üretime Sunulacak Prototip Makinenin Ekipmanları ve Özellikleri

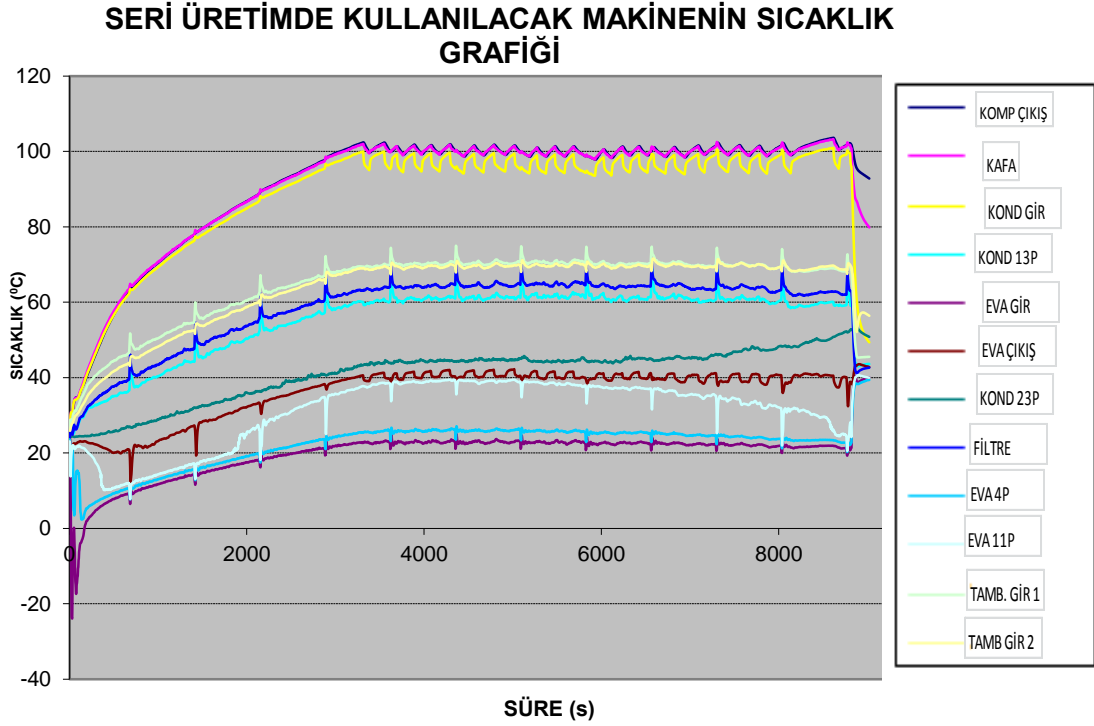
Parametre	Değer	Detay
Kompresör	-	B marka
Gaz şarjı	500 gr.	
Soğutkan	R134a	
Motor	BLDC	-
Kapasitör	-	
Kondenser	160 fin	Bakır borulu, Alüminyum finli, Kaplamasız, Fin aralığı 3,3 mm.
Evaporatör	89 fin	Bakır borulu, Alüminyum finli, Hidrofobik kaplamalı, Fin aralığı 3,3 mm.
Yalıtım	-	Sadece kompresör soğutma fanı etrafında var
Kapileri	100 cm	1,3 mm çapında, bakır malzemedir

Son durumda makinenin güç grafiği Şekil 6.1’de görülmektedir.



Şekil 6.1 : Seri Üretimde Sunulacak Makinenin Güç Değerleri Tablosu

Seri üretime sunulacak prototip makinenin sıcaklık değerleri Şekil 6.2’de verilmiştir.



Şekil 6.2 : Seri Üretimde Kullanılacak Prototip Makinenin Sıcaklık Değerleri

Proje sonunda seri üretime alınan A-%60 enerji seviyeli makinemiz dünyanın en verimli makinesi olmuştur. Alman Stiwa dergisi tarafından ‘Best Product’ ödülünü ve İngiliz which.co.uk sitesinden ‘Best Buy’ ödülleri almıştır.

Her geçen gün ısı pompası teknolojisinde iyileştirmeleri de beraberinde getirmektedir. İleriki yıllarda ısı pompalı kurutuculara uygulanması en uygun iyileştirme invertor(devri ayarlanabilen) kompresör olacaktır. Devri anlık olarak değiştirilebilen bu kompresör tipinin enerjiyi iyileştireceği açıktır.

Makinede yalıtım miktarı çeşitli sebeplerden dolayı azdır. Yalıtılmış malzemelerden dış ortama olabilecek ısı kaçışları engellenebileceği için yalıtım teknolojisi ve fırsatları takip edilmelidir.

Kondenser ve evaporatör kurutma ve yoğunlaşmanın gerçekleştiği ekipmanlar olduğundan iyileştirildiği takdirde sisteme enerji kazandıracak ekipmanlardır. Eşanjör(ısı değiştirici) teknolojisindeki günlük gelişmeler takip edilerek sisteme uygulanmalıdır. Mevcut durumda kullanılacak en verimli eşanjörler sisteme uygulanmıştır.

Kapileri borusu maliyet nedeniyle kısılma vanası yerine kullanılan bir malzemedir. Mevcut durumdaki makineye kısılma vanası uygulanarak enerji kazancı sağlanabilir. Kullanılan kompresör sistemin en önemli parçasıdır. B marka kompresöre geçildiğinde kazanılan enerji düşünüldüğünde daha verimli bir kompresörün kullanılması sisteme enerji kazancı olarak geri dönecektir. Geri basınç oranı değeri daha büyük olan bir kompresör şu günlerde denenmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **GEA Wet Appliances**, (1995), Tech Econ Analysis, Drier
- [2] **Tuba KARTAL**, (2008), Çamaşır Kurutma Makinesi Enerji Tüketim Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi
- [3] **Onur Ercan**, (2010), Bacalı Tip Kurutma Makinesinde Kütle Geçişinin İncelenmesi ve Spesifik Enerji Tüketiminin İyileştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi
- [4] **Çengel, Y. and Boles, M.**, (2002), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Mc Graw Hill, New York.
- [5] **Brunzell, L.**, (2006), Energy Efficient Textile Drying, M.Sc. Thesis, Karlstad University, Karlstad.
- [6] **Oktay, Z.** (2003), "Testing of a Heat Pump Assisted Mechanical Opener Dryer," Applied Thermal Engineering, 23, p. 153-162.
- [7] **EN-61121**, (2005), Tumble dryers for household use - methods for measuring the performance, European Standard.
- [8] **Bansal, B.K., Braun J.E. and Groll E.A.**, (2001), Improving the energy efficiency of conventional tumbler clothes drying systems, International Journal of Energy Research, 25, 1315-1332.
- [9] **Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge Araştırma Notu** (2011), No:1186
- [10] **Lena Stawreberg**,(2011), Energy Efficiency Improvements of Tumble Dryers, M.Sc. Thesis, Karlstad University Studies.
- [11] **S.PRASERTSAN, P.SAEN-SABY**, (1996), Effect of Product Drying Rate and Ambient Condition on the Operation Modes of Heat Pump Dryer
- [12] **R. ZYLLA, S. P. ABBAS, K. W. TAI, S. DEVOTTA, F. A. WATSON, F. A. HOLLAND**, (1982), The Potential for Heat Pumps in Drying and Dehumidification Systems I: Theoretical Considerations
- [13] **R. TOAL, R. MORGAN, J. T. McMULLAN**, (1988), Experimental Studies of Low-Temperature Drying by Dehumidification. Part 2-Experimental

- [14] **SHANE CLEMENTS, XIGUO JIA, PETER JOLLY**, (1993), Experimental verification of a heat pump assisted continuous dryer simulation model
- [15] **KAYS W. M. and LONDON A. L.** (1964), Compact Heat Exchangers. 2nd Edition, New York: McGraw Hill.
- [16] **GEARY, D. F.** (1975), Return Bend Drop in Refrigeration Systems, ASHRAE Transactions
- [17] **THRELKELD, J.L.** ,(1972), Chapter 12 Heating and Cooling of Moist Air by Extended Coils in Thermal Environmental Engineering, Prentice-Hall
- [18] **BAINES, P.G.; CARRINGTON, C.G.**, (1988), Analysis of Rankine cycle heat pump driers, International Journal of Energy Research
- [19] **S. PRASERTSAN, P. SAEN-SABY, G. PRATEEPCHAIKUL**, (1994), Heat Pump Dryer part 1: Simulation of the Models. International Journal of Energy Research. Vol. 20, pp. 1067-1079.
- [20] **P. SAENSABAI, S.PRASERTSAN**, (2003) , Effects of component arrangement and ambient and drying conditions on the performance of heat pump dryers.
- [21] **J.E. BRAUN, P.K. BANSAL, E.A. GROLL**, (2001), Improving the energy efficiency of conventional tumbler clothes drying systems
- [22] URL - 2 < www.karyer.net > alındığı tarih 26.11.2013

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Utku BULGAN

Doğum Tarihi : 15.02.1989

Lisans Üniversite : Yıldız Teknik Üniversitesi

Yayın Listesi :

