

**ENDÜSTRİDE ISI POMPASI
KULLANILARAK ATIK ISIDAN ISI
GERİ KAZANIMININ TEORİK VE
DENEYSEL İNCELENMESİ**

Nurettin YAMANKARADENİZ



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ENDÜSTRİDE ISI POMPASI KULLANILARAK ATIK ISIDAN ISI GERİ
KAZANIMININ TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

Nurettin YAMANKARADENİZ

Prof.Dr. Muhiddin CAN

DOKTORA TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2011
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Nurettin YAMANKARADENİZ tarafından hazırlanan “**ENDÜSTRİDE ISI POMPASI KULLANILARAK ATIK ISIDAN ISI GERİ KAZANIMININ TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ**” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof.Dr. Muhiddin CAN

İkinci Danışman :
(Varsa Yazılacak)

Başkan:	Prof.Dr.Muhiddin Can U.Ü. Müh.Mim.Fakültesi, Makine Mühendisliği	İmza
Üye :	Prof.Dr. Fethi Halıcı SAÜ. Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği	İmza
Üye :	Prof.Dr.Mehmet Kanık U.Ü. Müh.Mim.Fakültesi, Tekstil Mühendisliği	İmza
Üye :	Doç.Dr.Ömer Kaynaklı U.Ü. Müh.Mim.Fakültesi, Makine Mühendisliği	İmza
Üye :	Yrd.Doç.Dr.Erhan Pulat U.Ü. Müh.Mim.Fakültesi, Makine Mühendisliği	İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Kadri ARSLAN
Enstitü Müdürü
.././....(Tarih)

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

22/12/2011

İmza

Ad ve Soyadı

Nurettin YAMANKARADENİZ

ÖZET

Doktora Tezi

ENDÜSTRİDE ISI POMPASI KULLANILARAK ATIK ISIDAN ISI GERİ KAZANIMININ TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Nurettin YAMANKARADENİZ

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof.Dr. Muhiddin CAN

Enerjinin yetersizliği ve var olan kaynakların çevreye olan zararları, enerji konusundaki araştırmaları güncel ve önemli kılmaktadır. Bu nedenle enerji tasarrufu sağlayıcı tekniklerin bulunması, araştırılması ve geliştirilmesi zorunlu hale gelmiştir. Bu kapsamda gelişmiş ülkelerdeki üniversitelerde ve sanayide belirtilen konularda teorik ve deneysel araştırma ve geliştirme çalışmaları sistemli ve planlı bir şekilde sürdürülmektedir. Gelişmiş ülkelerde; ısı pompaları, konfor amaçlı kullanımın yanında, endüstride kurutma işlemlerinde ve atık sıvıdan ısı geri kazanım amaçlı yaygın olarak kullanılmaktadır. Ülkemizde ısı pompalarının konfor amaçlı uygulamaları belli oranda yaygınlaşırken, endüstriyel alanlarda ısı geri kazanımı için ısı pompası uygulamaları oldukça sınırlıdır. Bu nedenle, yapılan bu doktora tezinin amacı, ülkemizde endüstride mevcut atık sıvıların ısısından ve kurutma proseslerinden atılan nemli ve sıcak havadan ısı geri kazanımında, klasik yöntemler yerine ısı pompası kullanımının yaygınlaşmasına katkıda bulunmaktır. Bu amaç doğrultusunda, endüstride enerji tasarrufuna katkı sağlamak amacıyla iki farklı endüstriyel uygulama için iki farklı prototip ısı pompası deney tesisatı tasarlandı ve kuruldu.

Birinci çalışmada, endüstride kurutma proseslerinde kurutma odasından ayrılan nemli ve sıcak havanın ısısından ısı geri kazanım amacıyla kurulan prototip ısı pompası deney tesisatı, iki farklı hava debisi ve farklı by-pass oranları için test edildi. Bu sistemin performansı ve performansına etki eden parametreler ayrı ayrı incelendi. Ayrıca, bu tip uygulamalar için ısı pompası tasarımında dikkat edilmesi gereken parametreler tespit edildi. İkinci çalışmada ise, endüstride bir çok proses sonucu açığa çıkan ve drenaja atılan (30-50 °C) aralığında düşük sıcaklıklarda atık sıvılar mevcuttur. Bu atık sıvıların ısısından yararlanmak amacıyla kurulan prototip ısı pompası deney tesisatı, iki farklı kompresör hızı için, farklı atık sıvı debi ve sıcaklıklarında test edildi. Bu sistemin performansı ve performansına etki eden parametreler incelendi. Ayrıca, bu tip uygulamalar için ısı pompası tasarımında göz önüne alınması gereken parametreler tespit edildi.

Her iki çalışma için matematik modelleme geliştirildi ve elde edilen teorik sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırıldı. Elde edilen teorik sonuçların deneysel sonuçlar ile uyum içerisinde olduğu tespit edildi. Son olarak, her iki sistem için basit bir ekonomik analiz yapıldı ve elde edilen sonuçlara göre, her iki uygulama için de ısı pompası kullanımının oldukça verimli olduğu görüldü.

Anahtar Kelimeler: Isı pompası, atık ısı, atık sıvı, kurutma, ısı pompası destekli kurutucu, enerji tasarrufu, matematik modelleme

2011, xv + 200 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF HEAT RECOVERY FROM WASTE HEAT IN INDUSTRY BY USING HEAT PUMP

NURETTİN YAMANKARADENİZ

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Muhiddin CAN

Lack of energy and harm of supply energy sources to environment makes researches on energy actual and important, and exploring, researching and developing of energy saving techniques become mandatory. In this context, theoretical and experimental investigations on these subjects at universities and industry in developed countries have been carrying on systematic and planned manner. In the developed countries, heat pumps are used extensively not only for comfort but also heat recovery from drying process and waste liquid. While the heat pump becomes widespread in some degree, unfortunately there are a few heat pump applications to heat recovery in the industry in our country. For this reason, aim of this study, is to contribute use of the heat pump for heat recovery from waste liquid and hot and humid air from drying process instead of classic methods. For this purpose, two different prototype experimental facilities were designed and constructed to contribute energy saving in the industry. Firstly, the prototype heat pump-assisted dryer (HPD) unit constructed to heat recovery from hot and humid air from the drying process was tested for two different air flow rate and by-pass (BAR) ratio to investigate system's performance and parameters that affect the performance. Also, the parameters to be considered to design of the HPD unit were identified. Secondly, there are many waste liquids discharged to sewage in the industry at about 30-50°C from the many process. The prototype HPD unit constructed to heat recovery from these waste liquids was tested for two different compressor speed at different waste liquid flow rates and temperatures. The performance of the system and parameters that affected the performance were investigated. Also, the parameters to be considered to design of the HPD unit were identified for these applications. Mathematical models were developed for both studies and theoretical results were compared with experimental results. It was found out that the theoretical results were in good agreement with experimental results. Finally, a basic economic analysis was carried out for both studies and according to the results obtained from economic analysis, it was also shown that using heat pump for both studies was very efficient.

Key words: Heat pump, waste heat, waste liquid, drying, heat pump assisted dryer, energy saving, mathematical modeling

2011, xv + 200 pages.

TEŞEKKÜR

Uludağ Üniversitesi'ndeki eğitimim sürecince bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, tez çalışmamı yöneterek büyük katkısını gördüğüm Öğretim Üyesi Danışman Hocam Sayın Prof.Dr. Muhiddin CAN' a, yaşadığı zor zamanlarda bile desteğini esirgemeyen, her daim yanımda olan ve doktora çalışmamın her aşamasında emeği olan saygıdeğer hocam Yrd. Doç.Dr.Salih ÇOŞKUN' a, her zaman değerli görüşlerini aldığım hocalarım Prof.Dr. Mehmet KANIK, Prof.Dr. Atakan AVCI, Yrd.Doç.Dr.Erhan PULAT, Doç.Dr. Ömer Kaynaklı' ya, Öğr. Gör. Bilsay PASTAKKAYA ve her zaman yardımlarını aldığım Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünün Değerli Öğretim Üyelerine, Fakülte Dekanlarımız Prof.Dr. İrfan KARAGÖZ ve Prof.Dr. Abdülvahap YİĞİT' e, Bölüm Başkanlarımız Prof.Dr. Muhsin KILIÇ ve Prof.Dr. Nurettin YAVUZ' a, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü çalışanlarına, Doktora tezimin tamamlanmasında emekleri geçen T.B.M.Y.O İklimlendirme Soğutma Bölümü çalışanlarına ve T.B.M.Y.O müdürü sayın Prof.Dr.Rıdvan EZENTAS' a, 2008/63 no'lu "Evsel ve Endüstriyel Isı Pompalarının Deneysel Analizi" konulu proje çalışmasına verdikleri destekten ötürü Uludağ Üniversitesi Bilimsel Araştırma Kurumuna ayrı ayrı teşekkürlerimi sunarım. Benden desteğini hiçbir zaman esirgemeyen ve bu günlere gelmemi sağlayan Aileme başta Annem Fatma YAMANKARADENİZ, Kardeşim Bedrettin YAMANKARADENİZ' e, beni her zaman destekleyen ve yanımda olan Eşim Zeynep YAMANKARADENİZ' e ve doktora sürecinde dünyaya gelen ve bana artı motivasyon sağlayan oğlum Hasan YAMANKARADENİZ' e, her zaman desteğini gördüğüm dayım Bekir NURDOĞAN' a, bu süreçte yanımda bulunan isimlerini yazamadığım bütün aile büyüklerim ve dostlarıma çok teşekkür ederim. Son olarak gerek manevi gerekse maddi olarak her zaman yanımda olan, önce Babam sonra hocam Sayın Prof.Dr. Recep YAMANKARADENİZ' e teşekkürlerimi sunarım.

Nurettin Yamankaradeniz
22/12/2011

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGE ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	7
2.1. Isı Pompaları.....	7
2.2. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası.....	10
2.2.1. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası çevrim hesapları.....	12
2.2.2. Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrim.....	15
2.3. Isı Pompalarının Tarihi Gelişimi.....	18
2.4. Endüstriyel Isı Pompası Uygulamaları.....	21
2.4.1. Isı pompası destekli kurutma işleminden ısı geri kazanımı.....	26
2.4.1.1. Isı pompalı kurutma sistemleri.....	31
2.4.1.2. Kurutmada psikrometrinin kullanımı.....	39
2.4.2. Atık sıvı akışkanlardan ısı geri kazanımı.....	42
2.4.3. Isı geri kazanımının faydaları.....	47
2.4.4. Isı pompalarının diğer endüstriyel uygulama alanları.....	48
2.5. Kaynak Araştırması.....	49
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	63
3.1. Materyal.....	63
3.2. Yöntem.....	64
3.2.1. Isı Pompası yardımıyla atık sıvıdan ısı geri kazanımının sağlanması.....	64
3.2.1.1. Isı pompası yardımıyla atık sıvıdan ısı geri kazanımının matematik modelinin oluşturulması.....	70
3.2.1.2. Isı pompası yardımıyla atık sıvı ısısından ısı geri kazanım test ünitesinde toplam ısı geçiş katsayısının belirlenmesi.....	83
3.2.2. Isı Pompası Destekli Kurutma Ünitesi.....	89
3.2.2.1. Isı pompası destekli kurutma tesisatının matematik modelinin oluşturulması.....	96
3.2.2.2. Isı pompası destekli kurutucu tesisatında nemli havanın özellikleri.....	101
3.2.2.3. Kurutma test ünitesi ısı taşınım katsayılarının hesabı.....	102
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	104
4.1. Isı Pompası Destekli Kurutma Ünitesinden Elde Edilen Deneysel Araştırma ve Matematik Model Sonuçları.....	104

4.1.1. Isı pompası destekli kurutma ünitesinden elde edilen deneysel araştırma sonuçları.....	104
4.1.2. Isı pompası destekli kurutma ünitesinden elde edilen deneysel araştırma sonuçları ile matematiksel sonuçların karşılaştırılması.....	118
4.2. Atık Sıvıdan Isı Geri Kazanım Amacıyla Kurulan Isı Pompası Test Ünitesinden Elde Edilen Deneysel Araştırma ve Matematik Model Sonuçları.....	126
4.2.1. Atık sıvıdan ısı geri kazanım amacıyla kurulan ısı pompası test ünitesinden elde edilen deneysel araştırma sonuçları.....	126
4.2.2. Atık sıvıdan ısı geri kazanım amacıyla kurulan ısı pompası test ünitesinden elde edilen deneysel araştırma sonuçları ile matematiksel sonuçların karşılaştırılması.....	137
4.3. Ekonomik Analiz.....	146
4.3.1. Atık sıvıdan ısı geri kazanım amacıyla kurulan ısı pompası ile diğer bazı yakıtların ekonomik analizi.....	146
4.3.2. Isı pompası destekli kurutma işlemi ile diğer bazı yakıtların ekonomik analizi.....	150
5. SONUÇ.....	156
5.1. Isı Pompası Destekli Kurutma Ünitesi Araştırma Sonuçları.....	156
5.2. Isı Pompası Yardımıyla Atık Sıvı Isıdan Isı Geri Kazanım Ünitesi Araştırma Sonuçları.....	158
KAYNAKLAR.....	161
EKLER.....	169
EK 1.....	170
EK 2.....	176
EK 3.....	191
EK 4.....	192
EK 5.....	193
EK 6.....	199
ÖZGEÇMİŞ.....	200

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
A_b	Buharlaştırıcı dış yüzey alanı (m^2)
A_c	Kanal akış alanı (m^2)
A_e	Plakalı ısı eşanjörünün ısı transfer alanı (m^2)
A_i	İç hava yüzey alanı (m^2)
A_o	Dış hava yüzey alanı (m^2)
A_y	Yoğuşturucu dış yüzey alanı (m^2)
$Bo_{eş}$	Eşdeğer kaynama sayısı
$\cos \phi$	Güç faktörü
c_{pf}	Yoğuşan soğutucu akışkan özgül ısısı (kJ/kgK)
c_{nh}	Nemli havanın özgül ısısı (kJ/kgK)
D_h	Hidrolik çap (m)
D_i	Borunun iç çapı (m)
D_o	Borunun dış çapı (m)
f_{tp}	İki fazlı akış için Sürtünme katsayısı
G	Kütle ısı akısı (kg/m^2s)
$G_{eş}$	Eşdeğer kütle akısı (kg/m^2s)
G_h	Havanın Kütleli hız ($kg / m^2 s$)
G_{sa}	Soğutucu akışkan Kütleli hız ($kg / m^2 s$)
G_f	Yoğuşan soğutucu akışkan film kütleli hızı ($kg / m^2 s$)
h	Nemli hava içerisindeki su buharının entalpisi (kJ/kg)
h_1	Kompresör girişindeki soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)
h_{1x}	Buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkanın çıkış entalpisi (kJ/kg)
h_2	Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)
h_{2s}	İzantropik Kompresör çıkışında soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)
h_3	Yoğuşturucu çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)
h_4	Kısılma vanası çıkışında soğutucu akışkanın entalpisi (kJ/kg)
h_A	Kurutucu çıkış noktası entalpisi (kJ/kg)
h_B	Buharlaştırıcı çıkış noktası entalpisi (kJ/kg)
h_C	Yoğuşturucu giriş (Karışım) noktası entalpisi (kJ/kg)
h_D	Yoğuşturucu çıkış noktası entalpisi (kJ/kg)
H_{fg}	Soğutucu akışkan buharlaşma gizli ısısı (kJ/kg)
h_{fg}	Suyun 0 ° C de gizli buharlaşma gizli ısısı (kJ/kg)
h_h	Hava tarafının ısı taşınım katsayısı ($kW / m^2 K$)
h_p	Pasaj yüksekliği (m)
h_s	Suyun ısı taşınım katsayısı (W/m^2C)
h_{sa}	Soğutucu akışkan ısı taşınım katsayısı (W/m^2C)
h_{sae}	Soğutucu akışkan entalpi değeri (kJ/kg)
H_u	Yakıt alt ısı değeri (kJ/m^3)
$h_{yoğ}$	Buharlaştırıcı yüzey sıcaklığında yoğuşan suyun entalpisi (kJ/kg)
I_f	Fanın çektiği akım (A)
I_k	Kompresörün çektiği akım (A)
I_p	Pompaların çektiği akım (A)
K	Kelvin

k_{by}	Boru yüzey ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_{duvar}	Levha ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_f	Yoğuşan soğutucu akışkan film ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_h	Havanın ısı iletim katsayısı (kW/ m K)
K_{lf}	Yükleme faktörü
k_s	Suyun ısı iletim katsayısı (W/m°C)
k_{sa}	Soğutucu akışkan ısı iletim katsayısı (W/m°C)
l_{duvar}	Levha kalınlığı (m)
L_h	Isı transferi için levha uzunluğu (m)
l_{rs}	Borular arasındaki yatay mesafe (m)
L_t	Boru uzunluğu (m)
l_t	Litre
N	Politropik indeks
N_{fin}	Metre başına düşen kanatçık sayısı
n_k	Kompresör devri (dev/ dak)
N_p	Akışkan tarafındaki pasaj (kanal) sayısı
n_p	Plaka sayısı
n_s	Sıkıştırma oranı
Nu_{sa}	Soğutucu akışkan tarafı nusselt sayısı
P_1	Buharlaştırıcı çıkışındaki soğutucu akışkan basıncı (kPa)
P_2	Yoğuşturucu girişi soğutucu akışkan basıncı (kPa)
P_b	Buharlaştırıcı (emme) basıncı (kPa)
P_c	R134a için kritik basınç değeri (MPa)
P_{dt}	Nemli havanın içindeki su buharının kısmi basıncı (kPa)
P_{dt}	Aynı sıcaklıktaki doymuş nemli havanın su buharı basıncı (kPa)
P_{dt}	Nemli hava içerisindeki su buharın doyma basıncı (kPa)
P_m	Buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki basınçların ortalaması (MPa)
Pr	Prandtl sayısı
Pr_h	Hava tarafında Prandtl sayısı
Pr_{sa}	Sıvı fazdaki soğutucu akışkanın Prandtl sayısı
P_{sb}	Nemli havanın su buharı basıncı (kPa)
P_y	Kondenser (basma) basıncı (kPa)
q_w	Uygulanan duvar ısı akısı (W/m ²)
Re	Reynolds sayısı
$Re_{eş}$	Eşdeğer Reynolds sayısı
Re_h	Hava tarafının reynolds sayısı
S_1	Kompresör girişindeki özgül entropi (kJ/kg)
S_{2s}	Kompresör çıkışındaki özgül entropi (kJ/kg)
T_1	Buharlaştırıcı gaz çıkış sıcaklığı (°C)
T_{1x}	Kompresör emiş sıcaklığı (°C)
T_2	Kompresör gaz çıkış sıcaklığı (°C)
T_3	Yoğuşturucu gaz çıkış sıcaklığı (°C)
T_4	Buharlaştırıcı gaz giriş sıcaklığı (°C)
T_A	Kurutucu çıkış noktası sıcaklığı (°C)
T_{as}	Atık su sıcaklığı (°C)
T_b	Buharlaştırıcı sıcaklığı (°C)
T_B	Buharlaştırıcı çıkış noktası sıcaklığı (°C)
T_C	Yoğuşturucu giriş (Karışım) noktası sıcaklığı (°C)

T_D	Yoğuşturucu çıkış noktası sıcaklığı (°C)
T_{fs}	Fan-coil kondenser arasında dolaşan su sıcaklığı (°C)
$T_{hç}$	Fan-coil hava çıkış sıcaklığı (°C)
T_{hg}	Fan-coil havagiriş sıcaklığı (°C)
T_{kuru}	Nemli havanın kuru termometre sıcaklığı (°C)
$T_{sbç}$	Buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı (°C)
T_{sbg}	Buharlaştırıcı giriş sıcaklığı (°C)
$T_{syç}$	Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı (°C)
T_{syg}	Yoğuşturucu giriş sıcaklığı (°C)
T_y	Yoğuşturucu sıcaklığı (°C)
U	Toplam ısı transfer katsayısı ($W/m^2°C$)
U_b	Toplam buharlaştırıcı ısı taşınım katsayısı ($W/m^2°C$)
U_y	Toplam yoğuşturucu ısı taşınım katsayısı ($W/m^2°C$)
v_1	Kompresör girişindeki soğutucu akışkanın özgül hacmi (m^3/kg)
V_f	Fanın çektiği gerilim (V)
V_k	Kompresörün çektiği gerilim (V)
V_k	Kompresör yer değiştirme (süpürme) hacmi (m^3)
V_p	Pompaların çektiği gerilim (V)
w	Nemli havanın özgül nem değeri (kg su buharı/kg kuru hava)
w_A	Kurutucu çıkışındaki özgül nem miktarı (kg su buharı/ kg kuru hava)
w_B	Buharlaştırıcı yüzeyindeki özgül nem miktarı (kg su / kg kuru hava)
w_{df}	Nemli hava içerisindeki su buharının özgül hacmi
W_{ki}	İdeal ısı pompası kompresör işi (kW)
W_p	Pasaj genişliği (m)
X_m	Buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki ortalama kuruluk derecesi
\dot{m}_{sa}	Soğutucu akışkan debisi (kg/s)
\dot{m}_s	Su debisi (kg/s)
\dot{m}_{as}	Atık su debisi (kg/s)
\dot{m}_y	Fan-coil kondenser arasında dolaşan su debisi (kg/s)
$\dot{m}_{h_{BYO}}$	By-pass edilen hava miktarı (kg/s)
\dot{m}_{h_b}	By-pass işleminde evaporatör üzerinden geçen hava miktarı (kg/s)
$\dot{m}_{yoğ}$	Buharlaştırıcı yüzeyindeki nem miktarı (kg/s)
\dot{m}_h	Sistemde dolaşan hava debisi (kg/s)
\dot{W}_k	Kompresör güç tüketimi (Kw)
\dot{W}_{p1}	Pompa 1 (Atık su pompası) gücü (Kw)
\dot{W}_{p2}	Pompa 2 (kondenser ile fan-coil ünitesi arasında çalışan) gücü (Kw)
\dot{W}_f	Fan gücü (Kw)
\dot{W}_{top}	Tüketilen toplam güç miktarı (kW)
c_{p_h}	Havanın özgül ısısı (kJ/kgK)
c_{p_s}	Suyun özgül ısısı (kJ/kgK)
c_{p1}	Sabit basıçta kompresör girişindeki soğutucu akışkanın özgül ısı değeri (kJ/kgK)

c_{v1}	Sabit hacimde kompresör girişindeki soğutucu akışkanın özgül ısı değeri (kJ/kgK)
c_{p2}	Sabit basınçta kompresör çıkışında soğutucu akışkanın özgül ısı değeri (kJ/kgK)
c_{v2}	Sabit hacimde kompresör çıkışında soğutucu akışkanın özgül ısı değeri (kJ/kgK)
\dot{Q}_{y1}	İdeal ısı pompasında yoğuşturucudan atılan ısı (kW)
Q_b	Buharlaştırıcı kapasitesi (kW)
\dot{Q}_y	Yoğuşturucu kapasitesi (kW)
ϕ_{hg}	Fan-coil hava giriş bağıl nem değeri
$\phi_{hç}$	Fan-coil hava çıkış bağıl nem değerleri
ϕ_A	Kurutucu çıkış noktası bağıl nem değeri
ϕ_B	Buharlaştırıcı çıkış noktası bağıl nem değeri
ϕ_C	Yoğuşturucu giriş (Karışım) noktası bağıl nem değeri
ϕ_D	Yoğuşturucu çıkış noktası bağıl nem değeri
η_{ik}	Isıl verim
η_v	Volumetrik (hacimsel) verim
η_i	İsentropik verim
η_{sf}	Serpantin yüzey kanatçık verimi
η_{mek}	Mekanik kompresör verimi
η_{mot}	Kompresör motor verimi
η_y	Yakıt verimi
μ	Akışkan dinamik viskozite (Pa.s)
μ_f	Yoğuşan soğutucu akışkan dinamik viskozitesi (Pa.s)
μ_{sa}	Soğutucu akışkanın viskozitesi (kg/m s)
μ_h	Havanın viskozitesi (kg/m s)
ϵ_{cv}	Ölü hacim oranı
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
ϕ	Havanın bağıl (izafi) nemi
Δw	Özgül nem farkı
$\Delta T_{asoğ}$	Aşırı soğutma sıcaklık farkı (°C)
$\Delta T_{akız}$	Aşırı kızdırma sıcaklık farkı (°C)
$\Delta T_{m,b}$	Buharlaştırıcı ortalama sıcaklık farkı (°C)
$\Delta T_{m,y}$	Yoğuşturucu ortalama sıcaklık farkı (°C)

Kısaltmalar Açıklama

STK	Soğutma tesir katsayısı
COP	Sistem performans katsayısı
SMER	Özgül nem uzaklaştırma oranı
MER	Nem uzaklaştırma oranı
ITK	Isıtma Tesir Katsayısı
ITKİ	İdeal ısı pompası çevriminin ısıtma tesir katsayısı
ITKC	Carnot ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı

OIT	Endüstriyel teknolojiler enerji ofis departmanı
ITK_{ip}	Isı pompası ısıtma tesir katsayıları
ITK_{sis}	Tüm sistemin ısıtma tesir katsayıları
SPC	Özgül güç tüketimi
BYO	By-pass oranı
IPDK	Isı pompalı destekli kurutucu

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Isı pompasının termodinamiği	7
Şekil 2.2. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasına ait çevrim şeması	11
Şekil 2.3. İdeal ve gerçek buhar sıkıştırırmalı ısı pompasına ait T-s ve P-h diyagramı	11
Şekil 2.4. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının gerçek çevrimi için P-h diyagramı	15
Şekil 2.5. Isıtma tesir katsayılarının buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimleri	16
Şekil 2.6. $T_y = 60^\circ C$ de İTK' nin farklı soğutucu akışkanlar için buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimi ($T_y = 60^\circ C$ de sabit sıcaklık)	17
Şekil 2.7. Kelvin'in Tasarladığı Isı Pompası Sistemi	18
Şekil 2.8. Avrupa da sektörel bazda endüstriyel ısı pompası dağılımı (1987 yılına ait)	22
Şekil 2.9. Klasik geri dönüşümlü bir kurutucu	27
Şekil 2.10. Döner tamburlu nem alıcı (ısı geri kazanım cihazı)	28
Şekil 2.11. Bir kurutucuda ısı pompası ve ısı eşanjörü yardımıyla ısı geri kazanımı	29
Şekil 2.12. Kurutma ortamına gönderilen kuru havayı ısıtan kurutucu	30
Şekil 2.13. Kurutma işlemlerinde en etkili ısı pompası sistemi	30
Şekil 2.14. Kurutmada enerji tasarrufunda alternatif genel kurutucu tipleri	31
Şekil 2.15. Bir kurutma işlemine reküperatör olarak monte edilen bir ısı pompasına ait şematik gösterim	33
Şekil.2.16. Isı geri kazanımı için ısı pompalı kurutma fırını ile ısı değiştiricinin birlikte kullanımı	34
Şekil 2.17. Basit nem alıcı ısı pompalı kurutucu uygulamasına ait örnek	35
Şekil 2.18. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu üzerinde aynı hava akışının olduğu durumda ısı pompasının nem alıcı olarak kullanılması	35
Şekil.2.19. Yoğuşturucu üzerinden geçen hava miktarının artırılması ve ısı pompasının nem alıcı şeklinde kullanılmasına ait örnek	36
Şekil 2.20. Kapalı çevrimli Brayton ısı pompası kurutma ünitesi	36
Şekil 2.21. Açık çevrimli Brayton ısı pompası kurutma ünitesi	37
Şekil 2.22. İkili ısı pompalı kurutma ünitesi	38
Şekil 2.23. Sıkıştırırmalı ısı pompalı kurutma ünitesi ve havanın sıkıştırılması	39
Şekil 2.24. Kurutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterilmesi	40
Şekil 2.25. Kurutma havasının bir kısmının geri besleme yapılması	41
Şekil.2.26. Sıvı-sıvı tek kademeli sıkıştırırmalı ısı geri kazanımlı ısı pompası sistemi	44
Şekil.2.27. Sıvı-sıvı iki kademeli sıkıştırırmalı ısı geri kazanımlı ısı pompası sistemi	45
Şekil 2.28. Bir plastik fabrikasında, ısı pompası uygulaması	46
Şekil 2.29. Bir soğutma kulesi prosesi öncesi ısı geri kazanımı	47
Şekil.3.1. Atık sıvı ısisının geri kazanımına yönelik olarak tasarlanan ısı pompasına ait deney tesisatının şematik gösterimi	66
Şekil 3.2. Isı pompası destekli atık sıvı ısı geri kazanım deney tesisatı	67
Şekil 3.3. Isı pompası çevriminin basınç-entalpi diyagramında gösterimi	68
Şekil 3.4. K-tip ve kaydedici özellikteki sıcaklık ölçme cihazı	69
Şekil 3.5. Anemometre	69

Şekil 3.6. Bourdon tip manometre	69
Şekil 3.7. Isı pompası yardımıyla atık sıvıdan ısı geri kazanımının matematik modellemesinde kullanılan parametrelerin deney tesisatı üzerindeki gösterimi	71
Şekil 3.8. Isı pompası çalışmasının ln P-h diyagramında gösterimi	77
Şekil 3.9. Yoğuşturucu boyunca gerçekleşen sıcaklık değişimleri	80
Şekil 3.10. Buharlaştırıcı boyunca gerçekleşen sıcaklık değişimleri	81
Şekil 3.11. Kullanılan kaynaklı plakalı ısı eşanjörüne ait resim	83
Şekil 3.12. Buharlaştırıcı kanal tipleri	84
Şekil 3.13. Kullanılan ısı eşanjöründeki pasaj boyutları	86
Şekil 3.14. Isı pompası destekli kurutma ünitesi deney ünitesi	89
Şekil 3.15. Isı pompası destekli kurutma ünitesi şematik resmi	91
Şekil 3.16. Kurutma ünitesi ısı pompası devresinin şematik gösterimi	92
Şekil 3.17. Kurutma ünitesinde kullanılan ısı pompası devresi	92
Şekil 3.18. Isı pompası destekli kurutma uygulamasında nemli havanın değişiminin psikrometrik diyagramda gösterimi	94
Şekil 3.19. Isı pompası destekli kurutucu ünitesinin matematik modellemesinde kullanılan parametrelerin deney tesisatı üzerindeki gösterimi	97
Şekil 3.20. Buharlaştırıcı boyunca gerçekleşen sıcaklık değişimleri	99
Şekil 3.21. Yoğuşturucu boyunca gerçekleşen sıcaklık değişimleri	100
Şekil 4.1. Tasarlanan kurutma sisteminde farklı bypass oranları için nemli hava şartlarının değişimi	104
Şekil 4.2. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak sıkıştırma oranındaki değişim	105
Şekil 4.3. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak işletme basınç değerleri	106
Şekil 4.4. İki farklı hava hızı kademesi için ısı pompası işletme sıcaklık değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi	107
Şekil 4.5. 1. Kademe hızı değeri için nemli hava sıcaklık değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi	107
Şekil 4.6. 2. Kademe hızı değeri için nemli hava sıcaklık değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi	108
Şekil 4.7. 1. Kademe hızı değeri için nemli hava bağıl nem değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi	109
Şekil 4.8. 2. Kademe hızı değeri için nemli hava bağıl nem değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi	110
Şekil 4.9. 1. kademe hızı değeri için nemli havanın özgül entalpi değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi	111
Şekil 4.10. 2. kademe hızı değeri için nemli havanın özgül entalpi değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi	111
Şekil 4.11. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak nemli havadan çekilen ısı miktarının değişimi	112
Şekil 4.12. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak nemli havaya verilen ısı miktarının değişimi	113
Şekil 4.13. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak toplam güç tüketiminin değişimi	114

Şekil 4.14. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak ısı pompası ısıtma tesir katsayısının değişimi	115
Şekil 4.15. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak tüm sistemin ısıtma tesir katsayısının değişimi	116
Şekil 4.16. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak nemli havadan çekilen nem miktarının değişimi	117
Şekil 4.17. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak özgül güç tüketim değerinin değişimi	118
Şekil 4.18. 1. Kademe hız için bypass oranına bağlı olarak ısı pompası ısıtma tesir katsayısının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	120
Şekil 4.19. 1. Kademe hız için bypass oranına bağlı olarak tüm sistemin ısıtma tesir katsayısının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	121
Şekil 4.20. 1. Kademe hızı için bypass oranına bağlı olarak nemli havaya verilen ısı miktarının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	121
Şekil 4.21. 1. Kademe hızı için bypass oranına bağlı olarak nemli havadan çekilen ısı miktarının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	122
Şekil 4.22. 1. Kademe hızı için bypass oranına bağlı olarak özgül güç tüketim değeri deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	122
Şekil 4.23. 2. Kademe hız için bypass oranına bağlı olarak ısı pompası ısıtma tesir katsayısının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	123
Şekil 4.24. 2. Kademe hız için bypass oranına bağlı olarak tüm sistemin ısıtma tesir katsayısının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	123
Şekil 4.25. 2. Kademe hızı için bypass oranına bağlı olarak nemli havaya verilen ısı miktarının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	124
Şekil 4.26. 2. Kademe hızı için bypass oranına bağlı olarak nemli havadan çekilen ısı miktarının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	124
Şekil 4.27. 2. Kademe hızı için bypass oranına bağlı olarak özgül güç tüketim değeri deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	125
Şekil 4.28. 50 ve 30 Hz kompresör hızlarında farklı atık su debileri için, atık su sıcaklıklarına bağlı ısı pompası işletme sıcaklıklarının değişimi	128
Şekil 4.29. 50 ve 30 Hz kompresör devirlerinde atık su debi ve sıcaklık değerine bağlı olarak sıkıştırma oranlarının değişimi	129
Şekil 4.30. 50 ve 30 Hz kompresör hızlarında aşırı kızdırma ve aşırı soğutma değerlerinin, atık su sıcaklığına bağlı değişimi	131

Şekil 4.31. 50 Hz (a) ve 30 Hz (b) kompresör devirlerinde farklı atık su debileri için, atık su sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan debilerindeki değişimi	132
Şekil 4.32. 50 Hz (a) ve 30 Hz (b) kompresör devirlerinde farklı atık su debileri için, atık su sıcaklıklarına bağlı olarak hacimsel verimdeki değişim	132
Şekil 4.33. 50 Hz (a) ve 30 Hz (b) kompresör devrinde farklı atık su debileri için atık su sıcaklıklarına bağlı olarak atık sudan çekilen ısı miktarı	133
Şekil 4.34. 50 Hz (a) ve 30 Hz (b) kompresör devirlerinde ısıtma kapasitesinin, farklı su debileri için atık su sıcaklığına bağlı değişimi	134
Şekil 4.35. 50 Hz (a) ve 30 Hz (b) kompresör devirlerinde toplam tüketilen güç miktarının farklı su debileri için atık su sıcaklığına bağlı değişimi	135
Şekil 4.36. 50 Hz (a) ve 30 Hz (b) kompresör devrinde farklı atık su debileri için ısı pompasının performans katsayısının atık su sıcaklığına bağlı değişimi	136
Şekil 4.37. 50 Hz (a) ve 30 Hz (b) kompresör devrinde farklı atık su debileri için tüm sistemin performans katsayısının atık su sıcaklığına bağlı değişimi	136
Şekil 4.38. 50 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı ısı pompasının performans katsayısının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	138
Şekil 4.39. 50 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı tüm sistemin performans katsayısının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	139
Şekil 4.40. 50 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı ısı pompası işletme sıcaklıklarının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	140
Şekil 4.41. 50 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı atık sudan çekilen ısı miktarı, ısıtma kapasitesinin ve toplam tüketilen güç miktarının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	141
Şekil 4.42. 30 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı ısı pompasının performans katsayısının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	142
Şekil 4.43. 30 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı tüm sistemin performans katsayısının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	143
Şekil 4.44. 30 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı ısı pompası işletme sıcaklıklarının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	144
Şekil 4.45. 30 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı atık sudan çekilen ısı miktarı, ısıtma kapasitesinin ve toplam tüketilen güç miktarının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması	145

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 2.1. Isı pompalarında kullanılan ısı kaynakları ve sıcaklık aralıkları	9
Çizelge 2.2. Kurutma esnasında üründen uzaklaştırılan 1 kg su başına harcanan enerjiler	32
Çizelge 3.1. Atık sıvıdan ısı geri kazanımına yönelik olarak tasarlanan ısı pompası tesisat elemanlarının teknik özellikleri	65
Çizelge 3.2. Soğutucu akışkan katsayıları	73
Çizelge 3.3. R134a' a ait termofiziksel özellikleri	74
Çizelge 3.4. Suyun termofiziksel özellikleri için korelasyonlar	75
Çizelge 3.5. Havanın termofiziksel özellikleri için korelasyonlar	76
Çizelge 3.6. Eşanjöre ait toplam ısı transfer alanları ve kanal hacimleri	84
Çizelge 3.7. Kurutma sistemini oluşturan elemanların teknik özellikleri	94
Çizelge 3.8. Isı pompası destekli kurutma ünitesine ait deneysel çalışmada kullanılan ölçü aletlerine ait teknik özellikler	95
Çizelge 4.1. Isı pompası yardımıyla atık ısıdan ısı geri kazanım tesisatından ölçülen veriler	146
Çizelge 4.2. Isı pompası yardımıyla atık ısıdan ısı geri kazanım tesisatından ölçülen verilere dayanılarak hesaplanan veriler	146
Çizelge 4.3. Bazı yakıtların güncel ekonomik verilerinin karşılaştırılması	147
Çizelge 4.4. Isı pompası yardımıyla atık ısıdan ısı geri kazanımının bazı yakıtlar ile ekonomik açıdan karşılaştırılması	150
Çizelge 4.5. Isı pompası destekli kurutma tesisatından ölçülen ve hesaplanan Parametreler	151
Çizelge 4.6. Bazı yakıtların güncel ekonomik verilerinin karşılaştırılması	151
Çizelge 4.7. Isı pompası destekli kurutma deney tesisatının bazı yakıtlar ile ekonomik açıdan karşılaştırılması	155
Çizelge Ek 1. Isı pompası yardımıyla atık ısıdan ısı geri kazanımı tesisatından alınan deneysel sonuçlar ve ölçülen parametrelerden kaynaklanan hata oranları	175
Çizelge Ek 2. Isı pompası destekli kurutma tesisatından alınan deneysel sonuçlar ve ölçülen parametrelerden kaynaklanan hata oranları	190

1. GİRİŞ

Enerji ihtiyacı insanlık tarihi ile birlikte başlamış ve her geçen yıl artarak devam etmiştir. Dünyada kullanılan enerji kaynakları teknolojik gelişmelere bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. İnsanoğlu ilk zamanlarda enerji kaynağı olarak odun ve benzeri yakacaklar kullanılırken, daha sonraları kömür ve son zamanlarda petrol ve doğal gaz kullanılmaya başlanmıştır. Bugün ise dünyada tüketilen enerjinin büyük bir kısmı fosil ve benzeri kaynaklardan sağlanmaktadır. Geriye kalan az bir kısım ise nükleer enerji ve yenilenebilir enerji kaynaklarından temin edilmektedir.

Aşırı fosil yakıt kullanımının getirdiği çevre kirlenmesi tüm dünyanın en önemli sorunlarından biridir. Bir diğer önemli çevre sorunu ise sera etkisinden kaynaklanan global ısınmadır. Bunun kökeninde yanma sonucu ortaya çıkan CO₂ emisyonu yatmaktadır. CO₂ emisyonunun global ısınmadan başka olumsuz etkileri olduğu gibi, yanma reaksiyonunda ortaya çıkan emisyon yalnızca CO₂ de değildir. SO_x ve NO_x gibi diğer zararlı emisyonlar vardır. Temiz yakıt denilen doğal gaz kullanımında, yüksek alev sıcaklığından ortaya çıkan NO_x ozon tabakasını tahrip edici özelliğe sahiptir. Fosil yakıt üretim ve tüketiminin doğal bitki örtüsünün yanı sıra, hayvan ve insan sağlığı üzerinde çeşitli olumsuz etkileri bulunmaktadır (Ünlü 2005).

Birim enerji başına ortalama yalnızca CO₂ emisyonu; kömürde 85.5 kg/GJ, petrolde 69.4 kg/GJ ve doğal gazda 52 kg/GJ düzeyindedir. Başlangıçta kömür, daha sonra petrol ve doğal gaza dayalı fosil kökenli enerji kullanımı atmosferdeki CO₂ konsantrasyonunu son 150 yıl içinde % 116 artırarak, dünyayı global ısınma süreci ile karşı karşıya bırakmıştır. Tüm dünyada CO₂ emisyonu artışının sınırlandırılması sorun olup, çözüm yollarından biri yeni ve yenilenebilir enerji kaynakları kullanımının geliştirilmesidir (Ünlü 2005).

Dünyamızda enerji ihtiyacı her yıl yaklaşık % 5 oranında artmaktadır. Buna karşılık fosil yakıt rezervi ise hızla azalmaktadır. Şu anda bilinen petrol rezervlerinin 2040-2050 yılları arasında bitme noktasına geleceği ön görülmektedir. Kömür için yaklaşık 140 yıllık, doğal gaz için yaklaşık 60 yıllık rezerv olduğu tahmin edilmekte olup, sonsuz bir enerji kaynağı olmadıkları görülmektedir. Ayrıca fosil yakıtların fazlasıyla kullanımı

dünya sıcaklık değerlerini beklenenin çok üstüne çıkarmıştır. Bu durum ise, milyonlarca insanı etkileyen sel, fırtına gibi doğal felaketlerin ciddi şekilde artmasına neden olmuştur. Bütün bu olumsuzluklar karşısında fosil yakıtların kullanımı konusunda ciddi olarak düşünülmesi gerekmektedir. Bu nedenle, fosil yakıtların kullanımını kademeli olarak azaltarak temiz enerji kaynaklarına yönelmek gerekmektedir. Bu nedenle, sınırsız kullanılabilir, çevreye zarar vermeyen yenilenebilir enerji kaynakları (güneş, rüzgar, biokütle, jeotermal, su gibi) ile enerji geri dönüşüm teknolojilerine zorunlu yatırım yapmak gerekmektedir.

Sanayileşmenin başlamasıyla beraber ülkelerin enerji ihtiyacı devamlı artış göstermiştir. Enerji kaynakları özellikle fosil yakıtların kullanımı enerji ihtiyacına paralel olarak artmıştır. Bu süreç içerisinde enerji kaynaklarına sahip olma isteği ülkeler arası anlaşmazlıklara hatta savaşlara bile sebep olmuştur. Enerjiye sahip olma arzusu son 100 yıllık süreçte dünya barışına ciddi bir darbe vurmuştur. Günümüzde ise bu süreç hızla devam etmekte olup, enerji kaynakları ülke stratejilerinde en önemli konum durumunda yer almaktadır. Fosil yakıtların çevreye olan zararlarının yanı sıra ülke stratejilerini etkilemesi ülkeleri sınırsız rezervi olan yani eksilmeyen yenilenebilir enerji kaynaklarına yatırım yapmaya zorlamıştır. Özellikle 1970 'li yıllarda çıkan petrol krizi temiz, sınırsız ve verimli enerji kaynaklarına dönüşüm miladı olmuştur.

Enerji kaynakları, üretim metotlarına göre 'Birincil Enerji Kaynakları' ve 'İkincil Enerji Kaynakları' olarak iki grupta incelenmektedir. İkincil Enerji Kaynakları, potansiyel olarak mevcut olan fakat teknolojik güçlükler sebebiyle ancak son zamanlarda yararlanılabilen, bir diğer adıyla (yeni-eksilmeyen anlamında) 'Yenilenebilir Enerji Kaynakları'dır. Yenilenebilir Enerji Kaynakları; güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, Jeotermal enerji, dalga enerjisi, füzyon enerjisi, biokütle enerjisi olarak sayılabilir. Birincil Enerji Kaynakları ise hepimizin yakından tanıdığı başta fosil yakıtlar kömür, petrol, doğal gaz olmak üzere; hidrolik enerji ve nükleer enerjidir (Ünlü 2005).

Avrupa Güneş Enerjisi Birliği "Eurosolar" Başkanı Hermann SCHEER'in tanımlamasına göre 'Ekolojinin bilincinde olmadığımız sürece uygarlığımız kendi geleceğini garanti altına alamayacaktır. Yerkürenin yalnızca birkaç yerinde görülen hammaddelerin tüketilmesi ile, bunlara hayati denecek derecede bağımlılık doğar. Bu

malzemelerin miktarlarındaki sınırlılık ise ekonomik ve politik buhranlara yol açar. Bu yüzden enerji üretiminde özel ve bölgesel değil evrensel kaynaklara yönelmek, insanlığın geleceği açısından en doğru karardır' diyerek enerji tüketimi üzerine kaygılarını belirtmiştir.

Isı pompası basit olarak ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşıyan ve elektrikle beslenen bir sistemdir. Isı pompası da adını, ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama "pompalama" veya "taşıma" kabiliyetinden alır. Örnek olarak dalgıç pompalar verilebilir. Dalgıç pompalar nasıl suyu üretmiyorlarsa, ısı pompaları da ısıyı üretmeyip sadece taşırlar. Dalgıç pompalarının su pompalaması için bir su kaynağına daldırılmalarına benzer olarak, ısı pompaları da yeryüzünde bir enerji kaynağına temas etmedikleri sürece ısıyı taşıyamazlar. Gerekli şartlar sağlandığında yüksek miktarlarda enerji düşük maliyetlerle kullanıma sunulabilir (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

Isıtma sektöründe çoğu insan için ısı pompası terimi yenidir. Oysaki evlerimizdeki buzdolabı, klima, nem giderici ve dondurucular aynı sistemin ürünüdürler. Çalışma prensibi ısıyı taşıma mantığına uyduğundan "ısı pompası" başlığı altında toplanabilirler. Soğutma makineleri ısıtma amaçlı kullanılırlarsa ısı pompası adını alırlar. Örnek olarak evlerimizde kullanılan buzdolaplarını alalım. Buzdolaplarında yiyeceklerin bulunduğu iç ortam soğuktur ve arkasındaki borular oluşan ısıyı ortama bıraktıklarından sıcaktır. Hemen hemen her kişi bu olayın farkındadır ve bu ısının nereden geldiğini merak etmektedir. Örnekte de görüldüğü gibi soğutma makineleri ısıyı ve soğuğu aynı anda üretirler. Anlaşılacağı gibi ısı pompalarından bahsedildiğinde soğutma makinelerine başvuruyoruz. Öyleyse ısı pompaları uzun süredir bilinen bir kavramdır yani 90'lı yıllar için yeni bir teknoloji değildir. Isı pompası teknolojisi mantık olarak ilk 18.yy.' da oluşmuştur. Isı pompasının günümüze kadar soğutmada izlediği yükselen grafikte olduğu gibi, bugünden itibaren ısıtma amaçlı kullanımda da çok büyük bir rolü olacaktır (Ünlü 2005).

Dünyamızda gelişmiş ülkelere dikkat edilecek olursa enerjinin en çok harcandığı yer çeşitli alanlarda çalışan endüstriyel kuruluşlardır. Bu oran yaklaşık olarak % 30-40 arasında değişmektedir. Endüstrilerde harcanan enerjinin büyük bölümü proses ısı olarak kendini göstermektedir. Proses ısısı, ürünün işletmeye girişinden çıkışına kadar

üretimde doğrudan kullanılan ısı enerjisidir. Atıl durumda olan ısı enerjisi harcanan toplam enerjinin % 70-80 arasında bir değere sahiptir. Bu oranlardan da anlaşılacağı üzere kaybedilen enerji küçümsenmeyecek miktarda olduğu için enerji tasarrufu konusunda önemli bir potansiyele sahiptir (Al-Rabghı ve diğ. 1993, Lazzarin 1999).

Ülkemizde endüstriyel kuruluşların enerji tüketimi %38'lik bir orana sahiptir. Kullanılan bu enerjinin %75'lik bölümü proses ısıyı içermektedir (Ünlü 2005). Kullanım alanlarına göre endüstride kullanılan ısı enerjisi yapılan işlemlere göre farklı sıcaklıklara sahiptir. Örnek vermek gerekirse 1200°C civarındaki yüksek sıcaklıklara seramik, çimento, demir-çelik endüstrisinde; 150-200°C arasında olan daha düşük sıcaklık değerlerine ise gıda, tekstil ve kimya endüstrilerinde ulaşılmaktadır. Bugün sanayide kullanılan enerjinin %60' dan fazlası 300°C' nin altındadır. Enerjinin %20-30 oranı ise 150°C' nin altındadır. 150°C sıcaklık değeri, ısı pompaları için en üst değer olmasından dolayı, ısı pompalarının muhtemel uygulamaları bu kısım içinde yer almaktadır (Wallin ve Berntsson 1994).

Fakat eğer, son zamanlardaki yatırımlar düşünüldüğünde, endüstride ısı pompasının seçiminin ana sebebinin sadece enerji tasarrufu olmadığı görülmektedir. Bu, bir işletme problemini çözmek, bir prosesdeki kontrolü mükemmelleştirmek veya emisyon kirliliğini azaltmak, veya atık ısının sıcaklığını düşürmek veya soğutmada su kullanımını azaltmak ve bunun gibi nedenler olabilir. Genellikle, ekonomik olarak uygun enerji tasarrufu sağlayan bir ısı pompası vasıtasıyla işletme problemi çözülmektedir (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

Endüstride atık ısının miktarının büyük olması, yapılacak enerji tasarruf uygulamaları ile birlikte geri ödeme süresini çok kısaltarak cazipliğini arttırmıştır. Isı pompasının en önemli avantajı, diğer enerji geri kazanım sistemlerine göre daha fazla ısı çekebilmesidir.

Genel olarak ısı pompalarını ve bu süreçte endüstride kullanılan ısı pompaları incelemeyen önce termodinamik kanunların ışığı altında 'Isı Pompası' konusu analiz edilerek, tam olarak anlatılması sağlanacaktır. Ayrıca yapılacak olan deneysel ve teorik çalışmalar ile aşağıdaki hedeflere ulaşılması planlanmaktadır.

Bu doktora çalışmasının hedefleri:

Ülkemizde endüstriyel alanda kullanımı yok denecek kadar az olan ısı pompalarının kullanımının yaygınlaştırılması ve öncü olunması amacıyla yapılan bu çalışmanın ana hedefleri aşağıda sıralanmıştır.

Bugüne kadar ısı pompası ile ilgili yapılan çalışmaların gözden geçirilmesi yapılarak;

1. Endüstride çeşitli proseslerde kullanıldıktan sonra drenaja atılan 30°C ila 50°C sıcaklıkları arasında atık sıvılar mevcuttur. Drenaja atılmadan önce bu atık sıvıların ısısından yararlanmak (sıcak su temini veya bir ortamın ısıtması gibi) amacıyla bir prototip deney tesisatı kurmak ve üzerinde deneysel çalışmalar yaparak ısı pompasının kullanılabilirliğini göstermek ve bu sistemin çalışmasına etki eden parametreleri ayrı ayrı belirlemek.
2. Atık sıvının ısısından yararlanmak amacıyla ısı pompası kullanımının diğer sistemlere göre (elektrik, doğal gaz, fuel-oil ile çalışan) daha ekonomik olduğunu ortaya koymak.
3. Atık sıvının ısısından yararlanmak amacıyla kullanılan ısı pompasının basit bir matematik modelini kurmak ve bu modelden elde edilen verilerin deneysel verilerle karşılaştırmak.
4. Endüstride kurutma işlemlerinde yaygın olarak elektrik, fuel-oil veya doğal gaz ile kurutma havası ısıtılmakta ve kurutma odasına gönderilmektedir. Kurutma odasından çıkan nemli ve sıcak havanın bir kısmı geriye by-pass edilmekte fakat yapılan bu uygulama kurutma performansını düşürmektedir. Sıcak ve nemli havanın diğer kalan büyük bir kısmı ise atmosfere atılmaktadır. Bu ise oldukça önemli bir enerji kaybına yol açmaktadır. Bu enerji kaybını engellemek amacıyla, kurutma odasından çıkan nemli ve sıcak havanın ısısının geri kazanımı için ısı pompası kullanılabilirliğini ve ekonomikliğini göstermek. Bu amaç için prototip bir deney tesisatı kurmak, yapılan deneysel analiz sonucu bu sistemin optimum çalışma şartlarını ve by-pass uygulamasının sistem parametreleri üzerine etkisini belirlemek.
5. Kurutma uygulamalarında ısı pompası kullanımının diğer sistemlere göre (elektrik, doğal gaz, fuel-oil ile çalışan) daha ekonomik olduğunu ortaya koymak.

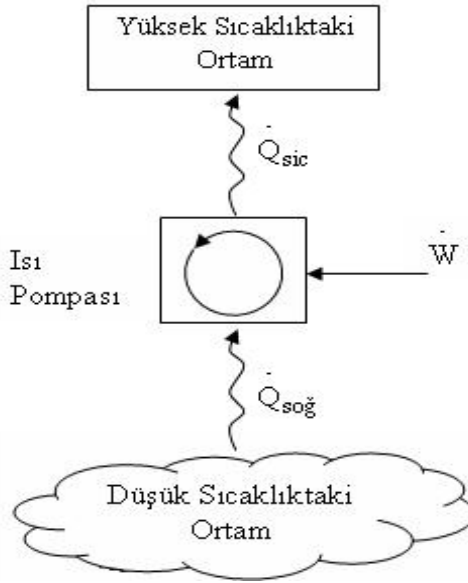
6. Üniversitelerde yapılan yüksek lisans ve doktora tez çalışmalarından üretilen bilgi ve teknolojinin sanayiye uygulanabilmesi, sanayicinin ihtiyaçlarının karşılanabilmesi, akademik araştırmalara ve endüstriyel tasarımcılara katkıda bulunmak, öncü olmak öncelikli hedeflerdendir.
7. Yapılacak tez çalışmasındaki deneysel ve teorik sonuçlardan elde edilen bilgi ve tecrübelerin ışığında sanayicilerinin atık ısısından yararlanarak büyük enerji tasarrufu sağlayacak ısı pompası sistemlerini geliştirilmesine ve sanayide uygulanabilirliğine katkıda bulunmak.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 Isı Pompaları

Isı geçişinin her zaman sıcaklığın azaldığı yönde olduğu bilinen bir gerçektir, başka bir deyişle; ısı geçişi yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama olur. Bu doğal bir olgudur kendiliğinden gerçekleşir. Bu olgunun tersi kendiliğinden gerçekleşmez. Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi ancak soğutma makinelerinin kullanımıyla mümkündür.

Isı pompası, ısı makinesinin tersi bir çevrime göre çalışan, iş yapılması ile ısıyı soğuk kaynaktan sıcak kaynağa ulaştıran bir makinedir. Isı pompası ve soğutma makineleri aynı termodinamik çevrime göre çalışırlar. Soğutma makinesiyle bir mahallin soğutulması, ısı pompası ile ise bir mahallin ısıtılması amaçlanır.



Şekil 2.1. Isı pompasının termodinamiği (Yamankaradeniz ve ark. 2009)

Isı pompası basit olarak ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşıyan ve elektrikle beslenen bir sistemdir. Isı pompası da adını, ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama "pompalama" veya "taşıma" kabiliyetinden alır.

Isı pompaları kullanım alanlarına göre evsel ve endüstriyel ısı pompaları olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir. Evsel tip ısı pompalarında amaç; bir mahallin ısıtılması iken, endüstriyel ısı pompalarında ise, endüstride mevcut atık ısıdan yararlanarak, bir prosesin gerçekleştirilmesini sağlamaktır. Daha önce bahsettiğimiz gibi, ısı pompaları bir ısı kaynağından çektikleri ısıyı aktaran cihazlardır. Isı pompasının enerji çektiği ortamlara ısı kaynakları denir. Bu kaynakları maddeler halinde sıralayacak olursak;

- 1) Hava
- 2) Su (deniz, göl, nehir, dere, yeraltı suyu-jeotermal enerji)
- 3) Toprak
- 4) Güneş Enerjisi
- 5) Atık ısılar ve diğer ısı kaynakları (artık sıvılar, gazlar)

Kullanılan ısı kaynakları arasında hava genel kullanım için, kolay elde edilebildiğinden dolayı en çok tercih edilen ısı kaynağıdır. Su, elde edilebildiği ortamlarda ısı kaynağı olarak kullanılabilir ve havaya göre bazı avantajları vardır. Topraktan ve yeraltı suyu kaynaklı ısı pompaları günümüzde çok önemli proje konularıdır ve Avrupa'da toprak ve yeraltı suyu kaynaklı birçok ısı pompası projesi gerçekleştirilmektedir. Güneş de sonsuz ısı enerjisiyle çok önemli bir kaynaktır. Güneş kolektörü destekli ısı pompası uygulamaları da Avrupa'da ve Kuzey Amerika'da geniş kullanım alanı bulmaktadırlar.

Çizelge 2.1' de ısı pompalarında kullanılan ısı kaynaklarının sıcaklık aralıkları verilmiştir.

Çizelge 2.1. Isı pompalarında kullanılan ısı kaynakları ve sıcaklık aralıkları (Erdoğan ve ark. 2006)

Isı kaynağı	Sıcaklık aralığı (°C)
Dış hava	-10 – 15
Atık hava	15 – 25
Yeraltı suyu	4 – 10
Göl	0 – 10
Nehir	0 – 10
Deniz	3 – 8
Kayaçlar	0 – 5
Toprak	0 – 10
Atık su veya sızılar	> 10

Isı pompası, harekete geçirmek için kullanılan enerjinin türüne göre aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir:

1. Elektrik enerjisi ile harekete geçirilen ısı pompaları
2. Termal enerji ile harekete geçirilen ısı pompaları

Birincil enerjinin (kömür, fuel-oil, doğal gazın) elektrik enerjisine dönüşüm veriminin yüksek olmaması, elektrik enerjisine dayalı ısı pompalarının kısıtlı kullanımına neden olmaktadır. Elektrik enerjisinin ucuz olduğu ülkelerde, şehirlerin ısıtma ve soğutmaya yönelik merkezi sistemlerin uygulamasına karşılık (İsviçre, İsveç gibi) yakıt maliyetinin nispeten düşük olduğu ülkelerde (İngiltere gibi) binaların ısıtılmasında kullanım oldukça kısıtlıdır. Birincil enerjiden itibaren tüm enerji dönüşümlerinin irdelenmesi halinde; mekanik enerjiye dönüşümde verimin düşük olması nedeniyle doğrudan doğruya ısı enerjisinden yararlanan termal ısı pompaları, özellikle son yıllarda üzerinde geniş çapta araştırma yapılan bir konu haline gelmiştir.

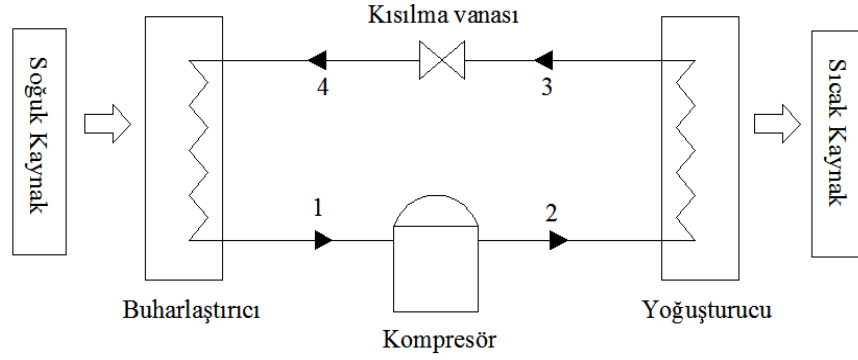
Isının, soğuk ısı kaynağından sıcak ısı kaynağına aktarılması çeşitli şekillerde gerçekleştirilebilir. Isının aktarılma şekline göre ısı pompası tipleri aşağıdaki gibidir:

1. Buhar sıkıştırmalı ısı pompası
2. Adsorbsiyonlu ısı pompası
3. Gaz çevrimli ısı pompası
4. Jet buhar püskürtmeli ısı pompası
5. Stirling çevrimli ısı pompası
6. Adsorbsiyonlu ısı pompası
7. Resorbsiyonlu ısı pompası
8. Rankine/buhar sıkıştırmalı ısı pompası
9. Termoelektrik ısı pompası

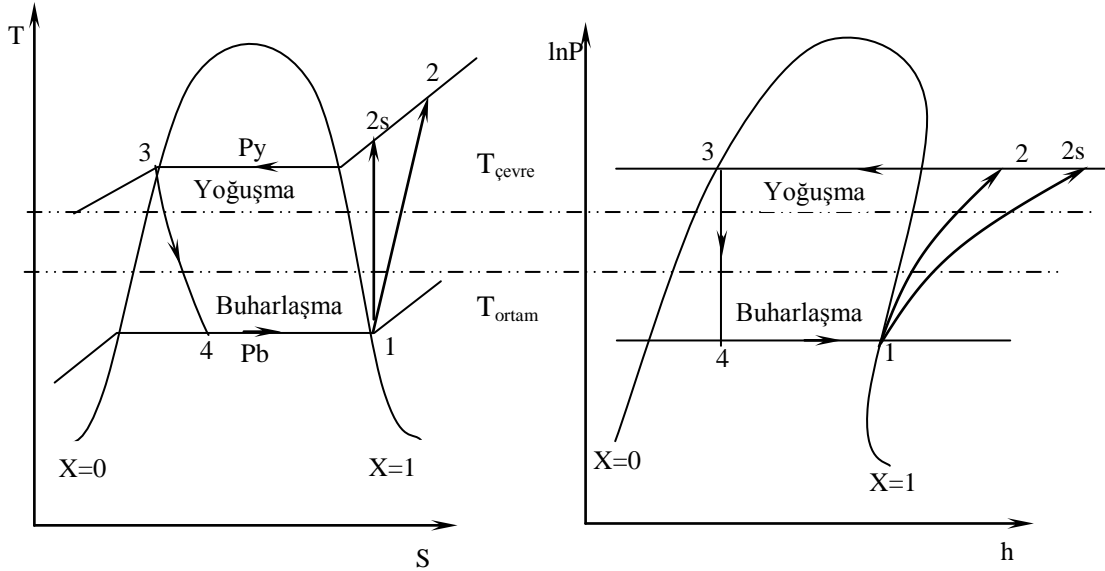
Genellikle daha yaygın olarak “Buhar sıkıştırmalı” ve “Adsorbsiyonlu” ısı pompası çeşitleri kullanılır. Termal ısı pompaları arasında yer alan adsorbsiyon ve adsorbsiyonlu ısı pompaları bu bağlamda avantajları olmakla birlikte bu tipin çalışma maddesine dayalı farklı sorunları bulunmaktadır ve verimleri buhar sıkıştırmalı ısı pompalarına nazaran oldukça düşüktür (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

2.2. Buhar sıkıştırmalı ısı pompası

Isı pompalarının büyük çoğunluğu buhar sıkıştırmalı çevrim prensibine göre çalışır. Buhar sıkıştırmalı basit bir ısı pompasının ana elemanları kompresör, genişleme vanası (kısılma vanası) ile buharlaştırıcı (evaporatör) ve yoğuşturucu (kondenser) olarak adlandırılan iki adet ısı değiştiricisidir.



Şekil 2.2. Buhar sıkıştırımlı ısı pompasına ait çevrim şeması (Yamankaradeniz ve ark. 2009)



Şekil 2.3. İdeal ve gerçek buhar sıkıştırımlı ısı pompasına ait T-s ve P-h diyagramı (Yamankaradeniz ve ark. 2009)

Şekil 2.3' de ideal buhar sıkıştırımlı ısı pompasının çevrimi Basınç-entalpi diyagramında gösterilmiştir. Şekil 2.3' deki ideal çevrim:

- 1-2s Kompresörde tersinir adyabatik (izentropik) sıkıştırma
- 2s-3 Yoğuşturucuda tersinir sabit basınçta ısı terk etme
- 3-4 Kısılma vanasında sabit entalpide genişleme
- 4-1 Buharlaştırıcıda tersinir sabit basınçta ısı çekilmesi aşamalarından oluşur.

Gerçek çevrim aşamaları ise:

- 1-2 Kompresörde adyabatik sıkıştırma
- 2-3 Yoğuşturucuda tersinir sabit basınçta ısı terk etme
- 3-4 Kısılma vanasında sabit entalpide genişleme
- 4-1 Buharlaştırıcıda tersinir sabit basınçta ısı çekilmesi

şeklindedir.

Buharlaştırıcıdan çıkan doymuş buhar kompresörde izentropik olarak daha yüksek bir basınç ve sıcaklığa sıkıştırılarak kızgın buhar haline getirilir (1 – 2 durumu). Daha sonra yoğuşturucuya giren kızgın buhar, ısını dışarıya vererek sabit basınçta yoğuşur (2 –3 durumu). Doymuş sıvı haldeki yüksek basınçlı akışkanın basıncı ve sıcaklığı genişleme vanasında buharlaştırıcı şartlarına getirilir (3 – 4 durumu). Buharlaştırıcıya giren akışkanın sıcaklığı ısı kaynağının sıcaklığından düşük olduğundan, ısı kaynağından akışkana sabit basınçta ısı geçişi olur ve akışkan buharlaşır (4 – 1 durumu). Buradan sonra çevrim yeniden başlar ve bu şekilde devam eder (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

2.2.1. Buhar sıkıştırmalı ısı pompası çevrim hesapları

İdeal buhar sıkıştırmalı ısı pompası çevrim hesapları aynı soğutma çevrim hesapları gibi yapılır. Bir ısı pompası sisteminde, sistemi oluşturan her bir eleman açık sistem olarak (SASA) incelenmektedir.

İdeal ısı pompası çevriminde, s_1 kompresör girişindeki özgül entropi, s_{2s} ise kompresör çıkışındaki özgül entropi olmak üzere, termodinamiğin ikinci kanununa göre,

$$s_1 = s_{2s} \quad (2.1)$$

yazılabilir.

İdeal ısı pompası kompresör işi \dot{W}_{ki} gerçek kompresör işi \dot{W}_k olmak üzere, kompresör iç verimi;

$$\eta_{ik} = \frac{\text{İdeal kompresör isi}}{\text{Gerçek kompresör isi}} = \frac{\dot{W}_{ki}}{\dot{W}_k} = \frac{\dot{m}_s (h_{2s} - h_1)}{\dot{m}_s (h_2 - h_1)} \quad (2.2)$$

ile ifade edilir.

Gerçek ısı pompası çevriminde, kompresör çıkışında h_2 özgül entalpisi ise;

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{ik}} \quad (2.3)$$

şeklinde ifade edilir. Burada; h_1 , kompresör girişindeki özgül entalpi, h_{2s} tersinir adyabatik sıkıştırma sonucunda kompresör çıkışındaki özgül entalpidir.

Yoğuşturucu (SASA) : Gerçek ısı pompasında, yoğuşturucudan atılan ısı ise;

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_{sa} (h_2 - h_3) \quad (2.4)$$

ile bulunur. Burada \dot{m}_{sa} (kg/s) sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisidir.

Buharlaştırıcı (SASA): Gerçek ısı pompasında, buharlaştırıcının çektiği ısı da;

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{sa} (h_1 - h_4) \quad (2.5)$$

ile hesaplanır.

Kısılma vanası (SASA) :

$$h_4 = h_3 \quad (2.6)$$

yazılabilir.

Kompresör (SASA) : Gerçek ısı pompasında, kompresöre verilen iş ise;

$$\dot{W}_k = \dot{m}_{sa} (h_2 - h_1) / \eta_{mek} \quad (2.7)$$

şeklinde bulunur. Burada η_{mek} , mekanik verimdir.

Isıtma Tesir Katsayısı (ITK) : Birim iş başına yapılan ısıtma miktarı olarak tanımlanmaktadır. COP olarakta tanımlanmaktadır. Genel olarak amaç, ortama ısı vermek ve ödediğimiz bedel de kompresöre verilen enerji olduğuna göre, ısı pompası için ısıtma tesir katsayısı (ITK);

$$ITK = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken değer}} = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_k} \quad (2.8)$$

İdeal ısı pompasında, \dot{Q}_{yi} yoğuşturucudan atılan ısı, W_{ki} kompresöre verilen iş olmak üzere ideal ısı pompası çevriminin ısıtma tesir katsayısı;

$$ITKİ = \frac{\dot{Q}_{yi}}{\dot{W}_{ki}} = \frac{h_{2s} - h_3}{h_{2s} - h_1} \quad (2.9)$$

olarak yazılabilir.

Gerçek ısı pompası çevriminin ısıtma tesir katsayısı ise;

$$ITK = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_k} = \frac{h_2 - h_3}{(h_2 - h_1) / \eta_{mek}} \quad (2.10)$$

şeklinde ifade edilir. Burada η_{mek} kompresörün mekanik verimidir.

Gerçek ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı ITK ile ideal ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı ITKİ arasında

$$ITK = (ITKİ + \frac{1}{\eta_{ik}} - 1) \eta_{ik} \eta_{mek} \quad (2.11)$$

bağıntısı yazılabilir.

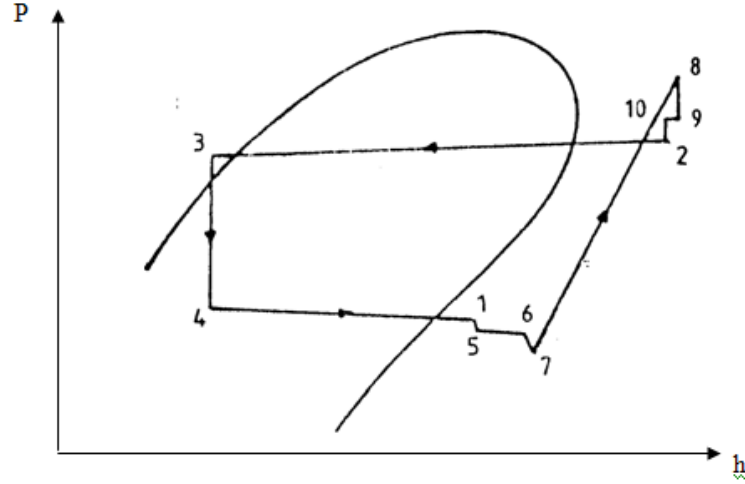
Buhar sıkıştırılmalı ısı pompasının, yoğuşma sıcaklığı T_y ve buharlaşma sıcaklığı T_b ' yi kaynak olarak alan, Carnot ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı ise;

$$ITKC = \frac{T_{SIC}}{T_{SIC} - T_{SOG}} = \frac{T_y}{T_y - T_b} \quad (2.12)$$

olarak yazılabilir.

2.2.2. Gerçek buhar sıkıştırımlı çevrim

Teorik buhar sıkıştırımlı çevrim gerçek anlamda sistemlere tam olarak uygulanamamaktadır. Bunun nedeni olarak basınç kayıpları, akışkan sürtünmesi, mekanik sürtünme ve dış ortam ile olan ısı alışverişleri gösterilebilir. Şekil 2.4' de kayıplı çevrime ait basınç-entalpi diyagramı görülmektedir. Kayıplı çevrime göre:



Şekil 2.4. Buhar sıkıştırımlı ısı pompasının gerçek çevrimi için P – h diyagramı (Yamankaradeniz ve ark. 2009)

1-5 arası: Buharlaştırıcıyı 1 noktasında terk eden soğutucu akışkanın emme hattındaki yük kaybından dolayı basınç düşer.

5-6 arası: Soğutucu akışkana civardan ısı geçişi neticesinde 5–6 arasında sıcaklık artar.

6–7 arası: Emme valfindeki basınç kaybı yüzünden basınç azalır.

7-8 arası: Kompresöre 7 noktasında giren soğutucu akışkan, 8 noktasında kompresörü terk eder.

8–9 arası: Çıkış valfinden basınç düşer.

9–10 arası: Çevreye ısı geçişi yüzünden sıcaklık azalır.

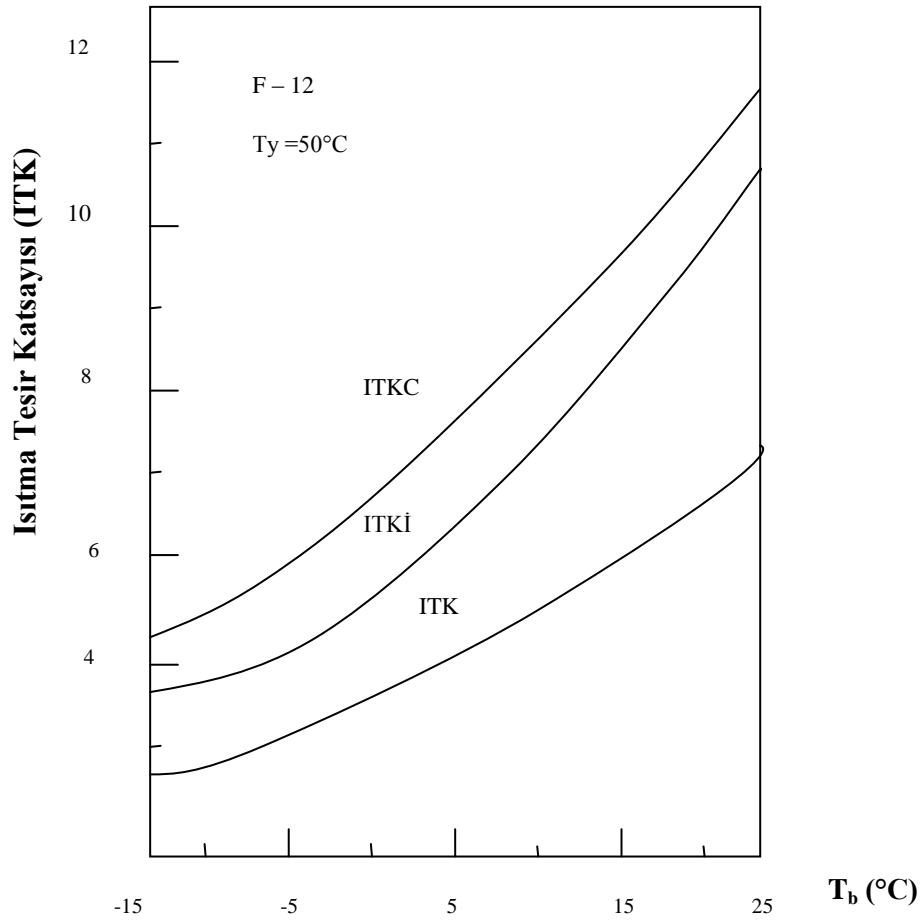
10–2 arası: Borulardaki yük kayıplarından dolayı basıncı düşer.

2-3 arası: Soğutucu akışkan yoğuşturucuya 2 noktasında girer ve yoğuşturucudaki borularda sürtünmeler sebebiyle basınç çok az düşer. Soğutucu akışkan 3 noktasında yoğuşturucuyu terk eder ve kısılma vanasına girer.

3-4 arası: Kısılma işleminde soğutucu akışkan genişlerken basıncı ve sıcaklığı düşer. Kısılma işlemi gerçek çevrimde sabit entalpide olmaz.

4-1 arası: Soğutucu akışkan 4 noktasında buharlaştırıcıya girer, etrafındaki kaynaktan ısı çekerek buharlaştırıcıyı kızgın buhar olarak 1 noktasında terk eder. Yoğuşturucuda olduğu gibi borulardaki sürtünmeler sebebiyle buharlaştırıcıda da basınç düşüşü olur.

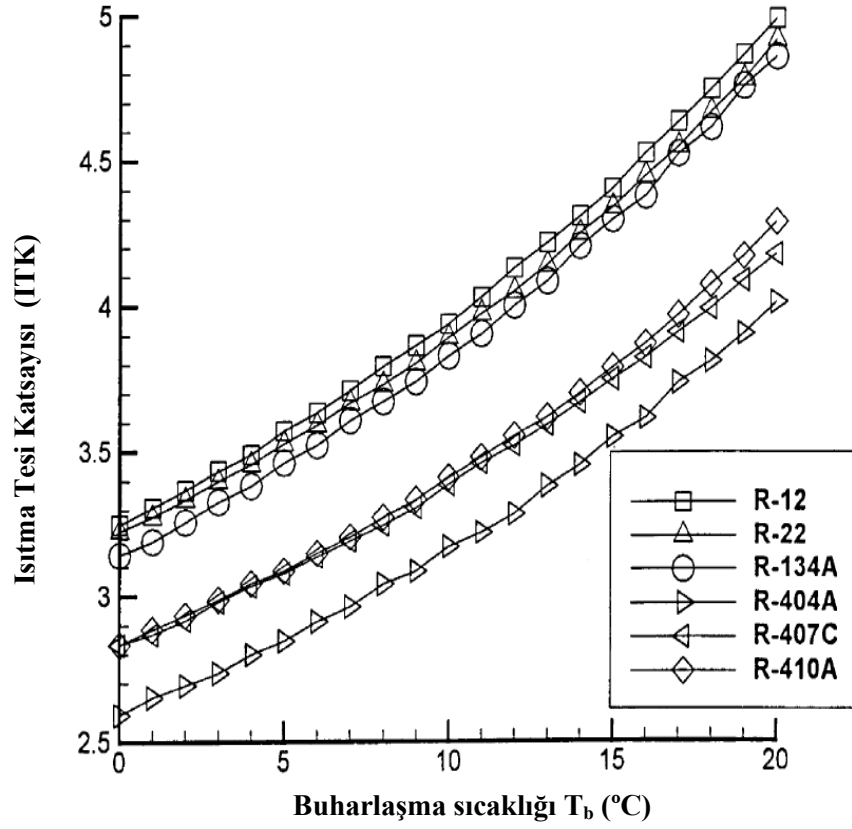
Isı pompasının ısıtma tesir katsayılarının buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimleri, bilgisayar programıyla yapılan hesaplara göre çizilerek, Şekil 2.5' de gösterilmiştir. Eğrilerin çiziminde, ısı pompası hesapları $\eta_{ik}=0.75$, $\eta_{mek}=0.9$, $T_y=50^\circ\text{C}$ ve soğutucu akışkan Freon-12 kabul edilerek yapılmıştır (Yamankaradeniz ve ark. 2009).



Şekil 2.5. Isıtma tesir katsayılarının buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimleri (Yamankaradeniz ve ark. 2009)

Şekilden de anlaşılacağı gibi buharlaşma sıcaklığı T_b arttıkça ısıtma tesir katsayıları artmaktadır. T_b buharlaşma sıcaklığı da, ısı çekilen kaynak sıcaklığına bağlıdır. Böylece yoğuşma sıcaklığı (T_y) sabit olmak şartıyla, ısı çekilen kaynak sıcaklığı arttıkça (T_b), ısıtma tesir katsayıları artacaktır.

Şekil 2.6 da farklı soğutucu akışkanlar için yoğuşturucu sıcaklığı 60°C 'de sabit tutularak alınan ölçümlerin ITK açısından değişimleri gösterilmiştir.

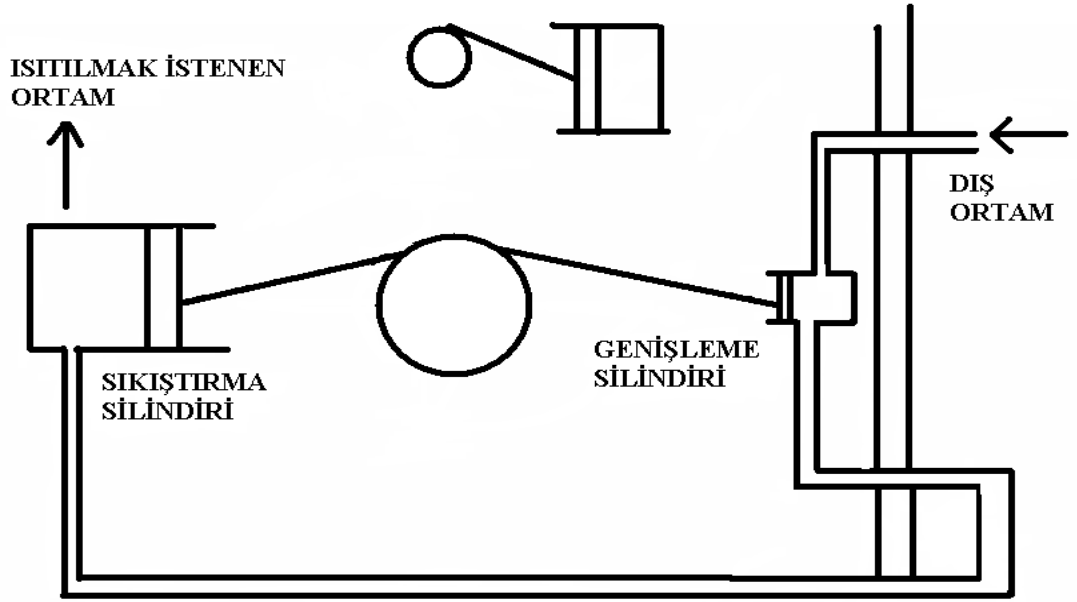


Şekil 2.6. $T_y = 60^\circ\text{C}$ de ITK' nin farklı soğutucu akışkanlar için buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimi ($T_y = 60^\circ\text{C}$ de sabit sıcaklık) (Gorozabel Chata ve ark. 2005)

2.3. Isı Pompalarının Tarihi Gelişimi

Isı pompası tarihine bakılacak olursa ilk olarak 1824 yılında Sadi Carnot tarafından ortaya atılmış daha sonra bu çalışma 1852 yılında Lord Kelvin' in "Soğutma sistemleri kullanarak ısıtma yapılması" fikrine ve çalışmalara ışık tutmuştur. Lord Kelvin'nin "Isı Yükseltici" adını verdiği cihazın ilkesi aynı yıllarda yayınlanmıştır. Sistemin çalışma ilkesi Şekil 2.7'de gösterilmiştir. (Al-Rabghi ve ark.1993)

Lord Kelvin'in ısı taşıyıcısı olarak havayı kullandığı bu sistemde, dış ortam havası bir silindire çekilir ve genişletilerek, hem sıcaklığının hem de basıncının düşürülmesi sağlanır. Daha sonra hava dış ortama yerleştirilen bir ısı değiştiriciden geçirilir. Böylece daha önce genişletilerek soğuyan hava dış ortamdan ısı alır. Isınan hava, tekrar normal atmosfer basıncına sıkıştırılarak odaya verilir (Akbıyık 1999).



Şekil 2.7. Kelvin'in Tasarladığı Isı Pompası Sistemi (Akbıyık 1999)

Avrupa'da ilk uygulama, bir evin ısıtılması amacıyla 1927 yılında İskoçya'da bir ısı pompası tesisatı kurulmasıyla gerçekleştirilmiştir. Bu ünite, sıcak su temini ve hacim ısıtılması için ısı kaynağı olarak atmosferik çevre havası kullanmıştır. İlk ısı

pompalarından biri de Avrupa’ da 1938 yılında Zürih’te kurulmuştur. Bu ünite de ısı kaynağı olarak nehir suyu, iş yapan akışkan olarak Freon-12 ve bir rotorlu kompresör kullanılmıştır. 1945 yılında ise İngiltere’de soğutucu akışkan olarak SO₂ (kükürt dioksit) kullanan ve kaynak olarak nehir suyundan faydalanan bir ısı pompası sistemi ile büyük bir binanın ısıtılması sağlanmıştır. Avrupa ülkeleri dışında ise ısı pompası 1940 yılından sonra Amerika’da kullanılmaya başlanmıştır. 1952 yılında 1000 ısı pompası imal edilerek piyasaya sürülmüştür. Isı pompası imalatı 1954 yılında iki misline, 1957 yılında 10 misline çıkartılmıştır. 1963 yılında ise 76000 ısı pompası ünitesi imal edilmiştir. Bu tesisatların birçoğu Güney Amerika’ da kurulmuştur. Bu bölgelerde kış aylarında ısıtma ihtiyacı sağlayabilecek şekilde kurulan kombine ısı pompaları klasik sistemlerle rekabet etme imkanına kavuşmuştur. Buna rağmen ısı pompaları daha soğuk bölgelerde kullanıldığından bazı problemler ortaya çıkmıştır. Bu durum ısı pompası ünitelerinde güvenilirliğin azalmasına neden olmuştur. 1960’ lı yıllarda ısı pompası endüstrisindeki gerileme 1971 yılına kadar devam etmiştir. Elektrik fiyatlarındaki düşmeye rağmen 1960 yıllarında Amerika’ da ısı pompalarından, doğrudan elektrikle ısıtmaya doğru bir yönelme olmuştur. Bunun nedeni, çeşitli sebeplerle ısı pompasına güvenilirliğin azalmasından kaynaklanmıştır. 1973 yılındaki enerji krizinden sonra ısı pompası endüstrisinde büyük bir düzelmeye olmuştur. İmalatı iyi bilen mühendis ve üreticiler daha güvenilir üniteler geliştirmişlerdir. 1973 yılındaki enerji krizinden sonra ısı pompalarına ilgi artarak 1976 yılında 300.000 ünite imal edilmiştir. Amerika’ da 1978 yılının sonuna kadar imal edilen ısı pompalarının toplam sayısı 2.000.000’ u aşmaktadır. Amerika’ da 1978’ den sonra yapılan binaların %25’ inin ısı pompası ile ısıtılması planlanmış ve uygulanmıştır. Dünya da özellikle Amerika, Kanada, Almanya, İsviçre vb. gelişmiş ülkelerde ısı pompaları bugün hem evsel hem de endüstriyel alanda yaygın olarak kullanılmaktadır (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

Avrupa Isı Pompası Derneği (EHPA), aşağıda belirtilen altı faktörü inceleyerek Avrupa ülkelerindeki ısı pompası pazarlarını değerlendirmekte ve bu pazarların durgun ya da hareketli olup olmadığını belirlemektedir. Bu faktörler:

1.Isı Pompası Teknolojisinin Kullanılabilirliği: Yerli yada yabancı ısı pompası üreticilerinin, acentelerin veya satış temsilcilerinin bu sektördeki varlığını ve erişebilirliğini temsil eder.

2.Ekonomik Teşvikler: Alternatif ısıtma sistemleriyle karşılaştırılarak ısı pompalarının karlılığı ve uygulanabilirliği; ayrıca, enerji maliyetleri açısından avantajları belirlenir. Rekabetçi olmaları açısından ısı pompalı sistemlerin ilk yatırım maliyetlerinin alternatif ısıtma sistemleriyle karşılaştırılarak, 5-7 yıldan fazla olmamak koşuluyla bir geri ödeme periyodunun olup olmadığı kontrol edilir.

3.Politik Kararlar: Bu kararlar, konutların ısıtma sistemlerinin tasarım standartları ya da izin verilen en yüksek ısıtma enerjisi kapasitesi ve CO₂ emisyonu miktarını belirleyen kurallar olabilir.

4.Eğitimli Uygulayıcılar ve Satış Temsilcileri: Bu kişiler, ısı pompası pazarının gelişmesi ve sektörün işlevselliği için temel gerekliliktir.

5.Müşteri Bilinci: Isı pompalı sistemleri kullanan müşteriler arasındaki bilinç, en iyi ısıtma alternatifinin bulunabilmesi için, sektörün gelişmesini ve sürekliliğini sağlar.

6.Genel Kabul: Mühendisler, teknisyenler, politikacılar, mimarlar, toprak sahipleri vb. arasındaki genel kabul, ısı pompalarının bu pazara girmeleri ve güvenilirlikleri açısından son derece önemlidir. (Ünlü 2005)

Ülkemizde ısı pompası kullanımının pek yaygın olduğu söylenemez. Doğal gazın yaygın ve elektrik giderlerine göre nispeten ucuz olması nedeniyle, ısıtmada doğal gaz yaygın olarak tercih edilmektedir. Buna rağmen son yıllarda, hava kaynaklı sistemlerin yanında, toprak ve su kaynaklı sistem uygulamaları da artmaktadır.

Dünyadaki tüm ısı pompası üreticileri sadece termodinamiğin birinci kanununu dikkate alarak, know-how ve mühendislik öngörüşü ile, son yirmi yılda performans katsayısını arttırmışlardır.

2.4. Endüstriyel Isı Pompası Uygulamaları

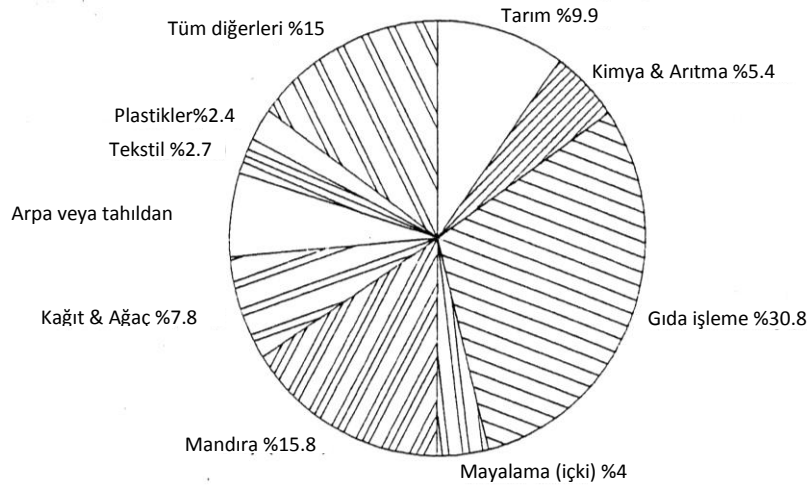
Gelişmiş ülkelerde endüstride başlıca enerji tüketimi, toplam enerji tüketiminin yaklaşık %30-40'ını oluşturmaktadır. Bunun yaklaşık %70-80'ini proses ısısı oluşturmaktadır. Bu proses ısısının ısı değeri bilinmesinde fayda vardır. Endüstriyel proseslerin çeşitliliği yüzünden her ülkedeki endüstriyel yapıya bağlı olarak biri diğerinden farklı olarak değerlendirilir. Bazı tahminlere göre, endüstriyel ısı (termal) enerjinin %60'ından fazlası 300°C' in altında sıcaklıklarda ve yaklaşık %20-30'u 150°C' in altında sıcaklıklarda gerçekleşmektedir. 150°C sıcaklık değeri, ısı pompaları için en üst değer olmasından dolayı, ısı pompalarının muhtemel uygulamaları bu kısım içinde yer almaktadır.

1987 yılında yapılan bir araştırmaya göre; Avrupa da toplam kapasite yaklaşık 850 kuruluş için 2500 MW' a ulaşmıştır. Her bir ünite kapasitesi ortalama 3 MW' dir. Bunun yanın da, bin adet küçük tesis, (ünite kapasitesi 100 kW' in altında) balık yetiştirme ve kereste kurutma için Norveç ve Finlandiya da kurulmuştur.

Petrol fiyatlarının ani düşmesiyle birlikte endüstriyel ısı pompaları için ilk engel 1985 ile 1986 arasında ortaya çıktı. İlk olarak fiyatlardaki bu ani düşüş, üretim maliyetlerindeki enerjinin ekonomik önemini azalttı. İkinci olarak, çeşitli enerji kaynakları arasındaki maliyet oranını değiştirdi. Örneğin, elektrik fiyatları aynı oranda azalmadı. Birçok elektrik tahrikli ısı pompasından kötü ekonomik çıkarımlar elde edildi. Özetle ilk engel için başlıca sebep, özellikle petrol türevleri ve doğal gaz için endüstrideki düşük enerji fiyatları olmuştur. İkinci bir engel, cihazlar ve montajda herhangi bir standardın olmaması yüzündendir. Bu da üçüncü engel olarak tasarımcı ve montajcının deneyimine bağlı olarak güvenilirlik problemlerine yol açmıştır. Bir de ilk kuruluş maliyetlerinin oldukça yüksek oluşu dördüncü engel olarak eklenebilir.

Yukarıda bahsedilen bu engellerden, sadece güvenilirlik engelinin kısa bir sürede aşılabilesinden dolayı bu cihazlarla uğraşmak boş bir iş gibi görülebilir. Fakat eğer, son zamanlardaki yatırımlar düşünüldüğünde, endüstride ısı pompasının seçiminin ana sebebinin sadece enerji tasarrufu olmadığı görülmektedir. Bu, bir işletme problemini çözmek, bir prosesteki kontrolü mükemmelleştirmek veya emisyon kirliliğini azaltmak,

veya atık ısının sıcaklığını düşürmek veya soğutmada su kullanımını azaltmak ve bunun gibi nedenler olabilir. Genellikle, ekonomik olarak uygun enerji tasarrufu sağlayan bir ısı pompası vasıtasıyla işletme problemi çözülmektedir. Fakat bu asla ana hedef değildir. Avrupa da ısı pompaları farklı endüstriyel sektörlere dağılmıştır (Şekil 2.8). Gıda endüstrisinde baskın oluşu (%50' den fazlası mandıra ve bira sektörünü kapsamaktadır) bu sektörlerde ısı pompasının daha geçerli olduğu anlamına gelmez. Diğer bir deyişle, gıda endüstrisinde erken kullanım kurulum sayısını arttırmış, ilk tesisten iyi sonuçlar elde edilmiştir (Yamankaradeniz ve ark. 2009).



Şekil 2.8. Avrupa da sektörel bazda endüstriyel ısı pompası dağılımı (1987 yılına ait) (Yamankaradeniz ve ark. 2009)

Endüstride atık ısının miktarının büyük olması geri ödeme süresini çok kısaltarak cazipliğini arttırmıştır. Isı pompasının en önemli avantajı, diğer enerji geri kazanım sistemlerine göre daha fazla ısı çekebilmesidir.

Birçok halde dışarı atılan ısı çok büyük boyutlara ulaşabilir. Bu ısıyı geri kazanabilmek için klasik bir ısı eşanjörü sistemi kullanılırsa %50-80'e varan bir ısı tasarrufu sağlayabilir. Fakat klasik sistemlerde atılan ısının tamamı geri kazanılmaz. Bu sistemlerin sağlayacağı geri kazanılan akışkanın sıcaklığı ise kullanılabilir şartlarda

değildir ve tekrar ısıtılması gerekir. Bu noktada ısı pompalarını incelemek gerekir. Isı pompaları dış ortam sıcaklığının altındaki sıcaklıkta akışkanı buharlaştırıcıda dolaştırabildikleri için dışarıya atılacak olan ısıdan daha fazlası çekilebilir. Isı pompalarının yoğuşturucu sıcaklıkları da ihtiyaç duyulan sıcaklığın üzerine çıkabildiği için çoğunlukla ek ısıtma gerektirmezler. Isı pompasının en büyük avantajı ise dışarı atılan havanın içindeki gizli ısıyı, duyulur ısıya dönüştürebilmeleridir. Dünyada gerçekleşen ısı pompası ve ısı değiştiriciler vasıtasıyla endüstride enerji tasarrufuna birkaç örnek aşağıda verilmiştir.

Amerika da bulunan endüstriyel teknolojiler enerji ofis departmanı (OIT) 1990 yılından beri Amerika endüstrisine yardım için birleştirme işlem teknikleri ve endüstriyel ısı pompalarının kurulum fırsatlarını belirlemek amacıyla çalışmalarını gerçekleştirmektedir.

OIT tarafından gerçekleştirilen entegrasyon çalışmalarında işlemin çalışmasının yapıldığı yerlerden biriside Amerika da Alabama bölgesindeki 'American Fructose' yaş mısır değirmen firmasıdır. Bu işletme birçok endüstriyel kurutucu ve soğutucu değirmenler, fırın, mısır nişastasını ve yüksek şekerli mısırı şurubuna döndüren aletler kullanılmaktadır. 1991 de yöneticiler termal buharlı rekompresörlü ısı pompalarını tavsiyeler sonucunda işletmeye kurdurmuşlardır. OIT tarafından verilen bilgilere göre yeni ısı pompası entegrasyonu şirkete yıllık 300000 \$ tasarruf sağlamıştır. Isı pompasının geri dönüşümü 1 yıldan kısa bir zamanda olmuştur. Çevresel zararları açısından şirketin yıllık 42 metre ton NO_x salınımı azalmıştır (<http://www.p2pays.org/ref/11/10451.htm#top>, 2009).

Amerika da Kentucky bölgesinde bulunan American Rubber Company işletmesi entegrasyon çalışmasının OIT tarafından yapıldığı başka bir yerdir. Bu çalışmada mevcut 2 tane ısı değiştirici yerine mekanik buhar sıkıştırımlı 2 tane ısı pompası ve 7 tane ısı değiştirici eklenmiştir. Tavsiye edilen modifikasyon net yakıt kullanımını (öncelikli kömür) % 60 oranında azaltmaktadır. 1 milyon \$ yıllık yakıt miktarında tasarruf edilmiştir. Bunların büyük bir kısmı ısı pompalarının eklenmesi ile olup sistem kendini 14 ayda amorti etmektedir. İşletme ayrıca yıllık 331 metre tons NO_x ve yıllık

680 metre ton SO_x salınımını azaltmıştır
(<http://www.p2pays.org/ref/11/10451.htm#top>, 2009).

Wynnewood, Oklahoma da bulunan Kerr-MCGEE Refining petrol rafineri şirketi de OIT tarafından entegrasyon işlemini yaptırmıştır. Bu şirkete enerji verimliliği için işletmede var olan iki ısı değiştirici modifiye edilmiş, 4 yeni ısı değiştirici ve 2 ısı pompası ilave edilmiştir. Bu yeni değiştirme işletmede var olan gaz yakma ısıtıcısını elemine etmiş ve net yakıt tüketimini basamaklı olarak % 40 dan fazla azaltmıştır. Yıllık 600000 \$ dan fazla işletme yakıt tutarını düşürmüştür. (öncelikli doğal gaz). Tahmin edilen geri ödeme süresi ısı pompaları için 2 yıl, ısı değiştiriciler için ise 1 yıldır (<http://www.p2pays.org/ref/11/10451.htm#top>, 2009).

Endüstride ısıtma ile soğutmaya aynı zamanda gereksinim gösteren tesislerden bazılarında, bir kısımda ısıtma, diğer kısımda da soğutma yapılmaktadır. Bunlara ait örnek aşağıda verilmektedir. Örneğin;

- Balık işleme ve konserve fabrikalarında temizleme için sıcak suya, pişirme için buhara veya diğer bir ısı kaynağına, muhafaza için de soğutmaya ve buz imaline gerek vardır.
- Mezbahalar ve et işleme fabrikalarında da durum aynıdır. Yalnız burada buz imaline pek gereksinim kalmaz.
- Ziraî mahsul işleyen veya bu mahsullerden konserve veya diğer ticari mamul yapan fabrikaların, temizleme ve yıkama için sıcak suya pişirme için buhar veya diğer bir ısı kaynağına, soğuk depolama için de soğutmaya gereksinimi vardır.
- Süt fabrikaları ve sütü madde imal fabrikalarında, temizleme için sıcak su, pastörizasyon, üperizasyon ve proses için buhar, depolama tesisleri içinde soğutma gerekmektedir.

- Soğuk hava depolarında, oturma mahallerini ısıtmaya, depolar içinde soğutmaya ihtiyaç vardır.

Isı pompalarının endüstriyel uygulamaları enerji, imalat ve endüstriyel prosesler gibi alanları kapsar. Bu uygulama alanlarını genel olarak şöyle sıralayabiliriz;

- a. Soğutmadan ısı geri kazanımı
- b. Kurutma, buharlaştırma ve kaynatma prosesleri
- c. Atılan akışkanlardan ısı geri kazanımı
- d. Diğer uygulama alanları (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

Tüm bu proseslerde ısı pompası kullanımında aşağıdaki kriterlerin sağlanması gerekmektedir:

- Isı pompalarının kullanıldığı proseslerde, atılan (sıcak) ve çekilen (soğuk) ısı kaynakları mevcut olmalıdır.
- Sıcak ve soğuk ısı kaynakları arasındaki sıcaklık farkı küçük olmalıdır.
- Transfer edilen ısı miktarı büyük olmalıdır.
- Isı transferi uzun bir zaman aralığında gerçekleşmelidir.
- Sürekli operasyon tercih edilmelidir.
- Soğutma ve ısıtma işlemlerine ihtiyaç duyulmalıdır.
- Klasik mevcut sistemlerle gerçekleştirilen ısıtma ve soğutma maliyeti yüksek olmalıdır (Yamankaradeniz ve ark. 2009).

Bu tez çalışmasında ısı pompasının endüstriyel alanda kullanılan uygulamalarından kurutma havası ve atık sıvı akışkanlardan ısı geri kazanımı üzerinde durulacaktır. Yapılacak çalışmalarda her iki sistemin deneysel tesisatları kurulacak, deney tesisatlarından alınacak veriler ile sistemlerin matematik model sonuçları karşılaştırılacaktır. Ekonomik açıdan çeşitli yakıtlar ile ısı pompası sistemleri karşılaştırılacak ve endüstriyel alanlarda ısı pompası kullanımının rantabilitesi ortaya konacaktır.

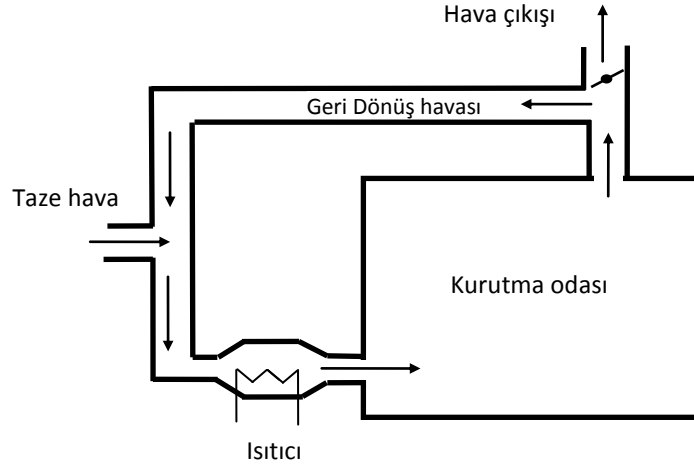
2.4.1. Isı pompası destekli kurutma işleminden ısı geri kazanımı

Isı pompalarının endüstriyel alanda ikinci büyük uygulama alanı kurutma, buharlaştırma ve kaynatma prosesleridir. Bu uygulamalarda ısı pompası tesisatı hem ısı geri kazanımını, hem de prosesi gerçekleştirmektedir.

Son yirmi yıllık süreçte, fosil yakıtların ciddi boyutlarda tüketilmesi iklim değişikliği gibi çevresel sorunların yanı sıra, enerji kaynaklarının azalmasına ve pahalılaşmasına sebebiyet vermiştir. Bu durum çevresel ve enerji verimliliği ile ilgili yeni yaklaşımların gelişmesine neden olmuştur. Yeni ekipman dizaynı son zamanlardaki çevresel ve enerji politikasına mutlak uyumluluk göstermektedir. Ayrıca, bu yüzden gelişen pazar ve endüstriyelleşme, yeni ürünlerin üretim kalitesinin tüketicinin istekleriyle uyumlu olmasını zorunlu kılmaktadır (Alves ve ark 1998).

Endüstride kurutma işlemi en fazla enerji yoğunluğunun olduğu işlemlerden birisidir, öyle ki bütün endüstriyel enerji kullanımının % 15 ine kolaylıkla tekabül eder (Chua ve ark. 2001). Birçok endüstriyel kurutma işlemleri ise enerji israfının yapıldığı başlıca yerlerdir (Ogura ve ark. 2005). Çünkü ıslak malzemedeki suyun uzaklaştırmak için oldukça yüksek enerji tüketilmektedir. Bu nedenle, endüstriyel kurutucuların enerji veriminin iyileştirilmesi önemlidir. Bir ısı pompalı kurutucu, genellikle kurutucularda kullanılan enerjinin tasarrufu için bir alternatif olarak düşünülmektedir (Lee ve ark. 2009).

İlk ısı pompalı kurutucu patent başvuruları 1973 yılında alınmaya başlanmış, son zamanlarda tekstil, gıda ve sanayinin diğer branşlarında da etkin olarak kullanılmaktadır (Çolak ve Hepbaşlı 2009). En basit kurutma prosesi, havanın ısıtılmak suretiyle bağıl neminin düşürülmesi ve böylece nem alma kabiliyetinin artmasının sağlanmasıdır. Islak ürün üzerine gönderilen bu hava, nemi bünyesine aldıktan sonra dışarı atılmakta veya bir kısmı geriye by-pass yapılmaktadır. (Şekil 2.9).

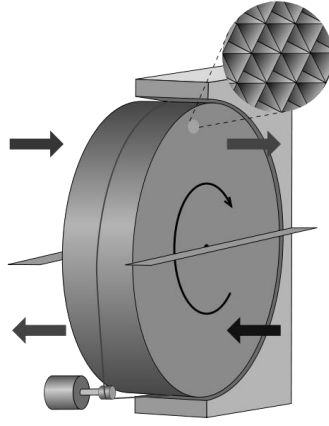


Şekil 2.9. Klasik geri dönüşümlü bir kurutucu (Moser ve Schnitzer 1985)

Temelde iki çeşit kurutma veya nem almadan bahsedebiliriz. Bunlardan biri, havanın içinde doğal olarak bulunan su buharının yoğunlaştırılarak alınmasıdır. Özellikle klima tesisleri ve yüzme havuzlarından etkenlik kazanır. Diğeri ise bir malzemenin içindeki nemin alınmasıdır. Bu iki olay arasındaki fark açıktır. İlkinde herhangi bir yerden temin edilmiş olan ısıyla su buharlaştırılıp, havanın nemi arttırılmıştır; ikincisinde ise su zaten sıvı fazdadır ve suyun alınabilmesi için ısıtmaya ihtiyaç vardır. Havanın neminin alınması üç işlemle gerçekleştirilir:

1. Absorbsiyon,
2. Havanın sıkıştırılması
3. Soğutulması

Absorbsiyon işlemi, zeolit, silikajel gibi nem alıcı maddeler tarafından gerçekleştirilir. Fakat nem alıcı maddenin tekrar nem alıcı olarak kullanılabilmesi, yani nem tutabilmesi için tekrar ısıtılarak topladığı suyu atması sağlanır. Bu yöntemde süreklilik, döner tamburlu ısı geri kazanım cihazı kullanılarak sağlanabilir. Bu ısı eşanjörü gözenekli bir yapıya sahip olup, gözenekler içerisine nem tutucu madde yerleştirilir. Hava kanalının içinde kalan bölümü havadan nemi alırken, diğerkısımındaki nem tutucu madde, ısıtılarak nemi bünyesinden atar. Fakat bu sistemde çekilen her kg. su için harcanan güç çok fazla olduğundan pek tercih edilmeyen bir yöntemdir. Bu tip nem alıcılar, çoğunlukla paketlenmiş cihazların korunmasında kullanılır.

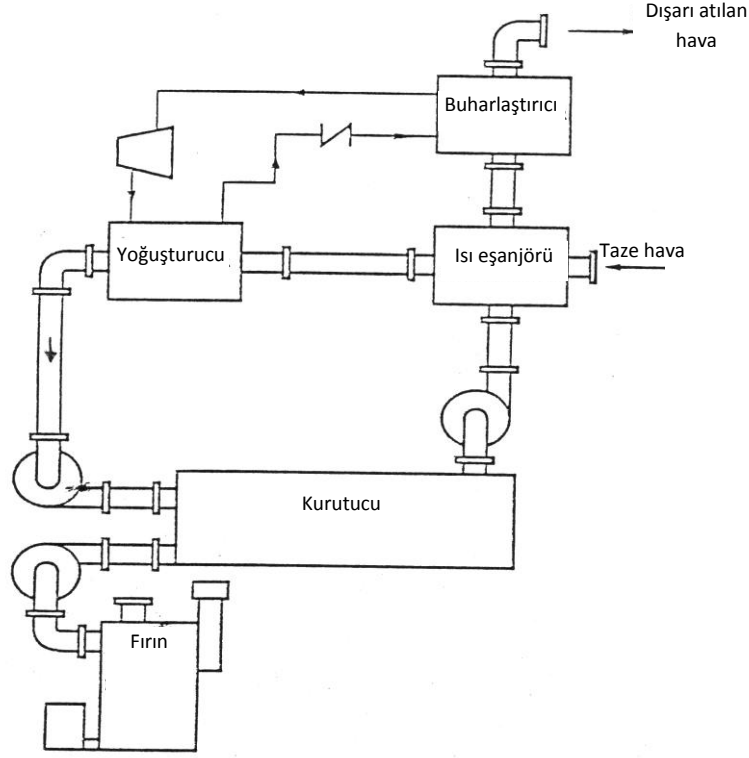


Şekil 2.10. Döner tamburlu nem alıcı (ısı geri kazanım cihazı) (Yamankaradeniz ve ark. 2009)

Havanın sıkıştırılması yöntemi, havanın mutlak neminin büyük miktarlarda düşürülmesini sağlar. Hava önce sıkıştırılır ve ortam sıcaklığına kadar soğutulup, ortam basıncına kadar genişletildikten sonra yoğuşmuş olan su buharı alınır ve tekrar ortam sıcaklığına kadar ısıtılır. Genleşme esnasındaki tersinmezlikler nedeniyle verimi düşer ve bu nedenle tercih edilmez.

Soğutma, havanın çiy noktası altına kadar soğutulmasını ve bunun sonucunda su buharının yoğuşturulmasını sağlar. Yoğuşan su alındıktan sonra havanın tekrar istenilen ortam sıcaklığına kadar ısıtılması gerekir.

Kurutma ve nem alma proseslerinde, ısı pompası uygulamaları hızla çoğalmaktadır. Böyle bir kurutma tesisinde ısı pompası temel olarak şu işlemleri yapar:



Şekil 2.11. Bir kurutucuda ısı pompası ve ısı eşanjörü yardımıyla ısı geri kazanımı (Lazzarini 1995)

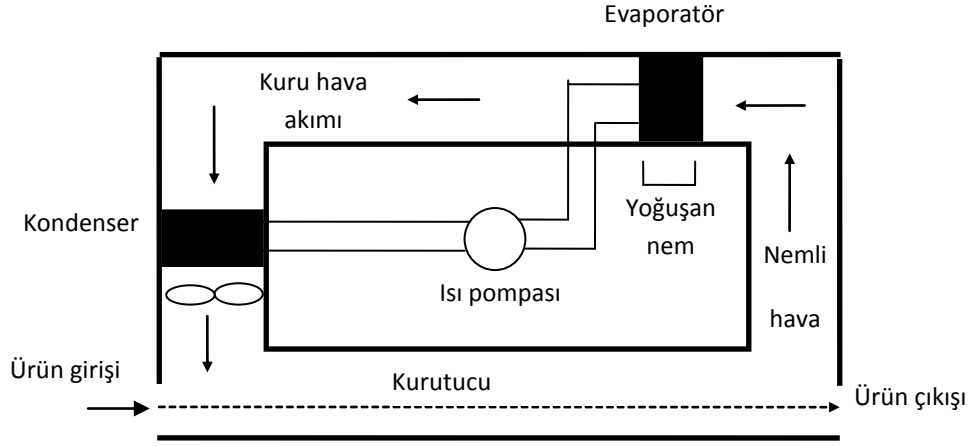
- **Eksoz havasından ısı çekme işlemi**

Bir kurutucu içindeki ürün tarafından absorbe edilen ısı miktarı, sağlanan enerjinin %5 ila %10' u arasındadır. Yani bacadan olan kayıp ise enerjinin yaklaşık %90-95' idir. Isı pompası kullanılan kurutma tesisatı, egzoz edilen hava içindeki duyulur ve gizli ısının tamamının iyi bir şekilde geri dönmesine imkan verir. Bu amaçla, ısı pompası buharlaştırıcısı eksoz havasının çıktığı kanal içine yerleştirilir. Eksoz havası kurutma yaptığı ortamdan aldığı nem ile buharlaştırıcı üzerinden geçerken sıcaklığı düşer ve böylece üzerinde taşıdığı nemi bırakır (Coşkun 2000)

- **Kurutma ortamına gönderilen kuru havanın ısıtılması işlemi**

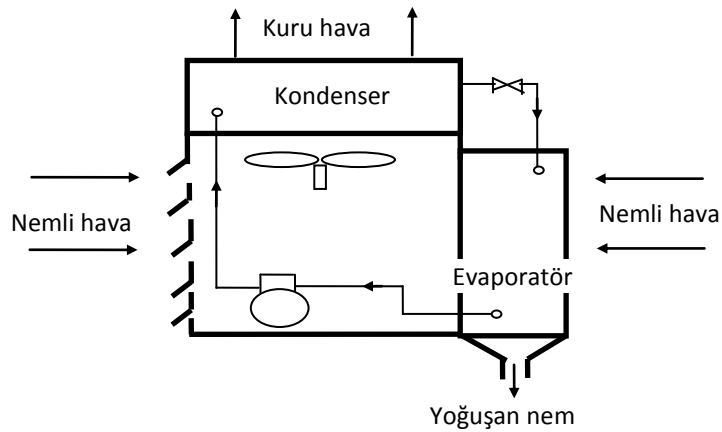
Bu işlem; eksoz havasından çekilen ısının, kompresörün verdiği ısıl değeri de ekleyerek, yoğuşturucu üzerinden geçen ve kurutma odasına giden kuru havaya aktarılması işlemidir. Böyle bir ısı pompası devresi şematik olarak Şekil 2.12' de gösterilmiştir. Şekil 2.12' de görüldüğü gibi buharlaştırıcıdan dışarı atılan nemli havadan ısıyı geri almakta ve soğumasına sebep olmaktadır. Ayrıca bu işlem esnasında havanın içindeki

nemin bir kısmı yoğuşturularak havanın içindeki nem miktarı düşürülmektedir. Buharlaştırıcıdan çıkan hava daha sonra ısı pompasının yoğuşturucusundan geçirilerek ısıtılmakta ve tekrar kurutma işlemine geri gönderilmektedir.



Şekil 2.12. Kurutma ortamına gönderilen kuru havayı ısıtan kurutucu (Moser ve Schnitzer 1985)

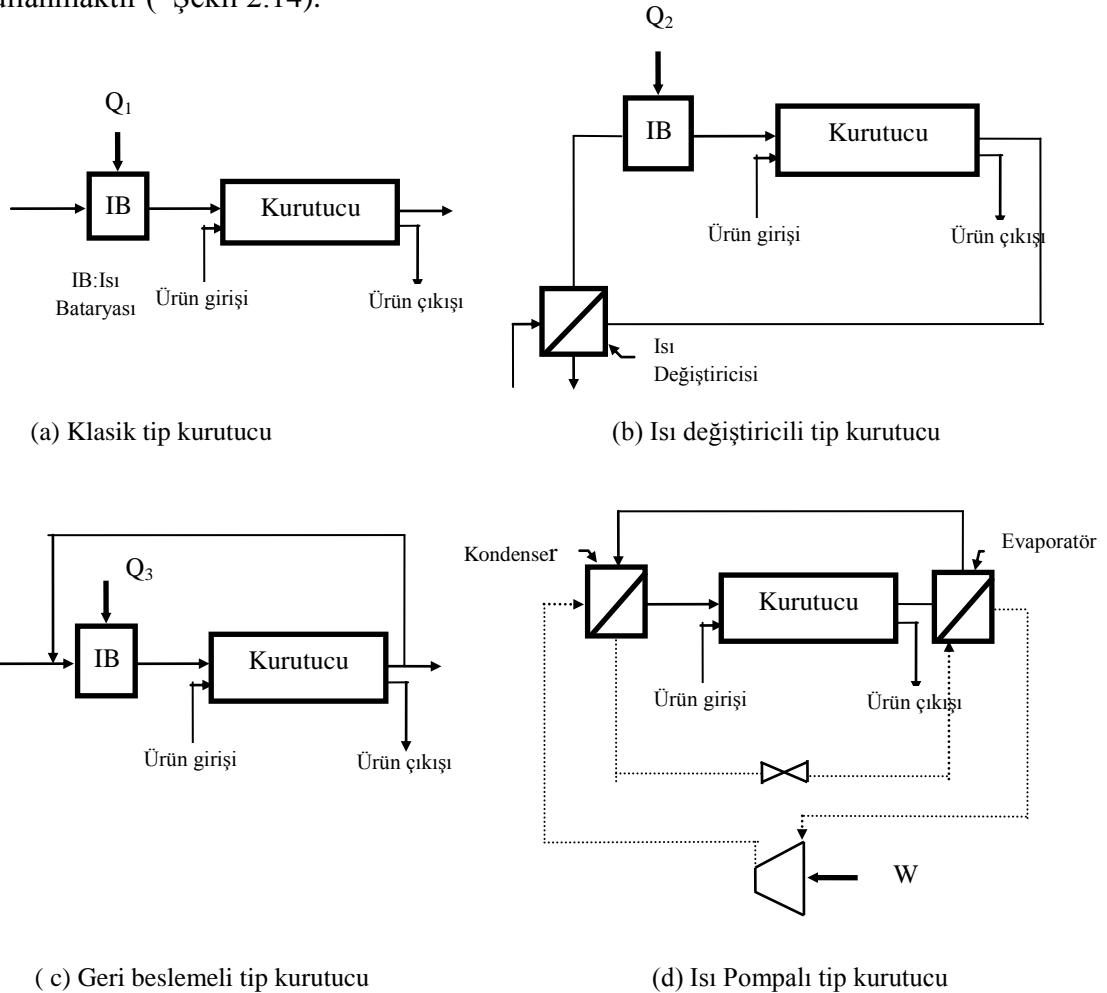
Kurutma işlemlerinde en etkili ısı pompası sistemi, Şekil 2.13' de görülen soğutulmuş nemi alınan hava ile soğutulmamış havanın yoğuşturucuya girmeden önce karıştırılması ile gerçekleşen sistemdir (Yamankaradeniz ve ark. 2009).



Şekil 2.13. Kurutma işlemlerinde en etkili ısı pompası sistemi (Moser ve Schnitzer 1985)

2.4.1.1. Isı pompalı kurutma sistemleri

Isı pompalı kurutucular diğer klasik tipteki kurutuculara göre çok daha verimlidirler. Klasik tipteki kurutucular enerji tasarrufuna yönelik olarak, ısı değiştiricili ve geri döngülü (resirkülasyonlu) tipte yapılmaktadırlar. Isı eşanjörü ilave edilen bir klasik kurutucu devresinde amaç, kurutucudan ayrılan gazların ısını, kurutucuya giren gazlara vermek suretiyle bir ön ısıtma işleminin gerçekleştirilmesidir. Diğer yöntem ise, kurutucudan çıkan nemli havanın bir kısmını geri besleme yaparak, giriş gazları ile karıştırılmasıdır. Fakat bu yöntemde kurutucuya giren havanın sıcaklığı ile beraber nem miktarı da artacağından, kurutma hızı azalacaktır. Diğer bir yöntem ise dışarı atılan sıcak gazların gizli buharlaşma ve duyulur ısını sistem kazandırmak için ısı pompası kullanmaktır (Şekil 2.14).



Şekil 2.14. Kurutmada enerji tasarrufunda alternatif genel kurutucu tipleri (Moser ve Schnitzer 1985)

Kurutucularda, Çizelge 2.2’ de kurutma esnasında üründen uzaklaştırılan su başına harcanan enerjiler karşılaştırıldığında ısı pompalı kurutucuların diğerleri yanında oldukça ekonomik olduğu görülmektedir.

Çizelge 2.2. Kurutma esnasında üründen uzaklaştırılan 1 kg su başına harcanan enerjiler (Coşkun, 2000)

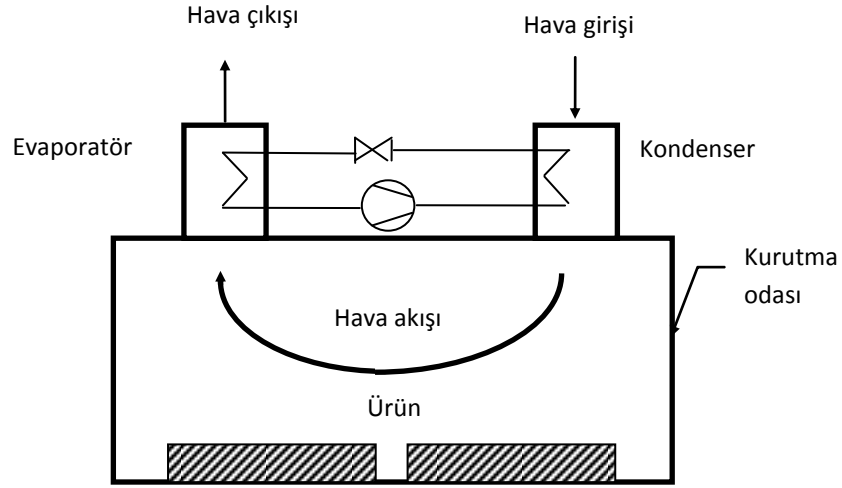
Kurutucu tipleri	MJ/ kg uzaklaştırılan su
Isı pompalı kurutucu	0.5 - 0.8
Direkt egzoz gazları ile çalışan kurutucu	3.2 - 3.8
Hava ile çalışan kurutucu, 70-100°C	4.5 -5.5
Kazandan alınan egzoz gazları ile kurutma (400°C)	5.0 - 6.0
Kazandan alınan egzoz gazları ile kurutma (200°C)	9.0 -12.0

Değişik tipte ısı pompalı kurutucu sistemleri mevcuttur. Bunlar;

- 1- Reküperatör ısı pompalı kurutucu (açık hava çevrimli)
- 2- Basit nem alıcı ısı pompalı kurutucu
- 3- Soğuk gaz (Brayton çevrimli) ısı pompalı kurutucu
- 4- Kombine ısı pompalı kurutucu

- **Açık hava çevrimli ısı pompalı kurutucu (Reküperatör)**

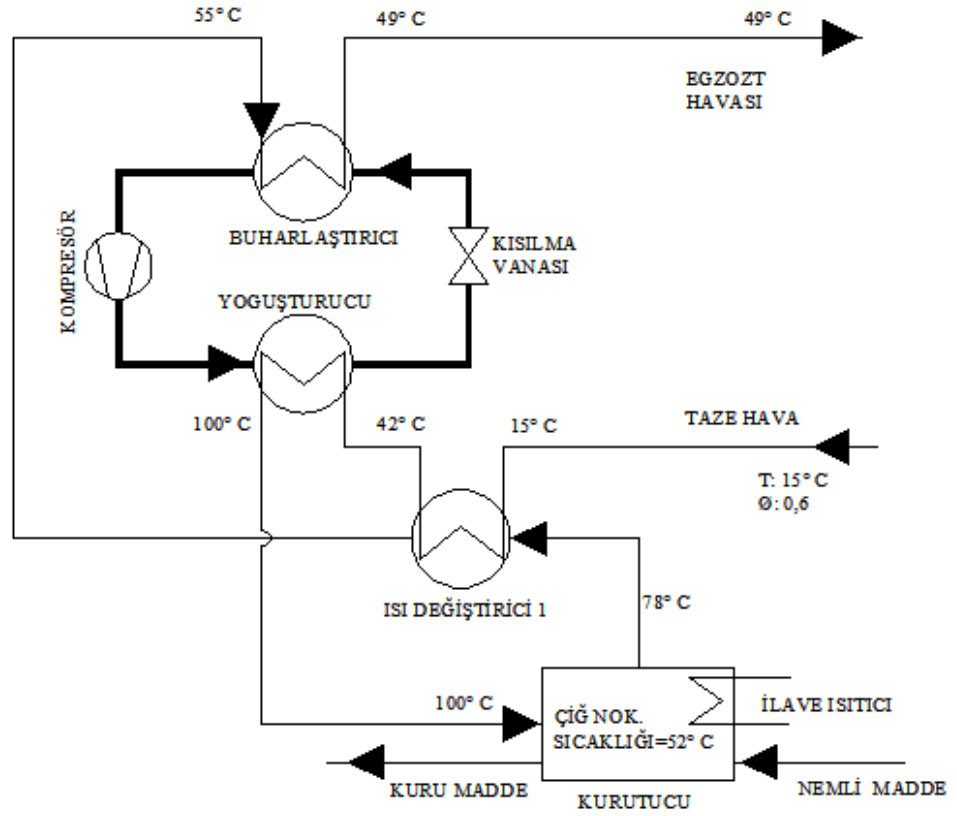
Eğer ısı pompasının buharlaştırıcısı kurutucu çıkışına, yoğuşturucusu kurutucu girişine yerleştirilirse o zaman, çıkış havasının duyulur ısını ve su buharının yoğuşma gizli ısını tekrar geri kazanmak mümkün olmaktadır. Isı pompasının bu şekilde monte edilmesi “reküperatör ısı pompası” olarak adlandırılır. (Şekil 2.15)



Şekil 2.15. Bir kurutma işlemine reküperatör olarak monte edilen bir ısı pompasına ait şematik gösterim (Moser ve Schnitzer 1985)

Reküperatör ısı pompasının performansı, kompresörün yanmalı bir motor ile tahrik edilmesiyle iyileştirilebilir. Bu durumda, motordan olan atık ısı, giriş hava akımına verilerek, giriş havasının sıcaklığı yükseltilebilir. Bu tip sistemde, yoğuşturucunun kurutucu içerisinde yer alması ve böylece daha fazla hava debisinin yoğuşturucudan geçmesi daha avantajlı olabilecektir. Eğer yoğuşturucu üzerinden geçen hava debisi sonsuz olduğu taktirde kurutucuda sıcaklık izotermal olarak muhafaza edilebilecektir. Farzedelim ki çıkış havası, taze hava sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulduktan sonra atmosfere bırakılsın (ısı pompası daha düşük sıcaklığa kadar soğutabilir, fakat optimum dışarı atma sıcaklığı, taze hava sıcaklığına yakın olmalıdır). Bu taktirde enerji tüketimi, eşanjörlü tip konveksiyonel kurutucudan yaklaşık üç kat düşük olacaktır.

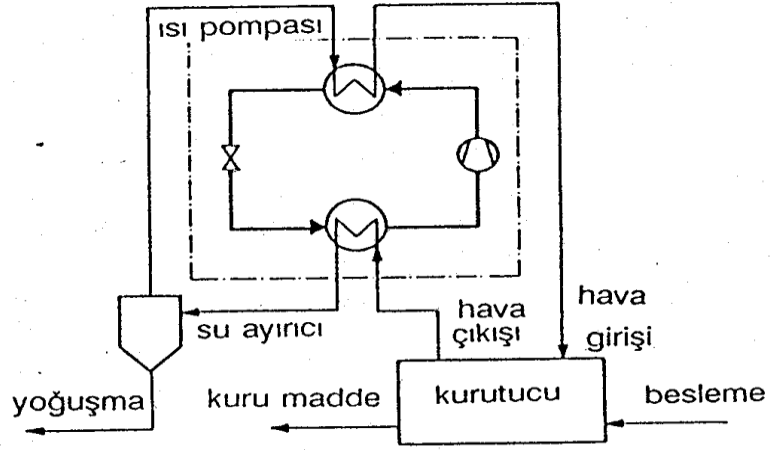
Şekil 2.16' da gösterildiği gibi sürecin verimi giren ve çıkan hava arasına yerleştirilen bir ısı değiştirici yardımıyla daha da iyileştirilebilir.



Şekil.2.16. Isı geri kazanımı için ısı pompalı kurutma fırını ile ısı değıştiricinin birlikte kullanımı (Moser ve Schnitzer 1985)

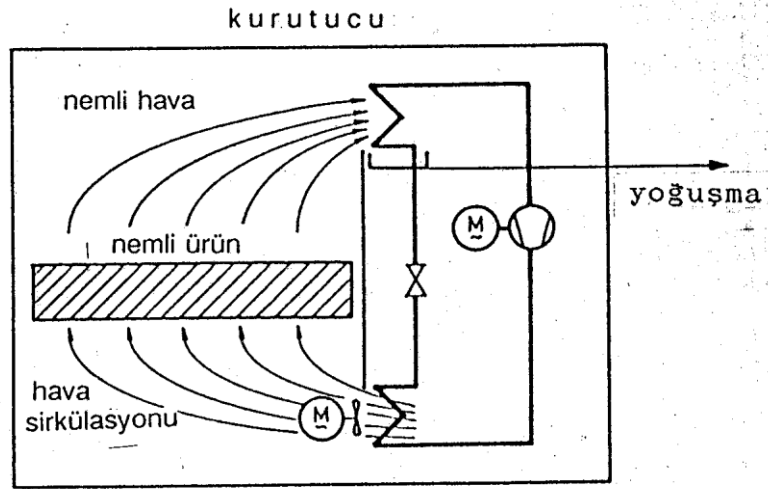
- **Basit nem alıcı ısı pompalı kurutucu**

Çıkan gazların neminin alınması, aynı zamanda havanın geri kazandırılmasını (resirkülasyon) sağlar. Bu durumda üründen çekilen nem, ıslak havanın buharlaştırıcıda soğutulmasından sonra yoğuşturularak uzaklaştırılır.



Şekil 2.17. Basit nem alıcı ısı pompalı kurutucu uygulamasına ait örnek (Moser ve Schnitzer 1985)

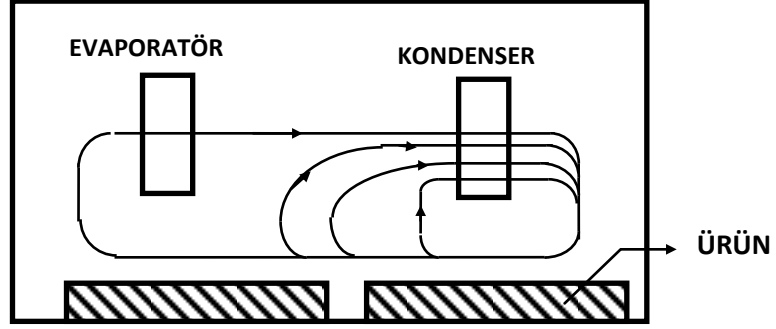
Havanın nemini almak amacıyla ısı pompasının kurutucu içerisine yerleştirilmesi de farklı bir uygulama şeklidir.



Şekil 2.18. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu üzerinde aynı hava akışının olduğu durumda ısı pompasının nem alıcı olarak kullanılması (Moser ve Schnitzer 1985)

Kurutma havası, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve ıslak ürünün bulunduğu kapalı bir çevrim içinde sirküle edilir. Kompresörün kurutma odası içine konması, bütün enerjinin ısıtma amaçlı kullanılmasına olanak sağlayacaktır. Üzerinden oldukça yüksek miktarda hava debisi geçen yoğuşturucu, hemen hemen sabit sıcaklıkta çalışır. Buharlaştırıcıda soğuyan hava yoğuşturucudan geçmeden önce, kurutma odasında dolaştırılan kurutma

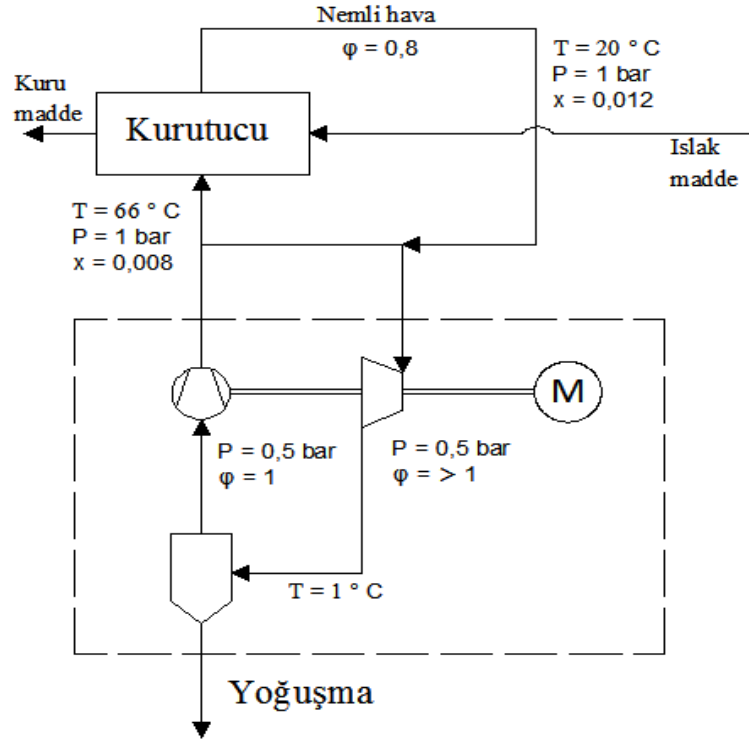
havası ile karıştır. Bu işlem ile yoğuşturucu sıcaklığının düşmesini sağlar ve böylece ısı pompasının performans katsayısı (ITK) artırılmış olur (Şekil 2.19) (Moser ve Schnitzer 1985).



Şekil.2.19. Yoğuşturucu üzerinden geçen hava miktarının artırılması ve ısı pompasının nem alıcı şeklinde kullanılmasına ait örnek (Moser ve Schnitzer 1985)

- Soğuk gaz (Brayton Çevrimli) ısı pompası

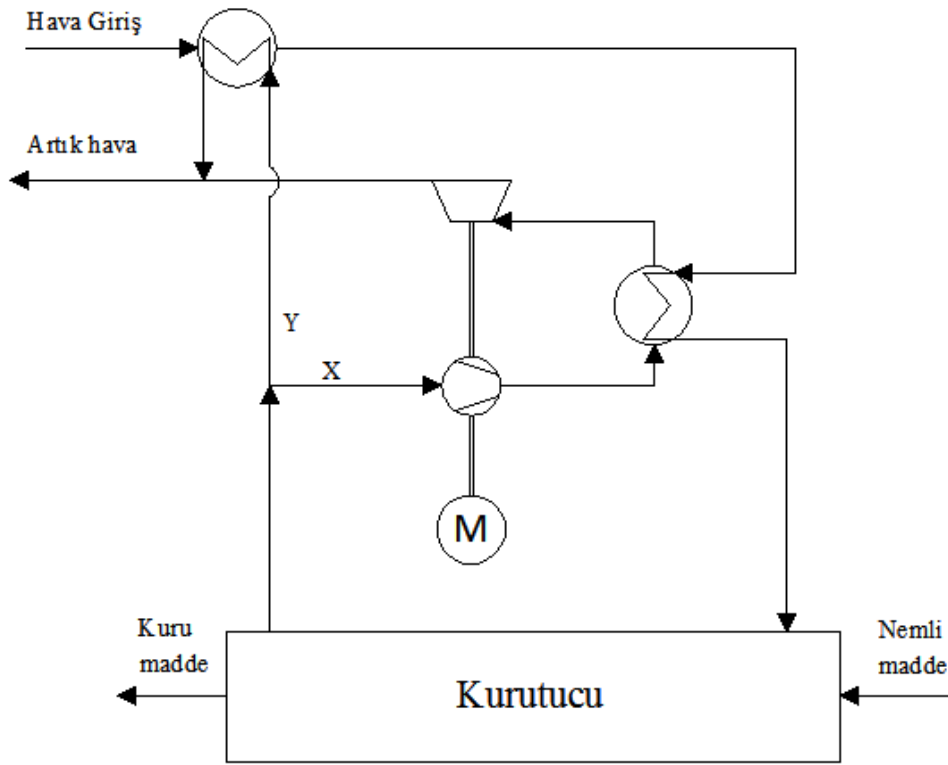
Kurutma havasının nemi, ıslak havanın genişmesi ile düşürülebilir. Şekil 2.20' de kapalı bir ısı pompası çevrim ünitesi ve bir genişleme sıkıştırma ünitesi görülmektedir.



Şekil 2.20. Kapalı çevrimli Brayton ısı pompası kurutma ünitesi (Moser ve Schnitzer 1985)

Kurutucu dışından gelen hava bir türbinde genişliyor ve hemen sonra aşırı doymuş hale geliyor. Su uzaklaştıktan sonra da hava sıkıştırılıyor ve ardından ısıtılıyor.

Kapalı çevrimli ısı pompası yanı sıra, açık çevrimli ısı pompası sistemi de mevcuttur. Burada bir türbin ve bir kompresör kullanılmakta şekil 2.21' de kompresör artık kurutma havasının bir kısmını veya tümünü sıkıştırır ve aynı zamanda ısıtır(X doğrultusu).



Şekil 2.21. Açık çevrimli Brayton ısı pompası kurutma ünitesi (Moser ve Schnitzer 1985)

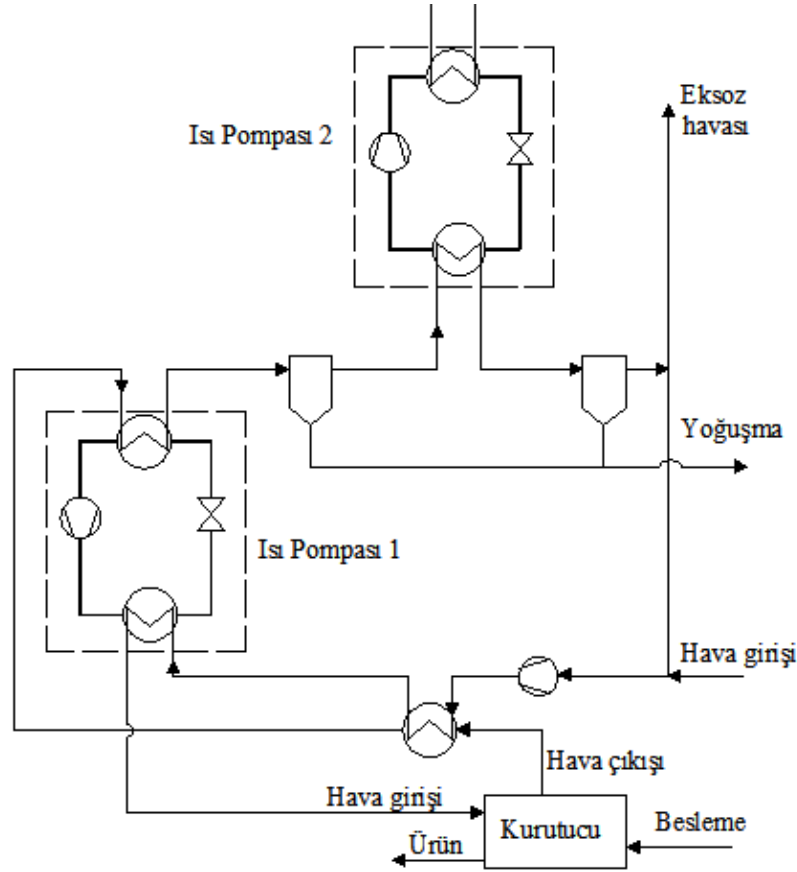
Havanın bu kısmı, enerjisini giriş havası için serbest bırakır ve sonra türbinde genişler. Küçük tesislerde, bir kısımla vanası genişleme için daha ekonomik olarak kullanılabilir. Havanın şekil 2.21' de (Y doğrultusu) gösterilen giriş havasına ön ısıtma uygulanabilir.

- **Kombine ısı pompaları**

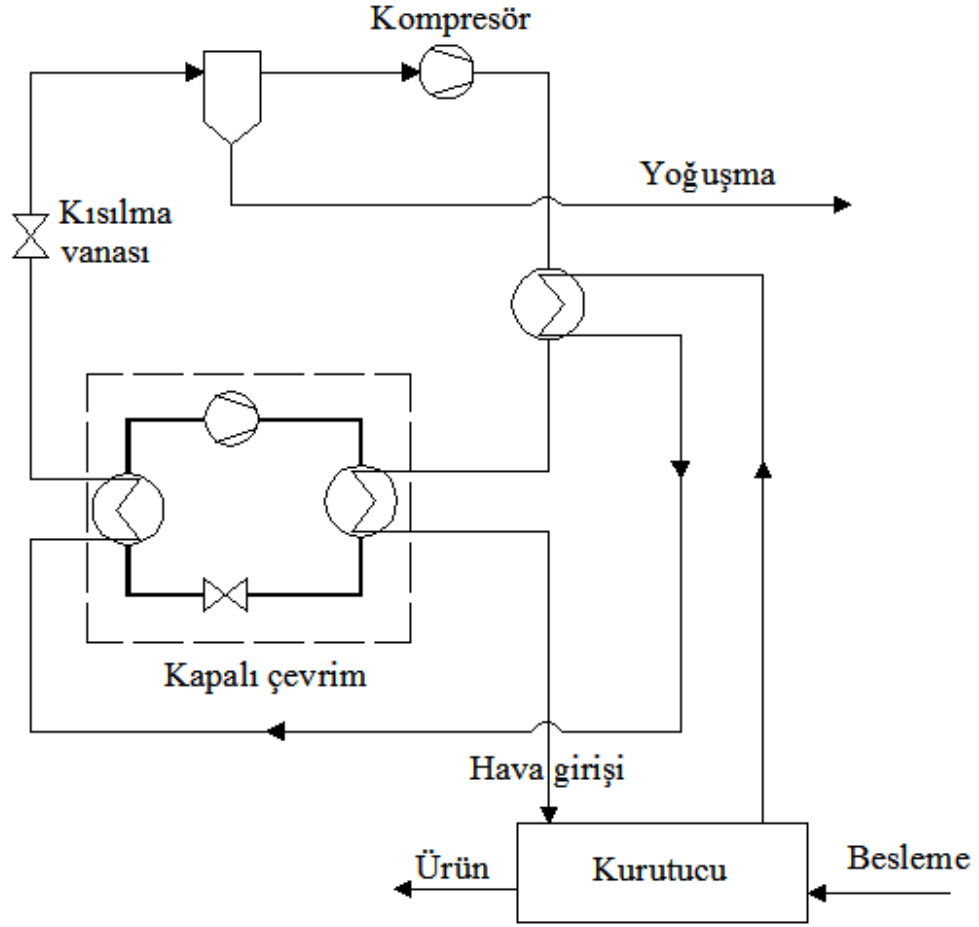
Kombine ısı pompaları için bazı alternatifleri sürülmektedir. Şekil 2.22 ve şekil 2.23’ da kağıt makineleri için uygulanabilecek iki kompleks sistem gösterilmektedir.

İlk örnekte iki ısı pompası mevcuttur. Birincisi kurutucuya giren hava ısıtır, ikincisi ise nemli gazların içinde bulunan ısıyı kullanarak dış ısı kaynağı temin eder. Örneğin sıcak su üretimi için.

Havadan daha fazla su çekmek için ikinci yolda, ısı pompası evaporatöründe çığ noktası sıcaklığı altına soğutulduktan sonra genişlemektedir. Kurutucu işletme basıncında yeniden sıkıştırılmadan önce yoğuşan su alınır.



Şekil 2.22. İkili ısı pompalı kurutma ünitesi (Moser ve Schnitzer 1985)



Şekil 2.23. Sıkıştırılmalı ısı pompalı kurutma ünitesi ve havanın sıkıştırılması (Moser ve Schnitzer 1985)

2.4.1.2. Kurutmada psikrometrinin kullanımı

Kurutma, bir katının içerdiği nemin ısı işlem sonucu buharlaşma yolu ile istenilen düzeye kadar indirilmesi olarak tanımlanmıştır. Sıcak bir gaz akımı vasıtasıyla yapılan kurutma esnasında buharlaşmanın meydana geldiği sıcaklık, malzemeyi çevreleyen bu gaz içindeki konsantrasyonuna bağlıdır. Teknik uygulamalarda sıcak gaz genelde hava ve transfer edilen sıvı da su olduğuna göre, neme doymuş durumdaki katının sabit Kurutma hızı sürecinde yüzey sıcaklığı, kurutucu havanın nem konsantrasyonuna bağlıdır. Sabit Kurutma hızı sürecinde katının neme doymuş durumdaki dış yüzeyi ile temasta bulunan hava filmi, aynı zamanda su ile de temasta olduğuna göre bu film de neme doymuş durumdadır. Bu durumda sıcaklığının da “adyabatik doyma sıcaklığı”

olması gerekir. Böylece katı yüzeyindeki sıcaklığın da havanın adyabatik doyma sıcaklığına eşit olması gerekir.

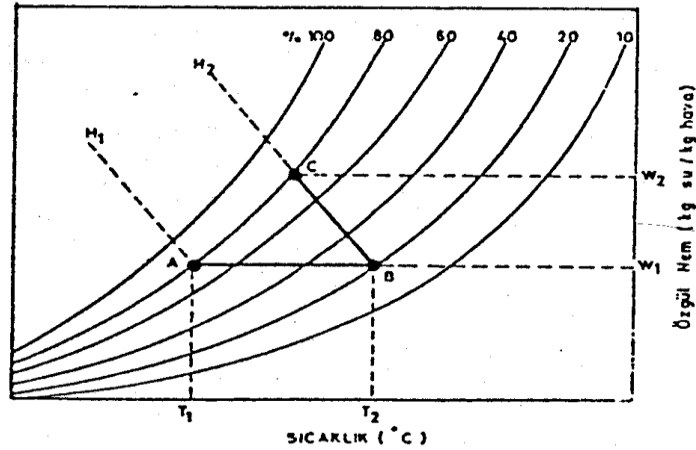
Bilindiği gibi hava için çok yüksek olmayan sıcaklıklarda ve çevre basıncında adyabatik doyma sıcaklığı, yaş termometre sıcaklığına eşittir. Buna göre sabit kurutma hızı sürecinde yaş katının yüzey sıcaklığı havanın yaş termometre sıcaklığına eşittir.

Diğer taraftan, kurutma olayında katıyı saran havanın kısmi su buharı basıncı, aynı sıcaklıktaki doymuş nemli havanın kısmi su buharı basıncına göre ne kadar az ise, hava bünyesine nem almaya o kadar elverişli olacaktır. Bu iki ifadenin birbirine oranı izafi nemi vermektedir (Tamer 1990).

$$\varphi = P_{sb} / P_{dt} \quad (2.13)$$

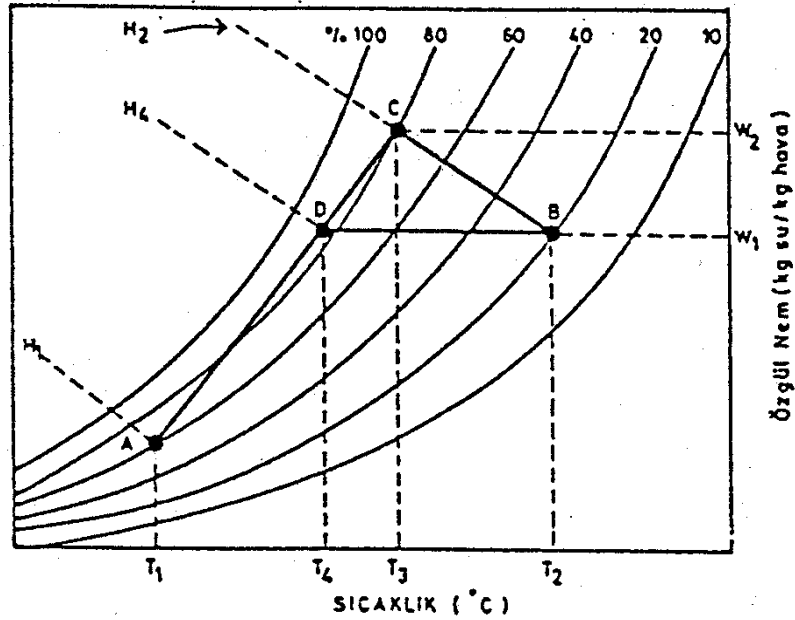
Kurutma prosesinde işlem sırası şu şekilde özetlenebilir:

- Isıtılan hava kurutulacak ürün üzerine gönderilir.
- Ürünle temas eden hava soğur ve bu sırada üründen buharlaşan nem havaya karışır.
- Nemli ve soğuk hava sistemden dışarı atılır.



Şekil 2.24. Kurutma işleminin psikrometrik diyagramda gösterilmesi (Özil ve Özel 1987)

Şekil 2.24' de AB doğrusu havanın ısıtılma işlemini göstermektedir. Böylece havanın bağıl nemi azalmakta ve nem alma yeteneği artmaktadır. BC doğrusu ise, kurutma sırasında havanın soğuma ve üründen nem alma işlemlerini belirtmektedir. Rejim halindeki bir kurutma olayında, sabit kurutma hızı sürecinde tamamen yalıtılmış bir kurutucu için havanın durum değiştirmesi bir adyabatik doyma olayıdır. Adyabatik doyma olayı ise hava ve su için atmosferik basınçlarda sabit yaş termometre eğrileri üzerindedir. Yani havanın kurutma esnasında yaş termometre sıcaklığı değişmez. Sıcak havadan yaş malzemeye transfer edilen ısı miktarı suyun buharlaşması için gerekli ısı miktarını karşılayacağından, bu duruma uygun Δw kadar kurutarak kurutucuyu terk eder. Nemli ve soğuk havanın, bazı uygulamalarında bu havanın bir kısmı geri beslenerek taze havayla karıştırılmaktadır (Şekil 2.25). Çünkü bu uygulamalarda C koşullarındaki havanın sıcaklığı, dolayısıyla entalpisi yüksek olabilmektedir. Bu nedenle, C koşullarındaki havanın bir kısmını A koşullarındaki hava ile karıştırmak ve sonra ısıtarak sisteme göndermek, ısı ekonomisi bakımından yararlı olmaktadır. (Coşkun, 1993)



Şekil 2.25. Kurutma havasının bir kısmının geri besleme yapılması (Özil ve Özel 1987)

2.4.2. Atık sıvı akışkanlardan ısı geri kazanımı

Son yıllarda endüstride mevcut atık akışkanlardan ısı geri kazanımı, önem kazanmaktadır. Atık gazların, sıvıların (baca gazları, tekstil atık sıvıları vb.) ısısından faydalanmak ve bu ısıyı daha yararlı alanlarda kullanmak suretiyle önemli oranda enerji tasarrufu sağlanmaktadır. Aşağıda, ısı pompası destekli çeşitli ısı geri kazanım uygulamaları incelenmiştir. (Yamankaradeniz ve ark. 2009)

Soğutmanın gerçekleşmesi için yoğuşturucudan dışarıya ısı atılması gerekir. Bunun için yoğuşma sıcaklığının atmosferik sıcaklığın üzerinde olması gerekir. Bu da yararlanabileceğimiz ısının atmosferik şartların üzerinde olduğunu gösterir.

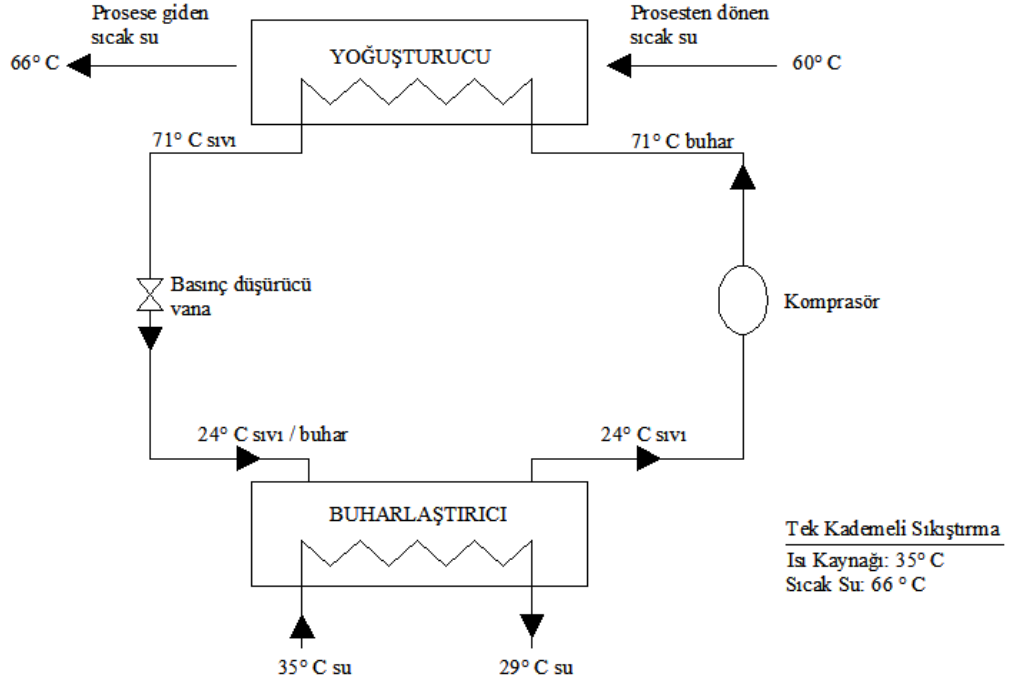
Bir soğutma tesisinin çalışması esnasında aynı zamanda ısıtma sağlayabilmesi için yoğuşturucu sıcaklığının mümkün olduğu kadar yüksek olması gerekir. Bu da soğutma kapasitesini düşürmektedir. Bu sakıncalı durum, kademeli sıkıştırma ile kısmen önlenabilir. Bunun yanında ek olarak ısı kazanabilmemiz bu olumsuz etkiyi yok etmektedir. Proseste istenilen sıcaklık, soğutma tesisatının yoğuşma sıcaklığına yakınsa bu, az bir enerji sarfıyatı ile sağlanabilir.

Soğutma sistemlerinde yoğuşturucunun ısı atma potansiyeli uzun zamandır fark edilmekteydi ve birçok alanda uygulanmaktaydı. Örneğin; bir evin yiyecek deposu soğutulurken aynı zamanda diğer bir odasının ısıtılması, veya bir buz paten sahası soğutma tesisinden atılan ısının, aynı yapı içerisinde yüzme havuzu suyunun ısıtılmasında kullanılması.

Kimya endüstrisinde yıllardan beri soğutma tesisi yaygın olarak kullanılmaktadır. 1947’ de kurulan büyük bir soğutma sisteminde, günde 240 ton buz üretilmiştir ve 270 kW kapasitesinde salamura -10 °C sıcaklığa soğutulması başarılmış ve bundan başka ilave olarak 480 kW kapasitesinde su soğutulmuştur. Bu tesis aynı zamanda 2320 kW ısıyı, genel amaçlı kullanım suyunu 18 °C’ den 72 °C’ e çıkarmak suretiyle ısı pompası olarak hizmet etmiştir.

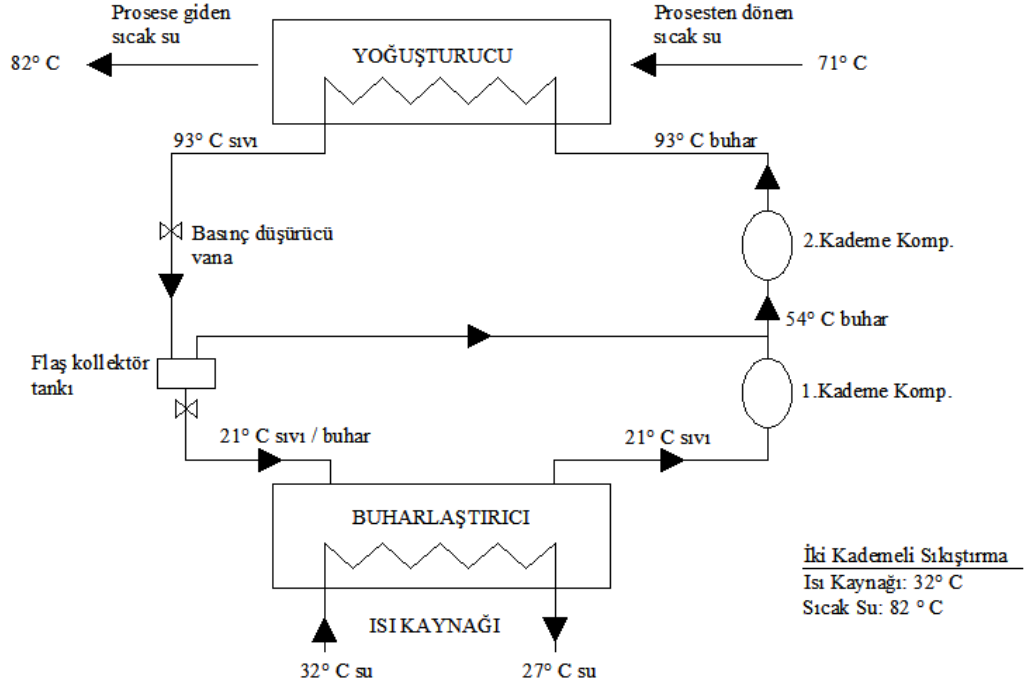
Diğer bir ilk uygulamalardan biri de soğutma tesisinden olan ısı geri kazanımını süt soğutulmasında kullanılmasıdır. 1952 yılında Amerika Birleşik devletlerinde ısı pompası, yayık yıkama suyunun ısıtılmasında kullanılan elektrikli ısıtıcılara göre daha ekonomik olduğunu göstermek amacıyla kullanılmıştır. Hem suyu ısıtmak hem de sütü soğutma amacıyla tasarlanan ısı pompası, geleneksel hava soğutmalı yoğuşturuculu sistemin yerine su soğutmalı yoğuşturuculu sistem kullanılmıştır. Yapılan bir takım düzenlemelerle, mevcut su ısıtıcısına girmeden önce suya ön ısıtma uygulamak için, yalıtılmış bir su tankının içine yoğuşturucu boru demeti yerleştirilmiştir. Teorik olarak 4 adet süt soğutucusundan olan günlük ısı kaybı 6 kW olup, soğutucu tarafından sütün sıcaklığı 32 °C' den 4.5 °C' e düşürülmektedir. Eğer bu atılan ısının tamamı su ısıtmada kullanılırsa, 24 saatlik periyot içerisinde yaklaşık 250 lt su 16 °C' den 46 °C' e ısıtılmaktadır. Sistemde kullanılan soğutucu akışkan R22 olup, yaklaşık kompresör gücü 250 W olan bu prototip sistem ile kapasitesi 225 litre olan elektrikle ısıtılan bir tanka monte edildi ve tankın yarı kapasitesi soğutucu akışkan yoğuşturucusu olarak hizmet etti. Elde edilen sonuçlara göre ön ısıtma tankında soğutucu yoğuşturucusunun yerleştirilmesiyle ortalama %50' den daha iyi elektrik tasarrufu sağlanmıştır.

Şekil 2.26' da tek kademeli sıkıştırımalı ısı pompası görülmektedir. Bu sistemde 35 °C sıcaklıktaki atık suyun enerjisi geri kazanılarak 66 °C' de sıcak su elde edilmektedir.



Şekil.2.26.Sıvı-sıvı tek kademeli sıkıştırmalı ısı geri kazanımlı ısı pompası sistemi (Anonim)

Şekil 2.27' de gıda endüstrisinde yaygın olarak kullanılan sıvı-sıvı iki kademeli sıkıştırmalı ısı geri kazanımlı ısı pompaları görülmektedir. Bu sistemde 32 °C sıcaklıktaki atık suyun enerjisi geri kazanılarak 82 °C' de sıcak su elde edilmektedir, sistemin performans katsayısı 3,7 dir (Bilge ve Ark. 1997).

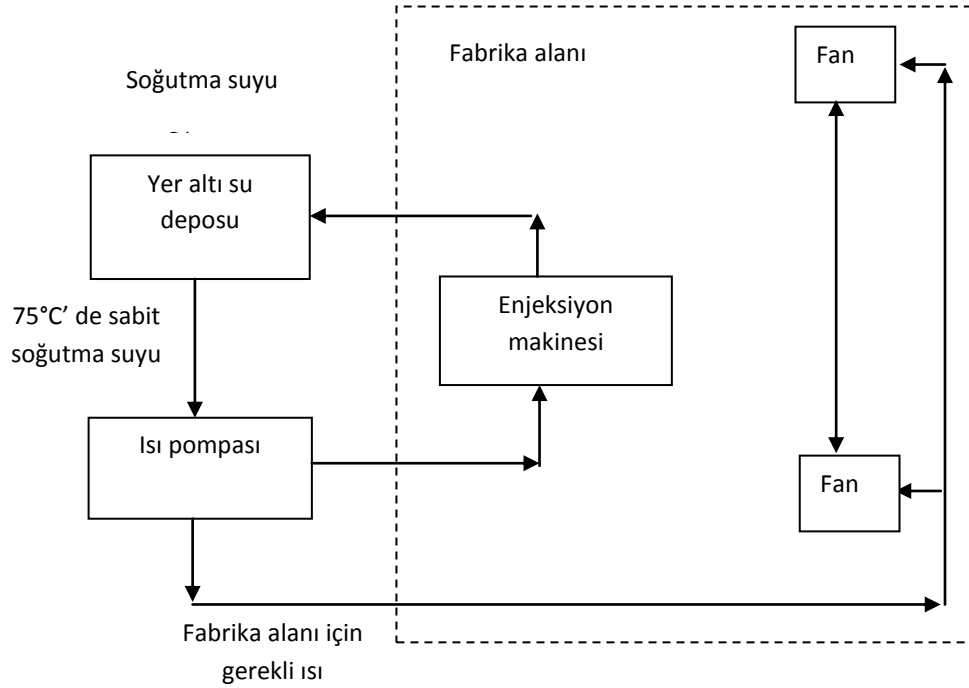


Şekil.2.27.Sıvı-sıvı iki kademeli sıkıştırımlı ısı geri kazanımlı ısı pompası sistemi (Bilge ve Ark. 1997)

Diğer bir uygulama sahası ise süper marketlerdir. Hem ısıtmanın hem de soğutmanın gerekli olduğu bu tesislerde genelde iki ayrı sistem kullanılır. Fakat ısı pompası ile soğuk hava deposundan çekilen ısı, havaya atılacağına kışın çalışan mahallere verilip, ısıtmaya, ödenen miktar azaltılabilir.

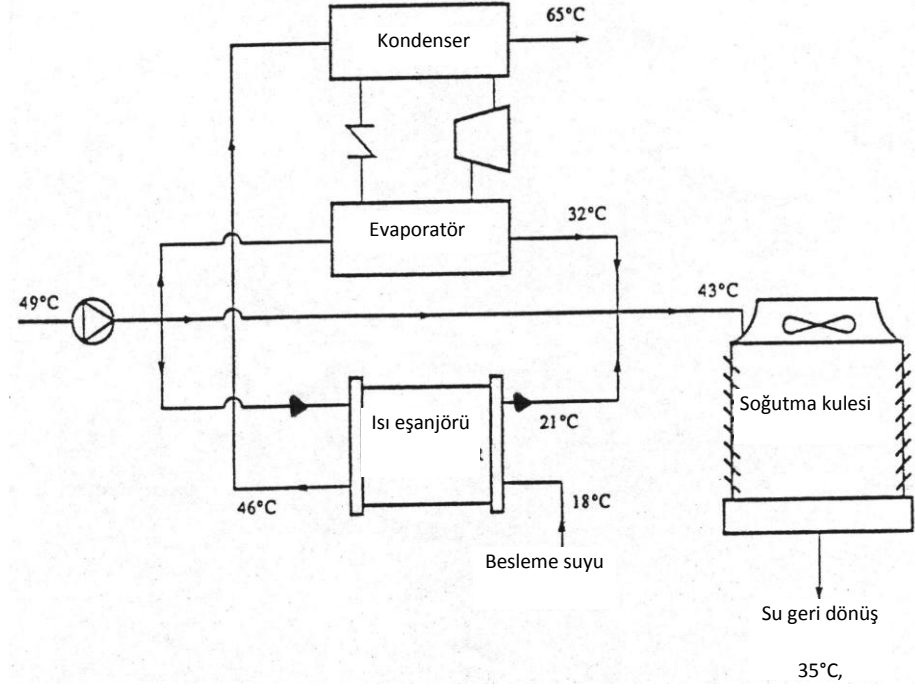
Plastik enjeksiyon makinelerinden ısı geri kazanımı, soğutmadan ısı geri kazanma yöntemlerinin klasik uygulamalarından biridir. Plastik enjeksiyon makinesi görevini tam olarak yerine getirebilmesi için soğutma gerekir. Klasik sistemlerde plastik enjeksiyon makinesinden çekilen ısı, soğutma kulesinden dışarıya atılmaktadır. Oysa ısı pompası ile bu ısı değerlendirilebilir. Bunun için Şekil 2.31 güzel bir örnektir. Şekildeki plastik fabrikasında ısı geri kazanımı kısaca şöyledir. Soğutmadan sağlanan sıcak su sürekli olarak resirküle edilir. Bu sıcak su bir buharlaştırıcıdan geçirilerek dört tane yatay tip fanlı hava ısıtıcısından oluşan mahal ısıtma sistemine enerji girdisi sağlanır.

Elde edilen bu ısı, yazın mahal ısıtma için kullanılmadığından uygun bir şekilde değerlendirilebilir. Örneğin dış ortama atılabilir. Yazın değerlendirilmese bile kışın ısıtma yükünü karşıladığı için büyük bir enerji girdisi sağlayacaktır.



Şekil 2.28. Bir plastik fabrikasında, ısı pompası uygulaması (Moser ve Schnitzer 1985)

Soğutma sistemlerinde ısıl enerji sık sık bir soğutma kulesi vasıtasıyla atılır. Proses suyuna gereksinim duyulan yerlerde proses suyu, soğutma kulesinden önce ön ısıtmaya maruz bırakılır. Bir ısı pompası, atık ısının sıcaklığının üstünde bir sıcaklığa kadar proses suyunu ısıtabilir. Bu şekilde şüphesiz kule yükü önemli bir şekilde azaltılır. Şekil 2.29' deki sistemde bir soğutma sisteminin yoğuşturucusundan ayrılan su, soğutma kulesinde soğutulmadan önce ısı pompası yardımıyla, ısısından yararlanılmak suretiyle ısı geri kazanımı sağlanmaktadır. Yoğuşturucudan 49 °C' de ayrılan sıcak su, soğutma kulesine gönderilmeden önce suyun bir kısmı ısı pompası buharlaştırıcısına gönderilirken, diğer kısmı ise bir ısı eanjörüne gönderilmektedir. Burada 18 °C' de eşanjöre giren besleme suyuna vererek suyun sıcaklığını 46 °C' e yükseltir. 46 °C' deki besleme suyu daha sonra ısı pompası yoğuşturucusundan geçirilmek suretiyle 65 °C' de kullanıma hazır su elde edilir. Bu sistemde ısı pompası kullanımı ile 49 °C' de soğutma kulesine gönderilmesi gereken su 43 °C' de gönderilmektedir.



Şekil 2.29. Bir soğutma kulesi prosesi öncesi ısı geri kazanımı (Lazzarin, 1995)

2.4.3. Isı geri kazanımının faydaları

- **Çevreye Faydaları**

- Daha az yakıt tüketimi olması sebebi ile hava kirliliğinin azalması
- Atık sıcak suyun düşük olması sebebi ile termal kirlenmeyi engellemek
- Atık su arıtma tesisine soğuk gireceği için aerobik arıtmanın tam olması

- **İşletmeye Faydaları**

- Azalan yakıt tüketimi sebebi ile karlılık,
- Azalan boyama süresi sebebi ile birim zamanda daha fazla üretim
- Sıcak su ile işletmeye başlanması sebebi ile makine içi termal gerilimin azalması, bakım giderlerinin düşmesi, kar ve zaman tasarrufu.

- **Ulusal Ekonomiye Faydaları**

- Maliyetleri düşürebilmemiz sebebi ile dünyada rekabet şansımızın artması
- İş gücü ve öz kaynaklarımızın ekonomik kullanımı sebebi ile sağlanacak kazanç,
- Enerji kaynaklarını ekonomik kullanım sebebi ile döviz kazancı,
- Sektörde karlı şirketlerin artması ile yatırımcıyı teşvik etmek ekonomik canlılık (Yamankaradeniz, 2007).

2.4.4. Isı pompalarının diğer endüstriyel uygulama alanları

a- Kimya ve Petro-kimya Endüstrisi

- Arıtma Tesislerinde Isı Pompası Uygulaması
- Damıtma Tesislerinde Kızgın Buhardan Isı Geri Kazanımı
- Kimya Endüstrisinde Ayrıştırma İşlemlerinde (Propan-Bütan Eldesi)
- Polimerizasyon İşleminde
- Kimyasal lif eldesi

b- Kağıt Endüstrisi

c- Gıda Endüstrisi

- Pastörizasyon
- Yiyecek kurutması
- Yıkama makinelerinde
- Balık İşleme ve et işleme Fabrikalarında
- Soğuk hava Depolarında

d- Kereste Kurutması

e- Deniz Suyundan Tatlı Su Eldesinde

f- Tekstil Endüstrisinde

- Kurutma İşlemlerinde
- Boyahanelerde (Yamankaradeniz, 2007)

2.5.Kaynak Araştırması

Isı pompası destekli kurutma işlemi 1970' li yıllardan beri dünyada yaygın bir araştırma konusu iken ülkemizde 1990' lardan sonra gündeme alınmış olup son zamanlarda ciddi çalışmalar ortaya koyulmuştur. Atık ısıdan ısı pompası vasıtasıyla enerji geri kazanımı ise artan enerji fiyatlarından sonra gündeme daha sık gelmiş olup, araştırmalar detaylandırılmaya başlanmıştır. Her iki konuyla alakalı olarak ülkemizde ve dünyada yapılan literatür çalışmaları kronolojik sırayla aşağıda açıklanmıştır.

Hodgett (1976) tarafından yapılan araştırmaya göre; ısı pompalı kurutucuların ortalama SMER (Özgül nem uzaklaştırma oranı) 3 kg/KWh dan az enerji kullanılarak buhar ile kurutmaya göre % 75 , direkt ısıtmalı kurutucuya göre %58 verimli olduğu açıklanmıştır.

Oliver (1982) ise ısı pompalı kurutucularda SMER oranı kurutucu sıcaklıkları 50 °C ile 80 ° C arasında 0.57 kg/ kWh and 1.02 kg/kWh olduğu tespit edilmiştir.

Hogan ve ark. (1983) tarafından düşük sıcaklıkta granül (tane) parçaların kurutulmasıyla ilgili deneysel ve sayısal bir çalışma yapılmıştır.

Cunney ve Williams (1984) ise motor tahrikli ısı pompasının % 30 ila % 50 oranında kurutma işlemlerinde enerji maliyetlerini düşürdüğünü yayınlamışlardır.

Tekstil endüstrisinde yapılan ve yapılacak çalışmalara ışık tutacak diğer çalışmalardan biride Yamankaradeniz ve Yalçın'ın (1987) yaptığı çalışmadır. Bu çalışmada tekstil endüstrisi için, atık suyun ısısından yararlanılarak enerji geri kazanım uygulamalarına değinilmiştir. Özellikle kurutma sistemleri üzerinde durulmuş ve % 50 civarında enerji tasarrufu yapıldığı ortaya konmuştur.

Van Blarcom ve Mason (1988) ısı pompalı kurutucu ile 50 ° C kurutma sıcaklığında Avustralya fındığını kurutmuş ve ürün kahverengileşme (kızarma) problemiyle karşılaşmadığını göstermiştir.

Peter Jolly ve ark. (1990) tarafından bir konveksiyonel kurutma sistemine bir ısı pompası ilave edildiğinde kurutma verimine ne gibi etkileri olabileceğinden yola çıkılarak önce sürekli çapraz akımlı kurutucunun matematik modeli geliştirilmiştir. Bu modellemenin önemli bir özelliği, sistemi oluşturan her bir eleman için detaylı ısı ve kütle transferi hesabının göz önüne alınmış olmasıdır. Bu modelde özellikle üzerinde durulan eleman buharlaştırıcıdır. Çünkü kurutma işleminde (nem alma) anahtar rol oynayan elemandır. Peter Jolly ve ark. bu modelleme neticesinde elde ettikleri verileri daha sonra deneysel yola elde edilen verilerle karşılaştırmışlardır. Yapılan analizde, buharlaştırıcıda yapılan by-pass oranının sistem üzerine etkileri, sistem performansını ifade eden iki değer olan ITK ve SMER değerlerinin hangi parametrelere bağlı olarak nasıl bir değişim gösterdikleri incelenmiştir. Ayrıca sisteme bir reküperatör ilave edilmiş ve kompresör hızları ve hava miktarları değiştirilerek sistem performansına etkileri araştırılmıştır.

Pendyala ve ark. (1990) tarafından ise bir oda içerisinde konveksiyonel yöntemlerle yapılan kurutma işlemine Hogan ve ark. (1983) tarafından, bir ısı pompası ilave edilmiştir. Yapılan deneysel ve sayısal çalışmada, kurutucu, ısı transferi ve eş zamanlı ısı ve kütle transfer bölgeleri düşünülerek modellenmiştir. Bunun yanında ısı pompasının ısı eşanjörleri (Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu) de, hava ve iş yapan (soğutucu) akışkan tarafı üzerinde difaransiyel uzunluktaki çeşitli bölgeler (zone) için entalpi dengesini yazmak suretiyle modellenmiştir. Kompresörde ise politropik sıkıştırma olduğu tanımlanmış olup ısı pompası destekli kurutucunun özgül enerji tüketimi SPC (Tüketilen güç/Çekilen nem miktarı) üzerine aşırı kızdırmanın ve buharlaştırıcı üzerine hava hızının etkilerini araştırmak için R11 soğutucu akışkanının kullanıldığı bir model geliştirilmiştir.

Almedia ve ark. (1990) tarafından yapılan çalışma sayısal bir çalışma olup bu çalışmada, buhar sıkıştırımlı ısı pompası destekli kurutma sistemlerinin performansını tespit edebilmek amacıyla bir simulasyon modeli geliştirilmiştir. Kurutma odasına girmeden önce, hava akımına bir ön ısıtma uygulamak için ısı harcanır. Isı pompasının verilen iş'e karşılık daha fazla enerji vermesi nedeniyle enerji tüketimi azalır. Çevre havası ısı kaynağını oluşturur. Yapılan çalışmada, çevre havası yoğuşturucudan

geçirilerek kurutma odasına gönderilir. Yoğuşturucudan geçen havanın sıcaklığı artarken, bağıl neminde bir azalma olur. Bu azalma, kurutma odasında suyun uzaklaştırma işlemini gerçekleştiren kuvvetin artmasına sebep olacaktır. Bu çalışmada ısı pompası sadece kurutma odasına ılık hava temin etmek için kullanılmaktadır. Daha yüksek verim elde edebilmek için kurutma odasından ayrılan nemli havanın bir kısmının ısı pompasının buharlaştırıcısından geçirilerek geri kazandırılması gereklidir. Fakat yapılan bu çalışma şunu göstermiştir ki en basit bir sistem ile dahi mukayese edildiğinde, yoğuşturucuda meydana gelen ısıtma işlemi herhangi bir konvansiyonel ısıtma işleminden bir kaç kez daha verimlidir. Yine bu çalışmada, ısı pompasının her bir elemanının oldukça basit modellenmesi esasına dayanan bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu modelde yine kurutma odasına giren hava şartlarının iyileştirilerek enerji tasarrufu sağlanmaya çalışılmıştır. Sistem performansı üzerine hava debisinin etkileri ve sistemin performansını belirleyen ITK ve SPC (tüketilen güç/çekilen nem miktarı) değerlerinin değişimleri gözlenmiştir ve ısı pompası kullanımı ile enerji tüketiminde önemli derecede bir azalma sağlandığı gözlenmiştir.

Meyer ve Greyvenstein (1992) tahıl kurutmasında ısı pompalı kurutucuların kullanılmasını ekonomik açıdan incelemiştir. Bu çalışmaya göre, ısı pompalı kurutucular diğer kurutuculara göre çok ekonomik çıkmıştır.

Clements ve arkadaşları (1993) ise bu modeli kullanarak ısı pompalı destekli sürekli kurutucu performansını tahmin edilmesi üzerine çalışmışlardır. SMER oranının optimum oranı için buharlaştırıcı by-pass hava oranı % 60-70 aralığında olması gerektiğini tavsiye etmiştir.

Saborio (1993) tarafından ısı pompası destekli kurutucular ile geri döngülü (havanın bir kısmını geriye kazandıran) kurutuculardaki enerji tüketimleri sayısal bir çalışmayla karşılaştırılmıştır. Bu analizden amaçlanan, herhangi bir işletme şartlarında en iyi kurutucu konfigürasyonunu seçebilmektir. Karşılaştırma, geri döngülü kurutucular ve ısı pompası destekli kurutucuların bilgisayar modelleri üzerine bina edilmektedir. Modeller, belirlenen şartlarda (uzaklaştırılan su miktarı aynı alınarak) bütün kurutucu operasyonları için enerji tüketimleri tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, bütün

kurutucu konfigürasyonları için giren enerjinin birim ünitesi başına buharlaşan su kütlesi (SMER) olarak gösterilmektedir. Bu değerler bunlar arasında bir oran olduğu gibi, daha kolay karşılaştırma açısından bütün mümkün olan işletme şartlarını gösteren grafikler halinde sunulmaktadır. Sunulan karşılaştırmalar sadece enerji tüketimi şekilleri üzerine bina edilmektedir ve böylece değişen bölgesel şartlardan (ekonomi, elektrik üretim verimleri veya farklı yakıtların bağıl değerleri) bağımsız olmaktadır. Diğer bir deyişle, sunulan SMER değerleri, kurutucu tasarımında bölgesel şartların etkilerini de dahil edilerek kolayca değiştirilebilir.

Coşkun (1993) tarafından yapılan yüksek lisan tez çalışmasında, kurutma işlemlerinde ısı pompası ile enerji tasarrufu sağlanmasını deneysel olarak incelemiştir. Kurutma havasının ısı pompasının yoğunlaştırıcısında ısıtılmasının fuel-oil ile ısıtılmasının yanında %25 daha verimli olduğunu saptamıştır.

Al-Rabghi ve ark. (1993), çeşitli endüstriyel alanlarda atık ısının geri kazanımını klasik ve yeni sistemler açısından değerlendirmiş ve atık ısının geri kazanımının bir çok endüstriyel alanda kullanılacağını belirtmişlerdir.

Britnell ve ark. (1994) ısı pompalı kurutucuların mikrobiyolojik etkilerini incelemiştir. Isı pompalı kurutucuların düşük kurutma sıcaklığında ($< 55^{\circ}C$) kullanılması durumunda, potansiyel mikrobiyolojik bozulmalar olabilir. Bu çalışmada ısı pompalı kurutucunun büyük mikrobiyolojik popülasyon sağlamadığı belirtilmiştir.

Can (1995) Bursa bölgesindeki tekstil, otomotiv ve benzeri sanayi dallarında yaklaşık $30^{\circ}C$ ile $90^{\circ}C$ arasındaki atık sıcak suları ve özellikle tekstil sanayinde atık kurutma havası enerji geri kazanma işlemine tabi tutulmadan çevreye atıldıklarından büyük bir enerji israfı ve çevre kirliliği belirtmiş ve Bursa bölgesinde kurulu tekstil, otomotiv ve benzeri diğer sanayi dallarındaki atık akışkanlardan ısı geri kazanımının ekonomikliği ve bu sektörlerde var olan potansiyel ortaya çıkararak elde edilebilecek enerji tasarrufunu ve dolayısıyla ülkemiz ekonomisine ve çevre kirliliğine yapacağı olumlu katkıları somut bir şekilde koymuştur.

Lazzarin (1995,1998) “Heat Pump Application” makalesinde endüstriyel uygulamalarda kullanılan ısı pompalarını anlatırken tekstil sektörü örneğinde kurutma havasının geri kazanımı üzerinde tesisat sistemini göstermiş ve enerji tasarrufu açısından sağladığı yararın önemi üzerinde durmuştur.

Perera and Rahman (1997) ısı pompalı kurutucu sistem, vakumlu kurutma ile sıcak hava kurutucularının genel karşılaştırılmasını yayınlamışlardır. Elde edilen sonuçlara göre SMER değerleri sıcak hava kurutmasında 0,12 - 1,28 kg H₂O / kWh, vakumlu kurutmada 0,72 - 1,2 kg H₂O / kWh, ısı pompalı destekli kurutucuda ise 1- 4 kg H₂O / kWh ölçülmüştür. Kurutma verimliliği açısından sıcak hava kurutması % 35-40, vakumlu kurutma % 70, ısı pompalı destekli kurutucuda ise % 95 oranında bulunmuştur. Bu değerlendirmelere göre; ısı pompalı kurutucular, klasik sıcak hava kurutucularına göre çok daha fazla enerji verimliliği sağladığı tespit edilmiştir.

Oktay (1999), ise ısı pompası destekli mekanik açıcılı bir kurutucu ile yün kurutmasının optimizasyonu üzerine deneysel ve sayısal olarak çalışmıştır.

Doğan (1999) yılında Antalya’da bir otelde sudan-suya ısı geri kazanımlı ısı pompası uygulaması çalışmasında, yazın soğutma amacıyla harcanan enerjide %16, sıcak su hazırlamak için harcanan enerjide %75 tasarruf sağlanmıştır. Aynı çalışmada kışın ısı pompası ile ısıtma işleminde %34 enerji tasarrufu sağlanmıştır. Sistemde ısı kaynağı olarak yaz döneminde binalardan çekilen enerjinin, sıcak su hazırlamada kullanılması, ısıtma, soğutma ve sıcak kullanım suyu hazırlanması amacıyla deniz suyu kullanılmıştır.

Acharyaviriya ve ark. (2000) açık döngülü kurutucu, kapalı döngülü kurutucu ve kısmen kapalı döngülü kurutucunun performanslarını simüle etmişler ve ısı pompalı kurutucunun matematik modelini geliştirmişlerdir. Bu çalışmaya göre, bütün ısı pompalı kurutucu sistemde buharlaştırıcı by-pass oranı arttıkça ITK değerinin düştüğü bildirilmiştir.

Ho ve ark. (2001) tarafından kurulan kurutma düzeneğinde, ısı pompalı kurutma boyunca kurutma kinetiği, ürün kalite parametreleri ve ısı geri dönüşümü artırmaya yönelik optimizasyon ayarları üzerine çalışmışlardır.

Chua ve ark. (2001) muz dilimlerini kuruturken kurutma zamanının azaltılması ve ürün renginin geliştirilmesi üzerine adım adım kurutma planı hazırlamış ve fizibilite değerlendirilmesi yapmışlardır.

Elmaların kurutulmasında atmosferik ısı pompalı kurutucusunun modifiye edilmesi konusu Perera (2001) tarafından çalışılmıştır. Bu çalışmada, kurutulan elmaların mükemmel renk ve c vitamini değerini kaybetmediği görülmüştür.

Baek ve ark. (2001) Japonyada kanalizasyon suyunu ısı kaynağı olarak kullanarak, ısıtma-soğutma yapılacak mahal çalışması simüle etmiş. Bu çalışma sonucunda, klasik hava kaynaklı ısı pompası ve atık su kaynaklı ısı pompası kıyaslandığında % 34 enerji tüketiminin azaldığı, %68 CO₂ emisyonu düştüğü ve %75 NO_x kontrolü olarak üretildiği görülmüştür.

Adapa ve ark. (2002) ısı pompasının ürün kurutmasında kullanılmasıyla ilgili matematik modelin basitleştirilmesi üzerine geliştirmeler yapmışlardır. Oluşturulan bu modelle ısı pompası ve kurutucu sistemlerde yer alan ısı ve kütle transferi incelenmiştir. Soğutucu akışkan ve ürün havası arasındaki enerji transferinin kontrolünde, dış ısı ve kütle transfer katsayıları ile buharlaştırıcı ve yoğuşturucu serpantin dizaynının kritik faktör olarak hesaba katılması gerektiği görülmüştür.

Durmuş ve Kurtbaş (2002) tarafından yapılan çalışmada, Elazığ yöresinde yetişen kayısıların yine aynı bölge şartları altında güneş enerjisi yardımıyla kurutulmasında, kayısı yüzey sıcaklığı deneysel olarak tespit edilmiştir. Deneysel olarak havalı güneş kollektörü ve dikey konumlu tepsilili kurutucu kullanılmıştır. Çalışmada havalı güneş kollektörü olarak ondulin yüzey profilli yeni bir tip kollektör tasarlanmıştır. Kurutma ortamındaki hava sıcaklığı, hava debisinin ayarlanması ile değiştirilmektedir. Tepsilili kurutucuya girişte hava sıcaklığı 27°C ile 49°C aralığında değiştirilmiştir. Deneysel

boyunca kayısılar sürekli tartılarak kayısındaki kütle kaybı tespit edilmiş ve kurutulan ürünün renk ve tat değişimleri sürekli kontrol altında tutulmuştur. Deneyler Elazığ ilinde 2000 yılının Mayıs, Haziran ve Temmuz aylarında çekirdeği çıkartılmış, yaklaşık eşit büyüklüklere sahip kayısılar üzerinde yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda kuruma hızı; kurutucu havanın hızına, kollektörün performansına, kurutucu havanın sıcaklığına, ürünün et kalınlığına ve temas eden yüzeyin büyüklüğüne bağlı olduğu görülmüştür.

Coşkun (2002) tarafından yapılan çalışmada, basit nem alıcı ısı pompası destekli çapraz akımlı bir sürekli kurutma sistemi, ısı pompası ve sürekli kurutucu ünitesi olmak üzere iki kısımda incelenmiştir. Her iki üniteyi oluşturan elamanların matematik modelleri oluşturulduktan sonra elde edilen nonlinear denklemler, yine her iki ünite için ayrı ayrı Turbo Pascal programlama dili kullanılarak hazırlanan bir program vasıtasıyla çözülmüştür. Sürekli kurutucu ünitesinin çıkış şartları, ısı pompası ünitesinin giriş şartları olarak kabul edilerek, tüm sistemin simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Sistemin her noktasındaki değişkenler (sıcaklıklar, debiler, nem değerleri vs.) ve bu değişkenlere bağlı olarak sistemin performansı incelenmiş, sonuçlar literatürde mevcut deneysel ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Bannister ve ark. (2002) yaptığı çalışmada, ısı pompalı destekli kurutucu klasik sıcak hava kurutucusuna göre 2 kat fazla enerji verimliliği sağladığı görülmüştür. Yapılan çalışmada, kereste kurutulmasında ısı pompası destekli kurutucu, gaz, kömür ve fuel oil kullanılan sıcak hava kurutucularıyla karşılaştırıldığında %42 ile %45 arasında enerji tasarrufu sağladığı belirlenmiştir.

Oktay (2003) tarafından yapılan çalışmada, lifli malzeme olarak nitelendirilen yaş yünün kurutulmasını hava hızı, geri beslenen hava oranı ve by-pass edilen hava oranı açısından incelenmiştir. Araştırma sonuçlarına göre, hava kütle hızı 0.78 to $1.50 \text{ kg/m}^2\text{s}$ arasında değişmiş, by-pass hava oranı ve geri besleme hava oranı %20 to %80 arasında değişiklik göstermiştir. Evaporatörden geçen hava oranının artmasıyla ITK ve SMER oranında artış görülmüştür.

Teeboonma ve ark. (2003) tarafından yapılan çalışmada, ısı pompası destekli meyve kurutucularının optimum çalışma koşulları ve maliyetlerini düşürme açısından incelenmesi gereken en önemli faktörler, çevrim havası miktarı, buharlaştırıcı by-pass hava oranı, kurutma hava sıcaklığı olarak saptanmıştır. Bu çalışmada, papaya ve mango glaci meyvelerinin ısı pompası destekli kurutucu ile kurutulması hem deneysel hem de matematiksel olarak incelenmiştir. Başlangıç nem içeriği, boyut analizi ve ürünlerin difüzyon katsayılarının etkileri optimum ısı pompası destekli kurutucu koşulları açısından incelenmiştir. Sonuçlara göre, iki ürünün optimum koşulları birbirinden farklı çıkmıştır, bunun sebebi ise optimum hava akış oranı ve by-pass oranından kaynaklanmaktadır. Sonuç olarak ürünün fiziksel özellikleri hava akış oranı ve by-pass oranından ciddi şekilde etkilendiği saptanmıştır.

Coşkun (2003) tarafından yapılan çalışmada, buhar sıkıştırımlı ısı pompası kullanılan kurutma sistemlerinin performanslarının belirlenebilmesi için bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Sistem, ısı pompası ve kurutma odası olmak üzere iki ana kısımda incelenmiş olup, her iki kısmı oluşturan elemanlar için basit matematik modeller elde edilerek, geliştirilen bir bilgisayar programı yardımıyla çözülmüştür.

Islam ve ark. (2003) levha şeklinde ısıya duyarlı malzemelerin iletim yolu ile kurutulmasının simülasyonu üzerine çalışmışlardır.

Namsanguan ve ark. (2004) iki kademeli aşırı kızdırmalı buhar kurutmasını ısı pompalı kurutucu kullanarak yapılmasını incelemişlerdir. Bu çalışmada, iki kademeli kurutma işlemi sırasında ürün sertleşmesi etkisinin, kurutma süresinin azaltılmasındaki uygunluğunu incelemiştir. Ayrıca bu çalışmada, çeşitli kalitede kurutulmuş karides özelliklerini de araştırmıştır.

Ameen and Bari (2004) giysi kurutulması sırasında yoğuşturucuda açığa çıkan atık ısıdan yararlanılmaktadır. Kullanılan bu sistem klasik kurucuya göre %32,9 ve doğal kurutmaya göre %205 oranında daha verimli olduğu gözlemlenmiştir.

Chua ve ark. (2004) tarafından yapılan çalışmada, buharlaştırıcıda ki by pass hava oranının artması sonucunda düşük ısı geri kazanımı görülmüştür. Örneğin her % 20 lik by pass hava oranının artırılması sonucunda, by-pass hava oranın % 40 dan sonraki değerlerinde ısı geri kazanımında 0,6 ve 0,8 kW ısıya denk gelen düşüş görülmüştür. Aynı çalışmada görüldüğü üzere by pass oranı artıkça BYO değeri artmış ve SMER oranı azalmıştır.

Adapa ve Schoenau (2005) ısı pompası destekli sürekli yataklı özel ürünlerin kurutmasında yeniden dolaşımının enerji analizleri üzerinde çalışmıştır. Bu çalışma sonunda ısı pompalı kurutucuların geri dönüşümünden % 22 den fazla enerji verimi ve elektrikli bobin ısıtıcılı klasik kurutuculara göre % 65 oranında kurutma zamanının düştüğü görülmüştür.

Çolak ve Hepbaşlı (2005) elmanın ısı pompalı kurutucular tarafından kurutulmasını incelemişlerdir. Yapılan ekserji analizini ile kurutucunun ekserji verimliliği değişik hava kurutma sıcaklığına göre belirlenmiştir.

Moreira ve ark. (2005) ısı pompalı kurutucu ile deneysel olarak değişik koşullar altında fındık kurutulması üzerine çalışmışlardır. Bu çalışmalar göstermiştir ki fan tahrik gücü büyük aldığı ve fiziksel dirençler ihmal edildiğinde kurutma kinetiği hızlanmaktadır. Farklı fındıkların kullanımında kurutma kinetiğinde önemli farklılıklar görülmemiştir.

Baek ve ark. (2005) tarafından yapılan çalışmada otel saunasındaki atılan atık suyu ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompası sistemi tasarlanmıştır. Bu sistemin enerji analizleri ve verimlilik hesaplamaları yapılmıştır. Sonuç olarak ısı pompası yıllık ITK değeri 4,5-5 arasında çıkmıştır. Buda klasik hava kaynaklı ısı pompalarına göre yüksek bir değerdir.

Ceylan ve ark.(2005) yaptıkları çalışmada ısı pompalı bir kurutuma fırınında elma kurutması deneysel olarak incelenmiştir. Bu deneysel çalışmada, 4 mm kalınlığında dilimlenmiş elmalar 40 °C de ortalama % 20 bağıl nemde 2,8 m/s hava hızında 4,8 (g su/g kuru madde) su oranında 0,18 (g su/g kuru madde) su oranına kadar 3,5 saatte

kurutulmuştur. Elmaların ulaşılan son kuru ağırlıktaki su aktivitesi ise 0,65 olarak bulunmuştur. Böylece daha düşük su aktivitesinden dolayı bazı toksijenik küflerin faaliyetleri ve toksin üretimi engellenmiştir.

Hawlader ve ark. (2006) soğan dilimlerini ısı pompalı sistemle kurutmuş ve klasik sistemle karşılaştırdığı zaman % 30 oranında enerji tasarrufu ile birlikte en iyi ürün kalitesini elde etmiştir.

Hawlader ve ark. (2006) modifiye ettikleri atmosferik ısı pompalı kurutucusu 45 °C ve % 10 bağıl nem civarında çok iyi fiziksel özellikler göstermiştir. Isı pompasıyla kurutulan elma, guava (tropik meyve) ve patatesin rengi sabit çevresel koşullar altında vakum ve dondurarak yapılan kurutma işlemine benzerlik göstermiştir.

Fatouh ve ark. (2006) ısı pompalı kurutucu kullanarak değişik otların kurutulması işlemlerinin karşılaştırılması üzerine çalışmıştır. Bu çalışmada küçük boyutlu otların düşük enerji tüketimi ve düşük kurutma süresi olduğunun tespit edilmiştir.

Söylemez (2006), kurutma sistemlerinde sistemdeki atık ısıyı kullanan ısı pompalı kurutucuların termoekonomik analizini yapmıştır. Sistemin termoekonomik analizi için sistem elemanlarının ısı analizi ile birlikte basit bir ekonomik analiz yapmıştır.

Çelebi (2006) tarafından yapılan yüksek lisans tez çalışmasında, 2500 yataklı bir öğrenci yurdunun çamaşırhanesindeki atık su ısısının bir ısı pompası ile alınarak, kullanma sıcak suyu elde edilmesini sağlayan ısı pompası sisteminin modellenmesi ve montajı yapılmıştır. Farklı atık su sıcaklıklarında buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu devresindeki suyun debileri ve tüketilen elektrik enerjisi ölçülerek sistemin verimi hesaplanmıştır. Deneylerde ısının aktarıldığı su sıcaklığının 50 °C'nin üzerine çıktığında ısı pompası sisteminde basınçlarının aşırı artmasıyla kompresörün zorlandığı ve verimin aşırı düştüğü görülmüştür. Isı pompası aracılığı ile kullanım sıcak suyunun hazırlandığı sistemlerde, kullanım suyu sıcaklığının 50 °C'nin üzerinde istenmesi durumunda ayrı bir sistemle ısı pompası sistemi desteklenmesi gerektiği vurgulanmıştır.

Alves-Filho ve ark. (2007) kırmızı biberin atmosferik ısı pompasıyla kurutulmasında kurutma kinetiği ve ürün kalitesine hava sıcaklığının etkisi üzerine çalışmıştır. Bu çalışmada, 20 °C deki buharlaşma sıcaklığı ile biberin kurutulması işleminde kırmızı ve sarı renkleri belirginleştirecek süblimleştirme, kurutma süresini azaltması ve vakum ve donma ile kurutma maliyetlerinin karşılaştırılması işlemi başarıyla birleştirilmiştir.

Nathakaranakule ve ark. (2007) tarafından yapılan çalışmada, aşırı kızdırılmış buhar sıcaklığı ve nem içeren tavuk eti kurutma işleminde, kurutma kinetiği ve kurutulmuş tavuk et kalitesi, renk, büzülme ve su kazanım kabiliyeti açısından incelemiştir.

Ceylan ve ark. (2007) yaptıkları çalışmada, kavak ve çam keresteleri 24 saatlik çalışma periyodunda ısı pompalı bir kurutucuda kurutulmuştur. Kerestelerin tamamındaki ağırlık değişimi fırın içerisindeyken takip edilebilmiş istenilen ağırlığa gelindiğinde kurutma sonlandırılmıştır. Başlangıç nem miktarı 1.28 kg su/kg kuru madde olan kavak keresteleri 0.15 kg su/kg kuru madde nem miktarına 70 saatte, 0.60 kg su/kg kuru madde de olan çam keresteleri ise aynı nem miktarına 50 saatte ulaşmıştır. Kurutma esnasında, kurutma havası bağıl nemi, sıcaklığı ve kerestelerdeki ağırlık değişimi değerleri bilgisayarda toplanarak, daha sonra kurutma süresinin hesaplanmasında kullanılmıştır.

Hancioglu ve ark. (2007) defne yapraklarının dikey toprak kaynaklı ısı pompalı kurutucu ile kurutulmasında ekserji analizini yapmıştır. Yapılan çalışmada yaklaşık 40-50 °C arası sıcaklıkta ekserji verimliliği 9.11–15.48% ürün/yakıt olarak bulunmuştur.

Colak ve Hepbaşlı (2007) beyazlaştırılmış havucun kurutulmasında toprak kaynaklı ısı pompalı kurutucu kullanılmış ve 3 değişik hava kurutma sıcaklığına (45, 50 ve 55 °C) göre ekserji analizi yapmışlardır.

Jangam ve ark. (2008) sapota meyvesinin kurutması üzerine çalışmışlardır. Bu çalışmada meyvenin etli kısmının kurutma davranışı, klasik kurutucu, düşük sıcaklıktaki ısı pompası destekli kurutucu ve donma ile kurutma işlemi yapılarak karşılaştırılmıştır.

Fiala and Guidetti (2008) kapalı devre ısı pompalı kurutucuların medikal bitkilerin kurutulmasında uygun olduğunu göstermiştir.

Coogan and Wills (2008) beyaz turbun ısı pompalı kurutucu ile kurutulmasında sıcak hava ile kurutulmasına göre lezzetinin daha az değiştiğini bulmuştur.

Pal ve Khan (2008) yaptıkları çalışmada, farklı bileşenlerdeki ısı pompası kurutucularının matematik modelini; kurutma modelleri, ısı pompası modelleri ve performans modelleri altında üç kısımda incelemiştir.

Peregrina ve ark. (2008) lağım pisliğinin dönüşümü ve yemek yağının katı yakıtı geri dönüşümü ile ilgili kızartma-kurutma teknolojisinin ekonomik açıdan değerlendirilmesini araştırmıştır. Bu çalışma sonunda açık ısı pompalı sistem kullanılarak kızartma-kurutma birleşik sistemin verimli enerji dönüşümü sağladığı görülmüştür.

Çolak ve arkadaşları (2008) nane yapraklarının ısı pompalı kurutucu ile kurutulmasında ekserji analizi üzerine çalışmıştır.

Ceylan ve Aktaş (2008) yaptıkları çalışmada ısı pompası destekli kurutma fırınında fındık kurutmasını deneysel olarak incelemiştir. Kurutma sonrası fındıklar duyuşal olarak analiz edilmiş ve nem değişimi kütle ölçüm metodu ile takip edilmiştir. Bu çalışma sonucunda ısı pompası ile kurutma, en az enerji girdisi ile olabilecek en uygun kurutma süresinde kaliteli ürün eldesi sağlanmıştır. Ayrıca kurutulmuş ürünlerde herhangi bir bozulmaya rastlanmamıştır.

Qi-Long Shi (2008) tarafından yapılan çalışmada, istavrit balığının (*Trachurus japonicus*) kurutma işleminin karakteristik özelliklerin incelenmesi için ısı pompası destekli kurutma sistemi tasarlanmıştır. İstavrit için yüzey yük etkileri, kurutma hava sıcaklığı, sodyum klorür(NaCl) içeriği, evederatör by pass hava oranı (BYO) ve hava hızının etkileri incelenmiştir. Deneysel sonuçlara göre, % 60 - %80 oranlarında by pass oranı ve 20-30 °C hava sıcaklıkları aralığında en yüksek SMER oranı elde edilmiştir.

Lee ve Kim (2009) tarafından yapılan çalışmada, R134a kullanılan ısı pompası destekli kurutma sisteminin deneysel ve sayısal analizi gerçekleştirilmiştir. Isı pompası çevrimin ITK değeri performansını incelemek için, kurutma işleminin MER (Nem uzaklaştırma oranı) ve SMER oranları, buharlaştırıcı kurutma oranı, sıcaklık ve göreceli hava kurutma nemi hesaplanmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Kabin tipi ısı pompası kurutucusunu gelişimi ve dilim turpun termal ve kurutma performansı incelenmiştir. Sonuç olarak yapılan çalışma sonucunda ısı pompası ile kurutma, klasik hava ısıtıcı ile olan kurutmaya nazaran 1-1,5 kat fazla süre gerektirmektedir. Buna rağmen, ısı pompalı kurutucu sistemi dikkate değer bir enerji tasarrufu sağlamaktadır. Isı pompalı kurutucunun SMER oranı sıcak hava kurutucusuna göre 3 kat daha fazladır. Bu çalışmada ısı pompalı destekli kurutucu, klasik sıcak hava kurutucuna göre % 58,9-69,5 arasında enerji tasarruf ettiği görülmüştür.

Washington State University tarafından (2009) yayınlanan düşük sıcaklıktaki endüstriyel ısı pompalarının geri kazanımı ile ilgili bildiri; Washington da doğal gazlı elma kurutucu sistemi, ısı pompası destekli kurutucu sistemle değiştirilmiştir. Isı pompasının kullanacağı soğutma defrostu ılık sudan karşılanacaktır. Bu değişim sonucunda yapılan hesaplarına göre; yıllık 89,400 milyon Btu doğal gaz tasarruf edilecek ve 8.580.000 kWh elektrik tüketilecektir. Maddi olarak, yıllık 463.000 \$ enerji tasarruf edilecektir. Projenin 1.25 milyon \$ kurulum maliyeti sonucunda yaklaşık 2,7 yılda amorti edeceği ön görülmektedir. Bu proje sayesinde yıllık 2,4 milyon pound karbon emisyonunda azalma olacağı tahmin edilmiştir.

Phoungchandang (2009) tarafından sarımsak ve beyaz dut' un ısı pompası destekli kurutma sistemi tarafından kurutulmasına yönelik bilgisayar simülasyon programı hazırlanmıştır. Bu çalışma sonucunda, ısı pompası destekli kurutma ile sarımsak ve beyaz dut kurutulması işleminin verimli olduğu ve bilgisayar simülasyon modelinin hesaplamasına göre, kurutulan ürünlerin çok düşük sapmalar gösterdiği görülmüştür.

Pulat ve arkadaşları (2009), Bursa şehri için tekstil endüstrisindeki atık ısı kazanım potansiyelini araştırmış ve bu çalışmanın termodinamik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışma sonucundan, ısı geri kazanım uygulamalarının

çevreye dost, teknik ve ekonomik açıdan işletmeler için avantajlı olduğunu ortaya koymuşlardır.

Minea (2010) tarafından yazılan makalede ısı pompalı kurutucuların tasarımındaki ortak hataları belirtilmiş ve normal ve güvenli çalışma koşullarını sağlayarak endüstriyel kurutma uygulamalarında kullanılan ısı pompaları uygulamalarını geliştirmeyi amaçlamıştır.

Artnaseaw ve ark. (2010) vakumlu ısı pompası kurutması için yeni bir tasarım gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışma ile kırmızı biberin kurtulmasında klasik kurutma sistemi ile vakumlu ısı pompalı sistem arasında kurutma oranı, işlem sonucundaki ürün kalitesi ve yüzey yapısı arasındaki fark incelenmiştir. Araştırma sonucunda vakumlu ısı pompalı kurutma işleminin, klasik kurutma işlemine göre daha kaliteli olduğu ortaya konulmuştur.

3.MATERYAL VE YÖNTEM

3.1.Materyal

Uludağ Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri 2008/63 no'lu "Evsel ve Endüstriyel Isı Pompalarının Deneysel Analizi" konulu proje kapsamında, Kurutma uygulamalarında ısı pompası kullanımında enerji tasarrufunun incelenmesi ve atık akışkanların ısısının ısı pompası kullanılarak geri kazanımında enerji tasarrufunun incelenmesi çalışmaları yapılarak sistemin veriminin artırılması amacıyla, uludağ üniversitesi teknik bilimler meslek yüksek okulu iklimlendirme soğutma teknolojisi bölümü laboratuvarında her iki konu ile ilgili deney düzenekleri hazırlanmıştır. Proje kapsamında alınan ölçüm cihazlarıyla sistem detaylı bir şekilde analiz edilmiş ve çeşitli parametreler ile değişimleri grafikler yardımıyla açıklanmıştır. Ayrıca her iki deney düzeneğinin matematik modelleri yapılarak, teorik ve deneysel karşılaştırmaları yapılmıştır.

Bu tezin konusu kapsamında çalışmalar iki ana başlık altında toplanmaktadır. Birinci kısım ısı pompasından yardımıyla atık ısıdan ısı geri kazanımının sağlanması olup, ikinci kısım ise ısı pompası destekli kurutma uygulamalarında ısı geri kazanımının incelenmesinden oluşmaktadır.

Birinci kısımda, 'Isı pompası yardımıyla atık ısıdan ısı geri kazanımı' kapsamında sanayide yaygın olarak kullanılan eşanjörlü sistemlere ek olarak enerji tasarrufuna sağladığı katkılar ve Türkiye şartlarında kullanımının uygulanabilirliği ortaya konulacaktır.

İkinci kısımda ise, 'Isı pompası destekli kurutma ünitesi' kapsamında kurutma işleminde optimum değerlerin hangi şartlarda elde edileceği analiz edilerek, endüstriyel alanlarda enerji tasarrufu sağlamasındaki önemi ortaya konulacaktır.

3.2. Yöntem

3.2.1. Isı pompası yardımıyla atık sıvıdan ısı geri kazanımının sağlanması

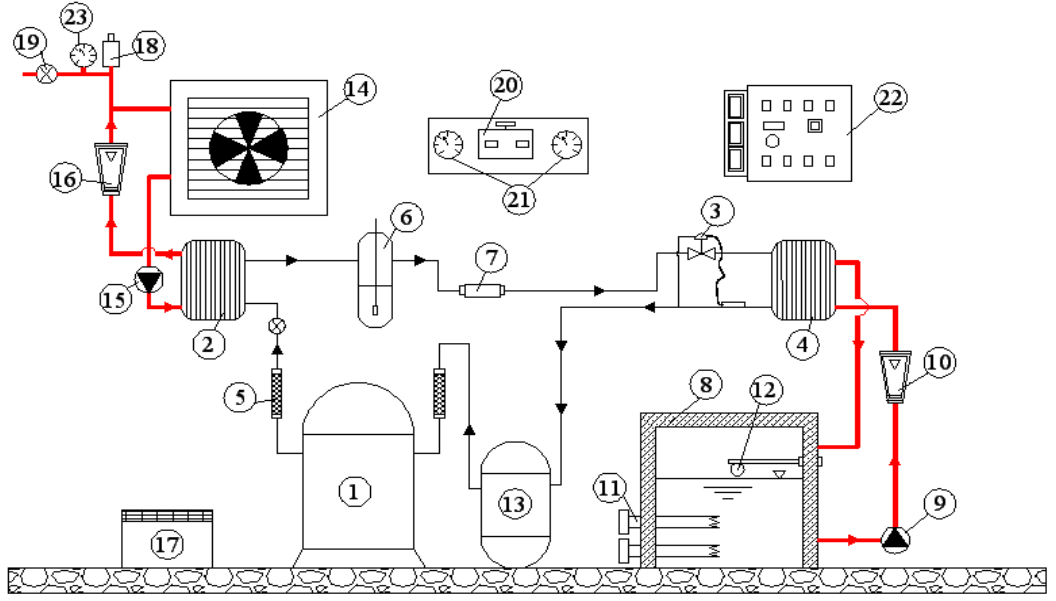
Endüstride çeşitli proseslerde kullanılan ve drenaja atılan, düşük sıcaklıklarda (30-50 °C) pek çok mevcut atık sıvılar mevcuttur. Bu çalışmada; bu atık sıvıların drenaja atılmadan önce ısısından yararlanılması amaçlanmaktadır. Genelde bu amaçla ısı eşanjörleri kullanılmaktadır. Fakat düşük sıcaklıklarda ısı eşanjörlerinin verimlerinin pek yüksek olmadığı, verimsiz çalıştığı bilinmektedir. Bu yüzden düşük sıcaklıklarda en verimli çalışan cihazlar ısı pompalarıdır. Isı pompaları düşük kaynaklı sıcaklıktaki ısı kaynağından ısıyı alan ve yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına aktaran cihazlardır. Bu amaçla, yukarıda belirtilen düşük sıcaklıkta mevcut atık sıvıların ısısından yararlanarak bir mahalli ısıtmak için, buhar sıkıştırmalı mekanik bir ısı pompası tasarlanmıştır. Bu sıcaklıkta çalışan ısı pompası test edilmiştir. Sistemin davranışı incelenmiş, sıcaklık ve basınç değişimleri gözlenmiş, ısı alış-verişleri hesaplanmak suretiyle sistemin performansı belirlenmiştir. Sistemin performansına etki eden parametreler ve bu tip uygulamalar için ısı pompası tasarımında göz önüne alınması gereken noktalar tespit edilmiştir.

Atık sıvı ısısının geri kazanımına yönelik olarak tasarlanan ısı pompası deney düzeneği şematik resmi Şekil 3.1' de, gerçek resmi ise Şekil 3.2' de görülmektedir. Bu deney düzeneği; 1 adet scroll tip kompresör, 2 adet plakalı ısı eşanjör (buharlaştırıcı ve yoğuşturucu), genişleme valfi, fan-coil ünitesi, atık su tankı, frekans değiştirici, 2 adet pompa ve 2 adet debimetre ve ısı pompası yardımcı elemanlarından oluşmaktadır. Bu elemanların teknik özellikleri çizelge 3.1' de verilmektedir. Isı pompası sisteminde soğutucu akışkan olarak R134a soğutucu akışkanı kullanılmıştır. R134a'nın teknik verileri EK 3'teki R134a basınç-entalpi diyagramından elde edilmiştir.

Çizelge 3.1. Atık sıvıdan ısı geri kazanımına yönelik olarak tasarlanan ısı pompası tesisat elemanlarının teknik özellikleri

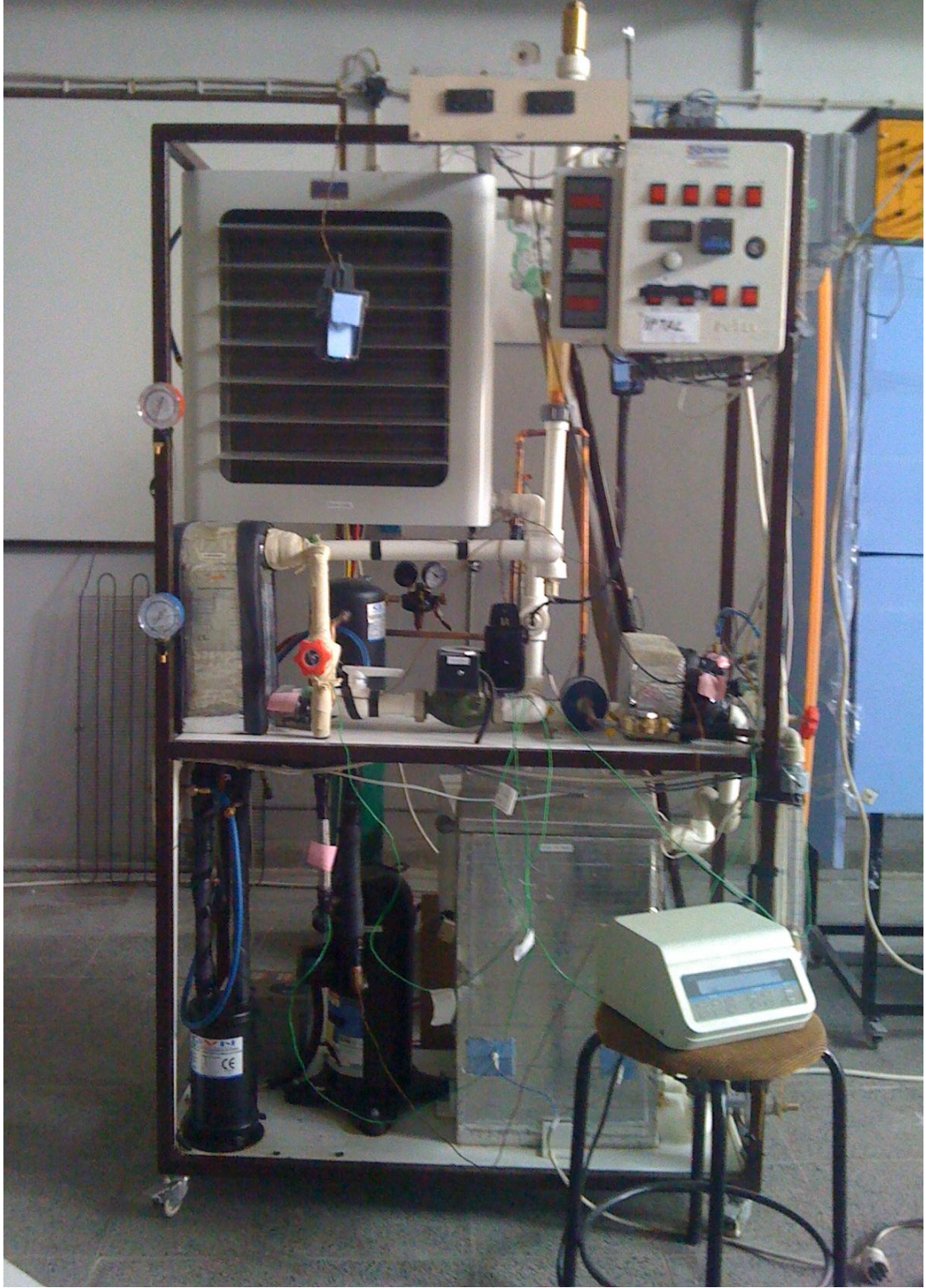
Elemanlar	Teknik Özellikleri
Kompresör	Scrol tip kompresör, 1.5 HP
Levha tip plakalı ısı eşanjörü (Buharlaştırıcı)	Isı transfer alanı: 0.57 m ²
Levha tip plakalı ısı eşanjörü (Yoğuşturucu)	Isı transfer alanı: 1.25 m ²
Termostatik genişleme valfi	Dış dengelemeli tip
Pompa 1	3 hızlı, (1850 rpm, 1300 rpm, 950 rpm)
Pompa 2	3 hızlı (1850 rpm, 1300 rpm, 950 rpm)
Fan-coil ünitesi	14,62 kW kapasite
Debimetre 1 (Atık su debimetre)	60-600 L/h
Debimetre 2 (Temiz su debimetre)	250-2500 L/h
Frekans değiştirici	3 kW – 3 HP F(Hz)= 50/60, I(A)= 10,9 max

Sistemin çalışması şu şekilde gerçekleşmektedir, elektrikli ısıtıcı yerleştirilen bir tank içerisinde 20-60°C sıcaklık aralığında elde edilen atık su, bir pompa yardımıyla buharlaştırıcıya gönderilmektedir. Buharlaştırıcı plakalı tip bir ısı eşanjörü olup, plakaların bir tarafından soğurucu akışkan akarken diğer tarafından atık su akmaktadır. Bu iki akışkan arasında gerçekleşen ısı transferi neticesinde buharlaştırıcıya ıslak buhar şartlarında giren soğutucu akışkan atık sudan ısı çekmek suretiyle buharlaşırken, ısısını soğutucu akışkana veren su da soğuyarak buharlaştırıcıyı terk etmektedir. Buharlaşan akışkan soğutma kompresörü tarafından emilmekte ve sıkıştırılarak yüksek basınç ve sıcaklıkta yoğuşturucuya gönderilmektedir. Yoğuşturucu, plakalı tip ısı eşanjörü olup, plakaların bir yüzeyinden soğutucu akışkan geçerken diğer yüzeyinden su geçmektedir. Kızgın buhar durumunda yoğuşturucuya giren soğutucu akışkan ısısını, suya vererek yoğuşurken, bu ısıyı alan su ise ısınır ve buradan hava soğutmalı kanatlı borulu tip fan-coil ünitesine bir pompa yardımıyla basılır. Fan-coil ünitesi boruları içinden akan sıcak su, ısısını boru ve kanat yüzeylerine temas ederek geçen ortam havasına vererek soğurken, ortam havası ısınır ve çevrim bu şekilde devam eder.



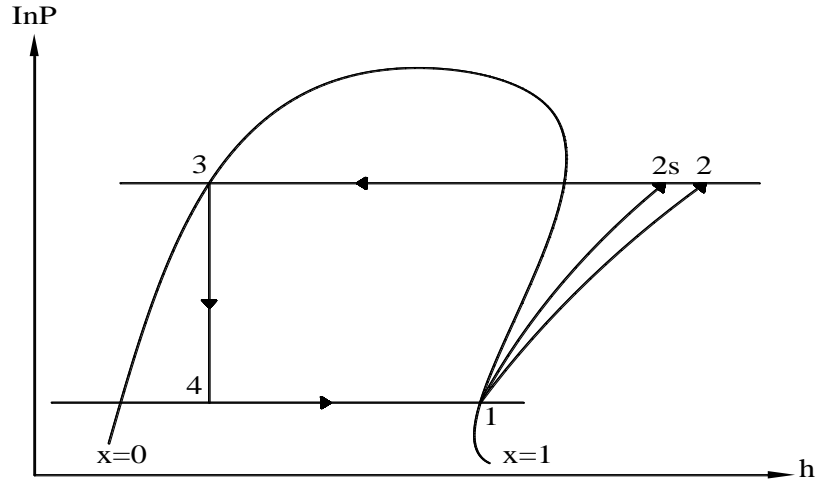
Şekil.3.1. Atık sıvı ısısının geri kazanımına yönelik olarak tasarlanan ısı pompasına ait deney tesisatının şematik gösterimi

- | | |
|--|---|
| 1.Kompresör | 13. Akümülatör |
| 2.Plakalı ısı eşanjörü (yoğuşturucu) | 14. Fan-coil ünitesi |
| 3.Dış dengeli termostatik genleşme valfi | 15. Temiz su pompası |
| 4. Plakalı ısı eşanjörü (buharlaştırıcı) | 16. Temiz su debimetresi |
| 5.Titreşim sönümleyici | 17. Frekans değıştirici |
| 6. Sıvı deposu | 18. Su basınç purjörü |
| 7. Kurutucu | 19. El ayar vanası |
| 8. Atık ısı tankı | 20.Kombine basınç prosestatı |
| 9. Atık su pompası | 21.Alçak ve yüksek basınç manometreleri |
| 10. Atık su debimetresi | 22.Kontrol paneli |
| 11. Elektrik rezistansı | 23. Su manometresi |
| 12.Şamandıra | |



Şekil 3.2. Isı pompası destekli atık sıvı ısı geri kazanım deney tesisatı

Isı pompası yardımıyla atık sıvı ısısından ısı geri kazanımının sağlanması işleminin soğutma çevrimi ise Şekil 3.3' de görülmektedir. Şekil 3.3' de 1-2 arası soğutucu akışkanın kompresörde sıkıştırılması, 2-3 arası yoğuşturucuda yoğuşturulması, 3-4 arası termostatik genişleme valfinde basıncının düşürülmesi ve 1-4 arası buharlaştırıcıda buharlaştırılması basınç-entalpi diyagramında gösterilmektedir.



Şekil 3.3. Isı pompası çevriminin basınç-entalpi diyagramında gösterimi (Yamankaradeniz ve ark. 2009)

Sistemde dolaşan su ve soğutucu akışkan, sistemin çeşitli noktalarından şekil.3.4 de görülen K-tip sıcaklık ölçme elemanları ile ölçülürken, fan-coil ünitesine giren ve çıkan hava sıcaklık ve bağıl nem değerleri ise şekil 3.5 te görülen anemometre yardımıyla ölçülmüştür. Şekil 3.6' da görülen bourdon tip manometreler ile sistem alçak ve yüksek basınç değerleri elde edilmiştir. Kompresörün çektiği akım ve voltaj dijital ampermetre ile $\cos\phi$ değeri ise $\cos\phi$ ölçer ile ölçülmüştür. Su debileri ise birer debimetre ile ölçülmüştür. Tüm sıcaklık ölçme elemanları verileri kaydeden cihazlar olup, ölçülen değerler, bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Ayrıca yapılan ölçümlere ait hata analizi Ek 1 de verilmiştir.



Şekil 3.4. K-tip ve kaydedici özellikteki sıcaklık ölçme cihazı



Şekil 3.5. Anemometre



Şekil 3.6. Bourdon tip manometre

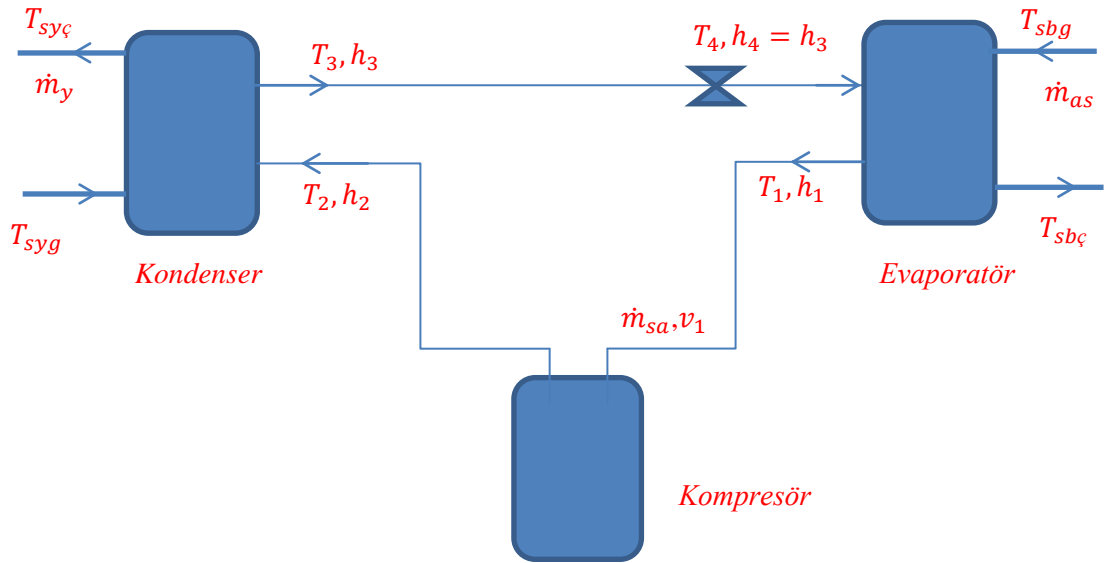
3.2.1.1. Isı pompası yardımıyla atık sıvıdan ısı geri kazanımının matematik modelinin oluşturulması

➤ Ölçülen parametreler

- Isı pompası alçak ve yüksek basınç değerleri (P_b, P_y)
- Isı pompası devresi üzerindeki sıcaklıklar; buharlaştırıcı giriş ve çıkış gaz sıcaklığı ($T_4, T_1 = T_b$), kompresör gaz giriş (T_1) ve çıkış sıcaklığı (T_2), yoğuşturucu gaz çıkış sıcaklığı ($T_3 = T_y$)
- Buharlaştırıcıya giren ve çıkan su sıcaklıkları ($T_{sbg}, T_{sbç}$)
- Yoğuşturucuya giren ve çıkan su sıcaklıkları ($T_{syg}, T_{syç}$)
- Atık su sıcaklığı ve debisi ($T_{as} = T_{sbg}, \dot{m}_{as}$)
- Fan-coil giriş ve çıkış hava sıcaklık ve bağıl nem değerleri ($T_{hg}, \phi_{hg}, T_{hç}, \phi_{hç}$)
- Kompresörün, pompaların ve fanın çektiği gerilim (V), akım (A) ve güç faktörü ($\cos \varphi$)
- Fan-coil yoğuşturucu arasında dolaşan su sıcaklığı ve debisi (T_{fs}, \dot{m}_y)
- Kompresör devri (n_k), Hava debisi (\dot{m}_h)

➤ Hesaplanan Parametreler

- Soğutucu akışkan entalpi değerleri (h_1, h_2, h_3, h_4)
- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kapasiteleri (\dot{Q}_b, \dot{Q}_y)
- Kompresör güç tüketimi (\dot{W}_k)
- Pompa ve fan güçleri ($\dot{W}_{p1}, \dot{W}_{p2}, \dot{W}_f$)
- Isı pompası ve tüm sistemin ısıtma tesir katsayıları (ITK_{ip}, ITK_{sis})
- Volumetrik verim (n_v)
- Soğutucu akışkan debisi (\dot{m}_{sa})



Şekil 3.7. Isı pompası yardımıyla atık sıvıdan ısı geri kazanımının matematik modellemesinde kullanılan parametrelerin deney tesisatı üzerindeki gösterimi

Isı pompası tesisatında kullanılan akışkanlara ait özellikler

➤ Soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri

R134a, R22 ve R404a soğutucu akışkanlarına ait hal denklemleri Abou-Ziyan ve ark. (1997) tarafından yapılan yayından alınmıştır. Bu eşitlikler -50°C ile kritik nokta sıcaklıkları arasında uygulanabilmektedir. Abou-Ziyan ve ark. (1997) tarafından türetilen soğutucu akışkan hal denklemleri aşağıdaki gibidir:

Doyma basıncını (P_s) veren eşitlik,

$$\ln(P_s) = A_0 + A_1T + A_2T^2 + A_3T^3 \quad (3.1)$$

Doymuş buharın özgül hacmini (v_{sv}) veren eşitlik,

$$\ln(v_{sv}) = B_0 + B_1T + B_2T^2 + B_3T^3 \quad (3.2)$$

Doymuş sıvının özgül entalpisini (h_{sl}) veren eşitlik,

$$h_{sl} = C_0 + C_1T + C_2T^2 \quad (3.3)$$

Doymuş buharın özgül entalpisini (h_{sv}) veren eşitlik,

$$h_{sv} = D_0 + D_1T + D_2T^2 \quad (3.4)$$

Doymuş buharın entropisini (s_{sv}) veren eşitlik,

$$s_{sv} = E_0 + E_1/T + E_2/T^2 \quad (3.5)$$

Aşırı kızdırılmış bölgedeki özgül entalpiyi (h_{sup}) veren eşitlik,

$$h_{sup} = \sum_{n=0}^{n=2} F_n T^n + P \sum_{n=3}^{n=5} F_n T^{n-3} \quad (3.6)$$

Aşırı kızdırılmış bölgedeki özgül entropiyi (s_{sup}) veren eşitlik,

$$s_{sup} = \sum_{n=0}^{n=2} G_n T^n + P \sum_{n=3}^{n=5} G_n T^{n-3} \quad (3.7)$$

Çizelge 3.2. Soğutucu akışkan katsayıları (Abou-Ziyan ve ark. 1997)

Katsayılar	R 134a	R404a	R22
P			
A ₀	- 35.94481	- 18.64993	- 30.47938
A ₁	0.265213	0.1003131	0.2246619
A ₂	-0.6782399x10 ⁻³	-0.1239283 x 10 ⁻³	- 0.566184 x 10 ⁻³
A ₃	0.6323821x10 ⁻⁶	0	0.5234305 x 10 ⁻⁶
CC	0.9920	0.9999	0.99835
	0.5332	1.64	0.5951
v_{sv}			
B ₀	0.1221149 x 10 ²	29.09704	28.70382
B ₁	-0.7384953x10 ⁻¹	-02725075	-0.2571637
B ₂	0.71 17396 x 10 ⁻⁴	0.8050092 x 10 ⁻³	0.7199527 x 10 ⁻³
B ₃	0	- 0.8895644 x 10 ⁻⁶	- 0.7478266 x 10 ⁻⁶
CC	0.99982	0.99858	0.99733
Hata Yüzdesi	2.48206	0.872415	0.68185
h_{sl}			
C ₀	-6.702179	-44.88042	19.76056
C ₁	0.1675422	0.2586444	0.1260932
C ₂	0.2154294 x 10 ⁻²	0.2334219 x 10 ⁻²	0.19074 x 10 ⁻²
CC	0.99995	0.99995	0.9999
	0.205	0.24	0.281
h_{sv}			
D ₀	83.23572	7.468933	113.0569
D ₁	1.742258	2.155101	1.803855
D ₂	-0.2140479 x 10 ⁻²	-0.3016672 x 10 ⁻²	-0.268273
CC	0.99891	0.9985	0.99624
	0.19386	0.226	0.2272486
S_{sv}			
E ₀	1.69001	1.394441	1.1609
E ₁	-27.95583	88.65609	202.9646
E ₂	10543.32	-7009.401	-11380.03
CC	0.9867	0.97838	0.99783
	0.184	0.2013467	0.206
h_{sum}			
F ₀	155.1313	- 171.7682	206.9959
F ₁	0.8471667	2.771787	0.7536418
F ₂	0.209139x10 ⁻³	-0.281546x10 ⁻²	0.324801 x10 ⁻⁵
F ₃	34.7401	235.5954	-30.38014
F ₄	-0.3860322	-1.63803	0.2181878x10 ⁻¹
F ₅	0.672008 x 10 ⁻³	0.2648004 x 10 ⁻²	0.6704004 x 10 ⁻⁴
CC	0.99586	0.99767	0.99643
Hata Yüzdesi	0.28568	0.1579765	0.2058576
S_{sum}			
G ₀	1.100179	0.5393066	1.532719
G ₁	0.297224 x 10 ⁻²	0.5765001 x 10 ⁻²	0.104856x10 ⁻²
G ₂	-0.166979x10 ⁻⁵	-0.562788 x 10 ⁻⁵	0.2421992 x 10 ⁻⁶
G ₃	-1.479631	-0.4013565	-1.118764
G ₄	0.67361 x 10 ⁻²	0.1113335 x 10 ⁻²	0.5077712 x 10 ⁻²
G ₅	-0.79838x10 ⁻⁵	-0.491053x10 ⁻⁶	-0.604711x10 ⁻⁵
TR (°C)	30:90	25:65	25:90
PR	0.6:3	1.096:2.739	0.9097:3.662
CC	0.99034	0.99216	0.98673
Hata Yüzdesi	0.2326187	0.0685059	0.1994485

Çizelge 3.3 te sistemde kullanılan soğutucu akışkan R134a' ya ait termodinamik özellikleri görülmektedir. Çizelgedeki basınç (P) değerleri MPa olarak alınacaktır.

Çizelge 3.3. R134a' a ait termofiziksel özellikleri (Ashrae 1997)

Doymuş buharın yoğunluğu (kg/m ³)	$\rho_b = 5.1827 P^2 + 42.681 P + 1.2949$
Doymuş buharın Özgül ısısı (J/kgK)	$c_{p_b} = 80.302 P^3 - 239.07 P^2 + 538.75 P + 738.52$
Doymuş buharın Dinamik viskozitesi (Pa.s)	$\mu_b = -0.5756 P^4 + 3.2507 P^3 - 6.4325 P^2 + 7.6877 P + 9.1251$
Doymuş buharın ısı iletim katsayısı (W/mK)	$k_b = -1.2997 P^4 + 7.003 P^3 - 13.638 P^2 + 15,247 P + 8.236$
Doymuş buharın özgül ısı oranları	$c_{p_b} / c_{p_{sa}} = 0.0298 P^3 - 0.0265 P^2 + 0.1388 P + 1.1391$
Doymuş sıvının entalpisi (kJ/kg)	$h_{sae} = -17.893 P^4 + 99.028 P^3 - 203.44 P^2 + 231.39 P + 146.1$
Doymuş sıvının entropisi (kJ/kgK)	$s_{sa} = 1.1904 P^{0.1394}$
Doymuş sıvının yoğunluğu (kg/m ³)	$\rho_{sa} = 39.861 P^4 - 221.41 P^3 + 450.37 P^2 - 540.54 P + 1421.2$
Doymuş sıvının özgül ısısı (J/kgK)	$c_{p_{sa}} = 50.813 P^3 - 151.65 P^2 + 363.28 P + 1236.7$
Doymuş sıvının Dinamik viskozitesi (Pa.s)	$\mu_{sa} = 115.6 P^6 - 878.24 P^5 + 2641.4 P^4 - 4016.5 P^3 + 3294.7 P^2 - 1504.4 P + 527.04$
Doymuş sıvının ısı iletim katsayısı (W/mK)	$k_{sa} = 6.7733 P^4 - 37.33 P^3 + 76.453 P^2 - 83.086 P + 112.53$

Suyun termofiziksel özellikleri

Atmosfer basıncı altında suyun termofiziksel özellikleri için elde edilen korelasyonlar Çizelge 3.4' de özetlenmiştir. Bu korelasyonlar 0°C < T ≤ 100°C sıcaklık aralığı için geçerlidir. Korelasyonlarda bağımsız değişken olarak kullanılan sıcaklık değerleri (T)°C olarak girilmelidir.

Çizelge 3.4. Suyun termofiziksel özellikleri için korelasyonlar (Güneş 1998)

Korelasyon		Korelasyon katsayısı (r^2)
Özgül kütle (kg/m^3)	$\rho_s = 1000.47 - 0.0679468T - 0.00357872T^2$	0.999199
Isı iletim katsayısı (W/mK)	$k_s = 0.568552 + 0.0017256T - 5.87414 \times 10^{-6} T^2$	0.999032
Dinamik viskozite (Ns/m^2 veya kg/ms)	$\mu_s = (1762.63 - 47.5729T + 0.587372T^2 - 0.00261674T^3) \times 10^{-6}$	0.997822
Kinematik viskozite (m^2/s)	$\nu_s = (1.7645 - 0.0476092T + 0.000590711T^2 - 2.63598 \times 10^{-6} T^3) \times 10^{-6}$	0.997649
Özgül ısı (kJ/kgK)	$c_{ps} = 4.21027 - 0.00304996T + 7.93122 \times 10^{-5} T^2 - 8.23628 \times 10^{-7} T^3 + 3.34962 \times 10^{-9} T^4$	0.99717
Isıl difüzyon katsayısı (m^2/s)	$\alpha_s = (0.132063 + 0.000557623T - 1.95805 \times 10^{-6} T^2) \times 10^{-6}$	0.997307
Prandtl sayısı	$Pr_s = 13.3675 - 0.401211T + 0.00521008T^2 - 2.37898 \times 10^{-5} T^3$	0.996381

Havanın termofiziksel özellikleri

Atmosfer basıncı altında havanın termofiziksel özellikleri için elde edilen korelasyonlar çizelge 3.5' de özetlenmiştir. Bu korelasyonlar 100 ile 2500 K sıcaklık aralığı için geçerlidir. Su için türetilen korelasyonlarda olduğu gibi hava için de sıcaklık biriminin $^{\circ}\text{C}$ olarak seçilmesi durumunda, 273 K' den düşük sıcaklıklarda bağımsız değişken olarak kullanılan sıcaklık negatif olduğu için logaritmik, exponansiyel ve üstel regresyon analizi yapılamamıştır. Bu analizleri yapabilmek için sıcaklık değeri K olarak alınmıştır (Güneş 1998).

Çizelge 3.5. Havanın termofiziksel özellikleri için korelasyonlar (Güneş 1998)

Korelasyon		Korelasyon katsayısı (r^2)
Özgül kütle (kg/m^3)	$\rho_h = 359.499 T^{-1.00275}$	0.999971
Isı iletim katsayısı (W/mK)	$k_h = -0.000599578 + 0.000101497 T - 4.56162 \times 10^{-8} T^2 + 1.30736 \times 10^{-11} T^3$	0.999609
Dinamik viskozite (Ns/m^2 veya kg/ms)	$\mu_h = (0.644292 + 0.0040666 T - 5.49121 \times 10^{-7} T^2) \times 10^{-5}$	0.996098
Kinematik viskozite (m^2/s)	$\nu_h = (-8.50541 + 0.0643307 T + 6.21392 \times 10^{-5} T^2) \times 10^{-6}$	0.999923
Özgül ısı (kJ/kgK)	$c_{ph} = 1.05007 - 0.000373609 T + 9.33831 \times 10^{-7} T^2 - 5.96662 \times 10^{-10} T^3 + 1.29336 \times 10^{-13} T^4$	0.999604
Isıl difüzyon katsayısı (m^2/s)	$\alpha_h = (-0.134902 + 0.000993019 T + 8.38259 \times 10^{-7} T^2) \times 10^{-4}$	0.999854
Prandtl sayısı	$Pr_h = 0.835098 - 0.000706286 T + 1.13316 \times 10^{-6} T^2 - 7.58056 \times 10^{-10} T^3 + 2.1013 \times 10^{-13} T^4 - 1.30652 \times 10^{-17} T^5 - 2.09151 \times 10^{-21} T^6$	0.986357

➤ **Soğutucu akışkan özelliklerinin tayini**

• **Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu basınçlarının tayini;**

Buharlaştırıcı (emme) basıncı:

$$P_b = e^{(-35,94481 + 0,265213.T_b - 0,0006782399.T_b^2 + 0,6323821 \times 10^{-6} T_b^3)} \quad (3.8)$$

Yoğuşturucu (basma) basıncı:

$$P_y = e^{(-35,94481 + 0,265213.T_y - 0,0006782399.T_y^2 + 0,6323821 \times 10^{-6} T_y^3)} \quad (3.9)$$

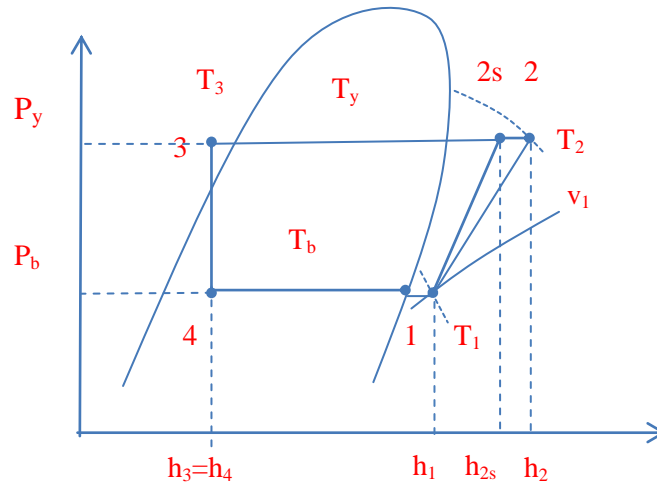
- **Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının tayini:**

Buharlaştırıcı sıcaklığı :

$$T_b = -14.663 (P_b)^4 + 80.87 (P_b)^3 - 165.69 (P_b)^2 + 180.15 (P_b) + 231.56 \quad (3.10)$$

Yoğuşturucu sıcaklığı:

$$T_y = -14.663 P_y^4 + 80.87 P_y^3 - 165.69 P_y^2 + 180.15 P_y + 231.56 \quad (3.11)$$



Şekil 3.8. Isı pompası çalışmasının ln P-h diyagramında gösterimi

- **Kompresör girişindeki soğutucu akışkan özelliklerinin tayini**

Kompresör giriş sıcaklığı:

$$T_1 = T_b + \Delta T_{akız} \quad (3.12)$$

Kompresör girişindeki soğutucu akışkanın özgül hacmi:

$$v_1 = e^{(12,21149-0,07384953.(T_b+\Delta T_{akız})+0,00007117396.(T_b+\Delta T_{akız})^2)} = F(T_b) \quad (3.13)$$

Kompresör girişindeki soğutucu akışkanın özgül entalpisi:

$$h_1 = F_0 + F_1 T_b + F_2 T_b^2 + P_b (F_3 + F_4 T_b + F_5 T_b^2) = F(T_b, P_b)$$

$$h_1 = 155,1313 + 0,8471667 \cdot (T_b + \Delta T_{ak1z}) + 0,209139 \times 10^{-3} (T_b + \Delta T_{ak1z})^2 + P_b (MPa) \left[\begin{array}{l} 34,7401 - 0,3860322 (T_b + \Delta T_{ak1z}) + \\ 0,672008 \times 10^{-3} (T_b + \Delta T_{ak1z})^2 \end{array} \right] \quad (3.14)$$

Kompresör girişindeki soğutucu akışkanın özgül entropisi:

$$s_1 = 1,100179 + 0,00297221 \cdot (T_b + \Delta T_{ak1z}) - 0,166979 \times 10^{-5} \cdot (T_b + \Delta T_{ak1z})^2 + P_b \left[\begin{array}{l} -1,479631 + 0,0067361 \cdot (T_b + \Delta T_{ak1z}) - \\ 0,79838 \times 10^{-5} \cdot (T_b + \Delta T_{ak1z})^2 \end{array} \right] \quad (3.15)$$

Devrede dolaşan soğutucu akışkan debisi:

$$\dot{m}_{sa} = \frac{\eta_v \cdot n_k \cdot V_k}{v_1} = \frac{\left[1 - 0,05 \left[\left(\frac{P_y}{P_b} \right)^{1/1,15} - 1 \right] n_k \cdot V_k \right]}{v_1} \quad (3.16)$$

Volumetrik (hacimsel) verim:

$$\eta_v = 1 - \varepsilon_{cv} \left[\left(\frac{P_y}{P_b} \right)^{1/n} - 1 \right] \quad (3.17)$$

ε_{cv} : Ölü hacim oranı: 0,05

n: Politropik üs katsayısı :1,15

- **Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan özelliklerinin tayini**

Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanın özgül entalpisi:

$$h_2 = F_0 + F_1 T_2 + F_2 T_2^2 + P_y (F_3 + F_4 T_2 + F_5 T_2^2) = F(T_2, P_y)$$

$$h_2 = 155,1313 + 0,8471667 T_2 + 0,209139 \times 10^{-3} T_2^2 + P_y [34,7401 - 0,3860322 T_2 + 0,672008 \times 10^{-3} T_2^2] \quad (3.18)$$

- **Yoğuşturucu çıkışındaki soğutucu akışkan özelliklerinin tayini**

Yoğuşturucu çıkışındaki sıcaklık:

$$T_3 = T_y - \Delta T_{asoğ} \quad (3.19)$$

Yoğuşturucu çıkışındaki soğutucu akışkanın özgül entalpisi:

$$h_3 = C_0 + C_1 T_3 + C_2 T_3^2 = F(T_3)$$

$$h_3 = -6,702179 + 0,1675422 T_3 + 0,2154294 \times 10^{-2} T_3^2 \quad (3.20)$$

- **Buharlaştırıcı çıkışındaki soğutucu akışkan özelliklerinin tayini**

Buharlaştırıcı girişindeki soğutucu akışkanın özgül entalpisi, kısılma vanasında (veya genişleme valfi) soğutucu akışkanın basıncının düşürülmesi esnasında, çok hızlı gerçekleşen bir olay olduğu için çevreyle ısı ve iş alışverişi olmadığı kabul edilmektedir. Bu nedenle;

Termodinamiğin I. kanununa göre;

$$\dot{Q}_{12} - \dot{W}_{12} = m_{sa}(h_4 - h_3) \quad (\dot{Q}_{12} = 0, \dot{W}_{12} = 0)$$

$$h_4 = h_3$$

Yoğuşturucunun matematik modeli:

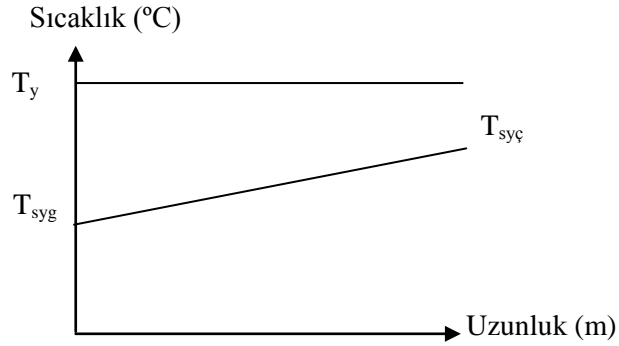
Yoğuşturucuda soğutucu akışkan ile soğutucu akışkanın ısını uzaklaştıran akışkan arasında meydana gelen ısı geçişi aşağıdaki eşitliklerle ifade edilir.

Yoğuşturucuda suya verilen enerji (3.21) nolu denklem yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_y c_{ps} (T_{syç} - T_{syg}) \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_{sa} (h_2 - h_3) \quad (3.22)$$

$$\dot{Q}_y = U_y A_y \Delta T_{m,y} \quad (3.23)$$



Şekil 3.9. Yoğuşturucu boyunca gerçekleşen sıcaklık değişimleri

Ortalama sıcaklık farkı

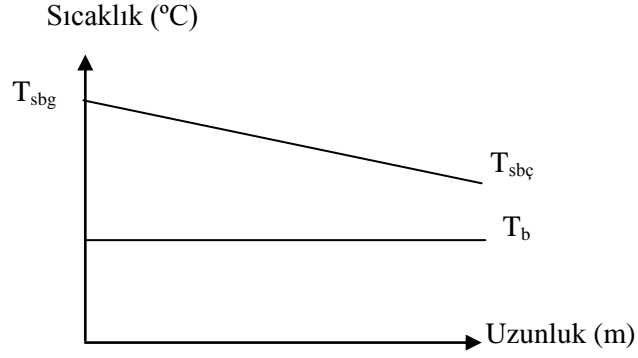
$$\Delta T_{m,y} = \frac{(T_{syç} - T_{syg})}{\ln\left(\frac{T_y - T_{syg}}{T_y - T_{syç}}\right)} \quad (3.24)$$

Buharlaştırıcı matematik modeli:

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{as} c_{ps} (T_{sbg} - T_{sbç}) \quad (3.25)$$

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{sa} (h_1 - h_4) \quad (3.26)$$

$$\dot{Q}_b = U_b A_b \Delta T_{m,b} \quad (3.27)$$



Şekil 3.10. Buharlaştırıcı boyunca gerçekleşen sıcaklık değişimleri

Ortalama sıcaklık farkı:

$$\Delta T_{m,b} = \frac{(T_{sbg} - T_{sbc})}{\ln\left(\frac{T_{sbg} - T_b}{T_{sbc} - T_b}\right)} \quad (3.28)$$

Kompresörün matematik modeli:

Kompresörün harcadığı güç; çalışma sırasında kompresörün çektiği akım, voltaj ve $\cos \phi$ değerlerinin ölçülmesi ile aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

Motorun çektiği voltaj, akım ve $\cos \phi$ değerlerini ölçerek:

$$\dot{W}_k = V_k I_k \cos \phi \quad (3.29)$$

Pompaların harcadığı güç tüketimi:

1. Pompa (Atık su pompası) güç tüketimi:

$$\dot{W}_{p1} = V_{p1} I_{p1} \cos \phi \quad (3.30)$$

2. Pompa (yoğuşturucu ile fan-coil ünitesi arasında çalışan pompa) :

$$\dot{W}_{p2} = V_{p2} I_{p2} \cos \varphi \quad (3.31)$$

Fan güç tüketimi:

$$\dot{W}_f = V_f I_f \cos \varphi \quad (3.32)$$

En yüksek verimin elde edildiği tersinir ısı pompasını ifade eden Carnot çevrimi için performans katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$ITKC = \frac{T_y}{T_y - T_b} \quad (3.33)$$

Pratikte elde edilen ısı pompası performans katsayısı değerleri, elde edilen bu değerden önemli derecede daha küçüktür. Burada; T_y , yoğuşma sıcaklığı (K), T_b ise buharlaştırıcı sıcaklığı (K) dir.

Isı pompası performans faktörü veya verimi, ısıtma tesir katsayısı (ITK) aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$ITK_{ip} = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_k} \quad (3.34)$$

Fan ve pompalarda harcanan güçlerin de hesaba katıldığı, tüm sistemin performans katsayısı ise;

$$ITK_{sis} = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_k + \dot{W}_f + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2}} = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_{top}} \quad (3.35)$$

şeklinde tanımlanır.

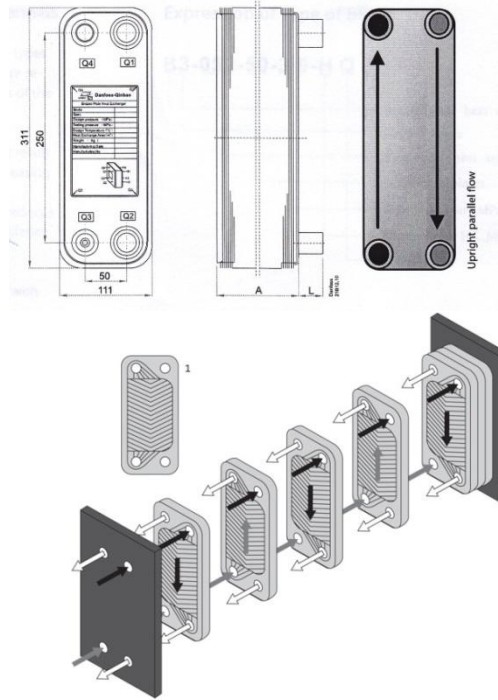
3.2.1.2. Isı pompası yardımıyla atık sıvı ısısından ısı geri kazanım test ünitesinde toplam ısı geçiş katsayısının belirlenmesi

Atık ısı buharlaştırıcısında toplam ısı geçiş katsayısının belirlenmesi

Bu çalışmada buharlaştırıcı olarak kullanılan plakalı ısı eşanjör modeli B3-027-24-3.0-H olup, yoğuşturucu olarak kullanılan ısı eşanjör modeli ise B3-027-50-3.0-H dır. Modeli oluşturan bu rakamların ne anlama geldiği ise aşağıda belirtilmektedir. Şekil 3.11’ de kullanılan plakalı eşanjöre ait resim görülmektedir. Bu plakalı eşanjörlerde, plakalar üzerinde 3 tip kanal çeşidi mevcuttur. Mevcut kanal tipleri Şekil 3.12’ de görülmektedir. Bu çalışmada kullanılan plakalı ısı eşanjörlerinde H tipi kanal mevcuttur. Kullanılan H tipi kanallar yardımıyla, akışkandaki türbülans arttırılmak suretiyle yüksek ısı transfer verimi elde edilebilmektedir (Yan ve Lin 1999).

B3-027-24-3.0-H

- Kaynaklı plakalı ısı eşanjörü
- Bakır kaynak
- Tek bir plakanın ısı transfer alanı, m²
- Plaka sayısı
- Kanal tipi H, L, M

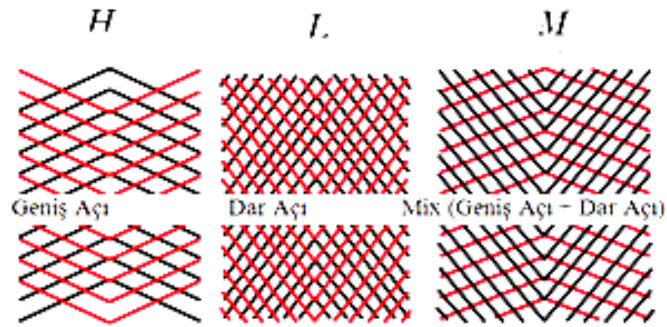


Şekil 3.11. Kullanılan kaynaklı plakalı ısı eşanjörüne ait resim (Anonim, 2011)

Kullanılan eşanjörlere ait plaka sayısına göre kanal hacmi ve ısı transfer alanını veren ampirik ifadeler ve özellikler aşağıda Çizelge 3.6' da verilmektedir.

Çizelge 3.6. Eşanjöre ait toplam ısı transfer alanları ve kanal hacimleri

Plaka sayısı	Kanal hacmi (L)	Toplam ısı transfer alanı (m ²)	Eşanjör Yükseklik/genişlik (mm)
n _p	Su tarafı: 0,05 x n _p /2	(n _p -2). 0,026	-
	Soğutucu akışkan tarafı: 0,05 x (n-2)/2		
Buharlaştırıcı olarak kullanılan Plakalı ısı eşanjörü için (model: B3-027-24-3.0-H)			
24	Su tarafı: 0,6 L	0,57 m ²	311/111 mm
	Soğutucu akışkan tarafı: 0,55 L		
Yoğuşturucu olarak kullanılan Plakalı ısı eşanjörü için (model: B3-027-50-3.0-H)			
50	Su tarafı: 1,25 L	1,25 m ²	311/111 mm
	Soğutucu akışkan tarafı: 1,2 L		



Şekil 3.12. Buharlaştırıcı kanal tipleri (Anonim,2010)

- Soğutucu akışkan tarafı:

Yan ve Lin (1999) tarafından geliştirilen korelasyona göre;

$$\left(\frac{h_{sa}D_h}{k_{sa}}\right) Pr_{sa}^{-1/3} Re^{0,5} Bo_{eş}^{-0,3} = 1,926 Re_{eş} \quad (3.36)$$

2000 < Re_{eş} < 10000 için

$$Re_{eş} = \frac{G_{eq}D_h}{\mu_{sa}} \quad (3.37)$$

$$Bo_{eş} = \frac{q_w''}{G_{eq} \cdot h_{fg}} \quad (3.38)$$

Burada,

$$q_w'' = \frac{Q_b}{A_b} \quad (3.39)$$

$$G_{eş} = G \left[(1 - X_m) + X_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,5} \right] \quad (3.40)$$

Isı akısı, debinin, kesit alanına bölümünden ibarettir. Kesit alanı kanal derinliği ile eşanjör genişliğinin çarpımıyla elde edilir.

$$G = \frac{\dot{m}_{sa}}{A} = \frac{\dot{m}_{sa}}{h_p W_p} \quad (3.41)$$

$$\Phi = \frac{1}{6} (1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + X^2/2}) \quad (3.42)$$

$$X = \frac{\pi h}{\Lambda} \quad (3.43)$$

Böylece, bir plakalı ısı eşanjörünün akışkan tarafındaki ısı transfer alanı aşağıdaki şekilde bulunur.

$$A = 2\Phi (W_p L_h + h_p L_h) N_p \approx 2\Phi W_p L_h N_p \quad h \ll W \quad (3.44)$$

Tipik Φ değeri 1.15 ila 1.25 arası yaklaşık $\Phi \approx 1.22$ ($\Lambda/h = 1$ için)

Yukarıdaki denklem, levha üzerindeki kanal tasarımının kıvrımlı olmaması durumunda aşağıdaki şekilde basitleştirilir.

Bir plakalı eşanjörün akışkan tarafındaki ısı transfer yüzey alanı:

$$A = 2W_p L_h N_p \quad (3.45)$$

Bir plakalı eşanjörün akışkan tarafındaki serbest akış alanı:

$$A_o = h_p W_p N_p \quad (3.46)$$

Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için kullanılan plakalı ısı eşanjörü için tek bir plakanın ısı transfer alanı 0.27 m^2 olarak verilmektedir. Plaka genişliği 111 mm , ısı transferi için levha uzunluğu 250 mm olarak alındığına göre bir plaka üzerindeki pasaj sayısı;

$$N_p = \frac{A_o}{2W_p L_h} \quad (3.47)$$

Hidrolik çap;

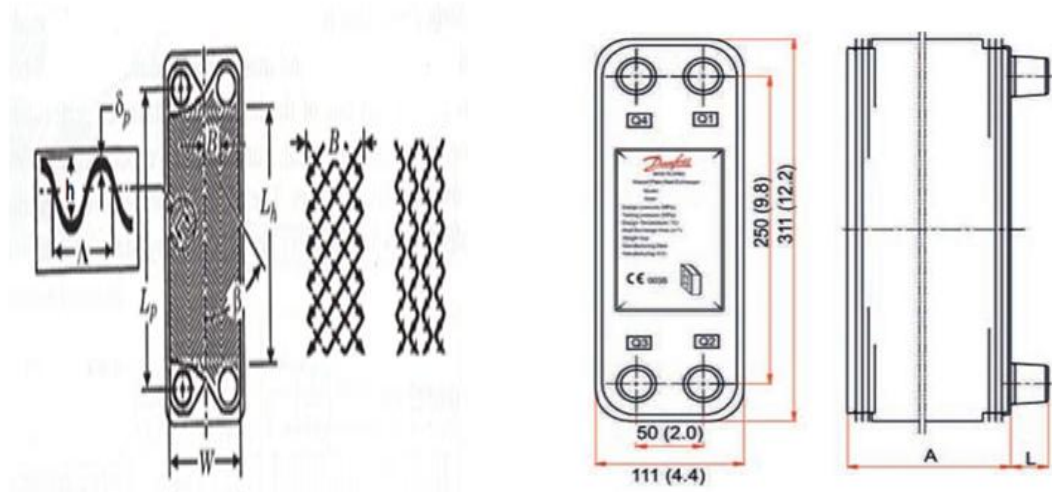
$$D_h = \frac{4A_o L_h}{A} = \frac{4hW_p N_p L_h}{2\Phi W_p L_h N_p} = \frac{2h}{\Phi} \quad (3.48)$$

Bir plakalı eşanjörde soğuk taraf için Reynolds sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re_{sa} = \frac{G \cdot D_h}{\mu} = \frac{2\dot{m}_{sa}}{\mu W_p} \quad (3.49)$$

(3.59) nolu denklem yeniden düzenlenirse soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım katsayısı aşağıdaki denklemle bulunur.

$$Nu_{sa} = \frac{h_{sa} D_h}{k_{sa}} = 1,926 \cdot Pr_{sa}^{1/3} \cdot Bo_{eş}^{0,3} \cdot Re^{0,5} \left[(1 - X_m) + X_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,5} \right] \quad (3.50)$$



Şekil 3.13. Kullanılan ısı eşanjöründeki pasaj boyutları (Anonim 2011)

$2000 < Re_{eş} < 10000$ için

Benzer şekilde, iki fazlı akış için sürtünme katsayısı (f_{tp}) aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

$$f_{tp} Re^{0,5} = 6,947 \times 10^5 \cdot Re_{eş}^{1,109} \quad Re_{eş} < 6000 \quad (3.51)$$

$$f_{tp} Re^{0,5} = 31,21 \cdot Re_{eş}^{0,04557} \quad Re_{eş} \geq 6000 \quad (3.52)$$

- **Su tarafı:**

Bilindiği üzere, plakalı ısı eşanjörü lamellerinin bir tarafından sıcak su girerken, diğer tarafından ise soğutucu akışkan girmektedir. Sıcak taraftaki ısı transfer katsayısı Yan ve ark. Tarafından elde edilen korelasyona göre;

$$Nu_s = \frac{h_s D_h}{k_s} = 0,2121 Re^{0,78} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_{ort}}{\mu_{duvar}} \right)^{0,14} \quad (3.53)$$

$$h_s = \frac{k_s \cdot 0,2121 Re^{0,78} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_{ort}}{\mu_{duvar}} \right)^{0,14}}{D_h} \quad (3.54)$$

Burada;

μ_{ort} ve μ_{duvar} değerleri sırasıyla ortalama akışkan ve sıcak ve soğuk tarafta ölçülen giriş ve çıkış sıcaklıklarından elde edilen akışkan dinamik viskozitesi değerleridir.

Elde edilen bu korelasyon, düşük Reynolds sayılarında (200) dahi uygun bir korelasyondur. Çünkü, çok düşük Reynolds sayılarında bile akış, türbülans olarak kalmaktadır.

Buharlaştırıcı (Evaporatör) için toplam ısı geçiş katsayısı (U_b) aşağıdaki eşitlikten elde edilir.

$$\frac{1}{U_b} = \frac{1}{h_{sa}} + \frac{1}{h_{as}} + R_{duvar} \quad (3.55)$$

$$R_{duvar} = \frac{l_{duvar}}{k_{duvar}} \quad (3.56)$$

Atık ısı yoğuşturucusunda toplam ısı geçiş katsayısının belirlenmesi

- **Soğutucu akışkan tarafı:**

Yan ve ark.(1999) tarafından geliştirilen korelasyona göre, yoğuşma ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörü aşağıdaki eşitlikten elde edilir.

$$Nu = \frac{h_{sa} D_h}{k_{sa}} = 4,118 \cdot Re_{eş}^{0,4} \cdot Pr_{sa}^{1/3} \quad (3.57)$$

$$f_{tp} Re^{0,4} Bo^{-0,5} \left(\frac{P_m}{P_c} \right)^{-0,8} = 94,75 \cdot Re_{eş}^{-0,0467} \quad (3.58)$$

Burada, P_y , R134a için kritik basınç değeridir (4,064 MPa). P_m , iki fazlı akışın veya buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki basınçların ortalaması (MPa).

$Re_{eş}$ denklem (3.37) ve $Bo_{eş}$ denklem (3.38)' deki eşitliklerden bulunur.

$$G_{eş} = G \left[(1 - X_m) + X_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,5} \right] \quad (3.59)$$

$$q_w'' = \frac{Q_y}{A_y} \quad (3.60)$$

- **Su Tarafı:**

Soğuk taraftaki taşınım ile ısı transfer katsayısı Yan ve ark. tarafından geliştirilen korelasyon yardımıyla aşağıdaki eşitlikten elde edilir.

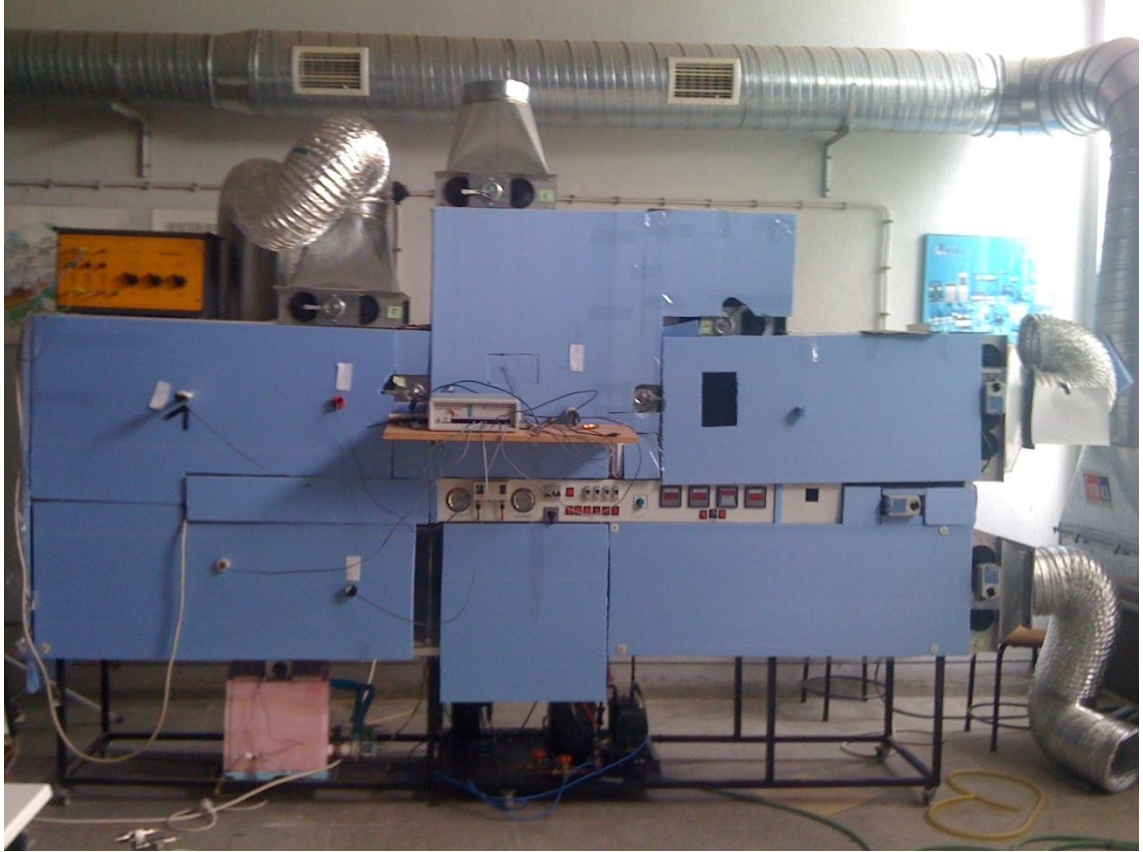
$$Nu_s = \frac{h_s D_h}{k_s} = 0,2121 Re^{0,78} Pr^{1/3} \quad (3.61)$$

Yoğuşturucu (Kondenser) için toplam ısı geçiş katsayısı (U_y) aşağıdaki eşitlikten elde edilir. R_{duvar} denklem (3.56)'tan yararlanarak hesaplanır.

$$\frac{1}{U_y} = \frac{1}{h_{sa}} + \frac{1}{h_{as}} + R_{duvar} \quad (3.62)$$

3.2.2. Isı Pompası Destekli Kurutma Ünitesi

Isı pompası destekli kurutma deney ünitesi Şekil 3.14' de görülmektedir. Bu çalışmada kurutma uygulamalarında ısı pompasının performansı incelenmiş ve by-pass oranının (buharlaştırıcıdan geçirilmeyen hava miktarı) sistem verimi üzerine etkisi araştırılmıştır.



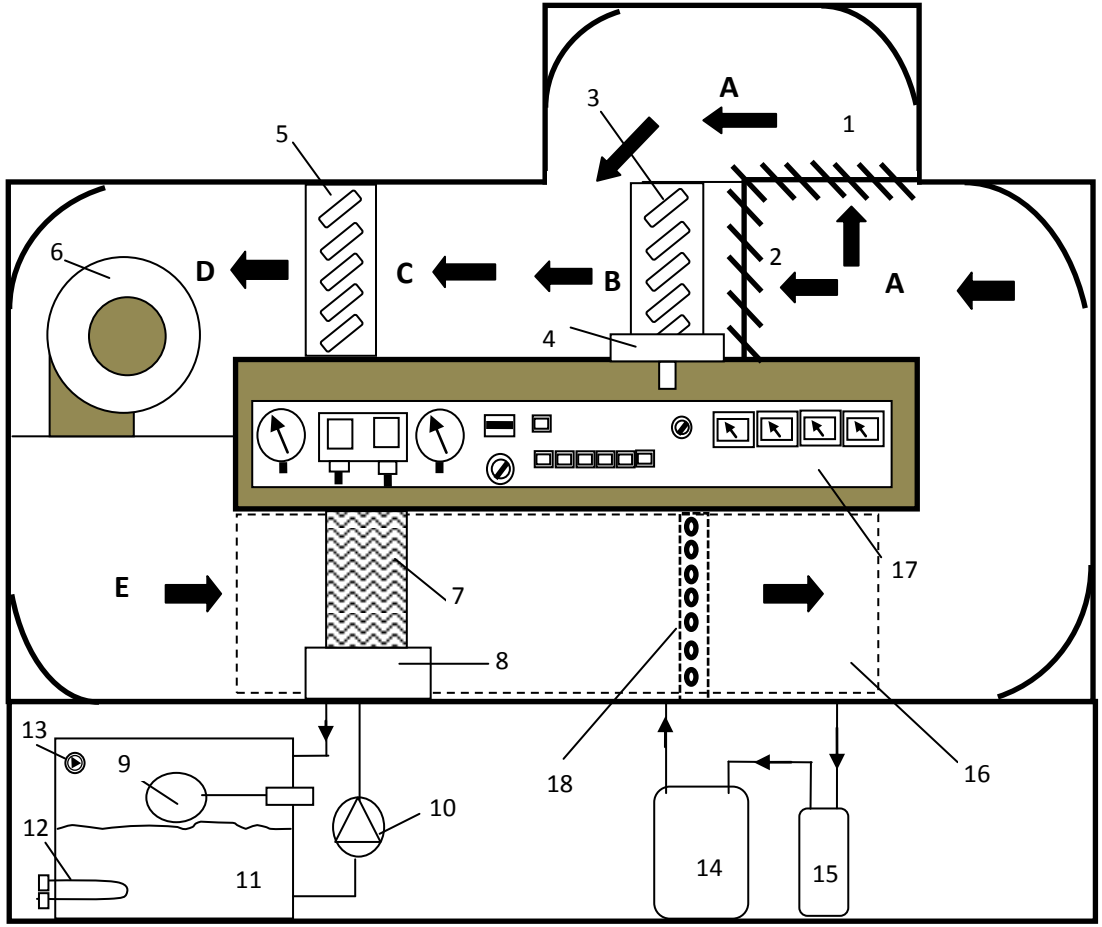
Şekil 3.14. Isı pompası destekli kurutma ünitesi deney ünitesi

Bu çalışma için kapalı döngü bir ısı pompası destekli kurutucu test ünitesi tasarlandı (Şekil 3.15). Bu ünite üzerinde farklı hava debilerinde için farklı by-pass oranlarının sistem performansı üzerine etkilerini araştırmak için deneysel çalışmalar gerçekleştirildi. Tasarlanan bu deney tesisatında hava, kapalı bir kanal sistemi içinde dolaşmaktadır ve kurutma işlemi esnasında dışarıdan herhangi bir taze hava beslemesi yapılmamaktadır.

Bu kurutma ünitesi; ısı pompası, fan, kanal sistemi ve kurutma odasından oluşmaktadır. Isı pompasının temel elemanlarından buharlaştırıcı ve yoğuşturucu gibi elemanlar, kanal

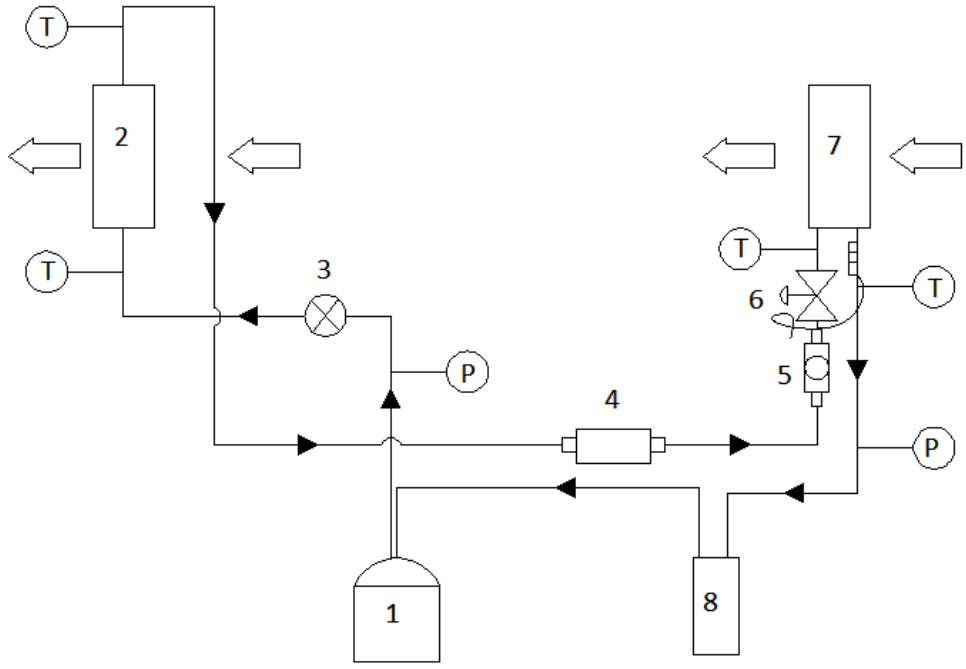
sisteminin içerisine yerleştirilirken, kompresör, akümülator, sıvı deposu gibi elemanlar ise kanal sistemi dışına yerleştirilmiştir.

Kanal sistemi içerisinde havayı dolaştırmak için bir radyal fan kullanılmıştır. Kurutma odasına ürün yerine bir nemlendirme ünitesi yerleştirilmiştir. Nemlendirme ünitesi, nemlendirme petekleri ve haznesi, su deposu ve su pompasından oluşmaktadır. Kurutma odası dışına yerleştirilmiş bir su deposundan bir pompa vasıtasıyla, kanal sistemi içerisindeki nemlendirme peteklerine su pompalanmıştır. Kurutma odasına giren kuru hava, peteklerin üst tarafından aşağıya doğru akan su ile temas etmek suretiyle daha yüksek nem değerinde kurutma odasını terk eder. Bu çalışmadaki amaç üründen daha ziyade, ısı pompalı destekli kurutma sisteminin performansının incelenmesi olduğundan dolayı, kurutma odasına ürün yerine nemlendirme ünitesi yerleştirilmiştir. Böylelikle daha fazla esneklik ve kolaylık sağlamış ve kurutma odası çıkışında istenilen nem değeri elde edilmiştir Bunun yanında, istenilen sıcaklıkta su püskürtebilmek için su tankındaki su, elektrikli ısıtıcı yardımıyla ısıtmakta ve bir termostat yardımıyla sıcaklığı kontrol edilmektedir. Çünkü istenilen ürün şartlarını sağlamak için kurutma odasında hava üzerine püskürtülen su sıcaklığı kontrol edilmelidir. Bu çalışmada püskürtülen su sıcaklığı yaklaşık 20 °C olarak sabit tutulmuştur.



Şekil 3.15. Isı pompası destekli kurutma ünitesi şematik resmi

- | | |
|-------------------------------|-------------------------|
| 1. By-pass damperi | 10. Pompa |
| 2. Buharlaştırıcı önü damperi | 11. Su tankı |
| 3. Buharlaştırıcı | 12. Elektrikli ısıtıcı |
| 4. Yoğuşma kabı | 13. Termostat |
| 5. Yoğuşturucu | 14. Kompresör |
| 6. Radyal fan | 15. Akümülatör |
| 7. Nemlendirme petekleri | 16. Kurutma odası |
| 8. Nemlendirme haznesi | 17. Kontrol paneli |
| 9. Şamandıra | 18. Hız ölçüm noktaları |



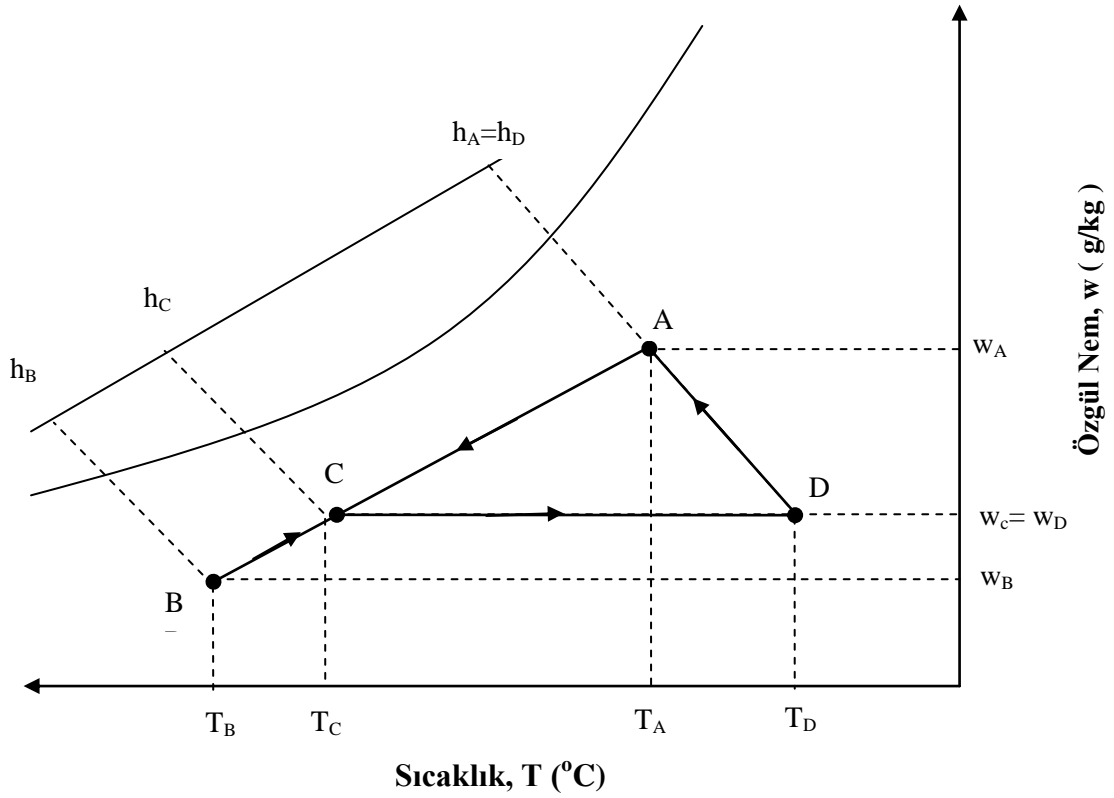
Şekil 3.16. Kurutma ünitesi ısı pompası devresinin şematik gösterimi

1.Kompresör (hermetik), 2. Yoğuşturucu (iç), 3.Açma-kapama vanası, 4.Kurutucu (dryer), 5. Gözetleme camı, 6. Termostatik genişleme valfi, 7.Buharlaştırıcı, 8.Sıvı ayırıcı



Şekil 3.17. Kurutma ünitesinde kullanılan ısı pompası devresi

Bu çalışmada, kurutma ünitesi içerisinde dolaşan hava öncelikle yoğuşturucuya girmektedir. Yoğuşturucu boyunca soğutucu akışkandan ısı çekilmesi suretiyle, çevrim havası sıcaklığı artarken, bağıl nemi düşmektedir. Bunun yanında soğutucu akışkan ise çevrim havasına ısı vermek suretiyle, yoğuşturucu serpantinleri içerisinde yoğuşmaktadır. Yoğuşturucudan ayrılan çevrim havası, bir radyal fan vasıtasıyla kurutma odasına gönderilmektedir. Kurutma odasına giren sıcak hava (D), üzerinde su püskürtülerek nemlendirildikten sonra, daha yüksek nem ve sıcaklıktaki hava buharlaştırıcıya girmektedir (A). Deney boyunca buharlaştırıcı önündeki ve by-pass damperini ayarlamak suretiyle, buharlaştırıcıdan geçen ve by-pass edilen hava miktarı ayarlanır. Havanın bir kısmı buharlaştırıcıdan geçirilirken, diğer kısmı geçirilmemektedir yani by-pass edilmektedir. Buharlaştırıcıdan geçen nemli ve sıcak havanın bir kısmı soğutucu serpantin kanatçıkları arasından geçerken, ısınıp serpantin içerisindeki soğutucu akışkana verir ve böylece hem soğur hem de serpantin yüzeyinde yoğuşma meydana gelir (B). Buharlaştırıcı üzerinden geçirilen ve by-pass edilen bu iki hava, buharlaştırıcı çıkışında karışmakta ve (C) şartlarında yoğuşturucuya gönderilmektedir. Yoğuşturucu üzerinden geçen hava, yoğuşturucuda dolaşan soğutucu akışkanın ısınıp alır ve ısınarak yoğuşturucuyu terk eder. Son olarak ayrılan hava kurutma odasına doğru radyal fan yardımıyla tekrar gönderilir. Böylece, çevrim devam eder. Bu kurutma prosesi sırasında nemli havanın değişimi psikrometrik diyagram (EK 4) üzerinde gösterilmiştir (Şekil 3.18). Isı pompası destekli kurutma ünitesini oluşturan ana elemanların teknik özellikleri ise Çizelge 3.7’ de verilmektedir.



Şekil 3.18. Isı pompası destekli kurutma uygulamasında nemli havanın değişiminin psikometrik diyagramda gösterimi

Çizelge 3.7. Kurutma sistemini oluşturan elemanların teknik özellikleri

Malzeme	Teknik Özellikler
Fan	ELCO Radyal tip fan, 1030 rpm, 1000W, 4,4 A, 3 kademeli
Soğutucu akışkan	R134a
Kompresör	Embraco marka, 2875 rpm, silindir hacmi 9,4 m ³ /h
Buharlaştırıcı	Kanat tipi: alüminyum, kanat sayısı 196, kanat aralığı: 2,3 mm, kanat boyutları: 450x380x85mm, boru sayısı: 36, yatay boru sayısı: 3, dikey boru sayısı: 12, boru çapı 3/8"
İç yoğuşturucu	Kanat tipi: alüminyum, kanat sayısı 196, kanat aralığı: 2,3 mm, kanat boyutları: 450x380x85mm, boru sayısı: 36, yatay boru sayısı: 3, dikey boru sayısı: 12, boru çapı 3/8"
Yardımcı yoğuşturucu	Kanat tipi: alüminyum, kanat sayısı 117, kanat aralığı: 2,3 mm, kanat boyutları: 410x360x145mm, boru sayısı: 24, yatay boru sayısı: 2, dikey boru sayısı: 12, boru çapı 3/8"
Genleşme valfi	Dış dengelemeli valf

Kanal içerisindeki mevcut hava hızı bir anemometre (bkz. Şekil 3.5) ile ölçülmek suretiyle hava debisi hesaplanmıştır. 2 farklı hava hızı için kanal içinde hız ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Her hız kademesi için kanal kesitinde 66 noktadan ölçülen hız değerlerinin ortalaması alınmıştır. Her hız kademesi için ortalama hız değerleri sırasıyla 1,52 m/s ve 2,3 m/s olup, hesaplanan debi değerleri ise sırasıyla yaklaşık 1050 m³/h ve 1590 m³/h dir. Kanal kesiti dikdörtgen olup, boyutları 50cmx38,5 cm dir.

Sistemde dolaşan havanın sıcaklık ve bağıl nem değerleri A, B, C ve D noktalarından Çok amaçlı veri toplama cihazı yardımıyla ölçülmüştür. Isı pompası ünitesi üzerinde ise alçak ve yüksek basınç değerleri bu hatlar üzerine monte edilmiş iki adet basınç transdüserleri yardımıyla ölçülürken, işletme sıcaklıkları ise (kompresör giriş ve çıkış, yoğunlaştırıcı çıkış sıcaklıkları gibi) boru yüzeyine monte edilmiş termokupl elemanlar yardımıyla ölçülür. Ölçülen tüm bu veriler veri toplama kayıt cihazı (bkz. Şekil 3.4) tarafından kaydedilmiş ve bilgisayara aktarılmıştır. Daha sonra excell’ de hazırlanmış bir program yardımıyla gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan bu deneysel çalışmada kullanılan ölçü aletlerine ait özellikler Çizelge 3.8’ de sunulmaktadır. Ayrıca yapılan ölçümlere ait hata analizi Ek 2 ‘de verilmiştir.

Çizelge 3.8. Isı pompası destekli kurutma ünitesine ait deneysel çalışmada kullanılan ölçü aletlerine ait teknik özellikler

Ölçülen değerler	Ölçme aleti	Hata değeri	Sınır değerler
Isı pompası işletme sıcaklık değerleri	Testo 177 datalogger (K tipi termokupl)	±0,3%	-100-70°C
Isı pompası işletme basınç değerleri	ADZ-SML-20.0 (Basınç transdücer)	±0,5%	0 - 25 bar
Nemli hava sıcaklık değerleri	USB-DAQ V1.6-Multi Purpose Data AcquisitionModul (SHT75 nem ve sıcaklık sensörü)	±0,6 %	20 - 60°C
Nemli hava bağıl nem	USB-DAQ V1.6-Multi Purpose Data AcquisitionModul, (SHT75 nem ve sıcaklık sensörü)	1,8%	0-100 %RH
Hava hızı	Compuflow Thermo anemometer model 8525 ALNOR	±3%	0,1 - 10 m/s
Kompresör çektiği akım	Digital Clamp Meter YF-8020	±2%	20-200A
Kompresörün çektiği gerilim	Digital Clamp Meter YF-8020	±1,2%	200-750V
Cos φ metre	ENTES ECR-3 cos φ meter	±2%	0,00-0,99

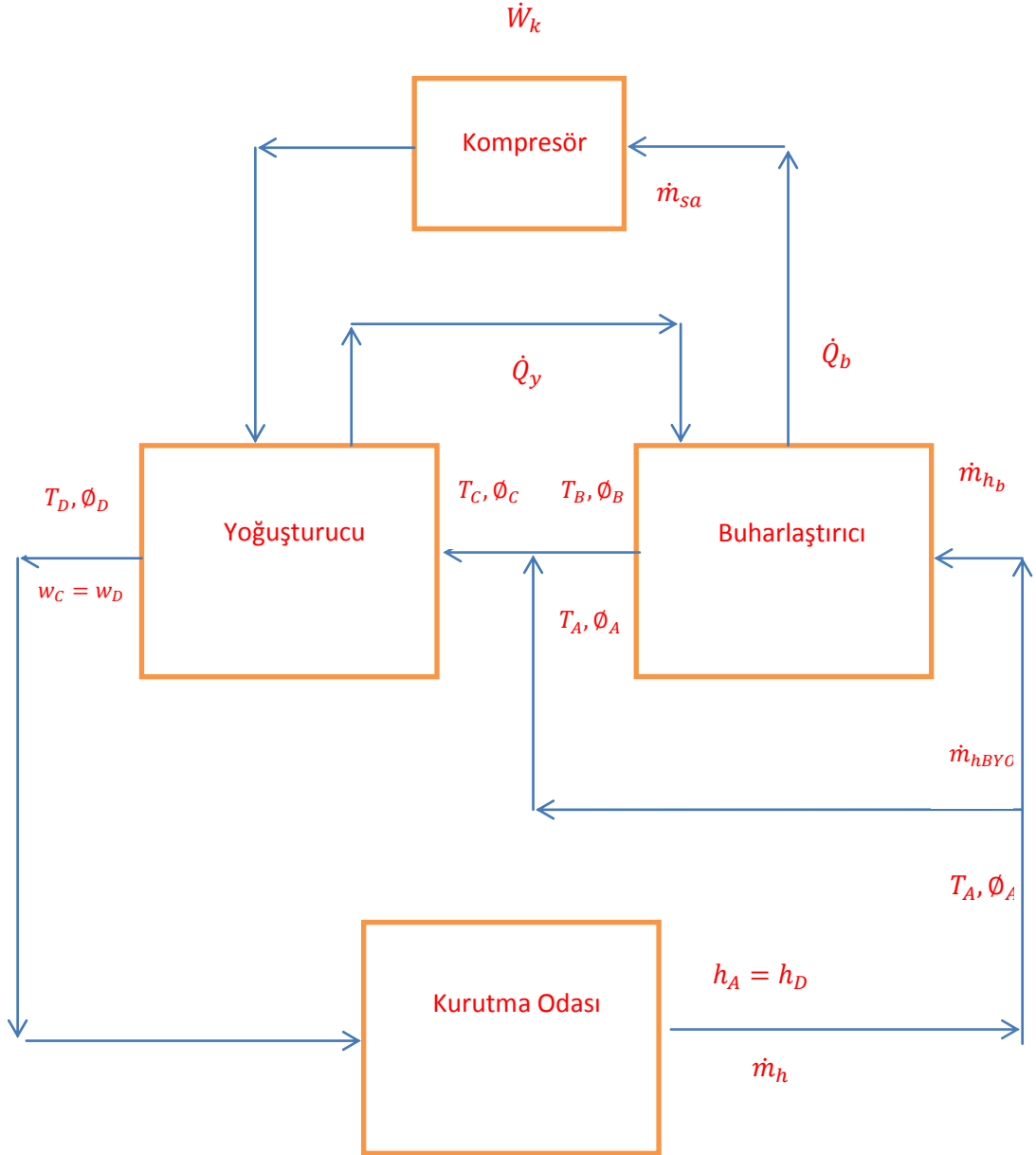
3.2.2.1. Isı pompası destekli kurutma tesisatının matematik modelinin oluşturulması

- **Ölçülen parametreler:**

- Sistemde dolaşan hava debisi (\dot{m}_h)
- A, B, C ve D noktalarındaki sıcaklık ve bağıl nem değerleri ($T_A, \phi_A, T_B, \phi_B, T_C, \phi_C, T_D, \phi_D$)
- Kompresörün ve fanın çektiği gerilim (V), akım (A) ve güç faktörü ($\cos\phi$)
- Isı pompası alçak ve yüksek basınç değerleri (P_b, P_y)
- Isı pompası devresi üzerindeki sıcaklıklar (T_1, T_2, T_3)

- **Hesaplanan parametreler:**

- Aşırı kızdırma ve soğutma değerleri ($\Delta T_{akız}, \Delta T_{asoğ}$)
- Kompresör girişindeki soğutucu akışkanın özgül hacmi (v_1)
- Kompresör giriş-çıkış ve yoğuşturucu çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpi değerleri ($h_1, h_2, h_3=h_4$)
- A, B, C ve D noktalarındaki nemli havanın özellikleri ($P_{dt_A}, w_{dt_A}, h_A, P_{dt_B}, w_{dt_B}, h_B, P_{dt_C}, w_{dt_C}, h_C, P_{dt_D}, w_{dt_D}, h_D$)
- By-pass oranı (BYO)
- Kompresör ve fan güçleri (\dot{W}_k, \dot{W}_f)
- Buharlaştırıcı ve yoğuşan su miktarı ($\dot{m}_{yoğ}$)
- C-D arası nemli havanın çektiği ısı miktarı ($\dot{Q}_y = \dot{Q}_{CD}$)
- A-B arası nemli havanın verdiği ısı miktarı ($\dot{Q}_b = \dot{Q}_{AB}$)
- Soğutucu akışkan debisi (\dot{m}_{sa})
- Yoğuşturucu kapasitesi (\dot{Q}_y)
- Isı pompası ve tüm sistemin (fan güçleri de dahil) ITK değerleri (ITK_{ip}, ITK_{sis})
- Özgül nem uzaklaştırma oranı ($SMER$)
- Özgül güç tüketimi (SPC)



Şekil 3.19. Isı pompası destekli kurutucu ünitesinin matematik modellemesinde kullanılan parametrelerin deney tesisatı üzerindeki gösterimi

Buharlaştırıcı matematik modeli:

Buharlaştırıcının matematik modeli, buharlaştırıcı yüzeyine temas eden kurutma havasının enerji ve kütle dengesi esas alınarak türetilmiştir.

By-pass oranı; buharlaştırıcıdan geçirilmeyen havanın yüzdesini veren bir ifade olup, aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$BYO = \frac{T_C - T_B}{T_A - T_B} \quad (3.63)$$

By-pass edilen ve buharlaştırıcıdan geçen hava miktarları aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\dot{m}_{h_{BYO}} = \dot{m}_h \times BYO \quad (3.64)$$

$$\dot{m}_{h_b} = \dot{m}_h - \dot{m}_{h_{BYO}} = \dot{m}_h(1 - BYO) \quad (3.65)$$

Buharlaştırıcıdan geçirilen nemli havadan yoğuşturulan su miktarı,

$$\dot{m}_{yoğ} = \dot{m}_{h_b} (w_A - w_B) \quad (3.66)$$

$$\dot{m}_{yoğ} = \dot{m}_h(1 - BYO)(w_A - w_B) \quad (3.67)$$

Buharlaştırıcıdaki nemli havadan çekilen ısı miktarı ise aşağıdaki gibi hesaplanır ve bu değerden yararlanılarak, soğutucu akışkan debisi de hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{h_b} (h_A - h_B) \quad (3.68)$$

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{sa} (h_1 - h_4) \quad (3.69)$$

$$\dot{m}_{sa} = \dot{Q}_b / (h_1 - h_4) \quad (3.70)$$

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_h (1 - BYO)(h_A - h_B) - \dot{m}_{yoğ} h_{yoğ} \quad (3.71)$$

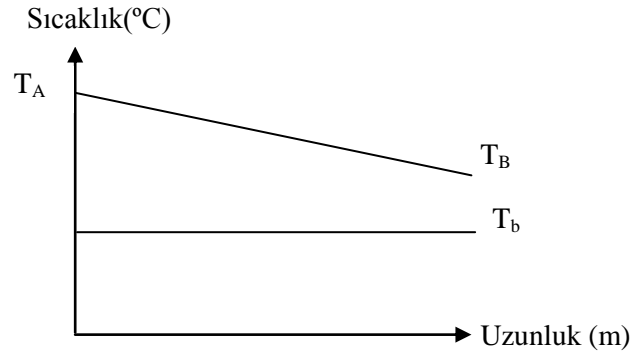
Soğutucu akışkana ait entalpi değerleri ise Abou-Ziyan ve ark. (1997) tarafından geliştirilen bağıntılar kullanılarak elde edilmiştir.

Buharlaştırıcı için dış yüze alanına göre genel ısı transfer katsayısı (3.72) nolu denkleme göre hesaplanır (Pal ve Khan 2008).

$$U_b = \frac{1}{1/(h_h \eta_s f) + A_o / (A_i h_{sa}) + (A_o \ln(D_o / D_i)) / (2\pi k_{by} L_t)} \quad (3.72)$$

$$\Delta T_{m,b} = \frac{(T_A - T_B)}{\ln\left(\frac{T_A - T_b}{T_B - T_b}\right)} \quad (3.73)$$

$$\dot{Q}_b = U_b A_b \Delta T_{m,b} \quad (3.74)$$



Şekil 3.20. Buharlaştırıcı boyunca gerçekleşen sıcaklık değişimleri

Yoğuşturucu matematik modeli:

Yoğuşturucu modeli, yoğuşturucu serpantinlerinde soğutucu akışkan kütleli debisi ve enerji transfer miktarını belirlemek için kullanılır.

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_{sa}(h_2 - h_3) \quad (3.75)$$

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_h(h_D - h_C) \quad (3.76)$$

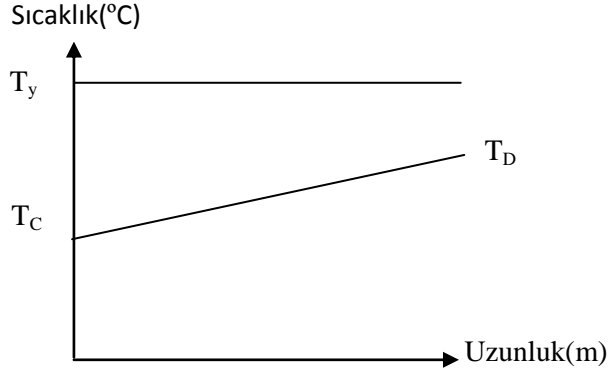
Yoğuşturucu için dış yüze alanına göre genel ısı transfer katsayısı (3.77) nolu denkleme göre hesaplanır (Pal ve Khan 2008).

$$U_y = \frac{1}{1/(h_h \eta_s f) + A_o / (A_i h_{sa}) + (A_o \ln(D_o / D_i)) / (2\pi k_{by} L_t)} \quad (3.77)$$

$$\dot{Q}_y = U_y A_y \Delta T_{m,y} \quad (3.78)$$

Ortalama sıcaklık farkı:

$$\Delta T_{m,y} = \frac{(T_D - T_C)}{\ln\left(\frac{T_y - T_C}{T_y - T_D}\right)} \quad (3.79)$$



Şekil 3.21. Yoğuşturucu boyunca gerçekleşen sıcaklık değişimleri

Son olarak, ısı pompalı kurutma sisteminin enerji dengesi aşağıdaki eşitlikten elde edilir.

$$\dot{Q}_y = \dot{Q}_b + \dot{W}_k \quad (3.80)$$

Kompresörün matematik modeli:

Kompresörün çektiği voltaj, akım ve $\cos\phi$ değerlerini ölçülerek hesaplanır.

$$\dot{W}_k = V_k I_k \cos\phi \quad (3.81)$$

- **Fanın güç tüketimi**

Fan güç tüketimide kompresöre benzer şekilde, voltaj, akım ve $\cos\phi$ değerlerini ölçülerek hesaplanır.

$$\dot{W}_f = V_f I_f \cos \phi \quad (3.82)$$

Bir ısı pompalı kurutucunun performansı çeşitli kriterlerle değerlendirilir. Genellikle kullanılan bu kriterler ITK, SMER ve ürün geçişi (eğer kurutma sistemi sürekli sistem ise; (Clements ve ark. 1990). ITK_{ip} (Denklem 3.34), ITK_{sis} (Denklem 3.35)'de verilmiştir.

SMER, 1kWh enerji için uzaklaştırılan su miktarı olarak tanımlanır.

$$SMER = \frac{\text{Üründen uzaklaştırılan nem miktarı}}{\text{toplam güç tüketimi}} = \frac{\dot{m}_{yoğ}}{\dot{W}_k + \dot{W}_f} \left(\frac{kg}{kWh} \right) \quad (3.83)$$

SMER değeri yaygın olarak, ısı pompalı kurutucuların performansını tanımlamak için kullanılır. Bazı çalışmalarda performans değeri SPC “özümlü güç tüketimi” ile de ifade edilmektedir (Manuel ve ark. 1990).

$$SPC = \frac{\text{toplam güç tüketimi}}{\text{Üründen uzaklaştırılan nem miktarı}} = \frac{\dot{W}_k + \dot{W}_f}{\dot{m}_{yoğ}} \left(\frac{kWh}{kg} \right) \quad (3.84)$$

3.2.2.2. Isı pompası destekli kurutucu tesisatında nemli havanın özellikleri

Kurutma test ünitesi içerisinde nemli hava dolaşmaktadır. Bu yüzden matematik modellemede nemli havanın özelliklerine gereksinim vardır. Aşağıda verilen eşitlikler yardımıyla, nemli havaya ait, kısmi basınç, özgül nem ve özgül entalpi değerleri kolaylıkla belirlenebilmektedir.

Nemli havanın içindeki su buharının kısmi basıncı:

$$P_{dt} = [0.782 + 0.029 T_{kuru} + 0.000199223(T_{kuru}^{2.25})]^2 \quad (3.85)$$

Nemli havanın özgül nem değeri:

$$w = \frac{0.622(P_{dt}\theta)}{(101.25 - P_{dt}\theta)} \quad (3.86)$$

Nemli havanın özgül entalpi değeri:

$$h = T_{kuru} + w(2501 + 1.805 T_{kuru}) \quad (3.87)$$

3.2.2.3. Kurutma test ünitesi ısı taşınım katsayılarının hesabı

- Soğutucu akışkan tarafı

Buharlaştırıcıda soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım katsayısının tayini:

Evaporatörde soğutucu akışkan tarafındaki zorlanmış ısı taşınım katsayısı (3.88) nolu denklem ile hesaplanır (Pierre 1955).

$$h_{sa} = 9.1825 \frac{k_{sa}}{D_i} \left(\frac{D_i G_{sa}}{\mu_{sa}} \right)^{0.8} K_{lf}^{0.4} \quad (3.88)$$

$$K_{lf} = \frac{V_x H_{fg}}{L_t} \quad (3.89)$$

Yoğuşturucuda soğutucu akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayısının tayini:

Yoğuşturucunun soğutucu akışkan tarafındaki zorlanmış ısı taşınım katsayısı (3.90) nolu denklem ile hesaplanır (Ashrae 1997).

$$h_{sa} = 0.023 \frac{k_{sa}}{D_i} \left(\frac{G_f D_i}{\mu_f} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu_f C_{pf}}{k_f} \right)^{0.4} \quad (3.90)$$

- **Hava tarafı:**

Düz kanatlı boru demetinin hava tarafından olan zorlanmış taşınım ısı transfer katsayısı (3.91) nolu denklem ile hesaplanır. (Rich 1973)

$$h_h = 0.195 \cdot G_h c_{nh} Pr_h^{-2/3} Re_h^{-0.35} \quad (3.91)$$

$$Re_h = \frac{G_h l_{rs}}{\mu_h} \quad (3.92)$$

$$Pr_h = \frac{c_{nh} \mu_h}{k_h} \quad (3.93)$$

Bu denklem $118 < N_{fin} < 787$ aralığındaki kanat sayısı için uygundur.

Buharlaştırıcı (Evaporatör) için toplam ısı geçiş katsayısı denklem (3.55) ve Yoğuşturucu (Kondenser) için toplam ısı geçiş katsayısı denklem (3.62)'den elde edilir.

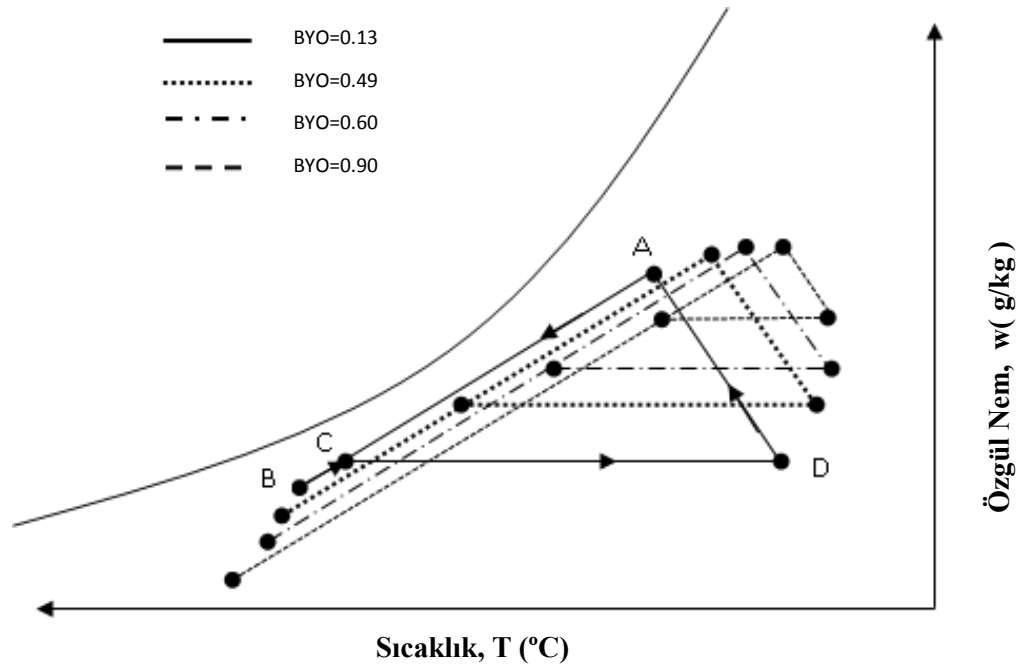
4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. Isı Pompası Destekli Kurutma Ünitesinden Elde Edilen Deneysel Araştırma ve Matematik Model Sonuçları

4.1.1. Isı pompası destekli kurutma ünitesinden elde edilen deneysel araştırma sonuçları

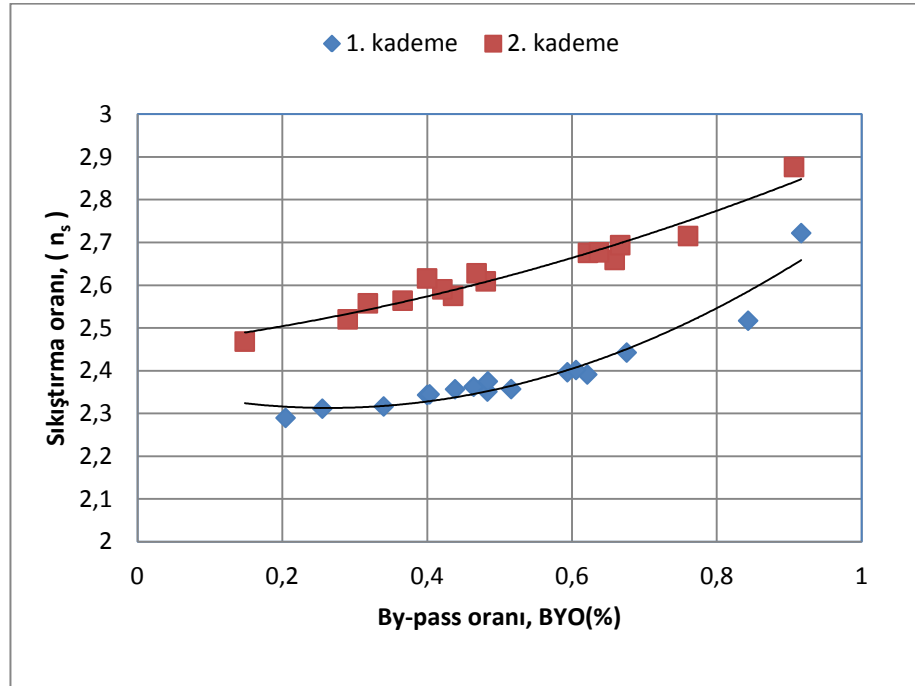
Isı pompası destekli kurutucunun performansına etki eden ana parametreler; sistemde dolaşan hava debisi, bypass oranı, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu alanları, kompresör hızı ve ürün hızı (eğer bantlı kurutma sistemi ise) olarak bilinmektedir. Bu çalışmada, sırasıyla 1. ve 2. kademe olarak adlandırılan iki farklı hava debisi (1593 ve 1053 m³/h) için farklı bypass oranlarında deneysel çalışma gerçekleştirildi. İki farklı hava hız kademesi için bypass oranının ısı pompası performansına etkileri araştırıldı.

Tasarlanan kurutma sisteminde, deneyler sonucu elde edilen verilere göre, farklı bypass oranlarına bağlı olarak nemli hava şartlarının değişimi Şekil 4.1’ deki gibi gerçekleşti. Şekil 4.1’ den görüldüğü üzere, by pass oranının artırılması veya azaltılmasıyla kurutma odasına giren ve ayrılan nemli havanın özellikleri değişmektedir.

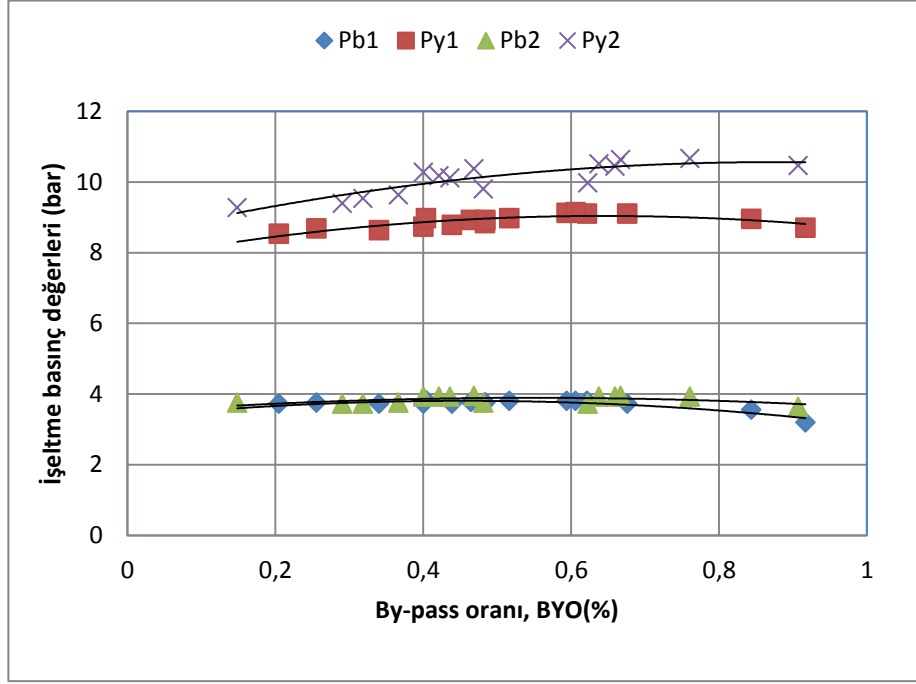


Şekil 4.1. Tasarlanan kurutma sisteminde farklı bypass oranları için nemli hava şartlarının değişimi

Isı pompası destekli kurutucularda ısı pompası ünitesinin işletme sıcaklık ve basınç değerleri, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boruları içerisinde dolaşan soğutucu akışkan ile hava arasında gerçekleşen ısı transfer miktarının bir fonksiyonudur. Kompresör çıkış basıncının emiş basıncına oranı, sıkıştırma oranı olarak adlandırılmaktadır. Farklı hava debileri için bypass oranına bağlı olarak sıkıştırma oranlarındaki değişimler Şekil 4.2’ de görülmektedir. Şekil 4.2’ den görüldüğü üzere, buharlaştırıcıdan bypass edilen hava yüzünden buharlaştırıcı yüzeyinden geçen hava miktarının azalmasıyla, hava ile soğutucu akışkan arasındaki ısı alış-veriş miktarının düşmesine bağlı olarak da emme basınç ve sıcaklık değerleri azalırken, yoğuşturucuya giren karışım hava sıcaklığının artmasıyla birlikte çıkış basınç ve sıcaklığı da attı. Bunun sonucu olarak da sıkıştırma oranı, bu iki basınç değerinin arasındaki farkın açılmasıyla birlikte düştü. Şekil 4.3’ den de görüldüğü gibi, her iki hava debisi için by pass oranına bağlı olarak buharlaşma (emme) basınç değerleri hemen hemen aynı iken, düşük hava debi kademesinde yoğuşma (basma) basınç değerleri daha yüksektir.

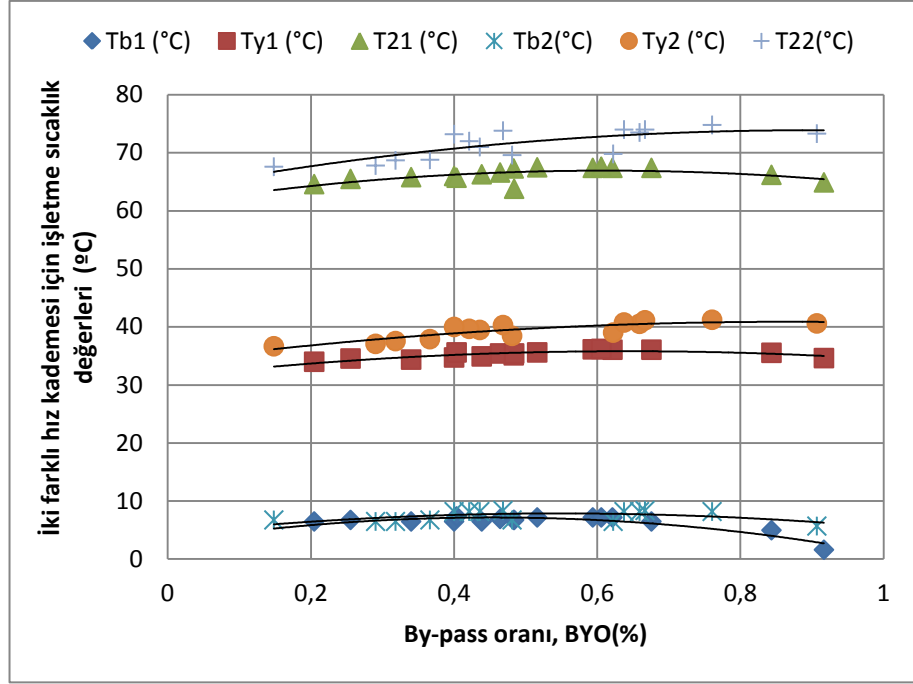


Şekil 4.2. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak sıkıştırma oranındaki değişim

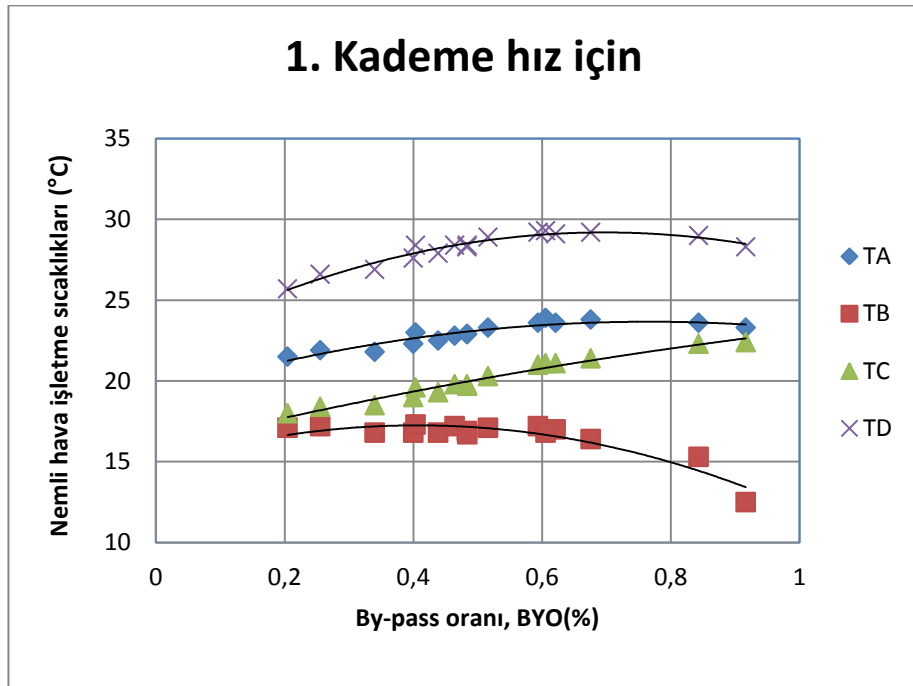


Şekil 4.3. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak işletme basınç değerleri

Isı pompası işletme sıcaklıkları ise Şekil 4.4' de görüldüğü gibi tespit edildi. Sistemde en yüksek sıcaklık değerinin oluştuğu kompresör çıkış sıcaklık değeri (T_2) bypass oranındaki artışla birlikte arttı. 2. Kademe hız değerinde (düşük hız kademesi) kompresör çıkış sıcaklığı daha yüksek değerlere ulaştı. Bu artış yoğuşma sıcaklık ve basıncındaki artışla bağlantılıdır. 2. Kademe hava hızı için yoğuşma sıcaklık değeri ortalama 40°C iken, diğer hız kademesi için ortalama 35°C civarında olduğu görüldü. Yüksek hava hız kademesinde buharlaşma sıcaklığı, düşük hava hız kademesine göre çok az daha düşük olduğu gözlemlendi. Her iki hava hız kademesi için sistem, ortalama 5°C' buharlaşma sıcaklık şartları elde edildi.



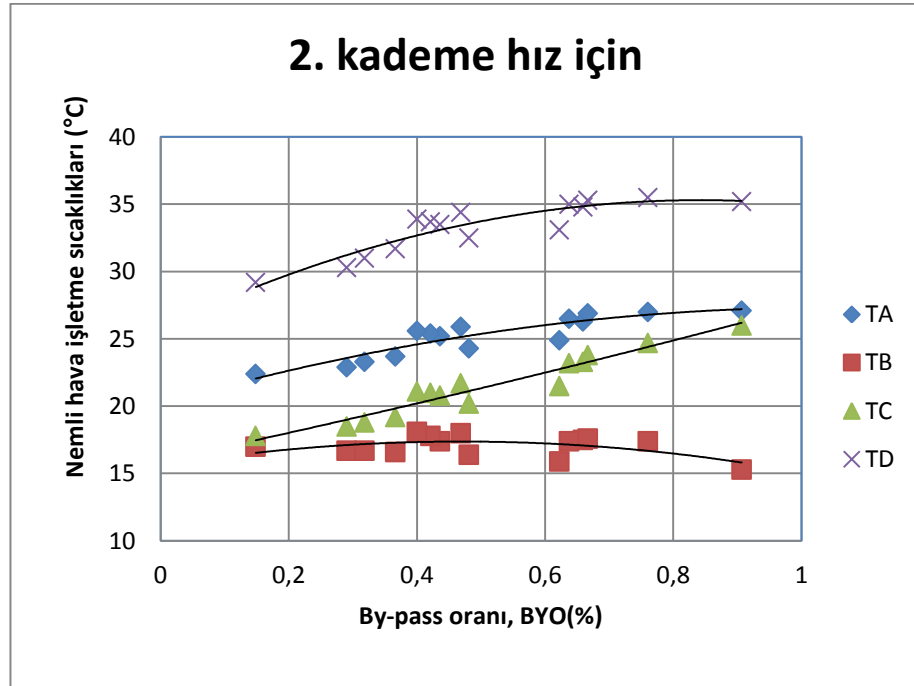
Şekil 4.4. İki farklı hava hızı kademesi için ısı pompası işletme sıcaklık değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi



Şekil 4.5. 1. Kademe hızı değeri için nemli hava sıcaklık değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi

Isı pompası destekli kurutma test ünitesinde dolaşan nemli havanın, kurutma ünitesi içerisindeki sıcaklık değerleri iki farklı hava hız kademesi için Şekil 4.5 ve 4.6’ da görülmektedir. Her iki hava hız kademesi için kurutucu giriş (D) ve çıkış değerlerinin (A) %60 bypass oranına kadar arttığı, sonra sabit kaldığı görüldü. Bu değerlerin sistemde dolaşan hava debisi ve hızındaki düşüşle birlikte arttığı görüldü.

1. Kademe hava hız değeri için yaklaşık %50 bypass oranında, kurutma odasına giren havanın sıcaklık değeri yaklaşık 29°C’ e iken, kurutma odasından ayrılan havanın sıcaklık değeri ise yaklaşık 20°C olarak elde edildi. 2. Kademe hava hız değeri için aynı bypass oranında, kurutma odasına giren havanın sıcaklık değeri ise, yaklaşık 35°C’ e iken, kurutma odasından ayrılan havanın sıcaklık değeri yaklaşık 25°C olarak elde edildi. Görüldüğü gibi, düşük hava debisinde kurutma odasına daha yüksek sıcaklıkta hava gönderilmektedir.

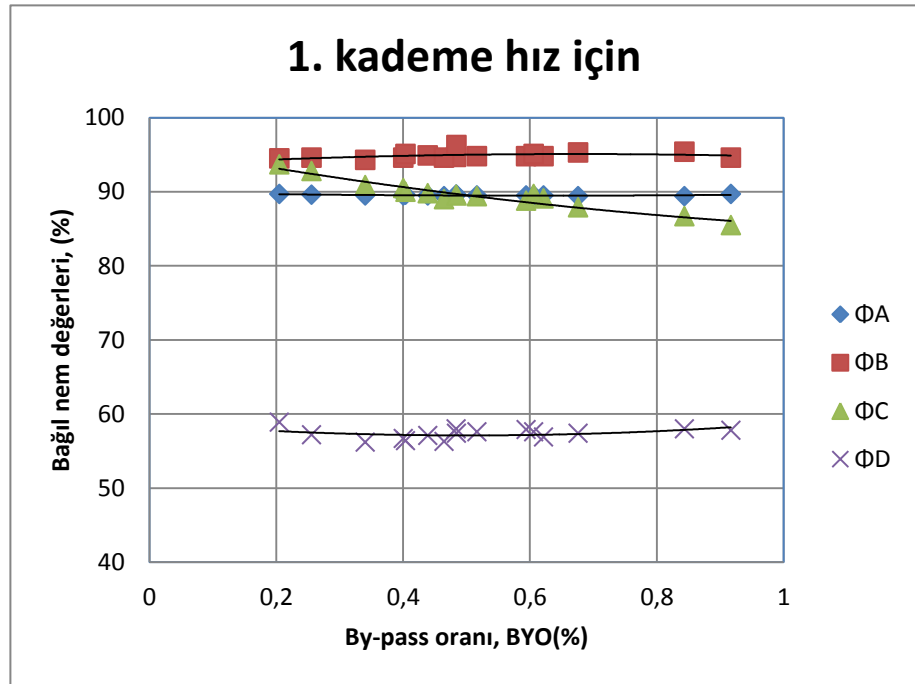


Şekil 4.6. 2. Kademe hızı değeri için nemli hava sıcaklık değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi

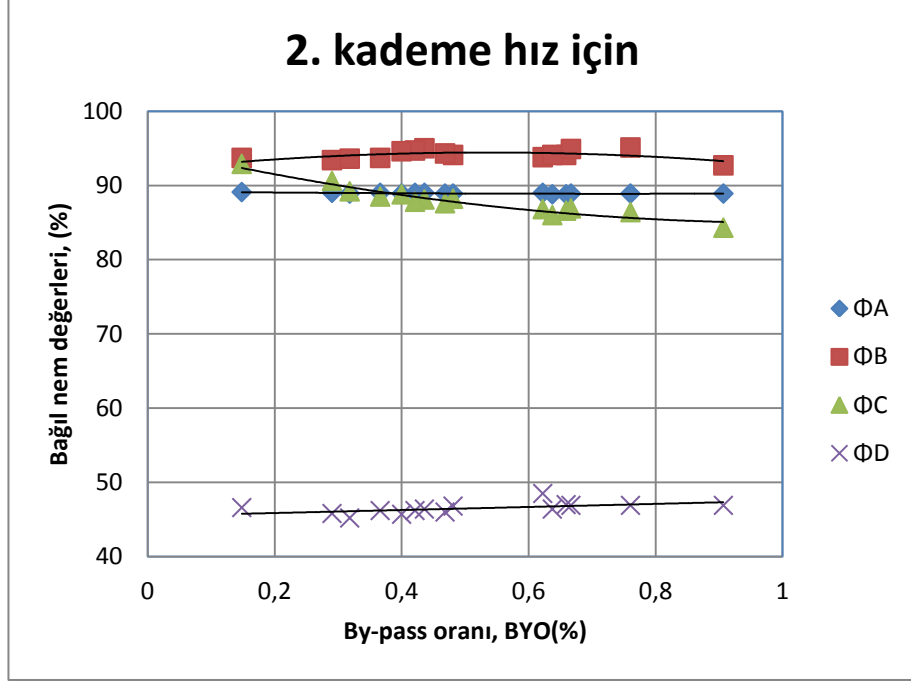
Buharlaştırıcıdan geçirilen ve bypass edilen havanın karışım (C noktası) sıcaklık değerinin, bypass oranındaki artışla birlikte sürekli arttığı gözlemlendi. Çünkü bypass oranındaki artışla birlikte daha yüksek miktarda sıcak hava (A), daha düşük miktarda

soğuk hava ile (B) karıştırıldı ve bunun sonucu karışım sıcaklığı (C) arttı. Buharlaştırıcıdan geçirilerek soğutulan ve nemi uzaklaştırılan havanın, buharlaştırıcı çıkış sıcaklık şartları (B), %50 bypass oranından sonra buharlaştırıcıdan geçen hava miktarındaki düşüğe bağlı olarak azaldı.

İki farklı hava debisi için bypass oranlarına bağlı olarak nemli havanın bağıl nem değişimleri Şekil 4.7 ve 4.8’ de görülmektedir. Yüksek hava debisinde karışım noktasındaki (C) havanın bağıl nem değeri, bypass oranındaki artışla birlikte, %93’ den %84’ e kadar azaldı. %50 bypass oranından sonra C noktasının bağıl nem değeri A noktasının altına düştü. Yüksek hava debisinde yoğuşturucu çıkışındaki havanın bağıl nem değeri yaklaşık %57 elde edilirken, düşük hava debisinde ise %47 olarak elde edildi.

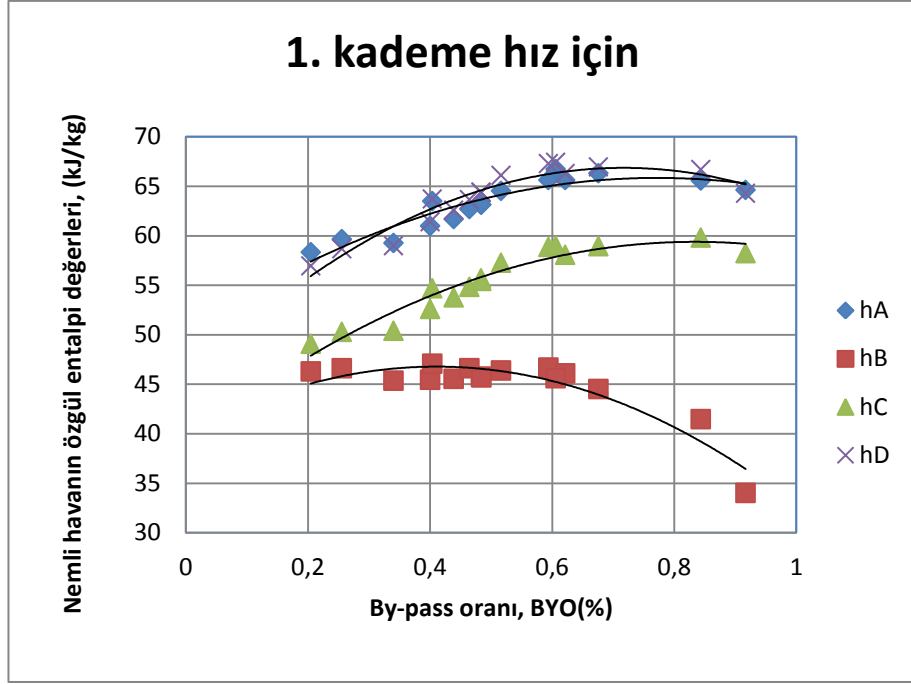


Şekil 4.7. 1. Kademe hızı değeri için nemli hava bağıl nem değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi

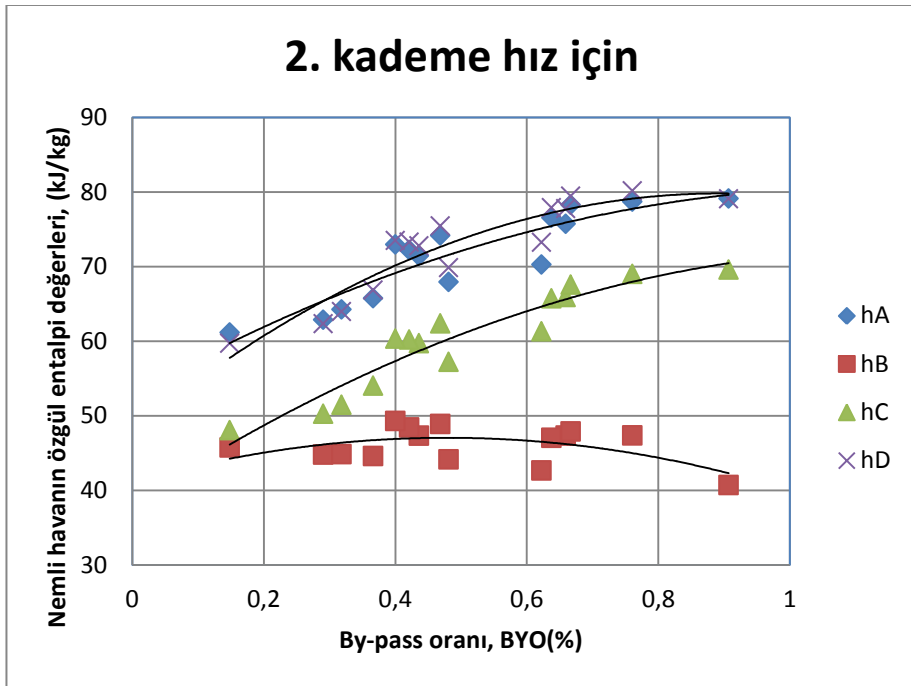


Şekil 4.8. 2. Kademe hızı değeri için nemli hava bağıl nem değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi

Şekil 4.9 ve 4.10' da ise iki farklı hava hızı için kurutma ünitesi içerisinde dolaşan nemli havanın, kurutucu içerisindeki belirli noktalarda özgül entalpi değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi verilmektedir. Her iki hız kademesi için bypass oranındaki artışla beraber, kurutma odası giriş ve çıkışındaki özgül entalpi değerlerinin arttığı ve bu iki entalpi değerinin birbirine oldukça yakın olduğu görüldü. Yoğuşturucu girişindeki karşım havasının (C)' da özgül entalpi değerleri aynı paralellikte değişti. Buharlaştırıcı çıkışındaki nemi alınmış havanın özgül entalpi değerleri %60 bypass oranına kadar yaklaşık sabit kalırken, bu bypass oranından sonra düşme eğilimi gösterdi. Bu düşüşün, yüksek hız kademesinde daha hızlı olduğu görüldü.

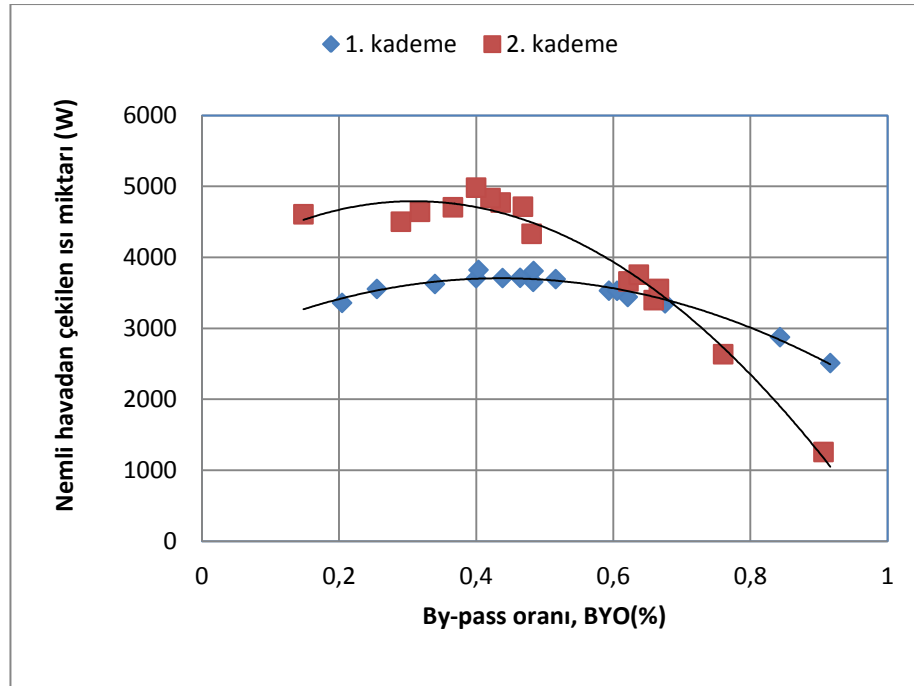


Şekil 4.9. 1. kademe hızı değeri için nemli havanın özgül entalpi değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi



Şekil 4.10. 2. kademe hızı değeri için nemli havanın özgül entalpi değerlerinin bypass oranına bağlı değişimi

Klasik hava kurutucularında dışarı atılması gereken nemli hava, bu sistemde dışarı atılmayıp kullanıldı. Bu nemli havanın bir kısmı buharlaştırıcı yüzeyinden geçirilerek, ısı ve nemi alındı ve bypass edilen kısım ile karıştırılarak yoğuşturucuya gönderildi. Nemli havadan ısı ve nem geri kazanım işlemi buharlaştırıcıda gerçekleştirildi. Bu ısı geri kazanım işlemi esnasında, buharlaştırıcıdan geçen nemli havadan çekilen ısı miktarının bypass oranına bağlı olarak değiştiği gözlemlendi (Şekil 4.11). 1. Kademe hız için %50 bypass oranına kadar nemli havadan çekilen ortalama ısı miktarı 3500 W civarında iken, 2. Kademe hız değeri için bu değer, ortalama 4700 W civarında olduğu gözlemlendi. Buharlaştırıcı yüzeyinden geçen hava hızı azaldıkça, nemli havadan çekilen ısı miktarı, %50 bypass oranına kadar sabit kalırken, bu bypass değerinden sonra azaldı. Bu, %50' nin üzerindeki bypass oranlarında buharlaştırıcıdan geçen hava miktarındaki düşüşle birlikte nemli hava ile soğutucu arasındaki ısı transfer miktarının düşmesinin bir sonucudur.

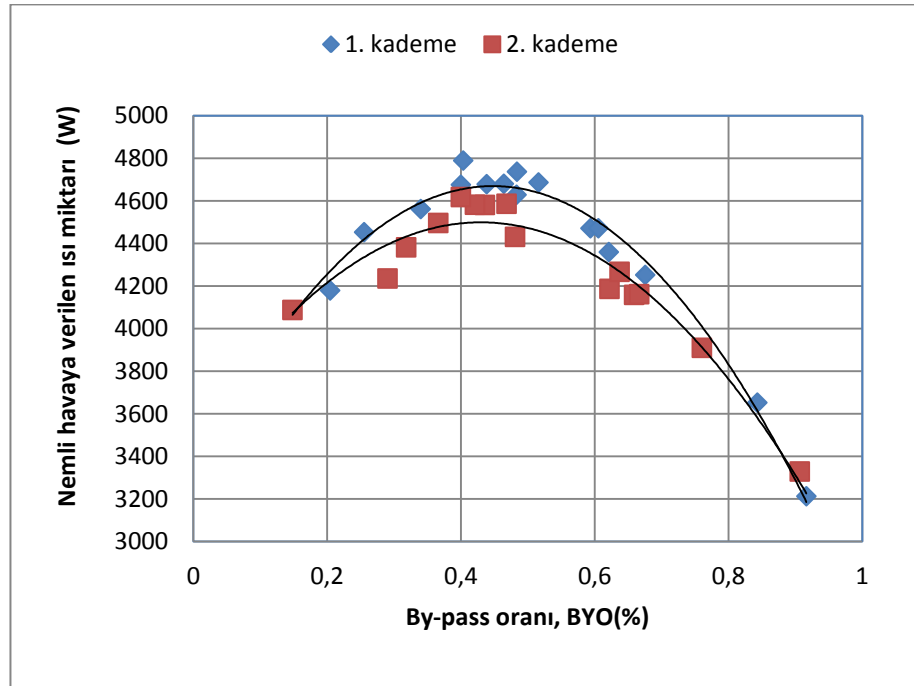


Şekil 4.11. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak nemli havadan çekilen ısı miktarının değişimi

Chua ve ark. (2005) göre, bypass oranındaki artış, buharlaştırıcıda daha düşük ısı geri kazanımına neden olmaktadır. Yaptıkları çalışmada, bypass oranındaki her %20 artış, ısı geri kazanımında 0.6 ila 0.8 kW arasında bir düşüşe sebep olmuştur. Yapılan bu

çalışmada ise 2. kademe hava hızı için bypass oranındaki %20 artışta 1.1 kW düşüş olurken, 1. kademe hava hızı için 0.5 kW civarında, daha az miktarda gerçekleşti.

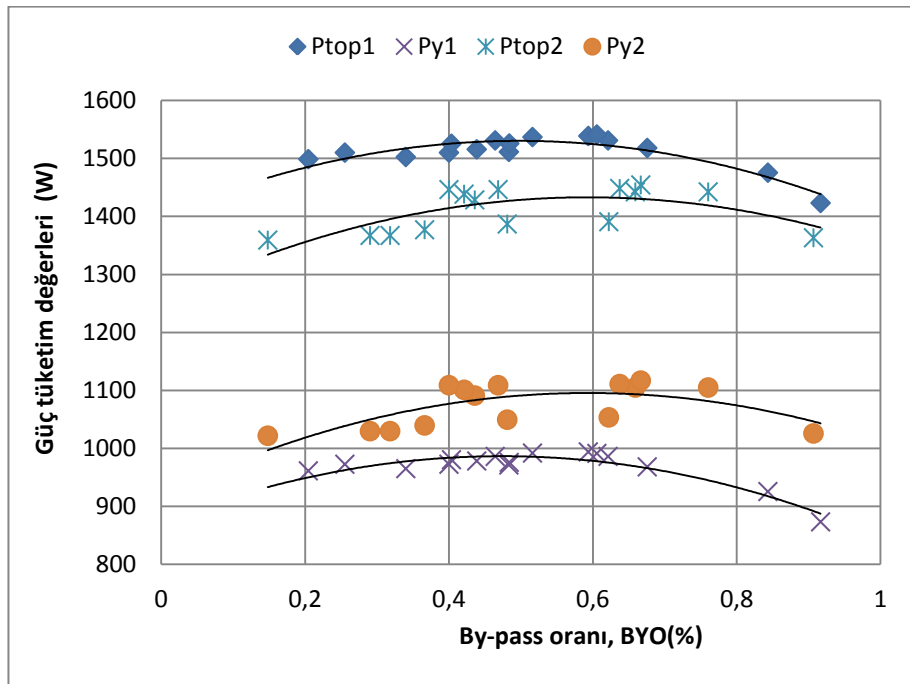
Buharlaştırıcıda nemi uzaklaştırılan hava ile bypass edilen havanın karışımı yoğuşturucuda ısıtılarak kurutma odasına gönderildi. 2 farklı hava debisi için yoğuşturucuda havaya verilen ısı miktarının bypass oranına bağlı olarak değişimi Şekil 4.12’ de görülmektedir. Yüksek hava debisinde havaya verilen ısı miktarının biraz daha yüksek olduğu görüldü. %50 bypass oranından sonra havaya verilen ısı miktarının hızla düştüğü gözlemlendi. Bunun sebebi, Şekil 4.11’ den görüldüğü üzere, bypass oranının artmasıyla birlikte buharlaştırıcı kapasitesinin azalmasının, yoğuşturucu kapasitesini de etkilemesi yüzündendir.



Şekil 4.12. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak nemli havaya verilen ısı miktarının değişimi

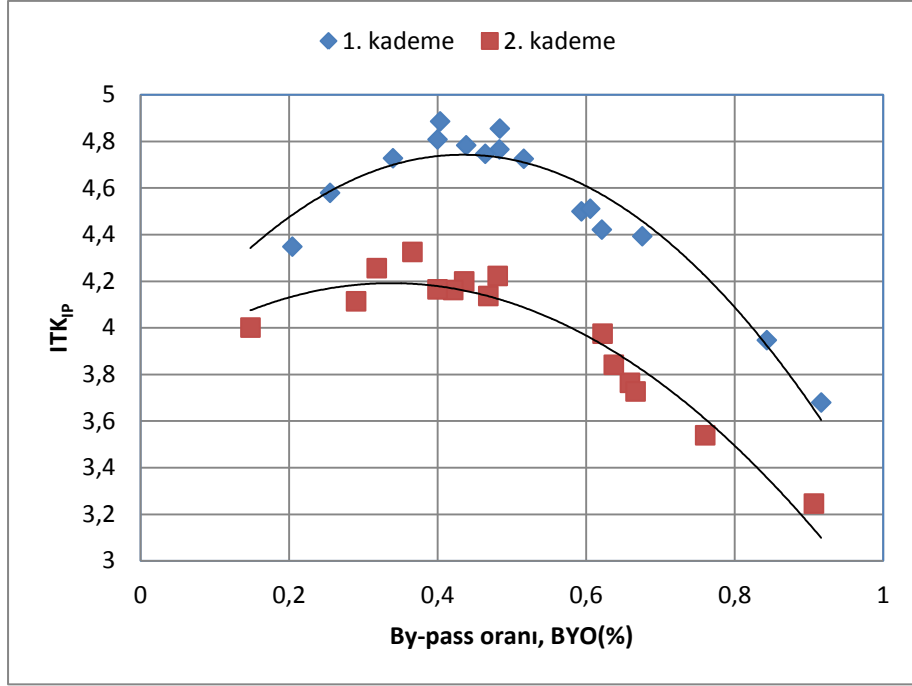
Isı pompası destekli kurutma ünitesinde kurutma odasına gönderilen havayı ısıtmak için gereken enerjiyi sağlamak için kompresörde güç tüketilmesi gerekmektedir. Kompresörde tüketilen gücün yanı sıra, sistem içerisinde hava dolaşımını sağlamak için kullanılan radyal fan tarafından tüketilen güç de göz önüne alındığında, harcanan toplam güç tüketimi, Şekil 4.13’ de ki gibi gerçekleşti. Düşük hava debilerinde

kompresörün tükettiği güç (ortalama 1.1 kW) değeri, yüksek hava debisinde kompresörün güç tüketiminden (ortalama 1 kW) daha fazla olduğu halde, yüksek hava debisinde harcanan toplam güç tüketiminin (ortalama 1.5 kW), düşük hava debisinde harcanan toplam güç tüketimine (ortalama 1.4 kW) göre daha yüksek olduğu belirlendi. Tüm sistemde harcanan güç, yüksek hava debisi için ortalama 1.5 kW iken düşük hava debisi için 1.4 kW olarak ölçüldü. Bunun sebebi, yüksek hava debisinde fanın daha fazla güç tüketmesinden kaynaklanmaktadır.



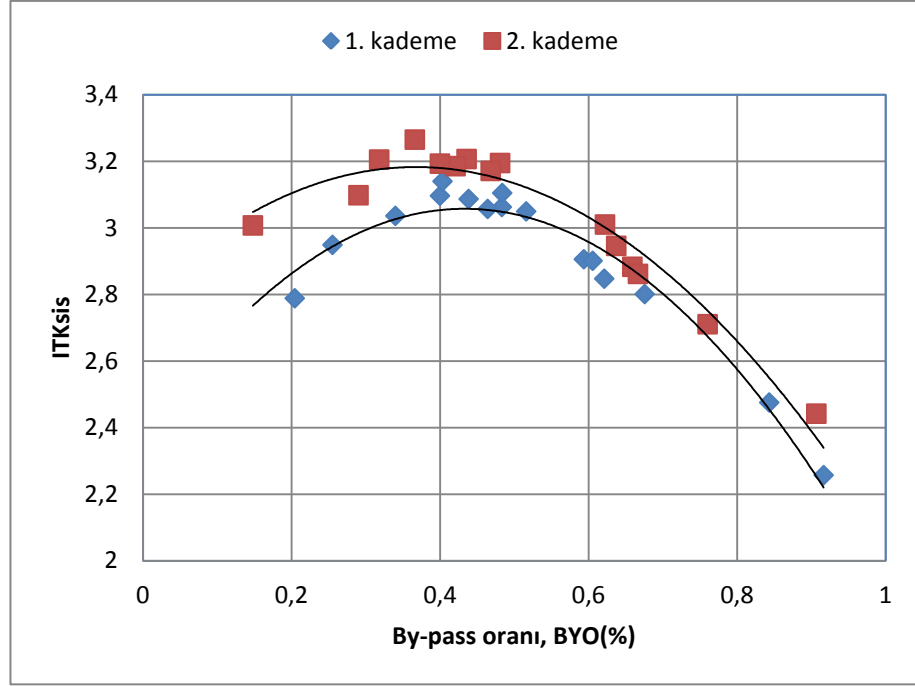
Şekil 4.13. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak toplam güç tüketiminin değişimi

Isı pompası performansını belirleyen parametre olan ısıtma tesir katsayısı bilindiği üzere, kompresörde harcanan enerjiye karşılık havaya verilen ısı miktarıdır. Isıtma tesir katsayısının yüksek hava debisinde, düşük hava debisine göre daha yüksek olduğu Şekil 4.14' den görülmektedir. Isı pompası ısıtma tesir katsayısının bypass oranının %50 değerinin üzerinde düştüğü gözlemlendi. Yüksek hava debisinde ısı pompası ısıtma tesir katsayısı değeri yaklaşık 4.8 civarında iken, %90 bypass oranı değerlerinde 3.6 değerine kadar azaldı. Düşük hava debisinde ise 4.2 civarında iken 3.2 değerine kadar düştü.



Şekil 4.14. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak ısı pompası ısıtma tesir katsayısının değişimi

Isı pompası performansının daha gerçekçi ölçüldüğü değer, tüm sistemin ısıtma tesir katsayısı olarak ifade edilmektedir. Tüm sistemin ısıtma tesir katsayısı, sistemde harcanan toplam güç tüketimine karşılık havaya verilen ısı miktarıdır. Güç tüketen eleman olarak kompresörün yanı sıra, nemli havayı sistemde dolaştıran radyal fanın çektiği güç de hesaba katıldı. Fanın çektiği güç de hesaba katıldığında, düşük hava debisinde elde edilen ısıtma tesir katsayısı değerinin, yüksek hava debisine göre daha yüksek olduğu belirlendi. Yine bypass oranı arttığında tüm sistemin ısıtma tesir katsayısı da düştü. Düşük hava debisinde, yaklaşık %50 bypass oranında ısıtma tesir katsayısı değeri 3.2 civarında iken, %90 bypass oranında 2.4 civarına kadar azaldı. Yüksek hava debisinde ise, %50 bypass oranında 3.1 iken, %90 bypass oranında 2.3 değerine kadar azaldı.



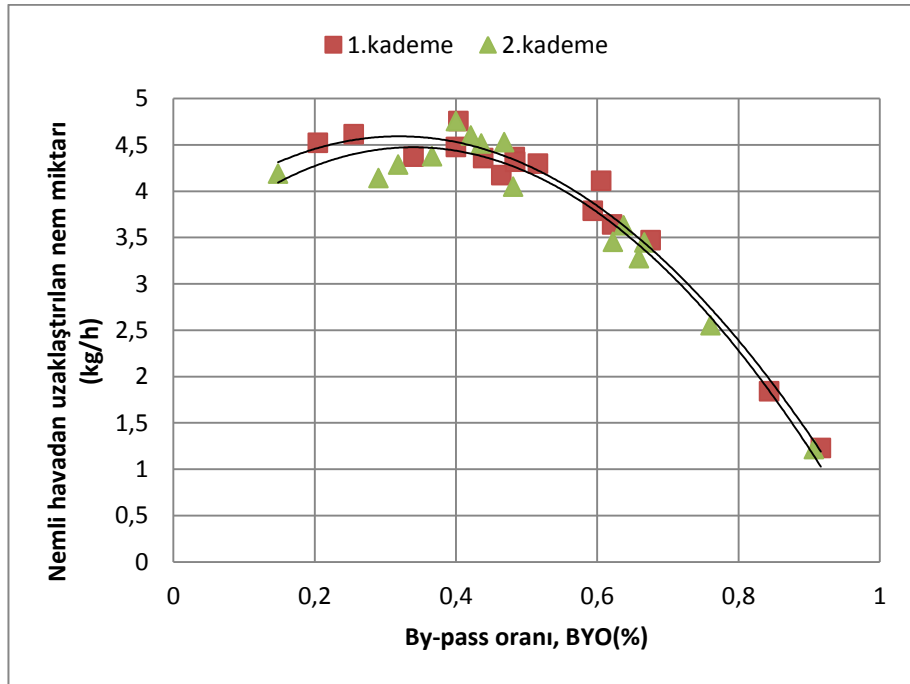
Şekil 4.15. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak tüm sistemin ısıtma tesir katsayısının değişimi

1 kg nemli havadan nemi uzaklaştırmak için gereken enerji miktarı “özellik nem uzaklaştırma oranı (SMER)” olarak tanımlanır. SMER değerinin bypass oranındaki artışla birlikte azaldığı görüldü. Bu düşüş, bypass oranındaki artışla birlikte, buharlaştırıcı yüzeyinden geçen hava miktarını azalmasının bir sonucudur. Bu çalışmada nemli havadan çekilen nem miktarı bypass oranına bağlı olarak, 1-4.5 kg/h arasında (Şekil 4.16), SMER değeri ise 1 ila 3.5 kg/kWh (Şekil 4.17) arasında değişti. Jolly ve ark. (1990) yaptıkları çalışma sonucunda, tasarladıkları ısı pompası destekli kurutma sisteminde SMER değerini 1-4 kg/kWh aralığında elde ettiler. Klasik havalı kurutma sistemlerinde ise bu değer 0.2 ila 0.6 kg/kWh aralığında değişmektedir.

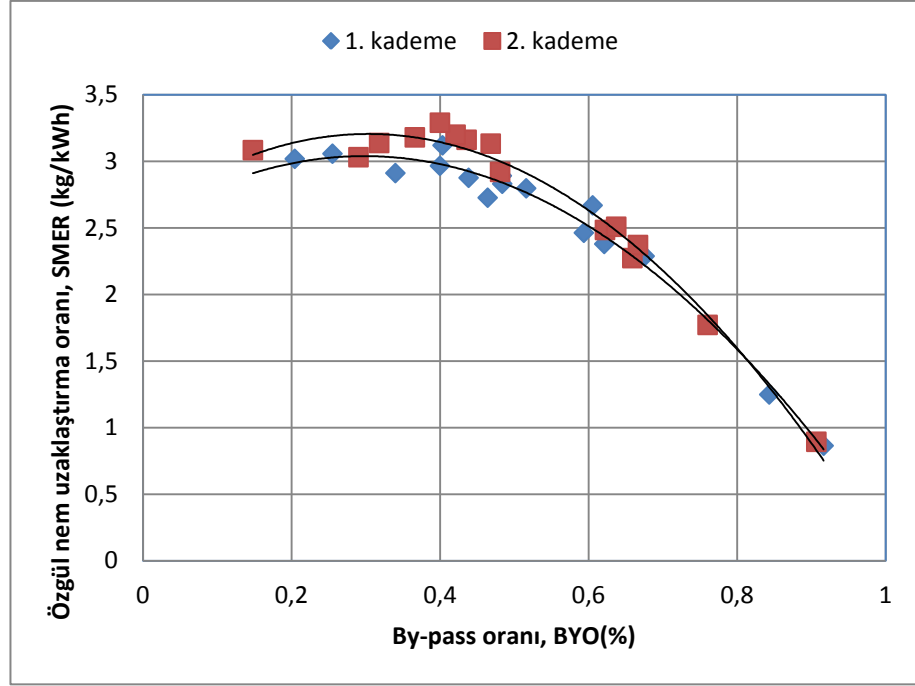
Chua ve ark. (2005)‘ e göre SMER değeri, bypass oranıyla önemli ölçüde etkilendi. Bypass oranının artırılması, SMER değerini düşürdü. Bypass oranının artışıyla birlikte, buharlaştırıcı boyunca daha düşük hava debisi ve hava hızı geçmesinden dolayı, buharlaştırıcıda hem ısı transferi hem de ısı transfer katsayısı azaldı. Hava nemini kontrol etmek amacıyla buharlaştırıcı boyunca havanın bypass edilmesi, ısı pompası destekli kurutucu performansında bir azalma olarak karşımıza çıktı.

Tai ve ark. (1982), maksimum SMER değerini, ITK değerinin maksimum olduğu şartlarda elde edildiğini açıkladılar fakat, daha sonraki çalışmalarda Jia ve ark. (1990) ve Prasertsan ve ark. (1998) maksimum ITK ve SMER değerlerinin aynı çalışma şartları altında oluşmasının gerekli olmadığını belirttiler. Oktay (2003)' a göre bu olay, kurutma sistemindeki proses havası ile ısı pompasında gerçekleşen soğutma arasındaki etkileşimin bir sonucudur. Bu etkileşim yüzünden ısı pompası ve kurutucu, birlikte değerlendirilmesi gereklidir.

Greeraert (1976) göre, toplam hava debisi miktarı artırıldığı zaman soğutucu akışkanın yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıkları arasındaki fark azalacaktır. Bu sistemin ITK ve SMER değerini iyileştirir fakat bu sonuçlar, kütleli debiye bağlı, fan gücü değişiminin dikkate alınmadığı durum için geçerlidir. Yaptığımız çalışmada, benzer olarak en yüksek ITK ve SMER değerleri düşük debi (2.kademe) için elde edildi. En yüksek debideki (2.kademe) fan gücünün yüksek olmasından dolayı tüm sistemin güç tüketimini arttırdığı görüldü.



Şekil 4.16. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak nemli havadan çekilen nem miktarının değişimi



Şekil 4.17. İki farklı hava hızı kademesi için bypass oranına bağlı olarak özgül güç tüketim değerinin değişimi

4.1.2. Isı pompası destekli kurutma ünitesinden elde edilen deneysel araştırma sonuçları ile matematiksel sonuçların karşılaştırılması

Isı pompası destekli kurutma ünitesinin matematik modelini oluşturmak için, ısı pompasını oluşturan her bir eleman için termodinamiğin 1.kanunu esas alınarak matematik ifadeler oluşturuldu. Isı pompası devresinde dolaşan R134a soğutucu akışkan özelliklerini veren bağıntılar için, Abou ziyen ve ark. (1997) tarafından geliştirilen korelesyonlar kullanılarak hesaplanırken hava ve suyun termodinamik ve termofiziksel özellikleri ise Güneş (1998) tarafından geliştirilen bağlantılar ile hesaplandı. Hava ve soğutucu akışkan arasındaki ısı taşınım katsayıları (bkz. denklem 3.88, denklem 3.90 ve denklem 3.91' den) elde edildi. Bilindiği gibi, ısı pompası temel elemanlarından olan buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda hava ile soğutucu akışkan arasında gerçekleşen ısı transferi ile buharlaşma ve yoğuşma işlemleri gerçekleşmektedir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda soğutucu akışkan ile hava arasındaki ortalama sıcaklık farkı 'Logaritmik sıcaklık farkı' metodu kullanılarak hesaplandı (bkz. denklem 3.73 ve denklem 3.79). Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için basit bir matematik model oluşturuldu.

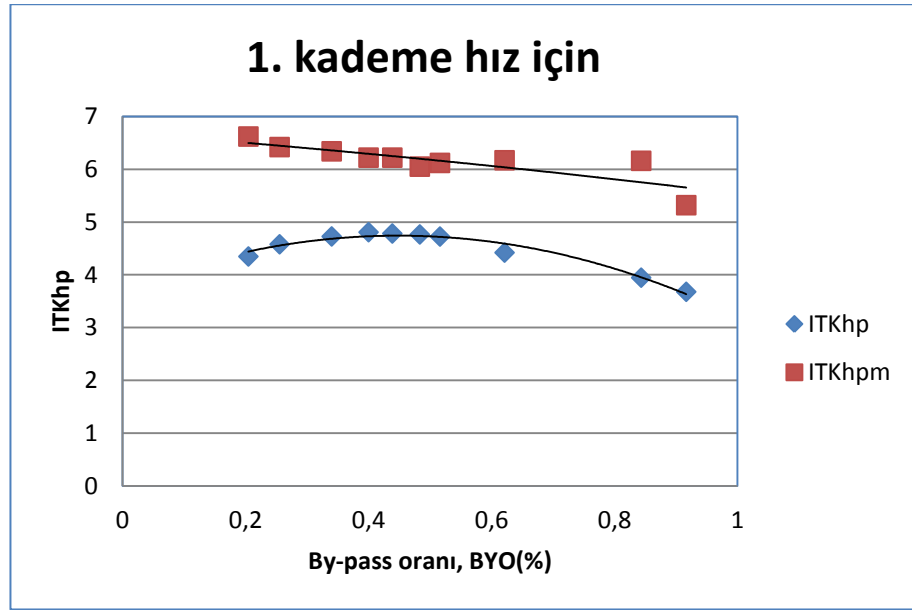
Isı pompası destekli kurutma ünitesinde matematik model oluşturulurken yapılan kabuller;

- Soğutucu akışkan boru hattında meydana gelen basınç düşümleri (Boru mesafeleri düşük)
- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu giriş ve çıkışındaki basınç düşümleri ihmal edildi.
- Faz değişimi esnasında buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları sabit kabul edildi.
- Kurutma odası içerisinde dolaşan havanın basınç kayıpları ihmal edildi.
- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu giriş ve çıkışındaki basınç düşümleri ihmal edildi.
- Kurutma ünitesi yalıtımlı olup, kanallardan çevreye olan ısı transfer geçişi ihmal edildi.

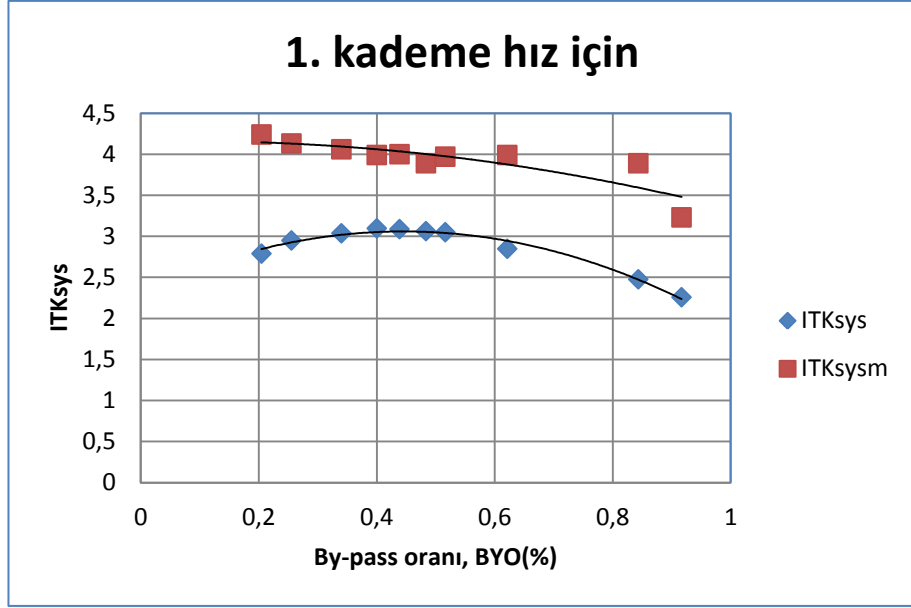
EK 5’de yapılan kabuller altında oluşturulan matematik model, bir akış diyagramı şeklinde sunulmuştur. Elde edilen bu akış diyagramı, ‘Turbo Pascal’ programlama dili yardımıyla çözümlenerek aşağıdaki grafikler elde edildi. Aşağıda deneysel olarak elde edilen sonuçlar ile, matematik model yardımıyla elde edilen sonuçlar, aynı grafikler üzerinde gösterilmiştir. Elde edilen grafiklerde meydana gelen sapmalar, yapılan kabuller ışığında gerçekleştirilen basit modellemelerden kaynaklanmaktadır.

● 1.kademe (Yüksek kademe) hız için yapılan karşılaştırma sonuçları

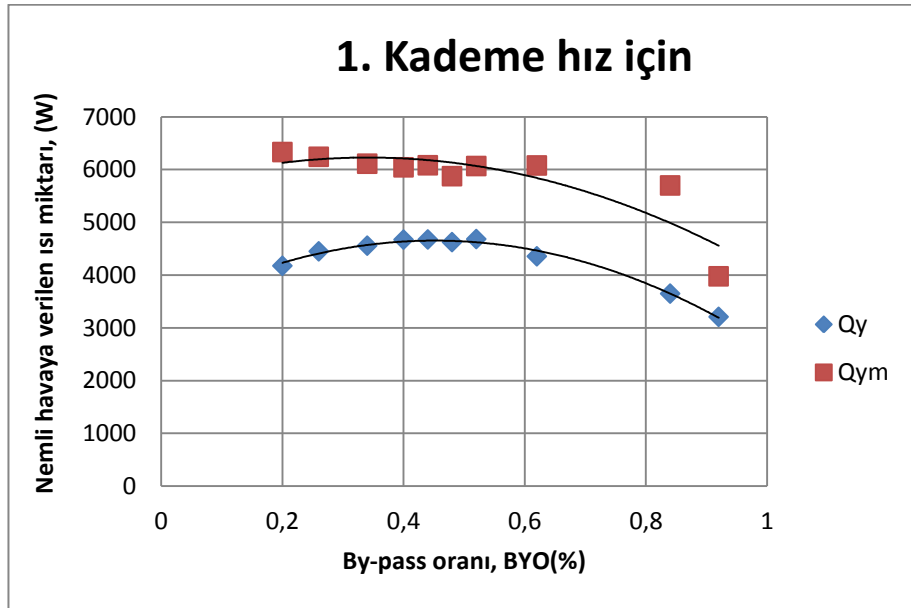
Yapılan kabuller ışığında kurulan matematik modelden elde edilen sayısal veriler, deneysel verilerle karşılaştırıldı ve aşağıda grafikler halinde sunuldu. Sayısal olarak elde edilen ITK değerleri, deneysel verilere göre yaklaşık %25 hatayla daha yüksek olarak elde edildi. 1. ve 2. kademe hız değerleri için sayısal ve deneysel verilerden elde edilen grafikler aşağıda verilmektedir.



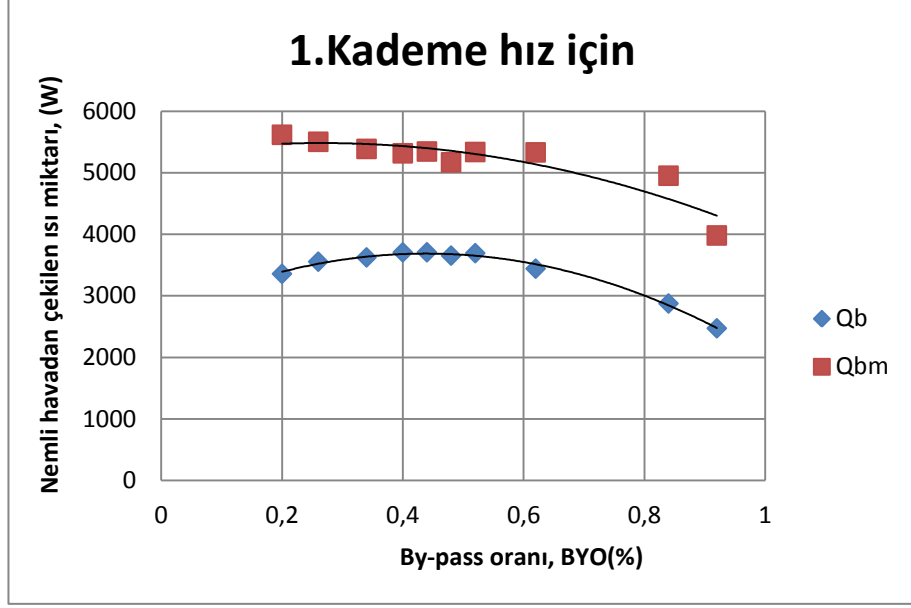
Şekil 4.18. 1. Kademe hız için bypass oranına bağlı olarak ısı pompası ısıtma tesir katsayısının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması



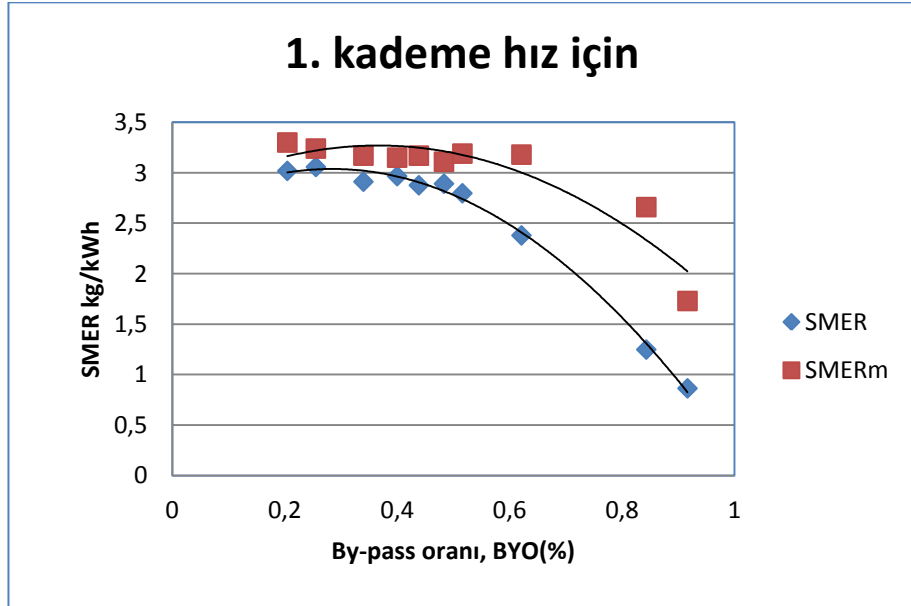
Şekil 4.19. 1. Kademe hız için bypass oranına bağlı olarak tüm sistemin ısıtma tesir katsayısının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması



Şekil 4.20. 1. Kademe hızı için bypass oranına bağlı olarak nemli havaya verilen ısı miktarının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması

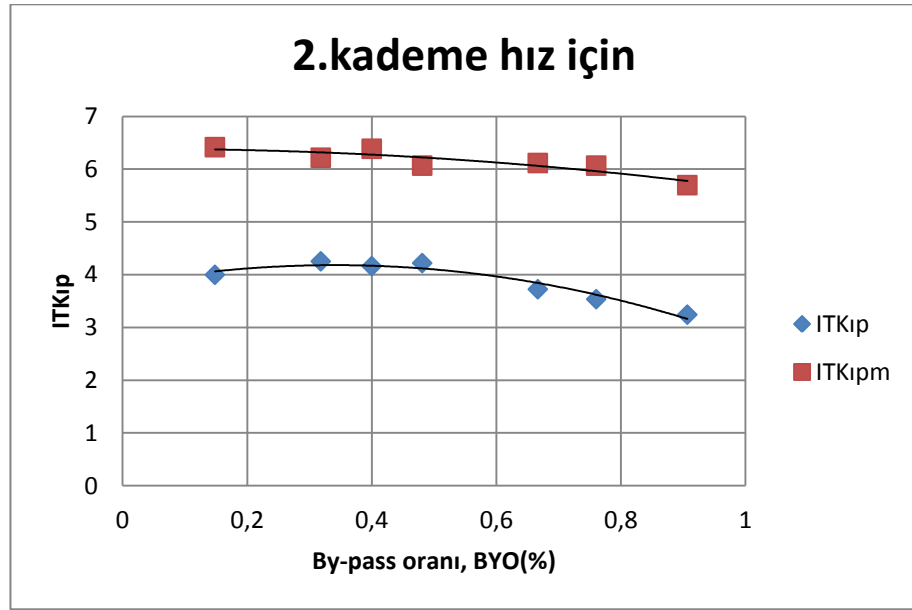


Şekil 4.21. 1. Kademe hızı için bypass oranına bağlı olarak nemli havadan çekilen ısı miktarının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması

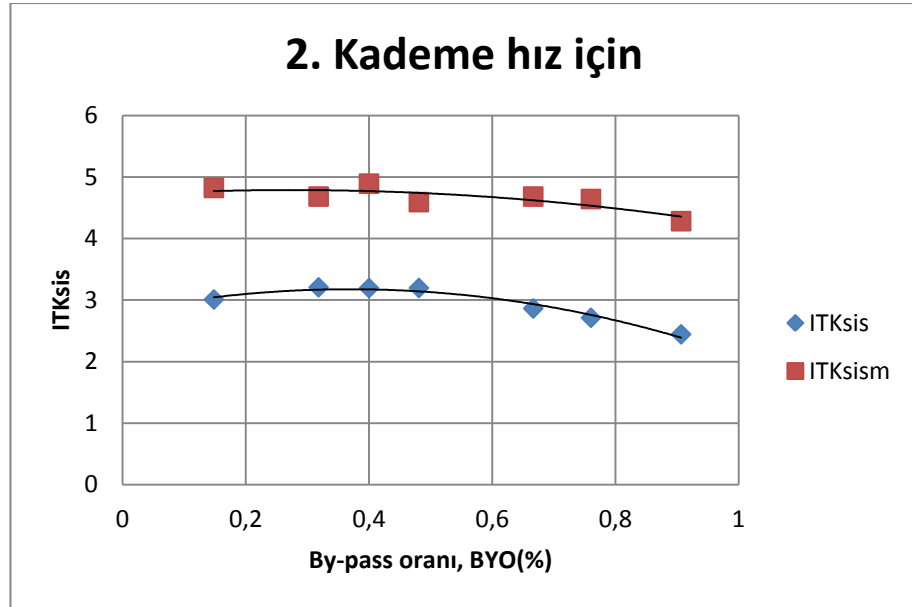


Şekil 4.22. 1. Kademe hızı için bypass oranına bağlı olarak özgül güç tüketim değeri deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması

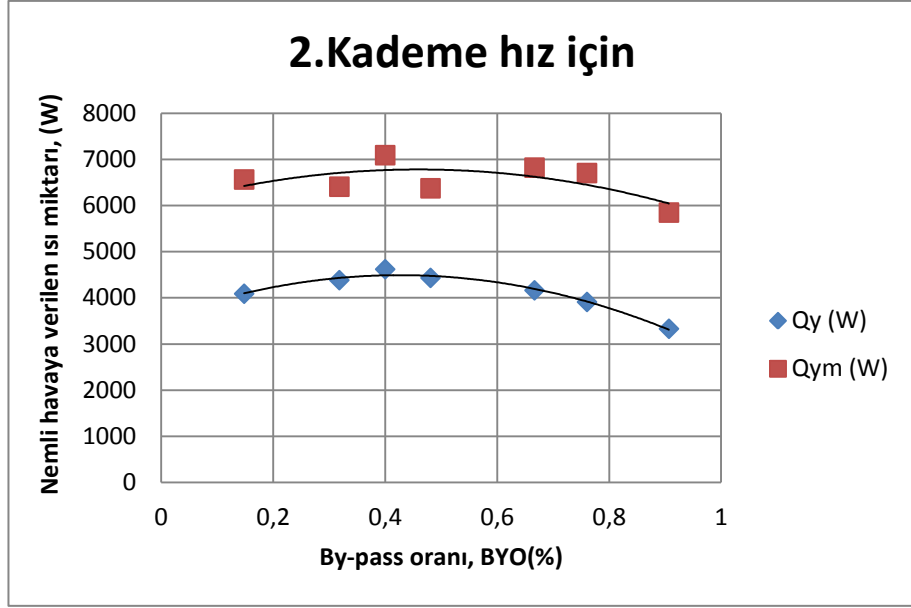
2.kademe hız için yapılan karşılaştırma sonuçları



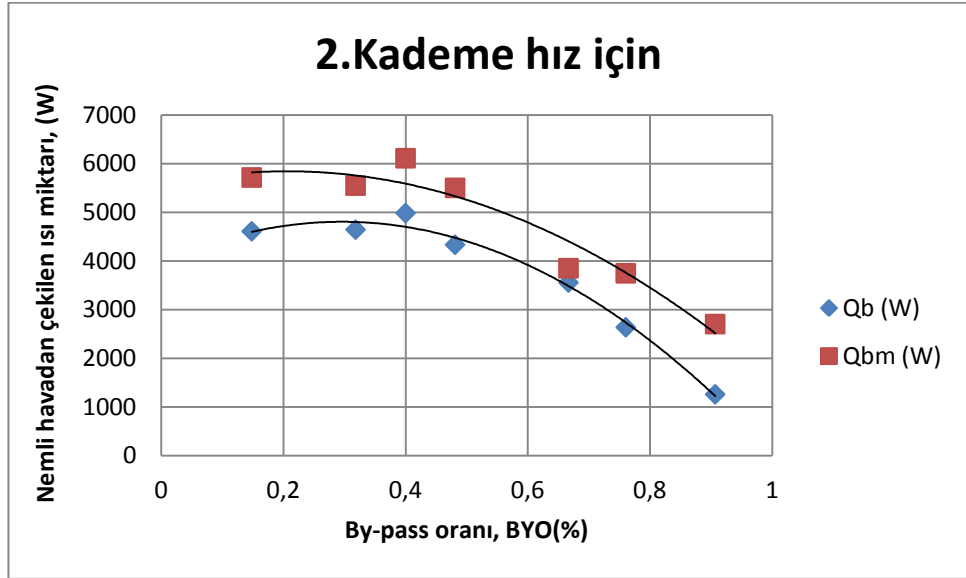
Şekil 4.23. 2. Kademe hız için bypass oranına bağlı olarak ısı pompası ısıtma tesir katsayısının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması



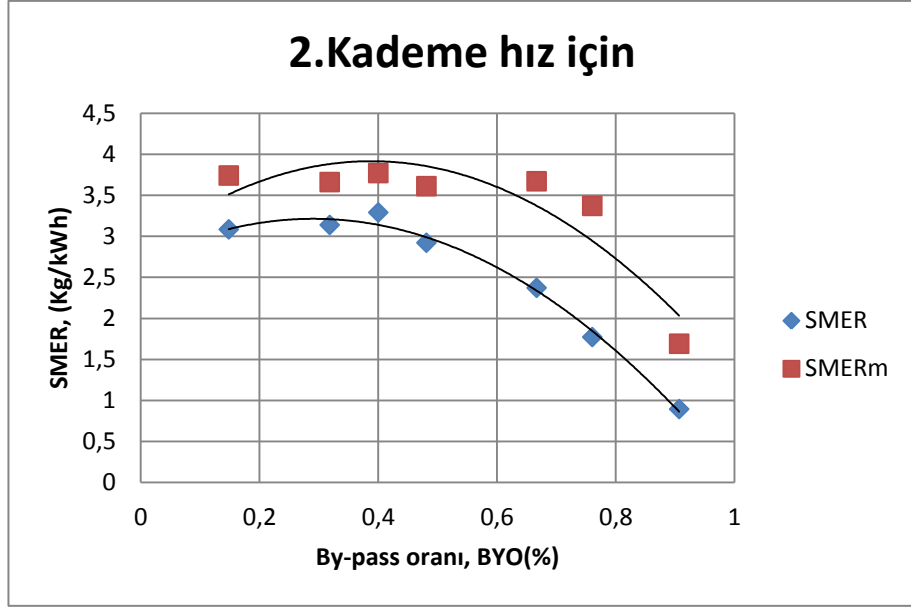
Şekil 4.24. 2. Kademe hız için bypass oranına bağlı olarak tüm sistemin ısıtma tesir katsayısının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması



Şekil 4.25. 2. Kademe hızı için bypass oranına bağlı olarak nemli havaya verilen ısı miktarının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması



Şekil 4.26. 2. Kademe hızı için bypass oranına bağlı olarak nemli havadan çekilen ısı miktarının deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması



Şekil 4.27. 2. Kademe hızı için bypass oranına bağlı olarak özgül güç tüketim değeri deneysel sonuçları ile matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması

4.2. Atık Sıvıdan Isı Geri Kazanım Amacıyla Kurulan Isı Pompası Test Ünitesinden Elde Edilen Deneysel Araştırma ve Matematik Model Sonuçları

4.2.1. Atık sıvıdan ısı geri kazanım amacıyla kurulan ısı pompası test ünitesinden elde edilen deneysel araştırma sonuçları

Bu çalışmada atık sıvının ısısından yararlanmak amacıyla bir prototip ısı pompası deney düzeneği tasarlandı ve imal edildi. Atık sıvı olarak su kullanıldı. Bu deney düzeneği üzerinde 2 farklı kompresör hızında (30 ve 50 Hz) farklı atık su sıcaklık ve debilerinde deneyler gerçekleştirildi. Bu deneyler sonucu ısı pompası performansına etki eden parametreler incelendi ve optimum çalışma şartları belirlendi.

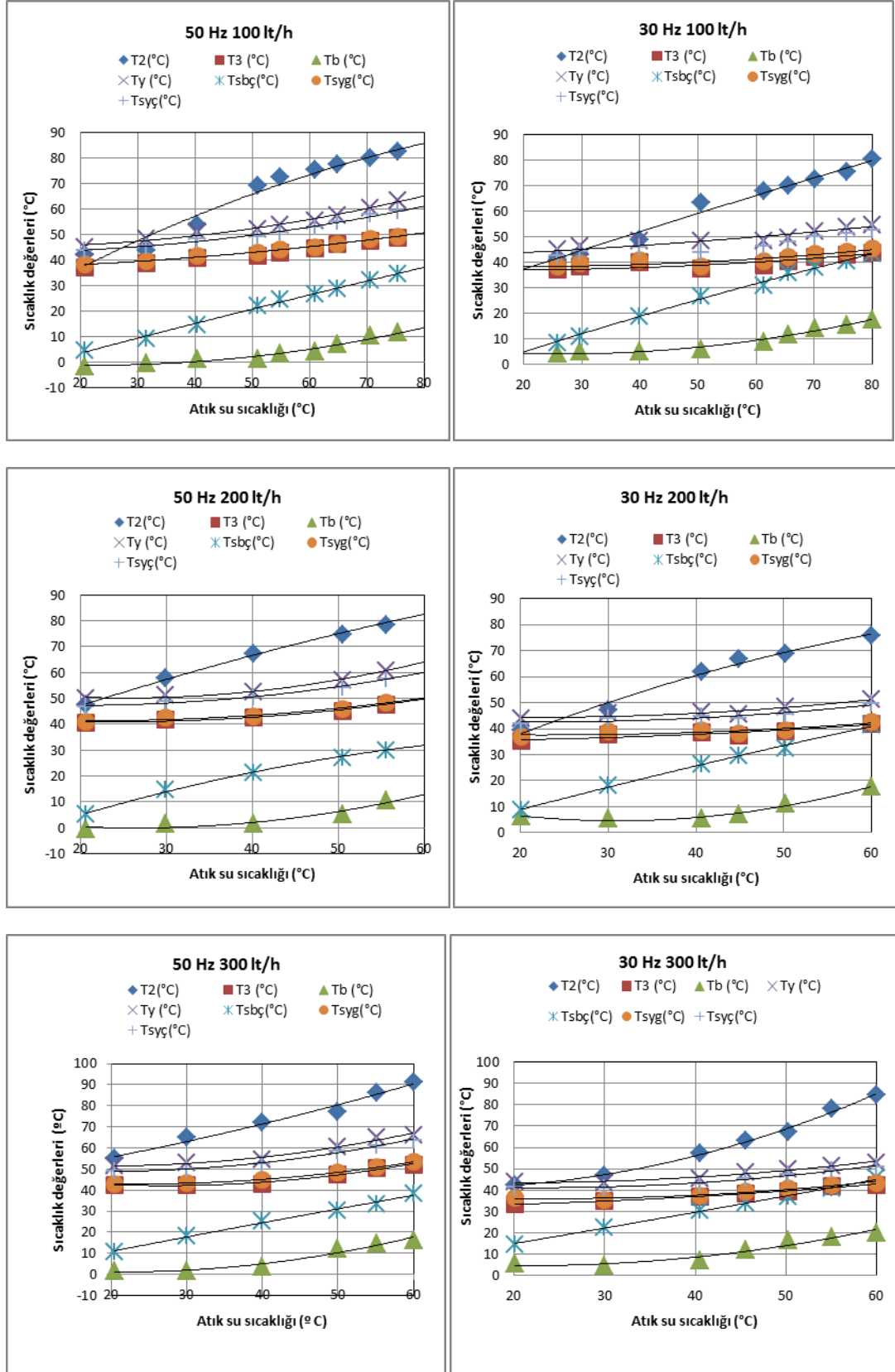
Sistem ilk olarak 50 Hz (2800 dev/dak) devirde çalıştırıldı. Farklı atık su debilerinde ve sıcaklıklarında gerçekleştirilen deneyler sonucunda ısı pompası test ünitesi işletme sıcaklıklarında meydana gelen değişimler Şekil 4.28' deki gibi elde edildi. Şekil 4.28'den görüldüğü üzere, buharlaştırıcıya giren atık su sıcaklığının artmasıyla birlikte tüm işletme sıcaklıkların arttığı görüldü. Frekans değiştirici cihaz yardımıyla 50 Hz frekans şartlarında çalışan kompresörün frekansı 30 Hz' e düşürülmek suretiyle kompresörün devri (1800 devir/dak) azaltıldı. Bu devirde ise 50 Hz hızdakine benzer şekilde atık su sıcaklığının artmasıyla birlikte tüm işletme sıcaklıkların arttığı görüldü. Kompresör çıkış sıcaklığının, atık su debisi ve sıcaklığıyla doğru orantılı olarak arttığı tespit edildi. Aynı atık su sıcaklığı için her iki kompresör devrinde de atık su debi artışına bağlı olarak, kompresör çıkış sıcaklıklarının arttığı gözlemlendi. Deneyler esnasında, düşük kompresör devrinde buharlaştırıcıya daha yüksek sıcaklıklarda atık su gönderilirken, kompresör sıcaklığının aşırı yükselmesi nedeniyle, yüksek kompresör devrinde yüksek sıcaklıkta atık su gönderilemedi. Maksimum kompresör çıkış sıcaklığına, 50 Hz kompresör hızında, en yüksek debide (300 lt/h) ve 60°C atık su sıcaklığında 91.2°C' ye ulaşılırken, 30 Hz kompresör hızında aynı debi ve sıcaklıkta 84.7°C olarak elde edildi.

Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının da atık su sıcaklık ve debilerine bağlı olarak arttığı gözlemlendi. 50°C atık su sıcaklığı için 50Hz kompresör hızında, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklık değerleri artarken, 30 Hz kompresör hızında buharlaşma sıcaklığında artış gözlenirken, yoğuşma sıcaklığında bir değişim gözlenmedi. 30 Hz kompresör hızında, 50 Hz' e göre daha yüksek buharlaşma sıcaklıkları elde edildi. 50 Hz

kompresör hızında 50°C atık su sıcaklığı için 100 lt/h atık su debisinde buharlaşma sıcaklığı 1.6°C iken, 30 Hz' de bu değer 6.2°C' olarak gözlemlendi.

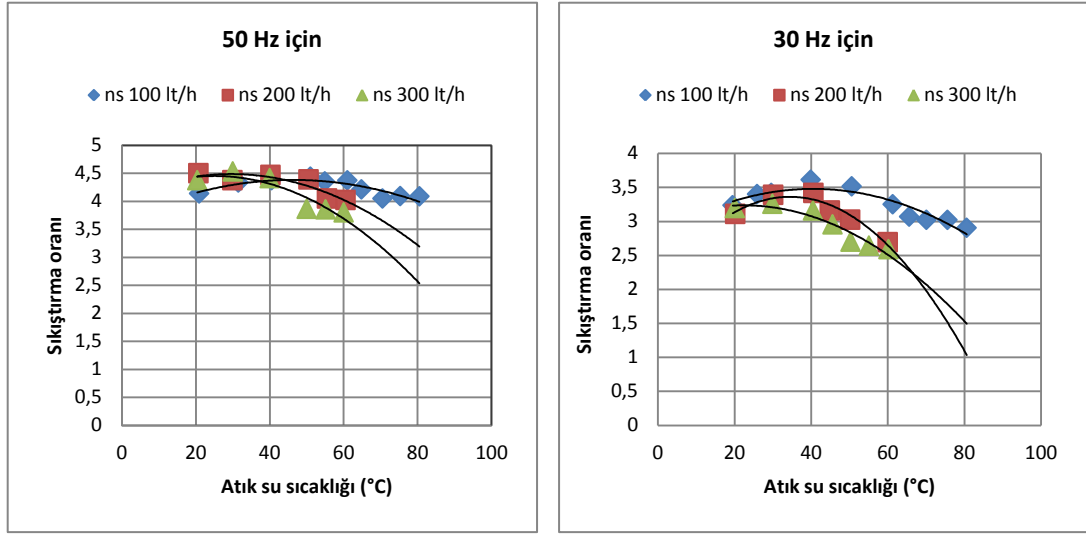
50 Hz kompresör hızında, 100 lt/h atık su debisinde, yoğuşma sıcaklığı 45°C' den 64°C' e yükselirken, 200 lt/h atık su debisinde 50°C' den 61°C' e, 300 lt/h atık su debisinde 51.4°C' den 66°C' e kadar yükseldi. 30 Hz kompresör hızında çalışılması durumunda ise 100 lt/h atık su debisinde, yoğuşma sıcaklığı 45°C' den 55°C' e yükselirken, 200 lt/h atık su debisinde 43.8°C' den 51.4°C' e, 300 lt/h atık su debisinde 43.8°C' den 53°C' e kadar yükseldi.

50 Hz devirde buharlaştırıcıdan çıkan atık su sıcaklıklarının, atık su giriş sıcaklıklarına bağlı olarak arttığı görüldü. 100 lt/h atık su debisi için 30°C atık su giriş sıcaklığına karşılık, çıkan atık suyun sıcaklığı yaklaşık 9°C iken, 50°C atık su giriş sıcaklığına karşılık ise yaklaşık 22°C olarak ölçüldü. Atık su debisi 300 lt/h' e arttırıldığında ise 30° atık su giriş sıcaklığına karşılık buharlaştırıcıyı 18°C' de terk ederken, 50°C atık su giriş sıcaklığına karşılık ise buharlaştırıcıyı 30°C' de terk ettiği gözlemlendi. 30 Hz için 100 lt/h atık su debisinde ise, 30°C atık su giriş sıcaklığına karşılık, buharlaştırıcıyı terk eden atık su sıcaklığı yaklaşık 11°C iken, 50°C atık su giriş sıcaklığına karşılık bu değer yaklaşık 27°C olarak ölçüldü. Atık su debisi 300 lt/h' e arttırıldığında ise, 100 lt/h debi için 30°C atık su giriş sıcaklığına karşılık, buharlaştırıcıyı terk eden atık su çıkış sıcaklığı yaklaşık 23°C olurken, 50°C atık su giriş sıcaklığına karşılık bu değer yaklaşık 37°C olarak ölçüldü. Yoğuşturucuda dolaşan soğutucu akışkanın ısısını alıp, fan-coil ünitesine bir pompa vasıtasıyla ulaştıran suyun yoğuşturucuya giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkının, atık su sıcaklıklarındaki artışla birlikte arttığı görüldü. 50 Hz kompresör hızında, 100 lt/h atık su debisinde yoğuşturucu girişindeki bu sıcaklık farkının değeri 4.4°C iken atık su sıcaklığındaki artışla birlikte yoğuşturucu çıkışında 9.9°C' e yükseldi. 300 lt/h atık su debisi için ise girişte 6.1°C olup, çıkışta 10.4°C' e ulaştı. Kompresör hızındaki düşüşle birlikte yoğuşturucuya giren ve çıkan su sıcaklıkları arasındaki fark da azaldı. 30 Hz kompresör hızında, 100 lt/h atık su debisinde yoğuşturucu girişindeki sıcaklık farkının değeri 4.1°C iken atık su sıcaklığındaki artışla birlikte yoğuşturucu çıkışında 7.4°C' e yükseldi ve 300 lt/h atık su debisi için ise girişte 5.1°C olan değer, çıkışta 7.3°C' e kadar arttı.



Şekil 4.28. 50 ve 30 Hz kompresör hızlarında farklı atık su debileri için, atık su sıcaklıklarına bağlı ısı pompası işletme sıcaklıklarının değişimi

50 ve 30 Hz devirlerde kompresör sıkıştırma oranlarındaki değişimler Şekil 4.29’ da gösterilmektedir. 50 Hz devir için sıkıştırma oranı 3.5 ile 4.5 aralığında değişirken, 30 Hz devirde ise bu değer 3.5 ile 2.5 aralığında değiştiği görüldü. Her iki kompresör hızında kompresör sıkıştırma oranları, atık su debileri ve sıcaklıklarındaki artışla birlikte azaldı.



(a)

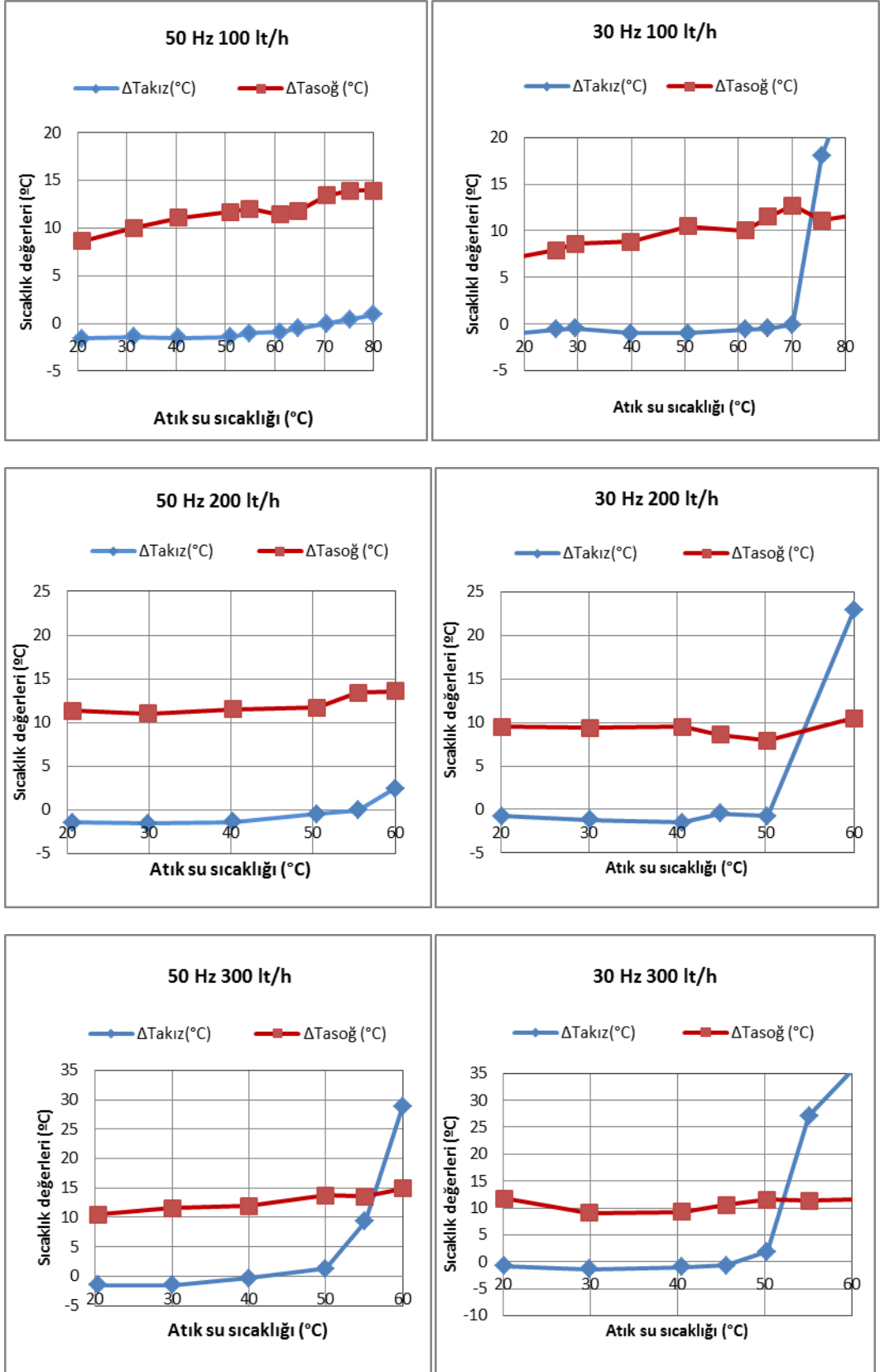
(b)

Şekil 4.29. 50 ve 30 Hz kompresör devirlerinde atık su debi ve sıcaklık değerine bağlı olarak sıkıştırma oranlarının değişimi

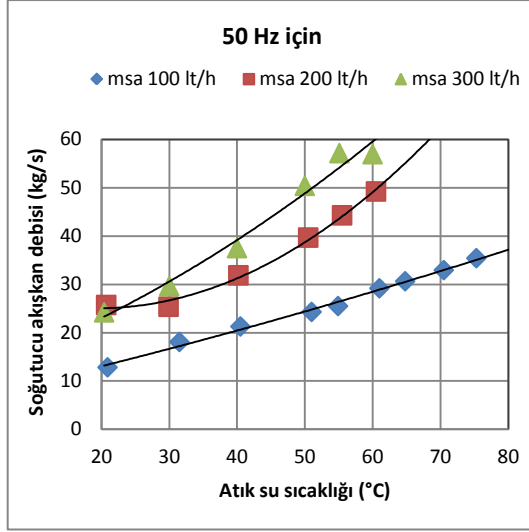
50 ve 30 Hz kompresör hızlarında aşırı soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklıklarının atık su sıcaklıklarına bağlı değişimi Şekil 4.30’ da verilmektedir. 50 ve 30 hz kompresör hızlarında her atık su debi kademesi için aşırı soğutma miktarının 10°C civarında seyrettiği ve atık su sıcaklığından etkilenmediği görüldü. Fakat aşırı kızdırma miktarlarında önemli değişimler meydana geldi. 50 Hz devirde tüm debi değerleri için aşırı kızdırma miktarı değerleri birbirine çok yakın iken (yaklaşık 0 °C), 300 lt/h debi ve 60 °C atık su sıcaklığında aniden yükselerek, 28.8 °C’ e değerine ulaştı. Bu değer 5-10°C arasında olması gerekmektedir. Bu değerlerin üstünde olması durumu, soğutucu akışkanın, atık suyun ısı kapasitesini karşılayamamasının bir göstergesidir. Yani yetersiz soğutucu akışkan durumu söz konusudur. Bu durumda soğutucu akışkan aşırı kızdırılarak, yüksek sıcaklıkta kompresöre dönmekte ve bunun sonucu kompresör çıkış sıcaklığı hızla yükselmektedir. Kompresör çıkış sıcaklığının yükselmesi, kompresörün

aşırı akım çekmesine ve motor sargılarının hasar görmesine neden olmaktadır. Kompresör çıkış şartlarının artışı, yoğunlaştırıcı çalışma sıcaklık ve basıncını da etkilemektedir. Bu yüzden, sistemin kuruluş aşamasında, sistem test ve ayar edilirken soğutucu akışkan ve gaz dengesi iyi kurulmalı ve bunu sağlarken, aşırı kızdırma değerinin normal sınır değer aralığında olmasına dikkat edilmelidir. Mümkünse çalışma şartları (atık su sıcaklık ve debisi) değiştirilmemelidir. Çalışma şartlarında herhangi bir değişiklik durumunda (daha yüksek sıcaklık ve debide atık su girişi), sistemin basınç değerlerinin yükselmesinden dolayı oluşabilecek hasar durumuna karşılık sisteme mutlaka basınç prosestatları konmalıdır.

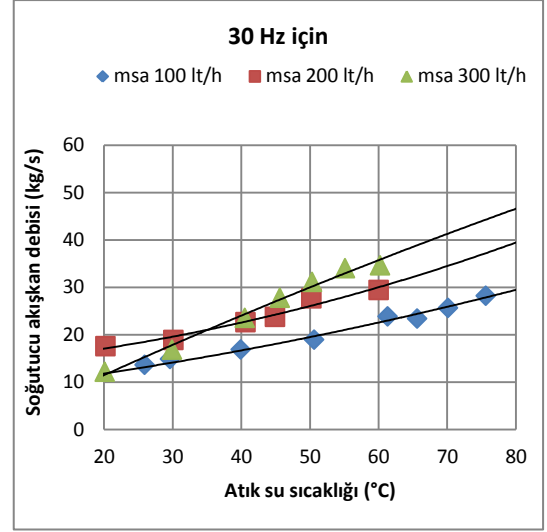
Aşırı kızdırma miktarındaki artış daha düşük kompresör devrinde (30 Hz' de) 100 lt/h debide 75°C' de (18°C' e ulaştı), 200 lt/h debide 60°C' de (22.9°C' e ulaştı) ve 300 lt/h debi de ise 55°C' de (27.1°C' e ulaştı) görüldü. Düşük kompresör hızında her atık su debi kademesinde aşırı kızdırma miktarının istenen değerin üzerine çıkmasının sebebi, düşük kompresör devrinde kompresörün süpürdüğü soğutucu akışkan debisinin azalmasıyla (Şekil 4.31) birlikte hacimsel verimin düşmesi yüzündendir (Şekil 4.32).



Şekil 4.30. 50 ve 30 Hz kompresör hızlarında aşırı kızdırma ve aşırı soğutma değerlerinin, atık su sıcaklığına bağlı değişimi

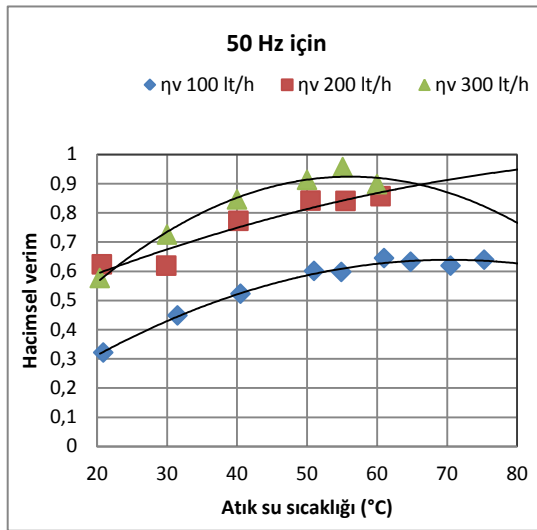


(a)

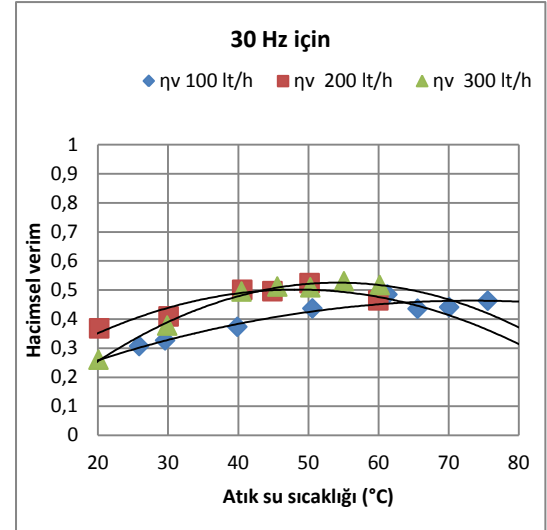


(b)

Şekil 4.31. 50 Hz (a) ve 30 Hz (b) kompresör devirlerinde farklı atık su debileri için, atık su sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan debilerindeki değişimi



(a)

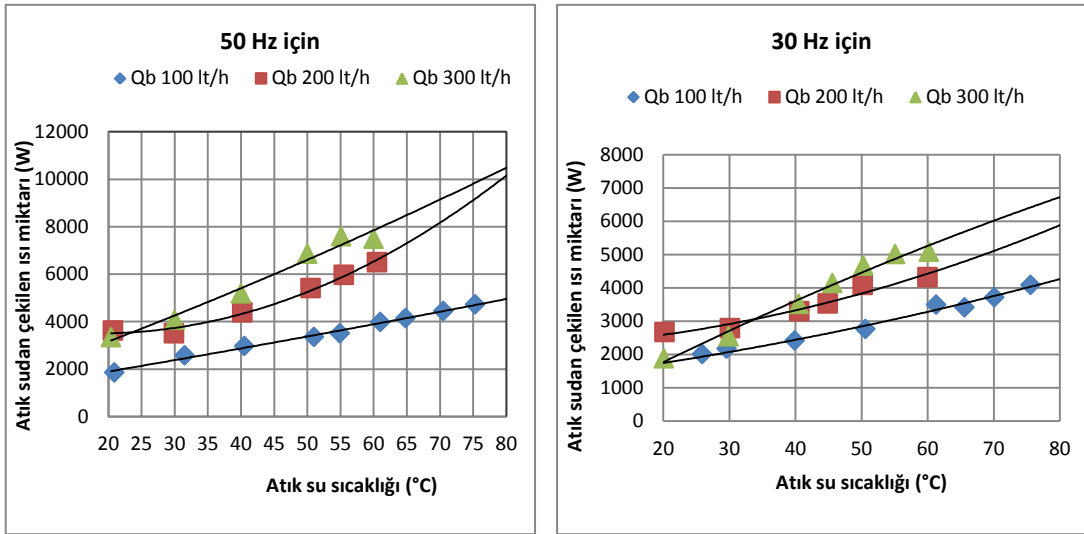


(b)

Şekil 4.32. 50 Hz (a) ve 30 Hz (b) kompresör devirlerinde farklı atık su debileri için, atık su sıcaklıklarına bağlı olarak hacimsel verimdeki değişim

50 Hz kompresör devrinde 100 ve 200 lt/h atık su debileri için atık sudan çekilen ısı miktarının, atık su sıcaklığı ve debisiyle doğru orantılı olarak arttığı görüldü. Atık su sıcaklıklarındaki artışla doğru orantılı olarak, 100 lt/h debi için atık sudan çekilen ısı

miktarı 2000 ila 4700 W aralığında değişirken, 200 lt/h için 3300 ila 6500 W aralığında, 300 lt/h için ise 3300 ila 7600W aralığında değişti (Şekil 4.33 a). Fakat 300 lt/h atık su debisi için 55°C atık su sıcaklık değerine kadar artış görülürken bu sıcaklık değerinden sonra soğutma kapasitesinde bir azalma eğilimi görüldü. Bunun sebebi, buharlaştırıcıya giren atık suyun ısı kapasitesinin, soğutucu akışkanın ısı kapasitesinden yüksek olmasından dolayıdır. 55°C atık su sıcaklığından sonra aşırı kızdırma miktarı değeri 10°C den 29°C’ değerine yükselmesi bunun bir göstergesidir. 30 Hz kompresör devrinde de 300 lt/h debi için 55C ‘e, 200 lt/h için 50C’ e, 100 lt/h için ise 60C’ e kadar bir artış mevcut, daha sonra artış hızında bir düşme görüldü (Şekil 4.33 b). Çünkü bu sıcaklık değerlerinden sonra aşırı kızdırma miktarlarında normalin üstünde değerler elde edildi. Bu kompresör devrinde atık sudan çekilen ısı miktarı değerleri, atık su sıcaklığındaki artışla doğru orantılı olarak, 300 lt/h debi için 1800 ila 5000 W arasında, 200 lt/h için 2600 ila 4300 W arasında, 100 lt/h için ise 200 ila 4000 W aralığında değiştiği belirlendi.



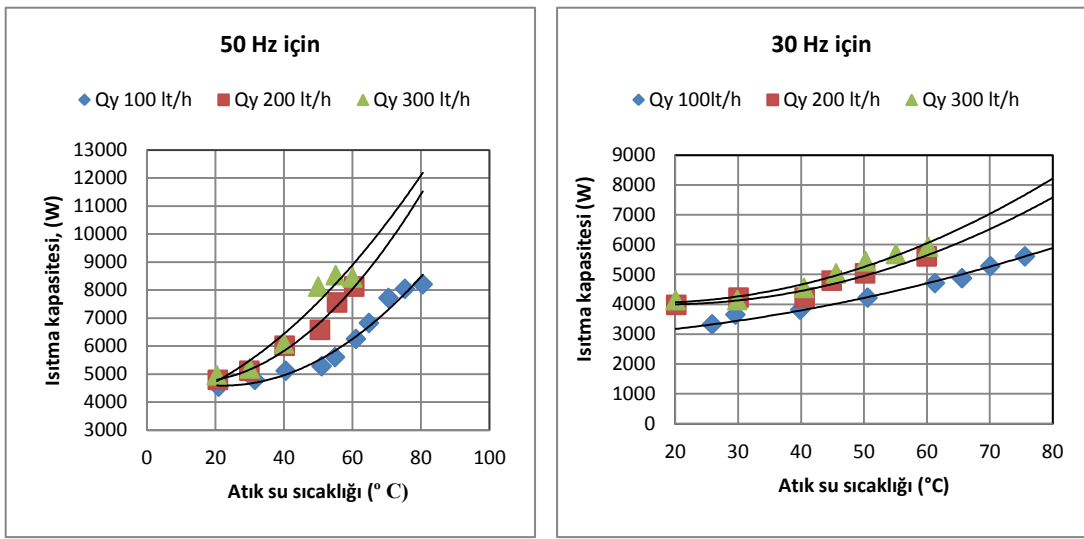
(a)

(b)

Şekil 4.33. 50 Hz (a) ve 30 Hz (b) kompresör devrinde farklı atık su debileri için atık su sıcaklıklarına bağlı olarak atık sudan çekilen ısı miktarı

Isıtma kapasite değerlerinin de atık su debileriyle orantılı olarak arttığı gözlemlendi (Şekil 4.34 a). Aynı ısıtma kapasitesine, daha yüksek debilerde daha düşük atık su sıcaklığı kullanılarak ulaşıldı. Örnek olarak 50 Hz kompresör devrinde, 8000 W ısıtma kapasitesine, 50°C’ de, 300 lt/h atık su debisi kullanılarak ulaşılırken, aynı kapasite, 100 lt/h debide 75°C’ lik atık suyu gönderilerek elde edildi. Yine buharlaştırıcıya 300 lt/h

atık su debisinde 60°C atık su gönderildiğinde, ısıtma kapasitesinde bir düşme meydana geldiği gözlemlendi. Bunun sebebi atık ısıdan çekilen ısı miktarında meydana gelen düşüşe bağlıdır. Buharlaştırıcıda atık ısıdan çekilen ısı miktarındaki düşüşe bağlı olarak, yoğuşturucuda atılan ısı miktarı da düştüğü gözlemlendi. 50 Hz kompresör devrinde yoğuşturucudan elde edilen ısıtma kapasitesi değerleri, atık su sıcaklık ve debilerindeki artışa bağlı olarak 4800 W ile 8500W aralığında değişirken, Şekil 4.34 b' den de görüldüğü üzere düşük kompresör devrinde (30 Hz) 3300 W ile 6000W aralığında değişti. Düşük kompresör devirlerinde sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının düşmesi yüzünde, yoğuşturucunun ısıtma kapasitesinin de düştüğü tespit edildi.

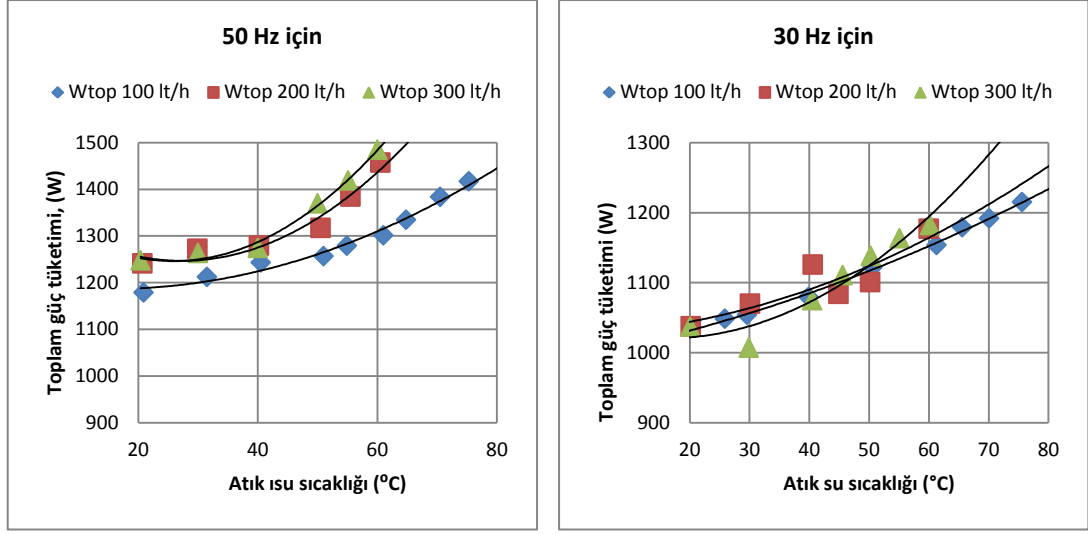


(a)

(b)

Şekil 4.34. 50 Hz (a) ve 30 Hz (b) kompresör devirlerinde ısıtma kapasitesinin, farklı su debileri için atık su sıcaklığına bağlı değişimi

50 Hz ve 30 Hz kompresör devirlerinde tüm sistemde harcanan enerji miktarı ise Şekil 4.35' de görüldüğü gibidir. 50 Hz için 20 ila 80°C atık su sıcaklığı kullanımında tüm sistemde mevcut elemanlar (fanlar, pompalar ve kompresör) tarafından tüketilen enerji miktarı 1200 W ila 1500 W arasında değişirken, 30 Hz için ise 1000 W ile 1200 W arasında değişti. Atık su sıcaklık ve debisinin artışıyla doğru orantılı olarak güç tüketimi de arttığı görüldü.



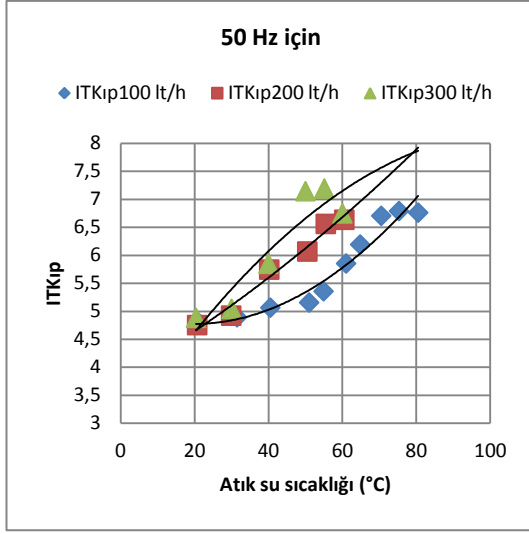
(a)

(b)

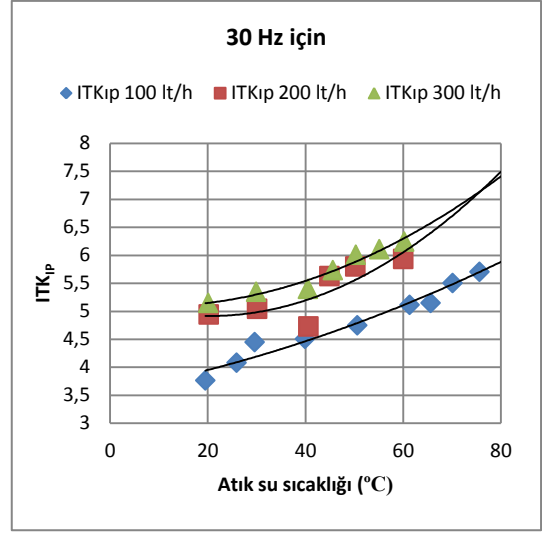
Şekil 4.35. 50 Hz (a) ve 30 Hz (b) kompresör devirlerinde toplam tüketilen güç miktarının farklı su debileri için atık su sıcaklığına bağlı değişimi

Isı pompası ve tüm sistemin performansı, atık su debilerine bağlı olarak arttığı gözlemlendi. 50 Hz için en yüksek ısı pompası performans katsayısı 300 lt/h debi ve 55°C atık su sıcaklığı için yaklaşık 7.2 olarak elde edilirken, tüm sistem için bu verim değeri 6 olarak elde edildi. Yine burada 300 lt/h ve 60°C şartlarında yoğuşturucudaki ısı kapasitesinin azalmasına bağlı olarak, ısı pompası ve tüm sistemin performansında bir düşüş gözlemlendi (Şekil 4.36).

Sistemde kompresörün yanı sıra mevcut tüm güç tüketen cihazların da (örneğin; pompalar ve fan) tükettiği güçler hesaba katıldığında elde edilen sistem performansı daha gerçekçi bir değer olarak karşımıza çıkmaktadır. 50 Hz devir için sistemin performans değeri 4 ile 6 arasında değişirken, sistemin performans değeri en yüksek 300 lt/h atık su debisi ve 55°C atık su sıcaklığı için 6 olarak elde edildi (Şekil 4.37 a). 30 Hz devir için ise sistemin performans değeri 3.2 ile 5 arasında değişirken, en yüksek verim 300 lt/h debi ve 60°C sıcaklık için 5 olarak elde edildi (Şekil 4.37 b).

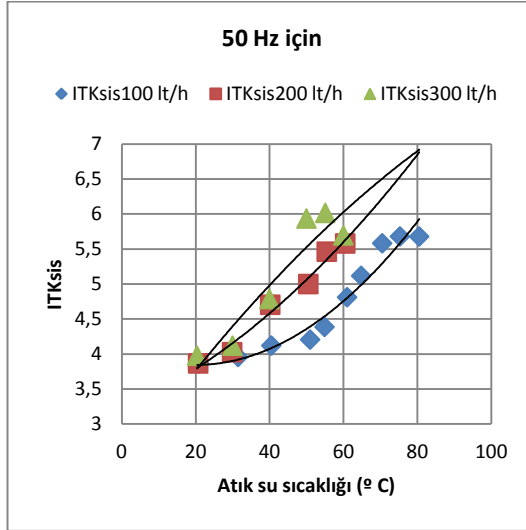


(a)

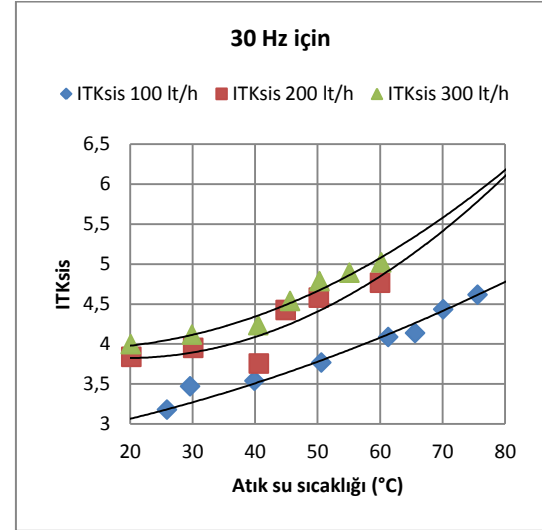


(b)

Şekil 4.36. 50 Hz (a) ve 30 Hz (b) kompresör devrinde farklı atık su debileri için ısı pompasının performans katsayısının atık su sıcaklığına bağlı değişimi



(a)



(b)

Şekil 4.37. 50 Hz (a) ve 30 Hz (b) kompresör devrinde farklı atık su debileri için tüm sistemin performans katsayısının atık su sıcaklığına bağlı değişimi

4.2.2. Atık sıvıdan ısı geri kazanım amacıyla kurulan ısı pompası test ünitesinden elde edilen deneysel araştırma sonuçları ile matematiksel sonuçların karşılaştırılması

Isı pompası yardımıyla atık ısıdan ısı geri kazanım amacıyla kurulan deney tesisatında oluşturulan her bir elaman için matematik ifadeler oluşturuldu. Su ve soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım katsayıları Yan ve Lin (1999) tarafından verilen bağıntılar ile hesaplandı. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda soğutucu akışkan ile su arasındaki ortalama sıcaklık farkı ‘Logaritmik sıcaklık farkı’ metodu kullanılarak hesaplandı (bkz. Denklem 3.24 ve Denklem 3.28). Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için basit bir matematik model oluşturuldu.

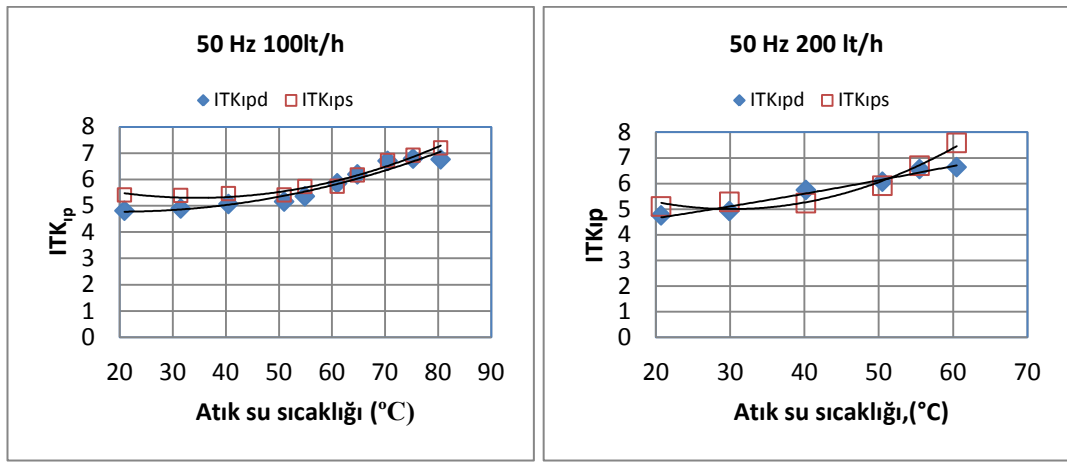
Isı pompası yardımıyla atık ısıdan ısı geri kazanım ünitesi matematik modeli oluşturulurken yapılan kabuller;

- Soğutucu akışkan boru hatlarında meydana gelen basınç düşümleri ihmal edildi.
- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda su ve soğutucu akışkan tarafı basınç düşümleri ihmal edildi.
- Çevrim boyunca buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları sabit olarak kabul edildi.
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda çevreye olan ısı transferi ihmal edildi.

Yapılan kabuller altında oluşturulan matematik model, EK 6’da gösterilen bir akış diyagramı şeklinde sunulmuştur. Elde edilen bu akış diyagramı, ‘Turbo Pascal’ programlama dili yardımıyla çözümlenerek aşağıdaki grafikler elde edildi. Aşağıda deneysel olarak elde edilen sonuçlar ile matematik model yardımıyla elde edilen sonuçlar, aynı grafikler üzerinde gösterilmiştir. Elde edilen grafiklerde meydana gelen sapmalar, yapılan kabuller ışığında gerçekleştirilen basit modellemelerden kaynaklanmaktadır.

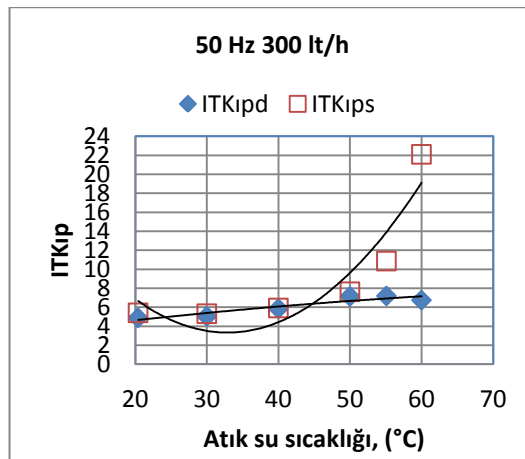
- **Kompresör devrinin 50 Hz olduğu durum için deneysel veriler ile matematiksel verilerin karşılaştırılması**

Kurulan matematiksel model sonucu elde edilen verilerle, deneysel çalışma sonucu elde edilen veriler grafikler halinde sunulmuştur. Şekil 4.38 ve 4.39’ da elde edilen deneysel ve sayısal ITK değerleri görülmektedir. Atık su sıcaklıklarındaki artışa bağlı olarak elde edilen sayısal değerler, deneysel verilerden yaklaşık %15 sapmayla daha yüksek olarak elde edildi. Aşırı kızdırma miktarının yüksek sıcaklıklarda artmasıyla beraber Şekil 4.38 (c) grafiğinde 55 ° C sıcaklığından sonra sayısal ve deneysel verilerde bozulmalar görüldü.



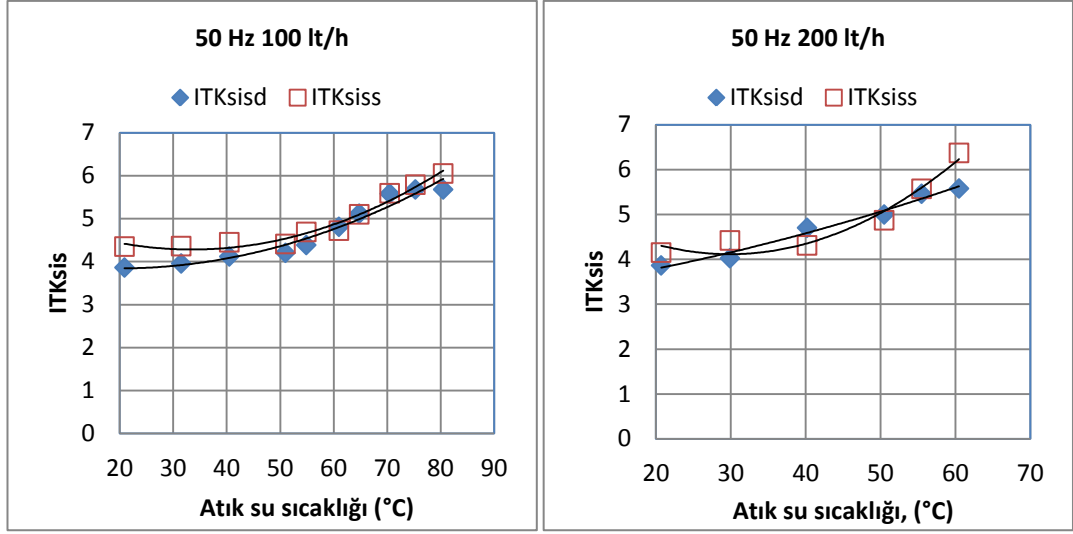
(a)

(b)



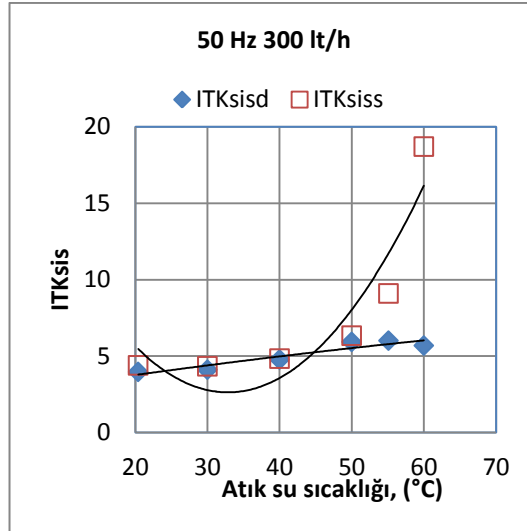
(c)

Şekil 4.38. 50 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı ısı pompasının performans katsayısının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması



(a)

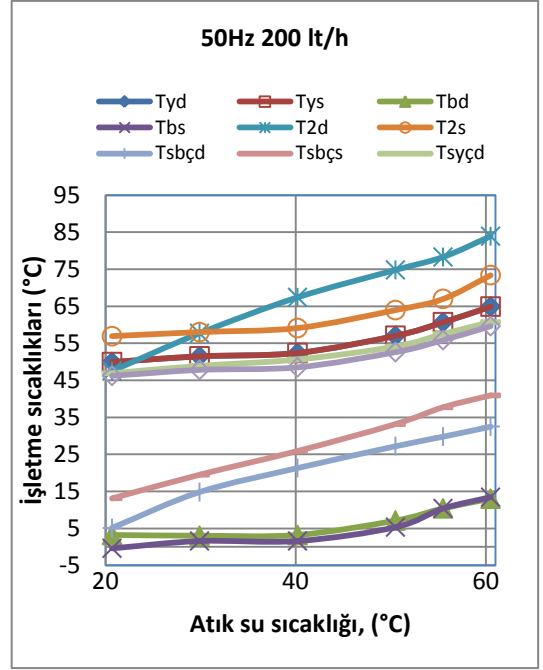
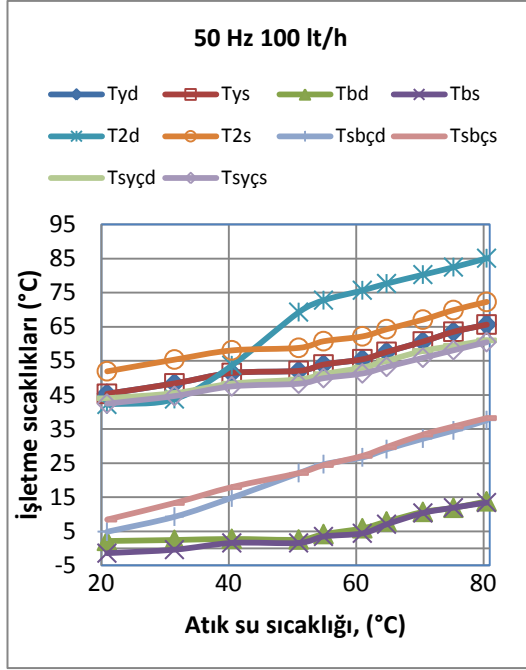
(b)



(c)

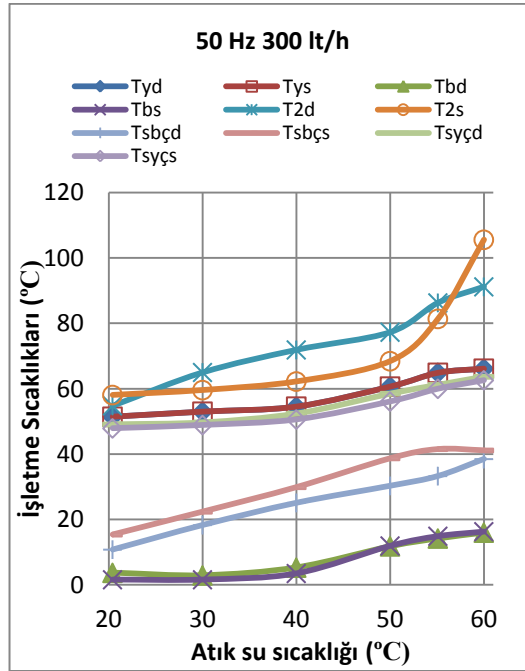
Şekil 4.39. 50 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı tüm sistemin performans katsayısının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması

Sayısal olarak elde edilen ısı pompası işletme sıcaklıklarının, deneysel verilerle oldukça yakın olarak elde edildi (Şekil 4.40). Sadece düşük atık su sıcaklıklarında kompresör çıkış sıcaklıklarında elde edilen verilerde sapma görüldü. Sayısal ve deneysel olarak elde edilen atık ısıdan çekilen ve yoğunlaştırucuda dolaşan suya verilen ısı miktarları da yaklaşık %20 hatayla elde edilirken, kompresör güç tüketim değerleri oldukça yakın olarak elde edildi.



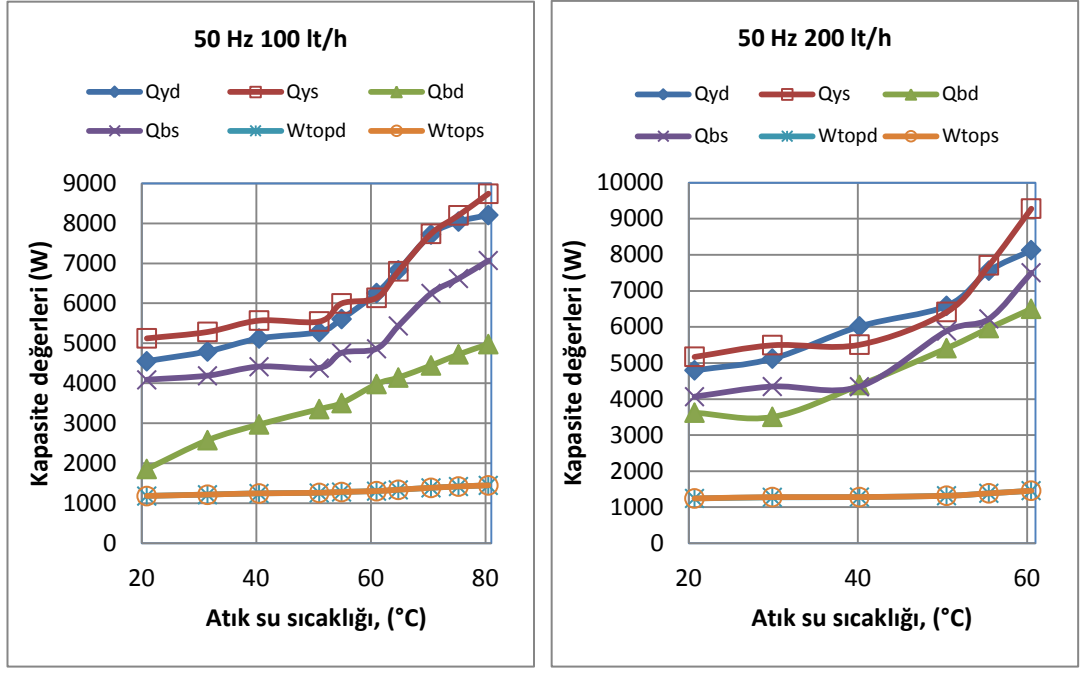
(a)

(b)



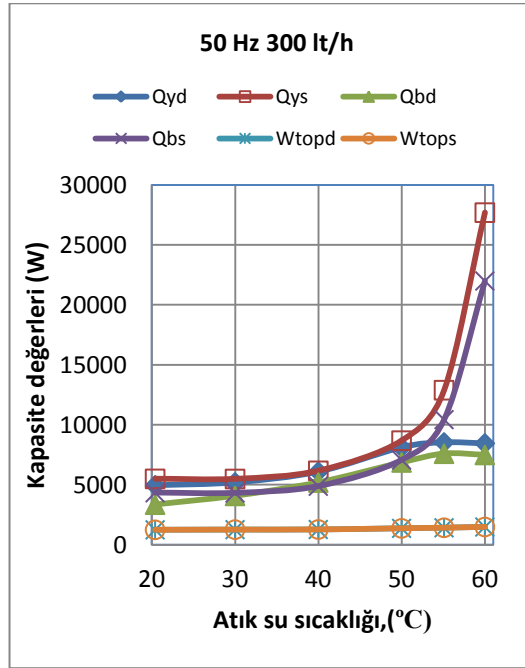
(c)

Şekil 4.40. 50 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı ısı pompası işletme sıcaklıklarının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması



(a)

(b)

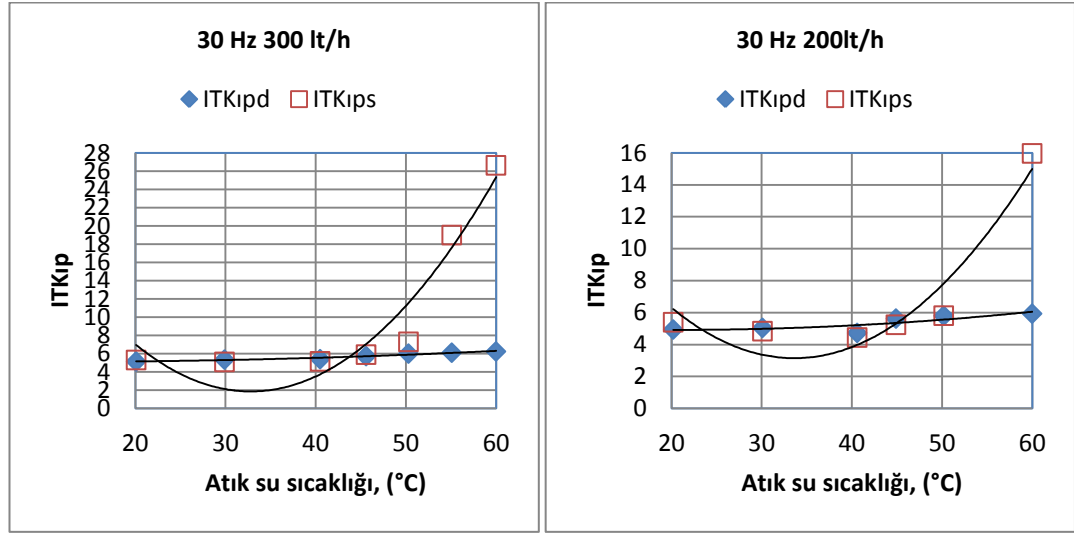


(c)

Şekil 4.41. 50 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı atık sudan çekilen ısı miktarı, ısıtma kapasitesinin ve toplam tüketilen güç miktarının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması

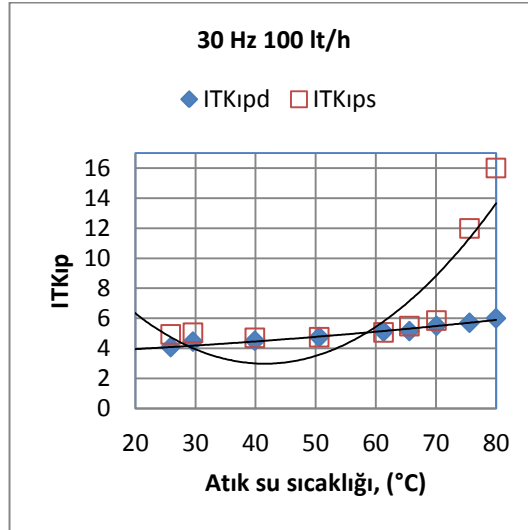
- Kompresör devrinin 30 Hz olduğu durum için deneysel veriler ile matematiksel verilerin karşılaştırılması

30 Hz kompresör hızında çalışılması durumunda edilen sayısal ve deneysel sonuçlar aşağıda grafikler halinde sunulmuştur. Burada da 50 Hz' e benzer şekilde sayısal veriler, deneysel verilere nazaran yaklaşık %15 sapmayla elde edildi.



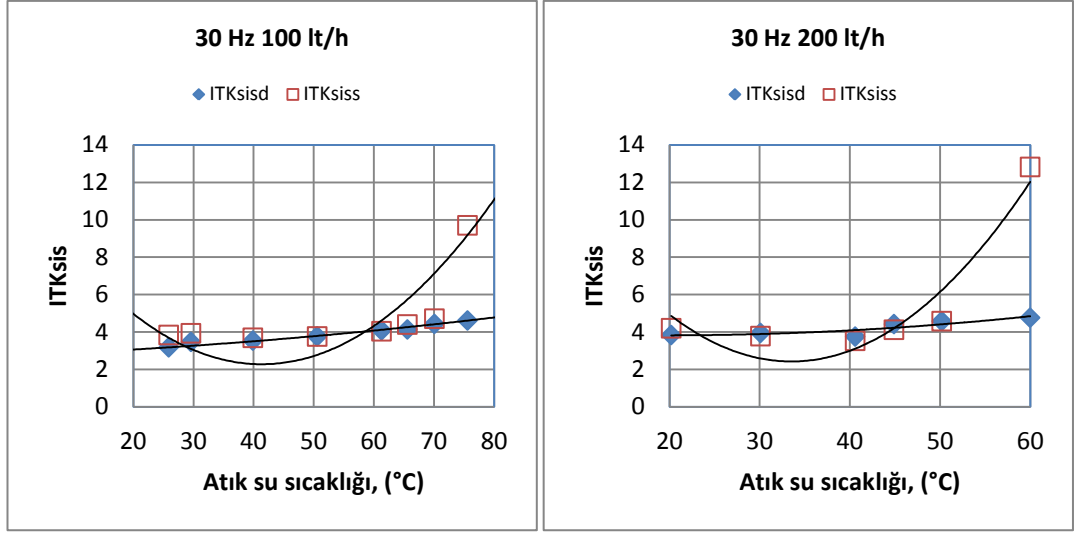
(a)

(b)



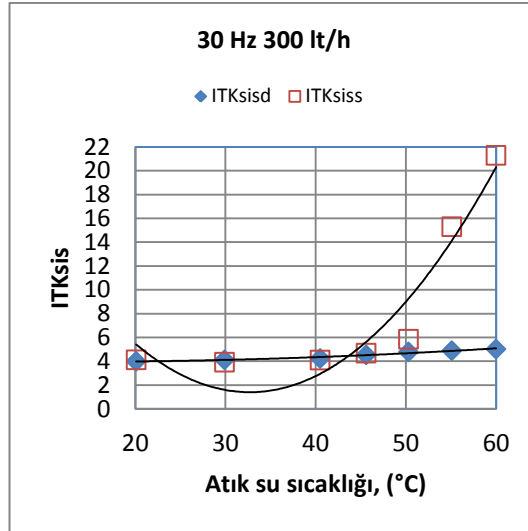
(c)

Şekil 4.42. 30 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı ısı pompasının performans katsayısının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması



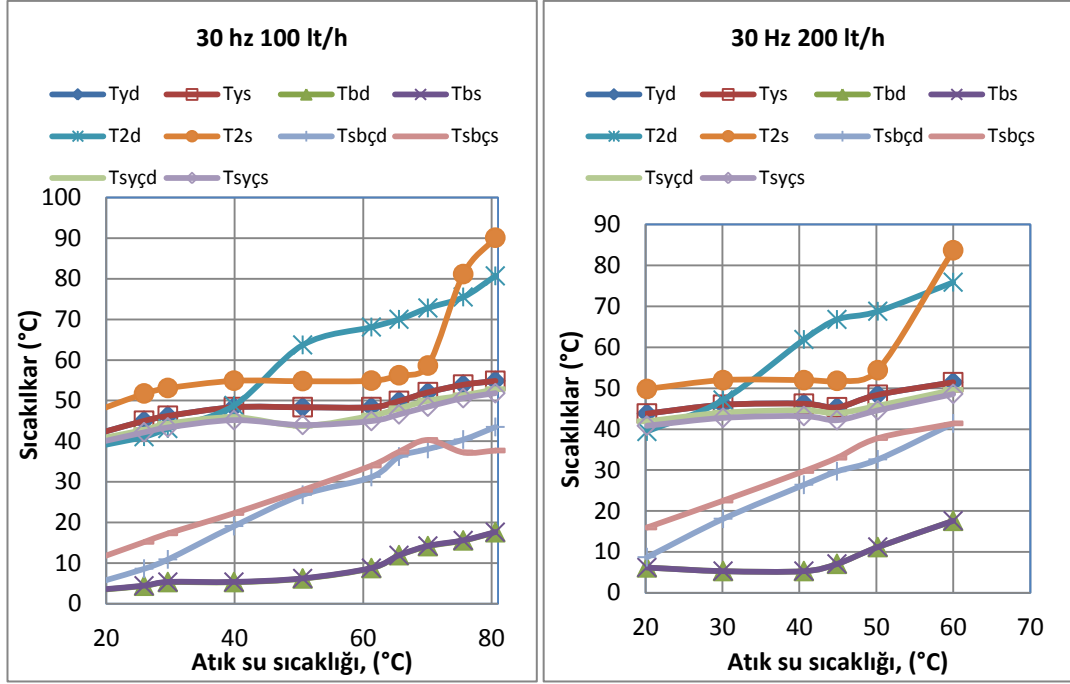
(a)

(b)



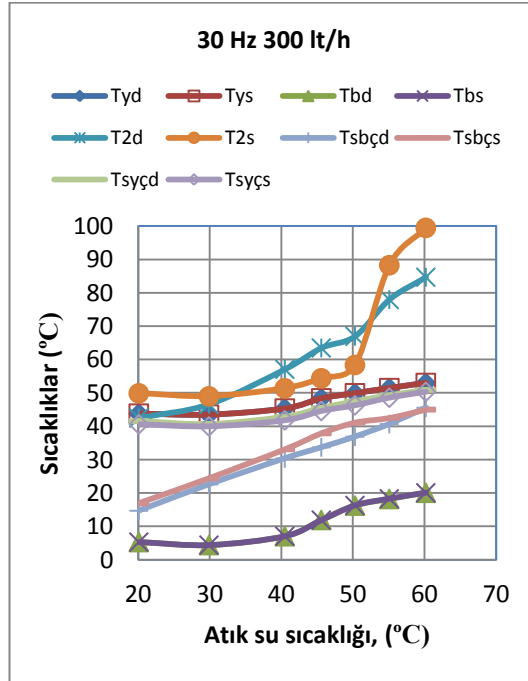
(c)

Şekil 4.43. 30 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı tüm sistemin performans katsayısının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması



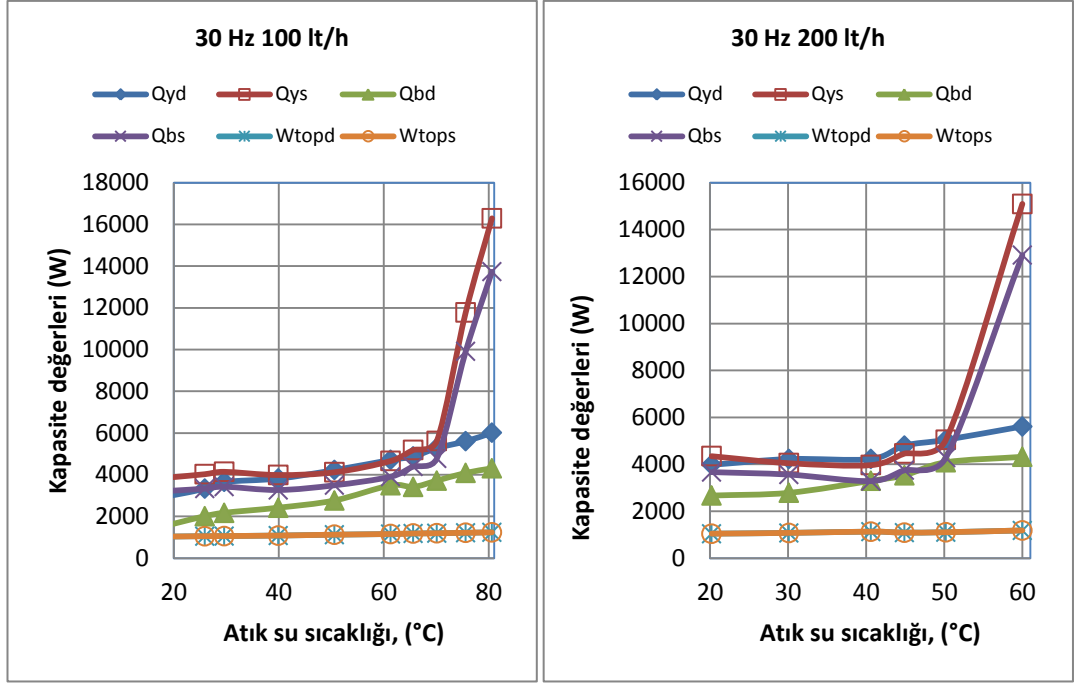
(a)

(b)



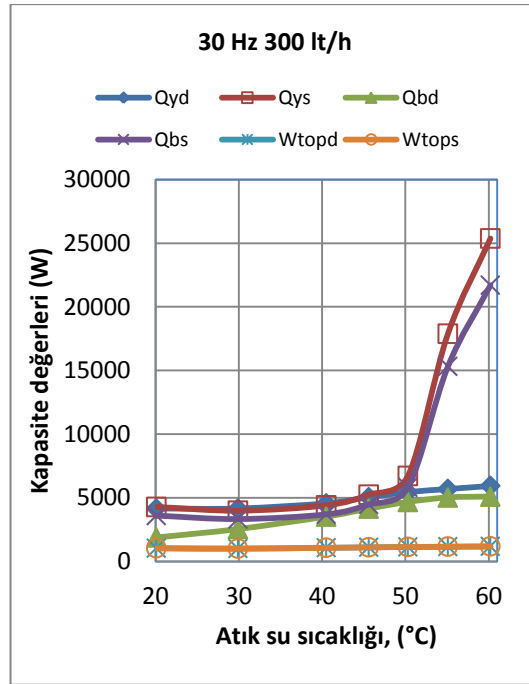
(c)

Şekil 4.44. 30 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı ısı pompası işletme sıcaklıklarının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması



(a)

(b)



(c)

Şekil 4.45. 30 Hz kompresör hızında, atık su sıcaklıklarına bağlı atık sudan çekilen ısı miktarı, ısıtma kapasitesinin ve toplam tüketilen güç miktarının değişiminin farklı atık su debileri için, deneysel ve matematiksel sonuçlarının karşılaştırılması

4.3. Ekonomik Analiz

Ölçülen ve hesaplanan deneysel sonuçların altında ısı pompası sistemleri ile bazı yakıtların maliyet karşılaştırılmaları yapılmıştır. Deneysel çalışmaların ekonomik analizleri yapılırken, kullanılan malzemelerin boyutlarının normal uygulamalara göre çok küçük olmasından dolayı tam olarak doğru sonucu vermesede aradaki farkı görmek açısından her iki deneysel çalışmanın ekonomik analizleri doğal gaz, elektrik ve fuel oil (6 numara) ile karşılaştırılmak suretiyle basit bir yöntem kullanılarak yapılmıştır.

4.3.1. Atık sıvıdan ısı geri kazanım amacıyla kurulan ısı pompası ile diğer bazı yakıtların ekonomik analizi

Çizelge 4.1. Isı pompası yardımıyla atık ısıdan ısı geri kazanım tesisatından ölçülen veriler

Tasarım parametreleri	Sembol	Değerleri
Sistemde dolaşan soğutucu akışkan		R134a
Yoğuşturucu sıcaklığı	T_y	61 °C
Buharlaştırıcı sıcaklığı	T_b	12 °C
Temiz su giriş sıcaklığı	$T_{ts\dot{g}}$	48,5 °C
Temiz su çıkış sıcaklığı	$T_{ts\dot{ç}}$	58,5 °C
Atık su giriş sıcaklığı	$T_{as\dot{g}}$	50 °C
Atık su çıkış sıcaklığı	$T_{as\dot{ç}}$	30,3 °C
Atık su miktarı	\dot{m}_{asu}	0,083 kg/s

Çizelge 4.2. Isı pompası yardımıyla atık ısıdan ısı geri kazanım tesisatından ölçülen verilere dayanılarak hesaplanan veriler

Hesaplanan parametreler	Sembol	Değerleri
Buharlaştırıcı kapasitesi	\dot{Q}_b	6862 W
Sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı	\dot{m}_s	0,05 kg/s
Yoğuşturucu kapasitesi	\dot{Q}_y	8128 W
Kompresör kapasitesi	\dot{W}_k	1138 W
1.Pompa kapasitesi	\dot{W}_{P1}	40 W
2.pompa kapasitesi	\dot{W}_{P2}	67 W
Fan kapasitesi	\dot{W}_{fan}	125 W
Toplam güç tüketimi	\dot{W}_{top}	1370 W
Temiz su debisi	\dot{m}_{tsu}	0,194 kg/s
Isıtma tesir katsayısı	ITK	5,93

Projenin maliyetine teşkil eden temel elemanların maliyeti bu konularda üretim, satış ve montaj yapan çeşitli firmalar ile T.C. Bayındırlık ve İskan Bakanlığı Yapı İşleri Tesisat Birim Fiyat ve Tarifeleri (2011) ‘ ten alınmıştır. Toplam teçhizat tutarı 2500 TL dir.

Yatırım maliyeti hesaplanırken aşağıdaki maliyetlerin de göz önüne alınması gerekmektedir. Bunlar sırasıyla ekipman, mühendislik, bağlantılar ve kablolar, montaj, testler ve ayarlar, üretim kayıpları, beklenmeyen harcamalar olup toplam tahmini maliyet 4500 TL dir. Karşılaştırma yapılan enerji türleri ile ilgili teknik veriler bursagaz firmasından alınmıştır (<http://www.bursagaz.com/Yakit-Karsilastirmasi/233/5401/Eylul-2011-Sanayi-Yakit-Karsilastirmasi.html>).

Çizelge 4.3. Bazı yakıtların güncel ekonomik verilerinin karşılaştırılması

Enerji Türü	Birim Fiyat	Isıl Değeri	Verim	Formül	TL/1000 Kcal
Isı pompası	0,2070 TL	860 Kcal/kg	%593	$0,2070 \times 1000 / (860 \times 5,93)$	0,04058
Doğal Gaz(sanayi)	0,5718 TL	8250 Kcal/m ³	%93	$0,5718 \times 1000 / (8250 \times 0,93)$	0,07452
Elektrik	0,2070 TL	860 Kcal/kg	%99	$0,2070 \times 1000 / (860 \times 0,99)$	0,24312
Fuel Oil (6 numara)	1,6610 TL	9562 Kcal/kg	%80	$1,6610 \times 1000 / (9562 \times 0,80)$	0,21713

- **Doğal gaz ile ısı pompasının yıllık enerji tasarrufu oranı açısından karşılaştırılması**

$$\dot{Q}_y = 8128W = 8,128kW = 8,182 kJ / s = 29260,8 kJ / h$$

Çizelge 4.3’de görüldüğü üzere, Doğal gazın 1000 Kcal (4180 kJ) için maliyet gideri 0,07452 TL’dir.

1 Kcal= 4,18 kJ eşitliğinden yararlanılarak;

29260 kJ ‘ lik enerji değerinin doğal gaz ile karşılaması için gerekli olan maliyet gideri $\frac{29260 \times 0,07452}{4180} = 0,5216 TL/h$ hesaplanır.

Isı pompası toplam güç tüketiminden (Kompresör, Pompalar ve Fan) dolayı harcanan elektrik maliyeti :

Isı pompasının 4180 kJ güç elde etmesi için gerekli olan maliyet: 0,04058 TL'dir.

Isı pompası toplam güç tüketimi: 1370 W=1,370 kW= 4932 kJ/ h

4932 kJ/h toplam güç tüketimi olan ısı pompası için saatlik maliyet 0,0478 TL/h'dir.

Toplam Kazanç = 0.5216 (TL/h) - 0.0478 (TL/h) = 0.4738 TL/h (saatlik)

İşletmenin günde ortalama 20 saat çalıştığı ve yılda 300 iş gün çalıştığı düşünülürse doğal gaza göre yıllık tasarruf miktarı;

0.4738 TL x 20 saat x 300 gün = 2843 TL (yıllık tasarruf miktarı)

Bir yatırımın ekonomik olup olmadığının değerlendirmek için birkaç metot vardır. Bunlardan en basiti geri ödeme metodudur. Bu ise yatırımda sarf edilen tüm paranın geri alınması için geçen süredir (Etemoğlu ve ark.2006).

$$\text{Geri ödeme süresi}(Ay) = \frac{\text{Yatırım maliyeti}}{\text{Yıllık tasarruf miktarı}} \times 12$$

$$\text{Geri ödeme süresi}(Ay) = \frac{4500 \text{ TL}}{2843 \text{ TL}} \times 12 = 19 \text{ Ay}$$

- **Elektrik enerjisi ile ısı pompasının yıllık enerji tasarrufu oranı açısından karşılaştırılması**

$$\dot{Q}_y = 8128W = 8,128kW = 8,182 \text{ kJ} / s = 29260,8 \text{ kJ} / h$$

Çizelge 4.3'den görüldüğü üzere, Elektrik enerjisinin 1000 Kcal (4180 kJ) için gideri: 0,24312 TL

29260 kJ enerji değerinin elektrik enerjisi ile karşılanması için gerekli olan gider:

$$\frac{29260 \times 0,24312}{4180} = 1,70 \text{ TL/h} \text{ olarak hesaplanır.}$$

Isı pompası toplam güç tüketiminden (Kompresör, Pompalar ve Fan) dolayı harcanan elektrik maliyeti :

Isı pompasının 4180 kJ güç elde etmesi için gerekli olan maliyet: 0,04058 TL'dir.

Isı pompası toplam güç tüketimi: 1370 W=1,370 kW= 4932 kJ/ h

4932 kJ/h toplam güç tüketimi olan ısı pompası için saatlik maliyet 0,0478 TL/h'dir.

Toplam Kazanç = 1,70 (TL/h) - 0.0478 (TL/h) = 1,652 TL/h (saatlik)

İşletmenin günde ortalama 20 saat çalıştığı ve yılda 300 iş gün çalıştığı düşünülürse elektrik enerjisine göre yıllık tasarruf miktarı ;

1,652 TL/h x 20 saat x 300 gün = 9912 TL

$$\text{Geri ödeme süresi}(Ay) = \frac{\text{Yatırım maliyeti}}{\text{Yıllık tasarruf miktarı}} \times 12$$

$$\text{Geri ödeme süresi}(Ay) = \frac{4500 \text{ TL}}{9912 \text{ TL}} \times 12 = 5,5 \text{ Ay}$$

- **Fuel oil (6 nolu) ile ısı pompasının yıllık enerji tasarrufu oranı açısından karşılaştırılması**

$$\dot{Q}_y = 8128W = 8,128kW = 8,182 \text{ kJ} / s = 29260,8 \text{ kJ} / h$$

Çizelge 4.3'den görüldüğü üzere, Fuel Oil'in 1000 Kcal(4180 kJ) için gideri: 0,21713 TL

29260 kJ enerji değerinin Fuel Oil ile karşılanması için gerekli olan gider $\frac{29260 \times 0,21713}{4180} = 1,52 \text{ TL/h}$ olarak hesaplanır.

Isı pompası toplam güç tüketiminden (Kompresör, Pompalar ve Fan) dolayı harcanan elektrik maliyeti:

Isı pompasının 4180 kJ güç elde etmesi için gerekli olan maliyet: 0,04058 TL'dir.

Isı pompası toplam güç tüketimi: 1370 W=1,370 kW= 4932 kJ/ h

4932 kJ/h toplam güç tüketimi olan ısı pompası için saatlik maliyet 0,0478 TL/h'dir.

Toplam Kazanç = 1,52 (TL/h) - 0.0478 (TL/h) = 1,4722 TL/h (saatlik)

İşletmenin günde ortalama 20 saat çalıştığı ve yılda 300 iş gün çalıştığı düşünülürse fuel oile göre yıllık tasarruf miktarı ;

1,4722 TL/h x 20 saat x 300 gün = 8833 TL

$$\text{Geri ödeme süresi}(Ay) = \frac{\text{Yatırım maliyeti}}{\text{Yıllık tasarruf miktarı}} \times 12$$

$$\text{Geri ödeme süresi (Ay)} = \frac{4500 \text{ TL}}{8833 \text{ TL}} \times 12 = 6 \text{ Ay}$$

Çizelge 4.4. Isı pompası yardımıyla atık ısıdan ısı geri kazanımının bazı yakıtlar ile ekonomik açıdan karşılaştırılması

Karşılaştırılan enerji türü	Yıllık enerji tasarrufu (TL)	Geri ödeme süresi (ay)
Doğal gaz	2843	19
Elektrik	9912	5,5
Fuel oil	8833	6

4.3.2. Isı pompası destekli kurutma işlemi ile diğer bazı yakıtların ekonomik analizi

Projenin maliyetine teşkil eden temel elemanların maliyeti bu konularda üretim, satış ve montaj yapan çeşitli firmalar ile T.C. Bayındırlık ve İskan Bakanlığı Yapı İşleri Tesisat Birim Fiyat ve Tarifeleri (2011) ‘ ten alınmıştır. Toplam teçhizat tutarı 2000 TL’ dir.

Yatırım maliyeti hesaplanırken aşağıdaki maliyetlerin de göz önüne alınması gerekmektedir. Bunlar sırasıyla ekipman, mühendislik, bağlantılar ve kablolar, montaj, testler ve ayarlar, üretim kayıpları, beklenmeyen harcamalar olup toplam tahmini maliyet 3000 TL dir. Karşılaştırma yapılan enerji türleri ile ilgili teknik veriler bursagaz firmasından alınmıştır (<http://www.bursagaz.com/Yakit-Karsilastirmasi/233/5401/Eylul-2011-Sanayi-Yakit-Karsilastirmasi.html>).

Çizelge 4.5. Isı pompası destekli kurutma tesisatından ölçülen ve hesaplanan parametreler

Ölçülen parametreler	Sembol	Değer	Biri m
Ortalama hava hızı	V_h	1,52	m/s
A noktası hava sıcaklığı	T_A	25,2	°C
B noktası hava sıcaklığı	T_B	17,4	°C
C noktası hava sıcaklığı	T_C	20,8	°C
D noktası hava sıcaklığı	T_D	33,5	°C
A noktası bağıl nem değeri	Φ_A	89	-
B noktası bağıl nem değeri	Φ_B	95	-
C noktası bağıl nem değeri	Φ_C	88,1	-
D noktası bağıl nem değeri	Φ_D	46,4	-
Isı pompası alçak basınç değeri	P_b	3,93	bar
Isı pompası yüksek basınç değeri	P_y	10,12	bar
Hesaplanan parametreler			
Sistemde dolaşan hava debisi	m_h	0,35	kg/s
By-pass oranı(BYO)	BYO	0,44	-
Kompresör güç tüketimi	W_k	1091	W
Fan güç tüketimi	W_f	337	W
Yoğuşan su miktarı	$m_{yoğ}$	0,0012	kg/s
Soğutucu akışkan debisi	m_{sa}	0,0224	kg/s
Buharlaştırıcı kapasitesi	Q_b	4772	W
Yoğuşturucu kapasitesi	Q_y	4581	W
Isı pompası ısıtma tesir katsayısı	ITK_{ip}	4,2	-
Tüm sistemin ısıtma tesir katsayısı	ITK_{sis}	3,21	-

Çizelge 4.6. Bazı yakıtların güncel ekonomik verilerinin karşılaştırılması

Enerji Türü	Birim Fiyat	Isıl Değeri	Verim	Formül	TL/1000 Kcal
Isı pompası	0,2070 TL	860 Kcal/kg	%321	$0,2070 \times 1000 / (860 \times 3,21)$	0,07498
Doğal Gaz (sanayi)	0,5718 TL	8250 Kcal/m ³	%93	$0,5718 \times 1000 / (8250 \times 0,93)$	0,07452
Elektrik	0,2070 TL	860 Kcal/kg	%99	$0,2070 \times 1000 / (860 \times 0,99)$	0,24312
Fuel Oil (6 numara)	1,6610 TL	9562 Kcal/kg	%80	$1,6610 \times 1000 / (9562 \times 0,80)$	0,21713

Isı pompası destekli kurutma sisteminde nemlendiriciden 25,2 °C’de atılan hava, buharlaştırıcıda nemi alınıp 17,4 °C’ye düşürüldükten sonra by-pass edilen hava ile karışıp 20,8 °C’ye ulaşmaktadır. Ardından yoğuşturucuda 33,5 °C’ye kadar ısıtılmaktadır.

➤ **Eğer bu hava yoğuşturucu yerine doğal gaz ile ısıtılırsa yıllık ısıtma maliyeti;**

$$Q_y = 4581 \text{ W} = 4,581 \text{ kW}$$

Bu ısıyı elde etmek için gerekli olan doğal gaz debisi;

$$m_{dgaz} = \frac{Q}{H_u \times \eta_y} = \frac{4,581}{34485 \times 0,93} = \frac{0,000142 \text{ m}^3}{s} = 0,515 \text{ m}^3/h$$

$$H_u = 860 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \times 4,18 = 34485 \text{ kJ/kg}$$

Ortalama doğal gaz sanayi fiyatı = 0.572 TL / m³ Eylül 2011 fiyatı alındığında;

$$\text{Doğal gazın saatlik enerji maliyeti: } 0,515 \text{ (m}^3/h) \times 0,572 \text{ (TL/m}^3) = 0,295 \text{ TL/h}$$

Isı pompası toplam güç tüketiminden (Kompresör ve Fan) dolayı harcanan elektrik maliyeti:

Isı pompasının 1000 Kcal (4180 kJ) güç elde etmesi için gerekli olan maliyet: 0,07498 TL

Isı pompası toplam güç tüketimi: 1428 W=1,428 kW= 5140,8 kJ/ h

5140,8 kJ/h toplam güç tüketimi olan ısı pompası için saatlik maliyet 0,092 TL/h’dir.

Isı pompası kullanması ile elde edilen toplam kazanç: $0,295 \frac{\text{TL}}{h} - 0,092 \frac{\text{TL}}{h} = 0,203 \text{ TL/h}$

İşletmenin günde ortalama 20 saat çalıştığı ve yılda 300 iş gün çalıştığı düşünülürse doğal gaza göre yıllık tasarruf miktarı;

$$0.203 \text{ TL} \times 20 \text{ saat} \times 300 \text{ gün} = 1218 \text{ TL}$$

$$\text{Geri ödeme süresi (Ay)} = \frac{\text{Yatırım maliyeti}}{\text{Yıllık tasarruf miktarı}} \times 12$$

$$\text{Geri ödeme süresi (Ay)} = \frac{3000 \text{ TL}}{1218 \text{ TL}} \times 12 \cong 29 \text{ Ay}$$

➤ **Eğer bu hava yoğuşturucu yerine elektrikli ısıtıcı ile ısıtılırsa yıllık ısıtma maliyeti;**

Havayı 20,8 °C'den 33,5 °C'ye kadar ısıtmak için verilmesi gereken ısı miktarı;

$$Q_y = 4581 \text{ W} = 4,581 \text{ kW} = 16491,6 \text{ kJ/h}$$

Çizelge 4.6 görüldüğü üzere, Elektrik enerjisinin 1000 Kcal (4180 kJ) için gideri:
0,24312 TL

16491,6 kJ enerji değerinin elektrik enerjisi ile karşılanması için gerekli olan gider
 $\frac{16491,6 \times 0,24312}{4180} = 0,959 \text{ TL/h}$ olarak hesaplanır.

Isı pompası toplam güç tüketiminden (Kompresör ve Fan) dolayı harcanan elektrik maliyeti :

Isı pompasının 1000 Kcal (4180 kJ) güç elde etmesi için gerekli olan maliyet: 0,07498 TL

Isı pompası toplam güç tüketimi: 1428 W=1,428 kW= 5140,8 kJ/ h

5140,8 kJ/h toplam güç tüketimi olan ısı pompası için saatlik maliyet 0,092 TL/h'dir.

Isı pompası kullanması ile elde edilen toplam kazanç: $0,959 \frac{TL}{h} - 0,092 \frac{TL}{h} = 0,867 TL/h$

İşletmenin günde ortalama 20 saat çalıştığı ve yılda 300 iş gün çalıştığı düşünülürse elektrik enerjisine göre yıllık tasarruf miktarı;

$$0,867 TL \times 20 \text{ saat} \times 300 \text{ gün} = 5202 TL \text{ (yıllık)}$$

$$\text{Geri ödeme süresi}(Ay) = \frac{\text{Yatırım maliyeti}}{\text{Yıllık tasarruf miktarı}} \times 12$$

$$\text{Geri ödeme süresi}(Ay) = \frac{3000 TL}{5202 TL} \times 12 \cong 7 Ay$$

➤ **Eğer bu hava yoğuşturucu yerine fuel oil(no:6) ile ısıtılırsa yıllık ısıtma maliyeti;**

Havayı 20,8 °C'den 33,5 °C'ye kadar ısıtmak için verilmesi gereken ısı miktarı;

$$Q_y = 4581 W = 4,581 kW$$

Bu ısıyı elde etmek için gerekli olan fuel oil no:6 debisi;

$$m_{f.oil} = \frac{Q}{H_u \times \eta_y} = \frac{4,581}{39969 \times 0,80} = \frac{0,00014 m^3}{s} = 0,504 m^3/h$$

Ortalama fuel oil no:6 fiyatı = 1,6610 TL / m³ Eylül 2011 fiyatı alındığında ;

$$\text{Fuel oil no:6'nın saatlik enerji maliyeti: } 0,504 (m^3/h) \times 1,6610 (TL/m^3) = 0,837 TL/h$$

Isı pompası toplam güç tüketiminden (Kompresör ve Fan) dolayı harcanan elektrik maliyeti :

Isı pompasının 1000 Kcal (4180 kJ) güç elde etmesi için gerekli olan maliyet: 0,07498 TL

Isı pompası toplam güç tüketimi: 1428 W=1,428 kW= 5140,8 kJ/ h

5140,8 kJ/h toplam güç tüketimi olan ısı pompası için saatlik maliyet 0,092 TL/h'dir.

Isı pompası kullanması ile elde edilen toplam kazanç: $0,837 \frac{TL}{h} - 0,092 \frac{TL}{h} = 0,745 TL/h$

İşletmenin günde ortalama 20 saat çalıştığı ve yılda 300 iş gün çalıştığı düşünülürse fuel oil'e göre yıllık tasarruf miktarı;

$0,745 TL \times 20 \text{ saat} \times 300 \text{ gün} = 4470 TL$ (yıllık)

$$\text{Geri ödeme süresi}(Ay) = \frac{\text{Yatırım maliyeti}}{\text{Yıllık tasarruf miktarı}} \times 12$$

$$\text{Geri ödeme süresi}(Ay) = \frac{3000 TL}{4470 TL} \times 12 \cong 8 Ay$$

Çizelge 4.7. Isı pompası destekli kurutma deney tesisatının bazı yakıtlar ile ekonomik açıdan karşılaştırılması

Karşılaştırılan enerji türü	Yıllık enerji tasarrufu (TL)	Geri ödeme süresi (ay)
Doğal gaz	1218	29
Elektrik	5202	7
Fuel oil	4470	8

5.SONUÇ

Bu çalışmada endüstride yaygın olarak kullanılan kurutma proseslerinde, kurutma odasından ayrılan nemli ve sıcak havanın ısısının geri kazanılması amacıyla ve mevcut birçok endüstriyel prosesin sonunda (örnek: tekstil endüstrisinde boyama, ağartma, kimyasal ve yıkama işlemleri) çeşitli sıcaklıklarda drenaja atılan atık sıvıların ısısından yararlanmak ve bu ısıyı faydalı işlere (ortam ısıtılması veya sıcak su kullanımı gibi) dönüştürmek amacıyla ısı pompasının kullanımı amaçlandı.

Bunun için iki adet ayrı ayrı prototip deney tesisatı kuruldu ve üzerinde deneysel çalışmalar yapıldı. Elde edilen deneysel analiz sonuçları, kurulan bir basit matematik model sonucu elde edilen verilerle karşılaştırıldı. Elde edilen sonuçlar aşağıda her iki çalışma için ayrı ayrı belirtilmektedir:

5.1. Isı Pompası Destekli Kurutma Ünitesi Araştırma Sonuçları

Kurutma sistemlerinde kurutma odasından atılan nemli havanın ısısından ısı geri kazanım amacıyla ısı pompalarının kullanımının oldukça verimli olduğu görüldü. Kullanılan ısı pompası performans değeri (ITK_{ip}) hava debi miktarlarına bağlı olarak 4 ile 5 arasında değişirken, tüm sistemin verimi (ITK_{sis}) ise 3 ile 3.2 arasında elde edildi. Elde edilen SMER oranı ise 3 ile 3.5 kg/kWh arasında olup, Jolly ve ark. (1990)' a göre ısı pompası destekli kurutucularda SMER değeri 1 ile 4 kg/kWh arasında değişmektedir. Buna göre elde edilen bu SMER değerinin oldukça yüksek bir değer olduğu görülmektedir.

Bu tip kurutma sistemlerinde havanın bir kısmının by-pass edilmesi kurutucu giriş şartlarının değiştirilmesine olanak tanır. Ayrıca sistemde herhangi bir aşırı yüklenme durumunda yükselen basınç değerleri, by-pass oranının arttırılmasıyla düşürülebilir.

Bu tip kurutma sistemlerinde %50' den daha fazla havanın by-pass edilmesi ITK ve SMER değerlerini düşürmektedir. Bu yüzden ısı pompası %50 by-pass oranının altındaki şartlarda çalıştırılmalıdır.

Hava debisinin arttırılması fan güç tüketimini arttırdığı için, sistemde dolaşan hava debisinin arttırılması sistemin performansını düşürmektedir. Maksimum ITK_{ip} değerleri

en yüksek hava hızında elde edilirken, maksimum ITK_{sis} değerleri ise en düşük hava hızında elde edilmiştir.

Sistem tasarımının başlangıç aşamasında optimum bir hava debisi seçilmelidir. Soğutucu akışkan miktarı, gerçek çalışma sıcaklık ve nem şartlarına (yani, kurutma ürün sıcaklığı ve nemi) göre sisteme verilmelidir. Bu çalışma şartlarından uzaklaşıldığında (sisteme daha yüksek sıcaklık ve nemde ürün sokulursa), sistemin dengesi bozulacak, çıkış basınç ve sıcaklığı artacak ve kompresör yüksek akım çekecek ve nihayetinde hasar görecektir. Bunu engellemek için, değişken devirli bir fan kullanılabilir veya kurutma ünitesinin dışına yardımcı bir kondenser monte edilebilir. Ayrıca bu tip ısı pompası sistemlerine mutlaka sıvı deposu konmalıdır. Termostatik genleşme valfinin yeterli sıvı akışkanla beslenebilmesi için bu gereklidir. Yeterli akışkanla beslenemeyen bir valf sistemin dengesini bozacaktır.

Tasarlanan deney tesisatında ısı pompası kondenslerinde ısıtılan havanın farklı yakıt (doğalgaz, elektrikli ısıtıcı ve fuel-oil) ile ısıtılması halinde (işletmenin günde ortalama 20 saat çalıştığı ve yılda 300 iş günü çalıştığı düşünülerek) tüketilen enerji maliyetleri ve geri ödeme süreleri karşılaştırıldığında aşağıdaki sonuçlar elde edildi:

- Kurutma havasının doğal gaz yerine ısı pompası kullanılması durumunda elde edilen yıllık kar 1218 TL ve sistemin geri ödeme süresi 29 ay,
- Kurutma havasının elektrikli ısıtıcı yerine ısı pompası kullanılması durumunda elde edilen yıllık kar 5202 TL ve sistemin geri ödeme süresi 7ay,
- Kurutma havasının fuel-oil yerine ısı pompası kullanılması durumunda elde edilen yıllık kar 4470 TL ve sistemin geri ödeme süresi 8 ay

Kurutma uygulamalarında yaygın olarak kullanılan yakıtlar yerine ısı pompası kullanımının oldukça ekonomik olduğu görülmektedir. Diğer yakıtları kullanan kurutma sistemlerinde, sıcak ve nemli havanın atmosfere atılması geri kazandırılmaması da ayrıca göz önünde bulundurulmalıdır.

5.2. Isı Pompası Yardımıyla Atık Sıvı Isıdan Isı Geri Kazanım Ünitesi Araştırma Sonuçları

Endüstride çeşitli proseslerde kullanıldıktan sonra drenaja atılan çeşitli sıcaklıklarda atık sınırlar mevcuttur. Drenaja atılmadan önce bu atık sınırların ısısından yararlanmak (sıcak su temini veya bir ortamın ısıtması gibi) amacıyla genellikle yaygın olarak ısı eşanjörleri kullanılmaktadır. Fakat sudan-suya ısı eşanjörleri 40°C ila 100°C arasında bulunan sıcak akışkanlardan ısı geri kazanımında etkilidirler (Kaya ve Güngör 2002). Isı pompalarının ise düşük kaynak sıcaklıklarında verimli çalıştıkları bilinmektedir. Bu nedenle düşük sıcaklıklarda mevcut atık sınırların ısısından yararlanmak amacıyla kurulan ısı pompası deney tesisatında, iki farklı kompresör hızında farklı atık sıvı sıcaklıklarında ve debilerinde deneyler gerçekleştirildi. Deneyler sonucunda elde edilen verilere dayanarak, düşük sıcaklıklarda (30-50°C arası) atık sıvının ısısından yararlanmak amacıyla ısı pompasının kullanımının oldukça uygun olduğu görüldü. Tasarlanan ısı pompası verimi (ITK_{ip}) değeri 50°C atık su sıcaklığı için 7'lere ulaşırken, tüm sistemin verimi (ITK_{sis}) ise 6' lara ulaştı. Fakat ısı pompasının tasarımında ve çalıştırılmasında dikkat edilmesi gereken bazı hususların olduğu tespit edildi. Özellikle bu tip uygulamalarda ısı pompası kullanımında dikkat edilmesi gereken en önemli parametrenin, sistemin en yüksek sıcaklık değerinin elde edildiği, kompresör çıkış sıcaklığı olduğu görüldü. Bu yüzden; atık sıvının ısısının geri kazanımında kullanılan ısı pompasının buharlaştırıcı kapasitesi, mevcut atık ısı kapasitesiyle uyumlu seçilmelidir ve çalışma esnasında atık su debi ve sıcaklığı sabit tutulmalıdır. Sistemin çalışması, evaporatöre giren atık sıvı ile soğutucu gazın ısı dengesinde bozulmamasına bağlıdır. Aksi takdirde, evaporatörde aşırı kızdırma miktarı 10°C' yi geçmekte buna bağlı olarak kompresör emişine gelen soğutucu akışkan sıcaklığı yükselmekte ve bununla birlikte kompresör kendini soğutamayarak, kompresör çıkış sıcaklığı yükselmektedir. Kompresör çıkış sıcaklığının 90°C' yi aşması durumunda kompresör yüksek akım çekmekte ve kompresör motor sargıları zarar görebilmektedir. Kompresör çıkış sıcaklığıyla birlikte basma basıncı da artmaktadır. Bilindiği gibi çalışılan her soğutucu akışkanın kritik basınç ve sıcaklık değerleri mevcuttur. Bu değerler, ısı pompası tasarımını ve çalışma şartlarını sınırlayan değerlerdir. Bu değerlerin aşılması durumunda soğutucu akışkan ve sistemdeki yağlama yağının kimyasal özellikleri bozulmakta ve kompresör zarar görmektedir. Buharlaştırıcıya gönderilen atık su sıcaklığının ısı

kapasitesini karşılayacak şekilde sisteme uygun gaz şarjı yapılmalı ve aşırı kızdırma sıcaklık değeri ve kompresör emiş gaz sıcaklığı kontrol edilmelidir. Sisteme verilen gaz miktarı, işletme atık su sıcaklık ve debi şartlarında çalışması durumuna göre verilmeli ve aşırı kızdırma değerinin 5-10°C arası olmasına dikkat edilmelidir. Sisteme fazla gaz şarjı yapmak, sistemin çıkış basıncını aşırı arttıracığından kaçınılmalıdır. Unutulmamalıdır ki bu tip sistemlerde fazla gaz basmak daha iyi soğutma elde etmek anlamına gelmez. Sistemin çalışması durumunda bu tasarım değerlerini aşan debi ve sıcaklıkta atık ısının sisteme girmesine izin verilmemelidir, yani sistemin stabilitesi bozulmamalıdır. Bu tip sistemlere mutlaka alçak ve yüksek basınç prosestatları konulmalı ve herhangi bir ısıl yük dalgalanmalarına karşı kompresör koruma altına alınmalıdır.

Tasarlanan deney tesisatında ısı pompası kondenserinde ısıtılan suyun farklı yakıt (doğalgaz, elektrikli ısıtıcı ve fuel-oil) ile ısıtılması halinde (işletmenin günde ortalama 20 saat çalıştığı ve yılda 300 iş günü çalıştığı düşünülerek) tüketilen enerji maliyetleri ve geri ödeme süreleri karşılaştırıldığında aşağıdaki sonuçlar elde edildi:

- Suyun ısıtılmasında doğal gaz yerine ısı pompası kullanılması durumunda elde edilen yıllık kar 2843 TL ve sistemin geri ödeme süresi 19 ay,
- Suyun ısıtılmasında elektrikli ısıtıcı yerine ısı pompası kullanılması durumunda elde edilen yıllık kar 9912 TL ve sistemin geri ödeme süresi 5,5 ay,
- Suyun ısıtılmasında fuel-oil yerine ısı pompası kullanılması durumunda elde edilen yıllık kar 8830 TL ve sistemin geri ödeme süresi 6 ay

Atık sıvıların ısısından ısı geri kazanım amaçlı ısı pompası kullanımının, diğer yakıtlarla aynı suyun ısıtılmasına nazaran oldukça ekonomik olduğu görülmektedir. Bir de fosil yakıtlardan çevreye atılan atık gazlar düşünüldüğünde, ısı pompası kullanımı daha da önem kazanmaktadır.

Her iki çalışmada görüldüğü üzere sanayide atık ısıdan yararlanarak ısı geri kazanımı için kullanılan ısı pompaları büyük enerji tasarrufu sağlaması, ekonomik olması ve çevreci bir sistem olmasına rağmen Türkiye’de halen yok denecek kadar az uygulanmasının ana sebepleri şunlardır;

1. Avrupa ülkelerinin çoğunda sanayi tipi ısı pompası uygulamalarının yaygınlaştırılması için ucuz ve uzun vadeli krediler verilmiştir. Türkiye’de sanayi tipi ısı pompası uygulamalarının gerçekleştirilmesi için ucuz ve uzun vadeli krediler temin edilmelidir.
2. Avrupada pik noktalar haricinde ucuz elektrik uygulamaları yaygınlaştırılmıştır. Türkiye’de sanayide enerji tasarruf uygulamalarında kullanılan ısı pompaları için pik noktalar haricinde ucuz elektrik uygulamasına mutlaka başlanmalıdır. Ayrıca Türkiye’de elektrik fiyatları Avrupa’ya göre yaklaşık olarak 2-3 kat daha pahalı durumda olması sanayide ısı pompası kullanımını kısıtlamaktadır.
3. Üniversiteler ve konu ile ilgili firmalar; sanayide kullanılacak özel tip ısı pompası sistemleri üretmedikleri için, ithal gelen sanayi tip ısı pompaları çok pahalı olmaktadır. Ucuz hale getirmek ve sanayiciyi özendirmek için yerli ısı pompası sistemlerini üretmek hedef alınmalıdır.

Bu çalışmadan sonra devam ettirilmesi düşünülen çalışmalar:

Bu çalışma bitiminden sonra aşağıda belirtilen çalışmalara devam edilecektir:

1. Isı pompasını oluşturan tüm elemanların daha kapsamlı matematik modelini oluşturarak tüm sistemin analiz edilmesi. Ayrıca geliştirilen matematik modelin, literatürde kabul görmüş yazılımlarda kurulacak modeller ile karşılaştırılması.
2. Atık sıvının ısısından yararlanmak amacıyla kullanılan ısı pompası sisteminin farklı soğutucu akışkanlar için test edilmesi ve R134a için elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması.
3. Isı pompası destekli kurutma ünitesinin farklı noktalarından taze hava beslemesi yapılması durumunda sistemin yaz ve kış şartlarında performansının incelenmesi.
4. Isı pompası destekli kurutma ünitesine ısı geri kazanım ünitesi takılması durumunda sistemin yaz ve kış şartlarında performansının incelenmesi.
5. Endüstride ısı pompası kullanarak atık ısıdan ısı geri kazanım sistemlerinin ekserji (kullanılabilirlik) analizlerine literatürde az rastlanmaktadır. Söz konusu eksikliğin giderilmesi için kapsamlı akademik çalışmalara yönelmek.

KAYNAKLAR

Abou-Ziyan, H.Z., Ahmed, M. F., Metwally, M.N., Abd El-Hameed, H.M. 1997. Solar assisted R22 and R134a heat pump sytems for low-temperature applications. *Applied Thermal Engineering*, 17(5): 455-469.

Acharyaviriya, S., Soponronnarit, S., Terdyothin, A. 2000. Mathematical model development and simulation of heat pump fruit dryer. *Dry Technol* 18(1&2):479–91

Adapa, P.K., Schoenau, G.J. 2005. Re-circulating heat pump assisted continuous bed drying and energy analysis. *Int J. of Energy Res.*, 29:961–72

Adapa, P.K., Schoenau, G.J., Sokhansanj, S. 2002. Performance study of a heat pump dryer system for specialty crops – Part 1: development of a simulation model. *Int J. of Energy Res.* 26:1001–19

Akbiyık, E. 1999. Tekstil endüstrisinde, atık sularla kayıp olan enerjinin ısı pompaları yardımıyla geri kazanımı. . *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü. İstanbul.

Almedia, M.S.V., Gouveia, C.M., Zdebsky, S.R., ve Parise, J.A. 1990. Performance analysis of a heat pump assisted drying system. *Int. J. of Energy Research*. Vol 14, 397-406.

Al-Rabghi ,O.M., Beuratty, M., Akyurt, M., Najjar, Y., Alp, T. 1993. Recorvery and utilization of waste heat. *Heat recorvey Systems & CHP*, 13(5): 463-470.

Alves-Filho, O., Eikevik, T., Mulet, A., Garau, C., Rossello, C. 2007. Kinetics and mass transfer during atmospheric freeze drying of red pepper. *Dry Technol*, 25:1155–61

Alves-Filho, O., Thorbergsen, E., Strommen, I. 1998. A component model for simulation of multiple fluidized bed HPDs. In: Proceedings of the 11th international drying symposium, vol. A; pp. 94–101.

Ameen, A., Bari, S. 2004. Investigation into the effectiveness of heat pump assisted clothes dryer for humid tropics. *Energy Convers Manage*, 45:1397–405

Anonim, 1993. Industrial heat pumps improve plant efficiency and recover wasted energy resources. <http://www.p2pays.org/ref/11/10451.htm#top> -(Erişim tarihi: 2009)

Anonim, 2009. Industrial Heat Pumps for Low-Temperature Heat Recovery. <http://www.energy.wsu.edu/Documents/IndustServFactsheet-HeatPumps-May%2009.pdf> -(Erişim tarihi: 2010)

Anonim, 2011.<http://www.plakaliesanjor.com/1/28/B3-27--Model-Lehimli-Eşanjör.htm>

Anonim,2010.http://www.esanjor.com.tr/plakali_isi_esanjoru.asp?t=Plakalı%20Isı%20Eşanjörlerinde%20Kullanılan%20Kanal%20Dizaynları#Text12

Artnaseaw, A., Theerakulpisut, S., Benjapiyaporn, C. 2010. Development of a vacuum heat pump dryer for drying chilli. *Biosystems Engineering*, 105: 130-138

Ashrae ,1997.Fundamental Handbook. ASHRAE: Atlanta, GA.

Baek , N.C., Shin , U.C., Yoon J.H. 2005. A study on the design and analysis of a heat pump heating system using wastewater as a heat source. *Solar Energy*, 78: 427–440.

Baek, N.C., Shin, U.C., Yoon, J.H. 2001. Development of off-peak electric water heater using heat pump. (1999-E-ID01_P11), pp. 3–7.

Bannister, P., Carrington, G., Chen, G. 2002. Heat pump dehumidifier drying technology—Status, potential and prospects. Proceedings of 7th IEA Heat Pump Conference, Beijing, China, May 19–22, 2002.

Bilge, D., Heperkan, H., Üstündağ, Y. 1997. Gıda endüstrisinde enerji geri kazanım sistemlerinin incelenmesi ve uygulanması. 3.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi.

Britnell, P., Birchall, S., Fitz-Payne, S., Young, G., Mason, R., Wood, A. 1994. The application of heat pump dryers in the Australian food industry. In: Proceedings of the 9th international drying symposium; pp. 897–904.

Can, M. 1995. Endüstriyel atık akışkanların değerlendirilmesi ve ülke ekonomisine katkısı. *Ekoloji Çevre Dergisi*, 17: 22-28.

Ceylan, I., Aktas, M., Dogan, H. 2007. Energy and exergy analysis of timber dryer assisted heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 27:216–22.

Ceylan, İ., Aktaş, M., Doğan, H. 2005. Isı pompalı kurutma odasında elma kurutulması. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 25(2): 9-14.

Ceylan, İ., Aktaş, M., Doğan, H. 2007. Isı pompalı bir kurutucuda kerestelerin kurutma süresinin belirlenmesi. *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 22(4): 847-854

Ceylan, İ., Aktaş, M. 2008. Isı pompası destekli bir kurutucuda fındık kurutulması. *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 23(1): 215-222.

Chua, K.J., Chou, S.K. 2004. A modular approach to study the performance of a two-stage heat pump system for drying. *Applied Thermal Engineering*, 25: 1363–1379.

Chua, K.J., Mujumdar, A.S., Hawlader, M.N.A., Chou, S.K., Ho, J.C. 2001. Batch drying of banana pieces – effect of stepwise change in drying air temperature on drying kinetics and product color. *Food Res Int.* 34:721–31.

Clements, S., Jia, X., Jolly, P. 1990. Heat pump assisted continuous drying part:2 simulation results, *International Journal Of Energy Research*, 14: 771-782.

Clements, S., Jai, X., Jolly, P. 1993. Experimental verification of a heat pump assisted-continuous dryer simulation model. *International Journal of Energy Research*, 17: 19–28.

Colak, N., Hepbasli, A. 2009. A review of heat pump drying: Part 1 – Systems, models and studies. *Energy Conversion and Management*, 50: 2180–2186.

Colak, N., Hepbasli, A. 2005. Exergy analysis of drying of apple in a heat pump dryer. In: 2nd International conference of the food industries & nutrition division on; future trends in food science and nutrition, pp. 145–58

Colak, N., Hepbasli, A. 2007. Performance assessment of drying of blanched carrot in a ground-source heat pump dryer. In: The third international exergy, energy and environment symposium.

Colak, N., Kuzgunkaya, E., Hepbasli, A. 2008. Exergetic assessment of drying of mint leaves in a heat pump dryer. *Journal of Food Process Engineering*, 31: 281–98

Coogan, R.C., Wills, R.B.H. 2008. Flavor changes in Asian white radish (*Raphanus sativus*) produced by different methods of drying and salting. *International Journal of Food Properties*, 11(2):253–7.

Coşkun, S. 1993. Kurutma işlemlerinde ısı pompası ile enerji tasarrufu sağlanmasının incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Uludağ UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Bursa.

Coşkun, S. 2000. Isı pompası yardımıyla sürekli kurutma sisteminin simulasyonu. *Doktora Tezi*, Uludağ UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Bursa.

Coşkun, S. 2002. Basit nem alıcı ısı pompalı sürekli kurutma sisteminin simulasyonu. *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen Ve Mühendislik Dergisi*, 4(2): 79-96.

Coşkun, S. 2003. Isı pompası kullanılan kurutma sisteminin simulasyonu. *Teknoloji*, 6(3-4): 67-76.

Cunney, M.B., Williams, P. 1984. An engine-driven heat pump applied to grain drying and chilling. In: Proceedings 2nd international symposium on the large scale applications of heat pumps;. pp. 283–94.

Çelebi, A. 2006. Atık Isı Geri Kazanımlı Isı Pompası Sistemi Simülasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı, Konya.

Doğan, V. 1999. Isı Geri Kazanım ve Sudan Suyu Isı Pompası Uygulaması. 99'Teskon Program Bildirileri.

Durmuş, A., Kurtbaş, İ. 2002. Yeni tasarlanan havalı kollektör yardımı ile Elazığ yöresi kayısılarının kurutulması ve kollektör verimi. Balıkesir Üniversitesi, IV. Mühendislik-Mimarlık Sempozyumu, 11-12-13 Eylül 2002, Balıkesir.

Erdoğan, S., Yılmaz, M., Şahin, B., Özyurt, Ö. 2006. Isı pompası sistemlerinin seçimi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 92: 40-49.

Etemoğlu, A.B., İşman, M.K., Can, M. 2006. Bursa ve çevresinde jeotermal enerjinin kullanılabilirliğinin incelenmesi, U.Ü. Mühendislik- Mimarlık Fakültesi Dergisi, 11 (1), 55-64.

Fatouh, M., Metwally, M.N., Helali, A.B., Shedid, M.H. 2006. Herbs drying using a heat pump dryer. *Energy Conversion and Management*, 47:2629–43

Fiala, M., Guidetti, R. 2008. Drying of medicinal plants with a closed-circuit heat pump dryer. *Zeitschrift Arznei- Gewurzpflanzen*, 13(1):29–35.

Geeraert, B. 1976. Air drying by heat pumps with special reference to timber drying, in: E. Camatini, T. Kester (Eds.), *Heat Pumps and their Contribution to Energy Conservation*, NATO advanced study institute series E, Applied Science, 15, Leydon, Noordhoff, , 219–246.

Gorozabel Chata, F.B., Chaturvedi, S.K., Almogbel, A. 2005. Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants. *Energy Conversion and Management*, 46: 2614–2624

Güneş, M. 1998. Su ve havanın bazı termodinamik özellikleri için korelasyonlar. *Termodinamik*, 3: 64-69.

Hancıoğlu Kuzgunkaya E., Hepbaslı, A. 2007. Exergetic evaluation of drying of laurel leaves in a vertical ground-source heat pump drying cabinet. *Int. Journal of Food Engineering*, 31:245–58.

Hawladar, M.N.A., Perera, C.O., Tian, M. 2006. Properties of modified atmosphere heat pump dried foods. *Journal Of Food Engineering*, 74:392–401

Hawladar, M.N.A., Perera, C.O., Tian, M., Yeo, K.L. 2006. Drying of guava and papaya: impact of different drying methods. *Dry Technol*, 24:77–87

Ho, J.C., Chou, S.K., Mujumdar, A.S., Hawladar, M.N.A., Chua, K.J. 2001. An optimization framework for drying of heat sensitive products. *Appl. Therm. Eng.* 21:1779–98

Hodgett, D.L. 1976. Efficient drying using heat pump. *Chemical Engineer*, 311:510–512.

Hogan, M.R. 1983. Heat pump for low-temperature grain drying. *Transactions of ASAE*. pp.1234-1238.

- Islam, M.R., Ho, J.C., Mujumdar, A.S. 2003.** Convective drying with time varying heat input: simulation results. *Dry Technol*, 21:1333–56
- Jangam, S.V., Joshi, V.S., Mujumdar, A.S., Thorat, B.N. 2008.** Studies on dehydration of sapota (*Achras zapota*). *Dry Technol*, 26:369–77
- Jolly, P., Jia, X., Clements, S. 1990.** Heat pump assisted continuous drying part 1: simulation model. *Int. J. of Energy Research*, Vol. 14, 757-770.
- Kaya, D., Güngör C. 2002.** Sanayide Enerji Tasarruf Potansiyeli-II, *Mühendis ve Makina*, 515: 36-44.
- Lazzarin, R.M. 1994.** Heat pump in industry-I: Equipment. *Heat recovery Systems & CHP*, 14(6): 581-597
- Lazzarin, R.M. 1995.** Heat Pump in Industry II: Applications. *Heat recovery Systems & CHP*, 15(5): 305-317
- Lee, K.H., Kim, O.J. 2009.** Investigation on drying performance and energy savings of the batch-type heat pump dryer. *Drying Technology*, 27(4): 565 – 573.
- Manuel, S.V.A., Marcio, C.G., Suzana, R.Z., Jose Alberto R.P. 1990.** Performance Analysis Of A Heat Pump Assisted Drying System. *Int. Journal of Energy Research*, 14: 397-406
- Meyer, J.P., Greyvenstein, G.P. 1992.** The drying of grain with heat pumps in South Africa: a techno-economic analysis. *Int J. of Energy Research*. 16:13–20
- Minea, V. 2010.** Improvements of high-temperature drying heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 330: 180-195.
- Moreira, R., Chenlo, F., Chaguri, L., Vazquez, G. 2005.** Mathematical modeling of the drying kinetics of chestnut: influence of the natural shells. *Food Bioprod Process*, 83(4):306–14.
- Moser, F., Schnitzer, H. 1985.** Heat pumps in industry. Elsevier Science Publishers B.V., Amsterdam, Netherlands, 264 pp.
- Namsanguan, Y., Tia, W., Devahastin, S., Soponronnarit, S. 2004.** Drying kinetics and quality of shrimp undergoing different two stage drying processes. *Dry Technol*, 22(4):759–78
- Nathakaranakule, A., Kraiwanichkul, W., Soponronnarit, S. 2007.** Comparative study of different combined superheated-steam drying techniques for chicken meat. *Journal of Food Engineering*, 80:1023–30.
- Ogura, H., Yamamoto, T., Otsubo, Y., Ishida, H., Kage, H., Mujumdar, A.S. 2005.** A control strategy for chemical heat pump dryer. *Dry Technol*, 23: 1189–203.

Oktay, Z. 2003. Testing of a heat-pump-assisted mechanical opener dryer. *Applied Thermal Engineering*, 23: 153–162.

Oktay, Z., 1999. Isı pompası destekli mekanik açıcılı bir kurutucu ile yün kurutmasının optimizasyonu. *Doktora Tezi*, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir.

Oliver, T.N. 1982. Process drying with a dehumidifying heat pump. In: Proceedings international symposium on the industrial application of heat pumps;, pp. 73–88.

Özil, E., Özel, S. 1987. Kurutmada güneş enerjisinin kullanımı, *Mühendis ve Makine Dergisi*, 28(327): 28-30.

Pal, U. S., Khan, Md. K. 2008. Calculation steps for the design of different components of heat pump dryers under constant drying rate condition, *Drying Technology*, 26:7,864 - 872

Pendyala, V.R. 1990. Heat pump assisted dryer part 1. mathematical model. *Int. J. of Energy Research*. Vol. 14, 479-492.

Pendyala, V.R. 1990. Heat pump assisted dryer part 2. experimental study. *Int. J. of Energy Research*. Vol. 14, 493-507.

Peregrina, C., Rudolph, V., Lecomte, D., Arlabosse, P. 2008. Immersion frying for the thermal drying of sewage sludge: an economic assessment. *The Journal of Environmental Management*, 86: 246–61

Perera, C.O. 2001. Modified atmosphere heat pump drying of food products. In: Proceedings of the second Asia-Oceania drying conference, pp. 469–76

Perera, C.O., Rahman, M.S. 1997. Heat pump demuhidifier drying of food. *Trends Food Sci Technol*, 8:75–9

Phoungchandang, S. 2009. Simulation Model for Heat Pump-Assisted Dehumidified Air Drying for Some Herbs *World Journal of Agricultural Sciences*, 5 (2): 138-142.

Pierre, Bo. 1955. The co-efficient of heat transfer for boiling Freon-12 in horizontal tubes. *S. F. Review*, 2 (1).

Prasertsan, S. and Saen-saby, P., 1998. Heat pump drying of agricultural materials, *Drying Technology*, 16 (1&2): 235-250.

Pulat, E., Etemoglu, A.B., Can, M. 2009. Waste-heat recovery potential in Turkish textile industry: Case study for city of Bursa. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13: 663-672.

Qi-Long S., Chang-Hu X., Ya Z., Zhao-Jie L., Xiang-You W., 2008. Drying characteristics of horse mackerel (*Trachurus japonicus*) dried in a heat pump dehumidifier. *Journal of Food Engineering*, 84: 12–20

- Reay, D.A. 1979.** Industrial Energy Conservation. Pergamon Press, 371 pp.
- Reay, D.A., Macmichael, D.B.A. 1979.** Heat Pumps Design and Application. Pergamon Press, London. 303 pp.
- Rich, D.G. 1973.** The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers. *ASHRAE Transactions*, 79 (1): 137–145.
- Saborio, S.A. 1993.** Analysis of energy consumption in heat pump and conventional driers. *Heat Recovery Systems & CHP*. 13 (5), 419-428.
- Soylemez, M.S. 2006.** Optimum heat pump in drying systems with waste heat recovery. *Journal of Food Engineering*, 74: 292–298
- Tai, K.W., Devotta, S., Watson, R.A., Holland, F.A., 1892.** The potential for heat pumps in drying and dehumidification systems – III: an experimental assessment of the heat pump characteristics of a heat pump dehumidification system using R114. *Int J Energy Res*, 6:333–40.
- Tamer, Ş. 1990.** Klima ve Havalandırma Cilt1. Meteksan A.Ş, Ankara.
- Teeboonma, U., Tiansuwan, J., Soponronnarit, S. 2003.** Optimization of heat pump fruit dryers. *Journal of Food Engineering*, 59: 369–377.
- Ünlü, K. 2005.** Hava ve toprak kaynaklı ısı pompalarına etki eden parametrelerin incelenmesi. *Doktora Tezi*, Uludağ UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Bursa.
- Van Blarcom A., Mason RL. 1988.** Low humidity drying of macadamia nuts. In: Proceedings of the 4th Australasian conference on tree and nut crops;. pp. 239–48.
- Wallin, E., Berntsson, T. 1994.** Integration of heat pumps in industrial processes, *Heat Recorvey Systems &CHP.*, 14(3): 287-296.
- Yamankaradeniz, N. 2007.** Tekstil Sanayinde Atık Isıdan Enerji Tasarrufunda Klasik Sistemler İle Isı Pompası Sistemlerinin Karşılaştırılması. *Yüksek Lisans Tezi*, Uludağ UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Bursa.
- Yamankaradeniz, R. 1987.** Tekstil sanayinde kurutma işlemlerinde ısı pompası kullanılarak enerji tasarrufu sağlanması. *Tekstil ve Teknik*, s.56-58.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, N. 2008.** İklimlendirme esasları ve uygulamaları. Dora Yayıncılık. Bursa, 597 s.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, N. 2009.** Soğutma tekniği ve ısı pompası uygulamaları. Dora Yayıncılık. Bursa, 690 s.

Yan Y.Y., Lin T.F. 1999. Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger, *Transactions of the ASME*, 121: 118-126.

EKLER

- EK 1** Isı Pompası Yardımıyla Atık Sıvıdan Isı Geri Kazanımının Hata Analizi
- EK2** Isı Pompası Destekli Kurutma İşleminin Hata Analizi
- EK3** R134a Basınç-Entalpi Diyagramı (Yamankaradeniz 2009)
- EK4** Psikometrik Diyagram (Yamankaradeniz 2008)
- EK 5** Isı Pompası Destekli Kurutma İşleminin Matematik Model Akış Diyagramı
- EK 6** Isı Pompası Yardımıyla Atık Sıvıdan Isı Geri Kazanımının Matematik Model Akış Diyagramı

EK 1

● Isı Pompası Yardımıyla Atık Sıvıdan Isı Geri Kazanımının hata analizi

Yoğuşturucu hesabındaki hata analizi:

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_y c_{ps} (T_{syç} - T_{syg})$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial \dot{m}_y} = c_{ps} (T_{syç} - T_{syg}) = 4,18 \times (58,5 - 48,5) = 41,8$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial T_{syç}} = \dot{m}_y c_{ps} = 0,194 \times 4,18 = 0,81$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial T_{syg}} = \dot{m}_y c_{ps} = 0,81$$

$$\dot{W}_{Qy} = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial \dot{m}_y} \times \dot{W}_{my} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial T_{syç}} \times \dot{W}_{Tsyç} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial T_{syg}} \times \dot{W}_{Tsyg} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\dot{W}_{Qy} = \left[(41,8 \times 0,03)^2 + (0,81 \times 0,005)^2 + (0,81 \times 0,005)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1,253$$

$$\dot{Q}_y = 8128 \text{ W}, \pm 1,253 (\%0,015)$$

Buharlaştırıcı hesabındaki hata analizi:

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{as} c_{ps} (T_{sbg} - T_{sbç})$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial \dot{m}_{as}} = c_{ps} (T_{sbg} - T_{sbç}) = 4,18 \times (50 - 30,3) = 82,34$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial T_{sbg}} = \dot{m}_{as} c_{ps} = 0,083 \times 4,18 = 0,346$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial T_{sb\zeta}} = \dot{m}_{as} c_{ps} = 0,346$$

$$\dot{W}_{Qb} = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_b}{\partial \dot{m}_{as}} \times \dot{W}_{mas} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_b}{\partial T_{sbg}} \times \dot{W}_{Tsbg} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_b}{\partial T_{sb\zeta}} \times \dot{W}_{Tsb\zeta} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\dot{W}_{Qb} = \left[(82,34 \times 0,03)^2 + (0,346 \times 0,005)^2 + (0,346 \times 0,005)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 2,47$$

$$\dot{Q}_b = 6862 \text{ W}, \pm 2,47 (\% 0,036)$$

Kompresör hesabındaki hata analizi:

$$\dot{W}_k = V_k I_k \cos \phi$$

$$\frac{\partial \dot{W}_k}{\partial V_k} = I_k \cos \phi = 5,13 \times 0,99 = 5,07$$

$$\frac{\partial \dot{W}_k}{\partial I_k} = V_k \cos \phi = 224 \times 0,99 = 221,7$$

$$\frac{\partial \dot{W}_k}{\partial \cos \phi} = V_k I_k = 224 \times 5,13 = 1149,1$$

$$W_{\dot{W}_k} = \left[\left(\frac{\partial \dot{W}_k}{\partial V_k} \times W_{V_k} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_k}{\partial I_k} \times W_{I_k} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_k}{\partial \cos \phi} \times W_{\cos \phi} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{\dot{W}_k} = \left[(5,07 \times 0,012)^2 + (221,7 \times 0,02)^2 + (1149,1 \times 0,02)^2 \right]^{1/2} = 23,4$$

$$\dot{W}_k = 1138 \text{ W} \pm 23,4 (\% 2)$$

Fan hesabındaki hata analizi:

$$\dot{W}_f = V_f I_f \cos \phi$$

$$\frac{\partial \dot{W}_f}{\partial V_f} = I_f \cos \phi = 0,558 \times 0,99 = 0,55$$

$$\frac{\partial \dot{W}_f}{\partial I_f} = V_f \cos \phi = 224 \times 0,99 = 221,7$$

$$\frac{\partial \dot{W}_f}{\partial \cos \phi} = V_f I_f = 224 \times 0,558 = 125$$

$$W_{\dot{W}_f} = \left[\left(\frac{\partial \dot{W}_f}{\partial V_f} x W_{V_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_f}{\partial I_f} x W_{I_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_f}{\partial \cos \phi} x W_{\cos \phi} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{\dot{W}_f} = \left[(0,55 \times 0,012)^2 + (221,7 \times 0,02)^2 + (125 \times 0,02)^2 \right]^{1/2} = 5,08$$

$$\dot{W}_f = 125 \text{ W} \pm 5,08 (\% 4)$$

1.Pompa hesabındaki hata analizi:

$$\dot{W}_{p1} = V_{p1} I_{p1} \cos \phi$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{p1}}{\partial V_{p1}} = I_{p1} \cos \phi = 0,178 \times 0,99 = 0,176$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{p1}}{\partial I_{p1}} = V_{p1} \cos \phi = 224 \times 0,99 = 221,7$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{p1}}{\partial \cos \phi} = V_{p1} I_{p1} = 224 \times 0,178 = 40$$

$$W_{\dot{W}_{p1}} = \left[(0,176 \times 0,012)^2 + (221,7 \times 0,02)^2 + (39,8 \times 0,02)^2 \right]^{1/2} = 4,49$$

$$\dot{W}_{p1} = 40 \text{ W} \pm 4,49 (\% 11)$$

2.Pompa hesabındaki hata analizi:

$$\dot{W}_{p2} = V_{p2} I_{p2} \cos \phi$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{p2}}{\partial V_{p2}} = I_{p2} \cos \phi = 0,30 \times 0,99 = 0,297$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{p2}}{\partial I_{p2}} = V_{p2} \cos \phi = 224 \times 0,99 = 221,7$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{p2}}{\partial \cos \phi} = V_{p2} I_{p2} = 224 \times 0,3 = 67,2$$

$$W_{\dot{W}_{p2}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{W}_{p2}}{\partial V_{p2}} x W_{V_{p2}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_{p2}}{\partial I_{p2}} x W_{I_{p2}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_{p2}}{\partial \cos \phi} x W_{\cos \phi} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{\dot{W}_{p2}} = \left[(0,297 \times 0,012)^2 + (221,7 \times 0,02)^2 + (67,2 \times 0,02)^2 \right]^{1/2} = 4,62$$

$$\dot{W}_{p2} = 67 W \pm 4,62 (\% 6,89)$$

Isıtma tesir katsayısı hesabındaki hata analizi:

a) Tüm sistemin ısıtma tesir katsayısı hesabındaki hata analizi:

$$ITK_{sis} = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_k + \dot{W}_f + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2}}$$

$$\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{Q}_y} = \frac{1}{\dot{W}_k + \dot{W}_f + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2}} = \frac{1}{1138 + 125 + 40 + 67} = 0,00073$$

$$\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{W}_k} = -\frac{\dot{Q}_y}{(\dot{W}_k + \dot{W}_f + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2})^2} = -\frac{8128}{(1138 + 125 + 40 + 67)^2} = -0,0043$$

$$\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{W}_f} = -\frac{\dot{Q}_y}{(\dot{W}_k + \dot{W}_f + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2})^2} = -0,0043$$

$$\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{W}_{p1}} = -\frac{\dot{Q}_y}{(\dot{W}_k + \dot{W}_f + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2})^2} = -0,0043$$

$$\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{W}_{p2}} = -\frac{\dot{Q}_y}{(\dot{W}_k + \dot{W}_f + \dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2})^2} = -0,0043$$

$$W_{ITK_{sis}} = \left[\left(\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{Q}_y} x W_{\dot{Q}_y} \right)^2 + \left(\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{W}_k} x W_{\dot{W}_k} \right)^2 + \left(\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{W}_f} x W_{\dot{W}_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{W}_{p1}} x W_{\dot{W}_{p1}} \right)^2 + \left(\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{W}_{p2}} x W_{\dot{W}_{p2}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{ITK_{sis}} = \left[(0,00073x1,253)^2 + (-0,0043x23,4)^2 + (-0,0043x5,08)^2 + (-0,0043 \times 4,49)^2 + (-0,0043 \times 4,62)^2 \right]^{1/2} = 0,105$$

$$ITK_{sis} = 5,93 \pm 0,105 (\% 1,7)$$

b) Isı pompası ısıtma tesir katsayısı hesabındaki hata analizi:

$$ITK_{ip} = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_k}$$

$$\frac{\partial ITK_{ip}}{\partial \dot{Q}_y} = \frac{1}{\dot{W}_k} = \frac{1}{1138} = 0,00087$$

$$\frac{\partial ITK_{ip}}{\partial \dot{W}_k} = -\frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_k^2} = -\frac{8128}{1138^2} = -0,00627$$

$$W_{ITK_{ip}} = \left[\left(\frac{\partial ITK_{ip}}{\partial \dot{Q}_y} x W_{\dot{Q}_y} \right)^2 + \left(\frac{\partial ITK_{ip}}{\partial \dot{W}_k} x W_{\dot{W}_k} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{ITK_{ip}} = \left[(0,00087x1,253)^2 + (-0,00627x23,4)^2 \right]^{1/2} = 0,146$$

$$ITK_{ip} = 7,14 \pm 0,146 (\% 2)$$

Çizelge Ek 1. Isı pompası yardımıyla atık ısıdan ısı geri kazanımı tesisatından alınan deneysel sonuçlar ve ölçülen parametrelerden kaynaklanan hata oranları

Ölçülen parametreler	Sembol	Değer	Birim	Toplam hata oranı
Atık su debisi	m_{as}	300	Lt/h	$\pm 3\%$
Fan-coil yoğuşturucu arasında dolaşan su debisi	m_y	700	Lt/h	$\pm 3\%$
Isı pompası alçak basınç değeri	P_b	3,4	bar	$\pm 1,5\%$
Isı pompası yüksek basınç değeri	P_y	16	bar	$\pm 1,5\%$
Buharlaştırıcı sıcaklığı	T_b	12	$^{\circ}C$	$\pm 1,5\%$
Yoğuşturucu sıcaklığı	T_y	61	$^{\circ}C$	$\pm 1,5\%$
Kompresörün çektiği akım değeri	I_k	5,13	A	$\pm 2\%$
Kompresörün çektiği voltaj değeri	V_k	224	V	$\pm 2\%$
Kompresör $\cos\phi$ değeri	$\cos\phi$	0,99	-	$\pm 2\%$
Soğutucu akışkan kompresör gaz çıkış sıcaklığı	T_2	77,3	$^{\circ}C$	$\pm 0,5\%$
Soğutucu akışkan yoğuşturucu gaz çıkış sıcaklığı	T_3	47,3	$^{\circ}C$	$\pm 0,5\%$
Soğutucu akışkan buharlaştırıcı gaz giriş sıcaklığı	T_4	13,1	$^{\circ}C$	$\pm 0,5\%$
Yoğuşturucuya giren su sıcaklığı	T_{syg}	48,5	$^{\circ}C$	$\pm 0,5\%$
Yoğuşturucudan çıkan su sıcaklığı	$T_{syç}$	58,5	$^{\circ}C$	$\pm 0,5\%$
Buharlaştırıcıya giren su sıcaklığı	T_{sbg}	50	$^{\circ}C$	$\pm 0,5\%$
Buharlaştırıcıdan çıkan su sıcaklığı	$T_{sbç}$	30,3	$^{\circ}C$	$\pm 0,5\%$
Fan coil hava giriş sıcaklığı	T_{hg}	23,5	$^{\circ}C$	$\pm 0,5\%$
Fan coil hava giriş bağıl nem değeri	ϕ_{hg}	29,7	-	$\pm 2,5\%$
Fan coil hava çıkış sıcaklığı	$T_{hç}$	32,6	$^{\circ}C$	$\pm 0,5\%$
Fan coil hava çıkış bağıl nem değeri	$\phi_{hç}$	18,2	-	$\pm 2,5\%$
Hesaplanan parametreler				
Pompa 1 güç tüketimi	W_{p1}	40	W	$\pm 11\%$
Pompa 2 güç tüketimi	W_{p2}	67	W	$\pm 6,89\%$
Fan güç tüketimi	W_f	125	W	$\pm 4\%$
Toplam güç tüketimi	W_{tot}	1370	W	
Kompresör güç tüketimi	W_k	1138	W	$\pm 2\%$
Soğutma Kapasitesi	Q_b	6862	W	$\pm 0,036\%$
Isıtma kapasitesi	Q_y	8128	W	$\pm 0,015\%$
Isı pompası ısıtma tesir katsayısı	ITK_{ip}	7,14	-	$\pm 2\%$
Tüm sistemin ısıtma tesir katsayısı	ITK_{sis}	5,93	-	$\pm 1,7\%$

EK 2

● Isı Pompası Destekli Kurutma İşleminin Hata Analizi

Hava debisi hesabında hata analizi:

$$\dot{m}_h = \rho_h A_h V_h$$

$$\frac{\partial \dot{m}_h}{\partial V_h} = \rho_h A_h = 1,2 \times 0,1925 = 0,231$$

$$W_{\dot{m}_h} = \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_h}{\partial V_h} \times W_{V_h} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(0,231 \times 0,03)^2 \right]^{1/2} = 0,0012$$

$$m_h = 0,44 \text{ kg/s} \pm 0,0012 \text{ (0,28\%)}$$

A noktasındaki nemli hava içindeki su buharının doyma basıncının hesabındaki hata analizi:

$$P_{dT_A} = \left[0,782 + 0,029T_A + 6,3(0,01T_A)^{2,25} \right]^2$$

$$\frac{\partial P_{dT_A}}{\partial T_A} = 2x \left[0,782 + 0,029T_A + 6,3(0,01T_A)^{2,25} \right] \times 0,029 \times 0,142 \times (0,01T_A)^{1,25}$$

$$\frac{\partial P_{dT_A}}{\partial T_A} = 2x \left[\begin{array}{l} 0,782 + 0,029 \times 25,2 + \\ 6,3(0,01 \times 25,2)^{2,25} \end{array} \right] \times 0,029 \times 0,142 \times (0,01 \times 25,2)^{1,25} = 0,192$$

$$W_{P_{dT_A}} = \left[\left(\frac{\partial P_{dT_A}}{\partial T_A} \times W_{T_A} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(0,192 \times 0,006)^2 \right]^{1/2} = 0,0011$$

$$P_{dT_A} = 3,018 \text{ kpa} \pm 0,0011 \text{ (0,038\%)}$$

A noktasındaki nemli havanın özgül neminin hesabındaki hata analizi:

$$W_A = 0,622 \left[\frac{P_{dT_A} \phi_A}{101,25 - P_{dT_A} \phi_A} \right]$$

$$\frac{\partial W_A}{\partial P_{dT_A}} = \frac{(0,622 \cdot \phi_A) \cdot (101,25 - P_{dT_A} \phi_A) + (\phi_A \cdot 0,622 \cdot P_{dT_A} \phi_A)}{(101,25 - P_{dT_A} \phi_A)^2}$$

$$((0,622 \times 0,89) \cdot (101,25 - 3,018 \times 0,89) +$$

$$\frac{\partial W_A}{\partial P_{dT_A}} = \frac{(0,89 \times 0,622 \times 3,018 \times 0,89)}{(101,25 - 3,018 \times 0,89)^2} = 0,00577$$

$$\frac{\partial W_A}{\partial \phi_A} = \frac{(0,622 \cdot P_{dT_A}) \cdot (101,25 - P_{dT_A} \phi_A) + (P_{dT_A} \cdot 0,622 \cdot P_{dT_A} \phi_A)}{(101,25 - P_{dT_A} \phi_A)^2}$$

$$(0,622 \times 3,018) \times (101,25 - 3,108 \times 0,89) +$$

$$\frac{\partial W_A}{\partial \phi_A} = \frac{(3,018 \times 0,622 \times 3,018 \times 0,89)}{(101,25 - 3,018 \times 0,89)^2} = 0,0194$$

$$W_{W_A} = \left[\left(\frac{\partial W_A}{\partial P_{dT_A}} \times W_{P_{dT_A}} \right)^2 + \left(\frac{\partial W_A}{\partial \phi_A} \times W_{\phi_A} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(0,00577 \times 0,0000156)^2 + (0,0194 \times 0,018)^2 \right]^{1/2} = 0,000346$$

$W_A = 0,018 \text{ kg/kg} \pm 0,000346 \text{ (1,92\%)}$

A noktasındaki nemli havanın entalpi hesabındaki hata analizi:

$$h_A = T_A + W_A (2501 + 1,805 T_A)$$

$$\frac{\partial h_A}{\partial T_A} = 1 + 1,805 \cdot W_A = 1 + 1,805 \times 0,018 = 1,032$$

$$\frac{\partial h_A}{\partial W_A} = 2501 + 1,805 \cdot T_A = 2501 + 1,805 \times 25,2 = 2546,3$$

$$W_{h_A} = \left[\left(\frac{\partial h_A}{\partial T_A} \times W_{T_A} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_A}{\partial W_A} \times W_{W_A} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(1,032 \times 0,006)^2 + (2546,3 \times 0,000346)^2 \right]^{1/2} = 0,87$$

$h_A = 71,43 \text{ kJ/kg} \pm 0,87 \text{ (1,21\%)}$

B noktasındaki nemli hava içindeki su buharının doyma basıncının hesabındaki hata analizi:

$$P_{dt_B} = [0,782 + 0,029T_B + 6,3(0,01T_B)^{2,25}]^2$$

$$\frac{\partial P_{dt_B}}{\partial T_B} = 2x[0,782 + 0,029T_B + 6,3(0,01T_B)^{2,25}]x 0,029 x 0,142 x (0,01T_B)^{1,25}$$

$$\frac{\partial P_{dt_B}}{\partial T_B} = 2x[0,782 + 0,029x17,4 + 6,3(0,01x17,4)^{2,25}]x$$

$$0,029 x 0,142 x (0,01x17,4)^{1,25} = 0,1230$$

$$W_{P_{dT_B}} = \left[\left(\frac{\partial P_{dT_B}}{\partial T_B} x W_{t_B} \right)^2 \right]^{1/2} = [(0,1230x0,006)^2]^{1/2} = 0,00073$$

$$P_{dT_B} = 1,974 \text{ kpa} \pm 0,00073 \text{ (0,037\%)}$$

B noktasındaki nemli havanın özgül neminin hesabındaki hata analizi:

$$W_B = 0,622 \left[\frac{P_{dT_B} \phi_B}{101,25 - P_{dT_B} \phi_B} \right]$$

$$\frac{\partial W_B}{\partial P_{dT_B}} = \frac{(0,622 \cdot \phi_B) \cdot (101,25 - P_{dT_B} \phi_B) + (\phi_B \cdot 0,622 \cdot P_{dT_B} \phi_B)}{(101,25 - P_{dT_B} \phi_B)^2}$$

$$(0,622 x 0,952) x (101,25 - 1,974 x 0,952) +$$

$$\frac{\partial W_B}{\partial P_{dT_B}} = \frac{(0,952 x 0,622 x 1,974 x 0,952)}{(101,25 - 1,974 x 0,952)^2} = 0,0060$$

$$\frac{\partial W_B}{\partial \phi_B} = \frac{(0,622 \cdot P_{dT_B}) \cdot (101,25 - P_{dT_B} \phi_B) + (P_{dT_B} \cdot 0,622 \cdot P_{dT_B} \phi_B)}{(101,25 - P_{dT_B} \phi_B)^2}$$

$$(0,622 x 1,974) x (101,25 - 1,974 x 0,952) +$$

$$\frac{\partial W_B}{\partial \phi_B} = \frac{(1,974 x 0,622 x 1,974 x 0,952)}{(101,25 - 1,974 x 0,952)^2} = 0,0126$$

$$W_{W_B} = \left[\left(\frac{\partial W_B}{\partial P_{dT_B}} x W_{P_{dT_B}} \right)^2 + \left(\frac{\partial W_B}{\partial \phi_B} x W_{\phi_B} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(0,0060 \times 0,00073)^2 + (0,0126 \times 0,018)^2 \right]^{1/2} = 0,00022$$

$$W_B = 0,0117 \text{ kg/kg} \pm 0,00022 \text{ (1,91\%)}$$

B noktasındaki nemli havanın entalpi hesabındaki hata analizi:

$$h_B = T_B + W_B(2501 + 1,805 T_B)$$

$$\frac{\partial h_B}{\partial T_B} = 1 + 1,805 W_B = 1 + 1,805 \times 0,0117 = 1,021$$

$$\frac{\partial h_B}{\partial W_B} = 2501 + 1,805 T_B = 2501 + 1,805 \times 17,4 = 2532,14$$

$$W_{h_B} = \left[\left(\frac{\partial h_B}{\partial T_B} x W_{T_B} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_B}{\partial W_B} x W_{W_B} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(1,021 \times 0,006)^2 + (2532,14 \times 0,00022)^2 \right]^{1/2} = 0,56$$

$$h_B = 47,33 \text{ kJ/kg} \pm 0,88 \text{ (1,19\%)}$$

C noktasındaki nemli hava içindeki su buharının doyma basıncının hesabındaki hata analizi:

$$P_{dT_C} = [0,782 + 0,029 T_C + 6,3(0,01 T_C)^{2,25}]^2$$

$$\frac{\partial P_{dT_C}}{\partial T_C} = 2x[0,782 + 0,029 T_C + 6,3(0,01 T_C)^{2,25}]x$$

$$0,029 \times 0,142 \times (0,01 T_C)^{1,25}$$

$$\frac{\partial P_{dT_C}}{\partial T_C} = 2x[0,782 + 0,029 \times 20,8 + 6,3(0,01 \times 20,8)^{2,25}]x$$

$$0,029 \times 0,142 \times (0,01 \times 20,8)^{1,25} = 0,146$$

$$W_{P_{dT_C}} = \left[\left(\frac{\partial P_{dT_C}}{\partial T_C} x W_{T_C} \right)^2 \right]^{1/2} = [(0,146 \times 0,006)^2]^{1/2} = 0,00087$$

$$P_{dT_C} = 2,372 \text{ kpa} \pm 0,00087 (0,036\%)$$

C noktasındaki nemli havanın özgül neminin hesabındaki hata analizi:

$$W_C = 0,622 \left[\frac{P_{dT_C} \phi_C}{101,25 - P_{dT_C} \phi_C} \right]$$

$$\frac{\partial W_C}{\partial P_{dT_C}} = \frac{(0,622 \cdot \phi_C) \cdot (101,25 - P_{dT_C} \phi_C) + (\phi_C \cdot 0,622 \cdot P_{dT_C} \phi_C)}{(101,25 - P_{dT_C} \phi_C)^2}$$

$$\frac{\partial W_C}{\partial P_{dT_C}} = \frac{(0,622 \times 0,88) \times (101,25 - 2,372 \times 0,88) + (0,88 \times 0,622 \times 2,372 \times 0,88)}{(101,25 - 2,372 \times 0,88)^2} = 0,0056$$

$$\frac{\partial W_C}{\partial \phi_C} = \frac{(0,622 \cdot P_{dT_C}) \cdot (101,25 - P_{dT_C} \phi_C) + (P_{dT_C} \cdot 0,622 \cdot P_{dT_C} \phi_C)}{(101,25 - P_{dT_C} \phi_C)^2}$$

$$\frac{\partial W_C}{\partial \phi_C} = \frac{(0,622 \times 2,372) \times (101,25 - 2,372 \times 0,88) + (2,372 \times 0,622 \times 2,372 \times 0,88)}{(101,25 - 2,372 \times 0,88)^2} = 0,015$$

$$W_{W_C} = \left[\left(\frac{\partial W_C}{\partial P_{dT_C}} \times W_{P_{dT_C}} \right)^2 + \left(\frac{\partial W_C}{\partial \phi_C} \times W_{\phi_C} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(0,0056 \times 0,00087)^2 + (0,015 \times 0,018)^2 \right]^{1/2} = 0,00027$$

$$W_C = 0,015 \text{ kg/kg} \pm 0,00027 (1,8\%)$$

C noktasındaki nemli havanın entalpi hesabındaki hata analizi:

$$h_C = T_C + W_C (2501 + 1,805 T_C)$$

$$\frac{\partial h_C}{\partial T_C} = 1 + 1,805 \cdot W_C = 1 + 1,805 \times 0,015 = 1,027$$

$$\frac{\partial h_C}{\partial W_C} = 2501 + 1,805 \cdot T_C = 2501 + 1,805 \times 20,8 = 2538$$

$$W_{h_c} = \left[\left(\frac{\partial h_c}{\partial T_c} x W_{T_c} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_c}{\partial W_c} x W_{w_c} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(1,027 x 0,006)^2 + (2538 x 0,00027)^2 \right]^{1/2} = 0,67$$

$$h_c = 59,7 \text{ kJ/kg} \pm 0,67 \text{ (1,12\%)}$$

D noktasındaki nemli hava içindeki su buharının doyma basıncının hesabındaki hata analizi:

$$P_{dT_D} = [0,782 + 0,029T_D + 6,3(0,01T_D)^{2,25}]^2$$

$$\frac{\partial P_{dT_D}}{\partial T_D} = 2x[0,782 + 0,029T_D + 6,3(0,01T_D)^{2,25}]x 0,029x0,142x(0,01T_D)^{1,25}$$

$$\frac{\partial P_{dT_D}}{\partial T_D} = 2x[0,782 + 0,029x33,5 + 6,3(0,01x33,5)^{2,25}]x$$

$$0,029x0,142x(0,01x33,5)^{1,25} = 0,272$$

$$W_{P_{dT_D}} = \left[\left(\frac{\partial P_{dT_D}}{\partial T_D} x W_{t_D} \right)^2 \right]^{1/2} = [(0,272x0,006)^2]^{1/2} = 0,0016$$

$$P_{dT_D} = 5,02 \text{ kpa} \pm 0,0016 \text{ (0,032\%)}$$

D noktasındaki nemli havanın özgül neminin hesabındaki hata analizi:

$$W_D = 0,622 \left[\frac{P_{dT_D} \phi_D}{101,25 - P_{dT_D} \phi_D} \right]$$

$$\frac{\partial W_D}{\partial P_{dT_D}} = \frac{(0,622 x \phi_D) \cdot (101,25 - P_{dT_D} \phi_D) + (\phi_D \cdot 0,622 \cdot P_{dT_D} \phi_D)}{(101,25 - P_{dT_D} \phi_D)^2}$$

$$(0,622 x 0,464)x(101,25 - 5,02x0,464) +$$

$$\frac{\partial W_D}{\partial P_{dT_D}} = \frac{(0,464x0,622x5,02x0,464)}{(101,25 - 5,02x0,464)^2} = 0,0029$$

$$\frac{\partial W_D}{\partial \phi_D} = \frac{(0,622 \cdot P_{dT_D}) \cdot (101,25 - P_{dT_D} \phi_D) + (P_{dT_D} \cdot 0,622 \cdot P_{dT_D} \phi_D)}{(101,25 - P_{dT_D} \phi_D)^2}$$

$$\frac{\partial W_D}{\partial \phi_D} = \frac{(0,622 \times 5,02) \cdot (101,25 - 5,02 \times 0,464) + (5,02 \times 0,622 \times 5,02 \times 0,464)}{(101,25 - 5,02 \times 0,464)^2} = 0,03$$

$$W_{W_D} = \left[\left(\frac{\partial W_D}{\partial P_{dT}} \cdot xW_{P_{dT_D}} \right)^2 + \left(\frac{\partial W_D}{\partial \phi_D} \cdot xW_{\phi_D} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(0,0029 \times 0,0016)^2 + (0,03 \times 0,018)^2 \right]^{1/2} = 0,00053$$

$$W_D = 0,015 \text{ kg/kg} \pm 0,00053 \text{ (3,6\%)}$$

D noktasındaki nemli havanın entalpi hesabındaki hata analizi:

$$h_D = T_D + W_D(2501 + 1,805 T_D)$$

$$\frac{\partial h_D}{\partial T_D} = 1 + 1,805 \cdot W_D = 1 + 1,805 \times 0,015 = 1,026$$

$$\frac{\partial h_D}{\partial W_D} = 2501 + 1,805 \cdot T_D = 2501 + 1,805 \times 33,5 = 2561$$

$$W_{h_D} = \left[\left(\frac{\partial h_D}{\partial T_D} \cdot xW_{T_D} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_D}{\partial W_D} \cdot xW_{W_D} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(1,026 \times 0,006)^2 + (2561 \times 0,00053)^2 \right]^{1/2} = 1,35$$

$$h_D = 72,8 \text{ kJ/kg} \pm 1,35 \text{ (1,8\%)}$$

Yoğuşturucu kapasitesi hesabındaki hata analizi:

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_h (h_D - h_C)$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial \dot{m}_h} = (h_D - h_C) = 72,8 - 59,7 = 13,1$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial h_D} = \dot{m}_h = 0,35$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial h_C} = -\dot{m}_h = -0,35$$

$$W_{\dot{Q}_y} = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial \dot{m}_h} x W_{\dot{m}_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial h_D} x W_{h_D} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_y}{\partial h_C} x W_{h_C} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{\dot{Q}_y} = \left[(13,1x0,0012)^2 + (0,35x1,35)^2 + (-0,35x0,67)^2 \right]^{1/2} = 0,52$$

$$Q_y = 4581 \text{ W} \pm 0,52 = (0,0113 \%)$$

Burada;

W (kg/kg), t (°C), h (kJ/kg), P (kPa), ϕ (%RH)

Kompresör hesabındaki hata analizi:

$$\dot{W}_k = V_k I_k \cos \phi$$

$$\frac{\partial \dot{W}_k}{\partial V_k} = I_k \cos \phi = 5,51x0,88 = 4,84$$

$$\frac{\partial \dot{W}_k}{\partial I_k} = V_k \cos \phi = 225x0,88 = 198$$

$$\frac{\partial \dot{W}_k}{\partial \cos \phi} = V_k I_k = 225x5,51 = 1239,7$$

$$W_{\dot{W}_k} = \left[\left(\frac{\partial \dot{W}_k}{\partial V_k} x W_{V_k} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_k}{\partial I_k} x W_{I_k} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_k}{\partial \cos \phi} x W_{\cos \phi} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{\dot{W}_k} = \left[(4,84x0,012)^2 + (198x0,02)^2 + (1239,7x0,02)^2 \right]^{1/2} = 25$$

$$W_k = 1091 \text{ W} \pm 25 (2,3\%)$$

Fan hesabındaki hata analizi:

$$\dot{W}_f = V_f I_f$$

$$\frac{\partial \dot{W}_f}{\partial V_f} = I_f = 2$$

$$\frac{\partial \dot{W}_f}{\partial I_f} = V_f = 225$$

$$W_{\dot{W}_f} = \left[\left(\frac{\partial \dot{W}_f}{\partial V_f} x W_{V_f} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_f}{\partial I_f} x W_{I_f} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(2x0,012)^2 + (225x0,02)^2 \right]^{1/2} = 4,5$$

$$W_f = 337 \text{ W} \pm 4,5 \text{ (%1,3)}$$

Isıtma tesir katsayısı hesabındaki hata analizi:

a) Tüm sistemin ısıtma tesir katsayısındaki hata analizi:

$$ITK_{sis} = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_k + \dot{W}_f}$$

$$\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{Q}_y} = \frac{\dot{W}_k + \dot{W}_f}{(\dot{W}_k + \dot{W}_f)^2} = \frac{1}{\dot{W}_k + \dot{W}_f} = \frac{1}{1428} = 0,0007$$

$$\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{W}_k} = -\frac{\dot{Q}_y}{(\dot{W}_k + \dot{W}_f)^2} = -\frac{4581}{(1091 + 337)^2} = -0,0022$$

$$\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{W}_f} = -\frac{\dot{Q}_y}{(\dot{W}_k + \dot{W}_f)^2} = -\frac{4581}{(1091 + 337)^2} = -0,0022$$

$$W_{ITK_{sis}} = \left[\left(\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{Q}_y} x W_{\dot{Q}_y} \right)^2 + \left(\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{W}_k} x W_{\dot{W}_k} \right)^2 + \left(\frac{\partial ITK_{sis}}{\partial \dot{W}_f} x W_{\dot{W}_f} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{ITK_{sis}} = \left[(0,0007x0,52)^2 + (-0,0022x25)^2 + (-0,0022x4,5)^2 \right]^{1/2} = 0,055$$

$$ITK_{sis}=3,21\pm 0,055 (1,71\%)$$

b) Isı pompasının ısıtma tesir katsayısındaki hata analizi:

$$ITK_{ip} = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_k}$$

$$\frac{\partial ITK_{ip}}{\partial \dot{Q}_y} = \frac{1}{\dot{W}_k} = \frac{1}{1091} = 0,00091$$

$$\frac{\partial ITK_{ip}}{\partial \dot{W}_k} = -\frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_k^2} = -\frac{4581}{(1091)^2} = -0,0038$$

$$W_{ITK_{ip}} = \left[\left(\frac{\partial ITK_{ip}}{\partial \dot{Q}_y} x W_{\dot{Q}_y} \right)^2 + \left(\frac{\partial ITK_{ip}}{\partial \dot{W}_k} x W_{\dot{W}_k} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{ITK_{ip}} = \left[(0,00091 x 0,52)^2 + (-0,0038 x 25)^2 \right]^{1/2} = 0,094$$

$$ITK_{ip}=4,2 \pm 0,094 (2,25\%)$$

BYO hesabındaki hata analizi:

$$BYO = \frac{T_C - T_B}{T_A - T_B}$$

$$\frac{\partial BYO}{\partial T_A} = \frac{-(T_C - T_B)}{(T_A - T_B)^2} = \frac{-(20,8 - 17,4)}{(25,2 - 17,4)^2} = -0,056$$

$$\frac{\partial BYO}{\partial T_B} = \frac{-1}{(T_A - T_B)} = \frac{-1}{(25,2 - 17,4)} = -0,128$$

$$\frac{\partial BYO}{\partial T_C} = \frac{1}{(T_A - T_B)} = \frac{1}{(25,2 - 17,4)} = 0,128$$

$$W_{BYO} = \left[\left(\frac{\partial BYO}{\partial T_A} x W_{T_A} \right)^2 + \left(\frac{\partial BYO}{\partial T_B} x W_{T_B} \right)^2 + \left(\frac{\partial BYO}{\partial T_C} x W_{T_C} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{BYO} = \left[(-0,056 \times 0,018)^2 + (-0,128 \times 0,018)^2 + (0,128 \times 0,018)^2 \right]^{1/2} = 0,0034$$

$$BYO = 0,44 \pm 0,0034 (0,77\%)$$

Yoğuşan su miktarı hesabındaki hata analizi:

$$\dot{m}_{yoğ} = \dot{m}_h (W_A - W_B)$$

$$\dot{m}_{yoğ} = \dot{m}_h (1 - BYO)(W_A - W_B)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{yoğ}}{\partial \dot{m}_h} = (1 - BYO)(W_A - W_B) = (1 - 0,44) \times (0,018 - 0,011) = 0,0039$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{yoğ}}{\partial BYO} = -\dot{m}_h (W_A - W_B) = 0,35 \times (0,0118 - 0,011) = 0,00028$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{yoğ}}{\partial W_A} = \dot{m}_h (1 - BYO) = 0,35 \times (1 - 0,44) = 0,196$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{yoğ}}{\partial W_B} = \dot{m}_h (BYO - 1) = 0,35 \times (0,44 - 1) = -0,196$$

$$W_{\dot{m}_{yoğ}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{yoğ}}{\partial \dot{m}_h} \times W_{\dot{m}_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{yoğ}}{\partial BYO} \times W_{BYO} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{yoğ}}{\partial W_A} \times W_{W_A} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial \dot{m}_{yoğ}}{\partial W_B} \times W_{W_B} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{\dot{m}_{yoğ}} = \left[(0,0039 \times 0,0012)^2 + (0,00028 \times 0,0034)^2 + (0,196 \times 0,000346)^2 + (-0,196 \times 0,00022)^2 \right]^{1/2} = 0,000096$$

$$m_{yoğ} = 0,0012 \text{ kg/s} \pm 0,000096 (8\%)$$

SMER hesabındaki hata analizi:

$$SMER = \frac{\dot{m}_{yoğ}}{\dot{W}_k + \dot{W}_f}$$

$$\frac{\partial SMER}{\partial \dot{m}_{yoğ}} = \frac{1}{(\dot{W}_k + \dot{W}_f)} = \frac{1}{1,091 + 0,337} = 0,7$$

$$\frac{\partial SMER}{\partial \dot{W}_k} = \frac{-\dot{m}_{yo\ddot{g}}}{(\dot{W}_k + \dot{W}_f)^2} = \frac{-4,32}{(1,091 + 0,337)^2} = -2,11$$

$$\frac{\partial SMER}{\partial \dot{W}_f} = \frac{-\dot{m}_{yo\ddot{g}}}{(\dot{W}_k + \dot{W}_f)^2} = \frac{-4,32}{(1,091 + 0,337)^2} = -2,11$$

$$W_{SMER} = \left[\left(\frac{\partial SMER}{\partial \dot{m}_{yo\ddot{g}}} x W_{\dot{m}_{yo\ddot{g}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial SMER}{\partial \dot{W}_k} x W_{\dot{W}_k} \right)^2 + \left(\frac{\partial SMER}{\partial \dot{W}_f} x W_{\dot{W}_f} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{SMER} = \left[(0,7x0,000096)^2 + (-2,11x0,025)^2 + (-2,11x0,0045)^2 \right]^{1/2} = 0,05$$

$$SMER=3,16 \pm 0,05 (0,01\%)$$

Buharlaştırıcı kapasitesi hesabındaki hata analizi:

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{h_b} (h_A - h_B) = \dot{m}_h (1 - BYO)(h_A - h_B)$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_b}{\partial \dot{m}_h} = (1 - BYO)(h_A - h_B) = (1 - 0,44)(71,43 - 47,33) = 24,1$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_b}{\partial BYO} = (1 - BYO)(h_A - h_B) = (1 - 0,44)(71,43 - 47,33) = 24,1$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_b}{\partial h_A} = \dot{m}_h (1 - BYO) = 0,35x(1 - 0,44) = 0,196$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_b}{\partial h_B} = -\dot{m}_h (1 - BYO) = -0,35x(1 - 0,44) = -0,196$$

$$W_{Q_b} = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_b}{\partial \dot{m}_h} x W_{\dot{m}_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_b}{\partial BYO} x W_{BYO} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_b}{\partial h_A} x W_{h_A} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_b}{\partial h_B} x W_{h_B} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{Q_b} = \left[(24,1x0,0012)^2 + (24,1x0,0034)^2 + (0,196x0,87)^2 + (-0,196x0,56)^2 \right]^{1/2} = 0,22$$

$$Q_b=4772 W \pm 0,22(0,0046\%)$$

Soğutucu akışkan debisi hesabındaki hata analizi:

$$\dot{m}_{sa} = \frac{\dot{Q}_b}{(h_1 - h_4)}$$

$$h_1 = 155,1313 + 0,8471667 T_1 + 0,209139 \times 10^{-3} T_1^2 + P_b (34,7401 - 0,3860322 T_1 + 0,672008 \times 10^{-3} T_1^2)$$

$$h_4 = -6,702179 + 0,1675422 T_3 + 0,2154294 \times 10^{-2} T_3^2$$

Burada; P_b (MPa) (Mutlak), T_1 (K)

- **Buharlaştırıcı çıkışındaki soğutucu akışkanın özgül entalpi hesabındaki hata analizi:**

$$h_1 = 155,1313 + 0,8471667 T_1 + 0,209139 \times 10^{-3} T_1^2 + P_b (34,7401 - 0,3860322 T_1 + 0,672008 \times 10^{-3} T_1^2)$$

$$\frac{\partial h_1}{\partial T_1} = 0,8471667 + 0,000418 T_1 - 0,3860322 P_b + 0,00134 P_b T_1$$

$$\frac{\partial h_1}{\partial T_1} = 0,8471667 + 0,000418 x (13,8 + 273,15) - 0,3860322 x (0,393) + 0,00134 x (0,393) x (13,8 + 273,15) = 0,966$$

$$\frac{\partial h_1}{\partial P_b} = 34,7401 - 0,3860322 T_1 + 0,000672008 T_1^2$$

$$\frac{\partial h_1}{\partial P_b} = 34,7401 - 0,3860322 (286,95) + 0,000672008 x (286,95)^2 = -31$$

$$W_{h_1} = \left[\left(\frac{\partial h_1}{\partial T_1} x W_{T_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_1}{\partial P_b} x W_{P_b} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$W_{h_1} = \left[(0,966 x 0,003)^2 + (-31 x 0,005)^2 \right]^{1/2} = 0,049$$

$$h_1 = 409,44 \text{ kJ / kg } \pm 0,049 \text{ (%0,01)}$$

- **Buharlaştırıcı girişindeki soğutucu akışkanın özgül entalpi hesabındaki hata analizi:**

$$h_4 = -6,702179 + 0,1675422 T_3 + 0,2154294 \times 10^{-2} T_3^2$$

$$\frac{\partial h_4}{\partial T_3} = 0,1675422 + 0,0043 T_3 = 0,1675422 + 0,0043(33,7 + 273,15) = 1,47$$

$$W_{h_4} = \left[\left(\frac{\partial h_4}{\partial T_3} \times W_{T_3} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[(1,47 \times 0,0003)^2 \right]^{1/2} = 0,00044$$

$$h_4 = 247,5 \text{ kJ / kg} \pm 0,0044 \text{ (%0,0018)}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{sa}}{\partial \dot{Q}_b} = \frac{1}{(h_1 - h_4)} = \frac{1}{(409,44 - 247,5)} = 0,006$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{sa}}{\partial h_1} = \frac{-\dot{Q}_b}{(h_1 - h_4)^2} = \frac{-4,772}{(409,44 - 247,5)^2} = -0,00017$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{sa}}{\partial h_4} = \frac{\dot{Q}_b}{(h_1 - h_4)^2} = \frac{4,772}{(409,44 - 247,5)^2} = 0,00017$$

$$W_{\dot{m}_{sa}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{sa}}{\partial \dot{Q}_b} \times W_{\dot{Q}_b} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{sa}}{\partial h_1} \times W_{h_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{sa}}{\partial h_4} \times W_{h_4} \right)^2 \right]^{1/2}$$

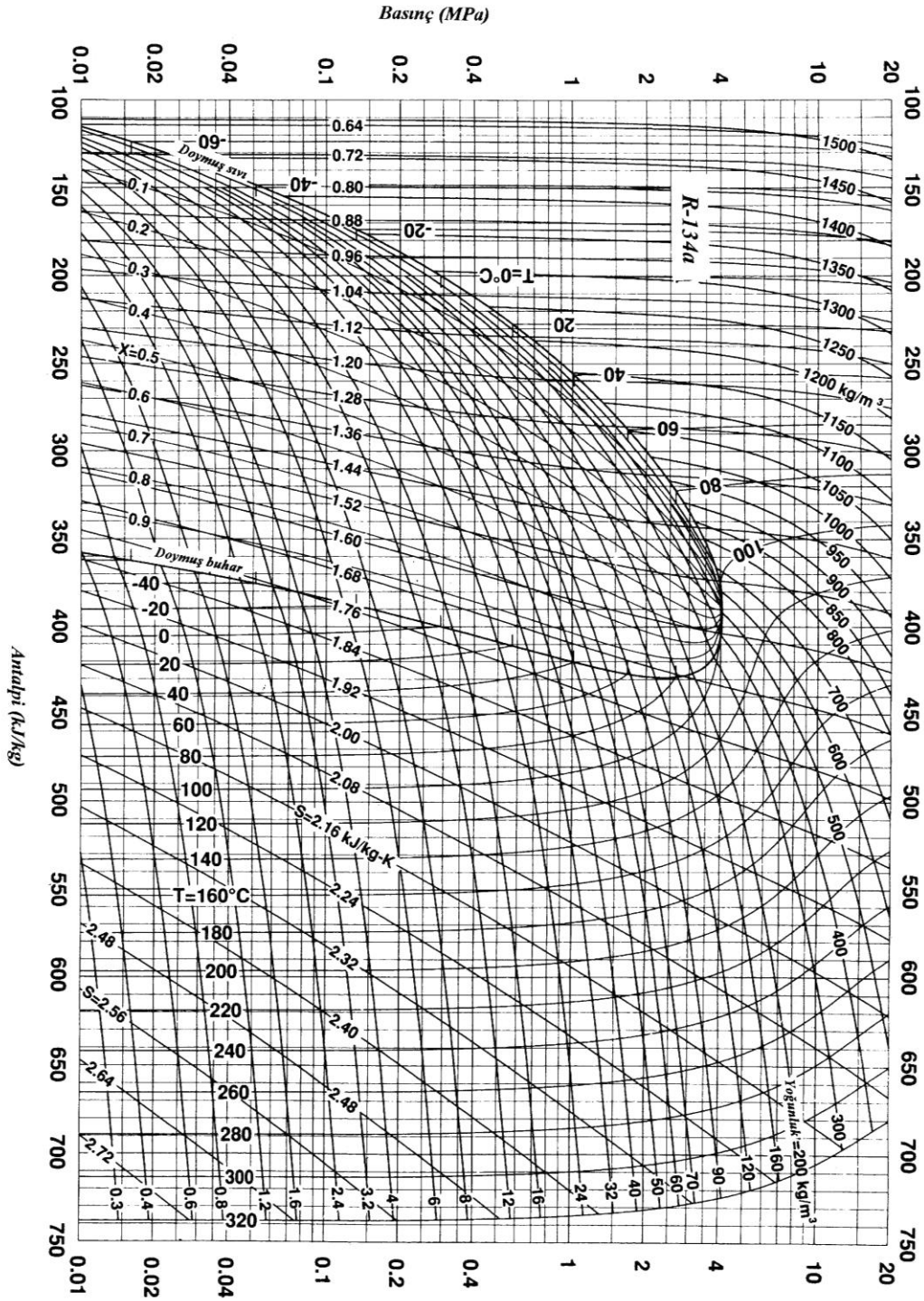
$$W_{\dot{m}_{sa}} = \left[(0,006 \times 0,22)^2 + (-0,00018 \times 0,049)^2 + (0,00018 \times 0,0044)^2 \right]^{1/2} = 0,0013$$

$$m_{sa} = 0,0224 \text{ kg/s} \pm 0,0013 \text{ (%6)}$$

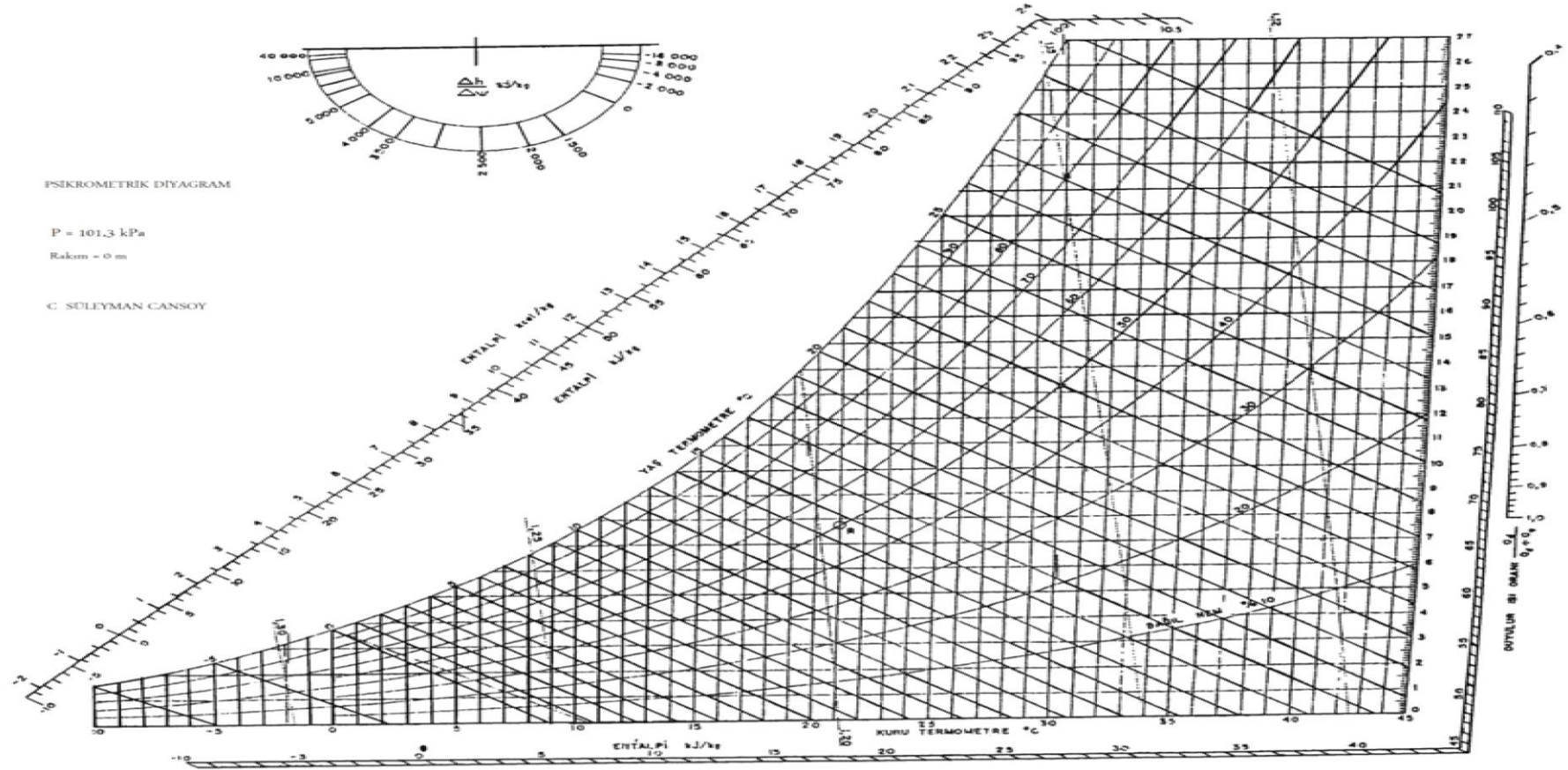
Çizelge Ek 2. Isı pompası destekli kurutma tesisatından alınan deneysel sonuçlar ve ölçülen parametrelerden kaynaklanan hata oranları

Ölçülen parametreler	Sembol	Değer	Birim	Toplam hata oranı
Ortalama hava hızı	V_h	1,52	m/s	$\pm 0,28$
A noktası hava sıcaklığı	T_A	25,2	$^{\circ}C$	$\pm 0,6\%$
B noktası hava sıcaklığı	T_B	17,4	$^{\circ}C$	$\pm 0,6\%$
C noktası hava sıcaklığı	T_C	20,8	$^{\circ}C$	$\pm 0,6\%$
D noktası hava sıcaklığı	T_D	33,5	$^{\circ}C$	$\pm 0,6\%$
A noktası bağıl nem değeri	Φ_A	89	-	$\pm 1,8\%$
B noktası bağıl nem değeri	Φ_B	95,2	-	$\pm 1,8\%$
C noktası bağıl nem değeri	Φ_C	88,1	-	$\pm 1,8\%$
D noktası bağıl nem değeri	Φ_D	46,4	-	$\pm 1,8\%$
Kompresörün çektiği akım	I_k	5,51	A	$\pm 2\%$
Kompresörün voltaj değeri	V_k	225	V	$\pm 1,2\%$
Fanın çektiği akım	I_f	2	A	$\pm 2\%$
Fanın voltaj değeri	V_f	225	V	$\pm 1,2\%$
$\cos \phi$	$\cos \phi$	0,88	-	$\pm 2\%$
Isı pompası alçak basınç değeri	P_b	3,93	bar	$\pm 0,5\%$
Isı pompası yüksek basınç değeri	P_y	10,12	bar	$\pm 0,5\%$
Kompresör emiş sıcaklığı	T_1	13,8	$^{\circ}C$	$\pm 0,5\%$
Kompresör deşarj sıcaklığı	T_2	71	$^{\circ}C$	$\pm 0,3\%$
Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı	T_3	33,7	$^{\circ}C$	$\pm 0,3\%$
A noktasındaki nemli hava içindeki su buharının doyma basıncı	P_{dT_A}	3,018	kPa	$\pm 0,038\%$
B noktasındaki nemli hava içindeki su buharının doyma basıncı	P_{dT_B}	1,974	kPa	$\pm 0,037\%$
C noktasındaki nemli hava içindeki su buharının doyma basıncı	P_{dT_C}	2,372	kPa	$\pm 0,036\%$
D noktasındaki nemli hava içindeki su buharının doyma basıncı	P_{dT_D}	5,02	kPa	$\pm 0,032\%$
Hesaplanan parametreler				
Sistemde dolaşan hava debisi	m_h	0,35	kg/s	$\pm 0,28\%$
Buharlaştırıcı girişindeki hava entalpi değeri	h_A	71,43	kJ/kg	$\pm 1,21\%$
Buharlaştırıcı çıkışındaki hava entalpi değeri	h_B	47,33	kJ/kg	$\pm 1,19\%$
Yoğuşturucu girişindeki hava entalpi değeri	h_C	59,7	kJ/kg	$\pm 1,12\%$
Kurutma odası girişindeki hava entalpi değeri	h_D	72,8	kJ/kg	$\pm 1,8\%$
By-pass oranı(BYO)	BYO	0,44	-	$\pm 0,77\%$
Kompresör güç tüketimi	W_k	1091	W	$\pm 2,3\%$
Fan güç tüketimi	W_f	337	W	$\pm 1,3\%$
Yoğuşan su miktarı	$m_{voğ}$	0,0012	kg/s	$\pm 8\%$
Soğutucu akışkan debisi	m_{sa}	0,0224	kg/s	$\pm 6\%$
Buharlaştırıcı çıkışındaki soğutucu akışkan entalpi değeri	h_1	409,44	kJ/kg	$\pm 0,01\%$
Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan entalpi değeri	h_2	452,71	kJ/kg	$\pm 0,01\%$
Yoğuşturucu çıkışındaki soğutucu akışkan entalpi değeri	h_4	247,5	kJ/kg	$\pm 0,0018\%$
Buharlaştırıcı kapasitesi	Q_b	4772	W	$\pm 0,0046\%$
Yoğuşturucu kapasitesi	Q_y	4581	W	$\pm 0,0113\%$
Isı pompası ısıtma tesir katsayısı	ITK_{ip}	4,2	-	$\pm 2,25\%$
Tüm sistemin ısıtma tesir katsayısı	ITK_{sis}	3,21	-	$\pm 1,7\%$
Özgül nem uzaklaştırma oranı	SMER	3,16	-	$\pm 0,01\%$

EK 3

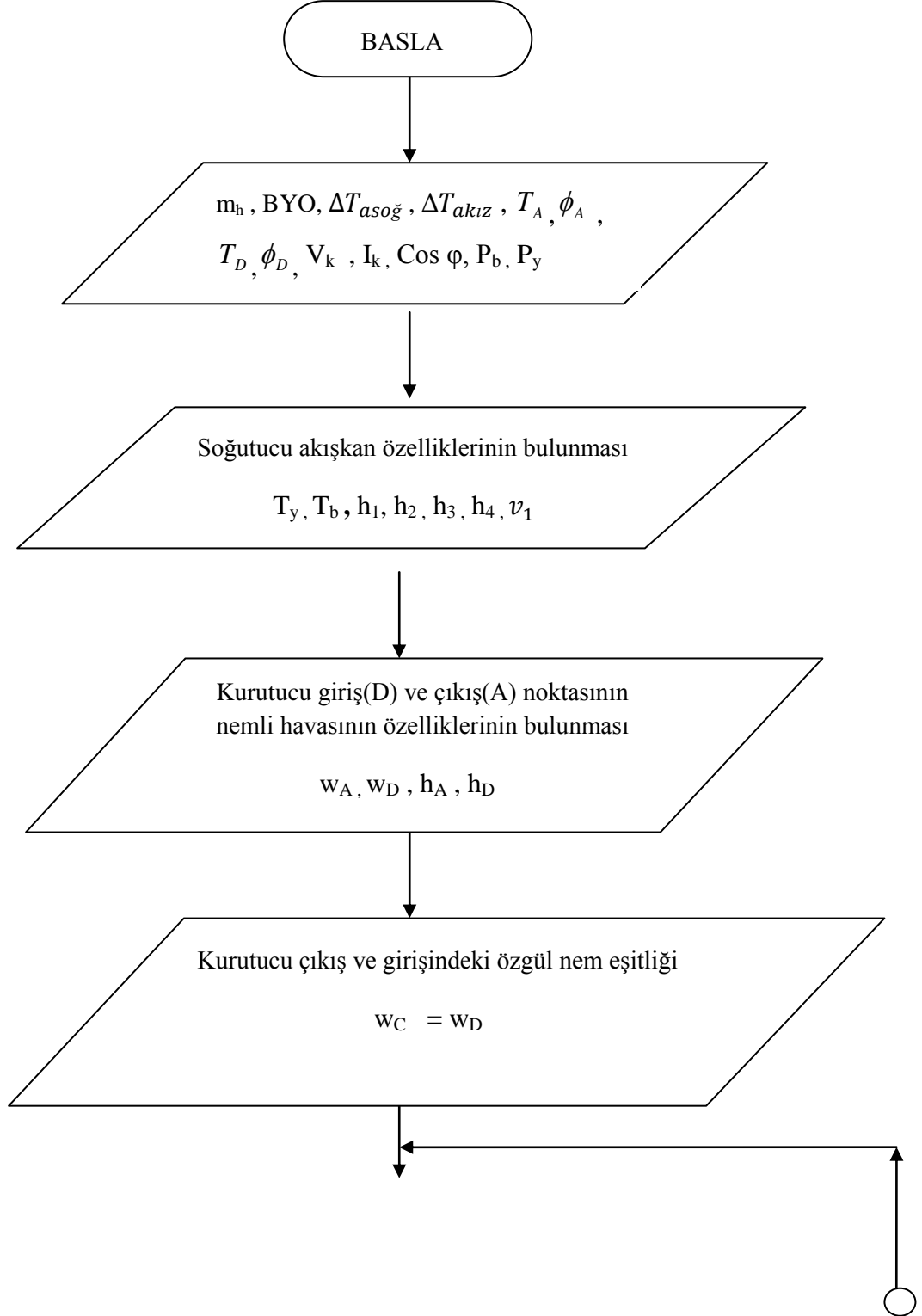


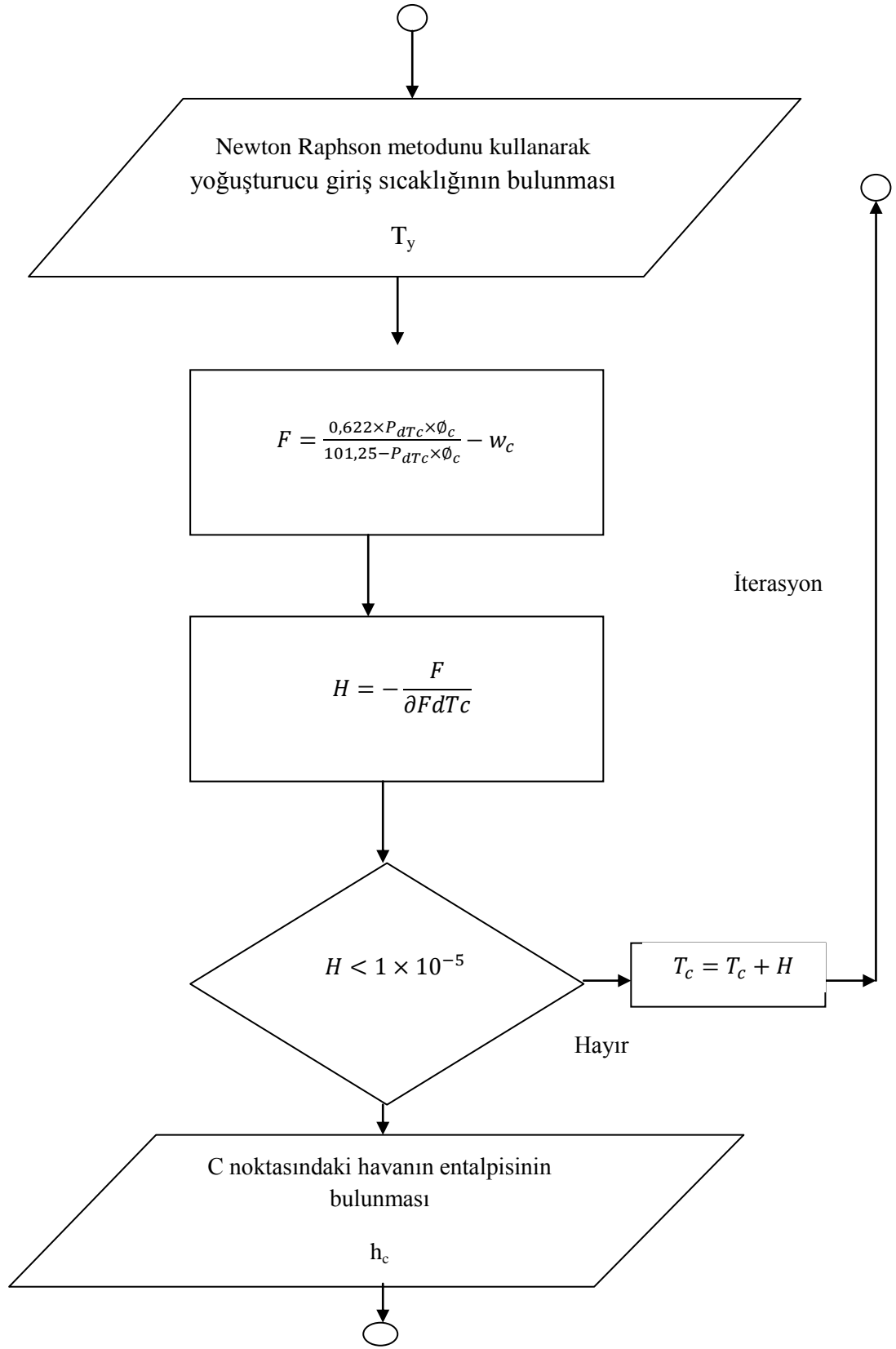
EK 4

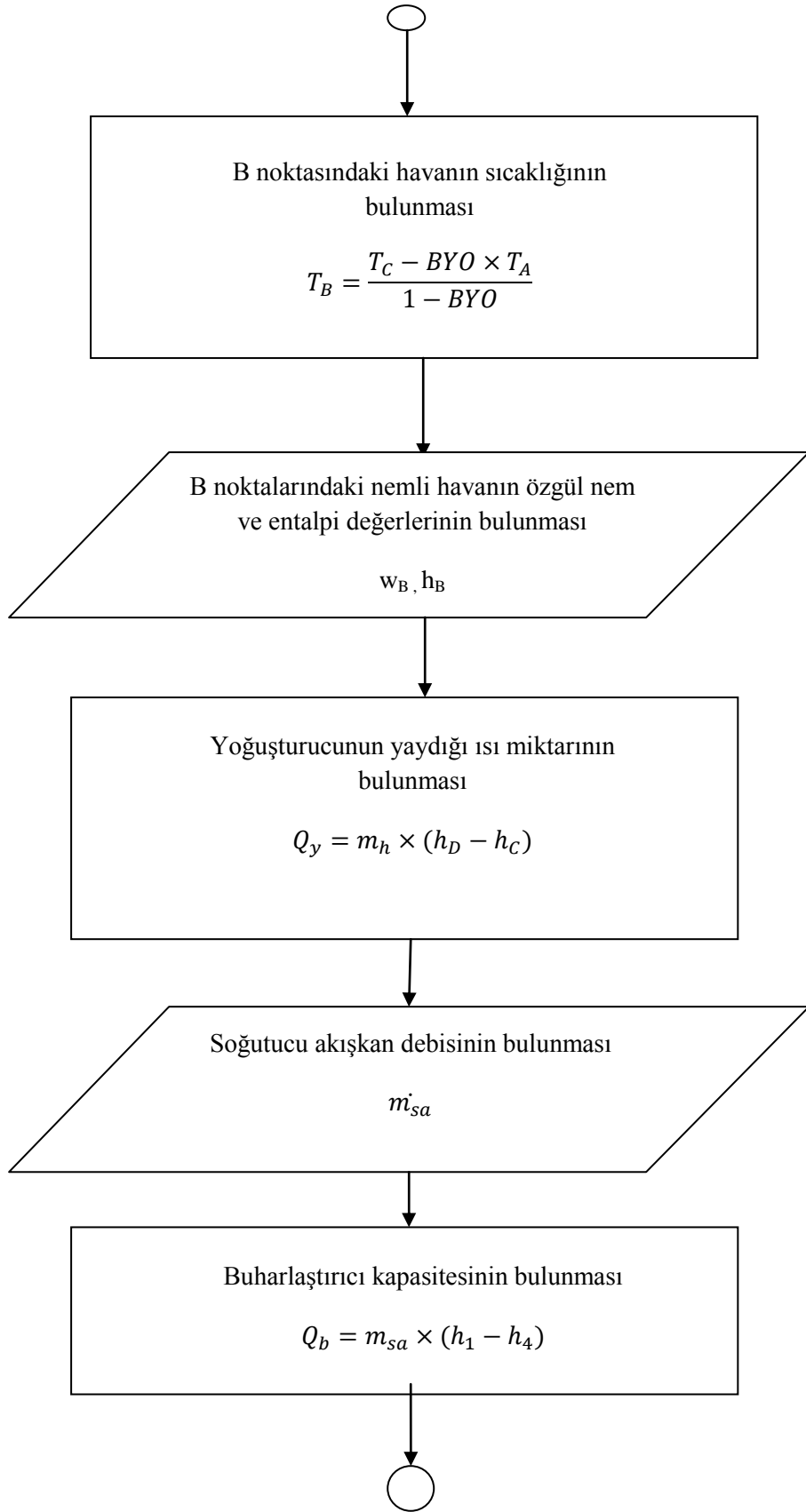


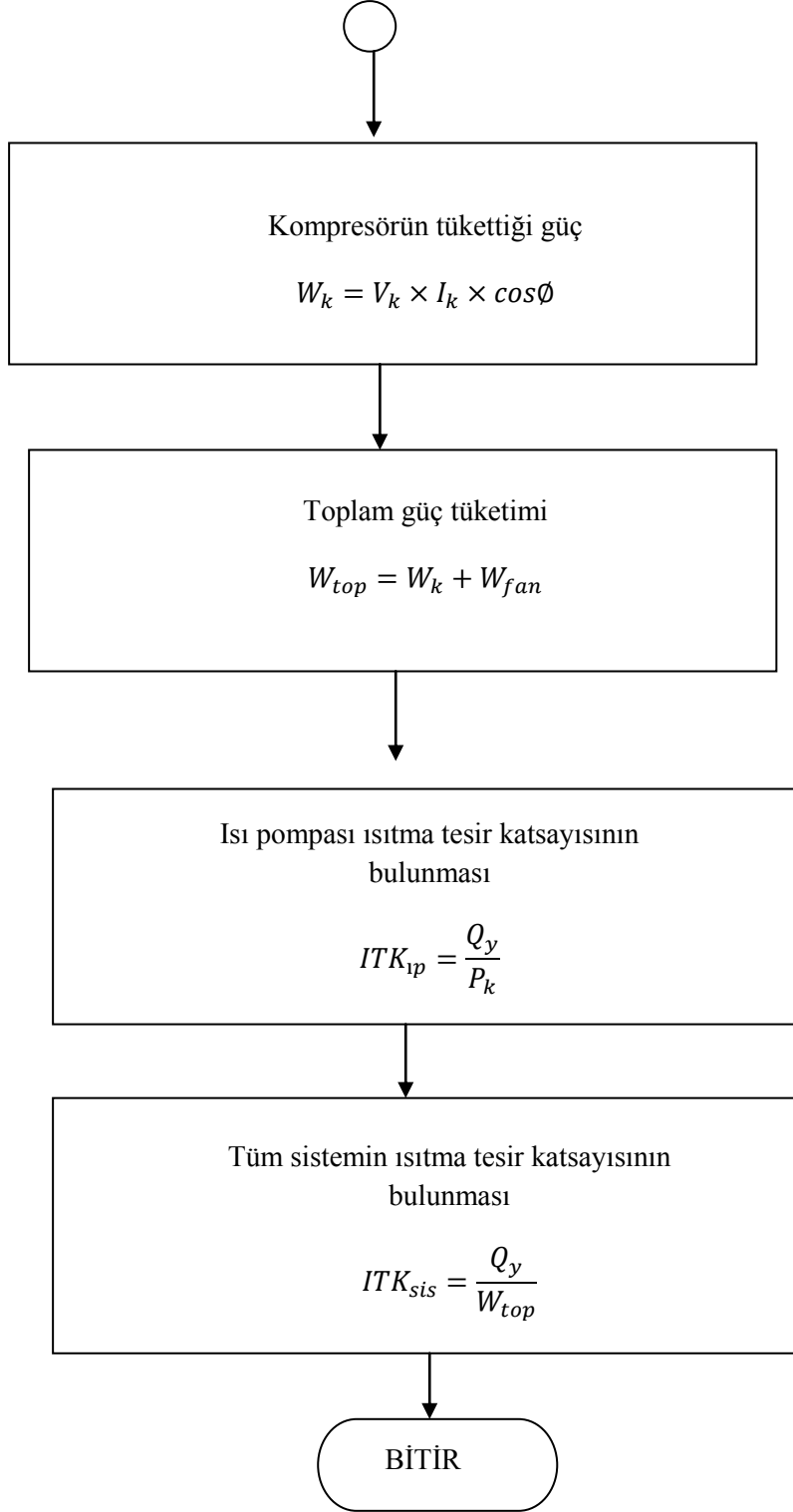
EK 5

● Isı Pompası Destekli Kurutma İşleminin Matematik Model Akış Diyagramı



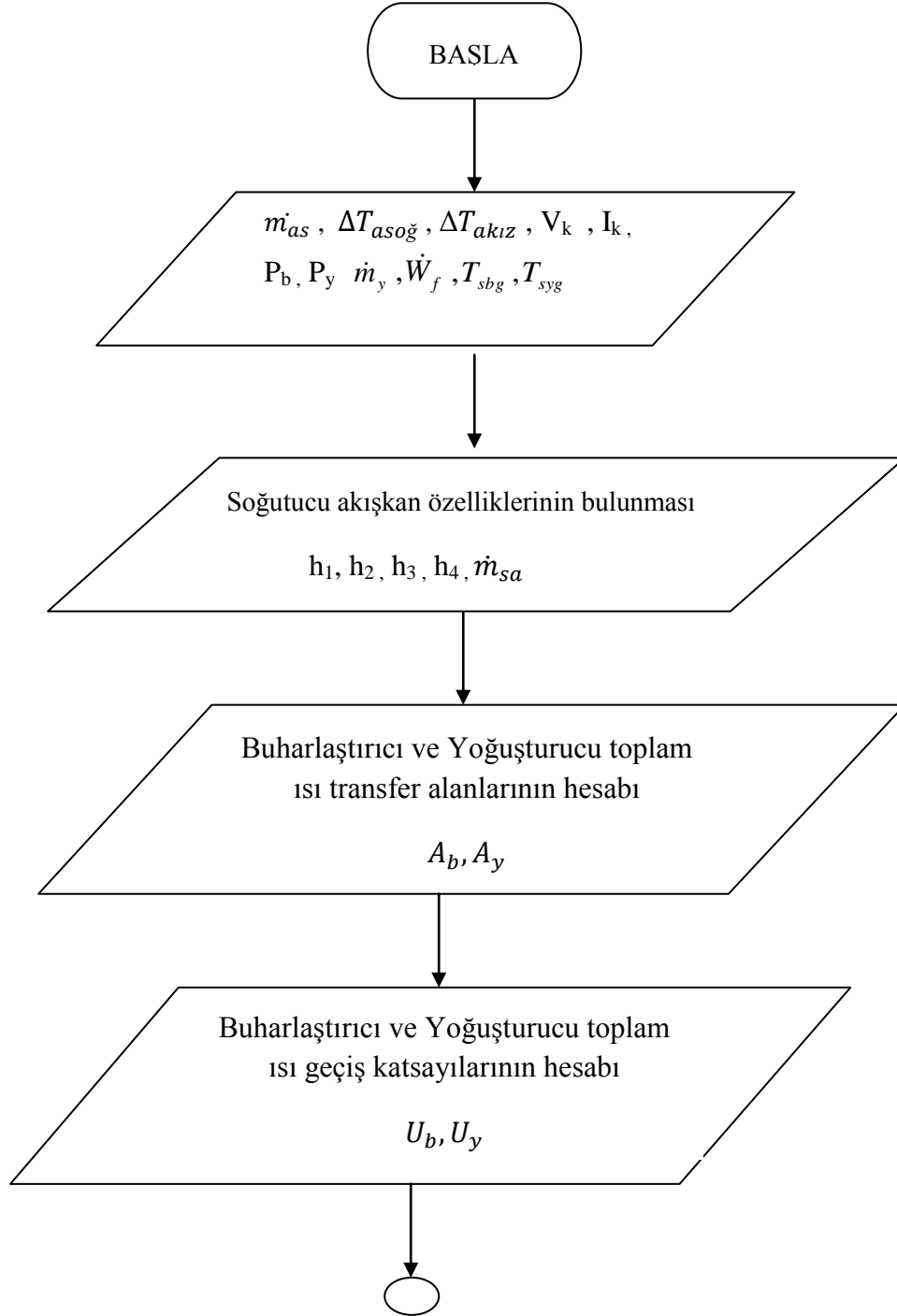


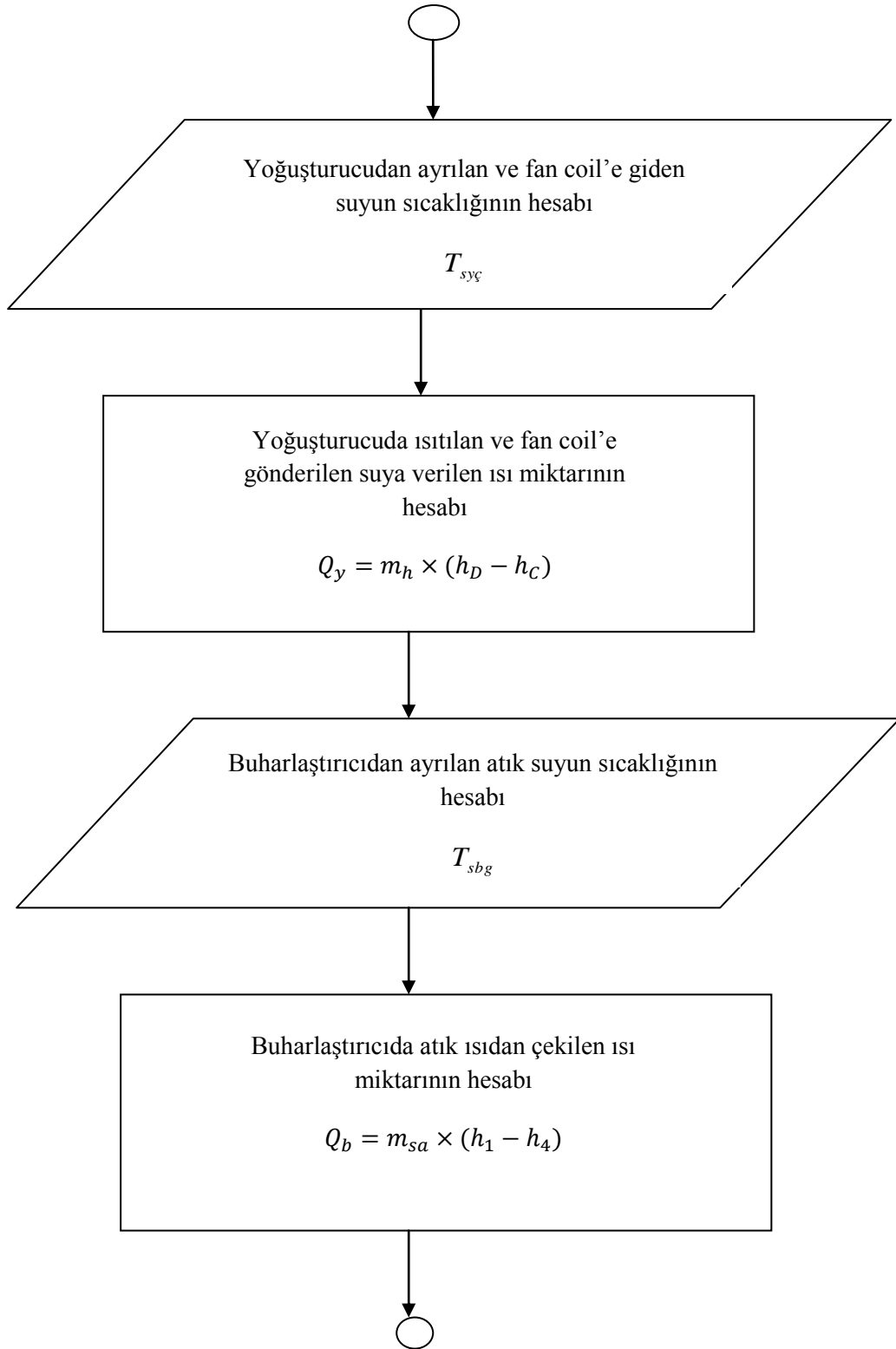


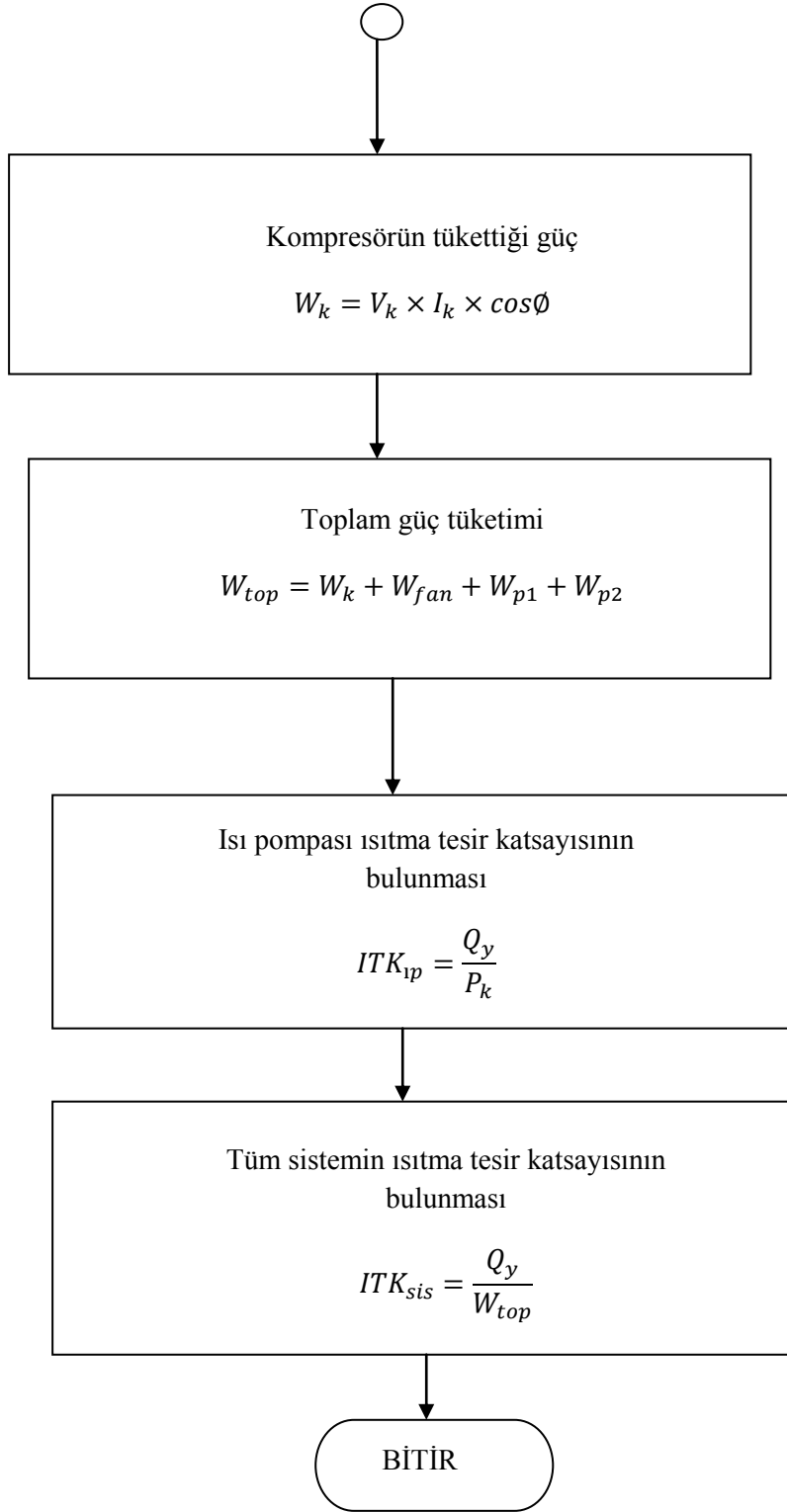


EK 6

● Isı Pompası Yardımıyla Atık Sıvıdan Isı Geri Kazanımının Matematik Model Akış Diyagramı







ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı :Nurettin YAMANKARADENİZ
Doğum Yeri ve Tarihi :İSTANBUL-1980
Yabancı Dili :İNGİLİZCE
Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)
Lise :ÖZEL NİLÜFER LİSESİ-1999
Lisans :ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ-2004
Yüksek Lisans : ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ-2007
Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl :Uludağ Üniversitesi-2004
İletişim (e-posta) :nurettinyamankaradeniz@hotmail.com
Yayınları :

- 1. Yamankaradeniz, N., Coskun, S., Can, M. 2007.** Tekstil sanayiinde atık ısıdan yararlanılarak enerji tasarrufunda klasik sistem ile ısı pompasının karşılaştırılması. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*.12 (1):115-124.
- 2. Ünlü, K., Coşkun, S., Yamankaradeniz, N. 2007.** Bursa ili şartlarında toprak kaynaklı ısı pompası ile ısıtma uygulaması. 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 30 Mayıs-2 Haziran, Kayseri.
- 3. Pulat, E., Coskun, S., Ünlü, K., Yamankaradeniz, N. 2009.** Experimental study of horizontal ground source heat pump performance for mild climate in Turkey. *Energy*. 34 : 1284–1295.
- 4. Karamangil, M.I., Coskun, S., Kaynakli, O., Yamankaradeniz, N. 2010.** A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 14 : 1969–1978.
- 5. Pastakkaya, B., Yamankaradeniz, N., Coşkun, S. 2011.** Binaların soğutulmasında güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ısı pompasının deneysel incelenmesi. İklim 2011 Ulusal İklimlendirme Kongresi ve Fuarı, 18-20 Kasım 2011, Antalya.
- 6. Yamankaradeniz, N., Coşkun, S., Pastakkaya, B., Kaynakli, Ö., Can, M., Yamankaradeniz, R. (Gönderildi).** Experimental analysis of the bypass air ratio on the drying performance of the heat pump assisted dryer. *Applied Energy*.
- 7. Coşkun, S., Motorcu, A.R., Yamankaradeniz, N., Pulat, E. (Basım aşamasında, DOI:10.1016/j.ijrefrig.2011.12.008).** Evaluation of Control Parameters' Effects on System Performance with Taguchi Method in Waste Heat Recovery Application Using Mechanical Heat Pump. *International Journal of refrigeration*.