T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÜÇ AKIŞKANLI ISI POMPALI BULAŞIK MAKİNESİ BUHARLAŞTIRICISININ DENEYSEL İNCELENMESİ VE MODELLENMESİ

Onur POYRAZ

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Hakan DEMİR

Şubat, 2024

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÜÇ AKIŞKANLI ISI POMPALI BULAŞIK MAKİNESİ BUHARLAŞTIRICISININ DENEYSEL İNCELENMESİ VE MODELLENMESİ

Onur POYRAZ tarafından hazırlanan tez çalışması 15.02.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Hakan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hakan DEMİR, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. İsmail TEKE, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Mustafa ÖZDEMİR, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Hakan Demir sorumluluğunda tarafımca hazırlanan "Üç Akışkanlı Isı Pompalı Bulaşık Makinesi Buharlaştırıcısının Deneysel İncelenmesi ve Modellenmesi" başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Onur POYRAZ

İmza

Bu çalışma, Tübitak-BİDEB 2211-E Doğrudan Yurtiçi Doktora Burs Programı kapsamında desteklenmiştir.

Anneme,

babama,

eşime,

ve biricik kızıma

TEŞEKKÜR

Doktora tez çalışmalarımın başarıya ulaşmasında en büyük paya sahip olan değerli hocam, Sayın Prof. Dr. Hakan DEMİR'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarım sırasında gerçekleştirdiğimiz ara değerlendirme toplantılarında paylaştıkları bilgi ve önerilerle teze yön veren değerli hocalarım; Sayın Prof. Dr. İsmail TEKE ve Sayın Prof. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU'na teşekkür ederim.

Bilgi birikimlerine hep güvendiğim ve mentorluk aldığım; Dr. Hüsnü KERPİÇÇİ, Dr. Serdar KOCATÜRK, Dr. Osman Gökhan ERSOY, Yalçın GÜLDALI ve Dr. Songül BAYRAKTAR'a çok teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalarımda her türlü laboratuvar imkanlarından yararlanmamı sağlayan Arçelik Merkez ArGe yöneticilerime minnettarım. Çalışmalarıma büyük katkı sağlayan meslektaşlarım Sayın Umut MORDOĞAN ve Sayın Erdoğan Mert ŞEREN'e sonsuz teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmalarımda sağladıkları destekler için Nurgül GÖKDERE, Çetin AYDINTUĞ, Erkan ATASOY, Ufuk AŞKIN ve Ahmet ALPTEKİN'e teşekkür ederim.

Tez çalışmalarım süresince sağladıkları katkıların yanında aynı takımda çalışmış olmaktan gurur duyduğum değerli meslektaşlarım Sayın Ecem CERRAH, Sayın Merve AYDIN, Sayın Saadettin DÖKMECİ ve Sayın Emre SAĞLICAN'a çok teşekkür ederim.

Doktora tez çalışmalarım sırasında dostluğuyla beni hep destekleyen Özgün SAKALLI'ya teşekkür ederim.

Deney düzeneğinin kurulum çalışmalarında destek olan Sayın İlhan BALIKÇI ve Sayın İlyas AYDIN'a teşekkür ederim.

Tübitak-Bideb'e doktora tez çalışmalarım kapsamında sağladıkları burs sebebiyle teşekkür ederim.

Bu tez, eşim Sayın Ece POYRAZ ve dünyalar tatlısı kızım Işık POYRAZ'a armağanımdır.

Onur POYRAZ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ ix
KISALTMA LİSTESİ xii
ŞEKİL LİSTESİ xiii
TABLO LİSTESİ xvi
ÖZET xvii
ABSTRACT xix
1 GİRİŞ 1
1.1 Literatür Özeti....1
1.2 Tezin Amacı 2
1.3 Hipotez 3
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 4
2.1 Yıkayıcılarda Isı Geri Kazanım Uygulaması 6
2.2 Isı Pompalı Bulaşık Makinesi Çalışmaları 7
2.3 Su Isıtıcılarda Isı Pompası Uygulaması 14
2.4 Isı Değiştirici Çalışmaları....15
3 ISI POMPASI SİSTEMİ 20
3.1 Bulaşık Makinesi Su Isıtma Algoritması 20
3.2 Bulaşık Makinesi Isı Pompası Sistemi....22
4 DENEYSEL ÇALIŞMALAR 24
4.1 Buharlaştırıcılar 25
4.1.1 İki Akışkanlı Buharlaştırıcılar....25
4.1.2 Üç Akışkanlı Buharlaştırıcılar....26
4.2 Deney Düzeneği....29
4.3 Deney Parametreleri ve İncelenen Koşullar....33
4.4 Deneysel Yöntem....35
4.5 Ölçüm Sistemi Belirsizliği 37
4.5.1 Yoğuşturucu Kapasitesi Belirsizliği Hesapları 38
4.5.2 Buharlaştırıcı Kapasitesi Belirsizliği Hesapları 39
4.5.3 Enerji Tüketimi Belirsizliği Hesapları....41
4.5.4 COP Belirsizliği Hesapları....41
4.6 Deneysel Ölçümler....42
4.6.1 Yoğuşturucu Sıcaklıkları 42

4.6.2 Buharlaştırıcı Sıcaklıkları 44
4.6.3 Kompresör Sıcaklıkları 47
4.6.4 Kompresör Güç Tüketimi 47
4.7 Bileşenlerin Isıl Kapasite Hesaplamaları 48
4.7.1 Yoğuşturucu 48
4.7.2 Buharlaştırıcı 49
4.7.3 Kompresör 51
4.7.4 Yoğuşturucu, Buharlaştırıcı ve Kompresör Kapasitelerinin Değişimi 52
4.8 Deney Sonuçları 53
4.8.1 Parametrelerin Enerji Tüketimi ve Çalışma Süresine Etkisi 53
4.8.2 Parametrelerin Isı Değiştirici Kapasitelerine ve Isıtma Verimine Etkisi 56
4.8.3 Buharlaştırıcı Sıcaklıkları Değişimi 57
4.8.4 Buharlaştırıcı Kapasite Değişimi 61
4.8.5 Yoğuşturucu Kapasite Değişimi 62
4.8.6 Isı Pompası Sistemi Güç Değişimi 63
4.8.7 Isı Pompası Su Isıtma Verimi (COP) Değişimi 64
4.8.8 Isı Pompası Çevrimi Çalışma Süresi Değişimi 66
4.8.9 Isı Pompası Çevrimi Enerji Tüketimi Değişimi 67
4.8.10 Isı Pompası Çevrimi Enerji Tüketimi ve Çalışma Süresi 68
5 MODELLEME ÇALIŞMALARI 70
5.1 Bulaşık Makinesi Kabin Modeli 71
5.1.1 Sol Duvar 72
5.1.2 Duvar Modeli Isı Geçiş Mekanizması 74
5.1.3 Kabin İçi Kütleler Isı Geçiş Mekanizması 78
5.1.4 Kabin Modelinin Deneylerle Doğrulanması 81
5.2 Kompresör Modeli 82
5.3 Isı Değiştirici Modeli 86
5.3.1 Yoğuşturucu Modeli 86
5.3.2 Buharlaştırıcı Modeli 90
5.3.3 Üç Akışkanlı Buharlaştırıcı Modeli 94
5.4 Kılcal Boru Modeli 96
5.5 Algoritma Modeli 97
5.6 İki Akışkanlı Buharlaştırıcı İçeren Isı Pompası Modeli 99
5.7 Üç Akışkanlı Buharlaştırıcı İçeren Isı Pompası Modeli 100

5.8 Model Doğrulama ve Analiz Çalışmaları 101
5.8.1 Model Sıcaklık Doğrulaması 102
5.8.2 Model Enerji Tüketimi ve Süre Doğrulaması 104
5.8.3 Analiz Çalışmaları 105
6 SONUÇ VE ÖNERİLER **110**
6.1 Sonuçlar 110
6.2 Öneriler 112
KAYNAKÇA **114**
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR **117**

SİMGE LİSTESİ

x	Belirsizlik analizinde kullanılan bağımsız değişken
$m_{su_{yoğuşan,ti}}$	Belli bir andaki buharlaştırıcı havasından yoğuşan su [kg]
T_i	Belli bir andaki sıcaklık [°C]
T_{sue,t_0}	Buharlaştırıcı deposu içindeki t_0 anında su sıcaklığı [°C]
T_{sue,t_i}	Buharlaştırıcı deposu içindeki t_i anında su sıcaklığı [°C]
$\dot{m}_{hava}$	Buharlaştırıcı hava akışı kütlesel debisi [kg/s]
$\dot{Q}_{buh_{hava}}$	Buharlaştırıcı hava tarafı ısı geçiş kapasitesi [W]
$\dot{Q}_{su_{yoğuşan}}$	Buharlaştırıcı hava tarafında yoğuşan su [W]
$\dot{Q}_{buh,1}$	Buharlaştırıcı kapasitesi 1. hesaplama yöntemi [W]
$\dot{Q}_{buh,2}$	Buharlaştırıcı kapasitesi 2. hesaplama yöntemi [W]
$T_{edepo,yüzey}$	Buharlaştırıcı su deposu dış yüzey sıcaklığı [°C]
A_{edepo}	Buharlaştırıcı su deposu yüzey alanı [m^2]
$m_{su_{depo,e}}$	Buharlaştırıcı su deposundaki su miktarı [kg]
$\dot{Q}_{buh_{depo_{soğuma}}}$	Buharlaştırıcı su deposundaki suyun soğuma kapasitesi [W]
$\dot{Q}_{buh_{depo_{kayıp}}}$	Buharlaştırıcı su deposundan ortama olan ısı kaybı [W]
$\dot{m}_{eva_{su}}$	Buharlaştırıcı su hattındaki suyun kütlesel debisi [kg/s]
$UA_{buharlaştırıcı}$	Buharlaştırıcı toplam ısı geçiş katsayısı
$\dot{Q}_{buh}$	Buharlaştırıcı toplam ısı geçişi [W]
$T_{hava,ç}$	Buharlaştırıcıdan çıkan hava sıcaklığı [°C]
$T_{e,su,çıkış}$	Buharlaştırıcıdan çıkan su sıcaklığı [°C]
$T_{hava,g}$	Buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığı [°C]
$T_{e,su,giriş}$	Buharlaştırıcıya giren su sıcaklığı [°C]
h_{ah}	Bulaşık alt hacim ısı taşınım katsayısı [$W/m^2.K$]
$h_{iç}$	Bulaşık makinesi kabin içi ısı taşınım katsayısı [$W/m^2.K$]
T_{kabin}	Bulaşık makinesi kabin sıcaklığı [°C]
$A_{yemek\ takımları}$	Bulaşık makinesi yemek takımları yüzey alanı [m^2]
$\dot{W}_{elekt.}$	Elektriksel güç [W]
E	Enerji tüketimi [Wh]
$c_{p_{hava}}$	Hava özgül ısısı [$J/kg.K$]

A	Isı geçiş alanı [m^2]
L	Isı geçişi yönündeki uzunluk [m]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
$COP_{ısıtma}$	Isı pompası ısıtma etkinliği [W/W]
h	Isı taşınım katsayısı [$W/m^2.K$]
$R_{eş}$	Isıl direnç [K/W]
$\dot{Q}_{iletim}$	İletim ile olan ısı geçişi [W]
$h_{k,çıkış}$	Kompresör çıkış entalpisi [$J/kg.K$]
$h_{k,giriş}$	Kompresör giriş entalpisi [$J/kg.K$]
$\dot{Q}_{komp.kabuk_{kayıp}}$	Kompresör kabuğundan ortama olan ısı kaybı [W]
$\dot{Q}_{komp}$	Kompresör toplam ısı kapasitesi [W]
$A_{komp.}$	Kompresör yüzey alanı [m^2]
$T_{yüzey,komp}$	Kompresör yüzey sıcaklığı [°C]
$h_{dış}$	Ortam ısı taşınım katsayısı [$W/m^2.K$]
T_{ortam}	Ortam sıcaklığı [°C]
R	Ölçülen büyüklük
w_R	R büyüklüğü için hata oranı
T	Sıcaklık [°C]
$\dot{m}_{soğutucu\ akışkan}$	Soğutucu akışkan kütlesel debisi [kg/s]
$\dot{Q}_{buh_{su}}$	Sudan buharlaştırıcıya aktarılan ısı [W]
$\dot{Q}_{buh_{su,1}}$	Sudan buharlaştırıcıya aktarılan ısı 1. hesap yöntemi [W]
$\dot{Q}_{buh_{su,2}}$	Sudan buharlaştırıcıya aktarılan ısı 2. hesap yöntemi [W]
$c_{p_{su}}$	Su özgül ısısı [$J/kg.K$]
L_{su}	Su yoğuşma gizli ısısı [W]
$\dot{Q}_{taşınım}$	Taşınım ile olan ısı geçişi [W]
t_i	Test başladıktan sonra geçen zaman [s]
t_0	Test başlama anı [s]
t_{test}	Test süresi [s]
$\dot{Q}_{yoğ}$	Toplam yoğuşturucu kapasitesi [W]
$T_{yemek\ takımı}$	Yemek takımı sıcaklığı [°C]
$m_{\text{yemek takımları}}$	Yemek takımları kütlesi [kg]
$c_{p,yemek\ takımları}$	Yemek takımları özgül ısısı [$J/kg.K$]
$\dot{Q}_{yemek\ takımları}$	Yemek takımlarına aktarılan ısı [W]

T_{suk,t_0}	Yoğuşturucu deposu içindeki t_0 anında su sıcaklığı [°C]
T_{suk,t_i}	Yoğuşturucu deposu içindeki t_i anında su sıcaklığı [°C]
$T_{kdepo,yüzey}$	Yoğuşturucu su deposu dış yüzey sıcaklığı [°C]
$\dot{Q}_{yoğ_{su}}$	Yoğuşturucu su deposu içindeki suya aktarılan ısı [W]
A_{kdepo}	Yoğuşturucu su deposu yüzey alanı [m^2]
$m_{su_{depo,k}}$	Yoğuşturucu su deposundaki su miktarı [kg]
$\dot{Q}_{yoğ_{depo_{kayıp}}}$	Yoğuşturucu su deposundan ortama olan ısı kaybı [W]
$UA_{yoğuşturucu}$	Yoğuşturucu toplam ısı geçiş katsayısı

KISALTMA LİSTESİ

ABD	Amerika Birleşik Devletleri
AY	Ana yıkama
BH	Bileşen hacmi
Buh.	Buharlaştırıcı
Buh. Sıra Say.	Buharlaştırıcı sıra sayısı
CFD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
COP	Etkinlik katsayısı
Çev.	Çevrim
d/dk	devir/dakika
EU	Avrupa Birliği
E.Kart	Elektronik kart
IMTD	İntegral ortalama sıcaklık farkı
Isıt.	Isıtma
İki A.	İki akışkanlı
LMTD	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
NTU	Isı geçiş etkinliği
Nu	Nusselt sayısı
OECD	Ekonomik Kalkınma ve İşbirliği Örgütü
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
RH	Bağıl nem
SD	Sıcak durulama
TE	Termoelektrik modül
Üç Akış.	Üç akışkanlı
Yoğ.	Yoğuşturucu

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 İç içe boru yapısında kanatlı borulu üç akışkanlı ısı değiştirici [29].....16
Şekil 3.1 Arçelik marka 6188 DI model bulaşık makinesi [33] 20
Şekil 3.2 Bulaşık makinesi algoritma grafiği.....21
Şekil 3.3 Bulaşık makinesi bileşen hacmi ve ısı pompası sistemi 22
Şekil 3.4 Bulaşık makinesi ve ısı pompası sistemi şematik gösterimi 22
Şekil 3.5 Isı pompası sisteminde yer alan bileşenler.....23
Şekil 4.1 İki akışkanlı 5 sıralı kanatlı borulu buharlaştırıcı.....25
Şekil 4.2 İki akışkanlı 6 sıralı kanatlı borulu buharlaştırıcı.....25
Şekil 4.3 İki akışkanlı 5 sıralı buharlaştırıcı şematik gösterimi.....26
Şekil 4.4 İki akışkanlı 6 sıralı buharlaştırıcı şematik gösterimi.....26
Şekil 4.5 Üç akışkanlı 5 sıralı buharlaştırıcı şematik gösterimi.....27
Şekil 4.6 Üç akışkanlı 6 sıralı buharlaştırıcı şematik gösterimi.....27
Şekil 4.7 Buharlaştırıcı yüzeylerindeki sıcaklık ölçüm konumları 28
Şekil 4.8 Deney düzeneği şematik gösterimi.....29
Şekil 4.9 Deney düzeneği resimleri.....32
Şekil 4.10 Yoğuşturucu depo su sıcaklığı 43
Şekil 4.11 Yoğuşturucu sıcaklıkları 44
Şekil 4.12 Buharlaştırıcı yüzey sıcaklıkları 45
Şekil 4.13 Buharlaştırıcı hava sıcaklıkları 46
Şekil 4.14 Buharlaştırıcı su sıcaklıkları.....46
Şekil 4.15 Kompresör yüzey sıcaklıkları.....47
Şekil 4.16 Kompresör güç – zaman grafiği 48
Şekil 4.17 Deney sırasında yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kompresör kapasite değişimi.....52
Şekil 4.18 Deney sonuçları enerji tüketimi ve çalışma süresi değişimi 54
Şekil 4.19 3600 d/dk kompresör devri için deney sonuçları (enerji tüketimi ve çalışma süresi değişimi).....55
Şekil 4.20 3600 d/dk deney sonuçlarında enerji tüketimi ve çalışma süresinin optimum noktaya göre yüzdesel değişimi 55
Şekil 4.21 5 Sıralı buharlaştırıcı sıcaklıkları.....59
Şekil 4.22 6 Sıralı buharlaştırıcı sıcaklıkları.....60
Şekil 4.23 5 Sıralı buharlaştırıcı kapasite değişimi 61
Şekil 4.24 6 Sıralı buharlaştırıcı kapasite değişimi 61
Şekil 4.25 5 sıralı buharlaştırıcı durumunda yoğuşturucu kapasite değişimi 62

Şekil 4.26 6 sıralı buharlaştırıcı durumunda yoğuşturucu kapasite değişimi 63
Şekil 4.27 5 sıralı buharlaştırıcı durumunda güç değişimi 63
Şekil 4.28 6 sıralı buharlaştırıcı durumunda güç değişimi 64
Şekil 4.29 5 sıralı buharlaştırıcı durumunda COP değişimi 65
Şekil 4.30 6 sıralı buharlaştırıcı durumunda COP değişimi 65
Şekil 4.31 5 sıralı buharlaştırıcı durumunda çalışma süresi değişimi 66
Şekil 4.32 6 sıralı buharlaştırıcı durumunda çalışma süresi değişimi 66
Şekil 4.33 5 sıralı buharlaştırıcı durumunda enerji tüketimi değişimi 67
Şekil 4.34 6 sıralı buharlaştırıcı durumunda enerji tüketimi değişimi 68
Şekil 5.1 Bulaşık makinesi kabini 71
Şekil 5.2 Isı geçiş mekanizmasını oluşturan ısıl dirençlerin katman ve örgü yapısı72
Şekil 5.3 Sol duvar ısıl direnç alanları.....73
Şekil 5.4 Sol duvar ısıl direnç yapısı.....74
Şekil 5.5 Katmanlı duvar yapısının şematik gösteriminde ısı geçiş mekanizması ve sıcaklıklar.....76
Şekil 5.6 Duvar hücre yapısı ve Dymola program kod yapısı [39].....77
Şekil 5.7 Dymola programında sol duvarın ısıl direnç yapısı.....78
Şekil 5.8 Makine içinde hava ve su sıcaklığı deney ölçümleri [39].....80
Şekil 5.9 Rezistanslı ısıtıcıya sahip model için kabin içi su sıcaklığının deney verileri ile karşılaştırılması 81
Şekil 5.10 Kompresör kayıpları [36].....82
Şekil 5.11 Kompresör test modeli [42].....84
Şekil 5.12 Kompresör soğutma kapasitesi deneysel ölçümler ve analiz sonuçları karşılaştırması 85
Şekil 5.13 Kompresör gücü deneysel ölçümler ve analiz sonuçları karşılaştırması 85
Şekil 5.14 Kompresör kütlesel debisi deneysel ölçümler ve analiz sonuçları karşılaştırması 86
Şekil 5.15 TIL kütüphanesindeki boru modeli gösterimi [36].....87
Şekil 5.16 Boru modelini oluşturan ayrık hücreler [36].....87
Şekil 5.17 Boru modeli ısı geçiş mekanizması [36].....88
Şekil 5.18 Yoğuşturucu ısıl direnç devresi [39].....89
Şekil 5.19 Yoğuşturucu modeli.....90
Şekil 5.20 TIL kütüphanesinde boru kanat yapısındaki ısı değiştirici [36].....91
Şekil 5.21 Çapraz akışlı boru kanat yapısındaki buharlaştırıcının hücre yapısı [36] 91
Şekil 5.22 Üç sıra borulu iki akışkanlı buharlaştırıcı 92

Şekil 5.23 Dymola yapısında buharlaştırıcı modeli 93
Şekil 5.24 Alt hacim hava sıcaklığının deney ve model karşılaştırması 94
Şekil 5.25 4 sıra borulu iki akışkanlı buharlaştırıcı.....94
Şekil 5.26 Üç akışkanlı kanatlı horu ısı değiştirici model gösterimi 95
Şekil 5.27 Sayaç ve tetikleyici gösterimi [36] 97
Şekil 5.28 Bulaşık makinesi modelinin Dymola'daki görünümü.....98
Şekil 5.29 Bulaşık makinesi ısı pompası modeli 99
Şekil 5.30 Üç akışkanlı buharlaştırıcının ısı pompası sistemine dahil edildiği model gösterimi 100
Şekil 5.31 Rezistanslı ısıtıcıya sahip model için kabin içi su sıcaklığının deney verileri ile karşılaştırılması 103
Şekil 5.32 Isı pompası modeli için kabin içi su sıcaklığının deney verileri ile karşılaştırılması 103
Şekil 5.33 Rezistans ısıtıcılı ve ısı pompalı bulaşık makinesi için deney ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması 105
Şekil 5.34 Isı pompalı bulaşık makinesi bileşen hacmindeki sıcaklıkların değişimi model ve deneysel çalışmaların sonuçları 107
Şekil 5.35 Üç akışkanlı buharlaştırıcı analizleri enerji tüketimi sonuçları.....109

TABLO LİSTESİ

Tablo 4.1 Deney düzeneği ölçüm noktaları 30

Tablo 4.2 Deney parametreleri 32

Tablo 4.3 Deney parametreleri 33

Tablo 4.4 Fan gerilimine bağlı güç değeri ve buharlaştırıcılar üzerindeki hava debisi.....34

Tablo 4.5 Kompresör devrine bağlı kapasite değişimi 35

Tablo 4.6 Deney Şartları 36

Tablo 4.7 Ölçüm büyüklüklerinin belirsizlikleri 37

Tablo 4.8 Belirsizlikler hesaplarında kullanılan büyüklükler 38

Tablo 4.9 Deney parametreleri 53

Tablo 4.10 3600 d/dk kompresör devrinde yoğuşturucu, buharlaştırıcı kapasiteleri ve COP değerleri 56

Tablo 4.11 3600 d/dk kompresör devrinde enerji tüketimi ve çevrim çalışma süresi 68

Tablo 5.1 Sol üst duvar yapısını oluşturan katman, örgü ve alanlar.....73

Tablo 5.2 Sol alt duvar yapısını oluşturan katman, örgü ve alanlar 74

Tablo 5.3 Bulaşık makinesi duvar katmanları malzemelerinin termofiziksel özellikleri 75

Tablo 5.4 16 kişilik yemek takımı kütle ve özgül ısıları.....79

Tablo 5.5 Bulaşık makinesi içinde ısınan kütlelerin termofiziksel özellikleri.....79

Tablo 5.6 Rezistans ısıtıcılı ve ısı pompalı bulaşık makinesinde model ile ve deneysel çalışmanın enerji tüketimi ve çalışma süreleri karşılaştırması 104

Tablo 5.7 Rezistans ısıtıcılı makineye göre ısı pompalı bulaşık makinesinin enerji tüketimi ve çalışma süresine etkisi.....105

Tablo 5.8 Üç akışkanlı buharlaştırıcı analizlerinde kullanılan parametreler 106

Tablo 5.9 Üç akışkanlı buharlaştırıcı için yapılan analiz sonuçlarının baz durum ve parametrelere bağlı karşılaştırması.....108

ÖZET

Üç Akışkanlı Isı Pompalı Bulaşık Makinesi Buharlaştırıcısının Deneysel İncelenmesi ve Modellenmesi

Onur POYRAZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Doktora Programı

Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Hakan DEMİR

Günümüzde evsel cihazlarda su ısıtma amacıyla ısı pompası kullanımı artmaktadır. Isı pompası sistemlerinin evsel kullanımlarda yaygınlaşması, enerji tüketimini azaltarak kullanıcıların enerji tasarrufu elde etmelerini ve küresel ölçekte de karbon salınımının azalmasını sağlamaktadır. Bu farkındalığının giderek artması yanında, ülkeler küresel ısınmanın artış etkisini azaltacak önlemleri zorunlu hale getirmeye başlamıştır. Bu sebeple ısı pompasının evsel cihazlarda kullanılmasının ötesinde, ısı pompası sistemlerinin daha verimli hale getirilmesi ihtiyacı da oluşmuştur. Bu doktora tez çalışması kapsamında, bu ihtiyaca karşılık verecek şekilde evsel bir bulaşık makinesinde ısı pompası etkinliğini artıracak bir çalışma yürütülmüştür. Bunun için, eş zamanlı olarak hem ortam havası ısısını hem de atık su ısısını kullanan üç akışkanlı yeni bir buharlaştırıcı tasarımı oluşturulmuştur. Bu buharlaştırıcı, ısı pompalı bulaşık makinesine uyarlanarak ısı pompası etkinliği üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu inceleme için bir deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneğinde, ortam havasını ısı kaynağı olarak kullanan iki akışkanlı buharlaştırıcı ile hem ortamdan hem de atık sudan ısı çeken üç akışkanlı buharlaştırıcının enerji tüketimine etkisi karşılaştırılmıştır. Çalışmanın devamında

rezistans ısıtıcılı bulaşık makinesi, iki akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompalı bulaşık makinesi ve üç akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompalı bulaşık makinesi için modelleme çalışması yapılmıştır. Model analiz sonuçları, makine üzerinde yapılan deneylerle karşılaştırılmıştır. Modelin %3,5 sapma ile enerji tüketimini hesaplayabildiği görülmüştür. Çalışmanın sonunda ısı pompasının ve üç akışkanlı buharlaştırıcının bulaşık makinesi enerji tüketimine olan etkileri de belirlenmiştir. Rezistans ısıtıcılı bir bulaşık makinesinde ısı pompası uygulaması enerji tüketimini %43 azaltmıştır. Üç akışkanlı buharlaştırıcı ise ısı pompası sistem etkinliğini arttırarak ısı pompası enerji tüketimini deney düzeneğinde %10'a kadar azaltmış ve bulaşık makinesi enerji tüketimini de %4 azaltmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ev tipi bulaşık makinesi, ısı pompası sistemi, enerji tüketimi, enerji kazancı, modelleme.

ABSTRACT

Experimental Investigation and Modeling of Three-Fluid Heat-Pump Dishwasher Evaporator

Onur POYRAZ

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Hakan DEMİR

In today's household appliances, the use of heat pumps for water heating purposes is increasing. The widespread adoption of heat pump systems for residential use not only helps users achieve energy savings but also contributes to reducing carbon emissions on a global scale. While awareness of these benefits continues to increase, countries are beginning to mandate measures to reduce the impact of increasing global warming. Therefore, there is a need to make heat pump systems more efficient beyond their use in household appliances. As part of this thesis work, a study has been conducted to improve the performance of a domestic dishwasher in response to this need. For this purpose, a new three-fluid evaporator design has been created, which simultaneously uses both ambient air temperature and wastewater temperature. This evaporator has been adapted to a heat pump dishwasher to examine its effect on heat pump performance. An experimental setup has been created for this examination. In the experimental setup, the energy consumption has been compared by evaluating two evaporators: one using ambient air as a heat source and the other simultaneously extracting heat from both the ambient air and wastewater. Furthermore, modeling work has been conducted for a dishwasher has a heater, a heat pump dishwasher with a two-fluid evaporator, and a heat pump dishwasher with a three-fluid evaporator. Model analysis results have

been compared with experiments conducted on the machine. It has been observed that the model can calculate energy consumption with a deviation of 3.5%.

At the end of the study, the effects of the heat pump and the three-fluid evaporator on machine energy consumption have also been determined. The application of a heat pump has reduced energy consumption by 43% compared to a dishwasher with a heater. The three-fluid evaporator, on the other hand, has improved heat pump system performance, reducing heat pump energy consumption by up to 10% and machine energy consumption by 4%.

Keywords: Domestic dishwasher, heat pump system, energy consumption, energy gain, modeling.

1
GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Küresel ısınma ve yıkıcı etkileri son yıllarda çok tartışılan bir sorun durumuna gelmiştir. Bu sebeple bağımsız enstitüler radikal kararlar almaktadır. Avrupa Birliği (AB) 195 ülke tarafından imzalanan Paris Anlaşmasını yürürlüğe koymuştur. Bu anlaşma 2030 yılına kadar küresel sıcaklık artışının 2 °C'den fazla olmamasını amaçlamaktadır. Bunun için %40 enerji tüketiminde azalma hedeflenmektedir [1]. Ayrıca elektrik tüketimi kullanımı günden güne kademeli olarak artmaktadır. Beyaz eşyalar elektrik tüketimi açısından hayatımızda büyük bir alan kaplamaktadır. AB'de yer alan evlerin %44'ünde bulaşık makinesi bulunmakta ve tahminlere göre bulaşık makinesinden kaynaklı enerji tüketimi 2030 yılında 40 TWh/yıl ve karbon emisyonu 15 milyon ton olacağı beklenmektedir [2]. Bu sebeple beyaz eşya uygulamalarında küresel ısınma etkisini azaltmak için araştırmacılar enerji tüketimi azaltma konusunda farkındalık yaratmaktadırlar. Özellikle ev cihazlarındaki su ısıtma uygulamaları ve bulaşık makineleri enerji tüketimini azaltmak için literatüre birçok çalışma sunulmuştur. Bu tez çalışmasında yapılan literatür araştırmasında farklı kaynaklardan elde edilen ısının yıkayıcılarda kullanılması ve ısı değiştirici kapasitesini arttırmaya yönelik yapılan çalışmalara odaklanılmıştır.

Bu çalışmalar aşağıdaki başlıklar altında aktarılmıştır.

- Farklı kaynaklardan elde edilen ısının yıkayıcılarda kullanılması
    - Isı değiştirici ile ısıtılan yıkayıcılar
    - Yıkayıcılarda ısı geri kazanım uygulaması
    - Isı pompalı bulaşık makinesi çalışmaları
    - Su ısıtıcılarda ısı pompası uygulaması
- Isı değiştirici çalışmaları
    - Isı değiştirici kapasitesinin incelenmesine yönelik çalışmalar
    - Üç akışkanlı ısı değiştirici çalışmaları

Su ısıtma sistemlerinde enerji tüketimini azaltmak için ısı pompası kullanımı konusundaki farkındalık yıllar geçtikçe literatürdeki çalışmaların sayısının artmasından da anlaşılmaktadır. Araştırmacılar ısı pompasını evsel su ısıtıcı

cihazlarda da uygulamaya ve incelemeye başlamışlardır. Bu konuda su kaynaklı ısı pompası sistemlerini tercih eden uygulamalar da görülmektedir. Bu sistemler her ne kadar enerji tüketimini hava kaynaklı ısı pompalarında olduğu gibi düşürse de şebekeden temiz suyun buharlaştırıcı ısı kaynağı olarak kullanılması bir yandan da su tüketimini artırmaktadır. Literatürde su tüketimini arttırmadan enerji tüketimini azaltan çalışmalara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu tez çalışmasında su tüketimini değiştirmeden eş zamanlı olarak hem havayı ısı kaynağı hem de yıkama sırasında atılan sıcak suyun ısısını ısı pompası üzerinde kullanan bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu tez çalışmasında bu ihtiyacı karşılamak için buharlaştırıcı, üç akışkanlı olarak yeniden tasarlanarak hem havayı hem de atık su ısısını ısı kaynağı olarak kullanması sağlanmıştır. Böylece evsel bir bulaşık makinesinde rezistans ısıtıcılı ürüne göre ısı pompası kullanımı ile enerji tasarrufu sağlanmış ve bu durumda enerji kazancı üç akışkanlı buharlaştırıcı kullanılarak bir adım daha öteye götürülebilmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında, evsel bir bulaşık makinesinde hava kaynaklı bir ısı pompası sistemi kullanılarak enerji tüketimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Yapılan çalışmada buharlaştırıcı üç akışkanlı olarak tekrar tasarlanarak mevcut durumda sadece ortam sıcaklığını ısı kaynağı olarak kullanan bir ısı pompası sistemine göre hem ortam havasından hem de atık sıcak sudan eş zamanlı ısı alarak çalışan ısı pompası sisteminin enerji tüketimine etkisinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Bunun için öncelikle bir deney düzeneği oluşturularak iki akışkanlı ve üç akışkanlı buharlaştırıcının sistem etkinliğine etkileri ölçülmüştür. Çalışmanın devamında rezistans ısıtıcılı bulaşık makinesi, iki akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompalı bulaşık makinesi ve üç akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompalı bulaşık makinesi için modelleme çalışması yürütülmüştür. Kurulan model sonuçları deney sonuçları ile doğrulanmıştır. Çalışma sonunda rezistans ısıtıcılı bulaşık makinesine göre ısı pompalı bulaşık makinesinin enerji tüketimi üzerindeki etkisi, iki akışkanlı buharlaştırıcı yerine üç akışkanlı buharlaştırıcı kullanılmasının enerji tüketimi üzerindeki etkileri deney düzeneği, makine üzerindeki deneyler ve model analizleri ile karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

1.3 Hipotez

Ev tipi bir bulaşık makinesinde ısıtma işlemi rezistans tip ısıtıcı ile yapıldığında harcanan enerji, makinenin ısı kaybını da karşılayacak şekilde suyu ısıtmak için kullanılır. Bu ihtiyaç karşılığı doğrudan şebeke elektrik enerjisinden karşılandığı için toplam enerji tüketimi suyu ısıtmak için harcanan ve ortama kayıp olan enerjiye eşittir. Bulaşık makinesinde ısı pompası kullanıldığında makinenin suyu ısıtmak için ihtiyaç duyduğu enerji değişmez. Ancak bu enerjinin bir kısmı ortam havasından karşılanır. Burada yine ısı pompası kompresörü çalıştığı için elektrik enerji tüketimi gerçekleşir ancak buna ek olarak ortam havasından ısı pompası üzerine çekilen ısı sebebiyle makinenin elektrik şebekesinden çektiği enerji miktarı azalır. Bu noktada ısı pompasının etkinliğini belirleyen durum ortam havasından sistem üzerine çekilebilen ısı miktarı olmaktadır. Isı pompası üzerine hava kaynağı yanında ek bir kaynaktan daha ısı çekilebilmesi durumunda makinenin enerji tüketimi azalacaktır. Bunu sağlamak için iki akışkanlı buharlaştırıcı yerine üç akışkanlı buharlaştırıcı kullanılması hem ortam havasından hem de atık su kaynağından ısı pompası üzerine ısı çekilmesini sağlamaktadır. Eş zamanlı olarak hem ortam ısısını hem de atık suyu ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompası sistemi, evsel bir bulaşık makinesine adapte edildiğinde enerji tüketimi hem rezistans ısıtıcılı bulaşık makinesine hem de sadece havayı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompalı bulaşık makinesine göre azaltmaktadır.

2
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatür araştırması bölümünde, farklı kaynaklardan elde edilen ısının yıkayıcılarda kullanılması için ısı pompası sistemi, termoelektrik uygulamalar, ısı geri kazanım amacıyla kullanılan ısı değiştiriciler, güneş enerjisini kullanan sistemler, termosifon gibi cihazlarda elde edilen sıcak su kaynağını yıkayıcılara aktaran ısı değiştirici çalışmaları incelenmiştir. Bu çalışmalar aşağıda aktarılmaktadır.

Persson [3] bulaşık ve çamaşır makinesinde bir yıkama çevriminde harcanan elektrik enerjisinin %70 – 90'ı suyu, yemek takımlarını ve makine parçalarını ısıtmak için kullanıldığını belirtmektedir. Bu çalışmada ısıtıcı yerine bir sıcak su çevriminden ısının bir ısı değiştirici ile bulaşık makinesi ve çamaşır makinesine aktarılması incelenmiştir. Bu çalışmada bulaşık ve çamaşır makinesine ısı aktaran ısı değiştirici iki bakır borunun iç içe geçmesiyle oluşturulmuştur. İçteki boru çapı 22mm ve dışarıdaki boru çapı 28mm'dir. Isı geçişini arttırmak ve iç boruyu merkezde tutmak için iç boru etrafına 1,5 mm bakır tel sarılmıştır. Bulaşık makinesi için ısı değiştirici uzunluğu 1,3 m'dir. Makinedeki su çevrimi koluna giden boru bu ısı değiştiriciyle değiştirilmiştir. Şebekeden alınmış olan ısıtılacak su ısı değiştiricinin iç borusu boyunca pompalanarak iletilmektedir. İç borunun su debisi yaklaşık 0,6 kg/s 'dir. Sıcak su ise ısı değiştiricideki iç ve dış borunun arasındaki boşluktan 0,03 kg/s debi ile akmaktadır. Deneysel çalışma ve analiz sonuçlarına göre sıcak su kaynağının 70 °C olması durumunda ısıtıcı yerine sıcak su çevriminin kullanılabileceğini belirlenmiştir. 70 °C sıcaklıktaki kaynağın ısı çevrimi olarak kullanılması makineye doğrudan 55 °C sıcak su girişi sağlayan su beslemeli duruma göre de daha fazla enerji tasarrufu sağlamıştır. 70 °C sıcak suyun ısı beslemeli olarak kullanılması durumunda bulaşık makinesi enerji tüketimi 0,2 kWh civarında, 55 °C sıcak su girişi sağlanan durumda ise 0,8 kWh civarında ölçülmüştür. Yapılan modelleme çalışması deneysel sonuçlara göre enerji tüketimini yaklaşık %10 daha fazla tahmin etmektedir.

Park vd. [4] bazı ev cihazlarında ısıtılan suyun başlangıç sıcaklığının ortam sıcaklığından düşük olduğu dolayısıyla elektrik ve doğalgaz enerjisini daha az kullanma imkanının olduğunu belirtmektedirler. Bu çalışmada su ısıtma ihtiyacı olan sistemlerde elektrik enerjisi kullanarak suyu ısıtmadan önce su çevrimine ortam havasından ısı aktaran ısı değiştirici yapısı üzerinde çalışılmıştır. Hava debisi 0,056 m^3/s ve 0,170 m^3/s olarak ve su debisi 0,001 m^3/s ve 0,085 m^3/s olarak uygulanmıştır. Su başlangıç sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki fark bir parametre olarak alınmıştır. Bu farkın 0 ile 18 °C arasında değiştiği durum için yıkama suyunun sıcaklığının değişen hava ve su debisi için nasıl etkilendiği incelenmiştir. Bu çalışmada ek olarak pompa ve fan enerjisi kullanılıyor olmasına rağmen hava kaynağının su ısıtma sistemine dahil edildiği koşulda en iyi durum için %6 enerji tasarrufu elde edilmiştir.

Bir diğer çalışmada Persson vd. [5] iki farklı iklime (İsveç'te Stockholm ve ABD'de Miami) sahip olan tekil aile evinde bulaşık ve çamaşır makinesinde sıcak su sirkülasyonuna entegre edilmiş ısı değiştirici ile güneş ısıtma sisteminin etkisini incelemişlerdir. İncelenen evlerde ısıtma ihtiyacı; hane ısıtması, bulaşık makinesinin ısıtılması ve çamaşır makinesinin ısıtılmasından oluşmaktadır. Kaynak olarak ise elektrik enerjisi, güneş enerjisi ve sıcak su beslemesi dikkate alınmıştır. Analiz sonuçlarına göre makineler ısı beslemeli olarak çalıştırıldığında, sıcak su beslemeli duruma göre daha fazla elektrik tasarrufu sağlanmıştır. Isı beslemeli durum, bulaşık makinesinde yüksek elektrik enerji tasarrufu elde etmek için özellikle elverişli bulunmuştur. Sıcak su borusuna bağlı makinelerde durulamalar için sadece soğuk su kullanılması durumunda hemen hemen aynı güneş katkısı sağlanmaktadır; ancak önemli ölçüde daha düşük elektrik enerjisi tasarrufu elde edilir. Analizlere göre kombi sistemi ile birlikte ısı beslemeli makineler elektrikli makinelere göre daha avantajlı olmaktadır. Tüm ısı enerjisi ve elektrik enerjisi kullanımları dikkate alınarak bir karşılaştırma yapılmıştır. Isı beslemeli makine kullanımının tüketici tarafında enerji tasarrufu sağlamadığı, elektrik enerjisi kullanımından ısı kullanıma geçiş yaptığı belirtilmektedir. Dağıtım borularındaki ısı kayıpları ve pompaların elektriği dahil edildiğinde, ısı beslemeli makinelerde elektrikle ısıtılan makinelere kıyasla ısı ve elektrik enerjileri toplamı %18 ila %23 arasında daha fazla enerji kullanıldığını göstermektedir. Ancak tüm sistemin

harcadığı elektrik enerjisi karşılaştırıldığında ısı beslemeli makineler %36 ile %68 arasında elektrik enerji tüketimini azaltmıştır.

Caskey vd. [6] bulaşık makinesinde iki durum için inceleme yapmışlardır, rezistans ısıtıcılı durum ve harici sıcak su hattı ile bulaşık makinesinin bir ısı değiştirici ile ısıtılması durumu incelenmiştir. Bu karşılaştırma için Modelica modeli oluşturularak belirtilen durumlar incelenmiştir. Modelleme çalışmasında bulaşık makinesi ısıtma kapasitesi bütünü temsil edecek şekilde 10 parçada hesaplanmıştır. Modelde bileşenleri, yükleri ve makineyi temsil eden yapılar arasında üç tip bağlantı yapısı kullanılmıştır. Bunlar sıvı, ısı ve kontrol bağlantılarıdır. Sıvı bağlantısı suyu temsil etmektedir. Bu yapı su debisi, suyun entalpisini ve fiziksel özelliklerini taşımaktadır. Isıl bağlantı, sıcaklık ve ısı geçiş miktarını temsil etmektedir. Kontrol ise pompa ve ısıtıcı gibi bileşenlerin mantıksal kontrol ile açık/kapalı durumlarını sağlamaktadır. Model içinde zaman sayacı da kullanılmıştır. Bu kontrol iki adet Boolean girişi alır ve çıkış sinyali oluşturur. Bileşenlerin devreye giriş çıkış kontrolleri de benzer şekilde Boolean yapısı ile kontrol edilmiştir. Model ile bulaşık makinesi haznesi içindeki sıcaklık ±%5 aralığında tahmin edilebilmiştir. Oluşturulan modelde yapılan analizlere göre rezistans ısıtıcılı makinenin 0,564 kWh, ısıl çevrim uygulanan makinenin ise 0,434 kWh enerji harcadığı tespit edilmiştir. Suyu elektrikli ısıtıcı ile ısıtmak yerine harici sıcak su sirkülasyonu kullanılması %23 enerji tasarrufu sağlanmıştır.

2.1 Yıkayıcılarda Isı Geri Kazanım Uygulaması

Paepe vd. [7] yaptığı çalışmada bulaşık makinesinde enerji tüketimini düşürmek için atık suyun ısısını kullanarak bulaşık makinesine giren temiz suyu ısıtmayı amaçlamışlardır. Bunun için bir ısı geri kazanımı sistemi önermişlerdir. Bulaşık makinesinden tahliye edilen atık suyun ısısı makineye giren temiz suya aktarılmıştır. Isının geri kazanılması ekonomik ve teknik açıdan araştırılmıştır. Oluşturulan prototiple deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Sıcak atık su 5,5 L hacminde bir tank içine aktarılmıştır. Bu tank içinde ısı değiştirici olarak kullanılan sarmal bir boru konumlandırılmıştır. Boru uzunluğu 5,4 m, iç ve dış çapı sırasıyla 9,9 mm ve 12,2 mm'dir. Soğuk su akışı ısı değiştirici borusu içinden yapılmaktadır. Soğuk su çevriminde 4,8 L/dk ve 11,5 L/dk olmak üzere iki debi değeri kullanılmıştır. Bulaşık makinesi yıkama prosesi altı basamakta incelenmiştir. Her

basamak başında makineye yeni su girişi olmaktadır. Suyun kullanımı sonrası su makine dışına pompalanır. İlk iki basamak durulamadır ve suyun ısıtılması gerekmemektedir. Üçüncü basamakta 70 °C sıcaklıkta yıkama gerçekleşir ve su makineyi 56 °C de terk eder. Dördüncü basamak sıcak su ile durulama adımıdır ve 50 °C de gerçekleşir. Beşinci basamak 70 °C de sıcak su ile yıkama çevrimidir ve su en yüksek 61 °C de makineden tahliye edilir. Son basamakta soğuk su durulaması ile yıkama bitmektedir. Isının geri kazanımı iki durumda yapılmıştır; atık su sıcaklığı yeterince yüksek ise ve bir sonraki proses su ısıtma prosesi ise. Buna göre üç ve dört basamaklardan sonra ısının geri kazanımı uygulanmıştır. Bu yapı ısıl ve ekonomik olarak değerlendirilmiş ve sistemin geri ödeme süresi 6,4 yıl olarak belirlenmiştir.

Benzer şekilde Selimli vd. [8] bulaşık makinesinde atık sudan ısı geri kazanımı elde etmek için kanatlı borulu ısı değiştiriciyi bulaşık makinesi atık su hattına entegre ettikleri bir sistem önermişlerdir. 5 L hacminde bir termos atık su tankı olarak kullanılmıştır ve içerisine boru kanat yapısındaki ısı değiştirici yerleştirilmiştir. Atık su ve temiz su bu yapı ile ilişkilendirilerek atık sudan temiz suya ısı değiştirici ile ısı aktarılmıştır. Öncelikle bulaşık makinesinde bu yapı uygulanmadan ekonomi, hızlı ve yoğun programlarında deneyler yapılmıştır. Daha sonra önerilen yapı ile deneyler tekrarlanmıştır. Deney sonuçları yılda ekonomi programında 113 Wh, hızlı programında 134 Wh ve yoğun programda 271 Wh enerji kazancı elde edilebileceğini göstermiştir. Bu sistemin kendini geri ödemesi 6,7 yıl olarak hesaplanmıştır.

2.2 Isı Pompalı Bulaşık Makinesi Çalışmaları

Abu-Heiba vd. [9] bulaşık makinesinde su ısıtma ve kurutma işlemi için termoelektikli ısı pompasının adapte edildiği bir sistem ile çalışma yürütmüşlerdir. Evsel bulaşık makinesinin enerji tüketimi ve kurutma etkinliğini hesaplamak için yarı kararlı rejimde, ısı ve kütle geçişini içeren bir yığın direnç modeli geliştirmişlerdir. Bulaşık yükü, hazne, yıkama suyu ve hazne içindeki hava gibi bileşenlerin yığın ısıl direnç olarak davranabileceği varsayılarak bir sayısal sonlu elemanlar çözümü uygulanmıştır. Isıl bir depo ortamından ısı açığa çıkaran termoelektrik bir ısı pompası kullanılmıştır. Oluşturulan modelde su ısıtılırken harcanan enerji ve kurutma etkinliğini hesaplamak için bu model uygulanmıştır. TE

modüllerinin soğuk ve sıcak tarafı boyunca sirküle edilen hazne havası kurutma prosesinde kullanılmaktadır. Bu sistemde ısı kaynağı olarak su deposu kullanılmıştır. Model sistemin enerji tüketimini ve çalışma süresini tahmin emektedir. Bu modelde ısı ve kütle geçişini ön görmek için yarı kararlı rejimde bir yığın yaklaşımı kullanılmıştır. Her bir zaman adımında, ampirik ısı ve kütle geçiş dirençlerini baz alan devreler arasında ısı ve kütle geçişi hesaplanmıştır. Bu akılar, sonraki zaman adımında her bir devrede kalan nem içeriğini ve sıcaklığı hesaplamak için kullanılmıştır. Yıkama adımında, TE'ler ısıl depo ortamından suyun içine ısı aktarmaktadır. Isınan su, yüklerin üzerine püskürtülmektedir, böylece hazne duvarları ve yükler ısı kazanmaktadır. Hazne ise çevreye ısı kaybetmektedir. Tahliye adımında, su tahliye edilmeden önce mümkün olduğunca ısıyı geri kazanmak için su ısıl depo boyunca sirküle edilmektedir. Kurutma adımı, tahliye modunu takip etmektedir (yıkama çevrimi sonu). Isı haznedeki havadan ısıl depo ortamına aktarılmaktadır. Ayrıca hazne duvarları çevreye ısı kaybetmektedir. TE çalışırken haznenin iç duvar sıcaklığı düşmektedir. Proses devam ettikçe, TE iç tarafındaki sıcaklık hazne içindeki havanın çiy noktası sıcaklığının altına düşmektedir. Havanın içindeki su buharı TE üzerinde yoğuşmaktadır, böylece havanın nemi düşmektedir. Sonuç olarak termoelektrik modülün en yüksek uygulanabilen voltajında bulaşık makinesi içindeki su 47 °C sıcaklığa çıkarılabilmiştir.

Atasoy vd. [10] su ısıtmak amacıyla bulaşık makinesinde kullanılan bir ısı pompası sistemi için enerji ve ses optimizasyon çalışması yürütmüşlerdir. Deneysel çalışmalar kompresör devri ve buharlaştırıcı hava debisi değişkenlerine bağlı olarak yürütülmüştür. Bu deneysel çalışma çıktıları "Çok Amaçlı Parçacık Yığın Optimizasyon Algoritması" kullanılarak incelenmiştir. 4 L suyu 50 °C'ye ısıtan sistemde ısı pompası kullanımı enerji tüketimini %26 azaltmıştır. Bu durumda ses gücü düzeyini 0,9 dBA ve çalışma süresini 65 dk artırmıştır. Çalışma süresinin uygun değerlerde olduğu bölge için COP değeri 3,0 ile 3,5 arasında olmaktadır. Buharlaştırıcıya hava debisini sağlamak için 2,3 W gücüne sahip fan kullanılmıştır. Hava debisi 0,008 ile 0,016 m^3/s arasında uygulanmıştır. Kompresör pistonlu tip olup soğutucu akışkan olarak R600a kullanılmıştır. Kompresör devri bir frekans cihazı ile kontrol edilmiştir. Deneysel çalışmalar iki grup olarak yürütülmüştür. İlk grupta hava debisi 0,016 m^3/s koşulundayken kompresör devri değişken

parametre olarak uygulanmıştır. Enerji tüketimi, çalışma süresi ve ses gücü düzeyi elektrikli ısıtıcı koşulu ile karşılaştırılmıştır. Rezistans ısıtıcılı durum enerji tüketimi, çalışma süresi ve ses gücü düzeyi sırasıyla 504,5 Wh, 17,5 dk ve 43,3 dBA olarak ölçülmüştür. Isı pompalı durumda en düşük enerji 2600 d/dk kompresör devrinde 374,3 Wh olarak elde edilmiştir. Bu durum elektrikli ısıtıcıya göre %26 daha az enerji tüketimi değeri sağlamaktadır. İkinci grup testte kompresör devri 3200 d/dk olarak sabit tutulmuş ve hava debisi 0,008 ile 0,016 m^3/s arasında değiştirilmiştir. Bu grupta en düşük enerji tüketimi hava debisi en yüksek olduğu durumda ölçülmüştür. Oluşturulan modelde hesaplanan enerji tüketimi ile ölçülen arasında %2,8 fark görülmektedir. Yapılan deneysel çalışma sonuçları optimizasyon çalışmasıyla değerlendirildiğinde elde edilen sonuç, enerji tüketimi %17 azalmış, çalışma süresi ve ses gücü düzeyi ise sırasıyla 82 dakika ve 3,9 dBA artmıştır.

Flück vd. [11] ısı pompalı bulaşık makinesinde enerji tüketimini incelemişlerdir. Sonuçlar geleneksel rezistans ısıtıcılı bulaşık makinelerine göre ısı pompası sisteminin enerji tüketimini %50 azalttığını göstermiştir. Bu çalışmada buharlaştırıcı bir su kaynağı içerisine konumlanmıştır ve buradan ısı çekmektedir. Bu çalışmada ısıtma sistemi karakterini öngerecek şekilde bir matematiksel model oluşturulmuştur. Yapılan analizler deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Eş eksenli iç içe yapıda bir yoğuşturucu, rotary tip kompresör ve kısılma elemanı olarak kılcal boru kullanılmıştır. Isı pompası çalışması sırasında buharlaştırıcı sudan ısı çekerken su önce soğur sonra da faz değiştirerek buz fazına geçmektedir. Bu sayede suyun gizli ısısı da kullanılır. Deneysel çalışmada enerji tüketimi 503 Wh ve çalışma süresi 126 dk olarak ölçülmüştür. Yapılan analizde bu değerler 489 Wh ve 128 dk olarak bulunmuştur. Elektrikli ısıtıcıya sahip bulaşık makinesinde ise enerji tüketimi 1000 Wh olmaktadır. Bulaşık makinesi içerisine ilk aşamada 4,4 L su alınarak 20 °C'den 50 °C'ye ısıtılmaktadır ve bu adım sonunda tahliye edilmektedir. Son aşamada makine içerisine 3,5 L su alınır ve 30 °C'den 45 °C'ye ısıtılmaktadır. Bulaşık yıkama işlemi bittikten sonra ısı deposundaki buzun bir sonraki bulaşık yıkama işlemi için çözülmesi ve ısıtılması gerekir. Bu yenileme işlemi, çevredeki oda havası kullanılarak gerçekleştirilir ve standart koşullar (22 °C, %55 bağıl nem) varsayıldığında yaklaşık 20 saat sürmektedir. Ancak sıcak kompresörün bu bölgede olması bu durumu iyileştirmektedir. Su deposunda 5,5 kg

su kullanılmaktadır. Çalışma esnasında 3,35 kg buz oluşmaktadır. Analiz sonuçları ve deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında elektrik enerjisinde 13,9 Wh (%2,8), bulaşık yıkama süresinde ise 1,5 dk (%1,2) fark oluşmaktadır.

Bengtsson vd. [12] ısı pompalı bulaşık makinesinde R134a, R290 ve R600a soğutucu akışkanların etkisini kompresör silindir hacmine bağlı olarak bir analiz çalışması ile incelemişlerdir. Bu sistemde buharlaştırıcı bir su deposu içerisindedir ve ısıyı buradan çekmektedir. Bu sistemde yapılan çalışmalarda rezistans ısıtıcılı duruma göre ısı pompası ile %25 daha az enerji tüketimi elde edilmiştir. Küresel ısınma etkisi, elektrik üretimine eş CO_2 emisyonu İsveç, OECD ve non-OECD ülkelerine göre üç farklı bölge için küçük, orta ve büyük ev gereçleri için hesaplanmıştır. Düşük CO_2 eş salınımına sahip ülkelerde R600a en düşük küresel ısınma değerine ve R134a en fazla küresel ısınma değerine sahipken yüksek CO_2 eş salınımına sahip ülkelerde yine R600a en düşük küresel ısınma değerine, elektrikli ısıtıcı ise en yüksek küresel ısınma değerine sahiptir. İncelenen sistemde R600a ve R290 soğutkanlarının R134a ya alternatif olabilme potansiyellerine bakılmıştır. Çıktı olarak küresel ısınmaya etkisi yani elektrik tüketimi değerlendirilmiştir. Deneylerde 50 kg çelik, 25 kg tabak ve 3 kg su bulunan bulaşık makinesinde deneyler yapılmıştır. İncelenen sistemde ana yıkama (AY) ve sıcak durulamada (SD) adımlarında ısıtma ihtiyacı bulunmaktadır. Yıkama adımında kompresör 60 dk çalışmakta ve daha sonra maksimum su sıcaklığına ulaşana kadar elektrikli ısıtıcı devreye girmektedir. Yıkama ve sıcak durulama adımında maksimum su sıcaklığı 55 °C ve toplam yıkama süresi 80 dk'dır. Hesaplamalar için, 44 – 62 °C aralığında yoğuşturucu sıcaklığı alınmıştır. Bu durumda mevcut sistem olan R134a'lı sisteme göre; R600a %9 daha iyi R290 ise %8 daha az ısı geçişi sağladığı görülmüştür. Farklı soğutkanlara göre optimum kompresör silindir hacmi belirlenmiştir.

Nawaz vd. [13] ısı pompalı su ısıtıcıda R134a soğutucu akışkanın küresel ısınma etkisi daha yüksek olması sebebiyle alternatif olarak R600a ve R290 soğutucu akışkanları değerlendirmişlerdir. Su tankı etrafına yoğuşturucu sarılarak elde edilen su ısıtıcıda R134a, R600a ve R290 akışkanlarının etkinliği değerlendirilmiştir. R290'ın R134a'nın yerine daha iyi bir alternatif olduğu bulunsa da R600a'nın, benzer ısıtma kapasitesini sağlamak için kompresör boyutu artırılmıştır. R600a akışkanı daha uzun çalışma süresine (%33 - %50) sebep olmaktadır. Bu duruma

benzer şekilde en düşük COP yine R600a akışkanı kullanıldığı koşullarda oluşmuştur. Deneysel çalışmalarla kalibre edilen bileşen bazlı bir model oluşturulmuştur. Enerji faktörü, ilk saat etkinliği, yoğuşturucu tahliye sıcaklığı, su deposundaki ısıl tabakalaşma ve toplam soğutucu şarjı gibi temel etkinlik parametreleri incelenmiştir. Sistem şarjındaki önemli düşüşler ve daha düşük yoğuşturucu çıkış sıcaklıkları ek faydalar olarak belirlenmiştir.

Bengtsson vd. [14] Asko firmasına ait bir bulaşık makinesinde su deposu içinde buharlaştırıcı olan ve yoğuşturucunun da su hattı borusu içinde olan bir ısı pompası sisteminde kılcal boru incelemesi yapmışlardır. Bu çalışmada farklı kılcal boru boyları ve farklı şarj miktarlarına bağlı elektrik tüketimini analiz ve deneysel olarak incelenmiştir. R600a ile çalışan bir kompresör kullanılmıştır. Zamana bağlı değişen durumlarda tek bir kılcal boru kullanımının değişken kısılma vanası yerine kullanılabileceği ve benzer elektrik tüketimlerine sahip oldukları sonucuna varılmıştır. İncelenen ısı pompalı bulaşık makinesinde su deposu bulaşık makinesinin yan tarafında bulunur ve 7 kg su içermektedir. Bu deponun içerisinde dış çapı 9,5 mm ve iç çapı 7,8 mm olan bakırdan yapılmış 7 m uzunluğunda bir buharlaştırıcı borusu bulunmaktadır. Yoğuşturucu, paslanmaz çelikten yapılmış 1,2 m uzunluğunda iç içe boru yapısındadır. Çevrim suyu, yoğuşturucunun iç çapı 13 mm olan iç borusunda sirküle edilir. Soğutucu akışkan, dış ve iç borular arasında sirküle edilir. Dış borunun iç çapı 17,5 mm, iç borunun dış çapı ise 15 mm'dir. Tüm testlerde makine alt hacmine yerleştirilmiş 7,2 cm^3 silindir hacmine sahip Secop XV7.2KX kompresör kullanılmıştır. Bu kompresör 1000 d/dk ile 4000 d/dk arasında değişken devirlerde çalışabilmesine rağmen bu çalışmada sadece 4000 d/dk kullanılmıştır. Püskürtme kollarının yıkama suyunu kabinin tamamına yaydığı, bulaşık yıkama kabini içindeki sıcaklığın aynı olduğu bir ısıl çift ile ölçülerek doğrulanmıştır. Ölçümlerde, sıcaklığın kabin içindeki tüm konumlarda aynı olduğu belirlenmiştir. Makine içinde ısıtılan su başlangıç sıcaklığı 22 °C'dir. Su 60 dk ısı pompası ile ısıtılmıştır. Kompresör 4000 d/dk çalıştırılmıştır. 60 gr, 70 gr, 80 gr, 90 gr şarjlarda farklı kılcal boru boyları kıyaslanmıştır. Beş uzunlukta kılcal boru (hepsinin iç çapı 0.9 mm) kullanılmıştır. Uzunluklar 0,25 m, 0,39 m, 0,68 m, 1,46 m ve 1,96 m olarak kullanılmıştır. Beş kılcal borunun tümü, soğutucu akışkanın her seferinde bir borudan akmasına izin verecek şekilde bir valf ile deney düzeneğine bağlanmıştır. 60 gr soğutucu akışkan koşulunda bulaşık makinesi

çevrim suyu sıcaklığı 22-33 °C arasındayken en yüksek COP 0,25 m uzunluğundaki kılcal boruda, 33 °C'nin üzerinde en yüksek COP 0,68 m kılcal boru koşulunda elde edilmiştir. 70 gr soğutucu akışkan koşulunda bulaşık makinesi çevrim suyu sıcaklığı 22-27 °C arasındayken en yüksek COP 0,25 m uzunluğundaki kılcal boruda, 27-32 °C arasındayken en yüksek COP 1,46 m uzunluğundaki kılcal boruda, 32 °C'nin üzerinde en yüksek COP 1,96 m kılcal boru koşulunda elde edilmiştir. Deneysel çalışmalar düşük sıcaklıklarda kısa, yüksek sıcaklıklarda uzun kılcal boru boylarının daha verimli olduğunu göstermiştir. Şarj miktarı arttıkça elektrik tüketimi artmıştır. Şarj miktarı arttıkça yoğuşma sıcaklığı artmıştır. 60g ile yapılan deneylerde enerji tüketiminin kılcal boru boyundan bağımsız olduğu görülmüştür. En düşük enerji tüketimi 60 gr şarj durumunda elde edilmiştir. Bunun sebebi olarak 60g şarjın aşırı doymuş olarak yoğuşturucudan çıkması olarak düşünülmüştür. Aşırı doymuş sıvılar kılcal boruya karşı daha az dirençlidir. Diğer şarj miktarları için daha uzun kılcal boruları daha düşük elektrik tüketimi sağladığı belirlenmiştir.

Isı pompası uygulamalarında, ısı değiştiriciler olan buharlaştırıcı ve yoğuşturucu, sistem etkinliği ve enerji tüketimi üzerinde kritik öneme sahiptir.

Bengtsson vd. [15] ısı pompalı bulaşık makinesinde buharlaştırıcının su içinde bulunduğu durum için bu suyun buza dönüşmesi sonrası kurutma fazında kullanılmasını incelemişlerdir. Oluşan buz üzerinden bulaşık makinesi kurutma havası geçirilmiş ve hava içindeki su buharı yoğuşturularak bulaşık makinesindeki kurutma etkinliği değerlendirilmiştir. Bu deneysel çalışmanın amacı, ısı pompalı bulaşık makinesi için yeni kurutma metodunu değerlendirmektir. Bu metotta, bulaşıkların kurutulması, bir fanın kapalı sistem içindeki nemli havayı sirküle etmesiyle olmaktadır. Bulaşıkların üstündeki su, bulaşık makinesinin sıcak kabini içinde buharlaşır ve sonra donmuş su tankının soğuk yüzeyi üzerinde yoğuşmaktadır. Bu çalışmada önerilen kurutma yöntemi ısı pompalı bir bulaşık makinesinde nemli havanın kabin içinden su tankının soğuk yüzeyine sirküle edilmesiyle gerçekleşir. Havanın mutlak nemini düşüren yoğuşma, tank duvar sıcaklığının çiy noktası altına düşmesiyle olur. Tank içindeki suyun buza dönüşmesi ısı pompası sistemi ile olmaktadır. Kurutma başladığında tankın içi tamamen buzdur ve nemli havadaki su buharı tank yüzeyinde yoğuşur. Bu sayede nemli hava mutfağa tahliye edilmez. Bu kurutma metodu mevcutta olan açık kurutma

metoduna kıyasla daha fazla enerji tasarrufu sağlamıştır. Enerji tüketimi 0,039 kWh daha düşük ölçülmüştür. Kurutmaya başlama sıcaklığı ve kurutma süresi, kurutma etkinliği üzerinde önemli bir etkiye sahip olmuştur. Buz miktarı 0 ile 1,87 kg, kurutma başlangıç sıcaklığı 44 °C ile 48 °C arasında, hava debisi 8 ile 12 m^3/s olduğu durumlar için çalışma yürütülmüştür. Buz miktarı, hava debisi ve kurutma başlangıç sıcaklığı arttıkça kurutma etkinliği iyileşmiştir.

Bengtsson vd. [16] bulaşık makinesinde kabinin, yemek takımlarının ve suyun ısıtılmasında ısı pompası kullanılarak elektrik tüketimindeki değişim incelenmiştir. Buharlaştırıcı içi su dolu depo içinde konumlandırılmaktadır. Buharlaştırıcı sudan ısı çekerek suyu dondurmaktadır. Esas ısı kaynağı olarak suyun hal değiştirdiği zamandaki gizli ısısından yararlanılmıştır. Dinamik ısı pompalı bulaşık makinesi modeli oluşturulmuş ve deneyler ile uyumlu olduğu görülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre geleneksel rezistans ısıtıcılı duruma göre %24 enerji kazancı elde edilmiştir. Isı pompası bileşenleri olan buharlaştırıcı bir depo içinde konumlanmaktadır. Bu depoda 7 kg su ve iç çapı 7,8 mm dış çapı 9,5 mm uzunluğu 7 m olan bakır boru bulunmaktadır. Yoğuşturucu bulaşık makinesi su sistemi içinde konumlandırılmıştır. 1,2 m uzunluğunda iç içe boru yapısında paslanmaz çelik yoğuşturucu kullanılmıştır. R134a soğutucu akışkan kullanılmıştır. Dinamik modelleme EES programı ile yapılmıştır. Modelleme sadece yıkama ve durulama adımlarını içermektedir. Maksimum 55 °C sıcaklığa kadar ısıtma yapılmaktadır. Basınç düşümü, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma durumları dikkate alınmamıştır. Makine içindeki sıcaklık dağılımı eşit ve su sıcaklığı ile aynı olduğu kabulü yapılmıştır. Bu durumun daha önceki deneylerle belirlendiği aktarılmaktadır. Isı değiştiricilerin ısıl kapasiteleri $UA_{yoğuşturucu}$ = 0,12 kW/K ve $UA_{buharlaştırıcı}$= 0,10 kW/K verilmektedir. Sistemdeki sirkülasyon pompası gücü 76 W ve ısıtıcı gücü 1500 W olarak verilmektedir. Suyun 50 °C'ye kadar ısıtılması durumu için model ve deney enerji tüketimi karşılaştırılmıştır. Deney ile model arasında %5,4 fark görülmüştür. Oluşan buz kütlesi için deney ve model arasında %2,9 fark bulunmaktadır. Değişen kompresör hacimleri için analiz yapılmıştır. Değişen hacimlere karşılık kompresör çalışma süresinin uzaması enerji tüketimini azalttığını göstermiştir. En iyi durumda %24 daha az enerji tüketimi elde edilmiştir.

2.3 Su Isıtıcılarda Isı Pompası Uygulaması

Fardoun vd. [17] tarafından hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcı için yarı kararlı model MATLAB üzerinde oluşturulmuştur. Model su sıcaklığı, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, yoğuşturucudan atılan ısı, giriş elektrik gücü, mevsimsel ısıtma etkinliği gibi ilgili sistem parametrelerini hesaplamaktadır. Soğutucu akışkan olarak R134a, 200 L su kapasitesi ve 15 °C ortam sıcaklığı dikkate alınmıştır. Sonuçlar rezistans ısıtıcılı duruma göre %70 enerji tasarrufu elde edildiğini göstermektedir. Kompresör modeli için uygun hacimsel verimliliğe sahip basit kararlı durum modeli benimsenmiş ve sıkıştırma işleminde izantropik verimliliğe sahip adyabatik durum kabulü yapılmıştır. Kısılma vanasında izentropik durum dikkate alınmıştır. Isı değiştiriciler için LMTD ve NTU-Ɛ yöntemi kullanılmıştır. Buharlaştırıcı kanatlı boru yapısında ve yoğuşturucu da eş merkezli iç içe boru yapısında karşıt akışlı olduğu dikkate alınmıştır. Modelleme çalışmasında ilk olarak, giriş geometrik parametreleri kurulur ve buharlaştırıcı, yoğuşturucu için basınç ve su tankı için sıcaklık başlangıç değerleri verilir. İkinci olarak, kompresör, yoğuşturucu, genleşme valfi ve buharlaştırıcı alt programları arka arkaya çalıştırılır. Üçüncü olarak, yoğuşturucu çıkış kütle akış hızı, genleşme valfininki ile karşılaştırılır. Fark, önceden belirlenmiş belirli bir toleranstan daha büyükse yoğuşturucu kütle akış hızı farkına bağlı olarak pozitif veya negatif olarak ayarlanır ve tüm döngü tekrarlanır. Devamında depodaki su sıcaklığı hesaplanır ve yeni zaman adımı iterasyonu başlar. Bu, depodaki su sıcaklığı önceden ayarlanmış belirli bir sıcaklığa ulaşana kadar sürekli olarak tekrarlanır. Yapılan bu çalışma sonucunda rezistans ısıtıcılı duruma göre %70 enerji tasarrufu elde edilebileceği tespit edilmiştir.

Missaoui vd. [18] Helisel sarımlı boruya sahip yoğuşturucunun su ısıtmak amacıyla kullanılan ısı pompası sistemindeki etkisini tank boyutlarına ve bakır sarmal hatvesine bağlı olarak CFD kullanılarak incelemiştir. Yoğuşturucu hatvesi 18 mm, 20 mm ve 22 mm olarak incelenmiştir. Yoğuşturucu deposu çapı 297mm, 380 mm ve 410 mm olarak incelenmiştir. Tank boyutları azaltılınca ısı geçişi arttığı ve yoğuşturucu hatvesi 20 mm koşulunda en yüksek ısı geçişi koşulu belirlenmiştir.

Santori vd. [19] bulaşık makinesinde kurutmada zeolit kullanarak %41 enerji tasarrufu elde etmiştir. 13X zeolit, mikro gözenekli silika jel ve SAPO-34 zeolit gibi farklı malzemeler kullanılarak adsorpsiyonlu bir bulaşık makinesinde deneysel

çalışmalar yürütülmüştür. Enerji etiketi A olan standart bir bulaşık makinesinde optimum konfigürasyonda silika jel Siogel ile yüklenen son prototip üzerinde testler yapılmıştır. Yapılan testler 125 g su emilimi ve enerji tüketiminde %41 azalma göstermiştir. Bu durumda standart döngü ve A enerji etiketine sahip bir makinede %41 daha düşük olan 0,636 kWh'lik bir elektrik enerjisi tüketimi deneysel olarak elde edilmiştir.

2.4 Isı Değiştirici Çalışmaları

Isı değiştiriciler için literatürde birçok çalışma bulunmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında ısı değiştirici yüzey alanın belirlenmesine yönelik çalışmalar, üç akışkanlı ısı değiştirici yapısı öneren çalışmalar, ısı değiştiricinin ıslak kuru kapasitesine yönelik yapılan çalışmalar incelenmiştir.

Teke vd. [20] ekonomik yaklaşımla ısı geri kazanımında kullanılan ısı değiştiricilerinin alanını belirlemek için, özellikle ısı değiştiricinin en iyi kazanç-yatırım oranını dikkate alan yeni bir yöntem geliştirmişlerdir. Bu oran E fonksiyonu olarak ε-NTU çizelgelerinde gösterilmiştir. Bu çizelgelere dayanarak, ısı değiştiricinin E değeri için ısı değiştirici alanı belirlenebilir.

Bozkula ve Demir vd. [21] boru kanat yapısındaki ısı değiştiricide kuru ve ıslak yüzey için kapasite incelemesi gerçekleştirmişlerdir. Islak durum incelemesi için beş parametre değerlendirilmiştir. Bunlar; boru sıra sayısı (2, 4, 6), kanatçık aralığı (2 mm, 3 mm, 4 mm), ön hava hızı (1 m/s, 2 m/s, 3 m/s), sıcaklık (25 °C, 30 °C, 35 °C) ve bağıl nem (%60, %70, %80). Kuru ve ıslak koşullar altında j ve f faktörleri için üç korelasyon önerilmiştir. Islak koşullarda, j faktörü için en iyi ortalama sapma %8,3 iken, f faktörü için en iyi ortalama sapma %10,9 elde edilmiştir. Kuru koşullarda, j faktörü için en iyi ortalama sapma %8,3 iken, f faktörü için en iyi ortalama sapma %8,2 elde edilmiştir.

Ayrıca daha fazla iyileştirme elde etmek için üç akışkanlı ısı değiştiriciler kullanılmıştır. Bununla ilgili ilk analiz Morley [22] tarafından gerçekleştirilmiştir, bu çalışmadan sonra birçok çalışma yapılmıştır.

Bielski vd. [23] eş eksenli iç içe üç boru yapısındaki ısı değiştiricide analitik çözümler geliştirmiştir. Üç akışkanlı ısı değiştiriciler için sonlu elemanlar yöntemi

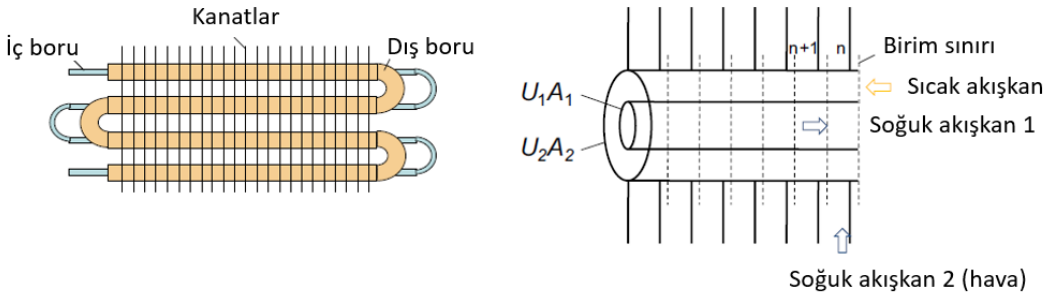
yaklaşımı uygulanarak çapraz akış [24], karşıt akışlı [25,26] paralel akışlı [25] incelemeler yapılmıştır.

Zhao vd. [27], IMTD (integral-ortalama sıcaklık farkı) olarak adlandırılan bir ortalama sıcaklık farkı yöntemini, paralel akışlı üç akışkanlı bir ısı değiştirici için ayrıntılı olarak geliştirmişlerdir.

Shrivastava vd. [28] üç akışkanlı ısı değiştirici kapasitesini değerlendirmek için boyutsuz tasarım parametreleri üzerinde çalışmışlardır.

Ruan vd. [26] üç akışkanlı ısı değiştiricide ekserji ve entropi üretimi konusunu incelemişlerdir.

Zhang vd. [29] üç akışkanlı ısı değiştiricinin iklimlendirme sisteminde kullanılmasının sistemi daha kompakt, ısıl olarak daha verimli ve daha az güvenlik riskli duruma getirebildiğini belirtmişlerdir. Bu çalışmada kanat-boru tipinde üç akışkanlı ısı değiştirici önerilmiştir (Şekil 2.1).



Şekil 2.1 İç içe boru yapısında kanatlı borulu üç akışkanlı ısı değiştirici [29]

Bu ısı değiştiricide eş eksenli iç içe 2 boru bulunmaktadır. Dıştaki boruda ayrıca kanat bulunmaktadır. Bu ısı değiştiricide hava ile iki sıvı akışkan arasında ısı geçişi yapılabilmektedir. Bu yapının özellikle hibrit kaynaklı ısı pompaları ve free cooling sistemleri için uygun olduğu belirtilmektedir. Soğuk akışkan 1 (soğutkan çevrimi akışkanı) iç borudan akar ve buharlaştırıcı olarak adlandırılır. Soğuk akışkan 2 (hava) dış boru üzerindeki kanatlar boyunca akmaktadır. Sıcak akışkan (termosifon çevrim akışkanı) iç ve dış boru arasındaki halkasal boşlukta akar ve yoğuşur, diğer iki akışkan tarafından soğutulur. Kanatlı borulu üç akışkanlı ısı değiştiricinin modeli oluşturulup deneyler ile doğrulanmıştır. Hesaplanan değerler deneysel sonuçlarla -%10 ve +%6 uyumlu olduğu görülmüştür. Bu çalışmada üç farklı boru dizilimi yapısı kullanılmıştır. Üç tipin hepsinde 2 sıra ve her sırada 28 adet iç ve dış

boru bulunmasına karşın sirkülasyon sayıları farklıdır. Tip A için 28 paralel soğutucu akışkan 1 ve sıcak akışkan sirkülasyonu vardır. Burada bir soğutucu akışkan sirkülasyonu bir sıcak akışkan sirkülasyonuna bağlanır. Tip B ve C'de bir soğuk akışkan sirkülasyonu dört ve yedi sıcak akışkan sirkülasyonuna bağlanır. Soğuk akışkan 1 sirkülasyon sayısının azaltılması Tip A ile karşılaştırılmıştır. A tipi ısı değiştiricide soğuk akışkan 1 sirkülasyonu fazla olmasından ve bu da bir tekil soğuk akışkan çevriminde debinin düşük olmasına sebep olduğundan dolayı ısı geçişi nispeten düşüktür. Ayrıca az sayıda sirkülasyon olması yüksek ısı geçişi olacağı anlamına gelmediği görülmektedir. C tipi ısı geçiş miktarı B tipinden daha azdır. C tipinde sıcak akışkan ve soğuk akışkan 1, sıcaklık farkı B tipine göre daha az olduğundan ısı geçiş miktarı daha azdır. İç boru çapını arttırdıkça sıcak akışkan hızı ve küçük akış alanında ısı geçiş miktarı artmaktadır. İç boru çapı dış boru çapına yakın olmayacak şekilde yapılması gerektiği, bu durum sıcak akışkan tarafında fazla basınç düşümüne ve üretim zorluğuna sebep olacağı sonucuna varılmıştır. Bu durum değerlendirildiğinde, tip B ve iç boru çapı 6 mm olarak seçilmiştir. Sıcak akışkan debisi artışı ile üç akışkanın hepsi için ısı geçiş miktarı artmıştır. Soğuk akışkan 1 veya soğuk akışkan 2 (hava) debisinin artması sıcak akışkan ısı geçiş miktarını (toplam ısı geçiş miktarı) ve kendi tarafındaki ısı geçişini artırırken diğer taraftaki (soğuk akışkan) ısı geçiş miktarını azaltmaktadır.

Zhang vd. [30] solar enerji, jeotermal enerji vb. yenilenebilir enerjilerin kararlı ve verimli kullanımı için hibrit enerji kaynaklı ısı pompası sisteminin en iyi çözüm olduğunu belirtmektedirler. Üç akışkanlı ısı değiştiriciler soğutkandan dış havaya ve iç havaya ısı geçişini aynı anda ya da bağımsız olarak gerçekleştirebildiğini, bu durum değişken çalışma koşullarında soğutkanın düzgün dağılmasını da sağladığını belirtmektedirler. Bu çalışmada iklimlendirme sistemi için üç akışkanlı ısı değiştirici özel olarak incelemişlerdir. Üç akışkanlı ısı değiştiricinin farklı koşullar altında ısı geçiş etkinliği araştırılmıştır. Bir model geliştirilmiştir ve bu sayede yeni tip hibrit kaynaklı sistem için optimum tasarım parametreleri oluşturulmuştur. Bu çalışmada üç akışkanlı ısı değiştirici kapasite analizi Matlab ve REFPROP temelinde model oluşturulmuş ve doğrulanmıştır. Farklı akış patikalarına sahip üç ısı değiştirici için ısı geçişi ve basınç düşümleri incelenmiştir. Ayrıca hava akış hızı, hava sıcaklığı, su akış hızı ve su sıcaklığı değişiminin ısı değiştiricideki etkisi analiz edilmiştir. Basınç düşümü ve ısı geçiş katsayısı optimize edilerek ısı değiştiricide

daha yüksek kapasite elde edilmektedir. Çalışmadaki ısı değiştirici iç içe boru yapısındadır ve dıştaki borunun etrafında da kanatlar bulunmaktadır. Sıcak akışkan iç borudan, soğutucu akışkan dış borudan ve hava da kanatlar arasından akmaktadır. Bu ısı değiştiricide soğutkan ile sıcak akışkan ve hava arasında ısı geçişi eş zamanlı ya da bağımsız olarak gerçekleşebilmektedir. Modele hava, sıcak su ve soğutkan giriş parametreleri girildikten sonra üç akışkanlı ısı değiştirici kapasitesi hesaplanabilmektedir.

Kanatsız borulu üç akışkanlı ısı değiştiriciler için Mohapatra vd [31] analitik ve deneysel olarak ısı geçiş etkinliğini incelemişlerdir. Bu çalışmada bir helisel borunun iki düz boru arasına yerleştirilmesiyle oluşan üç akışkanlı ısı değiştiricide deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Eğrilik oranı d=0,1315 ve adım iç çapı (iç hatvesi) p/dci=2,88 olan helisel boru sabit alınmıştır. Reynolds 9000-54000 arasındadır. Sıcaklık dağılımı hem analitik hem de deneysel yolla bulunmuştur. Hacimsel debi değişiminin etkileri de değerlendirilmiştir. Deneysel çalışmada bir parametre değiştirildiğinde diğerleri sabit tutulmuştur. Sıcak suyun akış yönü değiştirilerek iki deney yapılıp bu deneylerle sıcaklık dağılımları ölçülmüştür. Her akışkanın debisinin değişiminin etkileri incelenmiştir. Tüm akışkanlar için debi artışı, ısı geçişini arttırmış fakat zıt akışta etkisini daha çok göstermiştir. Sonuç olarak normal suyun debisinin zıt akışta artması en iyi sonucu vermiştir. Deney sonuçlarının analitik hesaplama ile uyumlu olduğu görülmüştür.

Gomaa vd. [32] üç eş merkezli borulu ısı değiştirici üzerinde sayısal ve deneysel çalışma yapmıştır. Üç eş merkezli borulu ısı değiştiricinin sonuçları çift borulu ısı değiştirici ile karşılaştırılmıştır. Göz önünde bulundurulan üç sıvı, iç boruda soğutulmuş su, iç halkada sıcak su ve dış halkada normal şebeke suyudur. Yapılan çalışmada karşıt akış, paralel akış, paralel - karşıt akış ve karşıt - paralel akış olmak üzere dört akış tipi incelenmiştir. Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısı değiştirici etkinliğinin boyutsuz tasarım parametreleri ile korelasyonları da sunulmuştur. Üç borulu ısı değiştirici, birim uzunluk başına çift borulu ısı değiştiricisine kıyasla daha yüksek ısı değiştirici etkinliğine ulaşmış ve daha fazla enerji tasarrufu sağlamıştır. Üç borulu ısı değiştiricinin etkinliği hem paralel hem de karşı akış için çift borulu ısı değiştiriciden sırasıyla %51,4 ve %53,8 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Literatürde hava kaynaklı kanatlı borulu buharlaştırıcıda ikincil bir boru hattı içeren ve bu hat üzerinde atık su ısısını aynı anda kullanan yapı ile ilgili bir çalışmaya

rastlanmamıştır. Bu çalışmada, üç akışkanlı ısı değiştirici hem deney düzeneğinde hem de Modelica ile oluşturulan ısı pompalı dinamik bulaşık makinesi sistem modelinde değerlendirilmiştir.

3
ISI POMPASI SİSTEMİ

Bu çalışmada Arçelik marka 6188 DI model tezgah altında kullanılan ev tipi bir bulaşık makinesi kullanılmıştır (Şekil 3.1).

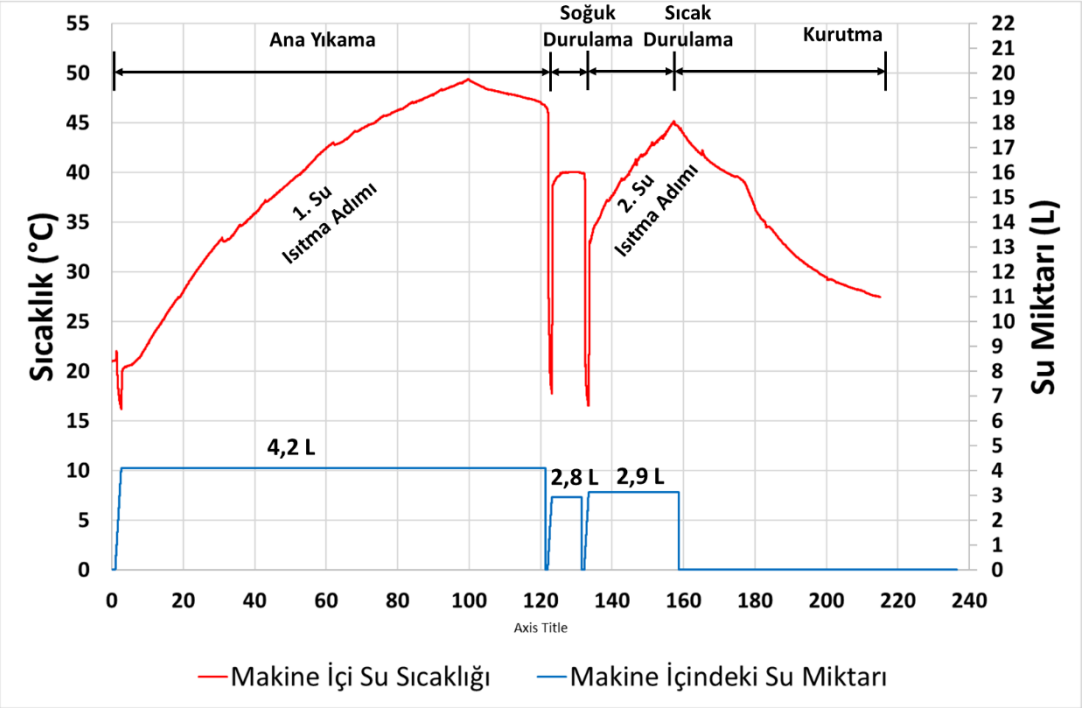


Şekil 3.1 Arçelik marka 6188 DI model bulaşık makinesi [33]

Bulaşık makinesi EN60436 [34] standardına göre 16 kişilik yemek takımı yıkama kapasitesine sahip olup A enerji tüketimi (0,500 kWh/çevrim) sınıfındadır. Bu enerji sınıfına ulaşabilmek için makinede ısı pompası sistemini kullanılmıştır. Isı pompası suyu ısıtmak amacıyla kullanılmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında ısı pompası sisteminin etkinliğini arttırmak için üç akışkanlı buharlaştırıcı çalışmaları yürütülmüştür. Bu çalışmalar ilerleyen bölümlerde aktarılmaktadır.

3.1 Bulaşık Makinesi Su Isıtma Algoritması

Bulaşık makinesinde yıkama işlemi sıcak ve soğuk yıkama adımlarından oluşur. Her adıma özel su alınır ve adım sonunda su makineden tahliye edilir. Yemek takımlarına pervaneler üzerinden basınçlı su püskürtülerek temizleme işlemi yapılır. Bu işlem sırasında etkin bir yıkama sağlamak için su ısıtılır. Bulaşık makinesine su alımı ve sıcaklık değeri aşağıda görülmektedir (Şekil 3.2). Su sıcaklığı, makine filtre bölgesi içine konumlandırılan ve tamamen suyun içinde olacak şekilde bir ısıl çift ile ölçülmüştür.

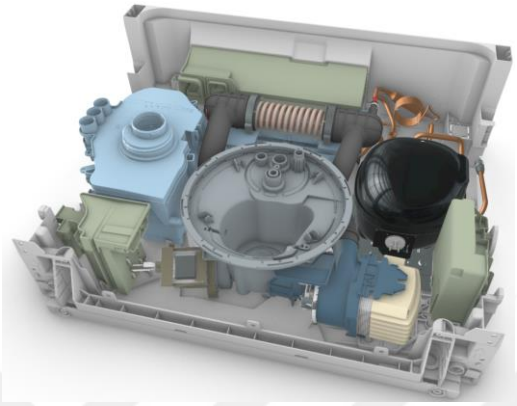


Şekil 3.2 Bulaşık makinesi algoritma grafiği

Makine bir çalışma çevrimi ana yıkama, soğuk durulama, sıcak durulama ve kurutma adımlarından oluşmaktadır. Ana yıkama ve soğuk durulama işlemi temel olarak yemek takımlarının temizleme işlemi için uygulanır. Sıcak durulama ise son durulamanın yapılması ve yemek takımlarının kurutma işlemine hazırlanması için uygulanır. Ana yıkama adımında makine içine yaklaşık 4,2 L su alınır ve bu su 50 °C sıcaklığa kadar ısıtılır. Bu adım ısı pompasının suyu ısıtmak için ilk çalıştığı adımdır ve çevrimin 100. dk'sına kadar çalışmaktadır. Bu noktada ısı pompası durdurulur ve ana yıkama adımında ısıtmaksızın yıkama işlemi devam eder. Ana yıkama adımı sonunda kirli su tahliye edilir ve makine içine soğuk durulama için yaklaşık 2,8 L temiz su alınır. Bu adımda ısıtma yapılmadığı için ısı pompası çalıştırılmaksızın sadece su sirkülasyonu yapılır. Soğuk durulama sonunda su tahliye edilir ve 2,9 L temiz su alınarak sıcak durulama adımına geçilir. Bu adımda makine son durulama işlemini yapar ve yemek takımlarını kurutmaya hazırlamak için su ısıtılır. Isı pompası çalıştırılarak su ısıtılır ve makine iç sıcaklığı 45 °C'a ulaşır. Bu noktada makineden su son kez tahliye edilir. Su tahliyesi ile birlikte makine kurutma adımına geçer ve yemek takımlarının kuruması için içeride buharlaşan su tahliye edilir.

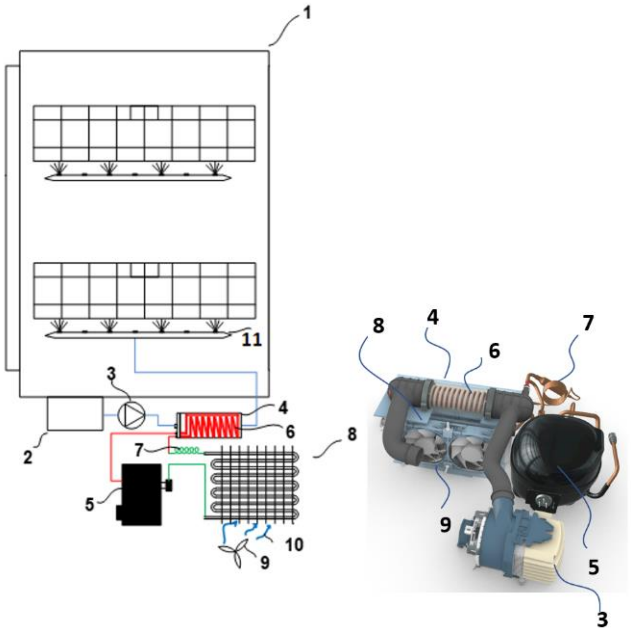
3.2 Bulaşık Makinesi Isı Pompası Sistemi

Yukarıda bahsedilen çalışma algoritmasında iki kez su ısıtma işlemi uygulanmaktadır. Bu ısıtma işlemi bulaşık makinesine uyarlanan ısı pompası sistemi ile yapılmaktadır. Isı pompası makine altında bileşen hacminde konumlandırılmıştır. (Şekil 3.3).



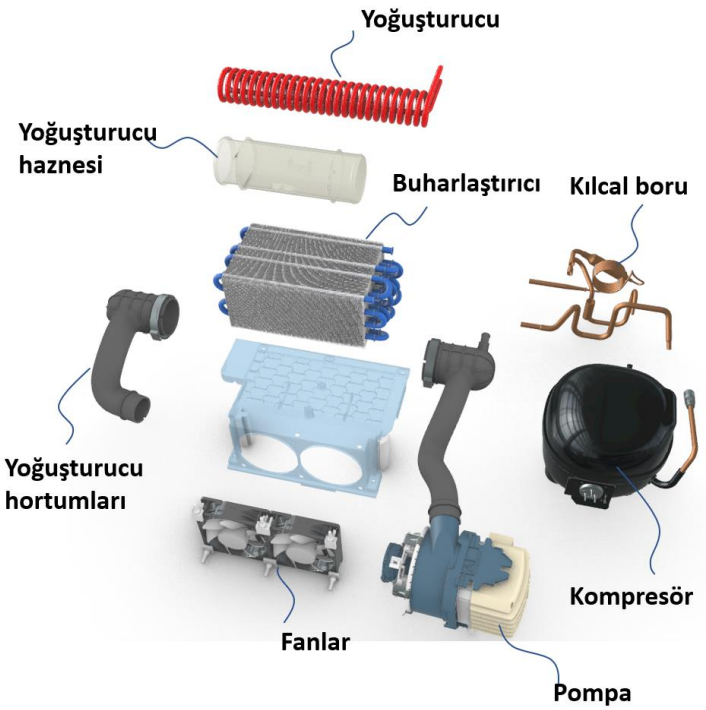
Şekil 3.3 Bulaşık makinesi bileşen hacmi ve ısı pompası sistemi

Isı pompası sistemi ısı kaynağı olarak ortam havasını kullanmaktadır ve bulaşık makinesine alınan suyu ısıtmak amacıyla kullanılmaktadır. Bulaşık makinesine uyarlanmış ısı pompası sistemi şematik gösterimi Şekil 3.4'te ve ısı pompası bileşenleri ise Şekil 3.5'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Bulaşık makinesi ve ısı pompası sistemi şematik gösterimi

Bulaşık makinesinde (1) su çevrimi pompa (3) ile sağlanmaktadır. Pompa suyu hazneden (2) emerek pervanelere (11) gönderir. Bu çevrim sırasında su yoğuşturucu (6) üzerinden geçirilerek ısıtılmaktadır. Yoğuşturucu, bulaşık makinesi su hattına yoğuşturucu haznesi (4) ile konumlandırılmıştır. Su pervanelere gönderilirken sürekli olarak yoğuşturucu üzerinden geçirilmektedir. Su ısıtma adımında kompresörün (5) çalıştırılması ile ısı pompasının devreye girmesi sağlanır. Kompresör ısı pompası boru hattındaki soğutucu akışkanı basınçlandırarak soğutkan çevrimini sağlar. Kılcal boru (7) sayesinde buharlaştırıcı (8) boruları içinde düşük basınç oluşması ve kompresör basınçlandırması ile de yoğuşturucu boruları içinde yüksek basınç oluşması sağlanır. Böylece su ısıtmak için yoğuşturucu bölgesinde sıcak yüzey oluşur ve suya ısı geçişi gerçekleşir. Buharlaştırıcı bölgesinde ise soğuk yüzey oluşur. Bu soğuk yüzeye fanlar (9) ortam havasını (10) üfler ve ortam havasından buharlaştırıcıya ısı geçişi olur. Böylece ısı pompası, yoğuşturucu üzerinden su çevrimine ısı aktararak bulaşık makinesinde ısıtma işlemini gerçekleştirir. Bu çalışmada buharlaştırıcıda üçüncü akışkan uygulamasıyla sistem çalışma etkinliği deneysel ve modelleme çalışmaları ile incelenmiştir.



Şekil 3.5 Isı pompası sisteminde yer alan bileşenler

4
DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu kısımda, deney düzeneğinde gerçekleştirilen çalışmalara yer verilmiştir. Deney düzeneğinde, hava kaynaklı bir ısı pompası sisteminde, buharlaştırıcıda üçüncü bir akışkan olarak sıcak su kullanılması ve buharlaştırıcı kapasitesi üzerindeki etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Buna bağlı olarak ısı pompası çalışma süresi ve enerji tüketimi değişiminin belirlenmesi amaçlanmıştır.

Bu çalışmanın temelinde yatan sebep, bulaşık makinesinde kullanılan hava kaynaklı ısı pompasına ait buharlaştırıcının hava kaynağından ısı alırken aynı zamanda bir atık su kaynağından da ısı alması durumunda ısı pompası enerji tüketiminin ve çalışma süresinin azalacağının düşünülmesidir.

Bu beklenti şu şekilde açıklanabilir. Isı pompalı bulaşık makinesinde kullanılan iki akışkanlı buharlaştırıcının görevi, ortam havasından ısı çekmektir. Ortamdan çekilen ısı miktarı, hava sıcaklığı ve hava akış hızı ile sınırlı kalmaktadır. Üç akışkanlı buharlaştırıcıda ise bulaşık makinesinde kullanılıp atılan sıcak suyun (yaklaşık 40 °C) aynı ısı pompası sistemi için ek ısı kaynağı olarak kullanılmasıdır. Atık suyun ısısı, hava akışına ek olarak, eş zamanlı bir ikincil ısı kaynağı olarak kullanılmıştır. Su hattı, buharlaştırıcı boruları arasında ikinci bir boru hattı olarak ve üçüncü bir akışkan olarak kullanılmıştır. Birinci akışkan, buharlaştırıcı soğutucu akışkan borularındaki R600a, ikinci akışkan buharlaştırıcı borularının üzerinden ve kanatların arasından akan ortam havası ve üçüncü akışkan, buharlaştırıcı su borusundan akan sıcak atık sudur. Mevcut buharlaştırıcının ısı kaynağı sadece 21,5 °C sıcaklığındaki ortam havasıyken, üç akışkanlı buharlaştırıcıda, başlangıçta sıcaklığı 40 °C olan sıcak su ek bir ısı kaynağı olarak kullanılmıştır. Ortam hava sıcaklığı EN60436 [34] standardına göre 23 ± 0,5 °C'tır. Yapılan deneylerde hava sıcaklığı olarak alt sınır tercih edilmiştir. Böylece ortam sıcaklığından kaynaklı buharlaştırıcı kapasitesinin daha düşük olacağı durumdaki etki incelenmiştir.

Deney düzeneğinde bu koşullar oluşturularak bu düşüncenin doğrulanması sağlanmıştır. Bunun için bulaşık makinesinden bağımsız özel olarak oluşturulan bir deney düzeneğinde iki akışkanlı ve üç akışkanlı buharlaştırıcıda karşılaştırmalı deneysel çalışmalar yapılmıştır. Isı pompalı bulaşık makinesinde olduğu gibi deney

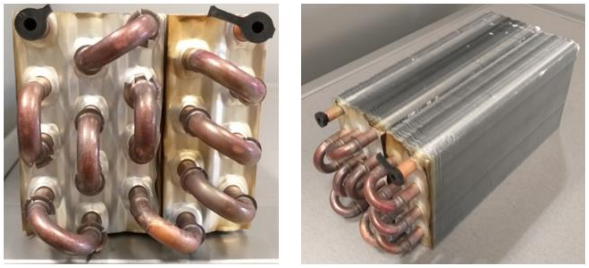
düzeneğinde de buharlaştırıcı ortam havasını ısı kaynağı olarak kullanacak şekilde ve yoğuşturucu da ısısını bir su ortamına aktaracak şekilde tasarlanmıştır. Ancak bulaşık makinesinden farklı olarak deney düzeneğinde bir yıkama ve yıkama hacminde kullanılan yemek takımları bulunmamaktadır. Bu sayede deneyler arasındaki süre azaltılabilmiş ve deney öncesindeki şartlandırma işlemleri hızlandırılabilmiştir. Isı pompası sistemi çalışma davranışının etkilenmemesi için bulaşık makinasında kullanılan yıkama suyuna göre daha fazla su kullanılmıştır. Bu sayede deney düzeneğinde bulaşık makinasına benzer ısıtma eğrisi elde edilmiştir.

4.1 Buharlaştırıcılar

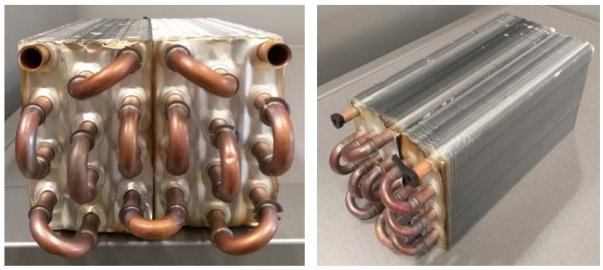
Bulaşık makinasından ayrı olarak tasarlanan deney düzeneğinde 5 ve 6 sıraya sahip iki buharlaştırıcı üzerinde iki akışkanlı durum ve üç akışkanlı durum incelemeleri yapılmıştır. Buharlaştırıcılar şaşırtmalı boru dizilimine sahip kanatlı borulu ısı değiştiricilerdir. Boru dış çapı 7,35 mm, boru malzemesi bakır ve kanat malzemesi alüminyumdur.

4.1.1 İki Akışkanlı Buharlaştırıcılar

Mevcut durumu temsil eden iki akışkanlı buharlaştırıcılar olan 5 sıralı buharlaştırıcı (Şekil 4.1) ve 6 sıralı buharlaştırıcı (Şekil 4.2) gösterilmektedir.

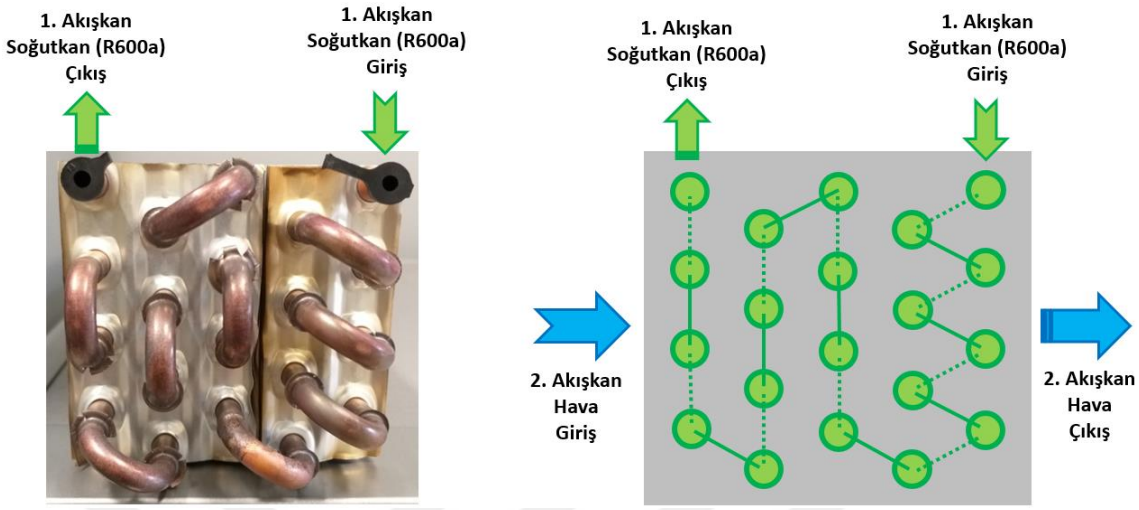


Şekil 4.1 İki akışkanlı 5 sıralı kanatlı borulu buharlaştırıcı

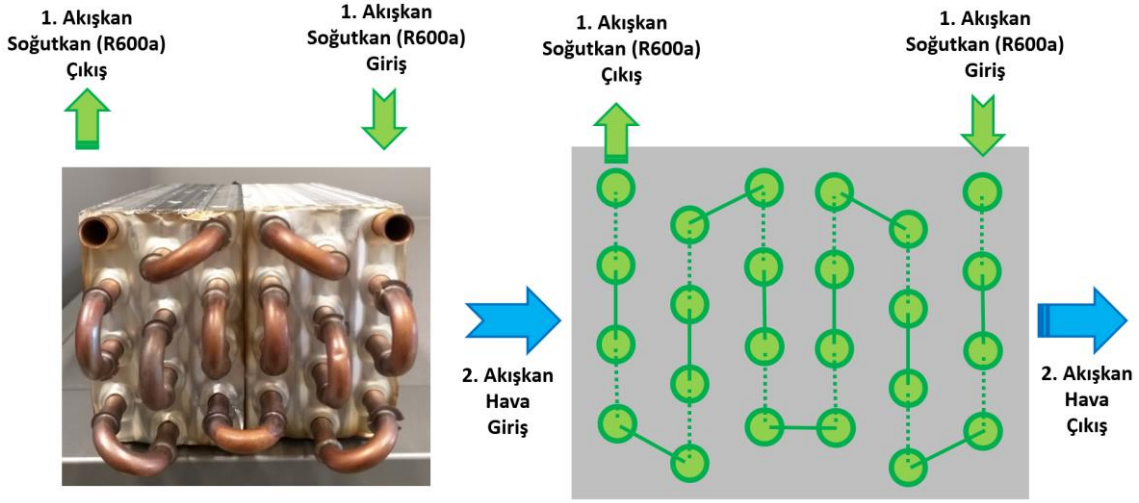


Şekil 4.2 İki akışkanlı 6 sıralı kanatlı borulu buharlaştırıcı

İki akışkanlı durumda boru içinde birinci akışkan olarak soğutucu akışkan (R600a); boru dışında ve kanatlar arasında ise ikinci akışkan olarak ortam havası akmaktadır. Akış düzenleri Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'te şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.3 İki akışkanlı 5 sıralı buharlaştırıcı şematik gösterimi



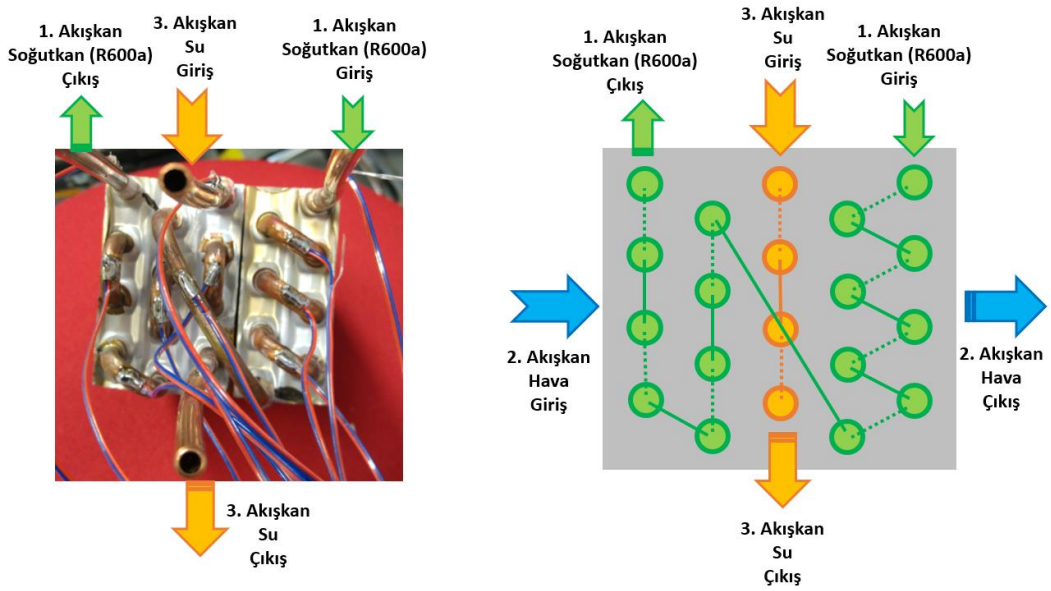
Şekil 4.4 İki akışkanlı 6 sıralı buharlaştırıcı şematik gösterimi

4.1.2 Üç Akışkanlı Buharlaştırıcılar

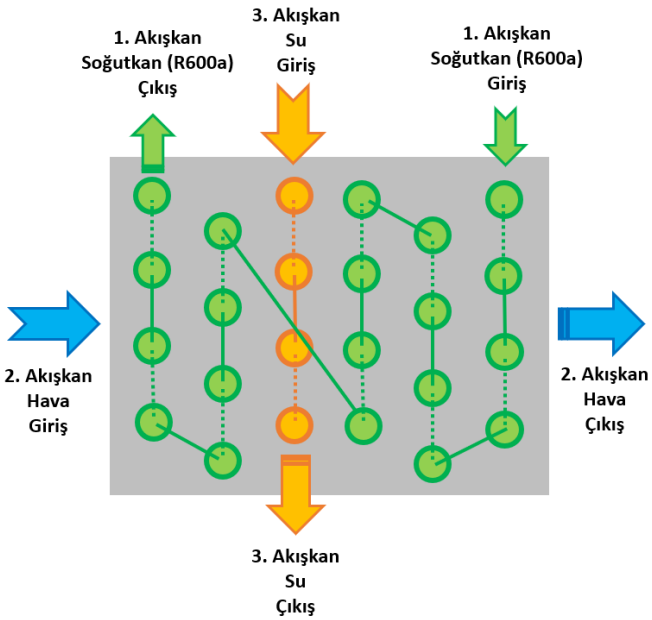
Mevcutta kullanılan 5 ve 6 sıralı buharlaştırıcıların boru dizilimlerinde bir sıranın su hattı olarak değiştirilmesi ile üç akışkanlı buharlaştırıcı elde edilmiştir. Bunun için 5 sıralı buharlaştırıcı 4 sıra soğutucu akışkan ve 1 sıra su hattı olmak üzere iki boru demetine dönüştürülmüştür. Bu hatların kendine ait giriş ve çıkışları bulunmaktadır. 6 sıralı buharlaştırıcı ise 5 sıra soğutucu akışkan, 1 sıra su boru hattı olarak yine iki boru demetine dönüştürülmüştür. Bu buharlaştırıcıda da bu hatların kendine ait giriş ve çıkışı bulunmaktadır.

Üç akışkanlı durumda birinci boru demetindeki boru içinden birinci akışkan olarak soğutucu akışkan (R600a), ikinci boru demetindeki boru içinden üçüncü akışkan olarak sıcak su, boru demetleri dışından ve kanatlar arasından ise ikinci akışkan olarak ortam havası akmaktadır ve hem ortam havası hem de su ısı kaynağı olarak kullanılmaktadır.

Üç akışkanlı buharlaştırıcıda akış düzenlerinin şematik gösterimi, 5 sıralı buharlaştırıcı için Şekil 4.5'te ve 6 sıralı buharlaştırıcı için Şekil 4.6'da verilmiştir.

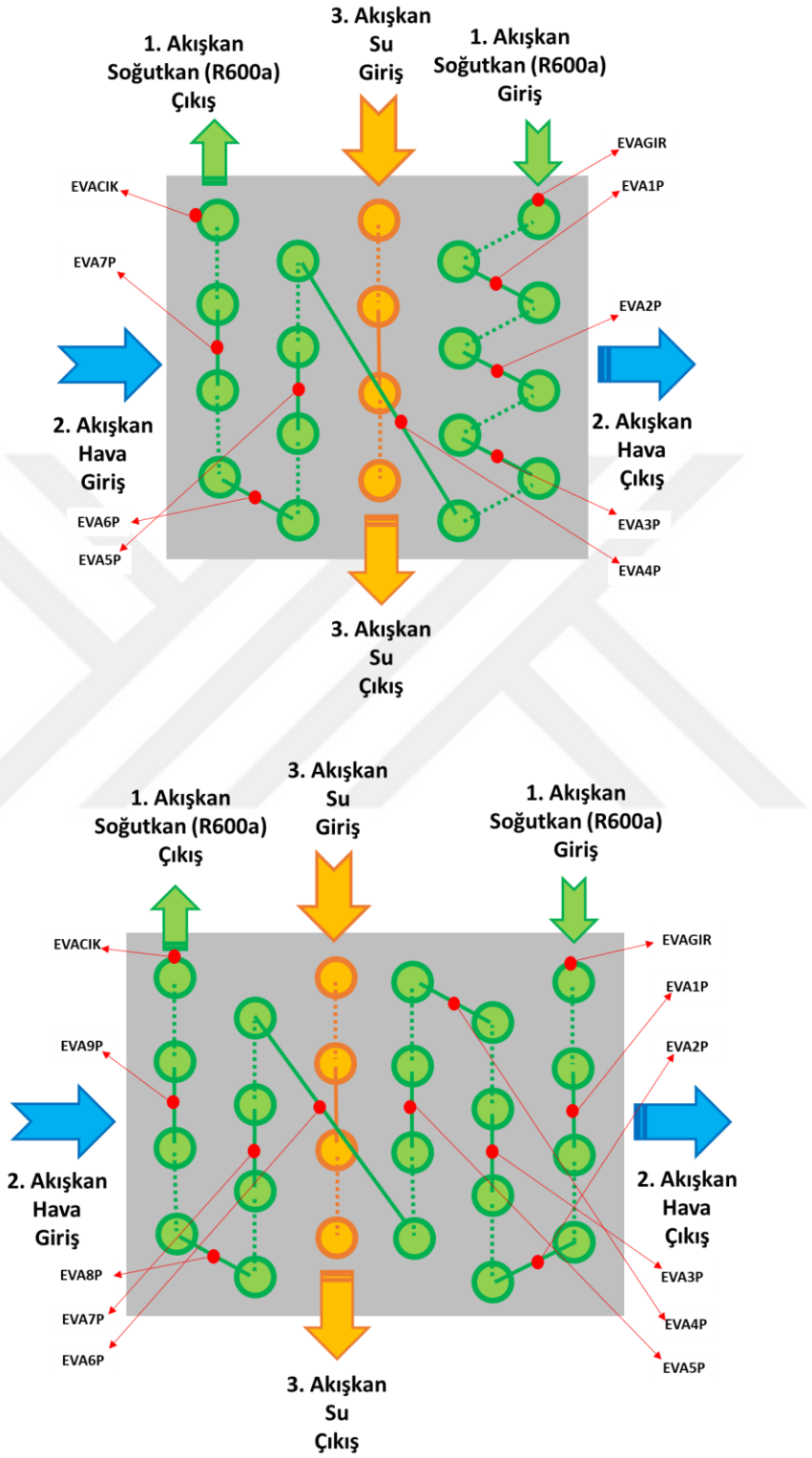


Şekil 4.5 Üç akışkanlı 5 sıralı buharlaştırıcı şematik gösterimi



Şekil 4.6 Üç akışkanlı 6 sıralı buharlaştırıcı şematik gösterimi

Isı değiştiriciler üzerinden ısıl çiftler ile sıcaklık ölçümü yapılmıştır, ölçüm konumları Şekil 4.7'de verilmiştir.

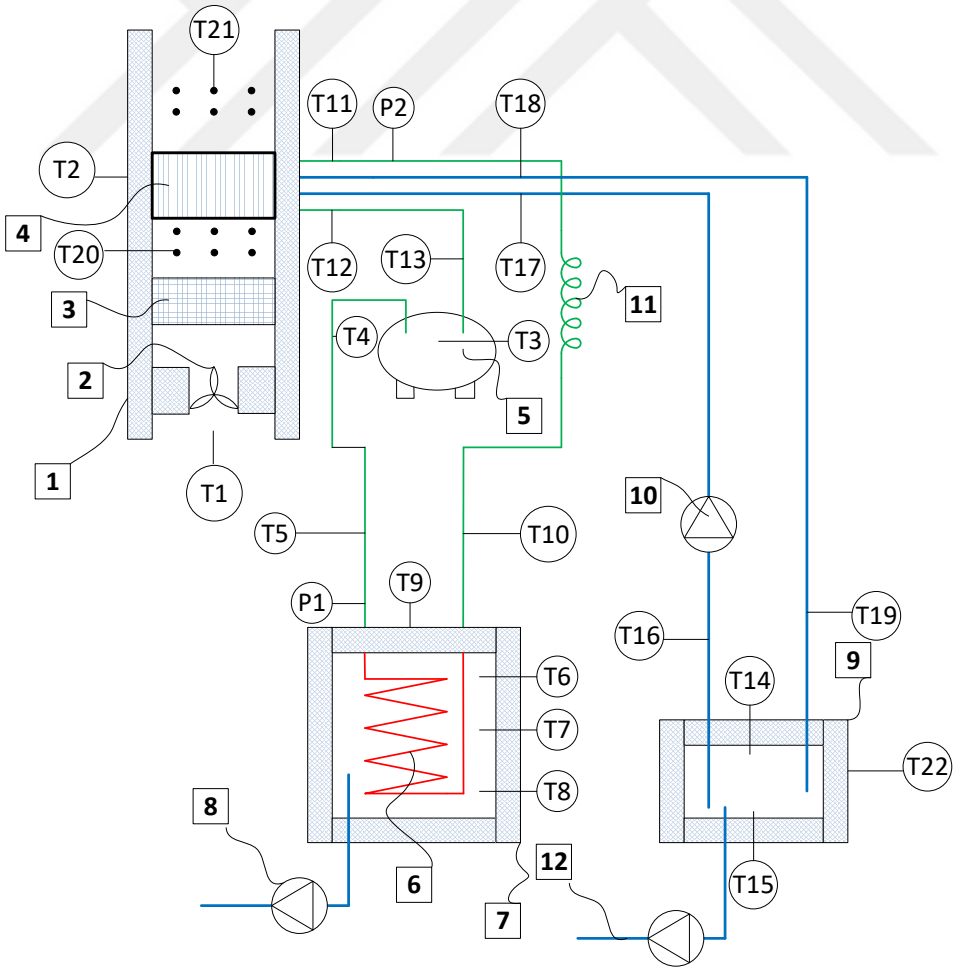


Şekil 4.7 Buharlaştırıcı yüzeylerindeki sıcaklık ölçüm konumları

4.2 Deney Düzeneği

Deney düzeneği Şekil 4.8'de gösterilmektedir. Deney düzeneği ısı pompalı bulaşık makinesinde olduğu gibi buharlaştırıcı ortam havasını ısı kaynağı olarak kullanırken yoğuşturucu da suya ısı aktarmaktadır. Bulaşık makinesinden farklı olarak bu sistemde bir yıkama ve yıkama hacminde kullanılan yemek takımları bulunmamaktadır. Bu sayede deneyler arasındaki süre azaltılabilmiş ve deney öncesindeki şartlandırma işlemleri hızlandırılabilmiştir. Ancak ısı pompası sistemi çalışma davranışının etkilenmemesi için bulaşık makinasında kullanılan yıkama suyuna göre daha fazla su kullanılmıştır. Bu sayede deney düzeneğinde bulaşık makinasına benzer ısıtma eğrisi elde edilmiştir.

Deney düzeneği üzerinden ısıl çifler ve basınç transdüserleri ile ölçümler alınmıştır. Bu ölçüm noktaların konumları Şekil 4.9'da gösterilmiştir ve ölçülen değerlerin isimleri Tablo 4.1'de verilmiştir. Buharlaştırıcı yüzeyinden alınan sıcaklık ölçümlerinin konumları Şekil 4.7'de gösterilmiştir.



Şekil 4.8 Deney düzeneği şematik gösterimi

Yukarıdaki deney düzeneğinde ölçüm alınan noktaların açıklamaları aşağıdaki tabloda yer almaktadır.

Tablo 4.1 Deney düzeneği ölçüm noktaları

Ölçüm Noktası	Ölçülen Değer
T1	Ortam Sıcaklığı
T2	Buharlaştırıcı Hava Kanalı Yüzey Sıcaklığı
T3	Kompresör Yüzey Sıcaklığı
T4	Kompresör Çıkış Sıcaklığı
T5	Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı
T6	Yoğuşturucu Depo İçindeki Üst Su Sıcaklığı
T7	Yoğuşturucu Depo İçindeki Orta Su Sıcaklığı
T8	Yoğuşturucu Depo İçindeki Alt Su Sıcaklığı
T9	Yoğuşturucu Depo Yüzey Sıcaklığı
T10	Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı
T11	Buharlaştırıcı Giriş Sıcaklığı
T12	Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı
T13	Kompresör Dönüş Sıcaklığı
T14	Buharlaştırıcı Depo İçindeki Üst Su Sıcaklığı
T15	Buharlaştırıcı Depo İçindeki Alt Su Sıcaklığı
T16	Buharlaştırıcı Depo Çıkışı Su Sıcaklığı
T17	Buharlaştırıcı Su Giriş Sıcaklığı
T18	Buharlaştırıcı Su Çıkış Sıcaklığı
T19	Buharlaştırıcı Depo Girişi Su Sıcaklığı
T20	Hava Emiş Sıcaklıkları (6 adet)
T21	Hava Üfleme Sıcaklıkları (6 adet)
T22	Buharlaştırıcı Depo Yüzey Sıcaklığı
P1	Yoğuşturucu Giriş Basıncı
P2	Buharlaştırıcı Giriş Basıncı

Deney düzeneği temel olarak kompresör, yoğuşturucu, kılcal boru, buharlaştırıcı ve su döngüsü bileşenlerinden oluşmaktadır.

Deney düzeneği üç akış hattı içerir: soğutucu akışkan akış hattı (yeşil hat), su akış hattı (mavi hat) ve hava akış hattı (1 nolu hava kanalında). Bileşenlerin bakır borular ile birbirine bağlandığı ısı pompası boru hattı içinde R600a soğutucu akışkan döngüsü gerçekleşir. Buharlaştırıcı (4) üzerine ortam havası bir fan (2) ile üflenerek hava akışı sağlanmaktadır. Buharlaştırıcı boruları arasındaki ikincil boru hattı içinde su döngüsü gerçekleşmektedir.

Buharlaştırıcı (4) yalıtımlı hava kanalı (1) içerisine konumlanmıştır. Bu kanalda hava akış debisi fanın gerilimi değiştirilerek (2) kontrol edilmektedir. Buharlaştırıcı üzerinde homojen bir hava akışı oluşturmak için buharlaştırıcı öncesinde bir hava

akış düzenleyici petek yapısı (3) kullanılmıştır. Buharlaştırıcı giriş (T20) ve çıkışında (T21) 6'şar adet ısıl çift ile hava sıcaklığı ölçülmüştür. Ölçülen değerlerin aritmetik ortalaması alınarak buharlaştırıcı kapasite hesaplamalarında kullanılmıştır. Buharlaştırıcıya gönderilen havanın şartları kontrollü olup EN60436 [34] standardına uygun olacak şekilde 21,5 °C ± 0,5 °C ve bağıl nem %55 ±%5 değerinde tutulmuştur. Yoğuşturucu (6) yalıtımlı bir su deposu (7) içerisinde konumlanmıştır. Isı pompasının ürettiği ısı yoğuşturucu üzerinden bu su deposuna aktarılmaktadır. Yoğuşturucu deposu içindeki su sıcaklığı üç ısıl çift ile (T6, T7 ve T8) ölçülmüştür. Ölçülen bu değerlerin aritmetik ortalaması alınarak yoğuşturucu kapasite hesaplamalarında kullanılmıştır.

Yoğuşturucu (6) sarmal yapıda bakır borudan oluşan bir ısı değiştiricidir. Yoğuşturucunun içinde bulunduğu depo (7) içerisindeki su, deney sonunda bir pompa (8) aracılığıyla tahliye edilmektedir. Isınan suyun sıcaklığı depo içerisindeki ısıl çiftler ile (T6, T7 ve T8) ölçülmektedir. Isı pompası yoğuşturucu deposunun içerisindeki suyun sıcaklığına göre kontrol edilmektedir. Deney öncesinde bu depo içerisine 15 °C sıcaklıkta 7,5 L su alınmaktadır. Suyun sıcaklığı 50 °C'ye ulaşana kadar sistem çalıştırılmaktadır.

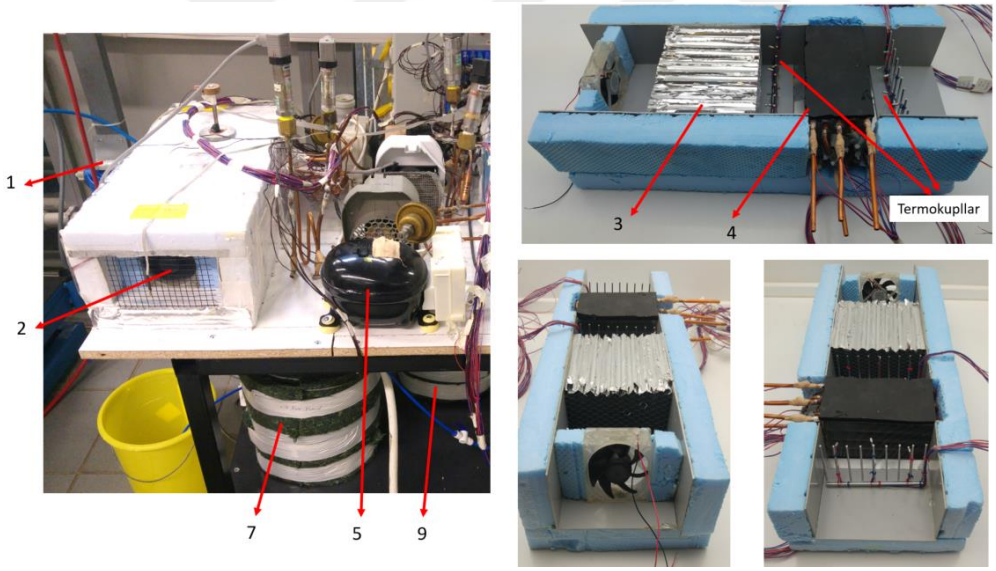
Buharlaştırıcı ile yoğuşturucu arasında ısı pompası çevrimini oluşturulan hat yeşil renk ile gösterilmiştir. Bu çevrimde R600a soğutucu akışkanı dolaşmaktadır. Sistem üzerinde 5 numara ile gösterilen kompresör yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasındaki çevrimi sağlamaktadır. Kullanılan kompresörün Ashrae T şartlarında (7,2 °C buharlaştırıcı sıcaklığı ve 54,4 °C yoğuşturucu sıcaklığı) 3600 d/dk devrinde soğutma kapasitesi 534 W ve COP değeri 2,61'dir.

Kompresörde, buharlaştırıcıdan gelen düşük basınçtaki akışkan yoğuşturucuya doğru sıkıştırılır ve aşırı kızgın hale getirilir. Yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan yoğuşturucuya girer. Burada yoğuşturucudan suya ısı geçişi olur. Yoğuşturucu çıkışında yüksek basınçta ve aşırı soğutulmuş halde soğutucu akışkan elde edilir. Yoğuşturucudan çıkan akışkan 1 m uzunluğa ve 0,8 mm iç çapa sahip kılcal borudan (11) geçirilerek basıncı buharlaştırıcı çalışma basıncına düşürülmektedir. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya ulaşmadan önce iki fazlı hale gelir. Buharlaştırıcı, fan vasıtasıyla zorlanmış taşınımla ortamdan ısı çeker. Ayrıca buharlaştırıcıda üç akışkan etkisi incelendiği için deneye bağlı olarak buharlaştırıcı pompası açık veya kapalıdır. Son aşamada buharlaştırıcı kızgın buhar fazında tekrar

kompresöre geri döner ve yoğuşturucu su sıcaklığı 50 °C'ye ulaşana kadar bu çevrim devam ettirilir. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı girişinde basınç (P1 ve P2) okunmaktadır. Isı değiştiricilerde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları okunan basınç değerine karşılık gelen faz değiştirme sıcaklığı olarak belirlenmiştir.

Buharlaştırıcıya üçüncü akışkan olarak sağlanan su çevriminde yalıtımlı bir su deposu (9) bulunmaktadır. Deney başında bu depo 3 L hacminde, 40 °C su ile doldurulmaktadır. Çevrim mavi hat ile gösterilmektedir. Hat üzerinde bir pompa (10) bulunmaktadır. Bu pompa ile su buharlaştırıcının üçüncü akışkan hattına gönderilir. Buharlaştırıcıdan sonra su depoya geri dönmektedir. Buharlaştırıcı ile depo arasında su 1,45 kg/dk debi ile sirküle edilmektedir. Debi ölçümü için su sirkülasyon halindeyken depoya dönüş hattı tartı üzerine alınmıştır. Zamana bağlı olarak su kütlesi ölçülerek debi değeri belirlenmiştir. Deney sonunda buradaki su 12 nolu pompa ile tahliye edilmektedir.

Deney düzeneği Şekil 4.9'da görülmektedir.



Şekil 4.9 Deney düzeneği resimleri

Deney düzeneğindeki bileşenlerin listesi Tablo 4.2'de görülmektedir.

Tablo 4.2 Deney parametreleri

No	Bileşen	No	Bileşen
1	Buharlaştırıcı kanalı	7	Yoğuşturucu su deposu
2	Fan	8	Yoğuşturucu tahliye pompası
3	Hava düzenleyici	9	Buharlaştırıcı su deposu
4	Buharlaştırıcı	10	Su sirkülasyon pompası
5	Kompresör	11	Kılcal boru
6	Yoğuşturucu	12	Buharlaştırıcı tahliye pompası

4.3 Deney Parametreleri ve İncelenen Koşullar

Deney düzeneğinde gerçekleştirilen çalışmalarda aşağıdaki parametrelerin değişiminin etkisi incelenmiştir.

- Buharlaştırıcı hava debisi
- İki ve üç akışkanlı buharlaştırıcı durumu
- Buharlaştırıcı boru dizilimdeki boru sıra sayısı
- Kompresör devri

Aşağıdaki değerler deneyler sırasında sabit tutulmuştur.

- Soğutucu akışkan şarj miktarı
- Yoğuşturucu ve kılcal boru uzunluğu
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı depolarındaki su miktarı

Atık su kaynağının buharlaştırıcıya yönlendirildiği ve yönlendirilmediği durumlar için karşılaştırmalı deneyler yapılmıştır. Atık su kaynağının buharlaştırıcıda kullanıldığı durumu üç akışkanlı buharlaştırıcı ve kullanılmadığı durumu da iki akışkanlı buharlaştırıcı temsil etmektedir.

Her iki koşulda da 5 sıralı ve 6 sıralı buharlaştırıcıda deneyler gerçekleştirilmiştir. İki akışkanlı durumda 5 sıra ve 6 sıralı buharlaştırıcıda bir sıra boru boş kalırken diğer tüm borulardan soğutucu akışkan geçmektedir. Üç akışkanlı buharlaştırıcı durumunda ise bu buharlaştırıcıların 1 sırasında su dolaştırılmaktadır. Dolayısıyla 5 sıralı buharlaştırıcı 4 sıra soğutucu akışkan, 1 sıra su hattı olarak kullanılmıştır. 6 sıralı buharlaştırıcıda ise 5 sıra soğutucu akışkan, 1 sıra su hattı olarak kullanılmıştır.

Deney düzeneğinde gerçekleştirilen deneylerde dikkate alınan parametreler Tablo 4.3'te gösterilmektedir. Bu parametreler tam faktöriyel olarak toplam 36 adet deney yapılmıştır.

Tablo 4.3 Deney parametreleri

Buharlaştırıcı Tipi	Boru Sıra Sayısı	Fan Gerilimi (V)	Kompresör Devri (d/dk)
İki akışkanlı	5	4	3200
Üç akışkanlı	6	6	3600
		8	4500

Yukarıda tarif edilen deneyler aşağıdaki 4 buharlaştırıcıda yürütülmüştür.

- İki akışkanlı, 5 sıralı buharlaştırıcı (4 sıra soğutucu akışkan, bir sıra boş)
- İki akışkanlı, 6 sıralı buharlaştırıcı (5 sıra soğutucu akışkan, bir sıra boş)
- Üç akışkanlı, 5 sıralı buharlaştırıcı (4 sıra soğutucu akışkan, bir sıra su hattı)
- Üç akışkanlı, 6 sıralı buharlaştırıcı (5 sıra soğutucu akışkan, bir sıra su hattı)

Bu buharlaştırıcılar üzerinde hava debisi de bir parametre olarak incelenmiştir. Fanın gerilimi 4V, 6V ve 8V olarak uygulanmıştır. Fana uygulanan gerilime karşılık gelen hava debileri Tablo 4.4'te görülmektedir. Hava debileri rüzgar tünelinde ölçülmüştür. 5 sıra ve 6 sıra buharlaştırıcı için aynı fan kullanılmıştır. Fana sabit gerilim uygulanmasına karşılık bu iki buharlaştırıcıda basınç düşümleri farklı olduğu için farklı debiler ölçülmüştür.

Yürütülen çalışmada 4 farklı buharlaştırıcı için hava debisi değiştirilerek karşılaştırmalı deneyler yapılmıştır. Bu parametrelerin ısı pompası enerji tüketimine ve çalışma süresine etkileri belirlenmiştir. Deney çıktısı olarak bu iki parametre takip edilmiştir.

Enerji tüketimi kompresörün, fanın ve buharlaştırıcı pompasının harcadığı güç değerlerinin zamana bağlı integrasyonu ile belirlenmiştir.

Fanın güç değeri uygulanan gerilime bağlı olarak deney boyunca sabit olup Tablo 4.4'te görülmektedir.

Tablo 4.4 Fan gerilimine bağlı güç değeri ve buharlaştırıcılar üzerindeki hava debisi

Fan Gerilimi (V)	Hava Debisi (l/s) 5 Sıra Buharlaştırıcı	Hava Debisi (l/s) 6 Sıra Buharlaştırıcı	Güç (W)
4	9,7	8,6	0,4
6	13,2	12,0	1,0
8	16,8	15,4	1,8

Buharlaştırıcı üzerinde üçüncü akışkan olarak su kullanılması durumunda suyun debisini sağlayan pompa 12V sabit gerilim ile çalıştırılmıştır.

Bu pompanın bu gerilimindeki güç değeri deney boyunca sabit olup 5 W değerindedir. Kompresörün gücü ise buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak deney boyunca değişmektedir.

Çalışma süresi, yoğuşturucu deposundaki suyun 15 °C'den 50 °C'ye kadar ulaşması için geçen süredir. Bu durum yukarıdaki parametrelere bağlı olarak değişmekle birlikte deney çıktısı olarak incelenmiştir.

Kompresör devri parametresi üç değişken olarak incelenmiştir. Ashrae T şartlarında 54,4 °C yoğuşturucu ve 7,2 °C buharlaştırıcı sıcaklığında kompresör kalorimetre [35] cihazında yapılan ölçümlere göre bu üç koşulda kompresör debisi ve soğutma kapasitesi değişimi aşağıdaki tabloda (Tablo 4.5) görülmektedir. 4500 d/dk kompresör devrinde, 3200 d/dk koşuluna göre soğutucu akışkan debisi ve soğutma kapasitesi %32,6 daha fazladır.

Tablo 4.5 Kompresör devrine bağlı kapasite değişimi

Kompresör Devri (d/dk)	Debi (g/s)	Soğutma Kapasitesi (W)	Debi Fark %	Kapasite Fark %
3200	1,654	495,7	0,0	0,0
3600	1,782	534,2	7,7	7,8
4500	2,194	657,5	32,6	32,6

4.4 Deneysel Yöntem

Yukarıda bahsedilen parametreler değiştirilerek temel olarak enerji tüketimi ve çalışma süresi üzerindeki etkiler deney düzeneğinde incelenmiştir. Bunun yanında buharlaştırıcı kapasitesi, yoğuşturucu kapasitesi, sistem COP değeri ölçülen sıcaklık ve güç değerlerine bağlı olarak belirlenmiştir. Tüm bu göstergelerin parametrelere bağlı değişimini doğru bir şekilde tespit edebilmek için hep aynı koşullarda teste başlanacak şartların oluşturulması gerekmektedir. Deney öncesinde aşağıdaki kontroller yapılarak testler başlatılmıştır.

Öncelikle deneyin yapıldığı ortam sıcaklığı ve nemi kontrol edilmekte ve sabit kalması beklenmektedir. Deney sırasında ortam sıcaklığı 21,5 ± 0,5 °C ve nem %55 ± %5 koşulunda olması sağlanmıştır. Ortam şartları laboratuvar içi göstergelerden ve deney düzeneğindeki (Şekil 4.8) ortam sıcaklığını okuyan ısıl çift ile kontrol edilmektedir. Bu şart sağlanmadan deney başlatılmamaktadır ya da bu şart deney sırasında bozulursa deney iptal edilmektedir. Deney şartları Tablo 4.6'da görülmektedir.

Tablo 4.6 Deney Şartları

Deney Şartları	
Oda Sıcaklığı	21 ± 0,5 °C
Bağıl Nem	%55 ± 5% RH
Yoğuşturucu Başlangıç Su Sıcaklığı	15 ± 0,5 °C
Buharlaştırıcı Başlangıç Su Sıcaklığı	40 ± 0,5 °C

Deneysel prosedür aşağıda tanımlandığı gibidir:

- Deney başında yoğuşturucu su deposuna beslenecek suyun sıcaklığının 15 ± 0,5 °C olup olmadığı kontrol edilir.
- Eğer üç akışkanlı buharlaştırıcı deneyi yapılacaksa buharlaştırıcı su deposuna beslenecek suyun sıcaklığının 40 ± 0,5 °C olup olmadığı kontrol edilir.
- Deney öncesinde yoğuşturucu su deposunun ve buharlaştırıcı su deposunun boş olduğu kontrol edilir.
- Deney düzeneği veri toplama sistemi deney öncesinde başlatılarak sistem üzerindeki sıcaklıkların kontrolü yapılır. Bir önceki deneyden kaynaklanacak şekilde sistem sıcaklıklarının ortam sıcaklığı üzerinde ya da altında olup olmadığı kontrol edilir. Şekil 4.8'de gösterilen sistemden okunan sıcaklıkların ortam sıcaklığına ulaşması beklenir.
- Yukarıdaki kontrollerden sonra veri toplama sistemi çalıştırılır.
- Yoğuşturucu su deposuna harici bir su kaynağından 7,5 L, 15 ± 0,5 °C su doldurulur.
- Eğer üç akışkanlı buharlaştırıcı deneyi yapılacaksa buharlaştırıcı su deposuna harici bir su kaynağından 3 L, 40 ± 0,5 °C su doldurulur. Su doldurulduktan sonra buharlaştırıcı deposundaki su buharlaştırıcı boru hattı ile depo arasında pompa ile sirküle edilmektedir. Bu sirkülasyon ısı pompasının kompresörünün çalıştırılması ile eş zamanlı başlatılır.
- Yukarıdaki hazırlıklar sonrasında kompresör çalıştırılarak deney başlatılır.
- Deney süresince düzenek üzerinde gösterilen yerlerden sıcaklık ve basınç verileri alınır. Yoğuşturucu deposu içerisindeki su sıcaklığı 15 °C başlangıç sıcaklığından 50 °C'ye ulaşana kadar herhangi bir müdahale yapılmadan deney devam ettirilip, bu sıcaklığa ulaşıldığında deney sonlandırılır. Deney

sonrasında buharlaştırıcı ve yoğuşturucu depolarındaki sular 8 ve 12 nolu pompalar yardımıyla tahliye edilir.

Yapılan deneylerde hava debisi, buharlaştırıcı boru sayısı, buharlaştırıcının bir ya da iki akışkanlı olma durumu incelenmiştir. Çıktı olarak çevrim süresince harcanan enerji ve çalışma süresi dikkate alınmıştır.

4.5 Ölçüm Sistemi Belirsizliği

Hava ve soğutucu akışkan sıcaklıkları T tipi ısıl çift ile ölçülürken, yoğuşma ve buharlaşma basınçları sırasıyla yüksek ve alçak basınç hattına bağlı basınç transdüseri ile ölçülmüştür. Isıl çift ve transdüserlerden gelen veriler veri kaydedici ile toplanır ve veriler Excel yazılımında işlenir. Ek olarak, test aparatının belirsizlikleri Tablo 4.7'de gösterilmektedir. Veri toplama sisteminde Yokogawa WT310E güç analizörü kullanılmıştır. Kütle ölçümleri için Mettler Toledo PJ6000 hassas terazi kullanılmıştır.

Deneysel çalışmalar sırasında ölçülen değerler ile hesaplanan büyüklükler için belirsizlik analizi için Kline ve McClintock [36] tarafından önerilen yöntem kullanılmıştır.

Tablo 4.7 Ölçüm büyüklüklerinin belirsizlikleri

Kaynak	Belirsizlik
T-Tip ısıl çift	± 0,5 °C
Güç	± %0,3
Kütle	± 0,0002 kg
Kütlesel debi	± %1,3
Zaman	± %0,1

Sistemde ölçülen büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken x_1, x_2, x_3 …, x_n olmak üzere, sistemde ölçülen büyüklük R'nin (4.1) fonksiyonu ile ifade edilebilir.

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots x_n) \tag{4.1}$$

Her bir bağımsız değişken için hata oranları w_1, w_2, w_3 …, w_n ve R büyüklüğü için hata oranı w_R olup, w_R (4.2) eşitliği ile hesaplanır.

$$w_R = \pm\left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1}w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2}w_2\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3}w_3\right)^2 + \cdots \left(\frac{\partial R}{\partial x_n}w_n\right)^2\right]^{1/2} \quad (4.2)$$

Bu yöntem kullanılarak deney düzeneğinden ölçülen değerlerle yoğuşturucu kapasitesi, buharlaştırıcı kapasitesi, enerji tüketimi ve COP için belirsizlik hesaplanmıştır.

Yapılan deneylerde en düşük enerji tüketimi 3600 d/dk kompresör devri, 5 sıra boru sayısı, üç akışkanlı buharlaştırıcı ve 8V fan besleme gerilimi koşulunda oluşmuştur. En yüksek enerji tüketimi ise 4500 d/dk kompresör devri, 5 sıra boru sayısı, iki akışkanlı buharlaştırıcı ve 4V fan besleme gerilimi koşulunda oluşmuştur. Bu koşullarda yoğuşturucu kapasitesi, buharlaştırıcı kapasitesi, COP, çalışma süresi ve enerji tüketiminin belirsizlik değerleri hesaplanmıştır. Formüllerde kullanılan büyüklükler aşağıda Tablo 4.8'de görülmektedir.

Tablo 4.8 Belirsizlikler hesaplarında kullanılan büyüklükler

$m_{su_{depo,k}} = 7{,}5\ kg$	$\bar{T}_{kdepo,yüzey} - \bar{T}_{ortam} = 1{,}1\ °C$	L_{su}= 2,257 J/kg
$c_{p_{su}} = 4180\ J/kgK$	$\bar{T}_{ortam} - \bar{T}_{edepo,yüzey} = 1{,}1\ °C$	$m_{su_{depo,e}}$= 4 kg
$\Delta T_{su.k} = 33{,}2\ °C\ ve\ 34°C$	$c_{p_{hava}}$ =1007 J/kgK	$\Delta T_{su.e}$=20,2 °C
$\Delta t = 2171\ s\ ve\ 3498\ s$	$\bar{T}_{hava,g}$=21,2 °C	A_{edepo}= 0,317 m^2
A_{kdepo}= 0,317 m^2	$\bar{T}_{hava,ç} = 9{,}4$ °C ve 10,9 °C	$w_W = 0{,}5523\ W$
$h_{dış} = 10\ W/m^2K$	$m_{su_{yoğuşan}}$=0,017 kg	$w_t = 2{,}2s$
$w_{m_{su_{depo,k}}}$ =0,0002 kg	$\dot{W}_{elekt.toplam}$ = 191 $W\ ve$ 187 W	w_T=0,5 °C
$w_{\dot{m}_{hava}} = 0{,}0005875 kg/s$	$\dot{m}_{hava} = 0{,}0118\frac{kg}{s}\ ve\ 0{,}0204\ \frac{kg}{s}$	

4.5.1 Yoğuşturucu Kapasitesi Belirsizliği Hesapları

Yoğuşturucu kapasitesi (4.6) aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{Q}_{yoğ_{su}} + \dot{Q}_{yoğ_{depo_{kayıp}}} \tag{4.3}$$

$$\dot{Q}_{yoğ_{su}} = m_{su_{depo,k}} c_{p_{su}} \frac{\Delta T_{su.k}}{\Delta t} \tag{4.4}$$

$$\dot{Q}_{yoğ_{depo_{kayıp}}} = A_{kdepo} h_{dış} (\bar{T}_{kdepo,yüzey} - \bar{T}_{ortam}) \tag{4.5}$$

$$\dot{Q}_{yoğ} = m_{su_{depo,k}} c_{p_{su}} \frac{\Delta T_{su.k}}{\Delta t} + A_{kdepo} h_{dış} (\bar{T}_{kdepo,yüzey} - \bar{T}_{ortam}) \tag{4.6}$$

Bu ifade, denklem (4.2)'ye göre tekrar düzenlenirse, yoğuşturucu kapasitesindeki belirsizlik ifadesi (4.8) oluşturulabilir.

$$\begin{aligned} w_{\dot{Q}_{yoğ}} = \pm \Bigg[& \left(\frac{\partial \dot{Q}_{yoğ}}{\partial m_{su_{depo,k}}} w_{m_{su_{depo,k}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{yoğ}}{\partial T_{su.k}} w_{T_{su.k}} \right)^2 \\ & + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{yoğ}}{\partial t} w_t \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{yoğ}}{\partial T_{kdepo,yüzey}} w_{T_{kdepo,yüzey}} \right)^2 \\ & + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{yoğ}}{\partial T_{ortam}} w_{T_{ortam}} \right)^2 \Bigg]^{1/2} \end{aligned} \tag{4.7}$$

$$\begin{aligned} w_{\dot{Q}_{yoğ}} = \pm \Bigg[& \left(c_{p_{su}} \frac{\Delta T_{su.k}}{\Delta t} w_{m_{su_{depo,k}}} \right)^2 + \left(\frac{m_{su_{depo,k}} c_{p_{su}}}{\Delta t} w_{\Delta T_{su.k}} \right)^2 \\ & + \left(-m_{su_{depo,k}} c_{p_{su}} \frac{\Delta T_{su,k}}{\Delta t^2} w_t \right)^2 \\ & + \left(A_{kdepo} h_{dış} w_{T_{kdepo,yüzey}} \right)^2 \\ & + \left(A_{kdepo} h_{dış} w_{T_{ortam}} \right)^2 \Bigg]^{1/2} \end{aligned} \tag{4.8}$$

Yapılan deneylerde yoğuşturucu kapasitesinin en yüksek ve en düşük olduğu durum için belirsizlik hesaplanmıştır (4.9).

$$w_{\dot{Q}_{yoğ}} = 7{,}6\ W\ ve\ 5\ W \tag{4.9}$$

$$w_{\dot{Q}_{yoğ}} = \%1{,}5\ ve\ \%1 \tag{4.10}$$

4.5.2 Buharlaştırıcı Kapasitesi Belirsizliği Hesapları

Buharlaştırıcı kapasitesi (4.13) aşağıdaki denklemler kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{Q}_{buh_{hava}} + \dot{Q}_{su_{yoğuşan}} + \dot{Q}_{buh_{su}} \tag{4.11}$$

$$\dot{Q}_{buh_{su}} = \dot{Q}_{buh_{depo_{soğuma}}} - \dot{Q}_{buh_{depo_{kayıp}}} \tag{4.12}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{buh} = {} & \dot{m}_{hava} c_{p_{hava}} (\bar{T}_{hava,g} - \bar{T}_{hava,ç}) + \frac{m_{su_{yoğuşan}} L_{su}}{\Delta t} \\ & + m_{su_{depo,e}} c_{p_{su}} \frac{\Delta T_{su.e}}{\Delta t} - A_{depo,e} h_{dış} (\bar{T}_{edepo,yüzey} \\ & - \bar{T}_{edepo,ortam})\end{aligned} \tag{4.13}$$

Bu ifade, denklem (4.2)'ye göre tekrar düzenlenirse, buharlaştırıcı kapasitesindeki belirsizlik ifadesi (4.15) oluşturulabilir.

$$\begin{aligned}w_{\dot{Q}_{eva}} = {} & \pm \Bigg[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{buh}}{\partial \dot{m}_{hava}} w_{\dot{m}_{hava}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{buh}}{\partial T_{hava,g}} w_{T_{hava,g}} \right)^2 \\ & + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{buh}}{\partial T_{hava,ç}} w_{T_{hava,ç}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{buh}}{\partial m_{su_{yoğuşan}}} w_{m_{su_{yoğuşan}}} \right)^2 \\ & + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{buh}}{\partial t} w_t \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{buh}}{\partial m_{su_{depo,e}}} w_{m_{su_{depo,e}}} \right)^2 \\ & + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{buh}}{\partial T_{su.e}} w_{T_{su.e}} \right)^2 + \left(-A_{depo,e} h_{dış} w_{T_{edepo,yüzey}} \right)^2 \\ & + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{buh}}{\partial T_{T_{edepo,ortam}}} w_{T_{edepo,ortam}} \right)^2 \Bigg]^{1/2}\end{aligned} \tag{4.14}$$

$$\begin{aligned}w_{\dot{Q}_{buh}} = {} & \pm \Bigg[\left(c_{p_{hava}} (\bar{T}_{hava,g} - \bar{T}_{hava,ç}) w_{\dot{m}_{hava}} \right)^2 \\ & + \left(\dot{m}_{hava} c_{p_{hava}} w_{T_{hava,g}} \right)^2 \\ & + \left(-\dot{m}_{hava} c_{p_{hava}} w_{T_{hava,ç}} \right)^2 + \left(\frac{L_{su}}{\Delta t} w_{m_{su_{yoğuşan}}} \right)^2 \\ & + \left(-\frac{m_{su_{yoğuşan,ti}} L_{su}}{\Delta t^2} w_t - m_{su_{depo,e}} c_{p_{su}} \frac{\Delta T_{su.e}}{\Delta t^2} w_t \right)^2 \\ & + \left(c_{p_{su}} \frac{\Delta T_{su.e}}{\Delta t} w_{m_{su_{depo,e}}} \right)^2 + \left(\frac{m_{su_{depo,e}} c_{p_{su}}}{\Delta t} w_{T_{su.e}} \right)^2 \\ & + \left(-A_{depo,e} h_{dış} w_{T_{edepo,yüzey}} \right)^2 \\ & + \left(A_{depo,e} h_{dış} w_{T_{edepo,ortam}} \right)^2 \Bigg]^{1/2}\end{aligned} \tag{4.15}$$

Yapılan deneylerde buharlaştırıcı kapasitesinin en yüksek ve en düşük olduğu durum için belirsizlik hesaplanmıştır (4.16).

$$w_{\dot{Q}_{buh}} = 11{,}8\ W\ ve\ 10{,}9\ W \tag{4.16}$$

$$w_{\dot{Q}_{buh}} = \%3{,}7\ ve\ \%3{,}4 \tag{4.17}$$

4.5.3 Enerji Tüketimi Belirsizliği Hesapları

Deney düzeneği enerji tüketimi denklem (4.18) ile hesaplanmaktadır.

$$E = \dot{W}_{elekt.toplam}\Delta \mathrm{t} \tag{4.18}$$

Bu ifade denklem (4.2)'ye göre tekrar düzenlenirse, enerji tüketimindeki belirsizlik ifadesi (4.20) oluşturulabilir.

$$w_E = \pm\left[\left(\frac{\partial \mathrm{E}}{\partial \mathrm{W}} w_{\mathrm{W}}\right)^2 + \left(\frac{\partial E}{\partial t} w_t\right)^2\right]^{1/2} \tag{4.19}$$

$$w_E = \pm\left[(\Delta \mathrm{t} w_{\mathrm{W}})^2 + \left(\dot{W}_{elekt.toplam} w_t\right)^2\right]^{1/2} \tag{4.20}$$

Yapılan deneylerde enerji tüketiminin en yüksek ve en düşük olduğu durum için belirsizlik hesaplanmıştır (4.16).

$$w_E = 0{,}6\ Wh\ ve\ 0{,}4\ Wh \tag{4.21}$$

$$w_E = \%0{,}5\ ve\ \%0{,}3 \tag{4.22}$$

4.5.4 COP Belirsizliği Hesapları

Deney düzeneği $COP_{ısıtma,dd}$ denklem (4.24) ile hesaplanmaktadır.

$$COP_{ısıtma,dd} = \frac{\dot{Q}_{kond_{su}}}{\dot{W}_{elekt.toplam}} \tag{4.23}$$

$$COP_{ısıtma,dd} = \frac{m_{su_{depo,k}} c_{p_{su}} \frac{\Delta T_{su.k}}{\Delta t}}{\dot{W}_{elekt.toplam}} \tag{4.24}$$

Bu ifade denklem (4.2)'ye göre tekrar düzenlenirse, $COP_{ısıtma,dd}$ belirsizlik ifadesi (4.26) oluşturulabilir.

$$w_{COP_{ısıtma,dd}} = \pm\left[\left(\frac{\partial COP_{ısıtma,dd}}{\partial m_{su_{depo,k}}} w_{m_{su_{depo,k}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial COP_{ısıtma,dd}}{\partial \Delta T_{su.k}} w_{\Delta T_{su.k}}\right)^2 + \left(-\frac{\partial COP_{ısıtma,dd}}{\partial \Delta t} w_t\right)^2 + \left(-\frac{\partial COP_{ısıtma,dd}}{\partial \dot{W}_{elekt.toplam}} w_{\dot{W}_{elekt.toplam}}\right)^2\right]^{1/2} \quad (4.25)$$

$$w_{COP_{ısıtma,dd}} = \pm\left[\left(\frac{c_{p_{su}} \frac{\Delta T_{su.k}}{\Delta t}}{\dot{W}_{elekt.toplam}} w_{m_{su_{depo,k}}}\right)^2 + \left(\frac{m_{su_{depo,k}} c_{p_{su}}}{\Delta t \dot{W}_{elekt.toplam}} w_{\Delta T_{su.k}}\right)^2 + \left(-\frac{m_{su_{depo,k}} c_{p_{su}} \Delta T_{su.k}}{\Delta t^2 \dot{W}_{elekt.toplam}} w_t\right)^2 + \left(-\frac{m_{su_{depo,k}} c_{p_{su}} \Delta T_{su.k}}{\Delta t \dot{W}_{elekt.toplam}^{\ 2}} w_{\dot{W}_{elekt.toplam}}\right)^2\right]^{1/2} \quad (4.26)$$

Yapılan deneylerde $COP_{ısıtma,dd}$ en yüksek ve en düşük olduğu durum için belirsizlik hesaplanmıştır (4.16).

$$w_{COP_{ısıtma,dd}} = 0{,}04\ ve\ 0{,}02 \quad (4.27)$$

$$w_{COP_{ısıtma,dd}} = \%1{,}6\ ve\ \%1 \quad (4.28)$$

4.6 Deneysel Ölçümler

Bu bölümde deney düzeneğinde sistem üzerinde alınan sıcaklıklar örnek bir deney ile aktarılacaktır. Sistem üzerinden alınan sıcaklık değerleri bir sonraki bölümde aktarılan kapasite hesaplamalarında kullanılmıştır.

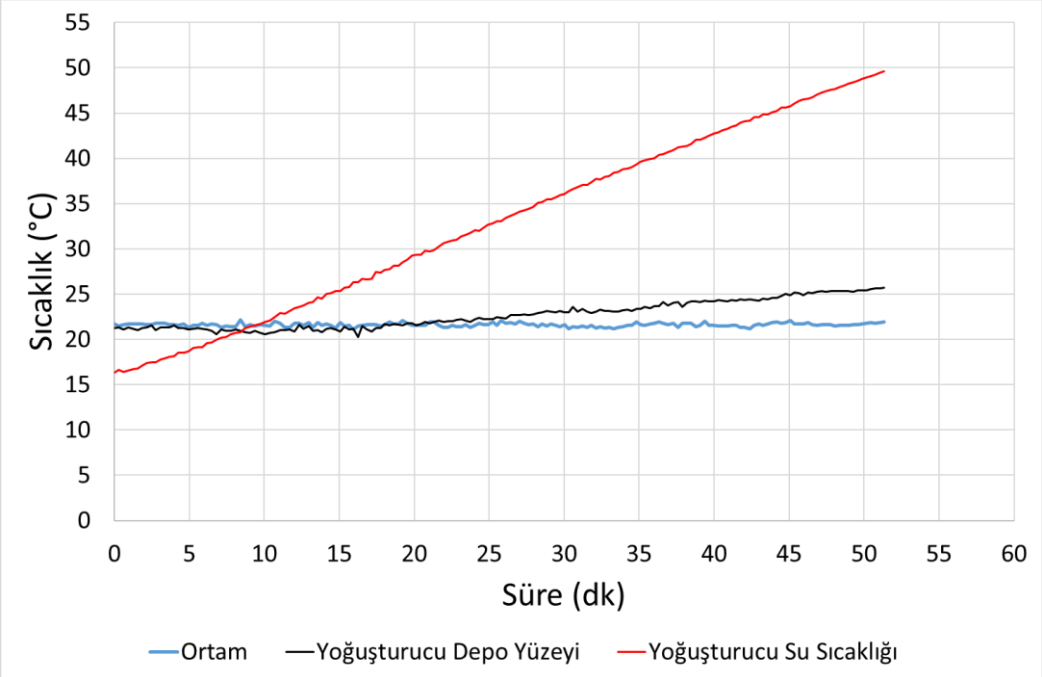
Burada kompresör devri 3600 d/dk, fan besleme gerilimi 4 V, 6 sıralı buharlaştırıcı ve üç akışkanlı durumu içeren koşulda gerçekleştirilen deneydeki sistem sıcaklıkları örnek olarak aktarılmaktadır. Sıcaklıklar Şekil 4.8 ve Tablo 4.1'de verilen ölçüm noktalarından okunan değerlerdir.

4.6.1 Yoğuşturucu Sıcaklıkları

Bu kısımda yoğuşturucu ve yoğuşturucu deposu su sıcaklıkları verilmektedir.

4.6.1.1 Depo Sıcaklığı

Burada yoğuşturucu deposu içerisindeki su sıcaklığı Şekil 4.8'de görülen T6, T7 ve T8 ısıl çiflerinin okuduğu ortalama sıcaklık değeridir. Bu sıcaklıkların deney süresince birbirleri ile farkı 1 °C'den az olduğu görülmüştür. Bu sebeple grafiklerde ve yoğuşturucu kapasite hesaplamalarında ortalama sıcaklık değeri kullanılmıştır. Yoğuşturucu deposu yüzey sıcaklığı (T9) ve ortam sıcaklığı (T1) takip edilmiştir (Şekil 4.10).

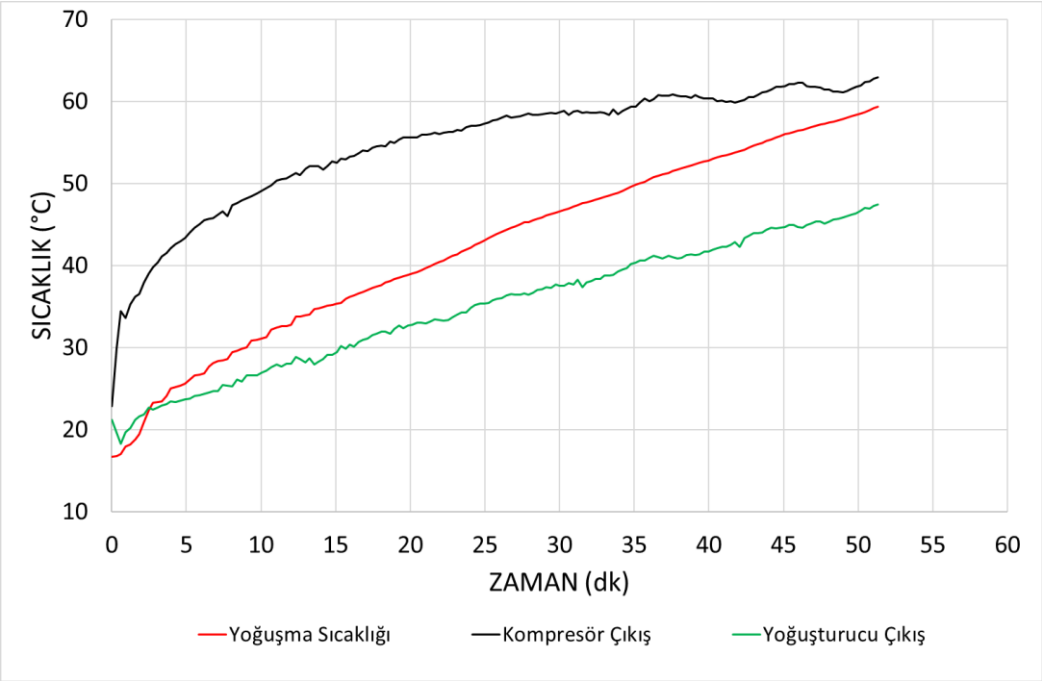


Şekil 4.10 Yoğuşturucu depo su sıcaklığı

Yoğuşturucu su deposu içerinde su sıcaklığı 15 °C ile başlamaktadır. Bu sıcaklık 50 °C'a ulaşınca deney sonlandırılmaktadır. Bunun için geçen zaman çevrim süresini ifade etmektedir. Deneyler sırasında kaydedilen yoğuşturucu depo yüzey sıcaklığı sayesinde yoğuşturucunun ortama kaybettiği ısı da hesaplanmıştır. (Denklem 4.30). Deney sırasında ortam sıcaklığı yaklaşık 21,5 °C sabit kalırken yoğuşturucu depo yüzey sıcaklığı maksimum 25,5 °C'a ulaşmıştır.

4.6.1.2 Soğutucu Akışkan Sıcaklıkları

Burada yoğuşturucu basıncına (P1) bağlı olarak belirlenen yoğuşma sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığı (T4) ve yoğuşturucu çıkış sıcaklığı (T10) takip edilmiştir (Şekil 4.11).



Şekil 4.11 Yoğuşturucu sıcaklıkları

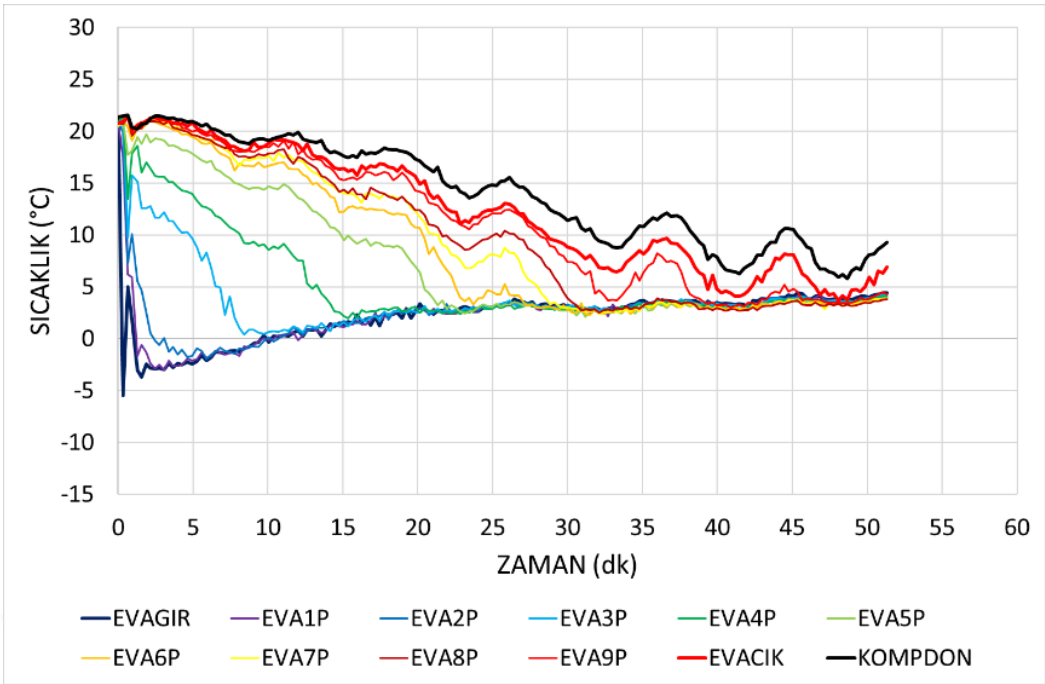
Yoğuşma sıcaklığı (P1) deney başında su sıcaklığı olan 15 °C'tan başlamış ve deney sonunda 60 °C sıcaklığa ulaşmıştır. Kompresör çıkış sıcaklığı (T4) yoğuşma sıcaklığı ile karşılaştırıldığında deney boyunca daha yüksek sıcaklıkta olduğu görülmüştür. Bu durum yoğuşturucuya kızgın buhar fazında girildiğini göstermektedir. Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı (T10) da deney boyunca yoğuşturucu sıcaklığının altındadır. Buradan yoğuşturucu çıkışında soğutucu akışkanın aşırı soğutulmuş durumda çıktığı anlaşılmaktadır.

4.6.2 Buharlaştırıcı Sıcaklıkları

Bu kısımda buharlaştırıcı yüzey, buharlaştırıcı deposu su sıcaklıkları ve buharlaştırıcı giriş çıkış hava sıcaklıkları verilmektedir.

4.6.2.1 Soğutucu Akışkan Sıcaklıkları

Buharlaştırıcı sıcaklık ölçüm noktalarının buharlaştırıcı yüzeyindeki konumları Şekil 4.7'de verilmişti. Bu kısımda bu sıcaklıkların deney süresince değişimi örnek deney için Şekil 4.12'de verilmiştir.



Şekil 4.12 Buharlaştırıcı yüzey sıcaklıkları

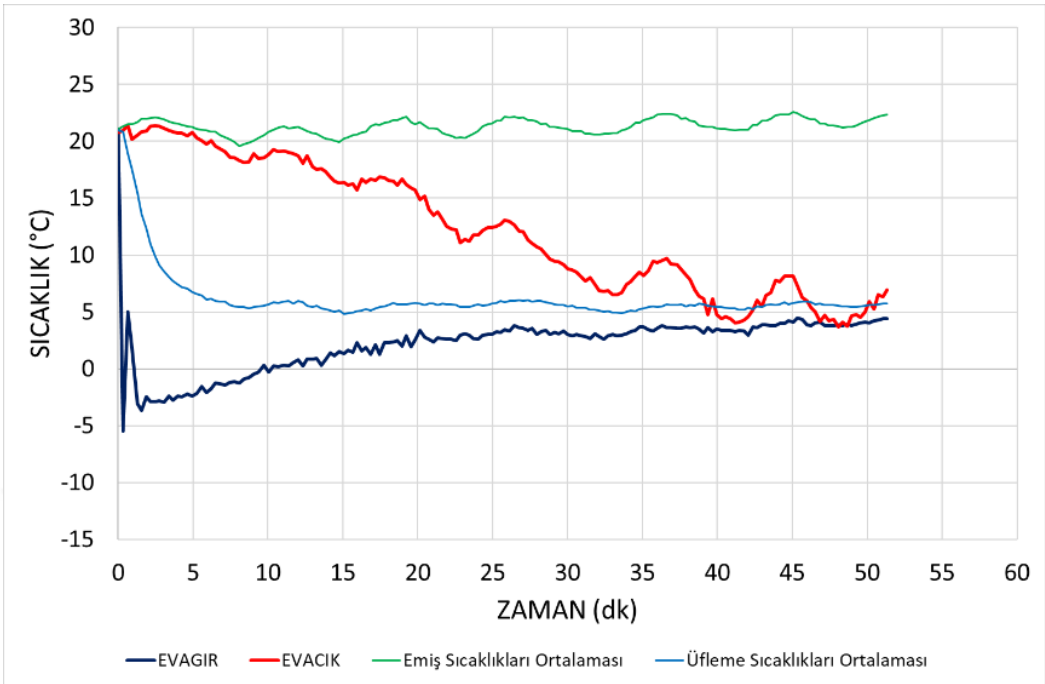
Yukarıdaki grafikte buharlaştırıcı çıkış ve kompresör dönüşten alınan sıcaklıklar incelendiğinde kompresör dönüş sıcaklığı daha yüksek olduğu için soğutucu akışkanın kızgın buhar olduğu anlaşılmaktadır. Buharlaştırıcı diğer boru sıralarından alınan sıcaklıklar buharlaştırıcı giriş sıcaklığı ile aynı sıcaklıkta olduğu görülmektedir. Buna göre buharlaştırıcının bu sıraları çift faz bölgesinde olduğu yorumlanmaktadır.

4.6.2.2 Hava Sıcaklıkları

Buharlaştırıcı üzerinden geçen havanın buharlaştırıcı giriş (T20) ve çıkış (T21) sıcaklıkları 6'şar adet ısıl çift ile ölçülmüştür. Aşağıdaki şekilde emiş ve çıkış sıcaklıkları ortalamasının deney boyunca değişimi görülmektedir (Şekil 4.13). Buharlaştırıcı sıcaklığı P2 noktasından (Şekil 4.8) alınan basınç değerine karşılık gelen çift faz bölgesi sıcaklık değeridir.

Havanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı 21 °C iken buharlaştırıcı çıkış sıcaklıkları 5 °C civarındadır. Buharlaşma sıcaklığı ise -4 °C ile başlayıp deney sonunda yaklaşık 4 °C'ye ulaşmıştır. Deneyler sırasında buharlaştırıcıda 0 °C altındaki sıcaklıklarda çalışma koşulları oluştuğu için buharlaştırıcıda karlanma gözlemlenmiştir. Bu kar oluşumu deney sırasında buharlaşma sıcaklığı 0 °C üzerine çıktığında eriyerek suya dönüşmüştür. Buharlaştırıcı kanatları ve boru yüzeylerinde oluşan ve süzülen su deney sonrasında tartılarak belirlenmiştir.

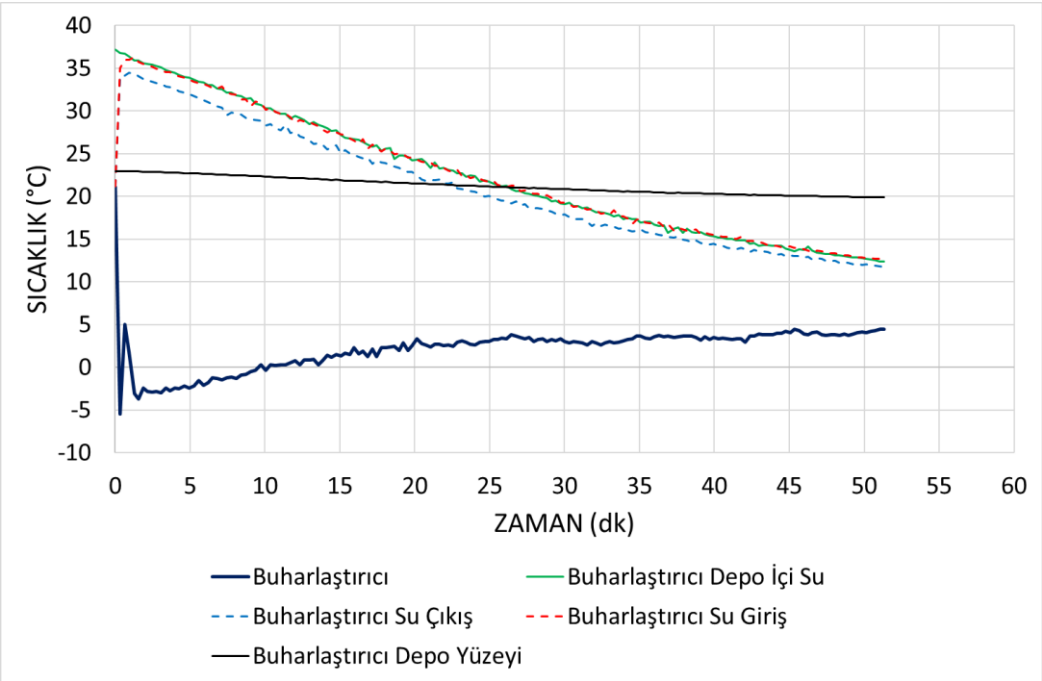
Buharlaştırıcı hava giriş sıcaklıkları deney boyunca yaklaşık 21 °C olarak ölçülürken, çıkış hava sıcaklıkları yaklaşık 5 °C olarak ölçülmüştür.



Şekil 4.13 Buharlaştırıcı hava sıcaklıkları

4.6.2.3 Su Sıcaklıkları

Üç akışkanlı durumda buharlaştırıcıya giren ve çıkan su sıcaklıkları, depo içerisinden ölçülen su sıcaklıkları (T14 ve T15) ortalaması Şekil 4.14'te verilmiştir.

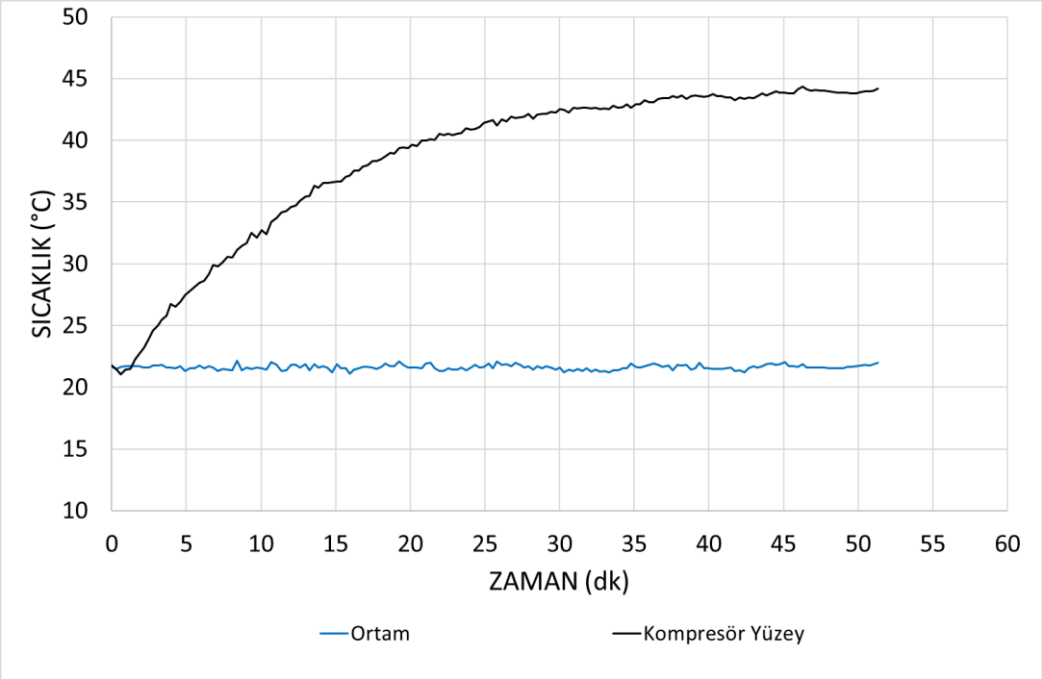


Şekil 4.14 Buharlaştırıcı su sıcaklıkları

Buharlaştırıcı deposundaki su başlangıçta 40 °C sıcaklıktayken deney sonunda 12 °C'ye kadar soğumuştur. Bu sırada buharlaştırıcı sıcaklığı en fazla 5 °C'a kadar yükselmiştir. Deney sonunda hala depo içindeki su sıcaklığı buharlaştırıcı sıcaklığından yüksek olduğu için depodaki ısıl kapasitenin tamamı kullanılamamıştır. Depo yüzey sıcaklığı ise 23 °C'tan 20 °C sıcaklığa kadar düşmüştür.

4.6.3 Kompresör Sıcaklıkları

Ortam sıcaklığı (T1) ve kompresör gövdesi yüzey sıcaklığı (T3) deney boyunca takip edilmiştir (Şekil 4.15).

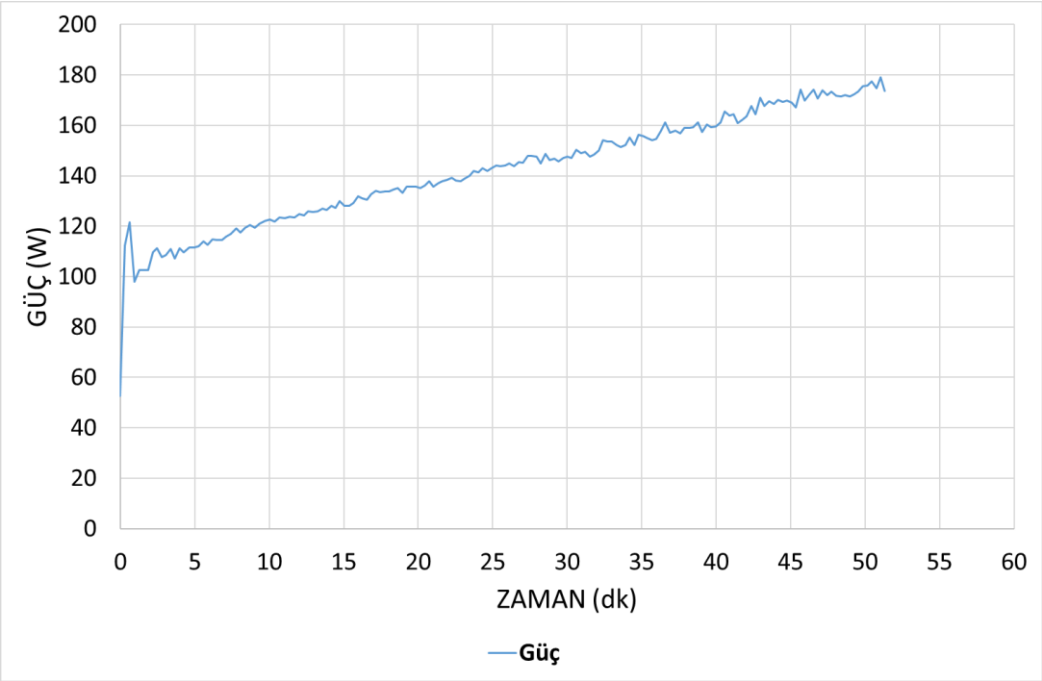


Şekil 4.15 Kompresör yüzey sıcaklıkları

Kompresör kabuğu yüzey sıcaklığı deney sonunda yaklaşık 44 °C sıcaklığa ulaşmıştır. Ortam sıcaklığı ise 21 °C olarak ölçülmüştür. Bu sıcaklık farkından yararlanarak kompresör yüzeyinden ortama kaybedilen ısı Denklem 4.45 kullanılarak hesaplanmıştır.

4.6.4 Kompresör Güç Tüketimi

Kompresörün deney boyunca değişen güç değerleri kaydedilmiştir (Şekil 4.16).



Şekil 4.16 Kompresör güç – zaman grafiği

Toplam enerji tüketimi hesaplanırken ölçülen kompresör gücüne fan ve pompa güçleri de eklenmiştir. Buharlaştırıcı fanı ve buharlaştırıcı pompası deney boyunca sabit güç değerine sahipken kompresör gücü yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi deney boyunca değişmektedir.

4.7 Bileşenlerin Isıl Kapasite Hesaplamaları

Bu kısımda deney düzeneğinde kullanılan yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kompresör kapasitelerinin deney düzeneğinden alınan ölçüm değerleri ile nasıl hesaplandığı aktarılmaktadır. Ayrıca örnek deney boyunca bu kapasitelerin zamana bağlı değişimleri verilmiştir.

4.7.1 Yoğuşturucu

Deney düzeneğinde bakır sarmal borulu bir yoğuşturucu kullanılmıştır. Yoğuşturucu, 7,5 L şartlandırılmış su ile doldurulmuş bir su deposuna yerleştirilmiştir. Bu su yoğuşturucu tarafından ısıtılmaktadır. Yoğuşturucunun uzunluğu 3,8 m, boru çapı 6,35 ve boru et kalınlığı 0,6 mm'dir.

Yoğuşturucu su deposu sıcaklık değişimine bağlı olarak yoğuşturucunun suya birim zamanda verdiği ısı şu şekilde ifade edilebilir:

$$\dot{Q}_{yo\check{g}_{su}} = m_{su_{depo,k}} c_{p_{su}} \frac{(T_{su.y,t_i} - T_{su.y,t_0})}{t_i - t_0} \quad (4.29)$$

Bununla birlikte, yoğuşturucu deposundan ortama doğru ısı kaybı gerçekleşir ve şu şekilde ifade edilebilir:

$$\dot{Q}_{yo\check{g}_{depo_{kayıp}}} = A_{ydepo} h_{dış} (T_{ydepo,yüzey} - T_{ortam}) \quad (4.30)$$

Burada depo ve ortam arasındaki bileşik ısı geçiş katsayısı 9,26 W/m^{2}K olarak [41] alınmıştır.

Sonuç olarak yoğuşturucu toplam kapasitesi suya aktarılan ve ortama kaybedilen ısının toplamıdır.

$$\dot{Q}_{yo\check{g}} = \dot{Q}_{yo\check{g}_{su}} + \dot{Q}_{yo\check{g}_{depo_{kayıp}}} \quad (4.31)$$

Ayrıca ısı pompası sisteminde termodinamiğin birinci yasasına göre yoğuşturucu kapasitesi şu şekilde yazılabilir:

$$\dot{Q}_{yo\check{g}} = \dot{Q}_{buh} + \dot{Q}_{komp} \quad (4.32)$$

Sistemin amacı suyun ısıtılması olduğu için sistem su ısıtma etkinliği şu şekilde hesaplanır:

$$COP_{ısıtma,dd} = \frac{\dot{Q}_{yo\check{g}_{su}}}{\dot{W}_{elekt.toplam}} \quad (4.33)$$

Burada $\dot{W}_{elekt.toplam}$ kompresörün, fanın ve buharlaştırıcıya su gönderen pompanın gücüdür. $\dot{Q}_{yo\check{g}_{su}}$ ise birim zamanda suya aktarılan ısıdır.

4.7.2 Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı kapasitesi şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{Q}_{buh_{hava}} + \dot{Q}_{su_{yo\check{g}uşan}} + \dot{Q}_{buh_{su}} \quad (4.34)$$

Burada $\dot{Q}_{eva_{hava}}$ buharlaştırıcı üzerinden geçen havanın buharlaştırıcıya verdiği duyulur ısıyı temsil etmektedir. Buharlaştırıcıya hava giriş ve çıkış sıcaklığına göre aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{Q}_{buh_{hava}} = \dot{m}_{hava} c_{p_{hava}} (T_{hava,g} - T_{hava,ç}) \quad (4.35)$$

$\dot{Q}_{su_{yoğuşan}}$ buharlaştırıcı üzerinden geçen havadaki su buharının yoğuşmasına bağlı olarak buharlaştırıcıya aktarılan gizli ısıyı temsil etmektedir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\dot{Q}_{su_{yoğuşan}} = \frac{m_{su_{yoğuşan,ti}} L_{su}}{t_i - t_0} \quad (4.36)$$

$\dot{Q}_{buh_{su}}$ ise su döngüsünden buharlaştırıcıya aktarılan ısıyı temsil etmektedir. Bu değer iki şekilde hesaplanabilmektedir.

$\dot{Q}_{buh_{su,1}}$ su döngüsünde kullanılan deponun soğumaya bağlı kaybettiği ısıdan ortama kaybettiği ısı çıkarılarak birim zamanda suya verilen ısı aşağıdaki gibi belirlenebilir. Burada ara borulardaki ısı geçişi ihmal edilmiştir.

$$\dot{Q}_{buh_{su,1}} = \dot{Q}_{buh_{depo_{soğuma}}} - \dot{Q}_{buh_{depo_{kayıp}}} \quad (4.37)$$

Buradaki $\dot{Q}_{buh_{depo_{soğuma}}}$ depo içerisindeki suyun sıcaklığının değişimine bağlı olarak kaybettiği t_i ve t_0 zamanı aralığındaki ortalama ısı geçiş hızıdır ve depo içerisindeki sıcaklıklar ile aşağıdaki gibi hesaplanır

$$\dot{Q}_{buh_{depo_{soğuma}}} = m_{su_{depo,b}} c_{p_{su}} \frac{(T_{su.b,t_0} - T_{su.b,t_i})}{t_i - t_0} \quad (4.38)$$

Deponun birim zamanda ortama kaybettiği ısı ise aşağıdaki şekilde belirlenir. Buradaki sıcaklıklar anlık olarak ölçülen depo yüzey sıcaklığı ve ortam sıcaklığıdır.

$$\dot{Q}_{buh_{depo_{kayıp}}} = A_{depo,b} h_{dış} (T_{bdepo,yüzey} - T_{ortam}) \quad (4.39)$$

Burada depo ve ortam arasındaki bileşik ısı geçiş katsayısı 9,26 W/m^{2}K olarak [41] alınmıştır.

Buharlaştırıcıya su tarafından aktarılan ısının belirlenmesinin bir başka yolu da, $\dot{Q}_{eva_{su,2}}$ ile gösterilmekle birlikte buharlaştırıcı boru hattı içinden geçen suyu dikkate almaktır. Bu durum şu şekilde ifade edilebilir,

$$\dot{Q}_{buh_{su,2}} = \dot{m}_{buh_{su}} c_{p_{su}} (T_{bb,giriş} - T_{bb,çıkış}) \quad (4.40)$$

Burada akış halindeki suyun debisi $\dot{m}_{buh_{su}}$ ile gösterilirken sıcaklık tarafında buharlaştırıcı boru hattı girişi ve çıkışı (Şekil 4.7) arasındaki sıcaklık farkı dikkate alınmaktadır.

Su tarafından hesaplanan $\dot{Q}_{buh_{su,1}}$ ve $\dot{Q}_{buh_{su,2}}$ kapasiteleri eşit olmalıdır.

$$\dot{Q}_{buh_{su,1}} = \dot{Q}_{buh_{su,2}} = \dot{Q}_{buh_{su}} \tag{4.41}$$

Buharlaştırıcı kapasitelerini bu hesaplamalar doğrultusunda yeniden yazılırsa aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{Q}_{buh,1} = \dot{Q}_{buh_{hava}} + \dot{Q}_{su_{yoğuşan}} + \dot{Q}_{buh_{depo_{soğuma}}} - \dot{Q}_{buh_{depo_{kayıp}}} \tag{4.42}$$

$$\dot{Q}_{buh,2} = \dot{Q}_{buh_{hava}} + \dot{Q}_{su_{yoğuşan}} + \dot{m}_{eva_{su}} c_{p_{su}} (T_{bb,giriş} - T_{bb,çıkış}) \tag{4.43}$$

4.7.3 Kompresör

Bu çalışmada pistonlu tip kompresör kullanılmıştır. Ashrae T şartlarında (7,2 °C buharlaştırıcı sıcaklığı ve 54,4 °C yoğuşturucu sıcaklığı) 3600 d/dk devrinde soğutma kapasitesi 534 W ve COP değeri 2,61 olmaktadır.

Kompresör kapasitesi şu şekilde hesaplanabilir:

$$\dot{Q}_{komp} = \dot{W}_{komp} - \dot{Q}_{komp,yüzey_{kayıp}} \tag{4.44}$$

Burada $\dot{W}_{komp}$ kompresörün çalışması sırasında harcadığı elektrik enerjisi ve $\dot{Q}_{comp.,cover_{loss}}$ kompresör kabuğundan kaybedilen ısıdır. Kabuktan kaybedilen ısı ortam ve kabuk sıcaklık farkı ve taşınım katsayısına bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{Q}_{komp,yüzey_{kayıp}} = A_{komp.} h_{dış} (T_{y,komp} - T_{ortam}) \tag{4.45}$$

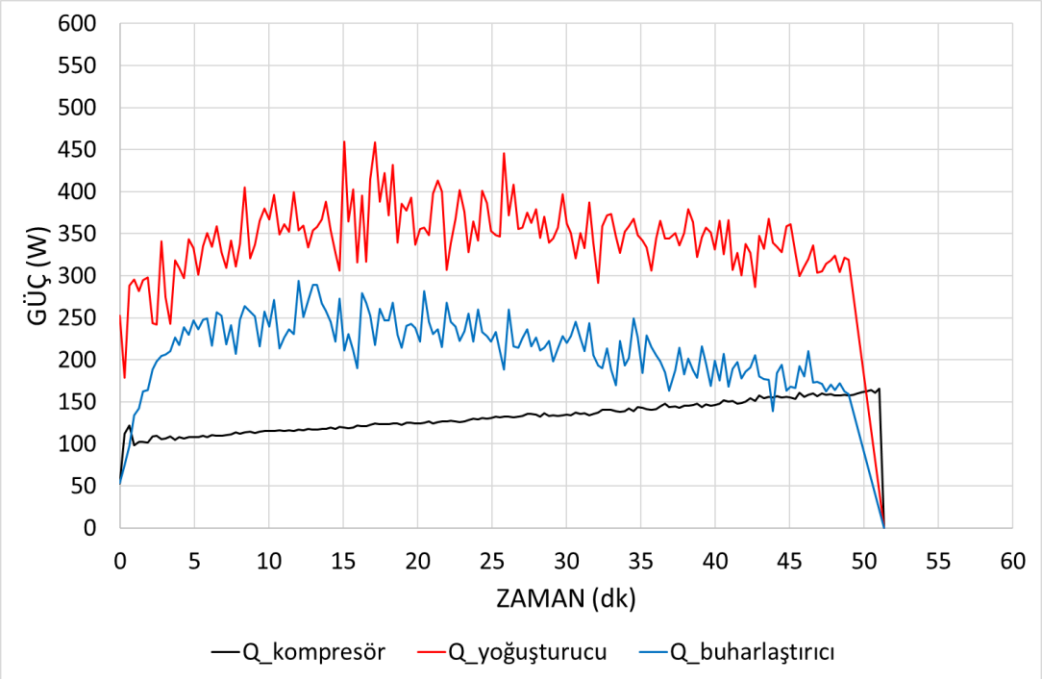
Burada kompresör dış yüzeyi ve ortam arasındaki bileşik ısı geçiş katsayısı 9,26 W/m^{2}K olarak [41] alınmıştır.

Buna göre $\dot{Q}_{komp}$ aşağıdaki gibi tekrar düzenlenebilir.

$$\dot{Q}_{komp} = \dot{W}_{komp.} - A_{komp.} h_{dış} (T_{y,komp} - T_{ortam}) \tag{4.46}$$

4.7.4 Yoğuşturucu, Buharlaştırıcı ve Kompresör Kapasitelerinin Değişimi

Deney süresince buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıkları sabit olmadığı için zamana bağlı olarak yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kapasitesi de değişmektedir. Bu durum Şekil 4.17'de görülmektedir.



Şekil 4.17 Deney sırasında yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kompresör kapasite değişimi

Yoğuşturucu kapasitesi 25. dk'ya kadar artış göstermiştir. Bu zamana kadar buharlaştırıcı sıcaklıklarından da görüleceği üzere (Şekil 4.12) buharlaştırıcı borularında çift faz durumu çıkışa doğru ilerlemiştir. Bu durumda soğutucu akışkan çift faz bölgesinden alınan ısı giderek artmıştır. Ayrıca buharlaştırıcıya atık sudan aktarılan suyun sıcaklığı yüksektir (Şekil 4.14). Bu sebeple buharlaştırıcı kapasitesinin yüksek olması yoğuşturucu kapasitesinin de yüksek olmasını sağlamıştır. 25. dk'dan sonra buharlaştırıcı sıcaklığı yükselmesi ortam ile sıcaklık farkının giderek azalmasına sebep olmuştur ve hava tarafından buharlaştırıcıya olan ısı geçişi azalmaya başlamıştır. Yine buharlaştırıcının su beslemesi tarafında da su sıcaklığının düşerek buharlaştırıcı sıcaklığına yaklaşması da sudan aktarılan ısının azalmasına sebep olmuştur. Bu sebeple deney başında daha yüksek buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kapasitesi görülürken deney sonuna doğru buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kapasiteleri düşmüştür.

4.8 Deney Sonuçları

Oluşturulan deney düzeneğinde ısı pompası sistemi üzerinde buharlaştırıcı kapasitesini etkileyen parametreler değiştirilerek sistem etkinliği incelenmiştir. Buharlaştırıcı kapasitesini doğrudan etkileyen parametreler olan buharlaştırıcı hava debisi, buharlaştırıcı boru sayısı, soğutucu akışkan debisi ve buharlaştırıcının iki ya da üç akışkanlı olma durumu incelenmiştir.

Buharlaştırıcı üzerindeki hava debisi fanın besleme gerilimi değiştirilerek kontrol edilmiştir. Fan gerilimi 4 V, 6 V ve 8 V olarak uygulanmıştır. Bu fan besleme gerilimlerine karşılık buharlaştırıcılarda elde edilen hava debileri Tablo 4.4'te verilmiştir.

Buharlaştırıcının boru dizilim sayısı etkisini incelemek için 5 ve 6 sıra boru dizilimine sahip buharlaştırıcılar incelenmiştir.

Buharlaştırıcı boruları içinden akan soğutucu akışkanın debisi kompresör devri değiştirilerek kontrol edilmiştir.

Buharlaştırıcıya üçüncü akışkan olarak su beslenmesi verilmesi ise bir diğer parametre olarak incelenmiştir.

Değiştirilen koşullara karşın sistemde sabit 40 gr soğutucu akışkan şarjı kullanılmıştır. Bu durum bir parametre olarak incelenmemiştir.

Deney parametreleri Tablo 4.9'da görülmektedir. Parametreler tam faktöriyel olarak test edilmiştir.

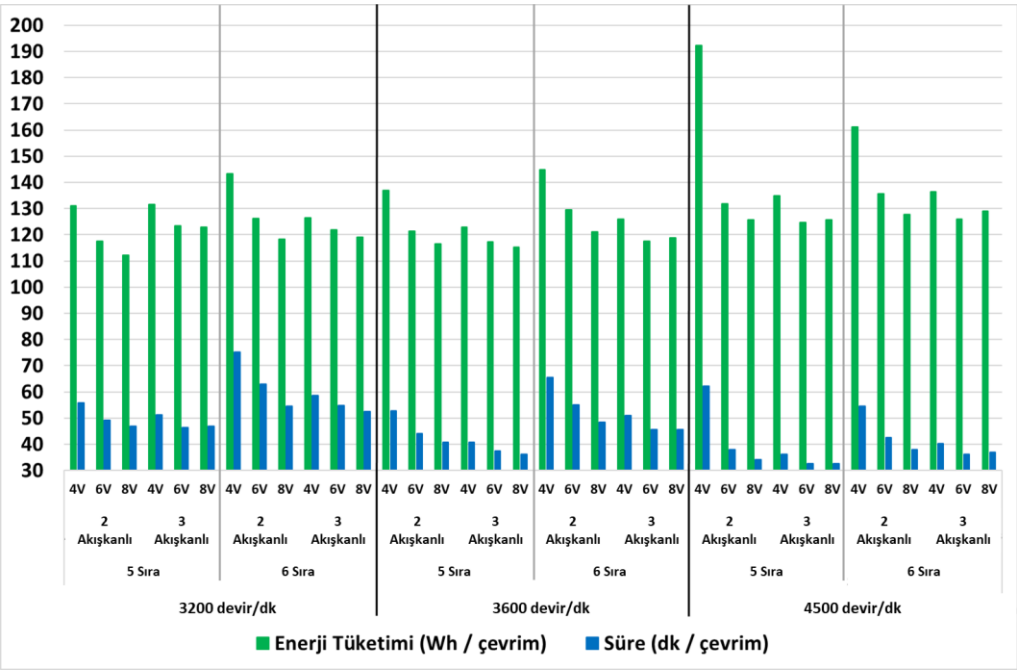
Tablo 4.9 Deney parametreleri

Buharlaştırıcı Tipi	Boru Sıra Sayısı	Fan Gerilimi (V)	Kompresör Devri (d/dk)
İki akışkanlı	5	4	3200
Üç Akışlanlı	6	6	3600
		8	4500

4.8.1 Parametrelerin Enerji Tüketimi ve Çalışma Süresine Etkisi

Bu parametrelerin tamamı için yapılan deneylerin sonucu Şekil 4.18'de görülmektedir. Deney sonuçları enerji tüketimi ve çalışma süresi çıktılarına göre değerlendirildiğinde hem düşük enerji tüketimi hem de kısa çalışma süre çıktısının elde edildiği koşul 3600 d/dk kompresör devrinde oluşmuştur.

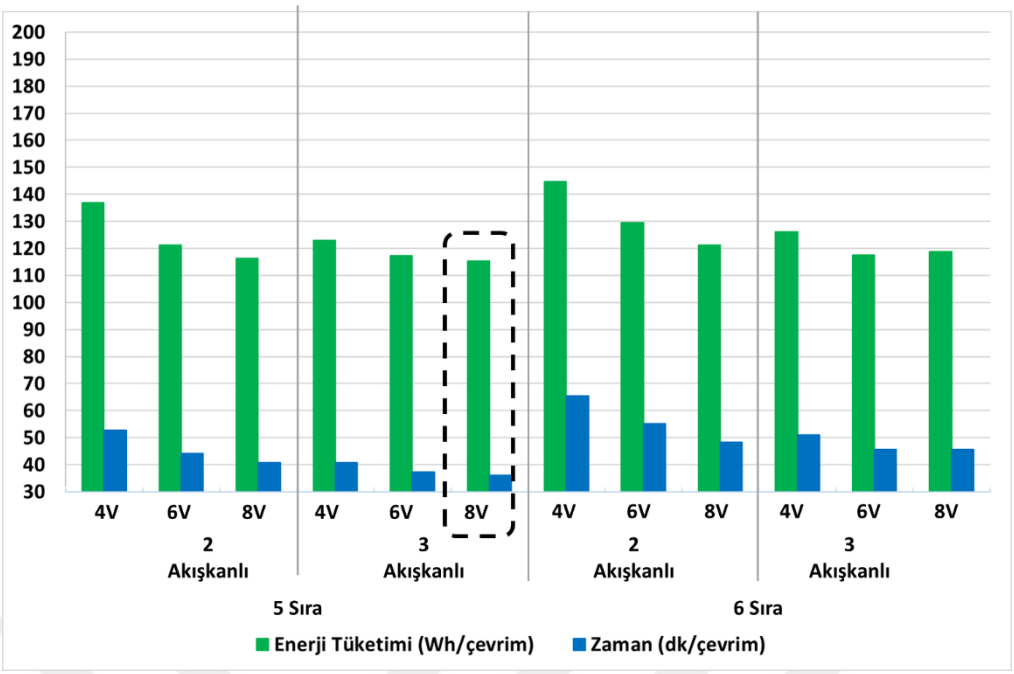
3200 d/dk ve 3600 d/dk kompresör devrinde yapılan deney sonuçları karşılaştırıldığında enerji tüketimi diğer parametrelerin değişimine bağlı olarak değişkenlik gösterse de 3200 d/dk ve 3600 d/dk kompresör devri diğer parametreler ile aynı koşullarda karşılaştırıldığında genel olarak aynı seviyelerdedir. Buna karşın 3600 d/dk koşulunda ısı pompası çalışma süresi daha kısadır. 4500 d/dk kompresör devrinde, çalışma süresi kısalmaya devam etmiş ancak enerji tüketimi 3600 d/dk kompresör devrine göre artmıştır. Bu sebeple hem düşük enerji tüketimi durumunu hem de düşük çalışma süresini sağlayan koşullar 3600 d/dk kompresör devri için elde edilmiştir.



Şekil 4.18 Deney sonuçları enerji tüketimi ve çalışma süresi değişimi

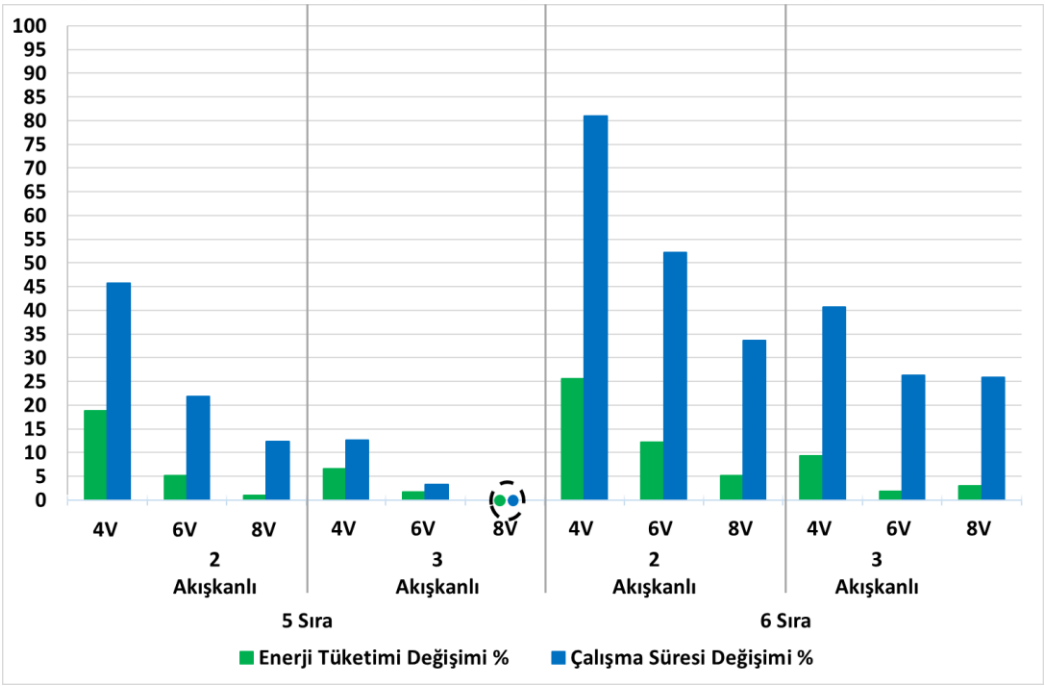
3600 d/dk kompresör devrinde 5 ve 6 boru sıra sayılı buharlaştırıcı için, iki ve üç akışkanlı olması durumuna ve hava debisine bağlı enerji tüketimi ve çalışma süresi değişimleri Şekil 4.19'da görülmektedir.

3600 d/dk kompresör devrinde en düşük enerji tüketimi ve en düşük çalışma süresi; 5 sıra boru sayısı, üç akışkanlı buharlaştırıcı ve 8V fan besleme koşulunda elde edilmiştir. Bu koşulda enerji tüketimi 115 Wh ve çevrim süresi 36 dk olmaktadır.



Şekil 4.19 3600 d/dk kompresör devri için deney sonuçları (enerji tüketimi ve çalışma süresi değişimi)

Bu koşul (115 Wh ve 36 dk) referans alınarak diğer koşullardaki enerji tüketimi ve çalışma süresi karşılaştırılmıştır. Buna göre diğer noktalardaki enerji tüketimi ve çalışma süresi farkları yüzdesel olarak Şekil 4.20'de gösterilmiştir.



Şekil 4.20 3600 d/dk deney sonuçlarında enerji tüketimi ve çalışma süresinin optimum noktaya göre yüzdesel değişimi

Diğer koşullara göre bu koşulda enerji tüketimi %25'e ve çalışma süresi de %80'e kadar daha kısa ölçülmüştür.

4.8.2 Parametrelerin Isı Değiştirici Kapasitelerine ve Isıtma Verimine Etkisi

3600 d/dk kompresör devrinde yapılan deneyler için parametrelerin yoğuşturucu kapasitesi, buharlaştırıcı kapasitesi ve ısıtma COP değeri üzerindeki etkileri ise Tablo 4.10'da ortalama değerler olarak aktarılmaktadır. Ortalama değer veri toplama sisteminde eş zaman aralıklarında alınan her bir deney datasına göre hesaplanan değerlerin aritmetik ortalamasıdır.

Tablo 4.10 3600 d/dk kompresör devrinde yoğuşturucu, buharlaştırıcı kapasiteleri ve COP değerleri

Kapasite	Fan Gerilim	5 Sıralı Buharlaştırıcı			6 Sıralı Buharlaştırıcı			5 -6 Sıra Fark %	
		İki Akış.	Üç Akış.	Fark %	İki Akış.	Üç Akış.	Fark %	İki Akış.	Üç Akış.
$\dot{Q}_{yoğ}$ (W)	4V	337	426	**26**	267	340	**27**	**21**	**20**
	6V	403	465	**15**	318	377	**19**	**21**	**19**
	8V	430	480	**12**	358	382	**6**	**17**	**20**
$\dot{Q}_{buh}$ (W)	4V	195	268	**37**	151	214	**42**	**22**	**20**
	6V	257	304	**18**	193	246	**28**	**25**	**19**
	8V	280	318	**13**	230	249	**8**	**18**	**22**
$COP_{ısıt.}$	4V	2,17	2,31	**6,4**	2,01	2,29	**13,9**	**7**	**1**
	6V	2,44	2,48	**1,3**	2,26	2,45	**8,2**	**7**	**1**
	8V	2,50	2,52	**0,5**	2,39	2,44	**2,2**	**5**	**3**

Tablo 4.10 incelendiğinde tüm koşullarda fan geriliminin artırılmasına bağlı olarak hava debisi artıkça kapasiteler artmaktadır. Bu durum hava tarafında debinin artması sebebiyle buharlaştırıcı kanatları arasındaki taşınım katsayısının artmasına bağlı olarak buharlaştırıcı kapasitesinin artırması ile açıklanabilmektedir.

4.8.2.1 Buharlaştırıcının İki ya da Üç Akışkanlı Olması Durumunun Etkisi

Diğer parametreler iki koşulda da aynı alındığında üç akışkanlı buharlaştırıcı uygulaması iki akışkanlı buharlaştırıcı durumuna göre kapasitelerin artmasını sağlamıştır. Üç akışkanlı buharlaştırıcı uygulamasında hem 5 sıralı buharlaştırıcı hem de 6 sıralı buharlaştırıcıda birer sıra soğutucu akışkan sırası azalırken bunun

yerine bir sıra su hattı eklenmiştir. Bu durumun buharlaştırıcıya ek ısı kaynağı oluşturarak kapasitelerin artmasını sağladığı görülmektedir. Bu durum 6 sıralı buharlaştırıcı için yoğuşturucu kapasitesinin %27'ye, buharlaştırıcı kapasitesinin %42'ye ve ısıtma COP'sinin %13,9'a kadar artmasını sağlamıştır. 5 sıralı buharlaştırıcı için ise yoğuşturucu kapasitesinin %26'ya, buharlaştırıcı kapasitesinin %37'ye ve ısıtma COP'sinin %6,4'e kadar artmasını sağlamıştır.

4.8.2.2 Buharlaştırıcı Boru Sıra Sayısının Etkisi

5 sıra boru sayısı 6 sıra boru sayısına göre daha yüksek kapasiteye sahiptir. 5 sıralı buharlaştırıcıda 6 sıralı buharlaştırıcıya göre yoğuşturucu kapasitesi %21'e, buharlaştırıcı kapasitesi %22'ye ve ısıtma COP'si %7'ye kadar daha fazladır. Daha az boru sayısına sahip buharlaştırıcıda daha yüksek kapasite elde edilmesinin iki sebebi bulunmaktadır. İlki 5 sıralı buharlaştırıcı aynı fan geriliminde daha yüksek hava debisine sahip olmasıdır. Tablo 4.4'te hava debisi karşılaştırmasında görüldüğü gibi 5 sıralı buharlaştırıcı hava debisi 6 sıralı buharlaştırıcıdan 4 V koşulunda %12,8 daha fazladır. İkincisi ise 5 ve 6 sıralı buharlaştırıcının her ikisinde de sistem üzerinde 40 gr soğutucu akışkan şarjı kullanılmıştır. 6 sıralı buharlaştırıcı boruları bu şarjda daha uzun bir bölgede kızgın buhar fazında olmaktadır (Şekil 4.22). Dolayısıyla çift faz bölgesindeki gizli ısıdan daha fazla yararlanma potansiyeli varken kullanılamamıştır. Bu çalışma kapsamında şarj miktarı parametrik olarak incelenmemiştir. Ancak 6 sıralı buharlaştırıcı için daha yüksek şarj miktarları tercih edilmesi buharlaştırıcı kapasitesini artırabilir. Bu buharlaştırıcının daha uzun çift faz bölgesinde çalışmasını sağlayarak faz değişim ısısından daha fazla yararlanılmasını sağlayabilir ve kapasite artışı sağlayabilir. Bu konu gelecek çalışma konusu olarak değerlendirilebilir.

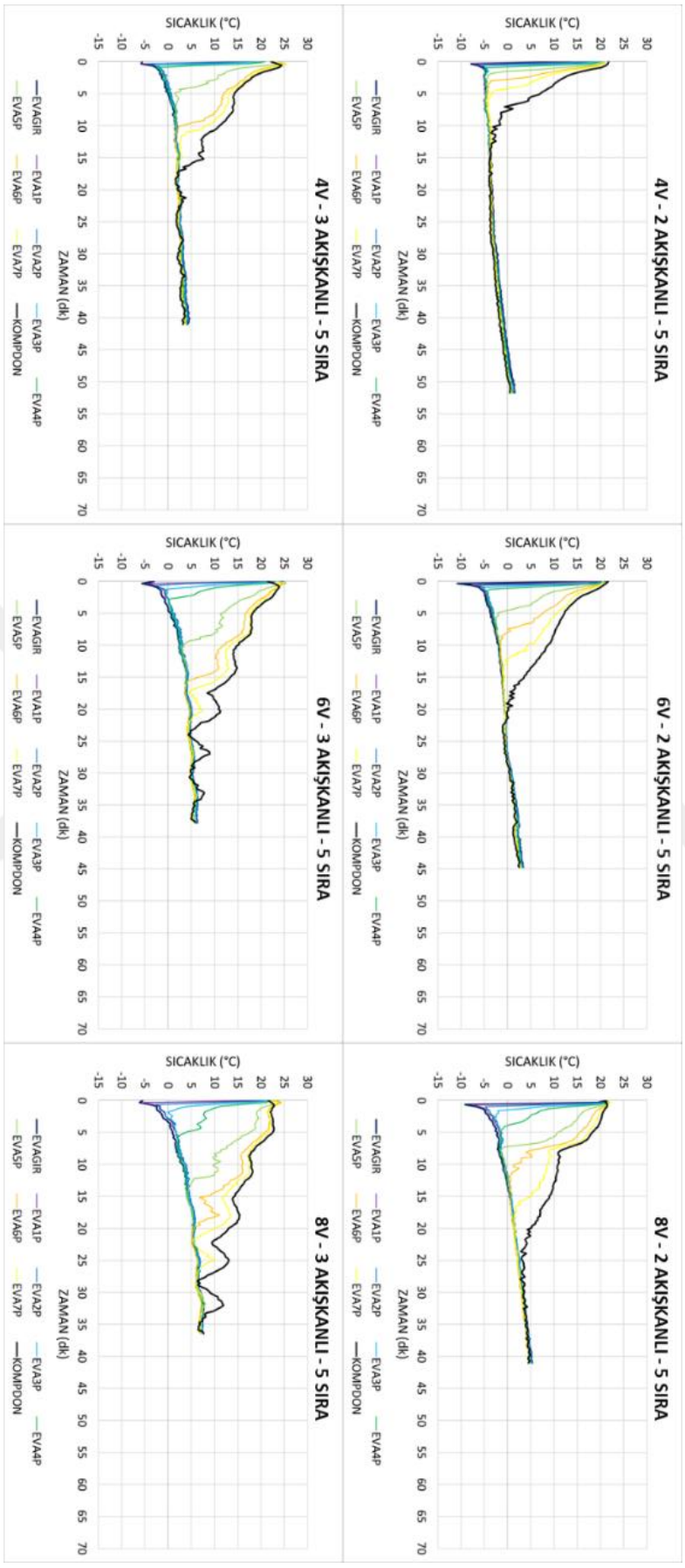
4.8.3 Buharlaştırıcı Sıcaklıkları Değişimi

5 sıralı buharlaştırıcının giriş sıcaklığı ile çıkış sıcaklıkları karşılaştırıldığında çift fazda çıkış görülmektedir (Şekil 4.21). Bu buharlaştırıcı için sabit uygulanan 40 gr şarj durumu, buharlaştırıcının bu koşullarda çalışmasına neden olmuştur. Bu noktadan sonra hava debisinin artması ve üç akışkan uygulaması soğutucu akışkanın buharlaştırıcı çıkışında iki fazdan kızgın buhara doğru geçmesine ve son durumda 8V ve üç akışkan durumunda kızgın buhar fazında olmasına neden olmuştur.

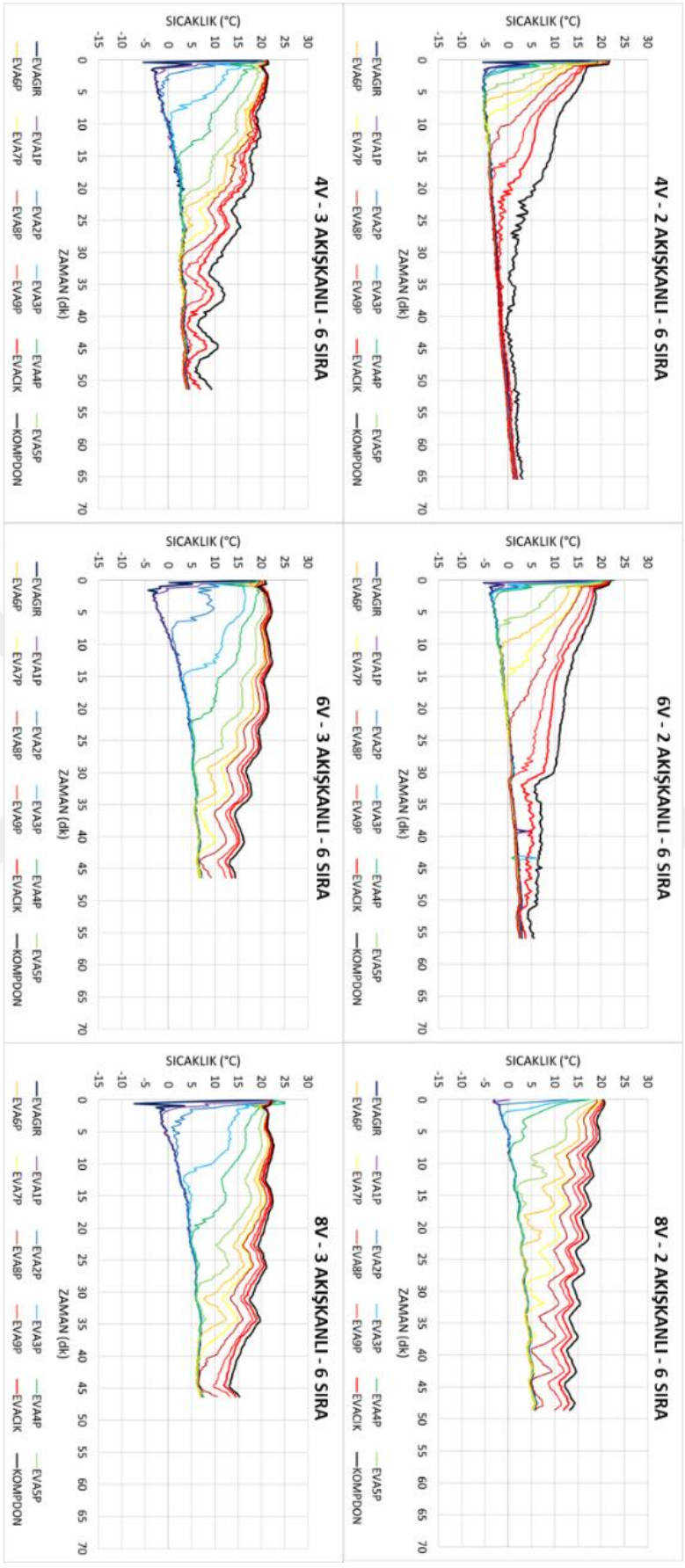
Dolayısıyla artırılan hava debisi ve üçüncü akışkan uygulanması buharlaştırıcının çift faz bölgesinin kapasitesinin alınmasını sağlayarak kapasite artışı sağlamıştır.

6 sıralı buharlaştırıcıda ilk durum olan 4V ve iki akışkanlı koşulda buharlaştırıcı çıkışında soğutucu akışkan kızgın buhar durumundadır (Şekil 4.22). Dolayısıyla hava debisi artışı ve üç akışkan uygulanması buharlaştırıcıda zaten kızgın buhar olan çıkış koşulunun kızgınlık derecesini artırarak buharlaştırıcının duyulur ısı tarafında kapasite artışını sağlamıştır.

Aşağıdaki grafiklerde 3600 d/dk kompresör devrinde 5 ve 6 sıralı buharlaştırıcı için ortalama kapasite ve COP değişimleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Ortalama değer çevrim boyunca veri toplama sisteminde eş zaman aralıklarında alınan her bir deney datasına göre hesaplanan kapasite ve COP değerlerinden oluşturulan eğrilerin zamana bağlı olarak integre edilmesi ile elde edilmiştir.



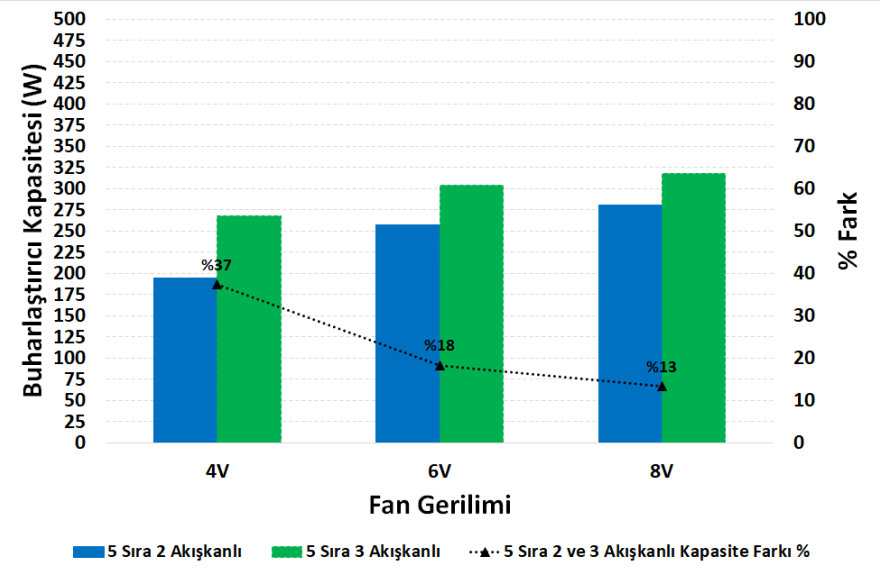
Şekil 4.21 5 Sıralı buharlaştırıcı sıcaklıkları



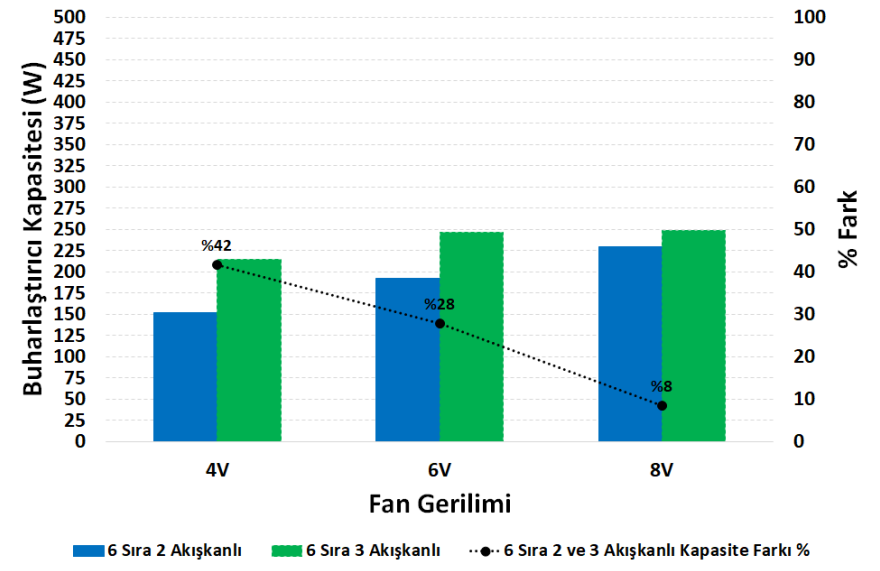
Şekil 4.22 6 Sıralı buharlaştırıcı sıcaklıkları

4.8.4 Buharlaştırıcı Kapasite Değişimi

Ortalama buharlaştırıcı kapasitesinin hava debisine bağlı değişimi Şekil 4.23 ve Şekil 4.24'te görülmektedir. Fan gerilimi arttıkça buharlaştırıcı kapasitelerinin de arttığı görülmektedir. Bu beklendiği üzere hava debisi artışına bağlı olarak buharlaştırıcı üzerindeki taşınım katsayısını ve ortamdan buharlaştırıcıya ısı geçişini artırmaktadır. Yine iki akışkanlı durum yerine üç akışkanlı durum uygulandığında buharlaştırıcı kapasitesi artmaktadır. Bu kapasiteler, buharlaştırıcıya üçüncü bir kaynaktan sıcak su sağlanmasından dolayı elde edilebilmiştir.



Şekil 4.23 5 Sıralı buharlaştırıcı kapasite değişimi

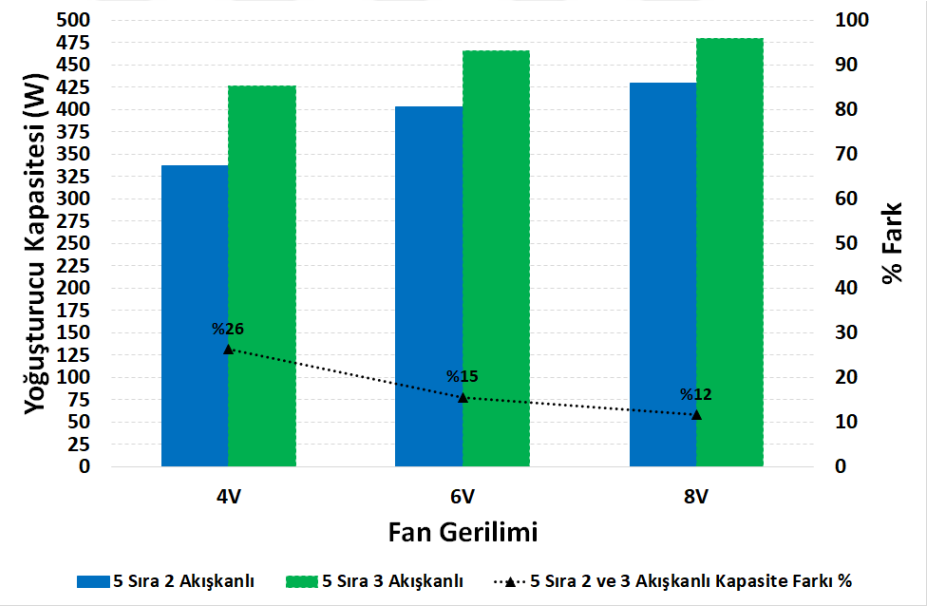


Şekil 4.24 6 Sıralı buharlaştırıcı kapasite değişimi

Hava debisi artışı ve üçüncü akışkan uygulaması, bu iki parametre ayrı ayrı buharlaştırıcı kapasitesini artırmaktadır. Ancak bu parametreler birlikte uygulandığında hava debisi artışıyla buharlaştırıcı kapasitesi artsa da buharlaştırıcıda üçüncü akışkanın kazandırdığı kapasite artışı etkisi azalmaktadır. 4 V koşulunda üçüncü akışkan uygulaması buharlaştırıcı kapasitesini 5 sıralı buharlaştırıcıda %37 ve 6 sıralı buharlaştırıcıda %42 artırmaktadır. Ancak hava debisi arttırılıp 8 V koşulunda yapılan incelemede üçüncü akışkanın buharlaştırıcı kapasitesindeki artış oranı düşerek %13 ve %8 olmaktadır. Bu durum hava debisi açısından kısıtlı olan ısı pompası sistemlerinde üçüncü akışkan uygulanmasının kapasite artışında daha yüksek etki sağlayacağını göstermiştir.

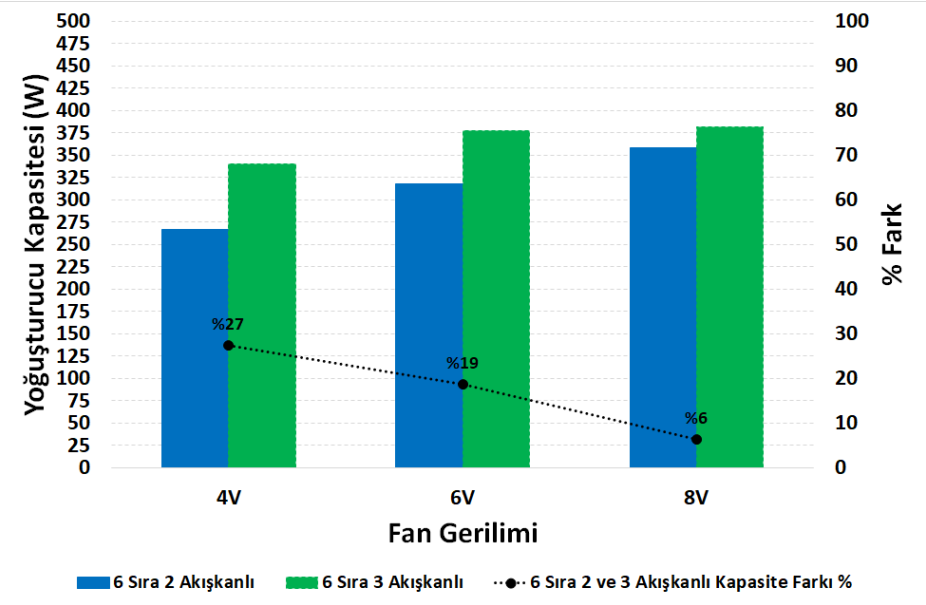
4.8.5 Yoğuşturucu Kapasite Değişimi

Ortalama Yoğuşturucu kapasitesinin hava debisine bağlı değişimi Şekil 4.25 ve Şekil 4.26'da görülmektedir.



Şekil 4.25 5 sıralı buharlaştırıcı durumunda yoğuşturucu kapasite değişimi

Buharlaştırıcı kapasitesi üzerindeki etkiye benzer şekilde hava debisi arttıkça ve üçüncü akışkan uygulanması durumunda yoğuşturucu kapasitesi artmıştır. Üçüncü akışkan uygulaması 5 sıralı buharlaştırıcıda yoğuşturucu kapasitesini %26'ya ve 6 sıralı buharlaştırıcıda %27'ye kadar arttırmıştır.

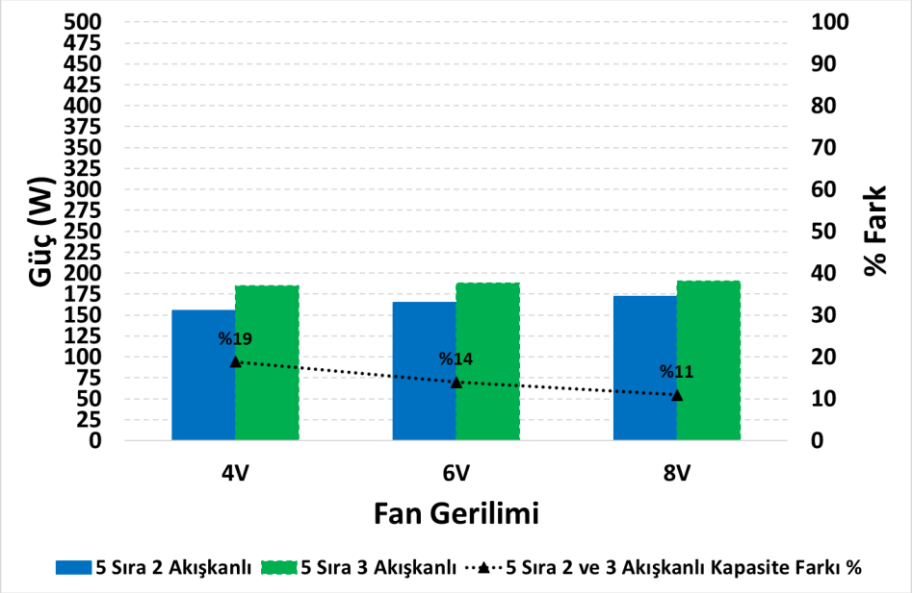


Şekil 4.26 6 sıralı buharlaştırıcı durumunda yoğuşturucu kapasite değişimi

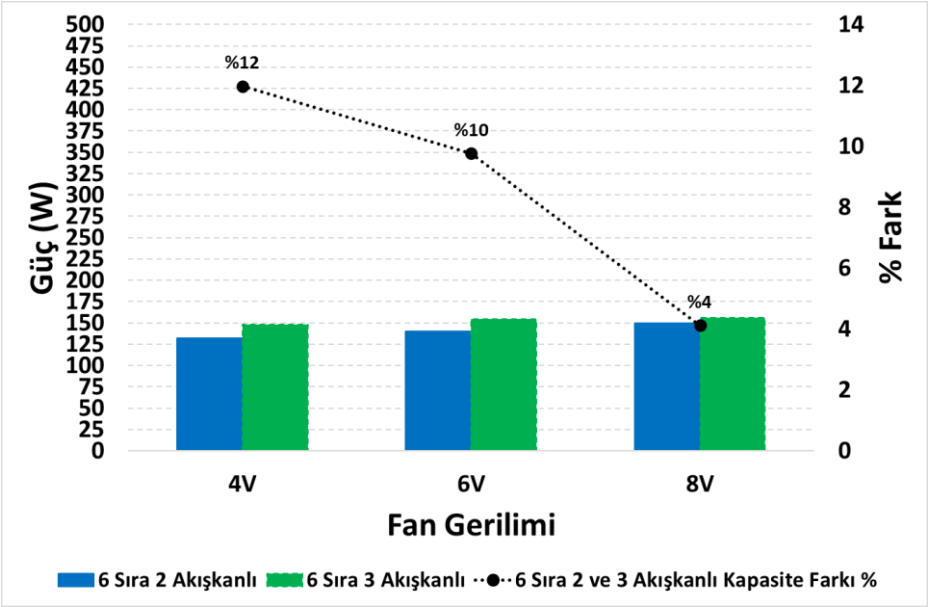
4.8.6 Isı Pompası Sistemi Güç Değişimi

Isı pompasının harcadığı elektriksel ortalama gücün hava debisine bağlı değişimi Şekil 4.27 ve Şekil 4.28'de görülmektedir.

Isı pompası sisteminde elektrik enerjisi harcayan bileşenler kompresör, buharlaştırıcı fanı ve buharlaştırıcıya üçüncü akışkanı sağlayan buharlaştırıcı pompasıdır. Buharlaştırıcı hava debisinin artışı ve üçüncü akışkan uygulanması yukarıda bahsedildiği gibi yoğuşturucu ve buharlaştırıcı kapasitesinin artmasını sağlasa da bir yandan da elektrik enerjisi tüketiminin artmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.27 5 sıralı buharlaştırıcı durumunda güç değişimi



Şekil 4.28 6 sıralı buharlaştırıcı durumunda güç değişimi

Hava debisi ve üçüncü akışkan uygulanması durumu elektriksel güç değerinin 5 sıralı buharlaştırıcıda %19 ve 6 sıralı buharlaştırıcıda %12 artırmıştır. Kapasite değişimi ve elektriksel güç değerinin COP üzerindeki etkisi sonraki bölümde verilmiştir.

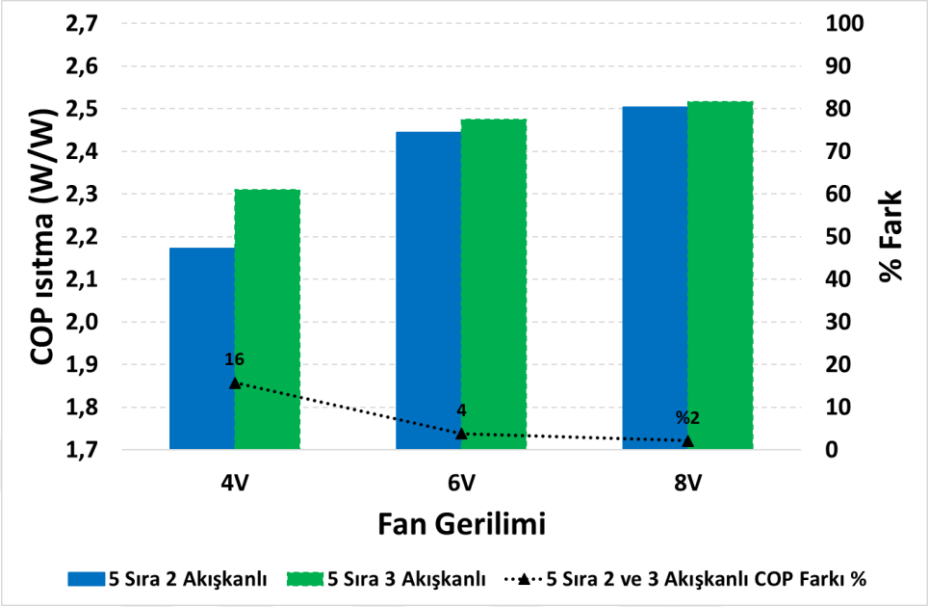
4.8.7 Isı Pompası Su Isıtma Verimi (COP) Değişimi

Hem 5 sıralı hem de 6 sıralı buharlaştırıcıda kapasitelerdeki artış elektriksel güç değerinin artışından daha fazla olduğu için üçüncü akışkan uygulanması ortalama ısıtma etkinliğini (COP) arttırmıştır (Şekil 4.29 ve 4.30).

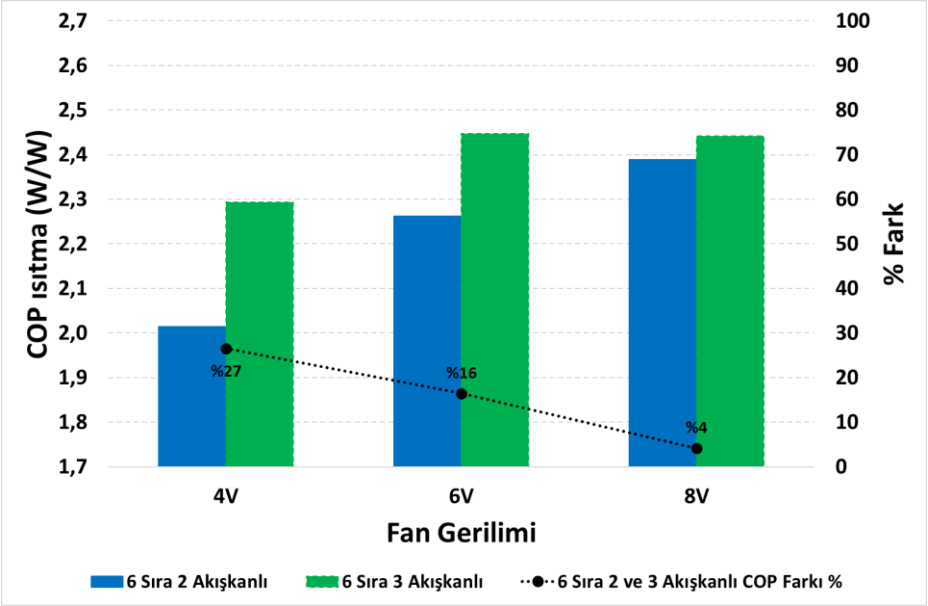
5 sıralı buharlaştırıcıda COP %16'ya ve 6 sıralı buharlaştırıcıda %27'ye kadar artmıştır. Kapasitelerin 5 sıralı buharlaştırıcıda yüksek olması sebebiyle 6 sıralı buharlaştırıcıya göre COP değeri daha yüksek olmaktadır. 6 sıralı buharlaştırıcıda 4V koşulunda COP diğer koşullara göre çok daha düşük gözükmektedir. Bu durum buharlaştırıcı sıcaklıklarının bu koşulda diğer koşullara göre daha düşük olması sebebiyle buharlaştırıcıda karlanma etkisinin daha fazla olması ile açıklanabilmektedir.

Bu durumda hava debisi 6 sıralı buharlaştırıcıda daha düşükken 4V koşulunda en düşük hava debisi koşuluna karlanma etkisinin de eklenmesi ile kapasitenin dolayısıyla COP'nin düşmesine sebep olmuştur. Ancak bu durumda üçüncü akışkan olarak sıcak su beslemesi uygulandığında COP %27 oranında artmıştır.

Bu durum değerlendirildiğinde buharlaştırıcıda karlanma etkisi oluşan hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinde üçüncü akışkan kullanılması karlanmayı azaltarak etkinliğin artmasını sağlamıştır.



Şekil 4.29 5 sıralı buharlaştırıcı durumunda COP değişimi



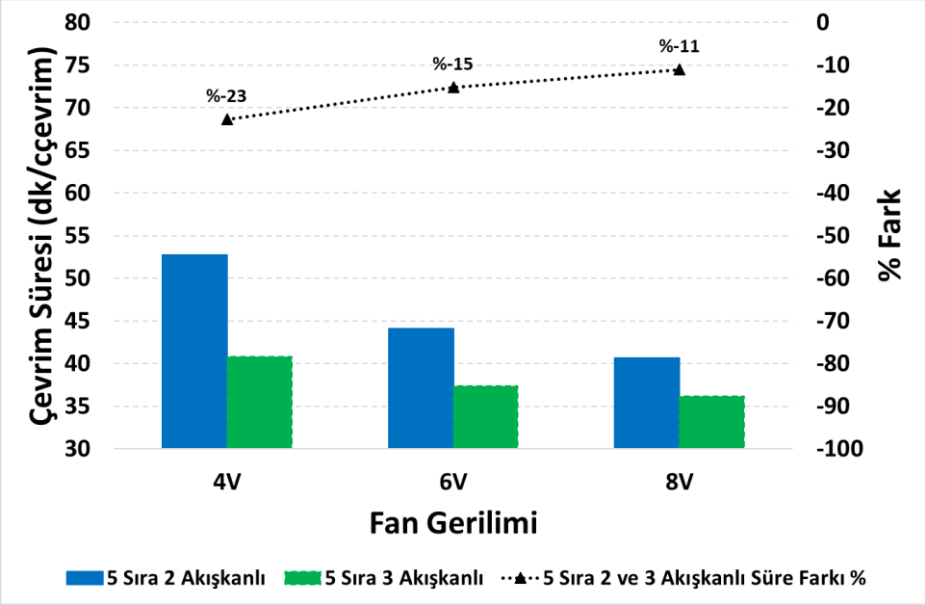
Şekil 4.30 6 sıralı buharlaştırıcı durumunda COP değişimi

Yukarıda bahsedilen parametreler COP üzerinde oluşturduğu etkiye benzer şekilde enerji tüketiminin bir yandan iyileşmesini sağlarken bir yandan da elektriksel güç değerine bağlı olarak enerji tüketimini artırmaktadır. Buradaki kazancı belirleyen durum ısı değiştirici kapasitelerindeki artışın çalışma süresinin kısalmasını, dolayısıyla da enerji tüketiminin azalmasını sağlamasıdır. Eğer çalışma süresinin

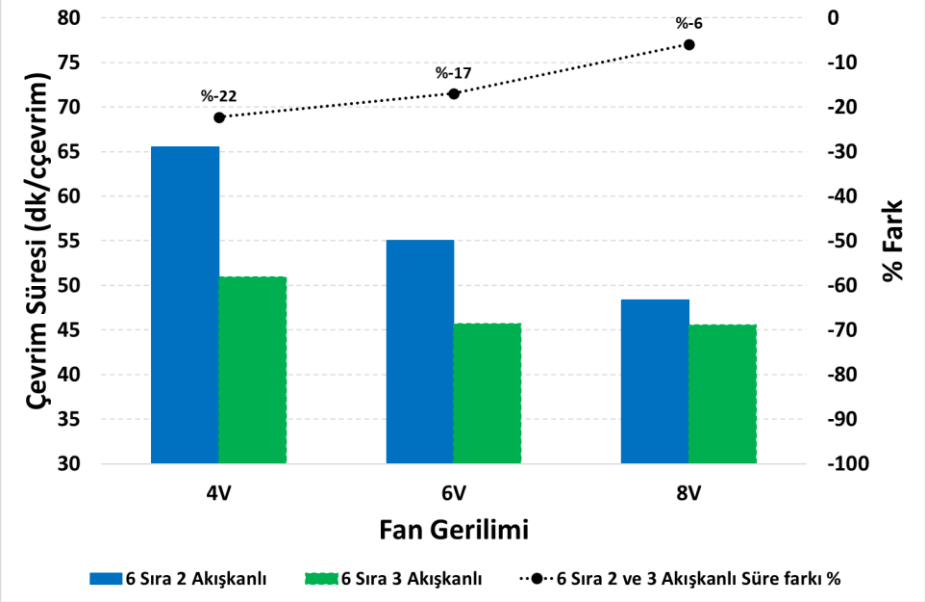
kısalmasının sağladığı enerji kazancı ek bileşenlerin çalışması ve elektriksel gücün artmasından kaynaklı enerji tüketimi artışından daha fazla ise genel toplamda enerji tüketimi azalmaktadır. Bu durum aşağıdaki süre ve enerji grafiklerinde verilmiştir.

4.8.8 Isı Pompası Çevrimi Çalışma Süresi Değişimi

Üçüncü akışkanın buharlaştırıcıya uygulanması durumunda çalışma süresi 5 sıralı buharlaştırıcıda (Şekil 4.31) %23 ve 6 sıralı buharlaştırıcıda %22'ye varan oranlarda daha kısadır (Şekil 4.32).



Şekil 4.31 5 sıralı buharlaştırıcı durumunda çalışma süresi değişimi



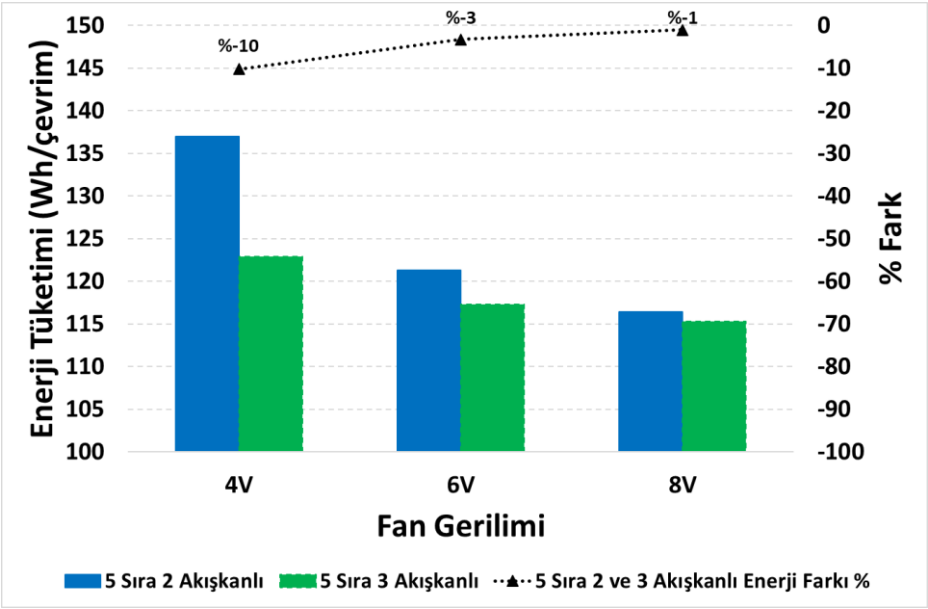
Şekil 4.32 6 sıralı buharlaştırıcı durumunda çalışma süresi değişimi

4.8.9 Isı Pompası Çevrimi Enerji Tüketimi Değişimi

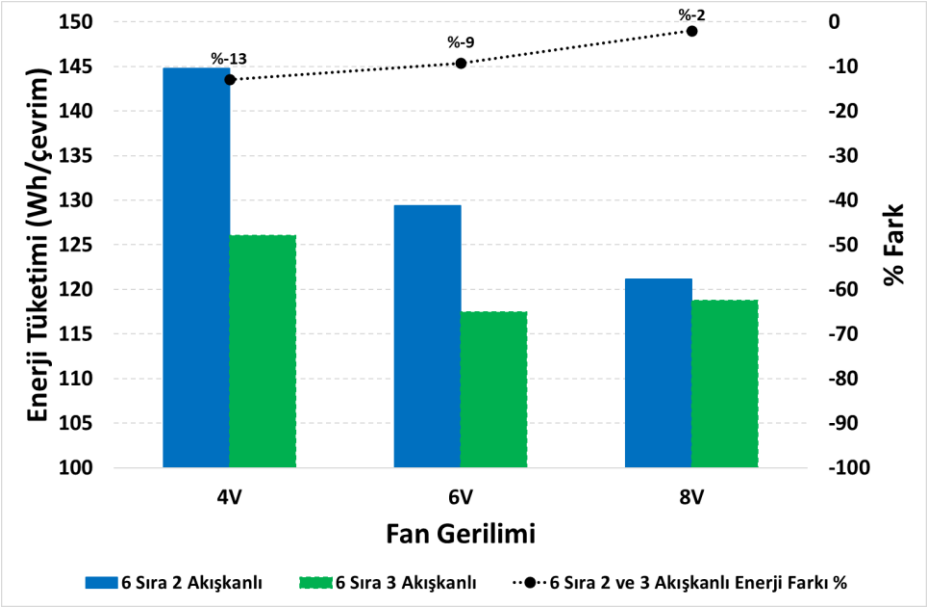
Artan hava debisi ve üçüncü akışkanın bir yandan ısı değiştirici kapasitelerini artırması ve buna bağlı ısı pompası çalışma süresinin kısalması diğer yandan da elektriksel güç değerinin artması enerji tüketimi değişiminde etkili olmaktadır.

Hava debisindeki artış 5 sıralı buharlaştırıcıda enerji tüketiminin azalmasını sağlamıştır (Şekil 4.33). Ek olarak üçüncü akışkan uygulaması yine tüm koşullarda enerji tüketimini düşürmüştür. Bu koşullarda 5 sıralı buharlaştırıcıda %10'a kadar enerji tüketimi azalmıştır. Ancak hava debisi arttıkça üçüncü akışkanın sağladığı enerji tüketiminde düşüş azalmaktadır. 8 V koşulunda yine üç akışkanlı buharlaştırıcının iki akışkanlı buharlaştırıcıya göre enerji tüketimi daha az olsa da %10'luk fark %1'e düşmektedir.

6 sıralı buharlaştırıcıda ise, iki akışkanlı durumda hava debisi artışı enerji tüketimini düşürmesine karşın, üç akışkanlı durumda 6 V değerinden 8 V'a geçildiğinde enerji tüketimini artırmıştır (Şekil 4.34). Bu durum 6 sıralı buharlaştırıcının çift faz çalışan bölgesinin daha da kısalması ve buharlaştırıcıya aktarılan duyulur ısıya göre güç artışının daha fazla olması nedeniyle enerji tüketiminin artması ile açıklanabilir. Buna rağmen tüm koşullarda üçüncü akışkan uygulanması iki akışkana göre enerji tüketimini azaltmıştır. Bu durumda enerji tüketimi %13'e varan oranlarda azaltılabilmiştir.



Şekil 4.33 5 sıralı buharlaştırıcı durumunda enerji tüketimi değişimi



Şekil 4.34 6 sıralı buharlaştırıcı durumunda enerji tüketimi değişimi

4.8.10 Isı Pompası Çevrimi Enerji Tüketimi ve Çalışma Süresi

Hava debisinin arttırılması, iki yerine üç akışkanlı buharlaştırıcı tercih edilmesi ve buharlaştırıcı boru sıra sayısı 6 yerine 5 tercih edilmesi yukarıda bahsedildiği gibi kapasite ve ısıtma COP değerlerini arttırmaktadır. Kapasitelerdeki artış ısı pompası sistemi enerji tüketiminin azalmasını ve çevrim çalışma süresinin kısalmasını sağlamaktadır. Bu durum Tablo 4.11'de karşılaştırmalı olarak görülmektedir.

Tablo 4.11 3600 d/dk kompresör devrinde enerji tüketimi ve çevrim çalışma süresi

		5 Sıralı Buharlaştırıcı			6 Sıralı Buharlaştırıcı			5 ile 6 Sıra Fark %	
	Fan Gerilim	İki Akış.	Üç Akış.	Fark %	2 Akış.	3 Akış.	Fark %	2 Akış.	3 Akış.
Enerji Tüketimi ($\frac{Wh}{çevrim}$)	4V	137	123	**-10**	145	126	**-13**	**-6**	**-3**
	6V	121	117	**-3**	129	117	**-9**	**-7**	**0**
	8V	116	115	**-1**	121	119	**-2**	**-4**	**-3**
Çevrim Süresi ($dakika$)	4V	53	41	**-23**	66	51	**-22**	**-24**	**-25**
	6V	44	37	**-15**	55	46	**-17**	**-25**	**-22**
	8V	41	36	**-11**	48	46	**-6**	**-19**	**-26**

Hava debisindeki artış bir durum dışında genel olarak enerji tüketimini ve çalışma süresini azaltmaktadır.

Buharlaştırıcının iki ya da üç akışkanlı olması durumunu incelemek için diğer parametreler iki koşulda da sabit tutulduğunda üç akışkanlı buharlaştırıcı

uygulaması iki akışkanlı buharlaştırıcı durumuna göre, 5 sıra boruya sahip buharlaştırıcıda, enerji tüketimini %10'a kadar azaltmakta ve çalışma süresini %23'e kadar kısaltmaktadır. 6 sıra boruya sahip buharlaştırıcıda ise enerji tüketimini %13'e kadar azaltmakta ve çalışma süresini %22'ye kadar kısaltmaktadır.

Benzer şekilde 5 sıra boru sayısınd 6 sıra boru sayısına göre daha düşük enerji tüketimi ve daha kısa çalışma süreleri elde edilmiştir. 5 sıralı buharlaştırıcıda 6 sıralı buharlaştırıcıya göre enerji tüketimi %7'ye kadar daha düşük ve çevrim süresi %25'e kadar daha kısa gerçekleşmiştir.

5
MODELLEME ÇALIŞMALARI

Bulaşık makinesinin zamana bağlı iç sıcaklıkları ve enerji tüketimini tahmin eden model Dymola [37] programında Modelica [38] dilinde oluşturulmuştur.

Modelleme çalışmasında öncelikle rezistans ısıtıcılı ve ısı pompalı ısıtma sistemine sahip iki bulaşık makinesi modellenmiştir. Bu iki model E. M. Şeren, O. Poyraz vd. çalışmasında [39] yer almaktadır. Daha sonra bu tez çalışması özelinde ısı pompalı bulaşık makinesi modeline uyarlanan üç akışkanlı buharlaştırıcı modeli oluşturulmuştur.

Tüm modelleme çalışmalarına temel oluşturması için öncelikle ısıtıcıya sahip makine modellenmiştir. Hem rezistans ısıtıcılı hem de ısı pompalı bulaşık makinesinde ısıtma sistemleri dışındaki bileşenler, yıkama ve su sistemleri aynıdır. Rezistans ısıtıcılı bulaşık makinesi modelini oluşturmak için öncelikle bulaşık makinesinin duvarlarını içeren kabin modeli oluşturulmuştur. Daha sonra bulaşık makinesinin bileşenlerinin modellenmesi, algoritmanın modellenmesi ve devamında da ısı pompası ve bileşenlerinin modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Isı pompalı bulaşık makinesi modellendikten sonra üç akışkanlı buharlaştırıcı modeli de oluşturularak bu modele dahil edilmiştir. Deneysel çalışmada etkisi gösterilmiş olan üç akışkanlı buharlaştırıcının ısı pompalı bulaşık makinesi üzerindeki etkisini belirlemek içinde model çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Modelleme çalışmaları aşağıdaki adımları içermektedir.

- Rezistans ısıtıcılı bulaşık makinesi modeli oluşturularak model sonuçları rezistans ısıtıcılı bulaşık makinesi deneyleri ile karşılaştırılmıştır.
- Isı pompası modeli kurularak bulaşık makinesi modeline uyarlanmıştır. Bu modelin sonuçları ısı pompalı bulaşık makinesi deneyleri ile karşılaştırılmıştır.
- Üç akışkanlı buharlaştırıcı modeli oluşturularak ısı pompalı bulaşık makinesi modeline uyarlanmıştır. Üç akışkanlı buharlaştırıcının bulaşık makinesindeki etkisi bu modelle incelenerek iki ve üç akışkanlı buharlaştırıcıya sahip bulaşık makinası model sonuçları karşılaştırılmıştır.

Bulaşık makinesi kabin modeli ve makine algoritma modeli nesne tabanlı Modelica dili kullanılarak oluşturulmuştur. Isı pompası modeli için TLK-Thermo GmbH tarafından geliştirilen TIL kütüphanesi [40] kullanılmıştır. Bulaşık makinesi bileşenleri ve ısı pompası bileşenleri Modelica programının içerisinde doğrudan bulunmamaktadır. Bu bileşenler Dymola program altyapısı kullanılarak bu çalışma kapsamında oluşturulmuştur. Bulaşık makinesi ve ısı pompası sistemini oluşturan tüm alt bileşenler oluşturulduktan sonra bu yapıların birbiri ile uyumlu bir biçimde çalışması sağlanmıştır. Böylece zamana bağlı dinamik yapıda çalışan rezistans ısıtıcılı bulaşık makinesi, ısı pompalı bulaşık makinesi ve üç akışkanlı buharlaştırıcı içeren ısı pompalı bulaşık makinesi modelleri elde edilmiştir.

Modeldeki temel amaç bulaşık makinesi iç sıcaklıklarının zamana bağlı olarak tahmin edilebilmesidir. Sıcaklıkların doğru hesaplanması hedef sıcaklıklara en fazla %1,3 sapma ile doğru zamanda ulaşılmasını sağlamıştır.

5.1 Bulaşık Makinesi Kabin Modeli

Bulaşık makinesi kabini (Şekil 5.1), modelin temel parçalarından birini oluşturmaktadır. Yıkama işlemi esnasında makine içerisinde suyun ısınmasına ve dolaylı olarak kabinin ısınmasına bağlı olarak kabinden ortama ısı kaybı olmaktadır. Bu kayıp çalışma süresini ve enerji tüketimini doğrudan etkilemektedir. Bu sebeple kabin duvarlarından olan ısı geçişini hesaplamak için detaylı ısıl direnç devresi oluşturulmuştur.



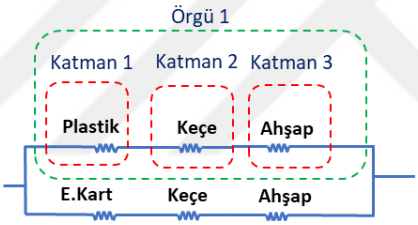
Şekil 5.1 Bulaşık makinesi kabini

Bulaşık makinesi kabini bir dikdörtgenler prizması olarak dikkate alınarak tüm yüzeylerindeki duvarlar ayrı ayrı modellenmiştir. Duvar yapısında en içte yıkama gövdesini oluşturan sac bulunmaktadır. Dış katmanlara doğru gidildikçe bitüm,

izolasyon keçesi, köpük, plastik katmanlar ve en dışta da ankastre kabin bulunmaktadır.

Her bir katmanın genişliği ve yüksekliği kalınlığına göre çok daha fazla olduğu için ısı geçişi yönünün kalınlık yönünde yani makinenin içinden dışına doğru olduğu kabul edilmiştir, katmanlarda yükseklik ve genişlik doğrultusunda ısı geçişi ihmal edilmiştir. Örneğin makine sol duvarında en içteki sacın kalınlığı 0,5 mm iken genişliği 450 mm ve yüksekliği 600 mm'dir. Kalınlık yönündeki sıcaklık değişiminin, genişlik ve uzunluk yönünden daha büyük olduğu kabulü yapılmıştır. Bu sebeple bulaşık makinesi kabininde ısı geçişinin bir boyutlu olarak içeriden dışarı olduğu kabul edilmiştir.

Modelin doğruluğunu arttırmak için her bir duvar detaylı bir şekilde çok küçük kare ve dikdörtgenlere bölünmüştür. Her bir alan ısı geçiş yönünde birden çok katman içerebilmektedir. Bir alanın içindeki tüm katmanları içeren yapı örgü olarak isimlendirilmiştir (Şekil 5.2).

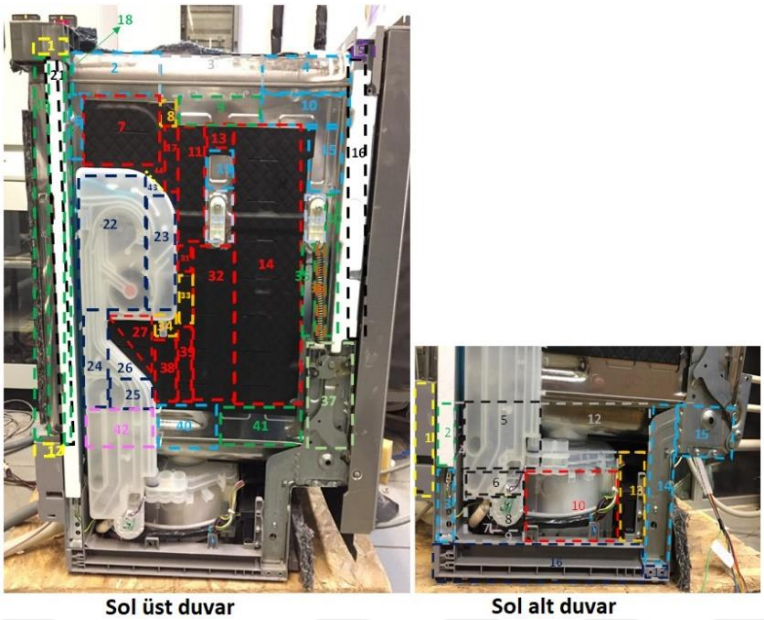


Şekil 5.2 Isı geçiş mekanizmasını oluşturan ısıl dirençlerin katman ve örgü yapısı

Her bir örgü kendi içinde homojen ve aynı özellikleri içerecek şekilde katmanlardan oluşmaktadır. Bir örgü aynı duvar içinde birden fazla farklı alanda bulunabilir ancak aynı örgü içindeki tüm katmanların alanları eşittir. Dolayısıyla duvar katmanları, örgüleri ve bu örgüler de alanları oluşturmaktadır. Alanların toplamı bir duvarın tamamını oluşturmaktadır. Duvar bu alanların ve örgülerin bütünü ile ifade edilecek şekilde modelde oluşturulmuştur. Duvar yüzeyinin tamamı için ısı geçiş mekanizması bu örgülerin paralel ve seri bağlanması ile oluşturulmuştur. Aşağıda bulaşık makinesi sol duvar yapısı örnek olarak verilmiştir.

5.1.1 Sol Duvar

Sol duvardaki ısı geçiş alanları Şekil 5.3'te görülmektedir. Bu duvarın üst kısmı 43 ve alt kısmı 17 alana bölünmüştür.



Şekil 5.3 Sol duvar ısıl direnç alanları

Sol üst duvar 13 örgü ve 4 katmanla (Tablo 5.1) sol alt duvar 8 örgü ve 4 katman ile (Tablo 5.2) ifade edilmiştir. Burada örgüler paralel direnç devrelerini ve katmanlar da seri dirençleri temsil etmektedir. Aşağıdaki tabloda görüldüğü gibi bir örgü en fazla dört seri direnç içermektedir. Üst duvar için 13 ve alt duvar için 8 paralel direnç devresi kullanılmıştır.

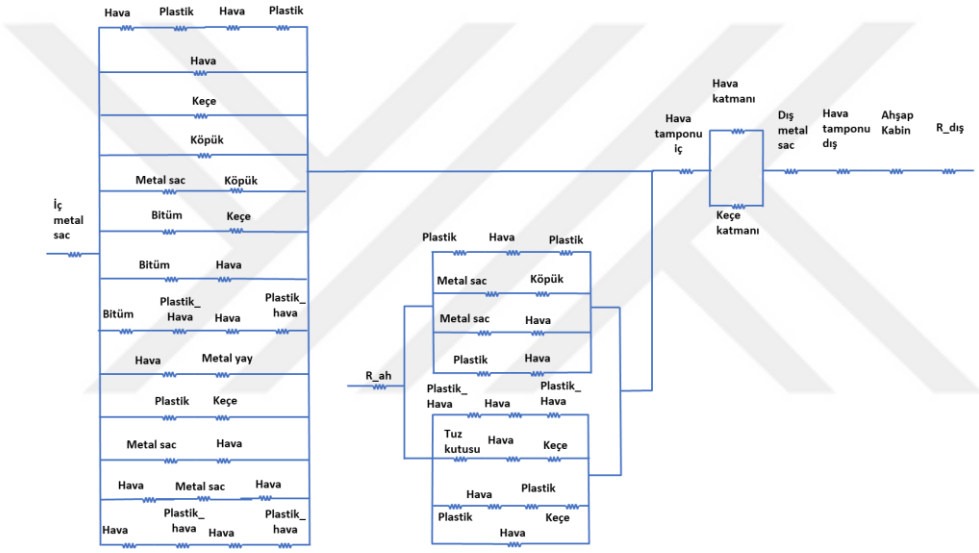
Tablo 5.1 Sol üst duvar yapısını oluşturan katman, örgü ve alanlar

Örgü Numarası	Alan Numaraları	Katman 1	Katman 2	Katman 3	Katman 4
Örgü 1	**1, 12**	hava	plastik	hava	plastik
Örgü 2	**9, 18, 20, 30, 35, 41**	hava			
Örgü 3	**2, 4, 6, 10, 15,19, 40**	keçe			
Örgü 4	**3**	köpük			
Örgü 5	**16, 21**	metal sac	köpük		
Örgü 6	**7, 11, 13, 14, 17, 27, 31, 32, 38, 39, 44**	bitüm	keçe		
Örgü 7	**8, 33, 34**	bitüm	hava		
Örgü 8	**22, 23, 24, 25, 26, 43**	bitüm	plastik_hava kırıcı	hava	plastik_hava kırıcı
Örgü 9	**36**	hava	metal yay		
Örgü 10	**28, 29**	plastik	keçe		
Örgü 11	**37**	metal sac	hava		
Örgü 12	**5**	hava	metal sac	hava	
Örgü 13	**42**	hava	plastik_hava kırıcı	hava	plastik_hava kırıcı

Tablo 5.2 Sol alt duvar yapısını oluşturan katman, örgü ve alanlar

Örgü Numarası	Alan Numaraları	Katman 1	Katman 2	Katman 3	Katman 4
Örgü 1	**1**	plastik	hava	plastik	
Örgü 2	**2**	metal sac	köpük		
Örgü 3	**3, 14, 15**	metal sac	hava		
Örgü 4	**16, 17**	plastik	hava		
Örgü 5	**5, 6, 8,**	plastik_hava kırıcı	hava	plastik_hava kırıcı	
Örgü 6	**10**	tuz kutusu	hava	keçe	
Örgü 7	**13**	plastik	hava	plastik	keçe
Örgü 8	**4, 7, 9, 11, 12**	hava			

Sol duvar için katman, örgü ve alanları dikkate alarak oluşturulan ve makine içinden dışına doğru ısı geçiş direnç yapısı Şekil 5.4'te gösterilmiştir.



Şekil 5.4 Sol duvar ısıl direnç yapısı

5.1.2 Duvar Modeli Isı Geçiş Mekanizması

Bulaşık makinesi duvarlarındaki her bir yüzey karmaşık geometriye sahip olsa da küçük geometrik parçalara bölünerek ifade edildiği için toplam yüzey alanı modelin bütününe dahil edilebilmiştir.

Duvarlarda ısı geçişi duvar katmanlarındaki iletim ısı geçişi, katmanların kendi kütlelerinin depoladığı ısı ve duvar dışında da taşınım ısı geçişi olarak dikkate alınmıştır.

Duvar katmanlarındaki ısı geçişi için ısı iletimi, duvarların dışında ise ısı taşınımla ısı geçişi dikkate alınmıştır. Taşınım h ve alt karakteri (h_{ah} ve $h_{dış}$) ile ifade

edilmiştir. Duvar katmanları içerisinde ayrıca ısı depolanmaktadır. Bu ısı geçişi de malzemelerin termofiziksel özellikleri ve kütleleriyle ilişkilendirilmiştir.

Malzemelerin termofiziksel özellikleri Tablo 5.3'te görülmektedir.

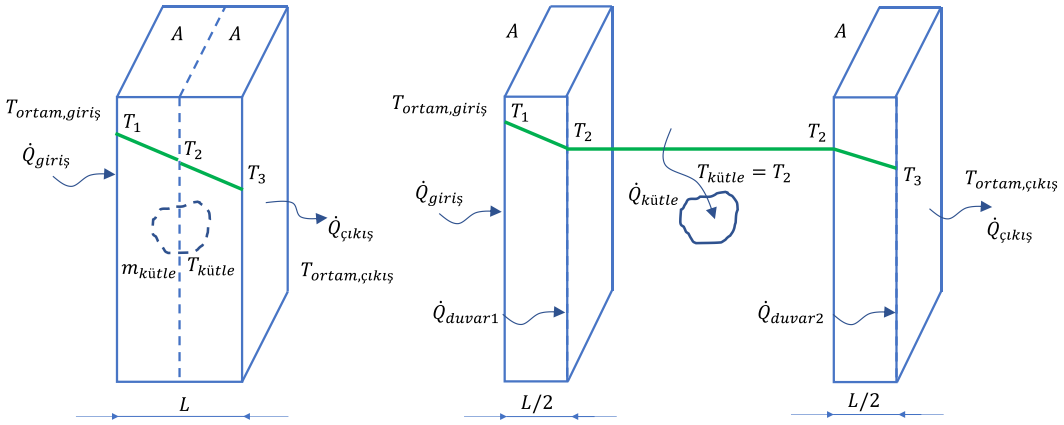
Tablo 5.3 Bulaşık makinesi duvar katmanları malzemelerinin termofiziksel özellikleri

Malzemeler	**k** **Isıl iletkenlik (W/mK)**	**d** **Yoğunluk (kg/m^3)**	$\boldsymbol{Cp}$ **Özgül ısı (J/kgK)**
İç Metal Sac	20	7900	480
Ankastre Kabin	0,12	650	1760
Üst plastik plaka	0,22	900	1800
Hava	0,026	1,276	1,006
Plastik	0,177	1000	1400
Bitüm	0,085	1776	1200
Thinsulate	0,047	16	1350
Köpük	0,035	27	1100
Metal Sac	26	7800	460
Keçe	0,037	43,6	1380
Sıkıştırılmış Keçe	0,037	182,9	1380
Dış Metal Sac	26	7800	460
Keçe Üstü Bitüm	0,0519	2190	905

Bu modeldeki temel amaç bulaşık makinesi içerisindeki sıcaklığın zamana bağlı olarak değişimini belirlemektir. Modeldeki ısı geçişi makine içerisindeki suyun ısıtılması ile başlar ve ısınan sudan duvarlara doğru ısı geçişi gerçekleşir. Bu ısı geçişi sırasında duvarlar ısı depolar ve duvardan da çevreye ısı kaybeder. Makine kabini içine zamana bağlı ısı girişine karşılık duvardan dışarı zamana bağlı ısı kaybını hesaplamak için duvar boyunca tek boyutlu zamana bağlı ısı geçişi denkleminin çözülmesi gerekmektedir. Bunu ifade eden denklem (5.1)'de gösterilmiştir.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\rho c_p}{k}\frac{\partial T}{\partial t} \tag{5.1}$$

Bu denklemi doğrudan çözmek yerine, her katman kendi içinde iki parçaya ayrılmıştır. Şekil 5.5'te ısı akış yönü temsili olarak gösterilmektedir.



Şekil 5.5 Katmanlı duvar yapısının şematik gösteriminde ısı geçiş mekanizması ve sıcaklıklar

Bulaşık makinesi duvar modelinde ısı geçiş yönünde girişten çıkışa kadar katmanların tümünde sıcaklık değişkenleri tanımlanarak (Şekil 5.6) yukarıdaki denklem ile model ilişkilendirilmiştir. Her katman, kütle ve malzeme cinsine göre bir ısıl kapasiteye sahiptir. Bu nedenle duvar katmanları boyunca sabit bir sıcaklık farkı oluşmaz. Duvar katmanlarında ısı depolanır. Bu sebeple her katmana giren ısı çıkan ısıya eşit olmaz ve zamana bağlı değişim gösteren bir ısı akısı oluşur. Burada her katman bir yığın kütle olarak kabul edilir ve burada sıcaklık, yığın kütleler için Termodinamiğin I. yasası ile hesaplanır:

$$\dot{Q}_{giriş} = \dot{Q}_{kütle} + \dot{Q}_{çıkış} \tag{5.2}$$

$$\dot{Q}_{giriş} = \dot{Q}_{duvar1} + \dot{Q}_{kütle} \tag{5.3}$$

$$\dot{Q}_{duvar1} = \dot{Q}_{duvar2} \tag{5.4}$$

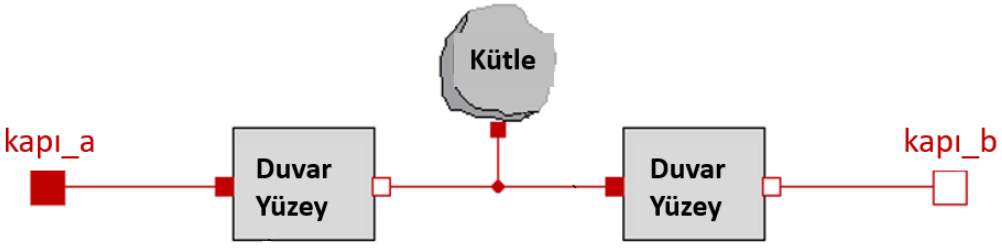
$$m_{kütke} c_{p_{kütle}} \frac{dT_2}{dt} = \dot{Q}_{kütle} \tag{5.5}$$

Kabinden duvar katmanları yoluyla ısı kaybını ve ara sıcaklıkları hesaplamak için Fourier yasası kullanılarak, her bir duvar elemanı boyunca iletim yoluyla net ısı geçişi hesaplanır:

$$Q_{duvar1} = kA \frac{T_1 - T_2}{L/2} \tag{5.6}$$

$$Q_{duvar2} = kA \frac{T_2 - T_3}{L/2} \tag{5.7}$$

Yukarıda belirtilen denklemleri içerecek şekilde Dymola programında nesne tabanlı bir duvar hücresi oluşturulmuştur. Duvar hücresi Şekil 5.6'da gösterilmektedir.



Şekil 5.6 Duvar hücre yapısı ve Dymola program kod yapısı [39]

Duvarın kütlesi "Kütle" olarak dikkate alınmış ve enerji dengesi Denklem (5.5) ile ifade edilmiştir. Duvar yapısı "Duvar Yüzey" olarak dikkate alınmıştır ve ısı geçişi Denklem (5.6) ve (5.7) ile ifade edilmiştir.

Eğer dikkate alınan duvar katmanı bulaşık makinesi iç ve dış yüzeyi ise yukarıdaki denklemlere ek olarak taşınım ısı geçişi için aşağıdaki denklemler de dikkate alınmıştır.

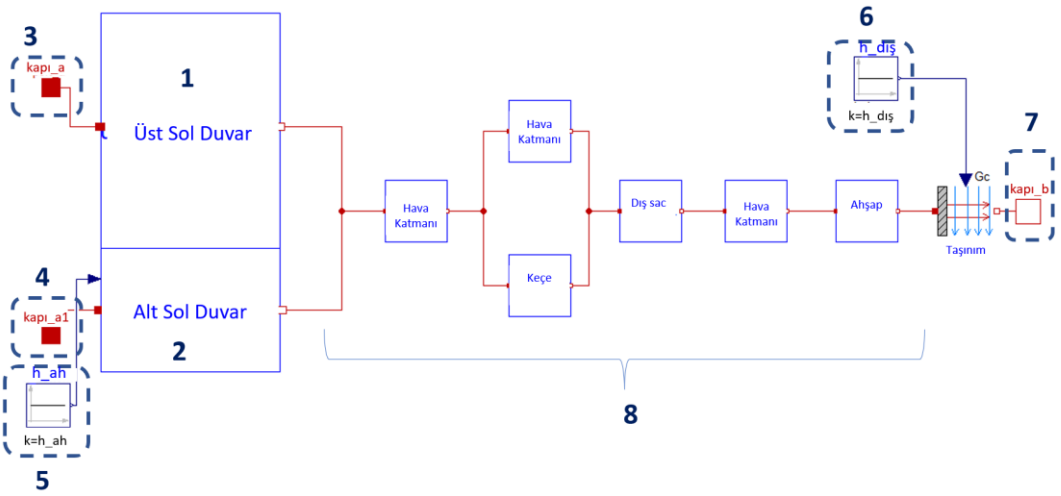
İç taraf için:

$$\dot{Q}_{giriş} = h_{giriş} A_1 \left(T_{ortam,giriş} - T_1\right) \tag{5.8}$$

Dış taraf için:

$$\dot{Q}_{çıkış} = h_{çıkış} A_2 \left(T_3 - T_{ortam,çıkış}\right) \tag{5.9}$$

Dymola programında her bir duvar bileşeni bir kütle (kapasite) ve iki katman (direnç) ile ifade edilmiştir (Şekil 5.6). Her duvar için örgü – katman yapısı oluşturulduktan sonra, ısıl direnç - kapasite yapısında gösterildiği gibi model içinde de bu yapılar bir birine bağlanmıştır. Şekil 5.7'de sol duvarın tüm ısıl direnç-kapasite yapısının Dymola programındaki nesne tabanlı karşılığı gösterilmektedir.



Şekil 5.7 Dymola programında sol duvarın ısıl direnç yapısı

Sol üst duvar ve sol alt duvar modelleri, Şekil 5.4'te gösterilen ısıl direnç yapısını içerir. Modelin bu kısmında, alan, kalınlık, kütle ve özgül ısı değerleri, malzemeye bağlı olarak, her bir direnç için modele bir parametre olarak atanmıştır. Burada 1 numara duvarın sol üst kısmındaki katmanların modelini, 2 numara da sol alt duvar katmanlarını içermektedir. 8 numaralı yapı bulaşık makinesi duvarını kapatan dış sac ve ankastre yapıyı temsil etmektedir. 4 numara ile gösterilen ısı kapısı sayesinde alt duvar alt hacim modeline ısıl olarak bağlanmıştır. Ayrıca alt hacmindeki ısı taşınım katsayısı da modele 5 numaralı yapı ile atanmıştır. Aynı şekilde kabin ve ortam arasındaki bileşik ısı taşınım katsayısı 9,26 W/m^2K (ASHRAE [41]) olarak 6 numaralı yapı ile modele atanmıştır. Taşınım mekanizmasının dış ortam sıcaklığı ile ilişkisi 7 numaralı ısı kapısı ile kurulmuştur. 3 numaralı ısı kapı yapısı ile de tüm duvar modelleri ısıl olarak birbirine bağlanır. Tüm duvarların model yapıları oluşturulurken sol duvar için aktarılan örnekteki akış izlenmiştir. Böylece bulaşık makinesinin duvar modeli oluşturulmuştur.

5.1.3 Kabin İçi Kütleler Isı Geçiş Mekanizması

Bulaşık makinesi içerisindeki sıcaklığın zamana bağlı değişimini duvarlardan kaybedilen ısı, duvar katmanlarının ısınması ve kabin içerisindeki diğer kütlelerin ısınmasından etkilemektedir. Bulaşık makinesi enerji verimliliğine yönelik testler EN60436 [34] standardına uygun olarak yapılmaktadır. Bu çalışmada bu standarda uygun olarak yemek takımları kullanılmıştır ve çalışmada referans alınan bulaşık makinesine 16 kişilik yemek takımı yüklenmiştir. Bu yemek takımları metal, cam, porselen ve melaminden oluşmaktadır ve 170 parçadır. Bu yemek takımlarının

toplam kütlesi 24 kg'dır. Bunun 15 kg'ı porselen, 4,8 kg paslanmaz çelik, 3 kg'ı cam ve 1,4 kg'ı melamindir (Tablo 5.4). Bunun dışında makine içinde makine iç bileşenleri bulunmaktadır. Bunların başlıcaları pervaneler, sepetler ve filtre grubudur. Bu kütleler metal ve plastik malzemeden oluşmaktadır. Makine iç bileşenlerinin özgül ısı ve toplam kütleleri Tablo 5.5'te verilmiştir. Yıkama işlemi sırasında bulaşık makinesi içindeki su ısıtılırken bu yükler de ısınmakta ve makine iç sıcaklığının zamana bağlı değişimini etkilemektedir.

Yemek takımlarında olduğu gibi makine iç bileşenleri de modele toplam kütleler olarak tanımlanmıştır. Makine içerisindeki sudan bu yüklere taşınım ile ısı geçişi olmaktadır.

Tablo 5.4 16 kişilik yemek takımı kütle ve özgül ısıları

Temek Takımı Yük Tanımı	Malzeme	Adet	Kütle (kg)	cp (kJ/kg.K)
Yemek tabağı	Porselen	8	4,24	1,10
Tatlı tabağı	Porselen	8	2,00	1,10
Tatlı Kasesi	Corelle Cam	8	0,94	0,80
Kupa bardak	Porselen	8	2,14	1,10
Bardak	Borosilikat Cam	16	1,76	0,80
Çorba tabağı	Porselen	8	3,68	1,10
Melamin Tatlı Tabağı	Melamin	8	1,04	1,20
Tabak	Porselen	8	1,12	1,10
Fincan	Porselen	8	0,96	1,10
Çatal	(18/10) Paslanmaz Çelik	16	0,66	0,50
Bıçak	(18/10) Paslanmaz Çelik	16	0,88	0,50
Çorba kaşığı	(18/10) Paslanmaz Çelik	16	0,82	0,50
Tatlı kaşığı	(18/10) Paslanmaz Çelik	16	0,54	0,50
Çay kaşığı	(18/10) Paslanmaz Çelik	16	0,37	0,50
Küçük tencere	(18/10) Paslanmaz Çelik	1	0,82	0,50
Fırın Tenceresi	(18/10) Paslanmaz Çelik	1	0,48	0,50
Cam kase	Borosilikat Cam	1	0,33	0,80
Oval Tabak	Porselen	1	0,85	1,10
Melamin Kase	Melamin	2	0,34	1,20
Servis kaşığı	(18/10) Paslanmaz Çelik	2	0,15	0,50
Servis Çatalı	(18/10) Paslanmaz Çelik	1	0,04	0,50
Sos Kepçesi	(18/10) Paslanmaz Çelik	1	0,05	0,50
Toplam		**170**	**24,2**	

Tablo 5.5 Bulaşık makinesi içinde ısınan kütlelerin termofiziksel özellikleri

Malzeme	Kütle (kg)	cp (kJ/kg.K)
Plastik Parçalar	2,7	1,9
Metal parçalar	5,7	0,46

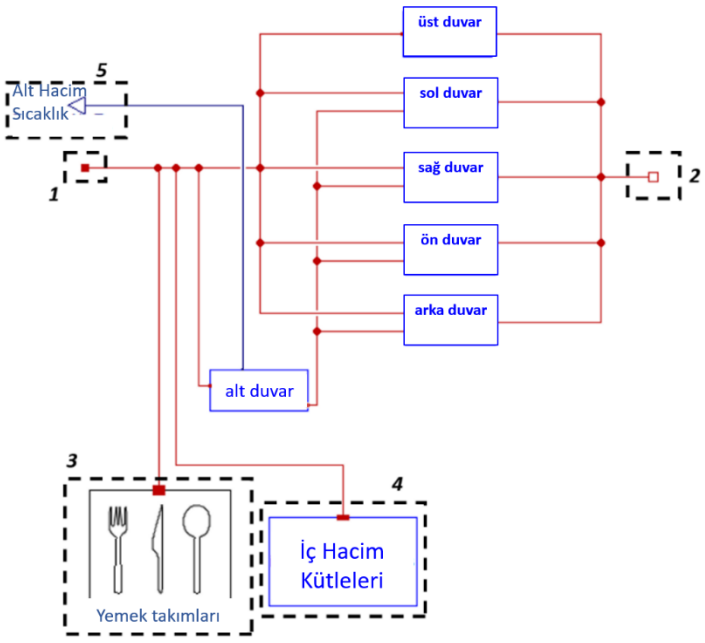
Kabin iç sıcaklığı ile malzemeler arasındaki ısı geçişi (5.10) ve enerji dengesi (5.11)'de ifade edilmiştir.

$$\dot{Q}_{yemek\ takımları} = h_{iç}\, A_{yemek\ takımları} \left(T_{su} - T_{yemek\ takımları} \right) \tag{5.10}$$

$$\frac{dT_{\text{yemek takımları}}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{\text{yemek takımları}}}{m_{\text{yemek takımları}}\, c_{p,\text{yemek takımları}}} \tag{5.11}$$

Bulaşık makinesi pervaneleri sıcak suyu makine içerisine çok yönlü püskürtmektedir. Yıkama işlemi sırasında su, yükler ile birlikte makine iç yüzeylerine de doğrudan çarpmaktadır. Dolayısıyla ısı taşınımı doğrudan sudan yüklere olacak şekilde dikkate alınmıştır. Yapılan deneysel çalışmalarda makine içindeki su sıcaklığı ile yüklerin sıcaklığı birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Bu sebeple makine içindeki su ile yükler arasında ısı geçişi direnci çok düşüktür bir başka ifadeyle ısı taşınım katsayısı çok yüksektir ($h \rightarrow \infty$).

Bahsedilen ısıl direnç-kapasite yapılarıyla bulaşık makinesi kabin modeli ısıl olarak birbirine bağlanmıştır. Oluşturulan kabin modeli Şekil 5.8'de gösterilmiştir.



Şekil 5.8 Makine içinde hava ve su sıcaklığı deney ölçümleri [39]

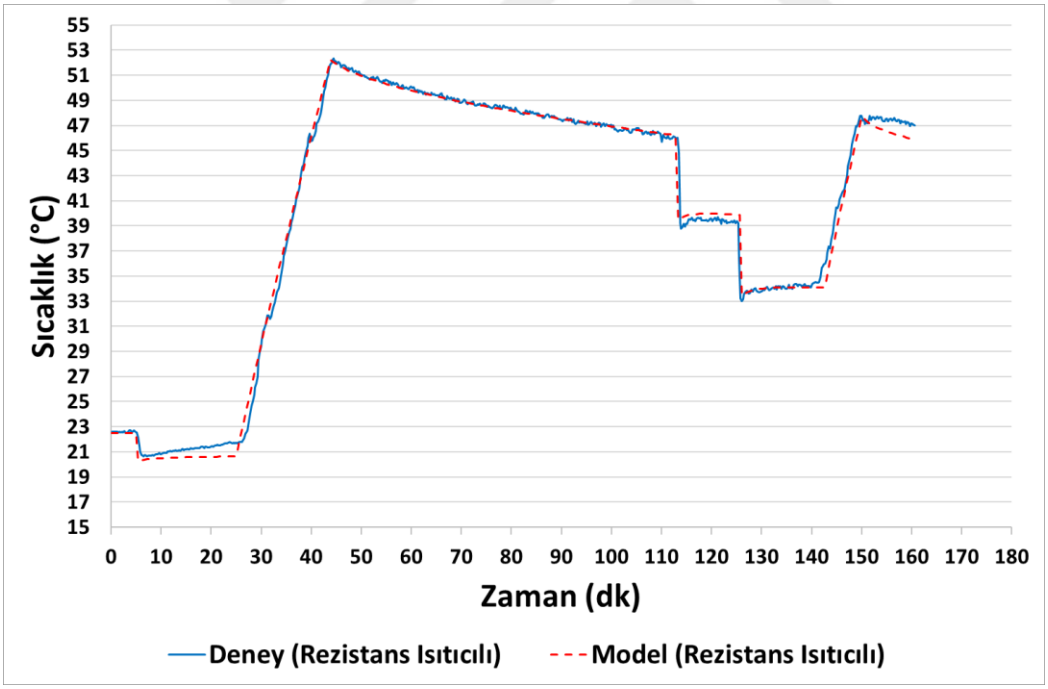
Bu model üzerinde 1 numara ile gösterilen ısı kapısı algoritma modeli ile ilişkilendirilmiştir ve bu ısınan suya ısıl olarak bağlıdır. Algoritma modeli ilerleyen bölümlerde aktarılmıştır. 5 numara ile gösterilen çıkış sıcaklığı alt duvar modelinden alınan havanın sıcaklığıdır. Bu sıcaklık makine alt bileşen hacmine

olan ısı kaybı sebebiyle buradaki hava kütlesinin değişen sıcaklığını ifade etmektedir. Aynı zamanda ısı pompası sistemi de makinenin alt kısmında yer almaktadır ve buharlaştırıcı bu hacimdeki havayı kullanmaktadır. Bu sebeple bu sıcaklık ısı pompası giriş havası sıcaklığı olarak kullanılmıştır. 2 numara ile gösterilen ısı kapısı vasıtasıyla kabinin ortam sıcaklığı ile ısıl ilişkisi kurulmuştur. Ek olarak, yukarıda bahsedilen yemek takımları ve makine içi bileşenlerinin kütle modelleri 3 ve 4 numaralı kutularla gösterilmektedir. Bu modeller de 1 numara ile gösterilen ısı kapısı ile suya ısıl olarak bağlanmıştır.

5.1.4 Kabin Modelinin Deneylerle Doğrulanması

Oluşturulan kabin modelini doğrulamak için ısınma ve soğuma aşamalarında bulaşık makinesi içindeki su sıcaklığının zamana bağlı değişimi model hesaplamaları ve deney verileri ile karşılaştırılmıştır.

Rezistanslı ısıtıcıya sahip makine içindeki suyun sıcaklık değerleri model ve deney sonuçları olarak Şekil 5.9'da karşılaştırılmıştır. Fark 1 °C'den azdır.



Şekil 5.9 Rezistanslı ısıtıcıya sahip model için kabin içi su sıcaklığının deney verileri ile karşılaştırılması

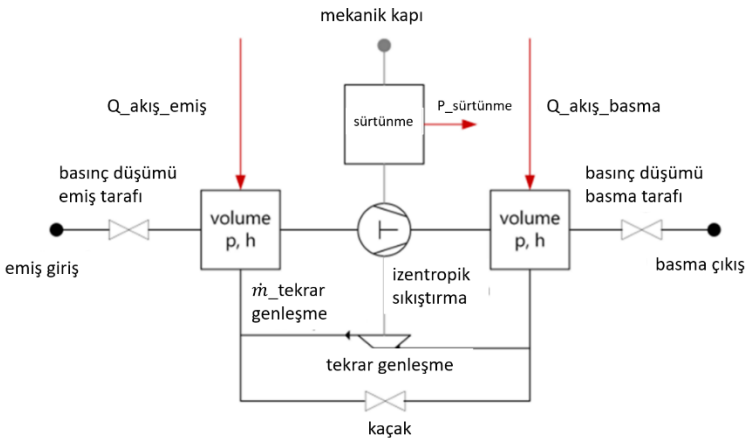
5.2 Kompresör Modeli

Bu çalışmada kullanılan kompresör pistonlu yapıdadır. Kompresör ısı pompası sisteminde çevrim akışkanını basınçlandırarak boru hattı içerisinde çevrimini sağlayan bileşendir. Bu çevrim sırasında güç harcanmaktadır. Kompresörün güç tüketimi ısı pompalı bulaşık makinesi güç tüketiminde önemli bir paya sahiptir.

Kompresör sıkıştırma işlemi gerçekte izantropik olarak gerçekleşmez. Tersinmezliğe neden olup sıkıştırma işleminin izantropik olmamasına sebep olan kayıplar bulunur. Bu kayıplar, şu şekilde sıralanabilir:

- Emiş hattındaki basınç düşüşü
- Basma hattındaki basınç düşüşü
- İç akış kaçağı
- Mekanik sürtünme
- Isı kaybı
- Soğutucu akışkanın yeniden genleşmesi

Bu kayıplar aşağıdaki şekilde (Şekil 5.10) gösterildiği gibi Modelica kompresör modeli içerisinde dikkate alınmaktadır.



Şekil 5.10 Kompresör kayıpları [37]

Bu modelleme çalışmasında TIL kütüphanesinde [40] bulunan pistonlu kompresör modeli kullanılmıştır. Gerçek kütlesel debiyi ve güç değerini elde edebilmek için, yukarıda bahsedilen kayıplar TIL kütüphanesi içindeki kompresör modelinde kullanıcı girişli parametreler aracılığıyla dikkate alınmıştır. Bunlar giriş, çıkış ve fiziksel kompresör parametreleridir.

Giriş parametreleri:

- Kompresör devri
- Aşırı soğutma sıcaklığı
- Aşırı kızdırma sıcaklığı
- Yoğuşma sıcaklığı
- Buharlaşma sıcaklığı

Çıkış parametreleri:

- Soğutma kapasitesi
- Güç
- Debi

Kompresör fiziksel parametreleri:

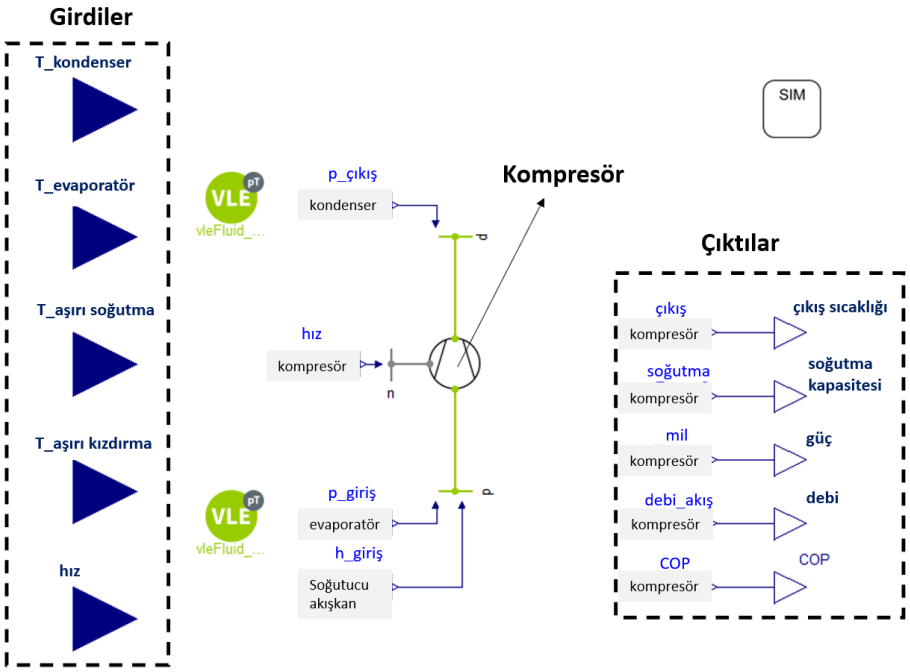
- Yer değiştirme, d (m^3)
- Emiş, basma ve sızıntı akış alanı, A_{etkin} (m^2)
- Ölü alan, $S_{ölü}$ (m^2)
- Tahliye valfinin kapanma gecikmesi, $t_{gecikme}$ (s)
- Birim sıcaklık farkı başına olan ısı geçişi, αA $(\frac{W}{T})$
- Sürtünme katsayısı, f
- Piston sürtünme katsayısı, f_{piston}

Sıkıştırma işlemi sırasında piston yer değiştirme hacmi d ve ulaştığı üst nokta üstünde kalan kalan alan $S_{ölü}$ olarak gösterilmiştir. $t_{gecikme}$ valf kapanma gecikmesidir. Kompresör ile bulunduğu ortam arasındaki ısı geçiş katsayısı α ve kompresör yüzey alanı A ile gösterilmiştir. Kompresördeki sürtünme katsayısı f ve piston sürtünme katsayısı ise f_{piston} ile gösterilmiştir.

Giriş ve çıkış parametreleri yardımcı deney düzenekleri ile ölçülebilen parametreler olmasına karşın kompresör fiziksel parametreleri doğrudan ölçülmesi daha zor olan parametrelerdir. Bu sebeple kompresör giriş ve çıkış parametreleri kalorimetre deney düzeneğinde [35] ölçüldükten sonra fiziksel kompresör parametrelerinin belirlenmesi için yarı deneysel bir yaklaşımla model benzeşim tekniği kullanılmıştır.

Giriş ve çıkış parametreleri için kompresörün çalışma aralıklarını temsil eden bir deneysel veri haritası oluşturulmuştur. Veriler, kompresörün bir ısı pompası sistemine bağlı olduğu kalorimetre deney düzeneği ile ölçülmüştür. Bu kalorimetre sisteminde buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıkları harici ısıtıcılar ve kontrollü genleşme cihazı ile sabit sıcaklıkta tutulmaktadır. Soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklıkları da istenilen değerde ayarlanabilmekte ve sabit tutulabilmektedir. Kompresör veri haritasını elde etmek için kalorimetre sistemine yoğuşma sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı, aşırı soğutma, aşırı kızdırma ve kompresör devri parametreleri tanımlanır. Sistem çalışması sırasında kompresör çıkış sıcaklığı, soğutma kapasitesi, elektriksel güç değeri ve kütlesel debi çıktı olarak ölçülmüştür. Böylece kompresörün çalışması sırasında istenen deneysel verilerin haritası elde edilmiştir. Bu harita verileri ile giriş ve çıkış parametreleri elde edilmiştir.

Fiziksel parametreleri, giriş çıkış parametrelerine göre belirlemek için ise Modelica'da kalorimetre deneyini analiz eden kompresör test modeli kullanılmıştır [42]. Test modeli Şekil 5.11'de gösterilmiştir.

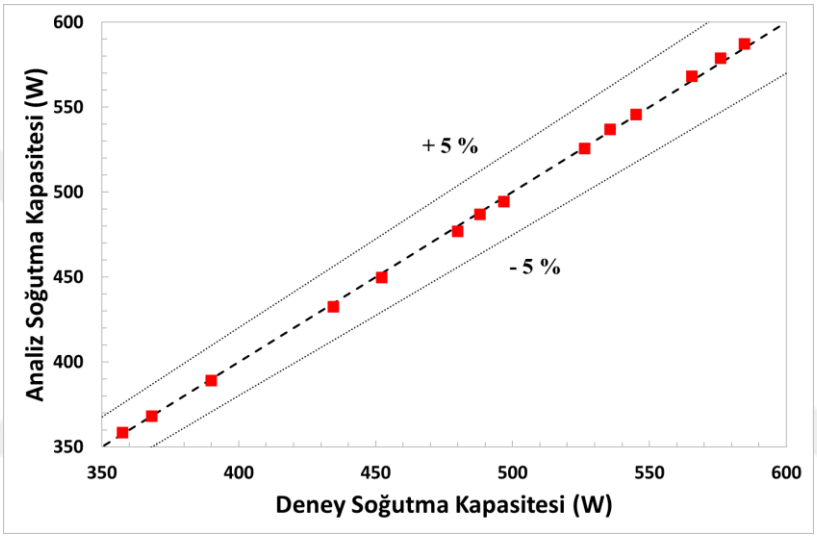


Şekil 5.11 Kompresör test modeli [42]

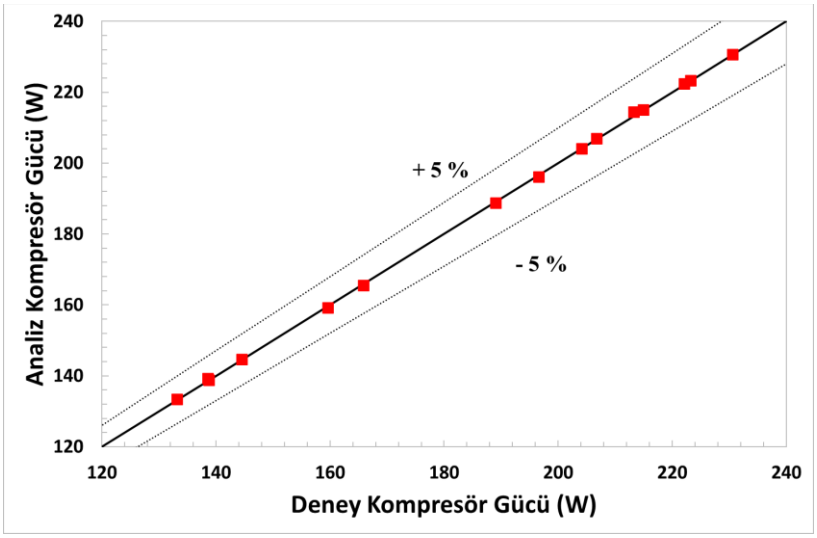
Modelica'da oluşturulan kalorimetre modeli .fmu uzantılı kod yapısına çevrilir [43]. Bu kod giriş, çıkış ve kompresör fiziksel parametrelerinin birbiri ile ilişkisini yani Modelica arka planında bulunan denklemler üzerindeki ilişkisini barındırmaktadır. Elde edilen bu fmu dosyası, Modelfitter adı verilen TLK

tarafından oluşturulmuş Excel tabanlı bir programda [44] okunarak istatistiksel yaklaşımla çözdürülmüştür. Kalorimetre sisteminin giriş verileri Modelfitter'a bağımsız değişkenler olarak, çıkış verileri ise bağımlı değişkenler olarak tanımlanmıştır. Bu işlemlerden sonra Modelfitter çalıştırılarak yukarıda bahsedilen kompresör fiziksel parametreleri bulunmuştur.

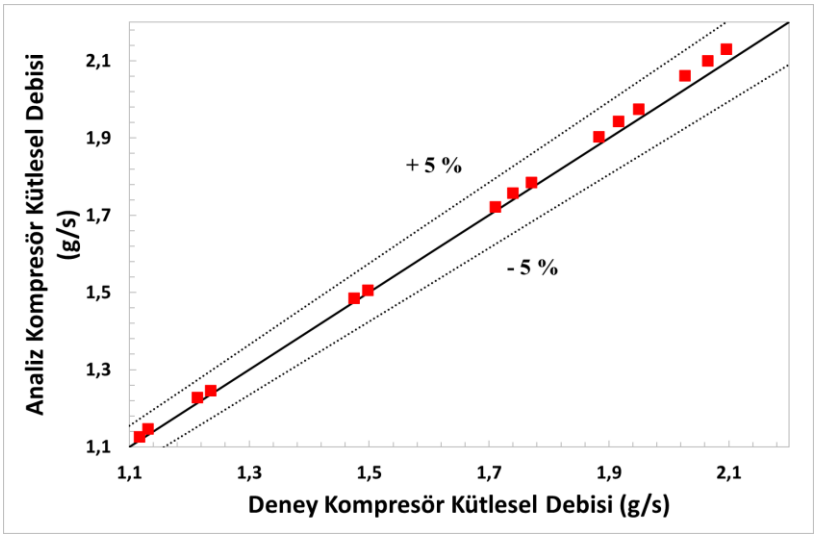
Uygun parametreler elde edildikten sonra kompresör modeli çalıştırılarak analiz ve deney çıktıları karşılaştırılmıştır. Soğutma kapasitesi, giriş gücü ve kütlesel debiler için karşılaştırmalar yapılmıştır. Bunlar Şekil 5.12, Şekil 5.13 ve Şekil 5.14'te görülmektedir. Model sonuçları ± %5 hata aralığında deneysel verilerle uyumludur.



Şekil 5.12 Kompresör soğutma kapasitesi deneysel ölçümler ve analiz sonuçları karşılaştırması



Şekil 5.13 Kompresör gücü deneysel ölçümler ve analiz sonuçları karşılaştırması



Şekil 5.14 Kompresör kütlesel debisi deneysel ölçümler ve analiz sonuçları karşılaştırması

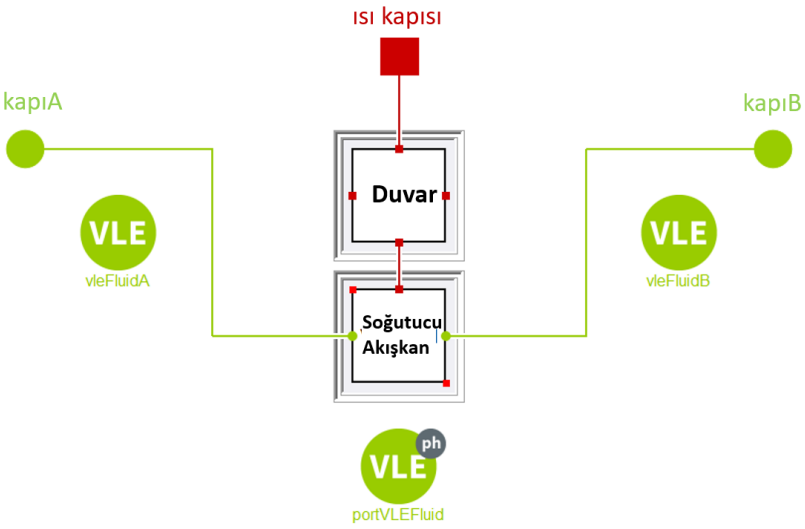
5.3 Isı Değiştirici Modeli

Isı pompası sistemi yoğuşturucu ve buharlaştırıcı olmak üzere iki ısı değiştirici içermektedir. Bu tez çalışması kapsamında ayrıca üç akışkanlı buharlaştırıcı incelenmiştir. Aşağıdaki bölümlerde bu ısı değiştiricilerin model yapısı anlatılmaktadır.

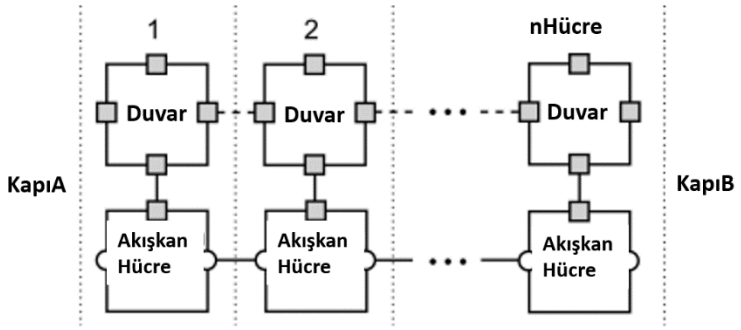
5.3.1 Yoğuşturucu Modeli

Isı pompalı bulaşık makinesinde su, sarmal yoğuşturucu üzerinden geçirilerek ısıtılır. Yoğuşturucu, TIL kütüphanesinin "Boru" bileşeni kullanılarak modellenmiştir. Bu modele, toplam boru uzunluğu ve boru çapı tanımlanması gerekmektedir. Ayrıca kütüphane, kullanıcının boru modelinde uygun olan ısı geçiş katsayısı ve basınç düşüşü korelasyonlarını seçmesi için seçenek sunmaktadır. Bu çalışmada yoğuşturucudaki basınç düşümü ihmal edilmiştir. Boru modeli Şekil 5.15'te gösterilmektedir.

Şekilde gösterilen yeşil çizgiler (VLEFluid) soğutucu akışkan tarafını temsil eder. Ayrıca “kapıA” borunun girişini, “kapıB” ise borunun çıkışını ifade eder. Soğutucu akışkanın entalpi, basınç ve termo-fiziksel özellikleri “VLEFluid” alt model bloklarıyla ve borunun termo-fiziksel özellikleri “Duvar” ile temsil edilir. Bu bloklar ayrık hücrelerden oluşmaktadır. Ayrıklaştırılmış hücreler Şekil 5.16’da gösterilmektedir.



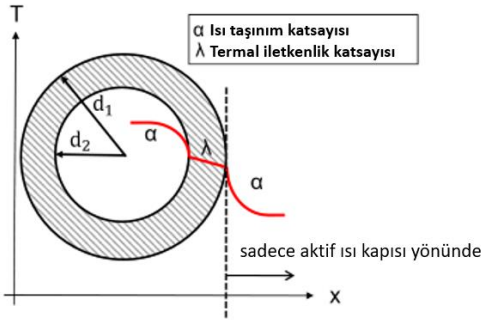
Şekil 5.15 TIL kütüphanesindeki boru modeli gösterimi [37]



Şekil 5.16 Boru modelini oluşturan ayrık hücreler [37]

Hücreler akış yönünde dizilir ve hücre sayısı kullanıcı tarafından belirlenir. Sonlu farklar yaklaşımı dikkate alınarak her bir hücre için kütle, momentum ve enerji denklemleri ayrı ayrı çözülür. Soğutucu akışkan hücreleri "Akışkan Hücre" ile temsil edilir ve akışkanın termofiziksel özelliklerini taşımaktadır. Boru "Duvar" modelleriyle temsil edilir ve katı kütlelerdir. Duvar malzemesi kullanıcı tarafından belirlenir ve buna göre yoğunluk, özgül ısı ve ısıl iletkenlik değerleri seçilir.

Boru ısı geçiş mekanizması Şekil 5.17'de gösterilmiştir. Ayrıca, Şekil 5.15'te gösterilen yapı, harici bir ısı geçiş mekanizmasının da dikkate alınmasına izin verir. "ısı kapısı" elemanı, borunun bulunduğu ortamın ısıl direnç değerini ve sıcaklığını tanımlamak için kullanılır.



Şekil 5.17 Boru modeli ısı geçiş mekanizması [37]

TIL kütüphanesindeki boru modelinde literatürde yer alan korelasyonlar kullanıcı tarafından seçilebilir durumdadır. Ayrıca sabit ısı geçiş katsayısı da kullanıcı tarafından tanımlanabilir.

Tek fazlı durumda kullanılan korelasyonlar, Reynolds sayısının değerine göre değişmektedir.

• Re < 2300 durumunda akış laminer ve sabit yüzey sıcaklığı kabulü ile Nusselt sayısı için 5.14 eşitliği kullanılmıştır.

$$Nu = 3{,}6568 \tag{5.12}$$

• 2300 < Re < 100000 [37] olması durumunda Nusselt sayısı için (5.13)'te gösterilen Gnielinski [45] tarafından önerilen korelasyon kullanılır.

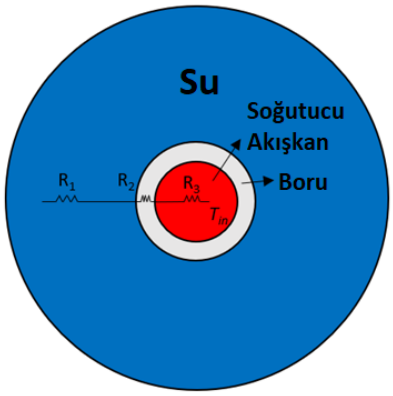
$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1.07 + 12{,}7\sqrt{\frac{f}{8}}\left(Pr^{2/3} - 1\right)} \tag{5.13}$$

Sürtünme faktörü f (5.14) Moody diyagramına göre belirlenmiştir:

$$f = 0{,}184Re^{-0.2} \tag{5.14}$$

Bu modelde çift faz durumu ve helisel yoğuşturucu için doğrudan tanımlanmış bir korelasyon bulunmamaktadır. Bu sebeple çift faz taşınım katsayısı deneysel olarak hesaplanmış ve modele eklenmiştir. Bu hesaplama yapılırken öncelikle su tarafındaki taşınım katsayısı h_{su} Gnielinski korelasyonu kullanılarak hesaplanmıştır.

Daha sonra soğutucu akışkan tarafında giriş ve çıkış entalpi farkı soğutucu akışkan debisi ile çarpılarak yoğuşturucu kapasitesi hesaplanmıştır. Tek faz bölgesine karşılık gelen kapasite toplam kapasiteden çıkarılarak iki faz bölgesindeki kapasite elde edilmiştir. LMTD yöntemi kullanılarak UA değeri elde edilmiş ve buradan akışkan tarafı iki fazlı akış bölgesi için ısı geçiş katsayısı elde edilmiştir. Bu hesaplamalarda Şekil 5.18'de gösterilen ısıl direnç devresi kullanılmıştır.



Şekil 5.18 Yoğuşturucu ısıl direnç devresi [39]

Yoğuşturucu iç akışının çift faz bölgesindeki taşınım katsayısı aşağıdaki denklemler kullanılarak elde edilmiştir.

$$Q = UA\,\Delta T_{lm} \tag{5.15}$$

$$UA = \frac{1}{R_{eş}} \tag{5.16}$$

$$R_{eş} = R_1 + R_2 + R_3 \tag{5.17}$$

Her bir direnç aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

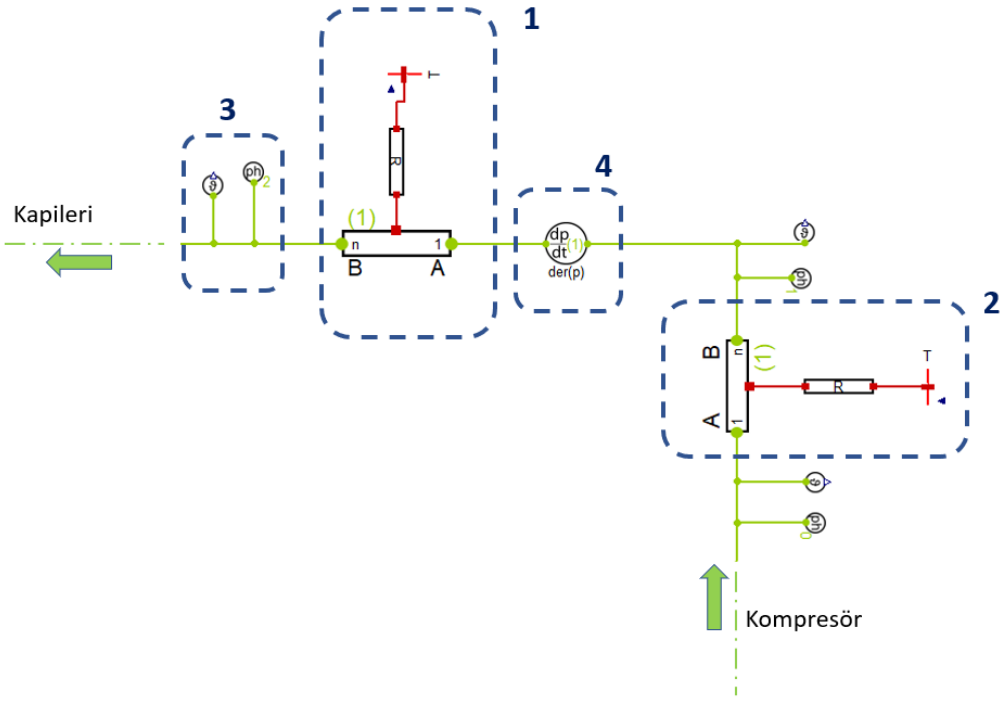
$$R_1 = \frac{1}{h_{su}A_{su}} \tag{5.18}$$

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi Lk} \tag{5.19}$$

$$R_3 = \frac{1}{h_i A_i} \tag{5.20}$$

Yukarıdaki denklemlerde bilinmeyen tek değer h_i değeridir ve denklem 5.15'te hesaplanan tüm değerlerin yerine yazılmasıyla h_i elde edilir.

Boru modelinin kullanıldığı yoğuşturucu modeli Şekil 5.19'da görülmektedir.



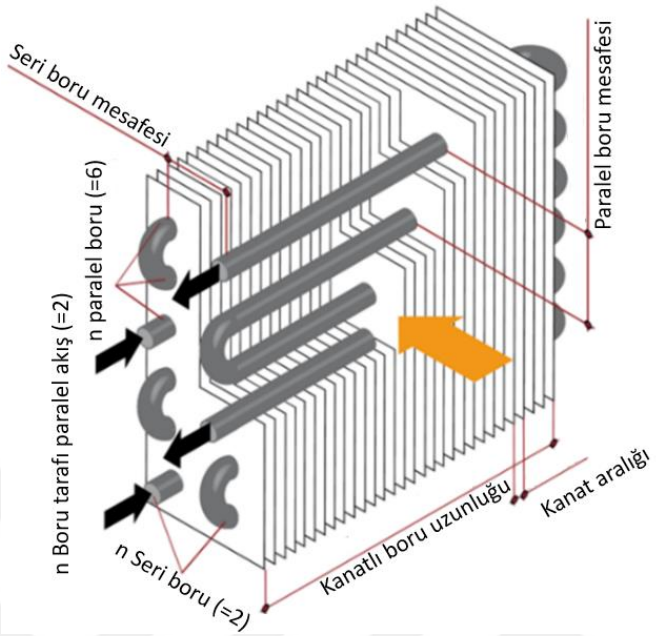
Şekil 5.19 Yoğuşturucu modeli

Burada 1 nolu yapı yoğuşturucuyu 2 nolu yapı kompresör ile yoğuşturucu arasındaki boruları temsil etmektedir. Yoğuşturucu yıkama suyuna ve makine altında konumlandığı alt şasi ortamına ısı kaybetmektedir. Yoğuşturucu ile kompresör arasındaki boru ise alt şasi ortamındaki havaya ısı kaybetmektedir. Dirençler üzerinde görülen T alt şasi ortamındaki sıcaklığı temsil etmektedir ve buradan ısıl olarak alt şasi ortamına bağlanır. Bu ısı kayıpları boru üzerindeki dirençler ile temsil edilmektedir. Bağlantı borusu içinde soğutucu akışkan tek fazlı durumda olduğu için Gnielinski korelasyonu dikkate alınmıştır. 3 nolu yapı ilgili kısımda sıcaklık ve entalpi ölçümü için kullanılan sensörlerdir. 4 nolu yapı ise modele ilk basıncı vermek ve sistemin yakınsamasını kolaylaştırmak için tanımlanan basınç değeridir.

5.3.2 Buharlaştırıcı Modeli

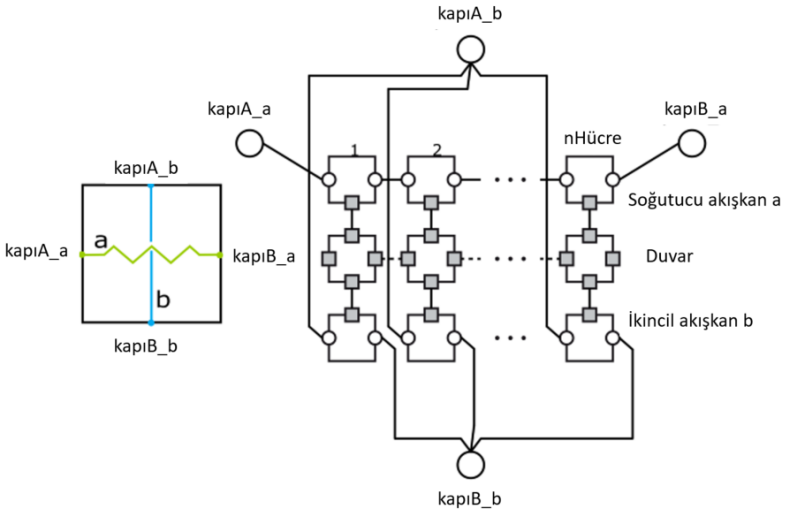
Isı pompalı bulaşık makinesinde buharlaştırıcı ortam havasından ısı çeken bileşen olarak kullanılmaktadır. Buharlaştırıcıyı modellemek için TIL kütüphanesinde bulunan kanatlı borulu ısı değiştirici yapısından yararlanılmıştır. Kanat ve boru

geometrisi Şekil 5.20'de gösterilmektedir. Şekilde gösterilen boyutlara ek olarak boru iç çapı ve et kalınlığı kullanıcı tarafından geometrik veri olarak sisteme girilir.



Şekil 5.20 TIL kütüphanesinde boru kanat yapısındaki ısı değiştirici [37]

Bu çalışmadaki ısı pompası sisteminde çapraz akışlı bir buharlaştırıcı kullanılmıştır. Bu modelin ayrık hücre yapısı ikincil akışkan içermektedir. Ayrıklaştırılmış hücre yapısı, Şekil 5.21'de gösterilmiştir.



Şekil 5.21 Çapraz akışlı boru kanat yapısındaki buharlaştırıcının hücre yapısı [37]

Şekilde, "Soğutucu akışkan a" ve "a" kapıları soğutucu akışkanı temsil ederken, "İkincil akışkan b" ve "b" kapıları ikincil akışkanı temsil eder. Ayrıca hem kapı a hem de kapı b, duvar hücreleri ile ilişkilidir.

Modelde yer alan ısı geçişi korelasyonlarına göre akış yönü boyunca her bir hücre için kütle-momentum ve enerji denklemleri çözülür. Soğutucu akışkan tek faz bölgesi için yoğuşturucuda kullanılan korelasyonlar kullanılmıştır. İki fazlı bölge için Dymolada [37] denklem (5.21)'de gösterilen Shah [46] korelasyonu kullanılmıştır.

$$\alpha = \left(\frac{1.8}{N^{0.8}}\right)\left[\frac{k_{sıvı}}{h_{hid}}.0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}\right] \tag{5.21}$$

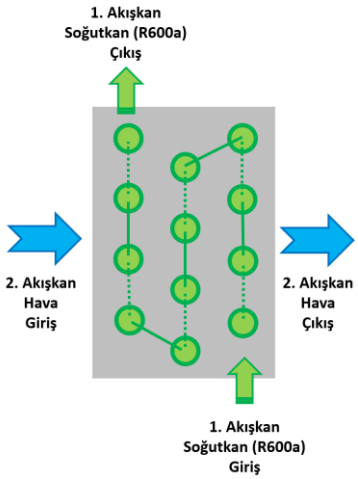
Burada N boyutsuz sayısı olup Collier vd. tarafından [46] detaylı olarak tanımlanmak.

Hava tarafındaki zorlanmış taşınım için TIL kütüphanesindeki korelasyonlar kullanılan sistemle doğrudan uyumlu değildir. Dalgalı kanat yapısına sahip sistem için literatürdeki korelasyonlardan yararlanılmıştır. Chi-ChuanWang vd. [47] tarafından dalgalı veya oluklu kanat yapısı için deneysel olarak geliştirilmiş denklem (5.22) Modelica'ya tanımlanarak Dymola'ya uygun hale getirilmiştir. Bu korelasyon hava tarafındaki ısı geçiş katsayısını belirlemek için kullanılmıştır.

$$Nu = jRe^{0,625}Pr^{1/3} \tag{5.22}$$

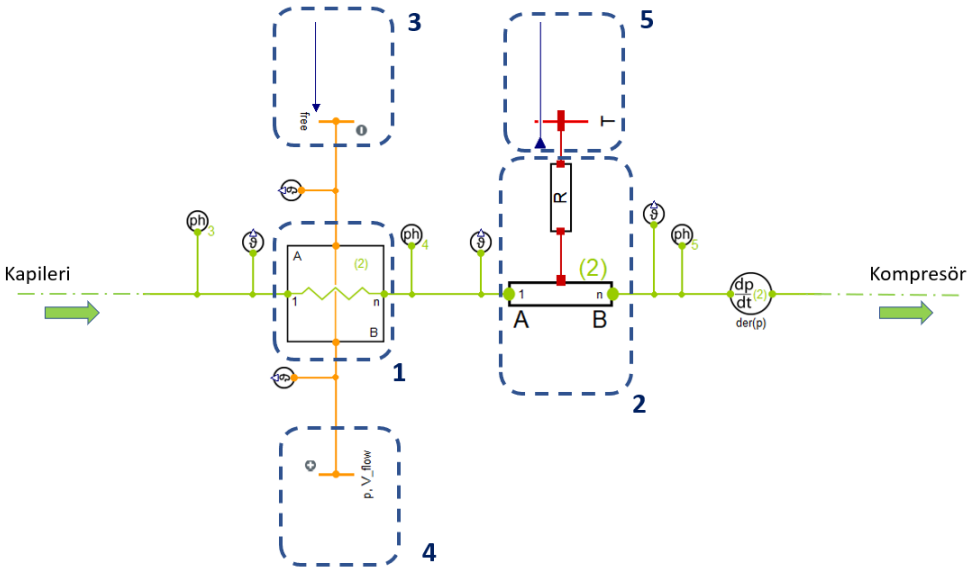
Burada j geometrik parametrelere bağlı katsayı olup Chi-ChuanWang vd. [47] tarafından detaylı olarak tanımlanmaktadır.

Bu kısımda referans olacak iki akışkanlı buharlaştırıcı modellenmiştir. Bu buharlaştırıcı 3 sıra borudan oluşup soğutucu akışkan ve hava ile çalışmaktadır. Bu buharlaştırıcı şematik gösterimi Şekil 5.22'de yer almaktadır.



Şekil 5.22 Üç sıra borulu iki akışkanlı buharlaştırıcı

Oluşturulan buharlaştırıcı modeli Şekil 5.23'te görülmektedir.

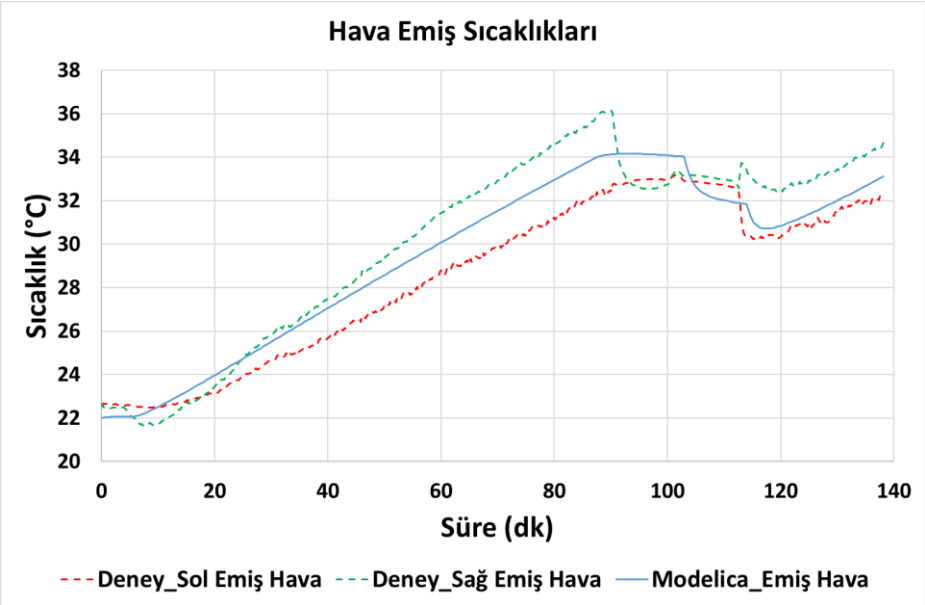


Şekil 5.23 Dymola yapısında buharlaştırıcı modeli

Burada 1 nolu kısım buharlaştırıcı modeli, 2 nolu kısım buharlaştırıcı ile kompresör arasındaki ara bağlantı borularıdır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcı çıkışından kompresöre giderken ortamdan ısı çekmektedir. Bu durum da modelde dikkate alınmıştır. Bunu temsil eden direnç (5) ile gösterilmektedir. 1 nolu buharlaştırıcı modelinde turuncu ile gösterilen çizgi ikincil akışkan olarak nemli havayı, yeşil çizgi soğutucu akışkanı temsil etmektedir. Havanın sınır şartları giriş (3) ve çıkış (4) olarak tanımlanmıştır. Hava debisi ve bağıl nem parametreleri çıkış sınırından verilmektedir ve bu sınır fanların üfleme kısmını temsil etmektedir. Fanların emiş kısmı için şasi alt hacim sıcaklığı kullanılmıştır ve bilgi şasi alt hacim modelinden alınmıştır. Böylece buharlaştırıcının emiş hava sıcaklığı alt hacim sıcaklığı ile eşleştirilmiş ve buharlaştırıcının konumu modele aktarılabilmiştir.

Alt şasi hacim modeli bu noktada son derece önemlidir. Bu bölgedeki sıcaklık kabinin bu bölgeye kaybettiği ısı sebebiyle zamana bağlı olarak artar (Şekil 5.24) ve ısı pompasında dinamik bir çalışma durumu oluşturur. Kabinden bu bölgeye olan ısı geçişi de kabin modelinde dikkate alınmıştır.

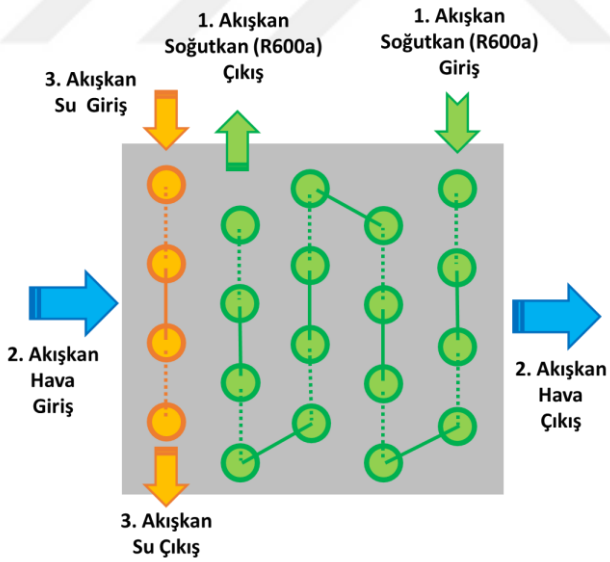
Deneylerde alt şasi hava sıcaklığı fan hava emişinden sağ ve sol olmak üzere iki farklı noktadan ölçülmüştür. Ölçülen bu iki değerin ortalaması modelden alınan veri ile uyumlu olduğu görülmüştür (Şekil 5.24).



Şekil 5.24 Alt hacim hava sıcaklığının deney ve model karşılaştırması

5.3.3 Üç Akışkanlı Buharlaştırıcı Modeli

Bu kısımda 4 sıra borudan oluşan buharlaştırıcı modellenmiştir. Bu buharlaştırıcının şematik gösterimi Şekil 5.25'te yer almaktadır.



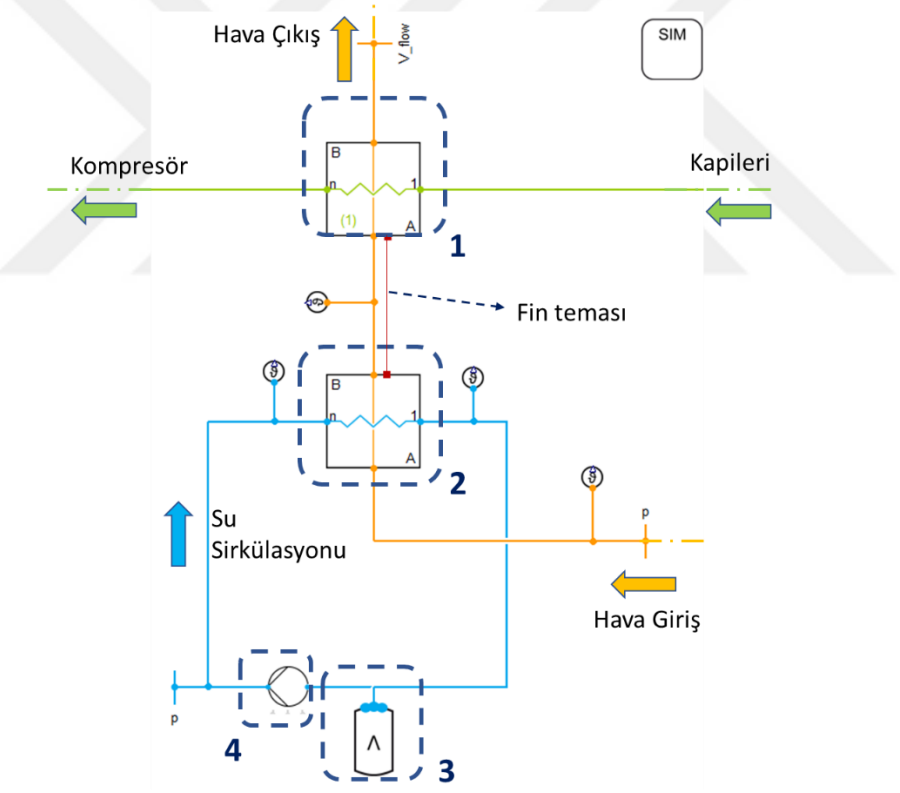
Şekil 5.25 4 sıra borulu iki akışkanlı buharlaştırıcı

Üç akışkanlı ısı değiştirici modeli (Şekil 5.26) 1 ve 2 ile gösterilen iki adet kanatlı boru yapısındaki ısı değiştiricinin birleştirilerek ve turuncu renk ile ifade edilen hava akışının ortak kullanılması ile elde edilmiştir. 1 nolu ısı değiştirici üç sıra boru dizilimine sahip olup soğutucu akışkan ve nemli hava ile çalışmaktadır. 2 nolu ısı

değiştirici 1 sıra boru dizilimine sahip olup sıcak su ve nemli hava ile çalışmaktadır. Modelde soğutucu akışkan yeşil renk ile, sıcak su mavi renk ile ve nemli hava turuncu renk ile gösterilmiştir.

Burada kullanılan üçüncü çevrim akışkanı olan su 3 nolu depo içerisinde bulunmaktadır. Bu suyun hacmi 4 l olup başlangıç sıcaklığı 40 °C'dır. Bu su 4 nolu pompa ile 2 nolu ısı değiştiriciye gönderilir ve depo ile ısı değiştirici arasında dolaştırılır. Su havaya olan ısı geçişi sebebiyle soğumaktadır. Su çevrimi debisi 1,45 l/dk'dır.

Buharlaştırıcı su boru hattına beslenen suyun başlangıç sıcaklığı ana yıkama adımında 23 °C ve sıcak durulama adımında 40 °C olacak şekilde uygulanmıştır. Bu su kaynağı bulaşık makinesi yanında konumlandırılacak iki adet 4 litre hacme sahip su depolarından sağlanabileceği düşünülerek analizler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.26 Üç akışkanlı kanatlı horu ısı değiştirici model gösterimi

Buharlaştırıcı modelinde olduğu gibi burada da hava tarafı için Chi-ChuanWang vd. [47] korelasyonu, soğutucu akışkan için ise Shah [46] korelasyonu kullanılmıştır. Su tarafı için tek fazlı durum olduğu için Gnielinski [45] korelasyonu kullanılmıştır.

Bu modelde iki ısı değiştirici için hava akışı ortak olarak kullanılmıştır. Makine altındaki sıcak hava öncelikle 2 nolu ısı değiştiriciye gönderilir. Burada sıcak su çevriminden ısı alan havanın sıcaklığı daha da artırılmış şekilde 1 nolu ısı değiştiriciye gönderilir. 1 nolu ısı değiştiricide bu hava akışından soğutucu akışkana doğru ısı geçişi olur. Bu yapının bir önceki bölümde anlatılan iki akışkanlı buharlaştırıcıdan farkı, iki akışkanlı buharlaştırıcı sadece şasi altındaki havayı ısı kaynağı olarak kullanmasıdır. Üç akışkanlı buharlaştırıcı ise hem şasi altındaki havayı hem de 3 nolu depodaki sıcak suyu ısı kaynağı olarak kullanmaktadır.

3 nolu depodaki sıcak suyun kaynağı bir önceki çevrimde bulaşık makinesinden tahliye edilen su ve bulaşık makinesi yıkama adımları arasında tahliye edilen sulardır.

5.4 Kılcal Boru Modeli

Kılcal boru, boyuna göre çapı oldukça dar kesitli uzun bir borudur. Kılcal boru buharlaştırıcı ile yoğuşturucu arasında basınç farkını oluşturarak çevrimin devamlılığını sağlar. Kılcal borunun çıkışında düşük basınç ve düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan sıvı-buhar karışımı olarak buharlaştırıcıya girer. Kılcal boru modeli için TIL kütüphanesinde [40] yer alan kılcal boru modeli kullanılmıştır. Bu modelde basınç düşümü için aşağıda aktarılan denklemler (5.23, 5.24 ve 5.25) kullanılmıştır.

Akışın tek fazlı olduğu durumda denklem 5.23 ve iki fazlı olduğu durumda denklem 5.24 kullanılmıştır.

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2} \tag{5.23}$$

$$\Delta p = \left[\left(\frac{f}{2D} \right) \Delta L + \frac{\rho_{giriş} - \rho_{çıkış}}{\rho} \right] . \frac{G^2}{\rho} \tag{5.24}$$

burada f sürtünme faktörünü temsil etmektedir, v akış hızı, G kütlesel akıdır.

Denklemdeki sürtünme faktörünü bulmak için Swamee-Jain [48] bağıntısı tercih edilmiştir.

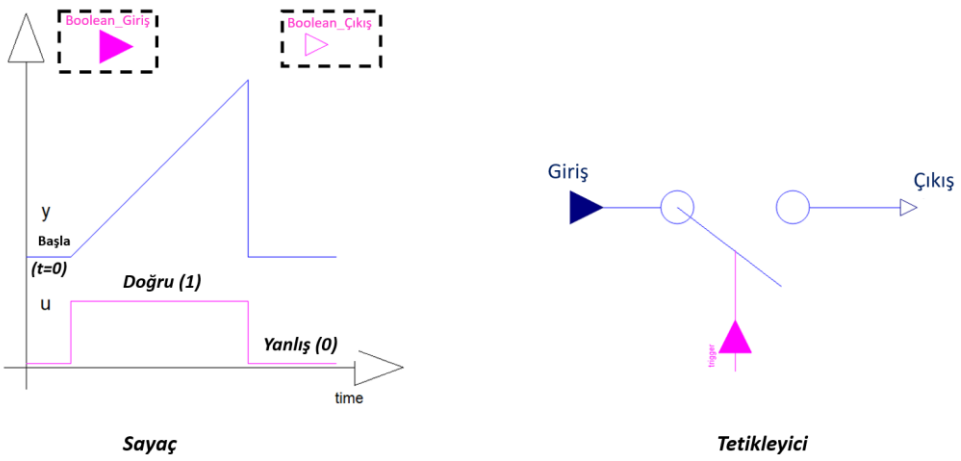
$$f = \left[0.25 \log \left(\frac{\varepsilon / D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^{-2} \tag{5.25}$$

burada ε boru pürüzlülüğünü temsil eder.

5.5 Algoritma Modeli

Algoritma sıcaklık ve süre değerleri ile tetiklenmektedir. Yıkama çevrimi içerisinde sıcaklık ve süre değerlerine göre bileşenlerin çalışması, durması ya da sıradaki adıma geçilmesi sağlanır. Yıkama çevrimi içindeki her adımında hedef sıcaklık ve süre farklı olduğu için her bir algoritma adımı ayrı ayrı modellenmiştir.

Modelde, Modelica kütüphanesindeki mantık elemanları kullanılmıştır ve bulaşık makinesi algoritmasına uygun olacak şekilde kod yapısı değiştirilmiştir. Kütüphanede olmayan ve ihtiyaç duyulan yapılar için "if" ve "When" kullanılarak alt modeller oluşturulmuştur. Algoritma modeli, ısı pompası modeli ve kabin modeli arasında veri akışı olmaktadır. Bu akışı sağlamak için modeller arasında bilgi taşıyan mantıksal bağlantılar kurulmuştur. Bu bağlantılarda Şekil 5.27'de görülen "sayaç" ve "tetikleyici" yapılar kullanılmıştır.



Şekil 5.27 Sayaç ve tetikleyici gösterimi [37]

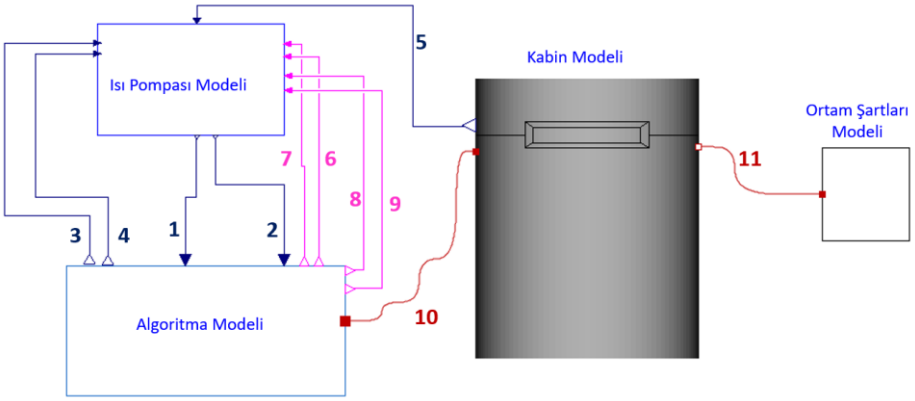
Sayaç modeli bileşenlerin belli bir süre çalışması için kullanılmıştır. Tetikleyici yapı ise belli bir koşul gerçekleştiğinde bileşenin çalışmasını ve durmasını sağlamaktadır.

Algoritma yapısında ısıtılacak su yığın kütle olarak modellenmiştir. Her yıkama adımında (ana yıkama, soğuk durulama, sıcak durulama) farklı bir su depo modeli kullanılmıştır. Su çevrimler arasında yeniden alınan ve boşaltılan bir yapıda değil, her bir adımda ayrı bir su kütlesi olarak modellenmiştir. Yukarıda belirtilen yapılar sayesinde ısıtma sistemlerinin çalışıp durması sağlanmıştır. Isıtma işlemi için

Modelica ısıl kütüphanesindeki ısıtıcı modeli kullanılmıştır. Rezistans ısıtıcılı bulaşık makinesi modelinde bu ısıtıcı modeline sabit değerde ısıtıcı gücü girilmektedir. Isı pompası modelinde ise ısıtma kapasitesi yoğuşturucu modelinden dinamik olarak alınmıştır.

Sirkülasyon ve tahliye pompası gibi elemanların çalışma süresi algoritmaya girilen sabit süre veya sistem hedef sıcaklık değerine ulaşana kadar geçen süreye göre belirlenir. Isıtıcı, kompresör ve fan için ise sistem hedef sıcaklık değerine ulaşana kadar geçen süre çalışma süresini belirler. Sabit güçlü bileşenler için bu bilgiler algoritmaya kullanıcı tarafından girilir. Kompresör güç değerini ise model dinamik olarak hesaplar. Enerji tüketimi zamana bağlı olarak bu güç ve süre bilgilerine göre hesaplanır.

Algoritma modeli diğer modellerle bilgi aktarımı için birleştirilmiştir (Şekil 5.28). Bu bilgi aktarımları mavi, kırmızı ve pembe hatlar ile gösterilmektedir. Mavi hat sabit değer bilgisini, kırmızı hat sıcaklık bilgisini ve pembe hat mantık "boolean" akış bilgisini temsil etmektedir.



Şekil 5.28 Bulaşık makinesi modelinin Dymola'daki görünümü

Isı pompası çevrimi, kabin, algoritma ve ortam şartlarını içeren modeller arasında aşağıdaki bilgiler aktarılmaktadır.

1. Bulaşık makinesi çevrim suyunu ısıtma kapasitesi [W]
2. Kompresör güç değeri [W]
3. Ana yıkama suyu sıcaklığı [°C]
4. Sıcak durulma suyu sıcaklığı [°C]
5. Alt şasi hava sıcaklığı [°C]
6. Ana yıkama ısıtmasını başlatan bilgi akışı

7. Ana yıkama ısıtmasını bitiren bilgi akışı

8. Sıcak durulama ısıtmasını başlatan bilgi akışı

9. Sıcak durulama ısıtmasını bitiren bilgi akışı

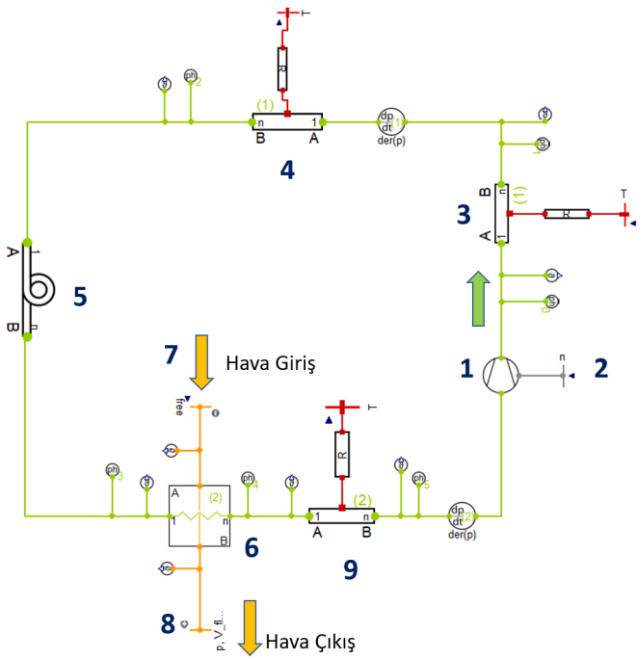
10. Yıkamada kullanılan suyun algoritma ısıl bağlantısı

11. Kabin ile bulunduğu ortam arasındaki ısıl bağlantı

Isı pompası çevriminden alınan iki mavi hatla yoğuşturucu kapasite bilgisi (1) ve kompresör gücü (2) bilgisi algoritmaya aktarılmaktadır. Kabin ısıl olarak ortam sıcaklığı (11) modeline ve algoritma modeline (10) bağlanmıştır. Isı pompası sistemi kabinden aldığı girdilerle (3 ve 4) çalışırken çıktılarını da algoritma modeline iletir. Algoritma modelinde su kütlelerinin ısıtılması ile kabin de ısınmaktadır. Ayrıca algoritmadaki adımların çıktıları (6-9) ısı pompası modeline aktarılarak sistemin algoritmaya göre durdurulması ve çalıştırılması sağlanır. Ayrıca ortam sıcaklığı ve dış taşınım katsayısını içeren ortam modeli ile kabin ve dış ortam arasındaki ısı geçişi sağlanmıştır.

5.6 İki Akışkanlı Buharlaştırıcı İçeren Isı Pompası Modeli

Önceki bölümlerde aktarılan modeller birleştirilerek iki akışkanlı buharlaştırıcıyı içeren ısı pompası modeli oluşturulmuştur. Bu bileşenler numaralandırılarak Şekil 5.29'da gösterilmiştir.

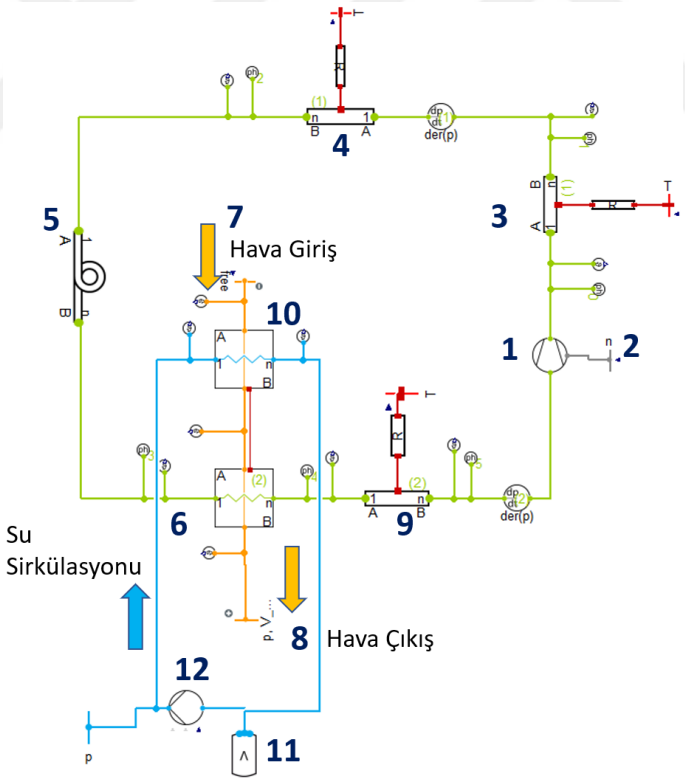


Şekil 5.29 Bulaşık makinesi ısı pompası modeli

Burada kompresör (1), kompresör devrinin tanımlandığı mekanik kapı (2) bulunmaktadır. Soğutucu akışkanın kompresörden yoğuşturucuya giderken geçtiği bağlantı borusunu temsil eden model (3) ile gösterilmektedir. Yoğuşturucu modeli (4), kılcal boru modeli (5) ile ifade edilmiştir. Buharlaştırıcı (6) ve buharlaştırıcı hava giriş-çıkışı sırasıyla 7 ve 8 nolu modellerle gösterilmiştir. Buharlaştırıcı ile kompresör arasındaki boru bağlantısı model (9) ile gösterilmiştir. Isı pompası sisteminin çalıştığı ortamı model üzerinde analiz edebilmek için alt hacmin sıcaklığı direnç elemanı vasıtasıyla kompresör çıkış borusu, yoğuşturucu borusu, buharlaştırıcı hava emiş hattı ve kompresör emiş borusu üzerinde girdi olarak tanımlanmıştır.

5.7 Üç Akışkanlı Buharlaştırıcı İçeren Isı Pompası Modeli

Şekil 5.30'da üç akışkanlı buharlaştırıcının ısı pompası sistemine uyarlandığı durum için bileşenler numaralar ile ifade edilmiştir.



Şekil 5.30 Üç akışkanlı buharlaştırıcının ısı pompası sistemine dahil edildiği model gösterimi

Kompresöre (1) devir bilgisi (2) girilir. Devamında soğutucu akışkan çevrimi başlar ve akışkan yoğuşturucuya (3) gönderilir. Yoğuşturucu yıkama suyunu ısıtmak için

su hattı içinde konumlandırılmıştır. Yoğuşturucu borusu yoğuşturucu haznesi içindeki suya ısı verirken yoğuşturucu dış yüzeyinden de bulunduğu ortama ısı kaybetmektedir. Bu durumu analiz etmek için yoğuşturucu haznesi (4) bir ısıl direnç ile şasi ortamındaki sıcaklık değişkenine bağlanmıştır. Bu direnç ısıl model ile ilişkilidir. Yoğuşturucu haznesinin bulunduğu alt şasi hacminin sıcaklığı, yıkama ortamı alt şasi ortamına ısı kaybettiği için zamana bağlı olarak artmaktadır. Bunu modelleyebilmek için, yoğuşturucunun bulunduğu ortam sıcaklığı kabin modelindeki alt hacim sıcaklığı ile ilişkilendirilmiştir. Bu sıcaklık iç kabin ısı kaybına bağlı olarak artmaktadır. Buharlaştırıcı fanları hava emiş sıcaklık bilgisi de buradan alınmıştır. Fanlar tarafından oluşturulan hava debisi bilgisi (7 ve 8) modele girilmektedir. Üç akışkanlı buharlaştırıcı (6 ve 10) soğutucu akışkan, alt şasi ortam havası ve su akışkanlarının çevrimini içermektedir. Modeldeki buharlaştırıcının su tarafındaki debisi için bir pompa (12) ve bir depo (11) oluşturulmuştur. Debi bilgisi pompaya girilmektedir.

Burada kullanılan üçüncü çevrim akışkanı olan su 11 nolu depo içerisinde bulunmaktadır. Bu suyun hacmi 4 l olup başlangıç sıcaklığı 40 °C'dir. Bu su 12 nolu pompa ile 10 nolu ısı değiştiriciye gönderilir ve depo ile ısı değiştirici arasında çevrim halindedir. Su havaya ısı verdikçe soğumaktadır. Su çevrimde 1,45 l/s debiye sahiptir.

11 nolu depodaki sıcak suyun kaynağı makinede su deposunda bekletilen şebeke suyu ve yıkama adımları arasında tahliye edilen sudur.

5.8 Model Doğrulama ve Analiz Çalışmaları

Bu çalışmada 3 adet temel model oluşturulmuştur. Bunlar;

- Rezistans ısıtıcılı bulaşık makinesi modeli
- İki akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompalı bulaşık makinesi modeli
- Üç akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompalı bulaşık makinesi modeli

Rezistans ısıtıcılı bulaşık makinesi ve iki akışkanlı buharlaştırıcılı ısı pompalı bulaşık makinesi modelleri deneylerle doğrulanmıştır. Üç akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompalı bulaşık makinesi için ise model üzerinde parametrik analiz çalışması yapılmıştır.

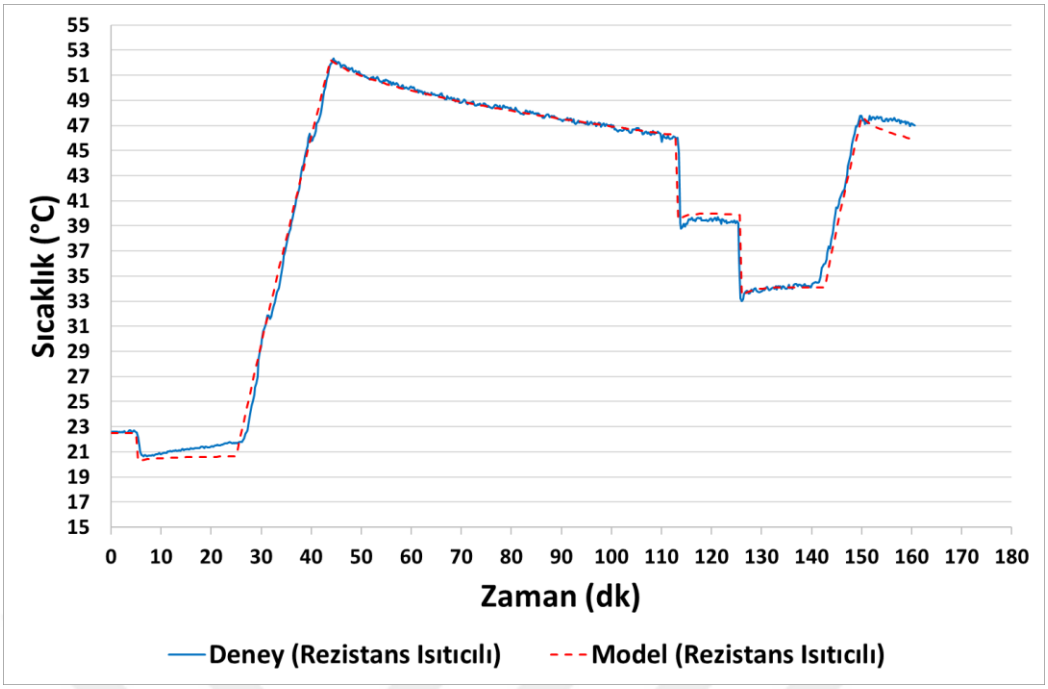
5.8.1 Model Sıcaklık Doğrulaması

Bulaşık makinesi kabininin yıkama çevrimi sırasındaki su sıcaklığı, rezistans ısıtıcılı ve ısı pompalı model için sırasıyla Şekil 5.31 ve 5.32'de gösterilmiştir. Deney ile model arasında makine içi su sıcaklıkları açısından en fazla fark 1 °C'dir. Genel olarak sıcaklık eğrileri yaklaşık aynı olup üst üste eğriler olarak davranış göstermektedir.

İncelenen bulaşık makinesi sistemleri için kurutma adımı toplam enerji tüketiminde maksimum %1'lik bir etkiye sahip olduğu için bu çalışma kapsamında kurutma adımı incelenmemiştir. Deney ve analizlerde çalışma süresi kurutma adımına kadar olan süre için karşılaştırılmıştır.

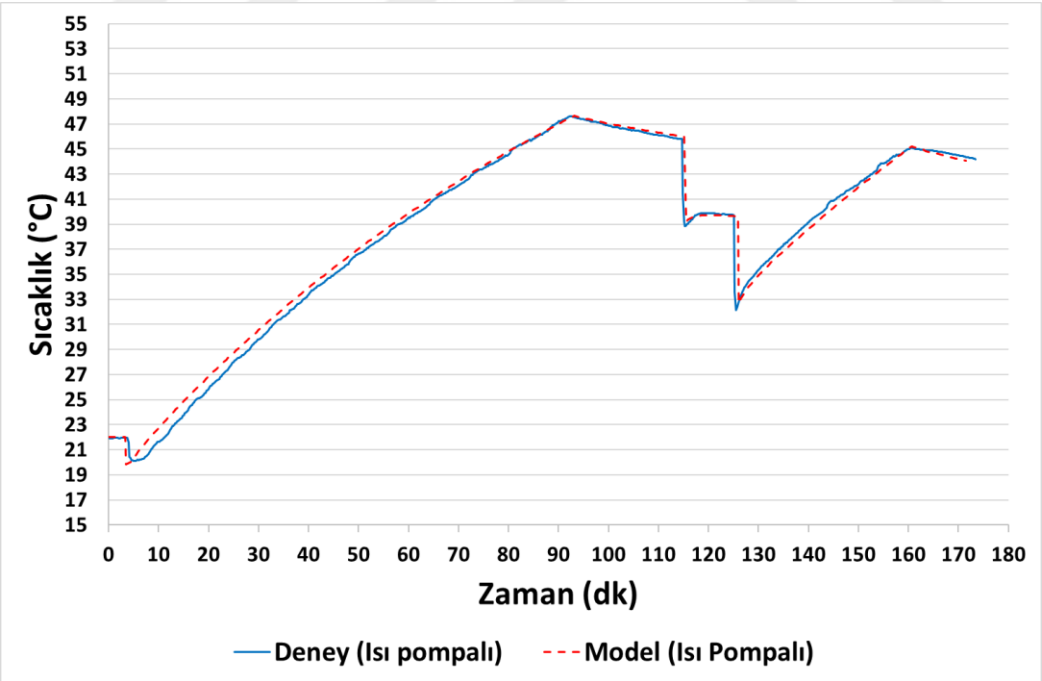
Şekil 5.31'de rezistans ısıtıcılı bulaşık makinesinde yıkama gövdesi içindeki su sıcaklığının değişimi model ve deneysel çalışma için verilmiştir. Burada makine yıkama çevrimi başından kurutma prosesinin başladığı yere kadar sıcaklık değişimi karşılaştırılmıştır.

25. dakikaya kadar olan bölüm makinenin ana yıkama bölümündeki soğuk yıkama kısmıdır. Bu bölgede sadece pompa ve pervaneler çalışmaktadır. Bu kısımda model makine içi su sıcaklığını en fazla 1 °C sapma ile tahmin edilebilmektedir. Deneyde yüklerin başlangıç sıcaklığı 23 °C olduğu için su sıcaklığı yükselmiştir. Analizde bu yükselme doğrudan görülememiştir. 25. dk ile 40. dk arasındaki bölge ana yıkama adımındaki ısıtma adımıdır ve 40. dk ile 110. dk arasındaki bölge ana yıkamada soğuma bölgesidir. Ana yıkamanın ısıtma ve soğuma bölgesinde model sıcaklıkları deneye göre 0,5 °C'den daha az sapma ile hesaplanabilmiştir.



Şekil 5.31 Rezistanslı ısıtıcıya sahip model için kabin içi su sıcaklığının deney verileri ile karşılaştırılması

Şekil 5.32'de ısı pompalı bulaşık makinesinde yıkama gövdesi içindeki su sıcaklığının değişimi model ve deney için karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 5.32 Isı pompası modeli için kabin içi su sıcaklığının deney verileri ile karşılaştırılması

Isı pompalı bulaşık makinesinde model ile deney arasında sıcaklıkların en fazla fark gösterdiği bölge 5.dk ile 90.dk arasındaki ana yıkama ısıtma adımındadır. Isıtma

adımının başlarında model, sıcaklıkları deneysel sonuçlara göre en fazla 1 °C'lık bir farkla daha yüksek hesaplamıştır. Ancak ısıtma adımının sonuna doğru bu fark azalmaktadır.

5.8.2 Model Enerji Tüketimi ve Süre Doğrulaması

Enerji tüketimi ve çalışma süresi ile ilgili olarak, model ve deneysel çıktılar Tablo 5.6'da karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.

Tablo 5.6 Rezistans ısıtıcılı ve ısı pompalı bulaşık makinesinde model ile ve deneysel çalışmanın enerji tüketimi ve çalışma süreleri karşılaştırması

Koşul	Çıktı	Deney	Model	Fark %
Isıtıcı	Enerji Tüketimi (Wh/çevrim)	883	883	**0,0**
	Süre (dk)	161	160	**-0,4**
Isı Pompalı	Enerji Tüketimi (Wh/çevrim)	508	526	**3,5**
	Süre (dk)	174	171	**-1,3**

Burada çıktılar incelendiğinde rezistans ısıtıcılı makine için enerji tüketimi birebir aynı olarak hesaplanabilmiştir. Yine rezistans ısıtıcılı makine için model kurutma adımına kadar olan çalışma süresinini %0,4 daha kısa olarak hesaplamaktadır. Bu değer 1 dakikalık bir farka karşılık gelmektedir. Bu oldukça az ve kabul edilebilir bir değerdir.

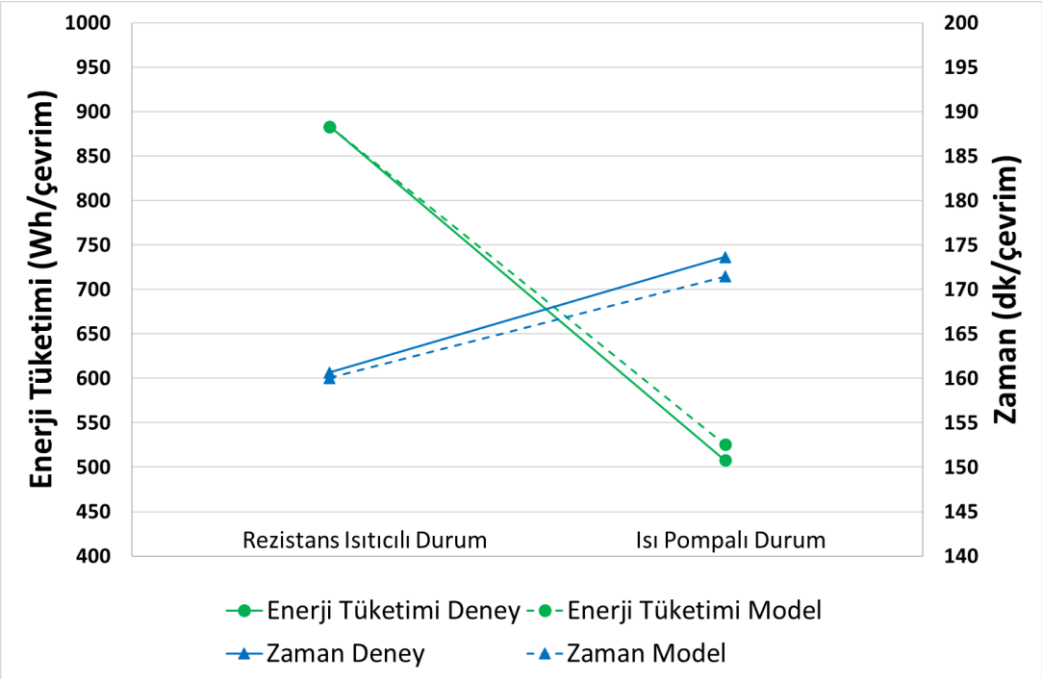
İki akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompalı bulaşık makinesinde ise model enerji tüketimini deneye göre %3,5 fazla ve çalışma süresini ise %1,3 daha kısa tahmin etmiştir.

Bu sonuçlar göstermektedir ki Modelica üzerinde oluşturulan model hem rezistans ısıtıcılı hem de ısı pompalı makinede su sıcaklığı, enerji tüketimini ve çalışma süresini oldukça iyi bir doğrulukla hesaplayabilmektedir. Bu doğrulanmış durum sonrasında, model üç akışkanlı buharlaştırıcının makine üzerindeki etkilerini belirlemek için analiz çalışmasında kullanılmıştır.

5.8.3 Analiz Çalışmaları

5.8.3.1 Rezistans Isıtıcılı ve Isı pompalı Bulaşık Makinesi Analizleri

Isıtıcıya sahip bulaşık makinesi ve iki akışkanlı buharlaştırıcıya sahip bulaşık makinesinde yapılan deney ve model analiz sonuçları enerji tüketimi ve çalışma süresi için Şekil 5.33'te ve Tablo 5.7'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 5.33 Rezistans ısıtıcılı ve ısı pompalı bulaşık makinesi için deney ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Tablo 5.7 Rezistans ısıtıcılı makineye göre ısı pompalı bulaşık makinesinin enerji tüketimi ve çalışma süresine etkisi

	Deney		**Model**	
	Enerji Tüketimi (Wh/çevrim)	Zaman (dk/çevrim)	Enerji Tüketimi (Wh/çevrim)	Zaman (dk/çevrim)
Rezistans Isıtıcılı	883	161	883	160
Isı Pompalı	508	174	526	171
Fark %	**-43**	**8**	**-40**	**7**

Rezistans ısıtıcılı durumda deneylerde enerji tüketimi 883 Wh ve çalışma süresi 161 dk olarak ölçülmüştür. Isı pompalı bulaşık makinesinde yapılan deneylerde enerji tüketiminin %43 azaldığı ve sürenin %8 arttığı görülmüştür. Aynı durum model

analizleri ile de karşılaştırılmıştır. Benzer şekilde rezistans ısıtıcı yerine ısı pompası kullanılması bulaşık makinesinde çalışma süresini %7 arttırırken enerji tüketimini %40 azaltmıştır.

5.8.3.2 Isı Pompalı Bulaşık Makinesinde Üç Akışkanlı Buharlaştırıcı Analizleri

Bu kısımda üç akışkanlı buharlaştırıcının bulaşık makinesi üzerindeki etkilerini belirlemek için oluşturulan ısı pompalı bulaşık makinesi modeli üzerinde Tablo 5.8'de görülen parametrelere bağlı olarak analizler gerçekleştirilmiştir.

Tablo 5.8 Üç akışkanlı buharlaştırıcı analizlerinde kullanılan parametreler

Buharlaştırıcı Sıra Sayısı	Buharlaştırıcı Tipi	Hava Kaynağı Sıcaklığı	Ana Yıkama Su Besleme Sıcaklığı	Sıcak Durulama Su Besleme Sıcaklığı
5	İki akışkanlı	Bileşen hacmi artan sıcaklık	Yok	Yok
	Üç Akışkanlı	23 °C	23 °C	40 °C

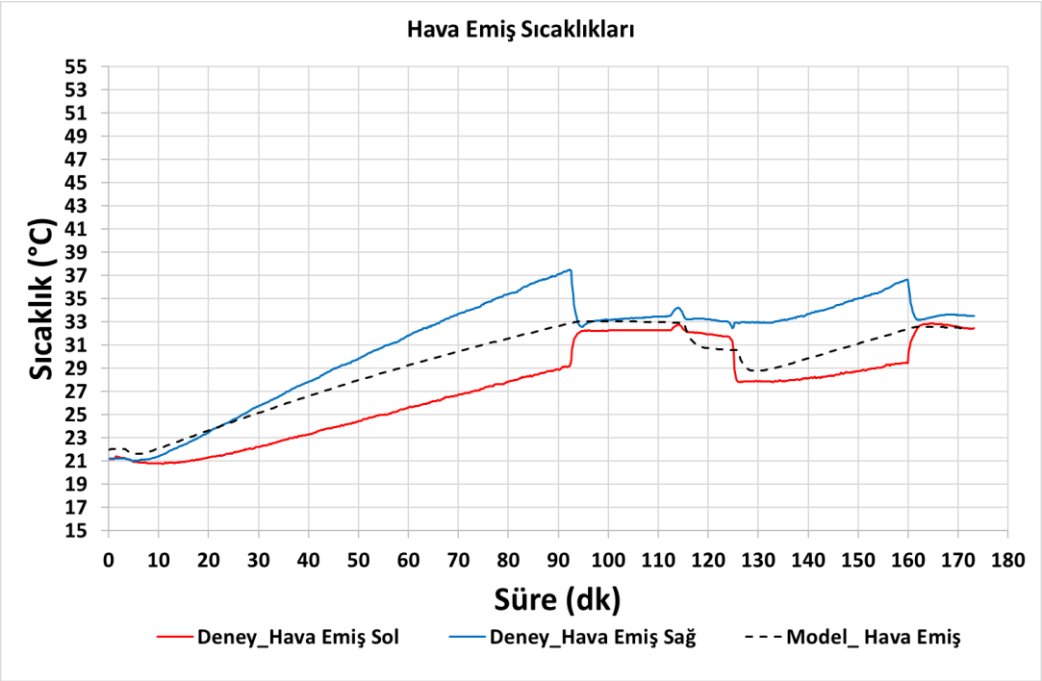
Buharlaştırıcı Sıra Sayısı:

Isı pompalı bulaşık makinesinde 3 sıralı buharlaştırıcı bulunmaktadır. Bulaşık makinesi model analizleri ve deneyleri bu buharlaştırıcıda yapılmıştır. Üç akışkanlı buharlaştırıcı model incelemeleri ise 5 sıralı buharlaştırıcı için yapılmıştır.

Buharlaştırıcı Hava Kaynağının Sıcaklığı:

Baz durumda buharlaştırıcı makine altında bileşen hacminde konumlandırıldığı için sabit ortam sıcaklığı olan 23 °C'den daha yüksek sıcaklıklara maruz kalmaktadır. Bulaşık makinesinin çalışması sırasında buharlaştırıcının konumlandığı bileşen hacminde hava sıcaklığı, diğer bileşenlerin ve makine gövdesinden olan ısı kazançları sebebiyle artmaktadır (Şekil 5.34). Buharlaştırıcının konumlandığı hacimde sıcaklık ana yıkama sırasında 37 °C'ye kadar yükselmektedir.

Bulaşık makinesi deneyleri sırasında bu durum hava kaynaklı buharlaştırıcı için bir avantaj oluşturmaktadır. Bu sebeple aşağıda aktarılan analiz çalışmalarında makine altında ısınan havanın sistem üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Bileşen hacmindeki hava sıcaklığı, çalışma süresince zamana bağlı değişken ve sabit 23 °C olmak üzere iki farklı şekilde analizlere dahil edilmiştir.



Şekil 5.34 Isı pompalı bulaşık makinesi bileşen hacmindeki sıcaklıkların değişimi model ve deneysel çalışmaların sonuçları

Buharlaştırıcı Su Kaynağı Sıcaklığı:

Buharlaştırıcı su boru hattına beslenen suyun başlangıç sıcaklığı ana yıkama adımında 23 °C ve sıcak durulama adımında 40 °C olacak şekilde uygulanmıştır. Bu su kaynağı bulaşık makinesi yanında konumlandırılacak iki adet 4 l hacme sahip su depolarından sağlanabileceği düşünülerek analizler yapılmıştır. Bulaşık makinesi çevrimi öncesinde birinci depoda depolanmış ve ortam şartında 23 °C sıcaklığa ulaşmış su, ana yıkama adımında buharlaştırıcıya beslenmiştir. Ana yıkama sonrasında tahliye edilen 46°C sıcaklığında suyun ise aynı çevrim içinde ikinci depoda tutulması ve sıcak durulamada buharlaştırıcıya 40 °C başlangıç sıcaklığında beslenmesi sağlanmıştır.

Buharlaştırıcı Hava Debisi:

5 sıra buharlaştırıcı için hava debisi 350 l/dk olmaktadır. Baz durumda ise makine üzerinde 3 sıralı buharlaştırıcı bulunmaktadır ve hava debisi 800 l/dk'dır.

5.8.3.3 Analiz Sonuçları

Yapılan analiz çalışmalarında çıktı olarak bulaşık makinesi enerji tüketimi, çalışma süresi, COP ısıtma değeri incelenmiştir. İncelenen koşullar Tablo 5.9'da görülmektedir.

Tablo 5.9 Üç akışkanlı buharlaştırıcı için yapılan analiz sonuçlarının baz durum ve parametrelere bağlı karşılaştırması

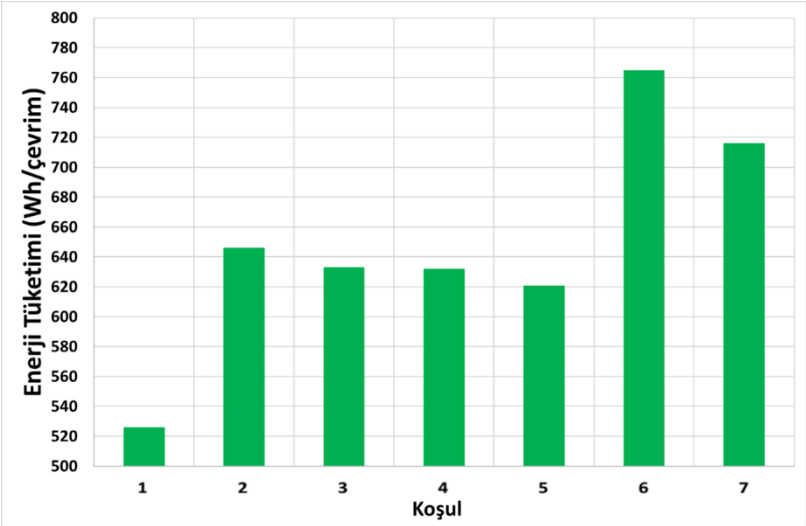
Koşul	Hava Debisi (l/dk)	Buh. Sıra Say.	Buh. Tipi	Hava Kaynağı	AY Su Bes. Sıc.	SD Su Bes. Sıc.	ET ($\frac{Wh}{Çev.}$)	Süre (dk)	$COP_{ısıtma}$ AY	$COP_{ısıtma}$ SD
1	**800**	**3**	**İki A.**	**BH**			**526**	**171**	**2,71**	**2,61**
2	350	5	İki A.	BH			646	223	2,43	2,34
3	350	5	Üç A.	BH	23°C		633	218	2,47	2,36
4	350	5	Üç A.	BH		40°C	632	216	2,44	2,48
5	350	5	Üç A.	BH	23°C	40°C	620	211	2,47	2,45
6	350	5	Üç A.	23°C			765	274	2,25	2,13
7	350	5	Üç A.	23°C	23°C	40°C	716	252	2,30	2,30

1 nolu koşul makinenin baz durumu olup iki akışkanlı ve 3 sıra borulu buharlaştırıcıyı temsil etmektedir. Bu durumda enerji tüketimi 526 Wh ve çalışma süresi 171 dk'dır.

2 nolu koşulda 5 sıra boruya sahip iki akışkanlı buharlaştırıcı analizi gerçekleştirilmiştir. Bu durumda hava debisi 800 l/dk değerinden 350 l/dk değerine düştüğü için COP azalmış ve bulaşık makinesinde enerji tüketimi artmıştır. Bu durum ısı pompalı bulaşık makinesinin 3 sıralı buharlaştırıcıya göre tasarlanıp optimize edilmesi sebebiyle beklenen bir durumdur. Bu tez kapsamında incelenmeyen yoğuşturucu boyu, kılcal boru boyu, şarj miktarı ve buharlaştırıcı fanı bulaşık makinesinde 3 sıralı buharlaştırıcıya göre belirlenmiştir.

Ancak bulaşık makinesinde 5 sıralı buharlaştırıcı için yapılan analizler kendi içinde karşılaştırıldığında iki akışkanlı duruma göre (2 nolu koşul) üç akışkanlı buharlaştırıcı uygulaması (3 – 5 nolu koşullar) enerji tüketimini azaltmıştır.

5 sıralı ve üç akışkanlı buharlaştırıcı için ana yıkamada 23 °C sıcaklıkta su beslenmesi (3 nolu koşul) ve sıcak durulmada 40 °C sıcaklıkta su beslenmesi (4 nolu koşul) enerji tüketimini 2 numaralı koşula göre %2 azaltmıştır. 5 nolu koşulda hem ana yıkamada hem de sıcak durulama adımında buharlaştırıcıya su beslenmesi sonucu enerji tüketimi %4 ve çalışma süresi %5,3 azalmıştır. 2 ile 5 nolu koşullar için enerji tüketimlerinin değişimi Şekil 5.35'te görülmektedir.



Şekil 5.35 Üç akışkanlı buharlaştırıcı analizleri enerji tüketimi sonuçları

Bulaşık makinesinde buharlaştırıcının bulunduğu ortamın sıcaklığının zamanla artıyor olması (Şekil 5.34) hava kaynağı kullanımının avantajını artırmaktadır. Bu durumun etkisi de analizlere dahil edilmiştir. 5 sıralı buharlaştırıcının üç akışkanlı olduğu durumda buharlaştırıcı hava kaynağı sıcaklığının sabit (7 nolu koşul) ve değişken (5 nolu koşul) olması durumu karşılaştırılmıştır. Hava kaynağı sıcaklığı sabit olduğunda enerji tüketimi %15,4 daha fazladır. 5 sıralı buharlaştırıcının iki akışkanlı olduğu durumda buharlaştırıcı hava kaynağı sıcaklığının sabit (2 nolu koşul) ve değişken (6 nolu koşul) olması durumu karşılaştırılmıştır. Bu durumda enerji tüketimi farkı %18,4 olmaktadır. Bu durum ısı pompası buharlaştırıcısının doğrudan dış ortam havası ile beslenmesi yerine alt şasi ortamından beslenmesi ile enerji tüketiminde önemli miktarlarda enerji kazancı elde edilmesini sağlamıştır.

Buharlaştırıcı hava kaynağının sabit 23 °C olduğu 6 ve 7 nolu koşullarda üç akışkanlı durumun etkisi incelenmiştir. Ana yıkamada 23 °C ve sıcak durulamada 40 °C su beslemesi birlikte uygulanmıştır. Bu durumda enerji tüketimi %6,4 ve çalışma süresi %8 azalmıştır.

Yukarıda bahsedilen analizler genel olarak değerlendirildiğinde hava debisinin düşük ve hava besleme sıcaklığının düşük olduğu durumlarda buharlaştırıcıya ikinci bir ısıl kaynak olarak su beslemesinin kullanılması enerji tüketimindeki kazancı arttırmaktadır. Bu çalışmanın sonucu olarak hava kaynaklı ısı pompası siteminde iki akışkanlı buharlaştırıcıda üçüncü ısı kaynağı olarak suyun kullanması enerji tüketimini ve çalışma süresini azaltmaktadır. Ancak hava debisi ve hava sıcaklığının sınırlı kaldığı durumlarda bu kazancın etkisi daha fazladır.

6
SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1 Sonuçlar

Yapılan literatür araştırmasında, atık suyun doğrudan kanatlı borulu buharlaştırıcıda üçüncü akışkan olarak kullanıldığı bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu çalışma özellikle sıcak su kullanımı olan ve bu sıcak suyun atık haline geldiği ısı pompası sistemlerinde yeni bir buharlaştırıcı tasarımı sunmaktadır. Bu yeni buharlaştırıcı atık sıcak suyu kanatlı borulu buharlaştırıcıda aynı boru dizilimi içinde üçüncü bir akışkan olarak kullanabilmektedir. Böylece buharlaştırıcı, hava ve sıcak suyu eş zamanlı ısı kaynağı olarak kullanarak ısı pompası sistemi enerji tüketiminin %13'e ve çalışma süresinin %23'e kadar azalmasını sağlamıştır.

Bu çalışma için, kanatlı borulu buharlaştırıcının boru yapısı, iki farklı akışkanın çevrimine uygun hale getirilmiştir. Bu durum, buharlaştırıcının boru dizilimindeki bir sıranın su hattı olarak değiştirilmesiyle elde edilmiştir. Bunun için 5 sıralı buharlaştırıcı, 4 sıra soğutucu akışkan ve 1 sıra su hattı olmak üzere iki boru demetine, 6 sıralı buharlaştırıcı ise 5 sıra soğutucu akışkan, 1 sıra su boru hattı olarak yine iki boru demetine dönüştürülmüştür. Bu buharlaştırıcılar için ısı kaynağı hem ortam havası hem de su olmaktadır.

Bu buharlaştırıcıların ısı pompası sistemi üzerindeki etkileri deney düzeneğinde tespit edilmiştir. Bu çalışmada buharlaştırıcı üzerindeki hava debisi, buharlaştırıcının iki ve üç akışkanlı olma durumu, buharlaştırıcı boru sayısı, kompresör devri değiştirilen parametreler olarak incelenmiştir.

Üç akışkanlı buharlaştırıcı uygulaması, iki akışkanlı buharlaştırıcı durumuna göre 6 sıralı buharlaştırıcı için yoğuşturucu kapasitesinin %27'ye, buharlaştırıcı kapasitesinin %42'ye ve ısıtma COP'sinin %13,9'a kadar artmasını sağlamıştır. 5 sıralı buharlaştırıcı için ise yoğuşturucu kapasitesinin %26'ya, buharlaştırıcı kapasitesinin %37'ye ve ısıtma COP'sinin %6,4'e kadar artmasını sağlamıştır.

5 sıra boru sayısı, 6 sıra boru sayısına göre daha yüksek kapasiteler oluşmasını sağlamıştır. 5 sıralı buharlaştırıcıda, 6 sıralı buharlaştırıcıya göre yoğuşturucu kapasitesi %21'e, buharlaştırıcı kapasitesi %22'ye ve ısıtma COP'si %7'ye kadar daha fazla olmuştur. Daha az boru sayısına sahip buharlaştırıcıda daha yüksek

kapasite elde edilmesi, aynı fan geriliminde buharlaştırıcının daha yüksek hava debisine sahip olması ve aynı soğutucu akışkan şarjında buharlaştırıcının çift faz bölgesindeki faz değişimi ısısından daha fazla yararlanabilmesinden kaynaklanmaktadır.

Hava debisi artışı ve üçüncü akışkan uygulaması, buharlaştırıcı kapasitesini artırmaktadır. Ancak bu parametreler birlikte uygulandığında hava debisinin arttırılması üçüncü akışkanın buharlaştırıcıya kazandırdığı kapasite artışının etkisini azaltmaktadır. 5 sıralı buharlaştırıcıya düşük hava debisi (4 V) uygulandığında üçüncü akışkan buharlaştırıcı kapasitesini %37 artırmaktadır. Ancak buharlaştırıcıya yüksek hava debisi (8 V) uygulandığında üçüncü akışkan buharlaştırıcı kapasitesini %13 artırabilmektedir. Bu durum hava debisi açısından kısıtlı olan ısı pompası sistemlerinde üçüncü akışkan uygulanmasının kapasite artışında daha yüksek etki sağlayacağını göstermiştir.

Çalışmanın devamında evsel tip bir bulaşık makinesinde rezistans ısıtıcılı, iki akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompası ve üç akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompası uygulaması deneysel ve model analizleri ile incelenmiştir.

Bulaşık makinesinde yapılan deneysel çalışmalarda rezistans ısıtıcılı duruma göre iki akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompalı durum enerji tüketimini %43 düşürmüş ve çalışma süresini %8 arttırmıştır. Aynı durum model analizleri ile de karşılaştırılmıştır. Benzer şekilde rezistans ısıtıcılı durum yerine ısı pompası uygulaması bulaşık makinesinde çalışma süresini %7 arttırırken enerji tüketimini %40 azaltmıştır.

Oluşturulan model, bulaşık makinesi iç sıcaklıklarının ve enerji tüketiminin zamana bağlı değişimini tahmin etmektedir. Bu model Dymola programında oluşturulmuştur. Modelleme çalışmasında öncelikle rezistans ısıtıcılı ve ısı pompalı ısıtma sistemine sahip iki bulaşık makinesi modellenmiştir. Daha sonra bu tez çalışması özelinde çalışılan üç akışkanlı buharlaştırıcı modeli oluşturulmuştur.

Oluşturulan model, makine iç sıcaklıklarını en fazla 1 °C sapma ile tahmin edebilmektedir. Model sonuçları, enerji tüketimini deneye göre %3,5 fazla, çalışma süresini ise %1,3 daha kısa olarak hesaplamıştır. Bu sonuçlar, modelin deney sonuçlarını oldukça yakın değerler ile hesaplayabildiğini göstermiştir.

Üç akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompasının bulaşık makinesi üzerindeki etkileri, oluşturulan model analizleri ile incelenmiştir. 5 sıralı buharlaştırıcı için yapılan analizler kendi içinde karşılaştırıldığında, üç akışkanlı buharlaştırıcı uygulaması enerji tüketimini, iki akışkanlı buharlaştırıcıya göre %4 ve rezistanslı ısıtıcılı duruma göre %29,8 azaltabilmiştir.

Yürütülen çalışmaların genel sonucu olarak; iki akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompası içeren bulaşık makinesi ile rezistans ısıtıcılı bir bulaşık makinesi karşılaştırıldığında, enerji tüketimi deneylerde %43, model analizlerinde %40 azalmıştır. Üç akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompalı bulaşık makinesi ile iki akışkanlı buharlaştırıcıya sahip ısı pompalı bulaşık makinesi kıyaslandığında ise, model analizlerine göre enerji tüketimi %4 azalmıştır.

6.2 Öneriler

Bu çalışmada, 5 ve 6 sıralı buharlaştırıcının her ikisinde de sistem üzerinde 40 gr soğutucu akışkan şarjı kullanılmıştır. 6 sıralı buharlaştırıcı boruları bu şarjda daha uzun bir bölgede kızgın buhar fazında olmaktadır. Dolayısıyla çift faz bölgesindeki gizli ısıdan daha fazla yararlanma potansiyeli varken bu potansiyel kullanılamamıştır. 6 sıralı buharlaştırıcı için daha yüksek şarj miktarları tercih edilmesi, buharlaştırıcının daha uzun çift faz bölgesinde çalışmasını sağlayarak faz değişim ısısından daha fazla yararlanmasını sağlayabilir. Bu sayede buharlaştırıcıda kapasite artışı sağlanabilir. Bu konu gelecek çalışma konusu olarak değerlendirilebilir.

Üç akışkanlı buharlaştırıcının konumlandığı ısı pompası sisteminde soğutucu akışkan şarj miktarı, kılcal boru boyu, yoğuşturucu boru boyu ve buharlaştırıcı hava debisi parametrik olarak çalışılarak sistem optimizasyonu yapılabilir. Bu sayede ısı pompası sistemi üzerinde üç akışkanlı buharlaştırıcının sağladığı kapasite artışı ve enerji tüketimi düşüşü artırılabilir.

Bulaşık makinesinde yıkama suyunun tekrar kullanılacak şekilde depolanması ve temiz suyun depolanması bilinen uygulamalardır. Bu su depolarının hacimleri artırılabilir ve makine alt bileşen hacminde yeni su depo hacimleri oluşturulabilir. Bu durumda buharlaştırıcının su kaynağı tarafındaki ısıl kapasitesi artırılarak daha kompakt ve maliyet avantajı olan buharlaştırıcılar elde edilebilir.

Yapılan modelleme çalışmasında, üç akışkanlı buharlaştırıcının üçüncü akışkanı buharlaştırıcının hava giriş tarafında ilk sıra olarak uygulanmıştır. Bu sıranın soğutucu akışkan boruları arasında olma durumu ve birden çok sıraya sahip olduğu durumlar çalışılarak kapasite ve sistem etkinliğine etkisi incelenebilir.

Hava kaynaklı buharlaştırıcı kullanan ısı pompası sistemlerinde, 0 °C altındaki çalışma sıcaklıklarında buharlaştırıcı kanatları arasında karlanma görülmektedir. Bu durum hava tarafındaki debiyi düşürdüğü için, sistem etkinliğini olumsuz etkilemektedir. Bu durumun oluştuğu ısı pompası sistemlerinde, buharlaştırıcıda üçüncü akışkan olarak su kullanılarak karlanma etkisi azaltılabilir. Bu durum farklı karlanma kalınlıkları ve sıcaklıklar için incelenebilir.

KAYNAKÇA

[1] European Commission, “The Road from Paris: assessing the implications of the Paris Agreement and accompanying the proposal for a Council decision on the signing, on behalf of the European Union, of the Paris agreement adopted under the United Nations Framework Convention on Climate Change,” in Communication from the commission to the European parliament and the council, 110 final, 2016, pp. 1-10.

[2] L. Brunzell, and R. Renström, “Recommendations for revising the energy label system for dishwashers: supporting sustainable development and usage through the interaction of energy labels, technical improvements and consumer behaviour,” Energy Efficiency, vol. 13, pp. 145-155, 2020.

[3] T. Persson, “Dishwasher and washing machine heated by a hot water circulation loop,” Applied Thermal Engineering, vol. 27, pp. 120-128, 2007.

[4] J. S. Park, and A. M. Jacobi, “A run-around heat exchanger system to improve the energy efficiency of a home appliance using hot water,” Applied Thermal Engineering, vol. 29, pp. 3110-3117, 2009.

[5] T. Persson, and M. Rönnelid, “Increasing solar gains by using hot water to heat dishwashers and washing machines,” Applied Thermal Engineering, vol. 27, pp. 646-657, 2007.

[6] S. L. Caskey, and E. A. Groll, “Modelica household dishwasher model with external heat loop,” in 5th International High Performance Buildings Conference, paper 331, 2018, pp. 1-10.

[7] M. D. Paepe, E. Theuns, S. Lenaers, and J. V. Loon, “Heat recovery system for dishwashers,” Applied Thermal Engineering, vol. 23, pp. 743-756, 2003.

[8] S. Selimli, T. Karabas, Y. Taskin, and M. B. Karatas, “Experimental study of the performance of heat recovery by a fin and tube heat exchange tank attached to the dishwasher greywater line,” Sustainable Energy Technologies and Assessments, vol. 36, pp. 2213-1388, 2019.

[9] A. Abu-Heiba, M. Malhotra, K. R. Gluesenkamp, and V. K. Patel, “Domestic Dishwasher Simulated Energy Efficiency Evaluation Using Thermoelectric Heat Pump for Water Heating and Dish Drying,” in 5th International High Performance Buildings Conference at Purdue, paper 323, 2018, pp. 1-11.

[10] E. Atasoy, B. Çetin, and Ö. Bayer, “Experiment-based optimization of an energy-efficient heat pump integrated water heater for household appliances,” Energy, vol. 245, 123308, pp. 1-9, 2022.

[11] S. Flück, M. Kleingries, E. Dober, I. Gau, P. Bon, A. Loichinger, and B. Wellig, “Household dishwasher with a monovalent heat pump system,” in 12th IEA Heat Pump Conference, 2017, pp. 1-12.

[12] P. Bengtsson, and T. Eikevik, “Reducing the global warming impact of a household heat pump dishwasher using hydrocarbon refrigerants,” Applied Thermal Engineering, vol. 99, pp. 1295-1302, 2016.

[13] K. Nawaz, B. Shen, A. Elatar, V. Baxter, and O. Abdelaziz, “R290 (propane) and R600a (isobutane) as natural refrigerants for residential heat pump water heaters,” Applied Thermal Engineering, vol. 127, pp. 870-883, 2017.

[14] P. Bengtsson, and J. Berghel, “Study of using a capillary tube in a heat pump dishwasher with transient heating,” International Journal of Refrigeration, vol. 67, pp. 1-9, 2016.
[15] P. Bengtsson, and J. Berghel, “Concept study of a new method for drying dishware in a heat pump dishwasher. Energy Efficiency,” vol. 10, pp. 1529-1538, 2017.
[16] P. Bengtsson, J. Berghel, and R. Renström, “A household dishwasher heated by a heat pump system using an energy storage unit with water as the heat source,” International Journal of Refrigeration, vol. 49, pp. 19-27, 2015.
[17] F. Fardoun, O. Ibrahim, and A. Zoughaib, “Quasi-Steady State Modeling of an Air Source Heat Pump Water Heater,” Energy Procedia, vol. 6, pp. 325-330, 2011.
[18] S. Missaoui, Z. Driss, R. B. Slama, and B. Chaouachi, “Numerical analysis of the heat pump water heater with immersed helically coiled tubes,” Journal of Energy Storage, vol. 39, 102547, pp. 1-11, 2021.
[19] G. Santori, A. Frazzica, A. Freni, M. Galieni, L. Bonaccorsi, F. Polonara, and G. Restuccia, “Optimization and testing on an adsorption dishwasher,” Energy, vol. 50, pp. 170-176, 2013.
[20] I. Teke, Ö. Ağra, H. Demir, and Ş. Ö. Atayılmaz, “Sizing, selection, and comparison of heat exchangers considering the lowest saving-investment ratio corresponding to the area at the tag end of the heat exchanger,” Energy, vol. 78, pp. 114-121, 2014.
[21] G. Bozkula, and H. Demir, “Experimental investigation of heat transfer and pressure drop of fin and tube heat exchanger under dry and wet conditions,” International Journal of Thermal Sciences, vol. 177, 107580, pp. 1-16, 2022.
[22] T. B. Morley, Exchange of heat between three fluids, Engineer, 1933.
[23] S. Bielski, and L. Malinowski, “An analytical method for determining transient temperature field in a parallel-flow three-fluid heat exchanger,” International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 32, pp. 1034-1044, 2005.
[24] P. Yuan, and H. S. Kou, “The comparison of longitudinal wall conduction effect on the crossflow heat exchangers including three fluid streams with different arrangements,” Applied Thermal Engineering, vol. 21, pp. 1891-1907, 2001.
[25] N. H. Saeid, and K. N. Seetharamu, “Finite element analysis for co-current and counter-current parallel flow three-fluid heat exchanger,” International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, vol. 16, pp. 324-337, 2006.
[26] D. F. Ruan, X. F. Yuan, Y. R. Li, and S. Y. Wu, “Entropy generation analysis of parallel and counter-flow three-fluid heat exchangers with three thermal communications,” Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics, vol. 36, pp. 141-154, 2011.
[27] M. Zhao, and Y. Li, “New integral-mean temperature difference model for thermal design and simulation of parallel three-fluid heat exchanger,” International Journal of Thermal Sciences, vol. 59, pp. 203-213, 2012.
[28] D. Shrivastava, and T. A. Ameel, “Three-fluid heat exchangers with three thermal communications,” International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 47, pp. 3855-3865, 2004.
[29] H. Zhang, S. Shao, H. Xu, H. Zou, M. Tang, and C. Tian, “Numerical investigation on fin-tube three-fluid heat exchanger for hybrid source

HVAC&R systems," Applied Thermal Engineering, vol. 95, pp. 157-164, 2016.
[30] W. Zhang, S. Shao, H. Zhang, and C. Tian, "Numerical Investigation on Three-fluid Heat Exchanger for Hybrid Energy Source Heat Pumps," Energy Procedia, vol. 105, pp. 1692-1699, 2017.
[31] T. Mohapatra, B. N. Padhi, and S. S. Sahoo, "Experimental investigation of convective heat transfer in an inserted coiled tube type three fluid heat exchanger," Applied Thermal Engineering, vol. 117, pp. 297-307, 2017.
[32] A. Gomaa, M. A. Halim, and A. M. Elsaid, "Experimental and numerical investigations of a triple concentric-tube heat exchanger," Applied Thermal Engineering, vol. 99, pp. 1303-1315, 2016.
[33] Arçelik, https://www.arcelik.com.tr/bulasik-makinesi/6188-di-bulasik-makinesi, 13.09.2023.
[34] Electric Dishwashers for Household Use – Methods for Measuring the Performance, EN60436, 2020.
[35] E. Oğuz, Hermetik Soğutucu Akışkan Kompresörlerinde Zamana Bağlı Isı Transferinin Kompresör Performansına Etkisinin İncelenmesi, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2006.
[36] S. J. Kline, and F. A. MCClintock, "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments," Mechanical Engineering, Vol. 75, 1953, pp. 3-8.
[37] Modelica, https://specification.modelica.org/maint/3.6/MLS.html, 14.02.2024.
[38] Dymola, https://www.3ds.com/products-services/catia/products/dymola/, 13.10.2021.
[39] E. M. Şeren, O. Poyraz, and U. Mordoğan, Modeling Methodology of Dishwasher with Heat Pump, Arçelik A.Ş kütüphanesi, ANN-2058, 2023.
[40] TLK-Thermo GmbH, https://www.tlk-thermo.de/en/software/til-suite, 14.02.2024.
[41] ASHRAE Handbook of Fundamentals, Chap. 24, Table 1, 2017.
[42] A. Caglayan, S. M. Husain, M. Ipek, T. N. Aynur, and S. Cadirci, "Dynamic Modeling and Experimental Validation of a Domestic Refrigeration Cycle," Journal of Thermal Science and Engineering Applications, vol. 14, 071007, pp. 1-12, 2022.
[43] Functional Mock-up Interface, https://fmi-standard.org, 21.12.2022.
[44] TLK-Thermo GmbH, https://www.tlk-thermo.de/en/software/modelfitter, 14.02.2024.
[45] V. Gnielinski, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow," International Chemical Engineering, vol. 16, pp. 359-368, 1976.
[46] J. G. Collier and J. R. Thome, Convective Boiling and Condensation Third Edition, Oxford Science Publications, 1996.
[47] C. Wang, Y. Hwang, and Y. Lin, "Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers," International Journal of Refrigeration, vol. 25, pp. 673-680, 2002.
[48] P. K. Swamee, and A. K. Jain, "Explicit Equations for Pipe Flow Problems." Journal of Hydraulics Division vol. 102, pp. 657-664, 1976.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

O. Poyraz, H. Demir, U. Mordoğan, and E. M. Şeren, “3-Fluid Evaporator Application in a Water Heater with Air Source Heat Pump System,” in 5. International Antalya Scientific Research and Innovative Studies Congress, 2023, pp. 783-797.