



**İKLİM ŞARTLARININ ISI POMPASI SİSTEMİ
PERFORMANSINA ETKİLERİNİN TEORİK VE
DENEYSEL ANALİZİ**

Erol ŞAHİN

Doktora Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Dr. Öğr. Üyesi Nesrin ADIGÜZEL

2021

(Her hakkı saklıdır.)

T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**İKLİM ŞARTLARININ ISI POMPASI SİSTEMİ PERFORMANSINA ETKİLERİNİN
TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ**

(Theoretical and Experimental Analysis of the Effect of Climate Conditions on Heat Pump
System Performance)

DOKTORA TEZİ

Erol ŞAHİN

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Nesrin ADIGÜZEL

Erzurum
Eylül, 2021

T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü

TEZ KABUL VE ONAY TUTANAĞI

**İKLİM ŞARTLARININ ISI POMPASI SİSTEMİ PERFORMANSINA ETKİLERİNİN
TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ**

Dr. Öğr. Üyesi Nesrin ADIGÜZEL danışmanlığında, Erol ŞAHİN tarafından hazırlanan bu çalışma, 30/09/2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Bilim Dalı'nda doktora tezi olarak **oybirliği** ile kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı: Prof. Dr. Mehmet Akif CEVİZ
Erzurum Teknik Üniversitesi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Nesrin ADIGÜZEL
Atatürk Üniversitesi

Jüri Üyesi: Doç. Dr. Faraz AFŞARI
Erzurum Teknik Üniversitesi

Jüri Üyesi: Dr. Öğr. Üyesi Hatice BAYRAKÇEKEN
Atatürk Üniversitesi

Jüri Üyesi: Dr. Öğr. Üyesi Şükran EFE
Atatürk Üniversitesi

Bu tezin Atatürk Üniversitesi Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği'nin ilgili maddelerinde belirtilen şartları yerine getirdiğini onaylarım.

Prof. Dr. Saltuk Buğra CEYHUN
Enstitü Müdürü



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ REKTÖRLÜĞÜ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜ

ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU

Doktora Tezi olarak *Dr. Öğr. Üyesi Nesrin ADIGÜZEL* danışmanlığında sunulan “İklim Şartlarının Isı Pompası Sistemi Performansına Etkilerinin Teorik ve Deneysel Analizi” başlıklı çalışmanın tarafımızdan bilimsel etik ilkelere uyularak yazıldığını, yararlanılan eserlerin kaynakçada gösterildiğini, Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından belirlenmiş olan Turnitin Programı benzerlik oranlarının aşılmadığını ve aşağıdaki oranlarda olduğunu beyan ederiz.

Tez Bölümleri	Tezin Benzerlik Oranı (%)	Maksimum Oran (%)
Giriş	5	30
Kuramsal Temeller	3	30
Materyal ve Yöntem	2	35
Bulgular ve Tartışma	1	20
Sonuç ve Öneriler	0	20
Tezin Geneli	10	25

Not: Yedi kelimeye kadar benzerlikler ile Başlık, Kaynakça, İçindekiler, Teşekkür, Dizin ve Ekler kısımları tarama dışı bırakılabilir. Yukarıdaki azami benzerlik oranları yanında tek bir kaynaktan olan benzerlik oranlarının %5'den büyük olmaması gerekir.

Sunulan bilgilerin doğru olduğunu, aksi halde doğacak hukuki sorumlulukları kabul ettiğimizi beyan ederiz.

Tez Yazarı (Öğrenci)	Tez Danışmanı
Erol ŞAHİN	Dr. Öğr. Üyesi Nesrin ADIGÜZEL
30.9.2021	30.9.2021
İmza:	İmza:

* Tez ile ilgili YÖKTEZ’de yayınlamasına ilişkin bir engelleme var ise aşağıdaki alanı doldurunuz.

Tezle ilgili patent başvurusu yapılması / patent alma sürecinin devam etmesi sebebiyle Enstitü Yönetim Kurulunun .../.../... tarih ve sayılı kararı ile teze erişim 2 (iki) yıl süreyle engellenmiştir.

Enstitü Yönetim Kurulunun .../.../... tarih ve sayılı kararı ile teze erişim 6 (altı) ay süreyle engellenmiştir.

TEŞEKKÜR

Atatürk Üniversitesinde yapmış olduğum doktora tezime için; hiçbir desteği ve fedakârlığı esirgemeyen değerli hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Nesrin ADIGÜZEL, hakları olan zaman ve ilgiyi çalışmalarım dolayısı ile veremediğim ailem, başta eşim Meral ŞAHİN 'e, çocuklarım Ebrar, Betül, Zülal ve Ömer Mert ŞAHİN 'e teşekkürlerimi sunarım. En büyük destekçilerim annem Mürtez ŞAHİN'e ve hayatının en büyük zevki çocuklarının kariyerlerinin yükselmesi olan 2020 yılında kaybettiğim babam İbrahim ŞAHİN'e minnettarlığımı sunarım.

Erol ŞAHİN



ÖZET

DOKTORA TEZİ

İKLİM ŞARTLARININ ISI POMPASI SİSTEMİ PERFORMANSINA ETKİLERİNİN TEORİK VE DENEYSEL ANALİZİ

Erol ŞAHİN

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Nesrin ADIGÜZEL

Amaç: İklim şartlarının en önemli unsurlarından olan hava sıcaklığı ve hava içindeki su buharının, ısıtma-soğutma işlemlerinde ve ısı pompası sisteminin çalışmasında sebep oldukları enerji ve ekserji kayıplarının ortaya konulması amaçlanmıştır.

Yöntem: Bu çalışmada bağıl nemin iklimlendirme işlemlerine olan etkilerinin teoriksel değerlendirilmesi için Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nden alınan verilerden faydalanılmıştır. Türkiye'nin nemli bölgelerinden olan Rize, Trabzon, Giresun ve Ordu illerine ait 10 yıllık nem ve sıcaklık verilerinin psikrometrik değerlendirilmeleri yapılmıştır. Bağıl nemin sebep olduğu entalpi değişimleri grafiklerle yorumlanmıştır.

Deneysel analiz için kurulan sistemde iki adet su kaynaklı ısı pompası kullanılmıştır. Birinci ısı pompası ile atmosferik havanın bağıl nemi ve sıcaklığı düşürülmüştür. Sistem içerisinde 20°C, 23°C, 26°C, 29°C, 32°C sıcaklık seviyelerine getirilen havaya sırası ile %20, %30, %40, %50, %60, %70, %80, %90 bağıl nem seviyeleri sağlanmıştır. İstenilen nem ve sıcaklığa ulaşan havanın 2. ısı pompasında oluşturduğu etkiler, hava, su ve soğutucu akışkan için sıcaklık, nem, basınç, debi ve akımölçerlerle tespit edilmiştir. Sonuçlar termodinamik hesaplamalara tabi tutulmuş ve grafiksel olarak ortaya konulmuştur.

Bulgular: Yapılan teorik ve deneysel incelemeler, hava içindeki su buharının (bağıl nemin) ısıtma ve soğutma çalışmalarına harcanan enerjiyi arttırdığını ortaya koymuştur. Isı pompası bileşenlerinin, özellikle evaporatörün ekserji kaybına uğradığı ortaya çıkmıştır. Bağıl nemin artması ile ısı pompası sistemlerinde ve bileşenlerinin her birinde ekserji ve enerji kayıpları da artmaktadır.

Sonuç: Bu çalışmada havadaki su buharının artması ile ısıtma ve soğutma çalışmalarının zorlaştığı ortaya konmuştur. Buna bağlı olarak ısı pompası sistemi elemanlarının, nemli bölgelerde farklı çeşit ve ebatlarda tercih edilebileceği ortaya çıkmıştır.

Anahtar Kelimeler: Bağıl Nem, Bağıl Nemin Isı Pompalarına Etkileri, Ekserji Analizi, Bağıl Nemin Soğutma Makineleri Performansına Etkileri, Isı Pompalarında Ekserji Analizi
Eylül 2021, 132 sayfa

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE EFFECT OF CLIMATE CONDITIONS ON HEAT PUMP SYSTEM PERFORMANCE

Erol ŞAHİN

Atatürk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Asist. Dr. Nesrin ADIGÜZEL

Purpose: In this study ,it was aimed to reveal the energy and exergy losses caused by air temperature and water vapor in the air, which are the most important elements of climatic conditions, in heating-cooling processes and in the operation of the heat pump system.

Method:The data which was achieved from meteorology institution was benefited for the theoretical evaluation of the effects of relative humidity on air conditioning studies. Psychrometric evaluations of 10-year humidity and temperature data belonging to the provinces of Rize, Trabzon, Giresun and Ordu, which are the humid regions of Turkey, were made. The enthalpic changes caused by the relative humidity were interpreted with graphs. Two water source heat pumps were used in the system established for the experimental analysis. The relative humidity and temperature of the atmospheric air were reduced with the first heat pump. Relative humidity levels of 20%, 30%, 40%, 50%, 60%, 70%, 80%, 90%, respectively, were provided to the air brought to 20, 23, 26, 29, 32 degrees Celsius temperature levels in the system. The effects of the air reaching the desired humidity and temperature on the 2nd heat pump were determined with temperature, humidity, pressure, flow and amperimeters for air, water and refrigerant.The results were subjected to thermodynamic calculations and presented graphically.

Findings: The theoretical and experimental studies done revealed that water vapor (relative humidity) in the air increases the energy spent on heating and cooling works. It was revealed that the heat pump components, especially the evaporator, suffer high exergy losses. With the increase of relative humidity, exergy and energy losses in heat pumps and each of their components also increase.

Results: In this study, it was revealed that the heating and cooling works became more difficult with the increase of water vapor in the air. Accordingly, it was observed that the heat pump system elements can be operated in different styles and capacities in high humidity areas.

Keywords: Relative Humidity, Effects of Relative Humidity on Heat Pumps, Exergy Analysis, Effects of Relative Humidity on Cooling Machines Performance, Exergy Analysis in Heat Pumps

September 2021, 132 pages

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY TUTANAĞI.....	i
ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
TABLolar DİZİNİ.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	xiii
GİRİŞ.....	1
KURAMSAL TEMELLER.....	16
Isı pompaları	16
Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları	18
Kompresörler	19
Kodenseler (Yoğuşturucular)	20
Genleşme Valfi	21
Evaporatörler (Buharlaştırıcı).....	21
Soğutucu Akışkanlar.....	22
Nemlendiriciler	23
Isı pompalarının termodinamiği	23
İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompası/Soğutma Makinesi Çevrimi.....	26
METARYAL ve METOD	28
Deney Sistemi	28
Deney Sisteminde Kullanılan Elemanlar.....	32
Kompresör	32
Kondenser	32
Evaporatör	33
Genleşme Valfi	33
Deney Sisteminde Kullanılan Soğutucu Akışkan.....	34
Deneylerin Yapılışı.....	34
Parametrelerin belirlenmesi	35
Deneylerin Planlanması	35

Verilerin Değerlendirilmesi ve Isı Pompasının Performans Kriterleri	36
Performans Kriterlerinin Genel Analizi	36
Etkinlik Katsayısı (COP)	37
İklimlendirme Termodinamiği	38
Psikrometrik Diyagram.....	40
Ekserji Analizi	42
Ekserji denkliği ve akışkanların ekserjisi	43
Ekserji verimi	43
Ekserji yok oluşu	44
Tersinmezlik oranı	45
Termodinamik iyilik derecesi	45
Hata Analizi	45
Belirsizlik Hata Analizi	46
Deney sisteminde kullanılan ölçüm elemanları	47
BULGULAR ve TARTIŞMA	54
Bağıl Nem ve Sıcaklık Değişiminin Sistemdeki Etkileri	60
Deneylein Psikrometrik Diyagram Üzerinde Gösterimi	65
Sistem ve Bileşenlerin Ekserji Analizi	70
Sistem Bileşenlerinin Ekserji Kayıplarının Karşılaştırılması	84
Sistem Bileşenlerinin Tersinmezlik Oranları	88
Ordu, Giresun, Trabzon ve Rize İklim Bölgeleri Hakkında Enerjetik Analiz.....	92
Rize, Trabzon, Giresun ve Ordu İllerinin Bağıl Nem Durumu	92
SONUÇ VE ÖNERİLER	99
Nemli Bölgelerdeki Bağıl Nemden Kaynaklanan Enerji Kaybı.....	100
Gaz Miktarları Değişikliğinin Ekserji Analizi.....	101
Sıcaklık ve Bağıl Nem Değişimi İçin Ekserji Analizi	103
Sistem Elemanlarının Birbirlerinde ve Sisteme Göre Değerlendirme.....	106
KAYNAKÇA	111
ÖZGEÇMİŞ.....	116

TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 1. Ölçüm cihazlarının hata değerleri.....	47
Tablo 2. Ordu iline ait on yıllık, aylık sıcaklık ve nem ortalamaları.....	93
Tablo 3. Giresun İline ait on yıllık, aylık sıcaklık ve nem ortalamaları.	93
Tablo 4. Trabzon iline ait on yıllık, aylık sıcaklık ve nem ortalamaları.....	94
Tablo 5. Rize iline ait on yıllık, aylık sıcaklık ve nem ortalamaları.....	94



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası şematik gösterimi	18
Şekil 2. Isı pompası ve soğutma makinesinin termodinamik modeli.....	24
Şekil 3. Carnot çevriminin T-s diyagramı	25
Şekil 4. İdeal buhar sıkıştırırmalı ısı pompası/soğutma çevrimi T-s diyagramı.....	26
Şekil 5. Kurulan deney düzeneği şematik gösterimi	28
Şekil 6. Deney sisteminin genel görünüşü.	30
Şekil 7. Üzerinde ölçümlerin yapıldığı ısı pompası.	30
Şekil 8. Sistemde kullanılan kompresör.	32
Şekil 9. Sistemde kullanılan sulu kondenser	33
Şekil 10. Sistemde kullanılan hava soğutuculu evaporatör	33
Şekil 11. Sistemde kullanılan genleşme valfi.....	34
Şekil 12. Psikrometrik Diyagramın şematik gösterimi.	41
Şekil 13. Deney düzeneğinde gerçekleştirilen iklimlendirme işlemleri.....	42
Şekil 14. Üzerinde ölçümlerin yapıldığı ısı pompasının genel kontrol paneli	47
Şekil 15. Sıcaklık ölçüm göstergesi ve kullanılan termokupl	48
Şekil 16. Alçak ve Yüksek Basıncı Gösteren Manometreler	48
Şekil 17. Hassas sıcaklık ve bağıl nem ölçme ve kayıt cihazları	49
Şekil 18. Analog rotametre tipi, 40-400 L/h suyun debisini gösteren debimetre.....	49
Şekil 19. Soğutucu Akışkan Debimetresi.....	50
Şekil 20. Harcanan elektriği gösteren Entes EPM-06 marka multimetre.....	50
Şekil 21. Hava hızını ölçen anemometre.....	51
Şekil 22. Yoğuşan su miktarını ölçen ölçüm araçları.....	51
Şekil 23. Sistem içine verilen soğutucu akışkanın miktarını tespit için kullanılan 1/1000 hassasiyetli terazi.....	51
Şekil 24. Üzerinde ölçümlerin yapıldığı ısı pompası, R134-a soğutucu akışkan tankı, gaz boşaltma pompası.	52
Şekil 25. Kompresör üstü sıcaklığının ölçüldüğü lazerli sıcaklık ölçme cihazı.....	52
Şekil 26. Havanın sıcaklığının artırılması için rezistanslara gerekli elektriği enerjisini ayarlamaya yarayan dimmer.....	53
Şekil 27. Hava kanalına su buharı üreten buhar makineleri.....	53
Şekil 28. Soğutucu akışkan miktarına göre ısı pompası etkinlik katsayısı değişimi.....	55
Şekil 29. Soğutucu akışkan miktarına göre soğutma makinesi etkinlik katsayısı değişimi.	56

Şekil 30. Soğutucu akışkan miktarına göre ısı pompası sisteminde gerçekleşen ekserji yok oluşu.	57
Şekil 31. Soğutucu akışkan miktarına göre kompresörde gerçekleşen ekserji yok oluşu.	57
Şekil 32. Soğutucu akışkan miktarına göre kondenserde oluşan ekserji yok oluşu.	58
Şekil 33. Soğutucu akışkan miktarına göre evaporatörde oluşan ekserji yok oluşu.	58
Şekil 34. Soğutucu akışkan miktarına göre genişleme valfinden oluşan ekserji yok oluşu.	59
Şekil 34. Soğutucu akışkan miktarına göre ısı pompası için ekserji verimi.	59
Şekil 35. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin alçak basınç üzerindeki etkileri.	60
Şekil 36. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin yüksek basınç üzerindeki etkileri.	61
Şekil 37. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin çıkış sıcaklığına etkileri.	62
Şekil 38. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin çıkış bağıl nemine etkileri.	62
Şekil 39. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin çıkış hava hızına etkileri.	63
Şekil 40. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin yoğuşan su miktarına etkileri.	64
Şekil 41. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kompresör işine etkileri.	64
Şekil 42. 20°C sıcaklıkta bağıl nem değişiminin entalpi değerleri üzerindeki etkileri.	65
Şekil 43. 23°C sıcaklıkta bağıl nem değişiminin entalpi değerleri üzerindeki etkileri.	66
Şekil 44. 26°C sıcaklıkta bağıl nem değişiminin entalpi değerleri üzerindeki etkileri.	66
Şekil 45. 29°C sıcaklıkta bağıl nem değişiminin entalpi değerleri üzerindeki etkileri.	67
Şekil 46. 32°C sıcaklıkta bağıl nem değişiminin entalpi değerleri üzerindeki etkileri.	68
Şekil 47. Giren ve çıkan entalpi.	69
Şekil 48. Bağıl nem değişiminin entalpi farkları üzerindeki etkileri.	69
Şekil 49. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin COP _{SM} üzerindeki etkileri.	70
Şekil 50. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin COP _{IP} üzerindeki etkileri.	71
Şekil 51. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin ısı pompası ekserji yok oluşuna etkileri.	71
Şekil 52. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kompresördeki ekserji verimine etkileri.	72
Şekil 53. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kompresördeki ekserji yok oluşuna etkileri.	72
Şekil 54. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kompresördeki tersinmezlik oranına etkileri.	73
Şekil 55. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kompresördeki termodinamik iyiliğe etkileri.	74
Şekil 56. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kondenser ekserji verimine etkileri.	74
Şekil 57. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kondenserdeki ekserji yok oluşuna etkileri.	75
Şekil 58. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kondenser tersinmezlik oranına etkileri.	76
Şekil 59. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kondenser termodinamik iyilik durumuna etkileri.	76

Şekil 60. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin evaporatör ekserji verimine etkileri.....	77
Şekil 61. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin evaporatör ekserji yok oluşuna etkileri.....	77
Şekil 62. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin tersinmezlik oranına etkileri.	78
Şekil 63. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin evaporatör termodinamik iyilik değerlerine etkileri.....	78
Şekil 64. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin genişleme valfindeki ekserji yok oluşuna etkileri,	79
Şekil 65. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin genişleme valfindeki tersinmezlik oranına etkileri.	80
Şekil 66. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin genişleme valfindeki termodinamik iyilik durumuna etkileri.....	80
Şekil 67. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin ısı pompası ekserji verimine etkileri (soğutucu akışkan açısından değerlendirilmesi).	81
Şekil 68. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin ısı pompası ekserji yok oluşuna etkileri (soğutucu akışkan açısından değerlendirilmesi).	82
Şekil 69. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin ana bileşenler harici parçalardaki ekserji yok oluşuna etkileri.	83
Şekil 70. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin ana bileşenler harici parçalardaki tersinmezlik oranına etkileri.	83
Şekil 71. 20°C ‘de sistem bileşenlerindeki ekserji yok oluşları karşılaştırılması.	85
Şekil 72. 23°C ‘de sistem bileşenlerindeki ekserji yok oluşlarının karşılaştırılması.	86
Şekil 73. 26°C ‘de sistem bileşenlerindeki ekserji yok oluşlarının karşılaştırılması.	86
Şekil 74. 29°C ‘de sistem bileşenlerindeki ekserji yok oluşlar karşılaştırılması.	87
Şekil 75. 32°C ‘de sistem bileşenlerindeki ekserji yok oluşlarının karşılaştırılması.	88
Şekil 76. 20°C ‘de sistem bileşenlerindeki tersinmezlik oranlarının karşılaştırılması.....	89
Şekil 77. 23°C ‘de sistem bileşenlerindeki tersinmezlik oranlarının karşılaştırılması.....	90
Şekil 78. 26°C ‘de sistem bileşenlerindeki tersinmezlik oranlarının karşılaştırılması.....	90
Şekil 79. 29°C ‘de sistem bileşenlerindeki tersinmezlik oranlarının karşılaştırılması.....	91
Şekil 80. 32°C ‘de sistem bileşenlerindeki tersinmezlik oranlarının karşılaştırılması.....	91
Şekil 81. Ordu İlinin iklimlendirme çalışmalarının entalpiik değerlendirmesi.....	95
Şekil 82. Giresun İlinin iklimlendirme çalışmalarının entalpiik değerlendirmesi.	95
Şekil 83. Trabzon İlinin iklimlendirme çalışmalarının entalpiik değerlendirmesi.....	96
Şekil 84. Rize İlinin iklimlendirme çalışmalarının entalpiik değerlendirmesi.....	97

Şekil 85. Rize, Trabzon, Giresun, Ordu illerinin konfor sıcaklığının sağlanması için gerekli Δh durumu.	98
Şekil 86. Sistem bileşenlerinde sıcaklık ve bağıl nem değişimine göre oluşan genel eğilimler	108
Şekil 87. Deneyler sonucunda aynı entalpiyi sağlayan sıcaklık ve bağıl nem değerleri.	109



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

COP_{Carnot}	: Carnot Çevrimi Isıtma/Soğutma Tesir Katsayısı
COP_{IP}	: Isıtma Tesir Katsayısı
$COP_{IP-Carnot}$: Carnot Isı Pompası Çevrimi Isıtma Tesir Katsayısı
$COP_{SM-Carnot}$: Carnot Soğutma Çevrimi Soğutma Tesir Katsayısı
COP_{Sistem}	: Isı Pompası Sistemi Isıtma Tesir Katsayısı
COP_{SM}	: Soğutma Tesir Katsayısı
c_p	: Sabit Basınçtaki Özgül Isınma Isısı
E	: Enerji
\dot{E}	: Enerji Geçişi
e	: Özgül Enerji
e_x	: Özgül Ekserji
Ex	: Ekserji
$\dot{E}x$: Ekserji Geçişi
$\dot{E}x_{yok}$: Yok Olan Ekserji
h	: Entalpi
I	: Elektrik Akımı
\dot{m}	: Kütleli Debi
\dot{m}_ζ	: Çıkan Kütleli Debi
\dot{m}_g	: Giren Kütleli Debi
\dot{m}_{hava}	: Havanın Kütleli Debi
\dot{m}_{SA}	: Soğutucu Akışkanın Kütleli Debi
\dot{m}_{su}	: Suyun Kütleli Debi
R	: Ölçümü Gerekli Büyüklük
RI	: Tersinmezlik Oranı
s	: Özgül Entropi
T	: Sıcaklık
T_H	: Yüksek Sıcaklıktaki Ortam
T_L	: Düşük Sıcaklıktaki Ortam
V	: Elektrik Gerilimi
\dot{Q}	: Isı Enerjisi Geçişi
\dot{Q}_{Evap}	: Evaporatör Tarafından Alınan Isı Enerjisi
\dot{Q}_H	: Yüksek Sıcaklıklı Ortama Geçen Isı Enerjisi

\dot{Q}_L	: Düşük Sıcaklıklı Ortamdan Alınan Isı Enerjisi
\dot{Q}_{Kond}	: Kondenserden Verilen Isı Enerjisi
\dot{Q}_T	: Toplam Isı Geçişi
W	: Toplam İş Ya Da İş Geçişi
w	: Kısmi Hata Oranı
W_R	: Toplam Hata Oranı
W_{Fan}	: Fan Elektrik İş
W_{Komp}	: Kompresör İş
$W_{Komp,elek}$: Kompresör Elektrik İş
ω	: Özgül Nem Oranı
ω_o	: Ölü Hal İçin Özgül Nem Oranı
x_n	: Değişken
η	: Birinci Kanun Verimi
ψ	: Ekserji Verimi
ψ_{evap}	: Evaporatör Ekserji Verimi
ψ_{IP}	: Isı Pompası Sistemi Ekserji Verimi
ψ_{komp}	: Kompresör Ekserji Verimi
ψ_{kond}	: Kondenser Ekserji Verimi
ψ_{Gen}	: Genleşme Valfi Ekserji Verimi
ψ_{sistem}	: Sistem Ekserji Verimi
ρ	: Yoğunluk
ε	: Termodinamik İyilik Derecesi

GİRİŞ

Isıtma ve soğutma , insanoğlunun var oluşu ile aynı yaştaki en temel ihtiyaçlarındandır. En ilkel dönemlerden bu güne yaşanan çağa, iklim şartlarına, coğrafi yapıya göre bu ihtiyaçlara çözümler getirilmeye çalışılmıştır. Öyle ki insanların yaşam koşullarını şekillendirebilmiş, toplumların sembolü dahi olabilecek kültürel farklılıklara sebep olmuştur.

Isıtma ve soğutma ihtiyacı, kültürler arası entegrasyon ve teknolojik gelişmelerle yeni boyutlar kazanmıştır. Gittikçe büyüyen yerleşim merkezleri, binalar, tarım toplumundan sanayi toplumuna ve sonrasında bilgi toplumuna geçiş ve çevresel faktörler yeni ısıtma ve soğutma taleplerini beraberinde getirmiştir. İnsanlar şehirlerde merkezi çözümlere talep gösterirken, kırsal yaşam bölgelerinde ise kolay erişilebilir yöntemlere yönelmişlerdir.

Toplumlardaki değişimler özellikle gıda sektöründeki ısıtma ve soğutma alanında daha etkili çözüm taleplerini beraberinde getirmiştir. Büyük bir kısmı şehirlerde yaşayan, yedi milyarı geçen dünya nüfusuna hizmet vermeye çalışan gıda endüstrisi için ürünlerin bozulmadan tüketicilere ulaştırılması çok önemli hale gelmiştir. Bu amaçla özellikle kimya ve soğutma alanında büyük bütçeli araştırmalar hayata geçirilmiştir.

Küresel ısınmanın her geçen gün etkisini arttırmasıyla ısıtma ve soğutma için sarf edilen enerji de gittikçe artmaktadır. Bu durum bilim insanlarını, yeni enerji kaynakları arayışına ve bilinen kaynakların kullanımlarını her yönü ile analiz etmeye sevk etmiştir. Hâlihazırdaki enerji kaynaklarının daha ekonomik ve verimli kullanabilme çalışmaları en üst düzeylere çıkmıştır. Her alanda enerji tüketimlerini etkileyen unsurlar tepeden tırnağa yeniden ve defalarca ele alınmaktadır. Bu etkenlerin en az kayıpla kullanımları konusu, enerji araştırmacılarını gittikçe daha çok meşgul etmektedir. Bilim insanları ısı enerjisi üretilen ve tüketilen her yeri termodinamik olarak analiz etme yoluna gitmektedir. Isıtma ve soğutma işlemlerini gerçekleştiren makine ve elemanları her yönü ile ele alınmaktadır. Sarf edilen enerjiyi en aza, elde edilen verimi ise en üst düzeye çıkarma yolunda kuramsal ve deneysel çalışmalar artarak devam etmektedir.

Isı pompası sistemleri günümüzde değişik kombinasyonlarla ısıtma, soğutma, kurutma, ortam havası temizleme, havadan su elde etme gibi alanlarda insanlığa hizmet vermektedir. Özellikle ısıtma ve soğutma işlemlerinde kullanılan ısı pompası ve soğutma makineleri üzerinde sürekli araştırmalar yapılmaktadır. Isı pompaları ve soğutma makineleri için hedef nokta olan, 1824 yılında Marie François Sadi Carnot tarafından ortaya konulan Carnot Çevrimi

verimine yaklaşılmaya çalışılmaktadır. Carnot, ısıtma ve soğutma çevrimlerinin hiçbir kayıp olmadan gerçekleşebilme durumunu hesaplamıştır. Tersinir Carnot çevrimleri artık mühendislerin çalışmalarına hedef nokta olmuştur. Termodinamik kaynaklarda Carnot çevrimine ulaşmanın engelleri olarak tanımlanan tersinmezliklerin en aza indirilmesi için ısı ve enerji laboratuvarlarında sürekli incelemeler yapılmaktadır.

Isı pompalarının ve soğutma makinelerinin verimlerine etki eden parametrelerden biri de bu makinelerin çalıştıkları ortamlardaki havanın bağıl nemidir. Havadaki su buharı, ısı pompası ve soğutma makinesi için verimi etkileyen en temel ölçü olan entalpiyi ciddi olarak arttırmaktadır. Bu durum ısı pompası ve soğutma makinesi performansını, verimini ve ömrünü etkilemektedir (Çengel ve Boles 2011).

Termodinamik kaynaklarda insan vücudunun rahat ettiği konfor şartları olarak üç temel ölçü alınır; sıcaklık, havadaki nem oranı ve havanın akış hızı. İnsan vücudu 22 °C- 27°C sıcaklıkta, %40-%60 bağıl nem ve 15 m/dak hava dolaşım hızı olan ortamda fazla ısınıp atabilmekte ve rahat edebilmektedir. Bu değerlere, insan vücudunun konfor değerleri adı verilir. Bu parametreler, ısıtma ve soğutma işlemlerinin en çok etkilendiği etkenlerdir (Çengel ve Boles 2011).

Isıtma ve soğutma işlemlerinde aynı sıcaklık ve hava akımında değişik iklimlerde elde edilen sonuçların aynı olmaması mühendisleri iklim şartlarını incelemeye yöneltmiştir. Sıcaklık faktörü ısıtma ve soğutma çalışmalarında ölçü alınan en temel etkendir. Bu etken tasarım ve hesaplamalarda da en temel referans olmuştur. Sıcaklıktan sonra en etkili faktörlerden birinin de homojen bir karışım olan atmosferdeki bağıl nem olduğu ortaya çıkmaktadır. Aynı termometre göstergesindeki bu etkinin farkı insan konforu başta olmak üzere bütün ısıtma ve soğutma çalışmalarında kendini göstermektedir.

Isı pompası ve soğutma makinelerinin çalışma performanslarını etkileyen değişkenlerin incelendiği pek çok araştırma yapılmıştır. Birçok etken enerji, ekserji ve entropik açıdan ele alınmıştır. Bu tez çalışmasının oluşmasında etkisi olan çalışmaların veya ilgili bölümlerin içerikleri aşağıda sunulmuştur.

İklim şartlarının iklimlendirme çalışmalarına etkileri konusunda Lavan ve arkadaşları 1982 yılında bir çalışma yapmışlardır. Nem almalı bir soğutma sisteminin bağıl neme karşı tepkilerini, oluşturdukları sitemde analiz etmeye çalışmışlardır. Ortam havası içindeki su buharının sistemlerine etkilerini grafiklerle ifade etmişlerdir.

Zhang ve Kushwaha 1993'teki çalışmalarında ortam havasındaki su buharının, bazı metal türlerinde sürtünmeye olan etkilerini analiz etmişlerdir. Daha çok galvanizli çelik ve alüminyum malzemelerinden yapılmış parçaların üzerinde yapılan deneysel çalışmalarda genel olarak bağıl nemin sürtünme katsayısı ile doğru orantılı olarak değiştiğini ortaya koymuşlardır.

Her çağın kendi imkanlarına göre soğutma metotları olmuştur. Buharlaşmalı soğutma yöntemleri yıllardır geliştirilerek kullanılan bir soğutma sistemidir. Psikrometrik diyagramlarda çok açık şekilde görülmektedir ki dış hava bağıl neminin yüksek olduğu bölgelerde öncelikle dış hava neminin azaltılması gerekmektedir. Soğutma makineleri kullandıkları enerjinin bir kısmını, soğutma işlemleri sırasında havadaki nemi ayırıştırmaya sarf etmektedir. Dış hava neminin azaltılma yöntemleri Yılmaz ve Büyükalaca'nın 'Evaporatif Soğutma Sistemleri' adlı çalışmasında analiz edilmiştir (1999).

Bölgesel iklim değişiklikleri bilim insanlarının her zaman ilgi odağı olmayı başarmıştır. Yüksek seviyedeki iletişim ve ulaşım sayesinde birbirleri ile gerçekleştirdikleri değerlendirmeleri insanlığın hizmetine yeni gelişmeler olarak sunmuşlardır. Bu bağlamda 2000 yılında Kodama ve arkadaşları, nem almalı bir soğutma sisteminde teoriksel ve deneysel olarak incelemelerde bulunmuştur. Oluşturdukları sistemdeki hava hızının enerji kaybı ve entropi artışlarına etkisini grafiklerle ortaya koymuşlardır.

Yapılan performans ölçme çalışmalarında sonuçları en iyi ortaya koyma yöntemlerinden biri COP değerlerindeki tepkilerin ortaya koyulması olmaktadır. Kanoğlu ve arkadaşları 2004'te oluşturdukları bir nem alma sisteminin COP ve buna bağlı olarak enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır.

Güneş enerjisi ile ısı pompalarının desteklenmesi son yıllarda çok revaç kazanmış çalışmalardandır. Kılıç 2006'da oluşturduğu sistemde, güneş kolektörü ile desteklediği ısı pompasının performans değişimlerini incelemiştir. Soğutucu akışkan olarak R404a kullandığı sistemde sistem COP değerinin 3,79'a çıkabildiğini göstermiştir. Bu sistemde siyah boyalı borulardan oluşan 1m²'lik güneş kolektörünü, aynı zamanda ısı pompası sisteminin evaporatörü olarak tasarlamıştır.

Isı pompası ile kurutma işlemi pek çok alanda uygulanmaktadır. 2006'da deri kurutma amaçlı tasarladığı sisteminde Mirza, ortam bağıl nemini ve dolayısı ile derideki nemi almak için ısı pompası kullanmıştır. Nem alma işlemi istediği seviyeye geldiği durumda ısı pompasının elemanlarının verimlerini ve sistem COP değerini oluşturduğu simülasyon yardımı ile analiz etmiştir.

Ortam bağıl neminin alınması yolu ile yapılan kurutma işlemlerinden biri de çok farklı bir iklime sahip Mısır'da Fatouh tarafından 2006'da gerçekleştirilmiştir. Ebegümece, maydanoz ve nane bitkilerinin kurutulduğu sistemde soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. Küçük bitkilerin daha kolay kuruduğu sonucuna varılan incelemede, sistemin termodinamik performansları da grafiklerle ortaya konulmuştur.

İklim şartlarını mevcut şartlardan istenilen şartlara getirebilmek için pek çok yol denenmiştir. Bilim insanları, havanın bağıl nemini ve sıcaklık değerlerini istenilen duruma getirmek için değişik malzemeleri de araştırmışlardır. Bununla ilgili olarak 2007'de Ceylan ve arkadaşları oluşturdukları evaporatif iklimlendirme sisteminde soğutma ve nem alma işlevi gören bir ped malzeme kullanmışlardır. Daha çok yaz aylarında soğutma amaçlı kurulan sistem bir toprak kaynaklı ısı pompasına eklemeler yapılarak oluşturulmuştur. Sistemde hava, söz konusu soğutma pedinden geçirilerek daha serin hale getirilmeye çalışılmıştır. Yaz aylarında havayı kurutabilen sistem, kış aylarında da nemlendirerek ısıtmaya yardımcı olmaktadır. Bu sayede iç havadan ısı alınması daha etkili hale getirilmiştir. Ayrıca daha çevreci etkileri olduğu yapılan ölçmeler ve hesaplamalar sonucunda ortaya çıkmıştır.

Ihara ve arkadaşları 2008'de Tokyo'nun belirli bir bölgesindeki ofislerin ısıtma ve soğutma sistemlerinin performansını incelemişlerdir. Söz konusu bölgede ısıtma ve soğutma için harcanan elektrik tüketiminin yılın ve günün belirli dönemlerinde arttığı gözlemlenmiştir. Bu enerji artışına neden olan etmenler arasında bağıl nemin önemli bir yeri olduğu sonucuna varmışlardır. Küresel ısınmanın etkilerini de göz önünde bulunduran Ihara ve arkadaşları, bağıl nemin arttığı dönemlerde elektrik sarfiyatının yükseldiğini teoriksel olarak kanıtlamışlardır.

Hawladar ve arkadaşları 2008'de ortamdaki bağıl nemi, güneş enerjisi desteği ile azaltmaya yarayan bir sistem gerçekleştirmişlerdir. Sistemdeki R134a akışkanını buharlaştırmak için güneş enerjisi desteğini eklemişlerdir. Sistem içindeki havanın ısıtılması için destek güneş kolektörü ve girişte bir ısıtıcı kullanılmıştır. Oluşturulan sistemde güneş ışınımı, sıcaklık, bağıl nem, basınç ve hava hızı ölçümleri yapılmıştır. Cihazlar için yapılan hata analizi \pm % 3,5 olarak sonuç vermiştir. Verimin hava debisinin artması ile doğru orantılı olarak değiştiğini tespit etmişlerdir.

Kurutma, katılardan, sıvılardan ve gazlardan, su ve diğer sıvıların uzaklaştırılması işlemidir. Kurutma işlemi genel olarak katı maddeler içindeki su buharının alınması olarak anılır. Bu işlem, kurutulacak malzemenin bulunduğu ortamdaki bağıl nemin alınması ve /veya üzerlerinden sıcak gazlarla temas ettirilmesi yolu ile gerçekleşir. Bu sayede maddenin temas

eden yüzeyinden ışıınım ve taşınım ile ısı ve kütle transferi gerçekleştirilir. Ortamdaki havanı özellikleri kurutmada en etkili parametrelerdendir (Güngör ve Özbalta, 2009).

Bir kurutma sistemini 2009'da Ceylan ve arkadaşları, ısı pompası yardımı ile kavak ve çam kerestelerini, havanın bağıl nemini alarak gerçekleştirmişlerdir. Sistemleri, kurutma yaparken 24 saatlik bir sürede kerestelerdeki nem miktarlarını 1,28 kg su /kg kuru madde ve 0,60 kg su / kg kuru madde miktarlarından, 0,15 kg su / kg kuru madde miktarına kadar kurutmayı başarabilmiştir. Kuruma seviyesini fırın içerisindeki tartılarla takip etmişlerdir. İstedikleri ağırlığa gelince fırından çıkarmışlardır. Isı pompalı fırın sistemlerindeki kavak kerestelerindeki nemi, 70 saatte ise 1,28 kg su /kg kuru madde miktarından 0,15 kg su/kg kuru madde indirebilmişlerdir. 0,60 kg su /kg kuru madde nemindeki çam kerestelerini ise 50 saatte 0,15 kg su /kg kuru madde nem seviyesine indirmeyi başarmışlardır. Ortam havası içindeki su buharının alınması ile yapılan kurutma işlemleri arasından farklı denilebilecek bir çalışma olduğu söylenebilir.

Isı pompası kullanılarak kurutma çalışmalarından birini de Aktaş ve arkadaşları 2009'da yapmıştır. Deneysel olarak gerçekleştirdikleri karşılaştırmada elma dilimlerini, ısı pompalı sistemi ve güneş enerjili sistemle kurutmuşlardır. Deneysel olarak bulmuş oldukları bu sonuçları, Statgraphic programında yazdıkları algoritma ile kuramsal olarak desteklemişlerdir. Elma dilimlerini ısı pompası ile kuruttuklarında 4,8 g su/g kuru madde neminden, 0,18 g su/g kuru madde durumuna getirirken, güneş enerjisi ile yaptıkları kurutmada ise 4,8 g su/g kuru madde nemliliğinden 1 g su/g kuru madde durumuna kurutmuşlardır. Bu yararlılığın güneşsiz ve gece düşüğünü gören Aktaş ve arkadaşlarının vardıkları sonuçlardan biri de, kurutma sisteminin güneşli zamanlarda güneş enerjili, güneşin olmadığı zamanlarda da ısı pompası ile destekleneceği bir tasarımın ideal olabileceğidir.

2009'da simülatif olarak yaptıkları çalışmalarında Bourdoukan ve arkadaşları, dış hava şartlarının sistem ekipmanlarının verimleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Atmosfer havasının sistemleri ve elemanlarının verimleri üzerindeki etkilerini tespit etmişlerdir. Sistem parçalarının verimliliklerinin sistemin verimliliğine etkilerini ortaya koyarken, kritik verimlilik değerlerini bulmaya çalışmışlardır.

Kara, Çukurova Üniversitesinde 2009'da yüksek lisans için yaptığı çalışmasında, nem almalı bir iklimlendirme sistemi ele almıştır. İklimlendirilen ortama gönderilen taze havanın neminin önce bir nem alıcı üzerinden geçirilerek düşürüldüğü ve daha sonra buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi tarafından soğutulduğu bir sistem tasarlanmıştır. Deney düzeneğinin

bulunduğu ortamdaki bağıl nem ve sıcaklık değişimi sırasında oluşan ısı transferinin miktarını ve sebep olduğu enerji kaybını hesaplayan bir program yazmıştır. Ayrıca Adana ilinde, günün farklı saatlerindeki nem ve sıcaklık durumlarının neden olduğu değişiklikleri karşılaştırmıştır. Elde edilen sonuçlar, nemlendirme veya nem almanın, ısı ve kütle geçişi sırasındaki ekserji, entropi ve ekonomik açılarından önemini ortaya koymuştur.

Lohani ve Schmidt 2009'da Almanya'da yaptıkları çalışmalarında, fosil yakıtlı ısınma stili ile, toprak ve hava kaynaklı ısı pompalarının ekserjetik ve enerjetik karşılaştırmalarını yapmıştır. Buldukları bölgedeki tipik binalar için simülatör olarak gerçekleştirdikleri karşılaştırma, söz konusu ısıtma sistemlerinin arasındaki performans farklılıklarını ortaya koymuştur.

Delfani ve arkadaşları ısı pompası ile kurdukları bir deney düzeneğinde nem alma ve nemlendirme yaparak elde ettikleri sonuçları İran'ın değişik bölgelerinin iklimsel durumları ile karşılaştırmışlardır. Bir ısı değiştiricisi ile soğutma bobinini birleştirerek elde ettikleri kendi ısı pompası düzeneklerini, klasik soğutma bobinli ısı pompasının performansı ile karşılaştırmışlardır. Yapay olarak oluşturdukları bu deney düzeneği ile İran'ın değişik bölgelerine ait sıcaklık ve nem değerlerini sağlamış, bu durumdan istenilen değerlere geçiş performanslarını kıyaslamışlardır. Sonuç olarak kendi oluşturdukları eşanjörlü ısı pompasının daha etkili olduklarını kanıtlamışlardır. Delfani ve arkadaşlarının bu çalışması her yörenin nem, sıcaklık, hava akımı gibi enerji sarfiyatını etkileyen faktörlerin analizinin önemini ortaya koymuştur (Delfani *et al.* 2010).

Çin'in Shanghai bölgesinde 2010 yılında yapılan çalışmada bir ofiste iki adet ısı pompası kullanılmıştır. Isı pompalarından biri bölgenin belirli dönemine ait sıcaklık ve nem ortamını oluşturmak için, diğeri ise bu değerleri konfor şartlarına getirmek için kullanılmıştır. İstenilen değerlere getirebilmek için sarf edilen elektriğin miktarını analiz eden Yu ve arkadaşları, toprak soğutmalı ısı pompasının, ele aldıkları iklim bölgeleri için, soğutma ve ısıtmada etkili bir performansa sahip olduklarını ortaya koymuşlardır.

Izham ve Mahlia 2010'da laboratuvarlarında yaptıkları analizlerde, ortam sıcaklığı ve bağıl nemin COP değerlerine ve soğutma kapasitelerine etkilerini ortaya koymuşlardır. Sıcaklık artışının soğutma kapasitesi ve COP değerine etkisinin olumsuz olduğunu ortaya konulmuştur. Deney sistemlerine etkileyen bağıl nem farkının çok az olması ve sıcaklık değişiminin gölgesinde kalması sebebi ile, soğutma kapasitesi ve COP değerinin bağıl nem değeri ile doğru orantılı değiştiği hissini uyandırmıştır.

Sevilgen ve Kılıç 2011’de yayınlanan uluslararası bir yayınlarında, oluşturdukları oda içindeki insan maketi ile sıcaklık, nem ve hava akımının insan konforu üzerine etkilerini incelemiştir. Diğer çalışmalardan farklı olarak hava akımı parametresinin de konfora etkisi gözlemlenmiştir.

Atalay, 2010’daki doktora çalışmasında, hazırladığı ısı pompalı, güneş enerjisi destekli ve doğal kurutma ortamlarının kurutma performanslarını kıyaslamıştır. Aynı süre içinde gerçekleşen ısı ve kütle geçişleri miktarlarını kıyaslama ölçüsü olarak ele almıştır. Bitkilerin kurutulması için sisteme 2m/s ortalama hızla nemi alınmış, kuru hava vermiştir. Bu çalışmada ısı pompalı sistemin, doğal ortam kurutmasından %50, güneş enerji destekli kurutmada ise %30 daha etkili olduğu ortaya çıkmıştır. Böylelikle ısı pompalı kurutma sisteminin nem alma performansının, güneş enerji destekli ve doğal kurutma sisteminden daha fazla olduğu kanıtlanmıştır.

Yıldız Teknik Üniversitesinde yüksek lisans tezi için gerçekleştirilen bir çalışmada, toprak kaynaklı bir ısı pompası sisteminin ısıtma ve soğutma performansları incelenmiştir. Soğutma, nem alma ve havalandırma parametrelerinin sistem ve bileşenleri üzerindeki etkileri psikrometrik analizlerle ortaya konulmuştur. Ayrıca yaz ve kış dönemlerinin sistem üzerindeki etkilerini de ortaya koymuşlardır. (Kılıç 2011).

Bölgesel iklim şartlarının soğutma sistemlerine etkisini kanıtlamak isteyen La ve arkadaşları 2011’de oluşturdukları sistemlerinde buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin soğutma ve nem alma kapasitelerini incelemişlerdir. Sisteme uyguladıkları şartlarla bağıl nemin, sıcaklığın ve hava debisinin enerji tüketimine ve COP değerine etkisini ortaya koymuşlardır.

Çukurova Üniversitesi Mühendislik Fakültesinde 2011’de kurulan bir nem almalı soğutma sisteminde Uçkan ve Yılmaz, dış hava sıcaklığı ve bağıl nemin COP değeri, soğutma kapasitesi ve ikinci yasa üzerindeki etkilerini analiz etmişlerdir. Aynı gün içinde yaptıkları ölçümlerin sonucunda soğutma kapasitesi ile sıcaklık ve bağıl nemin ters orantılı olarak değiştiklerini, yani bağıl nemin yüksek olduğu zamanlarda kapasitenin düştüğünü, sıcaklık ve bağıl nemin alçak olduğu zamanlarda ise arttığını ortaya koymuşlardır. Aynı durumun COP içinde geçerli olduğunu, sıcaklık ve bağıl nem artışının COP değerinin düşüşüne sebep olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca bir başka çalışmalarında evaporatif bir soğutma sisteminin enerji analizini yapmışlardır.

Hayatımızın büyük bir kısmının geçtiği ev, okul, işyerleri gibi yaşam alanlarının konfor şartlarının iyileştirmesine yönelik çalışmalar her geçen gün artmaktadır. Covid19 başta olmak

üzere birçok hastalığın bu yaşam ortamlarında yayılıyor olması, hijyenik açıdan da hava kalitesinin incelenmesini ve iyileştirilmesini gerektirmektedir. Kaçınılmaz olarak diğer disiplinlerle birçok açıdan yolu kesişen termodinamiğin önemi daha da ortaya çıkmaktadır. Sıcaklık ve bağıl nem, ortam içindeki bakteri yaşaması ve üremesindeki en önemli faktörlerden sayılmaktadır. Orosa ve arkadaşları, 2011 yılında bir evin rutin bir gün içindeki nem, sıcaklık, hava hızı, CO₂ yoğunlaşması durumlarını incelemiştir. Söz konusu parametreleri dataloggerle kayda almışlardır. Çalışmaları sırasında kapı, pencere açılıp kapanması, insan sayısı yoğunlaşması, mutfakta yemek yapılması gibi birçok faktörü de gerçekleşme zamanlarına uygun olarak hesaba katmışlardır. Elde ettikleri bu verilerin sebep oldukları bakteri ve mantar üreme seviyeleri de değerlendirilmiştir. Araştırmacının ev iç havasının belirli bir nem seviyesinde olmasının önemini ortaya koyan buna benzer başka çalışmaları da mevcuttur. Yaşam ortamlarının sık sık havalandırılma ihtiyacının bilinenden çok fazla olduğu en önemli sonuçlardandır.

Farklı bir çalışma olarak Alahmar, Mayyas ve Dongri ise bir araç kabini içindeki ısı ve nem parametrelerini değiştirerek konfor ayarlaması yapmışlardır. Bu çalışmayı diğerlerinden ayıran farklılık, çalışmalarının etkilerini psikrometrik analizler olarak göstermişlerdir. Nem değişkeninin sıcaklık üzerindeki etkisini gösteren bir çalışma olarak 2011 yılında bilimsel literatüre girmişlerdir.

Orosa ve arkadaşları iklim ve hijyenik incelemeleri gemiler, kütüphaneler ve saunalar gibi yaşam alanları için gerçekleştirmişlerdir (2012). Çalışmalarında, insan hayatı için çok önemli olan sağlığa uygun şartların tespit edilmesinin ve geliştirilmesinin yanı sıra enerji ve ekonomi açılarından da değerlendirmelerde bulunmuşlardır.

Çiçek, yüksek lisans çalışması için yaptığı deneylerde, hava hızının ve buhar üreticisine verilen elektriksel gücün, nemlendirme verimi ve çıkıştaki bağıl nem oranına etkisini incelemiştir. Ara hız değerleri için yapay sinir ağları yönteminden yararlanarak sayısal değerler elde etmiştir. Çalışması için oluşturduğu buharlı nemlendiricide hava hızı, hava sıcaklığı, nemlendirme yükü, verimi ve bağıl nem oranı gibi faktörler ele alınmıştır. Buharlı nemlendirme sistemlerinde klima santrali içindeki hava hızının çıkıştaki havanın bağıl nemi ve nemlendirme verimi üzerinde önemli etkileri olduğu sonucuna varmıştır (Çiçek 2012).

Niu ve arkadaşları, bir hava soğutmalı ısı pompasına ikinci bir kondenser eklemiştir. Bu sayede akış hızı daha yüksek ve dengeli olmasını sağlamışlardır. Ayrıca bu değişikliğin tasarımlarında soğuma ve ısınmanın daha hızlı gerçekleştiğini tespit etmişlerdir. Sistemdeki

hava soğutmalı kondenserin hava akış oranına göre performansı simülasyon testleri ile ayrıntılı olarak ortaya koyulmuştur (Niu et al. 2012).

2012’de Jiangsu bölgesinde çalışmalarda bulunan Zhang ve Wei, toprak kaynaklı ısı pompasının davranışlarını 3 yıllık veriler üzerinden teoriksel olarak analiz etmişlerdir. Yüksek nem, yüksek sıcaklık ve çok düşük sıcaklıkların ısı pompası üzerinde çok büyük istikrarsızlıklara sebep olduğunu ortaya koymuşlardır. Yüksek nemin, ısıtma ve soğutma hedeflerini %33 kadar saptırdığını sonuç olarak sunulan grafiklerden anlaşılmaktadır.

Zhang ve arkadaşları, aynı yıl bir başka çalışmalarında bir müze içindeki iklim şartlarını incelemişlerdir. Müzedeki çok hassas dokulara sahip eserlerin bozulmasına sebep olabilen sıcaklık, bağıl nem ve hava hızını geleneksel iklimlendirme sisteminden farklı olarak oluşturdukları sistemleri ile birbirinden bağımsız bir şekilde düzenlemişlerdir. Bu sayede %21,7 gibi bir enerji kazanımı sağlamış oldukları görülmektedir. Ayrıca söz konusu parametrelerin değişimini, sistemlerine ekledikleri sensörlerle destekleyerek daha istikrarlı bir hale getirmişlerdir.

Bilindiği üzere toprak kaynaklı ısı pompalarının boruları iki şekilde toprağa gömülmektedir; zemine paralel ve zemine dik olarak. 2013 yılında Benli, söz konusu bu iki durum arasından hangisinin daha verimli olduğunu yaptığı deneysel çalışmasında ortaya koymaya çalışmıştır. Boruları zemine paralel ve zemine dik olarak ayrı ayrı konumlandırmıştır. Her iki ısı pompasını bir seranın iç havasının iklimlendirmesi için çalıştırmıştır. Günün ve yılın farklı zamanlarında yaptıkları ölçümlerle her iki ısı pompasının performans değerlendirmelerini gerçekleştirmiştir. Sonuçları COP farkları olarak ortaya koymuştur.

Çin’de yapılan bir araştırmada beş ayrı iklim bölgesindeki altı büyük kentteki iş binaların iklimsel verileri ele alınmıştır. Ge ve arkadaşları, 2013 yılında ayrı binalarda yaptıkları incelemelerini ortak grafiklerde birleştirmiş ve çalışmalarında ortaya koymuşlardır. %40 - %70 arasında bağıl nemin söz konusu olduğu ofislerde, iklimlendirme parametrelerinin klima sistemlerinin performanslarına etkilerini ortaya koymuşlardır. Hava soğutma sistemleri ile gerçekleştirdikleri çalışmalarının sonucunda, ekserjinin bağıl nemin artışı ile ters orantılı olarak değiştiği görülmektedir.

Havadaki nemi kontrol etmek için, kurutucu – destekli tersine Brayton soğutma çevrimi önerilen bir çalışma Noprega ve Sphaier tarafından 2013’te gerçekleştirilmiştir. Benzer çalışmalardan farkı sistemlerinde farklı nem alma yöntemi kullanmış olmalarıdır.

Soğutma sistemlerinde enerji verimliliğinin artırılabilmesi ve aynı zamanda soğutma kapasitesinin iyileştirilebilmesi için birçok çalışma yapılmıştır. Bu amaçla soğutma sistemleri ile bütünleşik çalışabilecek bir adyabatik nemlendirme sisteminin kullanımı teorik ve deneysel incelenmiştir. Yıldız 2013'te gerçekleştirdiği çalışmasında bir nozullu adyabatik nemlendirme sistemini, bir soğutma sistemi ile birleştirmiş ve gerçek şartlar altında incelemiştir. Elde edilen veriler, kompresör işinde %8,48'e kadar azalma, soğutma sistemi COP değerinde %32,92 ve tüm sistemin COP değerinde %18,43'e kadar artış olduğunu göstermiştir. Bu veriler adyabatik nemlendirme yönteminin kullanıldığı buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminde daha az enerji harcayarak daha fazla soğutma performansı sağlanabileceğini sonucuna varmıştır.

Türkiye, farklı iklim karakterlerine sahip büyük bir ülkedir. Dolayısı ile iklimlendirme araçlarını bölge şartlarına göre değişik zorlanmalar beklemektedir. Altın ve arkadaşları , ASHRAE 'nin kabul ettiği konfor şartlarının sağlanması için değişik iklimlendirme araçlarını Türkiye'nin farklı bölgeleri için kıyaslamışlardır. Ankara, İstanbul, İzmir, Erzurum, Antalya ve Urfa gibi farklı iklim özelliklerine ait illerin meteorolojik istatistikleri üzerinden yaptıkları kıyaslamayı 2013'te İzmir'deki 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresinde sunmuşlardır. Yaptıkları analizler, Psikrometrik diyagram üzerinde görülmektedir.

Öztürk, 2014'teki çalışmasında, fotovoltaik pille çalışan bir toprak kaynaklı ısı pompasının verim ve ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Sistemin farklı durumlar için ekserji verimini, ekserji kayıplarını ortaya koymuştur. Güneşin radyasyonun ve sıcaklığın durumuna göre COP'un değiştiğini ortaya koymuştur. Güneşin iyi alındığı zamanlarda verimliliğin %78'e kadar arttığı grafiklerde ifade edilmiştir.

2014'te Zheng, Ye, You, Zhang, yaptıkları deneysel çalışmada, aşırı soğuk bir alanda, deniz suyu kaynaklı ısı pompasının ısıtma performansını değerlendirmiştir. Tasarladıkları deney setlerine ısı pompasına ekledikleri ve soğuk deniz suyunda konumlandıkları ısı değiştiricisinin ısı transferi ve COP açısından sebep olduğu farklılıkları ortaya koymuşlardır.

2014'te Kim ve arkadaşları çalışmalarında, merkezi ve merkezi olmayan havalandırma sistemlerinin enerji ve ekserji açılarından karşılaştırmalarını gerçekleştirmişlerdir. Kurdukları merkezi olmayan soğutma sisteminin sıcak ve nemli iklimlerde merkezi sistemlerden daha iyi çalıştığını ortaya koymuşlardır.

Günay, 2014' te yüksek lisans tezinde Fluent yazılımını kullanarak nemli havanın yoğunlaşması sırasında oluşan ısı ve kütle transferini sayısal olarak incelemiştir. Oluşturduğu deney düzeneğinde; havayı iki levha arasından laminar akış koşulunda geçirmiş ve bu geçişte

oluşan momentum, enerji ve kütle transferini analiz etmiştir. Sisteminde havanın giriş koşullarını değiştirerek bağıl nem, hız ve sıcaklık parametrelerinin ısı transferi ve sıcaklık değişimine etkilerini ortaya koymuştur. Yaptığı analizlerde bağıl nem artışının duyulur ısı üzerinde önemli bir etki yaratmazken gizli ısıyı önemli ölçüde etkilediği görülmektedir. Hava hızı değiştirilerek yapılan deneylerde ise, hız değerinin artmasıyla ısı transferinin ve ısı sınır tabaka kalınlıklarının azaldığı gözlemlenmiştir.

Liu ve arkadaşları 2014'teki bir çalışmalarında güneş enerjili nem almalı ısıtma ve soğutma sisteminin verimsel analizini yapmışlardır. COP değerinde oluşan farklılıklarla, rejenerasyon sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkilerini analiz etmişlerdir.

2015'te Guan ve arkadaşları, bu amaçla Avustralya'nın 8 eyaletinin başkentleri için evaporatif soğutma sistemlerinin çalışma performanslarını ve buharlaşmalı soğutmaya göre karşılaştırmasını gerçekleştirmiştir. Bu değerlendirmeye göre hibrit evaporatif sistem verimlerinin %5'ten daha düşük bir enerji kazancına sebebiyet verdiğini ortaya koymuştur. Bu değer hava akımının ideal seviyesinin sağlanması ile oluşmaktadır.

Zhu ve arkadaşları, 2015'te uluslararası bir dergide yayınlanan eserlerinde, bağımsız nem ve sıcaklık ayarlaması yapabilen (Temperature and Humidity Independent Control Air Condition (THIC)) iklimlendirme sistemi performansını, geleneksel klima sistemi performansı ile karşılaştırmışlardır. Bu sistemi bir iş merkezine uygulamış ve COP'nin 4'ün üzerinde gerçekleştiğini göstermişlerdir.

Evaporatif soğutma sistemlerinin geliştirilmesine ve kullanıcıların tercihlerine yardımcı olmak amaçlı bir karşılaştırma çalışması da, 2015'te Torino'da gerçekleştirildi. Chiesa ve Grosso deneysel verileri kullanarak bir pasif aşağı akım evaporatif kurutma sistemi için değişik modelleri simülasyon olarak kıyaslamıştır. Simülasyon olarak oluşturdukları modeller için veri tabanlarını mevcut literatürlerden alıntı yapmışlardır.

2015'te yapılan deneysel bir analizde, güneş enerji sistemlerine bağıl nemin etkileri incelenmiştir. Açık havadaki bağıl nemin yüksek olduğu dönemlerde güneş panellerinin veriminin düştüğü sonucu Scarpa ve Luca tarafından ortaya koyulmuştur.

Zhang ve arkadaşları, 2015'te yaptıkları çalışmalarında, Evaporatif soğutma sistemlerine alternatif bir kurutma sistemi gerçekleştirmeye çalışmışlardır. Ortam havasını, oluşturdukları iklimlendirme sisteminde rüzgar tüneli olarak tanımladıkları bir kanaldan geçirmişlerdir. Islak malzemeleri deney sistemlerinde dolaştırdıkları bu hava ile kurutmaya

çalışmışlardır. Sistemlerinin odak yerlerinde sıcaklık ve nem ölçümleri gerçekleştirmişlerdir. Destek amacıyla sistemlerinin üst tarafına astıkları lambalarla ışınım etkisi oluşturmuşlardır.

Covid19 salgını ile önemi bir kez daha ortaya çıkan çalışma ortamlarındaki hava kalitesinin iyileştirme çalışmaları yıllardır iklimlendirme araştırmacıları meşgul etmiştir. Virüs ve bakteriler ortam havası içinde havadaki su buharında tutunmaktadır. Bu amaçla havadaki su buharının dikkatli bir şekilde tahliye edilmesi çok önemlidir. Bu amaçla yapılan pek çok çalışma vardır. Hatta sırf havadaki su buharını tahliye eden cihazlar piyasada yerlerini almışlardır.

Shen ve Zhu, 2015'te, daha sonra birçok araştırmaya yararlı olacak çalışmalarında çalışma ortamlarındaki havanın kalitesinin yükselmesine faydalı olacak bir analizi ortaya koymuşlardır. Bu amaçla bağıl nem ve sıcaklığın kontrol edilebildiği bir oda tasarlamışlardır. Bu odada belirli zamanlarda sağlıklı üniversite öğrencilerinin çalışması sağlanmıştır. Yüksek sıcaklık seviyelerinde yapılan incelemelerde öğrencilerin tepkileri incelenmiştir. Sıcaklık ve nem seviyeleri sırası ile 36°C- 50%, 36°C- 70% sonra da 38°C - 50%, 38°C - 70% durumuna getirilmiştir. Öğrencilerin nabız, konsantrasyon ve verim durumları istatistiklere dökülmeye çalışılmıştır. Sonuç olarak ortam bağıl neminin artışının, sıcaklığın artışından daha etkili olduğu grafiklerde görülmektedir.

Kurutma, tarım ve gıda sektörlerinin çok önemli unsurlarındandır. Kurutma çalışmalarında ısı pompası kullanımı son zamanlarda artmaktadır. 2015'te Sivakumar ve arkadaşlarının oluşturdukları bir sistemde tarımsal ürünlerin kurutulması için bir ısı pompası kullanılmıştır. Yaptıkları kurutma işleminde ısı pompasının evaporatör COP değerlerini de sunmuşlardır. Soğutma makinesi ile tarım alanında yapılan kurutma analizlerine örnek sayılabilecek çalışmada, sistem elemanlarının tepkileri de tablo ve grafiklerle sunulmuştur.

Zhu ve arkadaşları 2015'teki bir çalışmalarında, havadaki bağıl nemin ısı pompaları üzerinde etkilerini geliştirdikleri bir sistem üzerinde analiz etmişlerdir. Söz konusu incelemeyi, sistemlerinde defrost yöntemini uygulayarak gerçekleştirmişlerdir. Sistemlerinde bağıl nem seviyesinin % 55'i geçtikten sonra buzlanmaya sebep olduğunu ve nemin artması buzlanmanın da arttığını gözlemlemişlerdir.

Zhao ve arkadaşları, sıvı kurutuculu soğutma sisteminin performans analizini 2016' da yayınlanan çalışmalarında sunmuştur. Çalışmasında değişik malzemelerden yapılan sıvı kurutucularının zayıf ve güçlü yönlerini ortaya konulmaktadır.

Alahmer 2016'da gerçekleştirdiği çalışmasında, bir otomobil içindeki nem alma ve soğutma yapan evaporatif soğutucu sistemin performansının ortamdaki nemin yoğunluğuna göre değişimini ele almıştır. Ne var ki, oluşturduğu sistemin maliyeti geleneksel klima sisteminden bir hayli yüksek çıkmıştır. Eserinde sunduğu diyagramlarda araç içindeki bağıl nemin, araçtaki evaporatif soğutucu sistem performansını olumsuz etkilediği açıkça görülmektedir.

Soğutucu akışkanlar üzerinde yapılan çalışmalar her geçen gün artmakta ve ortaya yeni ürünler çıkmaktadır. Alternatifler artarken ürünler arasında ihtiyaca göre karşılaştırma yapma ihtiyacı ortaya çıkmaktadır. Zhang ve arkadaşları 2018'de yaptıkları bir çalışmalarında, R32 ve R236fa soğutucu akışkanlarının bir sistem üzerindeki performans etkilerini deneysel olarak ekserjik ve enerji açısından analiz etmişlerdir. İleride yapılacak performans iyileştirme çalışmalarına yardımcı olma amaçlı çalışmalarında zeotropik olarak gazları farklı yoğunluklarda karıştırmışlardır. Karışımların farklı yoğunluklarının sistem performansında oluşturdukları etkileri ekserji hesaplamalarına tabi tutmuşlar ve çalışmalarının sonuçlarını grafiklerle ifade etmişlerdir. R32'nin %40, R236fa'nın ise %60 olduğu zeotropik karışımda ekserji yok oluşunun en az olduğu sonucuna varmışlardır.

Çevresel hassasiyetin mecburen her geçen gün arttığı çağımızda yenilenebilir enerji kaynaklarına ilgi de gittikçe artmaktadır. Stanek ve arkadaşları, 2019'da yayınlanan çalışmaları için, yenilenebilir enerji kaynağından sağlanan elektrikle beslenen bir ısı pompası sistemi geliştirmişlerdir. Bu sistemi şebeke elektriği ile beslenen ısı pompası sistem ile karşılaştırmışlardır. İncelemeler, günün farklı saatlerinde ve yılın farklı ayları için ayrı ayrı yapılmıştır. 2017' de Stanek ve arkadaşları başka bir çalışmalarında ise benzer bir değerlendirmeyi enerjetik ve sıcaklık ve ekolojik açıdan gerçekleştirmişlerdir.

Liu ve arkadaşları, 2019'da teoriksel olarak tasarladıkları sistemlerinde, soğutma bileşenlerinin farklı durumlarının ekserji analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Sistemlerinde soğurucu kısım olan evaporatör sayısını ikiye çıkarmışlardır. Tasarımlarının tek evaporatöre göre ekserji verimlerinin ve performans katsıyısının sırası ile %30 ve %25 oranında arttırdığını görmüşlerdir. Ancak, bu tasarımın ekserji verimini %25 azalmasına neden olmuştur. Sistemleri üzerinde en büyük etkinin ortam bağıl neminin artışı olduğunu ifade eden makalelerinde, bağıl nemin %40'tan %90'a çıktığında ekserji yok oluşunun %42-%43 oranında arttığını grafiklerle ortaya koymuşlardır. Tasarladıkları çift evaporatörlü soğutma sistemlerinin bağıl nemin yüksek olduğu bölgeler için yararlı olabileceğini ifade etmişlerdir.

Öztürk ve arkadaşları, 2020’de bir ısı pompası sistemi ve bileşenlerinin ekserji yok oluşlarını deneysel olarak tespit etmeye çalışmışlardır. Sonuçları MATLAB kodları ile oluşturdukları bir algoritmaya tabi tutmuşlardır. Sistem elemanlarının zamana göre ekserji yok oluşlarını grafiksel olarak eserlerinde sunmuşlardır.

Alkan ve arkadaşları 2020’de, özel ölçme cihazları ile donattıkları bir otomobil klima sistemini incelemişlerdir. R1234yf ve R134a soğutucu gazlarının aynı koşullardaki performanslarını ölçmüşler ve sonuçları ekserjetik hesaplamalara tabi tutmuşlardır.

2020’de yayınlanan eserlerinde Qinling Zhang ve arkadaşları bir ısı pompalı nem alma sistemini, ekserjik analizlerle optimize etmeye çalışmışlardır. Isı pompası elemanları üzerine yaptıkları ekserji yok oluşları tespitlerinden sonra sistemlerini tekrar dizayn etmişlerdir.

Shing ve arkadaşları şebeke elektriğinden beslenen ısı pompalı kurutucu sistem ile, güneş enerji destekli ısı pompalı kurutma sistemlerini enerjetik ekserjetik ve ekonomik yönlerden karşılaştırmışlardır. 2020 yılında yaptıkları çalışmalarında muz cipslerinin kurutulması için, 1m/s hızındaki havanın nemini %83,5’ten %11,5’e kadar indirmişlerdir. Kurutmayı bu şekilde gerçekleştirirken yok olan ekserji miktarının maliyetini hesaplamışlardır. En büyük kaybın sistemin evaporatör kısmında gerçekleştiği tespit edilmiştir.

2020’de Brenner ve arkadaşları bir soğutma tesisi için geliştirdikleri tasarımlarında soğutma makinesi elemanlarını farklı şekilde konumlandırmışlardır. Söz konusu bu yeni durum için elemanların performanslarına ait ölçümleri ekserjetik olarak değerlendirmişlerdir.

Zevenhoven Arnas, 2020’de ele aldıkları bir konutu sürekli ideal konfor şartları olan 22°C sıcaklık ve %50 bağıl nem şartlarında tutmuş, fakat ayrı ayrı zamanlarda ısınma ve havalandırma şartlarını değiştirerek parametrelerin birbirine olan tepkilerini incelemiştir. Konutun ısınmasını toprak ve hava kaynaklı ısı pompaları ile farklı zamanlarda sağlamışlar, havalandırma ile ısı kaybı parametrelerini değiştirerek, bağıl nemin ve sıcaklığın entalpi değişimlerine etkisini ortaya koymuşlardır. Sonuçları ekserjetik ve enerjetik açılardan grafiksel olarak ortaya koymuşlardır. Finlandiya’da geliştirdikleri analiz için toprak kaynaklı ve hava kaynaklı iki ısı pompası ile bir evi konfor şartlarında tutmaya çalışmışlardır. Toprak kaynaklı ısı pompasının %20 daha az elektrik enerjisi harcadığını tespit olarak eserlerinde sunmuşlardır. Ekserji verimliliği de toprak kaynaklı ısı pompası için %14, hava kaynaklı ısı pompası için ise %11,5 olarak gerçekleşmiştir.

2021’de deneysel bir ekserji analizini, Thu ve arkadaşları Japonya’da gerçekleştirmiştir. Özel bir soğutucu karışımının ısı pompasındaki etkilerini analiz etmişlerdir. Sistemlerinin odak yerlerindeki ölçme cihazları ile elde ettikleri verileri ekserjik hesaplamalar sonunda grafiksel olarak bilimsel yararlılığa sunmuşlardır. Karışımlarının ısıtma ve soğutma performanslarını P-h grafikleri üzerinde de ifade etmişlerdir. Ayrıca bu çalışmada ısı pompası elemanlarının her birinin ekserji kayıplarını grafiklerle ortaya koymuşlardır. Isı pompası elemanlarının her birinde ve ayrı ayrı olarak incelendiğinde ekserji yok oluşunun arttığı bu grafiklerde anlaşılmaktadır.

Yapılan çalışmalar incelendiğinde iklim şartlarının ısıtma ve soğutma sistemlerinin performansları üzerinde büyük etkilerinin olduğu görülmektedir. İncelenen çalışmalarda iklim şartlarının ısıtma ve soğutma yöntemleri üzerine etkileri kısmen analiz edildikleri görülmüştür. İklim şartları genellikle oluşturulan sistemlerin buldukları doğal ortam olarak ele alınmıştır. Bağıl nem, sıcaklık ve hava hızı parametreleri kısmen değiştirilmiştir. Çalışmaların çoğu istatistikler ve analizleri şeklindedir. İklim şartlarının daha belirgin şekilde değiştirilerek sistemler üzerindeki etkilerinin ölçülmesi ve analiz edilmesi yararlı olabileceği görülmektedir. Söz konusu analizler sistemin bütününe olduğu gibi, sistem bileşenlerinin de tek tek verim, enerji, ekserji ve entropi yönlerinden olarak yapılması gerekliliği görülmektedir.

Bağıl nem, sıcaklık ve hava debisinin ısıtma ve soğutma sistemlerine olan etkilerinin daha geniş çaplı incelenerek ortaya konulması eksik kalmış bir alandır. Böyle bir analiz, farklı iklim özelliklerinde çalışacak iklimlendirme araçlarının tasarımlarına yararlı olabilecektir.

Bu çalışmanın ilk bölümünde iklim şartlarının ana unsurlarından olan sıcaklık ve bağıl nemin, ısı pompaları sistemlerinin performansları üzerine etkileri incelenmiştir. Bu amaçla Türkiye’nin nem oranı yüksek olan illeri arasında bulunan Rize, Trabzon, Giresun, Ordu çalışma kapsamına alınmış olup bu illere ait 10 yıllık sıcaklık ve nem verileri kullanılmıştır. Söz konusu meteorolojik verilerle bağıl nemin psikrometrik diyagram üzerinde oluşturduğu entalpik farklar ortaya konulmuştur. Bağıl nemin etkisi ile değişen entalpi değerlerinin oluşturduğu enerji, ekserji, entropi ve verim analizleri yapılmıştır.

Çalışmanın ikinci bölümünde ise, iki ısı pompasından oluşan bir deney düzeneği kurulmuştur. Her iki ısı pompasında da su soğutmalı kondenser kullanılmıştır. Deney düzeneğinde sadece evaporatörden geçen havanın nem ve sıcaklığı, kontrollü olarak değiştirilmiştir. Ancak, bu iki değişkenin dışındaki bütün değişkenler sabit tutulmuştur. Bu değişimlerin sistem elemanları üzerindeki etkileri analiz edilmiş ve raporun sonunda ön veriler olarak sunulmuştur.

KURAMSAL TEMELLER

Isı pompaları

Sıcaklık farkı bulunan ortamlarda ısı enerjisi, ısıl denge oluşana kadar yüksek sıcaklığa sahip ortamdan düşük sıcaklığa sahip ortama kendiliğinden geçmektedir. Bu olayın gerçekleşmesi için dışarıdan herhangi bir müdahaleye gerek yoktur. Isı enerjisinin düşük sıcaklıklı ortamdan yüksek sıcaklıklı ortama geçişi ise ancak, özel sistemlerle ve bu sistemlere verilen iş enerjisi ile mümkündür.

Düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama ısı geçişi sağlamak için ısı pompaları kullanılır. Isı pompaları, ekonomik olarak değersiz durumdaki ısıyı, değerli ve kullanılabilir hale getirebilmektedir. Isı pompaları ısı makineleri çevriminin tersi olarak çalışan bir çevrime sahiptir. Sistemi içinde ısı alıp verme yeteneği çok yüksek olan özel bir akışkan dolaşmaktadır. Akışkan üzerine yüksek ve alçak basınç uygulanarak ihtiyaca göre ısı yönlendirilmesi sağlanmaktadır. Sıkıştırma ile artan sıcaklıkla ortama ısı verilirken, basınç düşürülerek oluşan ısı düşüşü ile de ortamdan ısı alınmaktadır. Basınç kompresör adı verilen eleman ile arttırılırken, genleşme valfi ile düşürülmektedir (Çengel ve Boles, 2011).

Isı pompaları, harcadığı enerjiye kıyasla diğer ısınma araçlarından daha ekonomiktir (Çengel ve Bolles, 2011). Bunun en büyük sebebi ısı alış verişinde yararlanılan unsurun doğal çevre olmasıdır. İstenmeyen ısının atıldığı veya istenilen ısının alındığı ortamlar, hava, su veya toprak gibi ısı depolarıdır. Her ne kadar kurulum aşamasındaki maliyeti yüksek olsa da, ısı pompasının harcadığı enerji diğer ısıtma ve soğutma yöntemleri ile kıyaslanamayacak kadar ekonomiktir. Isı pompalarında enerji, büyük ölçüde soğutucu akışkanın sıkıştırılması, sistem içindeki dolaşımı ve fanlarla ortam havasına iletimi için harcanmaktadır. Ayrıca ısı pompaları, merkezi bir enerji kaynağına ihtiyaç duyulmadığı için, merkezi olmayan yerlere de kurulabilmektedir.

Günümüzde ısıtma ve soğutma araçları için en büyük sorunlarından biri doğal çevreye olan etkileridir. Bu etkiler yerleşim merkezlerinin büyümesi ile doğru orantılı olarak ve çeşitlenerek artmaktadır. Günümüzde ısıtma ve soğutma yöntemleri tercihlerini etkileyen en önemli unsurlardan sayılmaktadır. Isıtma ve soğutma sistemlerinin çevreye etkileri, ulusal ve uluslararası anlaşmalarda ve yaptırımlarda gündem konusu olmaktadır. Isı pompaları çevreyle barışık olan yapıları dolayısı ile de tercih sebebi olmaktadır. Birincil enerji kaynaklarından beslenen ısı pompasının haricindeki yöntemler çevreye, azot oksit, karbon monoksit,

karbondioksit gibi zararlı gazlar yaymaktadır. Bununla birlikte ilk uygulamalarında kullanılan soğutucu akışkanların zararları son yıllarda en aza indirgenmiş durumdadır.

Isı pompası birincil enerji kaynaklarından sadece elektriğe ihtiyaç duymaktadır. Son yıllarda geliştirilen ısı pompalarında bu ihtiyaç fotovoltaik piller yardımı ile güneşten sağlanabilmektedir. Bu sayede artık ısı pompaları yenilenebilir enerji sistemlerinden sayılabilmektedir (Çakır, 2011).

Soğutma makineleri de ısı pompaları ile aynı çevrim ilkesine göre çalışmakta ve aynı işi yapmaktadır (Çengel ve Boles, 2011). Her ikisi de ısıyı, düşük sıcaklıklı ortamdan yüksek sıcaklıklı ortama taşımaktadır. Temel elemanlarının konumunun ihtiyaca göre yer değiştirilmesi ile ısının istenilen yöne iletimi sağlamaktadır.

Isı pompaları ısıtma için kullanılır iken, soğutma makineleri daha serin ortamlar oluşturarak insanlığa hizmet vermektedir. Isı pompalarında, yoğuşturucu yani kondenser iç mekanda bulunurken, soğutma makinelerinde buharlaştırıcı yani evaporatör içeride konumlandırılmaktadır (Çengel ve Boles, 2011).

Isı pompası çalışma ilkesi soğutma çevrimi ile aynı olup, ilk olarak Nikolas Leonardo Sadi Carnot 1824 yılında ortaya atmıştır. 1852 yılında Lord Kelvin soğutma cihazlarının ısıtma amacı ile kullanılabileceğini düşünmesi ile ısı pompası gündeme gelmiştir. Bilim insanları, II. Dünya Savaşında sekteye uğrasa da ısı pompasını kullanılabilir hale getirmek ve geliştirmek için birçok çalışma yapmıştır (Summer, 1976).

İlk düşünüldüğü yıllarda düşük verimine karşılık çok maliyetli olan ısı pompaları, 1973'teki petrol krizinden sonra ilgi görmeye başlamıştır. Avrupa ve Amerika'da ısı pompalarına olan ilgi, 1990'lı yıllarda daha da artmıştır. Buna karşılık ülkemizde tam olarak hak ettiği ilgiyi görmemiştir. Sadece elektrik enerjisine ihtiyacı olan ısı pompası, elektrik üretebilen yenilenebilir enerji kaynakları ile desteklenebilmektedir. Buna karşın yetersiz kalabileceği durumlarda söz konusudur. Isı pompasının çalışacağı yerin iklim şartları, coğrafik yerleşimi, ilk yatırım maliyeti hesaplamaları iyi yapılmak zorundadır (Güngör *et al.* 2001).

Isı pompaları termodinamik çevrimlerine göre; absorpsiyonlu, buhar sıkıştırımlı ve termoelektrik ısı pompaları olarak sınıflandırılmaktadır (Yamankaradeniz *et al.* 2012). Bunlar arasında bu çalışma için oluşturulan deney düzeneğinde kullanılan buhar sıkıştırımlı ısı pompaları, dışarıdan iş verilerek kompresörü tahrik eden kuvvet makineleri olarak da tanımlanabilir. Isı pompaları ayrıca ısı kaynaklarına göre; toprak, hava, yer üstü suları, yeraltı

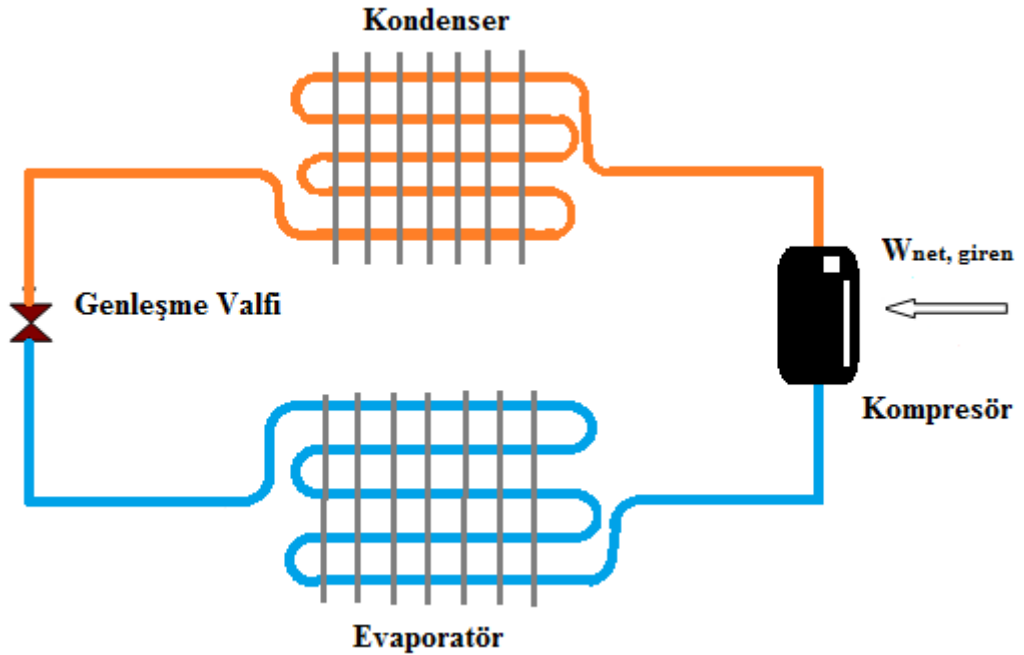
suları, güneş enerjisi, jeotermal enerji, atık ısı kaynaklarını kullanan ısı pompaları şeklinde de sınıflandırılır. İşletme çevrimlerine bakımından ise; hava-hava, hava-sıvı ve sıvı-sıvı ısı pompaları olarak çeşitlilik arz eder (Karagöz 2002).

Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları

Termodinamik çevrimlerine göre sınıflandırılan ısı pompalarından en yaygın olanı, buhar sıkıştırılmalı ısı pompalarıdır. Buhar sıkıştırılmalı ısı pompaları, ısı alışveriş yeteneği çok güçlü olan soğutucu akışkanın yüksek basınçla sıcaklığının artırılıp, basınç düşümü ile sıcaklığının azaltılması ilkesi ile çalışan bir sisteme sahiptir. Soğutucu akışkanın kompresör ile sıkıştırılarak kızgın buhar fazına getirilmesinden dolayı bu isimle anılmaktadır.

Buhar sıkıştırılmalı ısı pompalarının Şekil 1’de görüldüğü gibi dört temel elemanı vardır (Çengel ve Boles, 2011). Bunlar;

- Kompresör
- Evaporatör (Buharlaştırıcı)
- Genleşme Valfi (Kısılma Vanası)
- Kondenser (Yoğuşturucu)



Şekil 1. Buhar sıkıştırılmalı ısı pompası şematik gösterimi (Çengel ve Boles,2011).

Bu sistemde, ısıyı iyi iletmediği için genellikle bakır borular kullanılmakta ve bu bakır borular içerisinde soğutucu akışkan dolaşmaktadır (Yamankaradeniz *et al.* 2012). Soğutucu akışkan, kompresöre düşük basınç ve düşük sıcaklık ile gelir. Kompresör akışkanı sıkıştırarak basıncını ve sıcaklığını artırır ve kızgın buhar fazında kondensere gönderir. Göreceli olarak sıcaklığı artmış olan akışkanın sıcaklığı kondenserin yapısına göre havaya, suya veya toprağa atılır. Yüksek basınç ve düşük sıcaklığa sahip bir şekilde kondenserden dışarıya atılır. Genleşme valfine gelen yüksek basınçlı akışkanın burada basıncının düşürülmesi ile sıcaklığı da düşürülür. Sıcaklığı istenilen seviyede düşürülen akışkan, evaporatör içinden geçerken çevresinden ısı alarak evaporatörden dışarıya çıkar. Tekrar kompresöre çevrimini tamamlamış olarak gelir (Çengel ve Boles, 2011).

Bir ortama ısı sağlanmak istendiğinde, kondenser içeriye evaporatör dışarıya konumlandırılır. Ortamdan ısı atılmak istendiğinde ise evaporatör soğutulmak istenen ortamın içine, kondenser dışarıya yerleştirilir. Bu şekilde sistem, aynı çevrim ile ısı pompası veya soğutma makinesi olarak hizmet verir (Çengel ve Boles, 2011).

Kompresörler

Kompresörler düşük basınç ve sıcaklıkta doymuş buhar fazında aldığı soğutucu akışkanı sıkıştırarak, yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar fazı durumuna çıkarır. Bu özellikleri ile iş tüketen makineler sınıfında yer alır (Çengel ve Boles, 2011).

Kompresörler çalışma prensiplerine göre çeşitlilik arz ederler (Yamankaradeniz *et al.* 2012).

- Helisel (vidalı) kompresörler,
- Rotatif (Dönel, Rotorlu, Rotary) kompresörler,
- Pistonlu kompresörler,
- Scroll kompresörler,
- Santrifüj (Turbo) kompresörler

Helisel (Vidalı) Kompresörler: Soğutucu akışkan, helisel dişli iki vidanın dişleri arasından geçerek sıkıştırılır. Vidalardan biri dışarıdan kuvvet ile tahrik edilirken, diğeri hareketini bu vidadan almaktadır. Helisel tip kompresörlerin, yağsız çalışanları olduğu gibi yağ püskürtmeli olarak çalışanları da vardır (Yamankaradeniz *et al.* 2012).

Rotatif (Dönel, Rotorlu, Rotary) Kompresörler: Rotatif kompresörler, bir silindir içerisinde kaçık eksenli olarak dönen bir piston ile soğutkanı sıkıştırmaktadır. Piston çevresine yerleştirilen paletler vasıtası ile, bir taraftan emme yaparken diğer taraftan sıkıştırma yapmaktadır. Sabit palet ve kayar palet tipi olarak iki ayrı çeşidi vardır. Genellikle küçük soğutma tesislerinde kullanılmaktadır (Yamankaradeniz *et al.* 2012).

Pistonlu Kompresörler: Silindir şeklindeki gövdesinde bulunan pistonun aşağıya doğru hareketi ile emiş subapları açılır, soğutkan içeri alınır. Daha sonra pistonun yukarı doğru hareketi ile buhar halindeki soğutucu gaz sıkıştırılır ve dışarı atılır. Pistonlu kompresörler tek etkili, yüksek devirli ve çok sayıda silindirli olarak piyasada bulunmaktadır. Açık tip ve hermetik tip olarak üretilmektedir (Yamankaradeniz *et al.* 2012).

Scroll Kompresörler: Soğutucu akışkanın içindeki özel dizayn edilmiş iki spiral disk arasına alarak ve hacmini küçülterek sıkıştırma prensibine sahip kompresörlerdir. Akışkan kompresöre giriş noktasından çıkış noktasına kadar spiraller arasında gittikçe daralan bir ortamda çıkış noktasına doğru ilerler. Pistonlu kompresörlere göre daha az parçaya sahip olmalarından dolayı daha sessiz çalışırlar (Yamankaradeniz *et al.* 2012).

Santrifüj (Turbo) Kompresörler: Bu kompresör tiplerinin çalışma mantığı, dönen bir çark etrafındaki kanatlar yardımı ile sıkıştırma yapmasıdır. Bu kompresörler, diğer kompresörlerin aksine pozitif sıkıştırma yerine santrifüj kuvvetlerden faydalanmaktadır (Yamankaradeniz *et al.* 2012).

Kodenselerler (Yoğuşturucular)

Kompresörden yüksek basınçlı, yüksek sıcaklığa sahip ve kızgın buhar olarak çıkan soğutkan, sıcaklığının düşürülmesi için kondensere gönderilir. Kodenselerler söz konusu durumdaki akışkanın kızgınlığının alındığı, yoğuşturulduğu ve aşırı soğutma durumu için ise aşırı soğutulduğu ısı pompası veya soğutma makinesi elemanlarıdır (Dağsöz, 1990).

Kondenserin soğutucu akışkan buharındaki ısıyı, soğuk ortama transfer edebilme yeteneği, yoğuşturucu kapasitesi olarak tanımlanır. Yoğuşturucunun kapasitesi, yoğuşturucunun yapımında kullanılan malzemelerin kalitesine, yoğuşturucunun yüzey alanına, yoğuşma ortamına, akışkan ile yoğuşma ortamı arasındaki sıcaklık farkına ve yoğuşturucunun elemanlarının temizliğine bağlıdır. Kondenselerler (Yoğuşturucular) üç çeşittir:

- Hava soğutmalı kondenselerler,

- Su soğutmalı kondenserler,
- Evaporatif (Buharlaştırıcı) kondenserler (Yamankaradeniz *et al.* 2002).

Kondenserler soğutucu akışkanın ısını attıkları enerji depoları ile anılırlar. Soğutucu akışkan hava sirkülasyonu içinden geçirilerek soğutuluyorsa hava soğutmalı, su sirkülasyonu içinden geçirilerek soğutuluyor ise su soğutmalı kondenser adını almaktadır.(Yamankaradeniz *et al.*, 2012).

Genleşme Valfi

Sistemdeki yüksek basınç ve alçak basıncın ayrıldığı noktalardan biridir. Yüksek basınçla kondenserden gelen soğutucu akışkanın basıncını düşürür. Bu sayede soğutucu akışkan, çevre havasından ısı alacak duruma gelir. Akışkan, genleşme valfine sıvı fazda girer, sıvı buhar karışımı olarak çıkar. Akışkanın dolaşım hızı, dolayısı ile de debisine buradan ayar verilebilir (Yamankaradeniz *et al.* 2012).

Genleşme valfi çeşitleri aşağıdaki gibidir:

- Alçak basınçlı ve şamandıralı genleşme valfleri,
- Yüksek basınçlı ve şamandıralı genleşme valfleri,
- Elle çalışan genleşme valfleri,
- Otomatik çalışan genleşme valfleri,
- Kılcal borular,
- Termostatik genleşme valfleri (Yamankaradeniz *et al.* 2012).

Evaporatörler (Buharlaştırıcı)

Soğutucu akışkan genleşme valfinden düşük basınçta ve oldukça düşük bir sıcaklıkla evaporatöre, yani buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıda çevredeki yüksek sıcaklıktan ısı alır sıcak ve kızgın buhar fazında dışarı çıkar. Evaporatör ismini akışkanın karışım fazında girip ısı alarak kızgın buhar fazında çıkmasından dolayı almaktadır. Evaporatörden buhar fazında çıkan soğutucu daha sonra kompresöre doğru, çevrimi devam ettirmek için hareket eder (Çengel ve Boles, 2011).

Evaporatörlerin piyasada bulunan çeşitleri şunlardır:

- İç içe evaporatör (buharlaştırıcı)
- Levhalı evaporatör,
- Boru demetli evaporatör,
- Borulu evaporatör. (Yamankaradeniz *et al.* 2012).

İçindeki akışkanın sıvı veya gaz olmasına göre kuru ve yağ evaporatörler olarak iki sınıfa ayrılırlar.(Yamankaradeniz *et al.* 2012).

Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu akışkanlar, ısı pompası ve soğutma makinelerinde sıkıştırılarak ve genleştirilerek ısı alışverişini sağlayan ara elemanlardır. Isı transferi için ideal bir yapıya sahiptir. Basınç altında sıcaklığı artar ve buhar fazına geçerken, üzerindeki basınç azaltıldığında sıcaklığı düşer ve sıvı faza geçebilir. Isı pompası veya soğutma makinelerinin ana elemanları olan yoğulturucu ve buharlaştırıcılara isimlerini sebep oldukları faz değişiminden dolayı almaktadır.

Soğutucu akışkanlar, mekanik buhar sıkıştırılmalı ve absorpsiyonlu soğutma cihazlarında kullanılırken, hava akışkanı kullanılan gaz soğutma sistemlerinde kullanılmaz. Soğutma makinelerinin tasarımı için doğru soğutucu akışkanı seçmek çok önemlidir. Tasarlanan cihazın çalışma şartları ve istenilen özelliklerin sağlanması için seçilecek soğutucu akışkan doğru belirlenmelidir.

Isı pompası ve soğutma cihazları sistemlerinde soğutucu akışkandan bir çok koşulu sağlaması beklenir. Bu beklentilerden kimyasal kararlılık en önemlisidir. Zehirsiz olması, yanmaz olması, bulunabilirliği, fiyatı, tesisat ile ve kompresör yağları ile uyumu soğutucu akışkanın seçimini etkileyen faktörlerin başında gelir. (Şimşek, 2009).

Soğutma sistemleri için kullanılan soğutucu akışkanların çevresel etkileri de göz ardı edilemez. Bazı soğutucu akışkanların içinde bulunan Kloroflorokarbon (CFC) olarak bilinen halojenli bileşenler atmosferde yıllarca kalabilmekte ve yayılabilmektedir. R11 ve R12 soğutucu akışkanlarda bulunan CFC molekülleri atmosferin üst kısımlarında parçalanarak ozon tabakasına zarar verir. Atmosferin alt kısımlarında ise, yer yüzünün ısınmasına yardımcı olan kızılötesi ışınları yutar. Bu zararları azaltmak için CFC molekülleri içine halojen yerine hidrojen atomu eklenmektedir.

Çevreye verdiği zararlar nedeni ile Uluslar Arası Montreal Protokolü ile bazı düzenlemelere gidilmiştir. Ozon tabakasına zarar veren R11, R12, R113, R114 gibi soğutucu akışkanlar üretimden kaldırılmıştır.

Soğutucu akışkanlar, saf ve karışım olmak üzere iki temel sınıfa ayrılırlar. Saf soğutucu akışkanlarda inorganik yapılı ve organik yapılı soğutucu akışkanlar olarak sınıflandırılmaktadır (Yamankaradeniz, 2009).

Deney sisteminde kullanılan soğutucu Akışkan R134a araç ve ev soğutucuları için en uygun soğutkanlardandır. Fiziksel ve termodinamik özellikler olarak R22'ye benzemektedir. Orta ve yüksek buharlaşma sıcaklıklarında ve düşük basınç farklarında ise R12'ile aynı tepkileri vermektedir. Vidalı kompresörlerle kullanılması tavsiye edilmektedir (Stefanutti, 1998).

Nemlendiriciler

Nemlendiriciler, havanın özgül nemini arttırmak için kullanılırlar. Nemlendiricilerin görevi kullanılan suyun sıvı fazdan buhar fazına geçirerek hava ile karışmasını sağlamaktır. Nemlendiriciler bu görevi değişik çalışma prensipleri ile yapmaktadır. Nemlendiricileri dört ana grupta toplamak mümkündür.

- Püskürtmeli hava nemlendiricileri,
- Buharlı nemlendiriciler,
- Evaporatif nemlendiriciler,
- Ultrasonik nemlendiriciler.

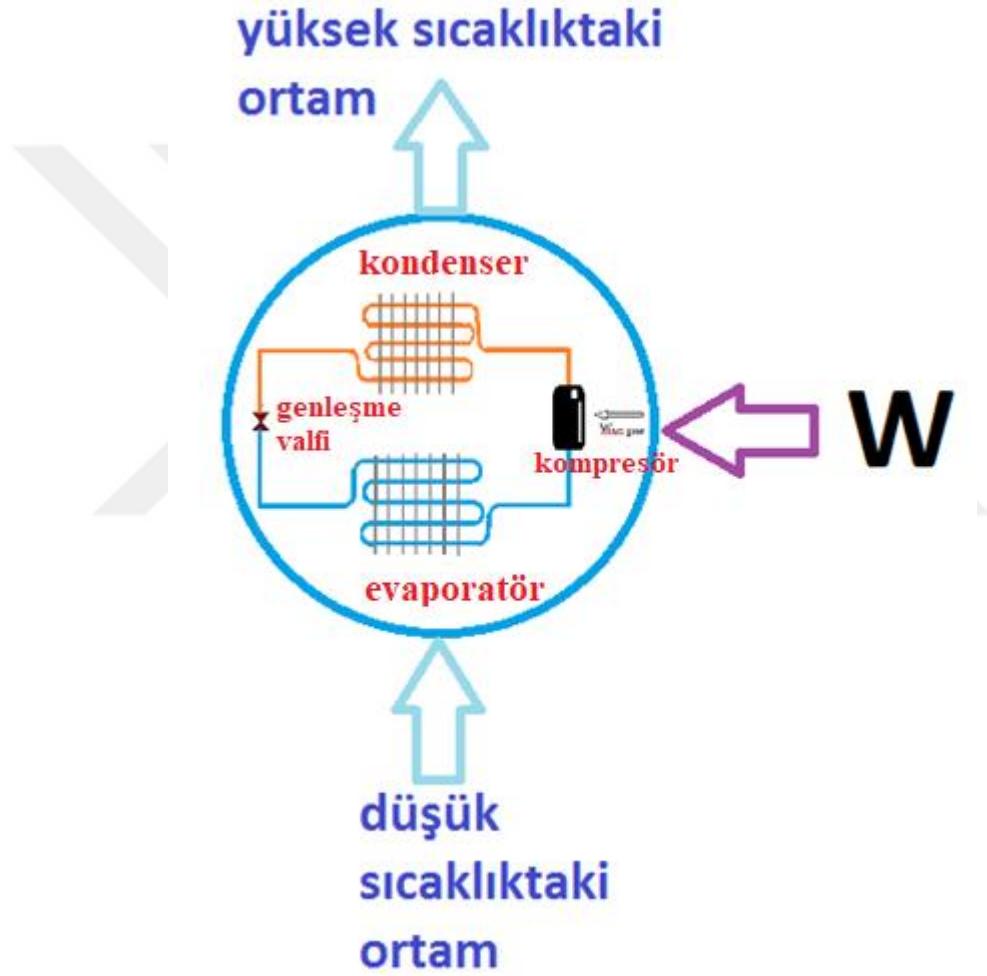
Isı pompalarının termodinamiği

Isı pompası, ısı makinesinin tersidir. Isı makinesinde, ısı yüksek sıcaklıktaki bir kaynaktan çekilerek iş üretilir ve düşük sıcaklıktaki bir kaynağa aktarılırken, ısı pompasında düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı çekilerek, yüksek sıcaklık seviyesinde bir kaynağa transfer etmek için sisteme iş verilmesi gerekir.

Bir çevrimin çalışması sırasında uğradığı kayıplar tersinmezlik olarak tanımlanır. Tersinmezliklerin olmadığı var sayılan ideal durum ise tersinirlik olarak tanımlanır. Tersinir çevrim oluşması imkansız olmasına karşın araştırmacılar için ideal bir referans ve hedef olarak

kullanılmaktadır. İdeal çevrim, tarihte ilk kez 1824 yılında Sadi Carnot tarafından tanımlanmıştır. O zamandan bu yana Carnot Çevrimi olarak ısı pompası performansının tespitinde temel bir referans olarak kullanılmaktadır.

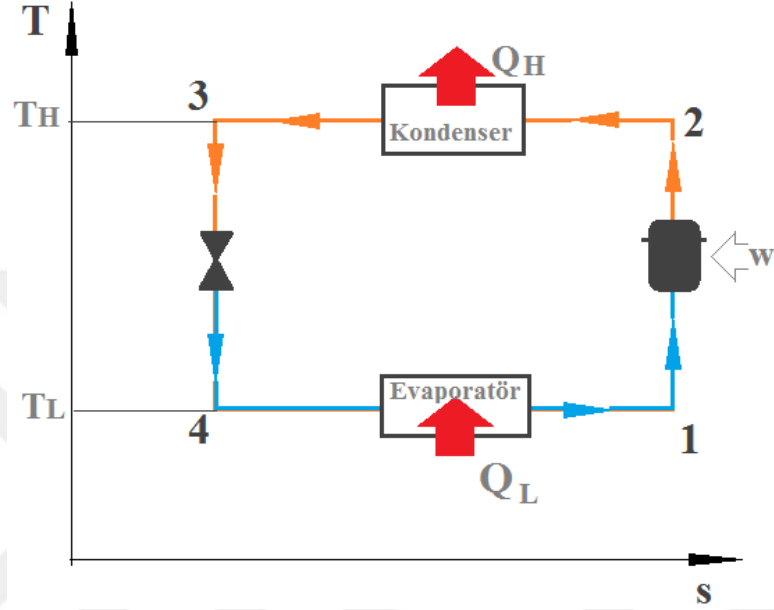
Aynı termodinamik çevrime göre çalışan soğutma makineleri ve ısı pompaları arasındaki tek fark, farklı amaçlara hizmet ediyor olmalarıdır. Soğutma makinelerinde amaç bir bölgenin soğutulması iken, ısı pompalarında ise ısıtılmasıdır. Isı pompasının, soğutma makinesi ile aynı mantıkta çalıştığı halde farklı şekilde hizmet verdiği Şekil 2’de görülmektedir.



Şekil 2. Isı pompası ve soğutma makinesinin termodinamik modeli (Çengel ve Boles, 2011).

Termodinamiğin II. Yasası, ısının soğuk ortamdan sıcak ortama kendiliğinden geçemeyeceğini ifade eder (Çengel ve Boles, 2011). Buna göre düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa ısı geçişi ancak sisteme dışarıdan bir iş verilmesi ile mümkündür. Bunun için genellikle elektrik enerjisi ile tahrik edilen kompresörler kullanılır (Yamankaradeniz *et al.* 2012).

Soğutma veya ısıtma için, soğutucu akışkanın kapalı bir çevrim boyunca sürekli devir daim yapması gerekir. İdeal ısı pompası çevrimi aynı zamanda tersine Carnot çevrimidir. Ters Carnot çevrimi, iki izotermik ve iki tersinir adyabatik hal değişiminden oluşan kapalı bir çevrimdir. Şekil 3.'te bir ısı pompasına ait ters Carnot çevrimi görülmektedir. (Alibaş ve Gülten, 1990).



Şekil 3. Carnot çevriminin T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 2011).

Isı pompası performansını belirlemek için belirli ölçütler kullanılmaktadır (Çengel ve Boles, 2011). Isı makineleri için ısıl verim, $\frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H}$ olarak, ısı pompaları için ise $\frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}}$ şeklinde ifade edilir. Performans katsayısı ya da ısıtma tesir katsayısı olarak adlandırılır ve COP (Coefficient of performance) şeklinde belirtilir. Soğutma makinelerinde $\frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}}$ oranı soğutma tesir katsayısı olarak adlandırılmakta ve COP_{SM} olarak gösterilmektedir Bu durumda üç sisteme ait eşitlikler şu şekilde oluşur:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H} \quad (2.1)$$

Burada η_t sistemin verimini, \dot{W} sistem tarafından üretilen işi (W) ve \dot{Q}_H sisteme verilen ısıyı (W) ifade etmektedir.

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} \quad (2.2)$$

$$COP_{SM} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \quad (2.3)$$

$\dot{Q}_H = \dot{W} + \dot{Q}_L$ olduğuna göre ısı pompasının performans katsayısı,

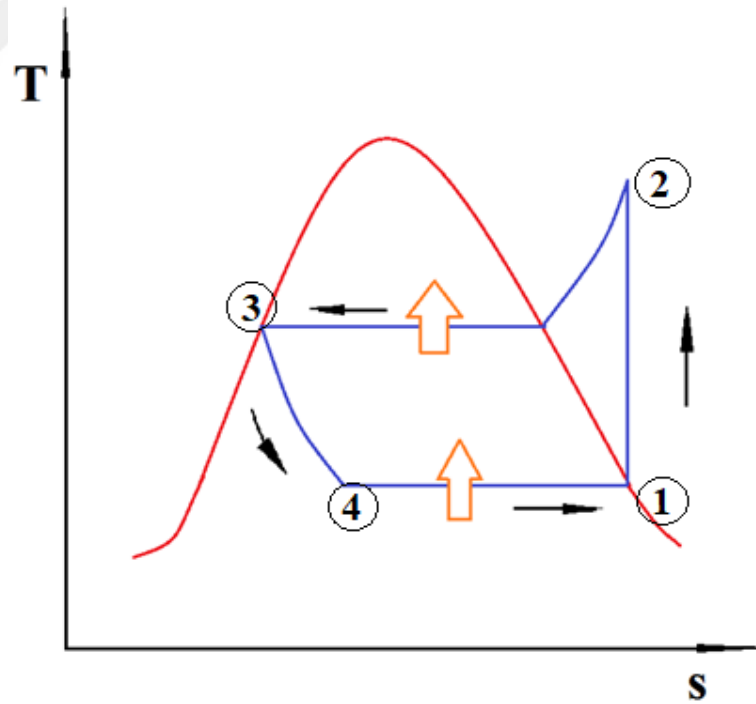
$$COP_{IP} = COP_{SM} + 1 \quad (2.4)$$

Şekil 3'te ters Carnot çevrimine göre çalışan bir ısı pompasının T-s diyagramı verilmiştir. Söz konusu çevrim, ısı pompası uygulamaları için geçerlidir. Isı, TH sıcaklığında izotermal olarak atılırken, TL sıcaklığında izotermal olarak çekilmektedir. Sıkıştırma ve genişleme, izoantropik olarak gerçekleşir. İş miktarı ise bir primer motor ile verilmektedir. Entropi ile termodinamiğin kanunları kullanılarak, Carnot çevrimi için performans katsayısı,

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_L}{T_H - T_L} + 1 = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (2.5)$$

İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Isı Pompası/Soğutma Makinesi Çevrimi

İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma makinesi veya ısı pompası çevrimi, uygulamaya en yakın sonuç veren çevrimdir. Bu çevrim, soğutucu akışkanın genişleme valfinden sabit entalpide tersinmez bir genişlemeye uğrayarak geçmesi esasına dayanmaktadır. Buhar sıkıştırırmalı bir sistemi en iyi karakterize eden çevrim olarak bilinir. (Şimşek 2009) Şekil 4'te ideal buhar sıkıştırırmalı ısı pompası/soğutma çevrimi T-s diyagramı gösterilmiştir (Çengel ve Boles, 2011)



Şekil 4. İdeal buhar sıkıştırırmalı ısı pompası/soğutma çevrimi T-s diyagramı.

Çevrim aşamaları şu şekilde gerçekleşmektedir (Pala and Devres 1987):

....1 soğutucu akışkan doymuş buhar fazında iken kompresör tarafından emilir.

1....2 soğutucu akışkan kızgın buhar olarak yoğunlaştırıcıya girer.

2...3 soğutucu akışkan ısıtılacak ortama yoğunlaşma ısını vererek sıvı fazına geçer

3...4 sıvı fazındaki soğutucu akışkan genişleme valfinden basıncı düşürüldükten sonra buharlaştırıcıya geçer.

4...1 düşük basınçta buharlaşan soğutucu akışkan buharlaşma ısını ortamdan çeker. Daha sonra tekrar kompresöre gider ve çevrim tamamlanmış olur.

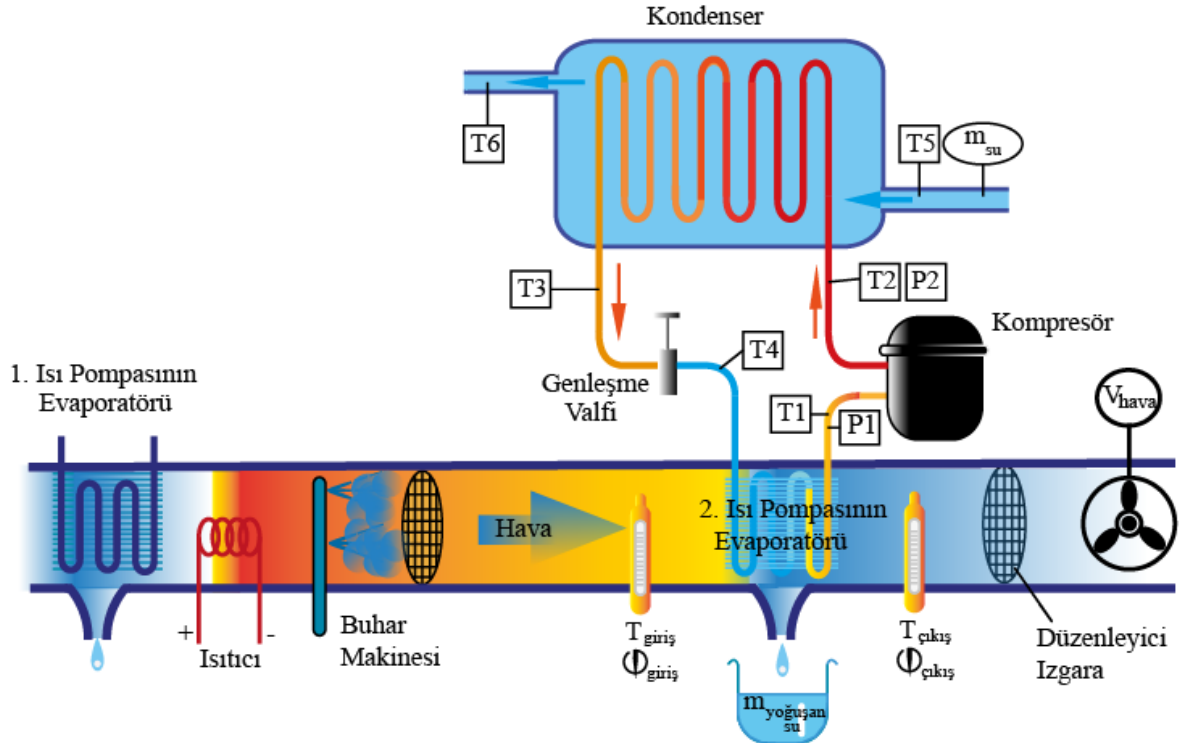


MATERYAL ve METOD

Bu çalışma için oluşturulan deney sistemi, bir mühendislik fakültesinin enerji laboratuvarında oluşturulmuştur. Deney sisteminde iki adet ısı pompası kullanılmıştır. Birinci ısı pompasında dışarıdan alınan havanın sıcaklığı ve bağıl nemi düşürülmüş, ikinci ısı pompasında ise ölçümler yapılmıştır. Deney sisteminin şematik gösterimi Şekil 5'te görüldüğü gibidir.

Deney Sistemi

Deney sisteminin genel görünümü Şekil 6'daki gibidir. İki ısı pompası da ısıyı havadan alıp, suya vermektedir. Evaporatörler kanaldaki havanın ısınısını alırken, kondenserler ısıyı şebeke suyuna aktarmaktadır. Şebeke suyu ve hava debisi ölçümleri sırasında sürekli olarak aynı seviyede tutulmaya çalışılmıştır. Her iki ısı pompası da deneyler için özel olarak oluşturulan deney araçlarıdır. Üzerlerinde sıcaklık, debi, basınç ölçüm cihazları mevcuttur. Sistemlerinin belirli yerlerine yerleştirilmiş termokupullar sayesinde sıcaklık değerleri ölçülebilmektedir. Söz konusu termokupullar deneylerden önce kalibre cihazlarında saf su ile kalibre edilmiştir.



Şekil 5. Kurulan deney düzeneği şematik gösterimi

Üzerinde ölçümlerin yapıldığı yapılan 2. ısı pompasının üzerinde uçları soğutucu akışkanla temas halinde bulunan termokupllu sıcaklık ölçme cihazı mevcuttur. Bağlantı yerleri soğutucu akışkan için;

T1 - kompresör girişi- evaporatör çıkış sıcaklığı,

T2 - kompresör çıkışı-kondenser giriş sıcaklığı,

T3 _ kondenser çıkışı-genleşme valfi girişi sıcaklığı,

T4 – genleşme vakfi çıkışı-evaporatör girişi sıcaklığı şeklindedir.

Şebekeden alınan ve atılan su için ise;

T5 - kondensere giren su sıcaklığı

T6 - kondenserden çıkan su sıcaklığı olarak tanımlanmıştır.

Basınç ölçmek için iki adet endüstriyel tip manometre sisteme montajlı durumdadır.

P1 - alçak basınç,

P2 - yüksek basınç değerlerini göstermektedir.





Şekil 6. Deney sisteminin genel görünüşü.



Şekil 7. Üzerinde ölçümlerin yapıldığı ısı pompası.

Birinci ısı pompası, dışarıdan aldığı havanın sıcaklığını ve özgül nemini olabildiğince düşük seviyeye getirmektedir. 1. ısı pompası evaporatörüne takılı 17cm çapındaki hava kanalı oluşturulmuştur. Kanalin davlumbaz bitimindeki ısıtıcı ve buhar makineleri ile havanın sıcaklığı ve bağıl nemi istenilen seviyeye getirilmektedir. Ölçüm ısıtma ve nemlendirme cihazlarından 4m ileride, 2. ısı pompası evaporatöründen 50 cm geride konumlandırılmıştır. Akan havanın düzgün akması amacı ile, kanal boyunca 3 adet 20 mm kalınlığında düzenleyici

mevcuttur. 1. ısı pompasının evaporatörünün hemen çıkışında da nem ve sıcaklık ölçer mevcuttur.

Sıcaklık kontrolü için 6 adet ısıtıcı çelik bir borunun içine monte edilmiş ve hassas dimmerlerle kontrol edilmiştir. Ayrıca ısıtıcıların her birinin ayrı kapatabilme anahtarları mevcuttur. Bunların amacı olabildiğince hassas ve çok ara değer elde edebilmektir.

Kuru olarak gelen havayı nemlendirebilmek için 2000 W gücünde, 4 bar basınçla, 145 °C'de kızgın buhar üretebilen, Karcher SG 4/4 ve Lavor Skyvap marka iki adet buhar makinesi kullanılmıştır. Buhar makinesinin iki tane ayar düğmesi bulunmaktadır. Buna ek olarak, kanala takılan çok delikli dairesel borunun baş kısmına da ayar vanaları yerleştirilmiştir. İstenilen bağıl nem seviyesini elde etmek için toplamda 4 ayarlanabilir anahtar kullanılmıştır.

Hava 2. ısı pompasının evaporatörüne girmeden toplamda 7 metrelik bir hava kanalında şartlandırılmıştır. 3 adet düzenleyici, 1. ve 2. ısı pompasının evaporatör fanlarının oluşturduğu türbülanslı akımı düzene sokmaktadır. 2. ısı pompasının evaporatör fanı dimmerle kontrol edilebilmektedir. Hava kanalı, 180 mm'lik plastik borudan oluşmuştur. Sistemin bütün elemanlarının dışları çam yünü ve alüminyum folyoyla kaplanmıştır.

Her iki evaporatörün altına, yoğuşan suyu tek noktaya yöneltecek şekilde bükülmüş tavalar takılmıştır. Bu tavalara gelen havadan yoğuşan su ince bir huni ile dereceli behere akmaktadır. Bu sayede oluşturulan şartlardaki yoğuşan su miktarı tespit edilmektedir.

2.ısı pompasının evaporatörünün 50cm kadar önüne yerleştirilen hassas sıcaklık ve nem ölçme cihazı, kanal üstünden bir delik vasıtası ile sisteme monte edilmiştir. Cihazın ucu kanal borusunun tam ortasına gelecek şekilde takılmıştır. Cihaz, şartlanmanın istikrara kavuştuğu kanaatinden sonra başlatılan ve 30 dakika süren ölçümlerin ortalama değerlerini ve kayıtlarını alabilmektedir.

Hava kanalı, 2. ısı pompası evaporatörünün çıkışında 1 m daha devam etmektedir. Bu borunun sonunda çıkış hava sıcaklığını ve bağıl nemini ölçen başka bir cihaz bulunmaktadır. Bu kısımda cam yünü ve alüminyum folyo ile yalıtılmıştır.

2. ısı pompası üzerinde soğutucu akışkan debisini (g/s), su debisini(L/h) ve sarf edilen elektrik miktarını gösteren göstergeler mevcuttur. Gerek soğutucu akışkanın gerek suyun gerek havanın değişik yerlerdeki sıcaklık ölçümleri, 0,2 °C hassasiyetli lazerli, kızıl ötesi sıcaklık ölçme cihazı ile ölçülerek teyit edilmiştir. Bağıl nem değerleri de aynı şekilde başka nemölçer cihazlarla doğrulanmıştır. Havanın debisi ve hızı da iki ayrı cihaz tarafından doğrulanmıştır.

Isı pompası sistemlerinde soğutucu akışkan olarak R134-a kullanılmıştır. İdeal özelliklerin sağlanması için sistem içindeki gaz 4 kez boşaltılmış ve tekrar doldurulmuştur. Sistemin optimum hali P-h diyagramı referans alınarak tespit edilmiştir.

Deney Sisteminde Kullanılan Elemanlar

Kompresör

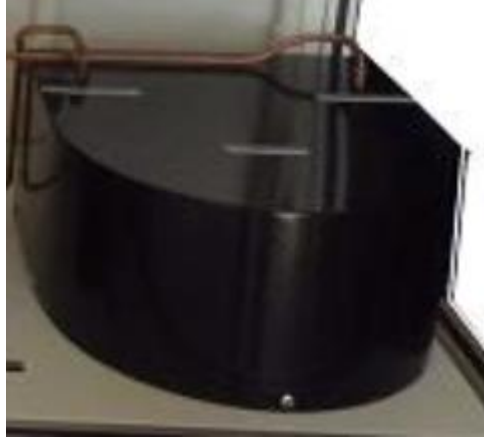
Deney sisteminde kullanılan kompresör, Şekil 8’de görülen Embraco FF 8,5 HBK markalı hermetik pistonlu kompresördür. 0,25 HP gücüne sahip kompresörün soğutma kapasitesi, 844 W’a kadar çıkabilmektedir. 1 Faz – CSIR tipinde bir motora sahip kompresörün emiş hattı 5/16”, basma hattı ise 1/4” genişliğindedir. Soğutucu akışkan olarak R134a ile çalışabilmekte ve 220-240V arası elektrik beslemesini gerektirmektedir. Çalışma rejimi HBP (+7,2/+54,4) olarak tanımlanmıştır.



Şekil 8. Sistemde kullanılan kompresör.

Kondenser

Deney sisteminde Şekil 9’da görülen su soğutmalı bir kondenser kullanılmıştır. Söz konusu kondenser plakalı ısı değiştirici tipinde olup 21 plakaya sahiptir. Kendisine yüksek basınçlı soğutucu akışkan ile gelen ısıyı, şebekeden aldığı suya aktarmaktadır. Bu sayede kızgın buhar olarak gelen soğutucu akışkanı, düşük sıcaklıktaki sıvı fazına çevirebilmektedir.



Şekil 9. Sistemde kullanılan sulu kondenser

Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Evaporatör olarak, Karyer firmasının ürünü olan KT 1/4HPD seri numaralı ürün kullanılmıştır. Tek fanlı olan söz konusu evaporatör, 774-964 W kapasitesine sahiptir. Isı transfer alanı $1,4 \text{ m}^2$ 'dir. 270x320x100 mm ebatlarındaki evaporatörün içinden 9,5 mm çapında bakır borular dolaşmaktadır.



Şekil 10. Sistemde kullanılan hava soğutuculu evaporatör

Genleşme Valfi (Kısılma Vanası)

Deney düzeneğinde Honeywell marka genleşme valfi kullanılmıştır. AEL serisinden olan ürün, otomatik bir vanadır. Deney sistemine 3/8" ve 5/8" olarak iki tarafından kaynakla monte edilmiştir.



Şekil 11. Sistemde kullanılan genleşme valfi

Deney Sisteminde Kullanılan Soğutucu Akışkan

Isıtma ve soğutma sistemleri için en önemli elemanlardan biri soğutucu akışkandır. Soğutucu akışkan, sistem içerisinde sıkıştırılıp genişletilerek ısı alışverişi sağlanmaktadır. Deney sistemi içerisinde 450g R134a soğutucu akışkan gazı bulunmaktadır. Soğutucu akışkan miktarı 100g'dan başlayıp 25'er gram artırılarak sisteme verilmiştir. Sistem tepkileri incelenerek optimum gaz miktarı seviyesi tespit edilmiştir.

Deneylerin Yapılışı

Deney sisteminin ideal kapasitesini bulmak için sisteme R134a soğutucu akışkan gazı kademe kademe verilmiştir. Bu işlem, soğutucu akışkan tankının hassas terazi üzerinde tartılması ile gerçekleştirilmiştir. Öncelikle sistem, pompa ile tamamen boşaltılmıştır. Devamında sistem içine soğutucu gaz verilmiştir. Soğutucu akışkan sisteme 100 gramdan başlayarak ve 25 gram artırılarak yüklenmiştir. Her gaz yüklenmesinde arasında 30'ar dakika beklenmiştir. Sistem için verimin en yüksek olduğu gaz seviyesinin bulunması için yapılan bu işlemde elde edilen veriler hesaplamalara tabi tutulmuştur. Deney sistemi için 450 gram gaz miktarının ideal seviye olduğu bu yöntemle tespit edilmiştir. 475 gramdan sonra kompresörün soğumaya başladığı, 500 gramda ise soğumanın daha da arttığı gözlemlenmiştir. Pompa yardımı ile tekrar boşaltılan sisteme 450 gram R134a gazı aktarılmıştır. Böylelikle sistem, deneyler için en ideal hale getirilmiştir.

Sistemin belirli yerlerindeki sıcaklık, basınç, debi ölçme cihazları üretici firmalar ile görüşülerek kalibre edilmiştir. Sisteme uygulanan havanın sıcaklık ve nem değerlerinin değiştirilmesi için sistemin tutarlı hale gelmesi beklenmiştir. Söz konusu bekleme süresi, her sıcaklık değişimi için ikişer saat, bağıl nem miktarının değiştirilmesi için ise 30'ar dakika olarak

uygun görülmüştür. Bunun sebebi sistemin sıcaklık değişimi için şartlanmanın, nem değişimi için şartlanmadan daha fazla zamanda gerçekleşmesidir.

Deneyle 15 gün ara ile 5 defa olarak gerçekleştirilmiştir. Sistem üzerindeki cihazlardan alınan veriler, hesaplama yapabilen ve grafiksel sonuçlar çıkarabilen hesaplama yazılımına yüklenmiştir. Hesaplama yazılımına değişik zamanlarda alınmış olunan verilerin ortalamaları aktarılmıştır. Deney sistematığı, gerçekleştirilen hazırlık deneylerinin ve düzenlemenin ideal bir sonucu olarak tespit edilmiştir.

Parametrelerin belirlenmesi

Isı pompalarında ve soğutma makinelerinde COP, enerji ve ekserji değerlendirmelerinin yapılabilmesi pek çok etkene bağlıdır. Söz konusu termodinamik davranışların hesaplanabilmesi için sıcaklık, debi, hız, nem miktarı gibi özelliklerin hassas olarak elde edilmesi gerekir. Bu çalışmada söz konusu analizler, farklı sıcaklık ve bağıl nem miktarının oluşturduğu tepkiler üzerine yapılmıştır. Ekserji analizleri için, ortam sıcaklıklarının da hassas tespiti gerekmektedir. Bu deneyde ortam sıcaklığı, %5, sıcaklığı 0,2°C hassasiyetle ölçülebilen termometre ile ölçülmüştür.

Hava debisinin tespiti için gerekli hava hızı ölçümü de % 1,5 hassasiyetli ölçüm cihazları ile gerçekleştirilmiştir. Havadaki bağıl nemin yoğunlaşan kısmı ölçekli tüpler ve beherler ile tespit edilmiştir.

Deneylerin Planlanması

Yapılan deneylerde bağıl nemin etkilerinin gerçek anlamda ortaya koyulabilmesi için parametreler olabildiğince standart tutulmaya çalışılmıştır. Su debisi, gelen hava hızı gibi parametreler sabit tutulurken, sıcaklık ve bağıl nem belirli miktarlarda artırılmıştır. Sistemin kararlı hale geldiği görüldükten sonra veriler alınmaya başlanmıştır. Deneyle 15-20 gün arayla aynı şartlar sağlanarak tekrarlanmış ve verilerin ortalamaları değerlendirmeye tabi tutulmuştur.

Sistem içerisinde soğutucu akışkan sıcaklıkları kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatör giriş çıkışlarındaki 4 ayrı noktada hassas sıcaklık ölçerlerle tespit edilmiştir. Soğutucu akışkanın debisi deney seti üzerindeki debimetre ile ölçülmüştür. Alçak ve yüksek basınç ölçerlerle basınç durumu tespiti yapılmıştır. Kondenserin su giriş ve çıkışında da sıcaklık ölçer termokupullar bulunmaktadır. Kanaldan gelen ve çıkan havanın sıcaklık ve neminin ölçülmesi içinde evaporatör giriş ve çıkışına sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Hava hızı sistem

hava kanalının çıkışında m/s olarak tespit edilmiştir. Ayrıca kompresörün çektiği elektrik akımı hesaplamalar için kayda alınmıştır. Su ve soğutucu akışkanın debisi, deney sistemi üzerindeki debimetreler ile tespit edilmiştir.

Verilerin Değerlendirilmesi ve Isı Pompasının Performans Kriterleri

Önceki bölümde anlatılan ölçüm cihazlarından alınan verilere ait tablo değerleri Çengel ve Boles'in Termodinamik (2011) isimli kitabındaki değerlere göre interpolasyon yapılarak elde edilmiştir. Kontrolleri ise Nist ve Termohal isimli yazılımlarla gerçekleştirilmiştir. Psikrometrik diyagram değerleri ise Air Lite isimli android bir uygulama ile kontrol edilmiştir.

Performans Kriterlerinin Genel Analizi

Sistem ve elemanlarının enerjetik, ekserjetik değerlendirilmesinde termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları uygulanmıştır. Bu amaçla termodinamik literatürlerdeki eşitliklerden faydalanmıştır. 'g' ve 'ç' indisleri altında buldukları değerlerin sırası ile giren ve çıkan durumlarını anlatmaktadır.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\ç \quad (3.1)$$

Burada \dot{m} ilgili elemanın birim zamandaki kütle akışını temsil etmektedir. Enerji ve ekserji eşitlikleri aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\ç \quad (3.2)$$

Burada \dot{E}_g , incelenen sisteme giren enerjiyi, $\dot{E}_\ç$ ise çıkan enerjiyi ifade etmektedir.

$$\dot{E}x_g - \dot{E}x_\ç = \dot{E}x_{yok} \quad (3.3)$$

$\dot{E}x_g$ incelenen sistem veya bileşene giren ekserjiyi, $\dot{E}x_\ç$ ise çıkan ekserjiyi ve $\dot{E}x_{yok}$ ise ekserji yok oluşunu temsil etmektedir.

Isı pompası sistemlerinin enerji ve ekserji analizlerinin yapılabilmesi için şu kabuller yapılmıştır.

- Sistem boru hatlarındaki basınç kayıpları ve ısı transferleri çok küçük olduğu için ihmal edilmiştir.
- Hesaplamalarda hava ideal gaz olarak kabul edilmiştir.

- Sistem doğru veya sistemden dışarıya doğru gerçekleşen iş enerjisi transferi her zaman pozitifdir.
- Deneysel düzeneğin herhangi bir yerinde kimyasal tepkime gerçekleşmemiştir.
- Hesaplamalarda havadaki su buharı ideal gaz olarak kabul edilmiştir.

Etkinlik Katsayısı (COP)

Isı pompalarında sıcak ortama sağlanan ısı enerjisinin, kullanılan elektrik enerjisine oranına ısıtma etkinliği katsayısı adı verilir (Çengel ve Boles, 2011). Aynı durum soğutma makineleri içinde geçerlidir.

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{W}_{komp}} \quad (3.4)$$

COP_{IP} ısı pompasının etkinliği katsayısını, \dot{W}_{komp} kompresörde harcanan elektrik enerjisini, \dot{Q}_{kond} kondenserde soğutucu akışkandan suya atılan ısıyı ifade etmektedir. Atılan ısı enerjisinin, harcanan elektrik enerjisine oranı COP_{SM} olarak değerlendirilir ve aşağıdaki denklemlerle ifade edilir,

$$COP_{SM} = \frac{\dot{Q}_{evaporatör}}{\dot{W}_{kompresör}} \quad (3.5)$$

$$COP_{SM} = \frac{\dot{Q}_{evaporatör}}{\dot{W}_{komp,elekt}} \quad (3.6)$$

Kompresörde harcanan elektrik enerjisi aşağıdaki eşitlikler kullanılarak bulunur:

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{SA}(h_g - h_g) \quad (3.7)$$

veya

$$\dot{W}_{komp} = I.V.Cos(\phi).\sqrt{3} \quad (3.8)$$

Burada SA indisi soğutucu akışkanı temsil etmektedir. h_g ve h_g ifadeleri, sırası ile soğutucu akışkanın girerken ve çıkarken sahip oldukları entalpi değerlerini anlatmaktadır. \dot{m}_{SA} soğutucu akışkanın kütleli debisini sembolize etmektedir. I kompresördeki elektrik akımını, V kompresörün elektrik gerilimini temsil etmektedir. $Cos(\phi)$ güç katsayısıdır.

Kondenser içinde soğutucu akışkandan suya atılan ısı, soğutucu akışkan ve su için sırası ile aşağıdaki denklemlerle bulunur (Çengel ve Boles, 2011):

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{SA}(h_g - h_g) \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{su} c_{p,su} (T_{su,\zeta} - T_{su,g}) \quad (3.10)$$

Burada \dot{Q}_{kond} kondenserde, soğutucu akışkandan suya geçen ısıdır. \dot{m}_{SA} soğutucu akışkanın kütle debisini, \dot{m}_{su} suyun kütle debisini, h_g ve h_ζ sırası ile soğutucu akışkanın giriş ve çıkış entalpilerini ifade etmektedir. $c_{p,su}$ suyun sabit basınçtaki özgül ısısını anlatır. Kondensere giriş ve çıkış sıcaklıkları ise $T_{su,\zeta}$ ve $T_{su,g}$ sembolleri ile temsil edilir.

Aynı eşitlikler evaporatör içinde aşağıdaki gibi ifade edilmektedir (Çengel ve Boles, 2011):

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{SA} (h_\zeta - h_g) \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{hava} c_{p,hava} (T_{hava,g} - T_{hava,\zeta}) \quad (3.12)$$

Burada \dot{Q}_{evap} ifadesi, havadan soğutucu akışkana aktarılan ısı enerjisidir. h_ζ ve h_g sırası ile soğutucu akışkanın evaporatörden çıkarken ve evaporatöre girerken sahip olduğu entalpiyi ifade etmektedir. \dot{m}_{SA} soğutucu akışkanın kütle debisini, \dot{m}_{hava} havanın kütle debisini belirtmektedir. $c_{p,hava}$ ifadesi havanın özgül ısı değerini temsil etmektedir. $T_{hava,g}$ ve $T_{hava,\zeta}$ sırası ile, havanın evaporatöre girişteki ve çıkıştaki sıcaklığını ifade etmektedir.

İklimlendirme Termodinamiği

İnsan konforunu etkileyen üç temel unsurdan birisi, havanın içindeki su buharıdır. İçinde su buharı bulunan mevcut havaya atmosferik hava, içinde su buharı olmayan havaya da kuru hava olarak tanımlanır. Kuru havanın entalpisi ile eşitlikler aşağıda ifade edildiği gibidir (Çengel ve Boles, 2012):

$$h_{kuru\ hava} = c_p T = \left(1,005 \frac{kJ}{kg} \cdot ^\circ C\right) T \quad (kJ/kg) \quad (3.13)$$

$$\Delta h_{kuru\ hava} = c_p \Delta T = \left(1,005 \frac{kJ}{kg} \cdot ^\circ C\right) \Delta T \quad (kJ/kg) \quad (3.14)$$

Burada T , $^\circ C$ olarak havanın mevcut sıcaklık değerini, ΔT 'ise sıcaklık farkını göstermektedir. İklimlendirme çalışmaları genel olarak entalpi değişimleri üzerinde durulur. Su buharı hesaplamalar sırasında kolaylık sağladığı için mükemmel gaz olarak kabul edilir. Böylece atmosferik hava su buharı ve kuru havanın toplamı olarak incelenir (Çengel ve Boles,2012).

$$P = P_a + P_v \quad (kPa) \quad (3.15)$$

P atmosferik basıncını, P_a kuru havanın kısmi basıncını, P_v havadaki su buharının kısmi basıncını ifade etmektedir. Su buhar için entalpi değeri aşağıdaki eşitlik ile bulunur (Çengel ve Boles, 2012):

$$h_g = 2500,9 + 1,82 T \quad (kJ/kg) \quad (3.16)$$

Burada h_g havadaki su buharının entalpisini, T 'ise sıcaklığını ifade etmektedir.

Birim hava içindeki su buharı kütesinin kuru havanın kütesine oranı, özgül nem olarak tanımlanır ve ω sembolü ile gösterilir. Özgül nem, eşitlik 3.20'deki gibi ifade edilmektedir (Çengel ve Boles, 2012):

$$\omega = m_v/m_a \quad (\text{kg su buharı/kg kuru hava}) \quad (3.17)$$

Atmosferik havanın taşıyabileceği bir nem seviyesi vardır. Havanın taşıyabileceği bu maksimum seviyeden sonra nem direkt yoğuşarak sıvı haline geçer. Havanın içindeki mevcut su buharı kütesinin, taşıyabileceği maksimum su buharı kütesine oranına, bağıl nem adı verilir ve φ sembolü ile temsil edilir.

$$\varphi = m_v/m_g \quad (3.18)$$

şeklinde sembolize edilir. Kütleler ideal gaz formülü ile tanımlanıp gerekli sadeleştirmeler yapıldığında, bağıl nemin basınçlar yardımı ile de bulunabileceği aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\varphi = P_v/P_g \quad (3.19)$$

Burada P_v havadaki mevcut nemin kısmi basıncını, P_g 'ise doymuş hava kısmi basıncını sembolize etmektedir. Doymuş hava basıncı tablolardan alınabilmektedir.

$$P_g = P_{doy@T} \quad (\text{kPa}) \quad (3.20)$$

Bu durumda bağıl nem için aşağıdaki formül elde edilir:

$$\varphi = \omega P / (0,622 + \omega) P_g \quad (3.21)$$

Entalpi hesaplamaları eşitlikleri de aşağıdaki gibi elde edilir:

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v m_v \quad (3.22)$$

$$h = H/m_a = h_a + (m_v/m_a) h_v = h_a + \omega h_v \quad \text{'den}$$

$$h = h_a + \omega h_g \quad (kJ/kg \text{ kuru hava}) \quad (3.23)$$

Burada h_a kuru havanın entalpisi, h_g havadaki su buharının entalpisini ifade etmektedir.

Havadaki su buharının enerji dengesine yaptığı etkiyi bulmak için termodinamiğin birinci kanunu gereğince,

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\phi \quad (\dot{Q} = 0 \text{ ve } \dot{W}_\phi = 0)$$
$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_f h_{f2} = \dot{m}_a h_2 \quad (3.24)$$

veya

$$\dot{m}_a h_1 + (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = \dot{m}_a h_2 \quad (3.25)$$

gerekli sadeleştirmeler yapıldığında,

$$h_1 + (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = h_2 \quad (3.26)$$

$$(c_p T_1 + \omega_1 h_{g1}) + (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = (c_p T_2 + \omega_2 h_{g2}) \quad (3.27)$$

Olarak yazılabilir. Burada 1 ve 2 alt indisli semboller birinci ve ikinci durum değerlerini ifade etmektedir. Buradan özgül nem tanımlaması,

$$\omega_1 = \frac{c_p (T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg2}}{h_{g1} - h_{f1}} \quad (3.28)$$

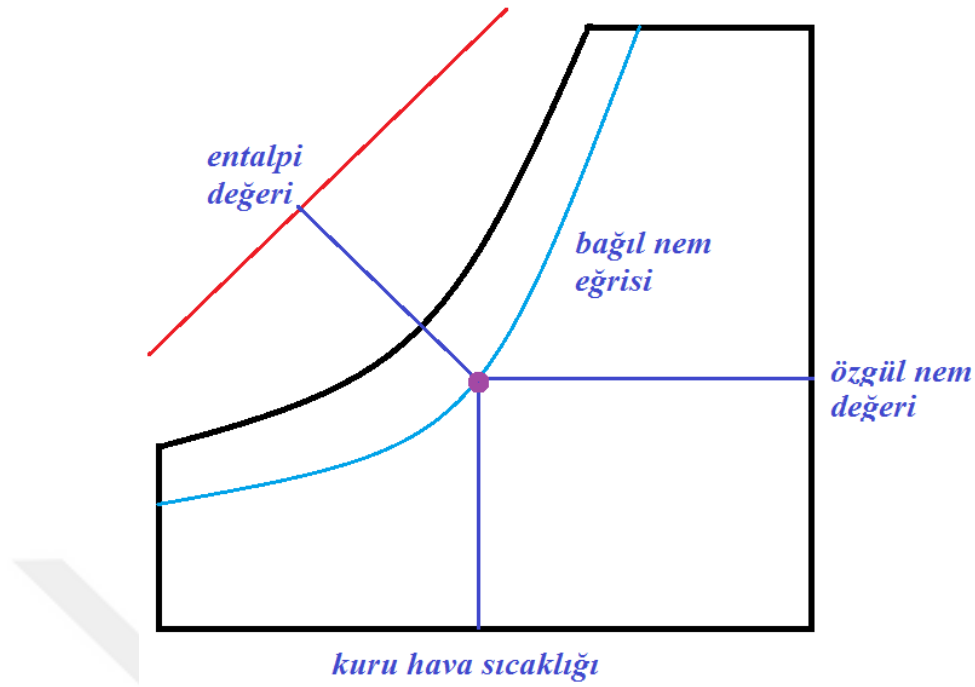
ω_2 değeri ϕ_2 'nin % 100 olduğu düşünülerek düzenlemeler yapıldığında,

$$\omega_2 = \frac{0,622 P_{g2}}{P_2 - P_{g1}} \quad (\text{kg su buharı/kg kuru hava}) \quad (3.29)$$

eşitliği oluşur (Çengel ve Boles, 2011).

Psikrometrik Diyagram

Belirli bir basınçtaki atmosferik havanın hali, iki bağımsız yeğin özellik bilindiğinde tespit edilebilir. Diğer özellikler yukarıda verilen eşitlik ve bağıntılar aracılığı ile bulunabilir. Havaya ait iklimlendirme hesaplamaların sonuçları Psikrometrik Diyagram adlı tabloda derlenmiştir. (Çengel ve Boles, 2012). Psikrometrik diyagramın sunduğu değerlerin konumları Şekil 12'de gösterilmektedir.



Şekil 12. Psikrometrik Diyagramın şematik gösterimi.

İklimlendirme çalışmalarında yararlanılan psikrometrik diyagram üzerinde kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem eğrileri kesiştirilir. Bulunan noktanın, diyagram üzerindeki taşımaları yapıldığında özgül nem, yaş termometre sıcaklığı, entalpi, özgül hacim, yoğunluk gibi değerler bulunabilir.

İklimlendirme hesaplamalarında;

kütle dengesi;

$$\dot{m}_{giren} = \dot{m}_{çıkan} \quad (kg/s)$$

kuru hava dengesi;

$$\Sigma \dot{m}_{giren,a} = \Sigma \dot{m}_{çıkan,a} \quad (3.30)$$

su kütlesi dengesi;

$$\Sigma \dot{m}_{giren,su} = \Sigma \dot{m}_{çıkan,su} \quad \text{ve} \quad \Sigma \dot{m}_{giren,a} \omega = \Sigma \dot{m}_{çıkan,a} \omega \quad (3.31)$$

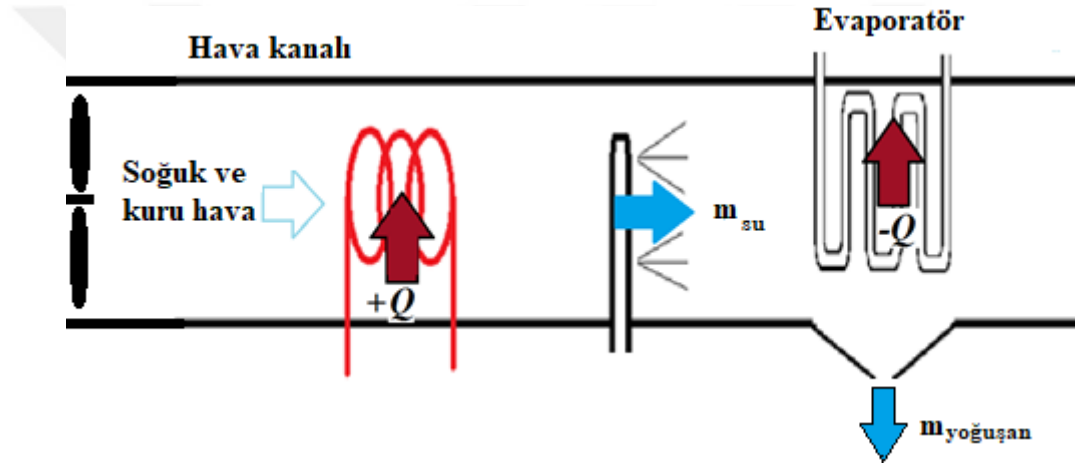
olarak yazılır. Buradan, işleme giren kuru hava ile ($\Sigma \dot{m}_{giren,a}$) çıkan kuru hava ($\Sigma \dot{m}_{çıkan,a}$) miktarının değişmediği görülmektedir. Aynı şekilde işleme giren su miktarı ($\Sigma \dot{m}_{giren,su}$) ve çıkan su miktarının ($\Sigma \dot{m}_{çıkan,su}$) aynı olduğu anlaşılmaktadır.

Enerji dengesi; $\dot{E}_{giren} = \dot{E}_{çıkan}$

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \Sigma_g \dot{m}h = \dot{Q}_ç + \dot{W}_ç + \Sigma_ç \dot{m}h \quad (3.32)$$

şeklinde oluşur. Burada \dot{Q}_g , \dot{W}_g , $\Sigma_g \dot{m}h$ sırası ile ısıtma veya soğutma işlemine giren ısı, iş entalpileridir. $\dot{Q}_ç$, $\dot{W}_ç$, $\Sigma_ç \dot{m}h$ sırası ile, ısıtma veya soğutma işleminden çıkan ısı, iş entalpileridir.

Şekil 12’de bu tez çalışması için oluşturulan deney düzeneğinin iklimlendirme kısmı görülmektedir. Başka bir ısı pompasında oluşması sağlanan kuru ve soğuk hava önce ısı verilerek istenilen sıcaklığa, devamında su buharı püskürtülerek istenilen bağıl neme sahip hale getirilmektedir. Sonrasında tepkileri ölçülen ısı pompası evaporatörüne sokulmaktadır. Altta ise yoğuşan su ölçülmektedir.



Şekil 13. Deney düzeneğinde gerçekleştirilen iklimlendirme işlemleri.

Ekserji Analizi

Termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin miktarının yanı sıra kalitesinin de önemli olduğunu vurgular. Birinci yasa bahsedilen enerjinin korunumu ilkesine ek olarak, bir çok sebepten dolayı enerjinin kalitesinde düşüşler olduğunu ifade eder. Enerjinin iş yapabilme yeteneği termodinamik kaynaklarında, ekserji olarak tanımlanmaktadır (Cengel ve Boles 2019, Dinçer ve Rosen 2007).

Ekserji üzerine yapılan çalışmalar sistemlerin çalışma performanslarının yanı sıra, hangi noktalarında ne kadar kayıp olduğunu da ortaya koymaktadır. Sistemlerdeki enerji kayıplarının sebeplerinin belirlenmesi için de yine ekserji analizleri yapılmaktadır. Ekserji analizleri, sistem için olduğu gibi tek tek bütün elemanlar içinde gerekmektedir. Bir sistemi ilgilendiren ekserji durumu sadece sistemi değil bulunduğu ortamı da ilgilendirmektedir. Bu sebepten dolayı ekserji çalışmaları “sistem + çevre” kombinasyonunda incelenmektedir.

Isı ile ilgili ekserji çalışmalarında sistemin bulunduğu ortam sıcaklığı, ekserji miktarını etkilemektedir. Bundan dolayı sistemin içinde bulunduğu ortamın sıcaklığı, ölü hal olarak tanımlaması ile hesaplamalara katılmaktadır. Ölü hal, bir sistemin çevresi ile termodinamik dengede olduğu hal olarak tanımlanmaktadır. Çünkü ölü haldeki sistemin iş yapabilme potansiyeli sıfırdır. Dolayısı ile ekserji yoktur (Rosen ve Dinçer 2004).

Ekserji denkliği ve akışkanların ekserjisi

Bir akışkandaki ekserji değeri aşağıda sunulduğu gibidir:

$$\dot{E}x = \dot{m}(ex) \quad (3.33)$$

Burada $\dot{E}x$ akışkanın sahip olduğu toplam ekserjiyi, ex özgül ekserji miktarını ifade etmektedir. Su ya da soğutucu akışkanın özgül ekserjisi ise aşağıda verilen eşitlik ile bulunur:

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.34)$$

Burada h akışkana ait entalpiyi, s akışkana ait entropiyi anlatmaktadır. “o” alt indisli semboller, sistemin içinde bulunduğu çevreye ait ölü hal değerleridir. h_0 ölü hal entalpisini, s_0 ölü hal entropisini, T_0 ölü hal sıcaklığını ifade etmektedir.

Havanın özgül ekserjisini bulmak için ise aşağıdaki denklem kullanılır:

$$ex_{hava} = (c_{P,hava} + \omega \cdot c_{P,buhar})T_0 \left[\left(\frac{T}{T_0} \right) - 1 - \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + (1 + 1.6078\omega)R_{hava}T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) + R_{hava}T_0 \left\{ (1 + 1.6078\omega) \ln \left[\frac{(1 + 1.6078\omega_0)}{(1 + 1.6078\omega)} \right] + 1.6078\omega \ln \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right) \right\} \quad (3.35)$$

Burada ω havanın özgül nemini sembolize etmektedir.

Ekserji verimi

Ekserji verimi, bir sistemin gerçek şartlarda çalışırken sahip olduğu işin, sistemin hiç ekserji kaybetmediği ölü hale gelinceye kadar yapabileceği işe oranına denir. Yani sistemin gerçekte yaptığı işin, maksimum seviyede yapabileceği işe oranına ekserji verimi denilmektedir (Çakır 2011).

$$\psi = \frac{\dot{E}x_{çikan}}{\dot{E}x_{giren}} \quad (3.36)$$

Burada ψ ifadesi ekserji verimini, $\dot{E}x_{çikan}$ ifadesi sistemden çıkan ekserjiyi, $\dot{E}x_{giren}$ ise sisteme giren ekserji miktarını temsil etmektedir.

Kompresöre ait ekserji verimi denklemi,

$$\psi_{ek.komp} = \frac{\dot{E}x_{\dot{c}} - \dot{E}x_g}{\dot{W}_{komp,elek}} = \frac{\dot{E}x_{\dot{c},SA} - \dot{E}x_{g,SA}}{\dot{W}_{komp,elek}} \quad (3.37)$$

Isı değiştiricilere (kondenser ve evaporatör) ait ekserji verimi,

$$\psi_{ek,ısıdeğiştiricisi} = \frac{\dot{E}x_{\dot{c},soğuk} - \dot{E}x_{g,soğuk}}{\dot{E}x_{g,sıcak} - \dot{E}x_{\dot{c},sıcak}} = \frac{\dot{m}_{soğuk}(\dot{e}x_{\dot{c},soğuk} - \dot{e}x_{g,soğuk})}{\dot{m}_{sıcak}(\dot{e}x_{g,sıcak} - \dot{e}x_{\dot{c},sıcak})} \quad (3.38)$$

şeklinde ifade edildiği gibi, ayrı ayrı gösterilmesi istenirse aşağıdaki gibi oluşur:

$$\psi_{kond} = \frac{\dot{E}x_{\dot{c}ık,su} - \dot{E}x_{giren,su}}{\dot{E}x_{gir,SA} - \dot{E}x_{\dot{c}ık,SA}} = \frac{\dot{m}_{su}(\dot{e}x_{\dot{c}ık} - \dot{e}x_{giren})}{\dot{m}_{SA}(\dot{e}x_{gir} - \dot{e}x_{\dot{c}ık})} \quad (3.39)$$

$$\psi_{evap} = \frac{\dot{E}x_{gir,SA} - \dot{E}x_{\dot{c}ık,SA}}{\dot{E}x_{gir,hava} - \dot{E}x_{\dot{c}ık,hava}} = \frac{\dot{m}_{SA}(\dot{e}x_{gir} - \dot{e}x_{\dot{c}ık})}{\dot{m}_{hava}(\dot{e}x_{gir} - \dot{e}x_{\dot{c}ık})} \quad (3.40)$$

Genleşme valfi için ekserji verimi,

$$\psi_{gen} = \frac{\dot{E}x_{\dot{c}ık}}{\dot{E}x_{giren}} = \frac{\dot{e}x_{\dot{c}ık}}{\dot{e}x_{giren}} \quad (3.41)$$

olarak sembolize edilebilir.

Ekserji yok oluşu

Bir hal değişimi süresince ekserji, sınırlı bir durum olan tersinir bir hal değişimi hariç daima azalır. Ekserji artışı diye bir durum asla söz konusu değildir. Bu durum ekserji azalması ilkesi olarak tanımlanmaktadır.

Yok olan ekserji, tersinir durum için sıfır, diğer yok oluşlar için pozitif bir niceliktir. Bu yok olan ekserji, kaybedilen iş potansiyelini temsil etmektedir. Bu durum tersinmezlik veya kayıp iş olarakta tanımlanabilmektedir. Hal değişimi sırasındaki ekserji değişimi, sistem sınırında gerçekteşen ekserji geçişi ile, tersinmezliklerin sonucu olarak sistem sınırları içindeki oluşan ekserji yok oluşu arasındaki fark olarak tanımlanmaktadır. Söz konusu durum kondenser ve evaporatör için aşağıdaki gibi ifade edilir (Dinçer ve Rosen, 2007):

$$\dot{E}x_{yok} = \dot{E}x_{giren} - \dot{E}x_{\dot{c}ık} \quad (3.42)$$

Isı pompası için ise ekserji yok oluşu eşitliği aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\dot{E}x_{yok,IP} = \dot{W}_{IP} + (\dot{E}x_{\dot{c}ık} - \dot{E}x_{giren}) \quad (3.43)$$

Deney sisteminin ısı değiştirici bileşenleri olan kondenser ve evaporatör için ekserji yok oluşu aşağıda sunulduğu gibi hesaplanmıştır:

$$\dot{E}x_{yok,kond} = \dot{m}_{SA}(ex_{giren,SA} - ex_{çıkan,SA}) + \dot{m}_{su}(ex_{giren,su} - ex_{çıkan,su}) \quad (3.44)$$

$$\dot{E}x_{yok,evap} = \dot{m}_{SA}(ex_{gir,SA} - ex_{çık,SA}) + \dot{m}_{hava}(ex_{gir,hava} - ex_{çık,hava}) \quad (3.45)$$

Sistemin genleşme valfinde gerçekteşen ekserji yok oluşu bulmak için ise aşağıdaki formüller kullanıldı.

$$\dot{E}x_{yok,gen} = \dot{m}_{SA}(ex_{giren} - ex_{çıkan}) \quad (3.46)$$

Tersinmezlik oranı

Bir sistemin herhangi bir bileşeninde gerçekteşen ekserji yok oluşunun, sistemin bütününde gerçekteşen ekserji yok oluşu oranına, tersinmezlik oranı (RI) adı verilir (Dinçer ve Rosen 2007). Bir bileşenin göreceli tersinmezlik oranı tarafından aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$RI = \frac{\dot{E}x_{yokolan,bileşen}}{\dot{E}x_{yokolan,sistem}} \quad (3.47)$$

Termodinamik iyilik derecesi

Bir sistemden çıkan toplam ekserji miktarının, sisteme giren toplam ekserji miktarına oranı o sistemin termodinamik iyilik derecesi olarak tanımlanır (Van Gool's 1997).

$$\varepsilon = \frac{\sum_{çıkan} \dot{E}x}{\sum_{giren} \dot{E}x} \quad (3.48)$$

Olarak temsil edilir. Gerekli sadeleştirmeler yapıldığında aşağıdaki durumu alır (Dinçer ve Rosen 2007):

$$\varepsilon = (1 - \psi)(\dot{E}x_{giren} - \dot{E}x_{çıkan}) \quad (3.49)$$

Hata Analizi

Sayısal analizler daha ucuz ve kolay olması sebebiyle daha çok ilgi görmektedir. Buna karşılık elde edilen sonuçların realize edilmesi gerekmektedir. Birçok alanda deneysel çalışmalar, sayısal analizlerin doğruluğunu ortaya koymak için kaçınılmaz olabilmektedir. Deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlar kadar önemli bir konu ise, ölçülen sonuçları

doğruluğudur. Ölçülen değerlerin doğruluğunu etkileyen en önemli unsur olarak ise, deneyler sırasında farklı sebeplerden dolayı ortaya çıkabilecek hatalardır.

Standartlara uygun olarak kurulan bir deney sisteminde yapılan deneyler sonunda elde edilen verilerde, oluşan hataların iki farklı nedenden kaynaklandığı tespit edilmiştir. Deneysel hatalar genellikle ya deney sisteminin ve ölçü araçlarının yapısından ya da deneyi yapan kişiden kaynaklanmaktadır. Birinci hata, deneycinin eğitilmesi ve tecrübe kazanması ile giderilebilmektedir. Söz konusu ikinci hatanın tespiti ve giderilmesi her zaman mümkün olmayabilmektedir. Çünkü bu hatalar, doğrudan deneyde kullanılan araç ve gereçlerin yapısı ile bağlantılıdır (Akpınar 2005).

Hataların en aza indirilmesi için belirlenmiş yöntemler vardır. Öncelikle, bütün deneyler aynı standartta gerçekleştirilmeli ve belirli bir şekilde analiz edilmelidir. Hata oranının belirlenmesi için en çok kullanılan yöntemler biri, belirsizlik hata analizi (uncertainty analysis) yöntemidir. Son yıllarda çok tercih edilen bir yöntem olduğu için, bu çalışmada belirsizlik hata analizi kullanılmıştır (Çakır 2011).

Belirsizlik Hata Analizi

Daha çok deneysel verilerin değerlendirilmesinde tercih edilen bu yöntem, Kline ve McClintock tarafından ortaya atılmıştır. Buna göre, sistemde ölçülen değer R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olarak tanımlanır. Bu durumda eşitlik aşağıdaki gibi oluşur (Çakır, 2011):

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.50)$$

Bağımsız değişkenlerin hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ olarak ve R büyüklüğünün hata oranı W_R olarak tanımlanırsa;

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.51)$$

eşitliği elde edilir (Holman 1994).

Tablo 1’de deneylerde kullanılan ölçün cihazlarının hata toleransları sunulmuştur.

Tablo 1. Ölçüm cihazlarının hata değerleri

Ölçülen Değer	Gösterim	Hata(%)
Sıcaklık (hava)	Th	0,5
Sıcaklık (su, soğutkan)	Tsu, TSA	1
Basınç	P	1,6
Uzunluk	U	1
Debi (su)	msu	3
Debi (soğutkan)	mSA	1,3
Hız	V	1,5
Volt	V	1
Akım	I	1
Güç Katsayısı	ϕ	1

Deney sisteminde kullanılan ölçüm elemanları

Oluşturulan deney sisteminde sıcaklık (hava ve soğutucu akışkan), basınç, hız, debi (soğutucu akışkan debisi, su debisi, hava debisi), kompresör gücü için akım, volt ve güç katsayısı $\cos(\phi)$ değerleri okunmuştur. Sistemde kullanılan ölçüm araçları, özellikleri ile birlikte aşağıda sunulmuştur. Şekil 14’te üzerinde ölçümlerin yapıldığı ısı pompasına ait, genel kontrol paneli görülmektedir.



Şekil 14. Üzerinde ölçümlerin yapıldığı ısı pompasının genel kontrol paneli.

Deney sistemi içindeki soğutucu akışkan ve suya ait sıcaklık değerleri, Emko ESM-3710 dijital termometre ile ölçülmüştür. Dijital göstergeye bağlı termokupllar ilgili yerlerde soğutucu akışkana ve suya temas edecek şekilde sisteme monte edilmiştir. Bu sayede daha doğru değerler elde edilmeye çalışılmıştır. Termokupllar sistem bileşenlerinin giriş ve çıkışındaki değerleri ölçebilecek şekilde yerleştirilmiştir. Termokupllar iki kez saf su içinde kalibre edilmiştir.



Şekil 15. Sıcaklık ölçüm göstergesi ve kullanılan termokupl.

Deney sistemindeki basınç değerleri Refco marka bourdon-tube tipi basınç ölçerlerle ölçülmüştür. Alçak basınç manometresi -1 ile 10 bar, yüksek basınç manometresi ise 0 ile 30 bar arasındaki basınçları ölçebilecek kapasitededir.



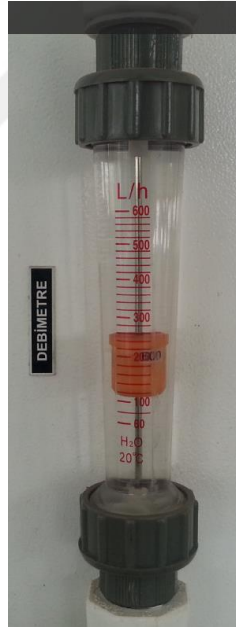
Şekil 16. Alçak ve Yüksek Basıncı Gösteren Manometreler.

Havanın sisteme giriş ve sistemden çıkış sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin tespiti için Testo 435 marka çok fonksiyonlu ölçüm cihazı ve ona radyo frekansı ile bilgi aktaran akıllı problar kullanılmıştır. Şekil 17’de görülen bu cihazlarla hava sıcaklığı % 0,5, bağıl nem %2 hassasiyetle ölçülmüştür. Üç adet probtan biri evaporatöre gelen havanın, biri çıkan havanın, bir diğeri ise ortama ait nem ve sıcaklık değerlerini ana cihaza aktarmıştır.



Şekil 17. Hassas sıcaklık ve bağıl nem ölçme ve kayıt cihazları.

Şekil 18’de kondensere şebekeden gelen usyun debisini ölçen ve ayarlayan analog rotametre görülmektedir. Bu analog rotametre her iki ısı pompasında da mevcuttur. 40 L/h ile 400L/h arasında ölçüm yapabilen bir su debimetresidir.



Şekil 18. Analog rotametre tipi, 40-400 L/h suyun debisini gösteren debimetre.

Sistem içinde dolaşan soğutucu akışkan R124a’nın akış debisini ölçen Saginomiya ELK (türbin tipi) marka debimetre Şekil 19’da sunulmuştur. gr/s olarak ölçüm yapan cihaz ölçümlerin yapıldığı 2. pompası üzerindedir.



Şekil 19. Soğutucu Akışkan Debimetresi.

Sistemin elektrik sarfiyatını gösteren multimetre Şekil 20’de gösterildiği gibidir. Kontrol paneli üzerine monte edilmiştir. Üzerinde anlık minimum ve maksimum gerilim, akımı ölçen göstergeler vardır.

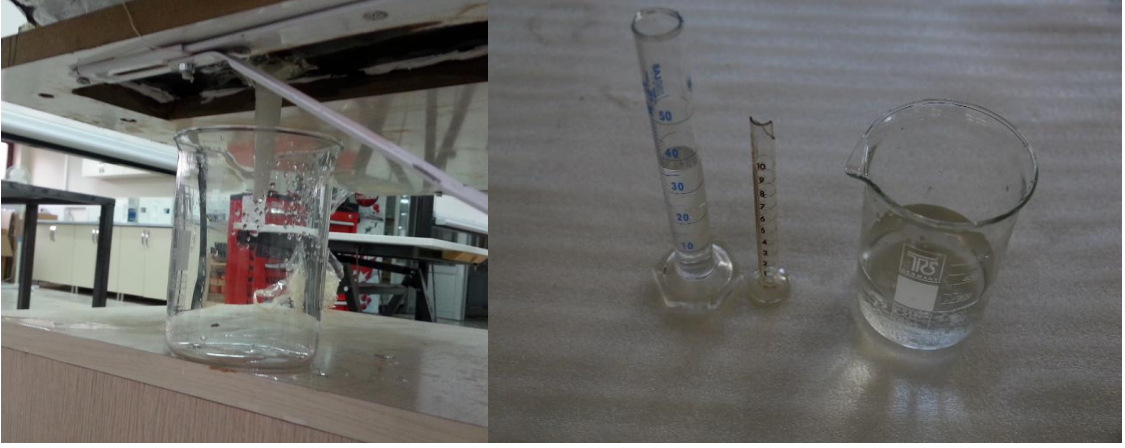


Şekil 20. Harcanan elektriği gösteren Entes EPM-06 marka multimetre.

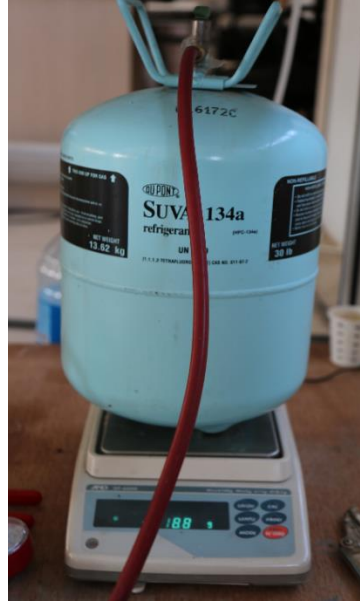
Hava kanalındaki hava hızını m/s olarak ölçen anemometre verileri kablo bağlantısı ile Testo435 çok fonksiyonlu cihaza aktarmıştır. Çıkış kalının önüne monte edilen anemometre % 1,5 hassasiyetle ölçüm yapabilmektedir.



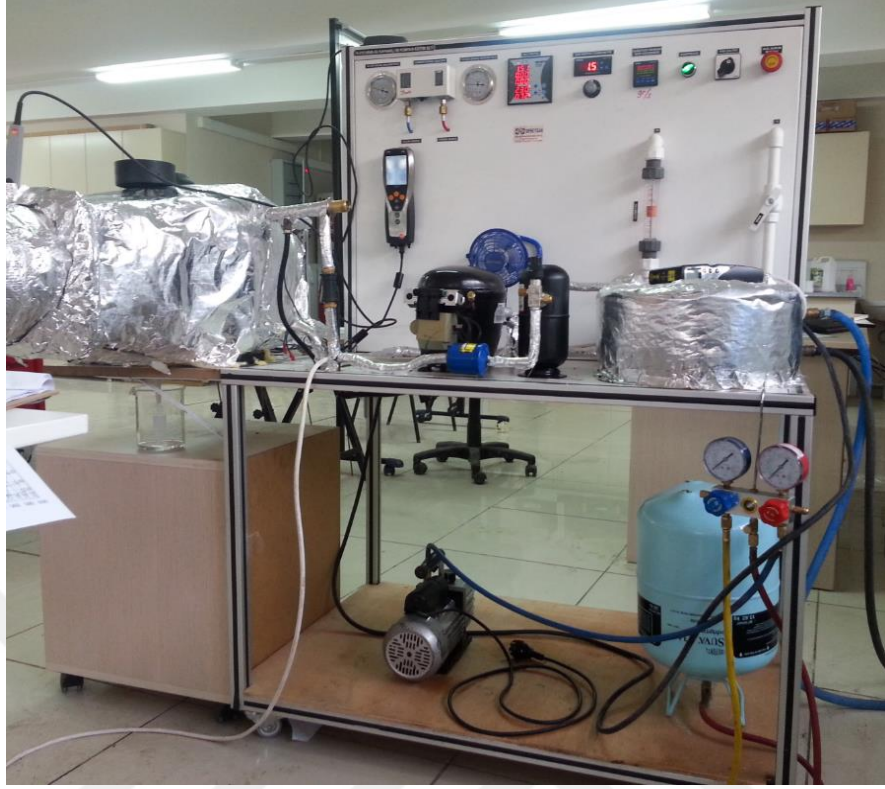
Şekil 21. Hava hızını ölçen anemometre.



Şekil 22. Yoğuşan su miktarını ölçen ölçüm araçları.



Şekil 23. Sistem içine verilen soğutucu akışkanın miktarını tespit için kullanılan 1/1000 hassasiyetli terazi.



Şekil 24. Üzerinde ölçümlerin yapıldığı ısı pompası, R134-a soğutucu akışkan tankı, gaz boşaltma pompası.



Şekil 25. Kompresör üstü sıcaklığının ölçüldüğü lazerli sıcaklık ölçme cihazı.



Şekil 26. Havanın sıcaklığının artırılması için rezistanslara gerekli elektriği enerjisini ayarlamaya yarayan dimmer.



Şekil 27. Hava kanalına su buharı üreten buhar makineleri.

BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu çalışma kapsamında sıcaklık ve bağıl nemin iklimlendirme çalışmalarına etkileri inceleyen çok kapsamlı bir ekserjetik karşılaştırma yapılmıştır. Bu amaçla sistem bileşenlerindeki tepkilerin ölçülebildiği bir ısı pompası deney düzeneği inşa edilmiş ve üzerinde testler yapılmıştır.

Çalışma kapsamında, kanala giren hava, istenilen sıcaklık ve bağıl nem seviyesinde ısı pompası evaporatörüne sokulmuştur. Isı pompası sistemi, ısıtma ve soğutma yönlerinden çok kapsamlı bir incelemeye tabi tutulmuş, kaydedilmiş ve sonuçlar hesaplamalara tabi tutulmuştur. Sıcaklığın ve bağıl nemin etkisinin doğru ölçülebilmesi için diğer bütün parametreler mümkün olan en üst düzeyde sabitlenmiştir. Elde edilen veriler ile yapılan ayrıntılı ekserji analizleri ilerleyen bölümde sunulmuştur.

Sisteme gelen havanın sıcaklığı ve bağıl nemi, başka birinci ısı pompası ile önce düşürülmüş, sonra sistemdeki cihazlarla istenilen seviyeye çıkarılmıştır. Verilerin tabi tutulduğu ekserji analizleri kapsamında, sistemin ve bileşenlerinin ekserji verimleri, ekserji yok oluşu miktarları (entropi üretimi), ısı pompası sistemine göre tersinmezlik oranları ve termodinamik iyilik dereceleri hesaplanmış ve grafiksel olarak ileride sunulmuştur.

Isı pompası sistemi ana bileşenleri olarak kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatör tanımlanmıştır. Diğer unsurlar, 'Ana bileşenler haricindeki unsurlar' olarak tanımlanmıştır. Evaporatör ve kondenser bileşenleri için hava, su ve soğutucu akışkan tepkileri ayrı ayrı analiz edilmiştir. Sistemde, hava kanalı geçen evaporatör soğutucu, sulu kondenser ise ısıtıcı olarak değerlendirilmiştir.

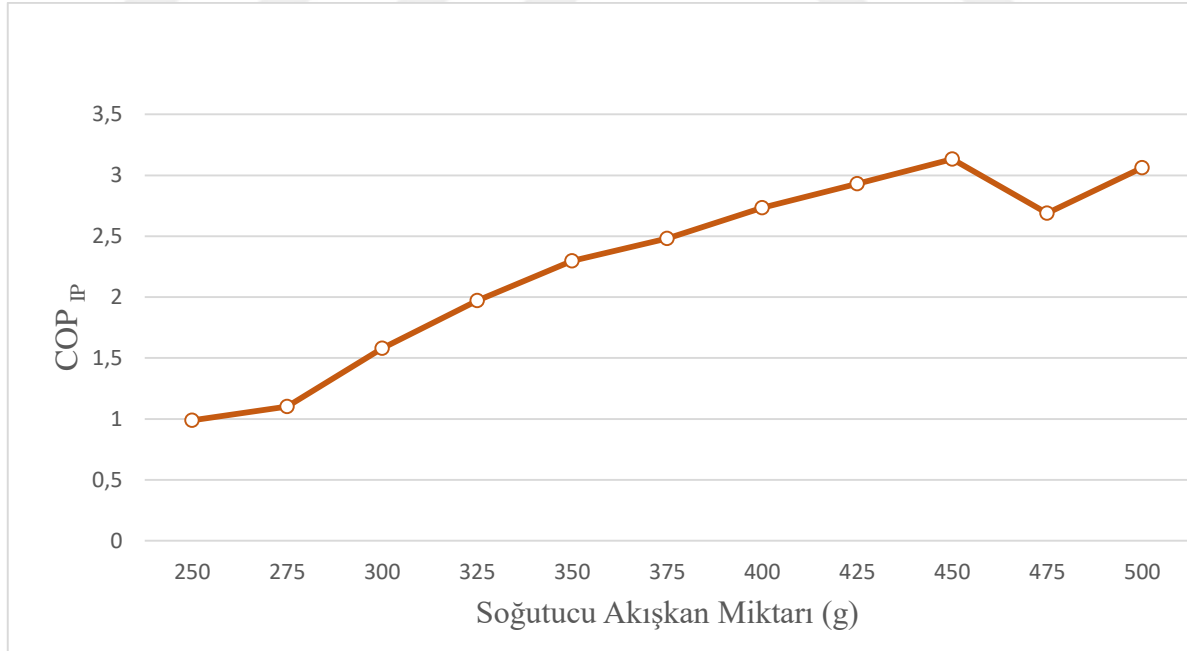
Sistem İçin En Uygun Gaz Miktarının Tespiti

Ölçümlerin yapılacağı 2. ısı pompasına verilecek ideal gaz miktarı, ölçümler ve hesaplamalar sonucunda tespit edilmiştir. Bunun için R134a soğutucu akışkanı hassas terazide ölçülerek verilmiştir. Soğutucu gaz sisteme 100 gramdan başlayarak 25'er gram arttırılarak yüklenmiştir. Gaz miktarı 500 gram olduğunda kompresörün soğuduğu ve verilerin istikrarsızlaştığı görülmüştür. Sistem için ideal gaz seviyesinin 450 gram olduğu tespit edilmiştir. İdeal gaz seviyesi olarak tespit edilen 450 gram gaz miktarı, sistem tamamen boşaltılıp tekrar sisteme sağlanmıştır. Her boşaltmadan sonra -1 bar basınçta bir gün bekletilmiştir. Kaçak kontrolü beklemesi, her gaz verilisinde şartlanma süresi gibi süreçler

kurallara uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Bu işlem ilk tespitten sonra 3 kez tekrarlanmıştır. Değerlendirmeler sırasında objektif sonucun elde edilmesi için hava kanala 25°C sıcaklık ve %30 bağıl nem özelliklerinde, su ise se kondensere 60 L/h debide verilmiştir.

Alınan verilerde, 250 gram soğutucu akışkan miktarına kadar verilerde çok az değişiklik olduğu görülmüştür. Be nedenden dolayı 250 gram altındaki gaz miktarı için olan değerlendirmelere grafiklerde yer verilmemiştir.

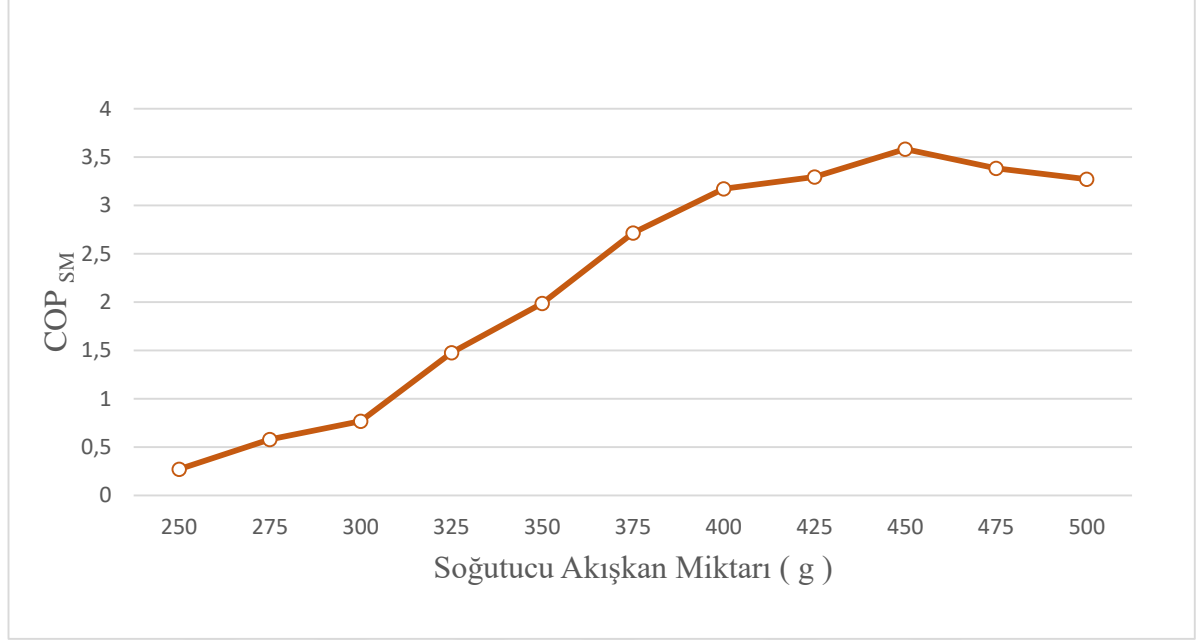
Şekil 28’de deney sisteminin ısı pompası olarak değerlendirildiğinde COP değerlendirmesi görülmektedir. Bu değerlendirme, sistemin kondensere verdiği ısının, sisteme yüklenen gaz miktarına göre değişimini ortaya koymaktadır. 250 gramdan daha az olan gaz miktarlarında sistemin COP değeri çok düşük seviyede olduğu için değerlendirme dışı bırakılmıştır. Gaz miktarının artması ile COP’nin arttığı açıkça görülmektedir. 450 gramdan sonraki miktarlarda istikrarsız bir hal almıştır. Deney sisteminin nispeten küçük olmasından dolayı 450 gram gaz ile çalıştığında en yüksek COP’ye ulaştığı grafikte görülmektedir. Sisteme 500 gram ve fazla gaz verildiğinde ise kompresörün sıcaklığının soğumaya başladığı görülmüştür. Bu sistemin ısı pompası olarak değerlendirilmesi için ideal gaz miktarının 450 gram olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 28. Soğutucu akışkan miktarına göre ısı pompası etkinlik katsayısı değişimi.

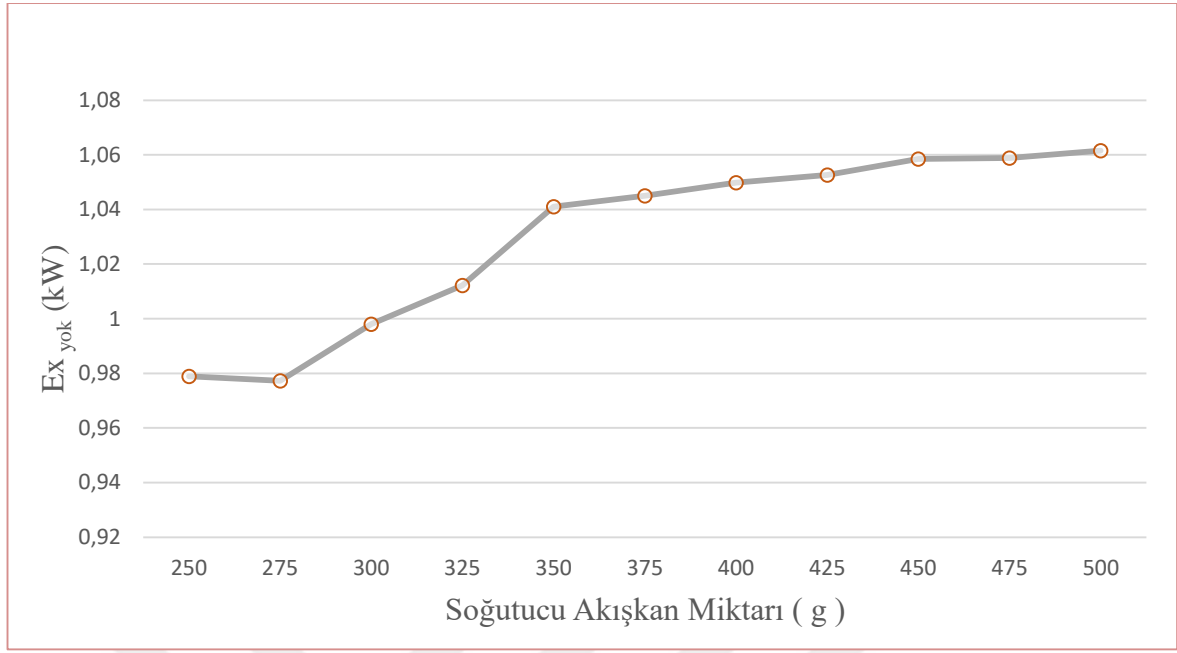
Sistemin soğutma makinesi olarak değerlendirildiğindeki COP değerleri Şekil 29’da görüldüğü gibi değişim göstermiştir. Sistemin evaporatör kısmının soğutma makinesi olarak

referans alındığı hesaplamalara göre, 250 g - 450 g arası soğutucu akışkan yüklenmesinde COP, artış göstermektedir. COP, 450 gram gaz yüklemesinden sonra düşmeye başlamıştır. Deneylein gerçekleştirileceği bu sistem için R134a soğutucu gaz yüklemesinin en ideal seviyesi 450 gram olarak tespit edilmiştir.



Şekil 29. Soğutucu akışkan miktarına göre soğutma makinesi etkinlik katsayısı değişimi.

Isı pompası sistemi bütün sistem olarak değerlendirildiğinde oluşan toplam ekserji yok oluşu Şekil 30'daki gibi gerçekleşmiştir. Bu grafikte ekserji yok oluşu, 250-350 gram soğutucu akışkan miktarında yüksek seviyede arttığı görülmektedir. 350-500 gram arasında ise ekserji yok oluşu artışının daha düşük seviyede gerçekleştiğini görülmektedir. Deneylein için yüklenen 450 gram soğutucu yüklendiğinde ekserji yok oluşu 1,058 kW seviyelerinde gerçekleşmektedir. Bu aynı zamanda sistemin bütün bileşenlerinin toplam ekserji kaybıdır. Aşağıda sistemin bileşenlerinde gerçekleşen ekserji yok oluşları ayrı ayrı gösterilmiştir.



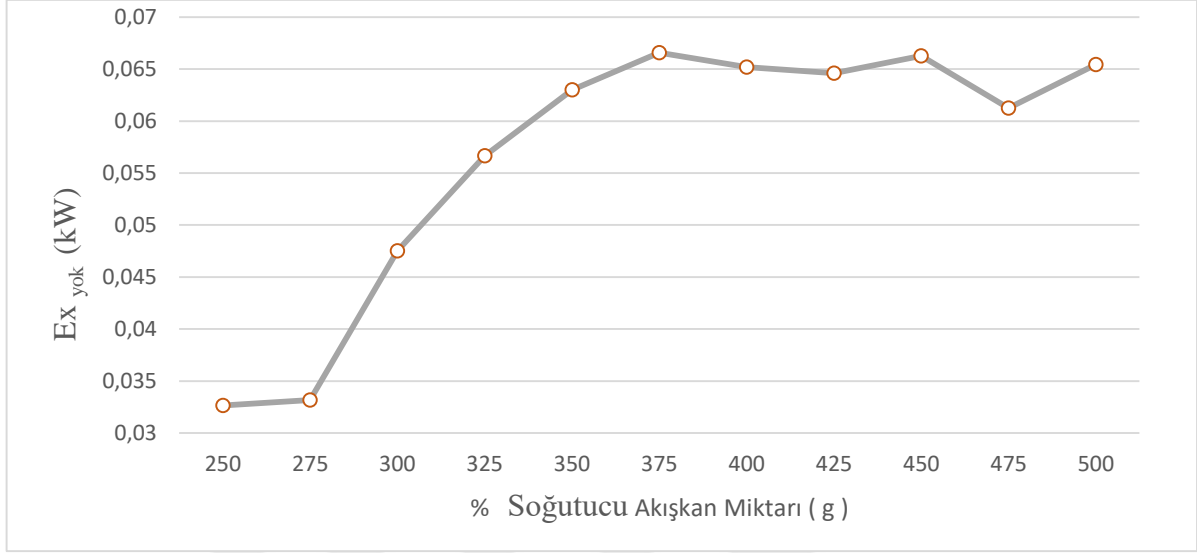
Şekil 30. Soğutucu akışkan miktarına göre ısı pompası sisteminde gerçekleşen ekserji yok oluşu.

Isı pompası sisteminde soğutucu akışkanı sıkıştıran ve sistem içinde dolaşımını sağlayan kompresör bileşeninde meydana gelen ekserji yok oluşu, Şekil 31’de görülmektedir. Şekilde ekserji yok oluşu artışının 425 grama kadar daha büyük aralıklarla arttığı anlaşılmaktadır. Kompresördeki ekserji yok oluşu artışı deneyler için kullanılan 450 gramda durmuş hatta bir miktar azalmıştır.



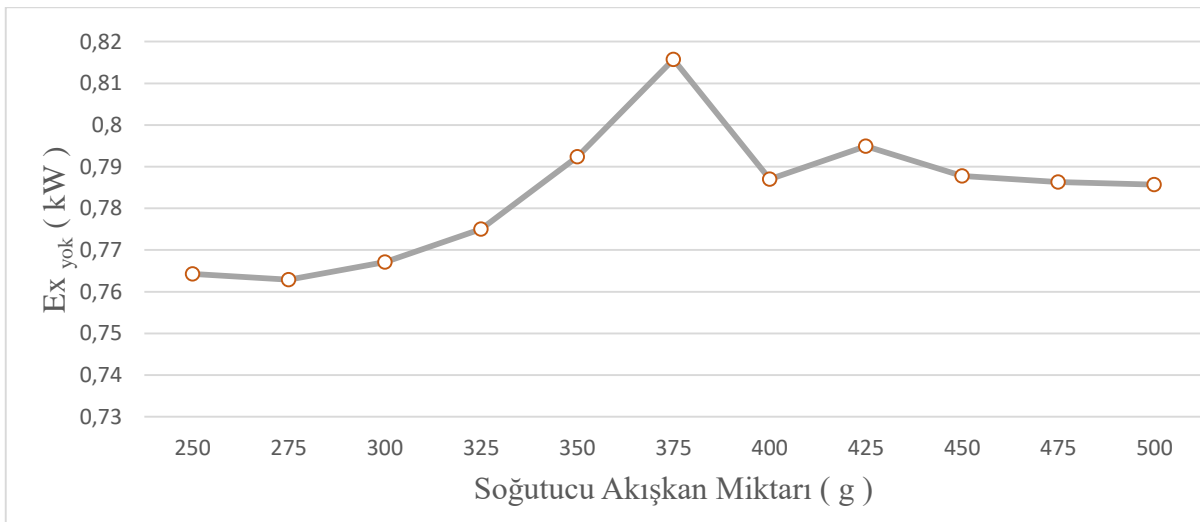
Şekil 31. Soğutucu akışkan miktarına göre kompresörde gerçekleşen ekserji yok oluşu.

Sistemin kondenser bileşeninde meydana gelen ekserji yok oluşunu gösteren grafik, Şekil 32’de ifade edilmektedir. Ekserji yok oluşu artışı, 375 gram gaz seviyesine kadar yüksek seviyeli iken 375-500 gram arasında aynı çok az değişiklik göstermektedir.



Şekil 32. Soğutucu akışkan miktarına göre kondenserde oluşan ekserji yok oluşu.

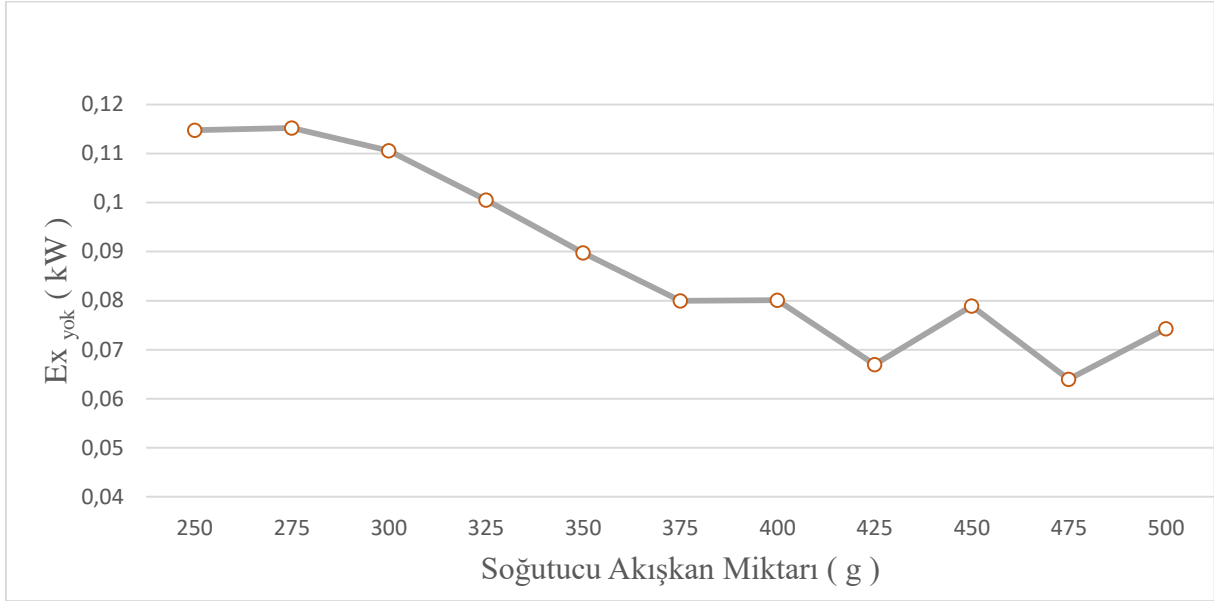
Farklı gaz miktarlarının evaporatörde oluşturduğu ekserji yok oluşu, Şekil 33’te görüldüğü gibidir. Ekserji yok oluşu, 425 gram seviyesine kadar daha açık aralıklarla meydana gelirken, sonrasında azaldığı görülmektedir. Bağıl nem deneylerinde kullanılan 450 gram miktarın nispeten daha tutarlı bir seviyede olduğu anlaşılmaktadır. 375 gram soğutucu gaz miktarında gerçekleştiği görülen ani çıkışın sebebinin, deney düzeneğinin içinde bulunduğu laboratuvar pencerelerin ani ve kontrol dışı açılması olduğu düşünülmektedir.



Şekil 33. Soğutucu akışkan miktarına göre evaporatörde oluşan ekserji yok oluşu.

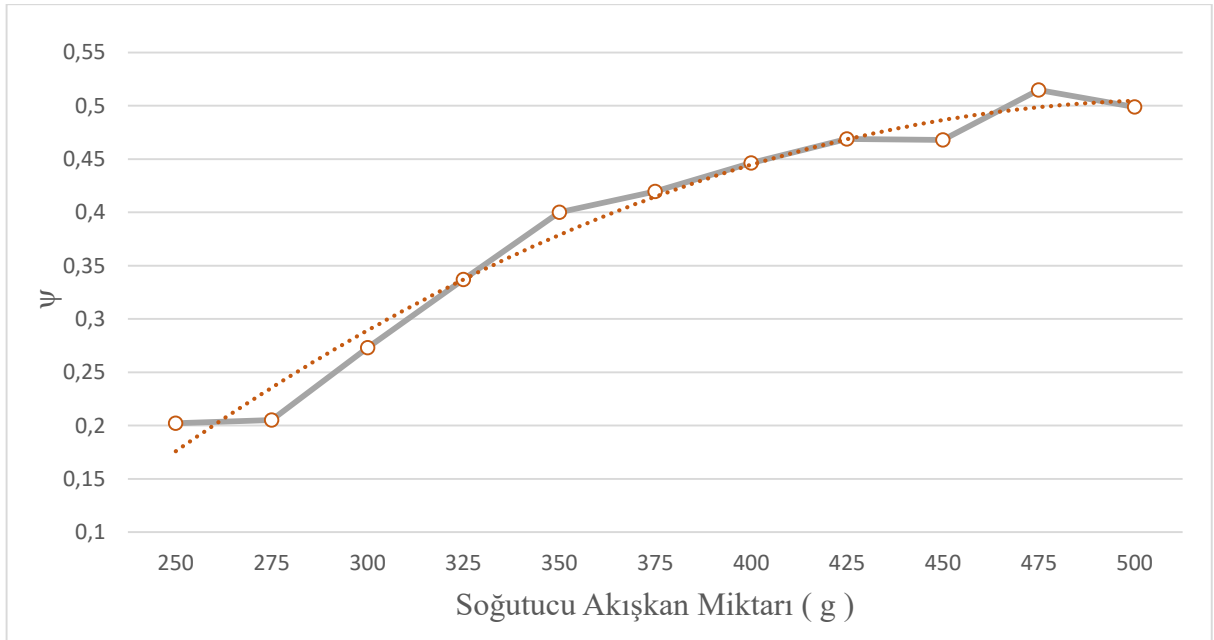
Şekil 34’te genişleme valfinde gerçekleşen ekserji yok oluşu görülmektedir. Ekserji yok oluşu 275 gramdan 425 grama kadar olan gaz yüklemelerinde azalarak gerçekleşirken, 425-500

gram arasındaki gaz yüklemelerinde ise aynı seviyelerde oluşmaktadır. Bu durum genişleme valfi girişinde ve çıkışındaki ekserji farklarının gittikçe azaldığını göstermektedir.



Şekil 34. Soğutucu akışkan miktarına göre genişleme valfinden oluşan ekserji yok oluşu.

Sistem, soğutucu gaz değerleri açısından değerlendirildiğinde gerçekleşen ekserji verimi Şekil 35'te sunulmaktadır. Ekserji verimi 475 grama kadar artmış, sonrasında ise azalmıştır. Şekildeki noktalı çizgi eğilimi ifade etmektedir.

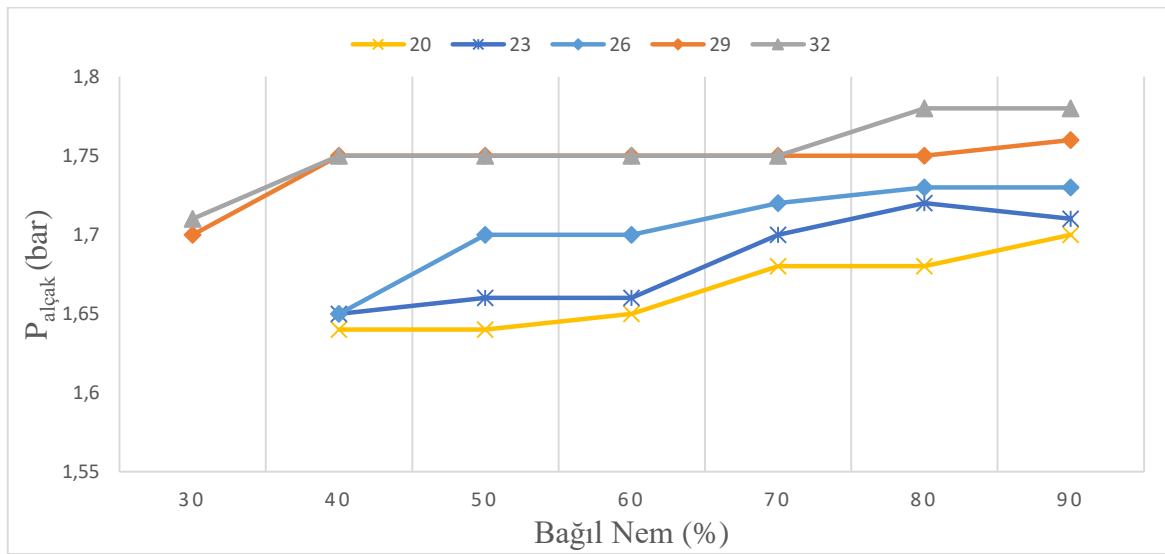


Şekil 34. Soğutucu akışkan miktarına göre ısı pompası için ekserji verimi.

Bağıl Nem ve Sıcaklık Değişiminin Sistemdeki Etkileri

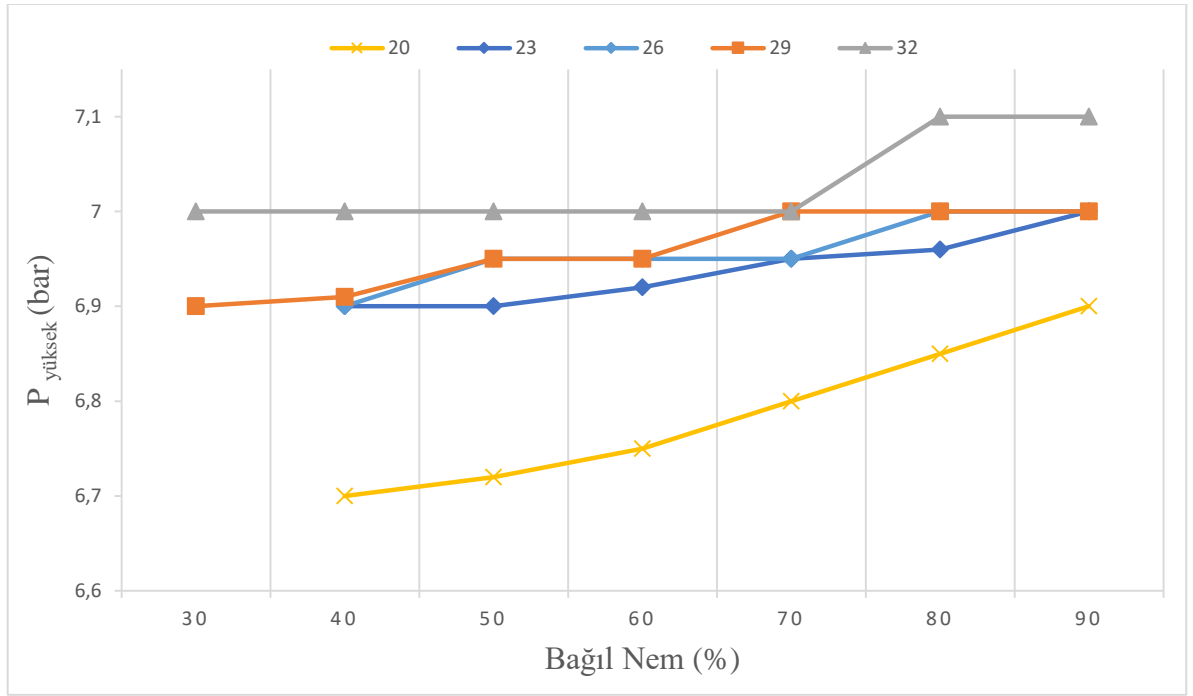
Su kondensere 60 L/h debimetre ayarı ile şebekeden sağlanmıştır. Evaporatöre ulaşan hava istenilen sıcaklık ve nem seviyesine getirilmiş ve sabit bir şekilde verilmeye çalışılmıştır. Hava hızı tek fan ile sabit bir seviyede evaporatöre ulaştırılmış ve çıkışta uğradığı değişiklik ölçülmüştür. Söz konusu değerler bütün deneyler boyunca sabit tutulmaya çalışılmıştır. Şekillerdeki bazı sert iniş ve çıkışlar, deneyler sırasında kontrolü çok zor olan buhar seviyesi ve laboratuvar şartlarından kaynaklanmaktadır. Mümkün olduğunca hassas miktarda buhar sağlanmaya çalışılarak bu sorun giderilmeye çalışılmıştır. Bu sebepten dolayı hassas buhar okumaları yapan cihazlar kullanılmıştır. Yapılan literatür araştırmalarında buharla yapılan çalışmaların şekillerde bu tarz iniş ve çıkışlar olduğu görülmektedir. Bu sebepten dolayı genel bir sonuç sunabilmek için bazı şekillerde eğilim çizgileri kullanılmıştır.

Şekil 35’ da sıcaklık ve bağıl nemin alçak basınç üzerindeki etkileri görülmektedir. Alçak basıncın sıcaklık ve bağıl nemin artması ile fark edilir seviyede arttığı görülmektedir. Grafikler artışın bütün sıcaklık seviyelerinde gerçekleştiği ortaya koymaktadır. Söz konusu basınç artışı bağıl nemin sisteme yaptığı genel bir zorlanmanın sonucu olarak meydana gelmektedir. Zorlanan sistem içindeki soğutucu akışkan sıcaklığının her tarafta artış göstermekte olması basınç değerlerinin de artmasına sebep olmaktadır. Bağıl nemin artması ile soğutucu gaz kompresöre daha yüksek sıcaklıkla girmektedir. Kompresör yüksek sıcaklık ile aldığı gazı daha yüksek basınca çıkarmak zorunda kalmaktadır. Büyük kompresörler için bu durum sorun olmasa da küçük kompresörlü sistemlerde daha fazla enerji kaybına sebep olabilir.



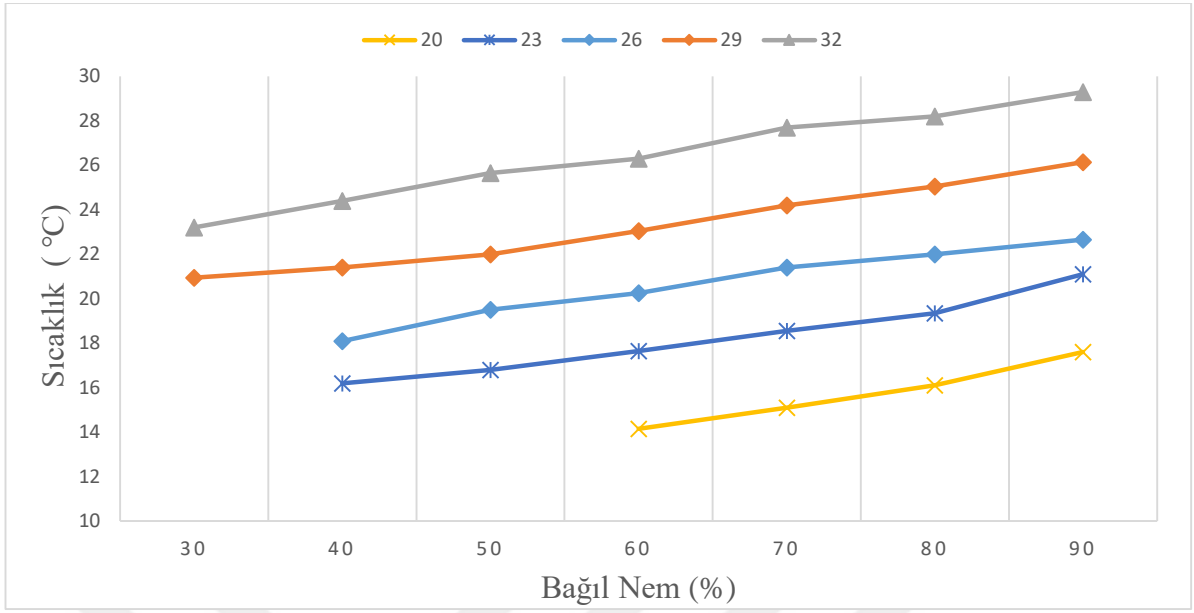
Şekil 35. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin alçak basınç üzerindeki etkileri.

Kompresöre giren soğutucu gazın kompresörden çıkış basınç değerleri Şekil 36’da ifade edilmiştir. Kompresör, sıcaklığın ve bağıl nemin artması ile görevini yapabilmek için basıncı daha fazla arttırmak zorunda kalmaktadır. Grafiklerde sıcaklık ve bağıl nemin artması ile yüksek basınç değerlerinin de yükseldiği açıkça görülmektedir. Özellikle 20°C ait veriler, bağıl nemin yüksek basınca olan etkisini net olarak ortaya koymaktadır. 20°C sıcaklık değerine ait verilerin diğerlerinden ayrı görülmesinin sebebi, bu sıcaklığa ait değişimlerin kompresör kapasitesi ortalamasından nispeten daha düşük performans gerektirmesidir.



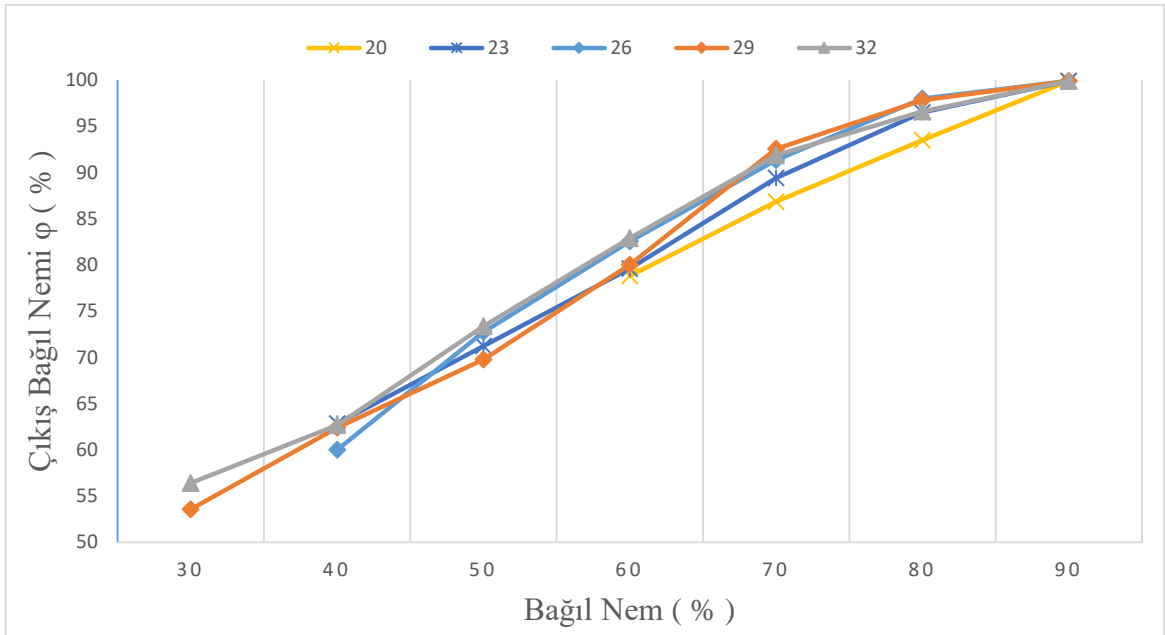
Şekil 36. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin yüksek basınç üzerindeki etkileri.

Şekil 37’de evaporatörden çıkan havanın, sıcaklık ve bağıl nemin artışına göre değişimi görülmektedir. Sisteme giren havanın sıcaklığının artması ile sistemden çıkan havanın sıcaklığının arttığı Şekil 37’den açıkça anlaşılmaktadır. Şekilde bağıl nem artışı ile çıkış sıcaklığının çok düzenli bir şekilde arttığı, yapılmak istenen soğutmanın azaldığı görülmektedir. Bu durum bağıl nemin iklimlendirme çalışmalarını olumsuz etkilediğini göstermektedir. Sistem çıkış sıcaklıkları aynı bağıl nem oranlarında hemen hemen gelen sıcaklık artışı ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Çok yönlü bir çalışma sonucunda bu artış bir katsayıya bağlanabilir. Bağıl nemin yüksek olduğu bölgelerde, sistemlerin daha fazla enerji sarf ettiği de açıkça ulaşılan sonuçlar arasındadır. Şekil 37’deki 20°C’de %60 nem altı şartları sisteme istikrarlı bir şekilde sağlanamamıştır. Bu yüzden bu grafikte değerlendirmeye alınmamıştır.



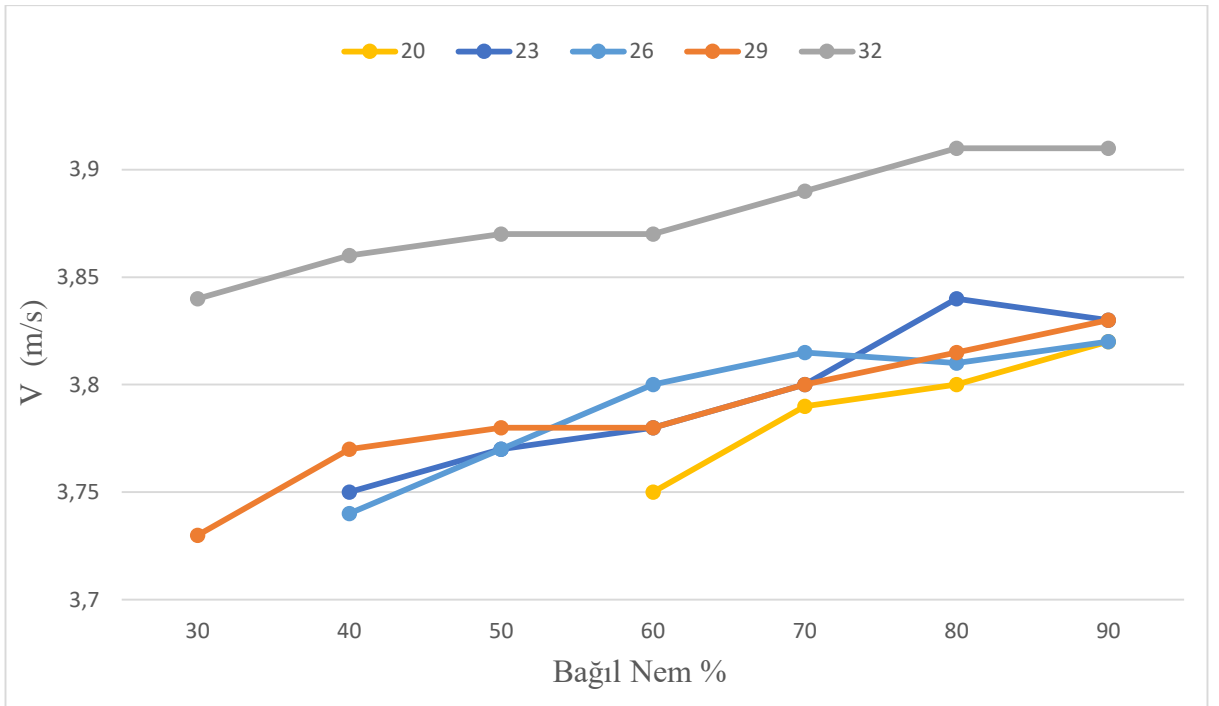
Şekil 37. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin çıkış sıcaklığına etkileri.

Şekil 38 sıcaklık ve bağıl nem artışının, evaporatörden çıkan havanın bağıl nemine etkisini göstermektedir. Sisteme giren havanın bağıl nem değerlerinin artışı, çıkan havanın sıcaklığının yanı sıra bağıl nemini de arttırmaktadır. Sistem hava ile gelen su buharının bir kısmını yoğunlaştırarak atarken kalanını ise çıkış havasına vermektedir. Bu durum klima sistemleri ve kurutma makinelerinin nemli bölgelerde ortam havasını soğutmaya çalışırken, kütle transferi içinde ciddi bir efor sarf ettiğini ortaya koymaktadır. Şekil 38’de görüldüğü gibi yoğunlaşan su miktarı sıcaklıktan daha çok havadaki nem yoğunluğuna bağlı artmaktadır.



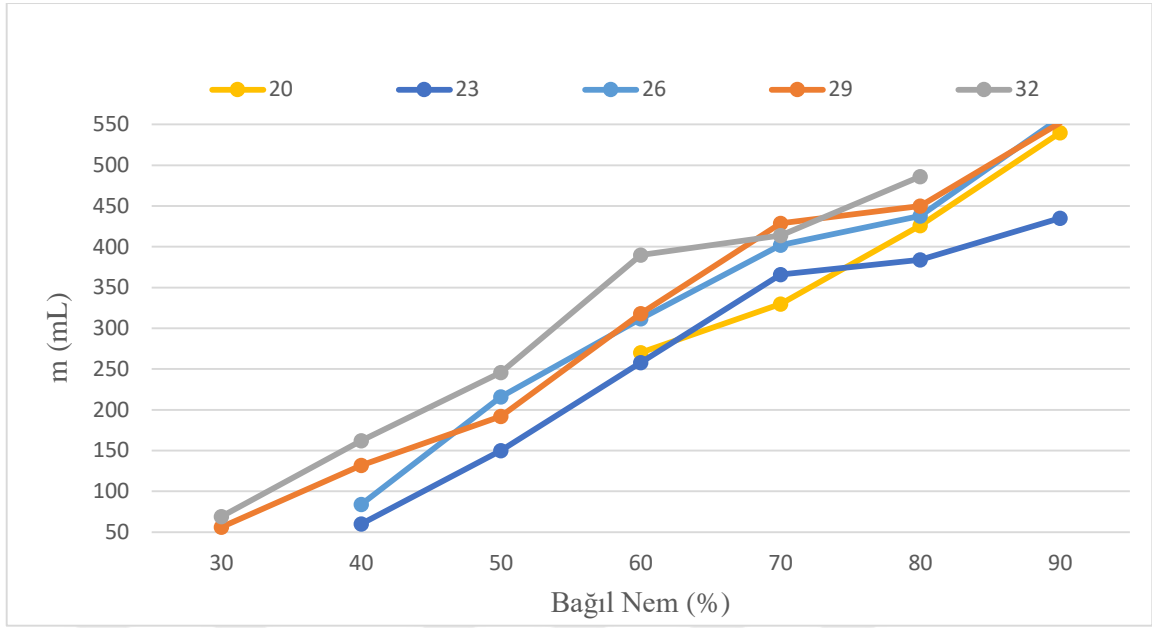
Şekil 38. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin çıkış bağıl nemine etkileri.

Sisteme giren havanın sıcaklığının ve bağıl neminin artması ile çıkan havanın sıcaklığının ve bağıl neminin arttığı daha önceki grafiklerde belirtilmişti. Çıkış hava hızına sıcaklığın ve bağıl nemin etkisini ise Şekil 39 'da yine artan olarak görülmektedir. Genel eğilimin az farklarla da olsa artış yönünde olması çıkan hava sıcaklığının artışının bir sonucudur. Çıkan havanın sıcak olması havanın özgül hacminin yükselmesinden kaynaklanmaktadır. 32°C'nin çıkış hava hızının farklı olarak yüksek olması sistem performansının sıcaklığa göre nispeten yetersiz kalması olabilir. Bu durum yaygın kullanılan bir kompresör olan sıkıştırıcımıza sahip soğutma sistemlerinin de aynı sıcaklıkta daha fazla zorlandığı anlamına da gelebilir. Ayrıca incelenmesi gereken bir araştırma konusudur.



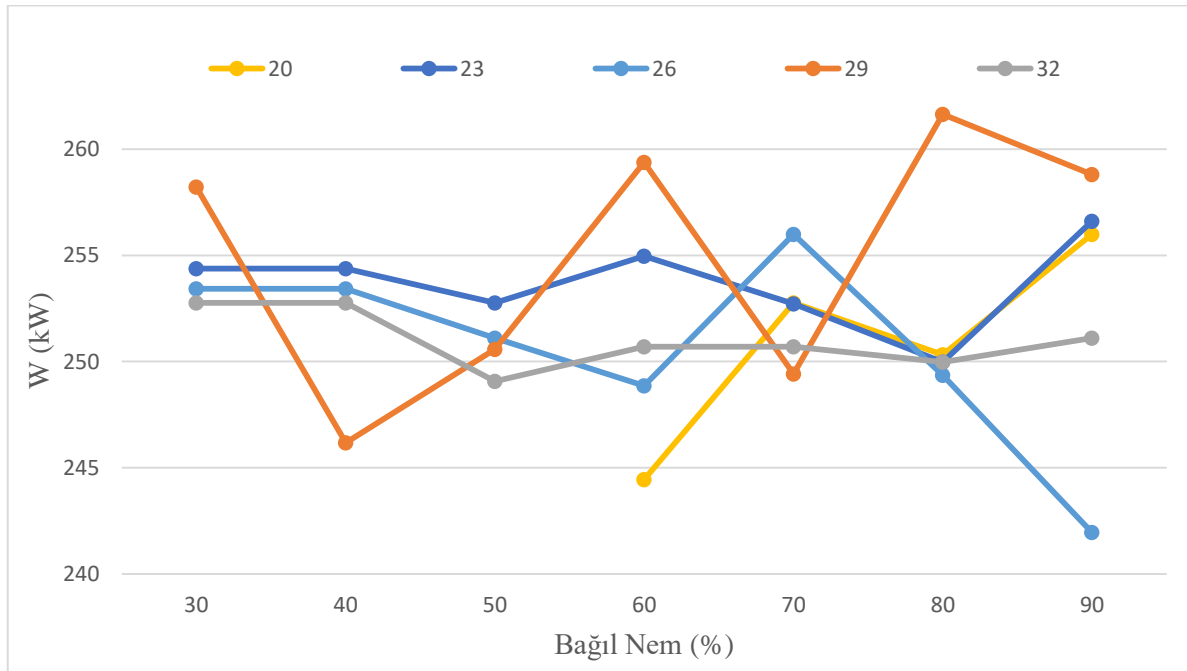
Şekil 39. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin çıkış hava hızına etkileri.

Evaporatör altına kurulan akış sisteminde ölçekli beherin ve ölçekli tüplerden faydalanılarak yoğuşan su miktarı tespit edilmiştir. Grafikten sıcaklığın artması ile kütle transferinin arttığı görülmektedir. Havadaki bağıl nemin artması ile yoğuşan suyun artışının artmakta olduğu anlaşılmaktadır. Soğutma makinelerinin nemli bölgelerde ısı transferinin yanı sıra kütle transferine de önemli ölçüde enerji harcadığı bu grafikte görülmektedir.



Şekil 40. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin yoğuşan su miktarına etkileri.

Şekil 41’de sıcaklık ve bağıl nem artışının kompresör performansına etkileri ifade edilmiştir. Sıcaklık ve bağıl nem artışının deney sisteminde elektrik sarfiyatında çok az yükselme eğilim olsa da büyük ölçüde değişimin olmadığı görülmektedir. Bunun sebebi kompresörün her durumda aynı performansta çalışır olmasıdır. Kompresörün sıcaklık ve bağıl nem artışından etkilenmemesi, diğer parametrelerdeki değişimleri daha iyi görmemize neden olmaktadır.

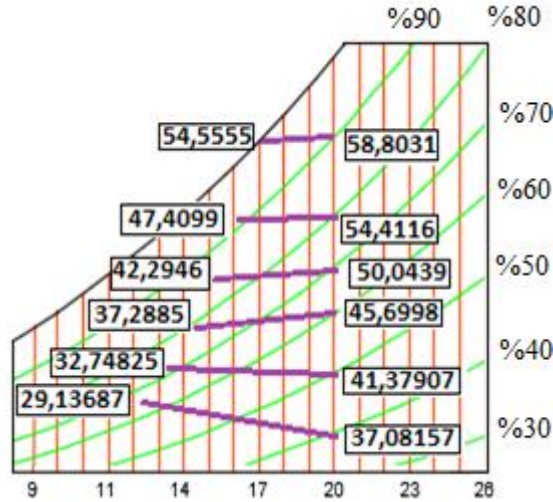


Şekil 41. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kompresör işine etkileri.

Deneylerin Psikrometrik Diyagram Üzerinde Gösterimi

Yapılan çalışmaların amacı iklim çalışmalarında sıcaklığın yanında havadaki su buharının etkisini ortaya koymaktır. Deneyler sonucunda sıcaklık ve bağıl nemin etkilerini üzerinde gösteren psikrometrik diyagramda yapılan işlemler aşağıdaki şekillerde sunulmuştur. Sıcaklık ve nemin etkisinin enerji hesaplamalarındaki karşılığı olarak entalpi değerleri belirtilmiştir. Bunlar diğer hesaplamalarda entalpi değerleridir. Bağıl nem artışı giriş entalpilerini arttırmaktadır. Bu soğutma makinelerinin istenilen ısı atışını sağlamak için daha fazla zorlandığının ifade etmektedir. Arıca bağıl nemin artması ile entalpi farklarının düşmesi, soğutma makinelerinin nemli ortamlarda soğutmalarının azalması anlamına gelmektedir. Grafiklerde sağdaki değer havanın evaporatöre giriş, soldaki değer ise evaporatörden çıkış entalpi değerleridir.

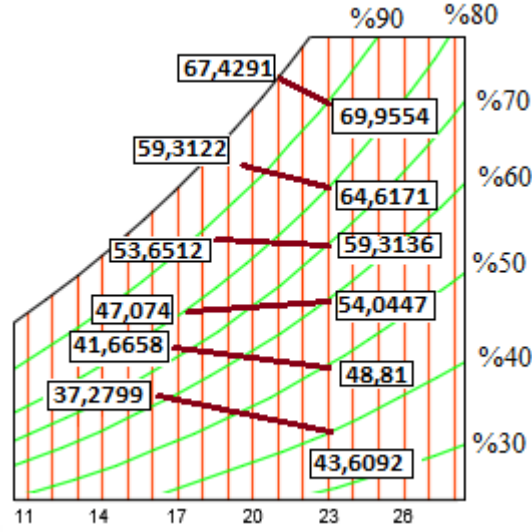
Şekil 42’de 20°C sıcaklık değerinde bağıl nem entalpi değerlerine yaptığı etkiler görülmektedir. Şekilde ifade edildiği üzere bağıl nemin artması ile evaporatöre giriş entalpileri artmaktadır. Bu sistemin gelen havadan ısı atmasını zorlaştırmaktadır. Çıkan havanın entalpilerinin yükselmesi de bu durumu onaylamaktadır. Daha önemlisi entalpi farklarının gittikçe azalıyor olmasıdır. Bu durum soğutma sistemlerinin nemli iklimlerde ısı atmakta daha fazla zorlandığını ifade etmektedir.



Şekil 42. 20°C sıcaklıkta bağıl nem değişiminin entalpi değerleri üzerindeki etkileri.

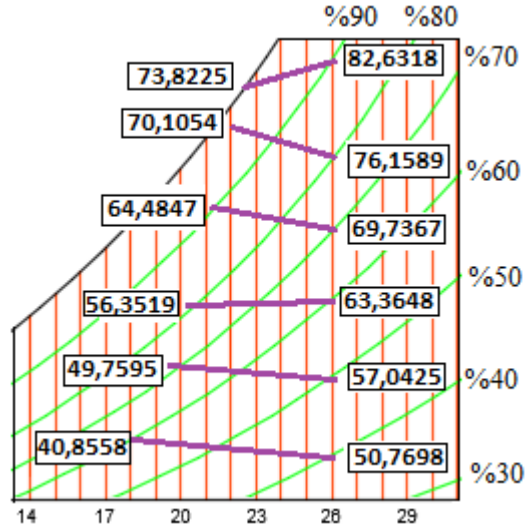
Şekil 43’te 23°C’de bağıl nem artışının sebep olduğu entalpi farkları görülmektedir. Şekilden anlaşılacağı gibi bağıl nemin artışı evaporatöre giren havanın entalpisini arttırmaktadır. Bu durum sistemin performansını zorlamaktadır. Soğutma işlemlerinde daha

fazla enerji tüketimine yol açacaktır. Kapalı ortamların sıcaklık seviyelerini istenilen düzeye daha fazla zamanda getirecektir.



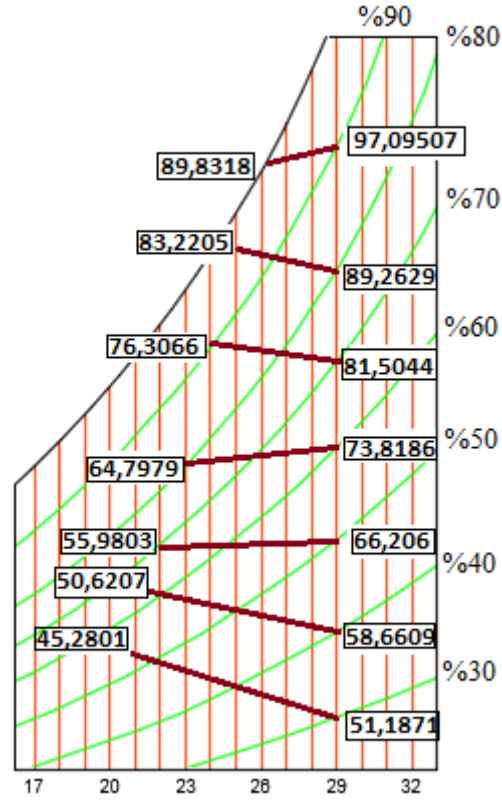
Şekil 43. 23°C sıcaklıkta bağıl nem değişiminin entalpi değerleri üzerindeki etkileri.

Şekil 44'te 26°C sıcaklıkta sadece bağıl nemin artırılması ile gerçekleşen entalpi değişimi görülmektedir. Burada da bağıl nemin artması ile evaporatöre giren havanın entalpisinin arttığı görülmektedir. Soğutulan havanın entalpisinin artışının daha yüksek olması bağıl nemin etkisini daha da ortaya koymaktadır.

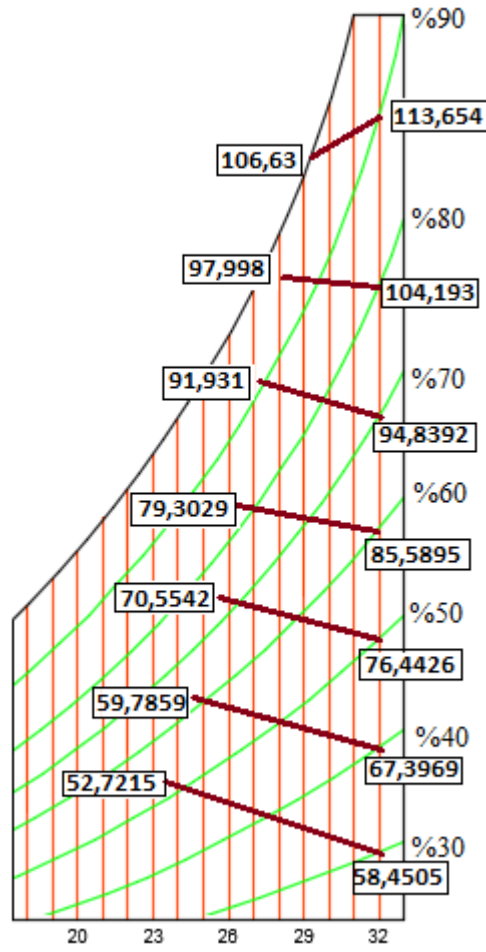


Şekil 44. 26°C sıcaklıkta bağıl nem değişiminin entalpi değerleri üzerindeki etkileri.

23°C sıcaklıkta bağıl nemin artışının oluşturduğu etki Şekil 45'te sunulmuştur. Havanın evaporatöre giriş entalpileri gittikçe yükselmektedir.



Şekil 45. 29°C sıcaklıkta bağıl nem değişiminin entalpi değerleri üzerindeki etkileri. Şekil 46’da bağıl nem artışının oluşturduğu entalpi değişimleri görülmektedir. Havanın içindeki su buharı arttıkça giriş entalpileri yükselmektedir. Evaporatöre giren ve çıkan havanın entalpi farklarının bağıl nemin artması ile azalıyor olması, soğutma sisteminin zorlandığı anlamına gelmektedir.

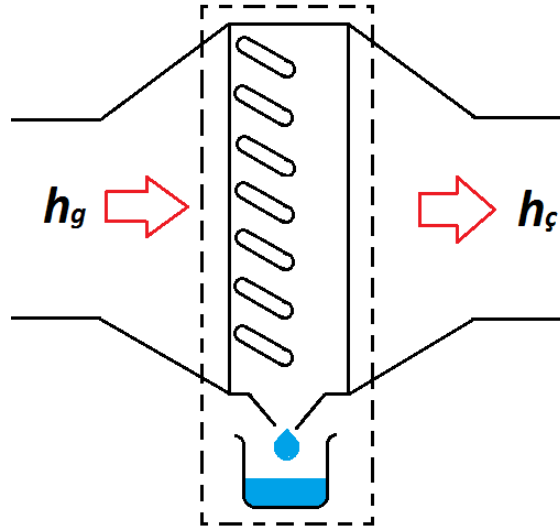


Şekil 46. 32°C sıcaklıkta bağıl nem değişiminin entalpi değerleri üzerindeki etkileri.

Sistem bir miktar suyu Şekil 47' deki gibi yoğunlaştırarak atmaktadır. Elde edilen ısı transferi, giren havanın entalpisi ile çıkan havanın entalpisinin farkı olarak ortaya çıkar. Yoğuşan su miktarı göz ardı edildiğinde atılan ısı,

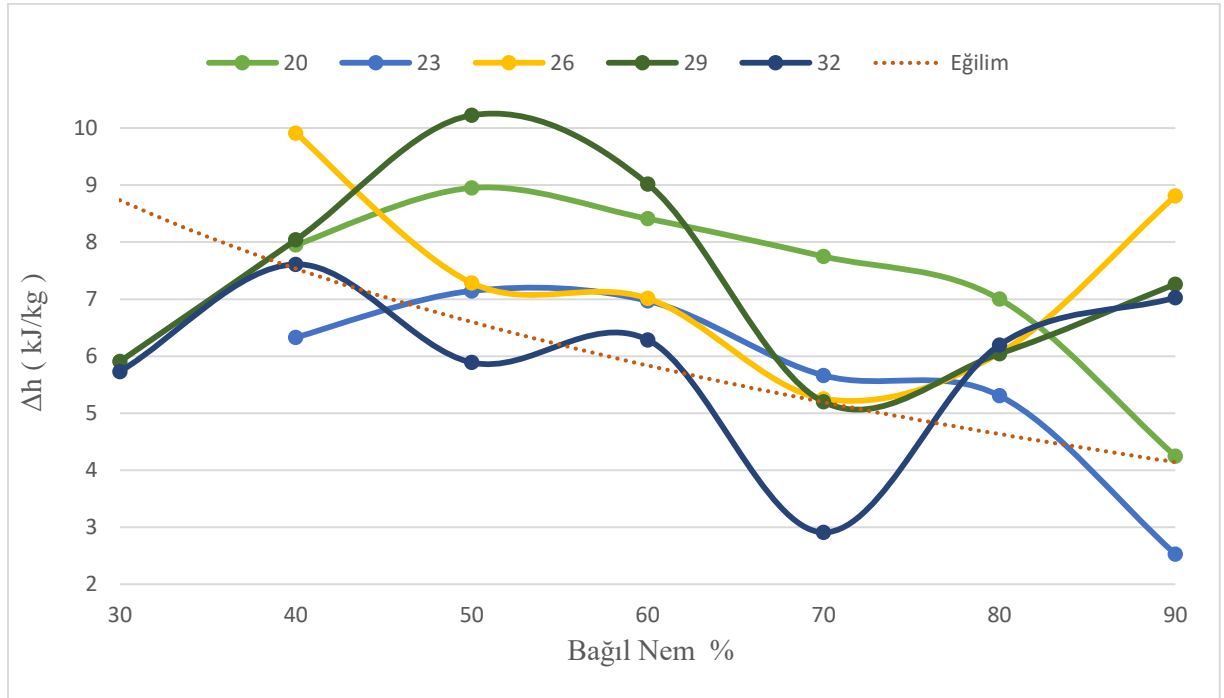
$$\dot{q} = h_g - h_c$$

olarak özetlenebilecektir (Çengel & Boles 2019). Bu durumda evaporatöre giren ve çıkan entalpi farkı, bağıl nemin sebep olduğu enerji farkını ortaya koyacaktır.



Şekil 47. Giren ve çıkan entalpi.

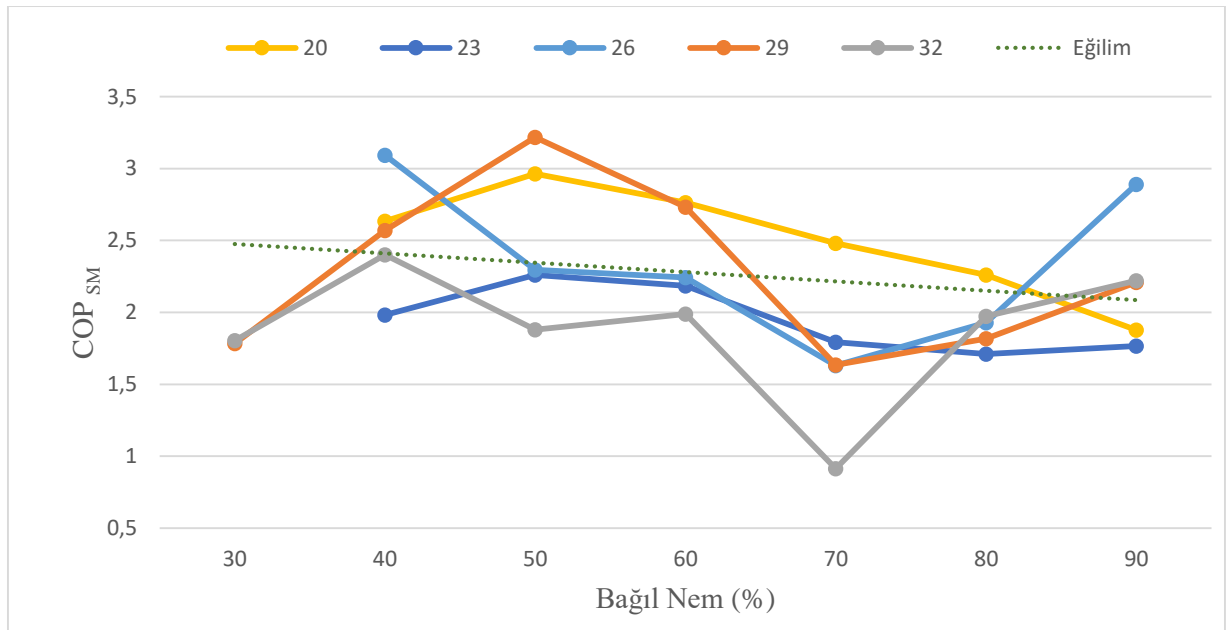
Şekil 48’de bağıl nemin enerji kaybına olan etkisi görülmektedir. Şekilde, giriş ve çıkış entalpileri arasındaki farkın bağıl nem arttıkça düştüğü görülmektedir. Bu durum bağıl nemin soğutma çalışmalarını olumsuz etkilediğini göstermektedir. Bağıl nemin yüksek olduğu iklim bölgelerinde soğutma için harcanan enerjinin daha fazla olduğu ortaya çıkmaktadır. Aynı miktarda enerji sarfiyatı ile nemli bölgelerde daha az soğuma elde edilmekte olduğu anlamına da gelmektedir.



Şekil 48. Bağıl nem değişiminin entalpi farkları üzerindeki etkileri.

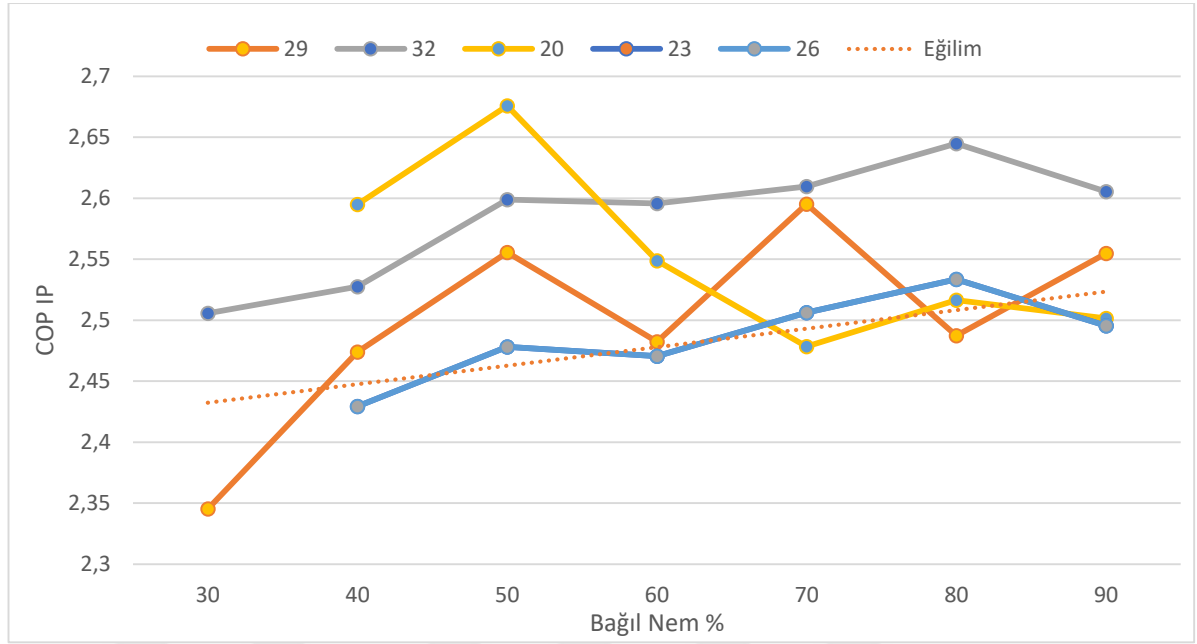
Sistem ve Bileşenlerin Ekserji Analizi

Şekil 49 sistemin soğutma makinesi olarak düşünüldüğünde COP değerini göstermektedir. Bu değerler, evaporatör sayesinde atılan ısı miktarının kompresör işine oranlanması ile elde edilen değerleri göstermektedir. 20°C, 23°C, 26°C, 29°C ve 32°C sıcaklıklarındaki hava içinde oluşturulan %30, %40, %50, %60, %70, %80 ve %90 bağıl nemin evaporatördeki ısı transferi üzerindeki etkilerini göstermektedir. Deneyler sırasında 20°C, 23°C, 26°C için %30 nem değerinde inilememiştir. Havanın içindeki bağıl nem oranının artışı bütün sıcaklıklar için COP değerlerinde düşüğe sebep olduğu görülmektedir.



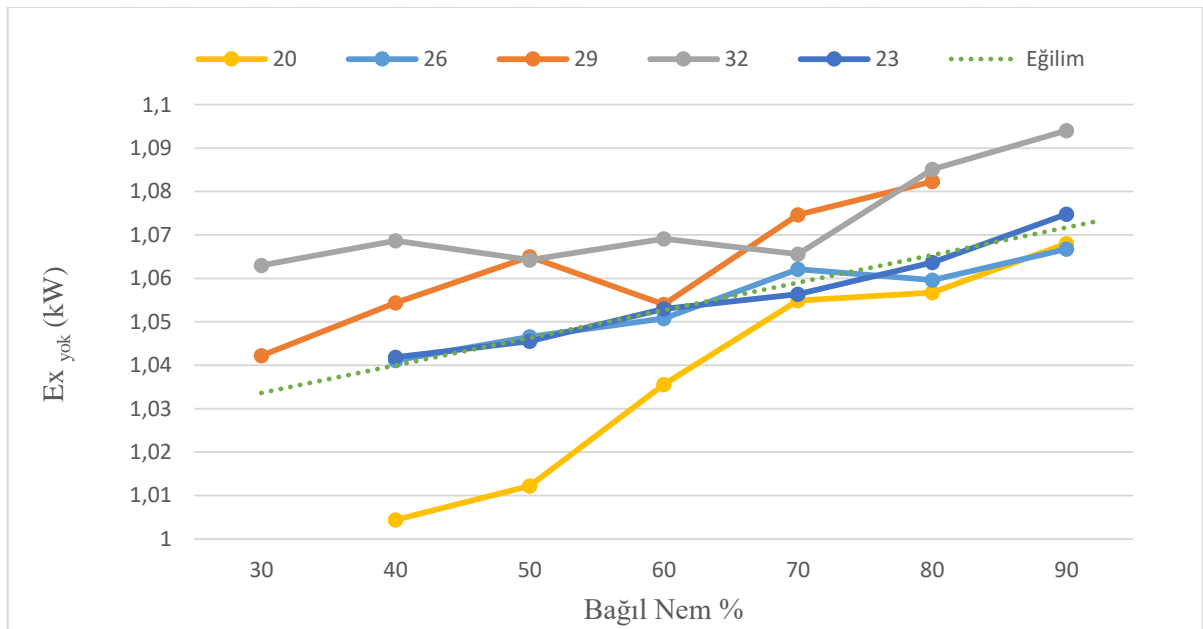
Şekil 49. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin COP_{SM} üzerindeki etkileri.

Deney sistemi, ısı pompası olarak değerlendirildiğinde COP değerlerindeki değişim, Şekil 50’de görüldüğü gibidir. Şekilde görüldüğü gibi sıcaklık değerlerinin artması COP_{IP} değerini düşürmektedir. Buna karşın bağıl nemin artması ile COP değerinin arttığı görülmektedir. İncelenen sıcaklık seviyelerinden ısıtma ihtiyacına en uygun deney sıcaklığı 20°C’dir. 20°C sıcaklığa ait değişimlerin de aynı şekilde bağıl nemin artması ile arttığı görülmektedir. Bu durum bağıl nemin ısı pompası ile ısıtma yapan sistemler için bir avantaj olduğunu ifade etmektedir.



Şekil 50. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin COP_{IP} üzerindeki etkileri.

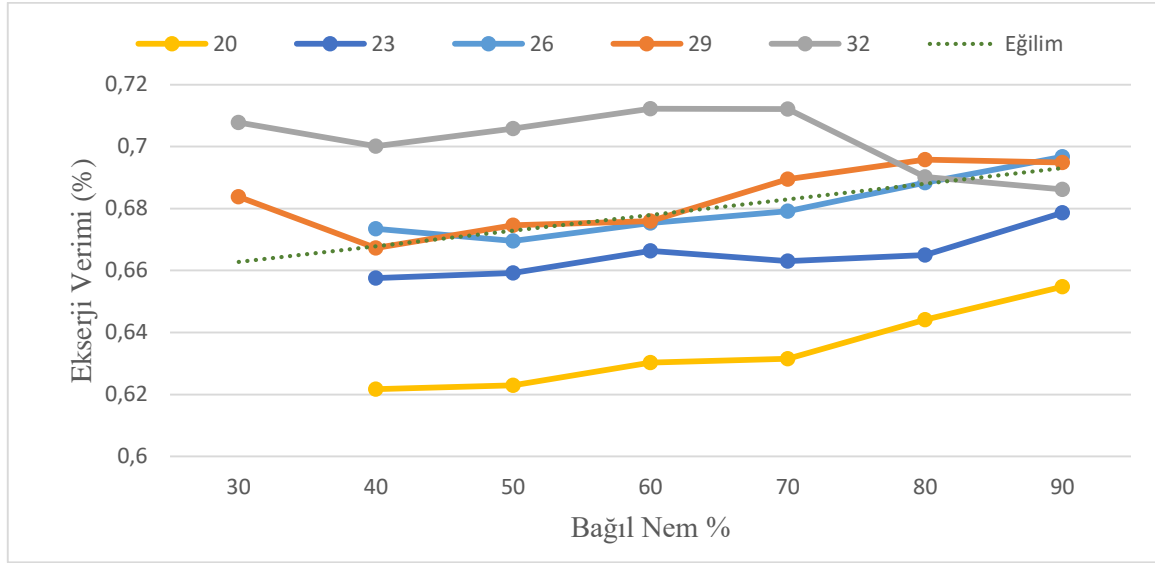
Sistemi ısı pompası olarak değerlendirdiğimizde ekserji yok oluşunun, bağıl nemin artışı ile arttığı Şekil 51’de görülmektedir. Bu durum bütün sıcaklık deneyleri için söz konusudur. Hava içindeki bağıl nemin yüksek olduğu bölgelerde ısı pompaları daha az ekserji verimine sahip olduğu bu grafikte görülmektedir.



Şekil 51. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin ısı pompası ekserji yok oluşuna etkileri.

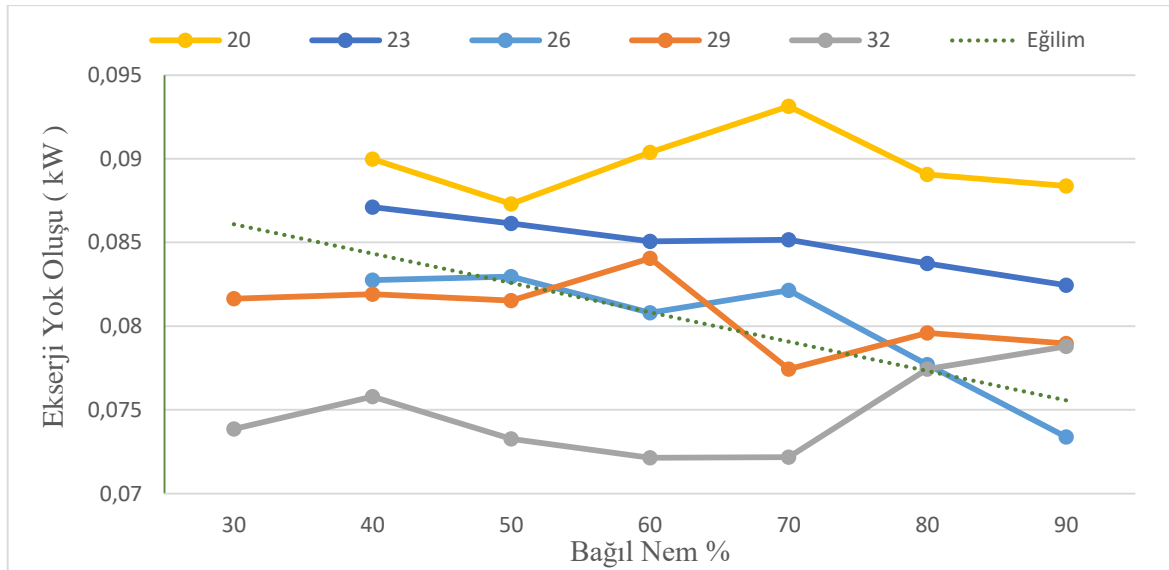
Deney sistemindeki kompresörün ekserji verimi Şekil 52’de görülmektedir. Burada kompresördeki ekserji veriminin bağıl nem oranından çok sıcaklık değişiminden etkilendiği görülmektedir. Bu durum kompresör kapasitesinin sistem için ve bu sıcaklık değerleri açısından

büyük ölçüde uygun olduğunu göstermektedir. 32°C sıcaklık deneylerinde %70 bağıl nem değerinden sonra kompresörün artık zorlandığı ve ekserji veriminin düştüğü görülmektedir.



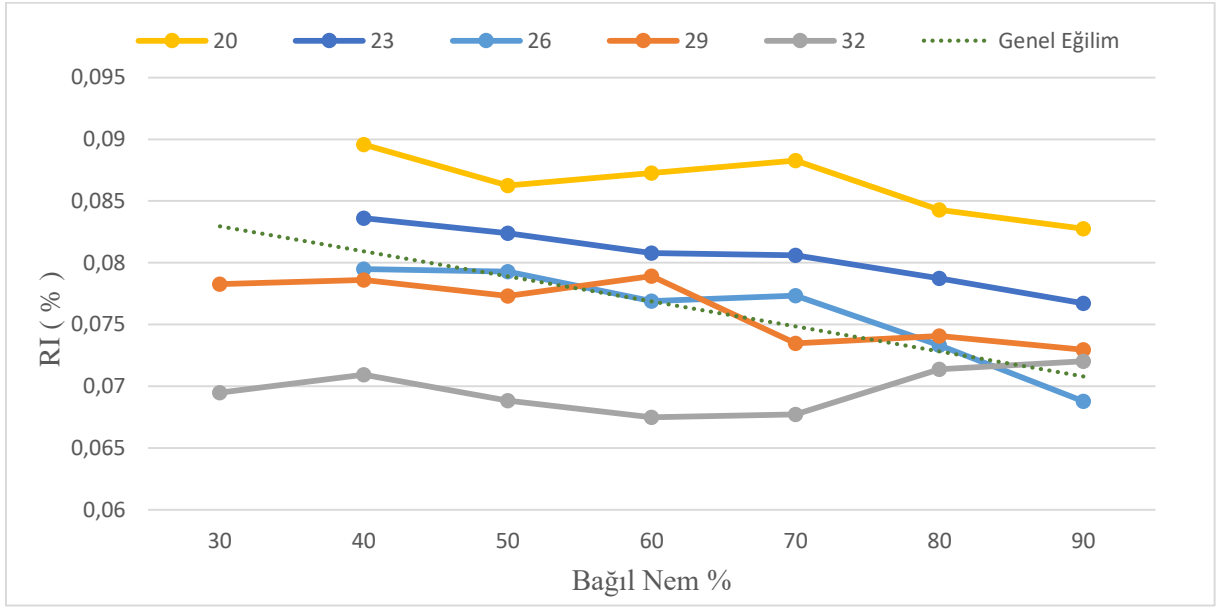
Şekil 52. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kompresördeki ekserji verimine etkileri.

Şekil 53'te sistem kompresöründeki ekserji yok oluşunun, sıcaklığın artması ile azaldığı görülmektedir. Kompresöre giren ekserji ile çıkan ekserji farkının, kompresöre giren iş oranının, sıcaklık artışı ile azaldığı anlaşılmaktadır. Kompresör kapasitesi söz konusu şartlarda görevini yapacak durumdadır. 32°C sıcaklığın %70 bağıl nem seviyesinden sonra ise ciddi bir ekserji yok oluşu söz konusudur. Bu durum bağıl nemin iklim çalışmalarına negatif etkisini göstermektedir.



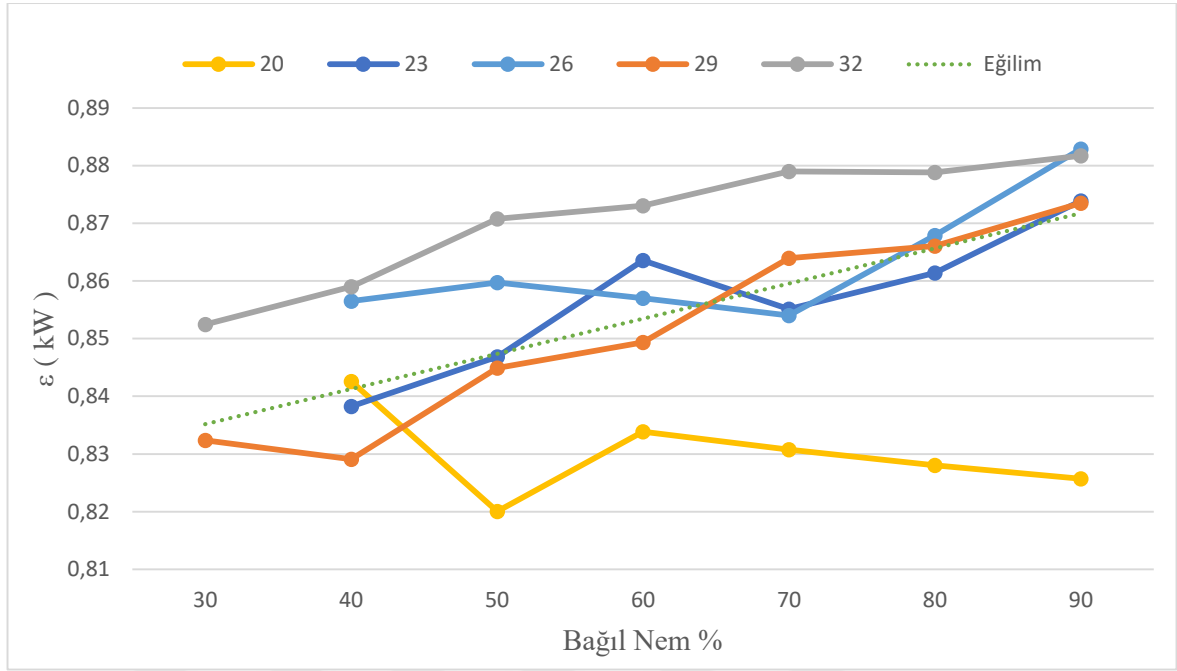
Şekil 53. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kompresördeki ekserji yok oluşuna etkileri.

Şekil 54, kompresörün tersinmezlik oranındaki değişimleri ortaya koymaktadır. Kompresöre ait tersinmezliklerin sıcaklığın artması ile ters orantılı olarak geliştiği grafikten anlaşılmaktadır. Sıcaklık ve bağıl nemin artması ile, kompresöründeki ekserji yok oluşunun sistemin ekserji yok oluşuna oranı gittikçe daha iyi duruma geldiğini görülmektedir. Ekserji kayıplarının diğer bileşenlerde artmakta olduğu ortaya çıkmaktadır. Sistem kompresörü için yine 32°C ve %70 bağıl nem seviyesi hassas bir dönüm noktası teşkil etmektedir. Bu noktadan sonra sisteme göre ekserji yok oluşu kompresörde artmaktadır.

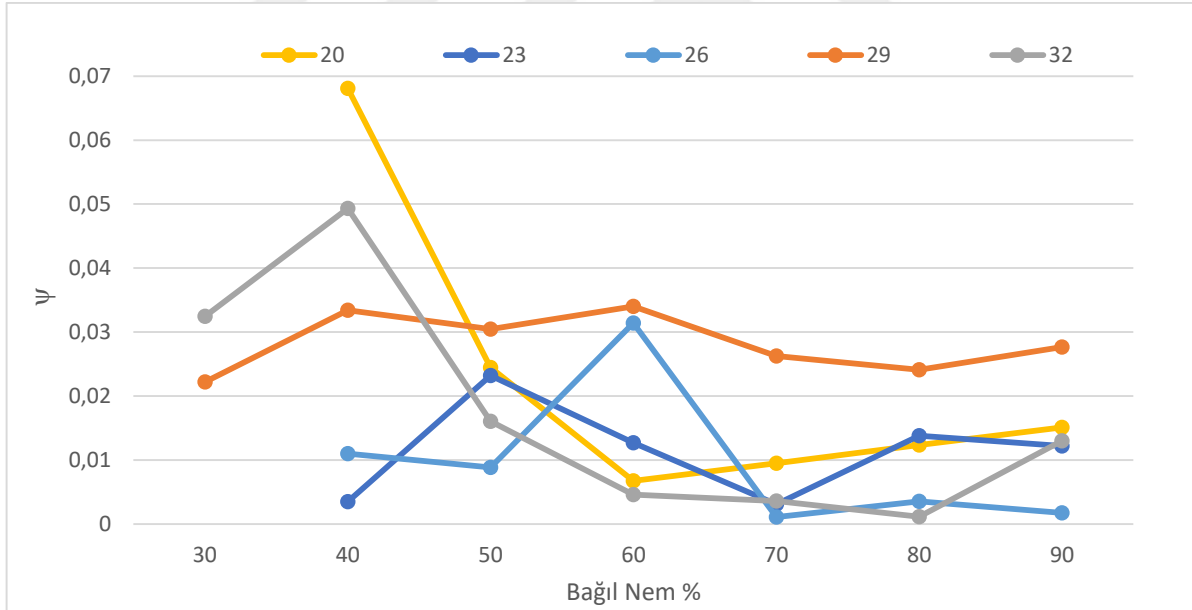


Şekil 54. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kompresördeki tersinmezlik oranına etkileri.

Deney sisteminin kompresörüne ait termodinamik iyilik derecesi değişimleri Şekil 55'te ifade edilmektedir. Termodinamik iyilik durumunun havadaki sıcaklık ve bağıl nem oranının artması ile arttığı görülmektedir. Kompresöre giren ekserji miktarının kompresörden çıkan ekserji miktarına oranı sıcaklık ve bağıl nem artışı ile doğru orantılı olarak değişmektedir. 20°C'deki %60 bağıl nem oranından sonraki nisbi düşüşün düşük sıcaklıktaki bağıl nem artışının termodinamik iyiliği azalttığını göstermektedir.



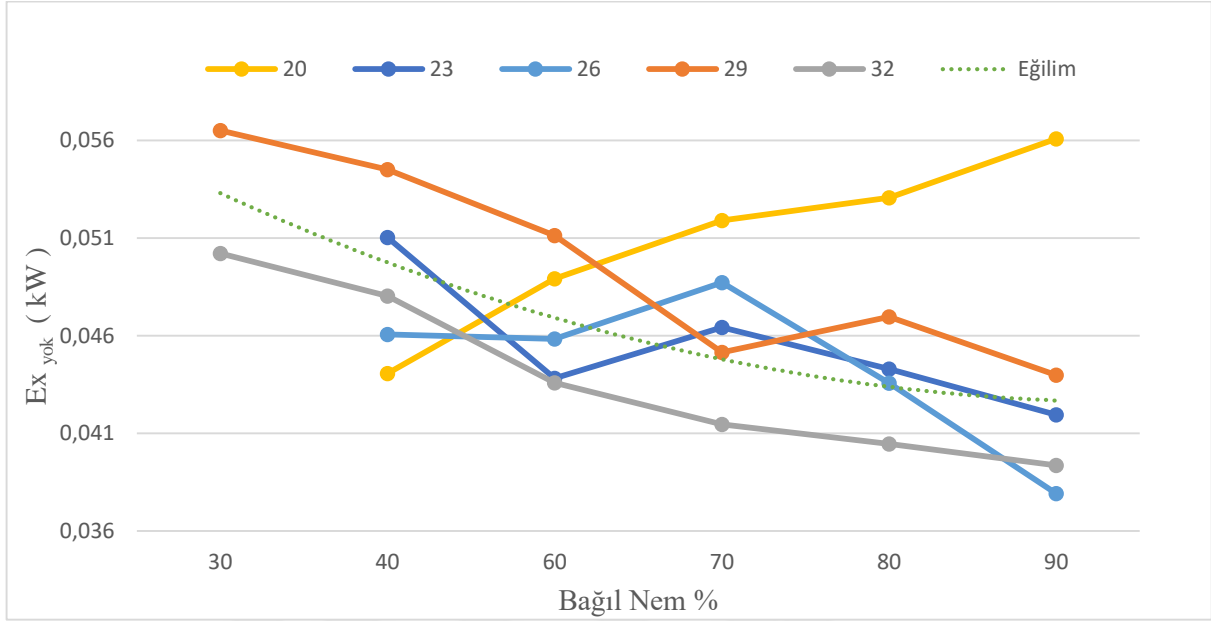
Şekil 55. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kompresördeki termodinamik iyiliğe etkileri.



Şekil 56. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kondenser ekserji verimine etkileri.

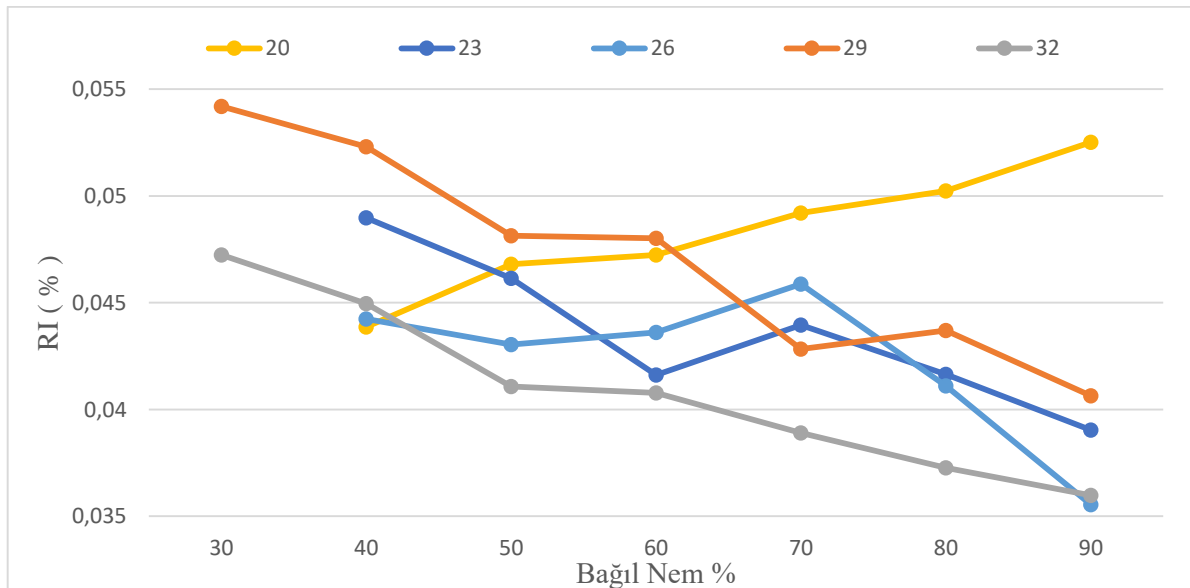
Sulu kondenserdeki ekserji yok oluşu durumunu gösteren grafik ise Şekil 57’ de sunulmuştur. Şekilde kondenserin ekserji yok oluşunun bağıl neme göre çok değişmemekle birlikte, az miktarda azalmaya meylettiği görülmektedir. Kondensere giren ve çıkan soğutucu akışkan ile suyun ekserji farklarının azaldığı anlaşılmaktadır. Ne var ki aynı durumun düşük sıcaklık olan 20°C sıcaklık için ise artması sistemin ısı pompası olarak çalıştırıldığında ekserji

kaybının arttığı sonucunu ortaya çıkmaktadır. Bu durum bağıl nemin yüksek olduğu bölgelerde ısı pompalarının daha fazla ekserji kaybettiği anlamına gelmektedir.



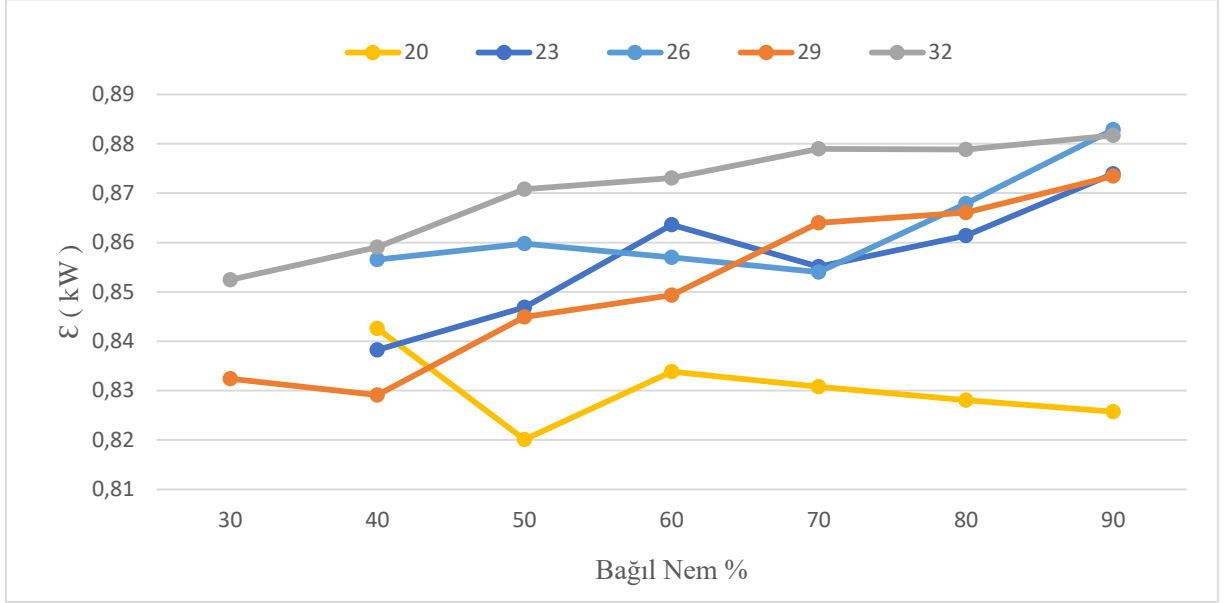
Şekil 57. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kondenserdeki ekserji yok oluşuna etkileri.

Hava içindeki su buharı oranının artması ile kondenserin tersinmezlik oranının azaldığı Şekil 58'den anlaşılmaktadır. Ancak şekilde görüldüğü üzere 20°C sıcaklığa ait değişimlerde artış görülmektedir. Kondenserin ısı pompası olarak çalışacağı soğuk iklimler için ölçü olabilecek bu durum bağıl nemin artması ile kondenser tersinmezlik oranının arttığını ifade etmektedir. Diğer sistem bileşenlerine oranla kondenser, daha fazla ekserji kaybına sebebiyet vermektedir. Bağıl nemin artması ile bu kayıp gittikçe artmaktadır.



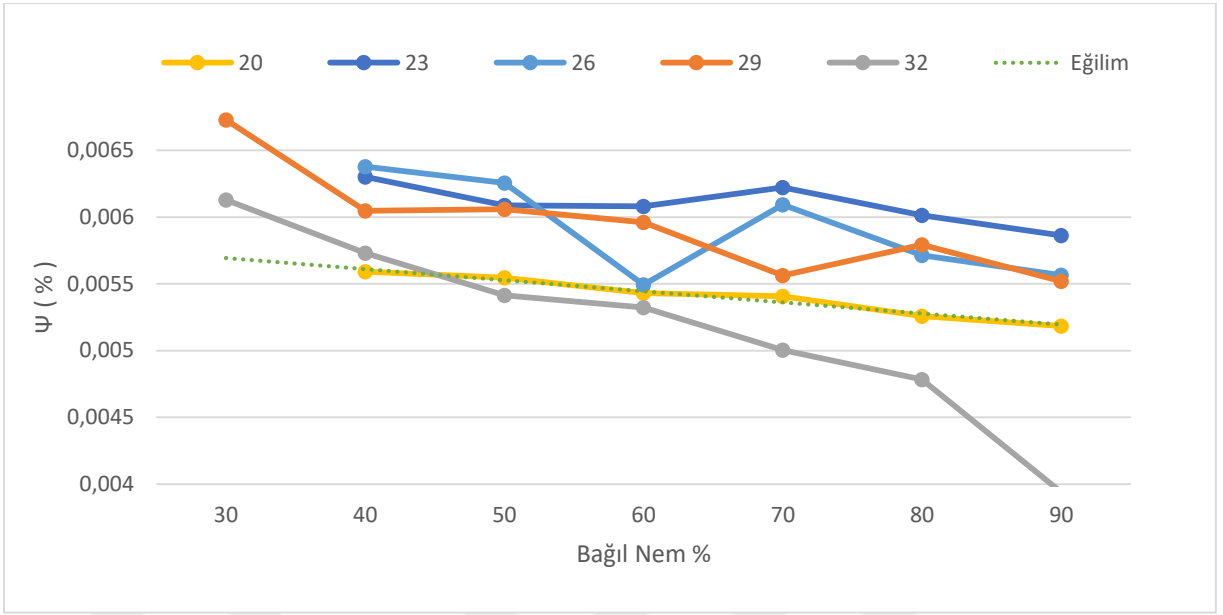
Şekil 58. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kondenser tersinmezlik oranına etkileri.

Sistem kondenserine ait termodinamik iyilik derecesinin durumu Şekil 59’da gösterilmektedir. Kondenserin termodinamik iyilik derecesi 20°C için düşüş eğiliminde olmakla beraber 23°C, 26°C, 29°C ve 32 °C sıcaklıkları için arttığı görülmektedir. Sistemin ısı pompası olarak çalışacağı soğuk iklimler için bağıl nem artışı termodinamik iyiliği olumsuz olarak etkilemektedir.



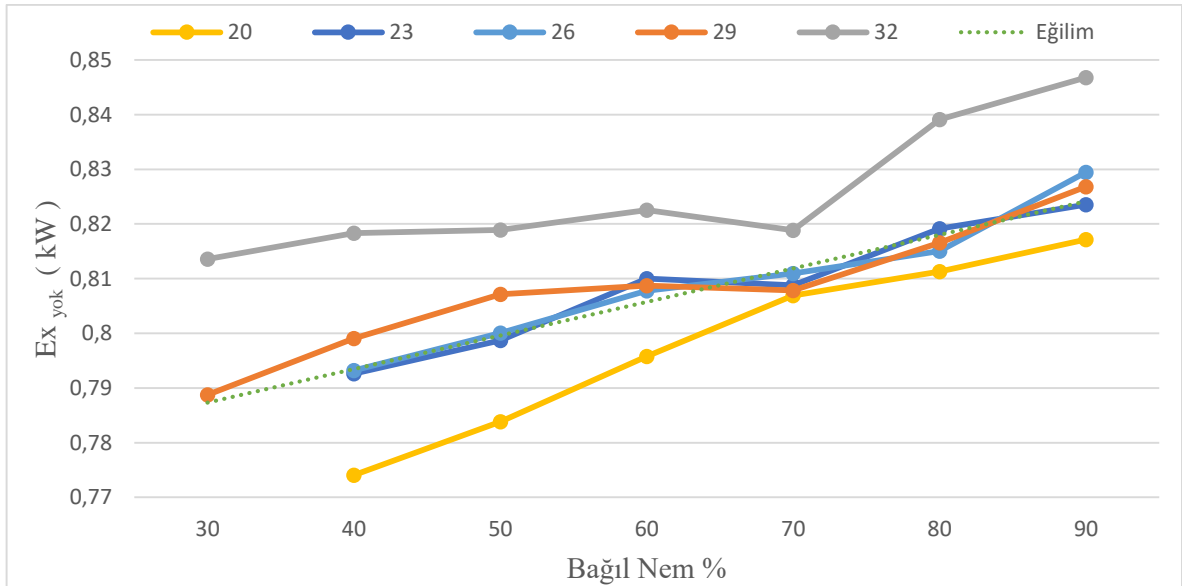
Şekil 59. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin kondenser termodinamik iyilik durumuna etkileri.

Sistem bileşenlerinden evaporatörün ekserji verim değerlendirme sonuçları Şekil 60’da sunulmaktadır. Bu grafiğe göre, hava kanalından gelen hava içindeki bağıl nemin artması, evaporatör ekserji verimini olumsuz etkilenmektedir. Giren havadaki nemin artması ile çıkan hava ekserji değerlerinin birbirine oranlanması ile ortaya çıkan ekserji verimi sıcaklık değişiminden belirgin bir etkilenme sağlamadığı söz konusu grafikten anlaşılmaktadır. Deneyledeki en yüksek sıcaklık olan 32°C deki %60 ve üzeri bağıl nemin evaporatör, dolayısı ile soğutma makinesi ekserji verimini olumsuz etkilediği ortadadır. Bu durum soğutma makinelerinin nemli iklimlerde performans düşüklüğü yaşadığını kanıtlamaktadır. Yoğuşan su miktarında bu değişimin daha az olması, evaporatörün dolayısı ile soğutma makinelerinin bağıl nem artışından olumsuz etkilendiğini ortaya koymaktadır.



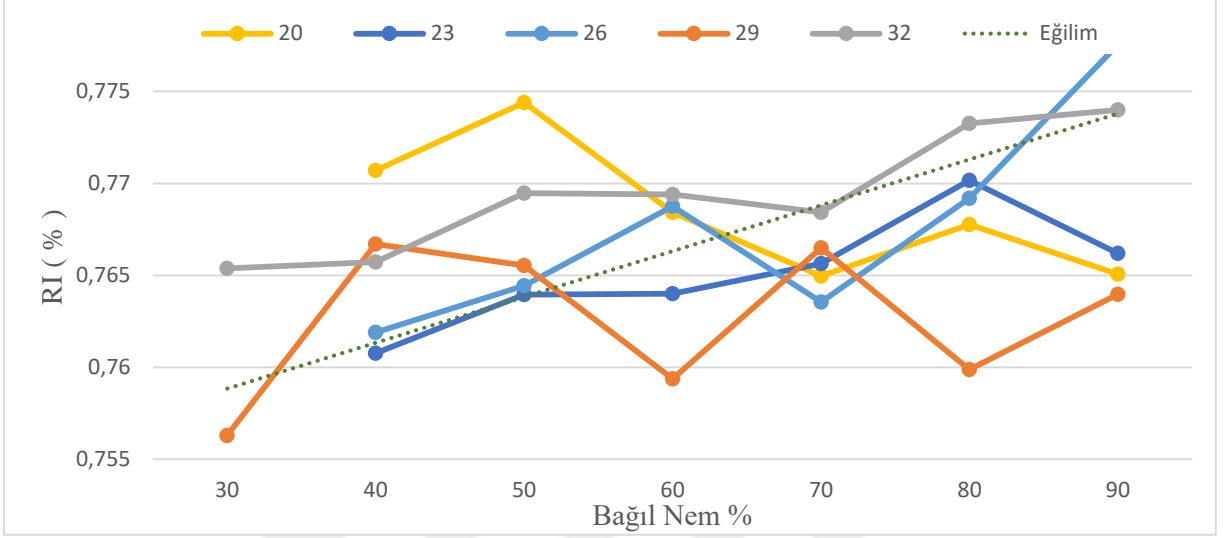
Şekil 60. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin evaporatör ekserji verimine etkileri.

Evaporatörün ekserji yok oluşu değerlendirilmesi Şekil 61’de sunulmaktadır. Buna göre sistem evaporatöründeki ekserji yok oluşu sıcaklık artışına göre artış göstermektedir. 20°C’den 32°C’ye doğru sıcaklık artışı, evaporatördeki ekserji yok oluşunu da arttırmaktadır. Bununla birlikte giren havanın içindeki su buharı artışı evaporatörün ekserji yok oluşunu arttırmaktadır. %30 - %40 seviyelerindeki bağıl nemin ekserji yok olmasına etkisi daha az iken, %80 - %90 bağıl nemli havanın sebep olduğu ekserji yok oluşu daha fazladır. Özellikle 32°C’deki %80, %90 bağıl nem değerlerinde ekserji yok oluşu daha yüksek seviyededir.



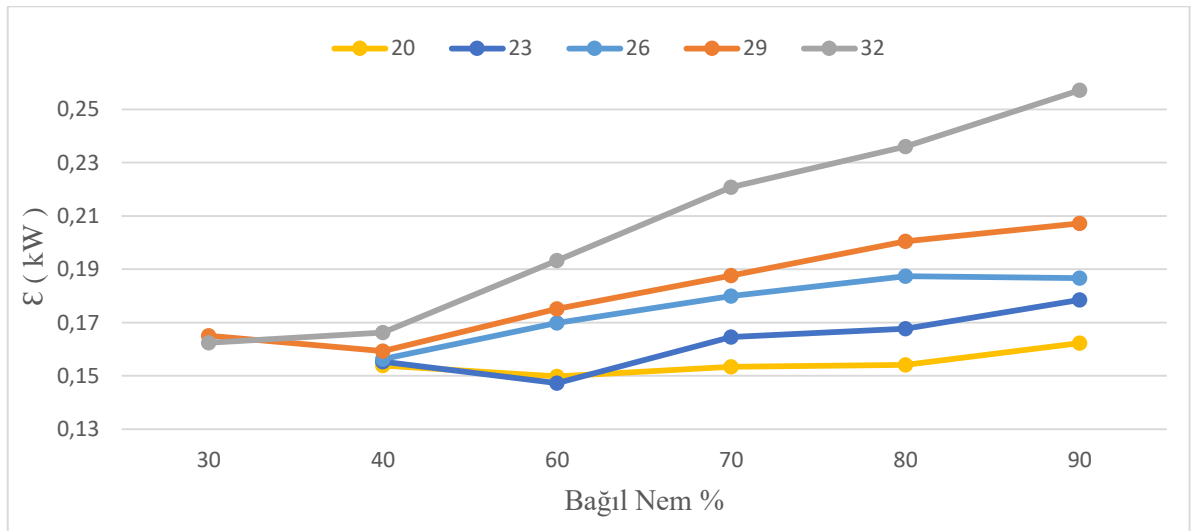
Şekil 61. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin evaporatör ekserji yok oluşuna etkileri.

Evaporatöre ait tersinmezlik oranının değerlendirilmesi Şekil 62’de sunulmaktadır. Bu grafikte çok belirgin bir fark görülmemekle birlikte 20°C haricindeki sıcaklıklarda bağıl neme göre tersinmezlik oranının artış yönünde gelişim gösterdiğini görülmektedir. Sistemin geneline göre evaporatördeki ekserji yok oluşu bağıl nemin artışına göre olumsuz etkilenmektedir.



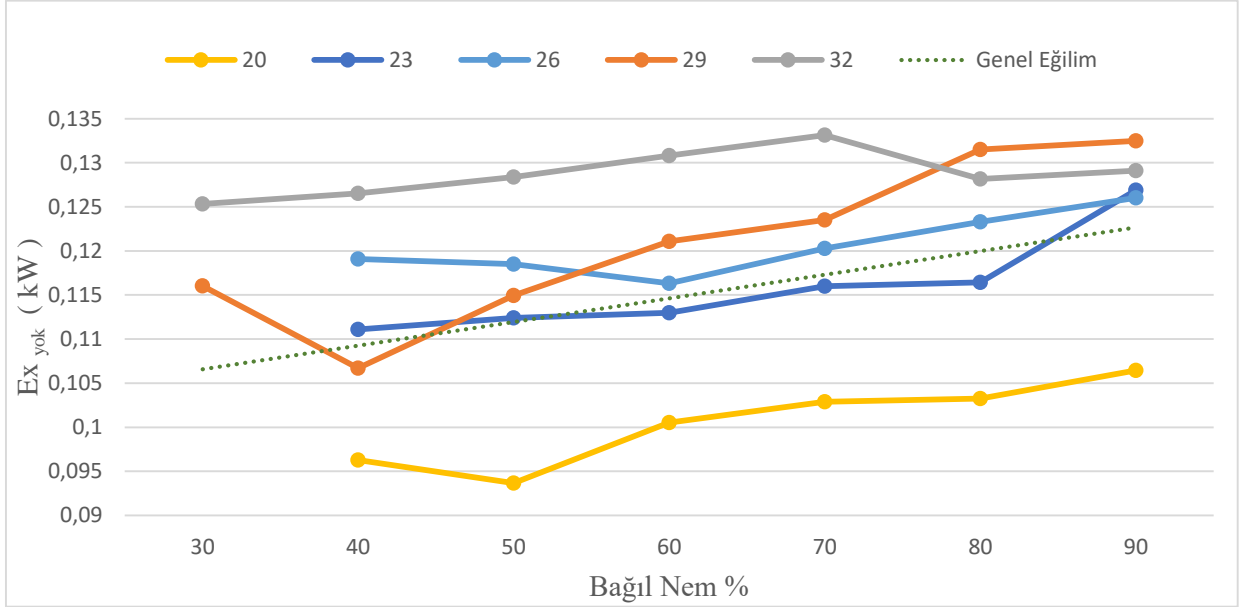
Şekil 62. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin tersinmezlik oranına etkileri.

Deney sistemi evaporatörüne ait termodinamik iyilik değerlendirilmesi Şekil 63’te görülmektedir. Evaporatöre ait termodinamik iyilik derecesi sıcaklık ve bağıl nem artışına göre artmakta olduğu anlaşılmaktadır. 20°C ‘de en az olan artışın, 23°C, 26°C, 29°C, 32°C’ye doğru artış oranının yükseldiği grafikten anlaşılmaktadır. Bağıl nemin artması ise evaporatörün dolayısı ile soğutma makinesinin tersinmezlik oranını her durum için arttırmaktadır.



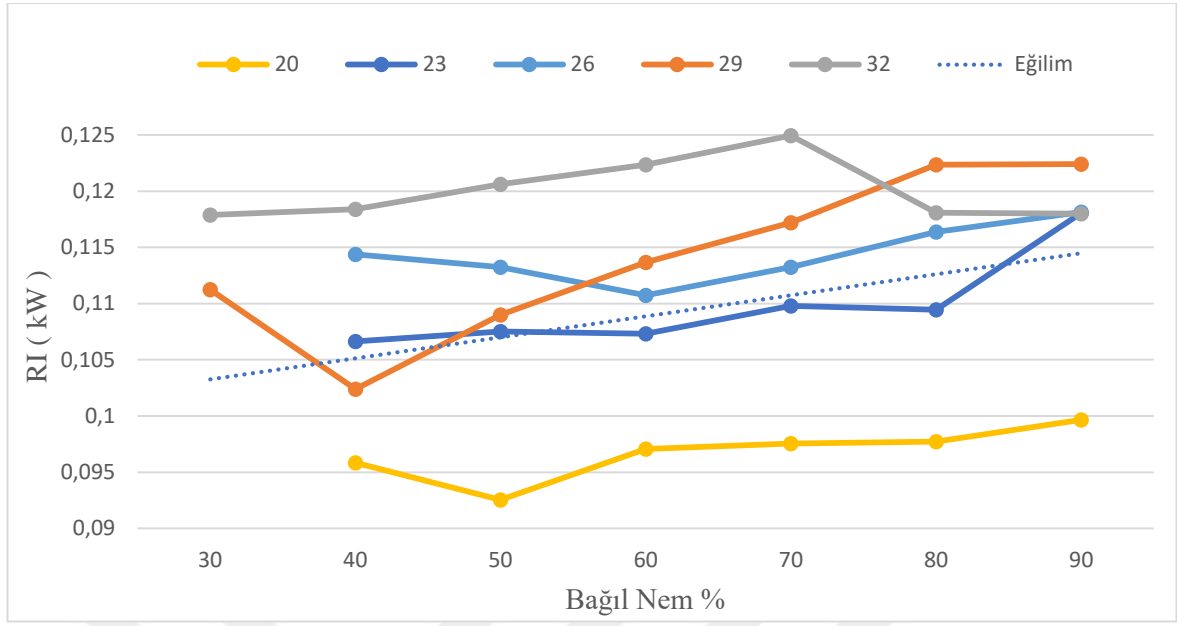
Şekil 63. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin evaporatör termodinamik iyilik değerlerine etkileri.

Sistemin genişleme valfine ait ekserji yok oluşu değerlendirilmesi, Şekil 64'te görülmektedir. Grafikte görülmekte olduğu üzere ekserji yok oluşu sıcaklığın artması ile artmaktadır. 20°C'de daha az olan ekserji yok oluşu, sıcaklık değeri ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Genleşme valfindeki ekserji yok oluşu bağıl nemin artması ile de artış göstermektedir. Düşük oranlı bağıl nemli havada ekserji yok oluşu düşük seviyelerde iken, bağıl nemin artması ile artış göstermektedir.



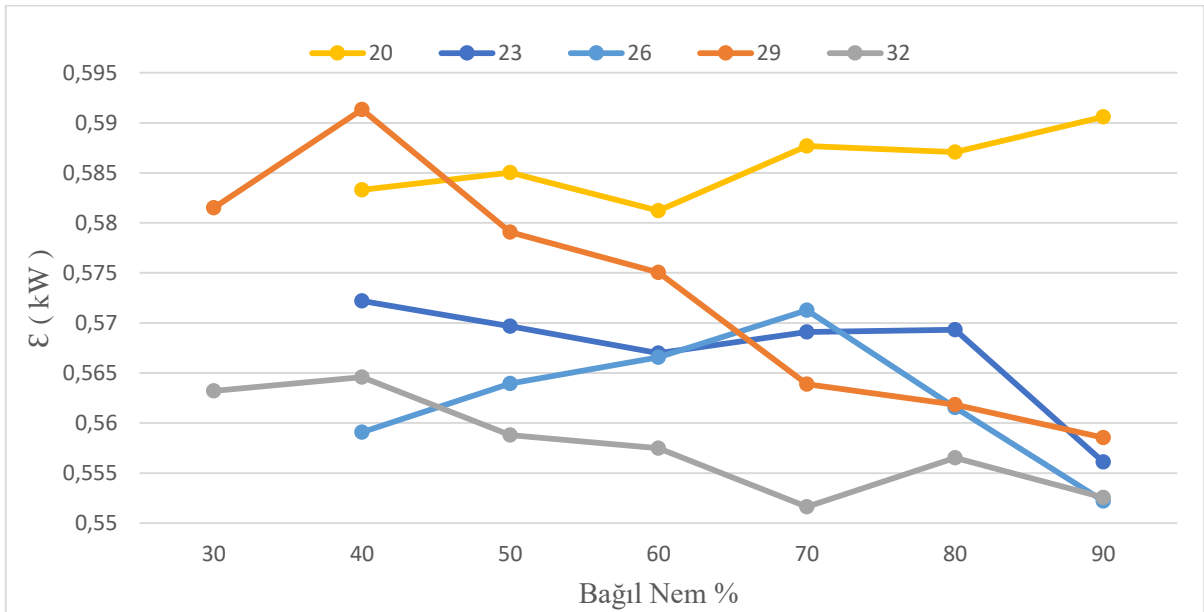
Şekil 64. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin genişleme valfindeki ekserji yok oluşuna etkileri,

Genleşme valfine ait tersinmezlik oranı değerlendirilmesi Şekil 65'te görüldüğü gibidir. Düşük sıcaklıklarda genişleme valfindeki tersinmezlik oranı daha az iken, sıcaklığın artması ile yükseldiği anlaşılmaktadır. Genleşme valfindeki tersinmezlik oranının en düşük sıcaklık olan 20°C'de görülürken, en yüksek seviyenin 32°C'de olduğu görülmektedir. Genleşme valfindeki ekserji yok oluşu, sistemin diğer bütününe oranla bağıl nemin artması ile artmaktadır.



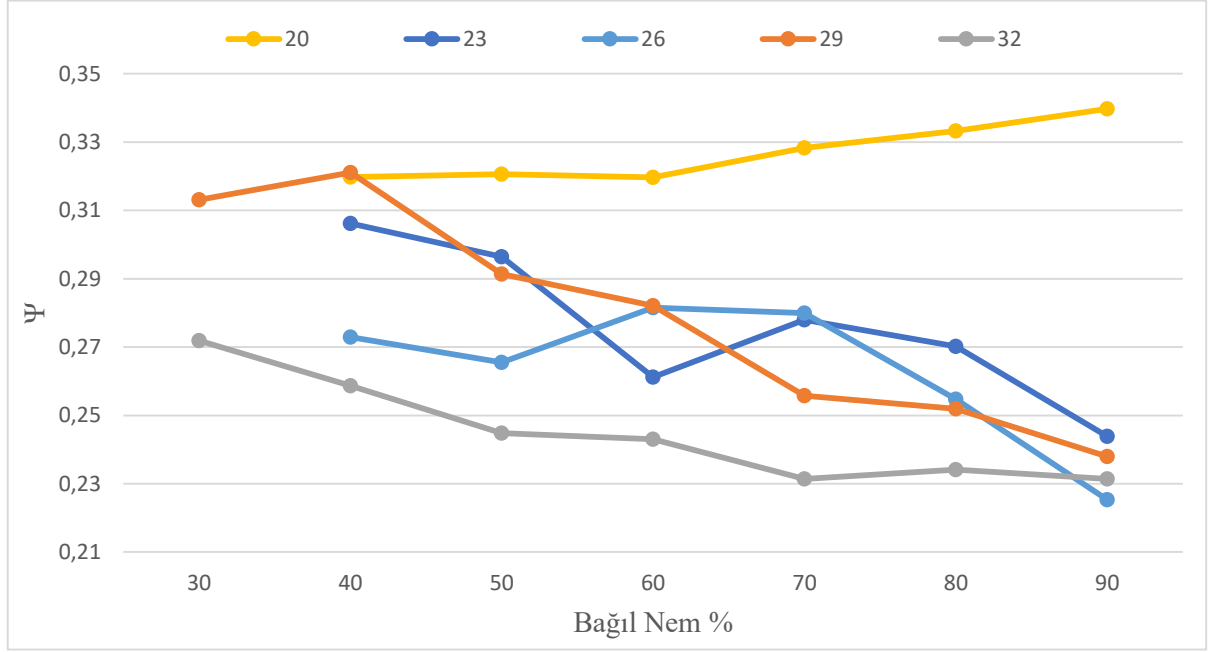
Şekil 65. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin genişleme valfindeki tersinmezlik oranına etkileri.

Genleşme valfi veya kısılma vanası olarak anılan ve yüksek basıncı alçak basıncı çeviren bileşenin termodinamik iyilik analizi Şekil 66'da sunulduğu gibidir. Söz konusu elemanın termodinamik iyilik analizi genel olarak sıcaklık ve bağıl nem artışı ile ters orantılı olarak gelişim göstermektedir. Bu duruma ters düşen sadece 20°C 'ye ait sonuçlar olarak görülmektedir. 20°C 'ye ait deneylerde bağıl nemin artmasına göre artış yerine çok az seviyede azalma olduğu görülmektedir.



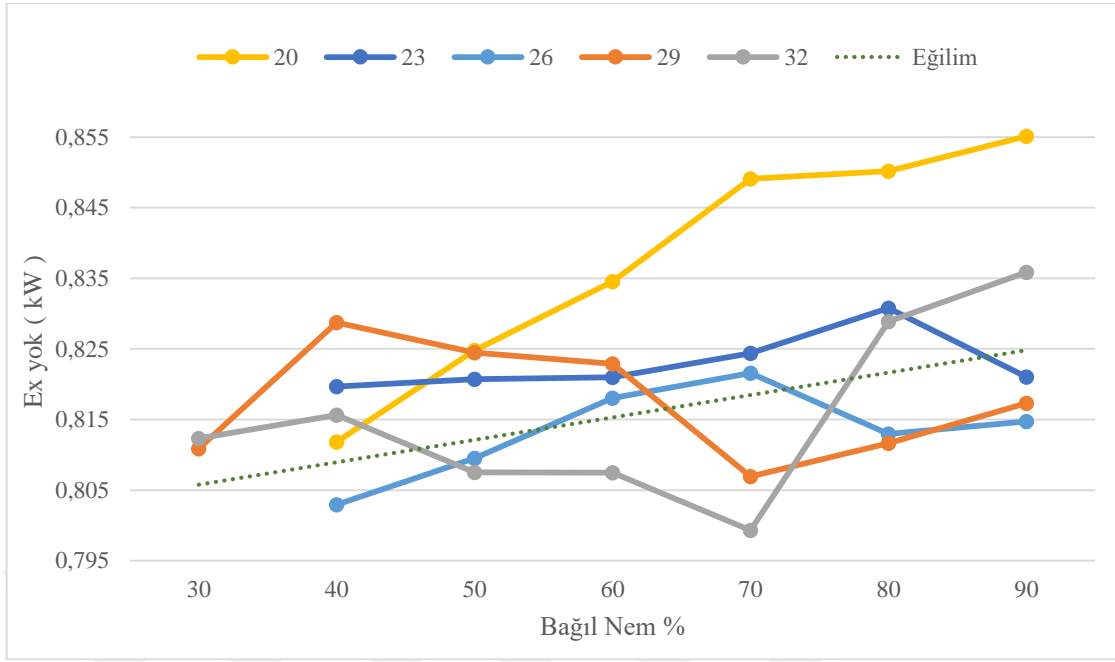
Şekil 66. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin genişleme valfindeki termodinamik iyilik durumuna etkileri.

Sıcaklık ve bağıl nem artışı, ısı pompası ekserji verimine ters orantılı olarak etki yaptığı Şekil 67’de ortaya çıkmaktadır. Burada da 20°C deneylerinde ekserji veriminin yükselme yönünde olduğu görülmektedir. Buradan sistemin ısı pompası olarak kullanıldığı durumda ekserji veriminin bağıl nem oranı yüksekliği ile doğru orantılı değiştiği sonucu çıkarılmaktadır. Buna karşın sistem soğutma makinesi olarak kullanıldığında bağıl nem artışı ekserji veriminde düşümlere sebebiyet vermektedir.



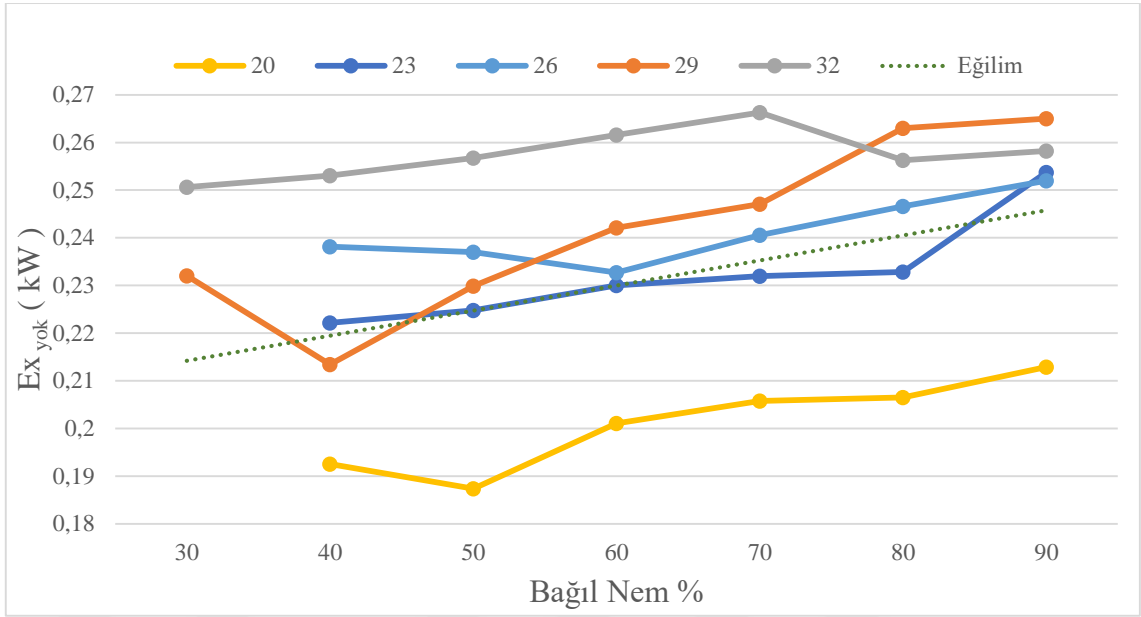
Şekil 67. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin ısı pompası ekserji verimine etkileri (soğutucu akışkan açısından değerlendirilmesi).

Sistemin soğutucu akışkana göre ısı pompası ekserji yok oluşunun analiz sonuçları Şekil 68’de belirtilmektedir. Gelen hava içindeki nemin ısı pompasının ekserji yok oluşunu arttırdığı grafikten anlaşılmaktadır. 20°C deneylerinde ekserji yok oluşunun daha fazla olması, sistemin ısı pompası olarak kullanıldığında bağıl nemden daha fazla etkilendiğini ortaya koymaktadır. Sistem soğutma makinesi olarak kullanıldığında da bağıl nem, ekserji yok oluşunu arttırmaktadır. Özellikle 32°C sıcaklıkta, %70 ve fazlası bağıl nem seviyesinde ekserji yok oluşunun daha da fazla arttığı görülmektedir. Bu durum soğutma makinelerinin yüksek sıcaklık ve bağıl nemli iklimlerde, daha fazla etkilendiğini göstermektedir.



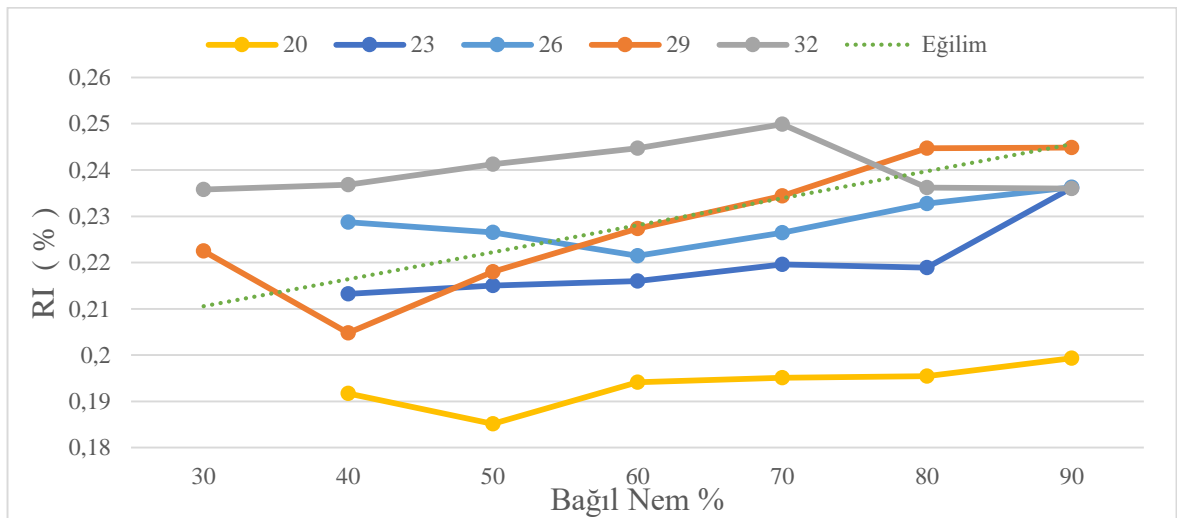
Şekil 68. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin ısı pompası ekserji yok oluşuna etkileri (soğutucu akışkan açısından değerlendirilmesi).

Sistemin ana bileşenleri kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatör olarak kabul edilmiştir. Bunlar haricindeki bileşenlerin hepsine ‘Ana bileşenler haricindeki parçalar’ adı verilmiştir. Ana bileşenler haricindeki parçaların sebep oldukları ekserji yok oluşu Şekil 69’da grafiksel olarak ifade edilmektedir. Burada sıcaklık arttıkça ekserji yok oluşunun arttığı görülmektedir. En düşük seviyede ekserji yok oluşu 20°C’ de oluşurken, en yüksek ekserji yok oluşunun ise 32°C’ de olduğu görülmektedir. En düşük ekserji yok oluşu en düşük sıcaklık olan 20°C’de gerçekleşirken en yüksek ekserji yok oluşu en düşük sıcaklık olan 20°C’de gerçekleşmektedir. Bağıl nemin artması da ekserji yok oluşunu arttırmaktadır. Ana bileşenler haricindeki elemanlarda en düşük ekserji yok oluşu %30-%40 bağıl nem seviyelerinde, en yüksek ekserji yok oluşu ise en yüksek bağıl nem seviyesi olan %80- %90’da gerçekleşmiştir.



Şekil 69. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin ana bileşenler harici parçalardaki ekserji yok oluşuna etkileri.

Ana bileşenler haricindeki parçalardaki ekserji yok oluşların, sistemin tümündeki ekserji yok oluşları oranı Şekil 70’te yapılmıştır. Buna göre tersinmezlik oranı sıcaklık ve bağıl nemin artması ile artmaktadır. En düşük seviye 20°C deneylerinde ortaya çıkarken, en yüksek seviyedeki tersinmezlik oranı 32°C’de oluşmaktadır. 32°C sıcaklık ve %70 bağıl nemden sonra ana bileşenler haricindeki parçalarında meydana gelen ekserji kaybı sisteme oranla ciddi bir azalış göstermektedir. Bu durum sistemin diğer bileşenlerinde ekserji yok oluşunun daha fazla olduğunu kanıtlamaktadır.



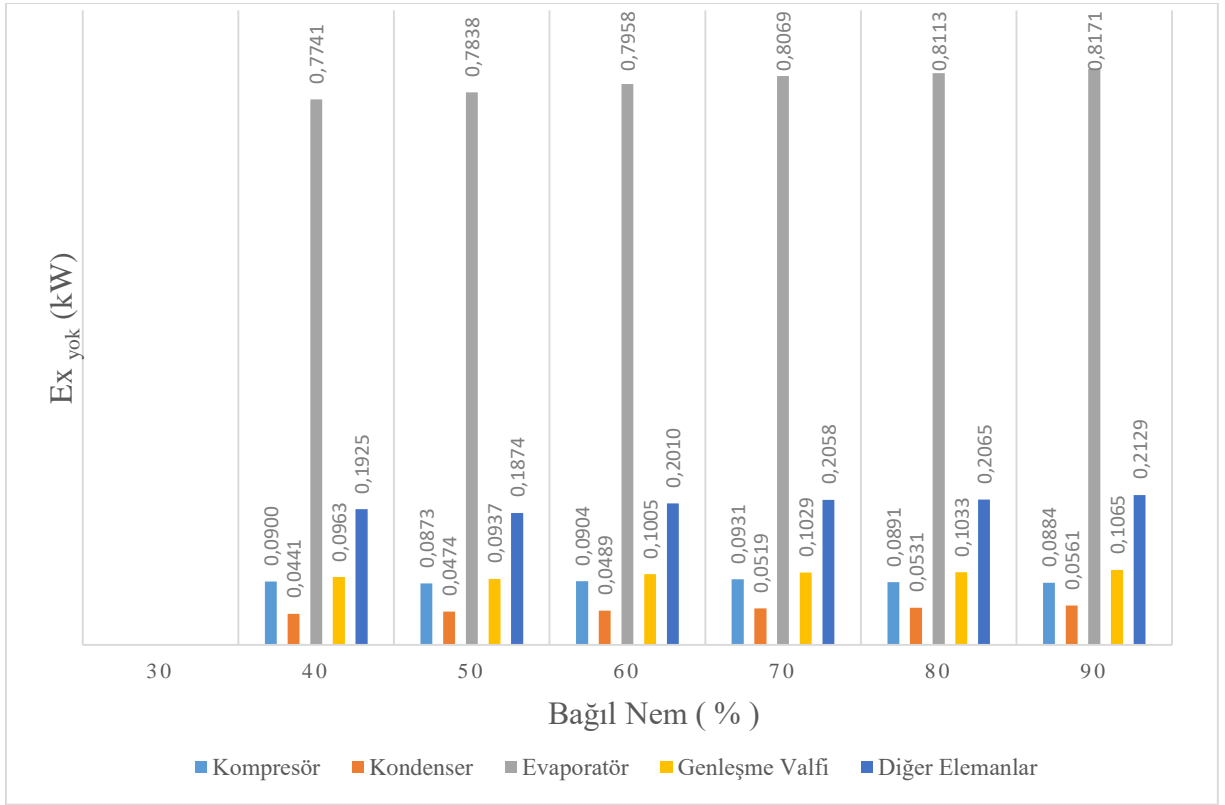
Şekil 70. Sıcaklık ve bağıl nem değişiminin ana bileşenler harici parçalardaki tersinmezlik oranına etkileri.

Sistem Bileşenlerinin Ekserji Kayıplarının Karşılaştırılması

Ekserji analizleri, bir sistemdeki enerji kaybının en aza indirgenmesi amacı ile yapılmaktadır. Sistemin bütünün enerji analizinin yanı sıra bileşenlerinin analizleri de yapılarak söz konusu kayıpların yeri, sebebi, miktarı ve giderilmesine hakkında çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmada sırası ile 20°C ,23°C ,26°C ,29°C ,32°C'li sıcaklıklarda ve %30, %40, %50, %60, %70, %80, %90 bağıl neme sahip havanın ısı pompası sisteminde sebep olduğu ekserji değişiklikleri incelenmiştir. Sistemde oluşan ekserji kayıpları, kW olarak ve bileşenlerinin ekserji kayıplarının sistemin ekserji kaybına oranları aşağıda sunulmuştur. Tersinmezlik oranı olarak tanımlanan bileşenlerdeki ekserji kaybının sistemdeki ekserji kaybına oranı, ekserji kaybının yerini, sebebini bulmak için çok önemlidir.

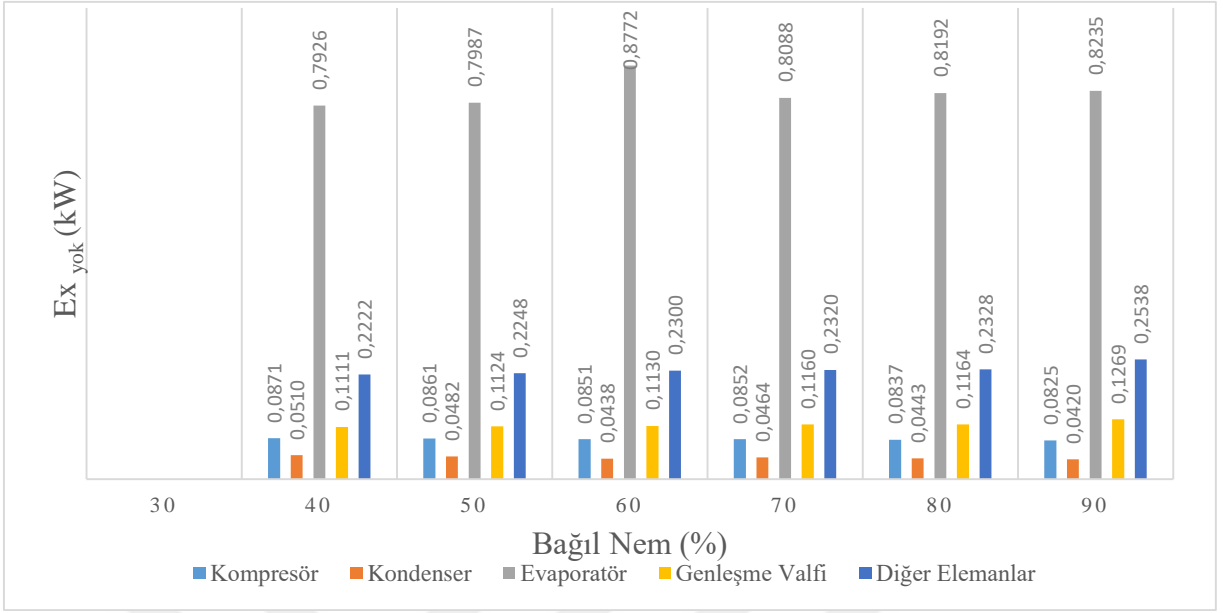
Grafiklerde ekserji yok oluşlarının daha net anlaşılması için sütunlarda değişik renkler kullanılmıştır. Mavi ile kompresörde, kırmızı ile kondenserde, yeşil ile evaporatörde, mor ile genişleme valfinde, açık mavi ile de ana elemanlar haricindeki diğer elemanlarda meydana gelen ekserji yok oluşu temsil edilmektedir.

20°C sıcaklıkta yapılan deneylerde sistem bileşenlerinin ekserji kayıpları Şekil 71'de sunulmuştur. Sunulan grafikte, sistem bileşenleri arasında en çok ekserji kaybının evaporatörde gerçekleştiği görülmektedir. Bileşenlerin hepsinde ekserji yok oluşunun bağıl nemin artması ile artış gösterdiği grafikten anlaşılmaktadır. En çok ekserji yok oluşunun gerçekleştiği evaporatörde bağıl nemin artması ile diğer elemanlara kıyasla artışın daha belirgin olduğu anlaşılmaktadır. Buna karşın kompresördeki ekserji yok oluşu artışı daha düşük seviyededir. Sistem bir ısı pompası olarak çalıştırıldığında bağıl nemin etkisini kondenserin tepkilerinden anlayabiliriz.



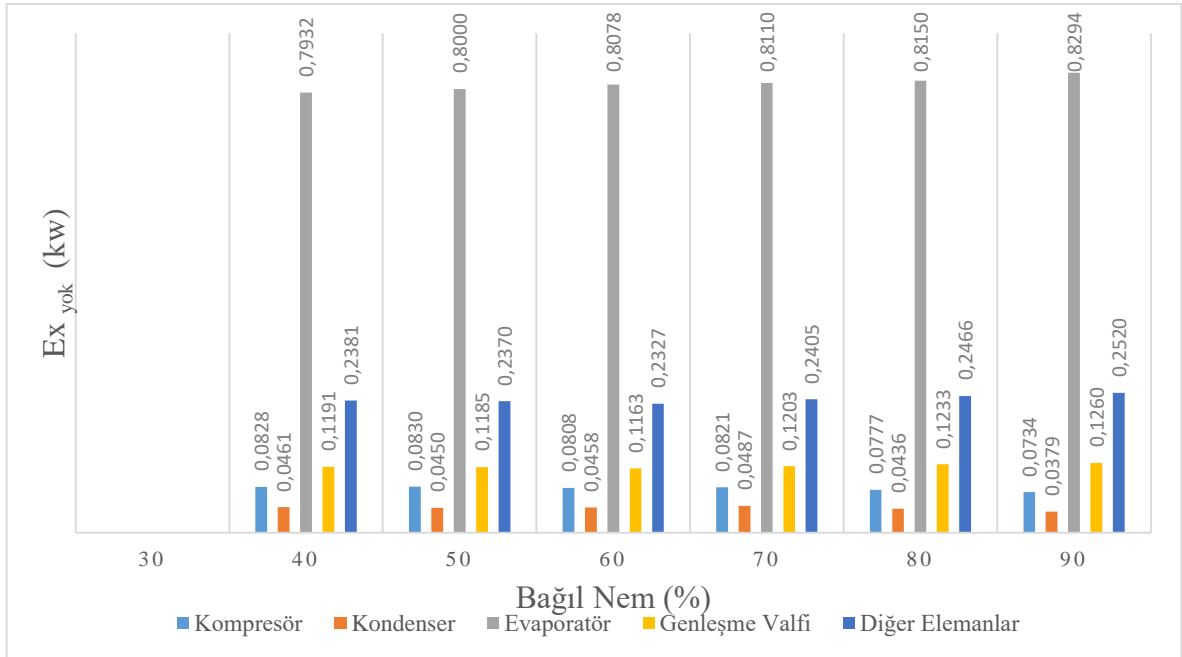
Şekil 71. 20°C ‘de sistem bileşenlerindeki ekserji yok oluşları karşılaştırılması.

23°C’ de yapılan deneyler sonucunda oluşan ekserji yok oluşuna dair analizler, Şekil 72’de belirtilmiştir. Ekserji yok oluşunun en çok evaporatörde gerçekleştiği grafikten anlaşılmaktadır. Buna karşın en az ekserji kaybı ise kondenserde gerçekleşmektedir. Bu durum soğutma makinelerinin bağıl nem yoğunluğundan daha fazla etkilendiğini ortaya koymaktadır. Bağıl nemin artışına göre değişim ise en fazla evaporatörde gerçekleşirken, en az olarak kompresörde oluşmaktadır. Bütün bileşenlerdeki ekserji kaybı bağıl nemin artması ile artmaktadır. Evaporatör ve ana bileşenler haricindeki diğer elemanlardaki ekserji kaybı artışı diğerlerine göre daha fazla gerçekleşmektedir.



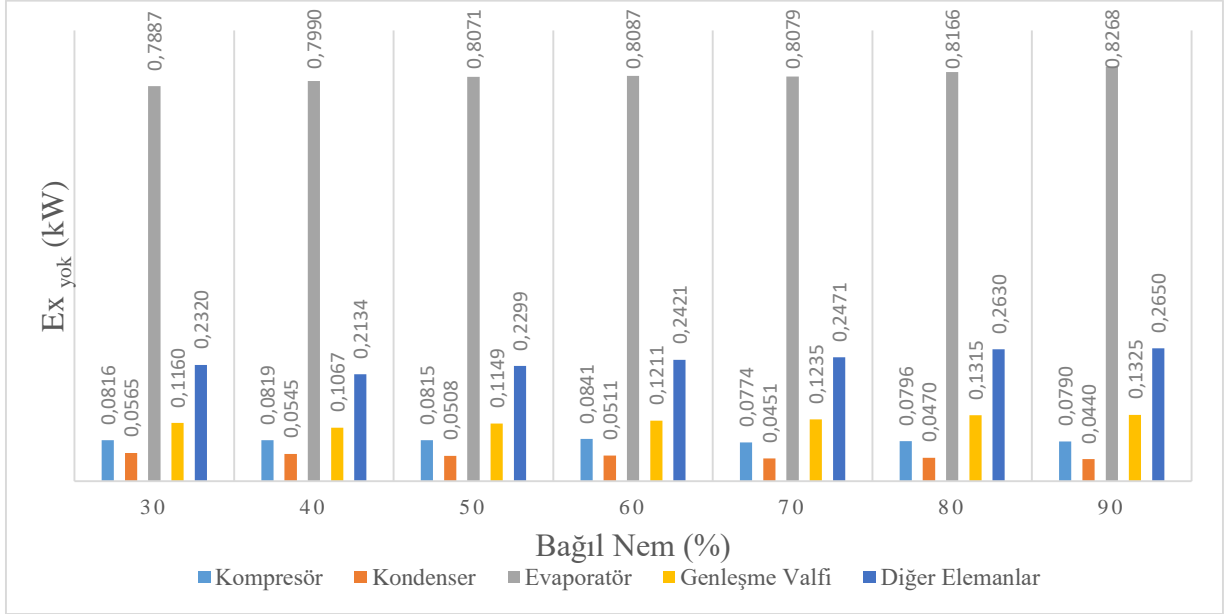
Şekil 72. 23°C ‘de sistem bileşenlerindeki ekserji yok oluşlarının karşılaştırılması.

Deney sistemini oluşturan elemanlar üzerinde yapılan ekserji yok oluşu analizleri 26°C için Şekil 73’te sunulduğu gibi gerçekleşmiştir. En fazla ekserji kaybı 0,8 kW civarında evaporatörde gerçekleşirken, en az 0,04 kW civarında kompresörde meydana gelmektedir. 26°C deneylerinde ekserji yok oluşu evaporatörde bağıl nemin artışı ile sürekli artarken kompresör ve kondenserde farklı olarak azalma eğilimi göstermektedir.



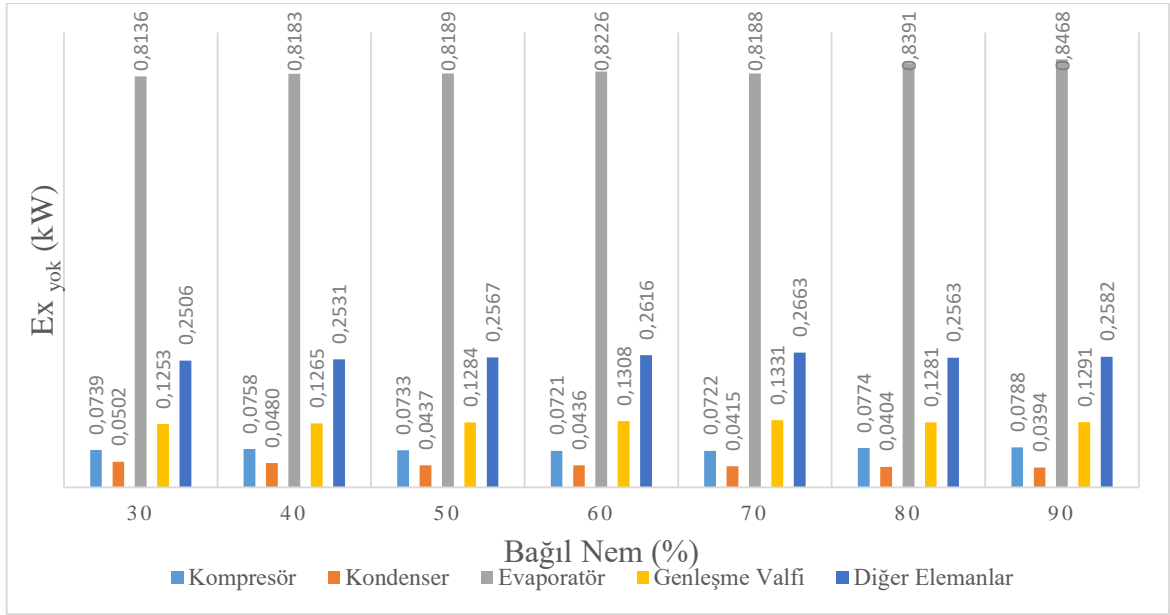
Şekil 73. 26°C ‘de sistem bileşenlerindeki ekserji yok oluşlarının karşılaştırılması.

Havadaki bağıl nemin artması ile 29°C’de gerçekleşen ekserji yok oluşları Şekil 74’te grafiksel olarak ifade edilmektedir. Burada da en fazla ekserji yok oluşunun evaporatörde gerçekleştiği görülmektedir. Evaporatördeki artışın bağıl nemin artması ile sürekli olarak arttığı anlaşılmaktadır. Kompresördeki ekserji yok oluşu bağıl nemin artması ile azalmaktadır. Ana bileşenler haricindeki elemanlardaki ekserji artışı bağıl nem ile doğru orantılı olarak değişim göstermektedir. Kondenserde ise ekserji bağıl nem arttıkça azalmaktadır.



Şekil 74. 29°C ‘de sistem bileşenlerindeki ekserji yok oluşlar karşılaştırılması.

Şekil 75’te 32°C sıcaklıkta oluşan ekserji yok oluşları ifade edilmektedir. Evaporatörde oluşan ekserji kaybı bağıl nemin yükselmesi ile sürekli artmaktadır. Buna karşın sistemin kondenser bileşeninde ekserji yok oluşu azalma göstermektedir. Kompresör ve genleşme valfinden ekserji yok oluşu artmaktadır. Diğer elemanlarda ekserji yok oluşu düzenli bir şekilde artmaktadır.



Şekil 75. 32°C’de sistem bileşenlerindeki ekserji yok oluşlarının karşılaştırması.

Sistem Bileşenlerinin Tersinmezlik Oranları

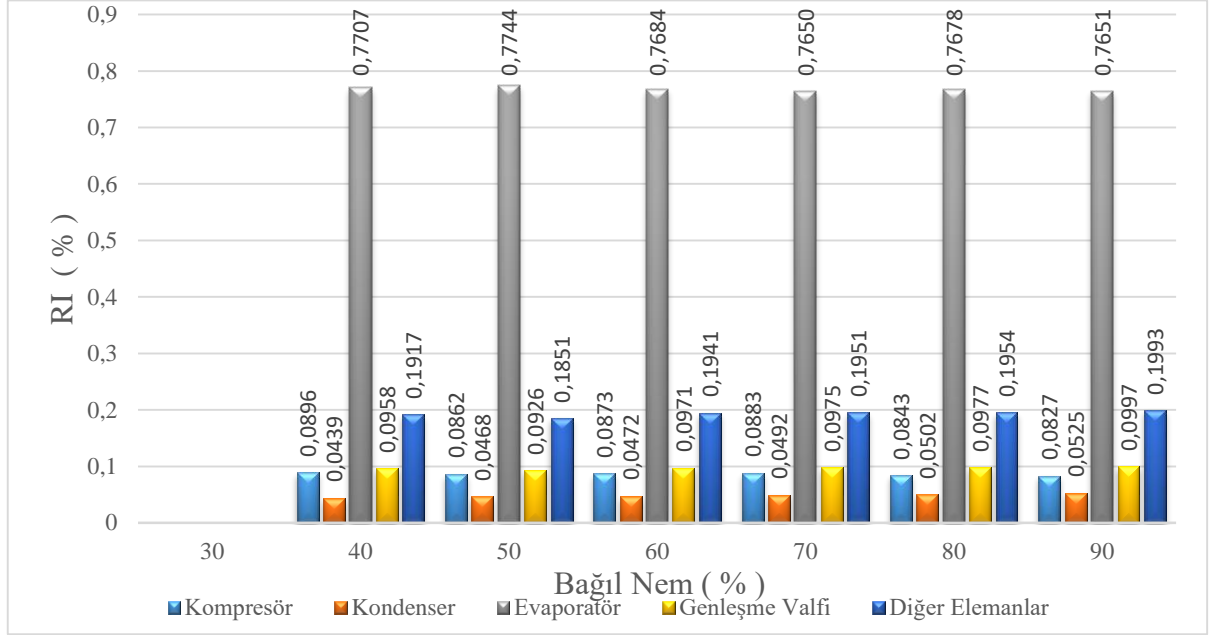
Bir sistem bileşeninde gerçekleşen ekserji yok oluşunun, sistemin bütününde meydana gelen ekserji yok oluşuna oranı olarak tanımlanan tersinmezlik oranları bu sistem için aşağıda sunulmuştur. Yüzde olarak sunulan değerlerde ana bileşenler haricindeki elemanlar diğerlerinden ayrı olarak değerlendirilmiştir. Her bir ana bileşenin ekserji yok oluşu, teker teker sistem ekserji yok oluşuna bölünmüş ve çıkan sonuçlar grafiklerde sunulmuştur.

Ekserji kaybının yerinin tespiti için tersinmezlik oranı değerlendirmesi çok önemlidir. Sistemde genel olarak gelişen değişikliklerden farklı olarak, tek bileşendeki değişimleri yansıtmaktadır. Bu değerlendirme, sistemdeki enerji ve ekserji kayıplarının yeri, nedenini daha net bir şekilde ortaya koymaktadır. Değerlendirmeler kompresör, kondenser, evaporatör, genleşme valfi ve diğer harici elemanlar olarak yapılmıştır. Hepsinin tersinmezlik toplamı %100 olarak kabul edilmiş, oranlamalar buna göre hesaplanmıştır. Sistemdeki ekserji yok oluşu, bu bileşenlerin ekserji kaybının toplamı olarak alınmıştır.

20°C’deki tersinmezlik oranı, yani bileşenlerin her birinin kaybının sistemin genelinde oluşan kayba oranı Şekil 76’da görülmektedir. Buna göre en yüksek tersinmezlik oranı evaporatörde gerçekleşmektedir. Bu durum ekserji kaybının diğer bütün elemanlara oranla çok büyük farkla evaporatörde gerçekleştirildiğini ifade etmektedir. İkinci sırada ekserji kayıp oranı ana bileşenler haricindeki elemanlarda oluşmaktadır. Bağıl nemin artması ile ana bileşenler

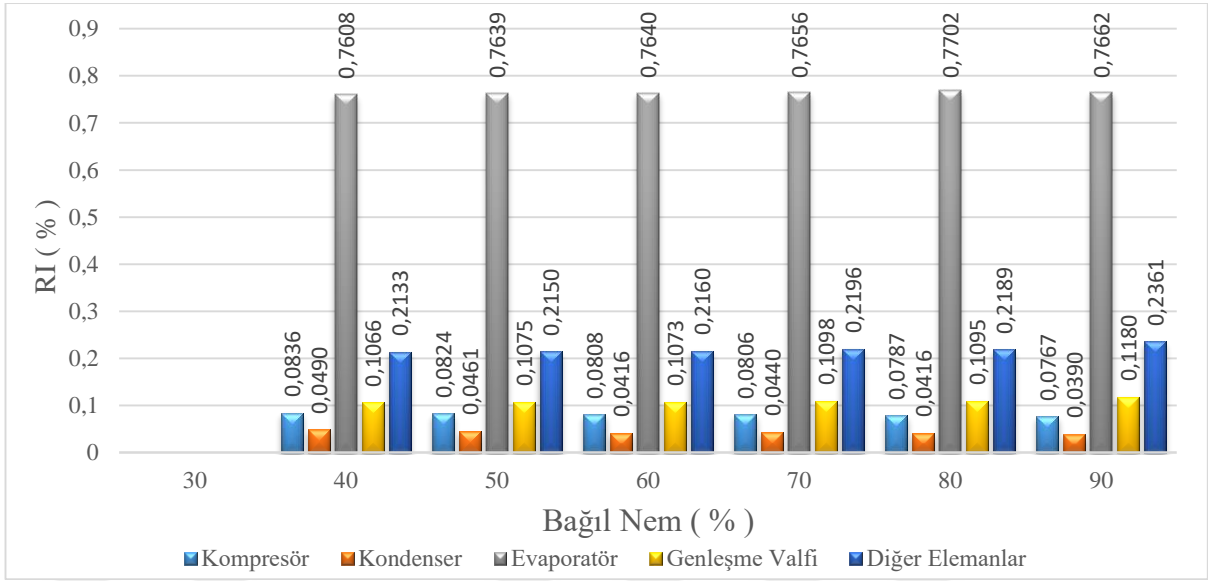
haricindeki diğer elemanların tersinmezlik oranı artmaktadır. En az tersinmezlik oranı ise kondenserde meydana gelmektedir.

Kompresördeki tersinmezlik oranı, bağıl nemin artması ile az miktarda düşmektedir. Kondenserde gerçekleşen tersinmezlik oranı ise artmaktadır. Evaporatördeki tepki ise azalma yönünde gerçekleşirken, genişleme valfinden artma eğilimindedir. Ana bileşenler haricindeki elemanlarda ise tersinmezlik oranı artış göstermektedir.



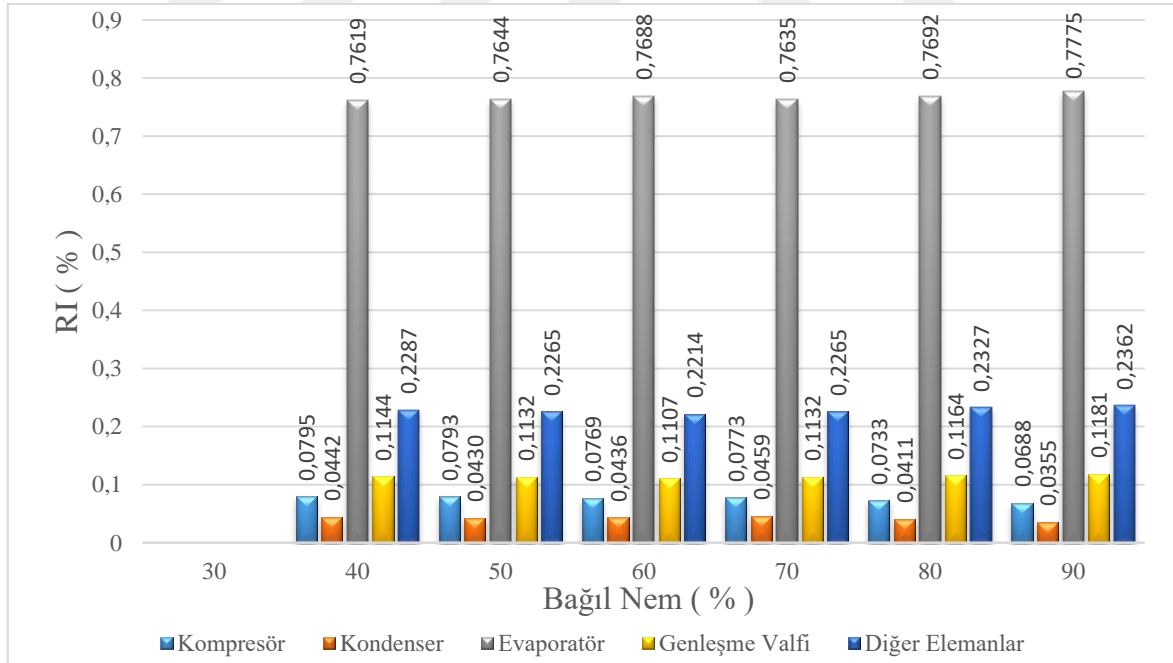
Şekil 76. 20°C ‘de sistem bileşenlerindeki tersinmezlik oranlarının karşılaştırması.

Şekil 77’de 23°C sıcaklıkta gerçekleşen tersinmezlik oranlarını ifade edilmektedir. Kompresördeki ekserji kaybı sistemdeki genel kayba göre azalma göstermektedir. Kondenser için de genel olarak bir azalma söz konusudur. Evaporatör ve genişleme valfinden bağıl nemin artışına göre oluşan tersinmezlik oranı yükselme eğilimindedir. Ana bileşenler haricindeki elemanlardaki tersinmezlik oranı da yine artış yönünde değişmektedir.



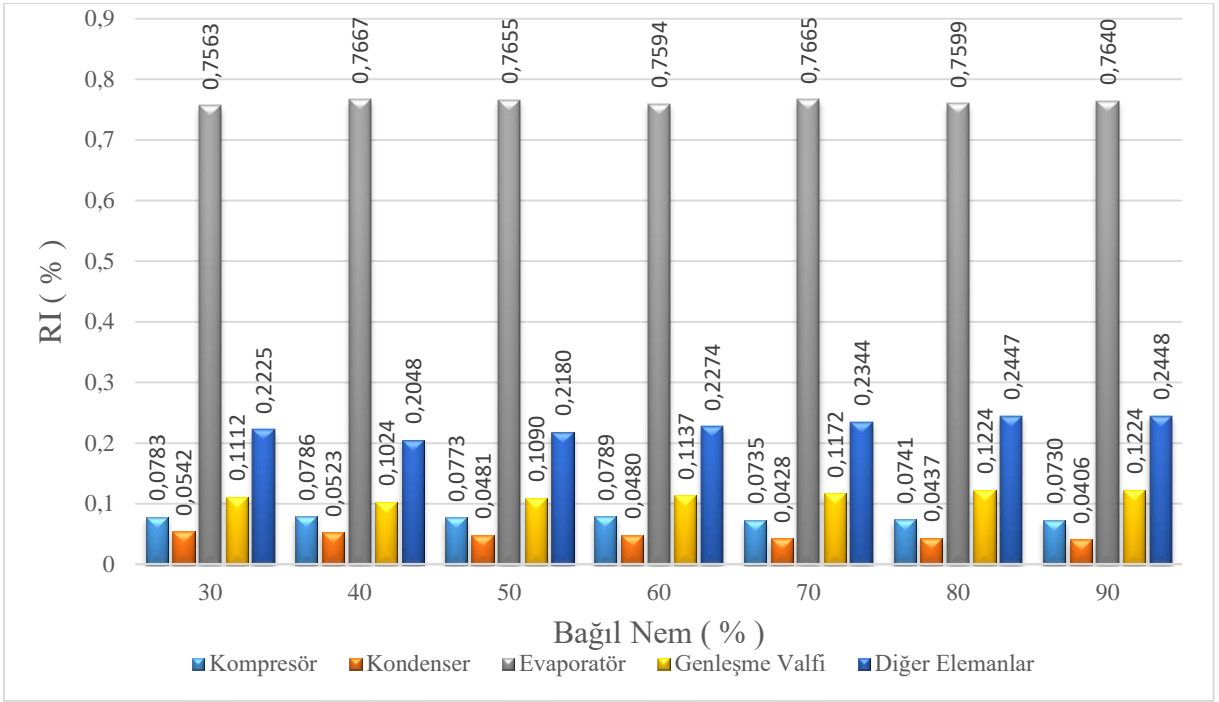
Şekil 77. 23°C 'de sistem bileşenlerindeki tersinmezlik oranlarının karşılaştırması.

26°C' de yapılan deneylerde gerçekleşen tersinmezlik oranları Şekil 78'de sunulmuştur. Bu grafiğe göre bağıl nem artışı tersinmezlik oranı olarak kompresör ve kondenserde azalmaya, evaporatörde artışa sebep olmaktadır. Genleşme valfi ve diğer elemanlarda ise genel olarak aynı kalmakla beraber, artış yönünde bir meyil söz konusudur.



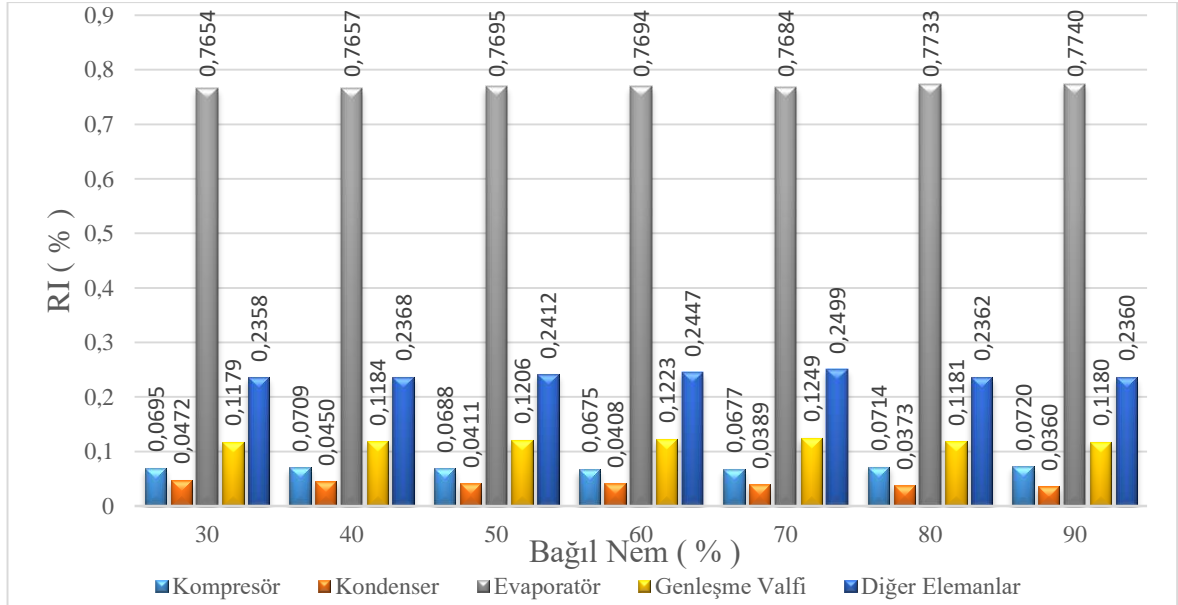
Şekil 78. 26°C 'de sistem bileşenlerindeki tersinmezlik oranlarının karşılaştırması.

Tersinmezlik oranı değişimleri 29°C için Şekil 79'da verilmektedir. Bağıl nemin artışına göre tersinmezlik oranları, genleşme valfi ve diğer elemanlarda artışa, kompresör ve kondenserde azalmaya sebep olmaktadır. Evaporatör tersinmezlik oranı 29°C'de bağıl nem artışı ile değişime çok fazla uğramamaktadır.



Şekil 79. 29°C 'de sistem bileşenlerindeki tersinmezlik oranlarının karşılaştırması.

Sistemde yapılan deneyler sonucunda 32°C de tersinmezlik oranları Şekil 80'de belirtildiği gibi oluşmaktadır. Kondenserde azalma gösteren tersinmezlik oranı, kompresör, evaporatör ve genleşme valfinde artmaktadır. Tepkinin, ana bileşenler haricindeki elemanlarda ise genel olarak aynı düzeyde kalırken, az da olsa artış yönünde olduğu görülmektedir.



Şekil 80. 32°C 'de sistem bileşenlerindeki tersinmezlik oranlarının karşılaştırması.

Ordu, Giresun, Trabzon ve Rize İklim Bölgeleri Hakkında Enerjetik Analiz

İnsan vücudu atık ısısını çevreye atabildiği ortamlarda kendini rahat hisseder (Çengel ve Boles, 2011). Bu atık ısının en rahat verilebildiği ortam şartları 22°C – 27°C sıcaklık ve %40 - %60 bağıl nem değerlerinin sağlandığı ortamlardır. Yaşam ortamlarının iklimlendirilme çalışmaları bu değerleri sağlamak içindir. Bu değerlerin ortalamaları olan 25°C ve %50 bağıl nem değerlerinin entalpi karşılığı, $h = h_a + \omega h_g$ eşitliğinde veya psikrometrik diyagramda yerine yerleştirildiğinde 48 kJ/kg olarak karşımıza çıkmaktadır. Bütün ortam iklimlendirme çalışmaları bu entalpik değeri sağlamak için çalışmaktadır. Ortam sıcaklık-bağıl nem entalpisi eğer bu değer altında ise ortama ısı verilerek, üstünde ise ortamdan ısı alınarak bu değer sağlanmaya çalışılır. Sağlanması gereken ısı farkı aşağıdaki gibidir (Çengel ve Boles, 2011):

$$q = h_{ortam} - h_{konfor}$$

eşitliği ile bulunabilir. Burada h_{ortam} ortam sıcaklık-bağıl nem entalpisi, h_{konfor} ise oluşturulmak istenen konfor değeri entalpisi yani 48 kJ/kg kuru hava değeridir. Denklemden söz konusu ısıtma ve soğutma işleminde nem alma ve nem verme göz ardı edilmektedir. Eğer sonuç pozitif bir değer çıkarsa ortamdan ısı alınmalı, negatif bir değer çıkarsa ortama ısı verilmelidir. Yapılacak iklimlendirme işlemi ister ısıtma, ister soğutma olsun insan konforu için hedeflenen entalpi değeri ortalama, 48kJ/kg kuru hava olacaktır. Bu değer referans olarak meteorolojik verilere göre oluşturulan diyagramlara yerleştirildiğinde gerekli entalpi değerleri aşağıda sunulduğu gibi oluşacaktır (Cengel ve Boles, 2019).

Rize, Trabzon, Giresun ve Ordu İllerinin Bağıl Nem Durumu

Meteoroloji Genel Müdürlüğü istatistiklerine göre Rize Trabzon, Giresun ve Ordu illeri, Türkiye'nin en nemli bölgeleri arasındadır. Sıcaklık ortalamaları çok yüksek olmamasına rağmen hissedilir sıcaklığın farklı olduğu yine aynı istatistiklerde görülmektedir (MGM, 2020). Küresel ısınmanın her geçen gün etkisini daha da fazla hissettirmesi, ısıtma ve soğutma sistemlerini de aynı oranda zorlamaktadır. Öyle ki meteorolojik değerlerini incelenmekte olduğumuz Ordu, Giresun, Trabzon ve Rize illerinde çok ender gerçekleşen 30°C ve üzeri sıcaklıklar değerleri yaz aylarında sıradan sıcaklıklar olmaya başlamıştır. 2021 yazında dahi 31°C, 32°C seviyeleri sık sık yaşanmıştır (MGM, 2021). Bu yüksek sıcaklıklar, bağıl nem ve yüksek atmosfer basıncının etkisi ile konfor şartlarını sağlama çalışmalarını daha da

zorlamaktadır. Bu sebeplerden dolayı havadaki su buharının etkisinin analiz edilmesi, iklimlendirme makinelerinin bunlara göre geliştirilmesi gereklilik arz etmektedir.

Ordu, Giresun, Trabzon ve Rize illerinde ait son on yılın sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin aylara göre ortalamaları Orman ve Su İşleri Bakanlığı, Meteoroloji Genel Müdürlüğünden alınmış ve düzenlenerek aşağıda sunulmuştur.

Tablo 2. Ordu iline ait on yıllık, aylık sıcaklık ve nem ortalamaları. (Orman ve Su İşleri Bakanlığı, Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2020).

ORDU-NEM		ORDU-SICAKLIK	
OCAK	65,62	OCAK	7,62
ŞUBAT	69,47	ŞUBAT	7,52
MART	71,95	MART	9,20
NİSAN	75,33	NİSAN	11,77
MAYIS	75,92	MAYIS	16,77
HAZİRAN	70,36	HAZİRAN	21,72
TEMMUZ	70,86	TEMMUZ	24,28
AĞUSTOS	70,90	AĞUSTOS	24,87
EYLÜL	72,53	EYLÜL	20,98
EKİM	74,32	EKİM	16,77
KASIM	70,04	KASIM	12,40
ARALIK	65,72	ARALIK	9,31

Tablo 3. Giresun iline ait on yıllık, aylık sıcaklık ve nem ortalamaları. (Orman ve Su İşleri Bakanlığı, Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2020).

GİRESUN-NEM		GİRESUN-SICAKLIK	
OCAK	61,30	OCAK	8,02
ŞUBAT	65,31	ŞUBAT	7,76
MART	66,85	MART	8,96
NİSAN	71,86	NİSAN	11,65
MAYIS	74,37	MAYIS	16,31
HAZİRAN	70,12	HAZİRAN	21,25
TEMMUZ	69,81	TEMMUZ	23,98
AĞUSTOS	69,90	AĞUSTOS	24,49
EYLÜL	70,48	EYLÜL	20,92
EKİM	70,97	EKİM	16,77
KASIM	64,13	KASIM	12,54
ARALIK	60,73	ARALIK	9,96

Tablo 4. Trabzon iline ait on yıllık, aylık sıcaklık ve nem ortalamaları. (Orman ve Su İşleri Bakanlığı, Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2020).

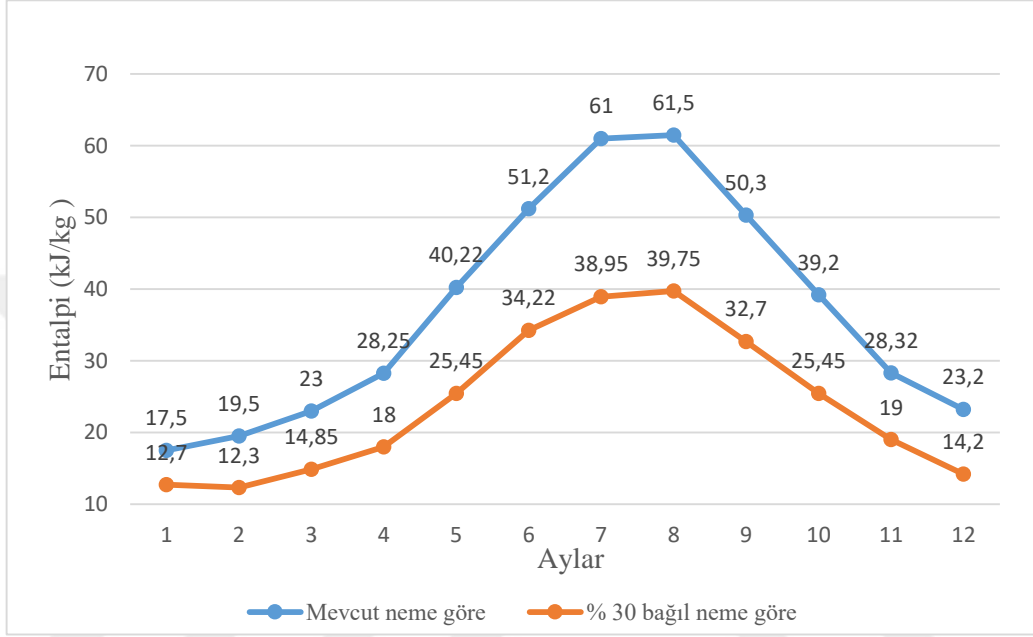
TRABZON-NEM		TRABZON-SICAKLIK	
OCAK	65,93	OCAK	7,77
ŞUBAT	68,13	ŞUBAT	7,90
MART	70,46	MART	9,73
NİSAN	74,20	NİSAN	12,72
MAYIS	76,10	MAYIS	17,31
HAZİRAN	73,10	HAZİRAN	22,04
TEMMUZ	72,47	TEMMUZ	24,08
AĞUSTOS	72,96	AĞUSTOS	24,95
EYLÜL	71,91	EYLÜL	21,59
EKİM	73,03	EKİM	17,38
KASIM	67,21	KASIM	12,14
ARALIK	66,14	ARALIK	9,77

Tablo 5. Rize iline ait on yıllık, aylık sıcaklık ve nem ortalamaları. (Orman ve Su İşleri Bakanlığı, Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2020).

RİZE-NEM		RİZE-SICAKLIK	
OCAK	73,33	OCAK	7,12
ŞUBAT	74,01	ŞUBAT	7,06
MART	73,78	MART	8,80
NİSAN	76,69	NİSAN	11,86
MAYIS	76,50	MAYIS	17,17
HAZİRAN	73,55	HAZİRAN	21,76
TEMMUZ	73,73	TEMMUZ	24,30
AĞUSTOS	75,03	AĞUSTOS	24,83
EYLÜL	76,65	EYLÜL	21,22
EKİM	78,73	EKİM	16,88
KASIM	76,86	KASIM	12,08
ARALIK	75,30	ARALIK	8,69

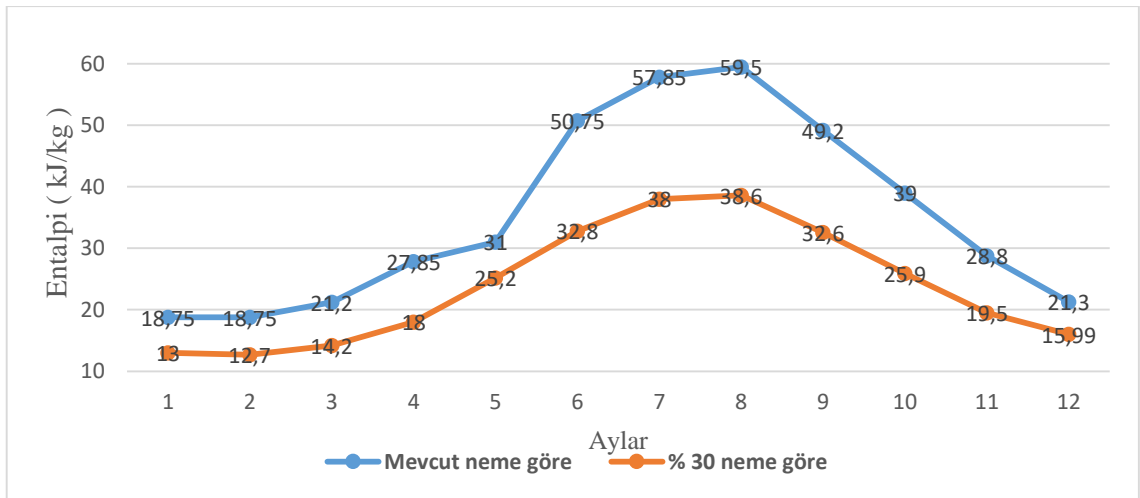
Meteoroloji Genel Müdürlüğünden alınan Ordu, Giresun, Trabzon ve Rize illerine ait on yıllık sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin entalpi karşılıkları, psikrometrik diyagramdan elde edilmiştir. Karşılaştırmalar, elde edilmesi amaçlanan konfor şartlarının entalpi değeri olan 48kJ/kg değeri referans alınarak yapılmıştır. Bağıl nemin sebep olduğu enerji kaybının açıkça görülmesi için grafiklerde, aynı sıcaklığın %30 bağıl nemli halinin entalpi değerleri de gösterilmiştir. %30 bağıl nem oranı, aynı sıcaklığın daha az nemli durumu ile karşılaştırma yapılabilmesi için kullanılmıştır.

Şekil 81’de görüldüğü üzere, Ordu ilinde ekim-nisan ayları arasında ısıtma ihtiyacı ve $\Delta h +$ durumunda iken, haziran-eylül ayları arasında soğutma ihtiyacına ve $\Delta h -$ durumuna dönüşmektedir. Son on yıl içinde ideal konfor standartları için ısı enerjisine en çok ocak ve şubat aylarında ihtiyaç duyuluyor iken, soğutma ihtiyacına ise temmuz ve ağustos aylarında ihtiyaç duyulduğu görülmektedir.



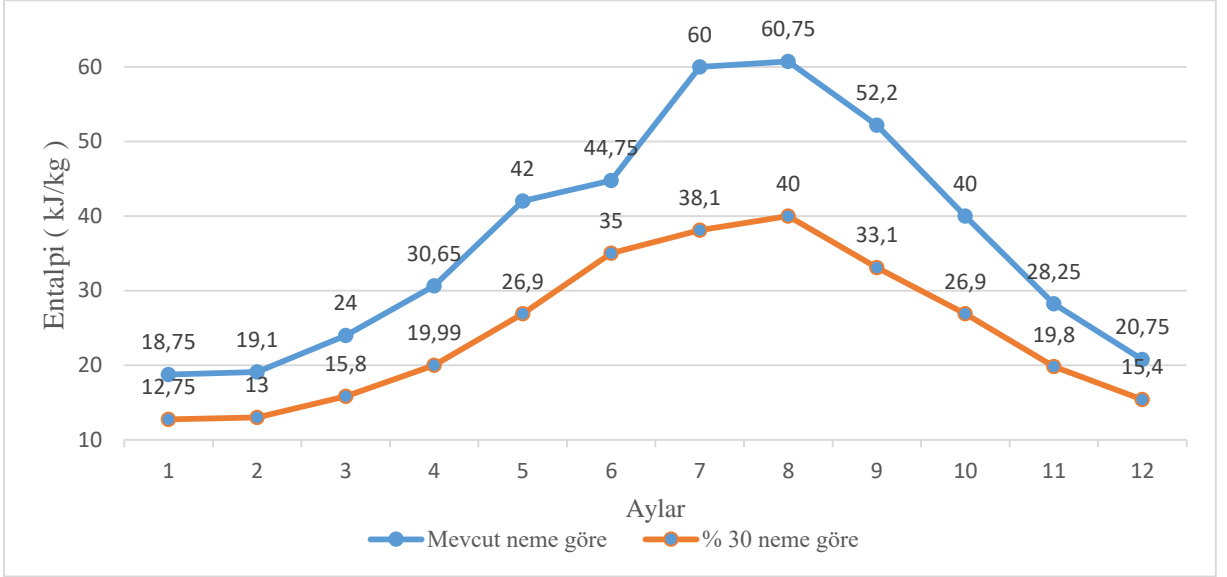
Şekil 81. Ordu ilinin iklimlendirme çalışmalarının entalpik değerlendirilmesi.

Şekil 82’de görüldüğü üzere Giresun ili için ısınma ihtiyacı, aralık, ocak, şubat, mart aylarında en yüksek durumda iken, soğutma ihtiyacı, haziran ile başlayıp eylül ayına kadar sürmektedir. Soğutma için gerekli Δh ’ in Ordu ilinden daha fazla olduğu da grafikten anlaşılmaktadır. Bağıl nemin ısınma enerjisi sarfiyatına etkisi çok açık şekilde görülmektedir.



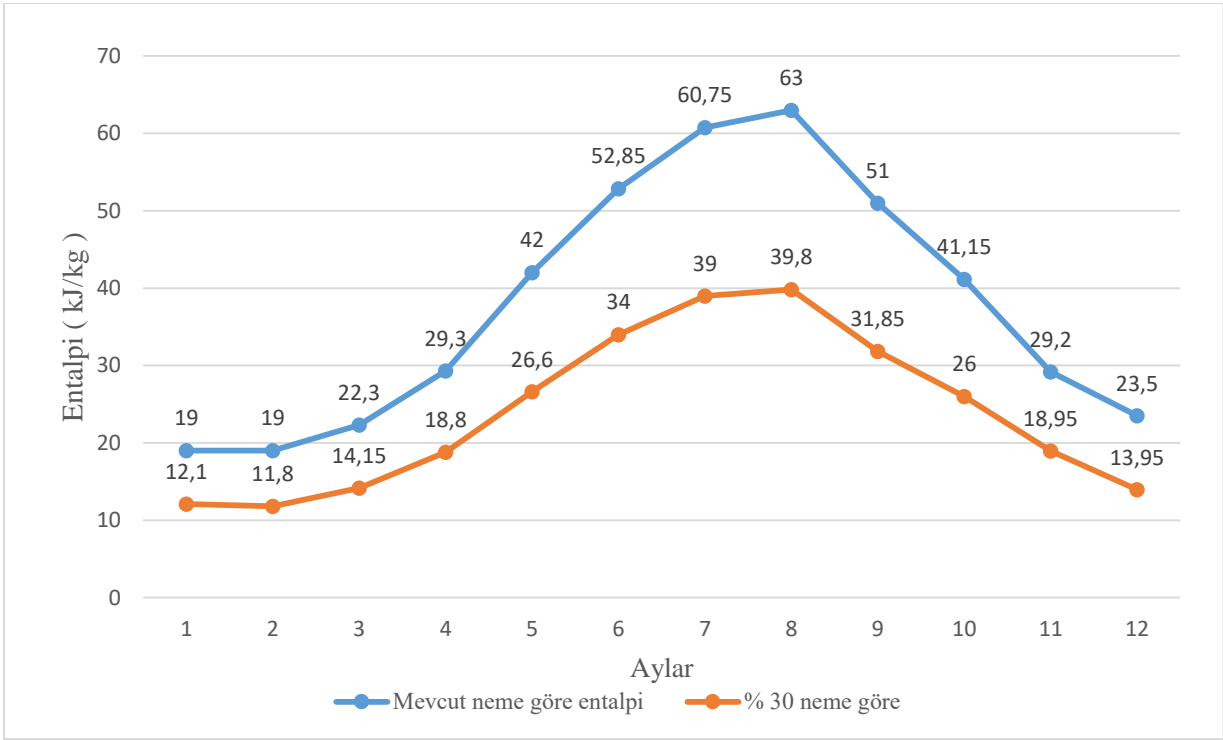
Şekil 82. Giresun ilinin iklimlendirme çalışmalarının entalpik değerlendirilmesi.

Şekil 83'te Trabzon'da son on yıl nem ve sıcaklığa bağlı Δh ısıtma ihtiyacı Ordu ve Giresun ile benzeşiyorken soğutma ihtiyacının daha az olduğu görülmektedir. Isınma ihtiyacı, ekim, kasım, aralık, ocak, şubat, mart, nisan aylarında söz konusuysen, soğutmaya dayalı iklimlendirme çalışmalarına ihtiyaç duyulmaktadır. Toplamda ise ısınmaya harcanan enerjinin soğutmaya harcanan enerjiye göre daha fazla olduğu görülmektedir.



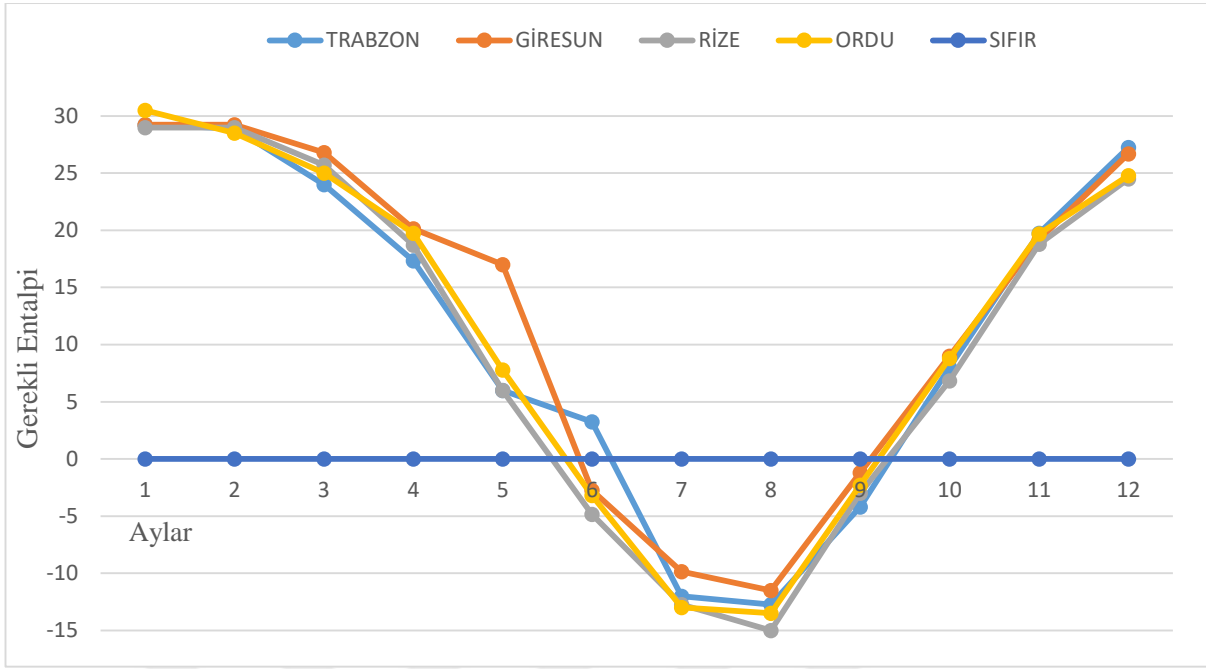
Şekil 83. Trabzon ilinin iklimlendirme çalışmalarının entalpik değerlendirilmesi.

Türkiye'nin en nemli ili olarak bilinen Rize ilinde ise, ısıtma için gerekli Δh pozitif olarak en yüksek ocak ve şubat aylarında görülmektedir. Şekil 84'te görüldüğü üzere, ortamdan ısı alınması ihtiyacı ise temmuz ve ağustos aylarında en yüksek olarak karşımıza çıkmaktadır. Sıcaklığın yazın çok yüksek, kışın çok düşük olmamasına rağmen etkili olmasının sebebi yüksek seviyeli nem olduğu görülmektedir. İncelenen iller arasında en yüksek bağıl nem ortalamasına sahip olan il Rize'dir. Bunun en büyük kanıtı ağustos ayına ait entalpi değeridir. Sıcaklık değeri Ordu ve Trabzon'dan daha düşük olmasına rağmen sahip olduğu yüksek nem oranı nedeni ile entalpi değeri bu illerden daha yüksek çıkmaktadır. Bu durum Rize ilindeki klimaların daha düşük hava sıcaklıklarında daha fazla enerji harcadığı sonucunu ortaya koymaktadır. Bu durumun sebebinin ise havadaki bağıl nem miktarının fazla oluşudur.



Şekil 84. Rize ilinin iklimlendirme çalışmalarının entalpik değerlendirilmesi.

Türkiye'nin en nemli bölgelerinden olan Doğu Karadeniz Bölgesine ait Ordu, Giresun, Trabzon ve Rize illerindeki enerji ihtiyacı Şekil 85'te görülmektedir. Meteoroloji Genel Müdürlüğü verilerine göre oluşturulan bu grafikten, düşük nem oranında gerekli olan enerjinin, nemin artması ile çok ciddi bir şekilde yükseldiği açıkça anlaşılmaktadır. Konfor şartlarının gerektirdiği durum 0 referans noktası alınmış, bu şartların sağlanması için gerekli entalpi aylara göre ifade edilmiştir. Grafikte 0 referans çizgisinin üst tarafı ısınma, alt tarafı ise soğuma için gerekli enerjiyi ifade etmektedir. Konfor şartlarının sağlanması için gerekli enerji ekim-mayıs ayları arasında ısınma için harcanırken, haziran-eylül arasında serinlemek için harcanmaktadır. aralık-şubat ayları arasında en yüksek ısınma enerjisi sarf edilmektedir.



Şekil 85. Rize, Trabzon, Giresun, Ordu illerinin konfor sıcaklığının sağlanması için gerekli Δh durumu.

Grafikte Rize ilinin ağustos ayındaki entalpi değeri yine ilgi çekmektedir. Daha az sıcaklık ortalamasına sahip olmasına rağmen daha çok konfor şartlarından uzaklaştığı görülmektedir. Rize ilinin kış ayları ise nispeten daha az ısınma ihtiyacı gerektirmektedir. Kış mevsiminin en soğuk ayları olan aralık ve ocak aylarında ise Rize ili daha soğuk olmasına rağmen konfor entalpisine daha yakın durumdadır. Bunun sebebi de aynı aylardaki bağıl nem durumudur. Yani bağıl nemin yüksek olması kışın Rize ilinde ısınma için daha az enerji gereksinimi oluşturmaktadır.

Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nün bu verilerine göre oluşturulan Şekil 85'e göre, Ordu, Giresun, Trabzon ve Rize illerinde ısınmaya harcanan enerji miktarı, serinlemeye harcanan enerji miktarından çok fazladır.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Sıcaklık ve bağıl nemin, ısı pompaları ve soğutma makinelerinin performanslarını etkileyen en önemli iklim özelliklerinden olduğu bilinmektedir. Bu çalışma kapsamında bu iki iklim özelliğinin ısı pompaları ve soğutma makineleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu amaçla bir laboratuvarında kurulmuş olan deney düzeneği üzerinde deneyler yapılmıştır.

Havadan suya ısı atma mantığı ile çalışan ısı pompasının evaporatörüne istenilen sıcaklık ve bağıl nem seviyesine getirilmiş olan hava yollanmıştır. Söz konusu hava, soğutma makinesi olarak kullanılan başka bir ısı pompası ile soğutulmuş ve bağıl nemi düşürülmüştür. Devamında içinde ısıtıcı ve nemlendirici cihazların olduğu 8 metrelik hava kanalı ile üzerinde ölçümlerin yapıldığı ısı pompasına iletilmiştir. Hava, kanal içinde istenilen sıcaklık ve bağıl nem seviyesine ulaştırıldıktan ve doğru ölçümlerin yapılabilmesi için şartlandırılmanın sağlanmasından sonra 2. ısı pompasına ulaşmaktadır.

2. ısı pompası sistemi, iklim şartlarından sıcaklık ve bağıl nem değişikliklerinin etkilerini ölçebilecek özellikler taşımaktadır. Üzerinde çok hassas ölçüm cihazları bulunmaktadır.

Analizlerde soğutma yapan evaporatör açısından soğutma makinesi, sistemdeki ısıyı şebeke suyuna atan kondenser açısından ısı pompası olarak değerlendirilmiştir.

Yapılan literatür çalışmasında, ısı pompası ve soğutma makineleri performanslarına etki eden etkenler üzerine teorik ve deneysel bir çok çalışmanın yapıldığı görülmüştür. Isı pompası ve soğutma makinelerinin performanslarına bağıl nemin etkisi üzerine yapılan çalışmalar, az sayıda, kısıtlı miktarlar arasında, genellikle başka alanlara hizmet eden, belirli bir bölgenin özellikleri üzerinde ve az veri alınarak yapılmış çalışmalardır. Buna karşılık bu tez çalışmasında bağıl nem %30 ile %90 gibi geniş bir aralıkta çalışılmıştır. Hatta bazı deneyler sırasında o anki yöresel hava sıcaklığından dolayı %20 bağıl nem seviyelerinde incelemeler yapılabilmektedir. Aynı deneylerin defalarca yapılabilmesi imkanı oluşmuştur. Bağıl nemin ve sıcaklığın oluşturduğu etkiler için sistemin birçok yerinden hassas olarak ölçümler yapılabilmektedir. Veriler oluşturulan hesaplama programları analiz edilmiştir.

Bu çalışmada ayrıca bağıl nem ve sıcaklığın ısı pompası sistemi ve bileşenleri üzerindeki etkileri ekserji değişimleri açısından analiz edilmiştir. Bu analiz değişik sıcaklık, bağıl nem ve gaz seviyeleri için gerçekleştirilmiştir. Sistemin bütününü olduğu gibi bileşenlerinin de ekserji analizi yapılmıştır. Bu kapsamda sistemin bütününü ve bileşenlerinin için ekserji verimliliği, ekserji yok oluşu, tersinmezlik oranı, termodinamik iyilikleri

hesaplanmıştır. Bu sayede farklı sıcaklık, bağıl nem ve soğutkan seviyelerinin enerji ve ekserji kayıplarının yerleri ve miktarları konusunda tespitler ortaya koyulmuştur.

Nemli Bölgelerdeki Bağıl Nemden Kaynaklanan Enerji Kaybı

Yapılan işlemleri gerçek hayatla bağdaştırmak amacı ile Türkiye'nin en nemli bölgelerinden olan Ordu, Giresun, Trabzon ve Rize illerine ait 10 yıllık sıcaklık ve bağıl nem değerleri Meteoroloji Bölge Müdürlüğünden alınmıştır. Bu değerlerin sahip oldukları entalpi değerleri tespit edilmiştir. Isıtma ve soğutma cihazlarının bu illerde yaşam konfor seviyesi olan sıcaklık ve bağıl nem seviyesinin entalpisini sağlamak için sarf edecekleri enerji ile farkları Δh olarak tespit edilmiştir. Bu sayede bağıl nem ve sıcaklık değişimlerinin meydana getirdiği enerji ve ekserji etkileşimi gerçek yaşam şartları için sunulmaya çalışılmıştır.

Değerlendirmeler her ilin yılın on iki ayında konfor seviyesini sağlamak için gerekli entalpi farkları olarak sunulmuştur. Yaşam ortamına verilecek veya ortamdaki alınacak ısının birim değeri (yoğuşan su miktarı ile kaybolan ısı sayılmazsa) $q = h_{çikan} - h_{giren}$ olmasından dolayı bu şekilde değerlendirilmiştir. Hesaplamalar için kullanılan ekserji denklemleri, Prf. Dr. İbrahim DİNÇER'in 'Exergy' isimli eserinden alınmıştır.

Şekillerde sunulan grafiklerde bağıl nem artışının enerji kaybına neden olduğu görülmektedir. Bağıl nemin yüksek olduğu aylarda ısıtma veya soğutma işlemleri için genel olarak daha fazla enerji gerektiği grafiklerden anlaşılmaktadır. Söz konusu illerde konfor şartlarının sağlanabilmesi için gerekli enerjinin yani entalpi farkının, Şekil 85'te kışım, aralık, ocak, şubat, mart ve nisan aylarında ısıtma, temmuz ve ağustos aylarında ise soğutma için sarf edildiği görülmektedir.

Bağıl nemin etkisinin daha iyi anlaşılması için illerin on yıllık sıcaklık nem ortalamalarının oluşturduğu entalpilerin yanı sıra %30 bağıl neme ait entalpi değerleri de grafikte sunulmuştur. Bu sayede bağıl nemin etkisi daha net bir şekilde ortaya çıkmaktadır. Bu grafikleri, Ordu Giresun, Trabzon ve Rize illerine ait on yıllık sıcaklık nem ortalamalarına ait entalpi değerleri nispeten daha kuru havalı bir bölgeye göre karşılaştırılması olarak tanımlayabiliriz.

Ordu, Giresun, Trabzon ve Rize illerinin sıcaklığı ile %30 bağıl nem değerinin meydana getirdiği karşılaştırma sonucunda konfor sıcaklığına ulaşmak için gerekli entalpi farkı Şekil 85'te ifade edilmektedir. Bu grafiğe göre söz konusu illerin %30 gibi düşük bağıl neme sahip olması durumunda konfor şartlarına ulaşmak için yaz aylarında soğutma işlemi yapılmasına

gerek olmadığı görülmektedir. Bunun sebebi psikrometrik diyagramda düşük bağıl nemin daha az entalpi değerine neden olmasıdır. İllerin mevcut sıcaklıklarında düşük bağıl neme sahip olması durumunda kış aylarında ise daha fazla ısıtmaya ihtiyaç duyulacağı grafiklerden anlaşılmaktadır. Hatta ılık geçen mayıs ve ekim aylarında da ısıtmaya ihtiyaç duyulabileceği anlaşılmaktadır.

Gaz Miktarları Değişikliğinin Ekserji Analizi

Bağıl nemin ve sıcaklık değişimlerinin ısıtma ve soğutma çalışmalarına etkilerinin deneysel olarak ortaya koyulması için bir düzenek oluşturulmuştur. Deney sisteminde mümkün olduğunca hassas cihazlar kullanılmıştır. Sadece sıcaklık ve bağıl nem değişimlerinin etkilerinin ortaya çıkması için diğer bütün şartlar elden geldiği kadar sabit tutulmaya çalışılmıştır. Isı pompası üzerindeki diğer değişiklikler kayda alınmış ve hesaplamalara tabi tutulmuştur.

Öncelikle deney yapılacak sistem için ideal gaz seviyesinin tespiti için 100 gramdan 500 grama kadar 25'er gram arttırılmıştır. Her arttırdıktan sonra 30 dakika beklendikten sonra ölçümler yapılmıştır. Bunun sebebi deney şartlarının tutarlı olmasının sağlamaktır. 30 dakika beklendikten sonra alınan veriler değerlendirmeye tabi tutulmuştur. Ölçüm sonuçları alındıktan sonra tekrar sisteme 25gram daha soğutucu akışkan R134a aktarılmıştır. Her aktarım için ısı pompasında meydana gelen tepkiler kayda alınmış ve hesaplamalara tabi tutulmuştur. Hesap programlarında kondenser ve evaporatördeki ısı geçişleri, ısı pompası ve soğutma makineleri için performans katsayıları, sistemin bütünü ve tek tek bileşenleri için ekserji verimleri, ekserji yok oluşları, tersinmezlik oranları, termodinamik iyilik durumları analiz edilmiştir. Sistemin COP performans katsayı değerlerinin ısıtma ve soğutma için en ideal gaz miktarı 450 gram olarak tespit edilmiştir.

Soğutucu akışkan R134a gazı sisteme 500 gram ve fazlası yüklendiği durumda istikrarsız sonuçlar gelmeye başlamıştır. Kompresörün dış sıcaklığının düştüğü ve hatta soğuk duruma geçtiği görülmüştür. COP değerleri ısı pompası ve soğutma makinesi olarak dengesiz sonuçlar vermeye başlamıştır. P-h grafiğinde istenilen faz değişikliklerinin gerçekleşmediği tespit edilmiştir. Bu durum gaz miktarının sistemlerde ihtiyaçtan fazla yüklenmesi durumunda meydana gelen tepkilerdir. Bu yüzden grafiklerde 500 gramdan sonraki değerlendirmelere yer verilmemiştir.

Deney sistemi, sulu kondenserde gerçekleşen ısı geçişi için ısı pompası olarak değerlendirildiğinde COP_{IP} değerinin en iyi 450 gram soğutkan miktarında gerçekleştiği görülmüştür. Düşük soğutkan miktarlarında da COP_{IP} değeri de düşük olduğu tespit edilmiştir. Benzer sonuç evaporatörde gerçekleşen ısı geçişi için soğutma makinesi olarak değerlendirildiğinde de ortaya çıkmaktadır. Aynı şekilde düşük soğutucu akışkan miktarında COP_{SM} 'nın düşük olduğu görülmektedir. Her iki performans katsayısı da sistem için ideal gaz seviyesini buluncaya kadar düşük seviyelerde seyrettiği görülmektedir. Bu durum ısı pompası sistemleri için ihtiyaçtan az seviyede gaz yüklenmesi durumunda gerçekleşen sonuçlardır. Düşük gaz seviyesinde sistem P-h grafiğinde istenilen faz değişimlerinin dengesiz olduğu görülmüştür. Isı pompası olarak sistem ekserji yok oluşu artarak devam etmektedir. 350 gramdan sonra ekserji yok oluşu artışının düşmeye başladığı görülmektedir.

Kompresördeki ekserji yok oluşu gaz miktarının artışı ile yükselmektedir. 400 gramdan sonra ekserji yok oluşunun daha az arttığı grafiklerde görülmektedir. Bu kompresör performansı için kendi ideal durumuna yaklaştığını göstermektedir.

Kondenserdeki ekserji yok oluşu 350 grama kadar gaz miktarının artışı ile gözle görülür şekilde yükselmektedir. Fakat ekserji yok oluşunun 350 gramdan sonra neredeyse aynı seviyelerde seyrettiği görülmektedir. En çok ekserji yok oluşunun 375 gramda gerçekleştiği grafiklerde ortaya çıkmaktadır. Kompresörün soğumaya başladığı 525 gram ile 375 gram arasındaki en düşük ekserji kaybının 475 gramda gerçekleştiği görülmektedir. Bu durum sistemin ısı pompası olarak değerlendirilmesinde de ölçü olarak ele alınmıştır.

Evaporatörde gerçekleşen ekserji yok oluşu (375 gramdaki ani çıkış sayılmazsa) 425 grama kadar çıkmaktadır. 375 gramdaki ani çıkışın sebebi laboratuvar ortam havasında pencerelerin açılması ile gerçekleşen sıcaklık değişikliğinden kaynaklanmaktadır. Evaporatörde ekserji yok oluşu 425 gramdan 500 grama kadar azalarak düşmektedir. Bu durum sistem soğutma makinesi olarak değerlendirildiğinde de önem arz etmektedir.

Genleşme valfinde gerçekleşen ekserji yok oluşu 425 gram soğutkan miktarına kadar artmakta, sonrasında ise aynı seviyelerde seğir etmektedir. Bu durum sistem genleşme valfinin kapasitesinin 425 gramdan sonra daha iyi çalıştığını göstermektedir.

Ana bileşenler haricindeki diğer elemanlardaki ekserji yok oluşu ise 250 gramla 500 gram soğutkan miktarına kadar azalarak gerçekleşmektedir.

Buraya kadar yapılan değerlendirmeler bir sistem oluştururken bileşenlerin kapasitelerinin birbiri ile uyumu konusunda fikir oluşturmaktadır. Burada ekserji analizinin, ısı pompaları ve soğutma makineleri sistem elemanlarının birbiri ile uyumunun tespiti için önemi anlaşılmaktadır. Sistemlerin ve bileşenlerin çalışacakları iklim özellikleri ile de uyumlu olmasının önemi ortaya çıkmaktadır. Yapılan değerlendirmeler ve analizler, sistemler kurulurken daha uyumlu kapasite ve yeteneklerdeki bileşenlerin seçimine yardımcı olacaktır.

Sıcaklık ve Bağıl Nem Değişimi İçin Ekserji Analizi

Deney sistemi, havalı evaporatörde gerçekleşen ısı transferine göre soğutma makinesi olarak değerlendirilmiştir. Havadan alınan ısı miktarı ile yapılan COP_{SM} değerinin sıcaklığın artışı ile azaldığı tespit edilmiştir. En yüksek COP_{SM} değerinin en düşük sıcaklık seviyesi olan 20°C’de oluştuğu görülmektedir. Buna karşılık en düşük COP_{SM} değerinin ise en yüksek sıcaklık seviyesi olan 32°C’de gerçekleştiği tespit edilmiştir.

Havanın bağıl nem artışının COP_{SM} değerlerinde azalmaya sebep olduğu görülmektedir. Havadaki bağıl nem arttıka sistem COP_{SM} değeri düşmektedir. En yüksek COP_{SM} değerlerinin en az bağıl nem değerleri olan %30 ve %40’larda olduğu görülmektedir. Bağıl nemin %70 - %80’lere çıktığı durumlarda COP_{SM} değerinin düşük seviyelerde seyrettiği grafiklerde ifade edilmektedir.

Sulu kondenser tarafında gerçekleşen ısı transferi ile hesaplanan COP_{IP} değeri bağıl nemin artışı ile birlikte yükselme eğilimi göstermektedir. Bu durum Rize ilindeki daha düşük sıcaklıkta daha az entalpiye ihtiyaç duyulması analizi ile örtüşmektedir. Sistem COP_{IP} değerinin sıcaklığın artışı ile belirgin bir eğilim göstermemektedir. Bu durum kondenserin kapasitesinin sistemin genel kapasitesine göre büyük olmasından kaynaklanmaktadır. Isının havaya atıldığı kondenser kullanımını sıcaklık etkisini daha net ortaya koyabilir.

Sistem ısı pompası olarak değerlendirildiğinde ekserji yok oluşunun havanın bağıl neminin artışı ile arttığı grafiklerde görülmektedir. Isı pompasının ekserji yok oluşu, bağıl nem %30, %40’larda düşük seviyelerde iken, seviyeyi %80, %90 bağıl nemli havada yükseldiği görülmektedir. Bu durum sistem için nemli havanın ısı pompasında ekserji kaybına neden olduğu sonucunu ortaya koymaktadır. Sıcaklığın artması ile ısı pompası sisteminin ekserji yok oluşu da artmaktadır. En düşük sıcaklık olan 20°C’ de bağıl nemin sebep olduğu ekserji artışı yükselişi çok açık görülmektedir.

Yapılan deneyler sistemdeki ekserji kaybının en çok evaporatörde gerçekleştiğini göstermektedir. Bütün sıcaklık seviyelerinde ekserji yok oluşu en fazla evaporatörde, en az olarak kondenserde gerçekleşmektedir. Havadaki bağıl nem, evaporatörde belirgin bir ekserji kaybı artışına sebep olmaktadır. Bu durum soğutma makinelerinin bağıl nemin yüksek olduğu bölgelerde daha fazla ekserji kaybına uğradığını ortaya koymaktadır.

Sistem bileşenlerinden kompresörün, havadaki bağıl nemin ekserji verimi ve ekserji yok oluşunu fazla etkilemediği görülmektedir. Bu durum kompresörün elektrik sarfiyatının ve kapasitesinin iklim değişimlerine göre değişim göstermediğinden kaynaklanmaktadır. Bunun nedenlerinden biri, kompresör kapasitesinin sistem ihtiyacından daha yüksek olmasıdır. Daha büyük sistemlerde kompresörün göstereceği tepkiler ölçülerek iklim şartlarının etkileri hakkında bir yargıya varılabilir. Kompresörün sisteme göre tersinmezlik oranı ise sıcaklığın artması ile açık bir şekilde, bağıl nemin artışı ile küçük miktarlarda azalmaktadır. Termodinamik iyilik durumu ise sıcaklık ve bağıl nemin artması ile artmaktadır. Bu durum kompresörün şartların zorlandığı durumlarda kapasite dahilinde daha verimli çalıştığını göstermektedir.

Yapılan deneylerden sistem bileşenlerinden kondenserin ekserji veriminin bağıl nemin artışı ile ters orantılı olarak azaldığını anlaşılmaktadır. Kondenserdeki ekserji verimi az nemli iklim şartlarında daha fazla iken, nemin yüksek olduğu hava şartlarında ise azalma göstermektedir. Havadaki bağıl nem ayrıca ekserji yok oluşunda azalmalara sebep olmaktadır. Kondenser tersinmezlik oranının havanın sıcaklığının artması ile azaldığı yapılan deneylerin bir sonucu olarak ortaya çıkmaktadır. Kondenser tersinmezlik oranı, bağıl nemin artması ile de azalma göstermektedir. Bu durum diğer bileşenlerdeki ekserji kaybının kondenserdeki ekserji kaybına göre daha arttığını ortaya koymaktadır. Termodinamik iyilik için yapılan değerlendirmede sıcaklık ve bağıl nem artışı gittikçe yükselen bir grafiğe neden olmaktadır. Bu durum kondenser kapasitesinin sisteme göre kıyasla büyük olduğunu göstermektedir.

Evaporatördeki sonuçlar soğutma makinesi değerlendirmeleri için de en önemli referanstır. Hesaplamalarda evaporatör için diğer bileşenlerden farklı olarak soğutucu gaz ve hava tepkileri belirleyici olmaktadır. Evaporatör için yapılan ekserji analizlerinde sıcaklık ve bağıl nemin etkileri grafiklerle sunulmuştur. Nemli havanın evaporatör ekserji verimini düşürdüğü Şekil 60'ta görülmektedir. Düşük bağıl nemli havada havalı evaporatörün ekserji verimi yüksek olmaktadır. Buna göre kuru havalı iklim bölgelerinde soğutma cihazları nemli bölgelere göre daha az ekserji kaybı ile hizmet vermektedirler. İklim istatistikleri açısından

incelenen Ordu, Giresun, Trabzon ve Rize illeri arasından Rize'nin daha düşük sıcaklıkta daha fazla entalpi gereksinimi, sahip olduğu yüksek nem oranlarından kaynaklanmaktadır. Özellikle Ağustos ayında daha düşük sıcaklığa sahip olmasına rağmen daha çok entalpi (enerji) ihtiyacı bağıl nemin yüksekliğindedir. Evaporatör ekserji yok oluşunun bağıl neme göre değişimi Şekil 61'de ifade edilmektedir. Grafikten nemli havanın daha fazla ekserji kaybına sebep olduğu anlaşılmaktadır. Aynı grafikten sıcaklık artışının evaporatörde ekserji yok oluşuna sebep olduğunu sonucu da ortaya çıkmaktadır. Evaporatör tersinmezlik oranı ise bağıl nemin artışı ile artmaktadır. Bu durum sistem bileşenleri arasından evaporatörün bağıl nemden daha fazla etkilendiğini ifade etmektedir. Evaporatördeki termodinamik iyilik derecesinin sıcaklık ve bağıl nemin artması ile arttığı Şekil 63'de görülmektedir. Bu durum hava sıcaklığının ve nemin evaporatör performansını olumsuz etkilediğini ortaya koymaktadır.

Genleşme valfi için ekserji yok oluşu sıcaklığın artması ile yükselmektedir. Düşük sıcaklıklardaki ekserji yok oluşu daha az olmaktadır. Genleşme valfinde bağıl nemin artışı ekserji yok oluşunu artırmaktadır. Havadaki nemin artması tersinmezlik oranında büyük bir değişikliğe neden olmamaktadır. Şekil 65'te genleşme valfi tersinmezlik oranının sıcaklığın artması ile artmakta olduğu görülmektedir. Termodinamik iyilik derecesi sıcaklık ve bağıl nemin artması ile azalan bir grafik sergilemektedir. Bu durum genleşme valfinin bağıl nem ve sıcaklığın artması ile diğer bileşenlere göre daha iyi çalıştığını ortaya koymaktadır. Genleşme valfi hesaplamalarında tek ölçü parametresi soğutucu akışkan olduğu için daha net veriler karşımıza çıkmaktadır. Genleşme valfi sıcak ve nemli iklimlerde daha az ekserji kaybına sebep olmaktadır.

Sistemi soğutma makinesi olarak soğutucu akışkan açısından değerlendirdiğimizde verimlilik katsayısının sıcaklığın ve nemin artması ile azaldığı görülmektedir. Sıcaklık ve bağıl nemin artması sistem içinde dolaşan soğutucu akışkanın sıcaklığını ve basıncını arttırmaktadır. Sıcaklık ve bağıl nemin birlikte ve ayrı ayrı da aynı etkiyi yaptığı grafiklerden anlaşılmaktadır.

Sıcaklığın artması ile ısı pompası COP'nin azaldığı Şekil 50'de açıkça görülmektedir. Buna karşın bağıl nemin artışının ısı pompası COP'ni az da olsa arttırdığı da aynı grafikten anlaşılmaktadır. Bu durum Rize ilinin Aralık ve Ocak aylarındaki entalpi farkı ile tutarlılık arz etmektedir. Diğer illere nispeten daha soğuk olan Rize'nin daha az entalpi ihtiyacı olmasının sebebi bağıl nemin yüksekliği olabileceğini göstermektedir.

Sonuçlar, ısı pompası ekserji veriminin sıcaklığın ve bağıl nemin artması ile olumsuz etkilendiğini göstermektedir. Bu durum ısı pompalarının nemli iklimlerde daha az ekserji

verimi ortaya koyduğunu göstermektedir. Bu durum ısı pompalarının nemli iklimlerde daha fazla ekserji kaybettiğini göstermektedir.

Ana bileşenler haricindeki sistem elemanlarındaki ekserji yok oluşu ise, sıcaklık ve bağıl nemin artması ile artmaktadır. Söz konusu kayıp bağıl nemden dolayı çok az miktarda gerçekleşmektedir. Sistemin ana bileşenlerindeki ekserji yok oluşuna oranlandığında ortaya çıkan tersinmezlik oranı sıcaklığın ve bağıl nemin artması ile artmaktadır.

Sistem Elemanlarının Birbirlerine ve Sisteme Göre Değerlendirmesi

Sistem bileşenlerinde meydana gelen ekserji yok oluşlarının, sistemin genelindeki ekserji kaybından ne kadar etkilendiği, tersinmezlik oranlarından anlaşılabilir. Bu sayede bir sistemdeki enerji ve ekserji kayıplarının yeri ve değeri daha doğru olarak tespit edilebilir.

Sistem genelindeki ekserji yok oluşuna göre en büyük tersinmezlik oranı yine evaporatörde gerçekleşmektedir. Bu oran bütün sistemde yok olan ekserji kaybının %78'i civarındadır. Böyle bir sistemde iyileştirme yapılmak istendiğinde öncelikle evaporatörde incelemeler yapılması gerektiği ortaya çıkmaktadır. Bununla birlikte evaporatördeki tersinmezlik oranı bağıl nemin artması ile büyük ölçüde artmaya meyil göstermektedir. Bu artış % 1 civarında olmaktadır. sadece 20°C deneylerinde tersinmezlik oranı azalmaktadır. Evaporatör tersinmezlik oranı sıcaklığın artması ile birlikte azalan bir görüntü sergilemektedir.

Kompresördeki tersinmezlik oranı, % 6' ile, % 10 aralığında görülmektedir. Sistem tersinmezlik oranına göre düşük bir yüzdeye sahip olan bu oran, sıcaklık ve bağıl nem artışına göre genel olarak düşüş göstermektedir. Sadece 32°C sıcaklık deneylerinde kompresör tersinmezlik oranı bağıl nem artışına göre yükselmektedir. Bu durumda nemli bölgelerdeki kompresör ekserji kaybı kuru havalı bölgelere göre daha az olmaktadır. En fazla tersinmezlik oranı ise alçak sıcaklık ve düşük nemli iklim şartları olan 20°C , %40 iklim şartlarında tespit edilmiştir.

Tersinmezlik oranları arasında en düşük seviye kondenserde gerçekleşmiştir. Sistem kompresörü için tersinmezlik oranı %3,5 ile %5,3 arasında değişim göstermektedir. Deney sisteminde ısı pompası değerlendirmesinin en büyük etkeni olan kondenserde tersinmezlik değerleri, bağıl nem artışı ile ters orantılı olarak değişmiştir.

Genleşme valfi tersinmezlik oranı, sıcaklık ve bağıl nem artışlarında yükselme göstermektedir. Sisteme göre, %9,5 ile %12 arasında ekserji kaybı söz konusudur.
















Evaporatörden sonra en büyük tersinmezlik oranı, ana elemanlar haricindeki elemanlarda oluşmaktadır. Sıcaklık ve nemin artması ile artış gösteren bu elemanların tersinmezliği %19'ile %24 arasında değişmektedir. Ana bileşenler haricindeki elemanların tersinmezlik etkisi dört ana bileşenin ekserji kaybına oranlanarak tespit edilmiştir.

Bir ısı pompası veya soğutma makinesi tasarımı yapılırken birbiri ile uyumlu elemanlar kullanılmalıdır. Buhar sıkıştırılmalı sistemlerde en fazla enerji kaybı evaporatörde gerçekleşmektedir. Bu durum nemli bölgeler için üretilecek sistemlerde göz önüne alınabilir.
















Sistem bileşenlerinin sıcaklık ve bağıl nem değişikliklerine göre genel eğilimleri Şekil 86'da gösterilmektedir.



SICAKLIK ARTIŞINA GÖRE DEĞİŞİKLİMLER (20°C-32°C Arasında)

	Ekserji Verimi	Ekserji Yok Oluşu	Tersinmezlik Oranı
KOMPRESÖR	%12 	%22 	%28 
KONDENSER			
EVAPORATÖR		%5 	%1,2 
GENLEŞME VALFİ		%30 	%33 
DİĞER ELEMANLAR		%31 	%26 

BAĞIL NEM ARTIŞINA GÖRE DEĞİŞİMLER (%30-%90 Bağıl Nem Arasında)

	Ekserji Verimi	Ekserji Yok Oluşu	Tersinmezlik Oranı
KOMPRESÖR	%2 	%5 	%7 
KONDENSER		%17 	%26 
EVAPORATÖR	%30 	%5 	%1,5 
GENLEŞME VALFİ		%18 	%10 
DİĞER ELEMANLAR		%14 	%9,5 



Artma eğilimi



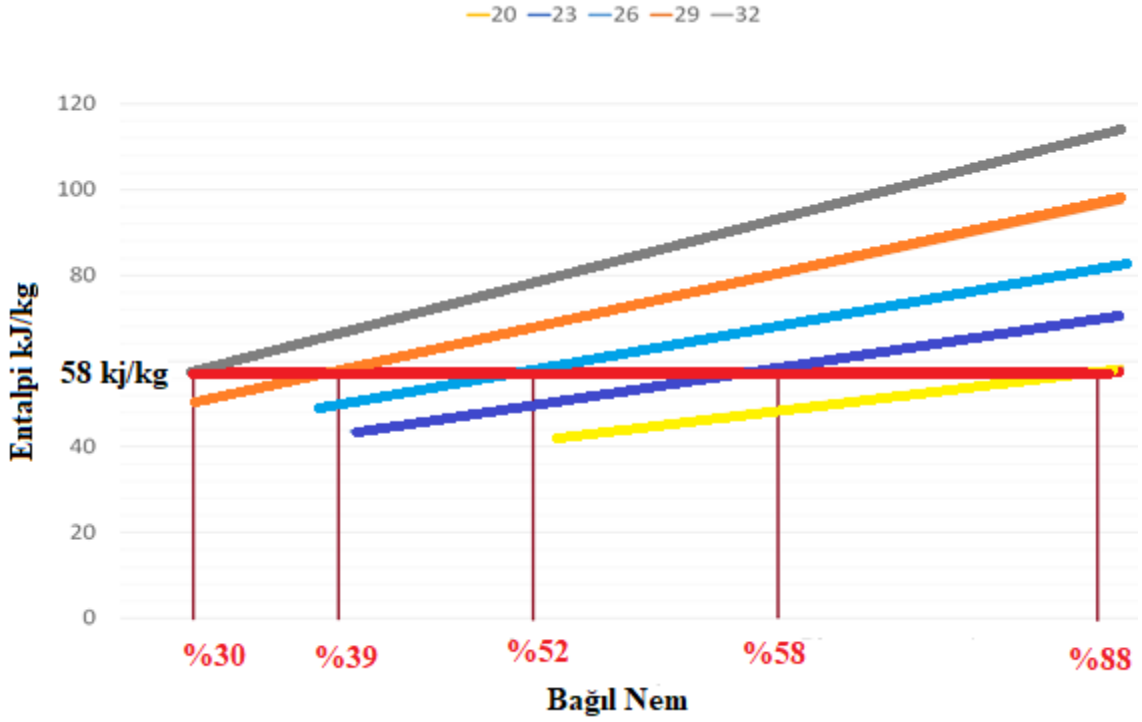
Azalma eğilimi



Eğilim Yok

Şekil 86. Sistem bileşenlerinde sıcaklık ve bağıl nem değişimine göre oluşan genel eğilimler

Bu çalışmada, teorik olarak psikrometrik diyagramdan çıkarılabilen bağıl nemin entalpiye etkisi, deneysel olarak ortaya koyulmuştur. Şekil 87’de bağıl nemin neden olduğu entalpi artışları ifade edilmiştir. Grafik üzerinde aynı entalpiyi farklı sıcaklık ve bağıl nem değerleri ile sağlayan örnek bir birleştirme yapılmıştır. Buna göre, 58 kJ/kg entalpi değeri için, 20°C - %88, 23°C - %67, 26°C - %52, 29°C - %40, 32°C - %30 iklim şartları gerekmektedir. Yani, 20°C ve % 88 bağıl nemli ortam entalpisi, 32°C ve %30 bağıl nemli ortam entalpisi ile aynıdır. Bu durum nemli iklime sahip bölgelerde ısıtma ve soğutma işlemlerinin kuru iklime sahip bölgelere göre daha zor olduğunu ortaya koymaktadır. Bu karşılaştırma, havadaki su buharının yoğunluğunun etkisini göstermek açısından çok çarpıcı bir örnek teşkil etmektedir.



Şekil 87. Deneyler sonucunda aynı entalpiyi sağlayan sıcaklık ve bağıl nem değerleri.

Öneriler

İklim şartlarından sıcaklık ve bağıl nemin iklimlendirme çalışmalarına etkisi, yapılan deneysel çalışma sonunda ortaya koyulmaya çalışıldı. Havadan suya ısı veren ısı pompası ile gerçekleştirilen deneyler, havadan havaya, havadan toprağa ısı veren ısı pompaları ile de yapılabilir. Isı pompası ve soğutma makineleri tasarımlarında, ortaya çıkan ekserji analizlerine dikkate alınarak düzenlemeler yapılabilir. En çok ekserji kaybı gerçekleşen evaporatör özellikle düzenlenmelidir. Ekserji yok oluşu ve tersinmezlik oranları referans alınarak geliştirmeler yapılabilir.

Elde edilen ekserji analizine göre düzenlemeler yapılarak bağıl nemi düşük ve yüksek bölgelerde deneyler yapılabilir. Böyle deneyler bu çalışmanın yapıldığı laboratuvar ortam sonuçlarından daha gerçekçi sonuçlar verebilecektir.

Isı pompası ve soğutma makineleri üreten firmalar bağıl nemi düşük ve yüksek iklim özellikleri için ayrı özelliklerde cihazlar piyasaya sürebilirler. Kompresör, evaporatör, kondenser, genişleme valfi ve diğer elemanların tasarımları nemli iklimde çalışacaklar için düzenlemeler yapılabilir.

Malzeme teknolojilerindeki gelişmeler incelenerek sistemler nemli iklimlerden etkilenmeyecek hale getirilebilir. Nem alıcı malzemeler yardımı ile sistem çevresindeki havanın

nemi düşürülmeye çalışılabilir. Havadaki bağıl nem bir şekilde giderildiği takdirde iklimlendirme cihazı sadece nispeten kuru havanın sıcaklığını düzenleme işi yapacaktır.

Diğer soğutucu akışkanların sıcaklık ve bağıl nem değişiklikleri tepkileri ölçülerek en iyi performansı sergileyeni nemli bölgelerde kullanılabilir.

Konfor şartlarından bir diğeri olan hava hızını etkisi değişik hava debileri denenerek değerlendirilebilir. Sistemler ve iklimler için optimum hava hızı tespiti yapılabilir.

Bu çalışma sırasında bağıl nemin etkisinin yüksek hissedilir seviyede olmasının bir sebebinin de ortam basıncı olduğu görülmüştür. İnsan vücudu üzerindeki ısı tabakanın daha kolay geçmesini sağlayan atmosfer basıncı değişik değerleri ile analiz edilebilir. Bağıl nem, kuru termometre sıcaklığı ve basıncın etkileri bir psikrometrik tablo ile formülize edilebilir.

Daha fazla deney yapılarak sıcaklık, bağıl nem, atmosferik basınç, hava hızı gibi parametrelerinin etkileri için etki katsayıları tespit edilebilir.

Psikrometrik tablo değerlerinin etkileri ile uygulama arasında bir gerçeklik katsayısı tespit edilebilir.

KAYNAKÇA

- Aktaş, M., Ceylan, İ., Yılmaz, S.,2009. Determination of drying characteristic of apples in a heat pump and solar dryer, *Desalination*, Cilt 239, Syf 266-275.
- Alahmer, A., 2016. Thermal analysis of direct evaporative cooling system enhancement with desiccant dehumidification for vehicular air conditioning. *Applied Thermal Engineering* 98, 1273-1285.
- Alahmer, A., Omar, M. A., Mayyas,A., Dongri, Shan, 2011. Effect of relative humidity and temperature control on in-cabin thermal comfort state: Thermodynamic and psychometric analyses. *Applied Thermal Engineering*, volume: 31, pp:2636-2644.
- Alarko Carrier Teknik Bülten,2005 Mart, Sayı 3.
- Alibaş, K. ve Gülten, Z., 1988. Isı pompalarının termodinamiği, yapısı ve enerji tasarrufu yönünden önemi. *Mühendis ve Makine Dergisi*, sayı: 29, (341), sayfa: 24-30.
- Alibaş, K. ve Gülten, Z., 1990.Düşük ve yüksek sıcaklıklı ısı kaynaklarından ısı pompasıyla çekilebilecek ısı miktarlarının belirlenmesi. *Birinci Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Sempozyumu*, İstanbul, Pp: 89-99.
- Alkan, A., Kolip, A., Hosoz, M., 2020. Experimental energy and exergy performance of an automotive heat pump using R1234yf. *Journal of Thermal Analysis nad Calorimetry*
- Altın, M., Aktakka, S., Günerhan, H. Kaakoç, T.H.,2013. Farklı iklim bölgelerine ait ısıtma-soğutma tasarım sıcaklıklarının dikkate alınarak bir ısı kazanım sisteminin tasarımı. 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 17/20 Nisan 2013 Bildiri Kitabı, 1055-1070.
- Atalay, Ö. 2010. Güneş Enerjisi destekli nem almalı ısı pompası kurutucunun tasarımı ve termodinamiği. Doktora tezi, Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
- Benli, H., 2013. A performance comparison between a horizontal source and a vertical source heat pump systems for greenhouse heating in the mild climate Elazığ, Turkey, *Applied Thermal Engineering*, 50, 197-206
- Bourdoukan, P., Wurtz, E., Joubert, P.,2009. Experimental investigation of a solar desiccant cooling installation, *Solar Energy* 83, 2059-2073.
- Brenner, L., Tillenkamp, F., Ghiaus, C, 2020. Exergy performance optimization potential of refrigeration plants in free coolingoperation, *Energy*, 209, 118464.
- Cengel, A.Y., Boles, M.A., 2019, *Thermodynamics: An Engineering Approach*. Mc Graw- Hill, 987 s, New York.
- Ceylan, İ., Aktaş, M., Doğan, H., 2007. Isı pompalı bir kurutucuda kerestelerin kurutma süresinin belirlenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Fak. Dergisi*, Cilt 78, Syf. 97-103.
- Ceylan, İ., Ergün, A. Acar, B.,Aydin, M., 2016.Psychrometric and thermodynamic analysis of new ground source evaporative cooling system. *Energy and Buildings*, 119, pages:20-27.
- Chiesa, G., Grosso, M., 2015. Direct evaporative passive cooling of building. A comparison amid simplified simulation models based on experimental data. *Building and Environment*, December 2015, 263-272.

- Çakır, U.,2011. Isı pompalarının kondenser ve evaporatörde kullanılan akışkana göre ekserjetik olarak karşılaştırılması, Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Çengel, Y., Boles, M.A., 2008. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. İzmir Güven Kitabevi, 946p, İzmir ,Türkiye.
- Çiçek, B., 2012. Klima santrallerindeki nemlendirme sürecinin incelenmesi. Yüksek lisans tezi, İstanbul Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2012
- Çulfaz, M., 1981.Isı pompalarına giriş. Popüler, sayı:21, sayfa: 36-38.
- Delfani,S., Pasharshahi,H., Karami,M., 2011. Experimental investigation of dehumidification process in cooling coil by utilizing air-to-air heat exchanger in humid climate of Iran. Energy and Building, volume:42, pp:822-827.
- Diñer, İ., Rosen M.A., 2004. Exergy as a driver for achieving sustainability. Int. J. Green Energy, 1(1), 1-9.
- Fatouh, M., Metwally, M.N., Helali, A.B., 2006. Herbs drying using a heat pump dryer, Energy Conversion and Management, Cilt, Syf. 2629-2643.
- Fujita,A.,Kurose,R.,Komori,S., 2010. Experimental study on effect of relative humidity on heat transfer of an evaporating water droplet in airflow, International Journal of Multiphase Flow, volume: 36, pp:244-247
- Ge, F., Guo, X., Liu, H., Wang, J., Lu, C., 2013. Energy performance of air cooling systems considering indoor temperature and relative humidity in different climate zones in China, Energy and Buildings 64, 145-153
- Guan, L., Bennett, M., Bell, J., 2015. Evaluating the potential use of direct evaporative cooling in Australia, Energy Building, 108,pp. 185-194.
- Günay, C. 2014. Nemli havadaki su buharının sayısal olarak incelenmesi.Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2014.
- Güngör, A., Kurtuluş, E. ve Akdemir, Ö., 2001. "Endüstriyel Proseslerde Enerji Geri Kazanımında Isı Pompalarının Kullanımı. V.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, İzmir, pp:153-181.
- Güngör, A., Özbaltalı, N., 2009. Kurutmanın Temelleri ve Endüstriyel Kurutucular Kurs Notları, IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi.
- Hawladar, M.N.A., Rahman, S.M.A., Jahangeer,K.A., 2008. Performance of evaporator-collector and air collector in solar assisted heat pump dryer. Energy Conversion and Management, Cilt 49, Syf. 1612-1619.
- Ihara, T., Genchi, Y., Sato, T, *et all.* 2008. City-block-scale sensitivity of electricity consumption to air temperature and air humidity in business districts of Tokyo, Japan. Energy, volume:33, pp1634-1645.
- Izham, M.N., Mahlia, T. M. I., 2010. Effect of ambient temperature and relative humidity on COP of a split room air conditioner. Journal of Energy & Environment, voume:2(2010), No:2,35-38.
- Jiang,Y.,Ge,T.S., Wang, R.Z.,Huang, Y.,2014. Experiment a investigation on a novel temperature and humidity in dependent control air conditioningssystem. Applied Thermal Engineering, volume:73, pp:775-783.

- Kanoğlu, M., Çarpınlioğlu, M., Yıldırım, M., 2004. Energy and exergy analyses of an experimental open-cycle desiccant cooling system. *Applied Thermal Engineering* 24, 919-932.
- Kara, O., 2009. Design of air-conditioning system with dehumidification. Master thesis, Çukurova University, Institute of Natural and Applied Sciences.
- Karagöz, S., Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., and Özyurt, Ö., 2004. R134a and various mixtures of R22/R134a as an alternative to R22 in vapour compression heat pumps, *Energy Conversion and Management*, volume:45, pp:181-196.
- Kılıç, H., 2006. Güneş enerji destekli ısı pompasının tasarımı, imalatı ve performans deneyleri, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi.
- Kılıç, E., 2011. Soğutma, havalandırma, nem alma sistemlerinin incelenmesi. Yüksek lisans tez, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Kim, M.K., Leibundgut, H., Choi, J. 2014, Energy and exergy analyses of advanced decentralized ventilation systems in the hot and humid climate, *Energy and Buildings*, 79, 212-222.
- Kodama, A., Poms, M., 2000. Entropic analysis of adsorption open cycle for air conditioning, *Energy Research*, 251-262.
- La, D., Dai, Y.J., Li, Y., Ge, T.S., Wang, R.Z., 2011. Use of regenerative evaporative cooling to improve the performance of a novel one-rotor two-stage solar desiccant dehumidification unit. *Appl. Therm. Eng.* XXX 1-7.
- Lavan, Z., Monnier, J-B., Worek, W.M., 1982. Second law analysis of desiccant cooling systems. *Solar Energy Engineering*, 229-235.
- Liu, J., Zhang, X., Lin, Z. 2019. Exergy and energy analysis of a novel dual chilling, source refrigerating system applied to temperature and humidity independent control. *Energy Conversion and Management* 197, (111875)
- Liu, Z., Zhang, L., Gong, G., 2014. Experimental evaluation of solar thermoelectric cooled ceiling combined with displacement ventilation system, *Energy Conversion and Management* 87, 559-565.
- Lohani, S.P., Schmidt D. 2010. Comparison of energy and exergy analysis of fossil plant, ground and air source heat pump building heating system, *Renewable Energy* 35, 1275-1282
- Mirza, M., 2006. Isı pompalı kurutucunun ısı tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi.
- Niu, X., Xiao, F., Ma, Z., 2012. Investigation on capacity matching in liquid desiccant and heat pump hybrid air-conditioning systems. *International Journal of Refrigeration*, volume:5, pp:160-170.
- Noprega, C.E.L., Sphaier, L.A., 2013. Desiccant-assisted humidity control for air refrigeration cycles. *International Journal of Refrigeration* volume:36, pp: 1183-1190.
- Orosa José A., Garcia-Bustelo, Enrique, J., 2011. Temperature and relative humidity control methods, *International Journal of Environment and Economics*, vol:19.6, 603-612.
- Orosa José A., Iradi, G., Olivera A., 2010. Thermal comfort conditions in ship, *Journal of Ships Production*, vol:26, 60-65.

- Ozturk, M., 2014. Energy and exergy analysis of combined ground source heat pump system. *Applied Thermal Engineering*: 73, 362-370.
- Ozturk, M., Doğan, B., Erbay B.,2020. Performance assesment of an air source heat heat pump water heter from exergy aspent, *Sustainable Energy Technologies and Assesments*, 42,(100809).
- Özkol, N., Uygulamalı Soğutma Tekniği,1999. TMMOB Makine Mühendisleri odası yayın no: 115, Pp: 112-145.
- Pala, M. ve Devres, Y.O.,1987. Isı pompaları: Kuramı, çeşitleri ve uygulama alanları, *Mühendis ve Makine Dergisi*, sayı: 28, (326), sayfa: 7-15.
- Rant, Z., 1963. Die Heiztechnik und der zweite Hauptsatz der Thermodynamik, *Gaswarme*.
- Scarpa, F., Tagliafico, L. A., 2016. Exploitation of humid air latent heat by means of solar assisted heat pumps operating below the dew point, *Applied Thermal Engineering* 100, 820-828.
- Sevilgen G., Kilic, M., 2011. Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal comfort n a room heated by two-panel radiators, *energy and Buildings*, volume:43, pp:137-146.
- Shen, D., Zhu, N., 2015. Influence of the temperature and relative humidity on human heat acclimatization during training in extremely hot environments, *Building and Environment*, volüme:94, pp:1-11.
- Singh, A., Sarkar, J., Sahoo, R.R., 2020. Experimental energy, exergy, economic and exergoeconomic analyses of batch-type solar assisted heat pump dryer. *Renewable Energy*, 156, pp:107-116.
- Sivakumar, R., Elayaperumal, Saravanan, R. 2016. Studies on combined cooling and drying of agro product using air cooled internal heat recovered vapour absorption system. *Applied Thermal Engineering* 97, 100-108.
- Stanek, W., Simla, T., Gazda, W., 2019. Exergetic and thermo-ecological assesment of heat pump supported by electricity from renewable sources, 131, 404-412.
- Thu, K., Takezato K., Takata, N., Miyazaki, T., Higashi, Y. 2021. Drop-in experiments and exergy assesment of HFC-32/HFO-1234yf/R744 mixture with GWP below 150 for domestic heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 121, 289-301.
- Uçkan, İ., Yılmaz, T., 2011. Nem almalı bir soğutma sisteminin termodinamik analizi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 26(2), ss. 119-128.
- Uçkan, İ., Yılmaz, T., Büyükalaca, O., Hürdoğan, E., Desisif evapoparatif bir soğutma sisteminin enerji analizi. *Anadolu Enerji Sempozyumu*, 2011.
- Uçkan, İ., Yılmaz, T., Büyükalaca, O., Hürdoğan, E., Desisif evapoparatif bir soğutma sisteminin enerji analizi. *Anadolu Enerji Sempozyumu*, 2011.
- Weiwei, L., Zhiwei, L., Reinhard, R., Ye, Y.,Energy 2007.consumption analysis on a dedicated outdoor air system with rotary desiccant Wheel, *Energy* 32,1749-1760.

www.alperen.com.tr/download/klimatesisat/bolum17.pdf

www.meytek.com

- Yaman Karadeniz, R., Horuz, İ.ve Coşkun, S., Soğutma Tekniği ve Uygulamaları, Vıpaş Yayıncılık, Bursa, (2002), pp: 183-233.
- Yıldız, A.,2013. Soğutma sistemlerinde soğutma kapasitesinin adyabatik nemlendirme yöntemi kullanılarak iyileştirilmesi. Yüksek lisans tezi, Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Yılmaz, T., Büyükalaca, O., 1999.Desisif evaporatif soğutma sistemleri, IV Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiri Kitabı, 165-181.
- Yu, X., Zhai, X., Wang, R., Design and performance of a constant temperature and humidity air-conditioning system driven by ground source heat pumps in winter, Energy Conversion and Management, volume:51, pp: 2162-2168.
- Zevenhoven,R., Arnas, Ö., 2020. The effect of air humidity on the exergy efficiency of domestic heat pumps, Energy Conversion and Management 221,113054.
- Zhang L., Feng,Y. Meng, Q. Zhang, Y.,2015. Experimental study on the building evaporative cooling by using the Climatic Wind Tunnel, Energy and Buildings 104, 360-368.
- Zhang X.J., Yu, C.Y., Li, S., Zheng, Y.M., Xiao, F., 2011, A museum storeroom air-conditioning system employing the temperature and humidity independent control device in the cooling coil. Applied Thermal Engineering, 31, 3653-3657.
- Zhang, J., Kushwaha, R.L.,1993, Effect of relative humidity and temperature on grain-metal friction, Department of Agricultural and Bioresource Engineering, Saskatchewan, Saskatoon, SK, Canada S7N 0w0. Pesendet as ASAE No.91-6051.
- Zhang, K., Zhu, Y., Liu, J., Niu, X., Yuan, X., 2018. Exergy and Analysis of double evaporating temperature chiller. Energy and Buildings:165, pp:464-471.
- Zhang, Q., Liu, X., Zhang, T. Xie, Y., 2020. Performance optimization of a heat pump driven liquid desiccant dehumidification system using exergy analysis. Energy, 204, 117891.
- Zhang, W., Wei, J., 2012, Analysis on the soil heat accumulation problem of ground source heat pump system in high temperature and high humidity areas, Energy Procedia, volume:14, pp:198-204.
- Zhang,T., Liu,X.,Jiang,Y., 2014. Development of temperature and humidity in dependent control (THIC) air-conditioning systems in China—A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, volume :29, pp:793-803.
- Zhang,Z., Hihara,E.,Saikawa,M., 2012. Combination of air-source heat pump swith liquid desiccant dehumidification of air. Energy Conversion and Managment, volume:57,pp:107-116.
- Zhao, X., Li, X., Zhang, X., 2016. Selection of optimal mixed liquid desiccants and performance analysis of the liquid desiccant cooling system, Applied Thermal Engineering 94, 622-634.
- Zheng,W., Ye,T., You,S., Zhang,H., 2015, The thermal performance of seawater-source heat pump systems in areas of severe cold during winter, Energy Conversion and Management, 90 166-174.
- Zhu, J., Sun, Y., Wang, W., *et al.* A novel Temperature–Humidity–Time defrosting control method based on a frosting map for air-source heat pump, International Journal of Refrigeration, volume:54, pp:45-54.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
Adı Soyadı:	
Doğum Tarihi:	
Doğum Yeri:	
Uyruğu:	
Adres:	
Tel:	
E-mail:	
Eğitim	
Lise:	
Lisans:	
Yüksek Lisans:	
Doktora:	
Yabancı Dil Bilgisi:	
İngilizce:	İyi
Üye Olunan Kuruluşlar	
-	
Tezden Üretilmiş Yayınlar	
-	