



KÜTAHYA BÖLGESİNDE FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILAN HAVA,
TOPRAK VE GÜNEŞ DESTEKLİ TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALARININ
TEKNO-EKONOMİK ANALİZİ

Oğuz Ozan YOLCAN

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Ocak – 2017

KÜTAHYA BÖLGESİNDE FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILAN HAVA,
TOPRAK VE GÜNEŞ DESTEKLİ TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALARININ
TEKNO-EKONOMİK ANALİZİ

Oğuz Ozan YOLCAN

Dumlupınar Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Öğretim ve Sınav Yönetmeliği Uyarınca

Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Olarak Hazırlanmıştır.

Danışman : Prof. Dr. Ramazan KÖSE

Ortak Danışman: Doç. Dr. Mustafa Arif ÖZGÜR

Ocak - 2017

KABUL VE ONAY SAYFASI

Oğuz Ozan YOLCAN' ın YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı KÜTAHYA BÖLGESİNDE FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILAN HAVA, TOPRAK VE GÜNEŞ DESTEKLİ TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALARININ TEKNO-EKONOMİK ANALİZİ başlıklı bu çalışma, jürimizce Dumlupınar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

05/01/2017

Üye : Prof.Dr. Ramazan KÖSE (danışman)

Üye : Prof.Dr. Haydar ARAS

Üye : Yrd.Doç.Dr. Abdullah KEÇECİLER

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../..... gün ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Hasan GÖÇMEZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

Bu tezin hazırlanmasında Akademik kurallara riayet ettiğimizi, özgün bir çalışma olduğunu ve yapılan tez çalışmasının bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olduğunu, çalışma kapsamında teze ait olmayan veriler için kaynak gösterildiğini ve kaynaklar dizininde belirtildiğini, Yüksek Öğretim Kurulu tarafından kullanılmak üzere önerilen ve Dumlupınar Üniversitesi tarafından kullanılan İntihal Programı ile tarandığını ve benzerlik oranının %5 çıktığını beyan ederiz. Aykırı bir durum ortaya çıktığı takdirde tüm hukuki sonuçlara razı olduğumuzu taahhüt ederiz.

Prof.Dr. Ramazan KÖSE

Oğuz Ozan YOLCAN

KÜTAHYA BÖLGESİNDE FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILAN HAVA, TOPRAK VE GÜNEŞ DESTEKLİ TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALARININ TEKNO-EKONOMİK ANALİZİ

Oğuz Ozan YOLCAN

Makine Mühendisliği, Yüksek Lisans Tezi, 2017

Tez Danışmanı: Prof.Dr. Ramazan KÖSE

Ortak Danışman: Doç.Dr. Mustafa Arif ÖZGÜR

ÖZET

Günümüzde, konutlarda ısınmanın büyük bir oranda fosil yakıtlar ile sağlanması, fosil yakıtların limitli rezervleri ve çevresel etkileri nedeniyle sıkıntılar doğurabilmektedir. Bu kapsamda, ısınma amacıyla ısı pompaları, konut ısınmasında önemli alternatiflerdendir.

Bu çalışmada, Kütahya ilinde seçilen bir konutun TS825 metoduyla, ısınma sezonunda aylık ortalama ısı yükü belirlenerek, konutun ısıtılmasının toprak kaynaklı ısı pompası, hava kaynaklı ısı pompası ve güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası ile gerçekleştirilmesinin performansı incelenmiş, aynı zamanda 6 farklı soğutucu akışkanın performansları gözlemlenmiştir. Modellenen ısı pompalarının termodinamik analizi yapılmış ve SPECO metoduyla eksergo-ekonomik analizleri gerçekleştirilmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre, GDTKIP sisteminin en yüksek ortalama COP değerine sahip olduğu görülmüştür. Evaporatör sıcaklığı yükseldikçe ve kondenser sıcaklığı düştükçe, COP değerinin yükseldiği görülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre en yüksek performansı R134a ve R600a, en düşük performansı R410A ve R507A akışkanlarının sağladığı belirlenmiştir. Kompresörlerin ekserji verimi %78 - %92 aralığında, kondenserlerin ekserji verimleri %94 - %98 aralığında, genişleme valflerinin ekserji verimleri %69 - %95 aralığında ve evaporatörlerin verimleri %28 - %86 aralığında bulunmuştur.

Yapılan eksergo-ekonomik analize göre evaporatör ve genişleme valflerinin eksergo-ekonomik faktörleri oldukça düşük seviyededir. Bu elemanlarda yapılacak iyileştirmeler ile sistemlerin performans/maliyet oranının artırılabilirliği düşünülmektedir.

Anahtar Kelimeler: HKIP, TKIP, GDTKIP, Speco Metodu, Eksergo-ekonomik analiz

TECHNO-ECONOMIC ANALYSIS OF AIR, GROUND AND SOLAR ASSISTED GROUND SOURCE HEAT PUMPS USING DIFFERENT REFRIGERANTS IN KÜTAHYA REGION

Oğuz Ozan YOLCAN

Mechanical Engineering, M.S. Thesis, 2017

Thesis Supervisor: Prof.Dr. Ramazan KÖSE

Thesis Co-supervisor: Assoc.Prof.Dr. Mustafa Arif ÖZGÜR

SUMMARY

Nowadays, the heating of houses in large quantities with fossil fuels can cause problems due to limited reserves of fossil fuels and environmental effects. In this context, heat pumps for heating purposes are important alternatives for heating the house.

In this study, the performance of the heating of the selected building by using the ground source heat pump, air source heat pump and solar assisted ground source heat pump was determined by determining the average monthly heat load in the heating season by TS825 method in Kütahya province and also the performances of 6 different refrigerants has been observed. The thermodynamic analysis of the modeled heat pumps were carried out and exergo-economic analyzes were carried out by SPECO method.

According to the results obtained, the SAGSHP system has the highest average COP value. The higher the evaporator temperature and the lower the condenser temperature, the higher the COP value. According to the results obtained, the highest performance was found in R134a and R600a, and the lowest performance was found in R410A and R507A refrigerants. Exergy efficiencies of compressors were found between 78% and 92%, exergy efficiencies of condensers were between 94% and 98%, exergy efficiencies of expansion valves were between 69% and 95% and exergy efficiencies of evaporators were between 28% and 86%.

According to the exergo-economic analysis made, the exergo-economic factors of evaporator and expansion valves are quite low. It is thought that the performance / cost ratio of the systems can be increased with the improvements to be made in these elements.

Keywords: ASHP, GSHP, SAGSHP, Speco Method, Exergo-economic analysis

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım süresince desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen, beni her daim titizlikle yönlendiren ve şahsıma yeni ufuklar kazandıran, kişiliklerini her zaman örnek edindiğim değerli tez danışmanlarım Prof.Dr. Ramazan KÖSE ve Doç.Dr. Mustafa Arif ÖZGÜR' e ve çalışmalarım süresince desteğini gördüğüm Öğretim Elemanı meslektaşım Mak. Yük. Müh. Onur KOŞAR' a teşekkürlerimi sunarım.

Beni bu günlere getiren, maddi ve manevi destekleriyle her zaman yanımda olan anneme ve babama, desteklerini esirgemeyen dostlarıma teşekkürü borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	v
SUMMARY	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. Türkiye'nin Enerji Durumu.....	1
1.2. Isı Kaynakları.....	4
1.3. Literatür Çalışmaları	6
1.4. Soğutucu Akışkanlar	15
2. ISI POMPALARI.....	19
2.1. Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları.....	19
2.2. Isı Pompası Çeşitleri	22
3. TERMODİNAMİK KAVRAMLAR	25
4. MATERYAL	30
4.1. Isı Kaybı Hesabı.....	30
4.2. Soğutma Çevrimlerinin Modellenmesi	31
4.3. Isı Pompası Sistemlerinin Termodinamik ve Eksergo-Ekonomik Analizi.....	33
4.3.1. Speco metodu.....	33
4.3.2. Ekserji akımlarının belirlenmesi	34
4.3.3. Yakıt ve ürünün belirlenmesi	34
4.3.4. Maliyet eşitlikleri	34
5. METOD	37

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

5.1. Kabuller.....	37
5.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompası.....	38
5.3. Hava Kaynaklı Isı Pompası.....	42
5.4. Güneş Destekli Toprak Kaynaklı Isı Pompası	46
6. BULGULAR VE TARTIŞMA	50
6.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompası.....	50
6.2. Hava Kaynaklı Isı Pompası.....	66
6.3. Güneş Destekli Toprak Kaynaklı Isı Pompası	80
7. SONUÇLAR	99
KAYNAKLAR DİZİNİ	103
EKLER	
Ek 1. MATLAB Yazılımında Hazırlanan Program	

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Isı kaynaklarının verim/bulunabilirlik ilişkisi.....	4
1.2. 2005-2015 yılları arasında Avrupa’ da satılan ısı pompalarının kaynaklarına göre dağılımı.	5
2.1. Isı pompası çalışma prensibi	19
2.2. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi; a) Soğutma makinesi, b) Isı pompası.....	20
2.3. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ln P-h diyagramı.	21
2.4. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı.....	21
2.5. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ln P-h diyagramı.....	22
2.6. Hava kaynaklı ısı pompası	23
2.7. Su kaynaklı ısı pompası	23
2.8. Yatay tip toprak ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompası.....	24
2.9. Dikey tip toprak ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompası	24
3.1. Bir sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları	27
4.1. Kütahya ilinin aylara göre ortalama hava ve 1 metre derinlikte toprak sıcaklığı ve seçilen konutun ortalama ısı yükü.	30
4.2. Kütahya ilinde seçilen konutun proje görünümü.	31
4.3. CoolPack yazılımının örnek ekran görüntüsü.	33
5.1. Toprak kaynaklı ısı pompası.	38
5.2. Hava kaynaklı ısı pompası.	42
5.3. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası.....	46
6.1. Toprak kaynaklı ısı pompasının COP değerleri.	50
6.2. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin COP değerleri.....	50
6.3. Toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün ekserji verimi.	51
6.4. Toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün ekserji verimi.	51
6.5. Toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin ekserji verimi.....	52
6.6. Toprak kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin ekserji verimi.....	53
6.7. Toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji verimi.	53
6.8. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ekserji verimi.....	54
6.9. Toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti.	54
6.10. Toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin bir değere indirgenmiş maliyeti.....	55
6.11. Toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün bir değere indirgenmiş maliyeti.	55
6.12. Toprak kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin bir değere indirgenmiş maliyeti.....	56

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.13. Toprak kaynaklı ısı pompasında I. sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyeti.....	56
6.14. Toprak kaynaklı ısı pompasında II. sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyeti.....	57
6.15. Toprak kaynaklı ısı pompasında toprak ısı değiştiricisinin bir değere indirgenmiş maliyeti.....	57
6.16. Toprak kaynaklı ısı pompasında fan coilin bir değere indirgenmiş maliyeti.....	58
6.17. Toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün ekserji maliyeti.....	58
6.18. Toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin ekserji maliyeti.....	59
6.19. Toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün ekserji maliyeti.....	59
6.20. Toprak kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin ekserji maliyeti.....	60
6.21. Toprak kaynaklı ısı pompasında I. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti.....	60
6.22. Toprak kaynaklı ısı pompasında II. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti.....	61
6.23. Toprak kaynaklı ısı pompasında toprak ısı değiştiricisinin ekserji maliyeti.....	61
6.24. Toprak kaynaklı ısı pompasında fan coilin ekserji maliyeti.....	62
6.25. Toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün eksergo-ekonomik faktörü.....	62
6.26. Toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin eksergo-ekonomik faktörü.....	63
6.27. Toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün eksergo-ekonomik faktörü.....	63
6.28. Toprak kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin eksergo-ekonomik faktörü.....	64
6.29. Toprak kaynaklı ısı pompasında I. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü... 64	64
6.30. Toprak kaynaklı ısı pompasında II. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü.. 65	65
6.31. Toprak kaynaklı ısı pompasında toprak ısı değiştiricisinin eksergo-ekonomik faktörü.... 65	65
6.32. Toprak kaynaklı ısı pompasında fan coilin eksergo-ekonomik faktörü.....	66
6.33. Hava kaynaklı ısı pompasının COP değerleri.....	66
6.34. Hava kaynaklı ısı pompası sisteminin COP değerleri.....	67
6.35. Hava kaynaklı ısı pompasında kompresörün ekserji verimi.....	67
6.36. Hava kaynaklı ısı pompasında evaporatörün ekserji verimi.....	68
6.37. Hava kaynaklı ısı pompasında kondenserin ekserji verimi.....	68
6.38. Hava kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin ekserji verimi.....	69
6.39. Hava kaynaklı ısı pompasının ekserji verimi.....	69
6.40. Hava kaynaklı ısı pompası sisteminin ekserji verimi.....	70
6.41. Hava kaynaklı ısı pompasında kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti.....	71

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.42. Hava kaynaklı ısı pompasında kondenserin bir değere indirgenmiş maliyeti.....	71
6.43. Hava kaynaklı ısı pompasında evaporatörün bir değere indirgenmiş maliyeti.	72
6.44. Hava kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin bir değere indirgenmiş maliyeti.....	72
6.45. Hava kaynaklı ısı pompasında sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyeti.	73
6.46. Hava kaynaklı ısı pompasında fan coilin bir değere indirgenmiş maliyeti.	73
6.47. Hava kaynaklı ısı pompasında kompresörün ekserji maliyeti.....	74
6.48. Hava kaynaklı ısı pompasında kondenserin ekserji maliyeti.	74
6.49. Hava kaynaklı ısı pompasında evaporatörün ekserji maliyeti.....	75
6.50. Hava kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin ekserji maliyeti.	75
6.51. Hava kaynaklı ısı pompasında sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti.....	76
6.52. Hava kaynaklı ısı pompasında fan coilin ekserji maliyeti.....	76
6.53. Hava kaynaklı ısı pompasında kompresörün eksergo-ekonomik faktörü.	77
6.54. Hava kaynaklı ısı pompasında kondenserin eksergo-ekonomik faktörü.....	77
6.55. Hava kaynaklı ısı pompasında evaporatörün eksergo-ekonomik faktörü.	78
6.56. Hava kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin eksergo-ekonomik faktörü.....	78
6.57. Hava kaynaklı ısı pompasında sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü.	79
6.58. Hava kaynaklı ısı pompasında fan coilin eksergo-ekonomik faktörü.	79
6.59. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasının COP değerleri.....	80
6.60. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin COP değerleri.....	80
6.61. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün ekserji verimi.	81
6.62. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün ekserji verimi.	81
6.63. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin ekserji verimi.....	82
6.64. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin ekserji verimi.....	83
6.65. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji verimi.....	83
6.66. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ekserji verimi.	84
6.67. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti.....	84
6.68. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin bir değere indirgenmiş maliyeti.....	85
6.69. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün bir değere indirgenmiş maliyeti.....	86

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.70. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin bir değere indirgenmiş maliyeti.....	86
6.71. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında I. sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyeti.....	87
6.72. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında II. sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyeti.....	87
6.73. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında toprak ısı değiştiricisinin bir değere indirgenmiş maliyeti.....	88
6.74. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında fan coilin bir değere indirgenmiş maliyeti.....	88
6.75. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında güneş kolektörünün bir değere indirgenmiş maliyeti.....	89
6.76. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün ekserji maliyeti.	89
6.77. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin ekserji maliyeti.	90
6.78. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün ekserji maliyeti.	90
6.79. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin ekserji maliyeti.	91
6.80. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında I. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti.....	91
6.81. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında II. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti.....	92
6.82. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında toprak ısı değ. ekserji maliyeti.....	92
6.83. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında fan coilin ekserji maliyeti.	93
6.84. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında güneş kolektörünün ekserji maliyeti.....	93
6.85. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün eksergo-ekonomik faktörü.	94
6.86. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin eksergo-ekonomik faktörü.	94
6.87. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün eksergo-ekonomik faktörü.	95
6.88. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin eksergo-ekonomik faktörü.	95
6.89. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında I. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü.	96
6.90. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında II. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü.	96

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.91. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında toprak ısı değiştiricisinin eksergo-ekonomik faktörü.	97
6.92. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında fan coilin eksergo-ekonomik faktörü.....	97
6.93. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında güneş kolektörünün eksergo-ekonomik faktörü.	98



ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Türkiye 2015 yılı birincil enerji arzı (bin TEP)	2
1.2. Türkiye 2015 yılı nihai enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımı (bin TEP)	2
1.3. Türkiye elektrik enerjisi görünümü (GWh)	2
1.4. Kaynak bazında Türkiye elektrik enerjisi üretimi (GWh)	3
1.5. Türkiye doğal gaz ithalatı (milyon m ³)	3
1.6. Isı kaynakları ve sıcaklık aralıkları	4
1.7. Bazı soğutucu akışkanların çevresel etkileri	17
1.8. Bazı soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri.	18
4.1. Seçilen konutun ısı kaybı hesabı.	32
4.2. Hazırlanan program ile diğer çalışmaların validasyonu.....	33
5.1. Toprak kaynaklı ısı pompasının termodinamik özellikleri.....	39
5.2. Toprak kaynaklı ısı pompası için bağıntılar.	40
5.3. Hava kaynaklı ısı pompasının termodinamik özellikleri.....	43
5.4. Hava kaynaklı ısı pompası için bağıntılar.	44
5.5. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasının termodinamik özellikleri.	47
5.6. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası için bağıntılar.....	48

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
0	Referans
A	Alan (m^2), bir değere getirilme faktörü
C	Ekserji maliyeti (\$/h), özgül ısı ($kJ/kg.K$)
c	Birim ekserji maliyeti (\$/kJ), kompresör
ch	Kimyasal
ç	Çıkan
d	Kalınlık (m)
E	Enerji (kW), Ekserji (kW)
e	Evaporatör
EX	Ekserji (kW)
f	Eksergo-ekonomik faktör
fc	Fan coil
g	Yerçekimi ivmesi (m^2/s), giren
gk	Güneş kolektörü
gv	Genleşme valfi
H	Özgül ısı kaybı (W/K)
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
hp	Isı pompası
I	Tersinmezlik (kW), kayıp, kondenser, kinetik
II	İkinci yasa

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
i_p	Isı pompası
i_{eff}	Geri ödeme oranı
k	Kapital geri kazanım faktörü
m	Kütle (kg)
P	Basınç (kPa)
p	Potansiyel
ph	Fiziksel
Q	Isıl enerji (kW)
r_i	Faiz oranı
r_n	Eskalasyon değeri
R	Üniversal gaz sabiti (J/mol.K)
s	Özgül entropi (kJ/kg.K)
sis	Sistem
spI	Birinci sirkülasyon pompası
$spII$	İkinci sirkülasyon pompası
T	Sıcaklık ($^{\circ}C$, K)
t_{td}	Toprak ısı değiştiricisi
U	Isıl geçirgenlik katsayısı ($m^2.K/W$)
V	Hız (m/s), hacim (m^3)
W	İş (kW)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
Z	Toplam maliyet (\$/h), yükseklik (m)
Z_{im}	İşletme-bakım giderleri (\$/h)
Z_{iym}	İlk yatırım maliyeti (\$/h)
α	Isıl iletkenlik direnç değeri ($W/m^2.K$)
Υ	Aktiflik katsayısı
η	Verim
λ	Isıl iletkenlik değeri ($W/m.K$)
τ	Boyutsuz ekserji sıcaklığı

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
CELF	Sabit eskalasyon seviyelendirme faktörü
COP	Isı pompası etkinlik değeri
CRF	Kapital geri kazanım faktörü
DTKIP	Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası
GDIP	Güneş destekli ısı pompası
GDSKIP	Güneş destekli su kaynaklı ısı pompası
GDTKIP	Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
HKIP	Hava kaynaklı ısı pompası
ODP	Ozon delme potansiyeli

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
TEP	Ton eşdeğer petrol
TİD	Toprak ısı değiştiricisi
TKİP	Toprak kaynaklı ısı pompası



1. GİRİŞ

Dünyada, 2015 yılında petrol tüketimi 4.331,3 milyon ton; doğalgaz tüketimi 3.135,2 milyon TEP, kömür tüketimi 3.839,9 milyon TEP, nükleer enerji tüketimi 583,1 milyon TEP, hidroelektrik enerji tüketimi 892,9 milyon TEP, yenilenebilir enerji kaynakları tüketimi 364,9 milyon TEP, biyoyakıt tüketimi 74.847 bin TEP olarak gerçekleşmiştir (BP, 2016). Dünya 2015 yılı toplam birincil enerji tüketimi 13.147,3 milyon TEP' tir (BP, 2016). Bu değerler OECD ülkeleri açısından değerlendirildiğinde, OECD ülkelerinin 2015 yılı tüketimleri; 2.056,4 milyon ton petrol, 1.458,9 milyon TEP doğalgaz, 979,2 milyon TEP kömür, 447,6 milyon TEP nükleer enerji, 314,6 milyon TEP hidroelektrik enerji, 246,3 milyon TEP yenilenebilir enerji ve 46.026 bin TEP biyoyakıt olarak gerçekleşmiştir (BP, 2016). OECD ülkelerinin 2015 yılı toplam birincil enerji tüketimleri 5.503,1 milyon TEP' tir (BP, 2016). 2014 yılında dünya elektrik enerjisi tüketimi 21.963 TWh iken, bu değer OECD ülkeleri için 10.171 TWh' dir (IEA, 2016). 2050 yılında dünya birincil enerji tüketiminin 16.595 milyon TEP olarak gerçekleşmesi beklenmektedir (WEC, 2013).

Günümüzde küresel ısınma global bir problem olmaya devam etmektedir. 2013 yılında dünya ortalama sıcaklığı 14,6 °C olarak ölçülmüştür (nasa.gov). Bu değer, 20. yüzyılın ortalarına göre 0,6 °C, 1880' li yıllara göre ise 0,8 °C daha sıcak ortalama anlamına gelmektedir (nasa.gov). 2014 yılında global karbon salımı 32.381 MtCO₂ olarak gerçekleşmiştir (IEA, 2016). Bu değer OECD ülkeleri için 11.856 MtCO₂' dir (IEA, 2016). 2050 yılı itibarıyla, 1990 yılına göre global karbon salımlarında %60 oranında azalma öngörülmekte olup, gerçekleşmesi istenilen değer %80' dir.

1.1. Türkiye'nin Enerji Durumu

Türkiye' nin enerji yönünden dışa bağımlı bir ülke olduğu bilinen bir gerçektir. Çizelge 1.1.' den görüleceği üzere Türkiye 2015 yılı birincil enerji arzının %87,31' i ithal kaynaklardan sağlanmıştır (ETKB, 2016). Çizelge incelendiğinde, birincil enerji arzının %90 oranında fosil kökenli yakıtlardan sağlandığı görülmektedir. Fosil kökenli yakıtların sınırlı miktarda olmaları ve çevreye verdikleri zararlar düşünüldüğünde bu oranın çok yüksek olduğu görülmektedir. Türkiye' nin birincil enerji arzının dünya toplamındaki payı %1,0 olup, Türkiye dünya sıralamasında 19. sıradadır (BP, 2016). Türkiye 2015 yılı nihai enerji tüketimi 98.973 bin TEP' tir (ETKB, 2016). Çizelge 1.2.' den görüleceği üzere nihai enerji tüketiminin %32,36' sı sanayi sektöründe, %25,04' ü ulaştırma sektöründe ve %36,88' i diğer sektörlerde gerçekleşmiştir. Türkiye 2015 yılı nihai enerji tüketiminde konutların payı %19,35 olarak gözükmemektedir (ETKB, 2016).

Çizelge 1.1. Türkiye 2015 yılı birincil enerji arzı (bin TEP) (ETKB, 2016).

Enerji Kaynak Türleri	Kömür	Ham Petrol ve Petrol Ü.	Biyoenerji ve Atıklar	Doğalgaz	Hidrolik	Yen. En. Kay.	Elektrik	Toplam	Yüzde (%)
Yerli Üretim (+)	12.794	2.641	2.972	314	5.775	6.635	0	31.131	24,08
İthalat(+)	22.184	50.101	0	39.952	0	0	614	112.851	87,31
İhracat(-)	94	7.467	0	515	0	0	275	8.427	-6,52
İhrakiye(-)	0	4.417	0	0	0	0	0	4.417	-3,42
Stok Değişimi (+/-)	-144	-1.621	-7	-101	0	0	0	-1.870	-1,45
Birincil Enerji Arzı	34.740	39.238	2.964	39.651	5.775	6.635	339	129.267	100

Çizelge 1.2. Türkiye 2015 yılı nihai enerji tüketiminin sektörlere göre dağılımı (bin TEP) (ETKB, 2016).

Enerji Kaynak Türleri	Kömür	Ham Petrol ve Petrol Ü.	Biyoenerji ve Atıklar	Doğalgaz	Hidrolik	Yen. En. Kay.	Elektrik	Toplam	Yüzde (%)
Sanayi Tüketimi	9.148	4.145	0	8.358	0	1.445	8.878	31.974	32,36
Ulaştırma	0	24.375	121	349	0	0	17	24.740	25,04
Diğer Sektörler	5.951	3.805	2.579	11.792	0	2.388	9.793	36.445	36,88
Enerji Dışı Sektörler	0	5.652	0	0	0	0	0	5.652	5,72
Toplamı	15.099	37.977	2.700	20.499	0	3.833	18.688	98.811	100

Çizelge 1.3. Türkiye elektrik enerjisi görünümü (GWh) (ETKB, 2016).

Yıl	Üretim	İthalat	İhracat	Tüketim	Üretim Artış Oranı (%)	Tüketim Artış Oranı (%)
2007	191.558	864	2.422	190.000	8,7	8,8
2008	198.418	789	1.122	198.085	3,6	4,3
2009	194.813	812	1.546	194.079	-1,8	-2,0
2010	211.208	1.144	1.918	210.434	8,4	8,4
2011	229.395	4.556	3.645	230.306	8,6	9,4
2012	239.497	5.826	2.954	242.370	4,4	5,2
2013	240.154	7.429	1.227	246.357	0,3	1,6
2014	251.963	7.953	2.696	257.220	4,9	4,4
2015	261.783	7.135	3.194	265.724	3,9	3,3
2016 Eylül S.	203.491	4.835	983	207.343		

Çizelge 1.4. Kaynak bazında Türkiye elektrik enerjisi üretimi (GWh) (ETKB, 2016).

Yıl	Termik	Oran (%)	Hidrolik	Oran (%)	Yen. Enerji	Oran (%)	Toplam	Artış
2007	155.196	81,0	35.851	18,7	511	0,3	191.558	8,7
2008	164.139	82,7	33.270	16,8	1.009	0,5	198.418	3,6
2009	156.923	80,6	35.958	18,5	1.931	1,0	194.813	-1,8
2010	155.828	73,8	51.796	24,5	3.585	1,7	211.208	8,4
2011	171.638	74,8	52.339	22,8	5.418	2,4	229.395	8,6
2012	174.872	73,0	57.865	24,2	6.760	2,8	239.497	4,4
2013	171.812	71,5	59.420	24,7	8.921	3,7	240.154	0,3
2014	200.417	79,5	40.645	16,1	10.901	4,3	251.963	4,9
2015	179.366	68,5	67.146	25,6	15.271	5,9	261.783	3,9
2016 Eylül S.	134.773	66,2	53.305	26,2	15.412	7,6	203.491	

Ülkemiz 2015 yılı elektrik enerjisi üretimi 261.783 GWh iken tüketim değeri 265.724 GWh olarak gerçekleşmiştir (ETKB, 2016). Ülkemiz 2015 yılı elektrik enerjisi üretiminin %68,5' i termik santrallerden, %25,6' sı hidrolik santrallerden ve %5,9' u yenilenebilir enerji kaynaklarından gerçekleşmiş ve 2016 Eylül sonu itibarıyla bu değer %7,6' ya ulaşmıştır (ETKB, 2016). Elektrik üretiminin yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılanmasının önemi geçmişten bugüne tartışılmaktadır (Özgür, 2008, 2012; Aras, 2003; Köse vd., 2004). Çizelge 1.4.' ten görüleceği üzere son yıllarda yenilenebilir enerji kaynakları bazlı elektrik enerjisi üretiminde ciddi artışlar yaşanmıştır.

Konutlarda ısınma amaçlı en çok kullanılan yakıtlardan olan doğalgazı Türkiye, 2015 yılında 48.427 milyon m³ ithal etmiştir. İthalatta en büyük pay %55,3 değeri ile Rusya' ya aittir (ETKB, 2016). Çizelge 1.5.' ten görüleceği üzere Rusya' yı İran ve Azerbaycan takip etmektedir.

Çizelge 1.5. Türkiye doğal gaz ithalatı (milyon m³) (ETKB, 2016).

Yıl	Rusya	İran	Azerbaycan	Cezayir	Nijerya	Spot LNG	Toplam
2003	12.460	3.461		3.795	1.107		20.823
2004	14.102	3.498		3.182	1.016		21.798
2005	17.524	4.248		3.786	1.013		26.571
2006	19.316	5.594		4.132	1.100	79	30.221
2007	22.762	6.054	1.258	4.205	1.396	167	35.842
2008	23.159	4.113	4.580	4.148	1.017	333	37.350
2009	19.473	5.252	4.960	4.487	903	781	35.856
2010	17.576	7.765	4.521	3.906	1.189	3.079	38.036
2011	25.406	8.190	3.806	4.156	1.248	1.069	43.874
2012	26.491	8.215	3.354	4.076	1.322	2.464	45.922
2013	26.212	8.730	4.245	3.917	1.274	892	45.270
2014	26.975	8.933	6.074	4.179	1.414	1.598	49.173
2015	26.783	7.826	6.169	3.916	1.240	2.493	48.427
2016 Eylül S.	16.518	5.560	4.845	3.160	900	1.427	32.410

Türkiye' nin enerjide dışa bağımlılığı, fosil kökenli yakıtların sınırlı olması, fosil kökenli yakıtların karbon salımları ve buna bağlı olarak küresel ısınma gibi pek çok neden, enerji kullanımının yoğun olduğu alanlarda alternatif arayışlarını mecbur kılmıştır. Bu

alanlardan biriside ısıtmadır. Konutlarda tüketilen enerjinin %82' si ısıtma amacıyla kullanılmaktadır (<http://www.eie.gov.tr>). Türkiye' de konutlarda tüketilen enerji değerleri incelendiğinde (ETKB, 2016), tamamına yakını ithal ettiğimiz doğalgazın ilk sırada olduğu ve elektrik ve kömür tarafından takip edildiği görülmektedir.

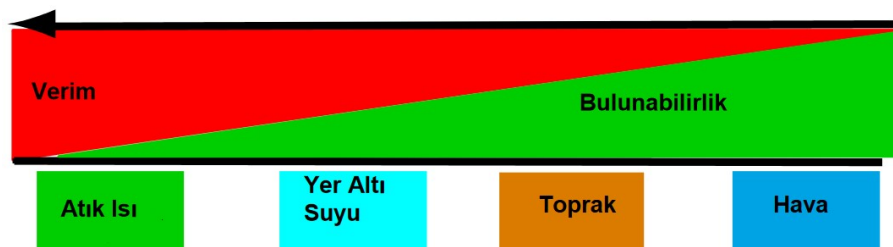
1.2. Isı Kaynakları

Isı genel olarak sıcaklık farklarından dolayı açığa çıkan enerji türü olarak tanımlanabilir. Isı diğer enerji türlerine dönüştürülebilmekte ve hayatımızda çok önemli bir yer tutmaktadır. Isı kaynağı ise, sonsuz ısıya sahip, ısı verdiği veya aldığı halde sıcaklığı değişmeyen sistemler olarak adlandırılabilir. Güneş, hava, su ve toprak birer ısı kaynağı olarak gösterilebilir. Genel olarak ısı kaynakları ve sıcaklık aralıkları Çizelge 1.6' da paylaşılmıştır.

Çizelge 1.6. Isı kaynakları ve sıcaklık aralıkları (Sarı, 2014).

Isı Kaynağı	Sıcaklık Aralığı (°C)
Dış Hava	-20 - 15
Atık Hava	15 - 25
Yer altı Suyu	4 - 10
Göl Suyu	0 - 10
Nehir Suyu	0 - 10
Deniz Suyu	3 - 8
Kayaçlar	0 - 5
Toprak	0 - 20
Atık Su ve Sıvı Atıklar	>10

Isı kaynaklarının verim/bulunabilirlik durumu Şekil 1.1' de görüldüğü gibidir.

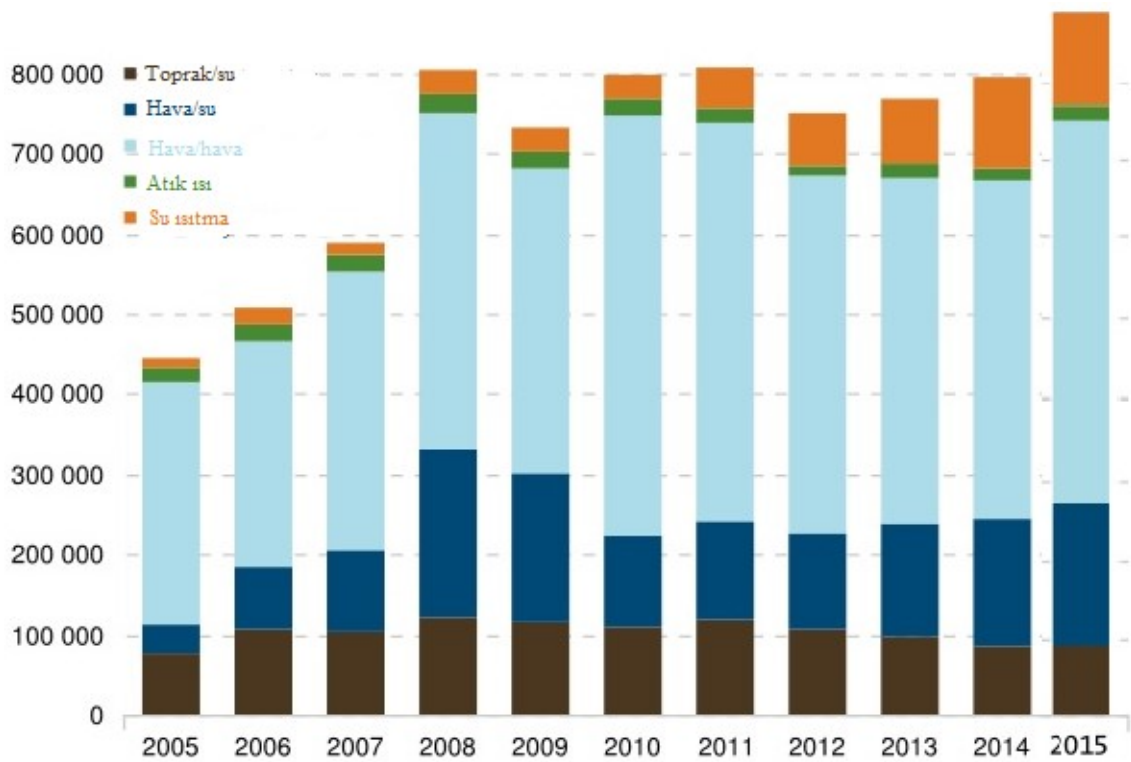


Şekil 1.1. Isı kaynaklarının verim/bulunabilirlik ilişkisi (Viessmann, 2015).

Isı kaynaklarında, yüksek ve stabil sıcaklığa sahip olma, bulunabilirliğinin yüksek olması, korozyon gibi etmenlere yol açmaması, termofiziksel özelliklerinin uygun olması ve yatırım maliyetlerinin düşük olması gibi özellikler aranmaktadır. Isı kaynakları çok çeşitli

amaçlarla kullanılmaktadırlar. Bunlardan bir tanesi ısıtma ve soğutma amacıyla ısı pompalarının kullanılmasıdır.

Isı pompaları, ısıtma ve soğutma amacıyla uzun yıllardan beri kullanılan ancak ülkemizde popülaritesi düşük olan sistemlerdir. Isı pompaları, konutlarda ısıtma ve soğutma amacıyla kullanılan en önemli alternatiflerdendir. Avrupa’ da 2014 yılı sonu itibariyle kurulu ısı pompası sistemi sayısı 7,5 milyonu bulmuştur (EHPA, 2015). Şekil 1.2’ de 2005-2015 yılları arasında Avrupa’ da satılan ısı pompalarının kaynaklarına göre dağılımları görülmektedir.



Şekil 1.2. 2005-2015 yılları arasında Avrupa’ da satılan ısı pompalarının kaynaklarına göre dağılımı (Nowak, 2016).

Isı pompalarının teknik ve ekonomik performansları, ısı kaynağının özelliği ile bağlantılıdır. Isı pompalarında ısı kaynağı olarak; çevre havası, toprak, deniz, nehir, göl suyu, yer altı suları ve güneş kullanılabilen ve ısı pompaları kullanılan kaynaklara göre toprak kaynaklı, su kaynaklı ve hava kaynaklı ısı pompası gibi isimlerle adlandırılabilir.

Bir ısı pompasında en önemli nitelik etkinlik katsayısıdır (COP). Isı pompasının etkinlik katsayısı ne kadar yüksekse, ısı pompası da o kadar yüksek performansa sahiptir. Isı

pompalarında etkinlik katsayısı, ısıtılması istenilen ortama verilen ısıнын veya soğutulması istenilen ortamdan çekilen ısıнын, kompresörün harcadığı güce oranı olarak tanımlanabilir.

1.3. Literatür Çalışmaları

Literatürde ısı pompaları ile ilgili yapılmış pek çok çalışma bulunmaktadır.

Esen (2002), Elazığ ilinde ısıtma amacıyla kullanılan toprak kaynaklı ısı pompasına yatay ısı değiştiricisinin derinliği ve salamura debisi gibi parametrelerin etkisini deneysel olarak incelemiştir. Isıtılacak çalışma odası 16,24 m² taban alanına ve 2,55 kW ısı yükü ihtiyacına sahiptir. Düzenekte salamura olarak su-antifriz karışımı, soğutucu akışkan olarak Freon-22 akışkanı kullanılmıştır. Deney sırasında belirli aralıklarla sıcaklık, basınç, debi ve güç ölçümleri yapılmıştır. Toprak ısı değiştiricisi, 1 metre ve 2 metre derinlikte incelenmiştir. Sistemin 0,055 l/s salamura debisi için ortalama COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla, 1 metre toprak derinliğinde 3,52 ve 4,08; 2 metre toprak derinliğinde 3,59 ve 4,17 olarak ölçülmüştür. Sistemin 1 metre derinlikte toprak ısı değiştiricisi için COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla, 0,018 lt/sn salamura debisinde 3,53 ve 4,11; 0,041 l/s salamura debisinde 3,38 ve 3,81; 0,066 l/s salamura debisinde 3,41 ve 3,95 olarak ölçülmüştür.

Hepbaşlı vd. (2003, 2004), Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsünde DTKIP sistemini deneysel olarak incelemişlerdir. Toprak ısı değiştiricisi 50 m derinliğinde kuyuya yerleştirilmiştir. Isıtılması ve soğutulması düşünülen odanın ısı yükü 3,8 kW, Soğutma yükü 4,2 kW olarak ölçülmüştür. Isıtma sezonunda ısı pompası için COP değeri 1,656, sistem için COP değeri 1,339 olarak bulunmuştur. Yapılacak modifikasyonlarla sistemin performansının artırılacağı öngörülmüştür.

Ünlü (2005), toprak ve hava kaynaklı ısı pompalarına etki eden parametreleri deneysel olarak incelemiştir. Bu amaçla Uludağ Üniversitesi M.Y.O. Laboratuvarında bir deney düzeneği kurulmuştur. 6,75 m² taban alanına sahip test odasının yazın soğutulması, kışın ısıtılması yapılmıştır. Toprak ısı değiştiricisi, 2 metre toprak derinliğine yerleştirilmiştir. Salamura olarak, soğutma sezonunda yalnızca su kullanılırken ısıtma sezonunda %40 oranında antifriz ilavesi yapılmıştır. Düzenekte soğutucu akışkan olarak R134a tercih edilmiştir. Hava kaynaklı ısı pompası düzeneğinde ısı değiştiricisi olarak kanatlı borulu ısı eşanjörü kullanılmıştır. Sistemde belirli aralıklarla sıcaklık, basınç, debi ve güç ölçümleri yapılmıştır. Yaz sezonu uygulamasında toprak kaynaklı ısı pompası için ortalama COP_{sis} değeri 2,11 ve 2,45 aralığındayken COP_{ip} değeri 3,15 ve 3,70 aralığında ölçülmüştür. Hava kaynaklı ısı pompası için ise ortalama COP_{sis} değeri 2,55 ve 3,20 aralığındayken COP_{ip} değeri 3,40 ve 4,40 aralığında ölçülmüştür. Kış

sezonu uygulamasında toprak kaynaklı ısı pompası için ortalama COP_{sis} değeri 2,46 ve 2,58 aralığındayken COP_{ip} değeri 4,03 ve 4,18 aralığında ölçülmüştür. Hava kaynaklı ısı pompası için ise ortalama COP_{sis} değeri 3,23 ve 3,52 aralığındayken COP_{ip} değeri 4,60 ve 4,90 aralığında ölçülmüştür.

Özgener ve Hepbaşlı (2005, 2007a), sera ısıtılması amacıyla kurulan GDTKIP sistemini deneysel olarak incelemişlerdir. Isıtma sezonunda GDTKIP ve TKIP sistemi için COP değerleri sırasıyla 2,84 ve 2,27 olarak bulunmuştur. Ekserji verimleri; kompresör için %73,5, kondenser için %80,5, evaporatör için %28,6 ve genleşme valfi için %87,5 olarak bulunmuştur.

Niğdelioğlu (2006), soğutma amacıyla kullanılan toprak kaynaklı ısı pompasının performansına, yatay tip toprak ısı değiştiricisinin derinliği ve ısı değiştiricisinde kullanılan salamura debisinin etkilerini incelemiştir. Deneysel çalışmada, Kütahya ilinde Dumlupınar Üniversitesi Makina Mühendisliği Laboratuarında bulunan 72 m² taban alanına ve 3 kW soğutma yükü ihtiyacına sahip olan tek katlı bir çalışma odasının soğutulması amaçlanmıştır. Çalışmada belirli aralıklarla sıcaklık ve basınç ölçümü yapılmıştır. Deney sisteminde salamura olarak glikol-su karışımı, soğutucu akışkan olarak Freon 22 akışkanı tercih edilmiştir. İki aylık yaz sezonu sürecindeki ölçümlerde ortalama COP 3,41 olarak ölçülmüştür.

Esen (2007), üç farklı sondaj derinliğinin (30, 60 ve 90 metre) sistem performansı üzerine etkisini gözlemlemiştir. Çalışmalarda, Elazığ ilinde bulunan 54 m² taban alanına ve 1.72 kW ısı yükü ihtiyacına sahip tek katlı bir evin ısı pompasıyla ısıtılma durumu düşünülmüştür. Deneysel çalışmada; sıcaklık, debi, basınç ve güç değerleri belirli aralıklarla ölçülmüştür. Deneyler, yaz sezonu için soğutma; kış sezonu için, ısıtma deneyleri şeklinde uygulanmıştır. Toprak ısı değiştiricisinde 0.43 l/s debiye sahip su-antifriz karışımı kullanılmıştır. Soğutma sezonu için yapılan 3 günlük deneylerde, ortalama COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla, 30 metrelik kuyu için 2,69 ve 3,17; 60 metrelik kuyu için, 2,88 ve 3,39; 90 metrelik kuyu için, 3,45 ve 4,12 olarak ölçülmüştür. Uzun süreli (yaklaşık 3 ay) yapılan deneylerde ise ortalama COP_{sis} değerleri sırasıyla, 30 metrelik kuyu için 3,37; 60 metrelik kuyu için, 3,85; 90 metrelik kuyu için, 4,33 olarak ölçülmüştür. Isıtma sezonu için yapılan 3 günlük deneylerde, ortalama COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla, 30 metrelik kuyu için 1,98 ve 2,33; 60 metrelik kuyu için, 2,66 ve 3,14; 90 metrelik kuyu için, 3,05 ve 3,61 olarak ölçülmüştür. Uzun süreli (yaklaşık 5 ay) yapılan deneylerde ise ortalama COP_{sis} değerleri sırasıyla, 30 metrelik kuyu için 1,93; 60 metrelik kuyu için, 2,37; 90 metrelik kuyu için, 3,03 olarak ölçülmüştür. Çalışmada ekserji analizinde yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda, soğutma sezonu için sistem bazında ekserji verimleri sırasıyla, 30 metrelik kuyu için %68,4; 60 metrelik

kuyu için %71,3 ve 90 metrelik kuyu için %75,8 olarak elde edilmiştir. Isıtma sezonu için sistem bazında ekserji verimleri ise sırasıyla, 30 metrelik kuyu için %60; 60 metrelik kuyu için %65,7 ve 90 metrelik kuyu için %66,6 olarak elde edilmiştir. Çalışmada ayrıca, ANSYS yazılımı yardımıyla sayısal analiz ve yapay sinir ağı tabanlı modelleme yapılmıştır.

Özgener ve Hepbaşlı (2007b), TKIP ve GDTKIP sistemlerini karşılaştırmışlardır. TKIP ve TKIP sistemi için ısıtma sezonunda COP değerleri 3,12 ve 2,72 olarak hesaplanmıştır. GDTKIP için ekserji verimleri; kompresör için %96,4, kondenser için %92,9, evaporatör için %92,5 ve genişleme valfi için %82,3; TKIP için ekserji verimleri; kompresör için %85,1, kondenser için %90,3, evaporatör için %58,6 ve genişleme valfi için %76,5 olarak bulunmuştur.

Ekinci (2007), Erzurum ilinde konut ısıtılması amacıyla, iki adet 53 metre sondaj kuyusu derinliğine sahip bir toprak kaynaklı ısı pompası deney seti kurmuştur. Deneysel çalışmalar Ocak-Mayıs aralığında yapılmıştır. Düzenekte salamura olarak su-antifriz karışımı, soğutucu akışkan olarak Freon-134a akışkanı tercih edilmiştir. Sistemde belirli aralıklarla sıcaklık, basınç, debi ve güç ölçümleri yapılmıştır. Salamura debisi olarak 10 l/dk ve 20 l/dk değerleri karşılaştırılmıştır. Ortalama COP_{sis} ve COP_p değerleri sırasıyla, 2,0 ve 2,4 olarak ölçülmüştür. Salamura debisinin artırılmasıyla performans katsayısının arttığı gözlemlenmiştir.

Aras ve Ballı (2008), mikro gaz türbinli kojenerasyon sisteminin eksergo-ekonomik analizini gerçekleştirmişlerdir. Analizi yapılan sistem 99,15 kW elektrik enerjisi, 24,46 kW ısı enerjisi sağlayan bir bileşik ısı güç sistemidir. Yapılan hesaplamalar sonucu, kompresörün ekserji verimi %89,17, ısı değiştiricisinin ekserji verimi %47,90, pompanın ekserji verimi %54,60 ve sistemin ekserji verimi %35,80 olarak elde edilmiştir. Yapılan eksergo-ekonomik analiz sonucunda, ısı değiştiricisinin eksergo-ekonomik faktörü %25,131, pompanın eksergo-ekonomik faktörü %69,19 olarak saptanmıştır.

Babacan (2008), Muğla Üniversitesinde ısıtmanın ısı pompası sistemiyle gerçekleştirilmesini incelemiş ve maliyet analizi yapmıştır. Üniversitenin ısıtılması için ortalama yıllık tüketilen enerji miktarı 8,4 milyon kWh olarak hesaplanmıştır. Isıtma sistemi için toplam 85,6 km uzunluğunda ısı değiştiricisi borusu ve bunların yerleştirileceği 50 metre derinlikte 427 adet sondaj kuyusu, her biri 60 kW ısıtma gücüne sahip 78 adet ısı pompası gerekmektedir. Tasarlanan sistemin maliyet analizi yapıldığında, geri ödeme süresinin yaklaşık 11 yıl olacağı hesaplanmıştır.

Han vd. (2008), ısı depolamalı GDTKIP sisteminin simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Isıtma sezonunda ortalama COP değeri 3,28 olarak belirlenmiştir. Isıtma

sisteminin başlangıcında ve kapatılışında, ısı ihtiyacı ısı deposundan karşılanabilirken, ısıtma işleminin ortasında ısı pompası devreye girmektedir.

Güven Acar (2009), Denizli havzasında toprak kaynaklı ısı pompası uygulamasının en uygun hangi jeolojik birimlerde ve derinlikte olduğunu araştırmıştır. Toprak ısı değiştiricisi, 110 metre derinliğinde sondaj kuyusuna yerleştirilmiştir. Sistemin ısıtma ve soğutma sezonlarında performansı incelenmiş ve ekserji analizi yapılmıştır. Sistemin kurulduğu laboratuvar binasının ısı yükü ihtiyacı 7,8 kW, soğutma yükü ihtiyacı 9,6 kW olarak hesaplanmıştır. Açılan sondaj kuyusunun jeolojik analizi yapılmıştır. Deneyler, ısıtma sezonu için 6 aylık bir aralıkta, soğutma sezonu için 3,5 aylık bir aralıkta gerçekleştirilmiştir. Toprak sıcaklığının değişimi, derinliğe bağlı olarak ölçülmüştür. Isıtma sezonu için ortalama COP_{sis} değeri 2,83, ortalama COP_p değeri 4,48 olarak hesaplanmıştır. Soğutma sezonu için ortalama COP_{sis} değeri 2,54, ortalama COP_p değeri 4,43 olarak hesaplanmıştır. Yapılan ekserji analizine göre, ısıtma sezonu için ısı pompasının ekserji verimi %74,61, sistemin ekserji verimi %72,62 ve soğutma sezonu için ısı pompasının ekserji verimi %78,37, sistemin ekserji verimi ise %76,08 olarak hesaplanmıştır.

Öztürk (2009), hava kaynaklı su ısıtıcısının performansını farklı iklim koşullarında test etmiştir. Sistemde soğutucu akışkan olarak R-134a kullanılmıştır. Farklı iklim koşulları, iklim kabini yardımıyla simüle edilmiştir. Bu simülasyonda hava sıcaklığı ve nemlilik oranı değişken parametreler olarak seçilmiştir. Sistemin farklı iklim koşullarına göre suyu ısıtma süreleri ölçülmüştür. Sistem üzerinde yapılacak bazı iyileştirmeler sayesinde sistem performansında %12,35 oranında artış olduğu gözlemlenmiştir.

Sanaye ve Niroomand, dikey tip (2009) ve yatay tip (2010) toprak kaynaklı ısı pompasının termo-ekonomik modellemesini ve optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Elde edilen ısı ve soğutma yüklerine göre ısı pompasının optimum kondenser ve evaporatör sıcaklık ve basınları ve toprak ısı değiştiricisinin optimum boru çapı, sondaj derinliği, boru boyu uzunluğu gibi değerler hesaplanmıştır. Optimum parametrelerin, yatırım ve işletme giderleriyle bağlantısı incelenmiştir.

Demircioğlu (2010), ısı pompalarında R-22, R-407c ve R-410a akışkanlarının kullanımını teorik olarak incelemiştir. Çalışmada, farklı akışkanlar kullanılarak farklı çalışma şartlarında sistemlerin performansları incelenmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucunda R-22 soğutucu akışkanının en yüksek performansa sahip olduğu görülmüştür.

Elbir (2010), ısıtma amacıyla kullanılan toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji analizini yapmıştır. Isı pompasının G ller Yöresi Bölgesinde bulunan bir 240 m² taban alanına sahip bir ofisi ısıtacağı kabul edilmiştir. Kompresör, evaporatör, genleşme valfi ve kondenser için ekserji analizleri yapılmıştır. Isıtma sezonu olarak Kasım-Nisan aralığı seçilmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucunda COP_{sis} değerleri sırasıyla, Antalya için, 1,32 ve 2,03 aralığında; Burdur için, 2,41 ve 3,48 aralığında; Isparta için, 2,52 ve 3,52 aralığında bulunmuştur. COP_{ip} değerleri ise sırasıyla, Antalya için, 2,25 ve 4,54 aralığında; Burdur için, 5,40 ve 7,81 aralığında; Isparta için, 5,64 ve 7,81 aralığında bulunmuştur.

Tunçel (2011), Bolu ilinde konut ısıtılması ve soğutulması amacıyla toprak kaynaklı ısı pompası kullanımını sayısal olarak incelemiştir. Teorik hesaplamalar, 6 farklı soğutucu akışkan için ayrı ayrı yapılmıştır. Toprak ısı değiştiricisi gömme derinliği hesaplamalarda kullanılan bir başka değiştiricidir. Yapılan hesaplamalar sonucu, en yüksek tesir katsayısının R22 akışkanını ile yakalandığı görülmüştür.

 zdemir (2011), 40,7 m³ hacme, 1,3 kW ısı yükü ihtiyacına ve 1,85 kW soğutma yükü ihtiyacına sahip bir odanın ısıtılması için 40 metre sondaj derinliğine sahip, R407c akışkanını kullanan toprak kaynaklı ısı pompası sistemi kullanmıştır. Sistemin ısıtma ve soğutma sezonu için enerji analizi ve ekserji verimleri, sondaj derinliğinin fonksiyonu olarak elde edilmiştir. Toprak ısı değiştiricisinde salamura olarak su-antifriz karışımı tercih edilmiştir. Deneysel çalışmada belirli aralıklarla sıcaklık, debi, basınç ve g   ölçümleri yapılmıştır. Soğutma sezonu için deneyler, 2 aylık bir aralıkta gerçekleştirilmiştir. Soğutma sezonu için ortalama COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla, 2,81 ve 3,12 olarak ölçülmüştür. Isıtma sezonu için deneyler, 3 aylık bir aralıkta gerçekleştirilmiştir. Soğutma sezonu için ortalama COP_{sis} ve COP_{ip} değerleri sırasıyla, 3,45 ve 3,85 olarak ölçülmüştür. Soğutma sezonunda, ısı pompası sistem bazında ekserji verimi %70,8, ünite bazında ekserji verimi %78,6 olarak hesaplanmıştır. Isıtma sezonunda, ısı pompası sistem bazında ekserji verimi %76, ünite bazında ekserji verimi %84 olarak hesaplanmıştır.

Blum vd. (2011), Almanya’ da dikey tip toprak kaynaklı ısı pompalarının tekno-ekonomik açıdan incelemişlerdir. 1100’ den fazla toprak kaynaklı ısı pompası sistemi analiz edilmiştir. Konutların ortalama ısı yükü 11 kW ± 3 kW, konutların ortalama alanı 190 m² ± 57 m² ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerinin ortalama yatırım maliyetleri 23,500   ± 6800   olarak hesaplanmıştır. Gerekli sondaj derinliği 95 m ± 34 m ve gerekli toprak ısı değiştiricisi boru boyu uzunluğu 180 m ± 90 m olarak hesaplanmıştır. ABD, Avusturya, Norveç, Birleşik

Krallık ve İsveç' le kıyaslandığında, Almanya ve İsveç' de yatırım maliyetlerinin en yüksek seviyede olduğu belirtilmiştir.

Xi vd. (2011), GDTKIP sistemini teorik olarak incelemişlerdir. Yapılan simülasyonlar sonucu GDTKIP sisteminin, TKIP sistemine göre %26,3 daha performanslı olduğu gözlemlenmiştir. GDTKIP sisteminin ısıtma sezonunda ortalama COP_{sis} değeri 3,89 olarak hesaplanmıştır.

Liang vd. (2011), GDHKIP sistemini teorik olarak incelemişlerdir. Seçilen konutun ısı yükü 10 kW olarak belirlenmiştir. GDHKIP sisteminin, HKIP sistemine göre %11,22 oranında daha performanslı olduğu belirlenmiştir.

Özsolak (2011), Güneş ve toprak kaynaklı ısı pompalarını deneysel olarak karşılaştırmıştır. TKIP için yatay ve dikey tip slinky toprak ısı değiştiricileri döşenmiştir. Yapılan ölçüm ve hesaplamalar sonucunda, yatay tip slinky toprak ısı değiştiricili sistemin, dikey tip slinky toprak ısı değiştiricili sistemden daha performanslı olduğu belirlenmiştir. Sistemler için COP ve COP_{sis} değerlerisıraşıyla; GKIP için 3,82 ve 3,37, yatay tip slinky toprak ısı değiştiricili TKIP için 3,55 ve 2,88, dikey tip slinky toprak ısı değiştiricili TKIP için 2,91 ve 2,34; yatay tip slinky toprak ısı değiştiricili GDTKIP için 3,70 ve 2,90, yatay tip slinky toprak ısı değiştiricili GDTKIP için 3,17 ve 2,61 olarak hesaplanmıştır.

Dumlu (2012), Erzurum ilindeki bir konutta toprak kaynaklı ısı pompası kullanılabilirliğini araştırmış ve ekonomik analizini yapmıştır. Ayrıca ısı pompası kullanımının, fosil yakıt kullanımına göre emisyon salımlarını incelemiştir. Isıtılması düşünülen ortamın toplam ısı yükü ihtiyacı 43 kW olarak hesaplanmıştır. Yapılan ekonomik analize göre, toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin geri ödeme süresi, doğalgaz sistemine göre 10 yıl, motorin ve LPG sistemlerine göre 1 yıl, Fuel-Oil sistemine göre 2 yıl ve kömür sistemine göre 5 yıl olarak hesaplanmıştır.

Çolak (2012), Erzurum ilinde dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel olarak incelemiştir. Dikey tip toprak ısı değiştiricisi aralarında 6 metre mesafe bulunan 53 metre derinliğinde iki adet sondaj kuyusuna yerleştirilmiştir. Sistemde soğutucu akışkan olarak R-134a, salamura olarak su-antifriz karışımı kullanılmıştır. Deneyler 5 aylık bir süreçte gerçekleştirilmiştir. Yapılan ölçüm ve hesaplamalara göre ortalama COP_{sis} değeri 2,2, ortalama COP_{ip} değeri 2,6 olarak elde edilmiştir.

Kural (2012), Malatya ilinde bir binanın ısıtılması ve soğutulması için toprak kaynaklı ısı pompası ile merkezi klima ve doğalgaz sistemlerini karşılaştırmıştır. Doğalgaz sistemine,

soğutma yapabilmesi amacıyla soğutma grubu sistemi uygulanmıştır. Örnek olarak seçilen bina, 60 daireden oluşan 15 katlı bir binadır. Binanın toplam ısı yükü ihtiyacı 810 kW, toplam soğutma yükü ihtiyacı 439 kW olarak hesaplanmıştır. Yapılan ekonomik analiz sonucu, toprak kaynaklı ısı pompası geri ödeme süresinin, merkezi klima sistemine göre 5 ay, doğalgaz sistemine göre 16 ay olduğu belirlenmiştir.

Koçak (2012), GDSKIP sistemini teorik olarak incelemiştir. Isı pompasının ve sistemin COP değerleri sırasıyla Aralık ayında 3.09 ve 2.36, Ocak ayında 3.01 ve 2.31 ve Şubat ayında 3.28 ve 2.47 olarak bulunmuştur. Ekserji verimleri, sırasıyla Aralık, Ocak ve Şubat aylarında; kompresör için %80,8, %78,9 ve %79,9, kondenser için %74,4, %77,1 ve %76,2, evaporatör için %30,6, %27,0 ve %12,3 ve genişleme valfi için %89,3, %88,6 ve %90,1 olarak hesaplanmıştır.

Wang vd. (2012), GDTKIP ve TKIP sistemlerinin Trnsys yazılımında simülasyonunu gerçekleştirmiştir. TKIP için ısıtma sezonunda ortalama COP değeri 2,7, GDTKIP için ısıtma sezonunda ortalama COP değeri 3,3 olarak belirlenmiştir.

Akbulut (2012), TKIP duvardan ısıtma ve soğutma sistemini deneysel olarak incelemiş, sistemin enerji, ekserji, eksergo-ekonomik ve eksergo-çevresel analizini gerçekleştirmiştir. Isıtma sezonunda, kompresörün ekserji verimi %58,3, kondenserin ekserji verimi %97,3, evaporatörün ekserji verimi %94,2, genişleme valfinin ekserji verimi %95,0 ve tüm sistemin ekserji verimi %27,4 olarak hesaplanmıştır. Isıtma sezonunda, kompresörün eksergo-ekonomik faktörü %36,48, kondenserin eksergo-ekonomik faktörü %30,67, evaporatörün eksergo-ekonomik faktörü %23,32, genişleme valfinin eksergo-ekonomik faktörü %15,19 olarak hesaplanmıştır. Soğutma sezonunda, kompresörün ekserji verimi %40,0, kondenserin ekserji verimi %79,7, evaporatörün ekserji verimi %65,1, genişleme valfinin ekserji verimi %99,2 ve tüm sistemin ekserji verimi %29,9 olarak hesaplanmıştır. Soğutma sezonunda, kompresörün eksergo-ekonomik faktörü %35,98, kondenserin eksergo-ekonomik faktörü %29,15, evaporatörün eksergo-ekonomik faktörü %62,53, genişleme valfinin eksergo-ekonomik faktörü %51,64 olarak hesaplanmıştır. Isıtma sezonunda ortalama COP değeri 2,58 – 2,91 aralığında değişiklik göstermiştir. Soğutma sezonunda ise ortalama COP değeri 3,97 – 4,58 aralığında değişiklik göstermiştir. Son olarak TKIP duvardan ısıtma ve soğutma sisteminin, HKIP duvardan ısıtma ve soğutma sistemi, HKIP + fan coil, chiller + fan coil, split klima, kombi + split klima + duvardan ısıtma ve soğutma sistemi ve kombi + chiller + fan coil sistemi ile ekonomik karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışmada incelenen TKIP duvardan ısıtma ve soğutma sistemi, en ekonomik sistem olarak belirlenmiştir.

Ünal (2014), GDTKIP sistemini deneysel olarak incelemiş ve eksergo-ekonomik analizini gerçekleştirmiştir. Soğutma sezonunda ısı pompasının COP değeri 4,84, sistemin COP değeri 3,70, kompresörün ekserji verimi %78,80, kondenserin ekserji verimi %93,64, evaporatörün ekserji verimi %89,82 ve genişleme valfinin ekserji verimi %97,52, kompresörün eksergo-ekonomik faktörü %38,43, kondenserin eksergo-ekonomik faktörü %17,25, evaporatörün eksergo-ekonomik faktörü %30,60 ve genişleme valfinin eksergo-ekonomik faktörü %20,82 olarak hesaplanmıştır. Isıtma sezonunda ısı pompasının COP değeri 4,09, sistemin COP değeri 3,18, kompresörün ekserji verimi %78,06 kondenserin ekserji verimi %98,00, evaporatörün ekserji verimi %92,17 ve genişleme valfinin ekserji verimi %94,71, kompresörün eksergo-ekonomik faktörü %39,59, kondenserin eksergo-ekonomik faktörü %49,47, evaporatörün eksergo-ekonomik faktörü %36,57 ve genişleme valfinin eksergo-ekonomik faktörü %13,20 olarak hesaplanmıştır.

Morrone vd. (2014), çeşitli iklim şartlarında konutlarda ısıtma ve soğutma amacıyla toprak kaynaklı ısı pompası kullanımının teknik ve ekonomik açıdan uygulanabilirliğini araştırmıştır. Toprak kaynaklı ısı pompasının, diğer ısıtma ve soğutma sistemleriyle karşılaştırılması yapılmıştır, ekonomik ve sera gazları tasarruf miktarları hesaplanmıştır. Diğer sistemlerle karşılaştırıldığında, ekonomik olarak %53,1 seviyelerine kadar, sera gazları olarak %20,6 seviyelerine kadar tasarruf edilebileceği belirtilmiştir.

Alkan vd. (2014), Isparta ilinde toprak kaynaklı ısı pompası ile konut ısıtılmasına farklı soğutucu akışkanların etkisini araştırmışlardır. Sistemin, 6 farklı soğutucu akışkan için termodinamik analizi yapılmıştır. Sistemde kullanılabilecek R600 soğutucu akışkanı ile en yüksek performansın sağlanabileceği gözlemlenmiştir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça, sistemin COP değeri ve ekserji veriminin arttığı bununla birlikte toplam tersinmezliğin azaldığı gözlemlenmiştir.

Tandemir (2014), ısıtma amacıyla kullanılan hava kaynaklı ısı pompasını 4 farklı soğutucu akışkan kullanarak -5 °C ve 5 °C dış hava sıcaklığı aralığında deneysel olarak araştırmıştır. Deneyler 6 aylık bir süreçte gerçekleştirilmiş ve belirli aralıklarla sıcaklık ve basınç ölçümleri yapılmıştır. Sistemin ısıtma tesir katsayısının, R-134a ve R-410a akışkanlarında hava sıcaklığı arttıkça azaldığı, R-407c akışkanında hava sıcaklığı arttıkça arttığı ve R-404a akışkanında belli bir sıcaklığa kadar azalıp sonra tekrar arttığı gözlemlenmiştir.

İnan (2014), Kütahya ilinde sera ısıtılması amacıyla toprak kaynaklı ısı pompalarını araştırmıştır. Senelik enerji ihtiyacı Derece-Saat metoduna göre 150.513 kWh olarak hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda, kullanılabilecek ısı pompasının COP değeri

3,75 olarak hesaplanmıştır. Isı pompası ile yapılacak ısıtmanın diğer sistemlere göre daha ekonomik olacağı belirtilmiştir.

Korkmaz (2015), Türkiye' nin farklı bölgelerinde konut ısıtılmasında toprak kaynaklı ısı pompası kullanımını teorik olarak incelemiştir. Toprak kaynaklı ısı pompalarının, geleneksel sistemlere göre ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olmasına rağmen sağladığı pek çok avantajla oldukça uygulanabilir sistemler olduğu belirtilmiştir.

Liu vd. (2015), Çin soğuk iklim bölgesinde bulunan Qiqihaer, Shenyang ve Pekin şehirleri için toprak kaynaklı ısı pompalarının performansı ve uygulanabilirliklerini incelemiştir. İlk olarak ısı pompası kullanılacağı düşünülen ofislerin ısı yükleri hesaplanmış daha sonra TRNSYS programı ile ısı pompalarının 10 yıllık performansları incelenmiştir. Isı pompalarının ısıtma ve soğutma sezonları için COP değerleri sırasıyla; Qiqihaer için 2,28 ve 9,27; Shenyang için 2,62 ve 3,74; Pekin için ise 3,05 ve 3,50 olarak hesaplanmıştır. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin en yüksek performansı Pekin şehrinde, en kötü performansı ise Qiqihaer şehrinde gösterdiği gözlemlenmiştir.

Hakkaki-Fard vd. (2015), Kanada ikliminde toprak kaynaklı ve hava kaynaklı ısı pompalarının tekno-ekonomik karşılaştırmasını yapmıştır. Isı pompası sistemi uygulanması düşünülen 210 m² alana sahip konutun yıllık ısıtma ihtiyacı 29.266 kWh olarak hesaplanmıştır. Aynı kapasiteye sahip hava kaynaklı ısı pompasının, toprak kaynaklı ısı pompasına göre daha az enerji harcadığı vurgulanmıştır. Kurulum maliyetleri sebebiyle toprak kaynaklı ısı pompasının, hava kaynaklı ısı pompasına göre 15 yıl daha fazla geri ödeme süresine sahip olduğu ancak kurulum maliyetinin yarıya düşürülmesi durumunda bu farkın yalnızca birkaç yıla ineceği belirtilmiştir.

Emmi vd. (2015), GDTKIP sistemini farklı iklim koşulları için karşılaştırmışlardır. Evaporatör sıcaklığı için 0 – 15 °C sıcaklığı, kondenser sıcaklığı için 30 – 45 °C sıcaklık aralığı seçilmiştir. Evaporatör sıcaklığı yükseldikçe ve kondenser sıcaklığı düştükçe COP değerinin yükseldiği gözlemlenmiştir. Ölçülen COP değerleri 3,2 ve 7,7 aralığındadır.

Bayraktar (2015), Karabük ilinde toprak kaynaklı ısı pompalarının verimlilikleri ve kullanılabilirliklerini araştırmıştır. Çalışmada belirli kuyular için, belirli derinliklerde ve belirli aralıklarla sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Isı pompası kullanılacağı düşünülen konutun toplam ısı yükü ihtiyacı 13,89 kW olarak hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalara göre COP_{ip} değeri 4,3 olarak bulunmuştur. Sistemin, kombi sistemine göre kendini amorti etme süresi 19,5 yıl olarak hesaplanmıştır.

Ekren vd. (2016), atık su kaynaklı ısı pompasını deneysel olarak incelemiş ve hava kaynaklı ısı pompası ile karşılaştırmışlardır. Atık su sıcaklıkları, kış sezonunda 9 – 14 °C aralığında, yaz sezonunda 26 – 29 °C aralığında ölçülmüştür. Atık su kaynaklı ısı pompasının soğutma sezonunda COP değeri 5,48, ısıtma sezonunda 6,15 olarak bulunmuşken, hava kaynaklı ısı pompası için değerler sırasıyla 4,30 ve 4,26 olarak bulunmuştur.

1.4. Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu akışkanlar, ısı pompası, buzdolabı ve klima gibi soğutma çevrimi esaslı çalışan makinelerde ve bazı güç santrallerinde (Köse, 2005, 2007) kullanılan akışkanlardır. Bu akışkanlar, kapalı çevrimlerde kullanılmakta ve çevrim içinde sıvı ve gaz hallerine geçiş yapabilmektedirler. Bu sistemlerde ilk olarak su, karbondioksit ve amonyak gibi akışkanlar kullanılırken daha sonra bunların yerlerini kloroflorokarbonlar (CFC) ve hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) almıştır (Koyun, 2005). İdeal akışkan seçiminde, akışkanın düşük kaynama sıcaklığına sahip olması, yüksek buharlaşma gizli ısıya sahip olması, sıvı formda makul, gaz formunda yüksek yoğunluğa sahip olması ve yüksek kritik sıcaklığa sahip olması gibi uygun termodinamik özelliklere sahip olması, makine elemanlarına zarar verecek korozyon özellikler taşımaması, zehirli ve yanıcı olmaması ve en önemlisi ozon delinmesi ve küresel ısınma gibi etmenlere yol açmaması gibi özellikler aranmaktadır.

Soğutucu akışkanlar saf ve karışım olmak üzere iki kısma ayrılabilir (Çomaklı vd., 2006). Saf halde bulunan soğutucu akışkanlar, yapılarında bulunan maddelere bağlı olarak incelenmektedirler. İnorganik yapılu soğutucu akışkanlara karbondioksit, amonyak, kükürtdioksit ve su örnek verilebilir. Organik yapılu soğutucu akışkanlar, kendi içinde bromoflorokarbonlar veya halonlar (R13B1), kloroflorokarbonlar veya CFC (R11, R12), hidrokloroflorokarbonlar veya HCFC (R22), hidrokarbonlar veya HC (R600a) ve hidroflorokarbonlar veya HFC(R134a, R32) olarak ayrılabilirler. Saf haldeki soğutucu akışkanların bir araya gelmesiyle oluşan akışkanlarda kendi içlerinde azeotropik soğutma karışımları (R410A, R507A) ve zeotropik soğutma karışımları (R401A) olarak ayrılabilirler.

Isı pompalarında ve diğer proseslerde kullanılan bazı soğutucu akışkanlar ve özellikleri aşağıda paylaşılmıştır (Frigo Teknik Soğutma, 2015).

•R11 (CCl₃F)

Geniş çaplı kullanılan ilk akışkandır. Yüksek kaynama noktası nedeniyle, düşük çalışma basıncına sahip sistemlerde tercih edilmiştir. Ozon delme potansiyeli sebebiyle üretilmemektedir.

•**R12 (CCl₂F₂)**

Freon-12 adıyla bilinen renksiz, yanıcı, patlayıcı ve zehirli özellikleri olmayan soğutucu akışkandır. Ozon delme potansiyeli nedeniyle Montreal Protokolü kapsamında üretimi dünya çapında 1996 yılında yasaklanmıştır.

•**R134a (CH₂FCF₃)**

Termodinamik ve fiziksel özellikleri R12' ye en yakın soğutucu akışkandır. Ozon delme potansiyeli sıfırdır ve küresel ısınma potansiyeli diğer soğutucu akışkanlara göre düşüktür, bu sebepten dolayı ev tipi soğutucular ve araç soğutucuları için en uygun soğutucu akışkandır.

•**R22 (CHClF₂)**

Renksiz bir akışkandır. Gelişmiş ülkelerde, ozon delme potansiyeli ve küresel ısınma potansiyeli sebepleriyle kullanımı tercih edilmezken, gelişmekte olan ülkelerde yaygın bir biçimde kullanılmaya devam edilmektedir.

•**R410A**

R32 ve R125 akışkanlarının karışımı olan azeotropik bir soğutucu akışkandır. Ozon delme potansiyeli sıfırdır. Küresel ısınma potansiyeli R22 akışkanıyla aynı seviyede olmasına rağmen, kullanıldığı sistemlerde yüksek performans göstermesi ve enerji tüketimini azaltması sebebiyle tercih edilen bir akışkandır.

•**R507A**

Düşük ve orta sıcaklıklı soğutma proseslerinde kullanılmak üzere, R502 soğutucu akışkanının alternatifi olarak üretilen bir akışkandır.

•**R600a (İzobütan)**

Düşük çevresel etkileri (ozon delme potansiyeli sıfırdır, küresel ısınma potansiyeli düşüktür) ve yüksek termodinamik performansı sebebiyle tercih edilen soğutucu akışkanlardandır. Zehirli olmamasına rağmen yüksek yanıcı özelliğine sahiptir.

Soğutucu akışkanların çevresel etkileri genel olarak Çizelge 1.6' da paylaşılmıştır.

Montreal Protokolü kapsamında, ODP değerlerine bakıldığında; sıfır olanlar için herhangi bir kısıtlama bulunmamaktadır. Orta seviyede olanların tüketiminin azaltılması hedeflenmektedir. Yüksek seviyede olanların global seviyede üretim ve tüketiminin yasaklanması hedeflenmektedir. Avrupa Komisyonu değerlendirmesinde, GWP değerlerine

bakıldığında; GWP değeri 150’ den az olanlar için herhangi bir kontrolün gerekmediği, GWP değeri 150-2500 aralığında olanlar için bazı kısıtlamalar gerektiği ve GWP değeri 2500’ den yüksek olan akışkanlar için önemli kısıtlamalar gerektiği bildirilmiştir.

Çizelge 1.7. Bazı soğutucu akışkanların çevresel etkileri (Linde, 2016).

Soğutucu Akışkan	ODP	Durum	GWP	Durum	Soğutucu Akışkan	ODP	Durum	GWP	Durum
R12	1	Yüksek	10900	Yüksek	R422A	0	Sıfır	3143	Yüksek
R502	0,33	Yüksek	4657	Yüksek	R422D	0	Sıfır	2729	Yüksek
R22	0,055	Orta	1810	Orta	R423A	0	Sıfır	2280	Orta
R123	0,060	Orta	77	Düşük	R424A	0	Sıfır	2440	Orta
R401A	0,033	Orta	1182	Orta	R427A	0	Sıfır	2138	Orta
R401B	0,036	Orta	1288	Orta	R428A	0	Sıfır	3607	Yüksek
R402A	0,019	Orta	2788	Yüksek	R434A	0	Sıfır	3245	Yüksek
R402B	0,030	Orta	2416	Orta	R437A	0	Sıfır	1805	Orta
R408A	0,024	Orta	3152	Yüksek	R438A	0	Sıfır	2265	Orta
R23	0	Sıfır	14800	Yüksek	R507A	0	Sıfır	3985	Yüksek
R32	0	Sıfır	675	Orta	R508B	0	Sıfır	13396	Yüksek
R134a	0	Sıfır	1430	Orta	R1234yf	0	Sıfır	4	Orta
R404A	0	Sıfır	3922	Yüksek	R1234ze	0	Sıfır	6	Orta
R407A	0	Sıfır	2107	Orta	R170	0	Sıfır	6	Orta
R410A	0	Sıfır	2088	Orta	R290	0	Sıfır	3	Orta
R417A	0	Sıfır	2346	Orta	R600a	0	Sıfır	3	Orta

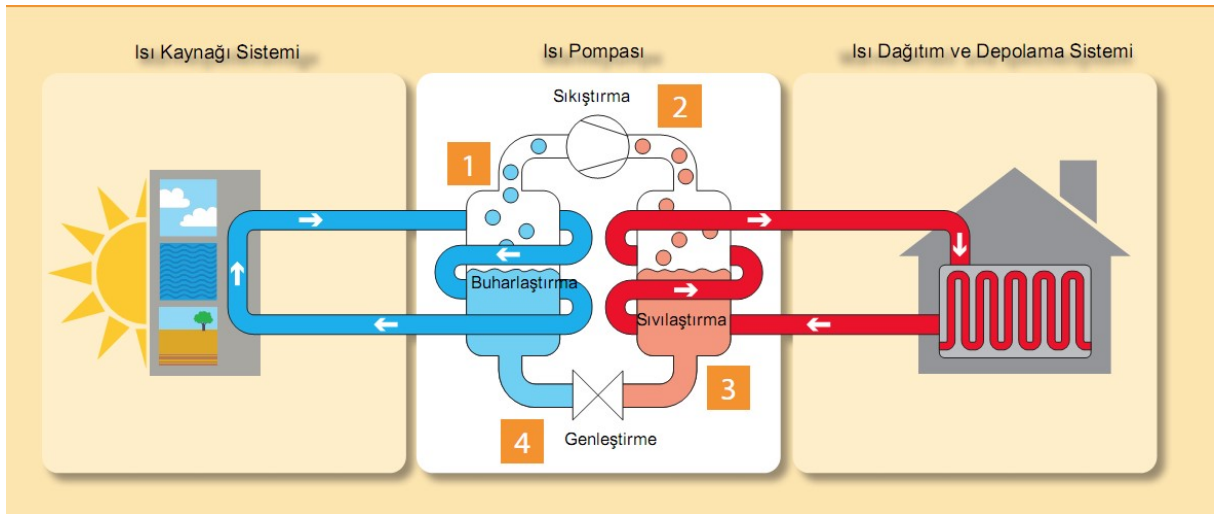
Bazı soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri Çizelge 1.7’ de paylaşılmıştır.

Çizelge 1.8. Bazı soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri.

Soğutucu Akışkan	Molekül Ağırlığı (kg/kmol)	Kaynama Noktası °C (1 atm)	Kritik Sıcaklık (°C)	Kritik Basıncı (kPa)
R11	137,4	23,77	197,96	4408
R12	120,9	-29,8	111,97	4136
R22	86,5	-40,7	96,14	4990
R23	70	-82,1	25,92	4836
R30	84,9	39,6	235,15	6080
R113	187,4	48	214,06	3392
R114	170,9	3,5	145,68	3257
R125	120	-48,5	66,18	3629
R130	167,8	146,5	388,06	5840
R134a	102	-26,3	101,06	4059
R170	30,07	-88,6	32,18	4872
R290	44,1	-42,1	96,7	4248
R401A	94,4	-34,4	105,27	4613
R404A	97,6	-46,6	72,14	3735
R407A	90,1	-45,2	81,91	4487
R407C	86,2	-43,8	86,05	4634
R409A	97,4	-35,4	106,92	4600
R410A	72,6	-51,6	70,17	4770
R412A	92,2	-36,4	107,5	4881
R417A	106,7	-41,2	89,89	4102
R500	99,3	-33	102,15	4173
R506	93,7	-12	142,22	5157
R507A	98,9	-46,7	70,74	3715
R600	58,1	0	152,01	3796
R600a	58,1	-11,7	134,7	3640
R601a	72,1	27,7	187,78	3378
R610	74,1	34,6	193,65	3640
R611	60,1	32	213,55	6000
R631	45,1	16,6	183	5620
R704	4,002	-268,93	-267,96	227
R717	17,03	-33,34	132,4	11280
R744	44	-78	31,04	7380

2. ISI POMPALARI

Isı pompaları, düşük sıcaklıklı ortamdaki yüksek sıcaklıklı ortama ısı aktaran makineler olarak tanımlanabilir (Çengel, 2007). Isı pompaları ve soğutma makineleri, aynı termodinamik çevrimi gerçekleştirmekte olup, farklı amaçlarla kullanılan sistemlerdir. Isı pompasının amacı, yüksek sıcaklıklı ortamı sıcak tutmak; soğutma makinelerinin amacı, düşük sıcaklıklı ortamı soğuk tutmaktır. Isı pompasının genel çalışma prensibi Şekil 2.1.'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Isı pompası çalışma prensibi (attogroup.com).

2.1. Buhar Sıkıştırma Isı Pompaları

Buhar sıkıştırma soğutma çevrimine (Şekil 2.2.) dayalı çalışan ısı pompaları, buhar sıkıştırma ısı pompaları olarak adlandırılırlar. Buhar sıkıştırma ısı pompası, kompresör, kondenser, genleşme valfi ve evaporatör olmak üzere 4 elemandan meydana gelmektedir.

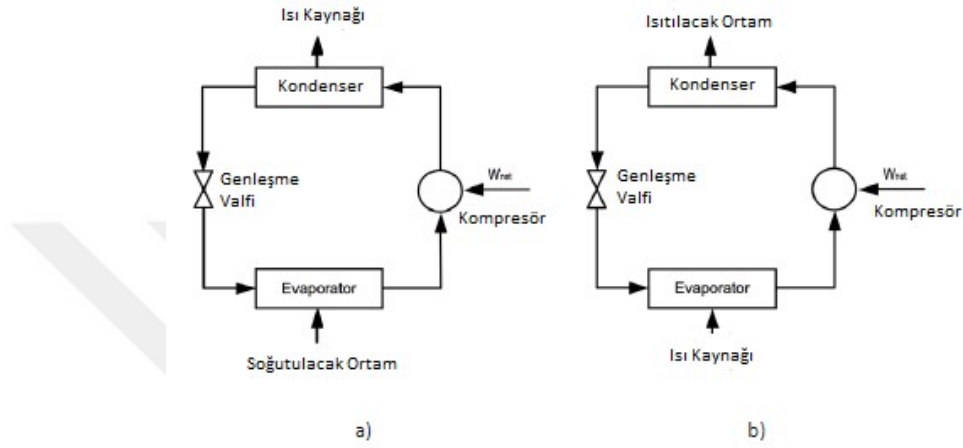
Buhar sıkıştırma ısı pompasının performansı için tesir katsayısından bahsedilir. Isı pompası tesir katsayısı COP ile gösterilir ve Eşitlik 2.1. ile hesaplanabilir.

$$COP_{IP} = \frac{Q_Y}{W_{net}} \quad (2.1)$$

Bu eşitlikte, Q_Y yüksek sıcaklıklı ortama verilen ısıyı, W_{net} sisteme giren net işi temsil etmektedir. Soğutma makinelerinin tesir katsayısı COP_{SM} ile gösterilir ve Eşitlik 2.2. ile hesaplanabilir.

$$COP_{SM} = \frac{Q_D}{W_{net}} \quad (2.2)$$

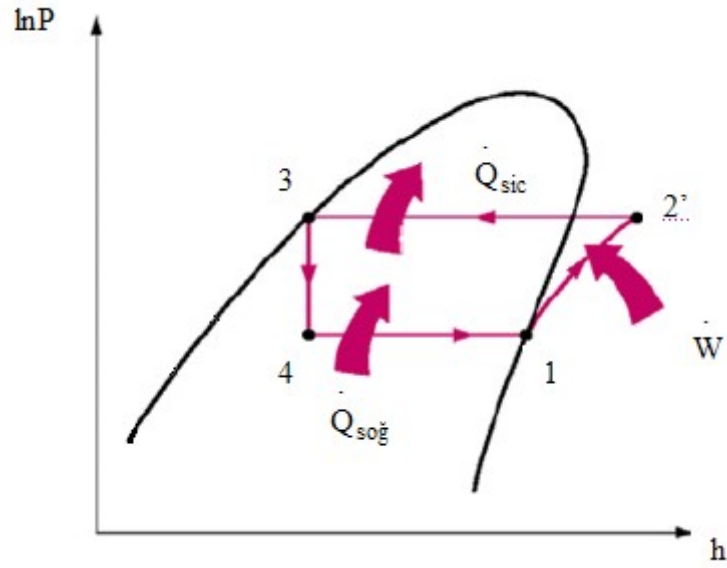
Bu eşitlikte, Q_D düşük sıcaklıklı ortamdan çekilen ısıyı, W_{net} sisteme giren net işi temsil etmektedir.



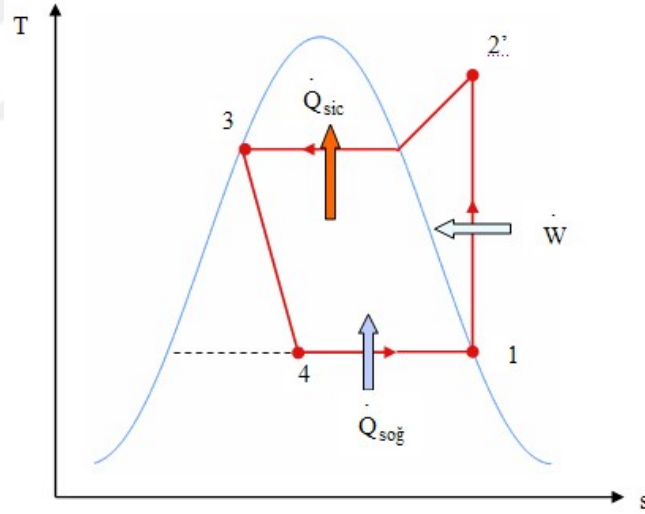
Şekil 2.2. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi; a) Soğutma makinesi, b) Isı pompası.

Soğutma çevriminin P-h ve T-s diyagramları Şekil 2.3 ve Şekil 2.4' te görülmektedir. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi 4 aşamadan oluşmaktadır (Çengel, 2007);

- 1-2' Kompresörde tersinir adyabatik sıkıştırma
- 2'-3 Yoğuşturucuda tersinir sabit basınçta ısı verme
- 3-4 Genleşme valfinde sabit entalpide genişleme
- 4-1 Buharlaştırıcıda tersinir sabit basınçta ısı alma



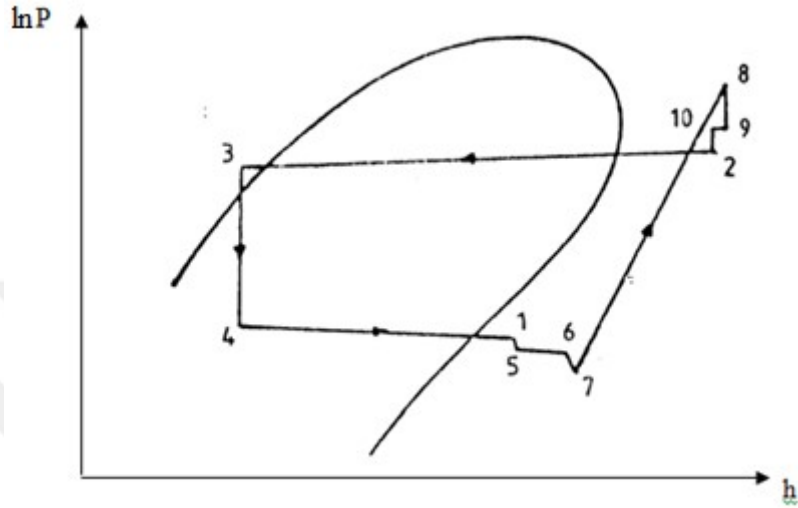
Şekil 2.3. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ln P-h diyagramı.



Şekil 2.4. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı.

Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimin P-h diyagramı Şekil 2.5' te görülmektedir. Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan akışkanın 1-5 noktaları arasındaki emme hattında yük kaybından dolayı basıncı düşmektedir. Soğutucu akışkana ısı geçişi sonucu 5-6 noktaları arasında sıcaklığı artmakta ve 6-7 noktaları arasında emme valfinden dolayı basıncı azalmaktadır. Akışkan kompresöre 7 noktasında girdikten sonra, 8 noktasında kompresörden çıkar ve 9-10 noktaları arasında ısı kaybından dolayı sıcaklığı azalır. 10-2 noktaları arasında borulardaki yük kayıplarından dolayı akışkanın basıncı düşer ve akışkan 2 noktasında

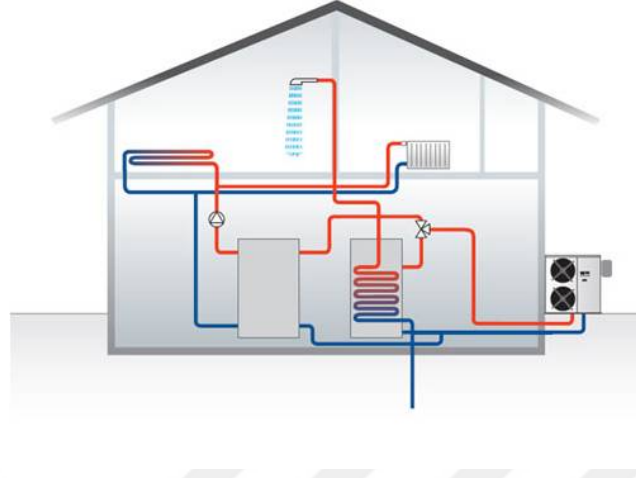
yoğuşturucuya girer. Soğutucu akışkan 3 noktasında yoğuşturucudan çıkar ve 4 noktasında genleşme valfine girer. Kısılma işlemi gerçek çevrimde sabit entalpide olmaz. Soğutucu akışkan 4 noktasında buharlaştırıcıya girer ve 1 noktasında buharlaştırıcıdan çıkarak çevrimi tamamlar.



Şekil 2.5. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ln P-h diyagramı.

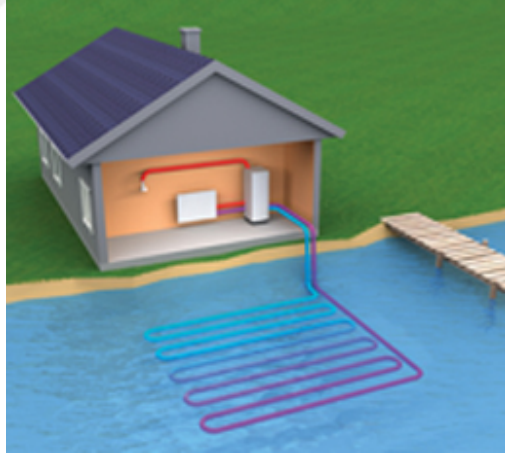
2.2. Isı Pompası Çeşitleri

Isı pompaları, ısısını aldıkları kaynaklara göre adlandırılmaktadır. Hava kaynaklı ısı pompaları, ısısının dış ortam havasından almaktadırlar. Dış ortam havasının değişken olması sebebiyle ısı pompalarının COP değerleri değişkenlik göstermektedir. Hava kaynaklı ısı pompası şeması Şekil 2.6' da görülmektedir. Hava sıcaklığının çok düşük olduğu bölgelerde, ısı pompalarının düşük performans göstermesi ve buharlaştırıcıda yaşanabilen donma problemleri olumsuz özelliklerdir.



Şekil 2.6. Hava kaynaklı ısı pompası (<http://rayotec.com/>).

Su kaynaklı ısı pompaları, ısınıcı göl, nehir veya yer altı suları gibi kaynaklardan alır. Su kaynaklı ısı pompalarının şematik gösterimi Şekil 2.7’ de paylaşılmıştır.

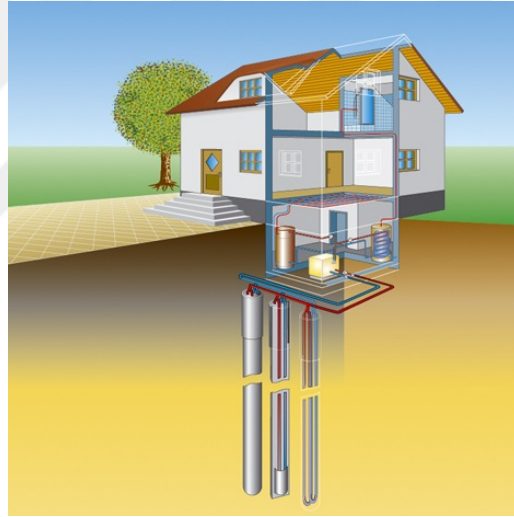


Şekil 2.7. Su kaynaklı ısı pompası (<http://patioarea.com>).

Toprak kaynaklı ısı pompaları, ısılarını topraktan alırlar. Güneşten gelen enerjinin önemli bir kısmının toprakta depo edilmesi ve toprak sıcaklığının yıl içinde çok fazla değişmemesi, toprak ısı kaynağını cazip hale getirmektedir. Toprak ısı değıştircileri yatay ve dikey olmak üzere iki şekilde olabilmektedir. Yatay tip toprak ısı değıştircisine sahip toprak kaynaklı ısı pompası Şekil 2.8’ de, dikey tip toprak ısı değıştircisine sahip toprak kaynaklı ısı pompası Şekil 2.9’ da görölmektedir.



Şekil 2.8. Yatay tip toprak ısı değıştircili toprak kaynaklı ısı pompası (<http://www.geothermalmontana.com>).



Şekil 2.9. Dikey tip toprak ısı değıştircili toprak kaynaklı ısı pompası (<http://www.stadtentwicklung.berlin.de>).

3. TERMODİNAMİK KAVRAMLAR

Enerji, en temel haliyle bir sistemin iş yapma kapasitesi olarak tanımlanabilir. Enerji, evrende çeşitli şekillerde bulunabilmekte ve birbirlerine dönüştürülebilmektedir. Enerji çeşitlerine örnek olarak mekanik, ısı, elektrik, kimyasal, iş ve nükleer enerji verilebilir.

Termodinamik, enerjinin bilimi olarak adlandırılabilir (Çengel, 2007). Termodinamiğin 0., 1., 2. ve 3. kanunları vardır. Termodinamiğin 1. kanunu, enerjinin korunumu ile ilgilidir. Doğada enerji vardan yok olmaz, var olan enerjide yok olmaz. Termodinamiğin 2. kanunu, enerjinin niceliğinin yanında niteliğinin önemli olduğunu söyler ve doğadaki değişimlerin enerjinin niteliğini azaltır yönde gerçekleştiğini vurgular.

Sürekli akışlı sürekli açık bir sisteme termodinamiğin 1. kanunu şu şekilde uygulanır;

$$\text{Giren enerji} = \sum_g m_g \left(h_g + \frac{1}{2} V_g^2 + gZ_g \right) + Q \quad (3.1)$$

$$\text{Çıkan enerji} = \sum_\varphi m_\varphi \left(h_\varphi + \frac{1}{2} V_\varphi^2 + gZ_\varphi \right) + W \quad (3.2)$$

$$\text{Sistemdeki değişiklik} = \Delta E = \Delta(H + KE + PE) \quad (3.3)$$

Bu ifadelerde; ‘h’, spesifik entalpiyi, ‘V’, hızı, ‘Z’, belirli bir referans noktasına göre yüksekliği, ‘E’, sistemin toplam enerjisini temsil etmektedir. Potansiyel ve kinetik enerjiler ihmal edildiğinde termodinamiğin 1. kanunu şu şekilde ifade edilir;

$$\sum_g m_g h_g - \sum_\varphi m_\varphi h_\varphi + Q - W = 0 \quad (3.4)$$

Bir süreç kimyasal tepkimeler içeriyorsa kimyasal, içermiyorsa fiziksel olarak adlandırılır. Fiziksel süreçlerde, sisteme giren ve/veya çıkan her bir kütle akısının entalpisi, belirli bir sıcaklık ve basınç referansıya, aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$h_g = \int_{T_{ref}}^T \left(\frac{\partial h_g}{\partial T} \right)_P dT + \int_{P_{ref}}^P \left(\frac{\partial h_g}{\partial P} \right)_T dP \quad (3.5)$$

Eşitlikte yer alan ikinci integral, basıncın yarattığı etkinin yok sayılması halinde ihmal edilir. Sabit basınçta özgül ısı ile entalpi ifadesi aşağıdaki şekildedir;

$$h_g = \int C_p dT \quad (3.6)$$

Sabit basınç altında özgül ısısın sıcaklıktan bağımsız olduğu durumlarda entalpi aşağıdaki ifadeyle hesaplanır;

$$h_g = C_p (T - T_{ref}) \quad (3.7)$$

Bir ısı sistem, ilk halinden, çevre ile dengeye geldiği hal olan ölü hale ulaştığında, sistemden sağlanabilecek maksimum teorik işe sistemin ekserjisi denilir. Sistemin kullanılamayan enerjisi anerji olarak adlandırılır. Bir sistemin anerjisi ve ekserjisi toplamı, sistemin toplam enerjisini vermektedir.

Termodinamiğin 2. kanunu yardımıyla, termal sistemlerin dizayn ve analizi için ekserji dengesi incelenebilir. Sürekli akışlı sürekli açık bir sistemin ekserji dengesi, aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$E_{giren} + E_Q = E_{çıkan} + W + I \quad (3.8)$$

Yukarıdaki eşitlikte yer alan ifadelerden;

$$E_{giren} = \sum m_g e_g \quad (3.9)$$

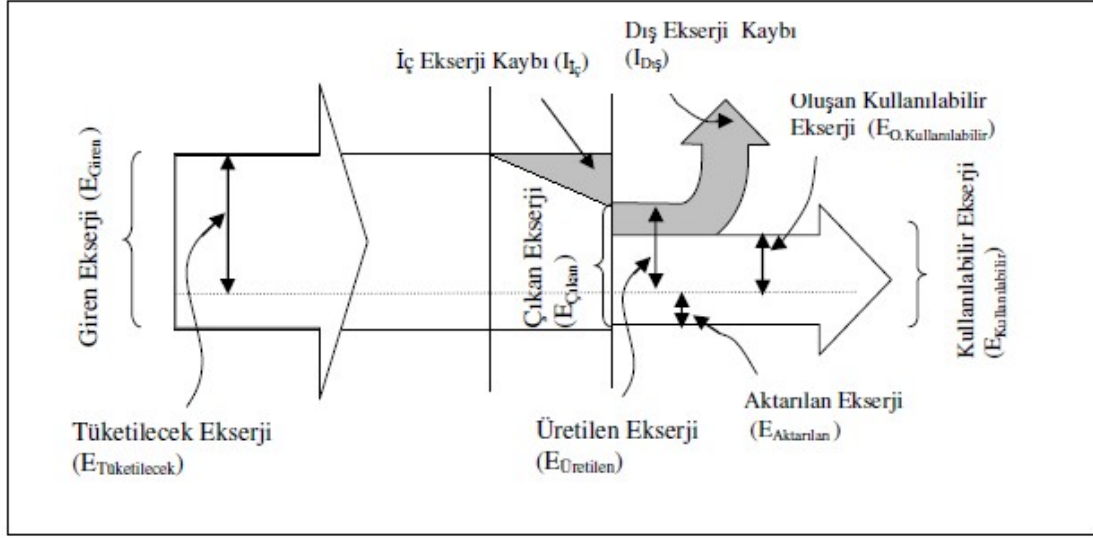
$$E_{çıkan} = \sum m_\varphi e_\varphi \quad (3.10)$$

$$E_Q = \sum Q \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) \quad (3.11)$$

şeklinde tanımlanabilmektedir. Genel ekserji denklemi aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir;

$$E = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + e_{ch} + (V_0^2 / 2) + gZ_0 \quad (3.12)$$

Bir sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları, Şekil 3.1' de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.1. Bir sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları (Apak, 2007).

Verilen şekil incelendiğinde, bir sistemin ekserji verimi aşağıdaki eşitlik ile ifade edilebilir;

$$\eta = \frac{E_{\text{çikan}} - E_{\text{aktarılan}}}{E_{\text{giren}} - E_{\text{aktarılan}}} = \frac{E_{\text{giren}} - I_{\text{İç}} - I_{\text{dış}} - E_{\text{aktarılan}}}{E_{\text{giren}} - E_{\text{aktarılan}}} = \frac{E_{\text{oluşan,kullanilabilir}}}{E_{\text{kayıp}}} \quad (3.13)$$

Eşitlikte yer alan $E_{\text{aktarılan}}$ ifadesi, aktarılan ekserjiyi, $E_{\text{oluşan,kullanilabilir}}$ ifadesi, oluşan kullanılabilir ekserjisi ifade eder. Ekserji geçişinde gerçekleşen ekserji kayıpları $I_{\text{İç}}$ ve $I_{\text{dış}}$ toplamı kadardır.

İş etkisi ile gerçekleşen ekserji transferi aşağıdaki eşitlik ile ifade edilebilir;

$$E_w = W \quad (3.14)$$

Isı transferi ile gerçekleşen ekserji transferi aşağıdaki eşitlik ile ifade edilebilir;

$$E_Q = Q \left(1 - \frac{T_0}{T_r} \right) \quad (3.15)$$

Bu eşitlikte, Q transfer olan ısıyı verir. Eşitlikte yer alan T_0 ifadesi atmosfer sıcaklığını, T_r ifadesi ısı kaynağının sıcaklığını temsil etmektedir.

Madde akışı ile gerçekleşen ekserji geçişi, kinetik ekserji ' E_k ', potansiyel ekserji ' E_p ', fiziksel ekserji ' E_{ph} ' ve kimyasal ekserjinin ' E_{ch} ' toplamıdır. Oluşan ekserji transferi aşağıdaki eşitlik ile ifade edilebilir;

$$E = E_k + E_p + E_{ph} + E_{ch} \quad (3.16)$$

Yukarıdaki eşitlikte yer alan kinetik ekserji;

$$E_k = m(V_0^2 / 2) \quad (3.17)$$

potansiyel ekserji;

$$E_p = mgZ_0 \quad (3.18)$$

farklı sıcaklığa ve sabit basınca sahip katı, sıvı ve gazlar için fiziksel ekserji;

$$E_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.19)$$

farklı sıcaklığa ve basınca sahip gazlar için fiziksel ekserji;

$$E_{ph} = \{(h - h_0) - T_0(s - s_0)\} + \{mT_0 R_x \ln(P - P_0)\} \quad (3.20)$$

farklı sıcaklığa ve basınca sahip katı ve sıvılar için fiziksel ekserji;

$$E_{ph} = \{(h - h_0) - T_0(s - s_0)\} + \{mV(P - P_0)\} \quad (3.21)$$

sabit sıcaklığa ve farklı basınca sahip gazlar için fiziksel ekserji;

$$E_{ph} = mT_0 R_x \ln(P - P_0) \quad (3.22)$$

sabit sıcaklığa ve farklı basınca sahip katı ve sıvılar için fiziksel ekserji;

$$E_{ph} = mV_m(P - P_0) \quad (3.23)$$

şeklinde tanımlanabilmektedir. Tersinir gerçekleşen bir reaksiyondan elde edilebilecek maksimum ekserji, kimyasal ekserjidir. Spesifik moleküler kimyasal ekserji ' e_0 ' olmak üzere, ideal sıvı veya bir gaz karışımının kimyasal ekserjisi;

$$E_{ch} = \sum x_i (e_{0i} + RT_0 \ln[x_i]) \quad (3.24)$$

eşitliği ile ifade edilmektedir. Bu ifadede x_i , karışımdaki yüzdesel oranı, R universal gaz sabitini temsil etmektedir. Y parçanın aktiflik katsayısı olmak üzere, kimyasal ekserjinin çözümü;

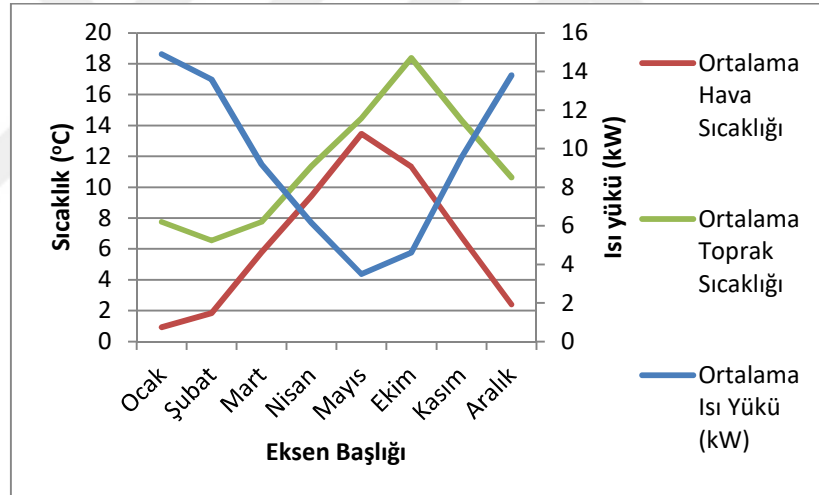
$$E_{ch} = \sum x_i (e_{0i} + RT_0 \ln[\gamma x_i]) \quad (3.25)$$

eşitliği ile ifade edilebilir.



4. MATERİYAL

Bu çalışmada, seçilen bir konutun Kütahya ilinde ısı pompaları ile ısıtılması teorik olarak incelenmiştir. Öncelikle konutun 8 aylık ısıtma sezonunda, her ay için gerekli ortalama ısı yükü TS825 standartlarına göre hesaplanmıştır. Kaynak sıcaklıkları olarak Kütahya ilinin 1 metre derinlikte ortalama toprak sıcaklığı (Bilgili, 2013) ve ortalama dış hava sıcaklığı kullanılmıştır. Kütahya ili için 1 metre derinlikte ortalama toprak sıcaklığı, ortalama hava sıcaklığı ve seçilen konutun ortalama ısı yükü Şekil 4.1.' de paylaşılmıştır. Daha sonra, hesaplanan ısı yükleri ve seçilen kaynak sıcaklıklarına göre CoolPack yazılımında, 6 farklı akışkan için soğutma çevrimleri modellenmiş ve çevrimlerin özellikleri elde edilmiştir. Elde edilen özellikler kullanılarak, toprak, hava ve güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompaları modellenmiş ve Matlab yazılımında hazırlanan program ile EES yazılımı yardımıyla termodinamik ve eksergo-ekonomik özellikleri hesaplanmıştır.



Şekil 4.1. Kütahya ilinin aylara göre ortalama hava ve 1 metre derinlikte toprak sıcaklığı ve seçilen konutun ortalama ısı yükü.

4.1. Isı Kaybı Hesabı

Çalışma için, Kütahya ilinde 188,6 m² taban alanına sahip, 8,31 metre yüksekliğinde 3 katlı bir konutun ısıtılması düşünülmüştür (Şekil 4.2.). Seçilen konutun ısı yükü hesabı Çizelge 4.1.' de paylaşılmıştır.

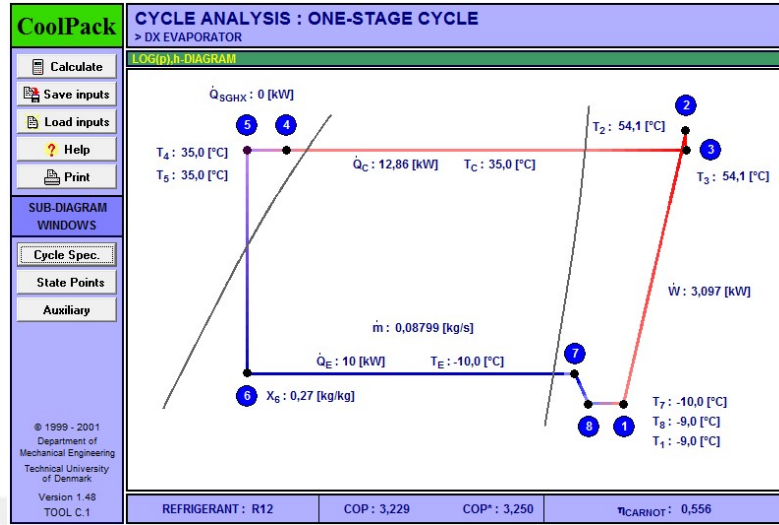


Şekil 4.2. Kütahya ilinde seçilen konutun proje görünümü.

Yapılan hesaplamalar sonucunda konutun özgül ısı kaybı 922,6 W/K olarak bulunmuştur. TS825 standartlarınca konutun ısıtma sezonu boyunca aylık ortalama ısı yükleri hesaplanmıştır.

4.2. Soğutma Çevrimlerinin Modellenmesi

Hesaplanan ısı yüklerine ve belirlenen evaporatör ve kondenser sıcaklıklarına göre, 6 farklı akışkan için CoolPack yazılımında soğutma çevrimleri modellenmiştir (Şekil 4.3.). CoolPack yazılımında, modellemesi yapılan soğutma çevrimi noktalarının basınç ve sıcaklık değerleri kaydedilmiştir.



Şekil 4.3. CoolPack yazılımının örnek ekran görüntüsü.

4.3. Isı Pompası Sistemlerinin Termodinamik ve Eksergo-Ekonomik Analizi

Çalışmada, Matlab yazılımında ısı pompası sistemlerinin termodinamik özelliklerini ve eksergo-ekonomik değerlerini EES yazılımıyla hesaplayan program yazılmıştır. Yazılan program, her bir ısı pompası sistemi için modifiye edilmiştir (Ek 1.). Hazırlanan program ile literatürde yer alan bazı deneysel ve teorik çalışmaların hesabı yapılarak sonuçlar karşılaştırılarak programın doğruluğu kontrol edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, genel hata oranı kabul edilebilir seviyededir(Çizelge 4.2.).

Çizelge 4.2. Hazırlanan program ile diğer çalışmaların validasyonu.

Çalışma	Yazar	Isı Pompası Sistemi	Soğutucu Akışkan	Genel Hata Oranı (%)
Toprak Kaynaklı Bir Isı Pompasının Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Termodinamik Analizi	Kabul vd. (2014)	TKIP	R22	-4,5
			R134a	2,3
			R410A	-0,5
Toprak Kaynaklı Isı Pompasında İkinci Yasa Verimi	Toksöz vd.	TKIP	R134a	-4,5
Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems	Özgener ve Hepbaşlı (2007)	TKIP	R22	16,7

4.3.1. Speco metodu

Bir sistemin tasarımında ve iyileştirilmesinde, ekserji analizi ve maliyet analizinin payı büyüktür. Eksergo-ekonomik analiz konusunda yapılmış pek çok çalışma ve geliştirilmiş metodlar vardır. Bu metodlardan biride Lazzaretto ve Tsatsaronis tarafından, termal sistemlerin

eksergo-ekonomik analizi amacıyla geliştirilen SPECO (Specific Cost of Exergy) metodudur (Lazzaretto, 2006) ve bu çalışmada uygulanmıştır. Speco metodu üç adımdan meydana gelmektedir.

4.3.2. Ekserji akımlarının belirlenmesi

İlk aşamada, elemanların analizinde toplam ekserji veya toplam ekserjiyi oluşturan bileşenlerin (termal, mekanik ve kimyasal ekserjiler) hangisinin kullanılacağı belirlenmelidir. Toplam ekserjiyi oluşturan bileşenlerin kullanılması, analizin doğruluğunu artıracak olmasına rağmen elde edilecek eksergo-ekonomik sonuçlar için önemli değildir. Kullanılacak yöntem belirlendikten sonra, elemanlara tüm kütle ve enerji transferleri belirlenerek, ekserjileri hesaplanmalıdır.

4.3.3. Yakıt ve ürünün belirlenmesi

Ürün, çıkış noktasındaki tüm ekserji değerlerinin, giriş ve çıkış noktaları arasındaki artan ekserji miktarıyla toplamı olarak değerlendirilebilir. Yakıt ise, giriş noktasındaki tüm ekserji değerlerinin, giriş ve çıkış noktaları arasındaki azalan ekserji miktarıyla toplamında, giriş ve çıkış noktaları arasındaki artan ekserji miktarının çıkartılmasıyla hesaplanabilir. Analizde, toplam ekserji kullanıldığında yakıt, giriş noktasındaki ekserji miktarına, ürün ise çıkış noktasındaki ekserji miktarına eşittir.

4.3.4. Maliyet eşitlikleri

Eksergo-ekonomik analiz, termal sistemin çevreyle gerçekleştirdiği etkileşimler veya sistemde yaşanan verimsizlikler sonucu ortaya çıkan ekserji akımlarının maliyetini ölçmeye yarar. Bu amaçla, ekserji maliyetleri şu şekilde belirlenebilir;

$$\dot{C}_g = c_g \cdot \dot{E}_g = c_g \cdot \dot{m}_g \cdot e_g \quad (4.1)$$

$$\dot{C}_\varphi = c_\varphi \cdot \dot{E}_\varphi = c_\varphi \cdot \dot{m}_\varphi \cdot e_\varphi \quad (4.2)$$

$$\dot{C}_w = c_w \cdot \dot{W} \quad (4.3)$$

$$\dot{C}_q = c_q \cdot \dot{E}_q \quad (4.4)$$

Bu eşitliklerde, $\dot{E}_g, \dot{E}_\varphi, \dot{W}$ ve $\dot{E}_q$ sırasıyla; giren ekserjiyi, çıkan ekserjiyi, işi ve ısı transferiyle gerçekleşen ekserji transferini temsil etmektedir. Birim ekserji başına maliyetler, c_g, c_φ, c_w ve c_q ifadeleri ile temsil edilmektedir. $\dot{C}_g, \dot{C}_\varphi, \dot{C}_w$ ve $\dot{C}_q$ maliyet akımlarıdır.

Sistemin her elemanı için ayrı ayrı maliyet eşitlikleri yazılabilir. Bir elemanın çıkan ekserji maliyeti, giren ekserji maliyeti ile o elemanın ilk yatırım maliyeti ve işletme-bakım giderlerinin toplamına eşittir. İlk yatırım maliyeti ile işletme ve bakım giderlerinin toplamı $\dot{Z}$ olarak tanımlanır. Genel olarak sistemin n . elemanı için maliyet dengesi aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$\sum_{\varphi} (c_{\varphi} \cdot \dot{E}_{\varphi})_n + c_{w,n} \cdot \dot{W}_n = c_{q,n} \cdot \dot{E}_{q,n} + \sum_g (c_g \cdot \dot{E}_g)_n + \dot{Z}_n \quad (4.5)$$

$$\dot{Z} = A \cdot (\dot{Z}_{iym} + \dot{Z}_{im}) \quad (4.6)$$

Yukarıdaki eşitlikte, $\dot{Z}_{iym}$, ilk yatırım maliyetinin, elemanın ömrü boyunca toplam çalışma saatine oranı, $\dot{Z}_{im}$, elemanın işletme ve bakım giderlerinin, elemanın yıllık çalışma saatine oranı olarak tanımlanabilir. $\dot{Z}$ değeri hesabında, $\dot{Z}_{iym}$ ve $\dot{Z}_{im}$ değerlerinin, bir değere getirilme faktörü (A) ile çarpılması gerekmektedir (Ünal, 2014);

$$A = \frac{CELF}{1 + r_i} \quad (4.7)$$

Yukarıdaki eşitlikte $CELF$ (constant escalation levelization factor), sabit eskalasyon seviyelendirme faktörünü, r_i ise faiz oranını ifade eder. Sabit eskalasyon seviyelendirme faktörü, aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$CELF = \frac{k(1 - k^n)}{1 - k} CRF \quad (4.8)$$

Bu eşitlikte CRF (capital recovery factor), kapital geri kazanım faktörü, k , fiyat seviyelendirme faktörüdür. Kapital geri kazanım faktörü ve fiyat seviyelendirme faktörü aşağıdaki eşitliklerle bulunabilir;

$$CRF = \frac{i_{eff} \cdot (1 + i_{eff})^n}{(1 + i_{eff})^n - 1} \quad (4.9)$$

$$k = \frac{(1 + r_n)}{(1 + i_{eff})} \quad (4.10)$$

Yukarıdaki eşitliklerde i_{eff} ve r_n sırasıyla geri ödeme oranı ve eskalasyon değerini temsil etmektedir. Sistem elemanının eksergo-ekonomik faktörü f ilk yatırım ve işletme-bakım maliyetleri toplamının, ekserji maliyeti ve ilk yatırım ve işletme-bakım maliyetleri toplamına oranı olarak tanımlanır;

$$f = \frac{\dot{Z}}{\dot{C} + \dot{Z}} \quad (4.11)$$

5. METOD

5.1. Kabuller

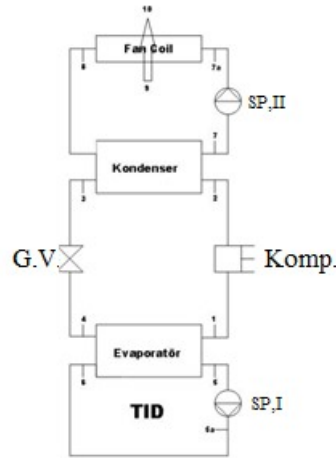
Yapılan teorik analizlerde bazı kabuller yapılmıştır;

- Kompresör ve pompaların mekanik ve elektriksel verimleri %85 olarak kabul edilmiştir.
- Yapılan deneysel çalışmalar referans alınarak, evaporatör çıkışında soğutucu akışkan sıcaklığı; TKIP ve GDTKIP için kaynak sıcaklığından 10 °C düşük kabul edilmiştir.
- Kütahya ilinin yıllık ortalama bağıl nem değeri %66' dır (Çetin vd., 2010). Yapılan deneysel çalışmalarda %70 bağıl nem değerinde evaporatör çıkışında soğutucu akışkan sıcaklığının, hava sıcaklığından yaklaşık 5 °C düşük olduğu belirlenmiştir (Öztürk, 2009). Bu doğrultuda HKIP için evaporatör çıkışında soğutucu akışkan sıcaklığı, ortalama hava sıcaklığından 5 °C düşük kabul edilmiştir. Evaporatör çıkışında hava sıcaklığının, evaporatör girişine göre 5 °C düşük olduğu kabul edilmiştir.
- Yapılan deneysel çalışmalar referans alınarak, TKIP, GDTKIP ve HKIP için evaporatör çıkış sıcaklığının, evaporatör giriş sıcaklığından 11 °C yüksek olduğu kabul edilmiştir.
- TKIP ve GDTKIP sistemleri için toprak ısı değiştiricisinde ve güneş kolektöründe kullanılmak üzere etilen – glikol akışkanı salamura olarak seçilmiştir.
- Yapılan deneysel çalışmalar referans alınarak, TID çıkışında, salamura sıcaklığının, toprak sıcaklığından 5,8 °C düşük olduğu kabul edilmiştir. TID sirkülasyonunda salamura sıcaklığının 1,4 °C yükseldiği kabul edilmiştir. Güneş kolektörü sirkülasyonunda ise salamura sıcaklığının 2,5 °C yükseldiği kabul edilmiştir.
- Tüm sistemler için, kondenser çıkışında su sıcaklığı 40 °C, kondenser girişinde su sıcaklığı 35 °C olarak kabul edilmiştir.
- Sirkülasyon pompası giriş ve çıkışlarında basınç sabit iken, pompa çıkışında akışkanın sıcaklığı, giriş sıcaklığından 0,15 °C yüksek kabul edilmiştir.
- Tüm sistemler için, fan coil girişinde hava sıcaklığı 26 °C, fan coil çıkışında hava sıcaklığı 31 °C olarak kabul edilmiştir. Fan coil fanının gücü sabit olarak 0,4 kW olarak kabul edilmiştir.
- Sistem ömrü 20 yıl, yıllık çalışma saati 3000 saat, geri ödeme oranı %6, faiz oranı %8 ve eskalasyon oranı %5 olarak kabul edilmiştir.
- İşletme giderlerini saptama amacıyla elektrik tarife fiyatı 0,12 \$/kWh, TKIP ve GDTKIP sistemlerinde ısı pompasının ilk yatırım maliyeti 8000 \$, HKIP sisteminde ısı pompasının ilk yatırım maliyeti 6000 \$, TID ilk yatırım maliyeti 2000 \$, TID devresinde sirkülasyon pompasının ilk yatırım maliyeti 600 \$, fan coil devresinde

sirkülasyon pompasının ilk yatırım maliyeti 300 \$, fan coilin ilk yatırım maliyeti 1000 \$, fanların ilk yatırım maliyeti 100\$, güneş kolektörünün ilk yatırım maliyeti 1000 \$ olarak kabul edilmiştir.

- Isı pompalarında elemanların ilk yatırım maliyetleri ayrı ayrı hesaplanmamış, toplam maliyet, eleman maliyetleri arasında paylaştırılmıştır. Diğer çalışmalar referans alınarak bu değerler; kompresör için %67,5, kondenser ve evaporatör için %15, genişleme valfi için %2,5 olarak kabul edilmiştir.
- Isı pompalarının yıllık bakım giderleri 100 \$ olarak belirlenmiş ve bu maliyet kompresör üzerine yüklenmiştir. Fanların, sirkülasyon pompalarının ve fan coilin yıllık bakım giderleri 50 \$ olarak kabul edilmiştir.
- Ölü hal durumu için referans sıcaklığı 25 °C, referans basıncı 101,325 kPa olarak kabul edilmiştir.

5.2. Toprak Kaynaklı Isı Pompası



Şekil 5.1. Toprak kaynaklı ısı pompası.

Çizelge 5.1. Toprak kaynaklı ısı pompasının termodinamik özellikleri.

Nokta	Akışkan	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Spesifik Entalpi (kJ/kg)	Spesifik Entropi (kJ/kg.K)
1	R12, R22, R134a, R410A, R507A, R600a	T1	P1	h1	s1
2		T2	P2	h2	s2
3		30, 35, 40	P3=P2	h3	s3
4		T4=T1-11	P4	h4=h3	s4
5	Etilen-glikol	T5	101,325	h5	s5
5a		T5+0,15		h5a	s5a
6		T6		h6	s6
7	Su	40		167,6	0,5049
7a		40,15		168,2	0,5722
8		35		146,7	0,5742
9	Hava	26		299,6	5,699
10		31		304,6	5,715
0	R12	25		206,9	0,8375
0	R22			429,3	1,982
0	R134a			276,4	1,105
0	R410A			321,1	1,411
0	R507A			246,2	1,055
0	R600a			721,9	3,962
0	Etilen-glikol			81,72	0,2897
0	Su			104,8	0,3669
0	Hava			298,6	5,695

TKIP sistemi TID, ısı pompası ve fan coil devresi olmak üzere 3 devreden meydana gelmektedir. Evaporatörde, salamura topraktan aldığı ısıyı soğutucu akışkana vermekte, soğutucu akışkan kondenserde ısısını fan coil devresi akışkanı olan suya vermektedir. Fan coil devresinden ortama ısı aktarılmaktadır.

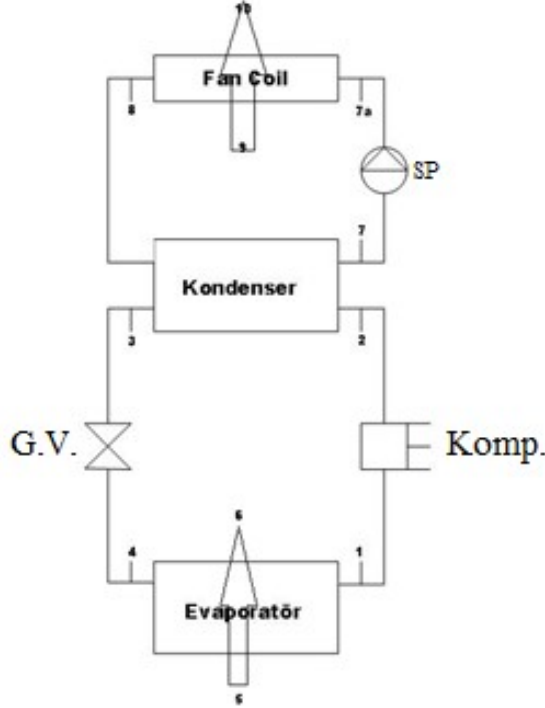
Çizelge 5.2. Toprak kaynaklı ısı pompası için bağıntılar.

	Enerji Denge Eşitliği	Ekserji Kaybı	Ekserji Verimi	Eksergo-ekonomik bağıntılar
Kompresör	$\dot{W}_c = \dot{m}_r(h_2 - h_1)$	$\dot{Ex}_{k,c} = \dot{m}_r(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_c$	$\eta_{II,c} = \frac{\dot{Ex}_2}{\dot{Ex}_1 + \dot{W}_c}$	$c_{w,c} = (\dot{W}_c . 0,12) / (\dot{W}_c . 3600)$ $c_1 . \dot{Ex}_1 + c_{w,c} . \dot{W}_c + \dot{Z}_c = c_2 . \dot{Ex}_2$ $\dot{C}_{k,c} = (c_1 + c_{w,c}) . \dot{Ex}_{k,c} . 3600$
Kondenser	$\dot{Q}_k = \dot{m}_r(h_2 - h_3)$ $\dot{Q}_k = \dot{m}_s(h_7 - h_8)$	$\dot{Ex}_{k,k} = \dot{m}_r(\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_s(\psi_8 - \psi_7)$	$\eta_{II,k} = \frac{\dot{Ex}_3 + \dot{Ex}_7}{\dot{Ex}_2 + \dot{Ex}_8}$	$c_2 . \dot{Ex}_2 + c_8 . \dot{Ex}_8 + \dot{Z}_{kon} = c_3 . \dot{Ex}_3 + c_7 . \dot{Ex}_7$ $\dot{C}_{k,k} = (c_2 + c_8) . \dot{Ex}_{k,k} . 3600$
Genleşme Valfi	$h_3 = h_4$	$\dot{Ex}_{k,gv} = \dot{m}_r(\psi_3 - \psi_4)$	$\eta_{II,gv} = \frac{\dot{Ex}_4}{\dot{Ex}_3}$	$\dot{C}_{k,gv} = c_1 . \dot{Ex}_{k,gv} . 3600$
Evaporatör	$\dot{Q}_e = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$ $\dot{Q}_e = \dot{m}_{sa}(h_6 - h_5)$	$\dot{Ex}_{k,e} = \dot{m}_r(\psi_4 - \psi_1) + \dot{m}_{sa}(\psi_6 - \psi_5)$	$\eta_{II,e} = \frac{\dot{Ex}_1 + \dot{Ex}_5}{\dot{Ex}_4 + \dot{Ex}_6}$	$c_4 . \dot{Ex}_4 + c_6 . \dot{Ex}_6 + \dot{Z}_{eva} = c_1 . \dot{Ex}_1 + c_5 . \dot{Ex}_5$ $\dot{C}_{k,e} = (c_1 + c_5) . \dot{Ex}_{k,e} . 3600$
Toprak Isı Değiştiricisi	$\dot{Q}_{toprak} = \dot{m}_{sa}(h_6 - h_5)$	$\dot{Ex}_{k,tid} = \dot{m}_{sa}(\psi_5 - \psi_6) + \dot{Q}_{toprak} (1 - \frac{T_0}{T_{toprak}})$	$\eta_{II,tid} = \frac{\dot{Ex}_6}{\dot{Ex}_5 + \dot{Q}_{toprak}}$	$c_6 . \dot{Ex}_6 + \dot{Z}_{tid} = c_5 . \dot{Ex}_5 + c_{toprak} . \dot{Ex}_t$ $\dot{C}_{k,tid} = (c_5 + c_t) . \dot{Ex}_{k,tid} . 3600$

Çizelge 5.2. Toprak kaynaklı ısı pompası için bağıntılar (devamı).

Sirkülas-yon Pompası I	$\dot{W}_{sp,I} = \dot{m}_{sa}(h_{5a} - h_5)$		$\eta_{II,sp,I} = \frac{\dot{Ex}_{5a}}{\dot{Ex}_5 + \dot{W}_{sp,I}}$	$c_{w,spI} = \frac{\dot{W}_{sp,I} \cdot 0,12}{\dot{W}_{sp,I} \cdot 3600}$ $c_5 \cdot \dot{Ex}_5 + \dot{Z}_{sp,I} + c_{w,spI} \cdot \dot{W}_{sp,I} = c_{5a} \cdot \dot{Ex}_{5a}$ $\dot{C}_{k,spI} = (c_5 + c_{w,spI}) \cdot \dot{Ex}_{k,spI} \cdot 3600$
Sirkülas-yon Pompası II	$\dot{W}_{sp,II} = \dot{m}_w(h_{7a} - h_7)$	$\dot{Ex}_{k,sp,II} = \dot{W}_{sp,II} - \dot{m}_w(\psi_{7a} - \psi_7)$	$\eta_{II,sp,II} = \frac{\dot{Ex}_{7a}}{\dot{Ex}_7 + \dot{W}_{sp,II}}$	$c_{w,spII} = \frac{\dot{W}_{sp,II} \cdot 0,12}{\dot{W}_{sp,II} \cdot 3600}$ $c_7 \cdot \dot{Ex}_7 + \dot{Z}_{sp,II} + c_{w,spII} \cdot \dot{W}_{sp,II} = c_{7a} \cdot \dot{Ex}_{7a}$ $\dot{C}_{k,spII} = (c_7 + c_{w,spII}) \cdot \dot{Ex}_{k,spII} \cdot 3600$
Fan Coil	$\dot{Q}_{fc} = \dot{m}_s(h_{7a} - h_8)$ $\dot{Q}_{fc} = \dot{m}_h c_{p,h}(T_{10} - T_9)$	$\dot{Ex}_{k,fc} = \dot{m}_s(\psi_{7a} - \psi_8) - \dot{Q}_k(1 - \frac{T_0}{T})$	$\eta_{II,fc} = \frac{\dot{Ex}_8 + \dot{Ex}_{10}}{\dot{Ex}_7 + \dot{Ex}_9}$	$c_{w,fc} = \dot{W}_{fan} \cdot 0,12 / \dot{W}_{fan} \cdot 3600$ $c_7 \cdot \dot{Ex}_7 + \dot{Z}_{fc} + c_{w,fc} \cdot \dot{W}_{fan} + c_9 \cdot \dot{Ex}_{10} = c_7 \cdot \dot{Ex}_8 + c_9 \cdot \dot{Ex}_9$ $c_7 \cdot \dot{Ex}_7 + c_{fc} \cdot \dot{Ex}_{fc} = c_7 \cdot \dot{Ex}_8$ $\dot{C}_{k,fc} = (c_9 + c_{w,fan} + c_{fc}) \cdot \dot{Ex}_{k,fc} \cdot 3600$

5.3. Hava Kaynaklı Isı Pompası



Şekil 5.2. Hava kaynaklı ısı pompası.

HKIP sistemi ısı pompası ve fan coil devresi olmak üzere 2 devreden meydana gelmektedir. Evaporatörde, ortam havasından alınan ısı soğutucu akışkana verilmekte, soğutucu akışkan kondenserde ısınıp fan coil devresi akışkanı olan suya vermektedir. Fan coil devresinden ortama ısı aktarılmaktadır.

Çizelge 5.3. Hava kaynaklı ısı pompasının termodinamik özellikleri.

Nokta	Akışkan	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Spesifik Entalpi (kJ/kg)	Spesifik Entropi (kJ/kg.K)
1	R12, R22, R134a, R410A, R507A, R600a	T1	P1	h1	s1
2		T2	P2	h2	s2
3		30, 35, 40	P3=P2	h3	s3
4		T4=T1-11	P4	h4=h3	s4
5	Hava	T5	101,325	h5	s5
6		T6		h6	s6
7	Su	40		167,6	0,5049
7a		40,15		168,2	0,5722
8		35		146,7	0,5742
9	Hava	26		299,6	5,699
10		31		304,6	5,715
0	R12	25		206,9	0,8375
0	R22			429,3	1,982
0	R134a			276,4	1,105
0	R410A			321,1	1,411
0	R507A			246,2	1,055
0	R600a			721,9	3,962
0	Su			104,8	0,3669
0	Hava			298,6	5,695

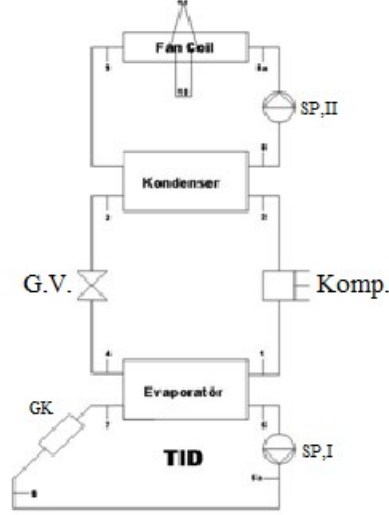
Çizelge 5.4. Hava kaynaklı ısı pompası için bağıntılar.

	Enerji Denge Eşitliği	Ekserji Kaybı	Ekserji Verimi	Eksergo-ekonomik bağıntılar
Kompre- sör	$\dot{W}_c = \dot{m}_r(h_2 - h_1)$	$\dot{Ex}_{k,c} = \dot{m}_r(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_c$	$\eta_{II,c} = \frac{\dot{Ex}_2}{\dot{Ex}_1 + \dot{W}_c}$	$c_{w,c} = \frac{\dot{W}_c \cdot 0,12}{\dot{W}_c \cdot 3600}$ $c_1 \cdot \dot{Ex}_1 + c_{w,c} \cdot \dot{W}_c + \dot{Z}_c = c_2 \cdot \dot{Ex}_2$ $\dot{C}_{k,c} = (c_1 + c_{w,c}) \cdot \dot{Ex}_{k,c} \cdot 3600$
Kondenser	$\dot{Q}_k = \dot{m}_r(h_2 - h_3)$ $\dot{Q}_k = \dot{m}_s(h_7 - h_8)$	$\dot{Ex}_{k,k} = \dot{m}_r(\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_s(\psi_8 - \psi_7)$	$\eta_{II,k} = \frac{\dot{Ex}_3 + \dot{Ex}_7}{\dot{Ex}_2 + \dot{Ex}_8}$	$c_2 \cdot \dot{Ex}_2 + c_8 \cdot \dot{Ex}_8 + \dot{Z}_{kon} = c_3 \cdot \dot{Ex}_3 + c_7 \cdot \dot{Ex}_7$ $\dot{C}_{k,k} = (c_2 + c_8) \cdot \dot{Ex}_{k,k} \cdot 3600$
Genleşme Valfi	$h_3 = h_4$	$\dot{Ex}_{k,gv} = \dot{m}_r(\psi_3 - \psi_4)$	$\eta_{II,gv} = \frac{\dot{Ex}_4}{\dot{Ex}_3}$	$\dot{C}_{k,gv} = c_1 \cdot \dot{Ex}_{k,gv} \cdot 3600$
Evapora- tör	$\dot{Q}_e = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$ $\dot{Q}_e = \dot{m}_{he}(h_6 - h_5)$	$\dot{Ex}_{k,e} = \dot{m}_r(\psi_4 - \psi_1) + \dot{m}_{sa}(\psi_5 - \psi_6)$	$\eta_{II,k} = \frac{\dot{Ex}_1 + \dot{Ex}_5}{\dot{Ex}_4 + \dot{Ex}_6}$	$c_4 \cdot \dot{Ex}_4 + c_5 \cdot \dot{Ex}_5 + \dot{Z}_{eva} = c_1 \cdot \dot{Ex}_1 + c_6 \cdot \dot{Ex}_6$ $\dot{C}_{k,e} = (c_2 + c_6) \cdot \dot{Ex}_{k,e} \cdot 3600$

Çizelge 5.4. Hava kaynaklı ısı pompası için bağıntılar (devamı).

Fan Coil	$\dot{Q}_{fc} = \dot{m}_s(h_{7a} - h_8)$ $\dot{Q}_{fc} = \dot{m}_h c_{p,h}(T_{10} - T_9)$	$\dot{Ex}_{k,fc} = \dot{m}_s(\psi_{7a} - \psi_8) - \dot{Q}_k(1 - \frac{T_0}{T})$	$\eta_{II,fc} = \frac{\dot{Ex}_8 + \dot{Ex}_{10}}{\dot{Ex}_7 + \dot{Ex}_9}$	$c_{w,fc} = \frac{\dot{W}_{fan} \cdot 0,12}{\dot{W}_{fan} \cdot 3600}$ $c_7 \cdot \dot{Ex}_7 + \dot{Z}_{fc} + c_{w,fc} \cdot \dot{W}_{fan} + c_9 \cdot \dot{Ex}_{10} = c_7 \cdot \dot{Ex}_8 + c_9 \cdot \dot{Ex}_9$ $c_7 \cdot \dot{Ex}_7 + c_{fc} \cdot \dot{Ex}_{fc} = c_7 \cdot \dot{Ex}_8$ $\dot{C}_{k,fc} = (c_9 + c_{w,fan} + c_{fc}) \cdot \dot{Ex}_{k,fc} \cdot 3600$
Sirkülas- yon Pompası	$\dot{W}_{sp} = \dot{m}_w(h_{7a} - h_7)$	$\dot{Ex}_{k,sp} = \dot{W}_{sp} - \dot{m}_w(\psi_{7a} - \psi_7)$	$\eta_{II,sp} = \frac{\dot{Ex}_{7a}}{\dot{Ex}_7 + \dot{W}_{sp}}$	$c_{w,sp} = \frac{\dot{W}_{sp} \cdot 0,12}{\dot{W}_{sp} \cdot 3600}$ $c_7 \cdot \dot{Ex}_7 + \dot{Z}_{sp} + c_{w,sp} \cdot \dot{W}_{sp} = c_7 \cdot \dot{Ex}_{7a}$ $\dot{C}_{k,sp} = (c_7 + c_{w,sp}) \cdot \dot{Ex}_{k,sp} \cdot 3600$

5.4. Güneş Destekli Toprak Kaynaklı Isı Pompası



Şekil 5.3. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası.

GDTKIP sistemi TID, güneş kolektörü, ısı pompası ve fan coil devresi olmak üzere 4 devreden meydana gelmektedir. Evaporatörde, salamura topraktan ve güneş kolektöründen aldığı ısıyı soğutucu akışkana vermekte, soğutucu akışkan kondenserde ısınıp fan coil devresi akışkanı olan suya vermektedir. Fan coil devresinden ortama ısı aktarılmaktadır.

Çizelge 5.5. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasının termodinamik özellikleri.

Nokta	Akışkan	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Spesifik Entalpi (kJ/kg)	Spesifik Entropi (kJ/kg.K)
1	R12, R22, R134a, R410A, R507A, R600a	T1	P1	h1	s1
2		T2	P2	h2	s2
3		30, 35, 40	P3=P2	h3	s3
4		T4=T1-11	P4	h4=h3	s4
5	Etilen-glikol	T5	101,325	h5	s5
5a		T5a=T5+0,15		h5a	s5a
6		T6		h6	s6
7		T7=T6+2,5		h7	s7
8	Su	40		167,6	0,5049
8a		40,15		168,2	0,5722
9		35		146,7	0,5742
10	Hava	26		299,6	5,699
11		31		304,6	5,715
0	R12	25		206,9	0,8375
0	R22			429,3	1,982
0	R134a			276,4	1,105
0	R410A			321,1	1,411
0	R507A			246,2	1,055
0	R600a			721,9	3,962
0	Etilen-glikol			81,72	0,2897
0	Su			104,8	0,3669
0	Hava			298,6	5,695

Çizelge 5.6. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası için bağıntılar.

	Enerji Denge Eşitliği	Ekserji Kaybı	Ekserji Verimi	Eksergo-ekonomik bağıntılar
Kompresör	$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1)$	$\dot{Ex}_{k,c} = \dot{m}_r(\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_c$	$\eta_{II,c} = \frac{\dot{Ex}_2}{\dot{Ex}_1 + \dot{W}_c}$	$c_{w,c} = \frac{\dot{W}_c \cdot 0,12}{\dot{W}_c \cdot 3600}$ $c_1 \cdot \dot{Ex}_1 + c_{w,c} \cdot \dot{W}_c + \dot{Z}_c = c_2 \cdot \dot{Ex}_2$ $\dot{C}_{k,c} = (c_1 + c_{w,c}) \cdot \dot{Ex}_{k,c} \cdot 3600$
Kondenser	$\dot{Q}_k = \dot{m}(h_2 - h_3)$ $\dot{Q}_k = \dot{m}(h_7 - h_8)$	$\dot{Ex}_{k,k} = \dot{m}_r(\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_s(\psi_8 - \psi_7)$	$\eta_{II,k} = \frac{\dot{Ex}_3 + \dot{Ex}_7}{\dot{Ex}_2 + \dot{Ex}_8}$	$c_2 \cdot \dot{Ex}_2 + c_8 \cdot \dot{Ex}_8 + \dot{Z}_{kon} = c_3 \cdot \dot{Ex}_3 + c_7 \cdot \dot{Ex}_7$ $\dot{C}_{k,k} = (c_2 + c_8) \cdot \dot{Ex}_{k,k} \cdot 3600$
Genleşme Valfi	$h_3 = h_4$	$\dot{Ex}_{k,gv} = \dot{m}_r(\psi_3 - \psi_4)$	$\eta_{II,gv} = \frac{\dot{Ex}_4}{\dot{Ex}_3}$	$\dot{C}_{k,gv} = c_1 \cdot \dot{Ex}_{k,gv} \cdot 3600$
Evaporatör	$\dot{Q}_e = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$ $\dot{Q}_e = \dot{m}_{sa}(h_6 - h_5)$	$\dot{Ex}_{k,e} = \dot{m}_r(\psi_4 - \psi_1) + \dot{m}_{sa}(\psi_7 - \psi_5)$	$\eta_{II,k} = \frac{\dot{Ex}_1 + \dot{Ex}_5}{\dot{Ex}_4 + \dot{Ex}_7}$	$c_4 \cdot \dot{Ex}_4 + c_7 \cdot \dot{Ex}_7 + \dot{Z}_{eva} = c_1 \cdot \dot{Ex}_1 + c_5 \cdot \dot{Ex}_5$ $\dot{C}_{k,k} = (c_1 + c_5) \cdot \dot{Ex}_{k,e} \cdot 3600$
Toprak Isı Değiştiricisi	$\dot{Q}_{tpak} = \dot{m}_a(h_6 - h_3)$	$\dot{Ex}_{k,td} = \dot{m}_{sa}(\psi_5 - \psi_6) + \dot{Q}_{toprak} \left(1 - \frac{T_0}{T_{toprak}}\right)$	$\eta_{II,td} = \frac{\dot{Ex}_6}{\dot{Ex}_5 + \dot{Q}_{toprak}}$	$c_5 \cdot \dot{Ex}_5 + \dot{Z}_{td} = c_6 \cdot \dot{Ex}_6 + c_{toprak} \cdot \dot{Ex}_t$ $\dot{C}_{k,td} = (c_5 + c_t) \cdot \dot{Ex}_{k,td} \cdot 3600$

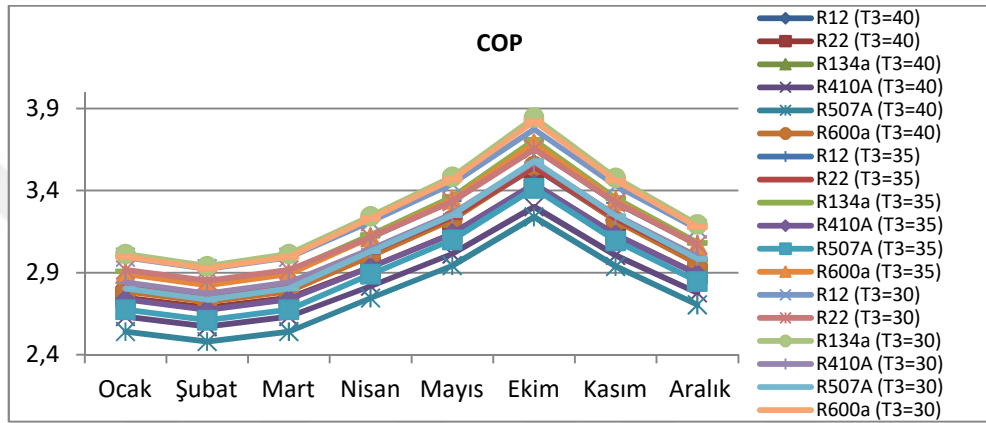
Çizelge 5.6. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası için bağıntılar (devamı).

Güneş Kolektörü	$\dot{Q}_{sk} = \dot{m}_a(h_7 - h_6)$	$\dot{Ex}_{k,sk} = \dot{m}_{sa}(\psi_6 - \psi_7) + \dot{Q}_{sk}(1 - \frac{T_0}{T_G})$	$\eta_{II,sk} = \frac{\dot{Ex}_7}{\dot{Ex}_6 + \dot{Q}_{sk}}$	$c_5 \cdot \dot{Ex}_7 + \dot{Z}_{sk} = c_5 \cdot \dot{Ex}_6 + c_{sk} \cdot \dot{Ex}_{sk}$ $\dot{C}_{k,sk} = (c_5 + c_{sk}) \cdot \dot{Ex}_{k,sk} \cdot 3600$
Sirkülasyon Pompası I	$\dot{W}_{sp,I} = \dot{m}_a(h_{5a} - h_5)$	$\dot{Ex}_{k,sp,I} = \dot{W}_{sp,I} - \dot{m}_{sa}(\psi_{5a} - \psi_5)$	$\eta_{II,sp,I} = \frac{\dot{Ex}_{5a}}{\dot{Ex}_5 + \dot{W}_{sp,I}}$	$c_{w,spI} = \frac{\dot{W}_{sp,I} \cdot 0,12}{\dot{W}_{sp,I} \cdot 3600}$ $c_5 \cdot \dot{Ex}_5 + \dot{Z}_{sp,I} + c_{w,spI} \cdot \dot{W}_{sp,I} = c_{5a} \cdot \dot{Ex}_{5a}$ $\dot{C}_{k,spI} = (c_5 + c_{w,spI}) \cdot \dot{Ex}_{k,spI} \cdot 3600$
Sirkülasyon Pompası II	$\dot{W}_{sp,II} = \dot{m}_a(h_{8a} - h_8)$	$\dot{Ex}_{k,sp,II} = \dot{W}_{sp,II} - \dot{m}_w(\psi_{8a} - \psi_8)$	$\eta_{II,sp,II} = \frac{\dot{Ex}_{8a}}{\dot{Ex}_8 + \dot{W}_{sp,II}}$	$c_{w,spII} = \frac{\dot{W}_{sp,II} \cdot 0,12}{\dot{W}_{sp,II} \cdot 3600}$ $c_8 \cdot \dot{Ex}_8 + \dot{Z}_{sp,II} + c_{w,spII} \cdot \dot{W}_{sp,II} = c_{8a} \cdot \dot{Ex}_{8a}$ $\dot{C}_{k,spII} = (c_8 + c_{w,spII}) \cdot \dot{Ex}_{k,spII} \cdot 3600$
Fan Coil	$\dot{Q}_c = \dot{m}_a(h_{9a} - h_9)$ $\dot{Q}_c = \dot{m}_{ph}(T_{11} - T_0)$	$\dot{Ex}_{k,fc} = \dot{m}_s(\psi_{8a} - \psi_9) - \dot{Q}_c(1 - \frac{T_0}{T})$	$\eta_{II,fc} = \frac{\dot{Ex}_9 + \dot{Ex}_{11}}{\dot{Ex}_8 + \dot{Ex}_{10}}$	$c_{w,fc} = \frac{\dot{W}_{fan} \cdot 0,12}{\dot{W}_{fan} \cdot 3600}$ $c_8 \cdot \dot{Ex}_9 + \dot{Z}_{fc} + c_{w,fc} \cdot \dot{W}_{fan} + c_{10} \cdot \dot{Ex}_{10} = c_8 \cdot \dot{Ex}_8 + c_{10} \cdot \dot{Ex}_{11}$ $c_8 \cdot \dot{Ex}_9 + c_{fc} \cdot \dot{Ex}_{fc} = c_8 \cdot \dot{Ex}_8$ $\dot{C}_{k,fc} = (c_{10} + c_{w,fc} + c_{fc}) \cdot \dot{Ex}_{k,fc} \cdot 3600$

6. BULGULAR VE TARTIŞMA

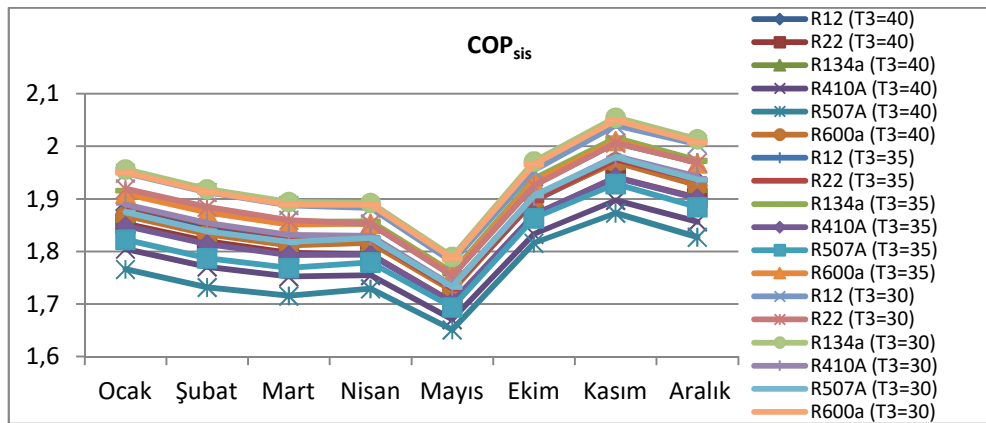
Seçilen konutun belirlenen ısı yüklerinin ısı pompalarıyla karşılanması amacıyla, belirli kabullere göre modellenen ısı pompası sistemlerinin termodinamik ve eksergo-ekonomik analizleri gerçekleştirilmiştir.

6.1. Toprak Kaynaklı Isı Pompası



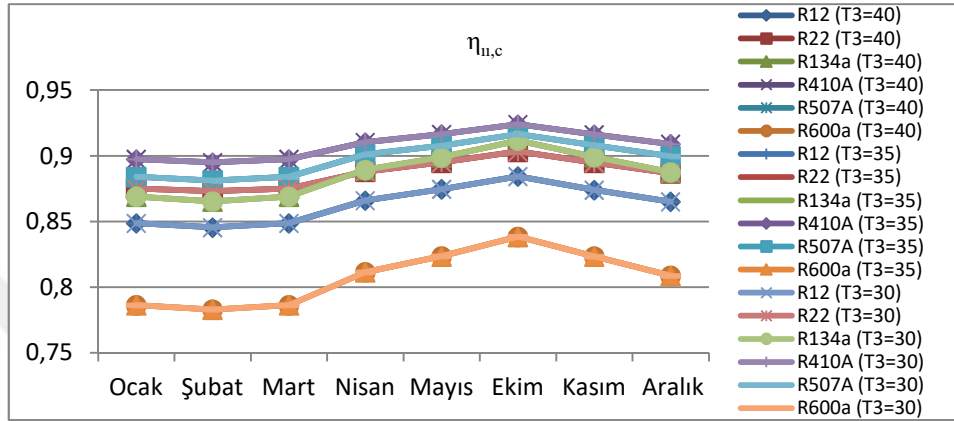
Şekil 6.1. Toprak kaynaklı ısı pompasının COP değerleri.

Toprak kaynaklı ısı pompasının COP değerleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı yükseldikçe, COP değerinin arttığı görülmektedir. Isı pompasının COP değerleri 2,48 ve 3,82 aralığında değişmektedir. En yüksek COP değerine Ekim ayında ulaşılmaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığı düştükçe, COP değerinin arttığı görülmektedir. R134a ve R600a soğutucu akışkanları kullanılan ısı pompaları, en yüksek COP değerine sahiptirler. En düşük COP değerleri, R507A ve R410A soğutucu akışkan kullanılan ısı pompalarında görülmektedir.



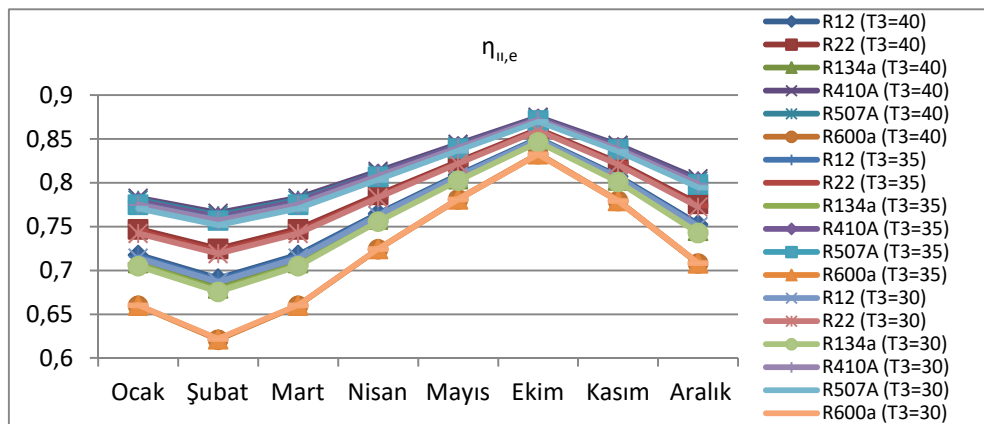
Şekil 6.2. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin COP değerleri.

TKIP sisteminin COP değerleri incelendiğinde, ısı pompasının COP değerleriyle neredeyse ters orantılı bir grafik elde edildiği görülmektedir. Bu duruma yol açan, seçilen konutun ısı yükünün azalmasına rağmen, fan coil fanının gücünün sabit kalmasıdır. TKIP için COP_{sis} değerleri 1,65 – 2,05 aralığında değişmektedir.



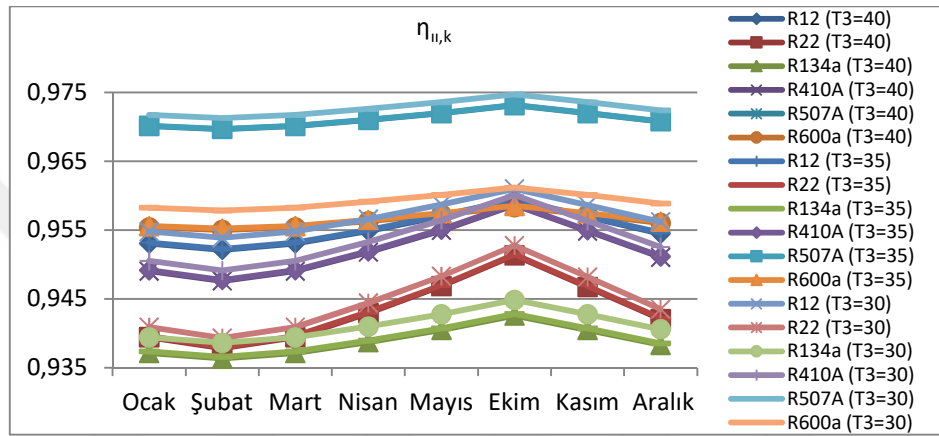
Şekil 6.3. Toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün ekserji verimi.

TKIP kompresörünün ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığının, kompresörün ekserji verimi üzerinde bir etkisi görülmemektedir. Kompresör için en yüksek ekserji verimleri R410A ve R507A soğutucu akışkanlarını kullanan sistemlerde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. Sistemlerin kompresör ekserji verimleri %78,3 - %92,4 aralığında değişmektedir.



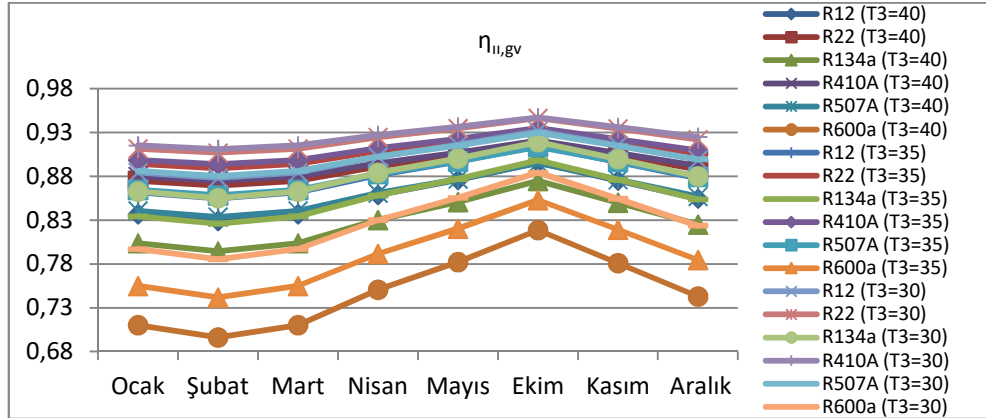
Şekil 6.4. Toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün ekserji verimi.

TKIP evaporatörünün ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça evaporatör ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığının, evaporatör verimi üzerinde etkisi görülmemektedir. Evaporatör için en yüksek ekserji verimleri R410A ve R507A soğutucu akışkanlarını kullanan sistemlerde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. Sistemlerin evaporatör ekserji verimleri %62 - %87 aralığında değişmektedir.



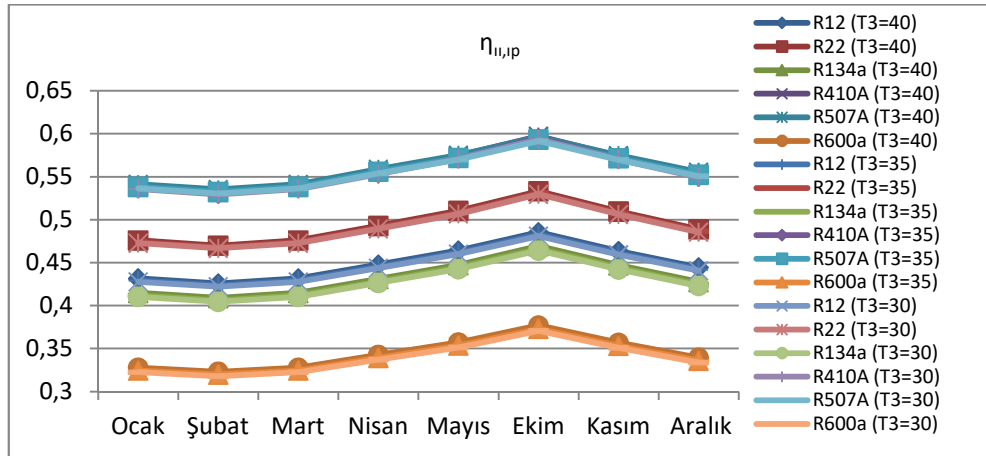
Şekil 6.5. Toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin ekserji verimi.

TKIP kondenslerinin ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça kondenser ekserji veriminin azda olsa arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı arttıkça, kondenser ekserji veriminin arttığı görülmemektedir. Kondenser için en yüksek ekserji verimi R507A soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R134a soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. Sistemlerin kondenser ekserji verimleri %93,6 - %97,5 aralığında değişmektedir.



Şekil 6.6. Toprak kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin ekserji verimi.

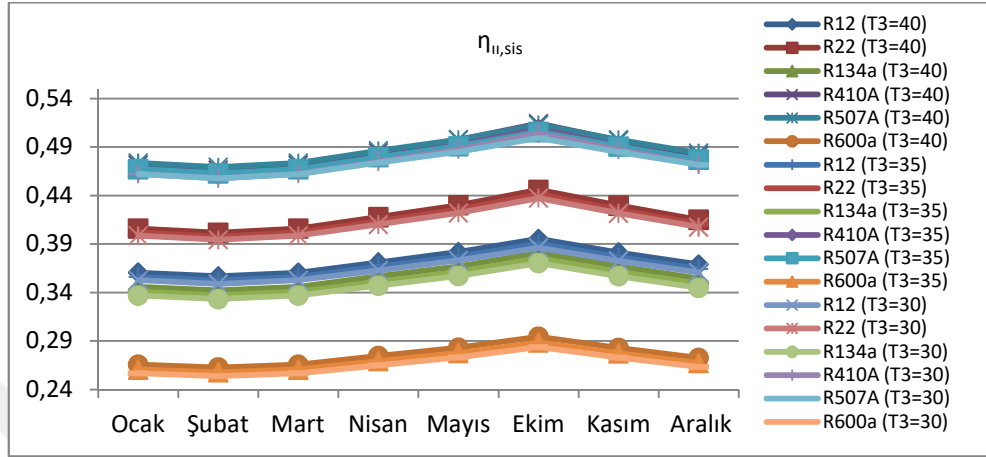
TKIP genleşme valfinin ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça genleşme valfinin ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı arttıkça, genleşme valfi ekserji veriminin arttığı görülmemektedir. Genleşme valfi için en yüksek ekserji verimi R410A soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. Sistemlerin kondenser ekserji verimleri %69,6 - %94,7 aralığında değişmektedir.



Şekil 6.7. Toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji verimi.

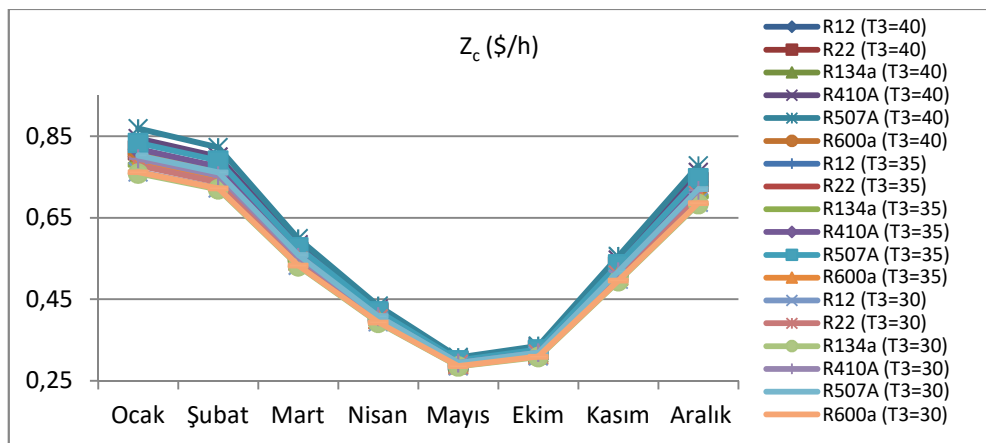
TKIP' nın ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça TKIP ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığının, TKIP ekserji verimi üzerinde etkisi görülmemektedir. TKIP için en yüksek ekserji verimi R507A ve R410A soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu

akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. TKIP' larının ekserji verimleri %32,1 - %59,3 aralığında değişmektedir.



Şekil 6.8. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ekserji verimi.

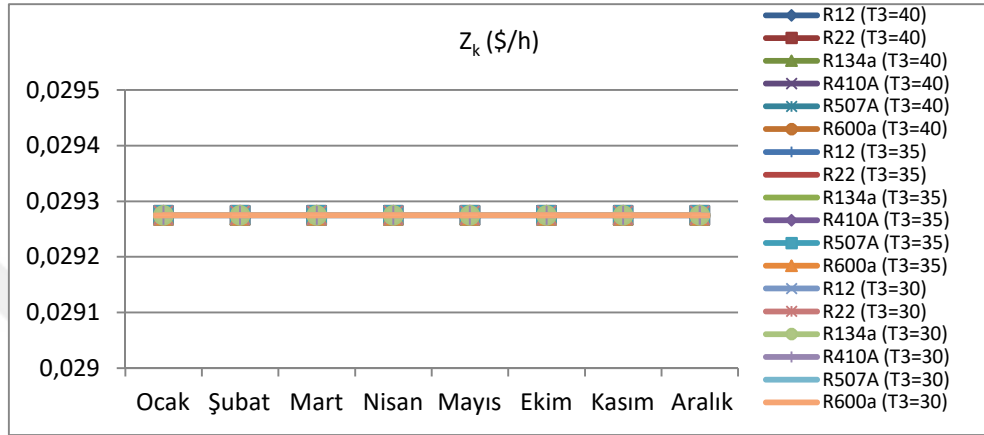
TKIP sistemlerinin ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça TKIP ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığının, TKIP ekserji verimi üzerinde etkisi görülmemektedir. TKIP için en yüksek ekserji verimi R507A ve R410A soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. TKIP' larının ekserji verimleri %25,4 - %50,8 aralığında değişmektedir.



Şekil 6.9. Toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti.

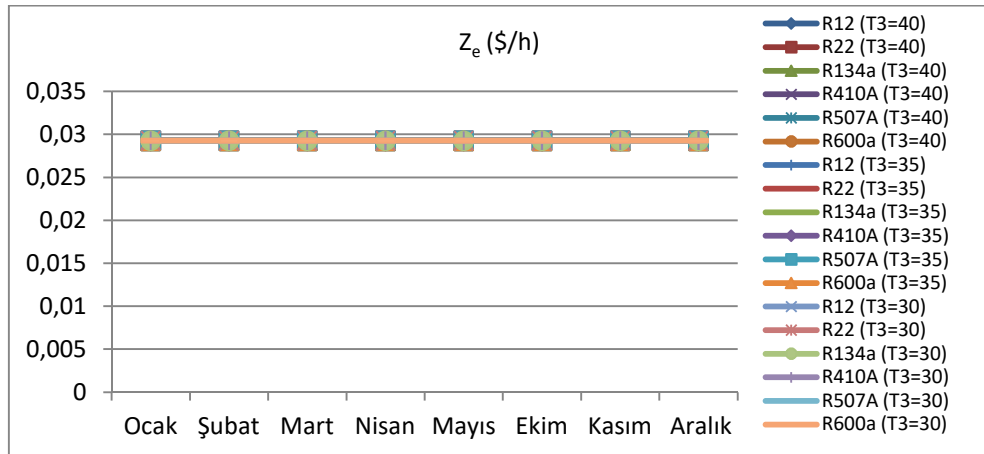
TKIP sisteminde kompresörün bir değere indirgenmiş maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, kompresörün harcadığı güç ile beraber azaldığı görülmektedir. Kompresörün

bir değere indirgenmiş maliyeti 0,286 – 0,869 \$/h aralığında değişmektedir. R507A kullanılan sistemlerde, kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti en yüksek iken, R134a ve R600a kullanılan sistemlerde, kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti en düşüktür. Kondenser çıkış sıcaklığı düştükçe, kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti azalmaktadır.



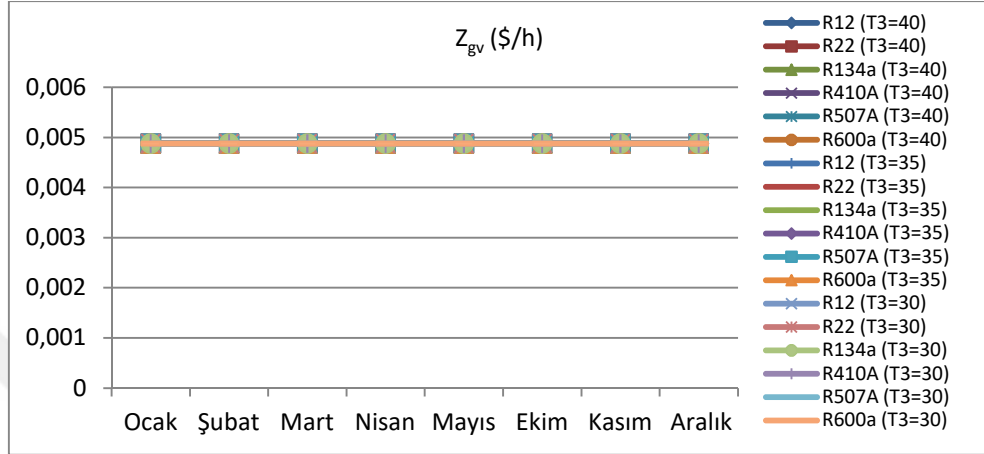
Şekil 6.10. Toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin bir değere indirgenmiş maliyeti.

TKIP sisteminde kondenserin bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Kondenserin bir değere indirgenmiş maliyeti 0,029 \$/h olarak hesaplanmıştır.



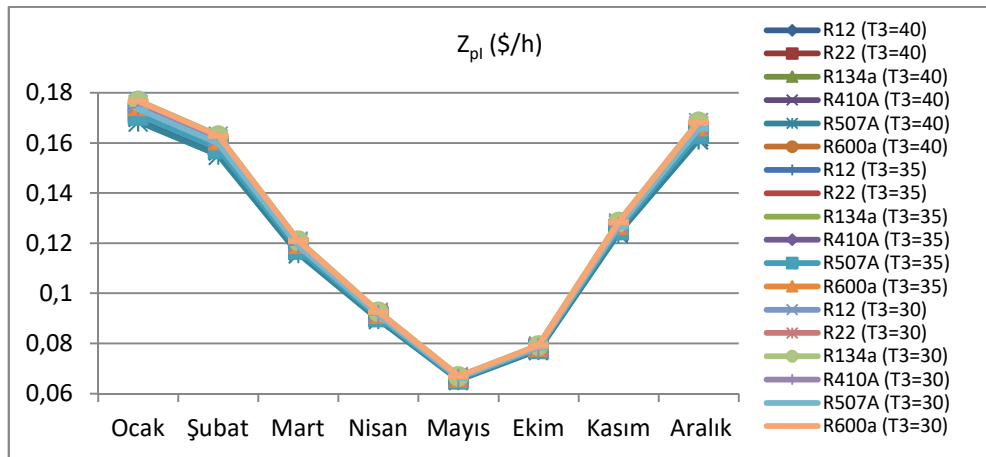
Şekil 6.11. Toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün bir değere indirgenmiş maliyeti.

TKIP sisteminde evaporatörün bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Evaporatörün bir değere indirgenmiş maliyeti 0,029 \$/h olarak hesaplanmıştır.



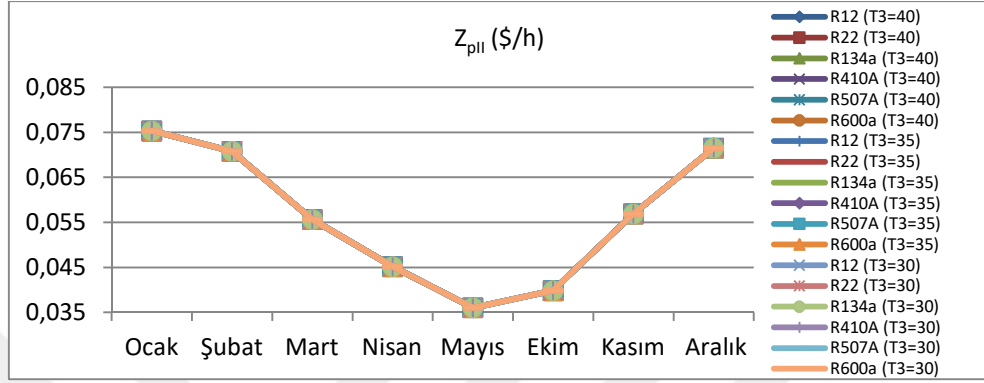
Şekil 6.12. Toprak kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin bir değere indirgenmiş maliyeti.

TKIP sisteminde genleşme valfinin bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Genleşme valfinin bir değere indirgenmiş maliyeti yaklaşık 0,005 \$/h olarak hesaplanmıştır.



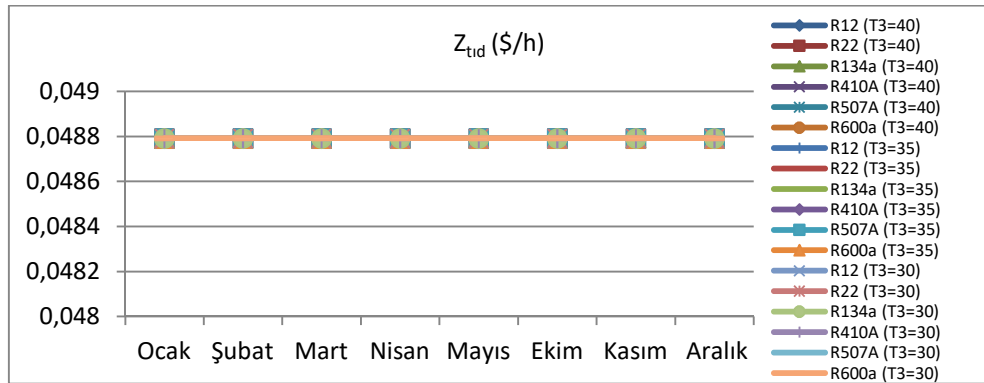
Şekil 6.13. Toprak kaynaklı ısı pompasında I. sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyeti.

TKIP sisteminde I. sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, topraktan çekilen ısı ile beraber azaldığı görülmektedir. Kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti 0,067 – 0,177 \$/h aralığında değişmektedir.



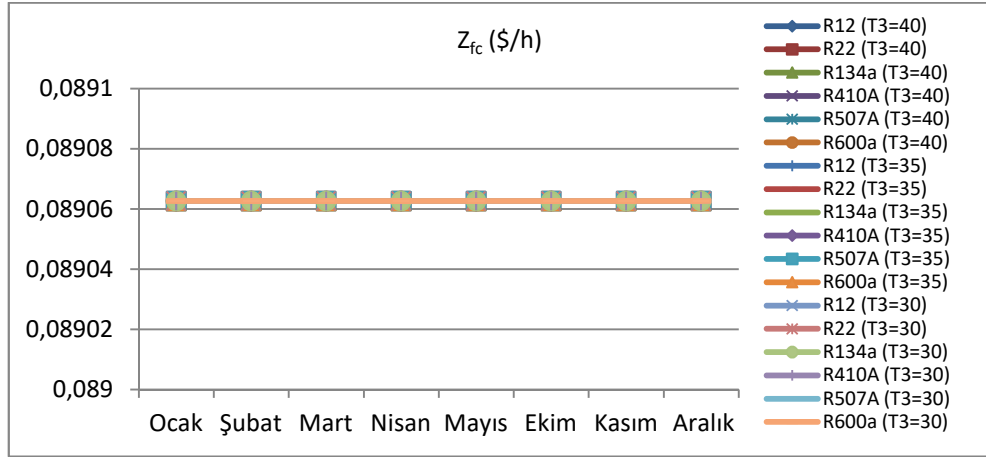
Şekil 6.14. Toprak kaynaklı ısı pompasında II. sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyeti.

TKIP sisteminde II. sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, fan coil devresinde aktarılan ısı ile beraber azaldığı görülmektedir. Kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti 0,035 – 0,075 \$/h aralığında değişmektedir.



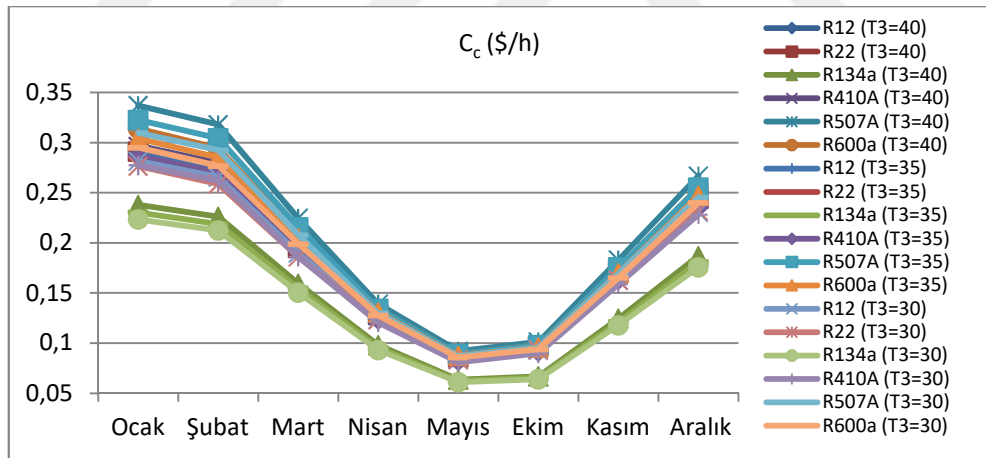
Şekil 6.15. Toprak kaynaklı ısı pompasında toprak ısı değiştiricisinin bir değere indirgenmiş maliyeti.

TKIP sisteminde toprak ısı değiştiricisinin bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Toprak ısı değiştiricisinin bir değere indirgenmiş maliyeti yaklaşık 0,049 \$/h olarak hesaplanmıştır.



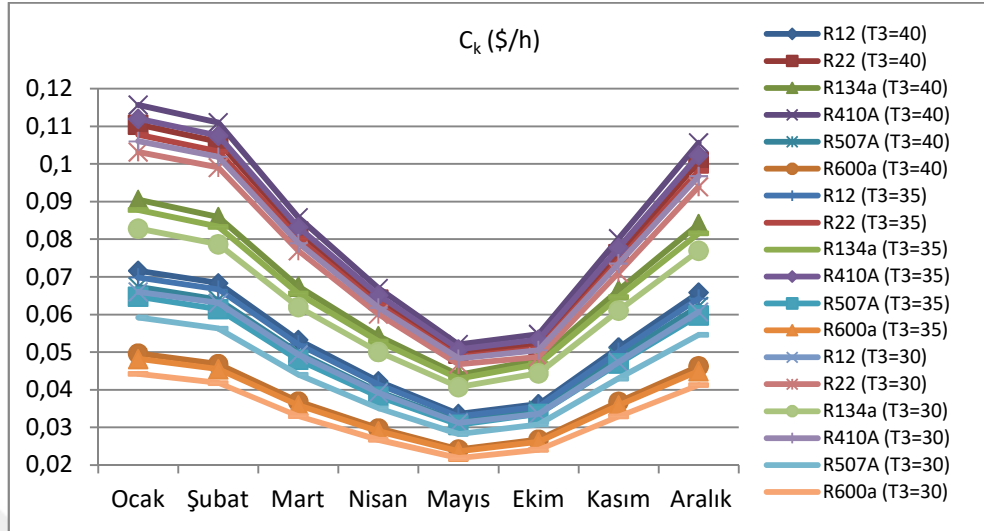
Şekil 6.16. Toprak kaynaklı ısı pompasında fan coilin bir değere indirgenmiş maliyeti.

TKIP sisteminde fan coilin bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Fan coilin bir değere indirgenmiş maliyeti yaklaşık 0,089 \$/h olarak hesaplanmıştır.



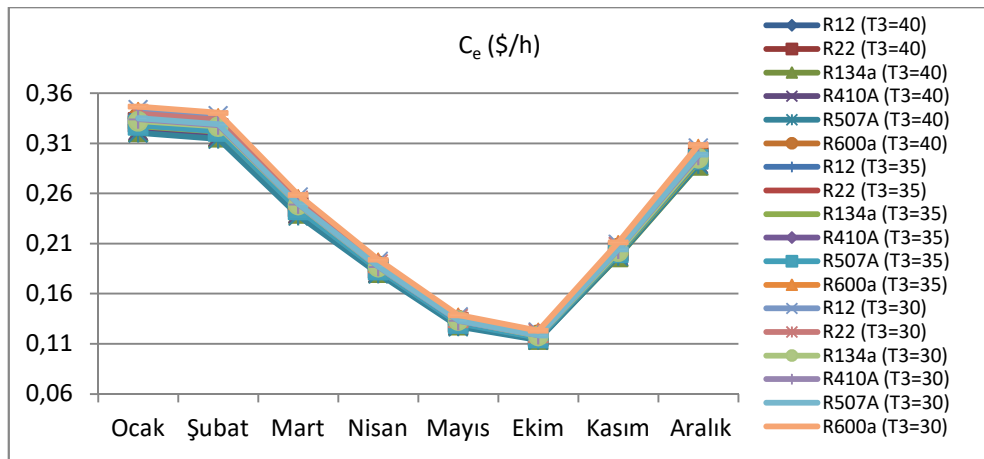
Şekil 6.17. Toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün ekserji maliyeti.

TKIP sisteminde kompresörün ekserji maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, kompresörün harcadığı güç ile beraber azaldığı görülmektedir. Kompresörün ekserji maliyeti, 0,06 – 0,34 \$/h aralığında değişmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, ekserji maliyetinin düştüğü görülmektedir. Kompresör ekserji maliyeti, R507A kullanılan sistemlerde en yüksek iken, R134a kullanılan sistemlerde en düşük seviyelerdedir.



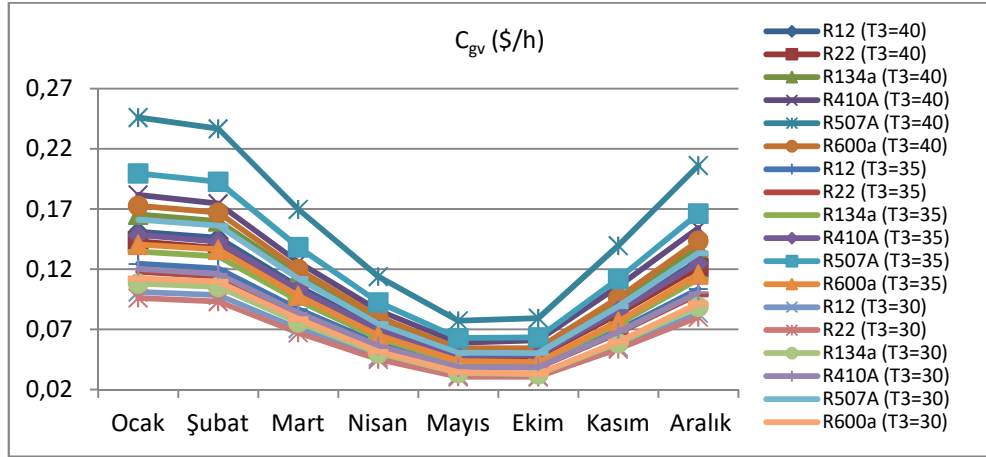
Şekil 6.18. Toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin ekserji maliyeti.

TKIP sisteminde kondenserin ekserji maliyetinin, kaynak sıcaklığı yükseldikçe azaldığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, kondenserin ekserji maliyeti de azalmaktadır. Kondenserin ekserji maliyeti, 0,022 – 0,115 \$/h aralığında değişmektedir. Kondenser ekserji maliyeti, R410A kullanılan sistemlerde en yüksek iken, R600a kullanılan sistemlerde en düşük seviyelerdedir.



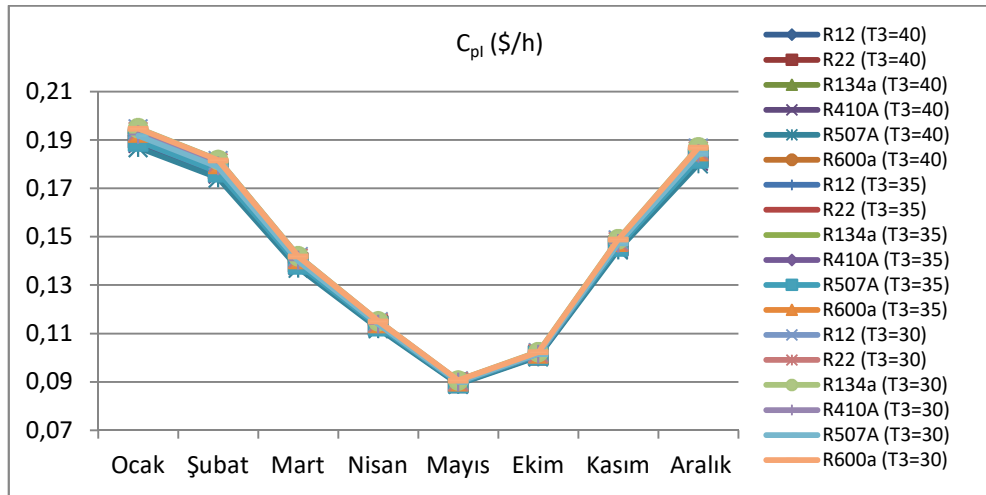
Şekil 6.19. Toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün ekserji maliyeti.

TKIP sisteminde evaporatörün ekserji maliyetinin, kaynak sıcaklığı yükseldikçe azaldığı görülmektedir. Evaporatörün ekserji maliyeti, 0,12 – 0,34 \$/h aralığında değişmektedir. Farklı akışkanlar için evaporatörün ekserji maliyeti birbirine yakın seviyelerdedir.



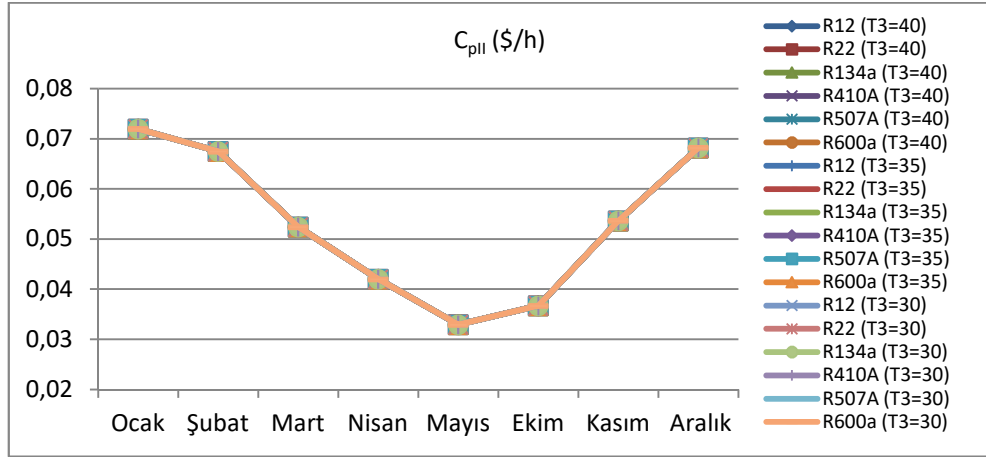
Şekil 6.20. Toprak kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin ekserji maliyeti.

TKIP sisteminde genleşme valfinin ekserji maliyetinin, kaynak sıcaklığı yükseldikçe azaldığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, genleşme valfinin ekserji maliyeti de azalmaktadır. Genleşme valfinin ekserji maliyeti, 0,034 – 0,246 \$/h aralığında değişmektedir. Genleşme valfi ekserji maliyeti, R507A kullanılan sistemlerde en yüksek iken, R22 kullanılan sistemlerde en düşük seviyelerdedir.



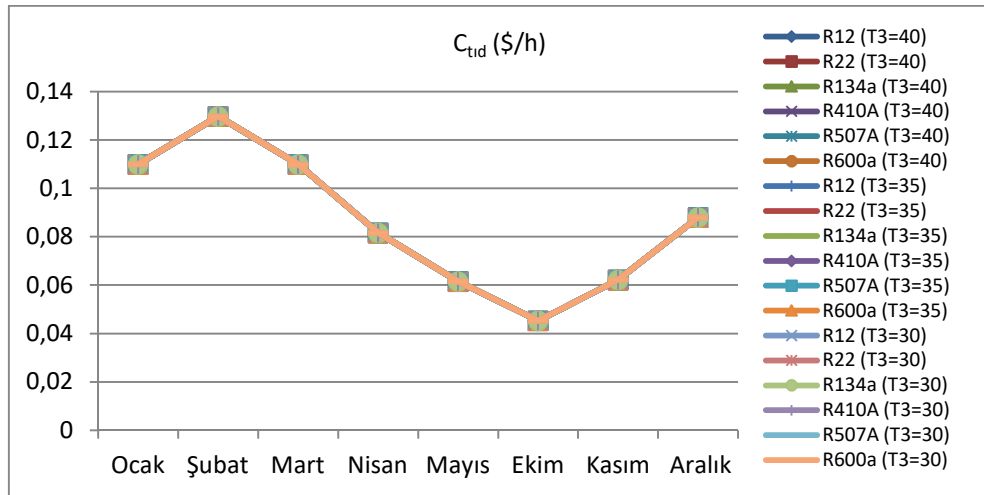
Şekil 6.21. Toprak kaynaklı ısı pompasında I. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti.

TKIP sisteminde I. sirkülasyon pompasının ekserji maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, topraktan çekilen ısı ile beraber azaldığı görülmektedir. I. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti, 0,09 – 0,20 \$/h aralığında değişmektedir. Farklı akışkanlar için I. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti birbirine yakın seviyelerdedir.



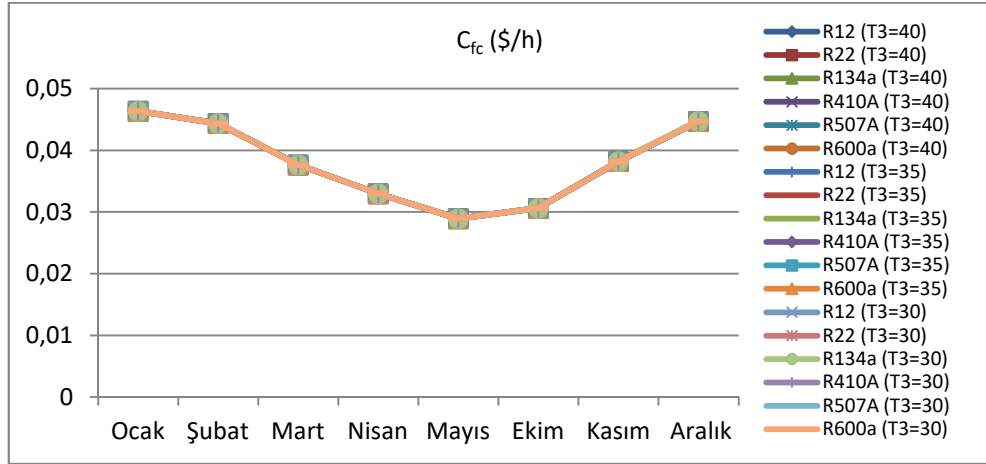
Şekil 6.22. Toprak kaynaklı ısı pompasında II. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti.

TKIP sisteminde II. sirkülasyon pompasının ekserji maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, fan coil devresinde aktarılan ısı ile beraber azaldığı görülmektedir. II. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti, 0,033 – 0,072 \$/h aralığında değişmektedir. II. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti akışkanlara veya kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir.



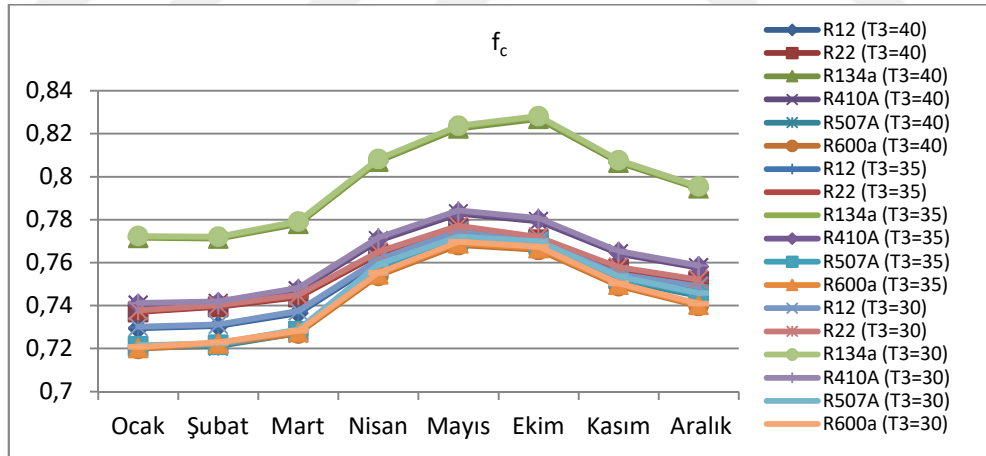
Şekil 6.23. Toprak kaynaklı ısı pompasında toprak ısı değiştiricisinin ekserji maliyeti.

TKIP sisteminde toprak ısı değiştiricisinin ekserji maliyetinin, ortalama toprak sıcaklığı ile ters orantılı bir eğri çizdiği görülmektedir. Toprak ısı değiştiricisinin ekserji maliyeti, 0,04 – 0,13 \$/h aralığında değişmektedir. Toprak ısı değiştiricisinin ekserji maliyeti akışkanlara veya kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir.



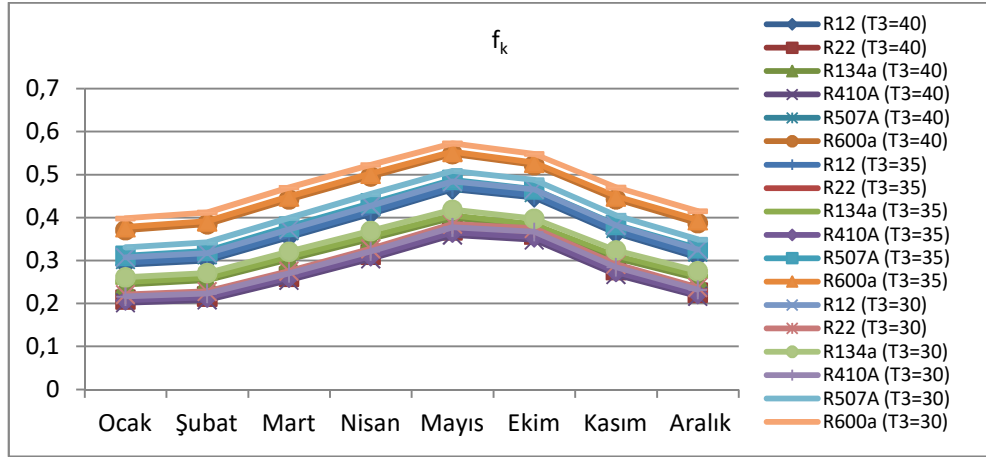
Şekil 6.24. Toprak kaynaklı ısı pompasında fan coilin ekserji maliyeti.

TKIP sisteminde fan coilin ekserji maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, fan coil devresinde aktarılan ısı ile beraber azaldığı görülmektedir. Fan coilin ekserji maliyeti, 0,03 – 0,046 \$/h aralığında değişmektedir. Fan coilin ekserji maliyeti akışkanlara veya kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir.



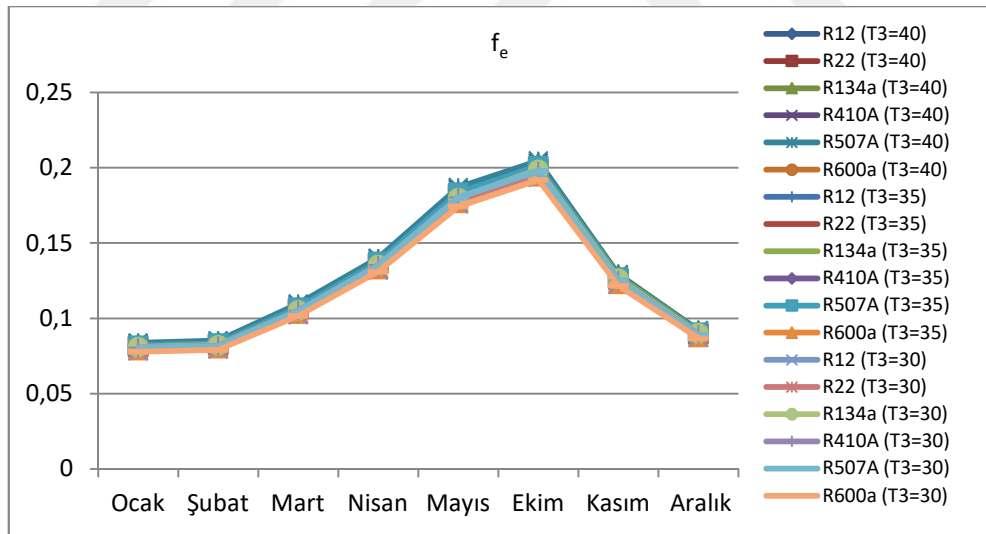
Şekil 6.25. Toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün eksergo-ekonomik faktörü.

TKIP sisteminde kompresörün eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığının eksergo-ekonomik faktör üzerinde etkisi görülmektedir. Kompresör için eksergo-ekonomik faktör değerleri %72 - %83 aralığındadır. R134a kullanılan sistemlerde, kompresörün eksergo-ekonomik faktörü en yüksek iken, R507A ve R600a kullanılan sistemlerde bu değer en düşük seviyelerdedir.



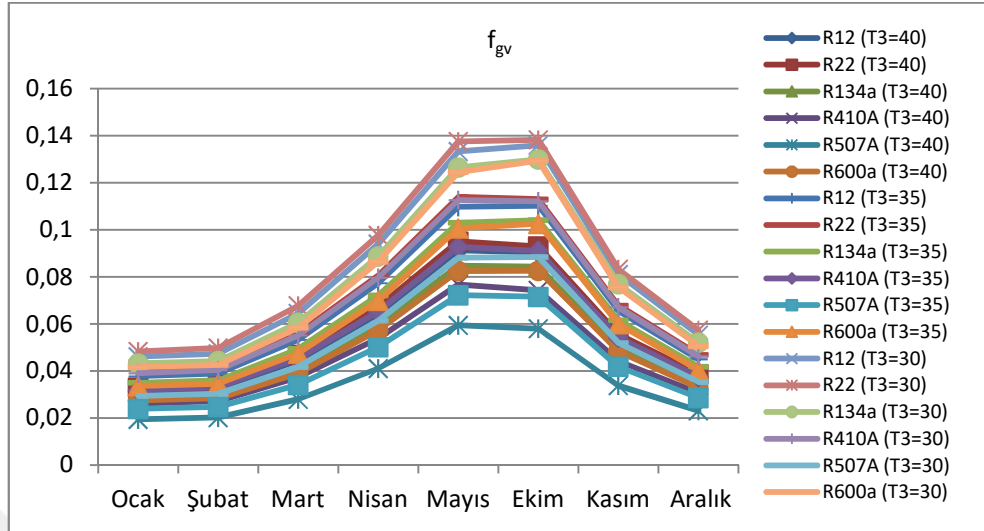
Şekil 6.26. Toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin eksergo-ekonomik faktörü.

TKIP sisteminde kondenserin eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, eksergo-ekonomik faktörün azaldığı görülmektedir. Kondenser için eksergo-ekonomik faktör değerleri %22 - %57 aralığındadır.



Şekil 6.27. Toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün eksergo-ekonomik faktörü.

TKIP sisteminde evaporatörün eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, eksergo-ekonomik faktörün azaldığı görülmektedir. Evaporatör için eksergo-ekonomik faktör değerleri %8 - %20 aralığındadır.



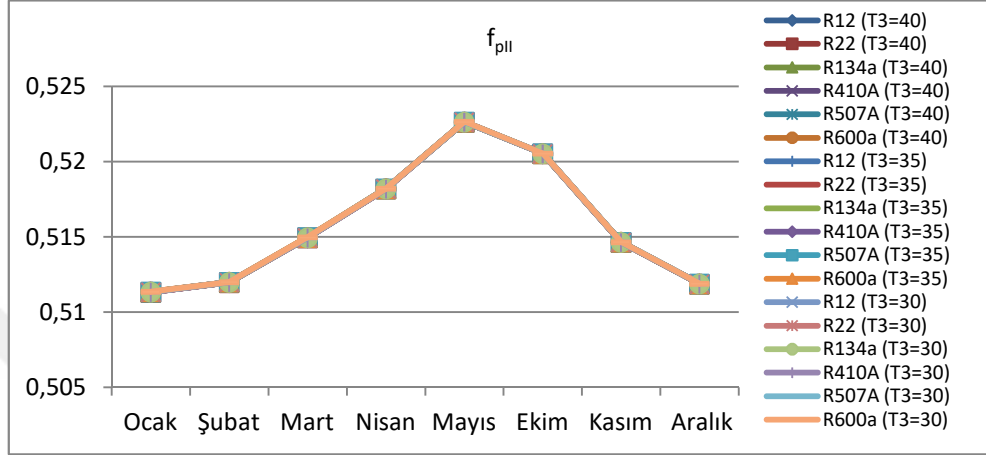
Şekil 6.28. Toprak kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin eksergo-ekonomik faktörü.

TKIP sisteminde genleşme valfinin eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, eksergo-ekonomik faktörün azaldığı görülmektedir. Genleşme valfi için eksergo-ekonomik faktör değerleri %2 - %14 aralığındadır.



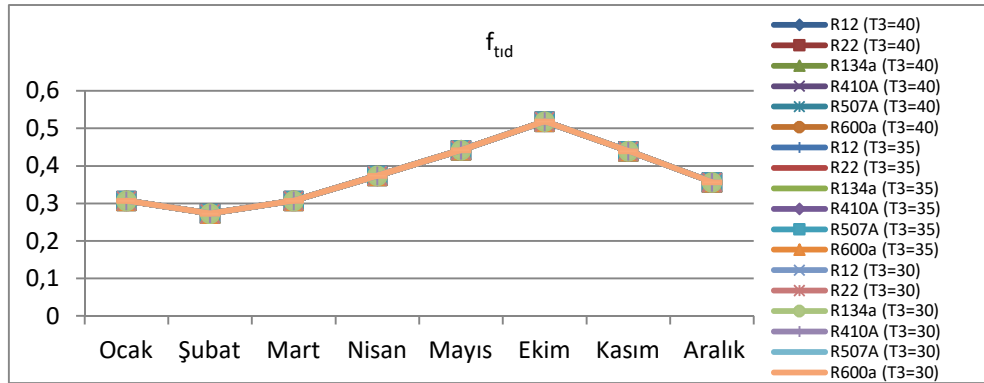
Şekil 6.29. Toprak kaynaklı ısı pompasında I. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü.

TKIP sisteminde I. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü, önemli ölçüde değişmesede, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda azalmaktadır. I. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü %42 - %47 aralığında değişmektedir.



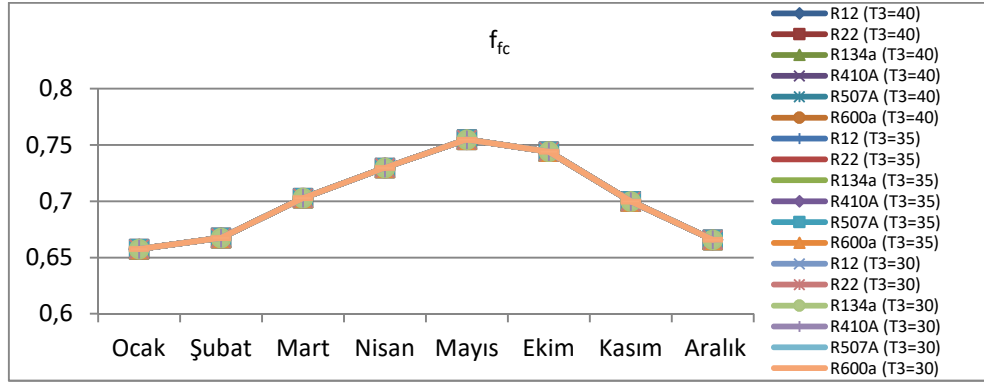
Şekil 6.30. Toprak kaynaklı ısı pompasında II. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü.

TKIP sisteminde II. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü, önemli ölçüde değişmesede, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. II. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü %51 - %52 aralığında değişmektedir.



Şekil 6.31. Toprak kaynaklı ısı pompasında toprak ısı değiştiricisinin eksergo-ekonomik faktörü.

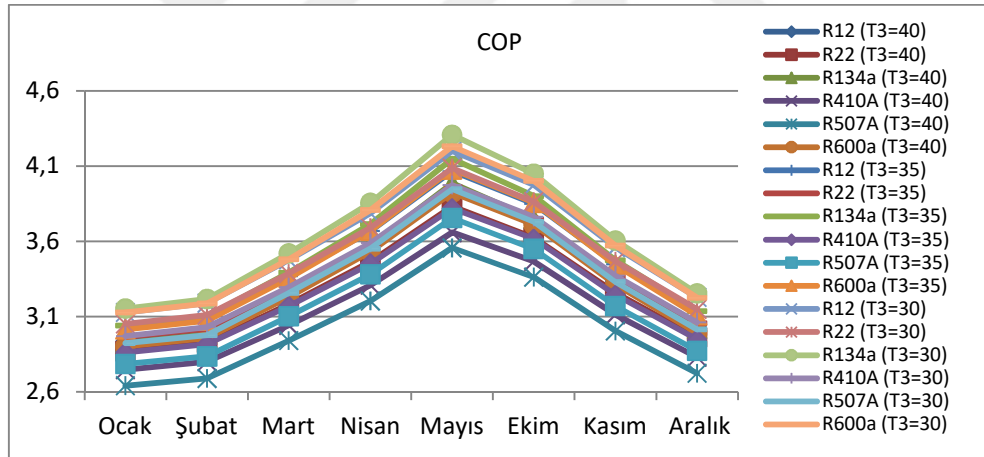
TKIP sisteminde toprak ısı değiştiricisinin eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyeti ile aynı eğriyi çizmektedir ve %27 - %52 aralığında değişmektedir.



Şekil 6.32. Toprak kaynaklı ısı pompasında fan coilin eksergo-ekonomik faktörü.

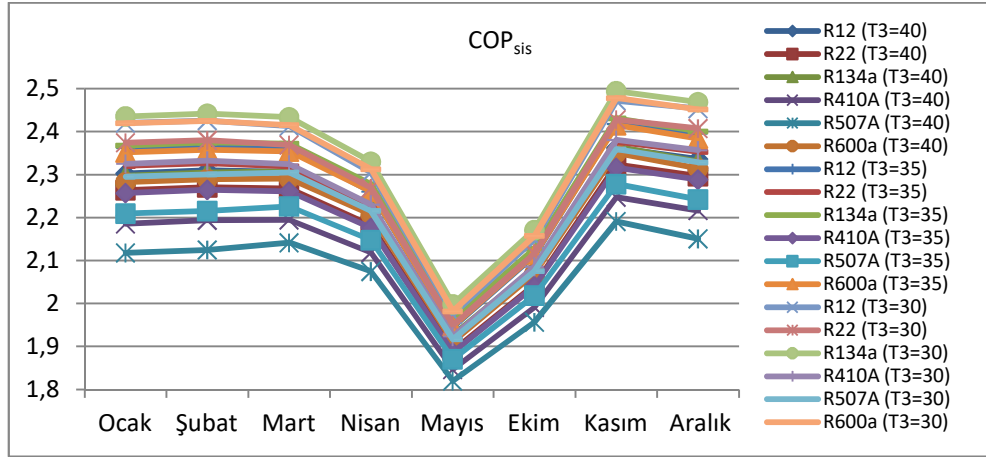
TKIP sisteminde fan coilin eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyeti ile aynı eğriyi çizmektedir ve %67 - %75 aralığında değişmektedir.

6.2. Hava Kaynaklı Isı Pompası



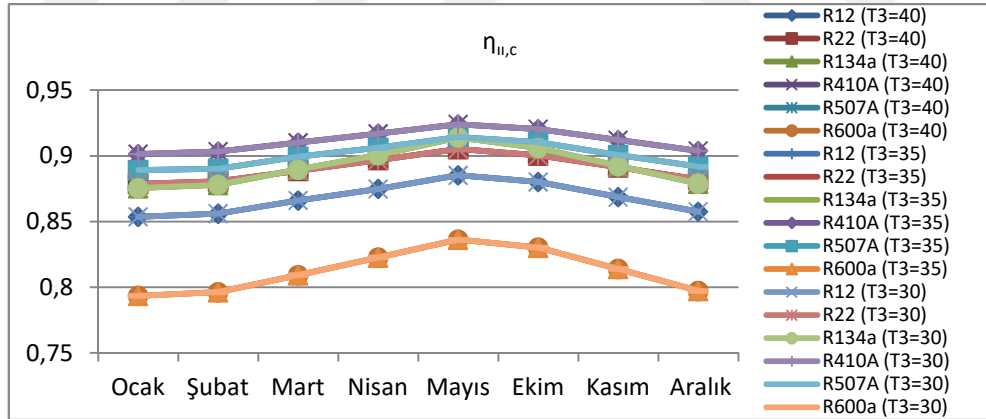
Şekil 6.33. Hava kaynaklı ısı pompasının COP değerleri.

HKIP sistemini COP değerleri incelendiğinde, TKIP' da olduğu gibi kaynak sıcaklığı yükseldikçe, COP değerinin arttığı görülmektedir. Isı pompasının COP değerleri 2,64 ve 4,31 aralığında değişmektedir. En yüksek COP değerine Mayıs ayında ulaşılmaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığı düştükçe, COP değerinin arttığı görülmektedir. R134a ve R600a soğutucu akışkanları kullanılan ısı pompaları, en yüksek COP değerine sahiptirler. En düşük COP değerleri, R507A ve R410A soğutucu akışkan kullanılan ısı pompalarında görülmektedir.



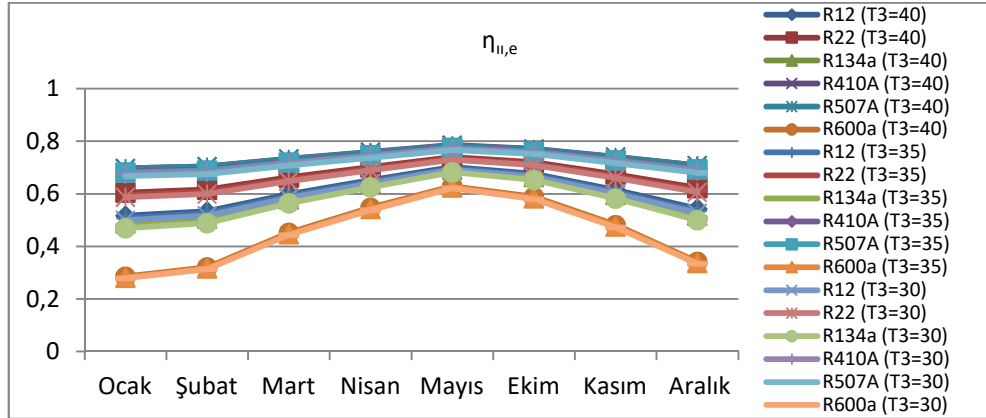
Şekil 6.34. Hava kaynaklı ısı pompası sisteminin COP değerleri.

HKIP sisteminin COP değerleri incelendiğinde, ısı pompasının COP değerleriyle neredeyse ters orantılı bir grafik elde edildiği görülmektedir. Bu duruma yol açan, seçilen konutun ısı yükünün azalmasına rağmen, fan coil fanının gücünün sabit kalmasıdır. HKIP için COP_{sis} değerleri 1,82 – 2,50 aralığında değişmektedir.



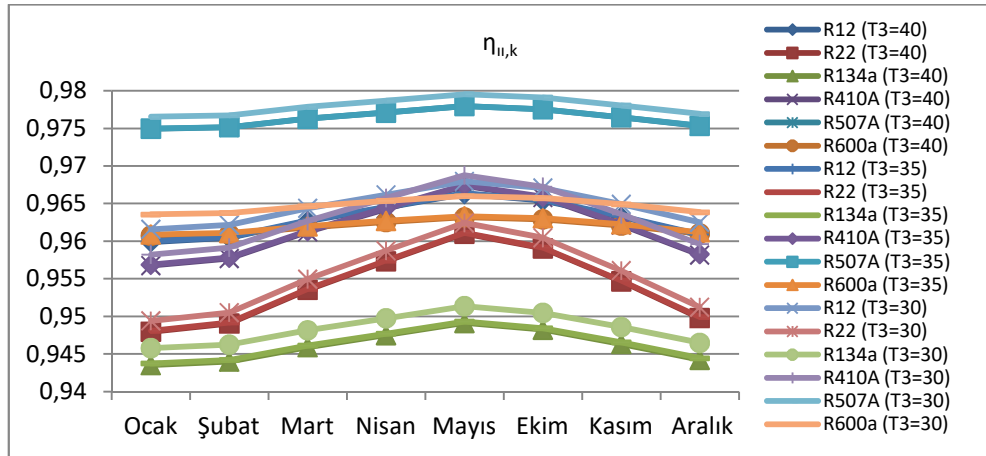
Şekil 6.35. Hava kaynaklı ısı pompasında kompresörün ekserji verimi.

HKIP kompresörünün ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Kompresör için en yüksek ekserji verimleri R410A ve R507A soğutucu akışkanlarında, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu akışkanındadır. Sistemlerin kompresör ekserji verimleri %79,4 - %92,4 aralığında değişmektedir.



Şekil 6.36. Hava kaynaklı ısı pompasında evaporatörün ekserji verimi.

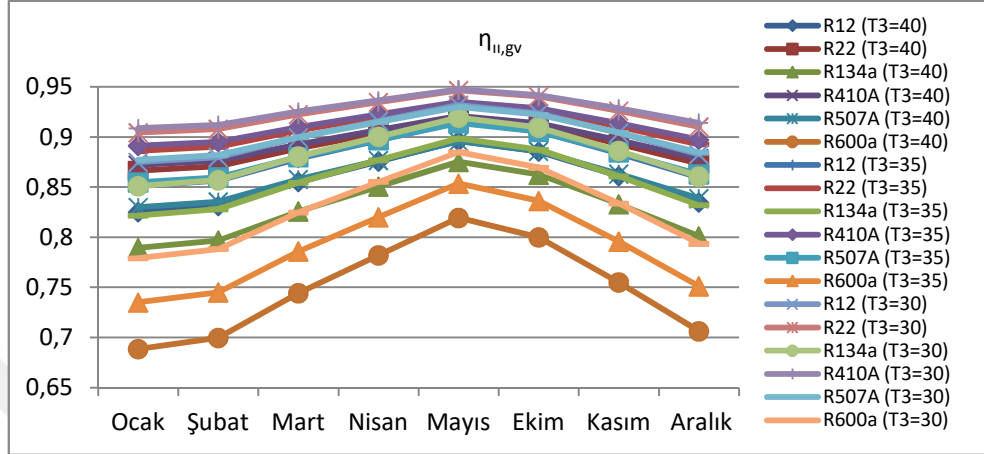
HKIP evaporatörünün ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça evaporatör ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığının, evaporatör verimi üzerinde etkisi görülmemektedir. Evaporatör için en yüksek ekserji verimleri R410A ve R507A soğutucu akışkanlarını kullanan sistemlerde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. Sistemlerin evaporatör ekserji verimleri %28,2 - %77,2 aralığında değişmektedir.



Şekil 6.37. Hava kaynaklı ısı pompasında kondenserin ekserji verimi.

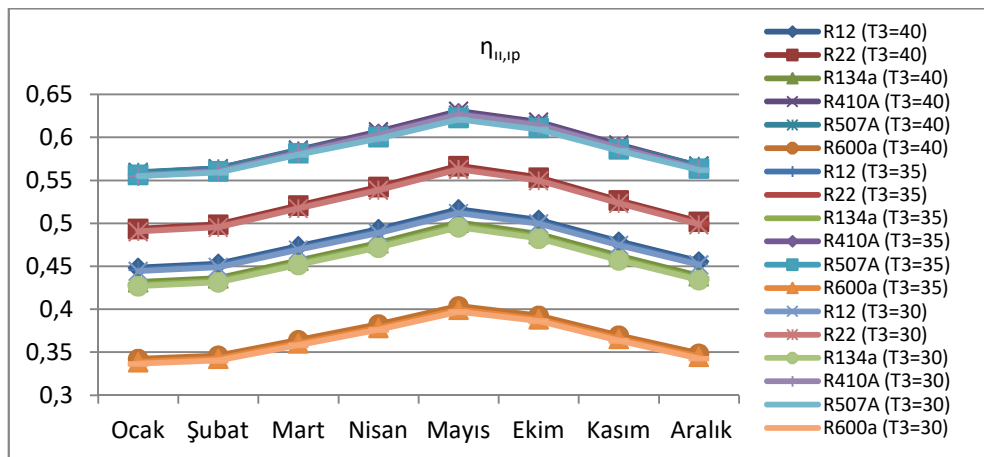
HKIP kondenserinin ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça kondenser ekserji veriminin azda olsa arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı arttıkça, kondenser ekserji veriminin arttığı görülmemektedir. Kondenser için en yüksek ekserji verimi R507A soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R134a

soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. Sistemlerin kondenser ekserji verimleri %94,4 - %97,9 aralığında değişmektedir.



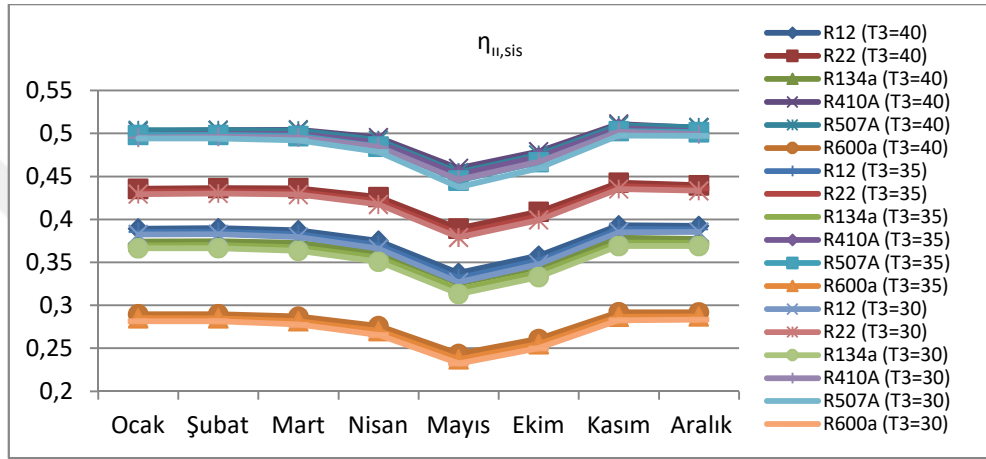
Şekil 6.38. Hava kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin ekserji verimi.

HKIP genleşme valfinin ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça genleşme valfinin ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı arttıkça, genleşme valfi ekserji veriminin arttığı görülmemektedir. Genleşme valfi için en yüksek ekserji verimi R410A soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. Sistemlerin kondenser ekserji verimleri %68,8 - %94,8 aralığında değişmektedir.



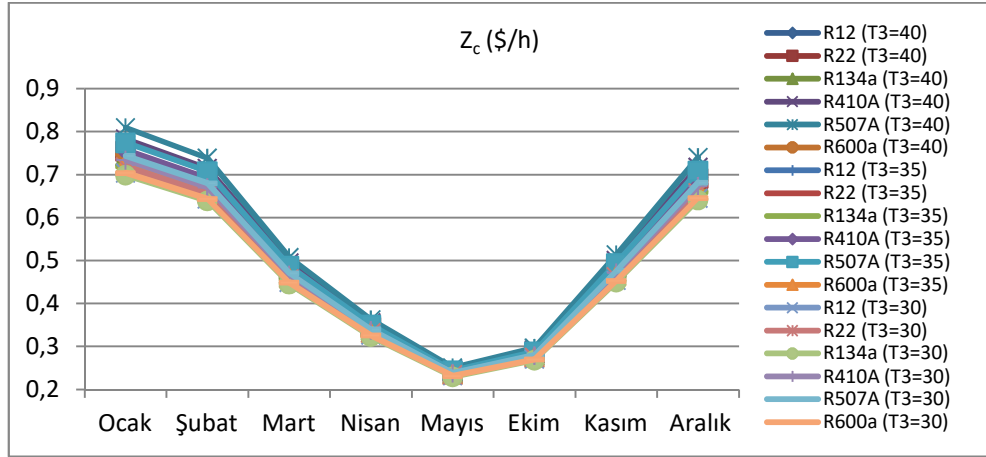
Şekil 6.39. Hava kaynaklı ısı pompasının ekserji verimi.

HKIP' nın ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça HKIP ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığının, HKIP ekserji verimi üzerinde etkisi görülmemektedir. HKIP için en yüksek ekserji verimi R507A ve R410A soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. HKIP' larının ekserji verimleri %33,9 - %62,17 aralığında değişmektedir.



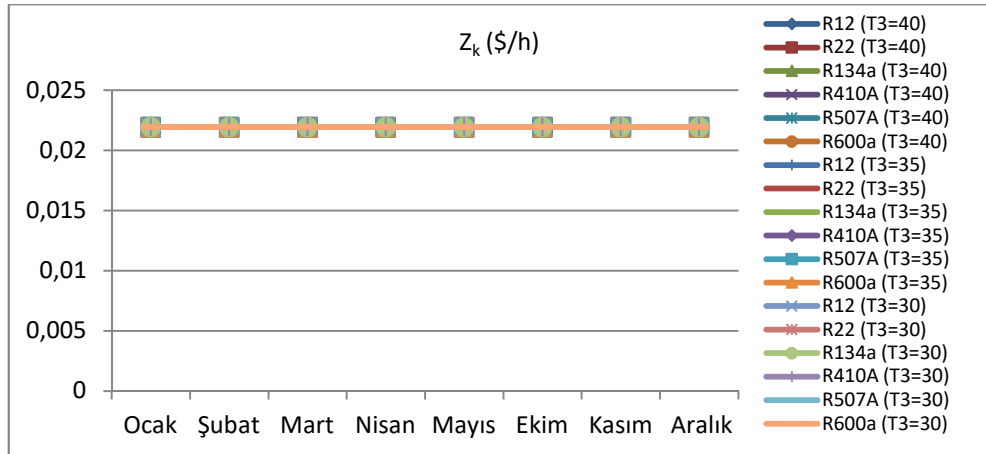
Şekil 6.40. Hava kaynaklı ısı pompası sisteminin ekserji verimi.

HKIP sistemlerinin ekserji verimleri incelendiğinde, ısı yükü ihtiyacının azalması ve sistemin harcadığı enerjinin aynı oranda azalmaması sonucu nisan ve mayıs aylarında ekserji verimi düşmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığının, HKIP ekserji verimi üzerinde etkisi görülmemektedir. HKIP için en yüksek ekserji verimi R507A ve R410A soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. HKIP' larının ekserji verimleri %23,7 - %50,9 aralığında değişmektedir.



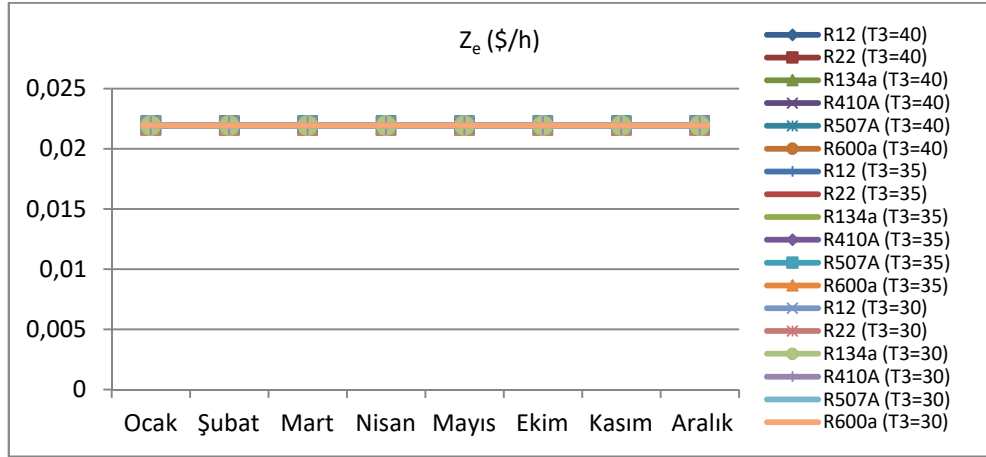
Şekil 6.41. Hava kaynaklı ısı pompasında kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti.

HKIP sisteminde kompresörün bir değere indirgenmiş maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, kompresörün harcadığı güç ile beraber azaldığı görülmektedir. Kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti 0,231 – 0,809 \$/h aralığında değişmektedir. R507A kullanılan sistemlerde, kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti en yüksek iken, R134a ve R600a kullanılan sistemlerde, kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti en düşüktür. Kondenser çıkış sıcaklığı düştükçe, kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti azalmaktadır.



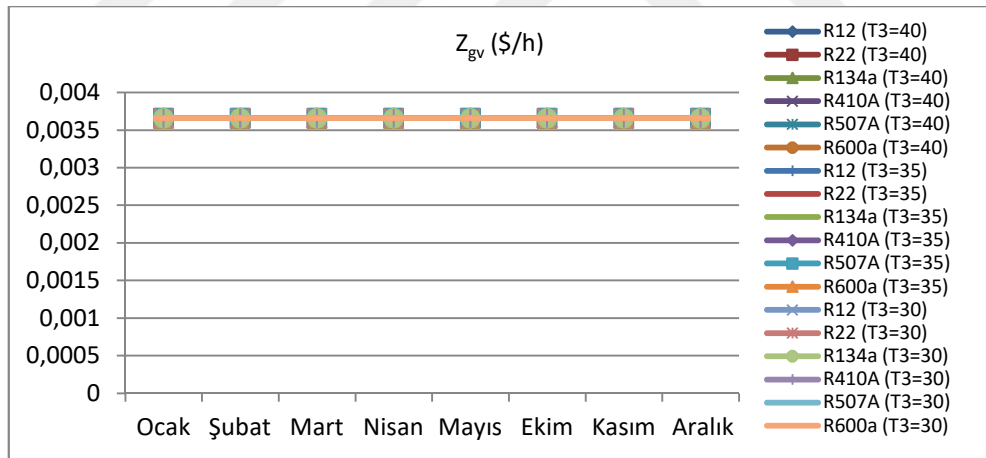
Şekil 6.42. Hava kaynaklı ısı pompasında kondenserin bir değere indirgenmiş maliyeti.

HKIP sisteminde kondenserin bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Kondenserin bir değere indirgenmiş maliyeti 0,022 \$/h olarak hesaplanmıştır.



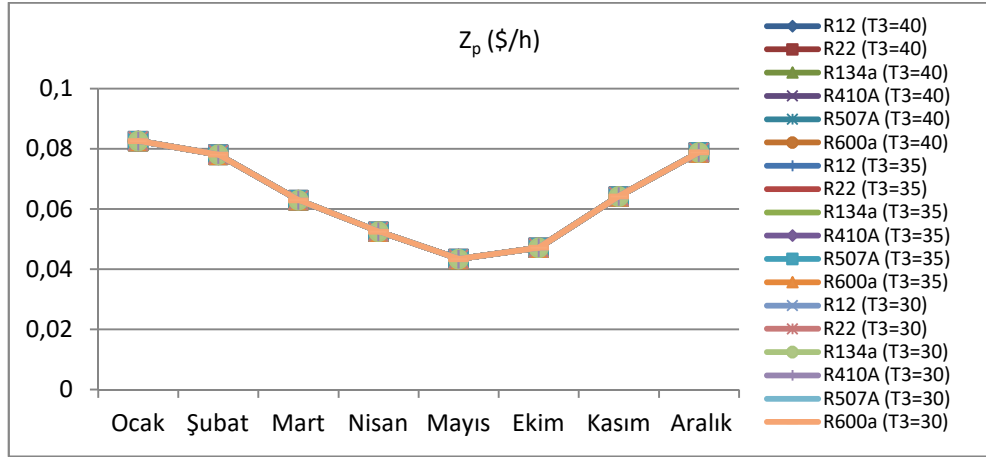
Şekil 6.43. Hava kaynaklı ısı pompasında evaporatörün bir değere indirgenmiş maliyeti.

HKIP sisteminde evaporatörün bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Evaporatörün bir değere indirgenmiş maliyeti 0,022 \$/h olarak hesaplanmıştır.



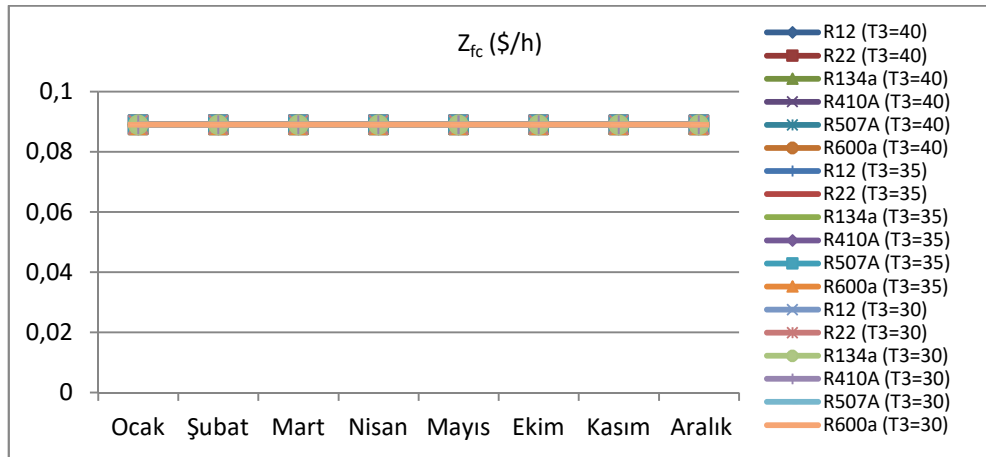
Şekil 6.44. Hava kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin bir değere indirgenmiş maliyeti.

HKIP sisteminde genleşme valfinin bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Genleşme valfinin bir değere indirgenmiş maliyeti yaklaşık 0,004 \$/h olarak hesaplanmıştır.



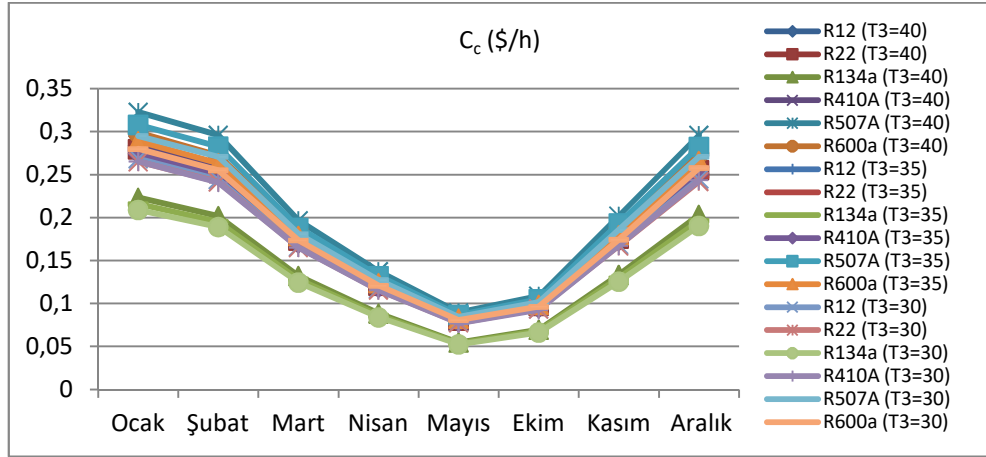
Şekil 6.45. Hava kaynaklı ısı pompasında sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyeti.

HKIP sisteminde sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, topraktan çekilen ısı ile beraber azaldığı görülmektedir. Sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyeti 0,043 – 0,083 \$/h aralığında değişmektedir.



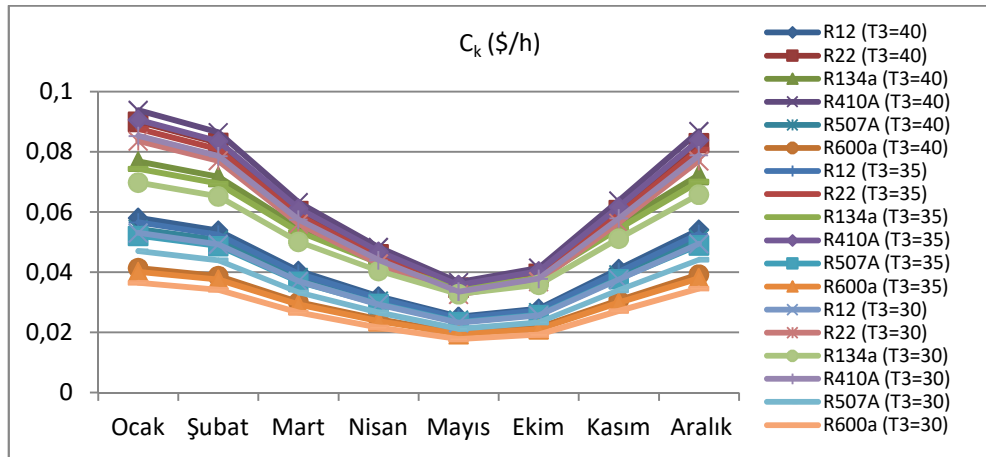
Şekil 6.46. Hava kaynaklı ısı pompasında fan coilin bir değere indirgenmiş maliyeti.

HKIP sisteminde fan coilin bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Fan coilin bir değere indirgenmiş maliyeti yaklaşık 0,089 \$/h olarak hesaplanmıştır.



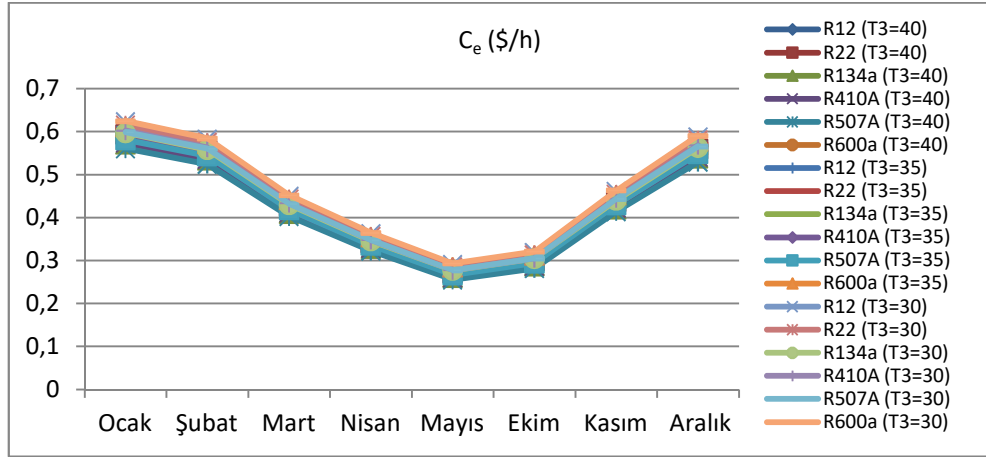
Şekil 6.47. Hava kaynaklı ısı pompasında kompresörün ekserji maliyeti.

HKIP sisteminde kompresörün ekserji maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, kompresörün harcadığı güç ile beraber azaldığı görülmektedir. Kompresörün ekserji maliyeti, 0,05 – 0,32 \$/h aralığında değişmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, ekserji maliyetinin düştüğü görülmektedir. Kompresör ekserji maliyeti, R507A kullanılan sistemlerde en yüksek iken, R134a kullanılan sistemlerde en düşük seviyelerdedir.



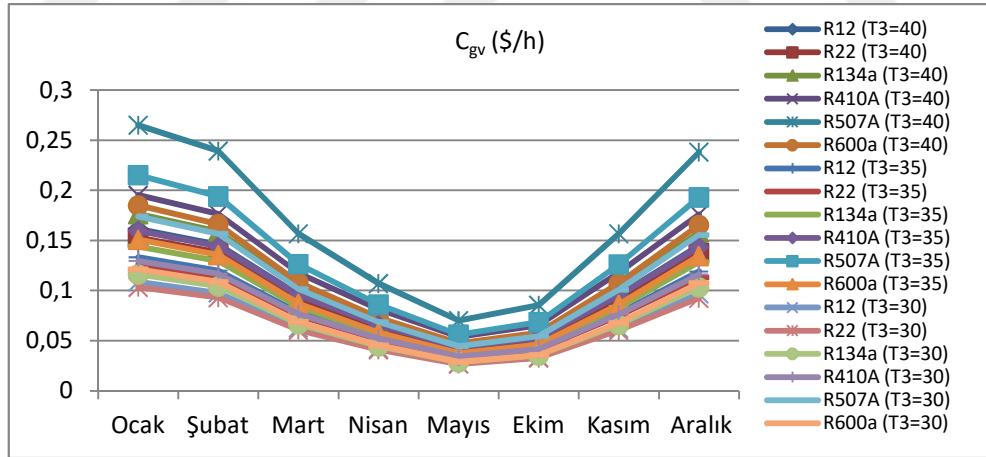
Şekil 6.48. Hava kaynaklı ısı pompasında kondenserin ekserji maliyeti.

HKIP sisteminde kondenserin ekserji maliyetinin, kaynak sıcaklığı yükseldikçe azaldığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, kondenserin ekserji maliyeti de azalmaktadır. Kondenserin ekserji maliyeti, 0,018 – 0,094 \$/h aralığında değişmektedir. Kondenser ekserji maliyeti, R410A kullanılan sistemlerde en yüksek iken, R600a kullanılan sistemlerde en düşük seviyelerdedir.



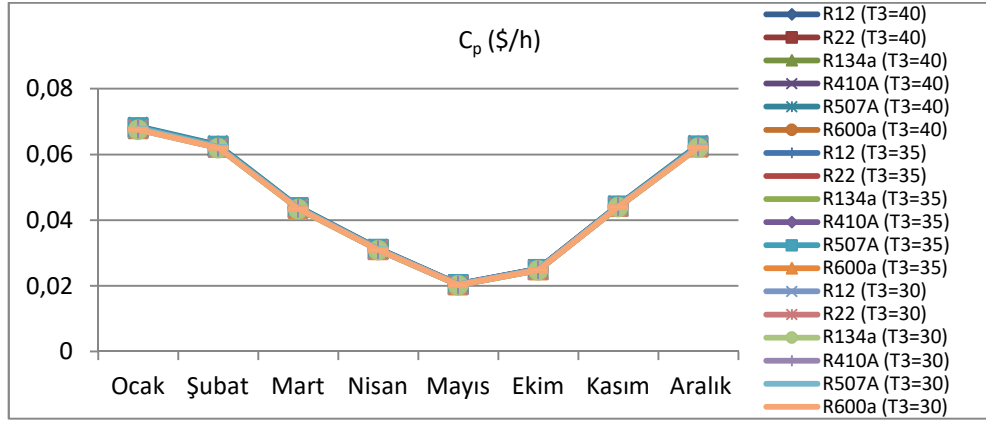
Şekil 6.49. Hava kaynaklı ısı pompasında evaporatörün ekserji maliyeti.

HKIP sisteminde evaporatörün ekserji maliyetinin, kaynak sıcaklığı yükseldikçe azaldığı görülmektedir. Evaporatörün ekserji maliyeti, 0,255 – 0,623 \$/h aralığında değişmektedir. Farklı akışkanlar için evaporatörün ekserji maliyeti birbirine yakın seviyelerdedir.



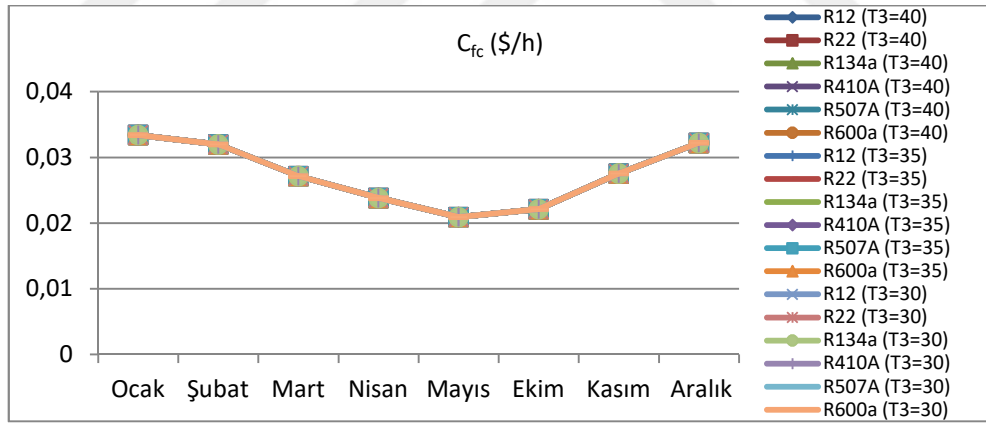
Şekil 6.50. Hava kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin ekserji maliyeti.

HKIP sisteminde genleşme valfinin ekserji maliyetinin, kaynak sıcaklığı yükseldikçe azaldığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, genleşme valfinin ekserji maliyeti de azalmaktadır. Genleşme valfinin ekserji maliyeti, 0,027 – 0,265 \$/h aralığında değişmektedir. Genleşme valfi ekserji maliyeti, R507A kullanılan sistemlerde en yüksek iken, R22 kullanılan sistemlerde en düşük seviyelerdedir.



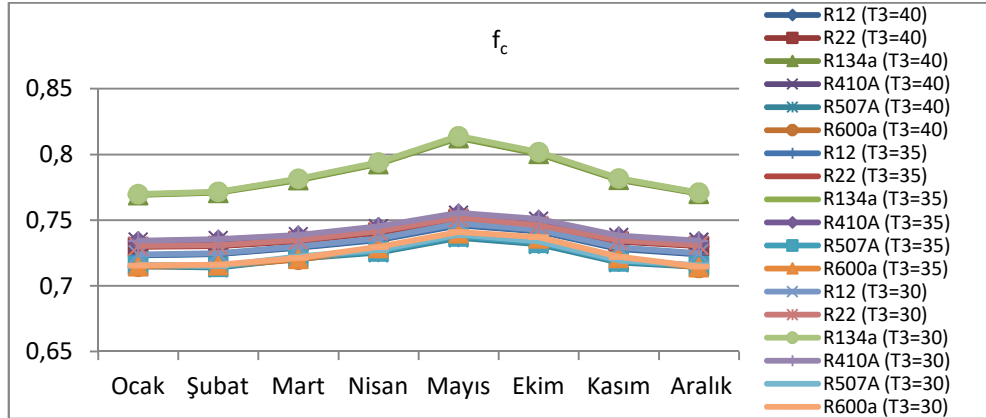
Şekil 6.51. Hava kaynaklı ısı pompasında sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti.

HKIP sisteminde sirkülasyon pompasının ekserji maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, topraktan çekilen ısı ile beraber azaldığı görülmektedir. Sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti, 0,02 – 0,07 \$/h aralığında değişmektedir. Farklı akışkanlar için sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti birbirine yakın seviyelerdedir.



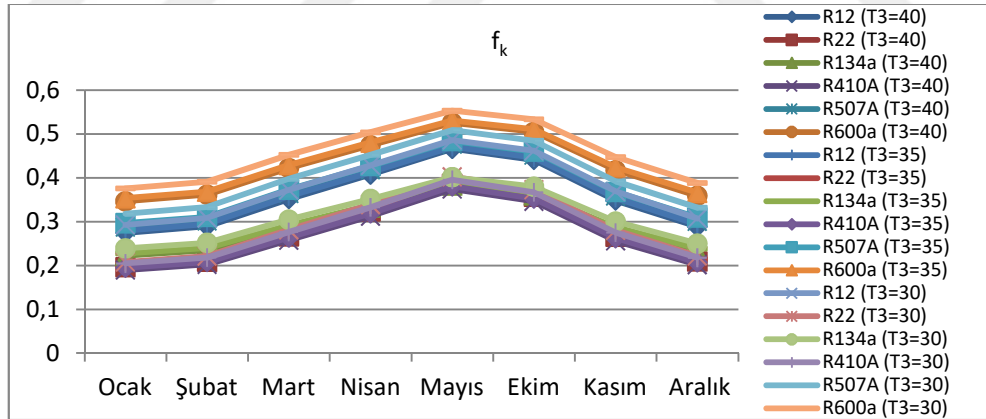
Şekil 6.52. Hava kaynaklı ısı pompasında fan coilin ekserji maliyeti.

HKIP sisteminde fan coilin ekserji maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, fan coil devresinde aktarılan ısı ile beraber azaldığı görülmektedir. Fan coilin ekserji maliyeti, 0,021 – 0,032 \$/h aralığında değişmektedir. Fan coilin ekserji maliyeti akışkanlara veya kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir.



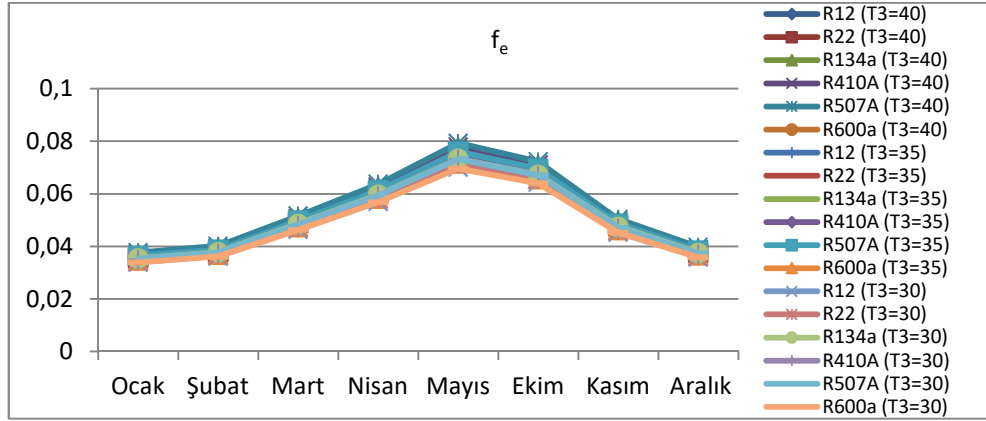
Şekil 6.53. Hava kaynaklı ısı pompasında kompresörün eksergo-ekonomik faktörü.

HKIP sisteminde kompresörün eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığının eksergo-ekonomik faktör üzerinde etkisi görülmemektedir. Kompresör için eksergo-ekonomik faktör değerleri %72 - %81 aralığındadır. R134a kullanılan sistemlerde, kompresörün eksergo-ekonomik faktörü en yüksek iken, R507A ve R600a kullanılan sistemlerde bu değer en düşük seviyelerdedir.



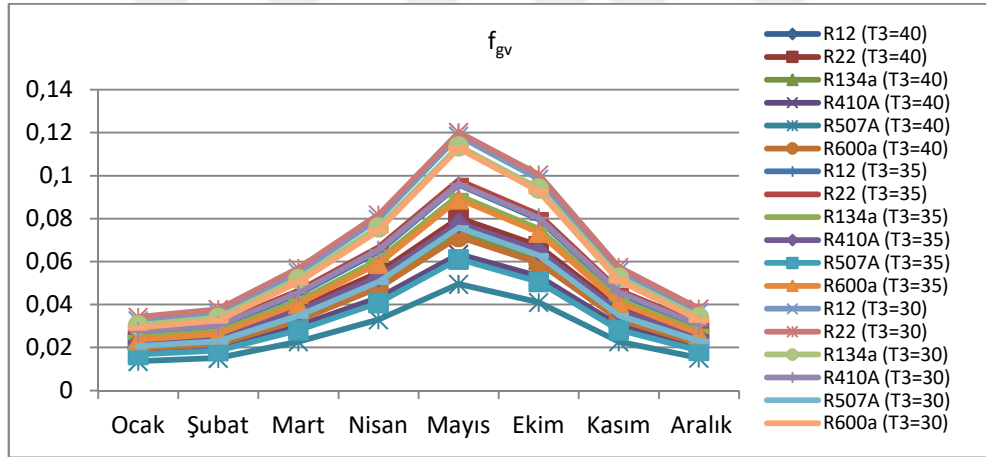
Şekil 6.54. Hava kaynaklı ısı pompasında kondenserin eksergo-ekonomik faktörü.

HKIP sisteminde kondenserin eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, eksergo-ekonomik faktörün azaldığı görülmektedir. Kondenser için eksergo-ekonomik faktör değerleri %19 - %55 aralığındadır.



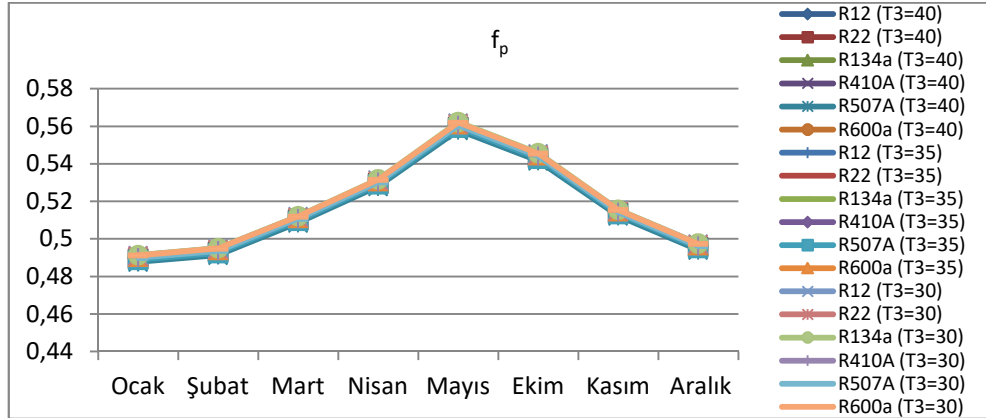
Şekil 6.55. Hava kaynaklı ısı pompasında evaporatörün eksergo-ekonomik faktörü.

HKIP sisteminde evaporatörün eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, eksergo-ekonomik faktörün azaldığı görülmektedir. Evaporatör için eksergo-ekonomik faktör değerleri %3,4 - %8 aralığındadır.



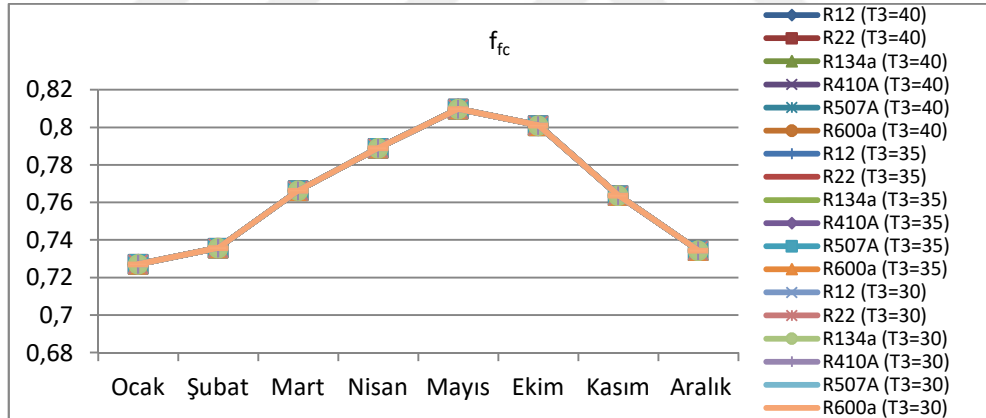
Şekil 6.56. Hava kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin eksergo-ekonomik faktörü.

HKIP sisteminde genleşme valfinin eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, eksergo-ekonomik faktörün azaldığı görülmektedir. Genleşme valfi için eksergo-ekonomik faktör değerleri %1,4 - %12 aralığındadır.



Şekil 6.57. Hava kaynaklı ısı pompasında sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü.

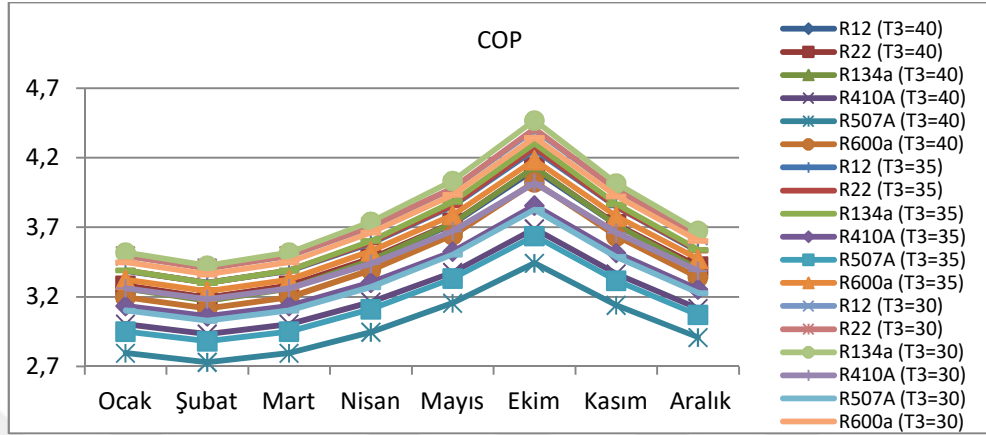
HKIP sisteminde sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü, önemli ölçüde değişmesede, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. Sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü %49 - %56 aralığında değişmektedir.



Şekil 6.58. Hava kaynaklı ısı pompasında fan coilin eksergo-ekonomik faktörü.

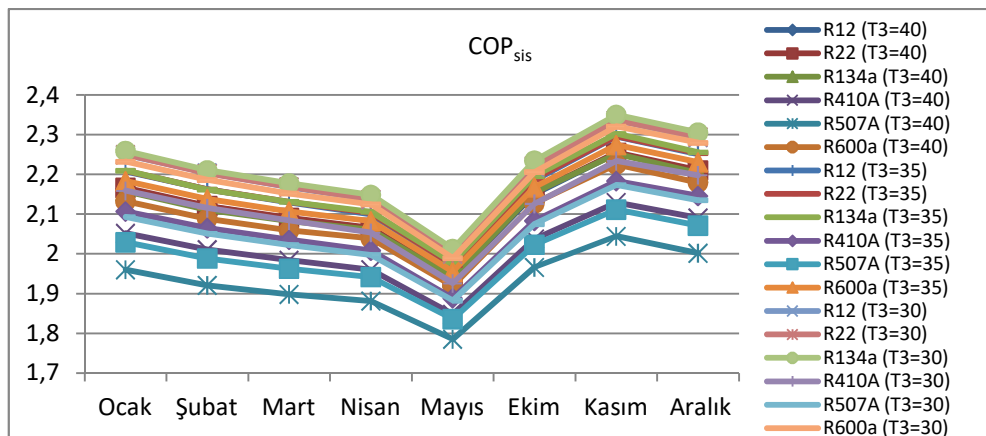
HKIP sisteminde toprak ısı değiştiricisinin eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyeti ile aynı eğriyi çizmektedir ve %62 - %78 aralığında değişmektedir.

6.3. Güneş Destekli Toprak Kaynaklı Isı Pompası



Şekil 6.59. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasının COP değerleri.

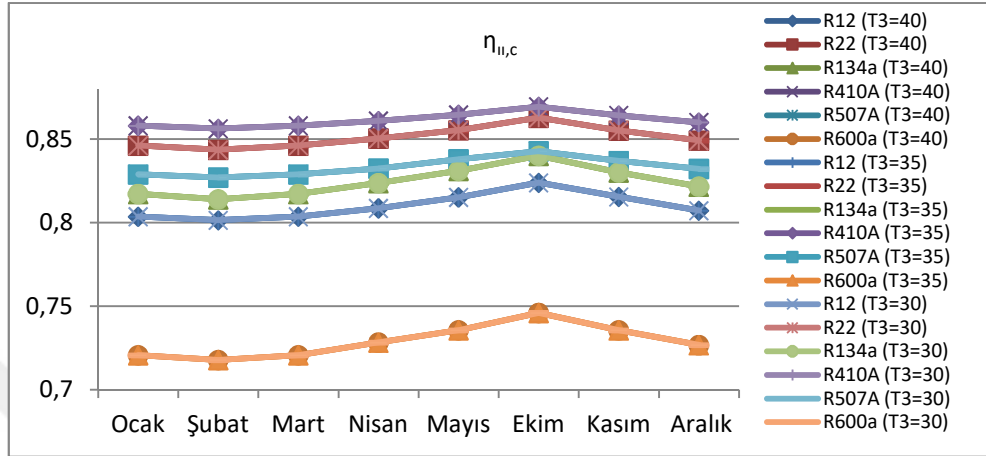
GDTKIP sistemini COP değerleri incelendiğinde, diğer iki ısı pompasında olduğu gibi kaynak sıcaklığı yükseldikçe, COP değerinin arttığı görülmektedir. Isı pompasının COP değerleri 2,73 ve 4,47 aralığında değişmektedir. En yüksek COP değerine Ekim ayında ulaşılmaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığı düştükçe, COP değerinin arttığı görülmektedir. R134a ve R600a soğutucu akışkanları kullanılan ısı pompaları, en yüksek COP değerine sahiptirler. En düşük COP değerleri, R507A ve R410A soğutucu akışkan kullanılan ısı pompalarında görülmektedir.



Şekil 6.60. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin COP değerleri.

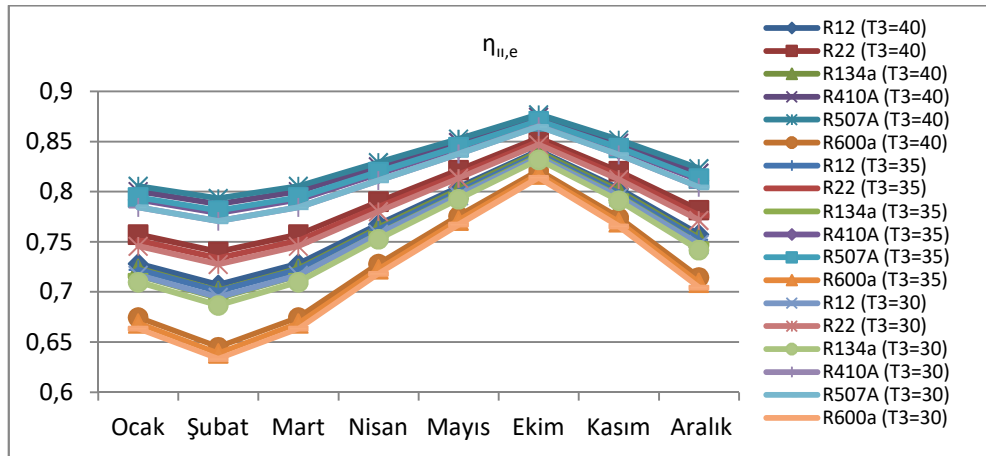
GDTKIP sisteminin COP değerleri incelendiğinde, ısı pompasının COP değerleriyle neredeyse ters orantılı bir grafik elde edildiği görülmektedir. Bu duruma yol açan, seçilen

konutun ısı yükünün azalmasına rağmen, fan coil fanının gücünün sabit kalmasıdır. GDTKIP için COP_{sis} değerleri 1,78 – 2,35 aralığında değişmektedir.



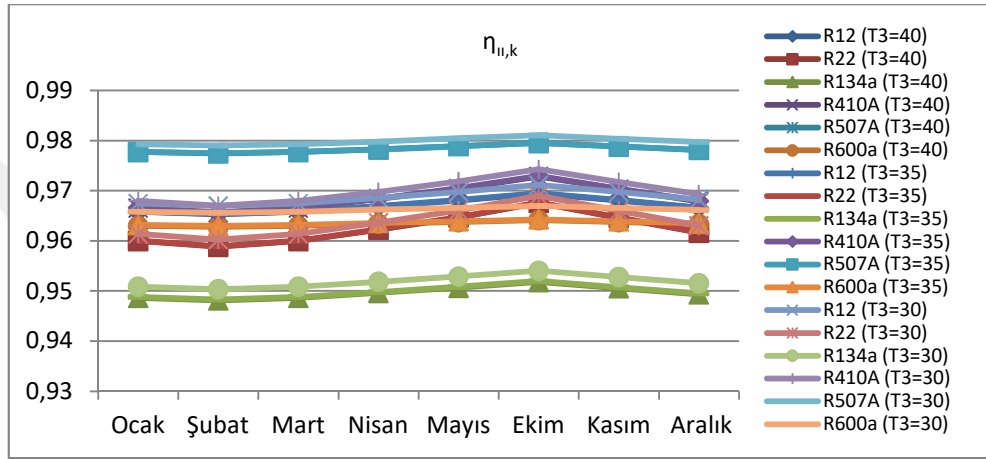
Şekil 6.61. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün ekserji verimi.

GDTKIP kompresörünün ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığının, kompresörün ekserji verimi üzerinde bir etkisi görülmemektedir. Kompresör için en yüksek ekserji verimleri R410A ve R22 soğutucu akışkanlarını kullanan sistemlerde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. Sistemlerin kompresör ekserji verimleri %72 - %87 aralığında değişmektedir.



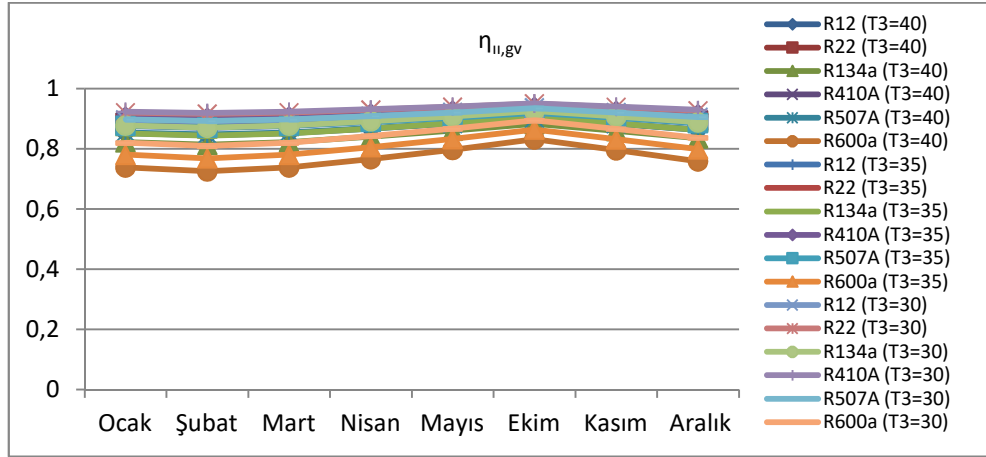
Şekil 6.62. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün ekserji verimi.

GDTKIP evaporatörünün ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça evaporatör ekserji veriminin azda olsa arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığının, evaporatör verimi üzerinde etkisi görülmemektedir. Evaporatör için en yüksek ekserji verimleri R600a soğutucu akışkanını kullanan sistemlerde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R410A soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. Sistemlerin evaporatör ekserji verimleri %63 - %87 aralığında değişmektedir.



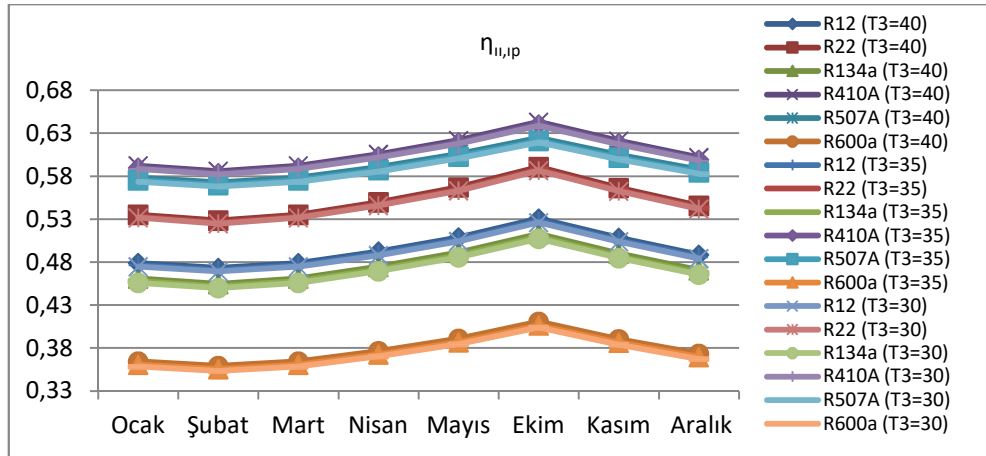
Şekil 6.63. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin ekserji verimi.

GDTKIP kondenslerinin ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça kondenser ekserji veriminin azda olsa arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı arttıkça, kondenser ekserji veriminin arttığı görülmemektedir. Kondenser için en yüksek ekserji verimi R507A soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R134a soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. Sistemlerin kondenser ekserji verimleri %94,8 - %98,1 aralığında değişmektedir.



Şekil 6.64. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin ekserji verimi.

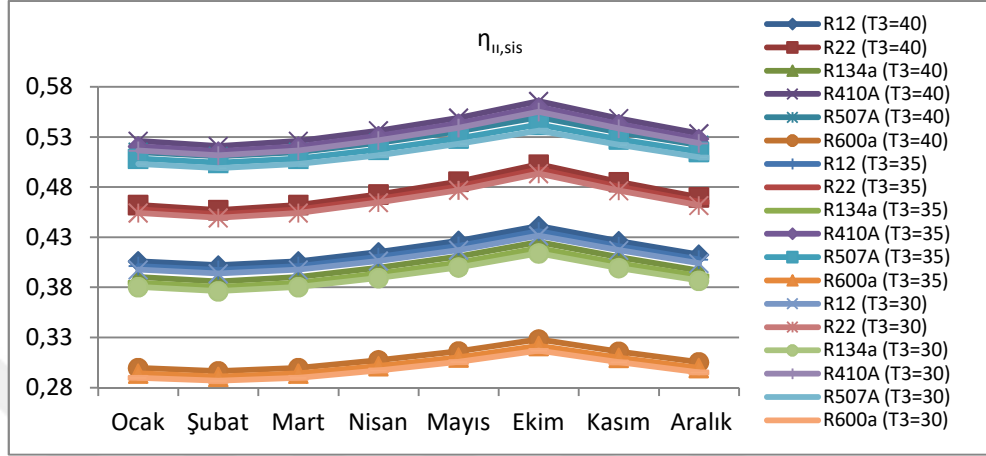
GDTKIP genleşme valfinin ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça genleşme valfinin ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı arttıkça, genleşme valfi ekserji veriminin arttığı görülmemektedir. Genleşme valfi için en yüksek ekserji verimi R410A soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. Sistemlerin kondenser ekserji verimleri %72,5 - %95,1 aralığında değişmektedir.



Şekil 6.65. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji verimi.

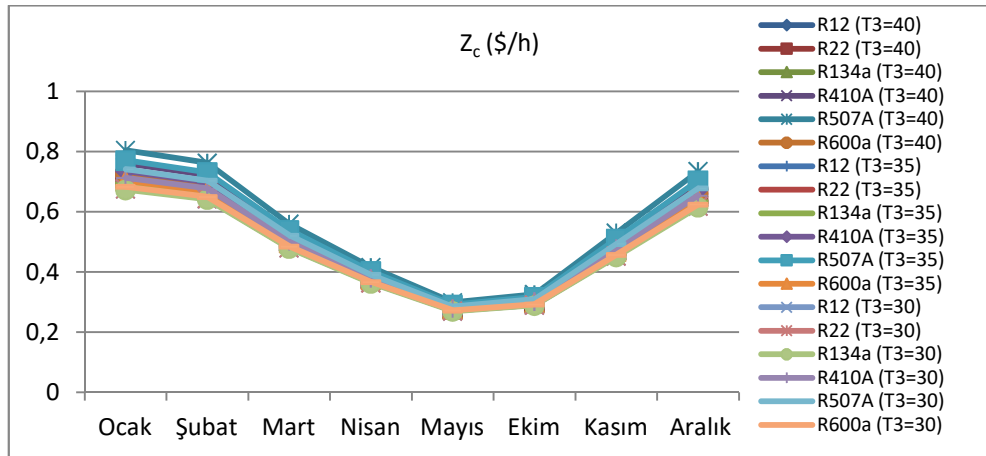
GDTKIP' nın ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça TKIP ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığının, GDTKIP ekserji verimi üzerinde etkisi görülmemektedir. GDTKIP için en yüksek ekserji verimi R507A ve R410A soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu

akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. GDTKIP' larının ekserji verimleri %35,1 - %64,3 aralığında değişmektedir.



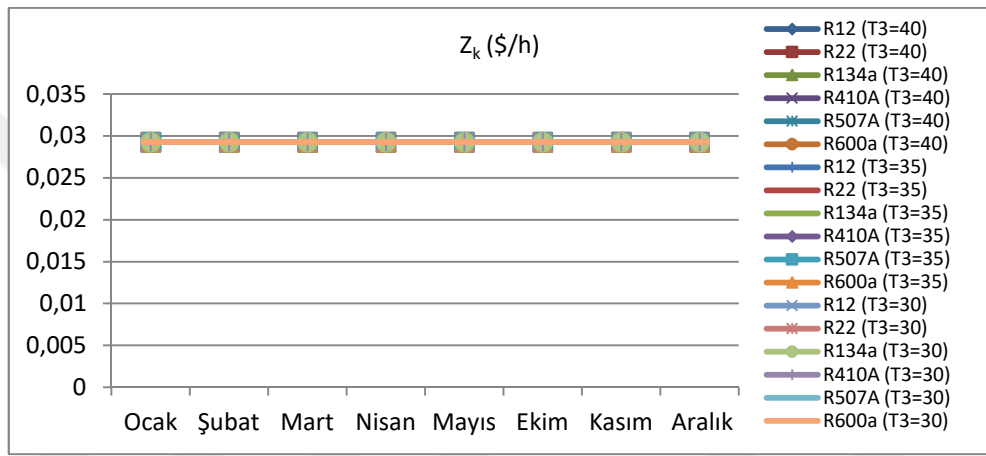
Şekil 6.66. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ekserji verimi.

GDTKIP sistemlerinin ekserji verimleri incelendiğinde, kaynak sıcaklığı arttıkça TKIP ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı arttıkça ekserji verimi düşmektedir. GDTKIP için en yüksek ekserji verimi R507A ve R410A soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. GDTKIP' larının ekserji verimleri %28,7 - %56,5 aralığında değişmektedir.



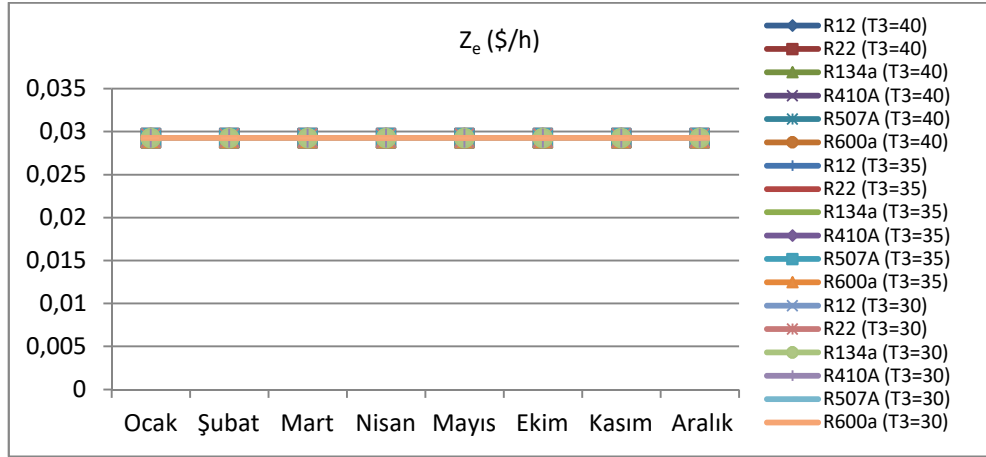
Şekil 6.67. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti.

GDTKIP sisteminde kompresörün bir değere indirgenmiş maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, kompresörün harcadığı güç ile beraber azaldığı görülmektedir. Kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti 0,27 – 0,805 \$/h aralığında değişmektedir. R507A kullanılan sistemlerde, kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti en yüksek iken, R134a ve R600a kullanılan sistemlerde, kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti en düşüktür. Kondenser çıkış sıcaklığı düştükçe, kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti azalmaktadır.



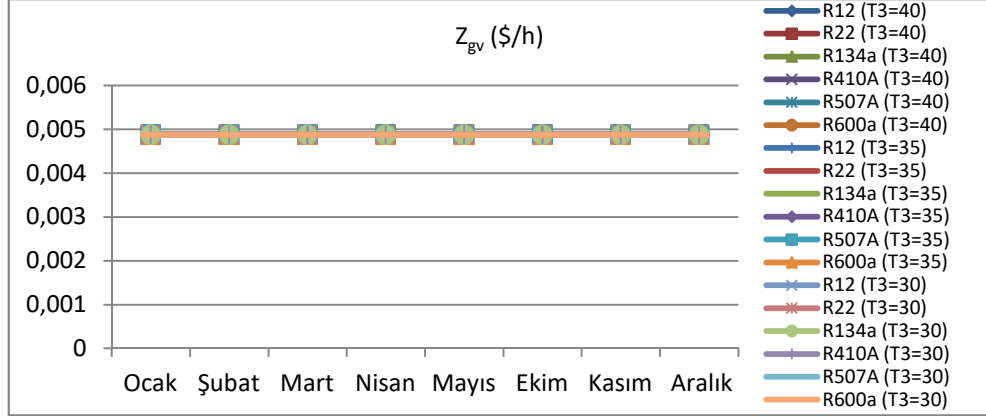
Şekil 6.68. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin bir değere indirgenmiş maliyeti.

GDTKIP sisteminde kondenserin bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Kondenserin bir değere indirgenmiş maliyeti 0,029 \$/h olarak hesaplanmıştır.



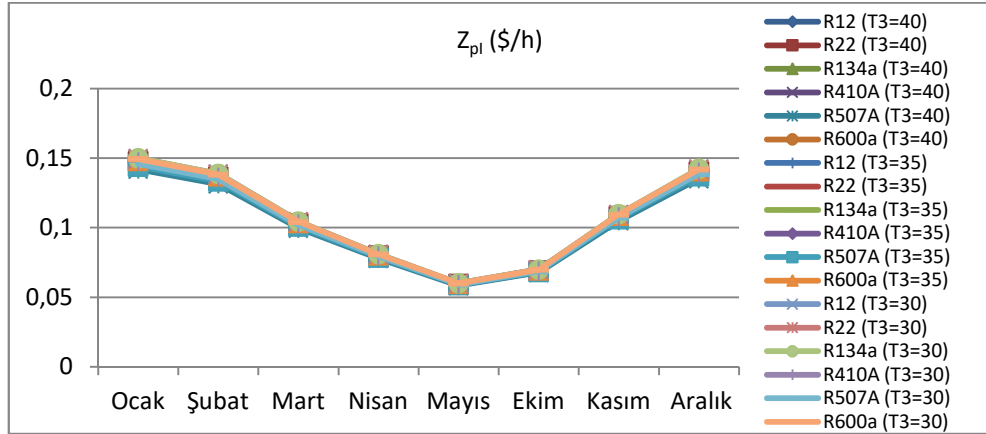
Şekil 6.69. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün bir değere indirgenmiş maliyeti.

GDTKIP sisteminde evaporatörün bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Evaporatörün bir değere indirgenmiş maliyeti 0,029 \$/h olarak hesaplanmıştır.



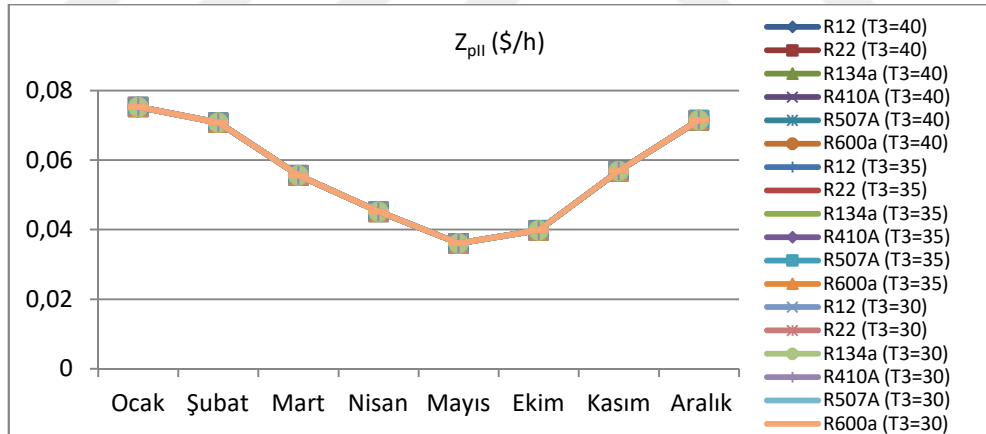
Şekil 6.70. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında genişleme valfinin bir değere indirgenmiş maliyeti.

GDTKIP sisteminde genişleme valfinin bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Genleşme valfinin bir değere indirgenmiş maliyeti yaklaşık 0,005 \$/h olarak hesaplanmıştır.



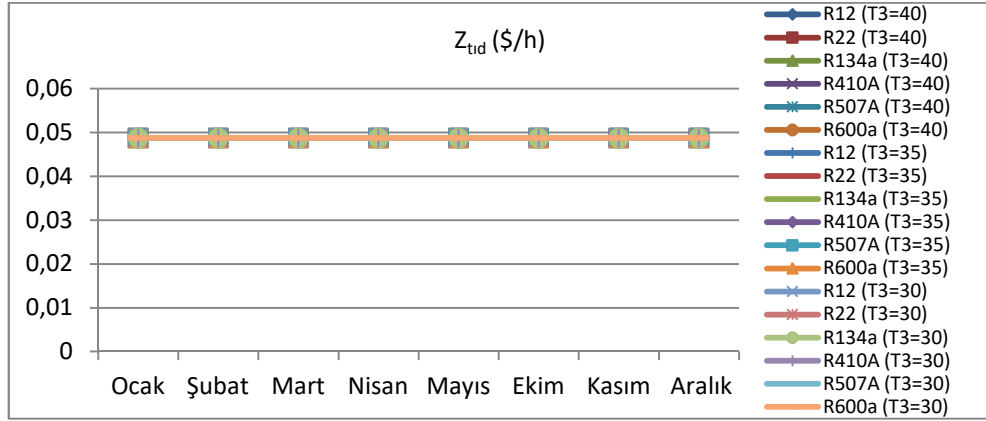
Şekil 6.71. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında I. sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyeti.

GDTKIP sisteminde I. sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, topraktan çekilen ısı ile beraber azaldığı görülmektedir. Kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti 0,06 – 0,149 \$/h aralığında değişmektedir.



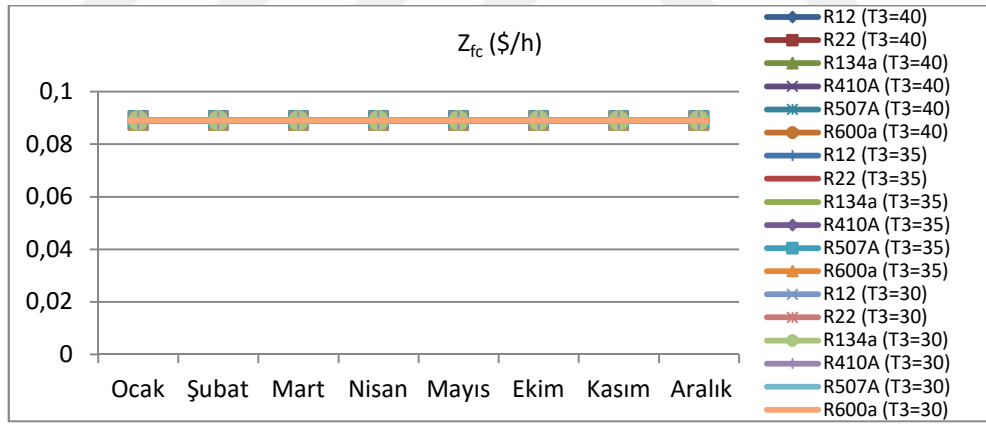
Şekil 6.72. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında II. sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyeti.

GDTKIP sisteminde II. sirkülasyon pompasının bir değere indirgenmiş maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, fan coil devresinde aktarılan ısı ile beraber azaldığı görülmektedir. Kompresörün bir değere indirgenmiş maliyeti 0,036 – 0,075 \$/h aralığındadır.



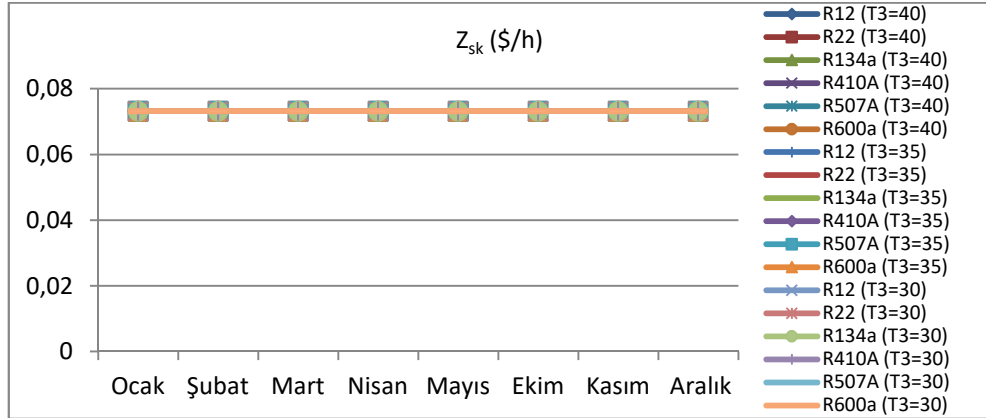
Şekil 6.73. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında toprak ısı değiştiricisinin bir değere indirgenmiş maliyeti.

GDTKIP sisteminde toprak ısı değiştiricisinin bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Toprak ısı değiştiricisinin bir değere indirgenmiş maliyeti yaklaşık 0,049 \$/h olarak hesaplanmıştır.



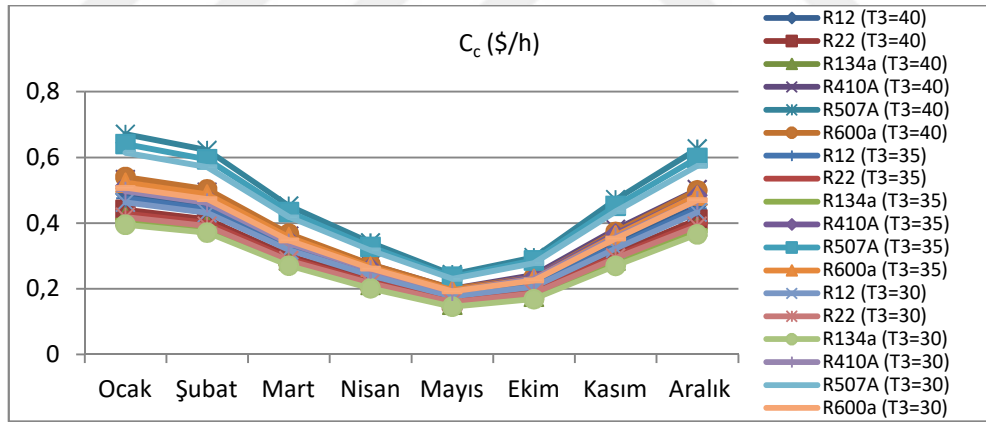
Şekil 6.74. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında fan coilin bir değere indirgenmiş maliyeti.

GDTKIP sisteminde fan coilin bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Fan coilin bir değere indirgenmiş maliyeti yaklaşık 0,089 \$/h olarak hesaplanmıştır.



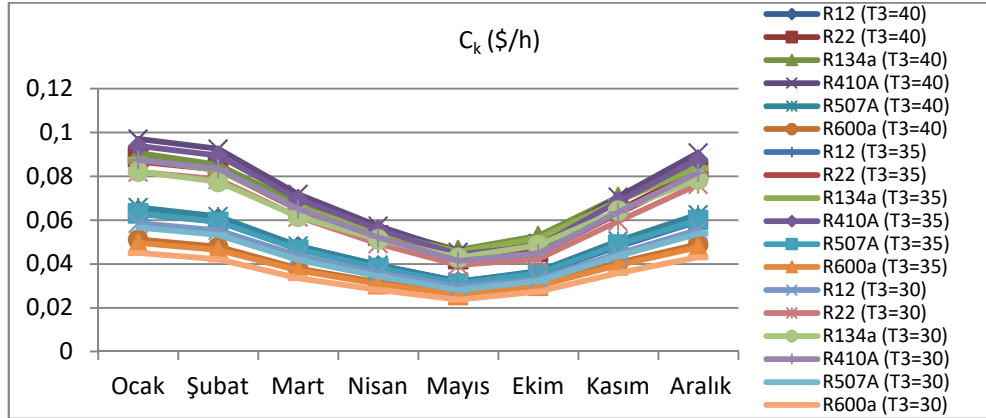
Şekil 6.75. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında güneş kolektörünün bir değere indirgenmiş maliyeti.

GDTKIP sisteminde güneş kolektörünün bir değere indirgenmiş maliyeti sabittir ve akışkanlara, aylara ve kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir. Fan coilin bir değere indirgenmiş maliyeti yaklaşık 0,073 \$/h olarak hesaplanmıştır.



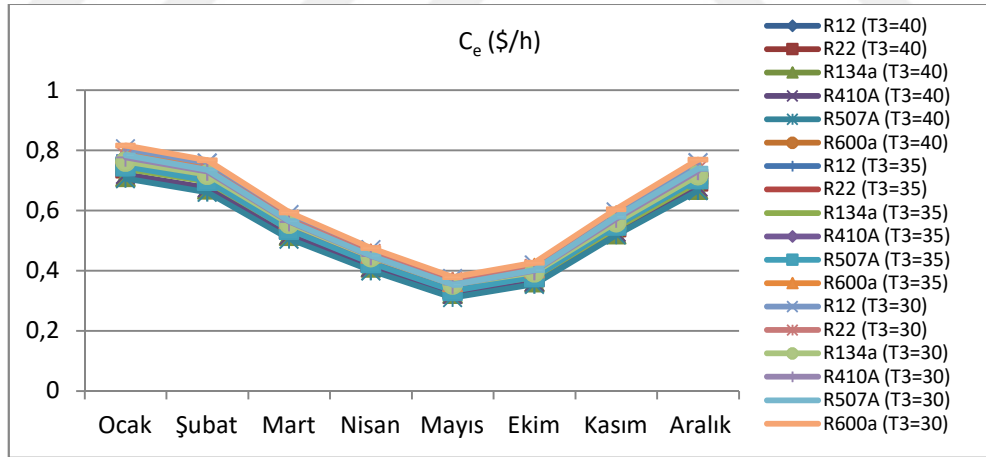
Şekil 6.76. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün ekserji maliyeti.

GDTKIP sisteminde kompresörün ekserji maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, kompresörün harcadığı güç ile beraber azaldığı görülmektedir. Kompresörün ekserji maliyeti, 0,15 – 0,67 \$/h aralığında değişmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, ekserji maliyetinin düştüğü görülmektedir. Kompresör ekserji maliyeti, R507A kullanılan sistemlerde en yüksek iken, R134a kullanılan sistemlerde en düşük seviyelerdedir.



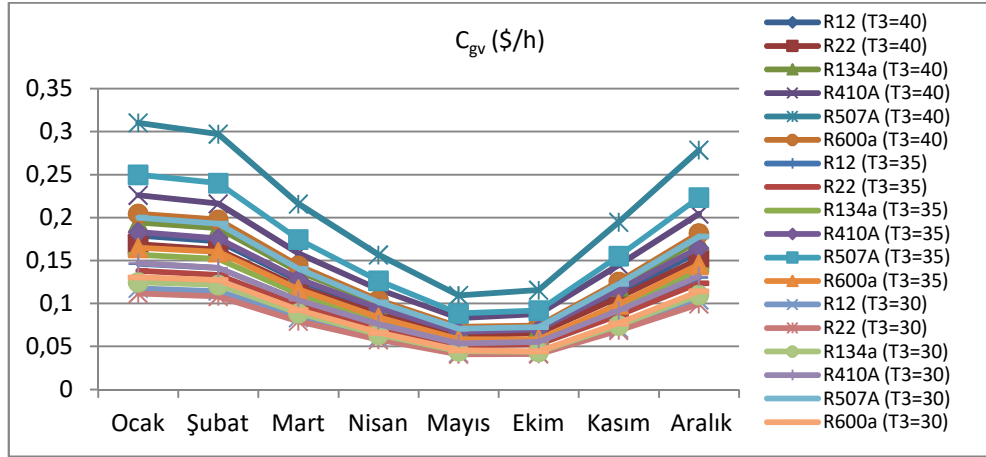
Şekil 6.77. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin ekserji maliyeti.

GDTKIP sisteminde kondenserin ekserji maliyetinin, kaynak sıcaklığı yükseldikçe azaldığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, kondenserin ekserji maliyeti de azalmaktadır. Kondenserin ekserji maliyeti, 0,023 – 0,097 \$/h aralığında değişmektedir. Kondenser ekserji maliyeti, R410A kullanılan sistemlerde en yüksek iken, R600a kullanılan sistemlerde en düşük seviyelerdedir.



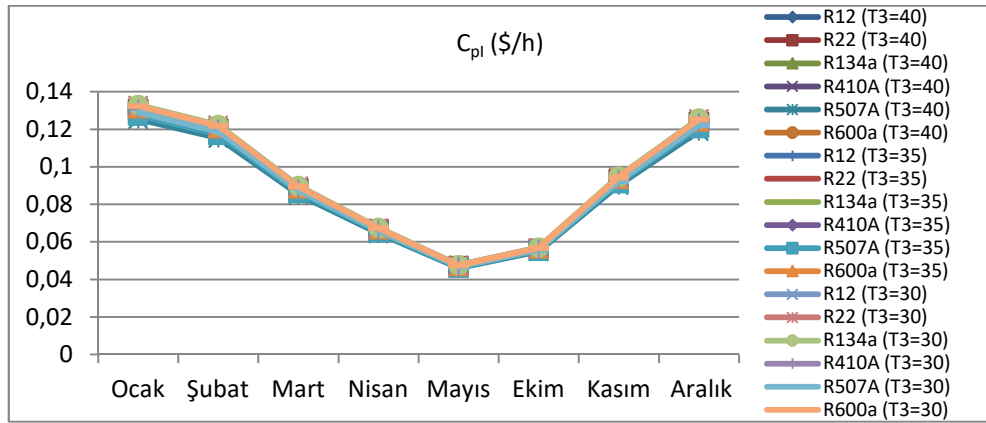
Şekil 6.78. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün ekserji maliyeti.

GDTKIP sisteminde evaporatörün ekserji maliyetinin, kaynak sıcaklığı yükseldikçe azaldığı görülmektedir. Evaporatörün ekserji maliyeti, 0,03 – 0,816 \$/h aralığında değişmektedir. R410A ve R507A akışkanları için ekserji maliyetleri en yüksek iken, R600a akışkanı için ekserji maliyeti en düşük seviyededir.



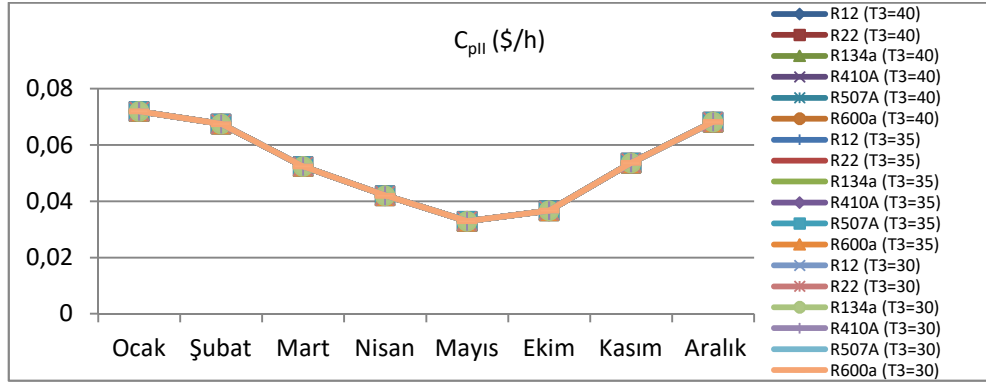
Şekil 6.79. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında genleşme valfinin ekserji maliyeti.

GDTKIP sisteminde genleşme valfinin ekserji maliyetinin, kaynak sıcaklığı yükseldikçe azaldığı görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, genleşme valfinin ekserji maliyeti de azalmaktadır. Genleşme valfinin ekserji maliyeti, 0,044 – 0,310 \$/h aralığında değişmektedir. Genleşme valfi ekserji maliyeti, R507A kullanılan sistemlerde en yüksek iken, R22 kullanılan sistemlerde en düşük seviyelerdedir.



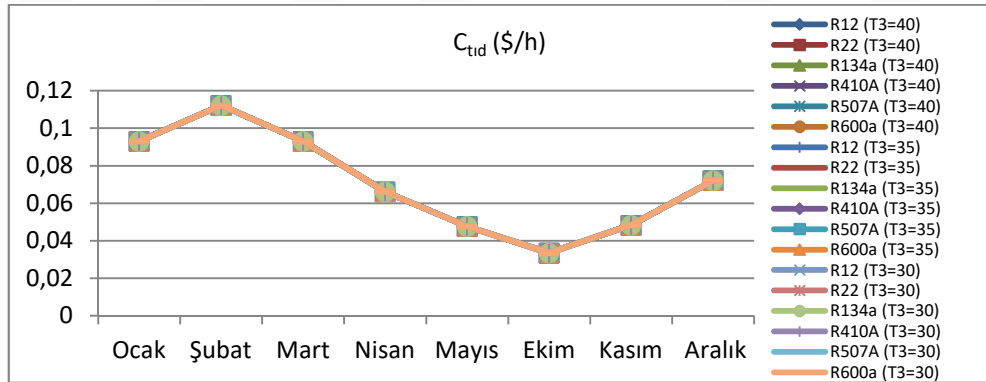
Şekil 6.80. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında I. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti.

TKIP sisteminde I. sirkülasyon pompasının ekserji maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, topraktan çekilen ısı ile beraber azaldığı görülmektedir. I. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti, 0,046 – 0,144 \$/h aralığında değişmektedir. Farklı akışkanlar için I. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti birbirine yakın seviyelerdedir.



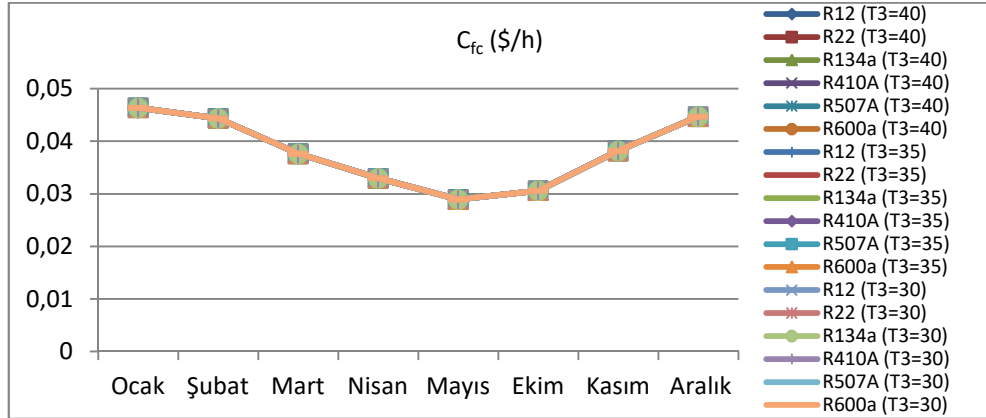
Şekil 6.81. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında II. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti.

GDTKIP sisteminde II. sirkülasyon pompasının ekserji maliyetinin, konutun ısı yükünün azaldığı aylarda, fan coil devresinde aktarılan ısı ile beraber azaldığı görülmektedir. II. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti, 0,033 – 0,072 \$/h aralığında değişmektedir. II. sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti akışkanlara veya kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir.



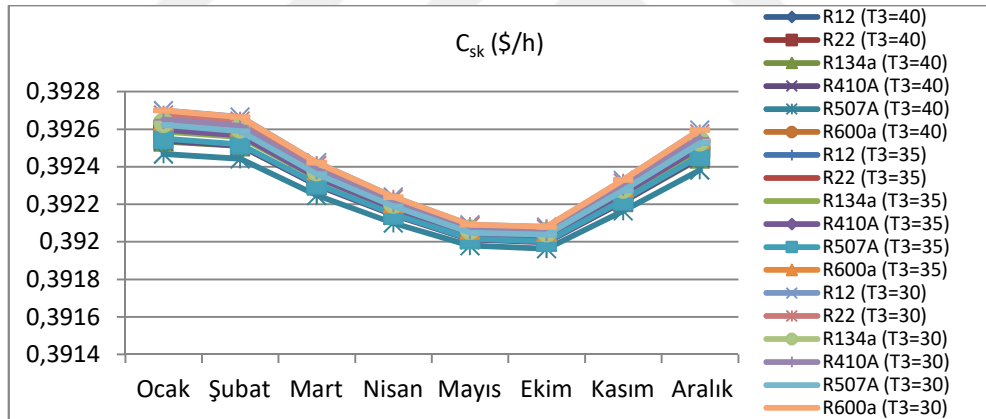
Şekil 6.82. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında toprak ısı değ. ekserji maliyeti.

GDTKIP sisteminde toprak ısı değiştiricisinin ekserji maliyetinin, ortalama toprak sıcaklığı ile ters orantılı bir eğri çizdiği görülmektedir. Toprak ısı değiştiricisinin ekserji maliyeti, 0,03 – 0,11 \$/h aralığında değişmektedir. Toprak ısı değiştiricisinin ekserji maliyeti akışkanlara veya kondenser çıkış sıcaklıklarına göre değişmemektedir.



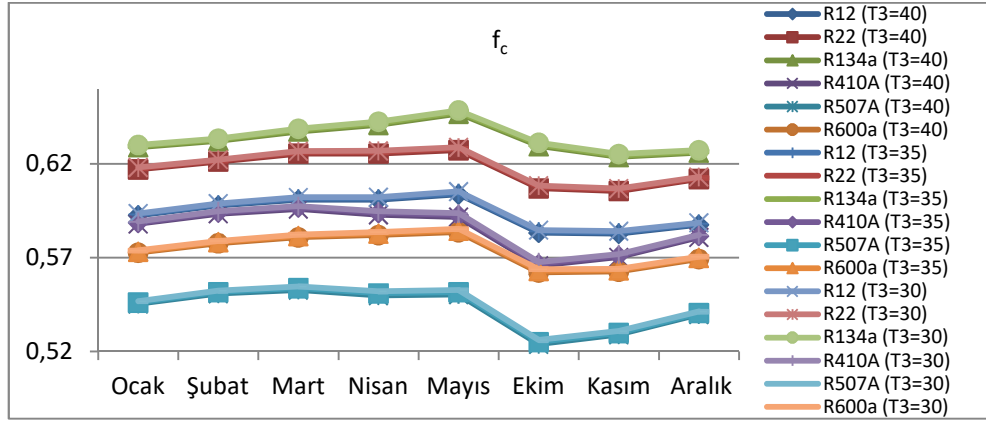
Şekil 6.83. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında fan coilin ekserji maliyeti.

GDTKIP sisteminde fan coilin ekserji maliyetinin, fan coil devresinde aktarılan ısı ile beraber azaldığı görülmektedir. Fan coilin ekserji maliyeti, 0,031– 0,044 \$/h aralığında değişmektedir.



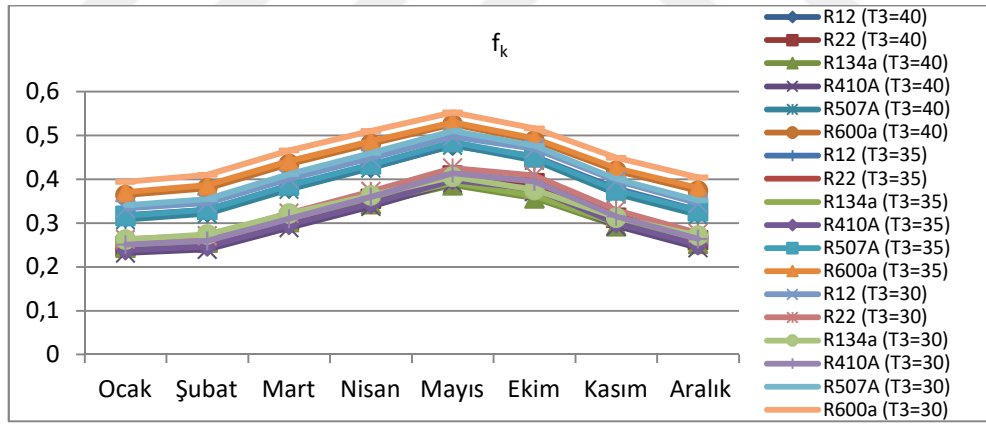
Şekil 6.84. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında güneş kolektörünün ekserji maliyeti.

GDTKIP sisteminde güneş kolektörünün ekserji maliyetinin, genelde sabit bir değerde görülmektedir. Güneş kolektörünün ekserji maliyeti, yaklaşık 0,392 \$/h olarak Fan coilin ekserji maliyeti akışkanlarbelirlenmiştir.



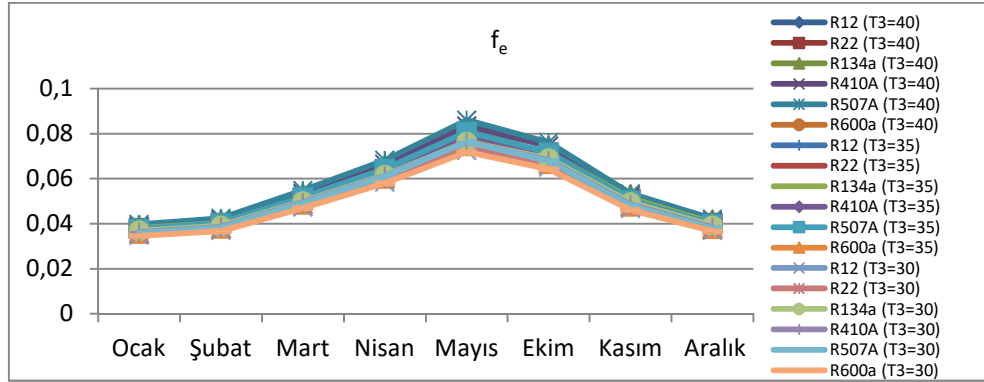
Şekil 6.85. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kompresörün eksergo-ekonomik faktörü.

GDTKIP sisteminde kompresörün eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmakta, Ekim ayında azalmaktadır. Kompresör için eksergo-ekonomik faktör değerleri %52 - %65 aralığındadır.



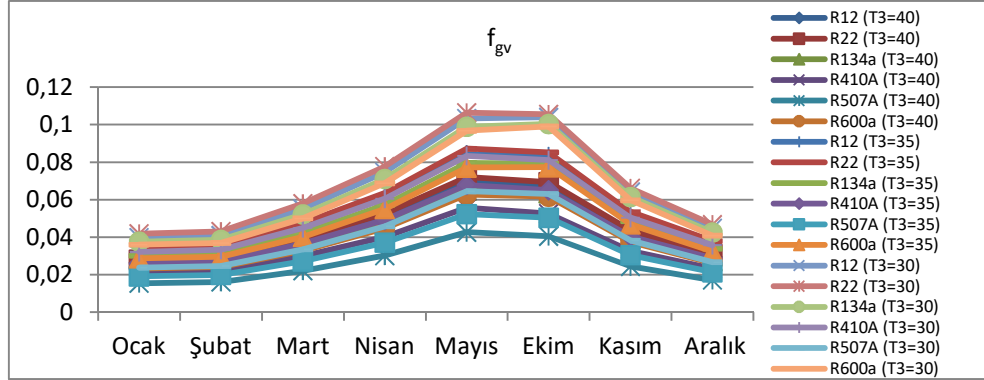
Şekil 6.86. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında kondenserin eksergo-ekonomik faktörü.

GDTKIP sisteminde kondenserin eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, eksergo-ekonomik faktörün azaldığı görülmektedir. Kondenser için eksergo-ekonomik faktör değerleri %24 - %55 aralığındadır.



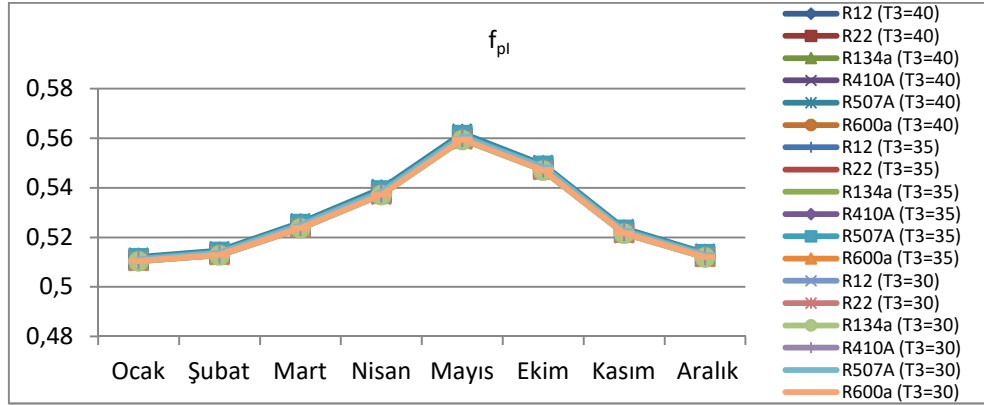
Şekil 6.87. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında evaporatörün eksergo-ekonomik faktörü.

GDTKIP sisteminde evaporatörün eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, eksergo-ekonomik faktörün azaldığı görülmektedir. Evaporatör için eksergo-ekonomik faktör değerleri %4 - %9 aralığındadır.



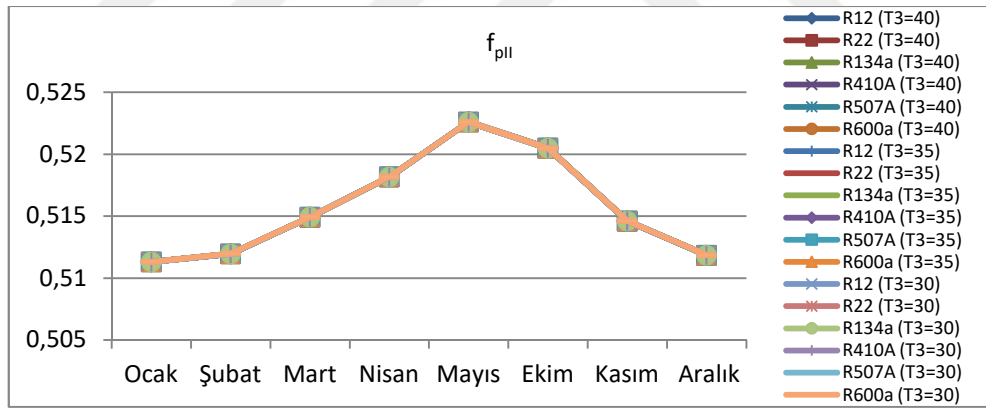
Şekil 6.88. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında genişleme valfinin eksergo-ekonomik faktörü.

GDTKIP sisteminde genişleme valfinin eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça, eksergo-ekonomik faktörün arttığı görülmektedir. Genişleme valfi için eksergo-ekonomik faktör değerleri %1,5 - %10,5 aralığındadır.



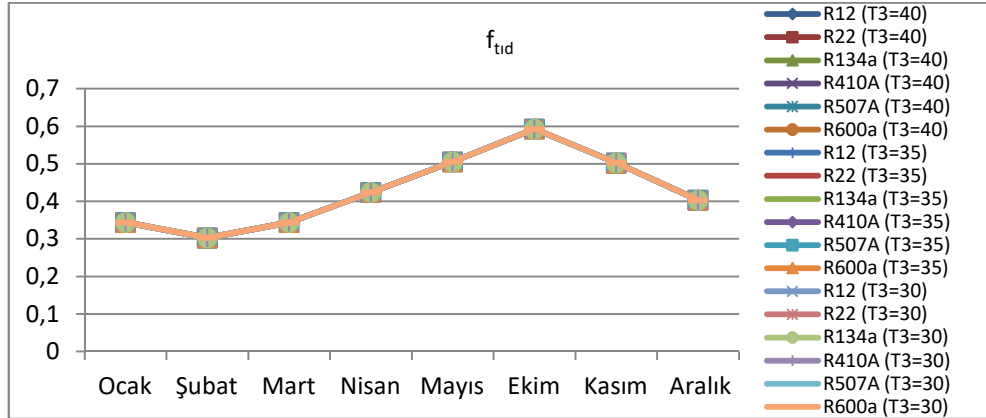
Şekil 6.89. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında I. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü.

GDTKIP sisteminde I. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü, önemli ölçüde değişmesede, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. I. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü %51 - %56 aralığında değişmektedir.



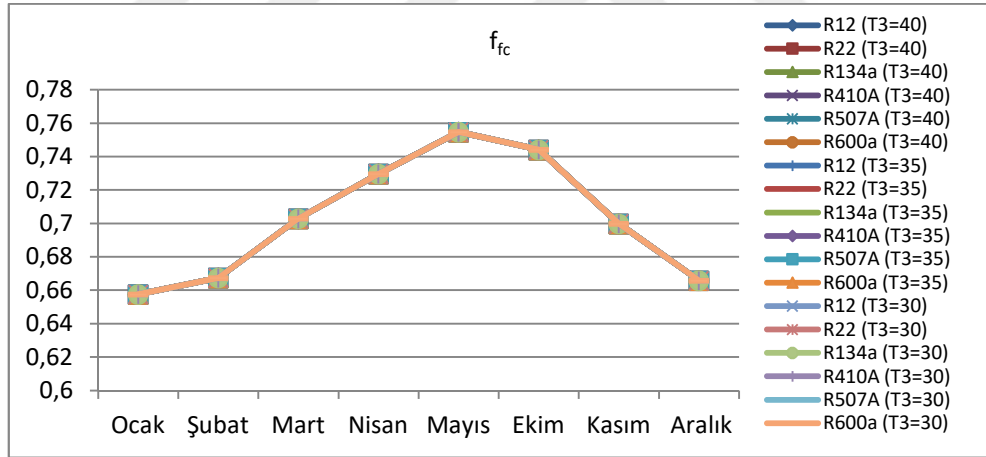
Şekil 6.90. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında II. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü.

GDTKIP sisteminde II. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü, önemli ölçüde değişmesede, ekserji maliyetinin azaldığı aylarda artmaktadır. II. sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü %51 - %52 aralığında değişmektedir.



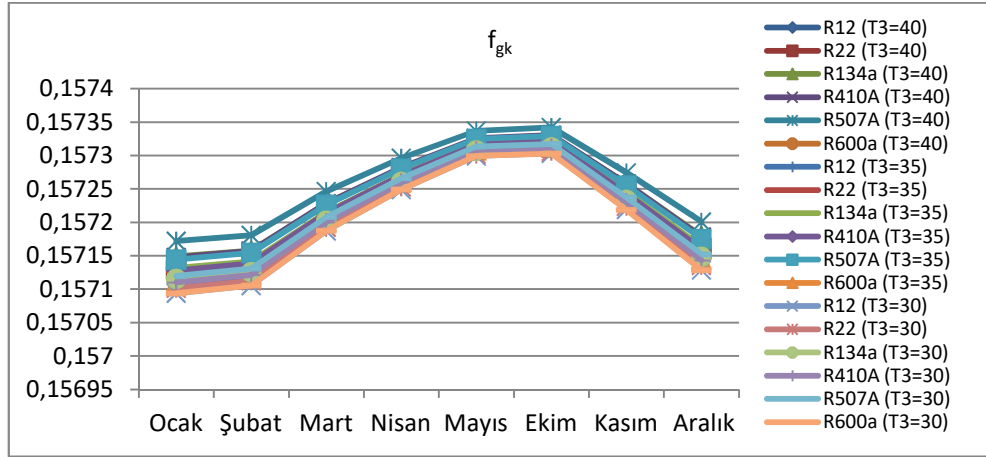
Şekil 6.91. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında toprak ısı değiştiricisinin eksergo-ekonomik faktörü.

GDTKIP sisteminde toprak ısı değiştiricisinin eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyeti ile aynı eğriyi çizmektedir ve %30 - %60 aralığında değişmektedir.



Şekil 6.92. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında fan coilin eksergo-ekonomik faktörü.

GDTKIP sisteminde fan coilin eksergo-ekonomik faktörü, ekserji maliyeti ile aynı eğriyi çizmektedir ve %67 - %75 aralığında değişmektedir.



Şekil 6.93. Güneş destekli toprak kaynaklı ısı pompasında güneş kolektörünün eksergo-ekonomik faktörü.

GDTKIP sisteminde güneş kolektörünün eksergo-ekonomik faktörü genelde sabit değere sahiptir ve yaklaşık %15,7 olarak belirlenmiştir.

7. SONUÇLAR

Isı pompalarının COP değerleri karşılaştırıldığında, en yüksek COP değeri GDTKIP' sında, en düşük COP değeri TKIP' sında görülmektedir. Üç ısı pompasında da, en yüksek COP değeri, R134a soğutucu akışkanıyla, en düşük COP değeri R507A akışkanıyla görülmektedir. Sistemlerin COP değerleri karşılaştırıldığında, en yüksek COP_{sis} değeri GDTKIP' sında, en düşük COP_{sis} değeri TKIP' sında görülmektedir. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça sistemlerin COP ve COP_{sis} değerleri yükselmektedir.

Kompresörlerin ekserji verimleri karşılaştırıldığında, en yüksek ortalama ekserji verimleri TKIP' sında görülmektedir. R410A soğutucu akışkanı kullanılan sistemlerde kompresör ekserji verimleri en yüksek iken, R600a kullanılan sistemlerde ekserji verimleri en düşük seviyelerdedir. TKIP ve GDTKIP sistemlerinde, evaporatörün ekserji verimi yaklaşık %90 iken, bu değer HKIP sisteminde yaklaşık %60 civarındadır. TKIP ve HKIP sistemlerinde evaporatör ekserji verimleri, R410A ve R507A akışkanlarında en yüksek iken, GDTKIP sisteminde soğutucu akışkanların ekserji verimleri birbirine yakın değerlerdedir. Tüm sistemlerde kondenser ekserji verimleri %94 - %98 aralığındadır, kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça kondenser ekserji verimi artmaktadır. R507A soğutucu akışkanı kullanılan sistemlerde kondenser ekserji verimi en yüksek iken, R134a kullanılan sistemlerde kondenser ekserji verimi en düşüktür. Genleşme valfinin ekserji verimi, tüm sistemlerde yaklaşık %70 - %95 aralığındadır. Kondenser çıkış sıcaklığı arttıkça, genleşme valfinin ekserji verimi artmaktadır.

Genleşme valfi için en yüksek ekserji verimi R410A soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmekteyken, en düşük ekserji verimi R600a soğutucu akışkanını kullanan sistemde görülmektedir. Isı pompalarının ekserji verimleri %30 - %65 aralığında bulunmuştur. GDTKIP' sının ortalama ekserji verimi en yüksek iken, TKIP' sının ortalama ekserji verimi en düşüktür. Isı pompalarında en yüksek ekserji verimi R410A ve R507a soğutucu akışkanlarında görülmekteyken, en düşük ekserji verimleri R600a soğutucu akışkanında görülmektedir. Isı pompası sistemlerinin ekserji verimleri %23 - %55 aralığında bulunmuştur. GDTKIP sisteminin ortalama ekserji verimi en yüksek iken, HKIP sisteminin ortalama ekserji verimi en düşüktür. Isı pompası sistemlerinde en yüksek ekserji verimi R410A ve R507a soğutucu akışkanlarında görülmekteyken, en düşük ekserji verimleri R600a soğutucu akışkanında görülmektedir.

Kompresörlerin bir değere indirgenmiş maliyetleri incelendiğinde, sistemler için değerler yaklaşık 0,23\$/h - 0,86\$/h aralığında görülmektedir. Kompresör için ortalama bir değere indirgenmiş maliyet, en yüksek TKIP sisteminde görülmektedir. En yüksek bir değere

indirgenmiş kompresör maliyeti R507A kullanılan sistemlerde görülmekteyken, en düşük bir değere indirgenmiş kompresör maliyeti R600a kullanılan sistemlerde görülmektedir. Evaporatör ve kondenserin bir değere indirgenmiş maliyetleri eşittir ve soğutucu akışkanlara ve aylara göre değişmemektedir. TKIP ve GDTKIP sistemleri için bu değer 0,029 \$/h iken HKIP sistemi için bu değer 0,022 \$/h olarak hesaplanmıştır. Aynı şekilde genleşme valfinde bir değere indirgenmiş maliyeti eşit olup soğutucu akışkanlara ve aylara göre değişmemektedir. TKIP ve GDTKIP sistemleri için bu değer 0,005 \$/h iken HKIP sistemi için bu değer 0,004 \$/h olarak hesaplanmıştır.

Salamura sirkülasyonunda kullanılan pompanın bir değere indirgenmiş maliyetleri yaklaşık 0,06 \$/h – 0,18 \$/h aralığında değişmekteyken, fan coil devresinde kullanılan sirkülasyon pompalarının bir değere indirgenmiş maliyetleri 0,03 \$/h – 0,08 \$/h aralığında hesaplanmıştır. TKIP ve GDTKIP sistemlerinde toprak ısı değiştiricisinin bir değere indirgenmiş maliyeti eşit olup soğutucu akışkanlara ve aylara göre değişmemektedir ve 0,049 \$/h olarak hesaplanmıştır. Fan coilin bir değere indirgenmiş maliyeti; TKIP ve GDTKIP sistemleri için 0,089 \$/h, HKIP sistemi için 0,071 \$/h olarak hesaplanmıştır. GDTKIP sisteminde güneş kolektörünün bir değere indirgenmiş maliyeti 0,089 \$/h olarak hesaplanmıştır.

Kompresörlerin ekserji maliyetleri incelendiğinde, ekserji maliyetlerinin 0,05 \$/h – 0,67 \$/h aralığında değiştiği görülmektedir. En yüksek ortalama kompresör ekserji maliyetleri GDTKIP sisteminde gözlenmektedir. Kompresör ekserji maliyeti, R507A kullanılan sistemlerde en yüksek iken, R134a kullanılan sistemlerde en düşük seviyelerdedir. Kondenserlerin ekserji maliyetleri incelendiğinde, ekserji maliyetlerinin 0,018 \$/h – 0,115 \$/h aralığında değiştiği görülmektedir. En yüksek ortalama kondenser ekserji maliyetleri TKIP sisteminde gözlenmektedir. Kondenser ekserji maliyeti, R410A kullanılan sistemlerde en yüksek iken, R600a kullanılan sistemlerde en düşük seviyelerdedir. Evaporatörlerin ekserji maliyetleri incelendiğinde, ekserji maliyetlerinin 0,06 \$/h – 0,71 \$/h aralığında değiştiği görülmektedir. En yüksek ortalama evaporatör ekserji maliyetleri HKIP sisteminde gözlenmektedir. TKIP ve HKIP sistemlerinde farklı akışkanlar için evaporatör ekserji maliyetleri birbirine yakın iken, GDTKIP sisteminde R410A ve R507A akışkanları için ekserji maliyetleri en yüksek, R600a akışkanı için ekserji maliyeti en düşük seviyededir. Genleşme valflerinin ekserji maliyetleri incelendiğinde, ekserji maliyetlerinin 0,027 \$/h – 0,31 \$/h aralığında değiştiği görülmektedir. En yüksek ortalama genleşme valfi ekserji maliyetleri GDTKIP sisteminde gözlenmektedir. Genleşme valfi ekserji maliyeti, R507A kullanılan sistemlerde en yüksek iken, R22 kullanılan sistemlerde en düşük seviyelerdedir.

TKIP ve GDTKIP sistemlerinde TID devresinde yer alan sirkülasyon pompasının ekserji maliyeti 0,046 \$/h – 0,20 \$/h aralığındadır. TKIP sisteminde sirkülasyon pompasının ortalama ekserji maliyeti daha yüksektir. Farklı soğutucu akışkanlar için sirkülasyon pompasının ekserji maliyetleri birbirine yakındır. Fan coil devresinde yer alan sirkülasyon pompasında ekserji maliyeti 0,02 \$/h – 0,072 \$/h aralığında değişmektedir. En yüksek ortalama değer GDTKIP sisteminde görülmektedir. Fan coil devresi sirkülasyon pompasının ekserji maliyetinde farklı soğutucu akışkanların ve kondenser çıkış sıcaklığının etkisi yoktur. TKIP ve GDTKIP sistemlerinde TID ekserji maliyeti değerleri birbirine yakındır ve 0,13 \$/h – 0,24 \$/h aralığında değişmektedir. TKIP sisteminde ortalama TID ekserji maliyeti, GDTKIP sistemine göre azda olsa yüksektir. Üç sistemin fan coil ekserji maliyetleri karşılaştırıldığında, en yüksek ortalama değer GDTKIP sisteminde olduğu görülmektedir. Fan coil ekserji maliyetleri 0,024 \$/h – 0,085 \$/h aralığında değişmektedir. GDTKIP sisteminde güneş kolektörünün ekserji maliyeti aylara ve akışkanlara göre değişmeksizin yaklaşık sabit bir değerdedir (0,218 \$/h).

Kompresörlerin eksergo-ekonomik faktörleri karşılaştırıldığında, GDTKIP sisteminde, diğer iki sisteme göre daha düşük değerler görülmektedir. TKIP ve HKIP sistemlerinde kompresörün eksergo-ekonomik faktörü yaklaşık %70 - %80 aralığındayken, GDTKIP sisteminde bu değer yaklaşık %50 - %65 aralığındadır. Kondenserlerin eksergo-ekonomik değerleri karşılaştırıldığında, en düşük ortalama değerlerin TKIP sisteminde görüldüğü belirlenmiştir. Kondenser çıkış sıcaklığıyla, kondenser eksergo-ekonomik faktörü arasında doğru orantı olduğu görülmektedir. TKIP ve GDTKIP sistemleri için evaporatörlerin eksergo-ekonomik değerleri birbirine yakın iken, HKIP sisteminde bu değer diğer iki sisteme göre oldukça düşüktür. Sistemlerin genleşme valflerinin eksergo-ekonomik faktörleri birbirine yakındır ve yaklaşık %2 - %12 aralığındadır.

TID devresinde yer alan sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü, GDTKIP sisteminde, TKIP sistemine göre daha yüksek ortalamaya sahiptir. Fan coil devresinde yer alan sirkülasyon pompasının eksergo-ekonomik faktörü üç sistemde de birbirine yakındır ve yaklaşık %50 değerindedir. TID eksergo-ekonomik faktörleri karşılaştırıldığında, GDTKIP sisteminde, TKIP sistemine göre daha yüksek ortalama bir değer gözlemlenmektedir. Üç sistemde fan coil eksergo-ekonomik faktörleri karşılaştırıldığında, en yüksek ortalama değerlerin HKIP ve TKIP sisteminde, en düşük ortalama değer GDTKIP sisteminde olduğu görülmektedir. GDTKIP sisteminde güneş kolektörünün eksergo-ekonomik faktörü sabit olarak yaklaşık %25,1 değerindedir. Sistem elemanlarının genel olarak eksergo-ekonomik faktörleri incelendiğinde evaporatör, genleşme valfi, TID ve güneş kolektörü gibi elemanlarda eksergo-ekonomik faktörün oldukça düşük olduğu görülmektedir. Bu elemanlar üzerinde yapılacak

modifikasyonlarla, eksergo-ekonomik faktör oranları yükseltilerek sistemlerin performans/maliyet oranları yükseltilebilir.

Isı pompalarının kullanımı, düşük karbon emisyonları ve işletme giderlerinin yanında yüksek ilk yatırım maliyetleri sebebiyle düşüktür.Devlet tarafından sağlanabilecek teşvikler ve yerli üretime önemin artırılmasıyla ısı pompalarının kullanım oranlarının artırılabilceğı düşünülmektedir.



KAYNAKLAR DİZİNİ

Akbulut, U., (2012), Yenilenebilir Enerji Kaynaklı Duvar dan Isıtma ve Soğutma Sisteminin Teorik ve Deney sel İncelenmesi, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi.

Alkan, R., Kabul, A., Kızı lkan, Ö., (2014), Toprak kaynaklı bir ısı pompasının farklı soğutucu akışkanlar için termodinamik analizi, Isı Bilimi ve Tekni ği Dergisi 34, s.27-34.

Aras, H., (2003), Wind energy status and its assessment in Turkey, Renewable Energy 28, s.2213-2220.

Aras, H., Ballı, Ö., (2008), Exergoeconomic analysis of a combined heat and power system with the micro gas turbine (MGTCHP), Energy Exprolation & Exploitation 26, s.53-70.

Babacan, Z., (2008), Muğla Üniversitesi Kötekli Yerleşkesi'nde toprak kaynaklı ısı pompası kullanılabilirliğinin araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Muğla Üniversitesi.

Bayraktar, M., (2015), Toprak kaynaklı ısı pompası destekli pasif ev tasarımının Karabük ilinde uygulanması, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi.

Bilgili, M., Şahin, B., Sangun, L., (2013), Estimating soil temperature using neighboring station data via multi-nonlinear regression and artificial neural network models, Environ Monit Asses 185, s.347-358.

Blum P., Campillo G., Kölb el T., (2011), Techno-economic and spatial analysis of vertical ground source heat pump systems in Germany, Energy 36, s.3002-3011.

BP, (2016), Statistical Review of World Energy.

Çengel, Y. A., Boles, M. A., (2008), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür Yay., İstanbul.

Çolak, D., (2012), Toprak kaynaklı ısı pompasının performans analizi, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi.

Çomaklı, K., Şimşek, F., Özyurt, Ö., Bakırcı, K., (2006), Soğutma/Isıtma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Alternatifleri, Mühendis ve Makina 562, s33-45.

Demircioğlu, A., (2010), R22 ve alternatifleri R407c ile R410a soğutucu akışkanlarının ısı pompasındaki performanslarının teorik olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi.

Dumlu, S., (2012), Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin ekonomik analizi, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi.

Ekinci, A. D., (2007), Erzurum'da mahal ısıtma amaçlı kullanılan toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin deney sel incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Ekren, O., Araz, M., Hepbaşlı, A., Bıyık, E., Günerhan, H., (2016), Design Aspects and Experimental Performance Test of a Wastewater Heat Pump for the Mediterranean Climate, Journal of Clean Energy Technologies 4.

Elbir, A., (2010), Toprak kaynaklı ısı pompasının termodinamik analizi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi.

Emmi, G., Zarrella, A., De Carli, M., Galgaro, A., (2015), Solar Assisted Ground Source Heat Pump in Cold Climates, Energy Procedia 82, s.623-629.

Ericsson, M., (2015), Solar Assisted Ground Source Heat Pump System - modelling and simulation, MSc. Thesis, KTH Industrial Engineering and Management.

Esen, H., (2002), Toprak kaynaklı ısı pompası performansına etki eden parametrelerin araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi.

Esen, H., (2007), Düşey borulu toprak kaynaklı ısı pompasının konut iklimlendirme sistemlerinde mevsimlik davranışının araştırılması, Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi.

European Heat Pump Association, (2015), European Heat Pump Market and Statistics Report.

Frigo Teknik Soğutma Sistemleri, (2015), Soğutucu Akışkanlar.

Güven Acar, Ş., (2009), Denizli havzasındaki jeolojik formasyonlarda sıcaklık ve ısı depolama kapasitesi değişiminin incelenmesi ve ısı pompası uygulamalarının araştırılması, Doktora Tezi, Pamukkale Üniversitesi.

Hakkaki-Fard A., Eslami-Nejad P., Aidoun Z., Ouzzane M., (2015), A techno-economic comparison of a direct expansion ground-source and an air-source heat pump system in Canadian cold climates, Energy 87, s.49-59.

Han, Z., Zheng, M., Kong, F., Wang, F., Li, Z., Bai, T., (2008), Numerical simulation of solar assisted ground-source heat pump heating system with latent heat energy storage in severely cold area, Applied Thermal Engineering 28, s.1427-1436.

Hepbaşlı, A., Akdemir, Ö., (2004), Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system, Energy Conversion and Management 45, s.737-753.

Hepbaşlı, A., Akdemir, Ö., Hancıoğlu, E., (2003), Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system, Energy Conversion and Management 44, s.527-548.

http://climate.nasa.gov/climate_resources/28/

http://www.eie.gov.tr/verimlilik/b_en_ver_b_2.aspx

https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_refrigerants

<https://attogroup.com>

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

<http://rayotec.com/>

<http://patioarea.com>

<http://www.geothermalmontana.com>

<http://www.stadtentwicklung.berlin.de>

International Energy Agency, (2016), Key world energy statistics.

İnan, İ., (2014), Derece-saat metodu yaklaşımıyla sera ısıtmasında toprak kaynaklı ısı pompası uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi.

Koçak, S., (2012), Hacim Isıtma Amaçlı Güneş Enerjisi Destekli Su Kaynaklı Isı Pompası Çevriminin Teorik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Akdeniz Üniversitesi.

Korkmaz, M., (2015), Türkiye’de Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemleri İle Konutların Isıtılmasıyla İlgili Yapılan Bilimsel Çalışmaların Değerlendirilmesi, ISITES2015.

Koyun, T., Koyun, A., Acar, M., (2005), Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri, Tesisat Mühendisliği Dergisi 88, s.46-53.

Köse, R., Özgür, M. A., Erbaş, O., Tuğcu, A., (2004), The analysis of wind data and wind energy potential in Kütahya, Turkey, Renewable and Sustainable Energy Reviews 8, s.277-288.

Köse, R., (2005), Research on the generation of electricity from the geothermal resources in Simav region, Turkey, Renewable Energy 30, s.67-79.

Köse, R., (2007), Geothermal energy potential for power generation in Turkey: A case study in Simav, Kutahya, Renewable and Sustainable Energy Reviews 11, S.497-511.

Kural, A. K., (2012), Malatya ilinde bir binada toprak kaynaklı ısı pompası uygulamasının merkezi klima ve doğalgazlı sistemlerle karşılaştırılması, Yüksek Lisans Tezi, İnönü Üniversitesi.

Kütahya Valiliği İl Çevre ve Orman Müdürlüğü, (2009), Kütahya İl Çevre Durum Raporu.

Lazzaretto, A., Tsatsaronis, G., (2006), SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems, Energy 31, s.1257-1289.

Liang, C., Zhang, X., Li, X., Zhu, X., (2011), Study on the performance of a solar assisted air source heat pump system for building heating, Energy and Buildings 43, s.2188-2196.

Linde Refrigerant Environmental Data, (2016), Ozone Depletion and Global Warming Potential.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Liu Z., Xu W., Qian C., Chen X., Jin G., (2015), Investigation on the feasibility and performance of ground source heat pump (GSHP) in three cities in cold climate zone, China, Renewable Energy 84, s.59-96.
- Morrone B., Coppola G., Raucci V., (2014), Energy and economic savings using geothermal heat pumps in different climates, Energy Conversion and Management 88, S.189-198.
- Niğdelioğlu, O., (2006), Toprak kaynaklı ısı pompası dizaynı ve tekno-ekonomik performans analizi, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi.
- Nowak, T., (2016), Heat Pumps Market, European Heat Pump Association
- Onat, A., İmal, M., İnan, A. T., (2004), Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerinde Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar, KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi 7, s.32-38.
- Özdemir, M. B., (2011), R407C soğutucu akışkan kullanılan düşey tip toprak kaynaklı ısı pompasının performansının deneysel incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi.
- Özgener, Ö., Hepbaşlı, A., (2005), Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system, Energy and Buildings 37, s.101-110.
- Özgener, Ö., Hepbaşlı, A., (2007a), A parametrical study on the energetic and exergetic assessment of a solar-assisted vertical ground-source heat pump system used for heating a greenhouse, Building and Environment 42, s.11-24.
- Özgener, Ö., Hepbaşlı, A., (2007b), Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems, Energy and Buildings 39, s.66-75.
- Özgür, M. A., (2008), Review of Turkey' s renewable energy potential, Renewable Energy 33, s.2345-2356.
- Özgür, M. A., (2012), Technoeconomic evaluation of solar-wind hybrid power system in Kutahya, Turkey, Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research 28, s.785-798.
- Özsolak, O., (2011), Güneş ve Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Elazığ Şartlarında Konut Isıtması için Kullanımının Araştırılması, Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi.
- Öztürk, M. M., (2009), Farklı Çevre Koşullarının Hava Kaynaklı Isı Pompasının Performansına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi.
- Sanaye S., Niroomand B., (2009), Thermal-economic modeling and optimization of vertical ground-coupled heat pump, Energy Conversion and Management 50, s.1136-1147.
- Sanaye S., Niroomand B., (2010), Horizontal ground coupled heat pump: Thermal-economic modeling and optimization, Energy Conversion and Management 51, S.2600-2612.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Sarı, B. (2014), Isı Pompası Sistemleri Genel Bilgiler, Vaillant.

T. C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, (2016), 2015 Yılı Genel Enerji Denge Tablosu.

T. C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, (2016), Dünya ve Ülkemiz Enerji ve Tabii Kaynaklar Görünümü.

Tamdemir, Ş., (2014), Hava-hava ısı pompasının teorik ve deneysel incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi.

Tunçel, E. (2011), Bolu ve çevresi özelinde toprak kaynaklı ısı pompasının sayısal incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi.

Ünal, F., (2014), Güneş Enerjisi Destekli Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Mardin İli için Kullanılabilirliğinin Araştırılması, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi.

Ünlü, K., (2005), Hava ve toprak kaynaklı ısı pompalarına etki eden parametrelerin incelenmesi, Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi.

Viessmann Grubu Genel Bilgiler, (2015).

Wang, E., Fung, A., Qi, C., Leong, W. H., (2012), Performance prediction of a hybrid solar ground-source heat pump system, Energy and Buildings 47, s.600-611.

World Energy Council, (2013), World Energy Scenarios.

Xi, C., Lin, L., Hongxing, Y., (2011), Long term operation of a solar assisted ground coupled heat pump system for space heating and domestic hot water, Energy and Buildings 43, s.1835-1844.

EKLER

Ek 1. MATLAB Yazılımında Hazırlanan Program

```
clear all; clc;
```

```
fileID = fopen('fluids.txt');
```

```
Fluids= textscan(fileID,'%s %s %s %s %s %s');
```

```
fclose(fileID);
```

```
T1_mat= dlmread('T1.txt');
```

```
P1_mat=dlmread('P1.txt');
```

```
P2_mat=dlmread('P2.txt');
```

```
T2_mat= dlmread('T2.txt');
```

```
T3_mat= dlmread('T3.txt');
```

```
Qy_mat= dlmread('kond.txt');
```

```
h0_ref= dlmread('h0ref.txt');
```

```
s0_ref= dlmread('s0ref.txt');
```

```
T5_brine= dlmread('T5brine.txt');
```

```
T6_brine= dlmread('T6brine.txt');
```

```
P5_brine= dlmread('P5brine.txt');
```

```
P6_brine= dlmread('P6brine.txt');
```

```
h0brine_ref= dlmread('h0brineref.txt');
```

```
s0brine_ref= dlmread('s0brineref.txt');
```

Ek 1. MATLAB Yazılımında Hazırlanan Program (devam)

```
h0w_ref= dlmread('h0wref.txt');
```

```
s0w_ref= dlmread('s0wref.txt');
```

```
h0a_ref= dlmread('h0aref.txt');
```

```
s0a_ref= dlmread('s0aref.txt');
```

```
R_TID='ethylene_glycol';
```

```
for i=1:6
```

```
    R=char(Fluids{i});
```

```
        for j=1:8
```

```
            T1=T1_mat(j);
```

```
            P1=P1_mat(i,j);
```

```
            [v1, h1, s1, phase1] = EESProperty(R, T1, P1);
```

```
            nok1=(((j-1)*7)+1)+((i-1)*56));
```

```
            prop{nok1,1}=R;prop{nok1,2}=phase1;prop{nok1,3}=P1;prop{nok1,4}=T1;prop{nok1,5}=v1;
```

```
            prop{nok1,6}=h1;prop{nok1,7}=s1;
```

Ek 1. MATLAB Yazılımında Hazırlanan Program (devam)

```
P2=P2_mat(i);
```

```
T2=T2_mat(i,j);
```

```
[v2s, h2s, s2s, phase2] = EESProperty(R, T2, P2);
```

```
nok2=((((j-1)*7)+2)+((i-1)*56));
```

```
prop{nok2,1}=R;prop{nok2,2}=phase2;prop{nok2,3}=P2;prop{nok2,4}=T2;prop{nok2,5}=v2s  
;prop{nok2,6}=h2s;prop{nok2,7}=s2s;
```

```
T3=T3_mat(i)-10;
```

```
P3=P2;
```

```
[v3, h3, s3, phase3] = EESProperty(R, T3, P3);
```

```
nok3=((((j-1)*7)+3)+((i-1)*56));
```

```
prop{nok3,1}=R;prop{nok3,2}=phase3;prop{nok3,3}=P3;prop{nok3,4}=T3;prop{nok3,5}=v3;  
prop{nok3,6}=h3;prop{nok3,7}=s3;
```

```
T4=T1-10;
```

```
h4=h3;
```

```
[P4, v4, s4, phase4,x4] = EESProperty_kuru(R, T4, h4);
```

```
nok4=((((j-1)*7)+4)+((i-1)*56));
```

```
prop{nok4,1}=R;prop{nok4,2}=phase4;prop{nok4,3}=P4;prop{nok4,4}=T4;prop{nok4,5}=v4;  
prop{nok4,6}=h4;prop{nok4,7}=s4;prop{nok4,8}=x4;
```

Ek 1. MATLAB Yazılımında Hazırlanan Program (devam)

```
T5=T5_brine(j);
```

```
P5=P5_brine(j);
```

```
[v5, h5, s5] = EESProperty_brine(R_TID, T5, P5);
```

```
nok5((((j-1)*7)+5)+((i-1)*56));
```

```
prop{nok5,1}=R_TID;prop{nok5,2}=0;prop{nok5,3}=P5;prop{nok5,4}=T5;prop{nok5,5}=v5;  
prop{nok5,6}=h5;prop{nok5,7}=s5;
```

```
T5a=T5+0.15;
```

```
P5a=P5;
```

```
[v5a, h5a, s5a] = EESProperty_brine(R_TID, T5a, P5a);
```

```
nok5a((((j-1)*7)+6)+((i-1)*56));
```

```
prop{nok5a,1}=R_TID;prop{nok5a,2}=0;prop{nok5a,3}=P5a;prop{nok5a,4}=T5a;prop{nok5a  
,5}=v5a;prop{nok5a,6}=h5a;prop{nok5a,7}=s5a;
```

```
T6=T6_brine(j);
```

```
P6=P6_brine(j);
```

```
[v6, h6, s6] = EESProperty_brine(R_TID, T6, P6);
```

```
nok6((((j-1)*7)+7)+((i-1)*56));
```

Ek 1. MATLAB Yazılımında Hazırlanan Program (devam)

```
prop{nok6,1}=R_TID;prop{nok6,2}=0;prop{nok6,3}=P6;prop{nok6,4}=T6;prop{nok6,5}=v6;  
prop{nok6,6}=h6;prop{nok6,7}=s6;  
  
end
```

