T.C
HARRAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOKTORA TEZİ

BİR MAHALİN FOTOVOLTAİK ve TOPRAK HAVA ISI DEĞİŞTİRİCİ DESTEKLİ HAVA KAYNAKLI ISI POMPASI İLE İKLİMLENDİRİLMESİ

Yunus DEMİRTAŞ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ŞANLIURFA
2022

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖZET i
ABSTRACT ii
TEŞEKKÜR iii
ŞEKİLLER DİZİNİ iv
ÇİZELGELER DİZİNİ vii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ viii
1. GİRİŞ 1
1.1. İklimlendirme Sistemleri 3
1.2. İklimlendirme ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları 7
1.3.Jeotermal (Toprak) Enerji 11
1.4. Toprak Hava Isı Değiştirici 12
1.4.1. THID performansına etki eden parametreler 17
1.4.1.1. Toprak derinliğinin etkisi 17
1.4.1.2. Toprak çeşidi 18
1.4.1.3. Toprak yüzey örtüsü 18
1.4.1.4. Boru özellikleri 19
1.4.1.5. Hava debisinin etkisi 22
1.4.1.6. Diğer parametreler 22
1.4.2. THID çeşitleri 22
1.4.3. THID uygulamaları 23
1.4.3.1. THID ve güneş bacası uygulaması 24
1.4.3.2. THID ve evaporatif soğutma sistemi uygulaması 25
1.4.3.3. THID ve rüzgâr kulesi uygulaması 25
1.4.3.4. THID ve fotovoltaik sistem uygulaması 26
1.4.3.5. THID ve faz değiştiren malzemeler (FDM) uygulaması 27
1.4.3.6. THID ve güneş kollektörü uygulaması 28
1.4.3.7. THID ve gaz türbini uygulaması 29
1.4.3.8. THID ve sera uygulaması 29
1.4.3.9. THID ve hava kaynaklı ısı pompası uygulaması 30
1.5. Isı Pompası 31
1.6. Hava Kaynaklı Isı Pompası 34
1.6.1. HKIP çalışma prensibi 37
1.6.1.1. Soğutma çevrimi 37
1.6.1.2. Isıtma çevrimi 38
1.6.2. HKIP performansına etki eden parametreler 40
1.6.2.1. Dış ortam sıcaklığının etkisi 40
1.6.2.2. Kullanılan soğutucu akışkanın etkisi 41
1.6.2.3. Kompresör seçiminin etkisi 42
1.7. Çalışmanın Amacı 42
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR 44
2.1. HKIP Etkinliği ile İlgili Çalışmalar 44
2.2. Mahal İklimlendirmede THID Kullanımı ile İlgili Çalışmalar 46
2.3. HKIP+THID ile İlgili Çalışmalar 49
2.4. THID-PV Soğutma ile İlgili Çalışmalar 52
3. MATERYAL ve YÖNTEM 54
3.1. Çalışmaya ait Temel Bilgiler 54
3.2. Deney Düzeneği 55
3.2.1. Deney sisteminin kurulumu 55
3.2.2. Hesaplama yöntemleri 66
3.2.3. Ölçüm aletleri 69
3.2.4. Ölçüm noktaları 71
3.3. Belirsizlik Analizi 75

3.4. Maliyet Analizi 76
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA 79
4.1. THID ile Mahal Isıtma Sonuçları 79
4.2. THID ile Geçiş Döneminde Mahal Isıtma-Soğutma Sonuçları 88
4.3. THID ile Mahal Soğutma Sonuçları 98
4.4. THID Isıl Kapasitesine göre Birim Boru Uzunluğu Hesabı 108
4.5. Toprağın Nemlendirilmesi ile THID Etkinliğinin Değişimi 110
4.6. HKIP+THID Sistemi Isıtma Dönemi Sonuçları 113
4.7. HKIP+THID Sistemi Soğutma Dönemi Sonuçları 121
4.8. THID-PV Uygulama Sonuçları 127
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER 130
5.1. Sonuçlar 130
5.2. Öneriler 133
KAYNAKLAR 135

ÖZET

Doktora Tezi

BİR MAHALİN FOTOVOLTAİK ve TOPRAK HAVA ISI DEĞİŞTİRİCİ DESTEKLİ HAVA KAYNAKLI ISI POMPASI İLE İKLİMLENDİRİLMESİ

Yunus DEMİRTAŞ

Harran Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Hüsamettin BULUT
Yıl:2022, Sayfa: 143

Binalarda kullanılan enerjinin önemli bir kısmı ısıtma, soğutma, havalandırma ve iklimlendirme sistemleri tarafından tüketilmektedir. Kullanılan bu enerjinin, fosil enerji kaynaklarıyla karşılanması ekonomik ve çevresel sorunları beraberinde getirmektedir. Enerjide dışa bağımlılığı ve sürekli artan enerji talebinin sebep olduğu çevresel problemleri azaltmak için yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının arttırılması oldukça önemlidir. Toprak altında belli bir derinliğe yerleştirilen boru sistemi ve bir fandan meydana gelen toprak hava ısı değiştiricileri ile toprağın sahip olduğu ısıl enerji potansiyeli kullanılabilmektedir. Bu çalışmada mahal iklimlendirmesinde hava kaynaklı ısı pompası performansının ve fotovoltaik güneş panellerinde verimin artırılmasında toprak hava ısı değiştiricisinin kullanımı araştırılmıştır. Bu amaçla yapılan deneysel çalışmada, sıcaklık, basınç, hava hızı, güneş ışınımı, akım, voltaj gibi parametreler oluşturulan sistemlerde ölçülerek teorik hesaplamalar yapılmış ve sistemlerin enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu tez çalışması kapsamında geliştirilen tasarım ile toprak hava ısı değiştirici kullanılarak klima dış ünitesine yaz aylarında ısı atabileceği ve kış aylarında ısı çekebileceği bir dış ortam oluşturulmuştur. Toprak hava ısı değiştirici sistemini çalıştırmak için gerekli olan enerji fotovoltaik panellerden karşılanmıştır. Ayrıca fotovoltaik panellerin yüksek sıcaklıklarda düşen performansını toprak hava ısı değiştirici kullanarak arttırılması deneysel olarak incelenmiştir. Toprak hava ısı değiştiricili hava kaynaklı ısı pompası performans katsayısının (COP), yaz döneminde %10 ile %15 arasında ve kış döneminde ise %5 ile %8 oranında arttığı tespit edilmiştir. Bu durum ısı pompasının enerji sarfiyatında yaklaşık %18'lik bir azalma sağlamıştır. Yapılan deneysel çalışmaların sonucunda, toprak hava ısı değiştirici sisteminden elde edilen havanın yaz aylarında doğrudan mahal iklimlendirmesinde kullanılabileceği ve kış döneminde ise ısıtmada kullanılacak sistemlere yardımcı olarak değerlendirilebileceği görülmüştür. Fotovoltaik panel yüzey sıcaklığının toprak hava ısı değiştiricisi kullanılarak yaklaşık %25 azaldığı ve panel tarafından üretilen gücün %5 arttığı tespit edilmiştir. Çalışmanın sonucunda toprak ve güneş enerjisinden faydalanarak yapılan tasarımın hava kaynaklı ısı pompasında doğrudan kullanımının enerji verimliliğini arttırdığı belirlenmiştir.

ANAHTAR KELİMELER: İklimlendirme**,** enerji verimliliği, hava kaynaklı ısı pompası, toprak-hava ısı değiştiricisi, yenilenebilir enerji

ABSTRACT

PhD Thesis

AIR CONDITIONING OF A PLACE WITH AN AIR SOURCE HEAT PUMP SUPPORTED BY PHOTOVOLTAIC AND EARTH AIR HEAT EXCHANGER

Yunus DEMİRTAŞ

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

Supervisor: Prof. Dr. Hüsamettin BULUT
Year:2022, Page: 143

A significant part of the energy used in buildings is consumed by heating, cooling, ventilation and air conditioning systems. Meeting this energy with fossil energy sources causes economic and environmental problems. It is very important to increase the use of renewable energy sources to reduce the external dependence on energy and the environmental problems caused by the ever-increasing energy demand. The thermal energy potential of the soil can be used with earth air heat exchangers consisting of a piping system and a fan placed at a certain depth under the ground. In this study, the use of earth air heat exchanger was investigated in increasing the performance of air source heat pumps in space conditioning and efficiency in photovoltaic solar panels. For this purpose, theoretical calculations were made by measuring parameters such as temperature, pressure, air velocity, solar radiation, current, voltage, and energy and exergy analyzes of the systems were carried out. Within the scope of this thesis, an outdoor environment where the air conditioner outdoor unit can release heat in summer and absorb heat in winter has been created by using earth air heat exchanger. The energy required to operate the earth air heat exchanger system was supplied from photovoltaic panels. In addition, the decreasing performance of photovoltaic panels at high temperatures was investigated experimentally by using earth air heat exchanger. It has been determined that the coefficient of performance (COP) of the air source heat pump with earth air heat exchanger increases between 10% and 15% in the summer period and between 5% and 8% in the winter period. This resulted in a reduction of approximately 18% in the energy consumption of the heat pump. As a result of the experimental studies, it has been seen that the air obtained from the earth air heat exchanger system can be used directly for air conditioning in the summer months and can be evaluated as a support for the systems to be used in heating in the winter period. It has been determined that the surface temperature of the photovoltaic panel has decreased by approximately 25% using the earth air heat exchanger, and it has also been observed that the power produced by the panel has increased by 5%. As a result of the study, it has been determined that the use of the design made by using soil and solar energy in air source heat pump increases energy efficiency.

KEY WORDS: Air conditioning, energy efficiency, air source heat pump, earth air heat exchanger, renewable energy

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın her aşamasında değerli tecrübe ve birikimleriyle beni yönlendiren danışmanım Sayın Prof. Dr. Hüsamettin BULUT' a, destekleriyle yanımda olan Makine Mühendisliği Bölümündeki tüm öğretim elemanlarına ve GAP YENEV Uygulama ve Araştırma Merkezinin değerli araştırmacılarına teşekkür ederim.

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.1. Dünya birincil enerji arzının yıllara göre değişimi 2
Şekil 1.2. Dünya ve Türkiye birincil enerji arzı ve kaynakların payları 2
Şekil 1.3. Türkiye elektrik üretimi (GWh) ve kaynakların payları 3
Şekil 1.4. Tamamen havalı bir klima santralinin görünümü 5
Şekil 1.5. Havalı ve sulu sistemlerde kullanılan bir endüksiyon ünitesi 5
Şekil 1.6. Tamamen sulu iklimlendirme sistemlerinin görünümü 6
Şekil 1.7. Bireysel iklimlendirme sistemlerinin görünümü 6
Şekil 1.8. Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompasının görünümü 7
Şekil 1.9. Binalarda elektrik enerjisi tüketim oranları 8
Şekil 1.10. İklimlendirme sistemlerinde kullanılan yenilenebilir enerji kaynakları 8
Şekil 1.11. Binalarda enerji tüketimi için üç senaryo 10
Şekil 1.12. Toprak sıcaklığının derinliğe ve zamana göre değişimi 11
Şekil 1.13. Toprak hava ısı değiştiricinin genel görünümü 13
Şekil 1.14. THID sistemine ait farklı dizilişlerin görünümü 21
Şekil 1.15. Açık devre THID sistemi 23
Şekil 1.16. Kapalı devre THID sistemi 23
Şekil 1.17. THID ve güneş bacası uygulaması 24
Şekil 1.18. THID ve evaporatif soğutma sistemi uygulaması 25
Şekil 1.19. THID ve rüzgâr kulesi uygulaması 26
Şekil 1.20. THID ve fotovoltaik sistem uygulaması 27
Şekil 1.21. THID ve boru içi FDM uygulaması 28
Şekil 1.22. THID ve boru dışı FDM uygulaması 28
Şekil 1.23. THID ve güneş kollektörü uygulaması 29
Şekil 1.24. THID ve gaz türbini uygulaması 29
Şekil 1.25. THID ve sera uygulaması 30
Şekil 1.26. THID ve hava kaynaklı ısı pompası uygulaması 30
Şekil 1.27. Isı pompasının şematik görünümü 31
Şekil 1.28. Isı pompasının ısıtma ve soğutma durumunda çalışması 32
Şekil 1.29. Havadan havaya ve Havadan suya ısı pompasının görünümü 32
Şekil 1.30. Su kaynaklı ısı pompasının görünümü 33
Şekil 1.31. Toprak kaynaklı ısı pompasının görünümü a) Yatay borulu, b) Dikey borulu 34
Şekil 1.32. Soğutma çevriminin şematik görünümü ve P-h diyagramı 37
Şekil 1.33. Isı pompasının soğutma çevrimi 38
Şekil 1.34. Isı pompasının ısıtma çevrimi 39
Şekil 1.35. Kompresörün harcadığı gücün ve COP değerinin dış hava sıcaklığına göre değişimi 41
Şekil 1.36. Kompresör gücü ve COP değerinin farklı soğutucu akışkanlar için değişimi 42
Şekil 2.1. HKIP+THID sisteminin şematik görünümü 50
Şekil 2.2. HKIP+THID sistemi 51
Şekil 2.3. THID ile PV panelin soğutulması 53
Şekil 3.1. Deneysel çalışmanın yapıldığı alan 55
Şekil 3.2. THID sisteminin tasarımı 56
Şekil 3.3. THID sistemlerinin toprak altına yerleştirilmiş haline ait tasarım 57
Şekil 3.4. Mahal olarak kullanılan konteyner ölçüleri 57
Şekil 3.5. THID sisteminin konteynerlere entegre edilmiş durumu 58
Şekil 3.6. Kazı işlemlerine ait görüntü 59
Şekil 3.7. THID sisteminin yerleştirilmesi 59
Şekil 3.8. Sulama hattı 60
Şekil 3.9. Sulama hattının yerleştirilmesi 61
Şekil 3.10. Sulama hattı kurulumu ve toprağın sulanması 61

Şekil 3.11. Farklı derinlikteki toprak sıcaklıklarının ölçüm noktaları 62
Şekil 3.12. Konteynerler için zemin hazırlanması 63
Şekil 3.13. Konteynerlerin yerleştirilmesi 63
Şekil 3.14. THID-Mahal iklimlendirme sisteminin son hali 64
Şekil 3.15. PV sistem kurulumu ve son hali 64
Şekil 3.16. HKIP+THID deneysel sistemi 65
Şekil 3.17. HKIP+THID deneysel sistemi (genel) 66
Şekil 3.18. HKIP çevrimi ve *P-h* diyagramı 67
Şekil 3.19.Soğutucu akışkan R32 ve havanın evaporatör ve kondensere giriş-çıkış durumları 68
Şekil 3.20. Datalogger cihazı ve sıcaklık ölçümünde kullanılan T ve K tipi termokupllar 70
Şekil 3.21. Güç analizörü ve elektrik sayacı 70
Şekil 3.22. Hava hızı ve bağıl nem için kullanılan anemometre 71
Şekil 3.23. Piranometre ve I-V ölçer 71
Şekil 3.24. THID ile Mahal ısıtma ve soğutma uygulamasına ait ölçüm noktaları 72
Şekil 3.25. HKIP+THID sistemi ölçüm noktaları 73
Şekil 3.26. HKIP iç ünite ve dış ünite ölçüm noktaları 73
Şekil 3.27. THID PV bağlantısına ait şematik görüntü 74
Şekil 3.28. THID PV soğutma ölçüm noktaları 75
Şekil 4.1. Bir günlük dış hava ve farklı derinlikteki toprak sıcaklıklarının değişimi 79
Şekil 4.2. Dış hava ve farklı derinlikteki toprak sıcaklıklarının zamanla değişimi 80
Şekil 4.3.Bir günlük konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Mahal ısıtma) 81
Şekil 4.4. Konteyner sıcaklıklarının zamanla değişimi (Mahal ısıtma) 81
Şekil 4.5. Dış hava ve farklı derinlikteki toprak sıcaklıklarının zamanla değişimi 82
Şekil 4.6. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Mahal ısıtma) 83
Şekil 4.7. THID çıkış, toprak, dış hava ve konteyner A sıcaklıkları (Mahal ısıtma) 84
Şekil 4.8. THID ısıtma kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi 84
Şekil 4.9. THID ısı kapasitesinin konteyner ısı kaybını karşılama oranı 85
Şekil 4.10. Mahal ısıtmada THID sistemine ait COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi 86
Şekil 4.11. Mahal ısıtmada THID etkinliğinin dış hava sıcaklığı ile değişimi 86
Şekil 4.12. THID mahal ısıtma işleminin Psikrometrik diyagramda görünümü 87
Şekil 4.13. Geçiş dönemi dış hava ve toprak sıcaklıkları (Mart) 88
Şekil 4.14. Geçiş dönemi dış hava ve toprak sıcaklıkları (Ekim) 89
Şekil 4.15. Dış hava ve toprak sıcaklıklarının zamanla değişimi (Mart) 89
Şekil 4.16. Dış hava ve toprak sıcaklıkları karşılaştırması (Nisan) 90
Şekil 4.17. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Mart) 91
Şekil 4.18. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Nisan geçiş dönemi) 92
Şekil 4.19. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Mart geçiş dönemi) 92
Şekil 4.20. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Nisan geçiş dönemi) 93
Şekil 4.21. THID çıkış, toprak, dış hava ve konteyner A sıcaklıkları (Mart geçiş dönemi) 93
Şekil 4.22. THID çıkış, toprak, dış hava ve konteyner A sıcaklıkları (Nisan geçiş dönemi) 94
Şekil 4.23. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Ekim geçiş dönemi) 95
Şekil 4.24. THID çıkış, toprak, dış hava ve konteyner A sıcaklıkları (Ekim geçiş dönemi) 95
Şekil 4.25. THID ısıtma-soğutma kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi 96
Şekil 4.26. THID ısıtma ve soğutma kapasitesinin ısı kaybı ve soğutma yükünü karşılama oranı . 97
Şekil 4.27. Soğutma durumunda THID COP değerinin dış hava sıcaklığına göre değişimi 97
Şekil 4.28. Isıtma durumunda THID COP değerinin dış hava sıcaklığına göre değişimi 98
Şekil 4.29. Yıllık soğutma derece-saat sayısının denge noktası sıcaklıklarına göre değişimi 98
Şekil 4.30. Farklı illere göre yıllık soğutma enerji tüketiminin baz sıcaklık ile değişimi 99
Şekil 4.31. Soğutma dönemi dış hava ve toprak sıcaklıkları (Haziran) 100
Şekil 4.32. Soğutma dönemi dış hava ve toprak sıcaklıkları (Temmuz) 100
Şekil 4.33. Soğutma dönemi dış hava ve toprak sıcaklıkları (Ağustos) 101
Şekil 4.34. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Haziran) 102
Şekil 4.35. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Temmuz) 102
Şekil 4.36. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Ağustos) 103
Şekil 4.37. THID çıkış, toprak, dış hava ve konteyner A sıcaklıkları (Mahal soğutma) 104
Şekil 4.38. THID soğutma kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi (Mahal soğutma) 104
Şekil 4.39. THID soğutma kapasitesinin Konteyner soğutma yükünü karşılama oranı 105

Şekil 4.40. THID sistemine ait COP değerinin dış hava sıcaklığına göre değişimi 106
Şekil 4.41. THID etkinliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimi (Mahal soğutma) 106
Şekil 4.42. THID mahal soğutma işleminin Psikrometrik diyagramda görünümü..... 107
Şekil 4.43. Toprak sıcaklığı ve konfor sıcaklığı..... 109
Şekil 4.44. Sulamadan önceki THID sıcaklıkları 110
Şekil 4.45. Sulamadan sonraki güne ait THID sıcaklıkları 111
Şekil 4.46. Sulamadan sonraki 5 güne ait THID sıcaklıkları 111
Şekil 4.47. Sulamadan sonraki güne ait THID sıcaklıkları 112
Şekil 4.48. Sulamadan sonraki 5 güne ait konteyner sıcaklıkları 112
Şekil 4.49. THID_sulu ve THID_kuru sistemlere ait COP değerleri 113
Şekil 4.50. Klasik bir HKIP ile HKIP+THID sisteminin şematik gösterimi 114
Şekil 4.51. HKIP sistemine ait basınç-entalpi (p-h) diyagramı (Isıtma dönemi)..... 115
Şekil 4.52. HKIP+THID sistemine ait basınç-entalpi (p-h) diyagramı (Isıtma dönemi)..... 116
Şekil 4.53. Kondenser kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Aralık)..... 117
Şekil 4.54. Evaporatör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Aralık) 117
Şekil 4.55. Kompresör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Aralık)..... 118
Şekil 4.56. COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Aralık)..... 118
Şekil 4.57. Kondenser kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ocak) 119
Şekil 4.58. Evaporatör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ocak)..... 119
Şekil 4.59. Kompresör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ocak)..... 120
Şekil 4.60. COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ocak)..... 120
Şekil 4.61. Soğutma döneminde klasik bir HKIP ile HKIP+THID sisteminin şematik gösterimi 121
Şekil 4.62. HKIP sistemine ait basınç-entalpi (p-h) diyagramı (Soğutma dönemi) 122
Şekil 4.63. HKIP+THID sistemine ait basınç-entalpi (p-h) diyagramı (Soğutma dönemi)..... 123
Şekil 4.64. Evaporatör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Temmuz) 123
Şekil 4.65. Kondenser kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Temmuz)..... 124
Şekil 4.66. Kompresör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Temmuz)..... 124
Şekil 4.67. COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Temmuz)..... 125
Şekil 4.68. Evaporatör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ağustos) 125
Şekil 4.69. Kondenser kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ağustos)..... 126
Şekil 4.70. Kompresör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ağustos)..... 126
Şekil 4.71. COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ağustos)..... 127
Şekil 4.72. Farklı tasarımlara ait CFD analiz sonuçları..... 127
Şekil 4.73. THID-PV uygulamasının şematik görünümü..... 128
Şekil 4.74. Deneysel uygulamanın son hali ve ölçüm işlemi 129

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa No

Çizelge 1.1. Birincil enerjinin yakıt payları ve 2019 yılında büyümeye katkıları 1
Çizelge 1.2. Denklemlerdeki kısaltma ve sembollerin karşılıkları 14
Çizelge 1.3. Farklı toprak çeşitlerinin termal özellikleri 18
Çizelge 1.4. Farklı malzemelerin termofiziksel özellikleri 19
Çizelge 3.1. Mahal olarak kullanılan konteyner özellikleri 58
Çizelge 3.2. THID sisteminin özellikleri 60
Çizelge 3.3. PV panelin teknik özellikleri 64
Çizelge 3.4. HKIP teknik özellikleri 65
Çizelge 3.5. Konteynerin soğutma yükü ve ısı kaybı hesabı 69
Çizelge 3.6. Ölçüm parametrelerine ait belirsizlik oranları 76
Çizelge 3.7. Deneysel çalışmalara ait ilk yatırım maliyetleri 77
Çizelge 3.8. Deneysel çalışmalara ait işletme ve bakım maliyetleri 77
Çizelge 4.1. Dış hava, toprak ve konteynerlere ait ortalama sıcaklıklar 83
Çizelge 4.2.THID mahal ısıtma uygulamasına ait ekserji sonuçları 87
Çizelge 4.3. Dış hava, toprak ve konteynerlere ait ortalama sıcaklıklar 103
Çizelge 4.4.THID mahal soğutma uygulamasına ait ekserji sonuçları 107
Çizelge 4.5. Aylara ait ortalama THID ısıl kapasitesi (2021) 108
Çizelge 4.6. THID ortalama ısıtma ve soğutma kapasitesi (2021) 109
Çizelge 4.7. Isıtma döneminde HKIP ve HKIP+THID sistemlerine ait ölçüm sonuçları 115
Çizelge 4.8. Soğutma döneminde HKIP ve HKIP+THID sistemlerine ait ölçüm sonuçları 122
Çizelge 4.9. THID-PV uygulamasına ait sonuçlar 129

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

C_{hava}	Havanın özgül ısısı
COP	Etkinlik katsayısı
$COP_{soğutma}$	Soğutma çevriminin performans katsayısı
$COP_{ısıtma}$	Isıtma çevriminin performans katsayısı
$\dot{E}_{Xdest}$	Ekserji yok oluşu
h	Isı taşınım katsayısı
HKIP	Hava kaynaklı ısı pompası
HKIP + THID	HKIP sistemine entegre edilen THID uygulaması
k	Isı iletkenlik katsayısı
ṁ	Kütlesel debi
Nu	Nusselt sayısı
$Q_{soğ}$	THID sisteminin soğutma yükü
$Q_{ısı}$	THID sisteminin ısıtma yükü
Q_L, Q_{evap}	Soğutma yükü
$Q_{H,} Q_{kond}$	Isıtma yükü
R_t	Toprak ve boru arasındaki ısıl direnç
R_b	THID boru iç ve dış yüzeyi arasındaki ısıl direnç
R_h	Boru ve içinden geçen hava arasındaki ısıl direnç
R_T	Toprak, boru ve hava arasındaki toplam ısıl direnç
Re	Reynolds sayısı
THID	Toprak-hava ısı değiştiricisi
$\text{THID}_{\text{giriş}}$	THID Hava giriş sıcaklığı
$\text{THID}_{\text{çıkış}}$	THID Hava çıkış sıcaklığı
$\text{THID}_{\text{sulu}}$	Nemlendirme işlemi uygulanan THID
$\text{THID}_{\text{kuru}}$	Nemlendirme işlemi uygulanmayan THID
THID − PV	PV yüzey soğutmada THID uygulaması
U	Toplam ısı transfer katsayısı
W_{fan}	Fan gücü
W_{komp}	Kompresörün tükettiği güç
ε	Etkinlik
Ψ_g	THID sisteminin giriş ekserjisi
$\Psi_{ç}$	THID sisteminin çıkış ekserjisi
$\Delta\Psi$	Ekserji değişimi
η_{II}	2.yasa (ekserjetik) verim

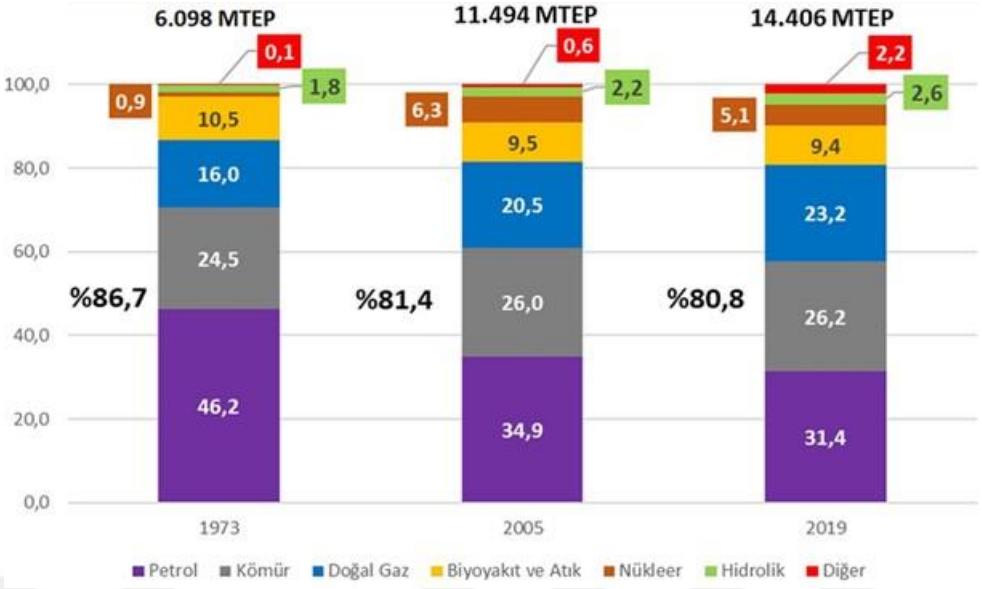
1. GİRİŞ

Dünyadaki enerji tüketiminin yaklaşık %40'ı binalarda olmaktadır (Özdemir ve ark., 2017; WBSCD, 2013). T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığının 2021 yılı verilerine göre bu oran Türkiye'de yaklaşık %34'tür. Birincil enerji tüketiminde fosil yakıtlara bağımlılığın hala çok yüksek olduğu günümüz dünyasında enerji verimliliği ve yenilenebilir enerji kavramları daha bir önem arz etmektedir (Çizelge 1.1.). Binalarda enerji verimliliği, karbon salınımını azaltmanın, yüksek enerji faturalarından kurtulmanın ve yaşam kalitesini arttırmanın temel şartlarından biri olarak karşımıza çıkmaktadır (IEA, 2020; BP, 2020).

Çizelge 1.1. Birincil enerjinin yakıt payları ve 2019 yılında büyümeye katkıları (BP, 2020)

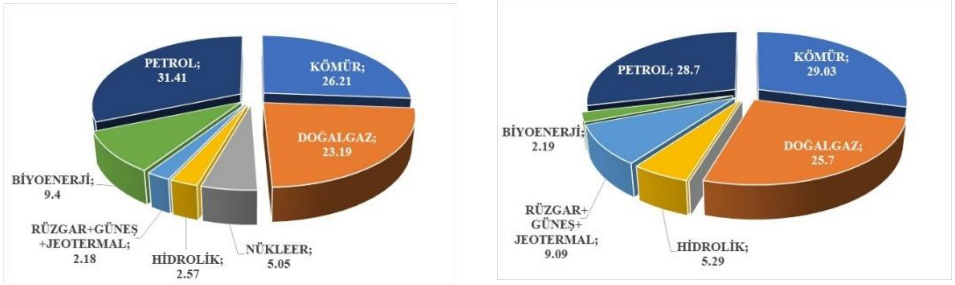
Enerji Kaynağı	Tüketim (exajoule)	Yıllık değişim	Birincil enerjideki pay	2018'den itibaren paydaki yüzde değişimi
Petrol	193.0	1.60	33.1%	-0.2%
Gaz	141.5	2.80	24.2%	0.2%
Kömür	157.9	-0.90	27.0%	-0.5%
Yenilenebilir	29.0	3.20	5.0%	0.5%
Hidroelektrik	37.6	0.30	6.4%	0.0%
Nükleer	24.9	0.80	4.3%	0.1%
Toplam	**583.9**	**7.70**		

Enerji kaynaklarının farklı yıllara ait birincil enerjideki payları Şekil 1.1' de gösterilmektedir. Fosil kaynakların birincil enerjideki payının %80'in üstünde olması ve küresel iklim problemlerinin de kaynağını bu yakıtların sebep olduğu karbon salınımının oluşturması alternatif enerji kaynaklarının geleceğin en önemli enerji problemi olduğunu ortaya çıkarmaktadır. Yenilenebilir enerjinin birincil enerjideki payının diğer kaynaklara göre her geçen yıl daha yüksek oranda artmasına ve enerji verimliliğinin öneminin bütün toplumlarda anlaşılmasına rağmen enerji ihtiyacının çok yüksek hızlarda artması bu alanda daha çok çalışmaya ihtiyaç olduğunu göstermektedir.



Şekil 1.1. Dünya birincil enerji arzının yıllara göre değişimi (IEA, 2020)

Şekil 1.2.'de Dünya ve Türkiye birincil enerji arzı ve kaynakların payları gösterilmektedir. 2019 yılında Türkiye birincil enerji arzı ve kaynakların payları incelendiğinde %29 ile kömür ilk sırada yer alırken, %28.7 ile petrol ve %25.7 ile doğal gaz arkasından gelmektedir. Fosil yakıtların payının dünyadaki oranlara benzer şekilde %83.5 olduğu görülmektedir. Bununla beraber Türkiye'nin bu enerji ihtiyacını %69 oranında ithal etmesi ülkemizin daha güvenli bir gelecek için enerji verimliliği ve alternatif enerji kaynaklarına daha fazla kaynak aktarması ve bu alanda çalışmaların artması gerekliliğini göstermektedir.

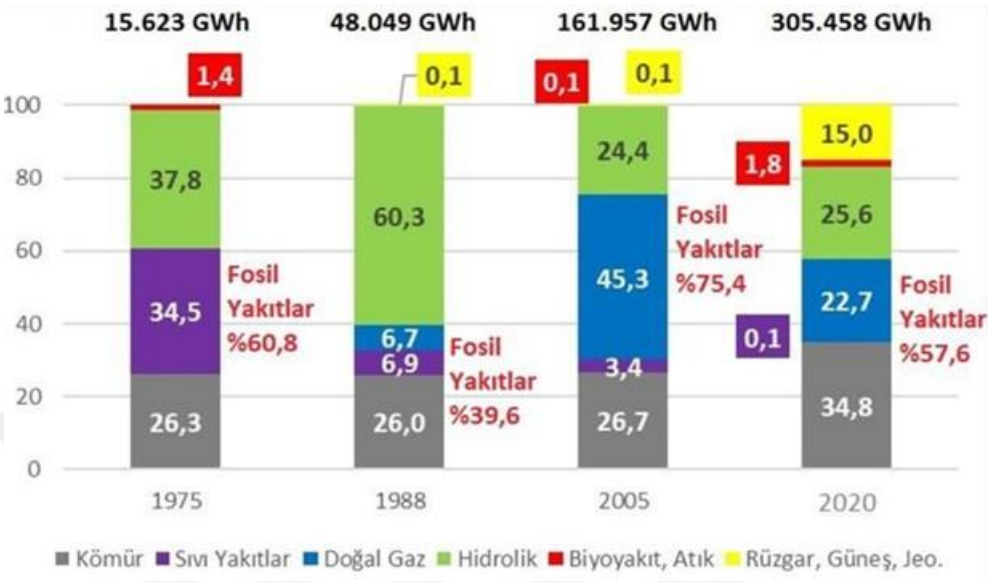


Dünya Türkiye

Şekil 1.2. Dünya ve Türkiye birincil enerji arzı ve kaynakların payları (ETKB, 2020; IEA, 2020)

Türkiye'nin elektrik üretimi incelendiğinde hidroelektrik santraller ve yenilenebilir enerji kaynaklarının payının neredeyse fosil kaynakların payına eşit

olduğu görülmektedir. Şekil 1.3.'te Türkiye elektrik üretimi ve kaynakların payları gösterilmektedir (Aytaç, 2021).



Şekil 1.3. Türkiye elektrik üretimi (GWh) ve kaynakların payları (TEİAŞ, 2020)

Küresel ısınma ve bunun sonucunda meydana gelen iklim değişikliğine karşın artan enerji ihtiyacı bu enerjinin her aşamada verimli kullanılması veya alternatif enerji kaynaklarından karşılanması gerekliliğini göstermektedir.

1.1. İklimlendirme Sistemleri

İklimlendirme en genel anlamıyla havanın soğutulması, ısıtılması, nemlendirilmesi, neminin alınması yani havanın şartlandırılması işlemine denir. İklimlendirme sistemi seçilirken kullanıcı konforu, proses ısıtma, alan ısıtma, soğutma, havalandırma kriterleri başta olmak üzere aşağıdaki parametreler göz önünde bulundurulmalıdır;

- Sıcaklık
- Nem
- Hava hareketi
- Hava temizliği veya kalitesi
- Saatte hava değişimi
- Hava ve/veya su hızı gereksinimi
- Yerel iklim

- Alan basıncı gereksinimleri
- Yük hesaplama analizinden kapasite gereksinimleri
- Mekansal gereksinimler
- Güvenlik endişeleri
- İlk maliyet
- Enerji maliyetleri
- Tasarımın sürdürülebilirliği
- Akustik ve titreşim
- Küf ve küf önleme
- Operatör işçilik maliyetleri
- Bakım maliyetleri
- Güvenilirlik
- Esneklik
- Kontrol edilebilirlik
- Yaşam döngüsü analizi

İklimlendirme sistem seçiminde parametreler birbiriyle ilişkili olduğundan uygulamada her biri ayrı ayrı ele alınsa da birbirini nasıl etkilediği dikkate alınmalıdır. (ASHRAE Handbook, 2016).

İklimlendirme sistemleri, kullanılan akışkana, kullanım amacına ve büyüklüğüne göre farklı sınıflandırmalarla ele alınabilir (Yamankaradeniz ve ark., 2012). Bir sistem, farklı mekânlarda bağımsız kontrol sağlamak üzere tasarlandığında, her bir alana "bölge (zone)" adı verilir. Her bir bölgenin ısıtma ve soğutma için farklı gereksinimleri vardır. Bu ihtiyaç iklimlendirme sistemlerinin aşağıda belirtilen kategorilerde değerlendirilmesini gerektirir (Shaimaa, 2018).

- Tamamen havalı sistemler
- Havalı ve sulu sistemler
- Tamamen sulu sistemler
- Bireysel (lokal) iklimlendirme sistemleri
- Isı pompaları

Tamamen havalı sistemlerde hava, fabrikada imal edilmiş veya sahada monte edilmiş bir klima santrali (AHU) tarafından bölgelere/zonlara gönderilir. Tipik olarak, klima santrali bir besleme havası fanı, ısıtma ve/veya soğutma bataryaları, filtreler, damperler, kontroller ve genel olarak bir dönüş havası fanından oluşur

(Mcdowall, 2007). Şekil 1.4.'te tamamen havalı sistemler için kullanılan bir klima santrali ve ekipmanları gösterilmektedir



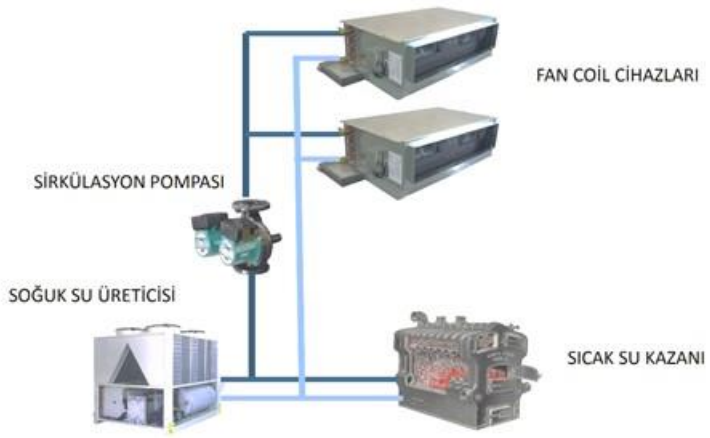
Şekil 1.4. Tamamen havalı bir klima santralinin görünümü (Daikin, 2021)

Havalı ve sulu sistemlerde merkezi bir iklimlendirme sisteminin yanında ek şartlandırma sağlayan lokal birimler bulunmaktadır. Birincil havalandırma sistemi, havalandırma havasını şartlandırarak nem kontrolünün çoğunu veya hepsini sağlar. Lokal birimler ise genellikle sıcak veya soğuk su ile birlikte verilir. Yaygın olmayan bir kullanıma sahip bu sistemler daha çok yüksek ısıtma ve soğutma yüklerinin meydana geldiği alanlarda etkilidir. Şekil 1.5.'de havalı ve sulu sistemlerde kullanılan bir endüksiyon ünitesi görülmektedir. İç ortam havasını sirküle eden cihazların aksine havalı ve sulu sistemlerde hava klima santralinden gelmektedir.



Şekil 1.5. Havalı ve sulu sistemlerde kullanılan bir endüksiyon ünitesi (Sevel, 2017)

Tamamen sulu sistemler merkezi bir havalandırma sistemine ihtiyaç duyulmayan doğal havalandırmanın kullanıldığı alanlarda tercih edilir. Bu sistemler sıcak su kazanından alınan sıcak suyun veya soğuk su üreticisinden (chiller) alınan soğuk suyun fancoil ünitesi vasıtasıyla ortamı ısıtması veya soğutması prensibine dayanır. Şekil 1.6.'da tamamen sulu iklimlendirme sistemi gösterilmektedir.



Şekil 1.6. Tamamen sulu iklimlendirme sistemlerinin görünümü (MMO, 2017)

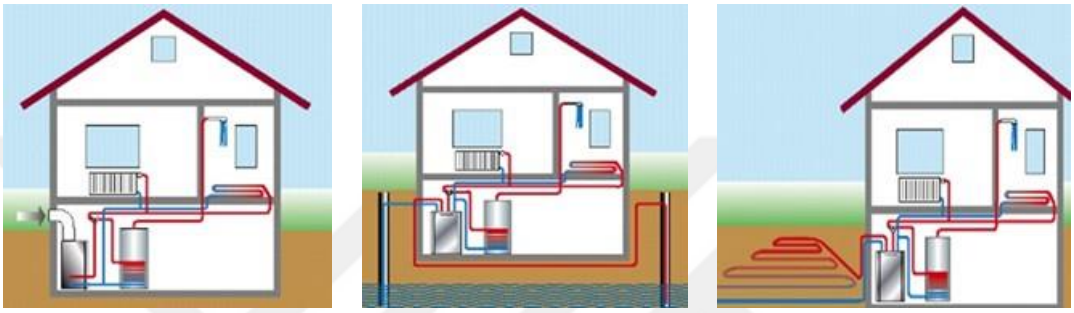
Bireysel iklimlendirme sistemleri farklı tasarım ve özelliklere sahip cihazların bağımsız ve yerel alanların iklimlendirilmesinde kullanıldığı sistemlerdir. Paket tip, split ve VRF olmak üzere 3 başlıkta ele alınabilir (Stanford ve Spach, 2019). Bireysel iklimlendirme sistemleri Şekil 1.7'de gösterilmektedir.



a) Paket Tip **b) Split** **c) VRF**

Şekil 1.7. Bireysel iklimlendirme sistemlerinin görünümü (MMO, 2017)

Isı pompası teknolojisi günümüzde merkezi ve bireysel iklimlendirme sistemlerinin neredeyse tamamında faydalanılan bir uygulamadır. Hem ısıtma hem soğutma çevrimini gerçekleştirebilen ve yüksek bir etkinliğe sahip ısı pompaları kullanılan ısı kaynağına göre hava, toprak ve su kaynaklı ısı pompası olarak adlandırılır. Şekil 1.8.'de kullanılan ısı kaynağına göre farklı ısı pompaları gösterilmektedir (Bölüm 1.5.'te ısı pompası konusu detaylı olarak ele alınacaktır) (Bilen ve Demir, 2021)

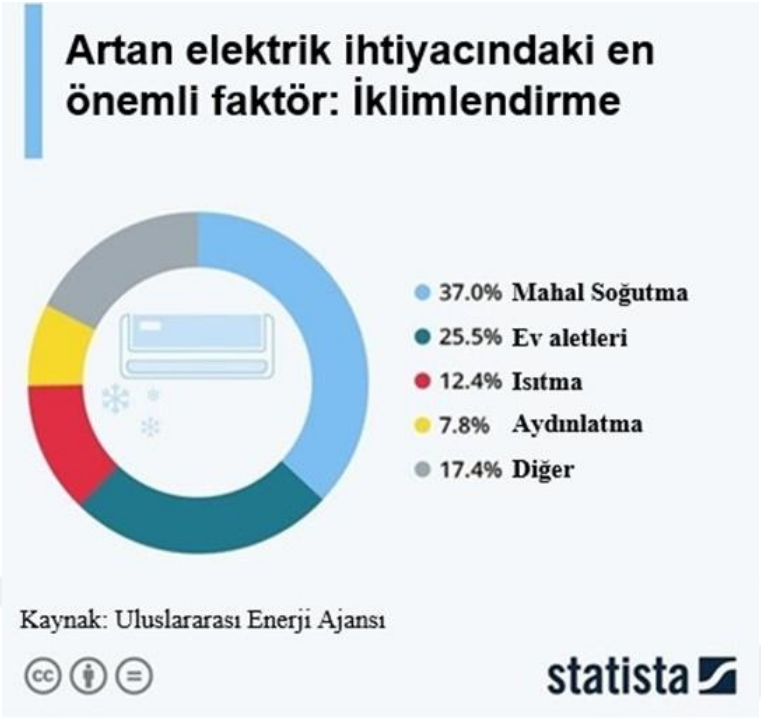


a) Hava kaynaklı **b) Su kaynaklı** **c) Toprak kaynaklı**

Şekil 1.8. Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompasının görünümü (Bilen ve Demir, 2021)

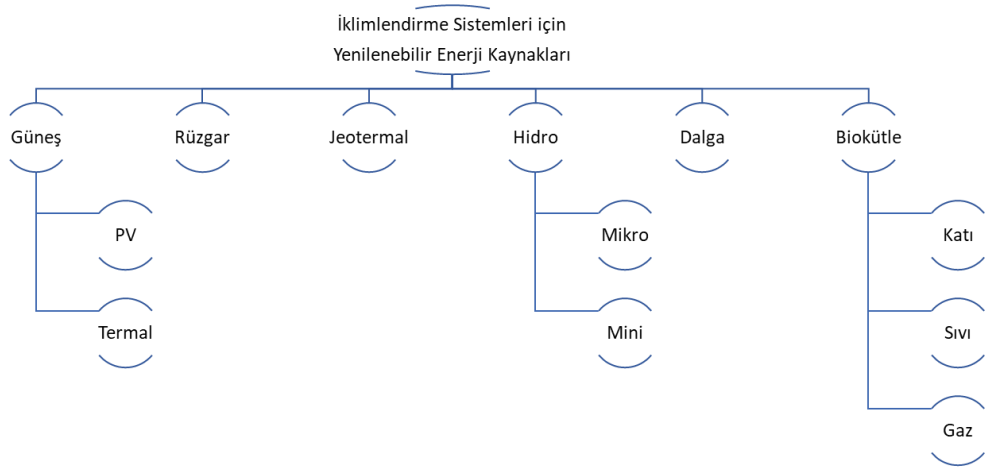
1.2. İklimlendirme ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları

Enerji verimliliği, fosil kaynaklı yakıtların kullanımının azaltılması ve yenilenebilir enerji kullanımının her alanda arttırılması günümüzde gelişmiş ve gelişmekte olan bütün ülkelerin en önemli gündem maddeleri arasında yer almaktadır. İklimlendirme sistemleri konut, ticari, kurumsal ve sanayi gibi tüm sektörlerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Günümüzde bu sistemlerin enerji tüketimi ülkeye ve sektörel enerji kullanım dağılımına bağlı olarak toplam enerji tüketiminin yaklaşık %16 - %50'si arasında değişmektedir. Şekil 1.9'da binalarda elektrik enerjisi tüketiminin oranları gösterilmiştir. Şekilden elektrik enerjisi tüketiminde soğutma ve ısıtmanın yaklaşık %50 oranında olduğu görülmektedir.



Şekil 1.9. Binalarda elektrik enerjisi tüketim oranları (IEA, 2015)

Yüksek verimli iklimlendirme sistemlerinin kullanımı ve kaynak olarak yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanılması ülkemizin enerjideki dışa bağımlılığını azaltmanın yanında çevresel olumsuz etkilerinde azalmasını sağlayacaktır (Malik ve ark., 2015; Saidur ve ark., 2007). Şekil 1.10.'da iklimlendirme sistemlerinde kullanılan yenilenebilir enerji kaynakları gösterilmektedir.

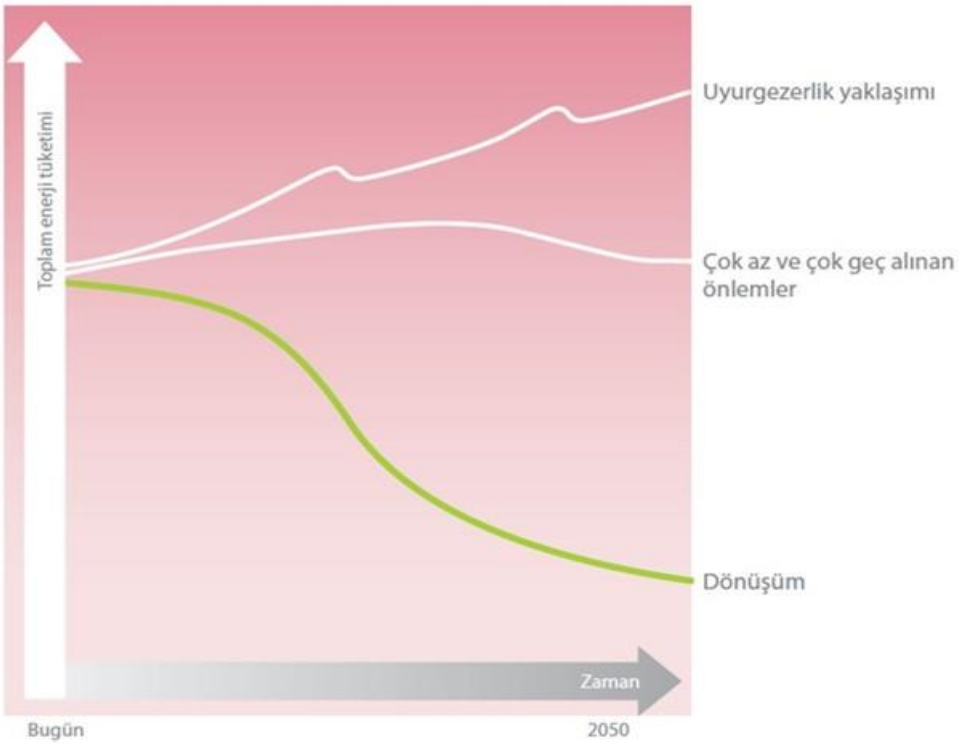


Şekil 1.10. İklimlendirme sistemlerinde kullanılan yenilenebilir enerji kaynakları

Uluslararası Enerji Ajansı'nın verilerine göre nüfus artışı, artan gelirler, düşen ekipman fiyatları ve artan şehirleşme gibi faktörlerden dolayı küresel olarak kurulan iklimlendirme sistemlerinin sayısının bugün yaklaşık 1.6 milyardan yüzyılın ortasına kadar 5.6 milyara çıkacağı öngörülmektedir (IEA, 2018).

İnsanların artan yaşam standartları sonucunda temel bir ihtiyaç haline gelen iklimlendirme sistemlerinin kullanımında küresel olarak büyük bir artış beklenmekte olup Türkiye'de de durum benzer şekildedir. Daikin, Carrier, Gree, Midea gibi uluslararası şirketlerin ve Alarko, Isısan, Demirdöküm, Airfel gibi ülkemizin büyük sanayi şirketlerinin artan yatırımları sonuç olarak ortaya "Artan elektrik ihtiyacının nasıl karşılanacağı ve bunun sebep olacağı küresel ısınmanın iklim değişikliğine nasıl bir etkide bulunacağı" gibi bir problem çıkarmaktadır (Renewable Energy World, 2019).

Bu tez çalışmasının da temel çıkış noktasını oluşturan bu problem iklimlendirme sistemlerinde yenilenebilir enerji kaynaklarının daha fazla kullanılması ile aşılabilir. Bunun yanında iklimlendirme sistemlerinin tasarım, kurulum ve kullanım gibi tüm aşamalarında enerji verimliliğinin göz önünde bulundurulması da problemin çözümünde diğer önemli bir yaklaşımdır. Şekil 1.11.'de enerjide bu dönüşüm ve farkındalığın ihtiyacımız olan enerjiyi karşılamada ne kadar etkili olduğu, eğer bu dönüşüm gerçekleşmezse problemin ne kadar büyük bir tehdit haline geleceği öngörülmektedir (WBCSD, 2013; Rafique ve Rehman, 2018).



Şekil 1.11. Binalarda enerji tüketimi için üç senaryo (WBSCD, 2013)

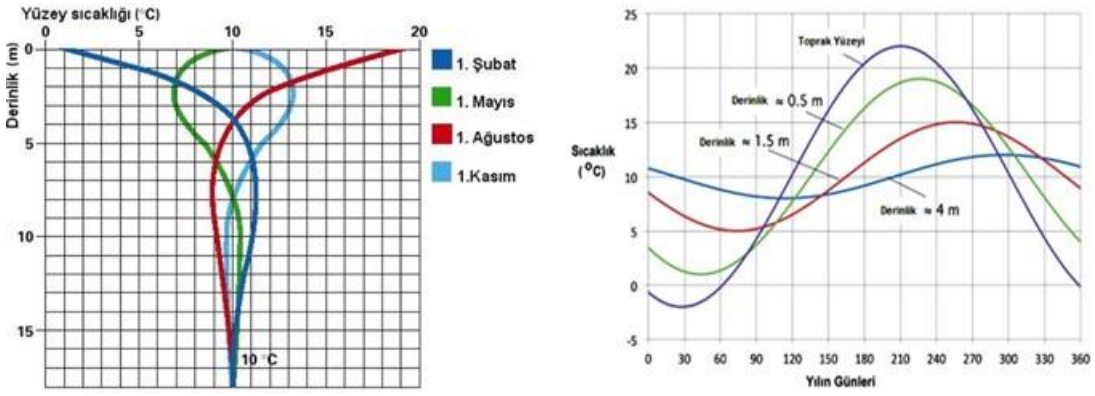
Binalarda tüketilen elektriğin büyük bir kısmı (gelişmiş ülkelerde bu oran %50'nin üstündedir) ısıma, soğutma ve havalandırma uygulamalarında kullanılmaktadır. Binaların sadece soğutulması için 2050 yılında yaklaşık 6200 TWh enerjiye ihtiyaç olacağı yapılan araştırmalar sonucunda tahmin edilmektedir (IEA, 2020). Bu ihtiyacın fosil yakıtlardan karşılanması iklim değişikliği, küresel ısınma, asit yağmurları vb. gibi birçok çevresel kaygıyı yanında barındırmaktadır (Mucke ve ark., 2016).

İklimlendirme sistemlerinde yenilenebilir enerjiden faydalanmak genel olarak yenilenebilir enerji kaynaklarından üretilen elektrik enerjisinin kullanımı şeklinde olmaktadır. Hidroelektrik, güneş enerjisi ve rüzgâr enerjisi bu kaynakların başında gelmektedir (Khan ve ark., 2020). Bu tez çalışması kapsamında yapılan çalışmada ise yenilenebilir enerji kaynaklarından toprağın sahip olduğu ısıl enerjiden faydalanılarak ısı pompasının etkinliği araştırılmıştır. Güneş enerjisinden de kısmen faydalanılan çalışmada mahal iklimlendirmesinde yenilenebilir enerji kaynaklarının farklı kullanım uygulamaları deneysel olarak araştırılmıştır.

1.3.Jeotermal (Toprak) Enerji

Bilimsel anlamda yenilenebilir enerji kaynakları sayılırken bunlar arasında toprak enerjisi yerine genel olarak jeotermal enerji ifadesi geçmektedir. Jeotermal enerji küçük ölçekli ısıtma soğutma işlemlerinden sera uygulamalarına, ısı pompası sistemlerinden büyük kapasiteli enerji santrallerine kadar birçok farklı çalışmada kullanılmaktadır. Jeotermal enerji uygulamalarına göre daha düşük toprak derinliğine sahip ve daha küçük kapasitelerdeki ısıl enerji çalışmalarında yenilenebilir enerji kaynağı olarak toprak enerjisi (soil, earth, ground vb.) ifadesi de kullanılmaktadır.

Toprak enerjisi düşük ve orta kapasiteli ısıl enerji uygulamalarında faydalanılabilecek, kolay erişim olanaklarına sahip ve herhangi bir çevresel probleme yol açmayan yenilenebilir enerji kaynaklarından biridir. Toprak sıcaklığı belirli bir derinlikte yıl boyunca neredeyse sabit bir değerdedir Şekil 1.12.'de toprak sıcaklığının derinliğe ve zamana göre değişimi gösterilmektedir. Dış ortam havasına göre belirli bir derinlikteki toprak sıcaklığının değişiminin düşük olması, yaz ve kış dönemlerinde ısıtma ve soğutma uygulamalarında bu enerji kaynağından faydalanılmasına imkân sağlamaktadır (Khan ve ark., 2020). Belirli bir derinlikteki toprak sıcaklığı kış döneminde dış hava sıcaklığından daha yüksek, yaz döneminde ise daha düşüktür. Bu sıcaklık farkından faydalanılarak hava, toprak altına yerleştirilmiş boru veya kanallardan geçirilerek, kış döneminde ısıtılır, yaz döneminde ise soğutulur (Bulut ve ark., 2016; Bulut ve ark., 2018).



Şekil 1.12. Toprak sıcaklığının derinliğe ve zamana göre değişimi

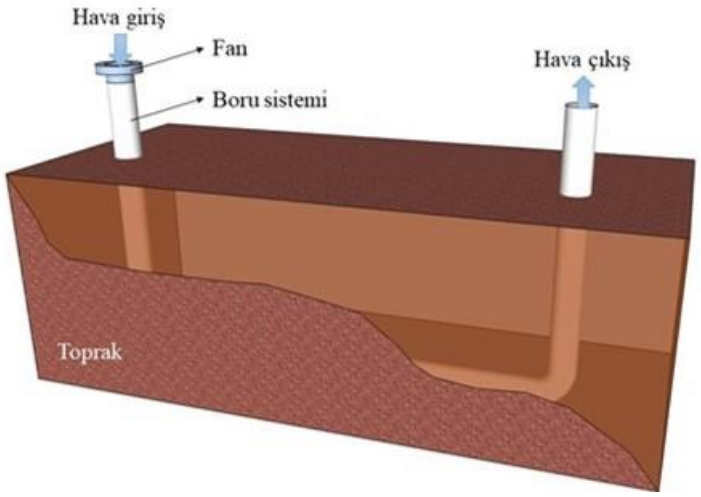
Isıtma veya soğutma uygulamaları için toprağa yerleştirilen borulardan akışkan geçirildiğinde bu sisteme toprak ısı değiştirici veya toprak kaynaklı ısı değiştirici denir (Agrawal ve ark. 2019). Kullanılan ısı transfer akışkanına göre bu sistemler toprak hava ısı değiştirici (THID) ve toprak kaynaklı ısı pompası (TKIP) olarak iki kategoride sınıflandırılabilir. THID sistemleri ile TKIP sistemleri arasındaki temel fark, THID sisteminde hava kullanılması, TKIP sisteminde ise ısı transfer akışkanı olarak sıvı (su/donma önleyici sıvı/soğutucu akışkanlar) kullanılmasıdır (Svec ve ark., 1983). Genellikle, THID boruları 2-5 m derinliğe yatay olarak kurulurken, TKIP boruları 20-200 m aralığında dikey olarak kurulur (Ascione ve ark., 2011; Alves ve Schmid, 2015; Yang ve ark., 2010). TKIP hemen hemen tüm hava koşullarında ve tüm dünyada uygulanabilen bir sistem özelliği taşırken, THID'in muson ikliminde ve nemli iklim koşullarında kullanımı uygun değildir. Kurulum ve işletme maliyetlerine gelince THID sisteminin TKIP sistemine göre çok daha uygun olduğu görülmektedir. Ancak THID sisteminin verimliliği TKIP'den daha düşük olduğundan, TKIP sisteminin daha yaygın bir kullanıma sahip olduğu görülmektedir (Bansal ve ark., 2012; Capozza., 2015; Thanu ve ark., 2001).

Toprak çok yüksek bir enerji potansiyeline sahiptir. Günümüzde bu potansiyelden faydalanmak için birçok farklı uygulama kullanılmaktadır. Bu çalışma kapsamında toprak altına yerleştirilen boru sistemi ve boru sisteminden havanın geçmesi için kullanılan bir fandan oluşan Toprak-Hava Isı Değiştirici (THID) ile toprağın sahip olduğu ısıl enerjiden faydalanılmak amaçlanmıştır.

1.4. Toprak Hava Isı Değiştirici

Toprak sıcaklığındaki günlük ve yıllık değişim, dış ortam hava sıcaklığına kıyasla çok daha küçüktür ve belirli bir derinlikten sonra değişim ihmal edilebilir hale gelir ve yıl boyunca neredeyse sabit sıcaklık ile sonuçlanır. Ortam havası ile toprak arasındaki sıcaklık farkı, yazın ortam havasını gömülü borulardan geçirerek ve yer altı toprağını ısı emici olarak kullanarak soğutmak, kışın ise ortam havasını ısıtmak için kullanılabilir. Şekil 1.13. 'de bir fan vasıtasıyla dış ortam havasının toprak altına yerleştirilen bir boru sisteminden geçirildiği, burada yeraltı toprağına ısı

verdiği veya aldığı bir Toprak-Hava Isı Değiştirici (THID) sistemi gösterilmektedir. THID sistemi kullanılarak dış ortam havasının yazın soğutulması kışın ise ısıtılması mümkündür. Dış ortam havası borulardan geçerken toprak ile hava arasındaki sıcaklık farkı ısı transferine neden olur. Yaz mevsiminde toprak ortam havasından daha soğuk olduğundan, hava ısısını daha soğuk olan toprağa verir. Kış aylarında ise toprak sıcaklığı ortam havasından daha yüksek olduğundan hava toprak altına yerleştirilen THID sisteminden geçerken topraktan ısı çeker (Vidhi, 2018; Misra ve ark., 2018; Benkert ve ark., 1997).



Şekil 1.13. Toprak hava ısı değiştiricinin genel görünümü

Topraktan havaya geçen ısı miktarı (kış durumu), havadan toprağa geçen ısı miktarı (yaz durumu), toprak sıcaklığı ve THID sistemi ile ilgili diğer teorik hesaplamalar için temel ısı transferi denklemleri kullanılır (Çengel, 2015; Bergman ve ark., 2011; Dincer ve Rosen, 2012; Esen ve ark., 2007).

Çizelge 1.2.'de THID sistemine ait hesaplamalar için kullanılan denklemlerdeki kısaltma ve sembollerin karşılıkları gösterilmektedir.

Çizelge 1.2. Denklemlerdeki kısaltma ve sembollerin karşılıkları (Misra ve ark., 2018; Çengel, 2015; Bergman ve ark., 2011; Holman, 1992; Dinçer ve Rosen, 2012)

Parametre	Açıklama
THID	Toprak-hava ısı değiştiricisi
R_t	Toprak ve boru arasındaki ısıl direnç
R_b	THID boru iç ve dış yüzeyi arasındaki ısıl direnç
R_h	Boru ve içinden geçen hava arasındaki ısıl direnç
R_T	Toprak, boru ve hava arasındaki toplam ısıl direnç
U	Toplam ısı transfer katsayısı
Re	Reynolds sayısı
Nu	Nusselt sayısı
$Q_{soğ}$	THID sisteminin soğutma yükü
$Q_{ısı}$	THID sisteminin ısıtma yükü
ε	Etkinlik
W_{fan}	Fan gücü
C_{hava}	Havanın özgül ısısı
ṁ	Kütlesel debi
COP	Etkinlik katsayısı
Ψ_g	THID sisteminin giriş ekserjisi
$\Psi_ç$	THID sisteminin çıkış ekserjisi
$\Delta\Psi$	Ekserji değişimi
$\dot{E}_{Xdest}$	Ekserji yok oluşu
η_{II}	2.yasa (ekserjetik) verim
r_t	Toprak çapı
r_d	Boru dış çapı
r_i	Boru iç çapı
l_b	Boru uzunluğu
k	Isı iletkenlik katsayısı

Toprak ve boru arasındaki ısıl direncin hesaplanması için Denklem 1.1. kullanılmaktadır (Misra ve ark., 2018).

$$R_t = \frac{\ln\left(\frac{r_t}{r_d}\right)}{2\pi l_b k_t} \tag{1.1}$$

THID sisteminde kullanılan borunun iç ve dış yüzeyi arasındaki ısıl direnç için Denklem 1.2. kullanılmaktadır (Misra ve ark., 2018).

$$R_b = \frac{\ln\left(\frac{r_d}{r_i}\right)}{2\pi l_b k_b} \tag{1.2}$$

Boru içindeki akış ile ilgili hesaplamalarda kullanılacak Reynolds sayısı Denklem 1.3.'te gösterildiği gibi hesaplanmaktadır (Holman, 1992).

$$Re = \frac{\rho v_a 2r_i}{\mu} \quad (1.3)$$

Boru içindeki akış ile ilgili hesaplamalarda kullanılacak Nusselt sayısının değeri laminer akış ($Re < 2300$) durumu için Denklem 1.4.'te gösterilmektedir (Holman, 1992).

$$Nu = 4.36 \quad (1.4)$$

Boru içindeki akış ile ilgili hesaplamalarda kullanılacak Nusselt sayısı türbülanslı akış ($0.5 < pr < 2000\ ve\ 2300 < Re < 5x10^6$) durumu için Denklem 1.5.'te gösterildiği gibi hesaplanmaktadır (Holman, 1992).

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{0.66}-1)} \quad (1.5)$$

Boru ve içinden geçen hava arasındaki ısıl direnç için Denklem 1.6. kullanılmaktadır (Misra ve ark., 2018).

$$R_h = \frac{1}{2\pi r_i l_b h} \quad (1.6)$$

Toprak, boru ve hava arasındaki toplam ısıl direnç için Denklem 1.7. kullanılmaktadır (Misra ve ark., 2018).

$$R_{toplam} = R_t + R_b + R_h \quad (1.7)$$

Toplam ısı transfer katsayısı Denklem 1.8.'de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır (Holman, 1992).

$$U = \frac{1}{R_{toplam}} \quad (1.8)$$

THID sisteminin etkinliği Denklem 1.9.'da deneysel ölçümlere göre, Denklem 1.10.'da ise teorik hesaplamalara göre tespit edilmektedir (Misra ve ark., 2018).

$$\varepsilon = \left|\frac{T_{hg}-T_{hç}}{T_{hg}-T_t}\right| \tag{1.9}$$

$$\varepsilon = 1 - e^{(-\frac{u}{m_h c_h})} \tag{1.10}$$

THID sisteminin soğutma yükü yani toprağa verdiği ısı miktarı Denklem 1.11.'de gösterilmektedir (Çengel, 2015).

$$Q_{soğ} = m_h C_h (T_{hg} - T_{hç}) \tag{1.11}$$

THID sisteminin ısıtma yükü yani topraktan çektiği ısı miktarı Denklem 1.12.'de gösterilmektedir (Çengel, 2015).

$$Q_{ısı} = m_h C_h (T_{hç} - T_{hg}) \tag{1.12}$$

THID sisteminin giriş ekserjisi Denklem 1.13.'de çıkış ekserjisi Denklem 1.14.'te gösterilmektedir (Dinçer ve Rosen, 2012).

$$\Psi_g = \left(h_g - h_{çevre}\right) - T_{çevre}(s_g - s_{çevre}) \tag{1.13}$$

$$\Psi_ç = \left(h_ç - h_{çevre}\right) - T_{çevre}(s_ç - s_{çevre}) \tag{1.14}$$

Ekserji değişimi Denklem 1.15.' te gösterildiği gibi çıkış ve giriş ekserjilerinin farkı olarak hesaplanır (Dinçer ve Rosen, 2012).

$$\Delta\Psi = \left(h_ç - h_g\right) - T_{çevre}(s_ç - s_g) \tag{1.15}$$

THID sistemine ait ekserji yok oluşu ve ekserjetik verim Denklem 1.16. ve Denklem 1.17.'de gösterilmektedir (Dinçer ve Rosen, 2012).

$$\dot{E}_{Xdest} = \dot{m}_h(\psi_{hg} - \psi_{hç}) - \dot{Q}(1 - \frac{T_{çevre}}{T_t}) \quad (1.16)$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{E}_{Xdest}}{\dot{m}\psi_{hg}} \quad (1.17)$$

1.4.1. THID performansına etki eden parametreler

THID sistemi kurulum ve kullanım açısından oldukça pratik bir yapıya sahiptir. Bu sistemin temel elemanları sadece toprak altına yerleştirilen boru sistemi ve borunun içinden havanın geçmesini sağlayan bir fandan ibarettir. Bununla beraber THID sisteminin verimliliğini etkileyen çok sayıda parametre vardır (Demirtaş, 2016; Ahmed ve ark., 2016; Abbaspour-Fard ve ark., 2016).

THID performansına etki eden parametrelerin başında toprak/boru derinliği, toprak çeşidi, yüzeydeki toprağın durumu, kullanılan borunun çapı, kalınlığı, uzunluğu, malzemesi, dizilişi ve hava hızı gelmektedir (Peretti ve ark., 2013, Singh ve ark., 2018).

1.4.1.1. Toprak derinliğinin etkisi

Toprak derinliği arttıkça toprak altındaki sıcaklık dalgalanmaları azalmaktadır. Belli bir derinlikte sıcaklık yıl boyu neredeyse değişmemektedir. Toprak derinliği arttıkça yaz döneminde sıcaklık azalmakta kış döneminde ise artmaktadır. Bu nedenle ideal toprak derinliği THID sisteminin yazın daha düşük kışın daha yüksek çıkış sıcaklığına sahip olması için en önemli parametrelerdendir (Mihalakakou ve ark. 1994). Toprak derinliğinin THID performansına etkisi ile ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde kazı maliyetleri açısından optimum derinliğin 2 m-3 m olduğunu belirten araştırmaların genel bir kabul gördüğü anlaşılmakla birlikte 4 m toprak derinliğinden sonra sıcaklık değişiminin sistem verimliliğini etkilemeyeceği ve maliyet ve kurulum açısından uygun olmadığı görülmektedir (Lee ve Strand, 2008; Wu ve ark., 2007).

1.4.1.2. Toprak çeşidi

Farklı termofiziksel özelliklere, özellikle termal iletkenliğe sahip toprak türlerinin, THID sistemlerinin ısıl performansı üzerinde önemli bir etkisi vardır (Cuny ve ark., 2018). THID sistemlerinin yaygın olarak kullanıldığı farklı toprak çeşitlerinin ısıl iletkenlikleri ve diğer termal özellikleri Çizelge 1.3.'te gösterilmektedir.

Çizelge 1.3. Farklı toprak çeşitlerinin termal özellikleri (Ghosal ve ark., 2004).

Toprak cinsi	**Yoğunluk (kg/m^3)**	**Isı iletkenlik katsayısı (W/m K)**	**Isıl difüzyon (m^2/s)**	**Özgül ısı (J/kg K)**
Kil	1500	1.4	1.1×10^{-6}	848
İri Çakıl	2050	0.519	1.39×10^{-7}	1842
Granit	2640	3.0	1.4×10^{-6}	811
Kum	1500	0.3	2.5×10^{-7}	800
Hafif ve nemli	-	0.87	1.39×10^{-7}	-
Ağır ve nemli	-	1.30	5.55×10^{-7}	-
Ağır ve kuru	-	0.95	5.21×10^{-7}	-

Toprak çeşitleri arasında yüksek ısı iletkenliği, yüksek yoğunluk ve ısı kapasitesine sahip olanlar THID sistemi için uygundur (Abbaspour-Fard ve ark., 2011). THID sisteminin yerleştirildiği toprağın termal özelliklerinin yanında sahip olduğu nem miktarı da ısıl performansı etkilemektedir (Goswami ve Dhaliwal, 1985). Özellikle THID sisteminin soğutma amaçlı kullanıldığı yaz döneminde toprağın nemliliği etkinliği arttıran parametrelerdendir.

1.4.1.3. Toprak yüzey örtüsü

THID sisteminin yerleştirildiği toprak kadar yüzeydeki toprağında özellikleri sistemin ısıl performansını etkilemektedir. Çim kaplı toprak, çıplak toprak, yüksek nemli toprak, kumla kaplı toprak gibi farklı yer örtüleri, toprağın termal özelliklerine ve yeraltı sıcaklıklarına etki eden temel faktörlerdendir. (Mihalakakou, 2002; Mihalakakou, 1996). Yüzeydeki toprağın sıcaklığı; toprak yüzeyi ve dış hava arasındaki taşınımla ısı transferi, yüzey tarafından emilen güneş enerjisi, yüzeyden

suyun buharlaşmasından kaynaklanan enerji ve toprak yüzeyi ile güneş arasındaki net uzun dalga radyasyon alışverişi gibi faktörlere bağlıdır (Asghar, 1990). Toprak yüzeyinin nemlendirilmesi ve gölgeli olması THID sisteminin soğutma performansını arttıran etkenlerdendir. Toprak yüzeyi ile ilgili çalışmalarda kışın toprağın çıplak olmasının ısıtma kapasitesini, yazın ise kısa otlarla kaplı olmasının soğutma kapasitesini arttırdığı belirlenmiştir (Bansal, 1983; Yang, 2016).

1.4.1.4. Boru özellikleri

THID sisteminde kullanılan borunun malzemesi, uzunluk-kalınlık-yarıçapı ve dizilişi gibi çeşitli parametreler ısıl performansını önemli ölçüde etkiler (Bulut ve ark., 2018). THID sistemlerinde genel olarak PVC, çelik, bakır, alüminyum veya beton gibi farklı malzemelerden yapılmış borular kullanılır. Çalışmalar malzeme seçiminin boruya ait diğer parametrelere oranla THID performansına etkisinin daha sınırlı olduğunu göstermektedir. Çizelge 1.4.'te THID uygulamalarında yaygın olarak kullanılan malzemelerin termofiziksel özellikleri gösterilmektedir. Isı iletkenlik katsayıları arasındaki büyük farklara rağmen ısıtma ve soğutma kapasitelerinin neredeyse eşit olması malzeme seçiminde maliyet ve kullanılabilirlik gibi faktörlerin daha önemli olduğunu göstermektedir (Santamouris ve ark., 1996; Badescu, 2007).

Çizelge 1.4. Farklı malzemelerin termofiziksel özellikleri

Boru malzemesi	**Isı iletkenlik katsayısı (W/m K)**	**Yoğunluk (kg/m^3)**	**Özgül ısı kapasitesi (J/kgK)**
PVC	0.161	1380	900
Bakır	401	8933	385
Alüminyum	237	2702	903
Çelik	14.9	7900	477
Polietilen	0.45	-	2000
Demir	80.2	7870	447

Boru çapının THID üzerindeki etkisi incelendiğinde toprak ile borunun içinden geçen hava arasındaki ısı transferine doğrudan bir etkisinin olduğu anlaşılmaktadır (Vidhi, 2018). Tipik boru çapları normalde 10 ila 30 cm arasında değişir, ancak ticari uygulamalar için 1 m kadar büyük olabilir. Çalışmalar genellikle daha küçük yarıçaplı boruların daha yüksek ısı transfer katsayılarına sahip olduğunu dolayısıyla kullanımının daha uygun olduğunu ifade etmektedir. Bununla birlikte, bazı araştırmacılar tarafından, çıkış sıcaklığının artan yarıçapla önce azaldığı ancak daha sonra arttığı ilginç bir eğilim gözlemlenmiştir (Kumar ve ark., 2003; Kumar ve ark., 2003; Agrawal ve ark., 2018). Ayrıca sistemde kullanılacak boruların çapı ile ilgili göz önünde bulundurulması gereken diğer bir hususta boru çaplarındaki bir düşüş aynı zamanda hava hızında hızlı bir artışa ve buna bağlı basınç kayıplarına neden olarak fan tarafından tüketilen elektrik gücünün artmasına neden olacağıdır. Denklem 1.18.'de basınç kaybı hesabı, Denklem 1.19.'da ise fanın harcadığı enerji için gerekli hesaplama Denklem 1.20.'de ise THID sisteminin COP değeri gösterilmektedir (Liu ve ark., 2019).

$$\Delta P = \left[f \times \frac{L}{D} + 2 \times 1.3 \right] \times \rho \times \frac{v^2}{2} \tag{1.18}$$

$$W_{fan} = \frac{\Delta P \times V}{\eta} \tag{1.19}$$

$$COP = \frac{\dot{m}_h c_h \times (T_{hç} - T_{hg})}{W_{fan}} \tag{1.20}$$

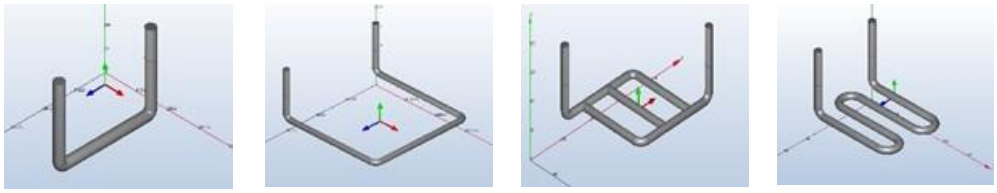
Boru kalınlığının THID üzerine etkisi de boru çapına benzer şekildedir. Daha az kalınlığa sahip borunun daha yüksek soğutma ve ısıtma kapasitesine sahip olduğu görülmektedir (Rosa ve ark., 2018). Özellikle dikey THID sistemlerinde borunun maruz kaldığı yüksek toprak basıncından dolayı boru kalınlığının seçiminde bu kriter göz önünde bulundurulmalıdır (Liu ve ark., 2019).

Boru uzunluğu arttıkça toprakla ısı transferi de artacağından THID sisteminin daha iyi bir performans göstermesi beklenir. Burada dikkat edilecek husus boru içindeki havanın sıcaklığı toprak sıcaklığına yaklaştıkça ısı transfer hızı

azalacağından daha fazla boru uzunluğu hava sıcaklığını etkilemeyecektir. Boru uzunluğunda da diğer parametrelere benzer şekilde belli bir noktadan sonra sıcaklığın değişmediği gözlemlenmektedir. Bundan dolayı iklim koşulları ve maliyet gibi etkenlerin göz önünde bulundurmasıyla optimum ölçülerin tespit edilmesi çok önemlidir (Agrawal ve ark., 2018).

Boruların arasındaki mesafe arttıkça bir borunun diğer boruya olan termal etkisi azalacağından bu durum THID sisteminin termal performansı üzerinde olumlu bir etki oluşturacaktır (Agrawal ve ark., 2018). Çalışmalarda borular arasında bırakılacak optimum mesafe ile ilgili farklı değerler görülse de sistemde kullanılan boru çapının yaklaşık iki katı mesafenin uygun olduğu ifade edilmektedir. Borular arasındaki mesafenin ısıtma kapasitesine kıyasla soğutma kapasitesine daha büyük oranda etki yaptığı da görülmektedir (Kabashnikov ve ark., 2002; Yoon ve ark., 2009).

Boru dizilişinin THID sistemine etkisi ele alındığında ısıl performansın yanında basınç faktörü de göz önünde bulundurulmalıdır. THID sisteminin yerleştirileceği alandan optimum faydayı alabilmek için farklı boru dizilişlerine sahip uygulamalar yapılmıştır Şekil 1.14.'te THID sistemine ait farklı boru dizilişleri gösterilmektedir (Bulut ve ark., 2017). Farklı boru dizilişlerine sahip bu sistemler arasında tercih yapılırken kazı maliyetleri, basınç kaybı, ısıtma-soğutma yükü ve iklim şartları göz önünde bulundurulmalıdır (Agrawal ve ark., 2019; Soares ve ark., 2021).



Basit tip U-tipi Grid tip S tipi

Şekil 1.14. THID sistemine ait farklı dizilişlerin görünümü

1.4.1.5. Hava debisinin etkisi

Havanın kütlesel debisinin çıkış havası sıcaklığı üzerinde önemli bir etkisi olduğu ve bunun artmasının yaz aylarında çıkış havası sıcaklığının yükselmesine, kış aylarında ise çıkış havası sıcaklığının düşmesine neden olduğu görülmektedir. Bu nedenle iç mekân termal ortamını iyileştirmek amacıyla hava kütle akış hızlarını azaltarak yaz döneminde daha düşük ve daha kararlı bir çıkış havası sıcaklığına ulaşılabilir. Benzer durum kış döneminde de geçerlidir. Bununla birlikte kütle akış hızının azaltılması yetersiz soğutma-ısıtma kapasitesi anlamına da gelmektedir. Bu nedenle, pratik uygulamalarda uygun bir kütle akış hızı seçilerek ideal çıkış hava sıcaklığı ile yeterli soğutma-ısıtma kapasitesi arasındaki denge sağlanmalıdır (Bansal ve ark., 2010; Bansal ve ark., 2009).

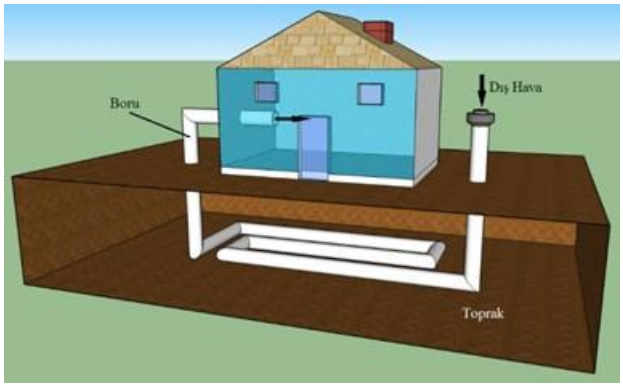
1.4.1.6. Diğer parametreler

THID sisteminin çalışma süresi, aralıklı veya sürekli çalışması performansı etkileyen diğer parametrelerdendir. İklimsel şartlar ve coğrafik konum da THID kurulum sürecinde göz önünde bulundurulması gereken faktörlerdendir. Ayrıca toprağa yerleştirilen boru sisteminin yalıtımı, bu yalıtım için kullanılacak malzeme, yalıtım kalınlığı ve uzunluğu da sistemin ısıl verimliliğini etkilemektedir.

1.4.2. THID çeşitleri

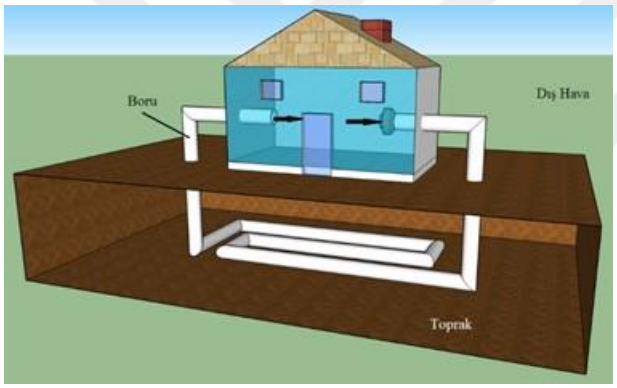
THID sistemleri uygulamalarda 3 farklı konfigürasyon olarak tasarlanmaktadır. Bunlar, açık devre, kapalı devre ve hibrit sistem olarak adlandırılabilir (Demirtaş, 2016; Chaturvedi ve Bartaria, 2015)

Açık devre THID sisteminin en yaygın kullanım oranına sahip çeşididir. Dış ortamdan alınan hava yazın soğutularak kışın ise ısıtılarak mahale veya işlem yapılacak alana verilir (Şekil 1.15.). Kapalı devre uygulamalara göre daha düşük bir verimliliğe sahip olsada taze hava kullanımı bu sistemin avantajı olarak ifade edilebilir (Bordoloi ve ark., 2018).



Şekil 1.15. Açık devre THID sistemi (Demirtaş, 2016)

Şekil 1.16.'da görüldüğü gibi mahalden aldığı havayı ısıttıktan veya soğuttuktan sonra tekrar mahale veren sisteme kapalı devre THID sistemi denir. Açık devre THID sistemine göre verimliliği daha yüksektir.



Şekil 1.16. Kapalı devre THID sistemi (Demirtaş, 2016)

THID sisteminin; klima, evoparatif soğutucular, ısıtıcılar, güneş bacası, havalı güneş kollektörleri gibi diğer ısıtma/soğutma cihazlarına entegre bir şekilde kullanıldığı uygulamalara hibrit sistem denir. Hibrit sistemlere ait uygulamalar incelendiğinde THID'in entegre olduğu sistemlerin verimliliğini ve performansını arttırdığı gözlemlenmektedir.

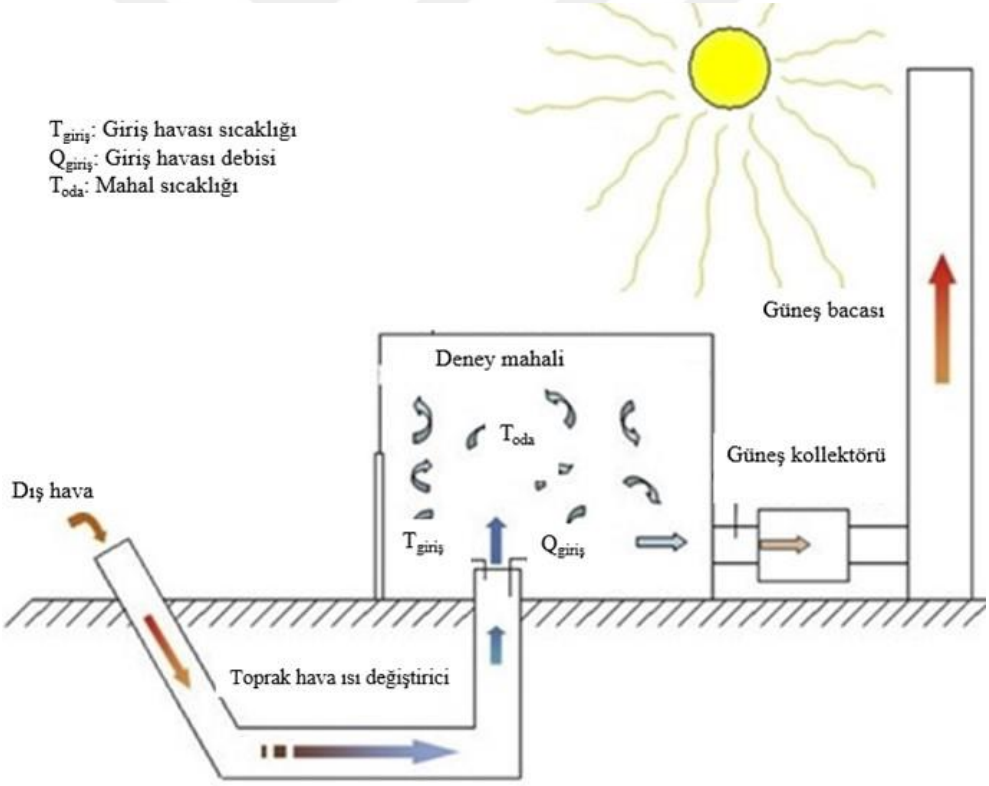
1.4.3. THID uygulamaları

THID uygulamaları yalnızca düşük miktarda enerji tüketen sistemler değil, aynı zamanda CO_2 emisyonlarını da azaltan pasif yenilenebilir enerji uygulamalarıdır. THID sistemleri, farklı iklim koşullarında çeşitli binalarda,

endüstriyel uygulamalarda, tarımsal seralarda ve hayvan barınaklarında soğutma, ısıtma ve havalandırma amaçları için başarıyla kullanılmaktadır. Bu sistemler iklimlendirme uygulamalarındaki toplam elektrik tüketimini azaltmak için geleneksel/geleneksel olmayan HVAC sistemleriyle hibrit/kombine şeklinde kullanılabilir. THID sistemlerinin kullanıldığı bazı uygulamalar aşağıda belirtilmiştir.

1.4.3.1. THID ve güneş bacası uygulaması

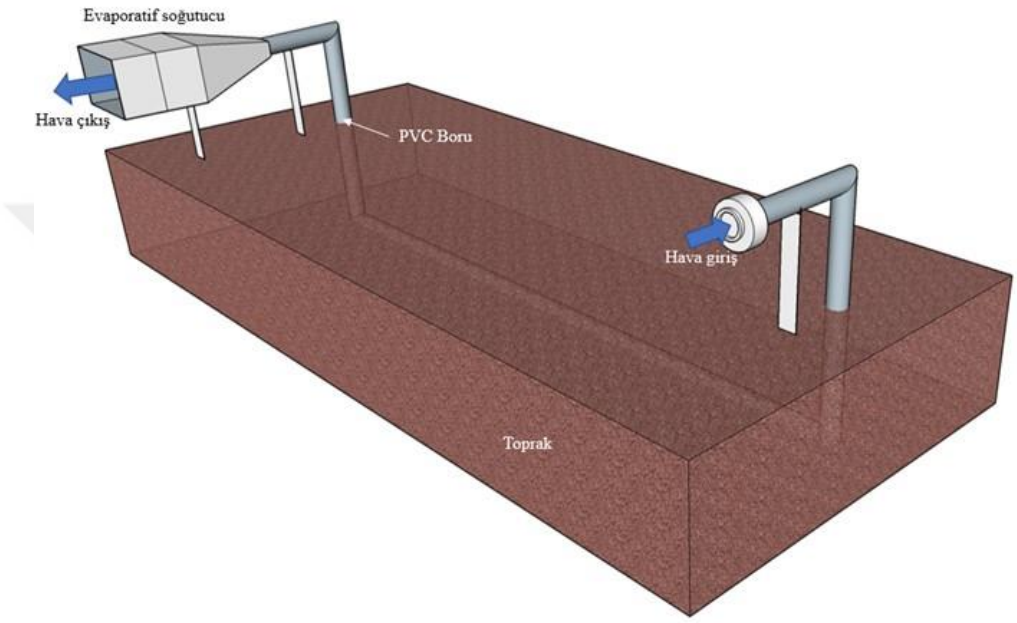
Isınan havanın doğal konveksiyonla yükselmesi esasına dayanan bu uygulamaya ait görsel Şekil 1.17.'de gösterilmektedir. Bu uygulamada THID sisteminde havanın hareketi için gerekli olan fan yerine doğal havalandırma sağlayan güneş bacası kullanılmaktadır.



Şekil 1.17. THID ve güneş bacası uygulaması (Li ve ark., 2014)

1.4.3.2. THID ve evaporatif soğutma sistemi uygulaması

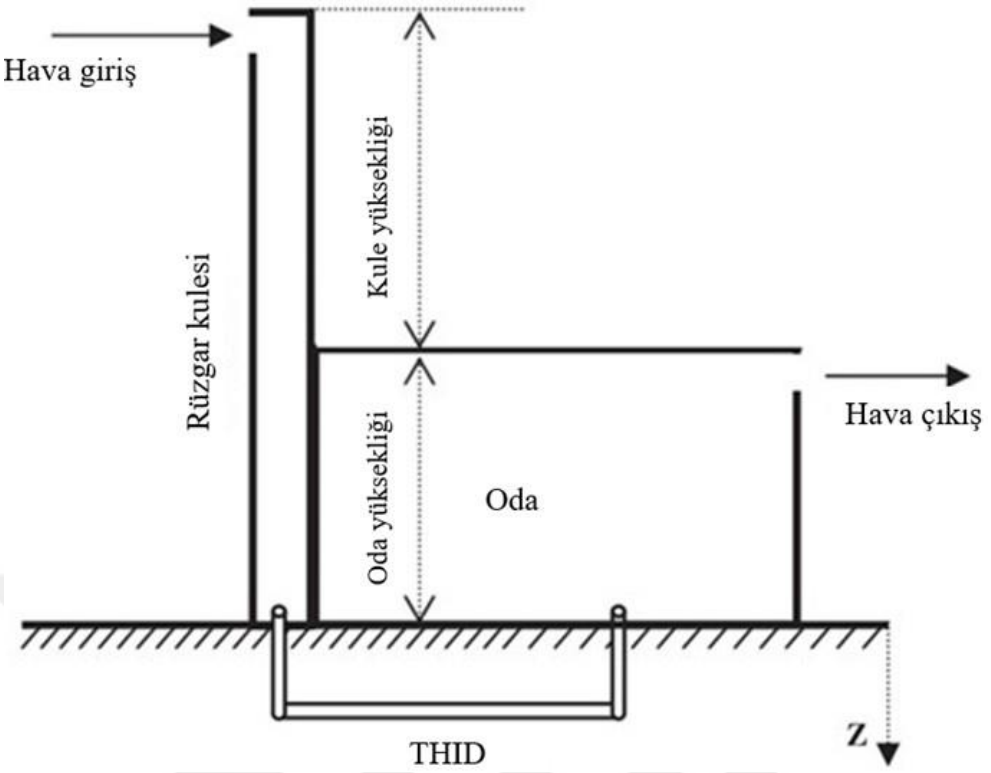
THID sistemine entegre edilen evaporatif soğutucu ile soğutma kapasitesinin arttırılması amaçlanmaktadır. Şekil 1.18.'de THID ve evaporatif soğutma sistemine ait şematik çizim gösterilmektedir.



Şekil 1.18. THID ve evaporatif soğutma sistemi uygulaması (Bansal ve ark., 2012)

1.4.3.3. THID ve rüzgâr kulesi uygulaması

Doğal havalandırma uygulamalarından biri olan rüzgâr kulelerinin kullanımı ile THID sistemlerinde fan olmadan hava geçişinin sağlanması amaçlanmaktadır. Şekil 1.19.'da rüzgar kulesinin entegre edildiği THID uygulamasına ait şematik çizim gösterilmektedir.



Şekil 1.19. THID ve rüzgâr kulesi uygulaması (Benhammou ve ark., 2015)

1.4.3.4. THID ve fotovoltaik sistem uygulaması

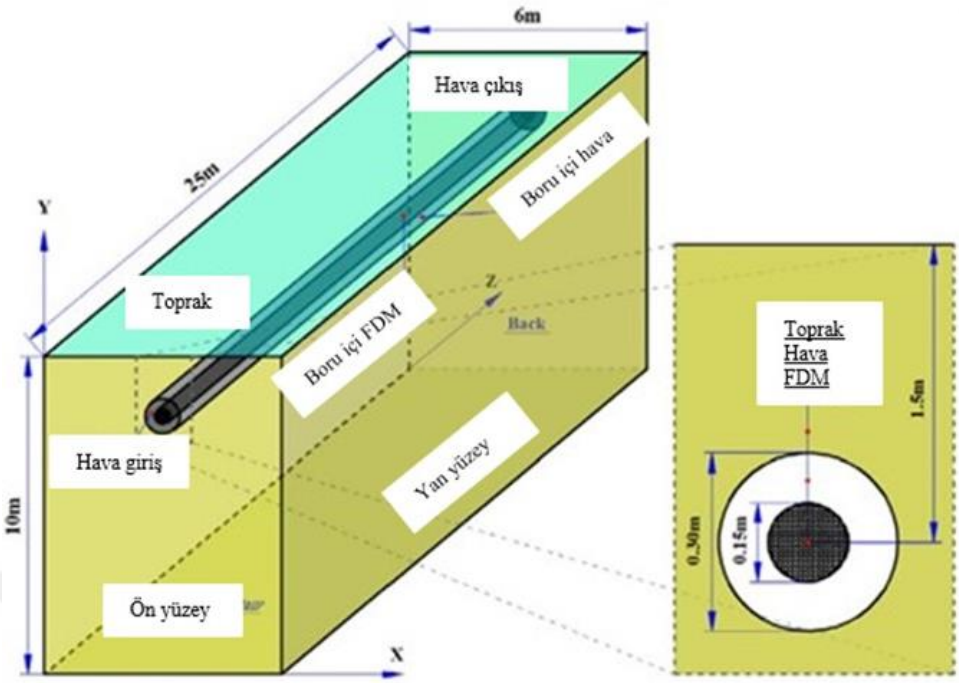
Bu uygulamada fotovoltaik panellerin yüksek sıcaklıklarda düşen performansını önlemek için THID ile panel yüzey sıcaklığının düşürülmesi amaçlanmaktadır. Şekil 1.20.'de THID ve fotovoltaik sistem uygulaması gösterilmektedir.



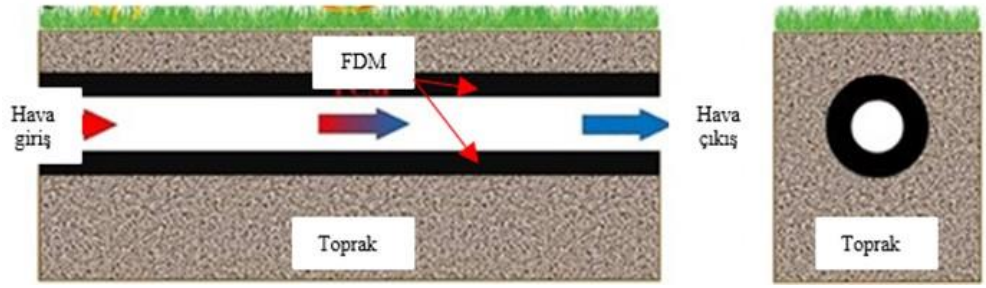
Şekil 1.20. THID ve fotovoltaik sistem uygulaması (Elminshawy ve ark., 2019)

1.4.3.5. THID ve faz değiştiren malzemeler (FDM) uygulaması

THID performansını ve ısıtma-soğutma kapasitesini arttırmak amacıyla sisteme FDM eklenen uygulamalardır. Şekil 1.21.'de FDM'nin THID sisteminin ortasından geçen bir borunun içine yerleştirildiği uygulama gösterilmektedir. Şekil 1.22.'de ise havanın içinden geçtiği borunun dış yüzeyindeki alana FDM'nin yerleştirildiği çalışma gösterilmektedir.



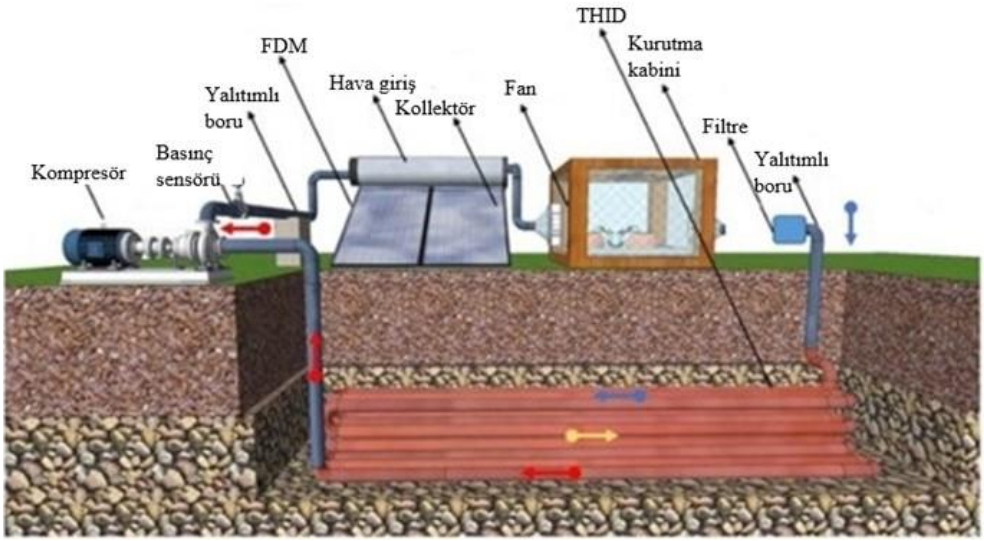
Şekil 1.21. THID ve boru içi FDM uygulaması (Zhou ve ark., 2020)



Şekil 1.22. THID ve boru dışı FDM uygulaması (Zhou ve ark., 2018)

1.4.3.6. THID ve güneş kollektörü uygulaması

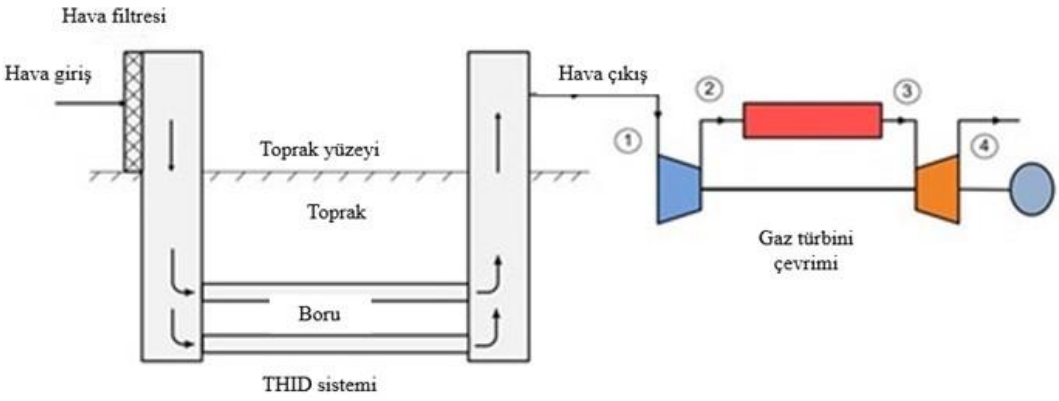
THID sistemine entegre edilen PCM destekli güneş kollektörü ile yapılan kurutma uygulaması Şekil 1.23.'de gösterilmektedir. Çalışmanın maliyet, kurutma süresi ve emisyon miktarını azalttığı, sistemin etkinliğini arttırdığı belirtilmektedir.



Şekil 1.23. THID ve güneş kollektörü uygulaması (Ananno ve ark., 2020)

1.4.3.7. THID ve gaz türbini uygulaması

THID sisteminin gaz türbini performansı üzerindeki uygulaması Şekil 1.24.'te gösterilmektedir. Bu uygulama ile THID sisteminin gaz türbininin çıkış gücü, verimliliği ve özgül yakıt tüketimine olumlu etkisi olduğu görülmektedir.

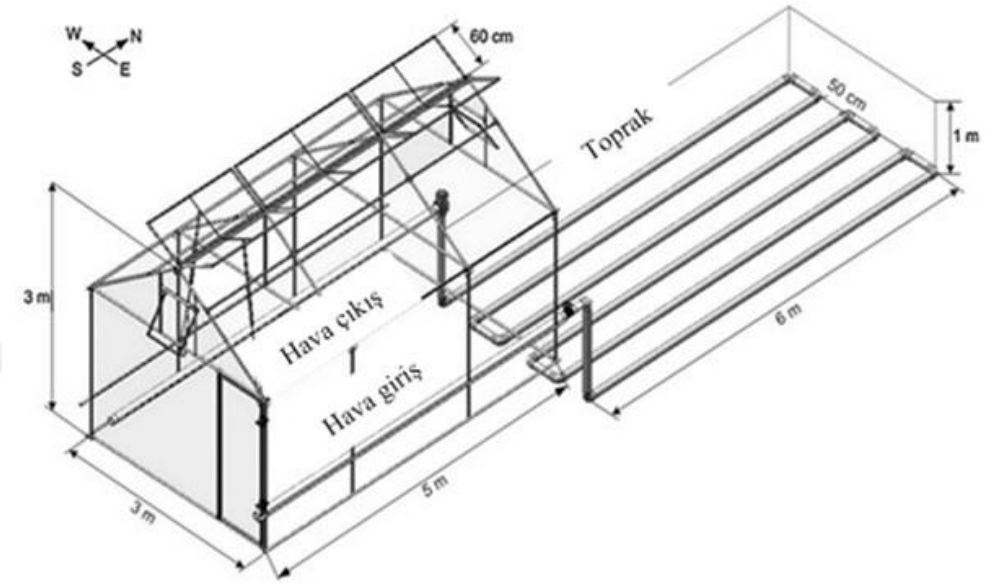


Şekil 1.24. THID ve gaz türbini uygulaması (Barakat ve ark., 2016)

1.4.3.8. THID ve sera uygulaması

THID sisteminin en yaygın kullanıldığı alanlardan biri de sera uygulamalarıdır. Şekil 1.25.'te THID sera uygulaması gösterilmektedir. Özellikle kış döneminde THID ile seranın ısıtılmasına ait uygulamalar yaygın olarak kullanılsada yaz

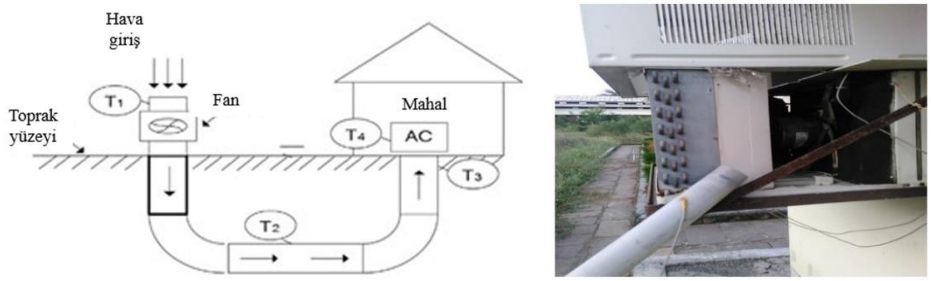
döneminde yüksek sıcaklıklarda sera havalandırma işlemlerinde THID kullanımına ait çalışmalar da mevcuttur.



Şekil 1.25. THID ve sera uygulaması (Mongkon ve ark., 2013)

1.4.3.9. THID ve hava kaynaklı ısı pompası uygulaması

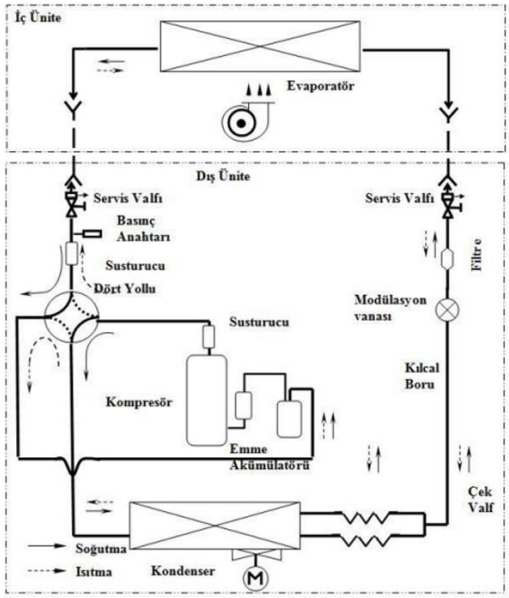
HKIP sistemlerine THID entegre edilmesi ile performans katsayısında, ısıtma-soğutma kapasitesinde artış, kompresör tarafından harcanan güç miktarında azalma meydana gelmektedir. Şekil 1.26.'da HKIP+THID uygulaması gösterilmektedir.



Şekil 1.26. THID ve hava kaynaklı ısı pompası uygulaması (Soni ve ark., 2016)

1.5. Isı Pompası

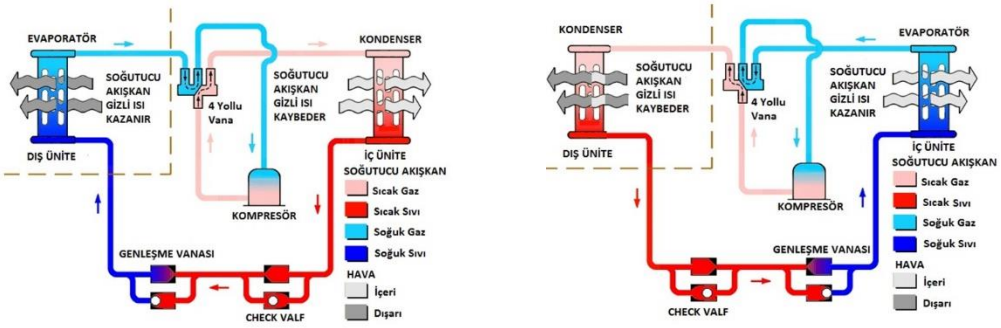
Isı pompası; elektrik enerjisini kullanarak düşük sıcaklıktaki bir ortamdan, daha yüksek sıcaklıktaki bir başka ortama ısı enerjisini, taşıyan makinedir. Isı pompası ve soğutma makinesi arsındaki tek fark kullanım amaçlarıdır. Isı pompasında amaç ısıtma yapmakken, aynı çalışma prensibine sahip soğutma makinesinde amaç soğutma yapmaktır. Bundan dolayı günümüzde ısı pompası kavramı her iki uygulama yerine de kullanılmaktadır. Isı pompasının şematik görünümü Şekil 1.27.'de gösterilmektedir



Şekil 1.27. Isı pompasının şematik görünümü (Megep, 2015)

Isı pompasının çevrimi bir soğutucu akışkanın buharlaştırma ve yoğuşturma döngüsü boyunca ısı aktarımı olarak açıklanabilir. Kompresör, soğutucu akışkanı iki ısı değiştirici arasında basınçlandırır. Evaporatörde soğutucu akışkan düşük basınçta buharlaştırılır ve çevresinden ısı çeker. Soğutucu akışkan daha sonra kompresör tarafından sıkıştırılarak kondensere gider ve burada yüksek basınçta yoğunlaşır. Bu noktada kondenser tarafından ortama ısı verilir. Kondenserden genleşme vanasına, basınç ve sıcaklığın düşürülmesi için gönderilen akışkan, genleşme vanasından sonra, basınç ve sıcaklığı düşürülmüş olarak tekrar buharlaştırıcıya gönderilir (Natural Resources,2004).

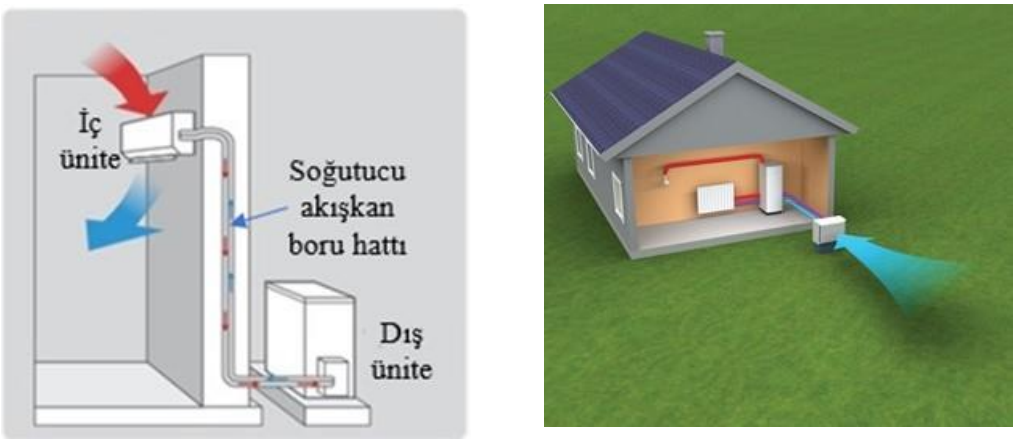
Isı pompasının ısıtma ve soğutma durumunda çalışmasının şematik gösterimi Şekil 1.28.'de gösterilmektedir.



a) Isıtma b) Soğutma

Şekil 1.28. Isı pompasının ısıtma ve soğutma durumunda çalışması (MMO, 2016)

Isı pompası ısı kaynağına göre 3'e ayrılır: Hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompası. Hava kaynaklı ısı pompalarında ısının atıldığı veya ısının çekildiği kaynak olarak dış ortam havası kullanılır (Şekil 1.29.). Hava kaynaklı ısı pompaları bazı kaynaklarda hava-hava ısı pompası olarak da adlandırılır. Isı pompası arasında en yaygın kullanıma sahip olan HKIP ile ilgili detaylı bilgi Bölüm 1.6.'da verilecektir.



Havadan havaya ısı pompası Havadan suya ısı pompası

Şekil 1.29. Havadan havaya ve Havadan suya ısı pompasının görünümü (Bilen ve Demir, 2021).

Su kaynaklı ısı pompaları havaya göre değişkenliği daha az olan ve kısmen sabit bir sıcaklığa sahip olan bir su kaynağının kışın ısı kaynağı yazın ise bir ısı kuyusu olarak kullanılması prensibine dayanır. Coğrafi şartlar açısından göl, deniz ve

ırmak gibi büyük su kütlelerine yakın alanlarda su kaynaklı ısı pompası daha fazla tercih edilir. Su kaynaklı ısı pompaları açık ve kapalı çevrim olarak iki farklı uygulama şeklinde kullanılmaktadır. Şekil 1.30.'da su kaynaklı ısı pompası gösterilmektedir.



Şekil 1.30. Su kaynaklı ısı pompasının görünümü (Bilen ve Demir, 2021).

Toprak kaynaklı ısı pompası ısıtma veya soğutma döngüsüne bağlı olarak ısı kaynağı veya ısı kuyusu olarak dış hava yerine toprağın sabit sıcaklığını kullanır. Hava ve suya göre yıl boyunca daha kararlı bir sıcaklığa sahip olan toprak, ısı pompası uygulamalarında ideal bir kaynak olarak kullanılmaktadır. Soğuk iç ortam sıcaklıklarının gerekli olduğu yaz aylarında, ısı pompasının iç serpantininde dolaşan sıvı, yapının içinden ısıyı toplar ve dış mekânda yerin altında bulunan bir boru sistemine pompalar. Isı daha sonra borular aracılığıyla toprağa emilir ve sıvı tekrar üniteye geri döndürülür. Kışın, süreç tersine çevrilir. Toprak kaynaklı ısı pompasında yer altına yerleştirilen ısı değiştiricinin seçiminde toprağın ısı iletim katsayısı, yoğunluğu, nem miktarı ve gömme derinliği gibi faktörler çok önemlidir. Toprak altına yerleştirilecek ısı değiştiricileri, yatay veya dikey borulu olarak yerleştirilebilir. Toprak kaynaklı ısı pompası yatay tip ve dikey tip olmak üzere ikiye ayrılır (Şekil 1.31.). Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası için en uygun toprak derinliği, 1 m - 2 m arasındadır. Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası için uygun derinlik, 30 m - 150 m arasındadır.



a b

Şekil 1.31. Toprak kaynaklı ısı pompasının görünümü a) Yatay borulu, b) Dikey borulu (Bilen ve Demir, 2021).

1.6. Hava Kaynaklı Isı Pompası

Hava kaynaklı ısı pompaları biri iç ünite ve biri de dış ünite olmak üzere 2 kısımdan oluşan ve ısı kaynağı/kuyusu olarak dış havayı kullanan cihazlardır. Bu sistemler ısıtma durumunda dış ortam havasından ısıyı alarak mahale aktarırlar. Benzer şekilde soğutma durumunda iç ortamdan yani mahalden ısıyı alarak dış ortama aktarırlar. Hava kaynaklı ısı pompalarıyla ilişkili en önemli sorun, dış hava sıcaklığının sürekli değişkenlik göstermesidir. Isı gereksiniminin en yüksek olduğu dönemlerde, yani soğuk kış aylarında, dış ortam havasının sıcaklığının genellikle en düşük derecelerde olması HKIP'nın etkin bir şekilde çalışmasını engellemektedir. Yaz döneminde de yüksek dış ortam sıcaklıklarında benzer problem yaşanmaktadır. Bu nedenle, genellikle dış hava sıcaklıkları ısı pompasının etkin kullanımına uygun bir seviyeye gelinceye kadar sistemin çalışma performansı düşük seyretmektedir. Hava kaynaklı ısı pompaları, kış sıcaklıklarının genellikle 0°C'nin üzerinde olduğu bölgelerde en verimli şekilde çalışır. Kış sıcaklıklarının sıklıkla donma noktasının altına düştüğü iklimlerde, hava kaynaklı ısı pompasıyla birlikte bir yedek yardımcı ısıtıcı kullanılmalıdır. Toprak kaynaklı ısı pompaları, benzer ısıtma ve soğutma yüklerine sahip alanlarda hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha verimli ve ekonomik çalışır.

HKIP'nın diğer ısı pompalarına göre avantajlarının başında kurulumunun kolay olması gelmektedir. Bütün yapı çeşitlerinde kolaylıkla kullanılabilen HKIP'nın montajının kolay olması ve esnek kurulum özelliğine sahip olması maliyet açısından da önemli bir avantajdır. Günümüzde kullanılan çoğu HKIP'nın sahip olduğu inverter teknolojisi sayesinde kompresörün harcadığı enerji minimum değerlere düşmekte ve böylece önemli bir enerji tasarrufu sağlanmaktadır. HKIP kurulum, bakım ve maliyet gibi avantajlarının yanında fosil yakıtları doğrudan kullanmadığından çevreci bir teknoloji olarak kabul edilmektedir.

HKIP'nın dezavantajlarının başında hava sıcaklığının anlık değişimlerinden dolayı sistem performansının düşmesi gelmektedir. Dış hava sıcaklığının düşmesi sonucunda evoparatörün buzlanması ve bunu engellemek için gerekli olan defrost işleminde harcanan enerji yine sistem kapasitesini ve performansını olumsuz yönde etkilemektedir.

HKIP sistemi kompresör, kondenser, evaporatör ve genleşme valfı olmak üzere dört ana elemandan oluşur. Bu temel elemanların dışında dört yollu vana, ısı değiştirici, akümülatör, presostat, susturucular, yağ ayırıcı, sıvı tankı ve kurutucu filtre gibi yardımcı elemanlarda bulunmaktadır.

Kompresörler ısı pompası sistemlerinin en önemli elemanıdır. Soğutucu akışkanın çevrim boyunca hareketini kompresör sağlamaktadır. Buharlaştırıcıda bulunan alçak basınçta buhar fazındaki soğutucu akışkanın basıncını yükselterek yoğuşturucuya gönderen ve bunun için belli bir enerji tüketen makinelerdir. Kompresör veriminin HKIP verimine büyük bir etkisi olduğundan farklı çalışma şartlarına ve farklı kapasitelere uygun farklı kompresör çeşitleri bulunmaktadır. HKIP sistemlerinde yaygın kullanılan kompresör çeşitleri pistonlu, rotorlu ve scroll tip kompresörlerdir.

Yoğuşturucular (Kondenser) kompresörden yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar halinde gelen soğutucu akışkanın ısısını dış ortama vererek sıvı faza geçmesini sağlayan temel elemanlardır. Yoğuşturucular HKIP sisteminin yüksek basınç

bölgesinde konumlandırılmaktadır. Hava soğutmalı ve su soğutmalı olmak üzere 2 farklı kondenser tipi vardır.

Yoğuşturucudan atılan ısı miktarı, Q_{kon}, Denklem 1.21.'de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır. U_{kon} kondenserin toplam ısı geçiş katsayısını [W/m^{2}K], A_{kon} ısı tranfer edilen toplam alanı [m^2], ΔT_m ortalama logaritmik sıcaklık farkını, [K] göstermektedir (Bergman ve ark., 2011).

$$Q_{kon} = U_{kon} \times A_{kon} \times \Delta T_m \quad (1.21.)$$

Buharlaştırıcılar (Evaporatör) doymuş sıvı-buhar karışımı olarak genleşme valfinden gelen soğutucu akışkanın doymuş buhar olarak çıkmasını sağlayan ısı değiştiricileridir. Evaporatör bu işlemi etraftan ısı çekerek sağlar. Isı pompasının konumlandırılacağı alan, soğutucu akışkanın çalışma şartları, soğutulmak istenen akışkanın (hava veya su) sirkülasyon yöntemi vb. farklı uygulama ve durumlara göre farklı evaporatör çeşitleri bulunmaktadır.

Buharlaştırıcının ortamdan çektiği ısı miktarının Q_{evap}, hesabı yoğuşturucu ile benzer şekilde Denklem 1.22.'de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır. U_{evap} evaporatörün toplam ısı geçiş katsayısını [W/m^{2}K], A_{evap} ısı tranfer edilen toplam alanı [m^2], ΔT_m ortalama logaritmik sıcaklık farkını [K] ifade etmektedir (Bergman ve ark., 2011).

$$Q_{evap} = U_{evap} \times A_{evap} \times \Delta T_m \quad (1.22.)$$

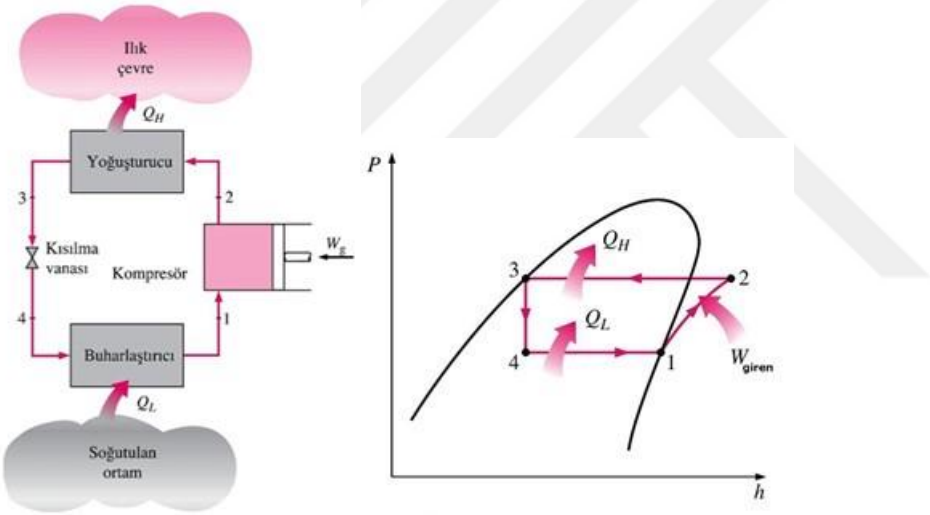
Genleşme valfi kısılma vanası olarak da adlandırılır. Görevi soğutucu akışkanın basıncını buharlaşma basıncına düşürmektir. Sabit entalpide gerçekleşen bu işlem sonucunda düşük sıcaklıklara ulaşılır. Kılcal boru, otomatik, termostatik ve elektronik genleşme valfi gibi çeşitleri mevcuttur.

1.6.1. HKIP çalışma prensibi

Isı pompası çalışmasının iki ana aşaması, soğutma ve ısıtma çevrimleridir. Bu çevrimlerin dışında evaporatördeki buzlanmayı önlemek için yapılan defrost uygulaması da ısı pompasının çalışmasındaki temel işlemlerdendir.

1.6.1.1. Soğutma çevrimi

Isı pompasının soğutma durumunda çalışması buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan bir çevrimdir. Şekil 1.32.'de soğutma çevrimine ait diyagram gösterilmektedir (Çengel ve Boles, 2013).



Şekil 1.32. Soğutma çevriminin şematik görünümü ve P-h diyagramı

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi dört hal değişiminden oluşur:

1→2 *Kompresörde izentropik sıkıştırma*

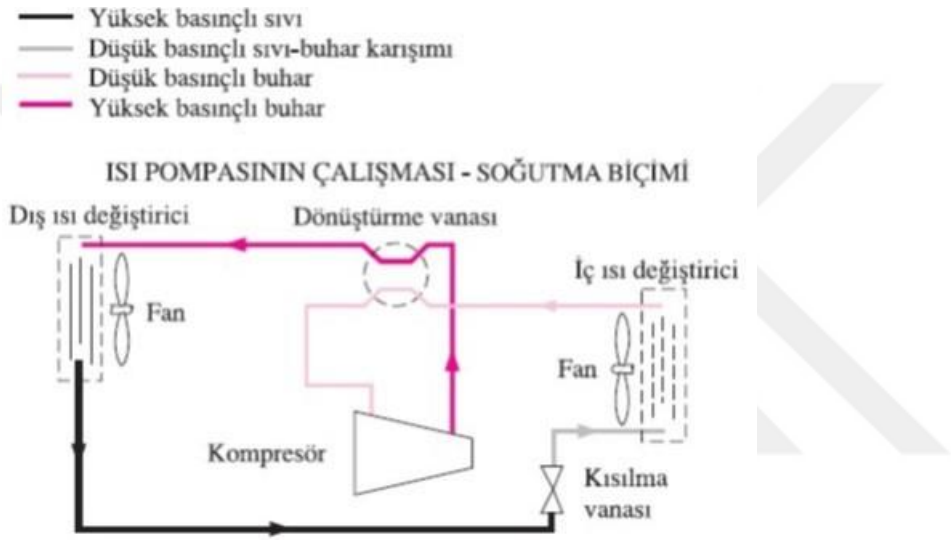
2→3 *Yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ısı verilmesi*

3→4 *Genleşme vanasında kısılma*

4→1 *Buharlaştırıcıda sabit basınçta ısı alınması*

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan 1 noktasında ilk olarak kompresöre doymuş buhar olarak girer ve burada yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Bu izentropik sıkıştırma esnasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı ortam

sıcaklığının üzerine çıkar. Daha sonra soğutucu akışkan 2 noktasında kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve ortama ısı verilmesi ile 3 noktasında doymuş sıvı olarak yoğuşturucudan çıkar. Soğutucu akışkan yoğuşturucudan sonra genleşme vanasından geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kadar kısılır. Bu işlem sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Daha sonra soğutucu akışkan 4 noktasında doymuş sıvı olarak buharlaştırıcıya girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak buharlaşır. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkan soğutucu akışkan kompresöre tekrar girerek çevrimi tamamlar (Şekil 1.33.).



Şekil 1.33. Isı pompasının soğutma çevrimi (Çengel ve Boles, 2013)

Soğutma çevriminin performans katsayısı, $COP_{soğutma}$,Denklem 1.23.'te gösterildiği üzere soğutma yükünün, Q_L, kompresörün tükettiği güce, W_{giren} oranına eşittir (Çengel ve Boles, 2013).

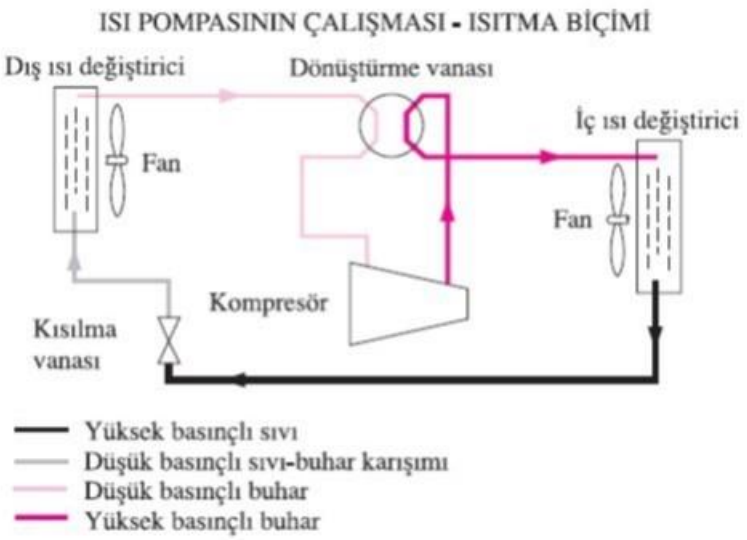
$$COP_{soğutma} = \frac{Q_L}{W_{giren}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.23)$$

1.6.1.2. Isıtma çevrimi

Isı pompasının ısıtma çevrimi ile soğutma çevrimi arasında kullanım amacı dışında herhangi bir fark yoktur. Soğutmada amaç mahalde bulunan iç ünitedeki serpantinlerden düşük basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkanı geçirerek ortamdan

ısı çekmekken ısıtma çevriminde iç ünitedeki serpantinlerden yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan geçirilerek ortama ısı verilir.

Bir ısı pompasının ısıtma çevrimi, soğutucu akışkanın dış serpantinlerden sirkülasyonu ile başlar. Soğutucu akışkan başlangıçta düşük basınç ve sıcaklıkta sıvı haldedir, ancak bir süre sonra dış havadan ısı çekerek sıcaklığını kaynama noktasına yükseltir. Kaynama noktasına ulaştığında, soğutucu akışkan doymuş buhar fazına geçer. Daha sonra kompresör tarafından sıkıştırılır ve yüksek basınç ve sıcaklık altında iç serpantinlerde dolaştırılır ve burada serpantinlerin etrafında dolaşan daha soğuk oda havası ile temasa geçer. Soğutucu akışkanın ortama ısı vermesi, yoğunlaşmasına ve sıvı hale dönmesine neden olur. Soğutucu akışkan sıvı durumuna döndükten sonra basınç düşürücü cihazdan (genleşme valfi) geçer ve ardından ısıtma döngüsünün yeniden başladığı dış serpantinlere geri döner (Şekil 1.34.).



Şekil 1.34. Isı pompasının ısıtma çevrimi (Çengel ve Boles, 2013).

Isıtma çevriminin performans katsayısı, $COP_{ısıtma}$, Denklem 1.24.'te gösterildiği gibi ısıtma yükünün, Q_H, kompresörün tükettiği güce, W_{giren}, oranına eşittir (Çengel ve Boles, 2013).

$$COP_{ısıtma} = \frac{Q_H}{W_{giren}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (1.24)$$

Özetle ısı pompasındaki ısıtma ve soğutma çevrimi, mahalin ısıtılması ve soğutulması isteğine bağlı olarak ısı transferinin hareketini veya yönünü tersine çevirmek üzere tasarlanmıştır. Sonuç olarak, iç ve dış serpantinler, ısıtma veya soğutma döngüsüne bağlı olarak işlevlerini değiştirir. Dış serpantin soğutma çevriminde kondenser, ısıtma çevriminde evaporatör olur. İç serpantin ise soğutma çevriminde evaporatör, ısıtma çevriminde kondenser olur.

Isı pompası ısıtma döngüsündeyken dış hava nispeten soğuk olduğundan ve dış serpantin bir evaporatör görevi gördüğünden, belirli sıcaklık ve bağıl nem koşulları altında serpantin yüzeyinde buzlanma oluşur. Serpantinlerdeki bu buz tabakası ısı pompasının verimli çalışmasını engellemektedir. Evaporatör yüzeyinde meydana gelen karlanma veya buzlanmayı önlemek amacıyla yapılan eritme işlemine defrost denir. Defrost uygulaması evaporatörde oluşan buz tabakasının kalınlığına ve yüzey sıcaklığına bağlı olarak otomatik veya manuel kontrollü uygulanır. Farklı defrost yöntemleri olmakla birlikte elektrikle (rezistanslı) defrost yöntemi en yaygın yöntemdir. Diğer bir yöntem ise ısı pompası çevriminin belirli aralıklarla tersine çevrilmesi işlemidir. Bu yöntem ile dış serpantini geçici olarak ısıtmak ve oluşan buzlanmayı veya karlanmayı eritmek mümkündür.

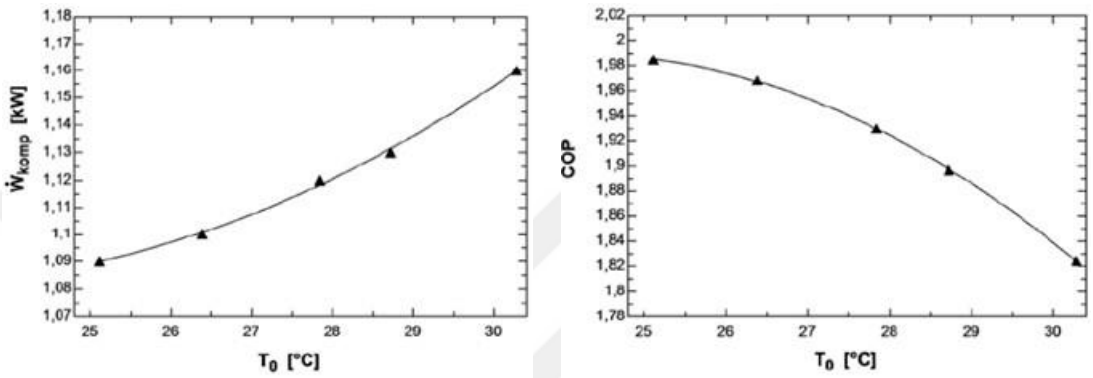
1.6.2. HKIP performansına etki eden parametreler

HKIP'nın ısıtma ve soğutma durumundaki performansına etki eden birçok faktör vardır. Dış ortam sıcaklığı, ısı pompasında kullanılan soğutucu akışkan, kapasite ve bu kapasiteye uygun kompresör seçimi HKIP performansına etki eden temel parametrelerdendir.

1.6.2.1. Dış ortam sıcaklığının etkisi

Soğutma durumunda, dış ortam hava sıcaklığı arttıkça HKIP'nın kompresör çıkışındaki basıncı artmakta ve dolayısıyla kompresörün harcadığı enerji de artmaktadır (Kocatürk ve Salman, 2006). Dış hava sıcaklığının artması HKIP dış ünite sıcaklığının artmasına, soğutma kapasitesi için gerekli iş miktarının artmasına

ve sonuç olarak soğutma performansının ve HKIP'nın COP değerinin düşmesine sebep olmaktadır. Dış ortam sıcaklığının ortalama %20 artmasına karşın soğutma durumundaki bir HKIP'nın COP değerinin %8 azaldığı, benzer şekilde kompresörün tükettiği enerjinin %7 arttığı tespit edilmiştir. Kompresörün harcadığı gücün ve COP değerinin dış hava sıcaklığına (T_0) göre değişimi Şekil 1.35.te gösterilmektedir (Töre ve Kılıçarslan, 2016).



Şekil 1.35. Kompresörün harcadığı gücün ve COP değerinin dış hava sıcaklığına göre değişimi

HKIP'nın ısıtma durumunda da dış hava sıcaklığı ile ısıtma performansı arasında soğutma durumundakine benzer bir ilişki bulunmaktadır. Dış hava sıcaklığının standart çalışma sıcaklığının altına düştüğü soğuk iklimlerde yapılan çalışmalarda ısıtma etkinliğinin ve kapasitesinin dış sıcaklık düştükçe azaldığı kompresörün çektiği gücün arttığı tespit edilmiştir (Baxter ve ark., 2014).

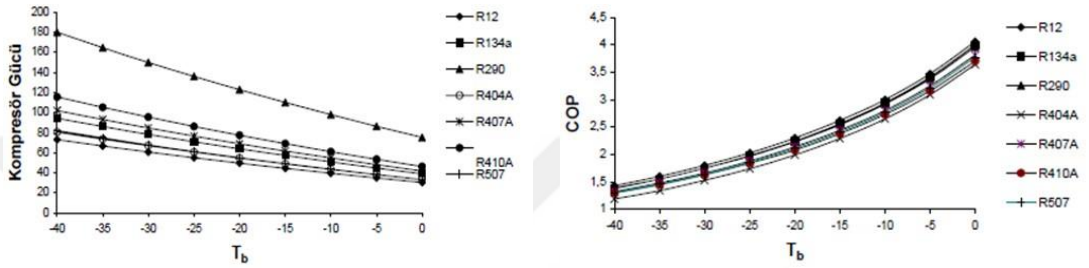
1.6.2.2. Kullanılan soğutucu akışkanın etkisi

HKIP sistemlerinde soğutucu akışkan seçiminde performans katsayısı, enerji ve ekserji verimliliği gibi faktörlerin yanında çevresel etkiler ve küresel ısınma potansiyeli de göz önünde bulundurulmalıdır.

İklim değişikliği ve buna bağlı çevresel problemlerin enerji ile ilgili çalışmalara yön verdiği günümüz dünyasında iklimlendirme sistemlerinde de bu husus göz önünde bulundurulmaktadır. HKIP'nda kullanılan soğutucu akışkanların seçiminde yüksek verimliliğe sahip olmasının yanında küresel ısınma ve ozon

tabakasına zarar verme potansiyeli de dikkat edilmesi gerekilen en önemli faktörlerdendir (Koç ve ark., 2021).

Farklı soğutucu akışkanların HKIP performansına etkisi Şekil 1.36.'da gösterilmektedir. Kompresörün tükettiği güç ve COP değerindeki değişim HKIP sistemlerinde uygun soğutucu akışkan kullanımının önemini göstermektedir. (Ataer ve ark., 2011)



Şekil 1.36. Kompresör gücü ve COP değerinin farklı soğutucu akışkanlar için değişimi

1.6.2.3. Kompresör seçiminin etkisi

İklimlendirme sistemlerinde yaygın bir kullanıma sahip olan HKIP'nın etkinliği ve ısıtma-soğutma kapasitesi kullanılan kompresörün özelliklerine doğrudan bağlıdır. Kompresörün inverter özelliğinin olması enerji verimliliği açısından en önemli özelliklerdendir.

1.7. Çalışmanın Amacı

Bina iklimlendirmesi için gerekli olan enerjinin büyük bir kısmı fosil enerji kaynaklarından karşılanmaktadır. Bu ihtiyacın karşılanmasında yenilenebilir enerji kaynaklarından daha fazla faydalanılması enerjide dışa bağımlılığı ve sürekli artan enerji talebinin sebep olduğu çevresel problemleri azaltmak için hayati bir öneme sahiptir.

Uluslararası Enerji Ajansı tarafından yapılan araştırma sonucunda binalarda iklimlendirme için harcanan enerjinin büyük bir artış eğiliminde olduğu görülmektedir. Sadece soğutma için harcanan enerjinin bina enerji tüketiminin

%20'sini oluşturduğu ve 2050 yılında bu oranın yaklaşık 3 katına çıkacağı belirtilmektedir (IEA, 2018). Bu ve buna benzer çalışmalar yaşam standartları arttıkça, sağlık, refah ve ekonomik üretkenliğe fayda sağlayan konfor iklimlendirmesine talebin artacağını göstermektedir. Bu artış doğal olarak ülkelerin toplam enerji talebi ve elektrik şebekeleri üzerinde önemli bir baskı oluşturacak ve emisyonları artıracaktır.

Bu çalışmada hava kaynaklı ısı pompası etkinliğinin toprak enerjisinden faydalanarak arttırılması araştırılmıştır. Toprağın sahip olduğu ısıl enerji potansiyelini kullanmak için THID sisteminden yararlanılmıştır. Tez çalışması kapsamında geliştirilen tasarım ile HKIP dış ünitesine yaz aylarında ısı atabileceği kış aylarında da ısı çekebileceği bir dış ortam oluşturulmuştur. THID sistemini çalıştırmak için gerekli olan enerji fotovoltaik panellerden karşılanmıştır. Fotovoltaik panellerin yüksek sıcaklıklarda düşen performansını THID kullanarak arttırmak çalışmanın diğer bir özgün tarafını oluşturmaktadır. Toprak hava ısı değiştiricisinin farklı uygulama alanlarının araştırıldığı ve deneysel olarak uygulanabilirliğinin incelendiği tez çalışmasında sıcaklık, basınç, hava hızı, güneş ışınımı, akım, voltaj gibi parametreler ölçülerek teorik hesaplamalar yapılmış ve bu hesaplamalara dayanan enerji- ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Çalışma farklı sistem ve uygulamalardan meydana geldiği için konular ile ilgili literatür araştırması 4 ana başlık altında toplanmıştır. HKIP ve THID ile ilgili çalışmalar ayrı ayrı ele alınırken ayrıca bu iki sistemin beraber kullanıldığı uygulamalarda bir diğer başlık olarak değerlendirilmiştir. Bu çalışmada deneysel olarak araştırılan bir diğer uygulama olan THID-PV soğutma uygulamasına ait önceki çalışmalar ayrıca özetlenmiştir.

2.1. HKIP Etkinliği ile İlgili Çalışmalar

İklimlendirme uygulamalarında HKIP kullanımının her geçen gün artması bu sistemlerin etkinliği ve enerji verimliliği ile ilgili çalışmaların da artmasına sebep olmaktadır. Bölüm 1.6.'da HKIP'nın çalışma prensibi, temel elemanları ve performansına etki eden parametreler incelenmiştir. Bu kısımda HKIP sistemleri ile ilgili genel çalışmalar ele alınırken özellikle dış ortam sıcaklığının ısı pompası verimliliğine etkisi ile ilgili uygulamalar derlenmiştir.

Atmaca ve ark. (2021), evaporatif soğutmalı kondenserli split tip bir klimanın performansını incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlar konvansiyonel tip hava soğutmalı kondenserli bir klimadan alınan verilerle karşılaştırılarak kondenserin evaporatif soğutulmasının performans parametreleri ve enerji verimliliği üzerindeki etkisi belirlenmiştir. İki sistemin farklı ortam koşulları için aynı anda test edildiği çalışmada dış ortam sıcaklığı ve bağıl nemin hem toplam güç tüketimi hem de COP üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sonuçlar; dış ortam sıcaklığının ve bağıl nemin COP, toplam güç girişi, soğutma ve ısıtma kapasitesi üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir.

Vocale ve ark. (2014), tarafından dış hava koşullarının HKIP performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Dış hava sıcaklığı ve bağıl nemin değerlendirdiği çalışmada ayrıca defrosttan kaynaklanan enerji tüketimi de incelenmiştir. COP

değerinin özellikle soğuk ve yağışlı havalarda %20'lik bir oranda azaldığı, SCOP'de ise bu oranın yaklaşık %13 olduğu ifade edilmiştir. Zheng ve ark. (2017), dış ortam sıcaklığının yanında ısıtma-soğutma kapasitesinin de HKIP'nın performansına etkisini incelemişlerdir.

Isı pompalarının yaşam döngüsü maliyet çalışmaları ve ekonomik yaşam döngüsü analizleri bu sistemlerin iklimlendirme uygulamalarında tercih edilmesinin temel faktörlerindendir. Bu konuda yapılan çalışmalar ısı pompası sistemlerinin kullanımını teşvik eden ve daha verimli ve maliyet-etkin sistemler olduğu gösteren araştırmalardır. Vellei (2014), ısı pompaları için çevresel ve ekonomik yaşam döngüsü performansını etkileyen faktörleri araştırdığı çalışmasında dikkate alınması gereken en önemli maddeleri doğru kapasite belirlenmesi, hibrit sistemlerin kullanılması ve termal yüklerin dengeli yıllık dağılımı olarak ifade etmiştir. Söğüt ve Karakoç (2013), ısı pompalarında çevresel etki oranı ve ekserjetik verimlilik oranını araştırdıkları çalışmalarında bu değerlerin enerji verimliliği noktasında göz önünde bulundurulması gerektiğini belirtmişlerdir.

Bina iklimlendirmesinin elektrifikasyonu, iklim değişikliği eylem planlarında düşük karbonlu bir çözüm olarak önerilmektedir. Bu kapsamda Carroll ve ark. (2020) tarafından yapılan çalışmada binalarda HKIP kullanımı; defrost, sistem yönetimi ve akıllı şebeke talep yanıt bileşenleri olarak ele alınmıştır. Özellikle HKIP'nın ısıtma potansiyelinin ele alındığı araştırmada sistem verimliliğinin ısıtma sistemi konfigürasyonuna, kurulumuna, kontrolüne, bina yapısına ve kullanıcı çalışmasına bağlı olduğu ifade edilmiştir.

Buhar sıkıştırmalı HKIP sistemi, basit yapısı ve düşük maliyeti nedeniyle yaygın olarak uygulanmaktadır. Zhang ve ark. (2018), HKIP'nın soğuk iklimlerdeki uygulamalarını ele aldıkları çalışmalarında tek kademeli, iki kademeli ve çok kademeli sıkıştırma işlemlerinin sistem performansına etkisini incelemişlerdir. Ayrıca farklı çalışma akışkanlarına ve ara konfigürasyonlara sahip her tip sıkıştırma sisteminin ısıtma performansları ve özellikleri analiz edilmiştir. Çalışma sonucunda hem ısıtma performansı hem de ilk maliyet açısından en verimli sistemin iki

kademeli sıkıştırma sistemi olduğu ifade edilmiştir. Jin ve ark. (2015), dış ünitenin konumlandırılacağı yerin ısı pompası verimliliğine etkisini incelemiştir. Dış ünitenin veya kondenserin duvara mesafesi, fan panjurundan optimum uzaklık ve rüzgârın geliş açısının iklimlendirme sisteminin performansında etkili olduğunu belirtmişlerdir.

HKIP sistemlerinin TKIP sistemleri ile karşılaştırıldığı birçok çalışma mevcuttur. Sürekli değişen dış hava sıcaklığından olumsuz etkilenen HKIP performansına karşın TKIP yüksek bir performansa sahiptir. Maddah ve ark. (2020), yaptıkları çalışmada farklı soğutucu akışkanların ve ekonomizerin HKIP ve TKIP üzerine etkisini enerji, ekserji, çevresel ve ekonomik denklemleri kullanarak analiz etmişlerdir. Bu kapsamlı çalışmanın sonuçları incelendiğinde TKIP'nın COP ve ekserji verimliliği değerlerinin HKIP'ndan daha yüksek olduğu ve her iki sistem için de en iyi soğutucu akışkanın R134A olduğu belirtilmiştir. Çevresel ve ekonomik analizler sonucunda TKIP kullanımının CO_2 emisyon miktarını önemli ölçüde düşürdüğü ve maliyet açısından büyük bir fayda sağladığı tespit edilmiştir. Bu avantajlara karşın HKIP'nın özellikle kurulum ve kullanımındaki kolaylık diğer ısı pompalarına karşın çok daha yaygın bir kullanım sağlamaktadır. Bu tez kapsamında yapılan çalışma ile TKIP sistemlerinin sabit bir sıcaklıktaki ısıl kaynak sayesinde sahip olduğu yüksek performansın THID kullanılarak HKIP sisteminde de elde edilmesi amaçlanmaktadır.

2.2. Mahal İklimlendirmede THID Kullanımı ile İlgili Çalışmalar

THID sistemleri hakkında Bölüm 1.4.'de detaylı bilgiler verilmektedir. İlgili bölümde THID performansına etki eden parametreler, THID çeşitleri ve uygulamaları ele alınmıştır. Bu kısımda mahal iklimlendirmede THID kullanımı ile ilgili yapılan araştırmalar, deneysel ve teorik çalışmalar incelenmektedir.

Mostafaeipour ve ark. (2021), konut binalarında THID sisteminin teknoekonomik analizi ve enerji performansını incelemişlerdir. Doğal iklimlendirme yöntemlerinden biri olarak adlandırdıkları THID sistemini İran'ın Kermanin

eyaletinin iklim koşullarında analiz etmişlerdir. Farklı THID konfigürasyonlarının ele alındığı çalışmada farklı derinlik ve farklı uzunluktaki sistemlerin performans ve maliyet etkinliği incelenmiştir. Sonuç olarak THID sistemlerinin bina ısıtma ve soğutma yükünü azalttığı, geri ödeme süresinin ise boru uzunluğu arttıkça azalacağı ifade edilmiştir. Rosa ve ark. (2020) sıcak Akdeniz ikliminde yaz şartlarında yaptıkları çalışmada binaların ısıtma ve soğutma için gerekli enerji talebini azaltmak için pasif bir katkı olarak THID kullanılabileceğini belirtmişlerdir. THID performansına etki eden parametrelerin sayısal olarak incelendiği ve bu sonuçların deneysel verilerle doğrulandığı çalışmada toprak altına yerleştirilen borular arasındaki boşluk, boru çapı ve hava hızının etkisi değerlendirilmiştir.

Sakhri ve ark. (2020), ise kurak bölgelerde bina nemlendirme ve nem alma uygulamalarında THID sistemlerinin önemli bir potansiyele sahip olduklarını ifade etmişlerdir. Hsu ve ark. (2020), subtropikal muson ikliminde bir kafeterya binası için THID kullanımını araştırmışlardır. Bölgenin yüksek toprak sıcaklıklarına sahip olmasına rağmen giriş ve besleme (çıkış) havası arasında görünür bir sıcaklık farkı olduğu tespit edilmiştir. Çalışma sonucunda THID sisteminin soğutma talebini karşıladığı belirtilmiştir. Ghafoor ve Khdir (2020), tarafından Erbil'de yapılan çalışmada bir mahalin ısıtma ve soğutma ihtiyacının THID ile karşılanması araştırılmıştır. Bölgenin iklim şartlarından dolayı özellikle soğutma durumunda THID sisteminin oldukça uygun bir iklimlendirme tercihi olduğu belirtilmiştir. Isıtma durumunda daha yüksek bir COP değerine ulaşan THID sisteminin kullanılması ile bölgenin enerji tüketiminin azalacağı ifade edilmiştir. Bölgede yaygın kullanılan dizel elektrik jeneratörlerinin kullanımının azalmasını sağlayacağından çevre kirliliğinin azaltılmasında da faydalı olacağı değerlendirilmektedir. Maliyet açısından da diğer alternatiflerle karşılaştırıldığında en düşük işletme maliyetine sahip olduğu belirtilmiştir.

İtalya'nın farklı iklim şartlarına sahip iki bölgesi için yapılan başka bir çalışmada THID sistemlerinin performansı sayısal olarak incelenmiştir. Bir klima santralinin sadece THID sistemi ile, sadece havadan havaya ısı geri kazanım cihazı ile ve THID ve havadan havaya ısı geri kazanım cihazının beraber çalıştığı hibrit

sistem ile uygulandığı durumlar karşılaştırılmıştır. Hibrit sistemin uygulama yapılan bölgelerde %60 ve %75'lik bir enerji tasarrufu, 20 kg CO_2/m^2 ve 9kg CO_2/m^2 CO_2 emisyonu sağladığı tespit edilmiştir (D'Agostino ve ark., 2020).

Cuny ve ark. (2020), THID sisteminin performansına etki eden temel parametrelerin boru yarıçapı, boru uzunluğu, hava hızı, gömme derinliği ve toprak yapısı olduğunu ifade etmişlerdir. Fransa'nın farklı bölgeleri için yapılan analizlerin sonucunda elde edilen optimal çözümün önemli oranda enerji tasarrufu sağladığı belirtilmiştir.

Dabaieh ve Serageldin (2020), THID sisteminin pasif ısıtma-soğutma yöntemlerinden trombe duvar ve yeşil duvar ile uygulandığı çalışmada mülteciler için pasif bir ev tasarlamışlardır. Üç pasif sistemin kombinasyonu sonucunda İsveç iklim şartlarında evin ısıtma ve soğutma ihtiyacının yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılanabileceği ve karbon emisyonunun düşürülmesi ile çevre üzerindeki etkisinin azaltılacağı belirtilmiştir.

Zhou ve ark. (2020), silindirik FDM (faz değişim malzemesi) katkılı THID sisteminin soğutma performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Geleneksel THID ile karşılaştırıldığında, FDM-THID sisteminin günlük maksimum soğutma kapasitesini %28.55-%39.74 oranında arttırdığı, toplam soğutma verimini de %20.05 oranında arttırdığı belirlenmiştir. Liu ve ark. (2019), FDM ile entegre edilmiş dikey bir THID sistemini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. THID sistemlerinin çıkış sıcaklığındaki dalgalanmanın önüne geçmek için uygulanan FDM katkısı ile sistem performansının arttırılması hedeflenmektedir. Sonuçlar, dairesel FDM'nin, çıkış havası sıcaklık dalgalanmasını sırasıyla 1 m/s ve 2 m/s hava hızlarında %31 ve %29 oranında azaltabildiğini ve daha kararlı çıkış havası sıcaklıklarının elde edilmesini sağladığını göstermiştir. Bu çalışmaya benzer şekilde boru tipi FDM kullanılarak THID sisteminin performansı incelenmiştir. Liu ve ark. (2019), tarafından yapılan araştırma sonucunda boru şeklindeki FDM bileşenlerinin THID sisteminin hava sıcaklığı tepe noktasını ve çıkıştaki dalgalanmasını etkili bir şekilde azaltabildiğini ve ortalama soğutma kapasitesini arttırabildiğini göstermektedir. Zhou

ve ark. (2018), tarafından FDM katkılı THID sisteminin soğutma performansını incelemek üzere ANSYS FLUENT'te etkin ısı kapasitesi yöntemine dayalı üç boyutlu bir sayısal model oluşturulmuş ve elde edilen veriler laboratuvar ortamında deneysel olarak doğrulanmıştır.

Kuzey Amerika'da THID sistemlerinin jeo-iklimsel uygulanabilirliğinin araştırıldığı çalışmada bu amaç için farklı toprak tipi, yüzey kaplaması ve toprak derinliği durumlarında analiz ve hesaplamalar yapılmıştır. Chiesa ve Zajch (2019), tarafından yapılan çalışma sonucunda THID sisteminin farklı iklim ve bölge şartlarında etkinliğinin hesaplanabileceği bir yöntem geliştirilmiştir.

Roccamena ve ark. (2019), geliştirdikleri THID modeliyle toprak sıcaklığını ve ısıl iletkenliğin dağılımını sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal analizin yanında boru özelliklerinin, yalıtım parametrelerinin, kütle akış hızlarının ve zemin türlerinin etkisini araştırmak için deneysel bir çalışma yapılmıştır. Literatürde genel olarak malzemenin THID performansına etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğu ifade edilsede bu çalışmada paslanmaz çelik; PVC ve PE malzeme ile karşılaştırıldığında hem ısı iletimi hem de toprak basıncı dikkate alınarak en uygun boru malzemesi olarak önerilmektedir. Yalıtım malzemesi olarak poliüretan, kauçuk veya taş yününün hemen hemen aynı yalıtım etkilerini gösterdiği belirtilmektedir.

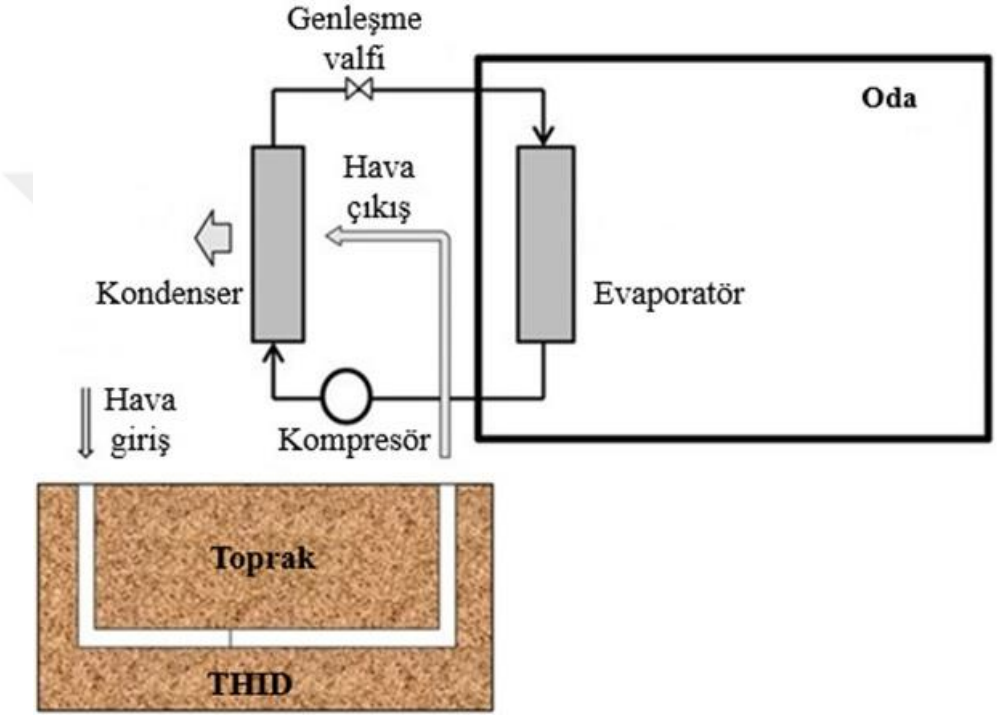
2.3. HKIP+THID ile İlgili Çalışmalar

Günümüzde ısı pompaları arasında en yaygın kullanıma sahip olan HKIP'nın etkinliğini arttırmak için birçok uygulama ve araştırma yapılmaktadır. THID sisteminin HKIP'na entegre edilmesi ile dış ortam sıcaklığının performans üzerindeki olumsuz etkisinin azaltılması amaçlanmaktadır. Birçok iklimlendirme uygulamasında doğrudan veya dolaylı olarak kullanılan THID sisteminin HKIP ile kullanımının araştırıldığı değerli çalışmalara bu bölümde yer verilmiştir.

Soares ve ark. (2021) ve Agrawal ve ark. (2019), THID çalışmaları hakkında yaptıkları kapsamlı araştırmada HKIP+THID uygulamasının enerji verimliliği

açısından iklimlendirme sistemlerinde kullanılmasının uygun olduğunu ifade etmişlerdir.

Benhamza ve ark. (2017), HKIP kondenserine entegre ettikleri THID sistemi ile ilgili yaptıkları çalışma sonucunda HKIP tarafından tüketilen enerjide net bir azalma ve sistem verimliliğinde bir artış tespit etmişlerdir (Şekil 2.1.).

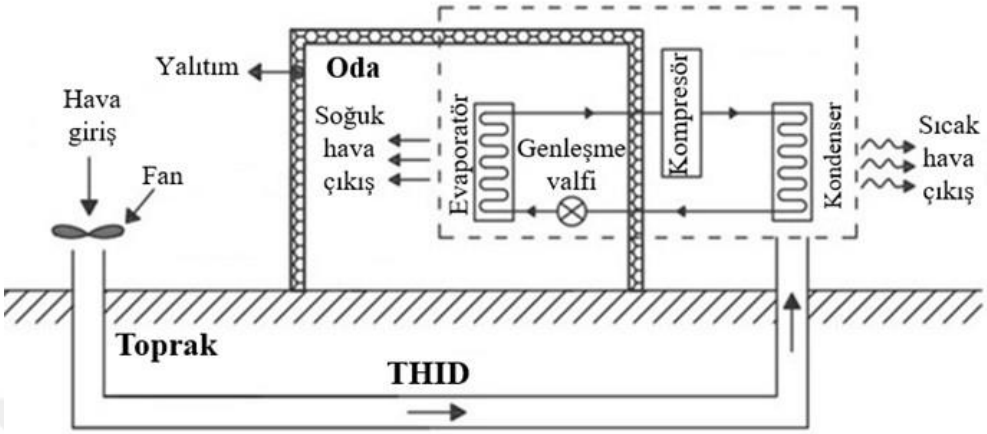


Şekil 2.1. HKIP+THID sisteminin şematik görünümü (Benhamza ve ark., 2017)

Soni ve ark. (2016), yaptıkları çalışma sonucunda pencere tipi bir klimaya entegre ettikleri THID sisteminin elektrik enerjisi tüketimini yaklaşık %11 azalttığını ifade etmişlerdir. Ayrıca yaptıkları analizler ışığında sistemin ekonomik olarak uygulanabilirliğini belirtmişlerdir.

Misra ve ark. (2012), THID kullanılarak HKIP kondenser sıcaklığının düşürülmesini deneysel olarak araştırmışlardır. Kondenser sıcaklığının düşürülmesi ile soğutma kapasitesinin artacağını, kompresör basınç oranının düşeceğini ve güç tüketiminin azalacağını ifade etmişlerdir. Farklı çalışma koşullarında yapılan

uygulamalar sonucunda THID sisteminin uygun çalışma modunda kullanılması halinde HKIP güç tüketimini yaklaşık %18 azalttığı belirtilmiştir (Şekil 2.2.)



Şekil 2.2. HKIP+THID sistemi (Misra ve ark., 2015; Soares ve ark., 2021)

Baglivo ve ark. (2018), HKIP+THID sisteminin performansını değerlendirdikleri çalışmada yaz ve kış dönemlerinde yapılan analizler sonucunda yıllık enerji tasarrufu sağlanabileceği sonucuna varmışlardır. Sistemin uygun modda çalışması ve belli durumlarda devreye girecek bir by-pass mekanizmasının bulunması verimlilik ve etkinlik açısından önerilmektedir.

Baglivo ve Congedo (2017), HKIP+THID performansını bağımsız bir HKIP performansı ile karşılaştırmak için TRNSYS tabanlı bir analiz gerçekleştirmişlerdir. Kış aylarında ortam havasının HKIP'nın çalışmasına müsaade etmediği düşük sıcaklıklarda THID kullanımının HKIP sisteminin çalışmasını sağladığı tespit edilmiştir. Yaz aylarında da HKIP dış ünitesinin soğutulması ile sistem performansının arttığı belirtilmiştir.

Do ve ark. (2015), kapalı devre bir THID'in soğutma durumunda çalışan bir HKIP'na entegre edildiği uygulamada sistemin enerji performansını incelemişlerdir. Çalışma sonucunda soğutma için harcanan enerjiden farklı bölgeler için %9.6 ve %13.8 tasarruf sağlandığı tespit edilmiş olup sistem kurulumuna karar verilirken kurulum ve işletim maliyetinin özellikle göz önünde bulundurulması önerilmektedir.

Ghaith ve Alsouda (2017), buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan HKIP sisteminin performansını artırmak için THID ile entegre bir hibrit sistem kurmuşlardır. Yapılan ölçümler ve değerlendirmeler sonucunda HKIP sistemine ait COP değerinin %50 oranında arttığı tespit edilmiştir.

Literatüre katkı sunan bu değerli araştırmalar genel olarak değerlendirildiğinde HKIP+THID sisteminin iklimlendirme sistemlerinde yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanmak noktasında çok önemli bir potansiyele sahip olduğu görülmektedir. Özellikle uygun tasarım ve çalışma modunda yüksek bir performans gösterdiği ve önemli oranda enerji tasarrufu sağladığı anlaşılmaktadır.

2.4. THID-PV Soğutma ile İlgili Çalışmalar

Bu bölümde THID sisteminin diğer bir uygulama alanı olan PV soğutma konusu ile ilgili sınırlı sayıdaki araştırma değerlendirilmektedir. PV panellerin performansına etki eden temel faktör panel sıcaklığıdır. PV panellerden yüksek verim elde etmek için yüzey sıcaklığının düşürülmesi gerekmektedir. Bu amaçla termoelektrik soğutma, doğal veya zorlanmış hava ile, su ile, FDM ile ve ısı borusu ile soğutma gibi farklı soğutma teknikleri geliştirilmiştir (Shukla ve ark., 2017). Literatürdeki çalışmalar uygun bir tasarım ile THID sistemlerinin panel yüzey sıcaklığını düşürecek ve PV panelden elde edilecek verimi arttıracak potansiyele sahip olduğunu göstermektedir.

Bulut ve ark. (2017), tarafından Şanlıurfa'da yapılan çalışmaya ait veriler incelendiğinde; THID kullanılarak soğutulan PV panellerin ürettiği gücün; THID kullanılmayan PV panellerden daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Yüksek sıcaklığın PV panelden üretilen güce olumsuz etkisinin açıkça anlaşıldığı çalışmada THID sistemlerinin PV panelleri soğutmada kullanılabileceği ve bu şekilde PV panelden üretilen gücün arttığı gözlemlenmektedir (Şekil 2.3).



Şekil 2.3. THID ile PV panelin soğutulması (Bulut ve ark., 2017)

Nethra ve Kalidasan (2020), ortam sıcaklığının 40 °C'nin üzerine çıktığı sıcak bölgelerde düşen PV performansını arttırmak için sayısal olarak bir THID sistemi tasarlamışlardır. Tasarım için 50 m uzunluğunda, 10 cm çapında ve kanatçıklı bir alüminyum boru seçilmiştir. Çalışma sonucunda panel sıcaklığında 8 °C'lik bir düşüş ve bu düşüşe bağlı olarak panel performansında artış tespit edilmiştir.

Elminshawy ve ark. (2019), deneysel olarak yaptıkları THID-PV panel soğutma uygulamasının sonucunda PV panel sıcaklığının ortalama 55 °C'den 42 °C'ye düştüğünü ve sistemin elektriksel verimliliğinin ve çıkış gücünün sırasıyla %22.98 ve %18.90 arttığını tespit etmişlerdir. Bu uygulamanın ayrıca enerji maliyetini düşürdüğü ve karbon emisyonun önlenmesine yardımcı olduğu da ifade edilmiştir. Elminshawy ve ark. (2019), THID-PV panel soğutma uygulamasının kullanılabilirliğini farklı hava hızlarında ve farklı ışınım değerlerinde deneysel olarak araştırmışlardır. Ortam sıcaklığının, güneş ışınımının ve hava akış hızının bir fonksiyonu olarak PV panelin elektriksel ve termal verimliliği için öngörülen ampirik korelasyonların deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu tespit edilmiştir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Çalışmaya ait Temel Bilgiler

HKIP, THID ve fotovoltaik sistemlerin ele alındığı deneysel çalışmada yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanılarak geliştirilen tasarım ile HKIP performansının arttırılması, iklimlendirme maliyetlerinin düşürülmesi ve çevresel kaygıların en aza indirgenmesi amaçlanmaktadır. THID ve fotovoltaik panellerden faydalanılarak yapılan çalışmada farklı uygulamalar deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel çalışmanın ilk aşamasında mahalin ısıl kapasitesine uygun THID sistemi tasarlanarak toprak altına yerleştirilmiştir. Yıl boyunca yapılan çalışmada mahal olarak kullanılan konteynerlerden biri PV-THID ile iklimlendirilirken diğerine herhangi bir işlem uygulanmamıştır. Mahal iklimlendirmesinde doğrudan THID kullanımı ile ilgili araştırmalar ve ölçümlerden sonra çalışmanın ikinci aşamasında THID sistemi HKIP'a entegre edilerek HKIP ile ilgili araştırmalara geçilmiştir. Isıtma ve soğutma sezonunda yapılan çalışmada THID kullanılarak HKIP dış ünitesine yaz aylarında ısı atabileceği kış aylarında da ısı çekebileceği bir dış ortam oluşturulmuştur. HKIP etkinliğini arttırmak için toprak enerjisinden faydalanmakla beraber THID sistemini çalıştırmak için gerekli olan enerji fotovoltaik paneller kullanılarak güneş enerjisinden karşılanmıştır. Çalışmanın son aşamasında fotovoltaik panellerin yüksek sıcaklıklarda düşen performansının THID ile arttırılması araştırılmıştır.

Bu bölümde tez çalışması kapsamında yapılan deneysel çalışmalara ait detaylı bilgiler, uygulamaya ait tasarım ve kurulum aşamaları, ölçüm yöntemleri ve çalışmaya ait hesaplamalarda kullanılan denklemlere yer verilmiştir.

3.2. Deney Düzeneği

THID sistemi, mahal olarak kullanılan konteyner, HKIP ve PV sistemlerinden oluşan deney düzeneği Harran Üniversitesi Osmanbey Kampüsü GAP YENEV Uygulama ve Araştırma Merkezine ait alan içinde kurulmuştur (Şekil 3.1.).



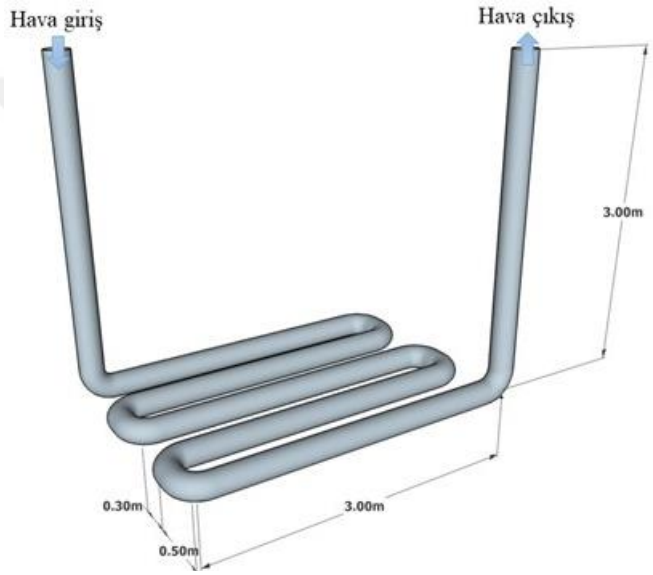
Şekil 3.1. Deneysel çalışmanın yapıldığı alan (37°10'16" N 39°00'15"E. 508 m)

THID sisteminin performansına etki eden parametreler Bölüm 1.4.1.'de belirtilmektedir. Farklı toprak çeşitlerinin sahip olduğu farklı fiziksel ve ısıl özellikler THID sisteminin ısıl performansını ve kurulum maliyetini etkileyen temel faktörlerdendir. Çalışmanın kurulduğu alana ait toprak yaklaşık 1 m derinliğe kadar kırmızı kil, kum ve çakıl karışımından ve 1 m derinlikten sonra marn ve gevşek kalkerli malzemeden oluşmuştur (Yeşilnacar ve ark., 2012).

3.2.1. Deney sisteminin kurulumu

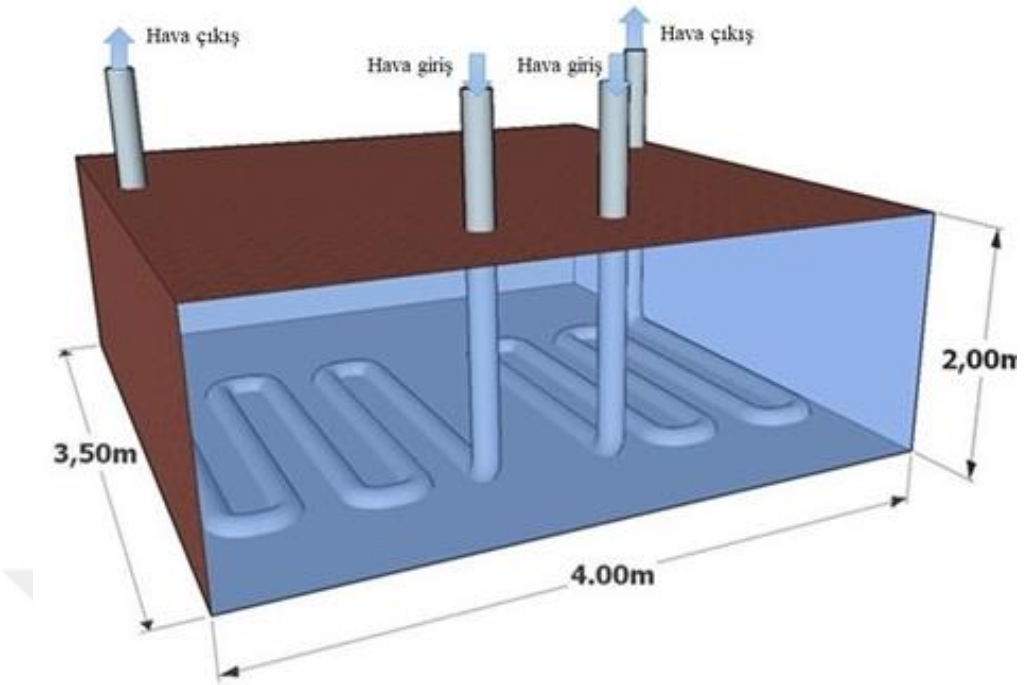
THID sisteminin kurulumunda uygun tasarımın kararlaştırılması ilk aşamayı oluşturmaktadır. Şekil 3.2.'de hazırlanan THID tasarımı gösterilmektedir. Bu tasarıma karar verilirken daha önce yapılan çalışmalar ışığında THID sisteminin yüksek bir verimlilik ile çalışmasına uygun bir tasarım olmasına dikkat edilmiştir. Bu

bağlamda özellikle borular arasındaki mesafe iki boru arasında herhangi bir ısıl etki oluşturmayacak şekilde 300 mm olarak belirlenmiştir. S tipi veya serpantin şeklinde hazırlanan boru dizilişi basınç kaybı noktasında en uygun seçenek olmasa da kazı alanının optimum kullanımı ve ısıl verim noktasında diğer seçeneklere göre daha verimli olduğu gözlemlenmiştir. Boru uzunluğu mahal ısı kaybı hesaplandıktan sonra bu ihtiyacı karşılayacak şekilde 20 m olarak belirlenmiştir. 2 m toprak derinliğine yerleştirilen THID sisteminin 1 m toprak üstünde kalması gerektiğinden giriş ve çıkış kısımları 3 m olarak tasarlanmıştır.



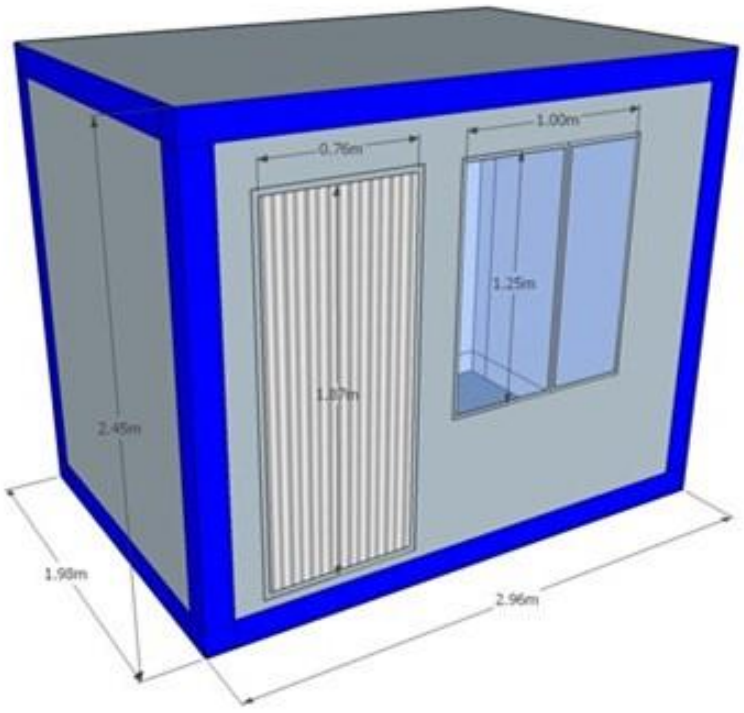
Şekil 3.2. THID sisteminin tasarımı

Deneysel çalışmada aynı özelliklere sahip 2 adet THID sistemi kullanılmaktadır. Şekil 3.3.'te THID sistemlerinin toprak altında yerleştirilmiş haline ait tasarım gösterilmektedir. THID ölçülerine uygun şekilde 4 m x 3.5 m boyutlarında 2 m derinliğinde kazı alanı kullanılmıştır.



Şekil 3.3. THID sistemlerinin toprak altına yerleştirilmiş haline ait tasarım

THID sisteminin tasarımı tamamlandıktan sonra mahal olarak kullanılacak olan konteynerler seçilmiştir (Şekil 3.4.).



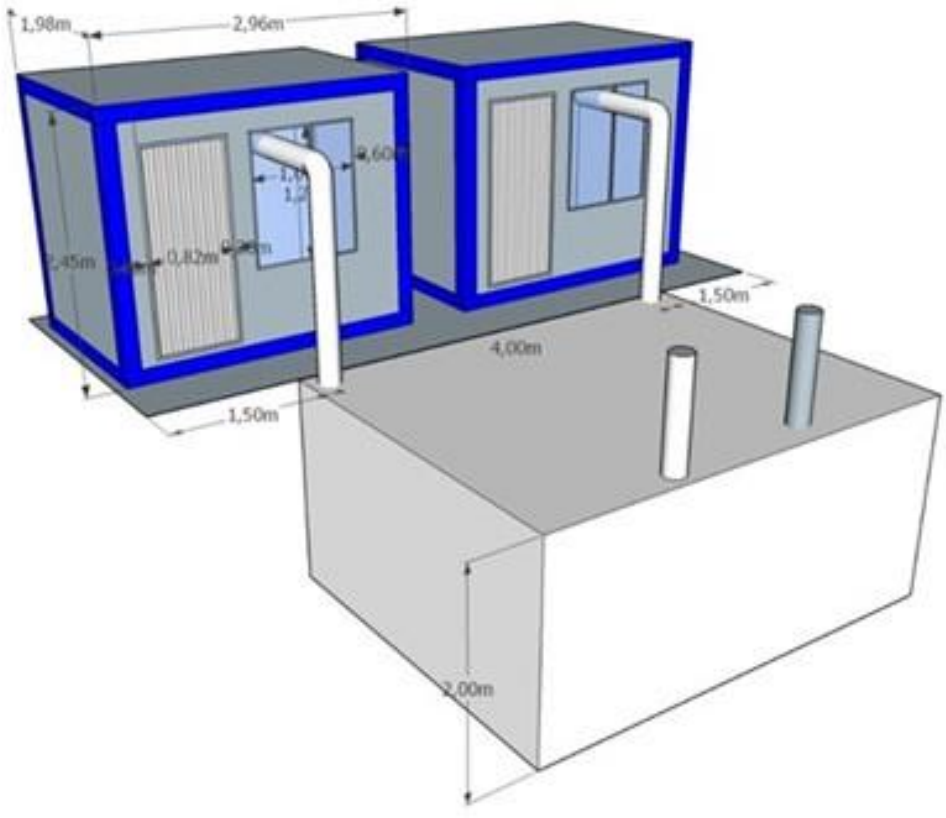
Şekil 3.4. Mahal olarak kullanılan konteyner ölçüleri

Çizelgede 3.1.'de konteynere ait özellikler gösterilmektedir.

Çizelge 3.1. Mahal olarak kullanılan konteyner özellikleri

Parametre	Açıklama
Ölçüler (ExBxY)	1980mmx2960mmx2450mm
Malzeme	Özel şekillendirilmiş EPS Dolgulu sandviç panel
Duvar İzolasyonu	80 mm kalınlığında 14 kg/m³ yoğunluğunda polistren köpük, ısı yalıtımlı ve güvenli malzeme
Çatı İzolasyonu	110 mm kalınlığında 14 kg/m³ yoğunluğunda köpük ısı yalıtımlı ve güvenli malzeme
Dış Kapı	40 mm sandviç panel ve Metal kasalı PVC doğrama profiller
Pencere	90 derece açılır tek kanatlı PVC pencere. 4+12+4 mm kalınlıkta ısıcam.

THID sisteminin konteynerlere entegre edilmiş haline ait tasarım Şekil 3.5.'te gösterilmektedir.



Şekil 3.5. THID sisteminin konteynerlere entegre edilmiş durumu

Deney sisteminin tasarımı ve ölçülerinin belirlenmesinden sonra THID için kazı işlemine geçilmiştir. Bunun için Yapı İşleri ve Teknik Daire Başkanlığından kepçe istenmiş olup 2 m derinliğinde 4 m x 3.50 m ölçülerinde kazı alanı yaklaşık 2 saatte hazırlanmıştır (Şekil 3.6.).



Şekil 3.6. Kazı işlemlerine ait görüntü

Kazı işlemi bittikten sonra THID kurulum aşamasına geçilmiştir. Bağlantı dirsekleriyle beraber yaklaşık 20 m boru uzunluğuna sahip THID sistemi yerleştirildikten sonra üzeri öncelikle ince bir kum tabakasıyla kapatılmıştır (Şekil 3.7.).



Şekil 3.7. THID sisteminin yerleştirilmesi

THID sisteminin özellikleri Çizelge 3.2.de gösterilmektedir.

Çizelge 3.2. THID sisteminin özellikleri

	Malzeme	Boru uzunluğu [m]	Et kalınlığı [mm]	Boru çapı [mm]	Isı iletim katsayısı [W/mK]
THID	PVC	20	4	110	0.16

Çalışmanın bu aşamasında toprağın nemlendirilmesinin (sulanmasının) THID performansına etkisini incelemek amacıyla sisteme sulama hattı eklenmiştir. Sulama hattında kullanılan borular Şekil 3.8.'de gösterilmektedir. Toprak tabanında bulunan THID boru uzunluğuna eşit şekilde yaklaşık 16 m uzunluğunda sulama hattı hazırlanmıştır.



Şekil 3.8. Sulama hattı

Sulama hattı çekilecek THID üzerine ince mucur taşı dökülmüştür. Burada amaç sulama hattına ait deliklerin toprakla kapanmasını engellemektir. Sulama hattı kurulduktan sonra üzeri boyuna 2 ye ayrılan 100 mm lik boru parçalarıyla kapatılmıştır. Böylece sulama hattının üzerine toprak gelmesinin önüne geçilmiştir (Şekil 3.9.).



Şekil 3.9. Sulama hattının yerleştirilmesi

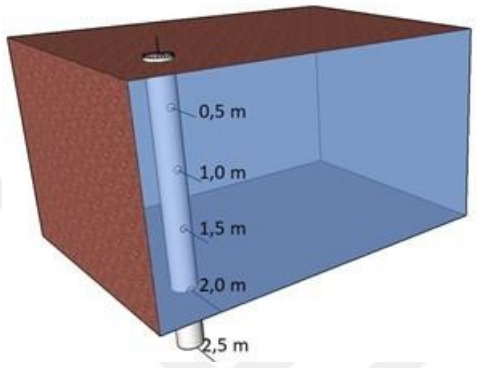
Şekil 3.10.' da sulama hattının son hali gösterilmektedir. Sulamada kullanılan su miktarını ölçmek amacıyla sisteme su sayacı eklenmiştir. Yaklaşık 750 m^3 suyun kullanıldığı deneyler sonucunda THID sisteminin çıkış sıcaklığında düşüş gözlemlenmiştir.



Şekil 3.10. Sulama hattı kurulumu ve toprağın sulanması

Sulama hattının yerleştirme işlemi tamamlandıktan sonra toprak sıcaklığı ölçümü için hazırlanan düzenek yerleştirilmiştir. 2.5 m uzunluğundaki bir borunun her 0.5 m sine açılan deliklerden termokupl geçirilerek 0.5 m, 1 m, 1.5 m, 2 m ve 2.5

m derinliğindeki toprak sıcaklıkları ölçülmektedir. Kazı derinliği 2 m olmakla birlikte toprak sıcaklığındaki değişimi daha detaylı görebilmek adına 2.5 m derinliğe kadar ölçüm alınmıştır (Şekil 3.11). Sulama hattının altındaki toprak sıcaklığının değişimini görmek amacıyla bu bölgeye de bir termokupl yerleştirilmiştir. Bu aşamalar da tamamlandıktan sonra THID sisteminin üzeri tamamen toprak ile kapatılmıştır.



Şekil 3.11. Farklı derinlikteki toprak sıcaklıklarının ölçüm noktaları

THID sistemi tamamlandıktan sonra çalışmanın diğer aşamasına geçilmiştir. Bunun için öncelikle konteynerler için beton zemin hazırlanmıştır. 7 m x 2.5 m ölçülerinde ve 10 cm yüksekliğinde hazırlanan beton zemin kırılma ve çatlamalara karşı içine demir hasır döşenerek yapılmıştır (Şekil 3.12.).



Şekil 3.12. Konteynerler için zemin hazırlanması

Bu aşama tamamlandıktan sonra konteynerler vinç kullanılarak zemin üzerine yerleştirilmiştir (Şekil 3.13.).





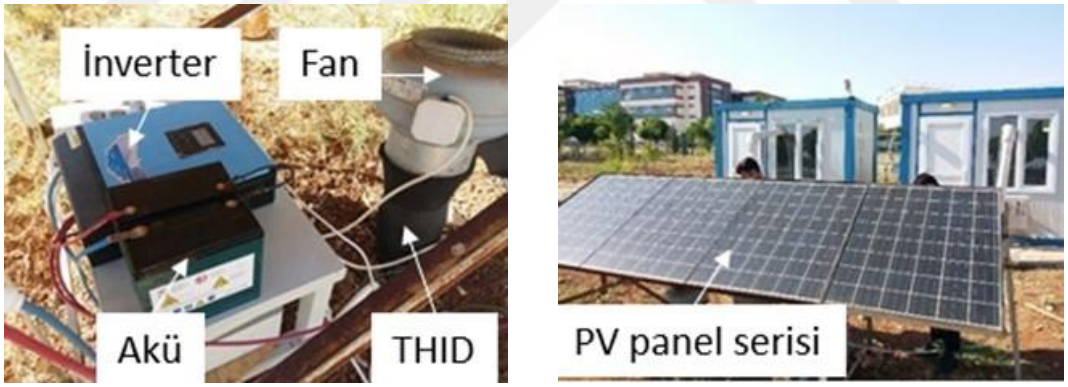
Şekil 3.13. Konteynerlerin yerleştirilmesi

Fanlar yerleştirilip boruların toprak üstünde kalan kısımları yalıtımla kapatıldıktan sonra sistem çalıştırılmıştır. Fanların yazın sıcaktan kışın da yağmurdan korunması için ilk etapta üzerine bir çatı yapılmıştır (Şekil 3.14.). Daha sonra çatı yerine PV sistem kurulmuştur.



Şekil 3.14. THID-Mahal iklimlendirme sisteminin son hali

THID sisteminde kullanılan fanın gücünü karşılamak üzere fotovoltaik sistem kurulmuştur. 4 adet 175 W'lık polikristal panelin kullanıldığı sistemin kurulumu ve son hali Şekil 3.15.'de gösterilmektedir.



Şekil 3.15. PV sistem kurulumu ve son hali

PV panelin teknik özellikleri Çizelge 3.3.'te gösterilmektedir.

Çizelge 3.3. PV panelin teknik özellikleri

	Modul tipi	Maksimum güç [W]	Maksimum voltaj [V]	Maksimum akım [A]	Ölçüler [mm]
PV	Polikristal	175	23.6	7.42	1290 X 990

HKIP teknik özellikleri Çizelge 3.4.'te gösterilmektedir.

Çizelge 3.4. HKIP teknik özellikleri

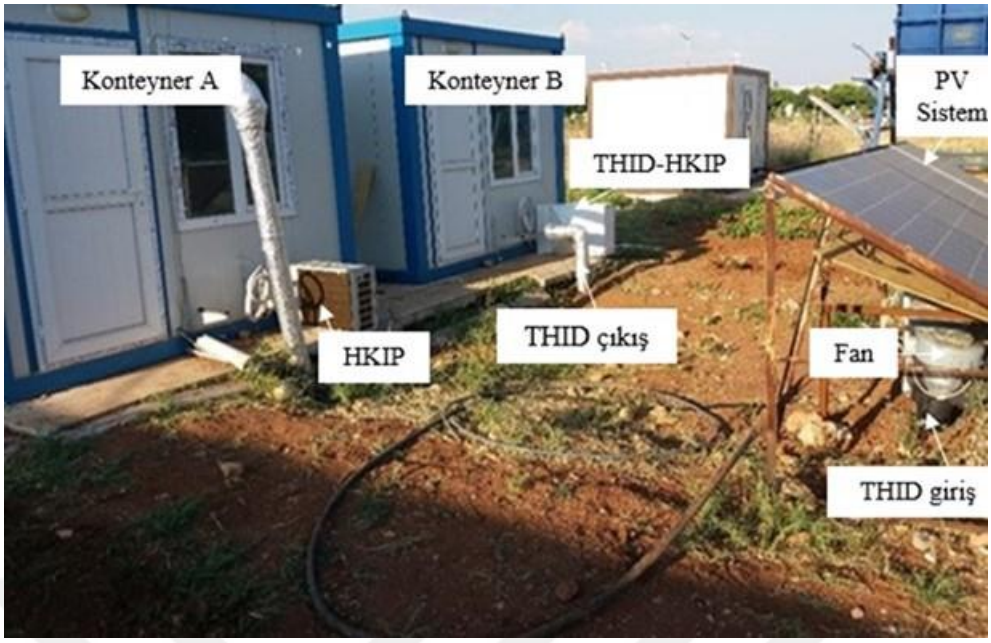
HKIP	**Arçelik**		**Model 07325**
Kapasite [W]	Isıtma	Watt	3300
		BTU/h	11260
	Soğutma	Watt	2198
		BTU/h	7500
Güç tüketimi [W]	Isıtma	Watt	868
	Soğutma	Watt	600
EER / COP			3.66 / 3.80
SEER / SCOP			7.0 / 4.0
Soğutucu akışkan			R32

Deneysel çalışmanın son aşaması olan THID sisteminin HKIP dış ünitesine entegre edilmesi ile yapılan uygulamaya ait görseller Şekil 3.16.'da gösterilmektedir. Yaz döneminde yapılan çalışmada HKIP'nın soğutma çevrimi esnasında dışarıya ısı atamamaktan kaynaklanan performans kaybını gidermek ve sistemin verimliliğini arttırmak amaçlanmaktadır. Kış döneminde yapılan uygulamada ise evaporatörün ortam sıcaklığını arttırarak sistemin daha verimli çalışmasını sağlamak hedeflenmektedir.



Şekil 3.16. HKIP+THID deneysel sistemi

HKIP-THID sisteminin genel görünümü Şekil 3.17.'de gösterilmektedir.



Şekil 3.17. HKIP+THID deneysel sistemi (genel)

3.2.2. Hesaplama yöntemleri

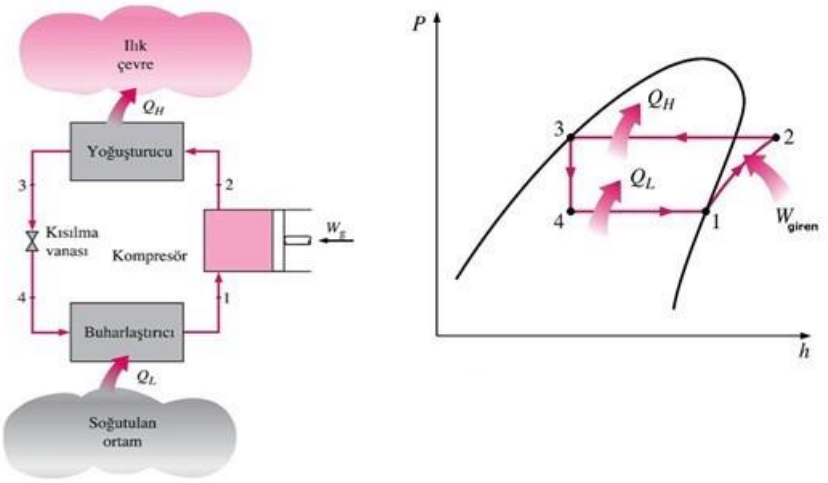
Deneysel çalışmada yapılan ölçümler sonucunda elde edilen veriler ile ilgili hesaplamalar bu kısımda belirtilmektedir. Bölüm 1.4.'te THID sisteminin ısıtma-soğutma kapasitesi, verimlilik, enerji ve ısı transferi hesaplamaları verilmiştir. Bu hesaplamalara ek olarak HKIP için enerji denklemleri aşağıda belirtilmektedir.

Termodinamiğin 1. Yasası olan Enerjinin korunumu denklemi Denklem 3.1.ve 3.2.'de gösterilmektedir. Bu denklemlerde birim zamanda ısı, iş ve kütle ile kontrol hacmine giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olduğu gösterilmektedir. (Çengel ve Boles, 2013)

$$\dot{E}_g = \dot{E}_{ç} \tag{3.1.}$$

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \sum \dot{m}_g h_g = \dot{Q}_{ç} + \dot{W}_{ç} + \sum \dot{m}_{ç} h_{ç} \tag{3.2.}$$

HKIP sisteminin temel elemanlarının gösterildiği çevrim ve çevrime ait *P-h* diyagramı Şekil 3.18.'de gösterilmektedir.



Şekil 3.18. HKIP çevrimi ve *P-h* diyagramı (Çengel ve Boles, 2013)

Kompresörün tarafından tüketilen enerjinin hesaplanması için Denklem 3.3. kullanılmaktadır (Çengel ve Boles, 2013).

$$\dot{W}_{kompresör} = \dot{m}(h_2 - h_1) \tag{3.3.}$$

Kondenser(yoğuşturucu) ve evaporatör(buharlaştırıcı) tarafından verilen veya alınan ısı miktarı Denklem 3.4. ve Denklem 3.5. kullanılarak hesaplanabileceği gibi birer ısı değiştirici olduklarından ısı transferi denklemleri kullanılarak da (Bölüm 1.6.) hesaplanabilir (Çengel ve Boles, 2013).

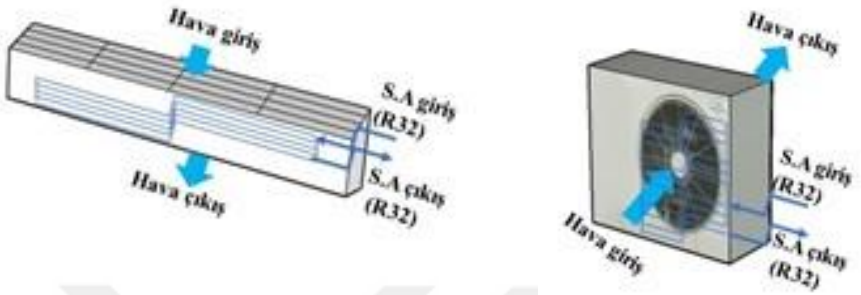
$$\dot{Q}_{kondenser} = \dot{m}(h_2 - h_3) \tag{3.4.}$$

$$\dot{Q}_{evoparatör} = \dot{m}(h_1 - h_4) \tag{3.5.}$$

Kısılma vanasında (genleşme valfi) sabit entalpide basınç düşümü gerçekleştiğinden Denklem 3.6.'da gösterildiği gibi 3 ve 4 noktalarında entalpi eşittir (Çengel ve Boles, 2013).

$$h_3 = h_4 \tag{3.6.}$$

HKIP ile ilgili hesaplamalarda evaporatör ve kondenser için soğutucu akışkan debisi enerji denklemlerinden tespit edilmektedir. Şekil 3.19.'da soğutucu akışkan ve havanın evaporatör ve kondensere giriş-çıkış durumları şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.19.Soğutucu akışkan R32 ve havanın evaporatör ve kondensere giriş-çıkış durumları

Evaporatör için soğutucu akışkan debisi hesaplanırken aşağıdaki denklemlerden faydalanılmaktadır. Denklem 3.7.'de belirtilen enerjinin korunumu denkleminden hareket ile soğutucu akışkan tarafından alınan veya verilen ısının hava tarafından alınan veya verilen ısıya eşit olduğu Denklem 3.8.'de belirtilmiştir (Bergman ve ark., 2011).

$$\dot{E}_{giren} = \dot{E}_{çıkan} \tag{3.7.}$$

$$\dot{Q}_{S.A} = \dot{Q}_{hava} \tag{3.8.}$$

Denklem 3.9., 3.10 ve 3.11. kullanılarak soğutucu akışkan debisi hesaplanmıştır (Holman, 1992).

$$\dot{m}_{S.A} \times (h_{S.A_{çıkış}} - h_{S.A_{giriş}}) = \dot{m}_{hava} \times C_p \times (T_{hava_{giriş}} - T_{hava_{çıkış}}) \tag{3.9.}$$

$$\dot{m}_{hava} = \rho_{hava} \times A_{giriş} \times V_{hava_{giriş}} \tag{3.10.}$$

$$\dot{m}_{S.A_{evap}} = \frac{\dot{m}_{hava} \times C_p \times (T_{hava_{giriş}} - T_{hava_{çıkış}})}{h_{S.A_{çıkış}} - h_{S.A_{giriş}}} \tag{3.11.}$$

Kondenser için soğutucu akışkan debisi hesaplanırken aşağıdaki denklemlerden faydalanılmaktadır. Hesaplamalarda Denklem 3.12., 3.13. ve 3.14. kullanılmıştır (Holman, 1992).

$$\dot{m}_{S.A} \times (h_{S.A_{giriş}} - h_{S.A_{çıkış}}) = \dot{m}_{hava} \times C_p \times (T_{hava_{çıkış}} - T_{hava_{giriş}}) \quad (3.12.)$$

$$\dot{m}_{hava} = \rho_{hava} \times A_{giriş} \times V_{hava_{giriş}} \quad (3.13.)$$

$$\dot{m}_{S.A_{kond}} = \frac{\dot{m}_{hava} \times C_p \times (T_{hava_{çıkış}} - T_{hava_{giriş}})}{h_{S.A_{giriş}} - h_{S.A_{çıkış}}} \quad (3.14)$$

Çizelge 3.5.'te mahal olarak kullanılan konteynerin soğutma yükü ve ısı yükü hesabı gösterilmiştir (Yamankaradeniz ve ark., 2012).

Çizelge 3.5. Konteynerin soğutma yükü ve ısı kaybı hesabı

Soğutma yükü hesabı		
Klasik yöntem	İç + Dış soğutma yükü 285 W + 764 W	Toplam soğutma yükü 1049 W
Pratik yöntem 1:	Alan/2.2*1000 7/2.2*1000=2727 BTU/h = 800 W	
Pratik yöntem 2:	Alan*Bölge katsayısı 7*462= 2772 BTU/h=812 W	
Isı kaybı hesabı		
Taşınım ısı kaybı 548 W	Havalandırma ısı kaybı 186 W	Toplam ısı kaybı 734 W
Pratik yöntem	14.7 m^3 * 45 = 661.5 kcal/h =768 W	

3.2.3. Ölçüm aletleri

Deneysel çalışma kapsamında sıcaklık ve nem ölçümü, güç analizi, güneş ışınımı, hava hızı ve su debisi ölçümü yapılmıştır. Yapılan bu analizlerde kullanılan ölçü aletlerinin özellikleri bu bölümde verilmektedir. Deney kapsamında yapılan sıcaklık ve güneş ışınımına ait veriler HIOKI LR 8400-20 Datalogger cihazı kullanılarak kaydetilmiştir. Şekil 3.20.'de Datalogger cihazı ve sıcaklık ölçümünde kullanılan T ve K tipi termokupllar gösterilmektedir.



Şekil 3.20. Datalogger cihazı ve sıcaklık ölçümünde kullanılan T ve K tipi termokupllar

Klima tarafından anlık olarak çekilen akım, volt ve güç değeri Şekil 3.21.'de gösterilen HIOKI PW3360 güç analizörü (power logger) kullanılarak ölçülmektedir. Bununlar beraber KÖHLER elektrik sayacı da kullanılmıştır.



Şekil 3.21. Güç analizörü ve elektrik sayacı

Hava hızı ve nem ölçümü için Şekil 3.22.'de gösterilen KIMO AMI-300 ölçüm cihazı kullanılmıştır.



Şekil 3.22. Hava hızı ve bağıl nem için kullanılan anemometre

Güneş ışınımı ölçümü için kullanılan piranometre ve panel akım, gerilim ve güç değerleri için kullanılan I-V ölçer Şekil 3.23.'te gösterilmektedir.



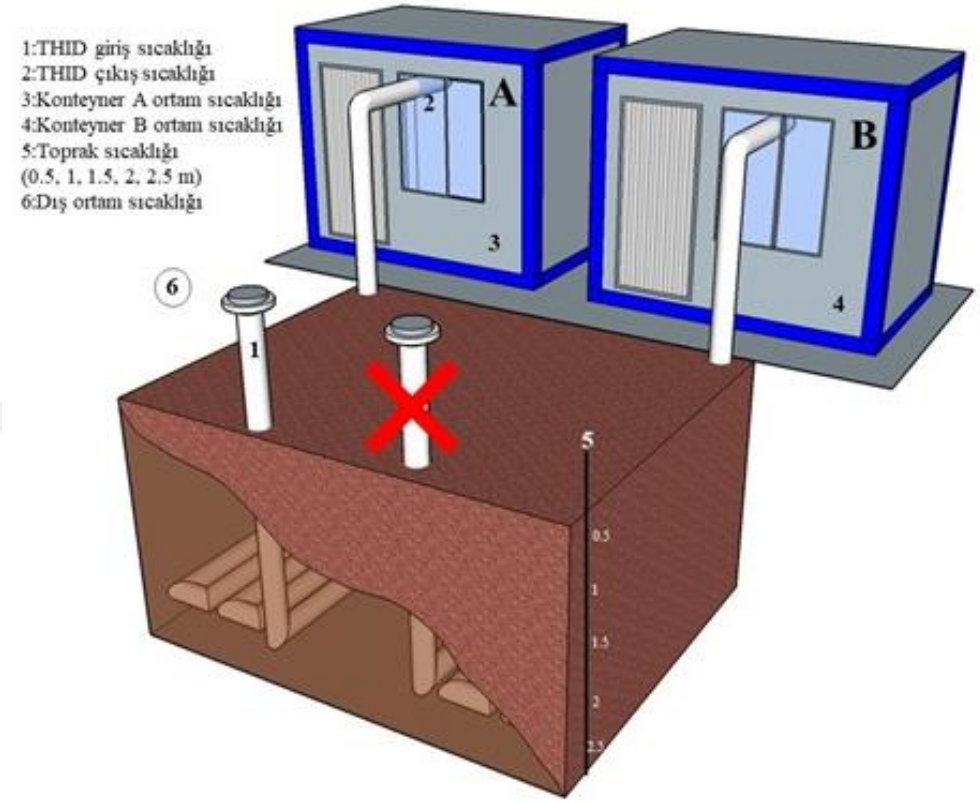
Şekil 3.23. Piranometre ve I-V ölçer

3.2.4. Ölçüm noktaları

Çalışma kapsamında yapılan deneysel uygulamalarda farklı parametreler ve sistemler araştırıldığından uygulamalara ait ölçüm noktaları her bir sistem için tekrar düzenlenmiştir.

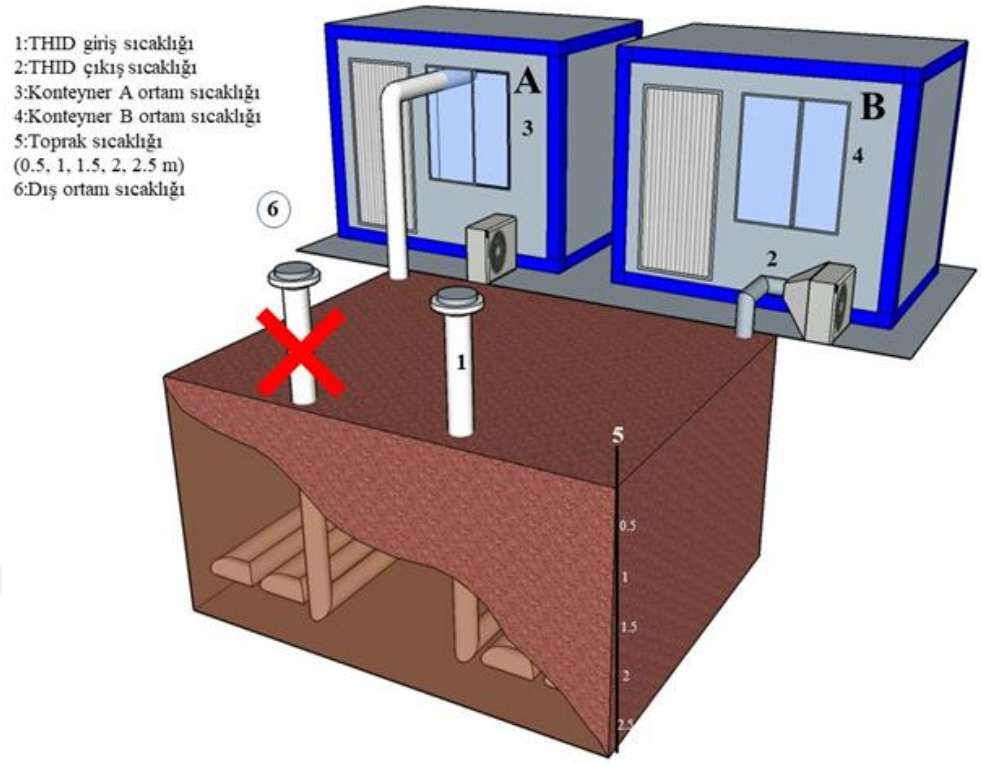
İlk çalışma olarak THID ile Mahal ısıtma ve soğutma uygulamasına ait ölçüm noktaları Şekil 3.24.'te gösterilmektedir. Sadece Konteyner A'nın THID ile ısıtma-soğutma uygulamasına tabi tutulduğu çalışmada THID giriş-çıkış sıcaklığı,

Konteyner A ve Konteyner B ortam sıcaklığı, farklı derinliklere ait toprak sıcaklıkları ve dış ortam sıcaklığı ölçülmüştür.



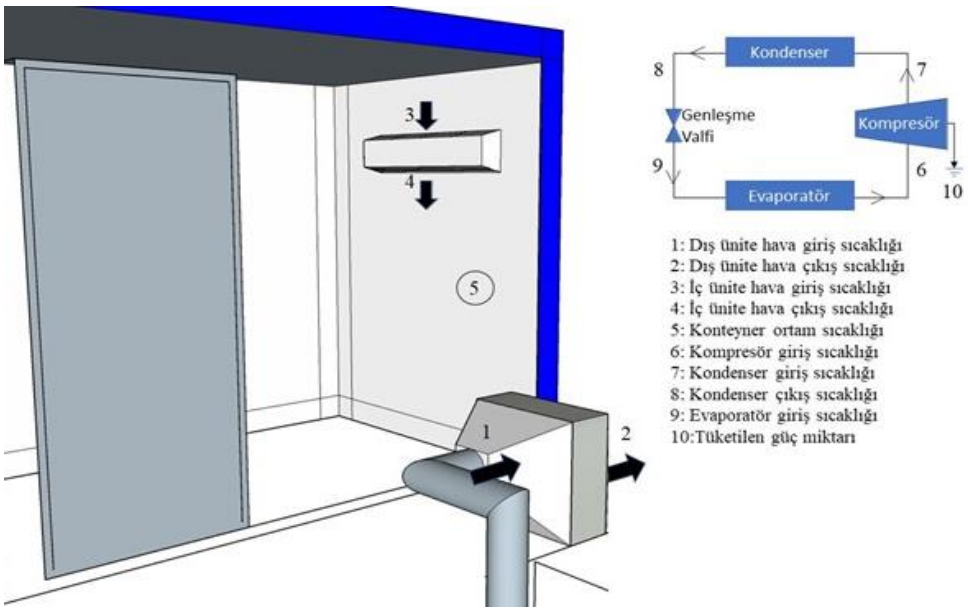
Şekil 3.24. THID ile Mahal ısıtma ve soğutma uygulamasına ait ölçüm noktaları

THID'in mahal ısıtma – soğutma uygulamasından sonra HKIP sistemine entegre edilerek deneysel çalışmanın diğer aşamasına geçilmiştir. HKIP'nın ısıtma-soğutma kapasitesi ve performans değerlerindeki değişimin ölçüldüğü çalışmada Konteyner A klasik HKIP ile Konteyner B HKIP+THID sistemi ile iklimlendirilmiştir. Şekil 3.25.'te çalışmaya ait ölçüm noktaları gösterilmektedir.



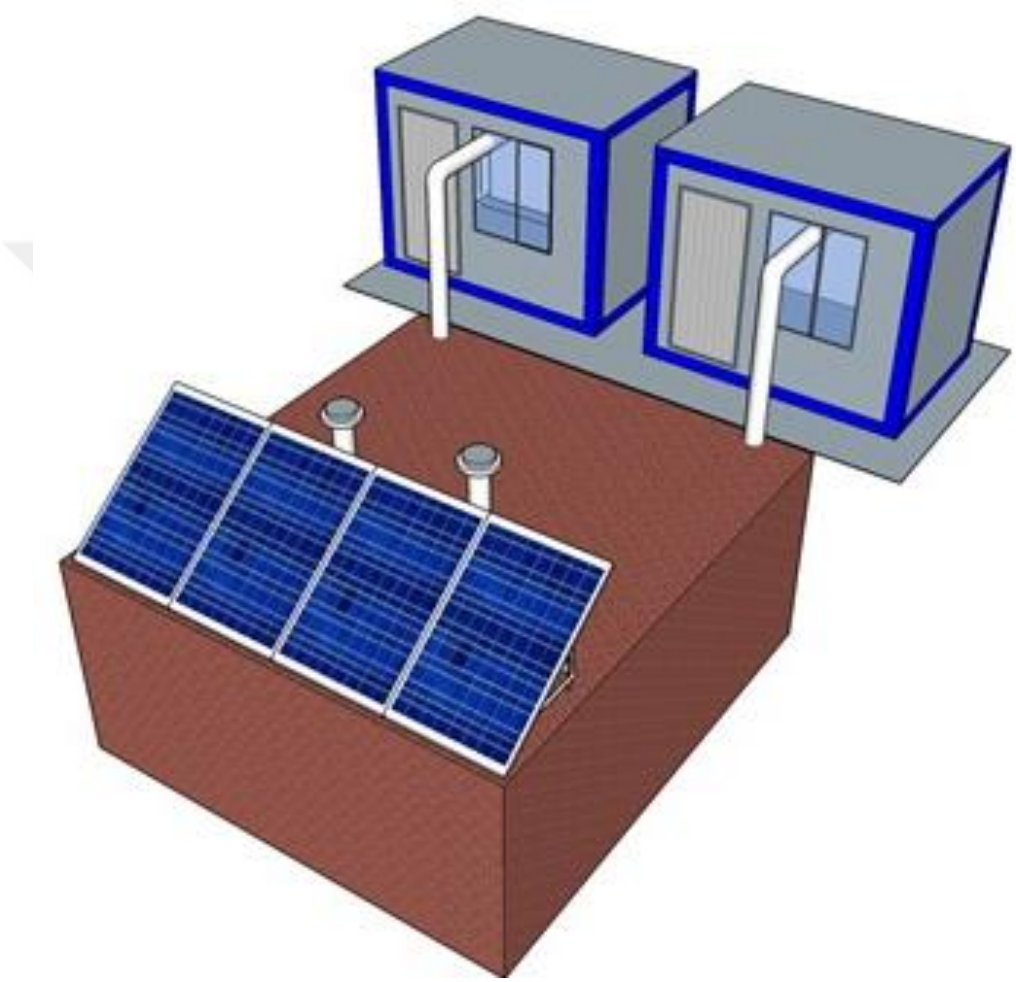
Şekil 3.25. HKIP+THID sistemi ölçüm noktaları

HKIP sistemine ait iç ünite, dış ünite hava giriş-çıkış sıcaklıkları ve soğutucu akışkanın çevrim boyunca farklı noktalardaki sıcaklıkları Şekil 3.26.'da gösterilen noktalardan ölçülmüştür.



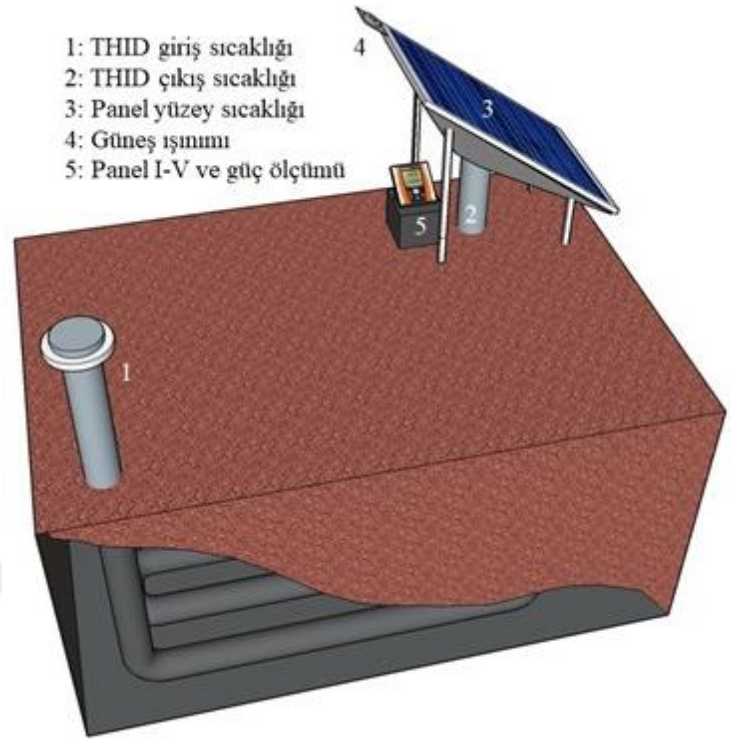
Şekil 3.26. HKIP iç ünite ve dış ünite ölçüm noktaları

Deneysel çalışmada toprak enerjisi ile beraber güneş enerjisinden de faydalanılmıştır. THID-Mahal iklimlendirme ve HKIP+THID uygulamalarında THID sisteminde hava hareketini sağlayan fanın enerjisi PV panellerden karşılanmıştır. PV panellerin ürettiği güç, akım ve voltaj değerlerinin ölçüldüğü uygulama Şekil 3.27.'de gösterilmektedir.



Şekil 3.27. THID PV bağlantısına ait şematik görüntü

THID sistemleri kullanılarak PV panel yüzey sıcaklığının düşürülmesine ait deneysel uygulamadaki ölçüm noktaları Şekil 3.28.'de gösterilmektedir. PV panellerin enerji verilerinin yanında THID sistemi hava giriş-çıkış sıcaklıkları, panel yüzey sıcaklıkları ve güneş ışınımı değerleri de ölçülmüştür.



Şekil 3.28. THID PV soğutma ölçüm noktaları

3.3. Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışma kapsamında yapılan ölçümlere ait belirsizlik analizine bu bölümde yer verilmektedir. THID sisteminin ısıtma-soğutma uygulamasında, COP, etkinlik hesaplamalarında, HKIP'nın ısıtma-soğutma kapasitesi ve kompresörün tükettiği güç ölçümlerinde ve diğer deneysel bulgulara ait hata analizinin hesaplanmasında kullanılan ölçüm cihazlarının ve fiziksel büyüklüklerin belirsizlik miktarları Çizelge 3.6.' da gösterilmektedir. Deneysel çalışmada hata analizi olarak belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır (Kline ve McClintock, 1953). Denklem 3.15.'te her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $\mathcal{W}_1$, $\mathcal{W}_2$, $\mathcal{W}_3$…….$\mathcal{W}_n$ve R büyüklüğünün hata oranı $\mathcal{W}_R$ hesaplanmaktadır.

$$\mathcal{W}_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n\right)^2\right]^{1/2} \quad (3.15)$$

Çizelge 3.6. Ölçüm parametrelerine ait belirsizlik oranları (%)

Parametre	Birim	Hata oranı (%)
THID giriş sıcaklığı	ºC	±0.5
THID çıkış sıcaklığı	ºC	±0.5
Fan gücü	W	±1.4
Hava hızı	m/s	±1
Hava debisi	kg/s	±1.5
THID ısıtma-soğutma kapasitesi	W	±2.2
THID etkinlik	%	±0.6
HKIP ısıtma-soğutma kapasitesi	W	±1.2
HKIP kompresör gücü	W	±1.5
Güneş ışınımı	W/m^2	±0.5
PV güç	W	±1.2
PV sıcaklık	ºC	±0.6
Toplam Belirsizlik Oranları, %		
THID Mahal COP	-	±3.1
THID HKIP COP	-	±2.4
THID PV verim		±2.1

3.4. Maliyet Analizi

Bu bölümde mahal iklimlendirmesinde farklı yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanılan çalışmaya ait maliyet analizi ile ilgili detaylara yer verilmektedir. THID-Mahal Isıtma-Soğutma, HKIP+THID ve THID-PV olmak üzere üç farklı durum için hesaplamalar yapılmıştır.

Maliyet analizine uygulamalara ait ilk yatırım maliyeti hesaplanarak başlanmaktadır. Çizelge 3.7.'de yapılan deneysel çalışmalara ait bütün parametrelerin değerlendirildiği ilk yatırım maliyetleri gösterilmektedir.

Çizelge 3.7. Deneysel çalışmalara ait ilk yatırım maliyetleri

Uygulama	Parametre	Birim fiyat (TL)	Miktar	Maliyet (TL)
THID-Mahal	THID kazı (m^3)	8	28	224
	THID boru (m)	67	20	1340
	THID fan	500	1 adet	500
	PV sistem	1620	1 set	1620
	Toplam THID			**2064**
	Toplam THID + PV			**3684**
HKIP+THID	THID kazı (m^3)	8	28	224
	THID boru (m)	67	20	1340
	THID fan	500	1 adet	500
	HKIP	6499	1 adet	6499
	HKIP+THID bağlantısı	450	1 adet	450
	Toplam			**8963**
THID-PV	THID kazı (m^3)	8	28	224
	THID boru (m)	67	20	1340
	THID fan	500	1 adet	500
	PV panel	800	1 adet	740
	Toplam			**2804**

Sistemlerin işletme ve bakım maliyetler Çizelge 3.8.'de gösterilmektedir. İşletme maliyetleri hesaplanırken her bir parametre için yıllık ısıtma-soğutma gün sayıları ve çalışma saatleri göz önünde bulundurulmuştur. THID mahal sistemi için PV kullanılan ve kullanılmayan her iki durum değerlendirilmiştir. Kullanılan PV sistemin yaz döneminde THID'in ihtiyaç duyduğu enerjinin neredeyse tamamını karşıladığı, kış döneminde ise ihtiyacın şebekeden karşılandığı belirlenmiştir.

Çizelge 3.8. Deneysel çalışmalara ait işletme ve bakım maliyetleri

Uygulama	Yıllık tüketim (kWh/yıl)	Elektrik fiyatı (TL/kWh)	İşletme maliyeti (TL)	Bakım maliyeti (TL)	Toplam maliyet (TL)
THID Mahal	219.6	1.348	296.1	50	346
THID Mahal PV	71.1	1.348	95.8	50+150=200	295.8
HKIP+THID	1996.1	1.348	2690.1	50+150=200	2890.7
HKIP	2538.4	1.348	3421.5	150	3571.5

Gelecek değer yöntemi ile THID mahal ve HKIP+THID sistemlerinin toplam maliyet ve geri ödeme süreleri hesaplanmaktadır. Denklem 3.16'da gösterilen FV paranın gelecekte ulaşacağı değer, PV bugünkü değer, i faiz oranı ve n yıl sayısını ifade etmektedir (Ghaith and Alsouda, 2017).

$$FV = PV\ (1 + i)^n \tag{3.16}$$

Geri ödeme süresi hesaplanırken Denklem 3.17. kullanılmıştır. Denklemde gösterilen Y yatırım tutarını, G_y yıllık tasarrufu, T_y ortalama tüketimi, L_f faiz oranını ve L_y tüketim fiyatındaki artış oranını ifade etmektedir (Vellei, 2014).

$$Geri\ ödeme\ süresi = \frac{\sum_{i=1}^{n}(1+L_f)^i}{\sum_{i=1}^{n}(1+L_y)^i} * \frac{Y}{G_y * T_y} \tag{3.17}$$

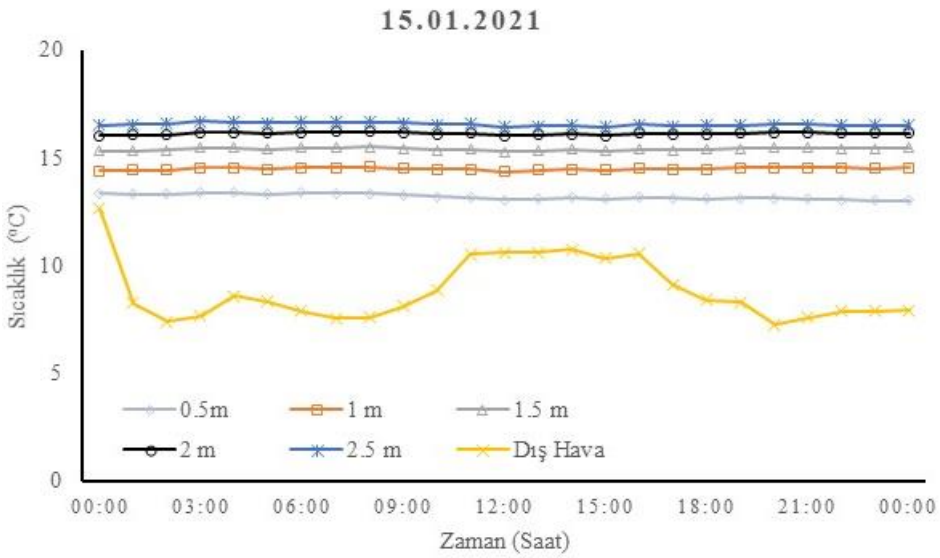
Hesaplamalar sonucunda THID Mahal uygulamasının geri ödeme süresi yaklaşık 3 yıl, THID Mahal uygulamasında THID sistemine PV entegre edildiğinde yani THID Mahal-PV uygulamasında geri ödeme süresi yaklaşık 4 yıl, HKIP+THID uygulamasında ise geri ödeme süresi yaklaşık 3 yıl olarak hesaplanmıştır.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Bu bölümde tez çalışması kapsamında yapılan deneysel uygulamalara ait analizler yer almaktadır. Analizler; THID ile mahal ısıtma, THID ile mahal soğutma, HKIP+THID sistemi ısıtma dönemi, HKIP+THID sistemi soğutma dönemi, Toprağın nemlendirilmesi ile THID etkinliğinin değişimi ve PV-THID uygulama başlıklarından oluşmaktadır.

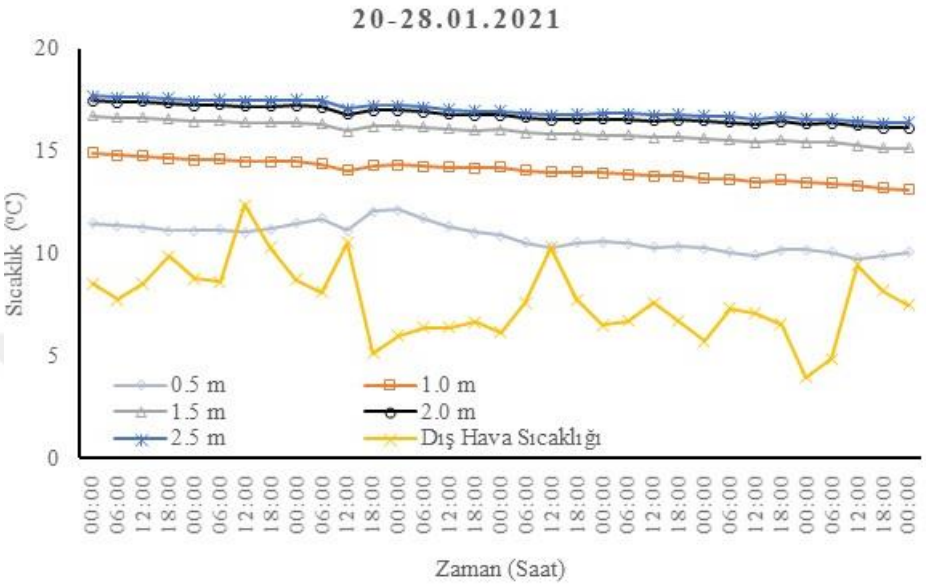
4.1. THID ile Mahal Isıtma Sonuçları

THID ile mahal ısıtma uygulamasında Şekil 4.1.'de kış dönemine ait 5 farklı derinlikten alınan toprak sıcaklıkları gösterilmektedir. 0.5m, 1m, 1.5m, 2m ve 2.5 m derinliğe ait toprak sıcaklıkları ölçülmüştür. Toprak sıcaklığının 1.5 m'den sonra küçük değişiklikler gösterdiği, 2 m ve 2.5 m derinliğinde ise nerdeyse aynı olduğu belirlenmiştir. Dış hava sıcaklığının gün boyunca toprak sıcaklığından daha düşük olduğu 28.01.2021 tarihinde yapılan ölçümlerde 2 m derinlikteki toprak sıcaklığı ile dış hava sıcaklığı arasında ortalama 10 °C sıcaklık farkı tespit edilmiştir.



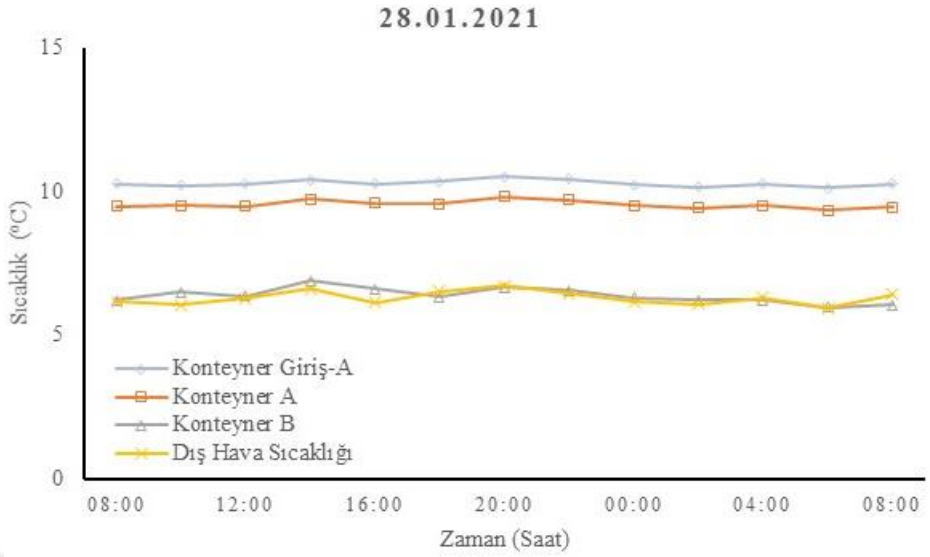
Şekil 4.1. Bir günlük dış hava ve farklı derinlikteki toprak sıcaklıklarının değişimi

Şekil 4.2.'de 20-28.01.2021 tarihleri arasında toprak ve dış hava sıcaklıkları gösterilmektedir. 2 m derinlikteki toprak sıcaklığının 1 haftalık değişimi yaklaşık 1 °C iken dış hava sıcaklığında gün içinde 5 °C -10°C arasında değişim olmaktadır.



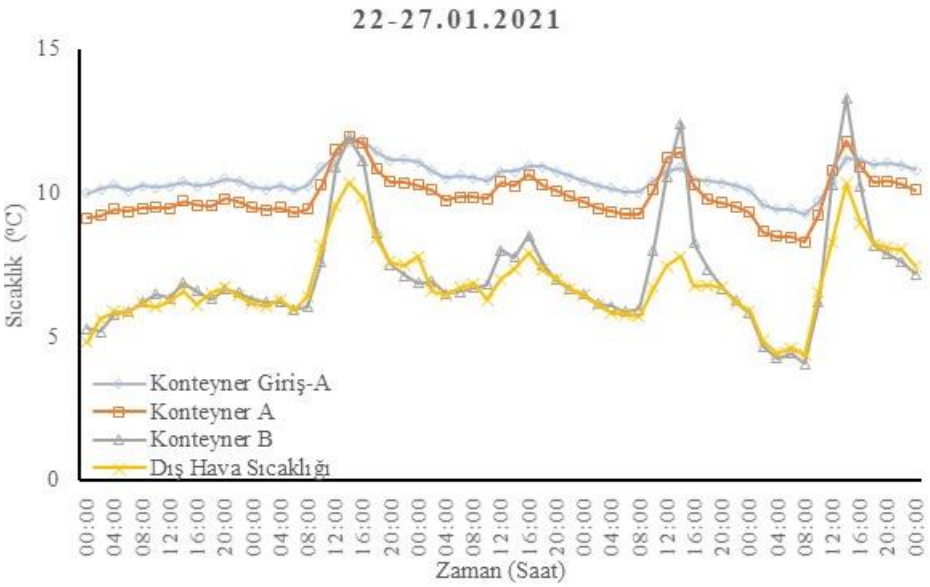
Şekil 4.2. Dış hava ve farklı derinlikteki toprak sıcaklıklarının zamanla değişimi

Şekil 4.3.'te konteyner sıcaklıkları karşılaştırılmıştır. 28.01.2021 tarihine ait ölçümlerde konteyner A THID ile ısıtılırken, konteyner B' de herhangi bir işlem yapılmamıştır. Şekilden THID kullanılan konteyner A iç ortam sıcaklığının ortalama 5 ºC arttığı, konteyner B iç ortam sıcaklığının neredeyse dış hava sıcaklığına eşit olduğu gözlemlenmektedir. Ayrıca Konteyner Giriş-A olarak ifade edilen THID çıkış sıcaklığı ile konteyner A iç ortam sıcaklığına ait ölçüm sonuçlarının birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. İki değer arasındaki farkın konteyner A'nın ısı kaybından kaynaklandığı, daha iyi bir yalıtım ile konteyner sıcaklığının THID çıkış sıcaklığına eşit olabileceği değerlendirilmektedir.



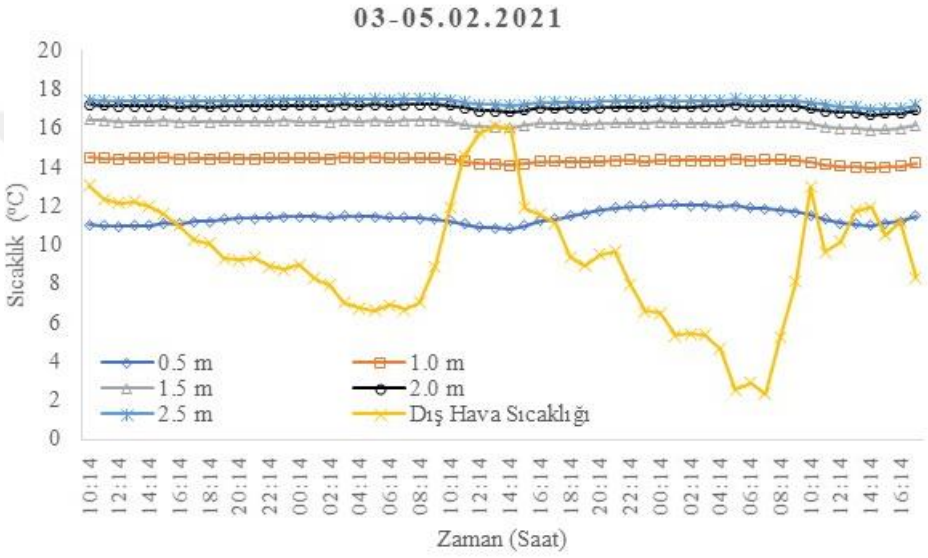
Şekil 4.3.Bir günlük konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Mahal ısıtma)

Şekil 4.4.'te 22-27.01.2021 tarihleri arasında konteyner sıcaklıkları karşılaştırılmıştır. THID ile ısıtılan konteyner A iç ortam sıcaklığının konteyner B iç ortam sıcaklığından ortalama 5 ºC fazla olduğu görülmektedir. Dış ortam sıcaklığının toprak sıcaklığına yakın olduğu ve güneş ışınımının yüksek olduğu saatlerde güneş radyasyonu ile ısınan mahallerde konteyner B sıcaklığının konteyner A sıcaklığına yaklaştığı görülmektedir.



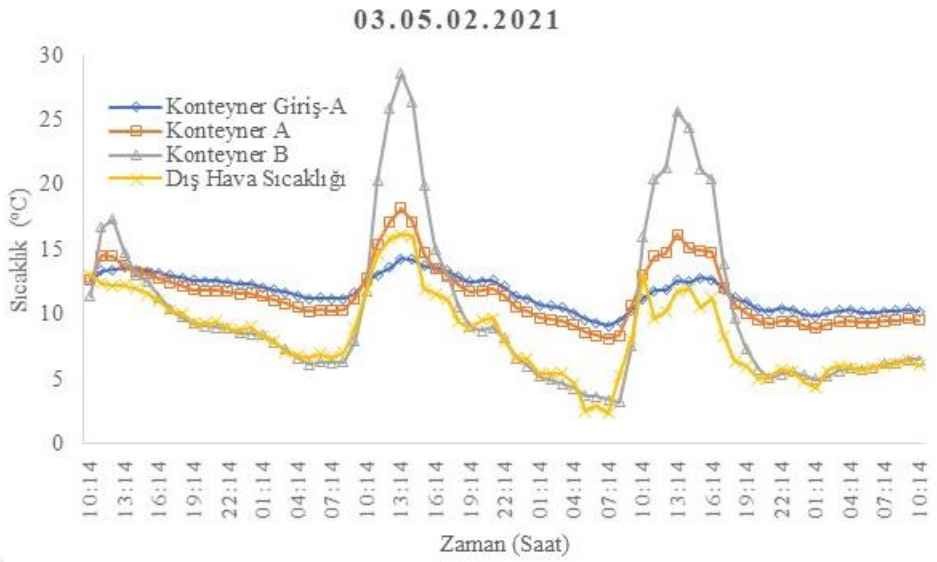
Şekil 4.4. Konteyner sıcaklıklarının zamanla değişimi (Mahal ısıtma)

Şekil 4.5.'de 03-05.02.2021 tarihleri arasında toprak ve dış hava sıcaklıkları gösterilmektedir. Ölçümlerde gece dış hava sıcaklığının 2 m derinlikteki toprak sıcaklığından yaklaşık 10 ºC daha düşük olduğu ve THID sisteminin ısıtma yapabilmesi için uygun şartlar olduğu görülmektedir. Gündüz vakitlerinde artan dış hava sıcaklığı THID sisteminin ısıtma potansiyelini azaltmaktadır. Özellikle güneş ışınımının en yüksek olduğu öğle saatlerinde dış hava sıcaklığının 2 m derinlikteki toprak sıcaklığına yaklaştığı gözlemlenmektedir.



Şekil 4.5. Dış hava ve farklı derinlikteki toprak sıcaklıklarının zamanla değişimi

Dış hava sıcaklığının toprak sıcaklığına yaklaştığı zaman aralığındaki konteyner sıcaklıklarına ait ölçüm sonuçları Şekil 4.6.'da gösterilmektedir. Dış hava sıcaklığının 2 m derinlikteki toprak sıcaklığına yaklaştığı dönemlerde THID kullanılmayan konteyner B ortam sıcaklığının THID kullanılan konteyner A ortam sıcaklığından 10 ºC fazla olduğu görülmektedir. Kış döneminde gece dış ortam sıcaklığının genel olarak toprak sıcaklığından düşük olduğu, gündüz dış ortam sıcaklığının toprak sıcaklığına yakın olduğu Şanlıurfa gibi karasal iklim şartlarına sahip bölgelerde THID sisteminin gün boyu kullanılmasının uygun olmadığı anlaşılmaktadır. Dış hava sıcaklığının toprak sıcaklığından yüksek olduğu zamanlarda THID kullanımının dezavantajı şekilden görünmektedir. Zira böyle sıcak günlerde THID'in konteyner havasını ısıtmadığı aksine soğuttuğu tespit edilmiştir.



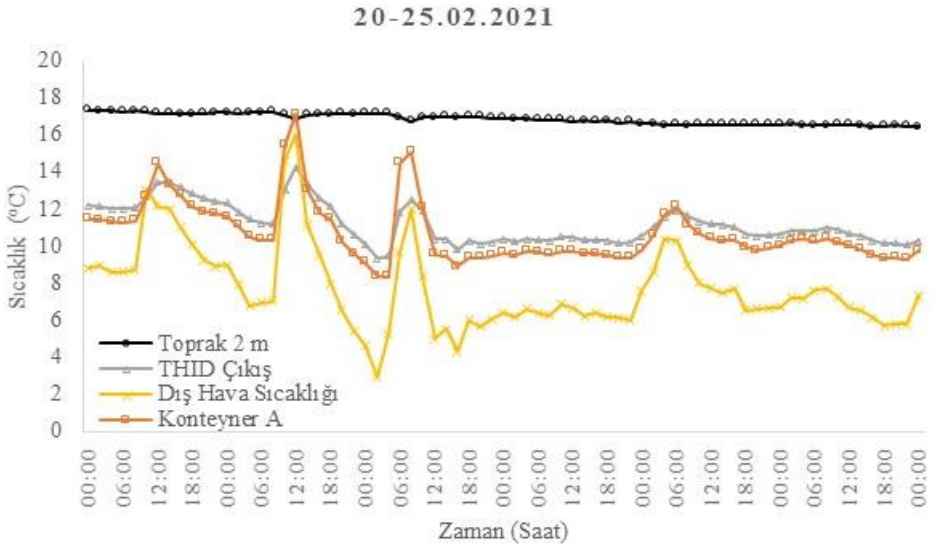
Şekil 4.6. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Mahal ısıtma)

Aralık, ocak ve şubat aylarında dış ortam sıcaklığının toprak sıcaklığından düşük olduğu zaman aralıklarına ait ölçüm sonuçları Çizelge 4.1.'de gösterilmektedir. Konteyner A ortalama sıcaklığı 10.7 ºC, konteyner B ortalama sıcaklığı 4.3 ºC olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.1. Dış hava, toprak ve konteynerlere ait ortalama sıcaklıklar (Mahal ısıtma)

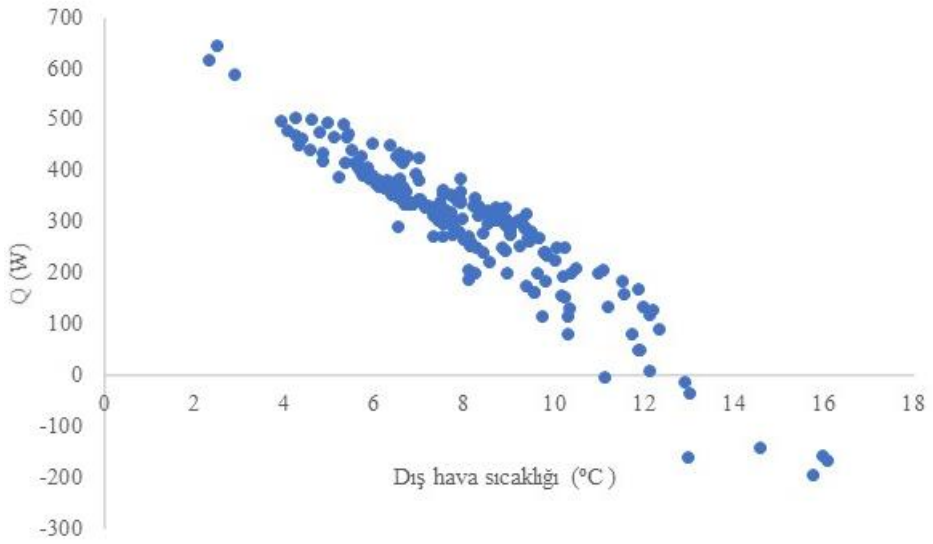
	Ölçüm noktaları				
	2 m Toprak	Dış hava	THID çıkış	Konteyner A	Konteyner B
Ortalama Sıcaklık [ºC]	17.5	4.2	11.5	10.7	4.3

THID sistemi ile ısıtılan konteyner A sıcaklığı, toprak, dış hava ve THID çıkış sıcaklığı Şekil 4.7.'de gösterilmektedir. THID çıkış sıcaklığının konteyner A sıcaklığına neredeyse eşit olduğu görülmektedir. 2 m derinliğindeki toprak sıcaklığı ile THID çıkış sıcaklığı arasında ise yaklaşık 6 ºC sıcaklık farkı olduğu gözlemlenmiştir.



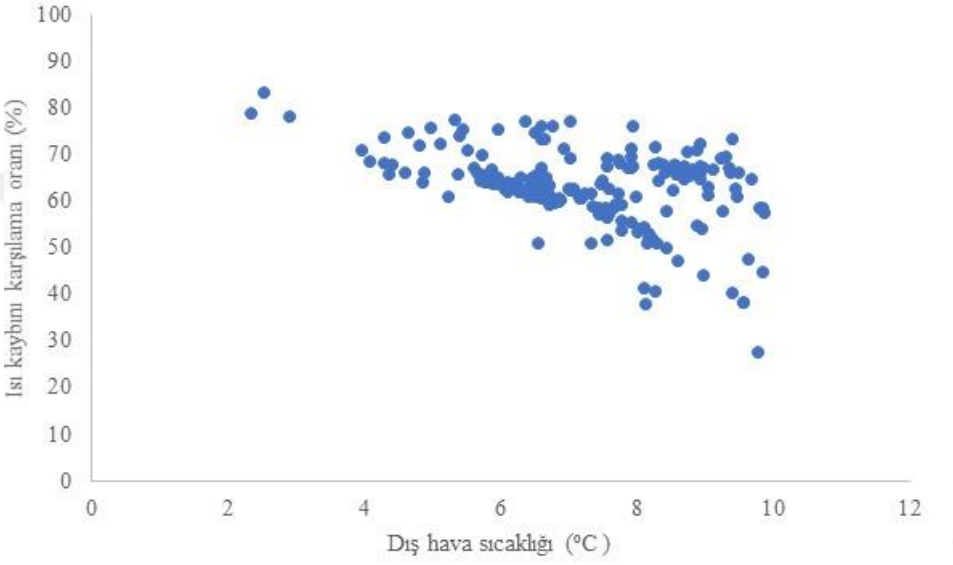
Şekil 4.7. THID çıkış, toprak, dış hava ve konteyner A sıcaklıkları (Mahal ısıtma)

Konteynerlere ait ısı kaybı hesabı bölüm 3.2.3.' te hesaplanmış ve ortalama 750 W bulunmuştur. THID sisteminin dış hava sıcaklığına göre değişen ısıtma kapasitesi Şekil 4.8.'de gösterilmektedir. En yüksek ısı kapasitesi dış hava sıcaklığının 2 ºC olarak ölçüldüğü zaman aralıklarında 640W olarak hesaplanmıştır. Şekilden THID sisteminin topraktan çektiği ısı miktarının dış hava sıcaklığı azaldıkça arttığı, sıcaklığın yükseldiği dönemlerde ise düştüğü anlaşılmaktadır. Şekilde " negatif " olarak hesaplanan değerlerin dış hava sıcaklığının toprak sıcaklığından daha yüksek olduğu sıcak günlere aittir.



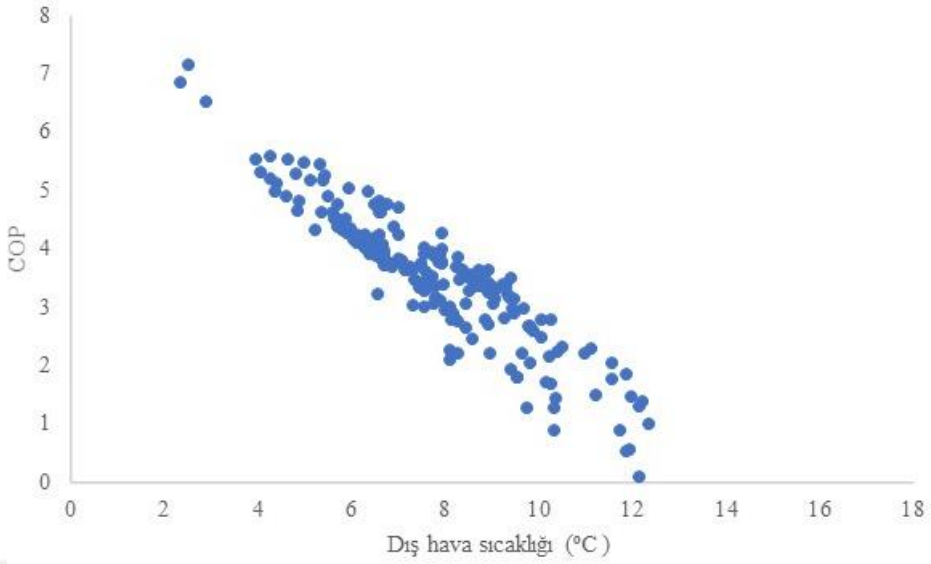
Şekil 4.8. THID ısıtma kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi

THID ısı kapasitesinin Konteyner ısı kaybını karşılama oranı Şekil 4.9.'da görülmektedir. Ortalama 350 W olarak hesaplanan ısı kapasitesinin özellikle soğuk günlerde artan ısı kaybını karşılama oranı yaklaşık %50 olarak hesaplanmıştır. Dış hava sıcaklığının artmasıyla konteyner ısı kaybının ve THID ısı kapasitesinin birbirine yakın oranlarda azaldığı gözlemlendiğinden karşılama oranında belirgin bir değişiklik olmadığı görülmektedir.



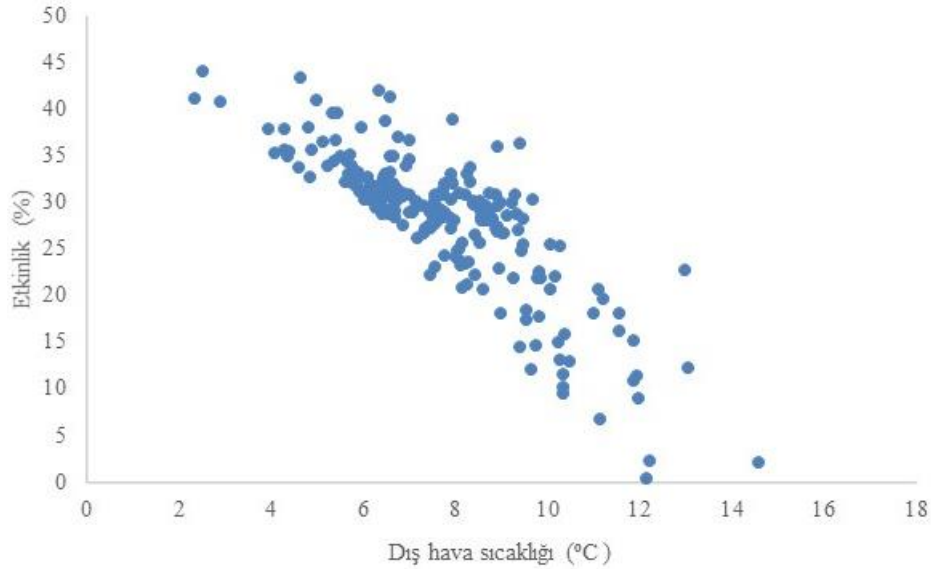
Şekil 4.9. THID ısı kapasitesinin konteyner ısı kaybını karşılama oranı

THID sisteminin ısıtma durumundaki COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.10.'da gösterilmektedir. COP değeri hesaplanırken THID sistemindeki hava hareketini sağlayan fanın sarf ettiği güç ortalama 90 W olarak ölçülmüştür. En yüksek COP değeri 7.13 olarak ölçülürken ortalama COP 3.39 olarak hesaplanmıştır.



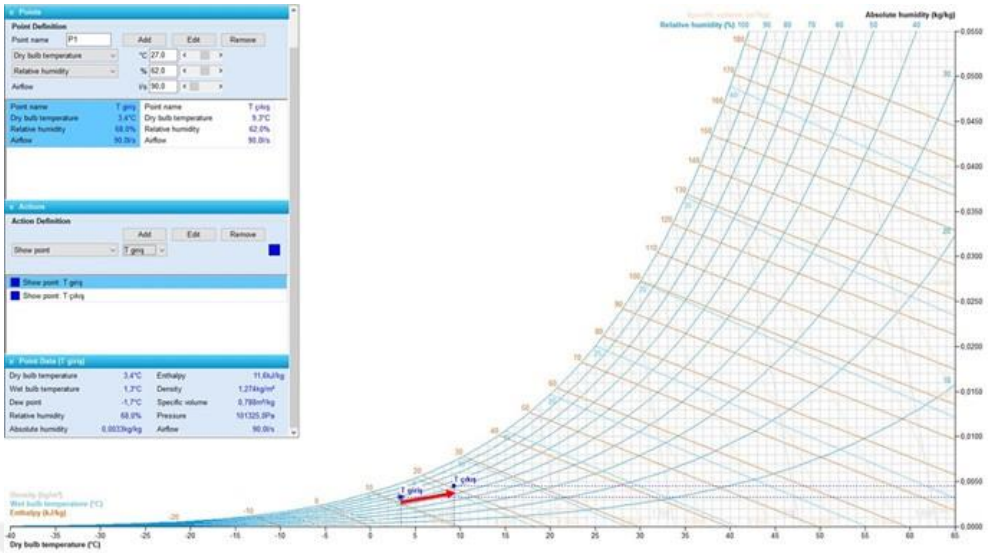
Şekil 4.10. Mahal ısıtmada THID sistemine ait COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi

THID etkinliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimi Şekil 4.11.'de gösterilmektedir. Etkinlik değerinin sıcaklık artışı ile ters orantılı olarak değiştiği gözlemlenmektedir.



Şekil 4.11. Mahal ısıtmada THID etkinliğinin dış hava sıcaklığı ile değişimi

Psikrometrik diyagramda THID giriş ve çıkış sıcaklıklarının görünümü Şekil 4.12.'de gösterilmektedir. THID giriş ve çıkış noktalarına ait entalpi değerleri şekil üzerinden okunmaktadır.



Şekil 4.12. THID mahal ısıtma işleminin Psikrometrik diyagramda görünümü

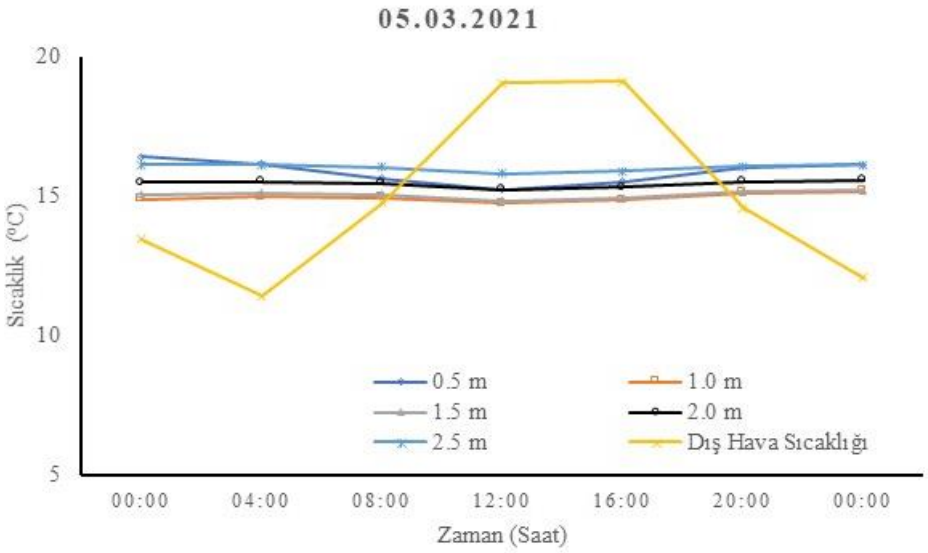
Bölüm 1.6.'da belirtilen denklemler kullanılarak THID mahal ısıtma uygulamasına ait ekserji analizi yapılmıştır. Çizelge 4.2.'de yapılan ekserji analiz sonuçları gösterilmektedir.

Çizelge 4.2.THID mahal ısıtma uygulamasına ait ekserji sonuçları

		Sıcaklık T [ºC]	Kütlesel debi $\dot{m}_h$[kg/s]	Ekserji Ψ[kW]	Ekserji yıkımı $\dot{E}_{xdest}$[kW]	Ekserjetik verim η_{II}[%]
Ölçüm no	Parametre					
I	THID giriş	4.71	0.0911	0.16	-	-
	THID çıkış	10.08	0.0911	0.39	-	-
	THID mahal ısıtma	-	0.0911	0.23	0.13	43.4
II	THID giriş	7.97	0.0911	0.19	-	-
	THID çıkış	11.17	0.0911	0.37	-	-
	THID mahal ısıtma	-	0.0911	0.18	0.11	38.8
III	THID giriş	10.8	0.0911	0.11	-	-
	THID çıkış	12.57	0.0911	0.27	-	-
	THID mahal ısıtma	-	0.0911	0.16	0.10	37.5

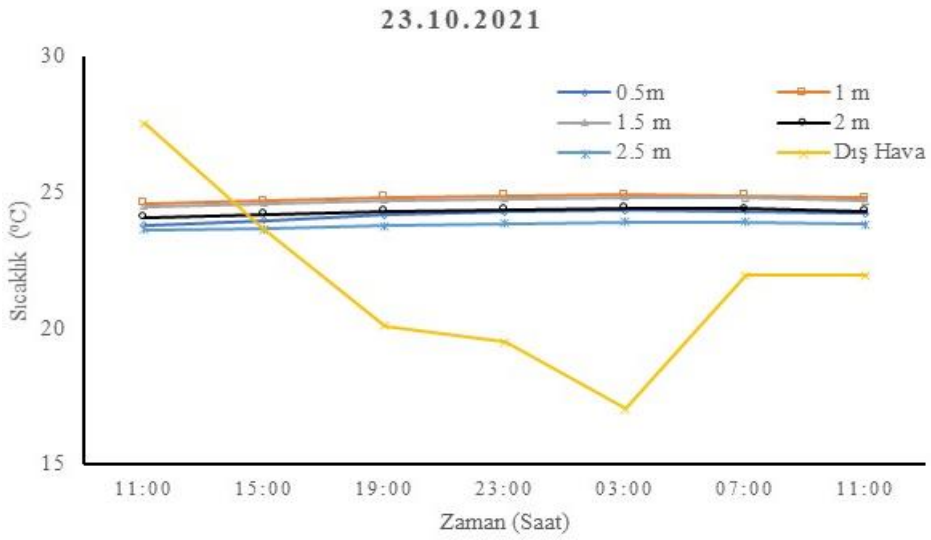
4.2. THID ile Geçiş Döneminde Mahal Isıtma-Soğutma Sonuçları

Dış hava sıcaklığının toprak sıcaklığından gün içerisinde yüksek veya düşük olduğu ve gün içerisinde ısıtma ve soğutma ihtiyacının olduğu dönem geçiş dönemi olarak adlandırılmıştır. Isıtmadan soğutma sezonuna geçişin olduğu Mart-Nisan ayları ve soğutmadan ısıtma sezonuna geçişin olduğu Ekim-Kasım ayları geçiş dönemleridir. Bu dönemde dış ortam sıcaklığı gün içerisinde toprak sıcaklığına göre önemli değişkenlik göstermektedir. Şekil 4.13.'te ısıtma döneminden soğutma dönemine geçişin olduğu mart ayına ait bir günlük ölçüm sonucu gösterilmektedir. Şekilden THID sisteminin gece ısıtma gündüz soğutma potansiyelinden faydalanabileceği görülmektedir.



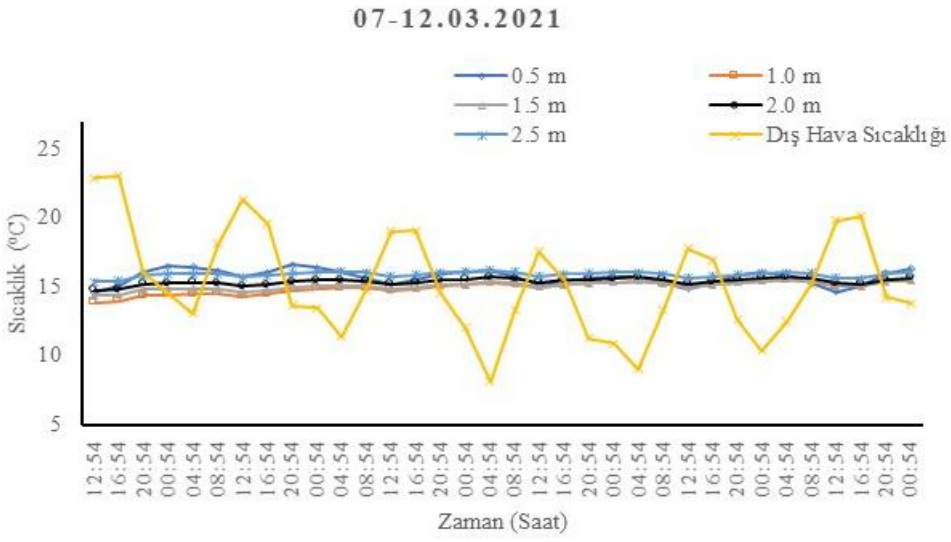
Şekil 4.13. Geçiş dönemi dış hava ve toprak sıcaklıkları (Mart)

Şekil 4.14.'te soğutma sezonundan ısıtma sezonuna geçişin olduğu Ekim ayına ait ölçüm sonucu gösterilmektedir. Şekilden THID sisteminin ısıtma ve soğutma potansiyelinden gün içinde faydalanılabileceği görülmektedir.



Şekil 4.14. Geçiş dönemi dış hava ve toprak sıcaklıkları (Ekim)

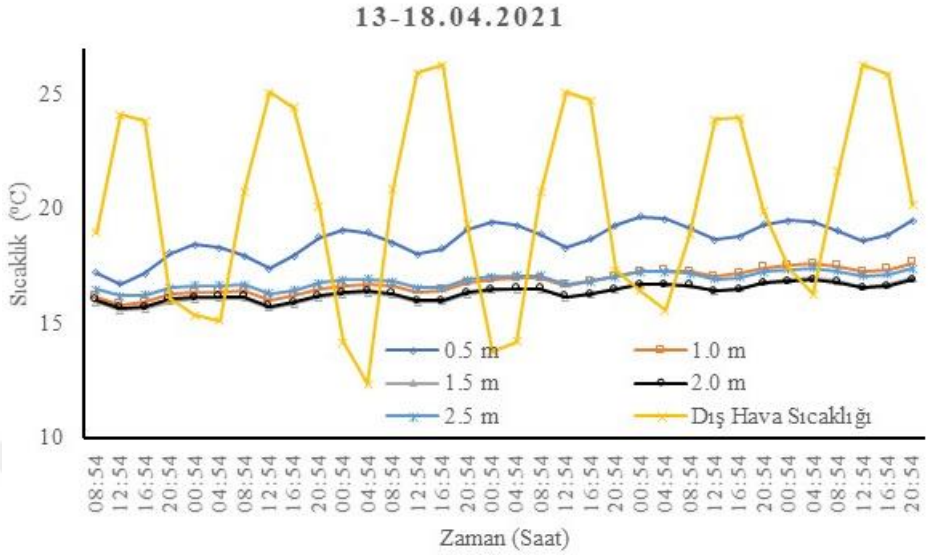
Mart ayına ait dış hava ve toprak sıcaklığı ölçüm sonuçları Şekil 4.15.'te gösterilmiştir. Geçiş dönemine ait veriler incelendiğinde dış hava sıcaklığındaki yüksek dalgalanma dikkat çekmektedir. Gece ve gündüz arasındaki sıcaklık farkının 12 ºC-15 ºC arasında değiştiği bu geçiş dönemlerinde THID geceleri ısıtma gündüz ise soğutma görevi görmektedir.



Şekil 4.15. Dış hava ve toprak sıcaklıklarının zamanla değişimi (Mart)

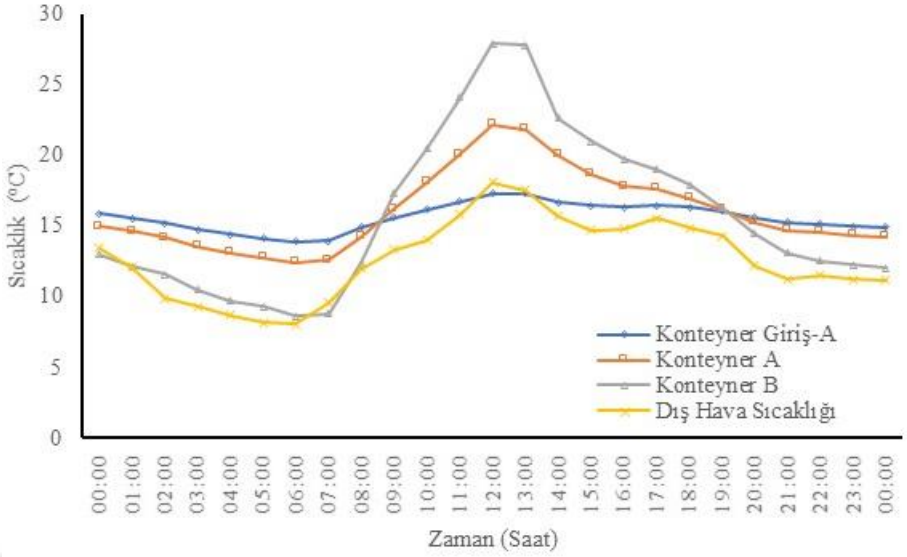
Isıtmadan soğutma sezonuna geçişin olduğu nisan ayındaki belirli günlere ait ölçüm sonuçları Şekil 4.16.'da gösterilmiştir. Dış hava ve farklı derinliklerdeki

toprak sıcaklığının gösterildiği şekil incelendiğinde dış ortam sıcaklığının 2 m derinlikteki toprak sıcaklığının altına çok fazla düşmediği gözlemlenmektedir.



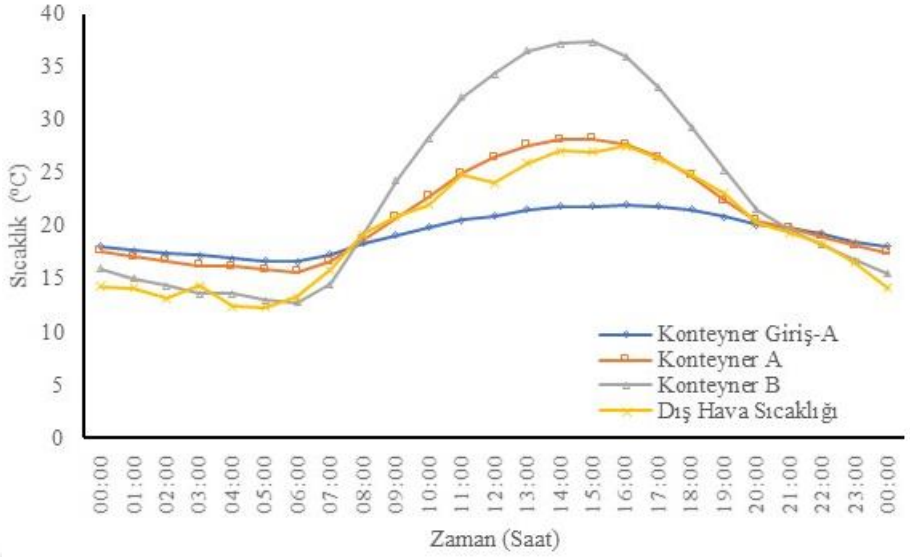
Şekil 4.16. Dış hava ve toprak sıcaklıkları karşılaştırması (Nisan)

Mart ayına ait bir günlük konteyner sıcaklığı ölçüm sonuçları Şekil 4.17.'de gösterilmiştir. Isıtma sezonundan çıkışın başladığı bu dönemde THID kullanımının konteyner iç ortam sıcaklığında yaklaşık 7 ^{0}C düşüş sağladığı tespit edilmiştir. Konteyner B öğle saatlerinde 28 ^{0}C sıcaklığa yükselirken THID ile soğutulan konteyner A sıcaklığı yaklaşık 22 ^{0}C olarak ölçülmektedir. Gece saatlerinde düşen sıcaklık konteyner B sıcaklığını 8 ^{0}C'ye kadar düşürürken 15 ^{0}C çıkış sıcaklığına sahip THID ile ısıtılan konteyner A'nın 14 ^{0}C sıcaklığa sahip olduğu görülmektedir.



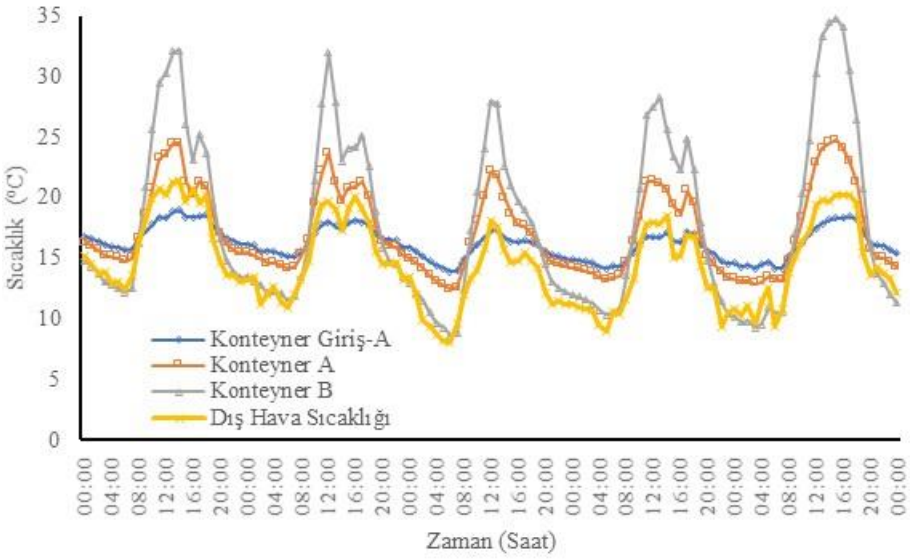
Şekil 4.17. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Mart)

Şekil 4.18.'de nisan ayına ait konteyner sıcaklığı ölçüm sonuçları karşılaştırılmıştır. Dış hava sıcaklığının ortalama 15 ^{0}C olduğu öğle saatlerinde yüksek güneş radyasyonundan dolayı konteyner B sıcaklığı yaklaşık 38 ^{0}C olarak ölçülmüştür. Konteyner A iç ortam sıcaklığının yaklaşık 27 ^{0}C olarak ölçüldüğü geçiş döneminde THID ile sıcaklıkta yaklaşık 10 ^{0}C'lik bir düşüş sağlandığı görülmektedir. Geçiş dönemine ait veriler incelendiğinde dış hava sıcaklığındaki yüksek dalgalanma dikkat çekmektedir. Gece ve gündüz arasındaki sıcaklık farkının 12 ^{0}C-15 ^{0}C arasında değiştiği bu geçiş dönemlerinde THID geceleri ısıtma gündüz ise soğutma görevi görmektedir.



Şekil 4.18. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Nisan geçiş dönemi)

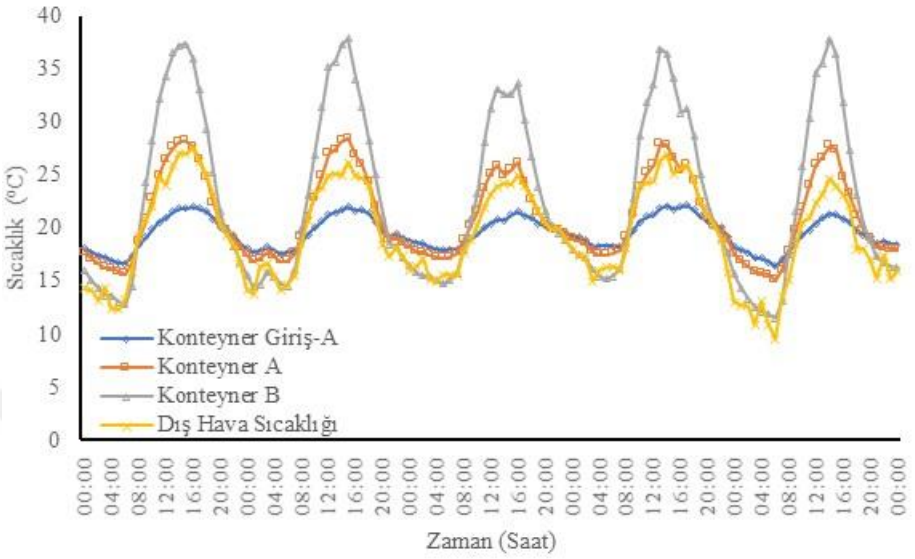
Mart ayına ait beş günlük konteyner sıcaklığı ölçüm sonuçları Şekil 4.19.'da karşılaştırılmıştır. THID sisteminin gece ısıtma yaparak konteyner sıcaklığını ortalama 5 ºC yükselttiği gündüz ise soğutma yaparak sıcaklığı yaklaşık 10 ºC düşürdüğü tespit edilmiştir.



Şekil 4.19. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Mart geçiş dönemi)

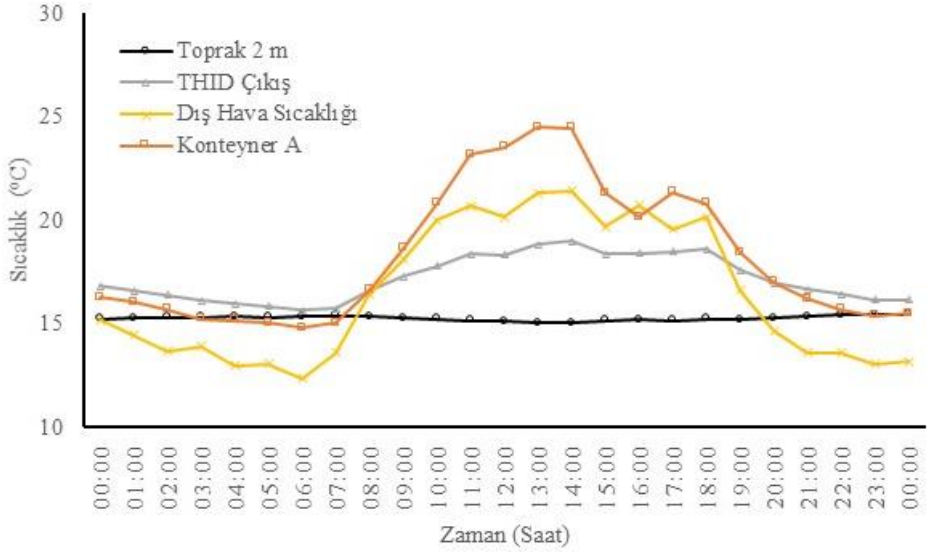
Şekil 4.20.'de nisan ayına ait 5 günlük konteyner sıcaklığı ölçüm sonuçları karşılaştırılmıştır. .THID çıkış sıcaklığının 17 ºC – 21 ºC arasında değiştiği

ölçümlerin sonucunda sistemin gündüz soğutma gece ısıtma potansiyeline sahip olduğu görülmektedir.



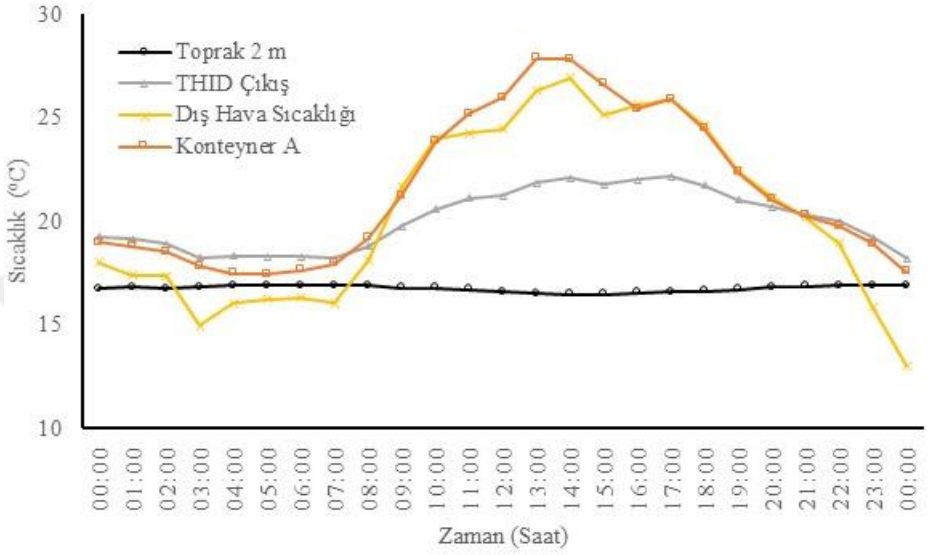
Şekil 4.20. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Nisan geçiş dönemi)

Şekil 4.21.'de mart ayı için bir günlük THID çıkış, toprak, dış hava ve konteyner A sıcaklığı gösterilmektedir. Dış hava sıcaklığının toprak sıcaklığının altına düştüğü anlarda ısıtma toprak sıcaklığının üstüne düştüğü dönemlerde ise soğutma yapıldığı gözlemlenmektedir.



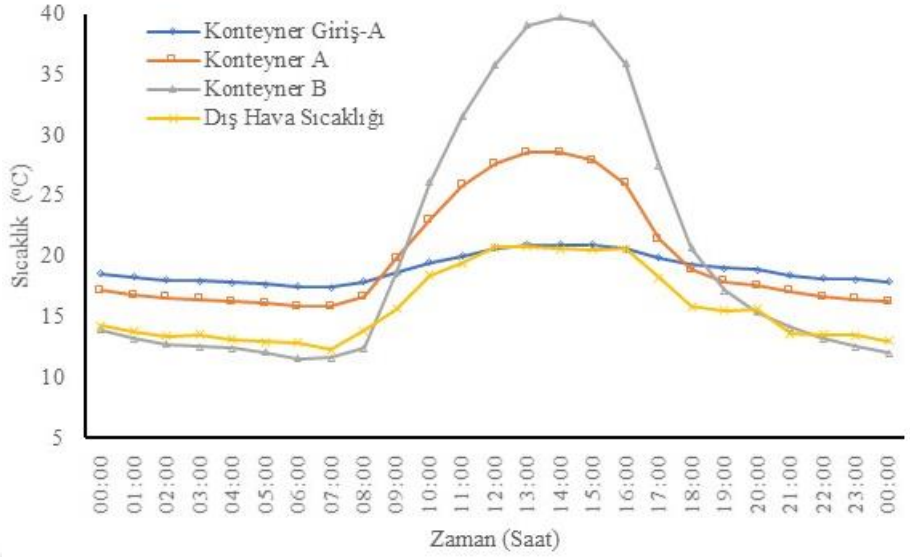
Şekil 4.21. THID çıkış, toprak, dış hava ve konteyner A sıcaklıkları (Mart geçiş dönemi)

Şekil 4.22.'de nisan ayı için bir günlük THID çıkış, toprak, dış hava ve konteyner A sıcaklığı gösterilmektedir. Dış hava sıcaklığının toprak sıcaklığının altına düştüğü anlarda ısıtma toprak sıcaklığının üstüne düştüğü dönemlerde ise soğutma yapıldığı gözlemlenmektedir.



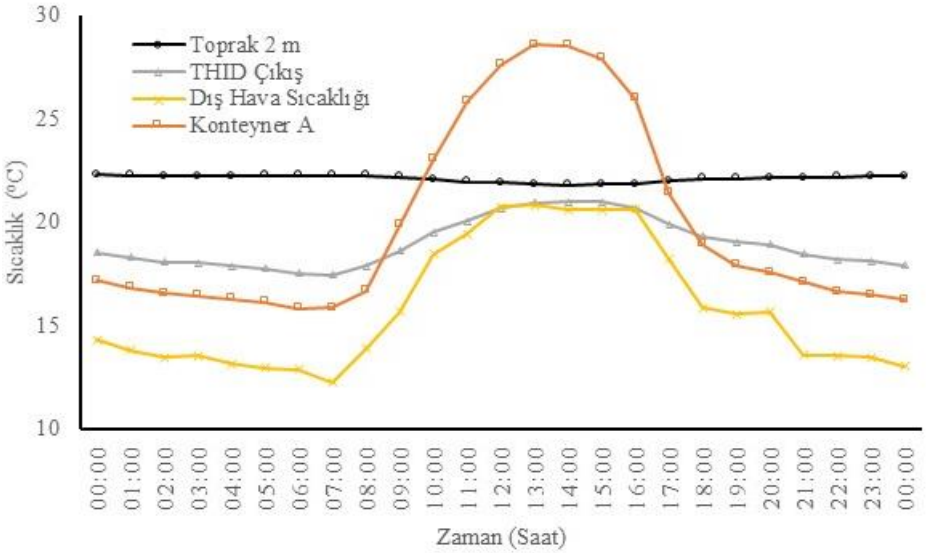
Şekil 4.22. THID çıkış, toprak, dış hava ve konteyner A sıcaklıkları (Nisan geçiş dönemi)

Şekil 4.23.'te ekim ayına ait konteyner sıcaklıkları karşılaştırılmaktadır. Soğutma sezonundan ısıtma sezonuna geçiş döneminde konteyner sıcaklıklarının hala yüksek olduğu ve soğutma ihtiyacının devam ettiği görülmektedir. Konteyner B sıcaklığının 10 ^{0}C'ye kadar düştüğü zaman aralığında THID ile ısıtılan konteyner A sıcaklığının ortalama 15 ^{0}C olduğu belirlenmiştir.



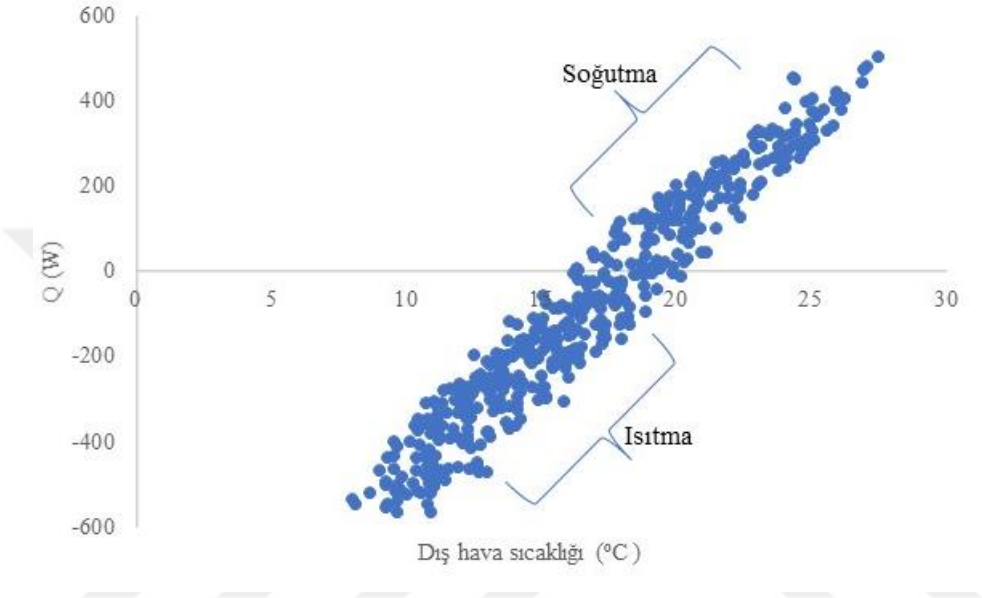
Şekil 4.23. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Ekim geçiş dönemi)

Şekil 4.24.'te ekim ayı için bir günlük THID çıkış, toprak, dış hava ve konteyner A sıcaklığı gösterilmektedir. Ölçümler sonucunda dış hava sıcaklığının gün boyu 2 m derinliğindeki toprak sıcaklığının altında olduğu gözlemlenmiştir. Konteyner A sıcaklığının toprak sıcaklığından gündüz yaklaşık 6 ºC yüksek olduğu gece ise 6 ºC düşük olduğu görülmektedir.



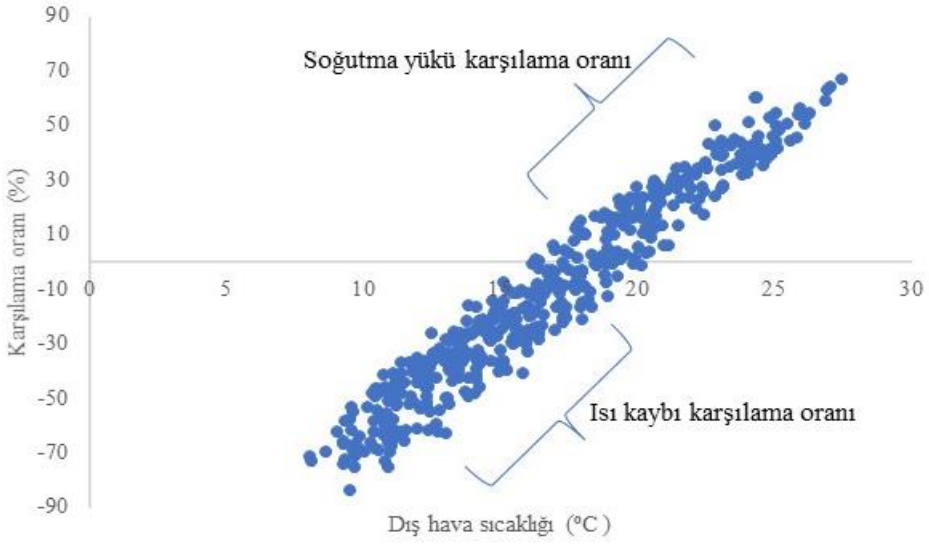
Şekil 4.24. THID çıkış, toprak, dış hava ve konteyner A sıcaklıkları (Ekim geçiş dönemi)

Şekil 4.25.'te THID sisteminin dış hava sıcaklığına göre değişen geçiş dönemine ait ısıtma ve soğutma kapasitesi gösterilmektedir. Dış hava sıcaklığının toprak sıcaklığından yüksek olduğu dönemlerde soğutma kapasitesinin 500 W'a kadar çıktığı gözlemlenmektedir. Dış hava sıcaklığının toprak sıcaklığının altına indiği zaman aralığında ise ısıtma kapasitesi 600 W'a kadar yükselmiştir.



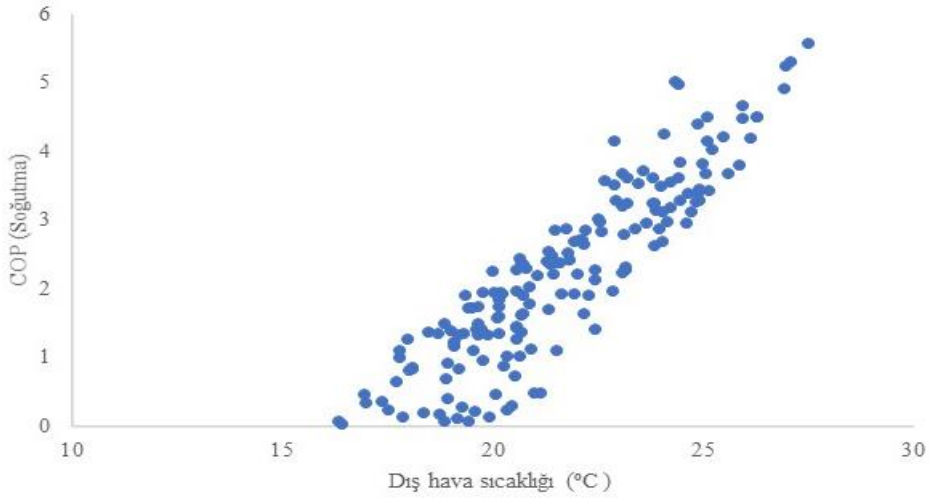
Şekil 4.25. THID ısıtma-soğutma kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi (Geçiş Dönemi)

THID sisteminin sahip olduğu ısıtma ve soğutma kapasitesinin ısı kaybı ve soğutma yükünü karşılama oranı Şekil 4.26.'da gösterilmektedir. Konteyner ısı kaybı ortalama 650 W, soğutma yükü ise ortalama 750 W olarak hesaplanmıştır. THID sisteminin geçiş dönemlerinde mahal iklimlendirme uygulamalarında uygun bir yöntem olduğu %70'leri geçen ısı kaybı ve soğutma yükü karşılama oranları göstermektedir.

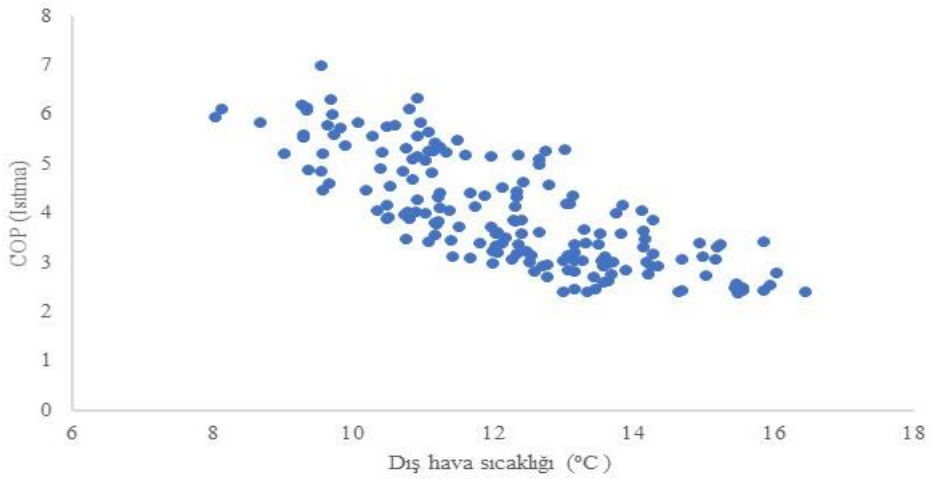


Şekil 4.26. THID ısıtma ve soğutma kapasitesinin ısı kaybı ve soğutma yükünü karşılama oranı (Geçiş Dönemi)

THID sisteminin soğutma durumundaki COP değerinin dış hava sıcaklığına göre değişimi Şekil 4.27.'de gösterilmektedir. Geçiş döneminde THID hem soğutma hem ısıtma potansiyeline sahip olduğundan COP iki durum için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Şekil 4.28.'de ısıtma durumunda THID sisteminin sahip olduğu COP değerinin dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir.



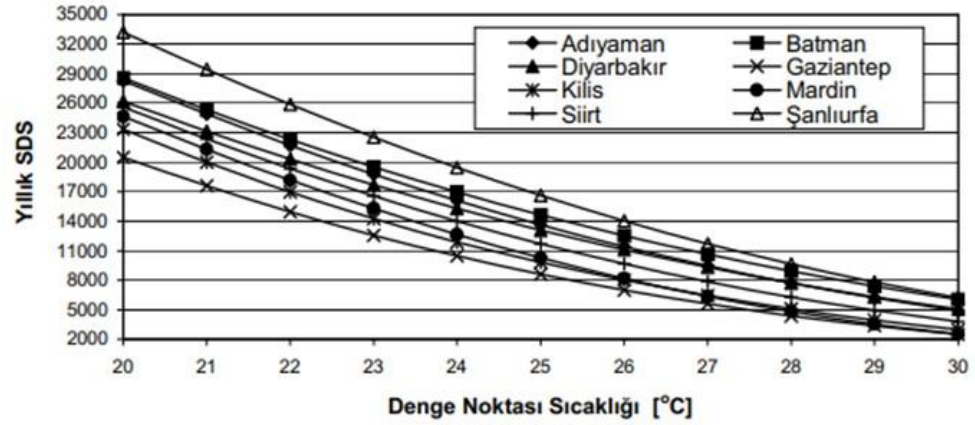
Şekil 4.27. Soğutma durumunda THID COP değerinin dış hava sıcaklığına göre değişimi (Geçiş Dönemi)



Şekil 4.28. Isıtma durumunda THID COP değerinin dış hava sıcaklığına göre değişimi (Geçiş Dönemi)

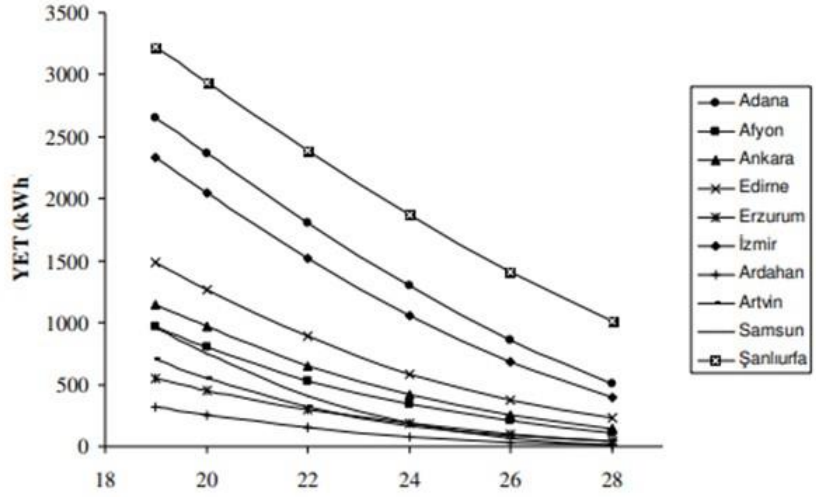
4.3. THID ile Mahal Soğutma Sonuçları

Türkiye'nin en sıcak bölgelerinden biri olan Şanlıurfa'da yaz döneminin uzun olmasından dolayı mahal soğutmasında sarf edilen enerji toplam enerji tüketimindeki en büyük paylardan birini oluşturmaktadır. Bulut ve ark. (2002) Şanlıurfa'nın da içinde yer aldığı Türkiye'nin en yüksek sıcaklıklara sahip iklim bölgesinden seçilen 7 kent için soğutma derece saat değerlerini hesaplamıştır. Şekil 4.29.'da yıllık soğutma derece-saat sayısının denge noktası sıcaklıklarına göre değişimi gösterilmektedir. Şanlıurfa'nın en yüksek yıllık soğutma derece-saat sayısına sahip olduğu şekilden anlaşılmaktadır.



Şekil 4.29. Yıllık soğutma derece-saat sayısının denge noktası sıcaklıklarına göre değişimi (Bulut ve ark., 2002)

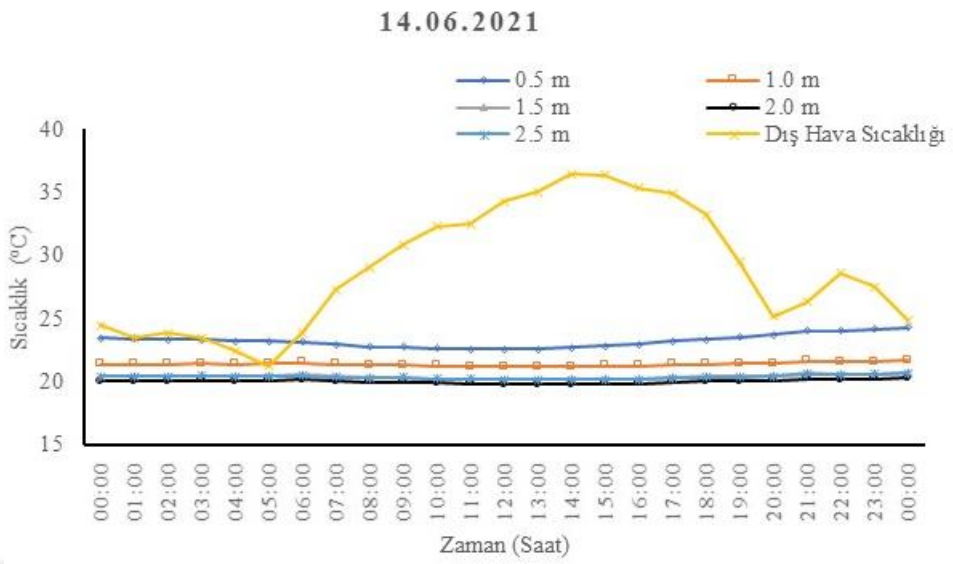
Dombaycı ve ark. (2009) farklı iklim şartlarına sahip farklı bölgelerdeki konutlarda soğutma enerjisi tüketimini incelemiştir. 10 ilin karşılaştırıldığı çalışma sonucunda Şanlıurfa'nın yıllık soğutma enerjisi tüketiminde tüm baz sıcaklıklarında en yüksek değerlere sahip olduğu görülmüştür (Şekil 4.30.).



Şekil 4.30. Farklı illere göre yıllık soğutma enerji tüketiminin baz sıcaklık ile değişimi (Dombaycı ve ark., 2009)

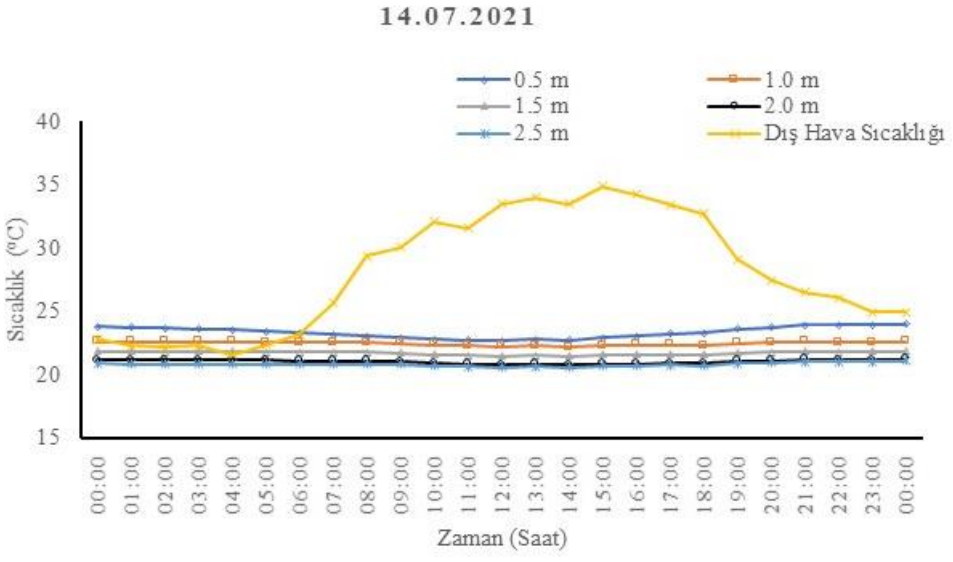
Binalarda soğutma için tüketilen enerji miktarında Şanlıurfa'nın Türkiye'deki iller arasında ilk sıralarda olması bu bölgede soğutma uygulamaları ile ilgili yapılan araştırmaların önemini göstermektedir. Özellikle soğutma sistemlerinde yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanılması ve bu sistemlerin etkinliğinin arttırılması bu anlamda yapılması gereken ilk işlemlerdendir.

Şekil 4.31.'de haziran ayına ait bir günlük dış hava ve toprak sıcaklıkları karşılaştırılmaktadır. 0.5m, 1m, 1.5m, 2m ve 2.5 m derinliğe ait toprak sıcaklıkları soğutma döneminde ölçülmüştür. Toprak sıcaklığının ısıtma dönemine benzer şekilde 1.5 m'den sonra küçük değişiklikler gösterdiği, 2 m ve 2.5 m derinliğinde ise nerdeyse aynı olduğu belirlenmiştir. Temmuz ve ağustos aylarına ait bir günlük dış hava ve toprak sıcaklıkları Şekil 4.32. ve Şekil 4.33.'te gösterilmektedir.



Şekil 4.31. Soğutma dönemi dış hava ve toprak sıcaklıkları (Haziran)

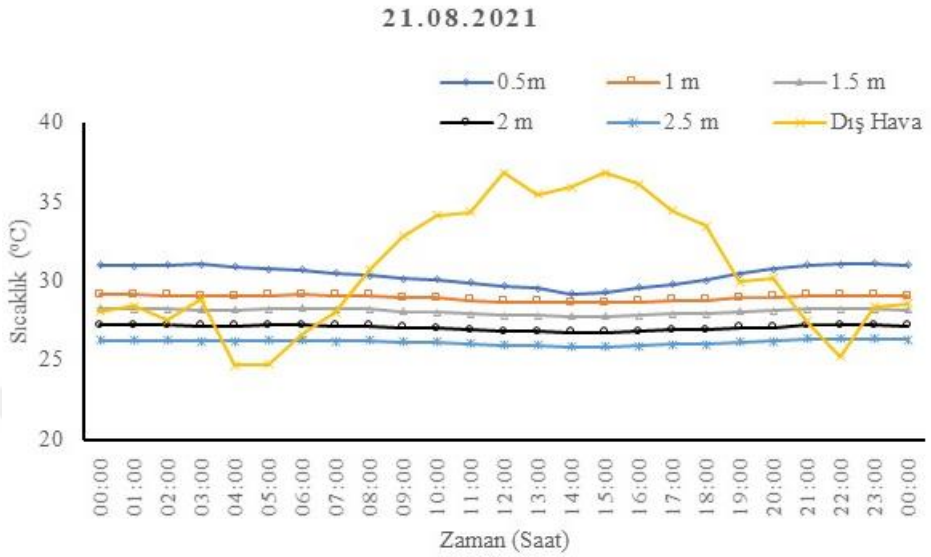
Şekil 4.32.'de temmuz ayına ait bir günlük dış hava ve toprak sıcaklıkları gösterilmektedir. Toprak sıcaklığının 20 ºC-25 ºC arasında olduğu dış hava sıcaklığının ise 37 ºC'ye kadar yükseldiği görülmektedir.



Şekil 4.32. Soğutma dönemi dış hava ve toprak sıcaklıkları (Temmuz)

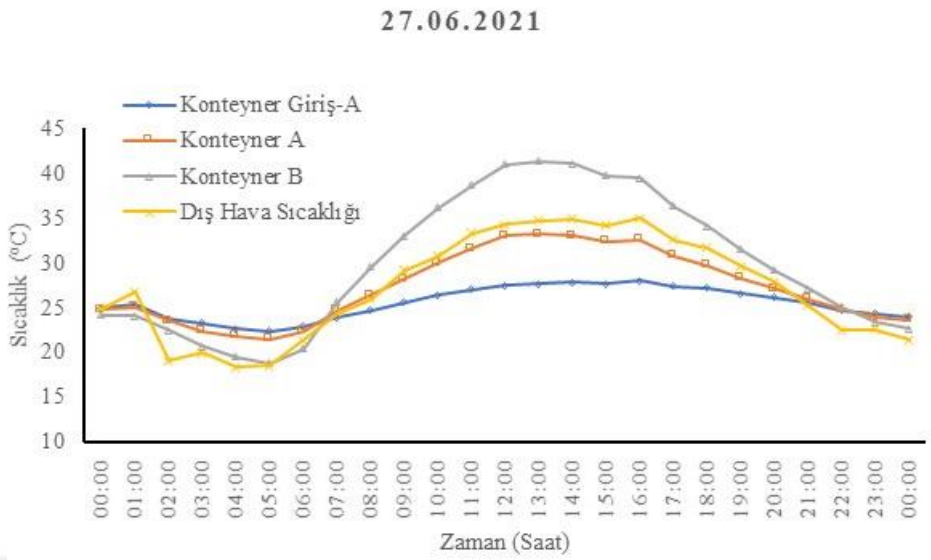
Şekil 4.33.'de ağustos ayına ait bir günlük dış hava ve toprak sıcaklıkları gösterilmektedir. Şekilden toprak sıcaklığının 25 ºC-30 ºC arasında olduğu, dış hava

sıcaklığının gündüz 40 ºC'ye yaklaştığı gece ise toprak sıcaklığına yakın olduğu görülmektedir.



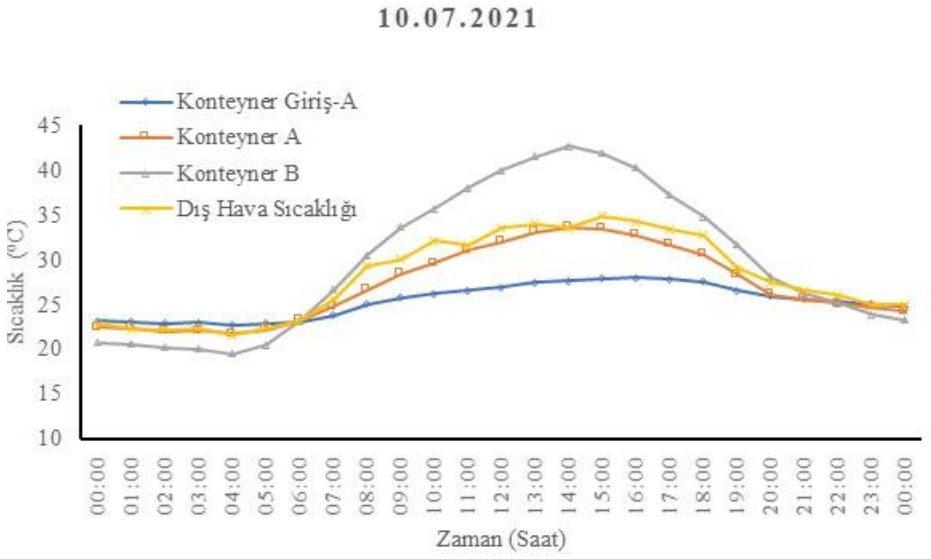
Şekil 4.33. Soğutma dönemi dış hava ve toprak sıcaklıkları (Ağustos)

Şekil 4.34.'te THID ile soğutulan Konteyner A ile herhangi bir soğutma işlemi yapılmayan Konteyner B karşılaştırılmıştır. Şekilden Konteyner B sıcaklığının 45 ºC'ye yaklaştığı buna karşın THID ile soğutulan Konteyner A'nın ortalama sıcaklığının 30 ºC' nin altında olduğu tespit edilmiştir. Dış ortam sıcaklığının ortalama 35 ºC olarak ölçüldüğü gündüz vakitlerinde THID sisteminden Konteyner Giriş A sıcaklığını ortalama 25 ºC olduğu gözlemlenmektedir.



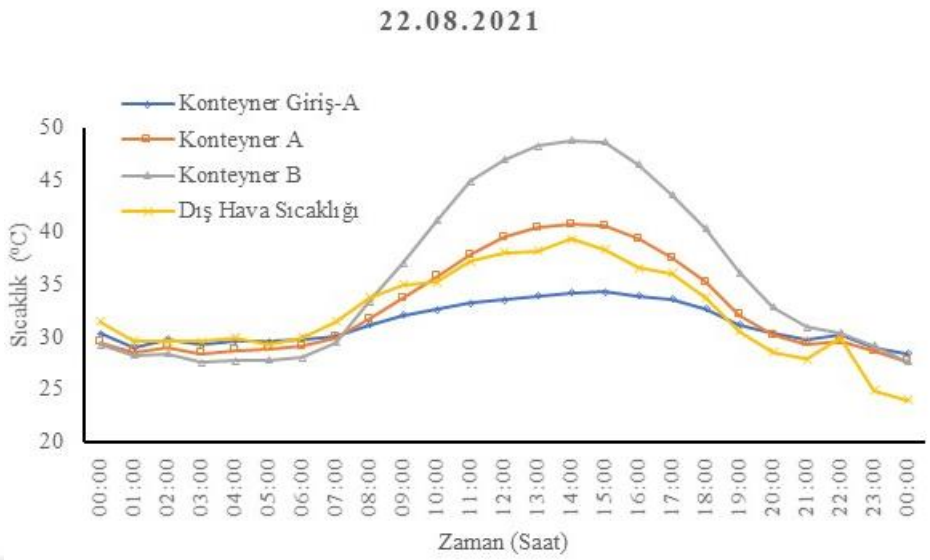
Şekil 4.34. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Haziran)

Şekil 4.35.'te Mahal soğutma işlemine ait temmuz ayı bir günlük ölçüm sonuçları gösterilmektedir. Konteyner A sıcaklığı ile konteyner B sıcaklığı arasında yaklaşık 10 ºC'lik sıcaklık farkı görülmektedir.



Şekil 4.35. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Temmuz)

Şekil 4.36.'da Mahal soğutma işlemine ait ağustos ayı bir günlük ölçüm sonuçları gösterilmektedir. Konteyner B sıcaklığının 50 ºC'ye yaklaştığı buna karşın konteyner A sıcaklığının nispeten düşük kaldığı gözlemlenmiştir.



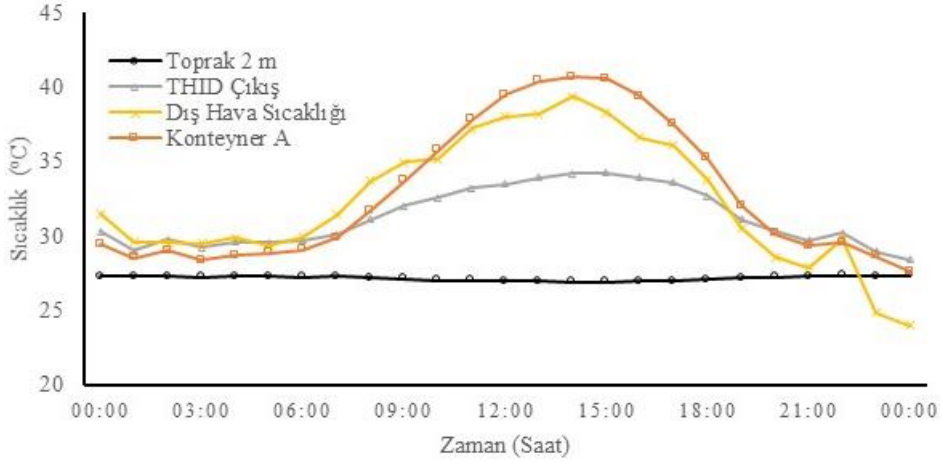
Şekil 4.36. Konteyner sıcaklıkları karşılaştırması (Ağustos)

Dış hava, toprak ve konteynerlere ait ortalama sıcaklıklar Çizelge 4.2.'de gösterilmektedir. Konteyner A ile Konteyner B arasında ortalama 13.5 ºC'lik fark görülmektedir. THID çıkış sıcaklığı ile Konteyner A'nın sıcaklığı arasında ise yaklaşık 5ºC'lik bir fark gözlemlenmektedir. Bu farkın azaltılması yani Konteyner sıcaklığının THID çıkış sıcaklığında muhafaza edilmesi ideal bir yalıtım uygulaması ile mümkündür.

Çizelge 4.3. Dış hava, toprak ve konteynerlere ait ortalama sıcaklıklar (Soğutma dönemi)

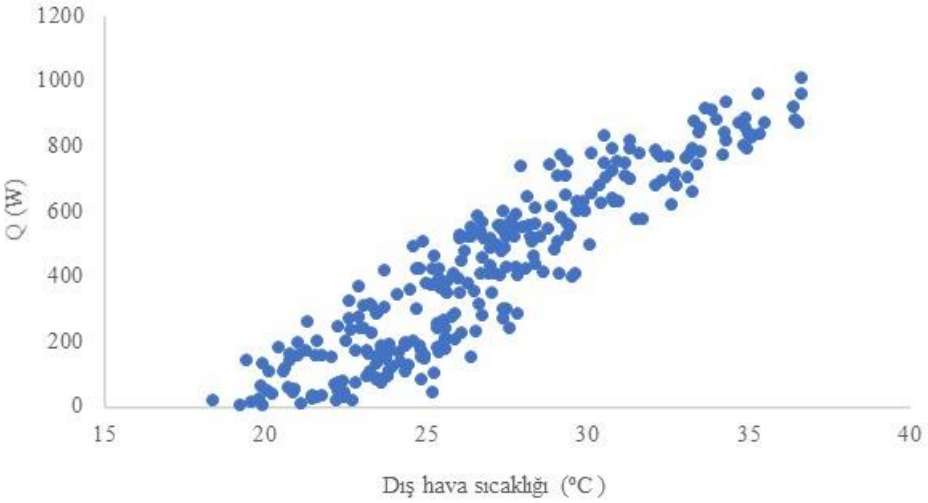
	Ölçüm noktaları				
	2 m Toprak	Dış hava	THID çıkış	Konteyner A	Konteyner B
Ortalama Sıcaklık [ºC]	19	34.7	25.5	30.19	43.7

Şekil 4.37.'de ağustos ayı için bir günlük THID çıkış, toprak, dış hava ve konteyner A sıcaklığı gösterilmektedir.



Şekil 4.37. THID çıkış, toprak, dış hava ve konteyner A sıcaklıkları (Mahal soğutma)

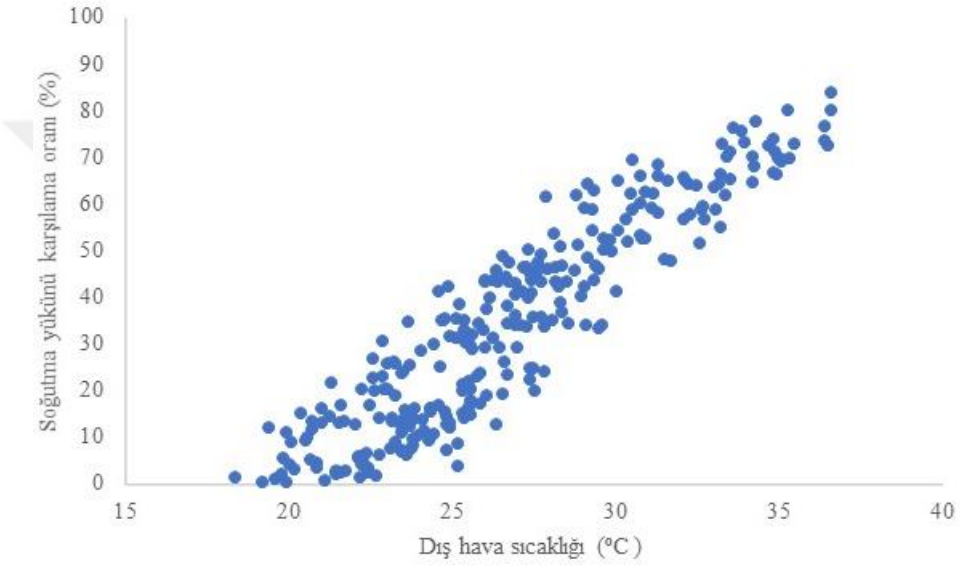
THID soğutma kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi Şekil 4.38.'de gösterilmektedir. Dış hava sıcaklığının toprak sıcaklığı olan 20 ⁰C'ye yakın olduğu dönemlerde soğutma kapasitesinin 0-400 W aralığında olduğu tespit edilmiştir. Buna karşın dış hava sıcaklığının artarak 40 ⁰C'ye kadar yükseldiği gündüz saatlerinde soğutma kapasitesinin 1000 W'a kadar çıktığı görülmektedir.



Şekil 4.38. THID soğutma kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi (Mahal soğutma)

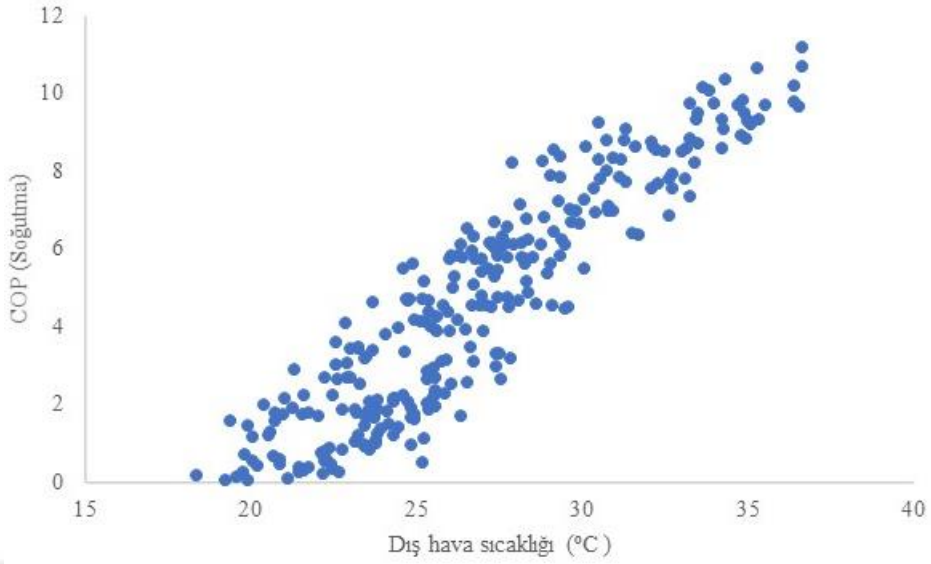
Şekil 4.39.'da THID soğutma kapasitesinin Konteyner soğutma yükünü karşılama oranı gösterilmektedir. Özellikle dış hava sıcaklığının yüksek olduğu dönemlerde THID sisteminin Konteynerin ihtiyacı olan yaklaşık 1000 W soğutma

yükünün tamamını karşılama potansiyeline sahip olduğu görülmektedir. Deneyde kullanılan konteynerin çok küçük (6 m^2 taban alanı) ölçülere sahip olmasından dolayı ona uygun seçilen THID sisteminin soğutma yükünün tamamını karşılayabilmesi beklenen bir sonuçtur. Elde edilen bu sonuçtan uygun ölçülerde ve kapasitede hazırlanan THID sistemlerinin daha büyük mahallerde kullanılacak iklimlendirme sistemlerinin enerji maliyetini düşürecek bir çözüm potansiyeline sahip olduğu anlaşılmaktadır.



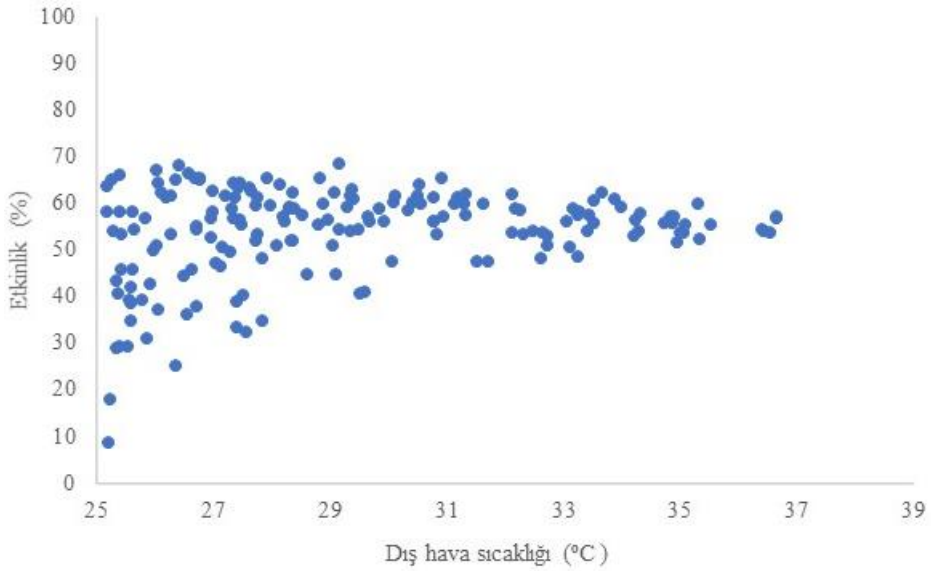
Şekil 4.39. THID soğutma kapasitesinin Konteyner soğutma yükünü karşılama oranı

THID sisteminin performans katsayısı olan COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.40.'da gösterilmektedir. 90 W güç tüketen fan tarafından THID sistemine gönderilen havanın tüketilen bu enerjiye karşılık yaklaşık 10 katı kadar bir soğutma performansı göstermesi THID sistemlerinin soğutma uygulamalarında kullanımının uygunluğunu bir kez daha göstermektedir.



Şekil 4.40. THID sistemine ait COP değerinin dış hava sıcaklığına göre değişimi (Mahal soğutma)

THID sisteminin etkinlik değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.41.'de gösterilmektedir. Şekilde THID sisteminin ortalama %60 etkinliğe sahip olduğu görülmektedir.

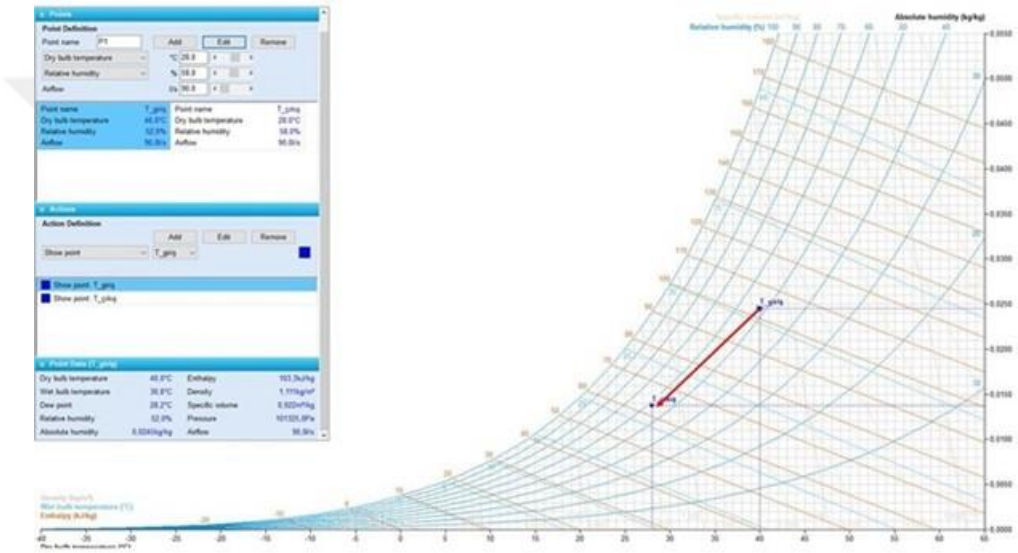


Şekil 4.41. THID etkinliğinin dış hava sıcaklığına göre değişimi (Mahal soğutma)

THID ile mahal soğutma uygulamalarına ait analizler bir bütün olarak ele alındığında bu sistemlerin artan enerji maliyetleri ve çevresel sorunların da göz önünde bulundurulmasıyla yüksek bir kullanım potansiyeline sahip olduğu

anlaşılmaktadır. Özellikle Şanlıurfa gibi sıcak iklime sahip bölgelerde soğutma uygulamalarında doğrudan veya dolaylı olarak THID sistemlerinden faydalanılması maliyet, verimlilik ve çevresel faktörler açısından uygun bir seçenek olarak değerlendirilmektedir.

THID giriş ve çıkış sıcaklıklarının Psikrometrik diyagramda görünümü Şekil 4.42.'de gösterilmektedir. THID giriş ve çıkış noktalarına ait entalpi değerleri şekil üzerinden okunmaktadır.



Şekil 4.42. THID mahal soğutma işleminin Psikrometrik diyagramda görünümü

Bölüm 1.6.'da belirtilen denklemler kullanılarak THID mahal soğutma uygulamasına ait ekserji analizi yapılmıştır. Çizelge 4.4.'de yapılan ekserji analiz sonuçları gösterilmektedir.

Çizelge 4.4.THID mahal soğutma uygulamasına ait ekserji sonuçları

		Sıcaklık T [ºC]	Kütlesel debi $\dot{m}_h$[kg/s]	Ekserji Ψ[kW]	Ekserji yıkımı $\dot{E}_{Xdest}$[kW]	Ekserjetik verim η_{II}[%]
Ölçüm no	Parametre					
I	THID giriş	44.29	0.0911	1.36	-	-
	THID çıkış	29.2	0.0911	0.277	-	-
	THID mahal soğutma	-	0.0911	1.083	0.392	63.8
II	THID giriş	37.11	0.0911	0.874	-	-
	THID çıkış	27.72	0.0911	0.22	-	-

	THID mahal soğutma	-	0.0911	0.654	0.258	60.5
III	THID giriş	32.32	0.0911	0.624	-	-
	THID çıkış	25.75	0.0911	0.208	-	-
	THID mahal soğutma	-	0.0911	0.416	0.213	48.7

4.4. THID Isıl Kapasitesine göre Birim Boru Uzunluğu Hesabı

THID sisteminin ısıl kapasitesini belirleyen en önemli faktör boru uzunluğudur. Çizelge 4.5.'te aylara ait THID ısıtma ve soğutma kapasitesi verilmektedir. Isıtma ve soğutma döneminin yanında THID'in hem ısıtma hem de soğutma kapasitesinin yüksek olduğu Mart-Nisan-Ekim ayları geçiş dönemi olarak ifade edilmiştir.

Çizelge 4.5. Aylara ait ortalama THID ısıl kapasitesi (2021)

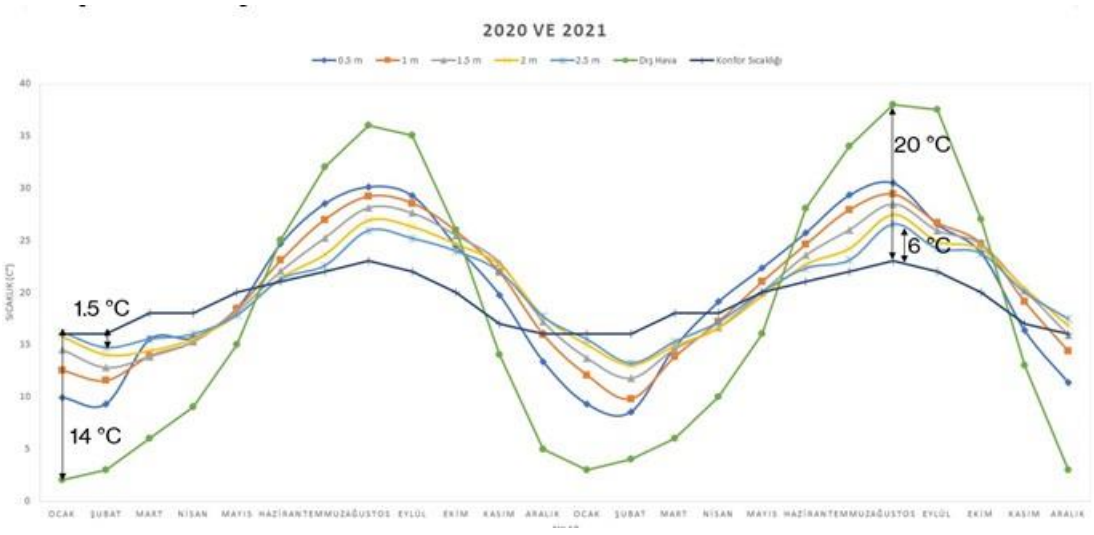
Aylar	**Isıtma Kapasitesi (W)**	**Soğutma Kapasitesi (W)**	**Dönem**
Ocak	566.48	-	Isıtma Dönemi
Şubat	591.22	-	
Mart	601.11	633.27	Geçiş Dönemi
Nisan	463.41	681.09	
Mayıs	-	723.97	Soğutma Dönemi
Haziran	-	807.25	
Temmuz	-	942.49	
Ağustos	-	926.82	
Eylül	-	840.24	
Ekim	452.69	816.32	Geçiş Dönemi
Kasım	488.97	-	Isıtma Dönemi
Aralık	492.27	-	

Toprak altı yatay boru uzunluğunun 15 m olduğu deneysel çalışma için ısıtma ve soğutma kapasitesinin ortalama değerleri Çizelge 4.6.'da gösterilmektedir. THID sisteminin 1 m boru uzunluğu için ısıl kapasitesinin yıllık ortalama 45.47 W/m olduğu belirlenmiştir.

Çizelge 4.6. THID ortalama ısıtma ve soğutma kapasitesi (2021)

	Isıtma Kapasitesi (W)	Soğutma Kapasitesi (W)
THID	522.30	796.43
1 m boru uzunluğu için	34.82	53.09

2020 ve 2021 yıllarına ait 0.5m, 1m, 1.5m, 2m ve 2.5 m derinlikteki toprak sıcaklığı, dış hava sıcaklığı ve konfor sıcaklığının yıl boyu değişimi Şekil 4.43.'te gösterilmektedir. Konfor sıcaklığı ortalama 18 ºC -22 ºC arasında değişmektedir. Kış aylarında dış hava sıcaklığı ile konfor sıcaklığı arasında yaklaşık 14 ºC fark olurken, 2.5 m derinlikteki toprak sıcaklığı ile konfor sıcaklığı arasında sadece 1.5 ºC fark bulunmaktadır. Yaz aylarında dış hava sıcaklığı ile konfor sıcaklığı arasındaki farkın 20 ºC olduğu dönemlerde 2.5 m derinlikteki toprak sıcaklığı ile konfor sıcaklığı arasındaki en yüksek sıcaklık farkı 6 ºC olarak hesaplanmaktadır. Isıl konfor şartlarını sağlamak için toprağın sahip olduğu ısıl enerji potansiyelinden THID sistemleri kullanılarak faydalanılabilir. THID sistemleri bir mahalin konfor şartlarını sağlamak için doğrudan ısıtma-soğutma uygulamalarında kullanılabileceği gibi konfor iklimlendirmesinde kullanılan herhangi bir HVAC sistemine entegre edilerek maliyet ve enerjiden önemli oranda tasarruf sağlayabilir.

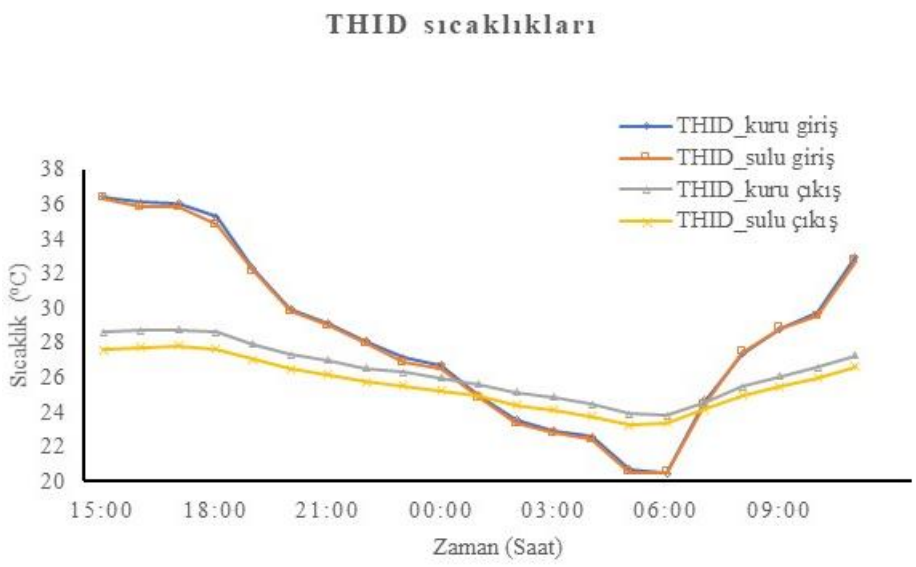


Şekil 4.43. Toprak sıcaklığı ve konfor sıcaklığı

4.5. Toprağın Nemlendirilmesi ile THID Etkinliğinin Değişimi

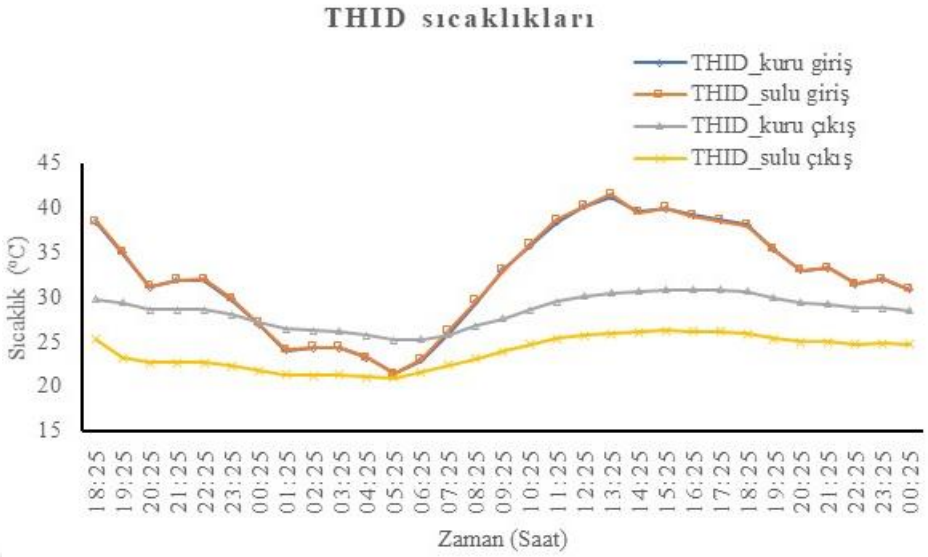
Bu bölümde THID sisteminin performansını arttırmaya yönelik olarak yapılan toprak nemlendirme (sulama) çalışmasına ait sonuçlar verilmiştir. Yaz döneminde THID sisteminin soğutma performansını arttırmak amacıyla toprağın nemlendirilmesi işlemi için deney alanında bulunan su şebekesinden ortalama 19 ºC sıcaklığındaki su, su sayacında miktarı ölçülerek kullanılmıştır. Yaklaşık 750 m^3 suyun kullanıldığı deneye ait THID çıkış sıcaklıkları, konteyner sıcaklıkları ve THID COP değerleri hesaplanmıştır.

Şekil 4.44.'te THID_sulu ve THID_kuru sistemlere ait deney yapılmadan önceki giriş ve çıkış sıcaklıkları gösterilmiştir. Her iki sisteme ait giriş ve çıkış sıcaklıklarının neredeyse eşit olduğu tespit edildikten sonra deneye geçilmiştir.



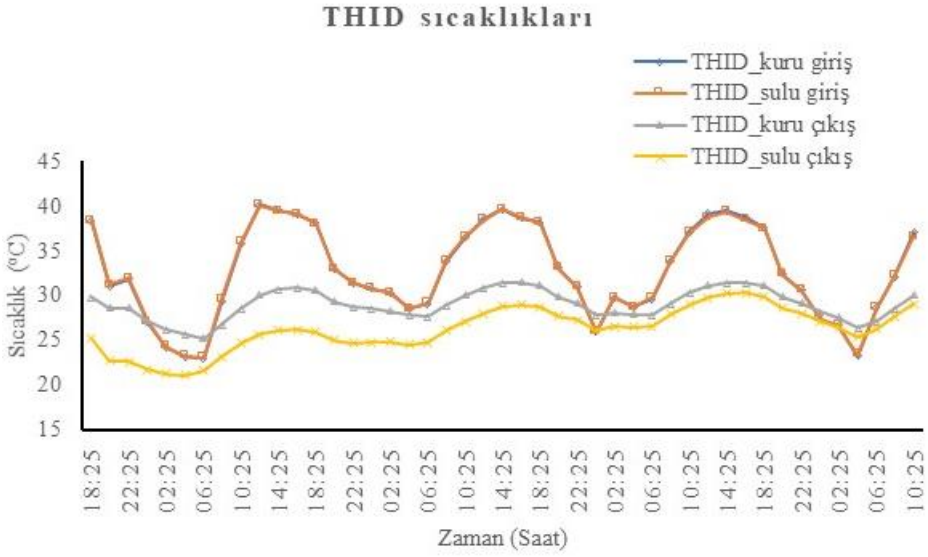
Şekil 4.44. Sulamadan önceki THID sıcaklıkları

Her iki THID sisteminin kapalı olduğu durumda sulama işlemi yapılmıştır. Sulama işlemi bittikten sonraki gün deneylere başlanmıştır. Şekil 4.45.'de sulama işlemi yapıldıktan sonraki güne ait THID sıcaklıkları gösterilmektedir. Şekilden THID_sulu ile THID_kuru çıkış sıcaklıkları arasında 5 ºC'lik sıcaklık farkı tespit edilmiştir.



Şekil 4.45. Sulamadan sonraki güne ait THID sıcaklıkları

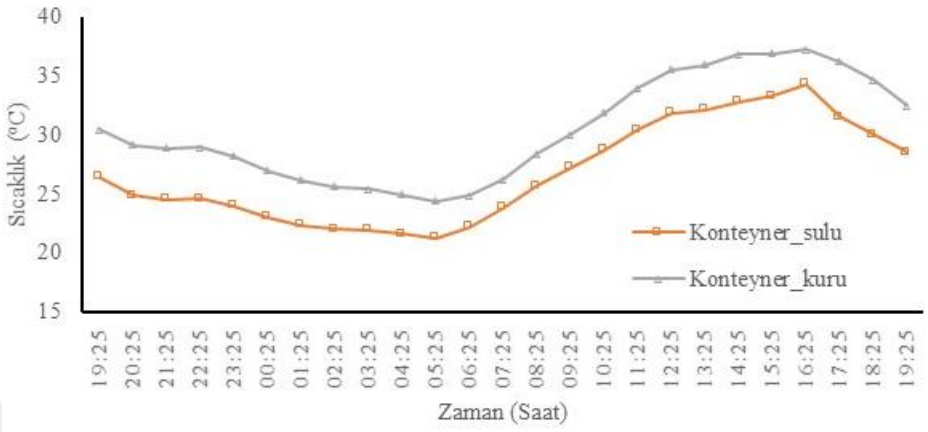
Şekil 4.46.'de sulama işlemi yapıldıktan sonraki 5 güne ait THID sıcaklıkları gösterilmektedir. Şekilden THID_sulu ile THID_kuru çıkış sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkı azalarak 5. günün sonunda sistemler yine denk duruma gelmiştir.



Şekil 4.46. Sulamadan sonraki 5 güne ait THID sıcaklıkları

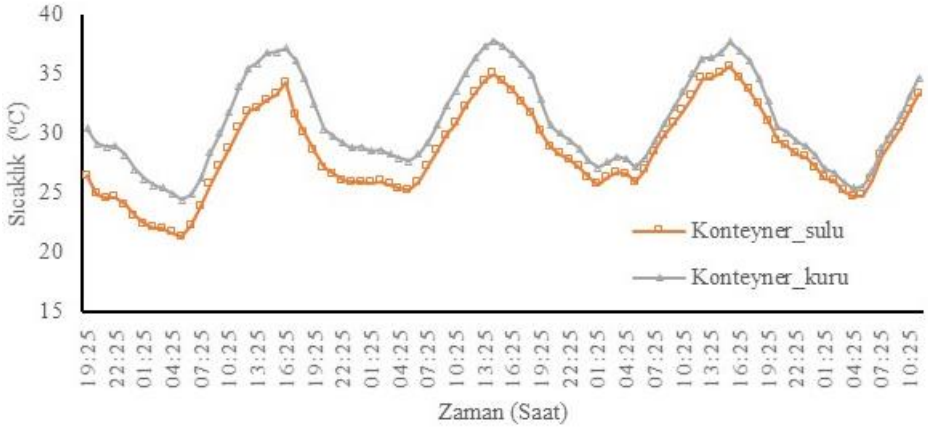
Sulama işleminden sonraki güne ait konteynerlerdeki sıcaklık değerleri Şekil 4.47'de gösterilmektedir. THID çıkış sıcaklıklarına göre konteynerler arasındaki

sıcaklık farkı daha az olsada sulama işleminin olumlu etkisi burada da bariz bir şekilde görülmektedir.



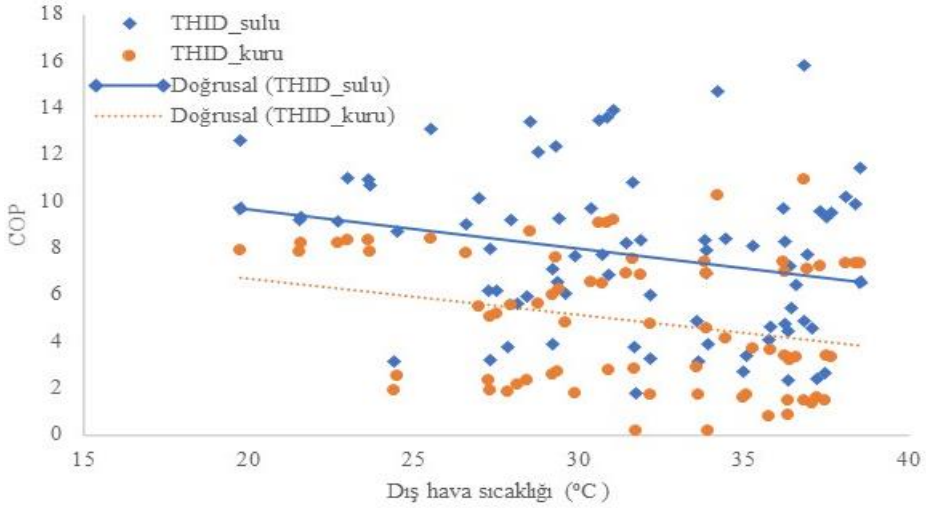
Şekil 4.47. Sulamadan sonraki güne ait THID sıcaklıkları

Sulama işleminden sonraki 5 güne ait konteynerlerdeki sıcaklık değerleri Şekil 4.48'de gösterilmektedir. 5. günün sonunda konteyner sıcaklıklarının aynı olduğu görülmektedir.



Şekil 4.48. Sulamadan sonraki 5 güne ait konteyner sıcaklıkları

Şekil 4.49.'da THID_sulu ve THID_kuru sistemlere ait COP değerleri gösterilmektedir. Sulamanın THID COP değerini yükselttiği şekilden anlaşılmaktadır.



Şekil 4.49. THID_sulu ve THID_kuru sistemlere ait COP değerleri

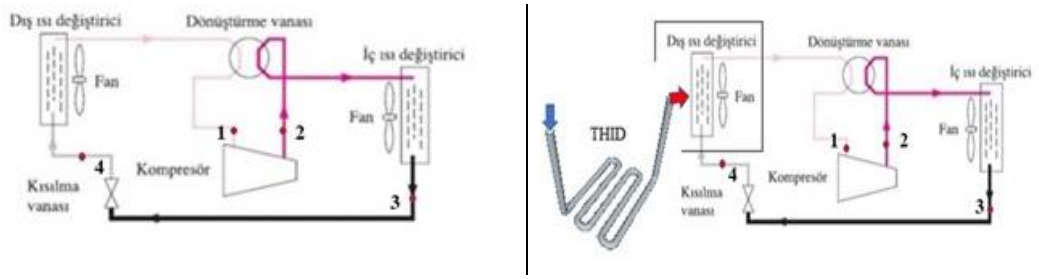
4.6. HKIP+THID Sistemi Isıtma Dönemi Sonuçları

HKIP sistemlerinin ısıtma dönemindeki performansına etki eden faktörlerin başında dış ortamdan çektikleri ısı dolayısıyla dış ortam sıcaklığı gelmektedir. Denklem 4.1.'de HKIP'nın ısıtma durumunda sahip olabileceği en yüksek performans değerinin hesaplanmasında kullanılan Carnot COP verimi gösterilmektedir (Çengel ve Boles, 2013). Denklemden de görüleceği üzere ısıtma performansı dış ortamdan çekilen ve iç ortama aktarılan ısıtma kapasitesine bağlıdır. Bu değerler de iç ortam ve dış ortam sıcaklıklarına göre değişmektedir. Özellikle dış ortam sıcaklığının evaporatör sıcaklığından mümkün olduğu kadar yüksek olması dış ortamdan çekilecek ısı kapasitesini arttıracağından ve kompresörün daha az güç tüketmesini sağlayacağından ideal bir HKIP çevriminde ısıtma durumunda istenen bir durumdur. Sıcaklığın çok düşük değerlere indiği bölgelerde HKIP performansının düşmesinin altında yatan temel faktör bu durumdur.

$$COP_{HKIP,Isıtma} = \frac{Q_{kondenser}}{W_{kompresör}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (4.1.)$$

Bu çalışma kapsamında hazırlanan THID sisteminin HKIP'na entegre edilmesi ile kış döneminde özellikle sıcaklığın çok düşük değerlere indiği zaman aralıklarında düşen HKIP performansının arttırılması amaçlanmaktadır. Şekil 4.50.'de klasik bir

HKIP ile HKIP+THID çevrim şeması şematik olarak gösterilmektedir. Bu kısımda bu kapsamda yapılan uygulamalara ait analiz sonuçlarına yer verilmektedir.



HKIP HKIP+THID

Şekil 4.50. Klasik bir HKIP ile HKIP+THID sisteminin şematik gösterimi (Çengel ve Boles, 2013)

HKIP ısıtma durumunda aşağıda belirtilen dört hal değişiminden oluşur:

1→2 Kompresörde izentropik sıkıştırma

2→3 Kondenserde mahale sabit basınçta ısı verilmesi

3→4 Genleşme vanasında kısılma

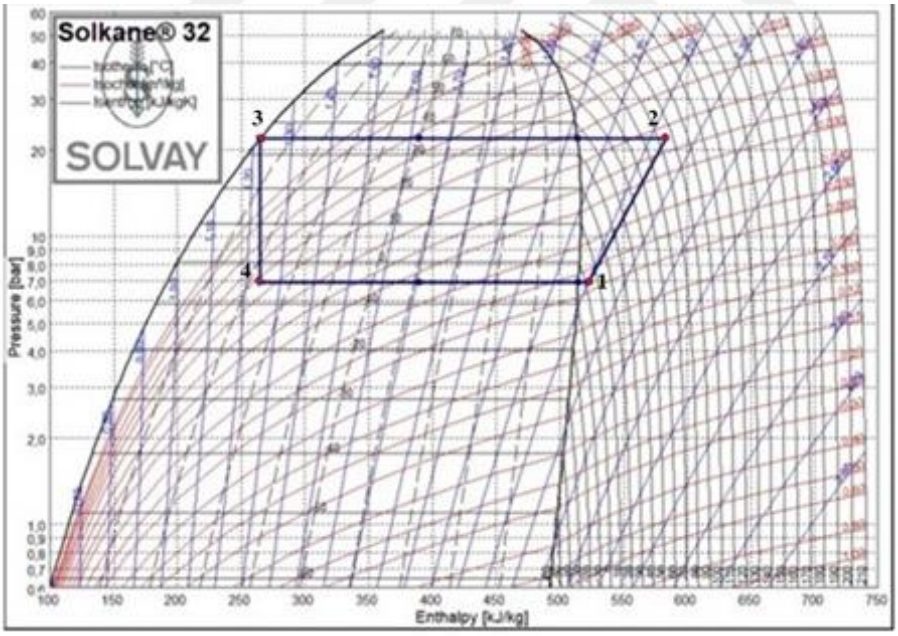
4→1 Buharlaştırıcıda sabit basınçta çevreden ısı alınması

Çizelge 4.7.'de farklı günlerde ve farklı dış ortam sıcaklıklarında yapılan ölçümlere ait sonuçlar gösterilmektedir. Bölüm 1.6.'da verilen denklemler kullanılarak yapılan işlemler ve alınan ölçümler sonucunda kompresörün harcadığı güç, kondenser ve evaporatör kapasiteleri ve COP değerleri hesaplanmaktadır. Ölçüm sonuçları genel olarak değerlendirildiğinde ısıtma döneminde THID kullanımının HKIP'nın kondenser ve evaporatör kapasiteleri ile beraber COP değerinde artış sağladığı buna karşın kompresörün tükettiği enerjide düşüş sağladığı tespit edilmiştir.

Çizelge 4.7. Isıtma döneminde HKIP ve HKIP+THID sistemlerine ait ortalama ölçüm sonuçları

Dış Hava Sıcaklığı (ºC)	Parametreler	$W_{kompresör}$ (W)	$Q_{evaporatör}$ (W)	$Q_{kondenser}$ (W)	COP
-3 ºC	HKIP	802	1896	2698	3.36
	HKIP+THID	758	2028	2786	3.68
-1 ºC	HKIP	792	1961	2753	3.48
	HKIP+THID	745	2124	2869	3.85
2 ºC	HKIP	753	2215	2968	3.94
	HKIP+THID	722	2363	3085	4.27
4 ºC	HKIP	706	2439	3145	4.45
	HKIP+THID	683	2545	3228	4.73

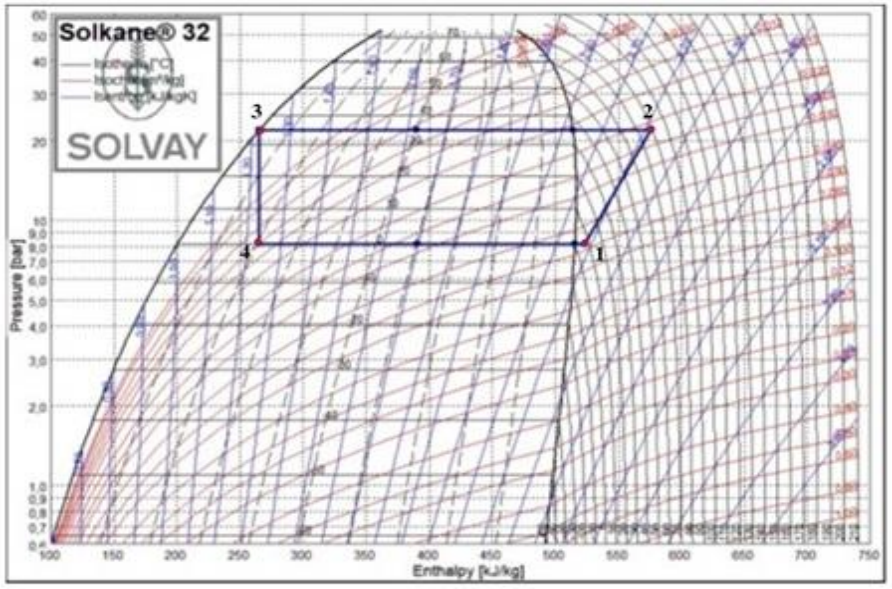
Şekil 4.51.'de THID kullanılmayan HKIP sistemine ait basınç-entalpi (p-h) diyagramı gösterilmektedir. Solkane 8.0 programı kullanılarak hazırlanan diyagram üzerinden alınan değerlerin deneysel hesaplamalarla uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 4.51. HKIP sistemine ait basınç-entalpi (p-h) diyagramı (Isıtma dönemi)

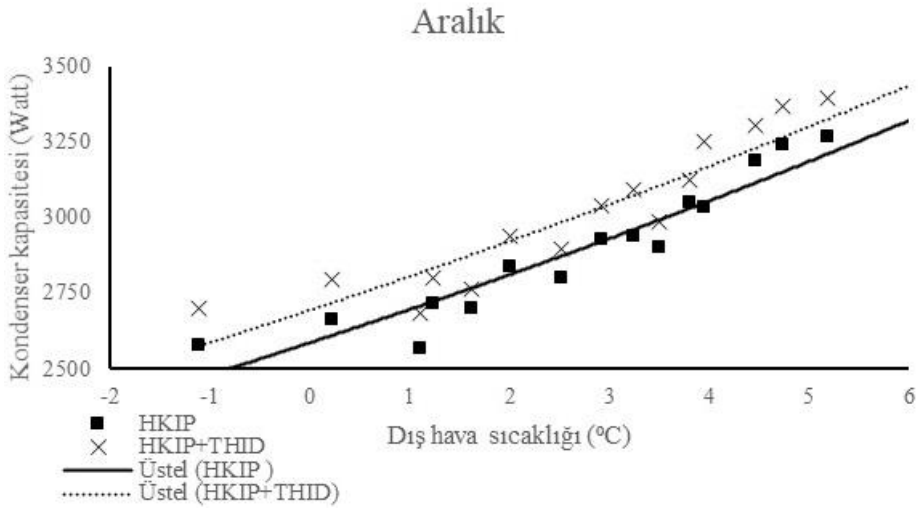
HKIP+THID sistemine ait basınç-entalpi (p-h) diyagramı Şekil 4.52.'de gösterilmektedir. Sistemin kondenser ve evaporatör kapasitesinde artış olduğu diyagram üzerinde görülmektedir. Diyagramdan alınan değerlerin deneysel hesaplamalarla uyumlu olduğu anlaşılmaktadır. THID kullanımı ile evaporatörün dış

ortamdan ısı çekme kapasitesindeki artış kondenserin iç ortama verdiği ısınında artmasını sağlamaktadır.



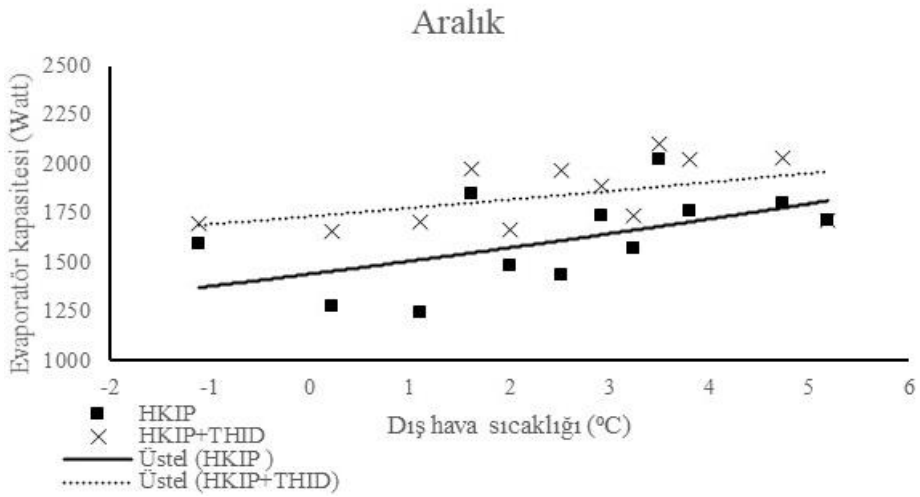
Şekil 4.52. HKIP+THID sistemine ait basınç-entalpi (p-h) diyagramı (Isıtma dönemi)

Şekil 4.53.'te HKIP ve HKIP+THID sistemlerinin aralık ayına ait kondenser (ısıtma) kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi gösterilmektedir. HKIP+THID sisteminin kapasitesinin HKIP sisteminden daha yüksek olduğu görülmektedir. THID sisteminin evaporatöre entegre edilmesi ile evaporatörün ısı çekebileceği ortam oluşturması kondenser kapasitesinin de artmasını sağlamaktadır. Dış hava sıcaklığı arttıkça iki sistemin kondenser kapasitesinin arttığı görülmektedir. Yapılan hesaplamalar sonucunda HKIP+THID sisteminin HKIP'na göre yaklaşık %4 daha yüksek bir ısıtma kapasitesine sahip olduğu belirlenmiştir.



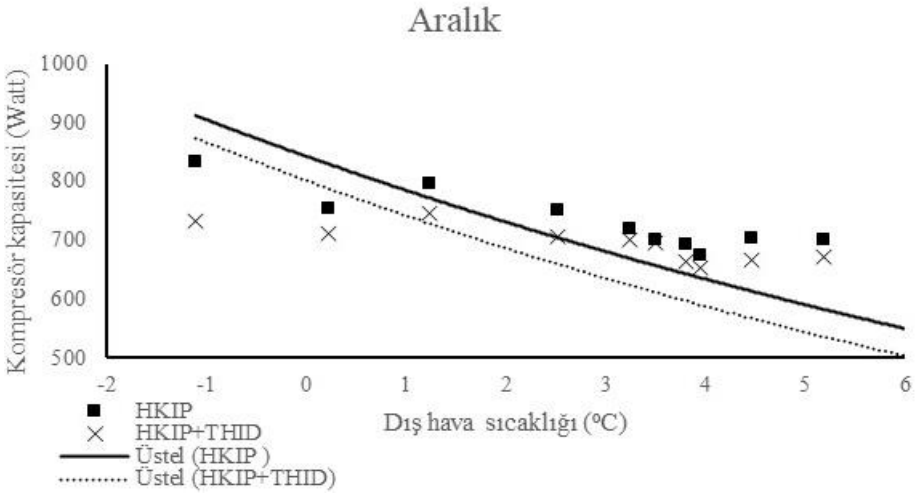
Şekil 4.53. Kondenser kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Aralık)

Aralık ayında farklı günlerde ve dış hava sıcaklıklarında yapılan deneyler sonucunda evaporatör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.54.'te gösterilmektedir. İki sistem içinde sıcaklık arttıkça evaporatör kapasitesinin arttığı görülmektedir.



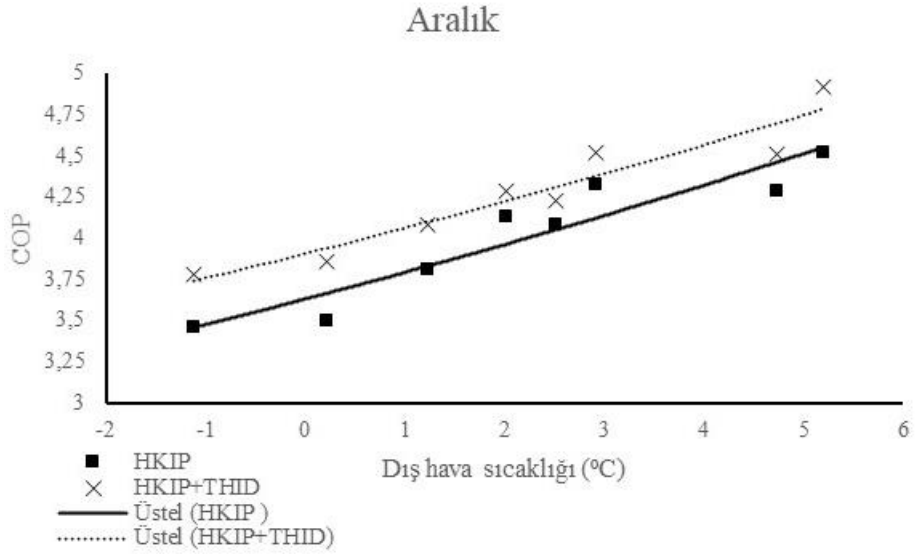
Şekil 4.54. Evaporatör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Aralık)

Kompresör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.55.'te gösterilmektedir. Kompresörün tükettiği enerjinin dış hava sıcaklığı arttıkça azaldığı şekilde görülmektedir. HKIP+THID sisteminin daha yüksek kondenser ve evaporatör kapasitesine rağmen kompresörün çektiği gücün HKIP sisteminden daha düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 4.55. Kompresör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Aralık)

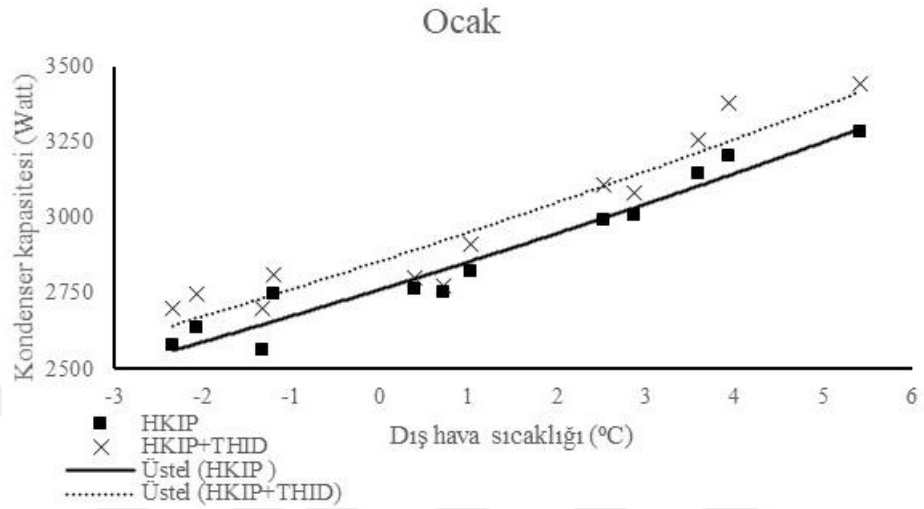
Şekil 4.56.'da HKIP ve HKIP+THID sistemlerine ait COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi gösterilmektedir. Isıtma kapasitesinin kompresör gücüne oranına eşit olan COP değerinin dış hava sıcaklığı yükseldikçe arttığı görülmektedir. Hesaplamalar sonucunda HKIP+THID sistemi COP değerinin HKIP sisteminden yaklaşık %7 daha yüksek olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.56. COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Aralık)

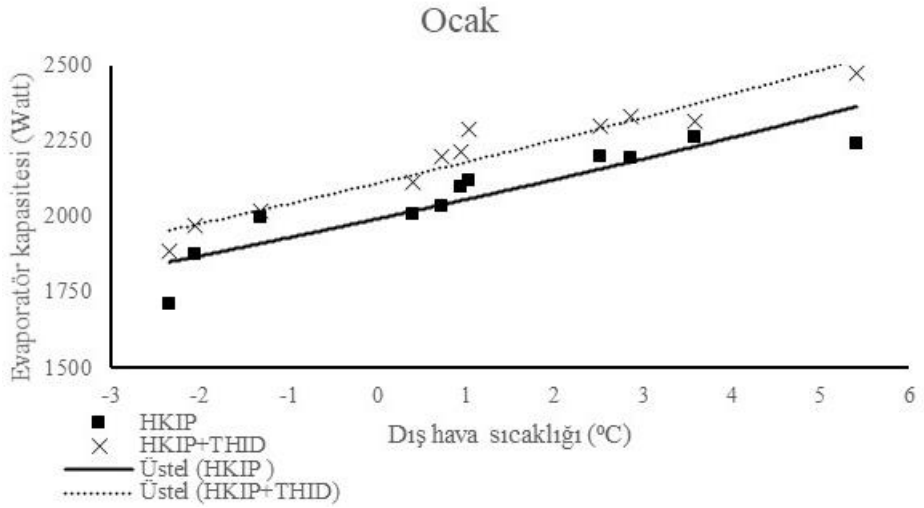
Şekil 4.57.'de HKIP ve HKIP+THID sistemlerinin ocak ayına ait kondenser kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi gösterilmektedir. HKIP+THID sisteminin HKIP sistemine göre daha yüksek bir ısıtma kapasitesine sahip olduğu

görülmektedir. Dış hava sıcaklığı arttıkça iki sisteme ait kondenser kapasitesinin arttığı buna karşın iki sistem arasındaki farkın değişmediği gözlemlenmektedir.



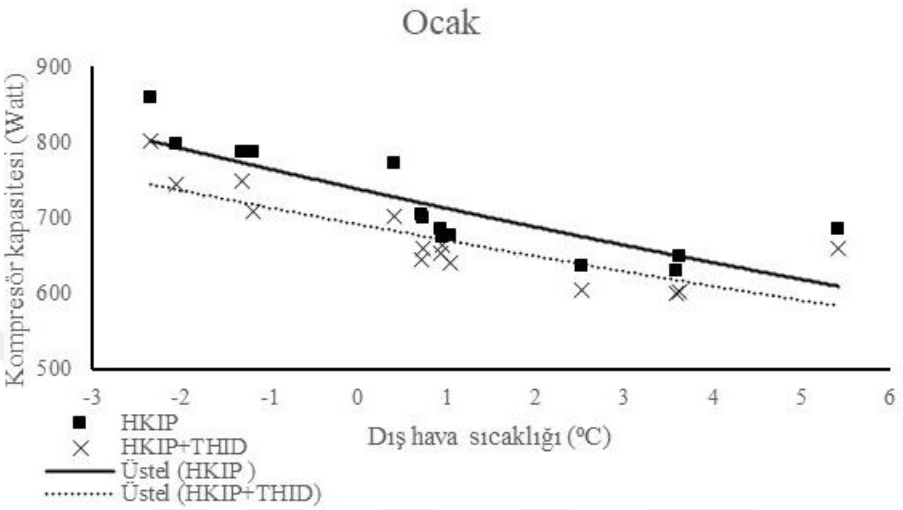
Şekil 4.57. Kondenser kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ocak)

Kondenser kapasitesindeki artışa benzer bir değişim evaporatör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişiminde de gözlemlenmektedir. Şekil 4.58.'de iki sistem içinde sıcaklık arttıkça evaporatör kapasitesinin arttığı görülmektedir.



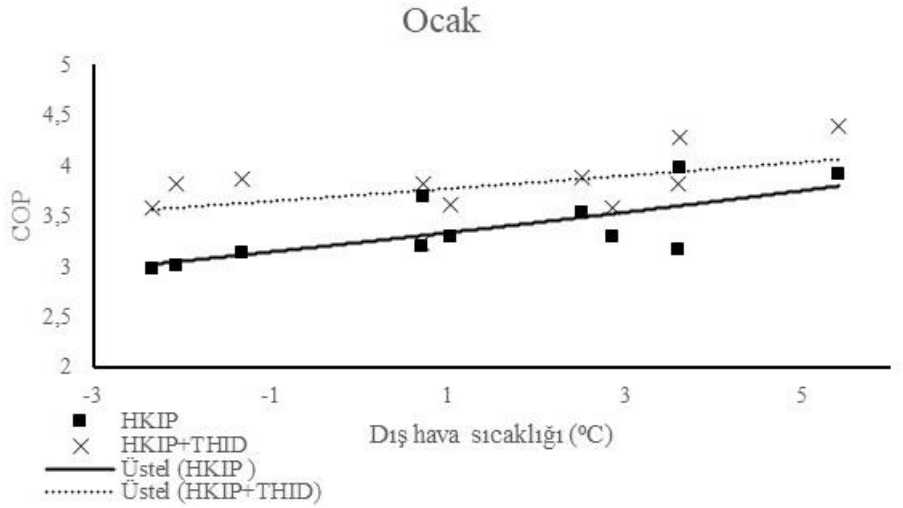
Şekil 4.58. Evaporatör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ocak)

Kompresör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.59.'da gösterilmektedir. Bu dönemde alınan ölçümlerde HKIP+THID sisteminin kompresör kapasitesi HKIP sistemine göre daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.59. Kompresör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ocak)

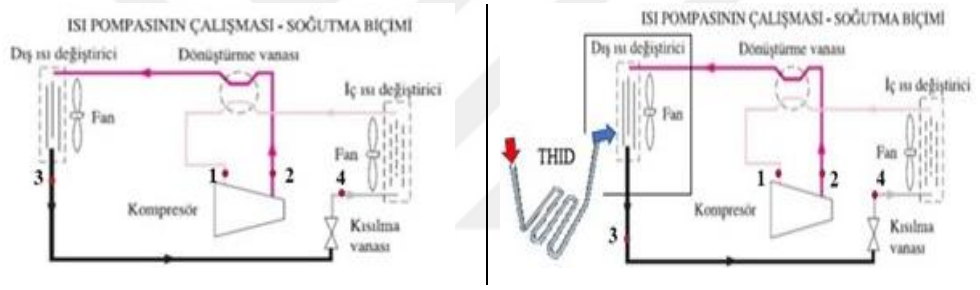
Şekil 4.60.'ta HKIP ve HKIP+THID sistemlerine ait COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi gösterilmektedir. COP değerinin yükselen dış hava sıcaklığı ile arttığı görülmektedir. Yapılan hesaplamalar sonucunda HKIP+THID sisteminin COP değerinin HKIP sistemine göre yaklaşık %8 daha yüksek olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.60. COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ocak)

4.7. HKIP+THID Sistemi Soğutma Dönemi Sonuçları

HKIP sistemleri günümüz iklimlendirme uygulamalarında en yaygın kullanıma sahip sistemlerdir. Özellikle sıcak iklime sahip bölgelerde soğutma işlemlerinde neredeyse tek alternatiftir. Bundan dolayı Şanlıurfa gibi uzun yaz dönemine sahip illerde HKIP tarafından tüketilen enerji toplam enerji tüketiminin önemli bir kısmını oluşturmaktadır. Yaz döneminde yüksek dış hava sıcaklıklarında düşen HKIP performansını arttırmak amacıyla THID'in sisteme entegre edilmesi ile ilgili analiz sonuçlarına bu bölümde yer verilmektedir. Şekil 4.61.'de soğutma döneminde klasik bir HKIP ile HKIP+THID sistemi şematik olarak gösterilmektedir (Çengel ve Boles, 2013). Kondenserin dışarıya ısı atabilmesi THID tarafından düşük sıcaklığa sahip bir alan oluşturularak sistem performansının arttırılması hedeflenmektedir.



Şekil 4.61. Soğutma döneminde klasik bir HKIP ile HKIP+THID sisteminin şematik gösterimi

HKIP soğutma durumunda aşağıda belirtilen dört hal değişiminden oluşur:

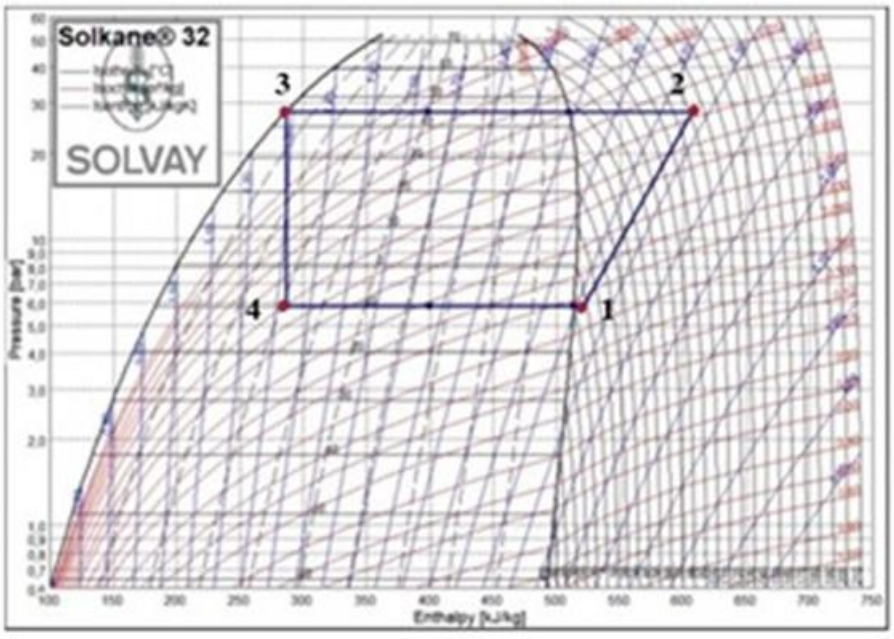
1→2 Kompresörde izentropik sıkıştırma
2→3 Kondenserde çevreye sabit basınçta ısı verilmesi
3→4 Genleşme vanasında kısılma
4→1 Buharlaştırıcıda sabit basınçta mahalden ısı alınması

Çizelge 4.8.'de soğutma dönemine ait farklı dış ortam sıcaklıklarında yapılan ölçüm sonuçları gösterilmektedir. Bölüm 1.6.'da verilen denklemler kullanılarak yapılan işlemler ve alınan ölçümler sonucunda kompresörün harcadığı güç, kondenser ve evaporatör kapasiteleri ve COP değerleri hesaplanmıştır. Çizelgeden THID'in HKIP üzerinde olumlu etkisi olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.8. Soğutma döneminde HKIP ve HKIP+THID sistemlerine ait ortalama ölçüm sonuçları

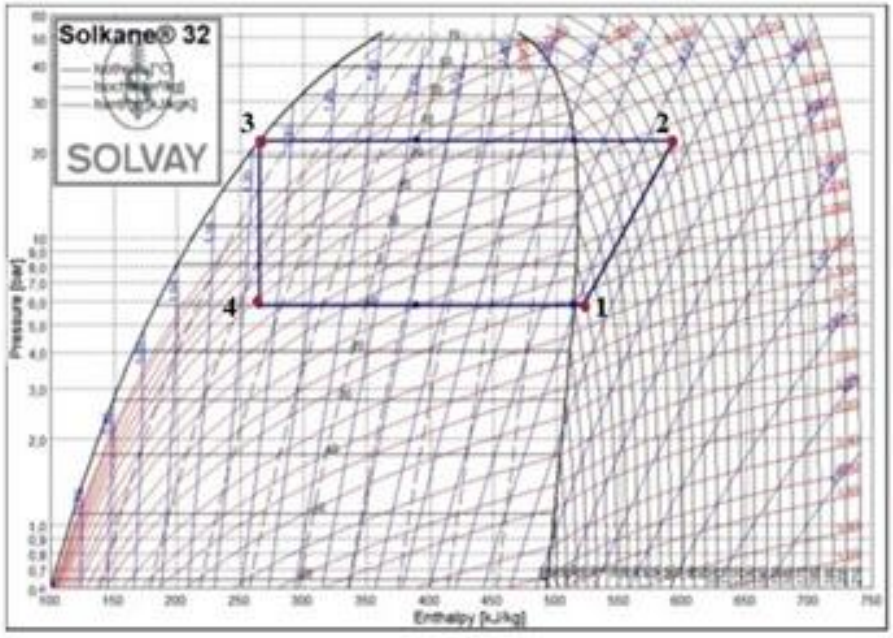
Dış Hava Sıcaklığı (ºC)	Parametreler	$W_{kompresör}$ (W)	$Q_{evaporatör}$ (W)	$Q_{kondenser}$ (W)	COP
36 ºC	HKIP	601	2591	3192	5,31
	HKIP+THID	589	2682	3271	5,55
38ºC	HKIP	635	2533	3168	4,99
	HKIP+THID	613	2578	3191	5,21
40 ºC	HKIP	668	2403	3071	4,60
	HKIP+THID	632	2467	3099	4,90
42 ºC	HKIP	686	2102	2814	3,95
	HKIP+THID	658	2305	2963	4,50

Şekil 4.62.'de THID kullanılmayan HKIP sistemine ait basınç-entalpi (p-h) diyagramı gösterilmektedir. Solkane 8.0 programı kullanılarak hazırlanan diyagram üzerinden alınan değerlerin deneysel hesaplamalarla uyumlu olduğu görülmektedir.



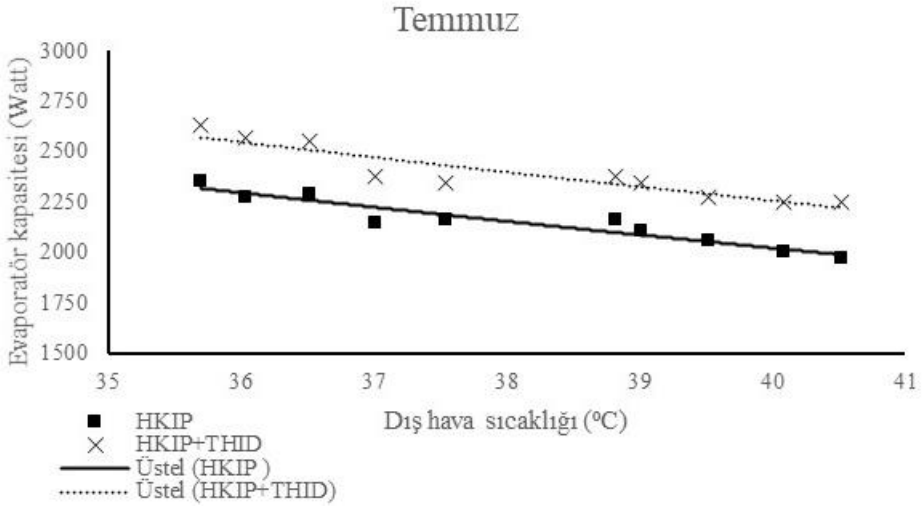
Şekil 4.62. HKIP sistemine ait basınç-entalpi (p-h) diyagramı (Soğutma dönemi)

HKIP+THID sistemine ait basınç-entalpi (p-h) diyagramı Şekil 4.63.'te gösterilmektedir. Diyagram üzerinden alınan değerlerin deneysel hesaplamalarla uyumlu olduğu görülmektedir.



Şekil 4.63. HKIP+THID sistemine ait basınç-entalpi (p-h) diyagramı (Soğutma dönemi)

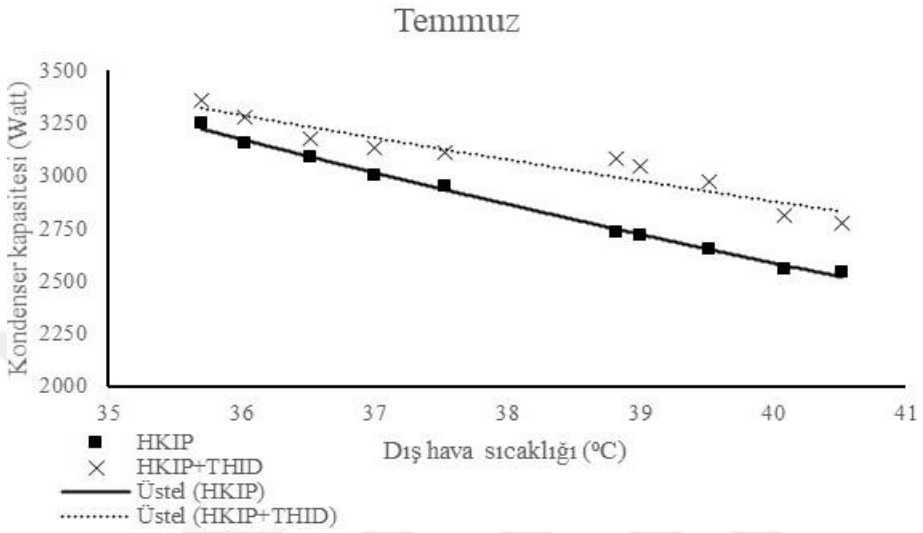
Evaporatör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.64.'te gösterilmektedir. Sıcaklık arttıkça HKIP ve HKIP+THID evaporatör kapasitesinin azaldığı gözlemlenmiştir. Dış hava sıcaklığındaki artışın soğutma kapasitesine olumsuz etkisinin THID kullanılarak azaltıldığı şekilden anlaşılmaktadır.



Şekil 4.64. Evaporatör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Temmuz)

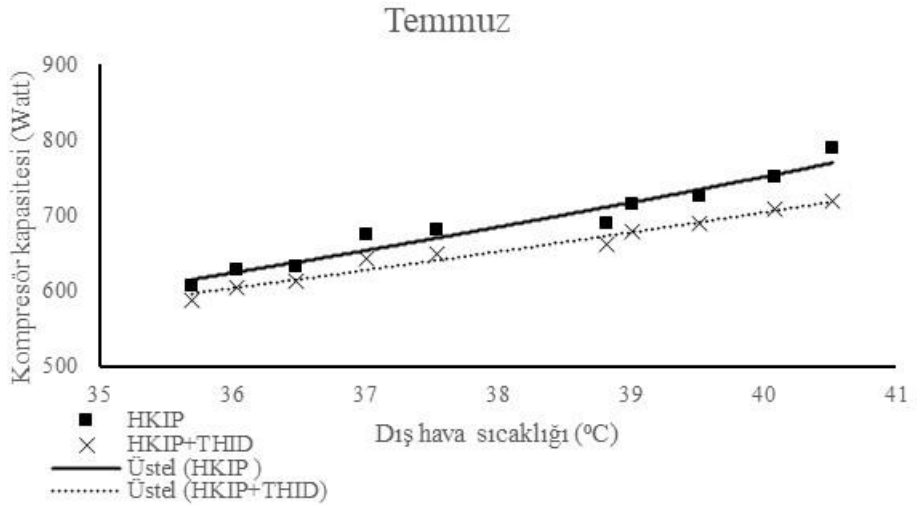
Şekil 4.65.'te HKIP ve HKIP+THID sistemlerinin temmuz ayına ait kondenser kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi gösterilmektedir. HKIP+THID

sisteminin özellikle düşük sıcaklıklarda kapasitesinin HKIP sistemine neredeyse eşit olduğu sıcaklık yükseldikçe HKIP+THID kondenser kapasitesinin HKIP sistemine göre daha düşük oranda azaldığı görülmektedir.



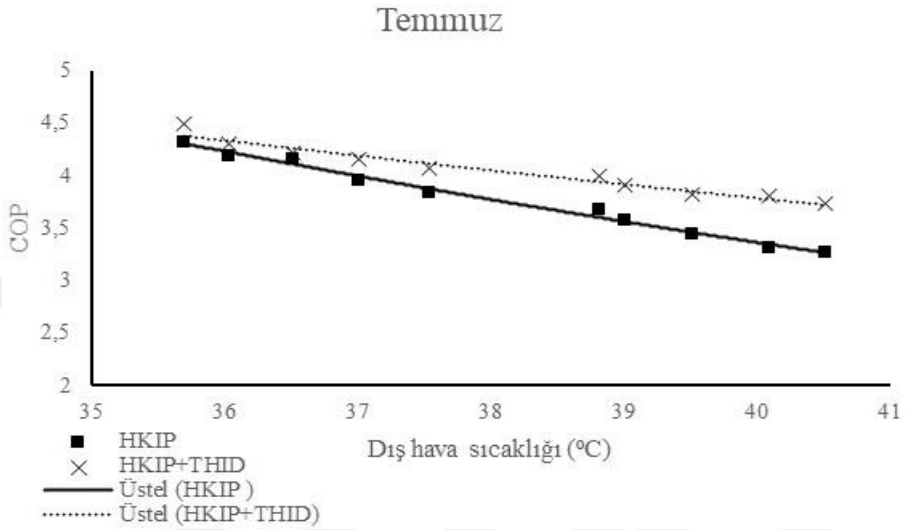
Şekil 4.65. Kondenser kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Temmuz)

Kompresör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.66.'da gösterilmektedir. HKIP+THID sisteminde kompresör tarafından harcanan enerjinin HKIP sisteminden daha düşük olduğu görülmektedir.



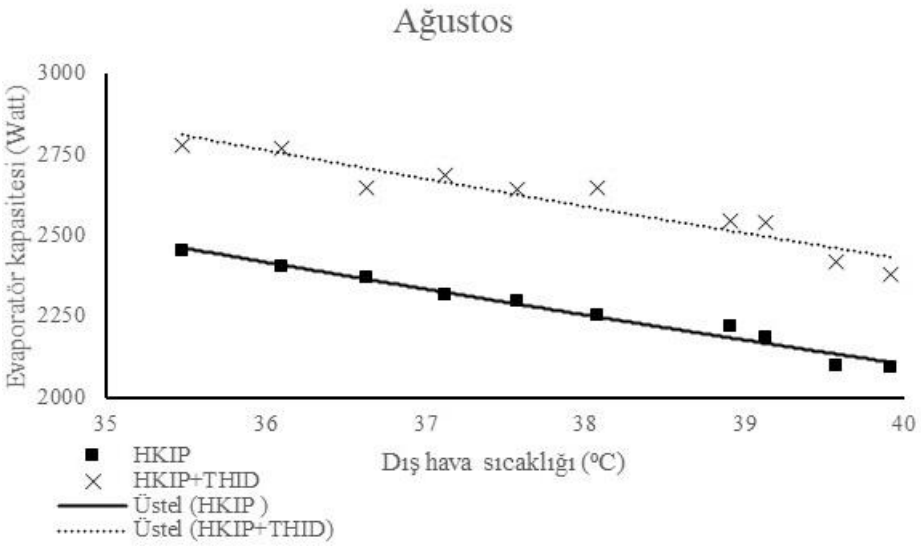
Şekil 4.66. Kompresör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Temmuz)

Şekil 4.67.'de HKIP ve HKIP+THID sistemlerine ait COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi gösterilmektedir. HKIP+THID COP değerinin HKIP sistemine göre daha yüksek çıktığı görülmektedir. Ölçümler sonucunda COP değerinde %8 artış tespit edilmiştir.



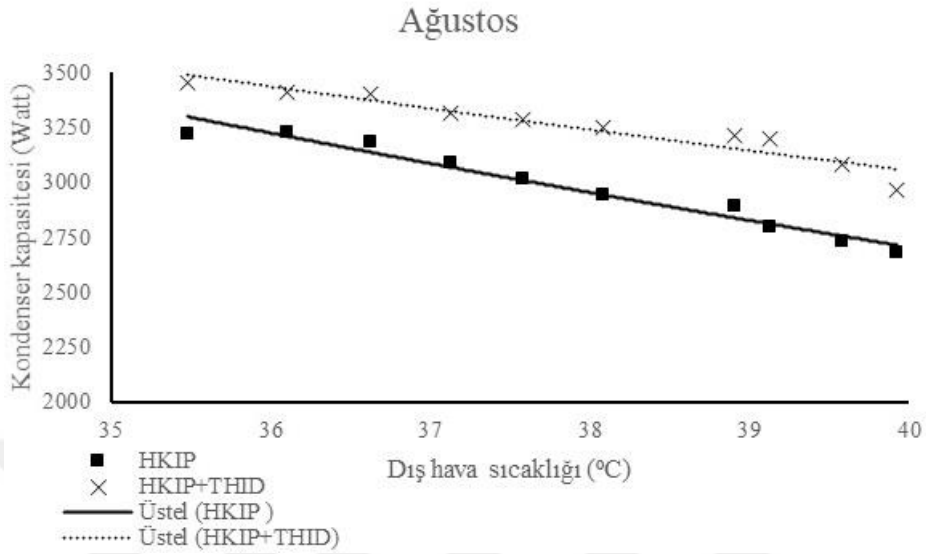
Şekil 4.67. COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Temmuz)

Evaporatör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.68.'de gösterilmektedir. Ağustos ayına ait ölçümler incelendiğinde THID kullanımının HKIP soğutma kapasitesinde yaklaşık %12 artış sağladığını göstermektedir.



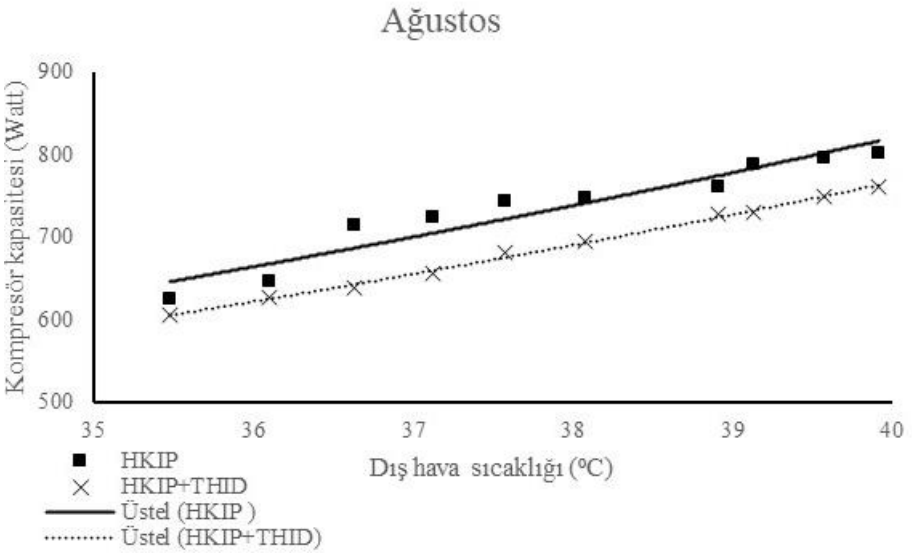
Şekil 4.68. Evaporatör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ağustos)

Şekil 4.69.'da HKIP ve HKIP+THID sistemlerinin ağustos ayına ait kondenser kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi gösterilmektedir.



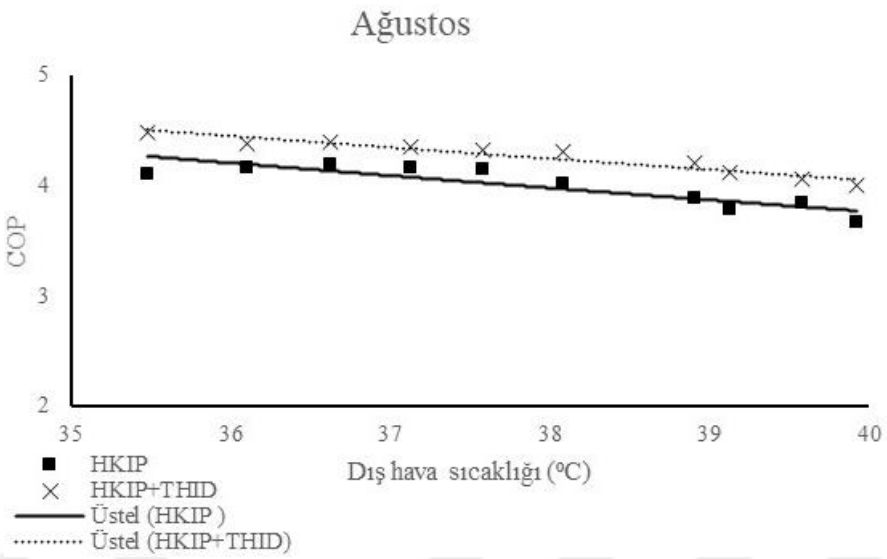
Şekil 4.69. Kondenser kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ağustos)

Kompresör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.70.'de gösterilmektedir. Şekilden HKIP+THID sistemine ait kompresörün çektiği gücün HKIP sisteminden daha düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 4.70. Kompresör kapasitesinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ağustos)

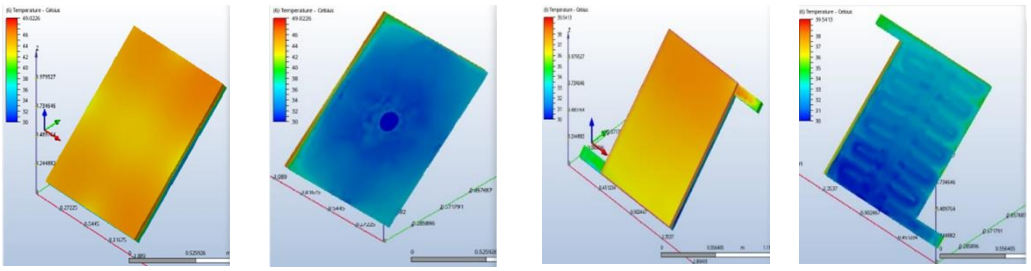
Şekil 4.71.'de HKIP ve HKIP+THID sistemlerine ait COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi gösterilmektedir.



Şekil 4.71. COP değerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi (Ağustos)

4.8. THID-PV Uygulama Sonuçları

PV sistemin yüksek sıcaklıklarda düşen performansını arttırmak amacıyla birçok farklı soğutma yöntemi uygulanmaktadır. Bu bölümde bu yöntemlerden biri olan THID ile PV yüzey soğutma uygulamasına ait sonuçlar incelenmektedir. Bu kapsamda yapılan sayısal ve deneysel çalışmalara ait sonuçların literatürle uyumlu olduğu görülmektedir. PV yüzey sıcaklığını azaltmak için kullanılacak uygun tasarımın belirlenmesinde Autodesk CFD programından faydalanılmıştır. Hazırlanan tasarımlara ait CFD analiz sonuçları Şekil 4.72.'de gösterilmektedir. 1 nolu tasarımın kanal şeklindeki 2 nolu tasarıma göre daha uygun olduğu anlaşılmaktadır.

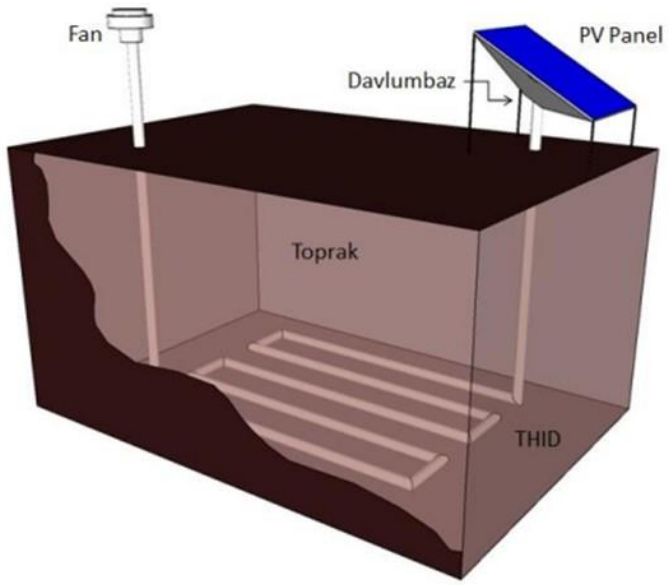


1 2

Şekil 4.72. Farklı tasarımlara ait CFD analiz sonuçları

PV panelin soğutularak veriminin arttırılması amacıyla yapılan uygulamanın şematik görünümü Şekil 4.73.'de gösterilmektedir. Tasarlanan sistemde fan

vasıtasıyla çekilen yüksek sıcaklıktaki ortam havası THID'den geçirilerek soğutulmaktadır. Soğutulan havanın PV panel arka yüzeyine entegre edilen davlumbaz vasıtasıyla panelin tüm yüzeyine etki ederek soğutması amaçlanmaktadır



Şekil 4.73. THID-PV uygulamasının şematik görünümü

Şekil 4.74.'te yapılan deneysel uygulamanın son hali ve ölçüm işlemi gösterilmektedir. PV verimliliği; deney kapsamında yapılan ölçümler kullanılarak Denklem 4.2.' de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır. Denklemde η değeri panel verimliliğini, P (W) PV panelden alınan gücü, I (W/m^2) güneş ışınımı değerini ve A (m^2) toplam panel alanını ifade etmektedir (Elminshawy ve ark., 2019)

$$\eta = \frac{P}{I \times A} \tag{4.2.}$$





Şekil 4.74. Deneysel uygulamanın son hali ve ölçüm işlemi

Yapılan ölçümlere ait sonuçlar Çizelge 4.9.'da gösterilmektedir. Ölçüm sonuçlarından THID-PV uygulamasının PV panel yüzey sıcaklığını ortalama 18 ºC-20 ºC düşürdüğü, panelden çekilen güç değerini %5 arttırdığı görülmektedir.

Çizelge 4.9. THID-PV uygulamasına ait sonuçlar

Tarih	Uygulama	Panel Yüzey Sıcaklığı (ºC)	Güç (W)	Dış Hava Sıcaklığı (ºC)	Işınım (W/m^2)	Verim (%)
15 Eylül	PV	62	128	38.6	985	10.18
2021	THID-PV	44	138	38.3	973	11.11
16 Eylül	PV	66	122	40.1	1035	9.23
2021	THID-PV	47	134	40.2	1028	10.21
17 Eylül	PV	62	129	38.8	1012	9.98
2021	THID-PV	45	135	38.6	1016	10.41

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada mahal iklimlendirmesinde yaygın olarak kullanılan hava kaynaklı ısı pompasının etkinliğinin toprak enerjisinden faydalanarak arttırılması araştırılmıştır. Toprağın sahip olduğu ısıl enerji potansiyelini kullanmak için toprak hava ısı değiştirici kullanılmıştır. Toprak hava ısı değiştirici sistemleri toprak altında belli bir derinliğe yerleştirilen boru sistemi ve bir fandan meydana gelmektedir. Özellikle yaz aylarında yüksek sıcaklığa sahip bölgelerde klimalara en fazla ihtiyaç duyulan anlarda kondenserin dışarıya ısı atamaması nedeniyle evoparatör iç ortamdan ısı çekememektedir. Benzer problem kış aylarında düşük sıcaklıklara sahip bölgelerde de yaşanmaktadır. Buda ısıl konforun sağlanmamasına neden olmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında geliştirilen tasarım ile toprak hava ısı değiştirici kullanılarak klima dış ünitesine yaz aylarında ısı atabileceği kış aylarında da ısı çekebileceği bir dış ortam oluşturulmuştur. Toprak hava ısı değiştirici sistemini çalıştırmak için gerekli olan enerji fotovoltaik panellerden karşılanmıştır. Fotovoltaik panellerin yüksek sıcaklıklarda düşen performansını toprak hava ısı değiştirici kullanarak arttırmak çalışmanın diğer bir özgün tarafını oluşturmaktadır. Toprak hava ısı değiştiricisinin farklı uygulama alanlarının araştırıldığı ve deneysel olarak uygulanabilirliğinin incelendiği tez çalışmasında sıcaklık, basınç, hava hızı, güneş ışınımı, akım, voltaj gibi parametreler ölçülerek teorik hesaplamalar yapılmış ve bu hesaplamalara dayanan enerji- ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın sonucunda toprak ve güneş enerjisinden faydalanarak yapılan tasarımın hava kaynaklı ısı pompasında doğrudan kullanımının enerji verimliliğini arttırdığı belirlenmiştir.

5.1. Sonuçlar

THID ile mahal ısıtmaya ait çalışmalar sonucunda THID kullanılan konteynerin (Konteyner A) iç ortam sıcaklığının ortalama 5 ºC arttığı gözlemlenmektedir. Dış hava sıcaklığının toprak sıcaklığından yüksek olduğu sıcak günlerde THID'nin konteyner havasını ısıtmadığı aksine soğuttuğu tespit edilmiştir. THID sisteminin giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında ortalama sıcaklık farkının 5 ºC

olduğu belirlenmiştir. THID çıkış sıcaklığının Konteyner A sıcaklığına neredeyse eşit olduğu görülmektedir. 2 m derinliğindeki toprak sıcaklığı ile THID çıkış sıcaklığı arasında ise yaklaşık 6 ºC sıcaklık farkı olduğu gözlemlenmiştir. THID ısı kapasitesinin Konteyner ısı kaybını karşılama oranı özellikle soğuk günlerde ortalama %60 olarak hesaplanmıştır. THID sisteminin ısıtma durumundaki ortalama COP değeri 3.39 olarak hesaplanmıştır. THID etkinlik değerinin sıcaklık artışı ile ters orantılı olarak değiştiği gözlemlenmektedir.

THID sisteminin geçiş döneminde mahal ısıtma-soğutma uygulamalarına ait ölçümler sonucunda bu dönemde THID kullanımının konteyner iç ortam sıcaklığında ortalama 10 ºC'lik bir düşüş sağladığı tespit edilmiştir. Gece ve gündüz arasındaki sıcaklık farkının 12 ºC-15 ºC arasında değiştiği bu geçiş döneminde THID geceleri ısıtma gündüz ise soğutma görevi görmektedir. Dış hava sıcaklığının toprak sıcaklığının altına düştüğü anlarda ısıtma toprak sıcaklığının üstüne düştüğü dönemlerde ise soğutma yapıldığı gözlemlenmektedir.

THID sistemlerinin mahal soğutma durumundaki ölçümleri incelendiğinde herhangi bir soğutma işlemi yapılmayan Konteyner B sıcaklığının 45 ºC'ye yaklaştığı buna karşın THID ile soğutulan Konteyner A'nın ortalama sıcaklığının 30 ºC' nin altında olduğu tespit edilmiştir. Dış ortam sıcaklığının ortalama 35 ºC olarak ölçüldüğü gündüz vakitlerinde THID çıkış sıcaklığının ortalama 25 ºC olduğu gözlemlenmektedir. Konteyner A ile Konteyner B arasında ortalama 13.5 ºC fark görülmektedir. THID sisteminin giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında ortalama sıcaklık farkının 15 ºC olduğu belirlenmiştir.

Dış hava sıcaklığının toprak sıcaklığı olan 20 ºC'ye yakın olduğu dönemlerde THID soğutma kapasitesinin 0-400 W aralığında olduğu tespit edilmiştir. Buna karşın dış hava sıcaklığının artarak 40 ºC'ye kadar yükseldiği gündüz saatlerinde soğutma kapasitesinin 1000 W'a kadar çıktığı görülmektedir. Özellikle dış hava sıcaklığının yüksek olduğu dönemlerde THID sisteminin konteynerin ihtiyacı olan yaklaşık 1000 W soğutma yükünün tamamını karşılama potansiyeline sahip olduğu görülmektedir. Elde edilen bu sonuçtan uygun ölçülerde ve kapasitede hazırlanan

THID sistemlerinin mahal iklimlendirme enerji maliyetini düşürecek bir çözüm potansiyeline sahip olduğu anlaşılmaktadır. Özellikle Şanlıurfa gibi sıcak iklime sahip bölgelerde soğutma uygulamalarında doğrudan veya dolaylı olarak THID sistemlerinden faydalanılması maliyet, verimlilik ve çevresel faktörler açısından uygun bir seçenek olarak değerlendirilmektedir.

Toprak nemlendirme (sulama) çalışmasına ait deneysel uygulama kapsamında THID çıkış sıcaklıkları, konteyner sıcaklıkları ve THID COP değerleri hesaplanmıştır. Uygulama sonucunda elde edilen ölçümler incelendiğinde THID_sulu ile THID_kuru çıkış sıcaklıkları arasında ilk gün 5 ºC sıcaklık farkı tespit edilmiştir. Sonraki günlerde bu sıcaklık farkı azalarak 5. gün sonunda sistemler yine denk duruma gelmiştir. Sulama işleminin Konteynerlerdeki sıcaklık değerlerine THID çıkış sıcaklıklarına benzer olumlu etkisi görülmektedir. THID_sulu ve THID_kuru sistemlere ait COP değerleri karşılaştırıldığında sulamanın THID COP değerini yükselttiği anlaşılmaktadır

Dış ortam sıcaklığı; HKIP sistemlerinin ısıtma dönemindeki performansına etki eden faktörlerin başında gelmektedir. Dış ortam sıcaklığının evaporatör sıcaklığından mümkün olduğu kadar yüksek olması dış ortamdan çekilecek ısı kapasitesini arttıracağından ideal bir HKIP çevriminde istenen bir durumdur. Sıcaklığın çok düşük değerlere indiği bölgelerde HKIP performansının düşmesinin altında yatan temel faktör evaporatörün dış ortamdan ısı çekememesidir.

HKIP+THID uygulaması ile HKIP dış ünitesine ısı çekebileceği ideal bir ortam oluşturmak amaçlanmaktadır. THID sisteminin sahip olduğu ısıtma potansiyelinden faydalanılan uygulamaya ait sonuçlar incelendiğinde HKIP performansında artış gözlemlenmektedir. HKIP+THID ısıtma kapasitesinin klasik HKIP'na göre yaklaşık %4 arttığı, kompresör tarafından harcanan gücünde %5 azaldığı tespit edilmiştir. Özellikle ortam sıcaklığının 0 ºC'nin altına düştüğü dönemlerde elde edilen bu kapasite ve verim artışı ile HKIP+THID ısıtma uygulamasının çok soğuk iklimlerde kullanımının uygun olduğu sonucuna varılmıştır.

THID sisteminin sahip olduğu soğutma potansiyelinden faydalanılan uygulamaya ait sonuçlar incelendiğinde HKIP'nın COP ve soğutma kapasitesi değerlerinde artış gözlemlenmiştir. HKIP+THID soğutma kapasitesinin klasik HKIP'na göre ortalama %12 arttığı, kompresör tarafından harcanan gücünde ortalama %18 azaldığı tespit edilmiştir.

THID ile PV yüzey soğutma uygulaması kapsamında yapılan sayısal ve deneysel çalışmalara ait sonuçların literatürle uyumlu olduğu görülmektedir. PV yüzey sıcaklığını azaltmak için kullanılacak uygun tasarımın belirlenmesinde Autodesk CFD programından faydalanılmıştır. Yapılan ölçümlere ait sonuçlar incelendiğinde THID-PV uygulamasının PV panel yüzey sıcaklığını ortalama 18 ºC-20 ºC düşürdüğü, panelden çekilen güç değerini %5 arttırdığı görülmektedir.

5.2. Öneriler

Mahal iklimlendirme uygulamalarında yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanılan farklı yöntemlerin araştırıldığı çalışmanın uygulanabilirliğinin ve performansının artması için verilen öneriler bu kısımda anlatılacaktır. Bu önerilerle Şanlıurfa gibi sıcak iklime sahip bölgelerde özellikle soğutma uygulamalarında yenilenebilir enerji kaynaklarından daha fazla yararlanılması ve böyle sistemlerin yaygınlaşması hedeflenmektedir.

İlk olarak mahal iklimlendirmede kullanılacak THID sisteminin bir otomasyon programı ile kontrol edilmesi önerilmektedir. Böylece sistem verimliliğinin artması ve enerji tüketiminin azalması beklenmektedir.

THID sistemlerinin performansını arttıracak bir diğer husus Faz Değiştiren Malzeme (FDM) kullanımıdır. FDM'nin THID sistemine entegre edilmesi ile yaz ve kış dönemlerinde THID ısıtma ve soğutma performansının artması beklenmektedir.

THID sisteminin yalıtımı ısı kayıplarını önlemek için üzerinde önemle durulması gereken bir husustur. Özellikle toprak üstünde kalan THID giriş ve çıkış

kısımlarına uygun yalıtım yapılmaması sistem performansını düşüren önemli faktörlerdendir. Mahal olarak kullanılan alanın da benzer şekilde yalıtımlı olması THID sisteminin ısı kaybı ve soğutma yükü ihtiyacını karşılama oranını arttırmaktadır.

Toprağın nemlendirilmesi THID performansını ve soğutma kapasitesini arttırmaktadır. Bu uygulamada özellikle boru bağlantı kısımlarının sızdırmaz olması, su için hazırlanan deliklerin toprakla doğrudan temas etmemesi ve sulama işleminin belli bir periyotta devam etmesi sistemin verimli çalışması adına önerilmektedir.

HKIP+THID ısıtma uygulamasına ait veriler incelendiğinde Şanlıurfa gibi kış döneminin ılıman geçtiği bölgelerde bu sistemin kullanılmasına ihtiyaç olmadığı görülmektedir. Dış hava sıcaklığının 0 ^{o}C'nin altına düştüğü gün sayısının çok sınırlı olduğu Şanlıurfa gibi yerlerde THID uygulamasının HKIP performansına etkisinin sınırlı olduğu anlaşılmaktadır.

HKIP+THID soğutma uygulamasında performansı arttırması beklenen en önemli husus sistemin otomasyon programı ile kontrol edilmesidir. Yüksek dış hava sıcaklığında HKIP'na entegre edilen THID sisteminin çalışmaya başlaması, sıcaklık azaldığı ve toprak sıcaklığına yaklaştığı anlarda sistemin durması HKIP performansını ve soğutma kapasitesini arttıracağından bu işlemlerin otomasyon kontrollü yapılması önerilmektedir. HKIP'na entegre edilen THID sisteminin tasarım aşamasında THID çıkış havasının kondensere maksimum etki edecek şekilde bağlantı kısmının hazırlanması ve bu kapsamda CFD analiz uygulamalarından faydalanılması önerilmektedir.

THID-PV çalışmasına ait sonuçlar incelendiğinde THID sisteminin PV panel yüzey sıcaklığını düşürerek PV performansını arttıran bir çözüm olduğu anlaşılmaktadır. Bu sistemin tasarımında özellikle THID çıkışının PV panel yüzeyine entegre edilirken kullanılacak ara bağlantı elemanının geometrisine dikkat edilmelidir. Ara yüzeyin soğuk havayı panel yüzeyine eşit bir şekilde dağıtabilecek özelliklere sahip olması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

ABBASPOUR-FARD, M. H., GHOLAMI, A., and KHOJASTEHPOUR, M., 2011. Evaluation of an earth-to-air heat exchanger for the north-east of Iran with semi-arid climate. International Journal of Green Energy, 8(4): 499-510.

AGRAWAL, K. K., AGRAWAL, G. D., MISRA, R., BHARDWAJ, M., and JAMUWA, D. K., 2018. A review on effect of geometrical, flow and soil properties on the performance of Earth air tunnel heat exchanger. Energy and Buildings,176: 120-138.

AGRAWAL, K. K., MISRA, R., AGRAWAL, G. D., BHARDWAJ, M., and JAMUWA, D. K., 2019. The state of art on the applications, technology integration, and latest research trends of earth-air-heat exchanger system. Geothermics, 82: 34-50.

AGRAWAL, K. K., MISRA, R., BHARDWAJ, M., DAS AGRAWAL, G., and MATHUR, A., 2019. Computational Fluid Dynamics Simulation Based Comparison of Different Pipe Layouts in an EATHE System for Cooling Operation. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 11(5).

AHMED, S. F., AMANULLAH, M. T. O., KHAN, M. M. K., RASUL, M. G., and HASSAN, N. M. S., 2016. Parametric study on thermal performance of horizontal earth pipe cooling system in summer. Energy Conversion and Management, 114: 324-337.

ALVES, A. B. M., and SCHMID, A. L., 2015. Cooling and heating potential of underground soil according to depth and soil surface treatment in the Brazilian climatic regions. Energy and Buildings, 90: 41-50.

ANANNO, A. A., MASUD, M. H., DABNICHKI, P., and AHMED, A. 2020. Design and numerical analysis of a hybrid geothermal PCM flat plate solar collector dryer for developing countries. Solar Energy, 196: 270-286.

ASCIONE, F., BELLIA, L., and MINICHIELLO, F., 2011. Earth-to-air heat exchangers for Italian climates. Renewable Energy, 36(8): 2177-2188.

ASGHAR, A. H., SHARMA, A. K., and SINGH, S. P. (1990). Effect of different earth surface treatments on sub-soil temperatures. International Journal of Energy Research, 14(9): 911-924.

ASHRAE HANDBOOK, 2016. HVAC Systems and Equipment (SI)-ASHRAE

ATAER, Ö. E., ÖZALP, M., ve BIYIKOĞLU, A., 2001. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sistemleri İçin Soğutucu Akışkan Seçimi. V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi

ATMACA, İ., ŞENOL, A., and ÇAĞLAR, A., 2021. Performance testing and optimization of a split-type air conditioner with evaporatively-cooled condenser. Engineering Science and Technology, an International Journal.31:101064

AYTAÇ, O., 2021. Dünyada ve Türkiye'de Enerjinin Görünümü 2021, TMMOB Makina Mühendisleri Odası Enerji Çalışma Grubu

BADESCU, V., 2007. Simple and accurate model for the ground heat exchanger of a passive house. Renewable Energy, 32(5): 845-855.

BAGLIVO, C., and CONGEDO, P. M. (2017). An innovative solution to increase the performances of an Air-Cooled Heat Pump by Horizontal Air-Ground Heat-Exchangers. Energy Procedia, 126: 187–194.

BAGLIVO, C., BONUSO, S., and CONGEDO, P. M., 2018. Performance Analysis of Air-Cooled Heat Pump Coupled with Horizontal Air Ground Heat Exchanger in the Mediterranean Climate. Energies, 11(10): 1–21.

BANSAL, N. K., SODHA, M. S., and BHARADWAJ, S. S., 1983. Performance of earth air tunnels. International Journal of Energy Research, 7(4): 333-345.

BANSAL, V., MISHRA, R., AGARWAL, G. D., and MATHUR, J., 2012. Performance analysis of integrated earth–air-tunnel-evaporative cooling system in hot and dry climate. Energy and Buildings, 47: 525-532.

BANSAL, V., MISRA, R., AGRAWAL, G. DAS, and MATHUR, J., 2009. Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for winter heating. Energy and Buildings, 41(11): 1151–1154.

BANSAL, V., MISRA, R., AGRAWAL, G. DAS, and MATHUR, J., 2010. Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for summer cooling. Energy and Buildings, 42(5): 645–648.

BARAKAT, S., RAMZY, A., HAMED, A. M., and EL EMAM, S. H., 2016. Enhancement of gas turbine power output using earth to air heat exchanger (EAHE) cooling system. Energy Conversion and Management, 111: 137–146.

BAXTER, V. D., GROLL, D. E. A., and SHEN, B., 2014. Air Source Heat Pumps for Cold Climate Applications: Recent US R&D Results from IEA HPP Annex 41. Federation of European Heating, Ventilation, and Air Conditioning Associations (REHVA) European HVAC Journal, 51(5).

BENHAMMOU, M., DRAOUI, B., ZERROUKI, M., and MARIF, Y., 2015. Performance analysis of an earth-to-air heat exchanger assisted by a wind tower for passive cooling of buildings in arid and hot climate. Energy Conversion and Management, 91: 1–11.

BENHAMZA, M. E., BRIMA, A., HOUDA, S., and MOUMMI, N., 2017. Contribution to the Study of the Reduction of Energy Consumption through the Exchanger Coupled Conventional Air-Ground-Air Conditioner. Application to the Building. Heat Transfer - Asian Research, 46(8): 1104–1118.

BENKERT, S., HEIDT, F. D., and SCHOLER, D., 1997. Calculation tool for earth heat exchangers GAEA. In Proceeding of Building Simulation, Fifth International IBPSA Conference, Prague 2: 9-16.

BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S., INCROPERA, F. P., and DEWITT, D. P., 2011. Introduction to Heat Transfer. John Wiley & Sons.

BİLEN, K., DEMİR, O., 2021. Energy and Exergy Analysis of Air, Water and Ground Source Heat Pumps for Different Refrigerants. El-Cezerî Journal of Science and Engineering, 8 (2): 688-705.

BORDOLOI, N., SHARMA, A., NAUTIYAL, H., and GOEL, V., 2018. An intense review on the latest advancements of Earth Air Heat Exchangers. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Elsevier Ltd.

BP, 2020. Statistical Review of World Energy

BRUMBAUGH, J. E., Pumps and Distribution All New. 4 Th Edition, Volume 3.

BULUT, H., BÜYÜKALACA, O., YILMAZ, T., ve AKTACİR, A., 2002. Gap Bölgesi İçin Detaylı İklim Verileri. In Proceedings of the Fourth GAP Engineering Congress. 6(8).

BULUT H., KARADAĞ R., DEMİRTAŞ Y., HİLALİ İ., 2016. Şanlıurfa kış şartlarında bir toprak-hava ısı değiştiricisinin performans analizi. Tesisat Mühendisliği- Sayı 152

BULUT, H., DEMİRTAŞ, Y. ve BEYAZİT, N. İ., 2018. Farklı malzemelerin toprak – hava ısı değiştiricisinin (THID) ısıl performansına etkisinin incelenmesi. Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 33 (4) , 1505-1516 .

BULUT, H., DEMİRTAŞ, Y., IŞIKER, Y., and İLKHAN, M. A., 2017. An Experimental Study on the Increasing of Solar Photovoltaic Panels Efficiency with Earth-Air Heat Exchanger System. International Conference on Energy Systems Engineering, 2-4 November 2017, Karabük, Türkiye

BULUT, H., DEMİRTAŞ, Y., BEYAZIT, N. İ., ve PEKER, B., 2017. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Farklı Boru Dizilişlerine Sahip Toprak-Hava Isı Değiştiricisi Sistemlerinin Isıl Performans Analizi. 2nd International Mediterranean Science and Engineering Congress (IMSEC 2017) October 25-27, 2017, Adana, Türkiye

CAPOZZA, A., ZARRELLA, A., and DE CARLI, M., 2015. Long-term analysis of two GSHP systems using validated numerical models and proposals to optimize the operating parameters. Energy and Buildings, 93: 50-64.

CARROLL, P., CHESSER, M., and LYONS, P., 2020. Air Source Heat Pumps field studies: A systematic literature review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 134, 110275.

CHATURVEDI, A. K., and BARTARIA, V. N., 2015. Performance of earth tube heat exchanger cooling of air—a review. Int J Mech Eng Robotics Res, 4(1): 378-382.

CHIESA, G., and ZAJCH, A., 2019. Geo-climatic applicability of earth-to-air heat exchangers in North America. Energy and Buildings, 202.

CUNY, M., LAPERTOT, A., LIN, J., KADOCH, B., and LE METAYER, O., 2020. Multi-criteria optimization of an earth-air heat exchanger for different French climates. Renewable Energy, 157: 342–352.

CUNY, M., LIN, J., SIROUX, M., MAGNENET, V., and FOND, C., 2018. Influence of coating soil types on the energy of earth-air heat exchanger. Energy and Buildings, 158: 1000–1012.

ÇENGEL, Y. A. VE BOLES, M. A. 2013. Termodinamik: Mühendislik Yaklaşımıyla. Palme Yayıncılık

ÇENGEL, Y. A., 2015. Isı ve Kütle Transferi: Esaslar ve Uygulamalar. Palme Yayıncılık.

D'AGOSTINO, D., MARINO, C., and MINICHIELLO, F., 2020. Earth-to-Air Versus Air-to-Air Heat Exchangers: A Numerical Study on the Energetic, Economic, and Environmental Performances for Italian Office Buildings. Heat Transfer Engineering, 41(12): 1040–1051.

DABAIEH, M., and SERAGELDIN, A. A., 2020. Earth air heat exchanger, Trombe wall and green wall for passive heating and cooling in premium passive refugee house in Sweden. Energy Conversion and Management, 209, 112555.

DAIKIN, 2017. Daikin R32 Instructions for Use and Handling Daikin Chemical Europe https://www.daikinchem.de/sites/default/files/pdf/Refrigerants/Daikin_R32_Handling_Brochure_EN.pdf

DEMİRTAŞ, Y., 2016 Toprak Hava Isı Değiştiricisi Performansına Etki Eden Parametrelerin Deneysel Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Şanlıurfa, 126s.

DİNCER, I., and ROSEN, M. A., 2012. Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development, Second edition., Elsevier, Oxford.

DO, S. L., BALTAZAR, J. C., and HABERL, J., 2015. Potential cooling savings from a ground-coupled return-air duct system for residential buildings in hot and humid climates. Energy and Buildings, 103, 206–215.

DOMBAYCI, A. Ö., 2009. The determination of montly cooling degree-day numbers for in the warmest climate provinces of Turkey. Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, 27, 208-215.

DOMBAYCI, A., BAYRAKÇI, H., ve ÖZGÜR, A., 2009. Konutlarda soğutma enerjisi tüketiminin farklı baz sıcaklıkları için derece gün yöntemiyle tahmini. Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 13(3): 311-314.

ELMINSHAWY, N. A. S., MOHAMED, A. M. I., MORAD, K., ELHENAWY, Y., and ALROBAIAN, A. A., 2019. Performance of PV panel coupled with geothermal air-cooling system subjected to hot climatic. Applied Thermal Engineering, 148, 1–9.

ESEN, H., İNALLI, M., ESEN, M., and PIHTILI, K., 2007. Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers. Building and environment, 42(10): 3606-3615.

GHAFOOR, D. Z., and KHDIR, Y. K., 2020. Experimental Investigation of Earth Tube Heat Exchanger (ETHE) for Controlled Ventilation in Erbil. Proceedings of the 6th International Engineering Conference. Sustainable Technology and Development, IEC 2020, 80–85.

GHAITH, F. A., and ALSOUDA, F. J., 2017. Enhancing the performance of the building's vapor compression air cooling system using earth-air heat exchanger. ASME 2017 11th International Conference on Energy Sustainability, ES 2017, North Carolina,USA.

GHOSAL, M. K., TIWARI, G. N., SRIVASTAVA, N. S. L., and SODHA, M. S., 2004. Thermal modelling and experimental validation of ground temperature distribution in greenhouse. International Journal of Energy Research, 28(1): 45-63.

GOSWAMI, D. Y., AND DHALIWAL, A. S., 1985. Heat Transfer Analysis in Environmental Control Using an Underground Air Tunnel. ASME. J. Sol. Energy Eng. May 1985; 107(2): 141–145.

HOLMAN, J.P., 1992. Heat Transfer, 7th Edition, McGraw-Hill, Inc.

HSU, C. Y., HUANG, P. C., LIANG, J. DE, CHIANG, Y. C., and CHEN, S. L., 2020. The in-situ experiment of earth-air heat exchanger for a cafeteria building in subtropical monsoon climate. Renewable Energy, 157, 741–753.

IEA, 2018.https://www.iea.org/news/air-conditioning-use-emerges-as-one-of-the-key-drivers-of-global-electricity-demand-growth

IEA, 2020. World Energy Balances https://www.iea.org/subscribe-to-data-services/world-energy-balances-and-statistics; IEA Key World Energy Statistics 2020

JIN, W., ZHENG, Y., ZHANG, Y., and JIANG, Y., 2015. Experimental study of factors affecting the performance of a semi-enclosed outdoor air-conditioning unit. Procedia Engineering,121, 1713-1720.

KABASHNIKOV, V. P., DANILEVSKII, L. N., NEKRASOV, V. P., and VITYAZ, I. P., 2002. Analytical and numerical investigation of the characteristics of a soil heat exchanger for ventilation systems. International Journal of Heat and Mass Transfer, 45(11): 2407-2418.

KHAN, R., KUMAR, R., and ROHATGI, N., 2020. Sustainable Air-Conditioning. Encyclopedia of Renewable and Sustainable Materials.

KLINE, S. J., and MCCLINTOCK, F. A., 1953. Analysis of uncertainty in single-sample experiments. Mechanical Engineering, 75(3).

KOCATÜRK, M., ve SALMAN, M. S., 2006. Otomobil klima sisteminde fan devri ve giriş havası sıcaklığının performansa etkisinin deneysel olarak incelenmesi. Politeknik Dergisi, 9(1): 7-12.

KOÇ, A., BAHADIROĞLU, A., ATAY, B. N., ve ÜNVER, Ü., 2021 Soğutucu Akışkan Performanslarının Farklı Kriterlere Göre Karşılaştırılması. Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, 4(1): 22-31.

KUMAR, R., KAUSHIK, S. C., and SRIKONDA, A. R., 2003. Cooling and heating potential of earth-air tunnel heat exchanger (EATHE) for non-air-conditioned building. International journal of global energy issues, 19(4): 373-386.

KUMAR, R., RAMESH, S., and KAUSHIK, S. C., 2003. Performance evaluation and energy conservation potential of earth–air–tunnel system coupled with non-air-conditioned building. Building and environment, 38(6): 807-813.

LEE, K. H., and STRAND, R. K., 2008. The cooling and heating potential of an earth tube system in buildings. Energy and Buildings, 40(4): 486-494.

LI, H., YU, Y., NIU, F., SHAFIK, M., and CHEN, B., 2014. Performance of a coupled cooling system with earth-to-air heat exchanger and solar chimney. Renewable Energy, 62: 468–477.

LIU, Z., SUN, P., LI, S., YU, Z. (JERRY), EL MANKIBI, M., ROCCAMENA, L., YANG, T., and ZHANG, G., 2019. Enhancing a vertical earth-to-air heat exchanger system using tubular phase change material. Journal of Cleaner Production, 237, 117763.

LIU, Z., YU, Z. (JERRY), YANG, T., EL MANKIBI, M., ROCCAMENA, L., SUN, Y., SUN, P., LI, S., and ZHANG, G., 2019. Experimental and numerical study of a vertical earth-to-air heat exchanger system integrated with annular phase change material. Energy Conversion and Management, 186, 433–449.

LIU, Z., YU, Z. (JERRY), YANG, T., ROCCAMENA, L., SUN, P., LI, S., ZANG, G., EL MANKIBI, M., 2019. Numerical modeling and parametric study of a vertical earth-to-air heat exchanger system. Energy, 172, 220–231.

MADDAH, S., GOODARZI, M., and SAFAEI, M. R., 2020. Comparative study of the performance of air and geothermal sources of heat pumps cycle operating with various refrigerants and vapor injection. Alexandria Engineering Journal, 59(6): 4037-4047.

MALİK, M., DİNCER, İ., and ROSEN, M. A., 2015. Comparative Study of Conventional and Renewable Energy Sources for HVAC Systems. In Progress in Clean Energy, Volume 2 (pp. 1125-1149). Springer, Cham.

McDOWALL, R. 2007. Fundamentals of HVAC systems: SI edition. Academic Press.

MEGEP, 2015. Tesisat teknolojisi ve iklimlendirme, Klima cihazlarının soğutma devre şemaları

MIHALAKAKOU, G., 2002. On estimating soil surface temperature profiles. Energy and Buildings, 34(3): 251-259.

MIHALAKAKOU, G., LEWIS, J. O., and SANTAMOURIS, M., 1996. The influence of different ground covers on the heating potential of earth-to-air heat exchangers. Renewable Energy, 7(1): 33-46.

MIHALAKAKOU, G., SANTAMOURIS, M., and ASIMAKOPOULOS, D., 1994. Use of the ground for heat dissipation. Energy, 19(1): 17-25.

MISRA, R., BANSAL, V., AGARWAL, G. DAS, MATHUR, J., and ASERI, T., 2012. Thermal performance investigation of hybrid earth air tunnel heat exchanger. Energy and Buildings, 49, 531–535.

MISRA, R., JAKHAR, S., AGRAWAL, K. K., SHARMA, S., JAMUWA, D. K., SONI, M. S., and AGRAWAL, G. D., 2018. Field investigations to determine the thermal performance of earth air tunnel heat exchanger with dry and wet soil: Energy and exergetic analysis. Energy and Buildings, 171, 107-115.

MMO 2017 Havalandırma ve İklimlendirme Tesisatı, Mekanik Tesisat Mühendisliği Temel Bilgilendirme Seminerleri TMMOB

MMO 2016 Hava Kaynaklı Isı Pompası https://www.mmo.org.tr/sites/default/ files/statik sayfa ekleri/HAVAKAYNAKLI ISI POMPASI.pdf

MONGKON, S., THEPA, S., NAMPRAKAI, P., and PRATINTHONG, N., 2013. Cooling performance and condensation evaluation of horizontal earth tube system for the tropical greenhouse. Energy and Buildings, 66, 104–111.

MOSTAFAEIPOUR, A., GOUDARZI, H., KHANMOHAMMADI, M., JAHANGIRI, M., SEDAGHAT, A., NOROUZIANPOUR, H., CHOWDHURY, S., TECHATO, K., ISSAKHOV, A., ALMUTAIRI, K., and HOSSEINI DEHSHIRI, S. J., 2021. Techno-economic analysis and energy performance of a geothermal earth-to-air heat exchanger (EAHE) system in residential buildings: A case study. Energy Science and Engineering, 9(10): 1807–1825.

MUCKE, L., FLEIG, D., VAJEN, K., and JORDAN, U., 2016. Hybrid liquid desiccant air-conditioning systems: A conceptual study with respect to energy saving potentials. International Journal of Refrigeration, 69, 64-73.

NATURAL RESOURCES CANADA. 2004. EnerGuide: Home Heating and Cooling Series Heating and Cooling with a Heat Pump.

NETHRA, M., and KALIDASAN, B. 2020. Earth tube heat exchanger design for efficiency enhancement of PV panel. Materials Today: Proceedings, 1–5.

ÖZDEMİR, A., PINARLIK, M., ve ERCAN, E., 2017. Sürdürülebilir binalar için dünyada uygulanan devlet teşvikleri ve uygulamaların incelenmesi. TÜBAV Bilim Dergisi, 10(1): 52-60.

PERETTI, C., ZARRELLA, A., DE CARLI, M., and ZECCHIN, R., 2013. The design and environmental evaluation of earth-to-air heat exchangers (EAHE). A literature review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 28, 107-116.

RAFIQUE, M. M., and REHMAN, S., 2018. Renewable and Sustainable Air Conditioning. In Sustainable Air Conditioning Systems. IntechOpen.

RENEWABLE ENERGY WORLD., 2019.https://www.renewableenergyworld.com/solar/air-conditioning-is-the-worlds-next-big-threat/#gref

ROCCAMENA, L., LI, S., EL MANKIBI, M., SUN, P., YANG, T., LIU, Z., YU, Z. (JERRY), and ZHANG, G., 2019. Numerical modeling and parametric study of a vertical earth-to-air heat exchanger system. Energy, 172, 220–231.

ROSA, N., SANTOS, P., COSTA, J. J., and GERVÁSIO, H., 2018. Modelling and performance analysis of an earth-to-air heat exchanger in a pilot installation. Journal of Building Physics, 42(3): 259-287.

ROSA, N., SOARES, N., COSTA, J. J., SANTOS, P., and GERVÁSIO, H., 2020. Assessment of an earth-air heat exchanger (EAHE) system for residential buildings in warm-summer Mediterranean climate. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 38(November 2019), 100649.

SAIDUR, R., MASJUKI, H. H., and JAMALUDDIN, M. Y., 2007. An application of energy and exergy analysis in residential sector of Malaysia. Energy policy, 35(2): 1050-1063.

SAKHRI, N., MENNI, Y., and AMEUR, H., 2020. Experimental investigation of the performance of earth-to-air heat exchangers in arid environments. Journal of Arid Environments, 180: 104215.

SANTAMOURIS, M., MIHALAKAKOU, G., BALARAS, C. A., LEWIS, J. O., VALLINDRAS, M., and ARGIRIOU, A., 1996. Energy conservation in greenhouses with buried pipes. Energy, 21(5): 353-360.

SEVEL M. H., 2017 Sulu-Havalı iklimlendirme sistemleri ve endüksiyon cihazları Soğutma Dünyası 20: 78

SHAIMAA S., 2018. Types of HVAC Systems, HVAC System, IntechOpen, DOI: 10.5772/intechopen.78942.

SHUKLA, A., KANT, K., SHARMA, A., and BIWOLE, P. H., 2017. Cooling methodologies of photovoltaic module for enhancing electrical efficiency: A review. Solar Energy Materials and Solar Cells, 160(July 2016), 275–286.

SINGH, R., SAWHNEY, R. L., LAZARUS, I. J., and KISHORE, V. V. N., 2018. Recent Advancements in Earth Air Tunnel Heat Exchanger (EATHE) System for Indoor Thermal Comfort Application: A Review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 82(May 2017): 2162–85.

SOARES, N., ROSA, N., MONTEIRO, H., and COSTA, J. J., 2021. Advances in standalone and hybrid earth-air heat exchanger (EAHE) systems for buildings: A review. Energy and Buildings, 253, 111532.

SONI, S. K., PANDEY, M., and BARTARIA, V. N., 2016. Energy metrics of a hybrid earth air heat exchanger system for summer cooling requirements. Energy and Buildings, 129, 1–8.

SÖĞÜT, M. Z., ve KARAKOÇ, H., 2013. Klimalarda Enerji Verimliliği Sınıflandırılmasında Farklı Bir Yaklaşım: Ekserjetik Verimlilik Oranı ve Çevresel Etki Oranı. Tesisat Mühendisliği Dergisi,135, 50-60.

STANFORD, H. W., and SPACH, A. F., 2019. Analysis and Design of Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems. CRC Press.

SVEC, O. J., GOODRICH, L. E., and PALMER, J. H. L., 1983. Heat transfer characteristics of in-ground heat exchangers. International Journal of Energy Research, 7(3), 265-278.

T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı (2021) Bina Sektörü Enerji Verimliliği Teknoloji Atlası

THANU, N. M., SAWHNEY, R. L., KHARE, R. N., and BUDDHI, D., 2001. An experimental study of the thermal performance of an earth-air-pipe system in single pass mode. Solar Energy, 71(6): 353-364.

TÖRE, H. ve KILIÇARSLAN, A., 2016. Dış ortam sıcaklığının soğutma durumunda çalışan ısı pompası performansına etkisinin deneysel olarak incelenmesi. ESSİAD Soğutma Dünyası Dergisi, 19(73): 70-76.

VELLEI, M., 2014. A review of factors affecting environmental and economic life-cycle performance for electrically driven heat pumps. JRC Science and Policy Reports, 36.

VIDHI, R., 2018. A review of underground soil and night sky as passive heat sink: Design configurations and models. Energies, 11(11).

VOCALE, P., MORINI, G. L., and SPIGA, M., 2014. Influence of outdoor air conditions on the air source heat pumps performance. Energy Procedia, 45, 653-662.

WBCSD (Dünya Sürdürülebilir Kalkınma İş Konseyi) Yayınları, 2013. Binaların Enerji Tüketiminde Dönüşüm için Binalarda Enerji Verimliliği

WU, H., WANG, S., and ZHU, D., 2007. Modelling and evaluation of cooling capacity of earth–air–pipe systems. Energy Conversion and Management, 48(5): 1462-1471.

YAMANKARADENİZ, R., HORUZ, İ., KAYNAKLI, Ö., COŞKUN, S., KAYNAKLI, Ö., ve YAMANKARADENİZ, N., 2012. İklimlendirme Esasları ve Uygulamaları, Dora Yayınları, s. 602

YANG, D., GUO, Y., and ZHANG, J., 2016. Evaluation of the thermal performance of an earth-to-air heat exchanger (EAHE) in a harmonic thermal environment. Energy Conversion and Management, 109, 184-194.

YANG, H., CUI, P., and FANG, Z., 2010. Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems. Applied energy, 87(1), 16-27.

YESİLNACAR, M. I., SÜZEN, M. L., KAYA, B. Ş., and DOYURAN, V. 2012. Municipal solid waste landfill site selection for the city of Şanliurfa-Turkey: an example using MCDA integrated with GIS.International Journal of Digital Earth,5(2): 147-164.

YOON, G., TANAKA, H., and OKUMIYA, M., 2009. Study on the design procedure for a multi-cool/heat tube system. Solar Energy, 83(8), 1415-1424.

ZHANG, L., JIANG, Y., DONG, J., and YAO, Y., 2018. Advances in vapor compression air source heat pump system in cold regions: A review Renewable and Sustainable Energy Reviews, 81, 353-365.

ZHENG, S., WU, C., BAO, Y., and WANG, Y., 2017. Influential parameters analysis on heating performance of heat pump in baking process. Procedia Engineering, 205, 810-817.

ZHOU, T., XIAO, Y., HUANG, H., and LIN, J., 2020. Numerical study on the cooling performance of a novel passive system: Cylindrical phase change material-assisted earth-air heat exchanger. Journal of Cleaner Production, 245, 118907.

ZHOU, T., XIAO, Y., LIU, Y., LIN, J., and HUANG, H., 2018. Research on cooling performance of phase change material-filled earth-air heat exchanger. Energy Conversion and Management, 177(July), 210–223.