



T. C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR KONUT İÇİN ÇİFT TANKLI GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISI POMPASI
UYGULAMASI**

Enes Hüseyin ERGÜN
0000-0003-1540-8722

Doç. Dr. Salih COŞKUN
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bursa – 2019
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Enes Hüseyin ERGÜN tarafından hazırlanan “Bir Konut için Çift Tanklı Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası Uygulaması” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Salih Coşkun


Üye: Doç. Dr. Salih COŞKUN
0000-0001-6278-8444
B. U. Ü. Teknik Bilimler M.Y.O.
Elektrik ve Enerji Bölümü
İklimlendirme ve Soğutma Teknolojileri Programı


İmza

Üye: Prof. Dr. Recep Yamankaradeniz
0000-0003-0087-2629
B. U. Ü. Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü
Termodinamik Anabilim Dalı


İmza

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Kemal Furkan Sökmen
0000-0001-8647-4861
B. T. Ü. Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü


İmza

Yukarıdaki Sonucu Onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN

Enstitü Müdürü

02/09/2021 (Tarih)

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

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

beyan ederim.

02/09/2019

Enes Hüseyin ERGÜN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR KONUT İÇİN ÇİFT TANKLI GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISI POMPASI UYGULAMASI

Enes Hüseyin ERGÜN

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Salih COŞKUN

Bu çalışmada güneş enerjisi destekli çift tanklı bir ısı pompası sistemi tasarlanmış ve TRNSYS yardımıyla modellenerek simüle edilmiştir. Bu sistem bir su kaynaklı ısı pompasının bir tank (soğuk su tankı) içindeki sudan çektiği ısıyı diğer tanktaki (sıcak su tankı) suya aktarması esasına dayanmaktadır. Ayrıca enerji giderlerini düşürmek ve kış aylarında güneş enerjisinden ıstıma için de yararlanmak amacıyla sisteme PV/T kolektör entegre edilmiştir. Tasarlanan bu sistem kullanılarak bir restoranın kış aylarında ısıtılması ve sıcak kullanım suyu ihtiyacının karşılanabilmesi, yaz aylarında ise aynı mahallin soğutulması ve sıcak kullanım suyu ihtiyacının karşılanabilmesi hedeflenmiştir. Analizler Türkiyenin 5 farklı ili (İstanbul, Ankara, İzmir, Hakkari, Trabzon) için gerçekleştirilmiştir. Enerji tüketimi minimum olacak şekilde optimum sistem tasarımı için su debileri, tank hacimleri, PV/T kolektör yüzey alanı gibi farklı parametrelerin sisteme etkileri incelenmiştir. Elde edilen simülasyon sonuçlarına göre; sistemde en çok enerji tüketen eleman ısı pompası olup, sıcak iklimlerde daha çok devreye girmektedir. Soğuk iklimde ise tank içerisindeki yardımcı ısıtıcılara daha çok ihtiyaç olmasından dolayı sistemin toplam enerji tüketimi artmaktadır. PV/T kolektör yüzey alanının artışıyla SPF (sezonsal performans faktörü) ve BEO (bedelsiz enerji oranı) arasında doğru orantılı bir ilişki vardır. PV/T modül sayısı ilk yatırım maliyeti ve işletme giderleri dikkate alınarak belirlenmelidir. En yüksek SPF ve BEO değerleri sırasıyla 2,65 ve 0,65 olarak İzmir için elde edilirken, en düşük SPF ve BEO değerleri ise Hakkâri ili için 1,74 ve 0,39 olarak elde edilmiştir. Soğuk/sıcak su tankı hacminin büyütülmesi sistem performansını olumsuz etkilediği, artan tank hacmiyle birlikte yardımcı ısıtıcıların daha fazla devreye girerek, sistem verimini düşürdüğü görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: TRNSYS, ısı pompası, simülasyon, optimizasyon, güneş enerjisi, çift tank

2019, ix,+ 81 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

SOLAR ASSISTED DUAL TANK HEAT PUMP APPLICATION FOR A RESIDENTIAL HOUSE

Enes Hüseyin ERGÜN

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

Supervisor: Assoc. Prof. Salih COŞKUN

In this study, a solar assisted double tank heat pump system was designed, then modeled and simulated with TRNSYS program. This system is based on the principle that a water source heat pump transfers the heat from the water, which in cold water tank, to the water, which in hot water tank. Also, a PV/T collector is integrated in the system to reduce energy costs and to benefit from solar heating in winter. Using this designed system, it is aimed to heat a restaurant in winter and to meet the domestic hot water requirement, and to cool and to meet the domestic hot water requirement the same place in summer. Performance analysis of the system was carried out for 5 different provinces in Turkey. The effects of different parameters such as water flow rates, tank volumes, PV/T collector surface area were investigated for optimum system design with minimum energy consumption. According to the simulation results, the most energy consuming part in the system is the heat pump, which is more often used in hot climates. There is a direct correlation between the increase of PV/T collector surface area and, SPF and FER values. The number of PV/T modules should be determined by considering the initial investment cost and operating costs. The highest SPF and BEO values were found for İzmir 2,65 and 0,65; while the lowest SPF and BEO values were found 1,74 and 0,39 for Hakkari. Increasing the volume of cold/hot water tank has been found to adversely affect system performance. With the increasing tank volume, it has been seen that auxiliary heaters are activated more and reduce the system efficiency.

Key Words: TRNSYS, heat pump, simulation, optimization, solar energy, dual tank

2019, ix, +81 pages

TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca hiçbir zaman maddi ve manevi desteğini esirgemeyen ve beni bugünlere getiren aileme, tez alıőmamın planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşturulmasında ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıőmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın danışman hocam Doç. Dr. Salih Coşkun'a teőekkürlerimi sunarım.

Enes Hüseyin ERGÜN

02/09/2019

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
2.1. Isı Pompaları	4
2.2. Güneş Kolektörleri	7
2.2.1. Termal Kolektör	8
2.2.2. Fotovoltaik Kolektör	9
2.2.3. PV/T Kolektör	11
2.3. Performans Ölçüleri	12
2.4. Kaynak Araştırması.....	13
3. MATERYAL VE YÖNTEM	29
3.1. Materyal	29
3.1.1. PV/T kolektör.....	29
3.1.2. Su çekimi.....	40
3.1.3. Termostatlar	41
3.2. Yöntem	43
3.2.1. Isı pompası seçimi.....	43
3.2.2. Su tankı seçimi	44
3.2.3. PV/T kolektör seçimi	45
3.2.4. Sistemin çalışma prensibi.....	46
3.2.5. Kontrol yöntemi	48
3.2.6. TRNSYS modeli ve simülasyonu	50
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	55
4.1. Performans Analizi.....	55
4.1.1. Kış şartlarında çalışma	55
4.1.2. Yaz şartlarında çalışma	59
4.1.3. Yıl boyunca çalışma.....	63
4.2. Şehirlere Göre Sistemin Performansı.....	65
4.3. Tank Hacimlerinin Sistem Performansına Etkileri	67
4.4. PV/T Kolektör Yüzey Alanının Sistem Performansına Etkileri	69
5. SONUÇ	71
KAYNAKLAR	73
EKLER.....	77
EK 1 Sudan Suya Isı Pompası Kataloğu	78
EK 2 Isıtma/Soğutma Tankı Kataloğu	79
EK 3 PV/T Kolektör Kataloğu.....	80
ÖZGEÇMİŞ	81

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklamalar
$W_{net,g}$	Akışkanın sıkıştırılması için kompresörde harcanması gereken enerji [kJ/h]
\dot{Q}_{hava}	Çevre havasından faydalanılan enerji [kJ/h]
S	Gökyüzü yayını
$\dot{Q}_{H.I.}$	Harici ısıtıcının kullandığı enerji [kJ/h]
T_L	Isı çekilen ortamın sıcaklığı
$\dot{W}_{komp.}$	Isı pompası içerisindeki kompresörün kullandığı enerji [kJ/h]
T_H	Isı verilen ortamın sıcaklığı
$\dot{Q}_{sıcak}, \dot{Q}_H$	Isıtılan ortama verilen ısı enerjisi [kJ/h]
$\dot{Q}_{ısıtma\ serpantini}$	Isıtma için kullanılan toplam enerji [kJ/h]
B	Işık ışınımı
G_R	Işınım
U	Malzeme direnç değeri [W/m^2K]
N	Normal gelen
C_p	Öz ısı [kJ/kgK]
$\dot{W}_{PV/T}$	PV/T kolektörden elde edilen elektrik enerjisi [kJ/h]
$\dot{Q}_{PV/T}$	PV/T kolektörden elde edilen ısı enerjisi [kJ/h]
$\eta_{PV/T}$	PV/T tarafından üretilen elektriğin sistem tarafından tüketilen toplam elektriğe oranı
\dot{Q}_{SKS}	Sıcak kullanım suyu temininde kullanılan toplam enerji [kJ/h]
$\dot{Q}_{yük,toplam}$	Sıcak kullanım suyu temininde, mahallin ısıtılması ve soğutulmasında kullanılan toplam enerji [kJ/h]
\dot{W}_{fan}	Sistemdeki fanların kullandığı enerji [kJ/h]
\dot{W}_{pompa}	Sistemdeki sirkülasyon pompalarının kullandığı enerji [kJ/h]
$\dot{Q}_{soğutma\ serpantini}$	Soğutma için kullanılan toplam enerji [kJ/h]
$\dot{Q}_{soğuk}, \dot{Q}_L$	Soğutulan ortamdan çekilen ısı enerjisi [kJ/h]
$\dot{Q}_{T.I.}$	Su tankları içerisinde çalışan ısıtıcıların kullandığı enerji [kJ/h]
H	Toplam yatay
T	Toplam (ışık huzmesi + yayını)
D	Yayını ışınımı
G	Yerden yayını

Kısaltmalar

ASHRAE
BEO
Biyoen.
ÇTGDIP
CFD
Değ.
ISAHP
i-SAHP
Elek.
IWECE
HPS
F.
Fonk.
PV
PV/T
SAHP
SGSHP
Gün.
SAASHP
GDIP
SDHW
SAGSHPS
GK
H.
ASHP
AWHP
HVAC
HSGSHPS
ITKI
İkl.
IP
HPWH
ITK
Jeo.
Kar.
Kar.
K.
LPG
Mak.
mtep
Min.
SGSHP-P
P.
Rüz.
Serp.

Açıklamalar

Amerika Isıtma Soğutma Tesisat Mühendisleri Derneği
Bedelsiz enerji oranı
Biyoenjerji
Çift tanklı güneş enerjisi destekli ısı pompası
Computational fluid dynamics
Değiştiricisi
Dolaylı güneş enerjisi destekli ısı pompası
Dolaylı tip çift tanklı güneş enerjisi destekli ısı pompası
Elektrik
Enerji Hesaplamaları için Uluslararası Hava Durumu
Eşzamanlı ısıtma ve soğutma sistemi
Fan
Fonksiyon
Fotovoltaik
Fotovoltaik-termal
Güneş destekli ısı pompası
Güneş destekli toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemi
Güneş enerjisi
Güneş enerjisi destekli hava kaynaklı ısı pompası sistemi
Güneş enerjisi destekli ısı pompası
Güneş enerjisi destekli sıcak kullanım suyu
Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sistemi
Güneş kesri
Hava
Hava kaynaklı ısı pompası
Havadan suya ısı pompası
Heating, ventilating, air conditioning
Hibrit güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemi
İdeal ısıtma tesir katsayısı
İklimlendirme
Isı pompası
Isı pompası su ısıtma sistemini
Isıtma tesir katsayısı
Jeotermal Enerji
Karışım
Karıştırıcısı
Kontrollü
Liquid petroleum gas
Maksimum
Milyon ton eş değeri petrol
Minimum
Paralel güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası
Pompa
Rüzgar Enerjisi
Serpantin

Kısaltmalar

SPF

SKS

S₁.S₀.

STK

ST

SWH

TMY

GSHP

T.C.

Yönl.

Açıklamalar

Sezonsal performans faktörü

Sıcak kullanım suyu

Sıcak su

Soğuk su

Soğutma tesir katsayısı

Solar termal

Termal su ısıtıcısı

Tipik meteorolojik yıl

Toprak kaynaklı ısı pompası

Türkiye Cumhuriyeti

Yönlendirme

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. 2016 yılı Türkiye birincil enerji arzında kaynakların payı	2
Şekil 1.2. 1990-2016 yılları Türkiye enerji ithalatının kaynakları dağılımı	2
Şekil 1.3. 2016 yılında doğalgaz tüketiminin sektörel bazda dağılımı	3
Şekil 2.1. Isı pompası ve soğutma makinesinin çalışma şeması	5
Şekil 2.2. Isı pompasının ısıtma ve soğutma modunda ki çalışma çevrimi	7
Şekil 2.3. En yaygın termal kolektör çeşitleri	9
Şekil 2.4. PV hücre	9
Şekil 2.5. PV kolektör	10
Şekil 2.6. Türkiye güneş enerjisi potansiyel atlası	11
Şekil 2.7. PV/T kolektörün şematik gösterimi	12
Şekil 3.1. PV/T panel şeması	30
Şekil 3.2. PV/T Tanımları	32
Şekil 3.3. Kolektör yüzeyindeki enerji dengesi	32
Şekil 3.4. Soğurucu kanatçık üzerindeki ısı akışları	34
Şekil 3.5. Kanatçık tabanında meydana gelen ısı akışları	36
Şekil 3.6. Zamana bağlı su çekimi grafiği	41
Şekil 3.7. Mahal yük tüketimi hesabı simülasyonu	43
Şekil 3.8. Isıtma ve soğutma ısı transferleri simülasyon sonucu	43
Şekil 3.9. Isı pompası şeması	44
Şekil 3.10. PV/T panel katalog görseli	46
Şekil 3.11. Çift tanklı güneş enerjisi destekli ısı pompası (ÇTGDIP) sistemi	47
Şekil 3.12. Modül 515'in ısıtma ve soğutma sezonu kontrol takvimi	50
Şekil 3.13. Ana modülleriyle TRNSYS modeli	52
Şekil 4.1. Isı pompasının bir gün içerisindeki sıcaklık ve ısı transferi değişimleri (Şubat)	56
Şekil 4.2. Sıcak ve soğuk su tanklarındaki su sıcaklık değişimleri (Şubat)	57
Şekil 4.3. Kolektörde sıcaklık, ısı transfer ve güç değişimleri (Şubat)	58
Şekil 4.4. Isıtma serpantini sıcaklık/enerji değişimleri (Şubat)	58
Şekil 4.5. IP'nin bir gün içerisindeki sıcaklık ve ısı transfer değişimleri (Temmuz)	59
Şekil 4.6. Sıcak ve soğuk su tanklarındaki su sıcaklık değişimleri (Temmuz)	60
Şekil 4.7. PV/T kolektör sıcaklık ve enerji değişimleri (Temmuz)	61
Şekil 4.8. PV/T kolektörden yıllık elde edilen faydalı enerji miktarı ve elektrik üretimi	61
Şekil 4.9. Soğutma serpantin sıcaklık ve ısı transfer miktarındaki değişimler (Temmuz)	62
Şekil 4.10. Isı değiştiricisinin sıcaklık ve ısı transfer miktarındaki değişimler (Temmuz)	63
Şekil 4.11. Isı pompasının yıllık ısı ve sıcaklık değişimleri	64
Şekil 4.12. Yıl boyunca sıcak ve soğuk sıcaklık değişimleri	65
Şekil 4.13. Şehirlere göre sistemin performans değerleri	67
Şekil 4.14. Soğuk su tankı hacim değişiminin performans ölçülerine etkisi	68
Şekil 4.15. Sıcak su tankı hacim değişiminin performans ölçülerine etkisi	68
Şekil 4.16. PV/T kolektör yüzey alanının performans ölçülerine etkisi	69

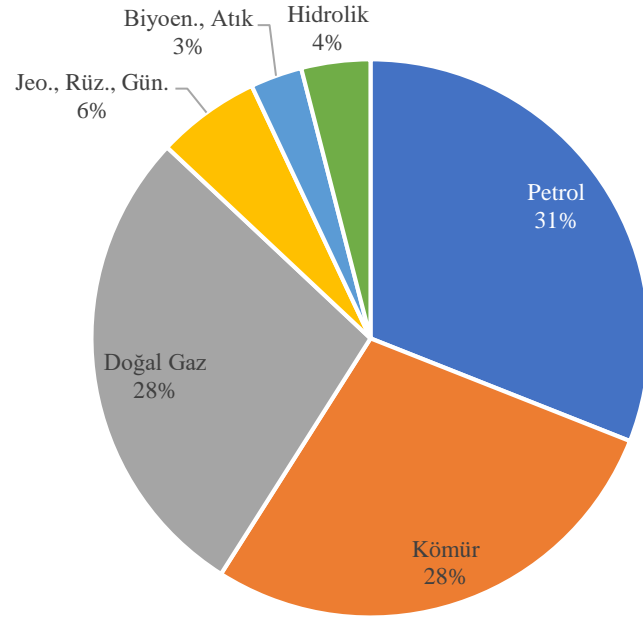
ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. PV/T kolektör denklemleri ile ilgili terminoloji	30
Çizelge 3.2. Termostatların denklemleri ile ilgili terminoloji.....	41
Çizelge 3.3. Soğuk ve sıcak su tankı referans katalog değerleri.....	45
Çizelge 3.4. PV/T kolektör paneli katalog değerleri.....	45
Çizelge 3.5. Etilen glikol bazlı su çözeltisinin özellikleri.....	48
Çizelge 3.6. TRNSYS modelinde yer alan ana modüllerin parametre değerleri	51
Çizelge 3.7. TRNSYS programında kullanılan modüllerin listesi.....	53
Çizelge 4.1. Farklı illere göre ısı transferi ve enerji üretim/tüketim miktarları	66
Çizelge 4.2. Farklı illere göre modüllerin enerji tüketim oranları	66
Çizelge 4.3. PV/T kolektör panel sayısına göre güneşten faydalanma değerleri (İstanbul)	70

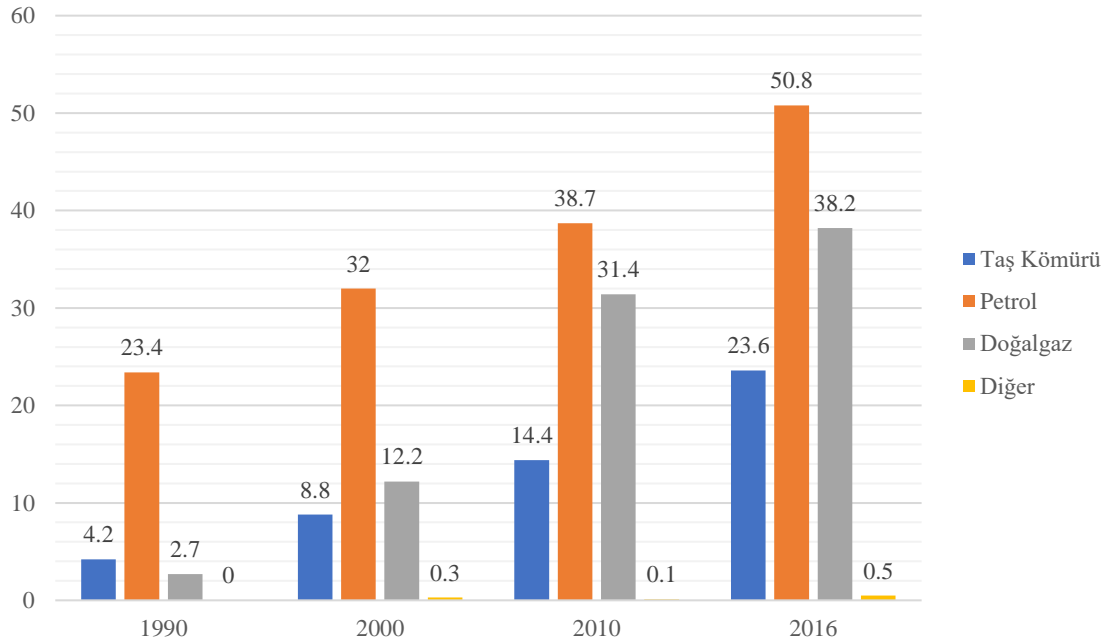
1. GİRİŞ

Konut, restoran, iş yeri, ofis gibi insan konforunun ön planda tutulduğu meskenlerde en büyük gider kalemini suyun ve mahallin ısıtılması için kullanılan sistem(ler)in enerji tüketimi oluşturmaktadır. Bu ısıtma işlemi için kullanılan en yaygın sistem yakıt olarak doğalgazı kullanan kombi ve kazan sistemleridir. Fosil yakıt olan doğalgaz hem kaynağı itibariyle sürdürülebilir olmayışı hem de karbon salınımına yol açması sebebiyle uzun vadede doğru bir seçim değildir. Dünyada sanayi devriminden bu yana hızla artan karbon salınımı küresel ısınmaya yol açmış, bunun sonucu kutupların erimesi, tsunami, hortum, kasırga gibi doğa felaketlerini ve iklim değişikliklerini beraberinde getirmiş, bu durum Birleşmiş Milletleri Kyoto Protokolü ve Paris İklim Antlaşması gibi ciddi önlemler almaya itmiştir. Bu önlemler neticesinde tüm dünyanın karbon salınımını düşürmesi ve yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmesi elzem olmuştur.

Karbon salınımının düşürülmesi öncelikle fosil yakıtların tüketiminin düşürülmesine bağlıdır. Yenilenebilir enerji kaynaklarının artışı sonucunda doğal olarak karbon salımı azalmaktadır. Şekil 1.1'de gösterildiği gibi 2016 yılında Türkiye'nin fosil yakıt tüketimi toplam enerji tüketiminin %87'sini oluşturmuştur (Anonim 2017). Türkiye enerji ihtiyacının tamamını yerel kaynakları ile karşılayamadığı için enerji ithal eden bir ülkedir. 2016 yılında enerji ithalinin 23,6 mtep'ini taş kömürü, 50,8 mtep'ini petrol ve 38,2 mtep'ini doğal gaz oluşturmuştur. Yani 112,6 mtep fosil yakıt ithal edilmiştir. Yenilenebilir enerji kaynaklarına geçiş cari açığın azaltılması ve enerjide dışa bağımlılıktan kurtulunması açısından da büyük önem arz etmektedir. (Anonim 2018)



Şekil 1.1. 2016 yılı Türkiye birincil enerji arzında kaynakların payı

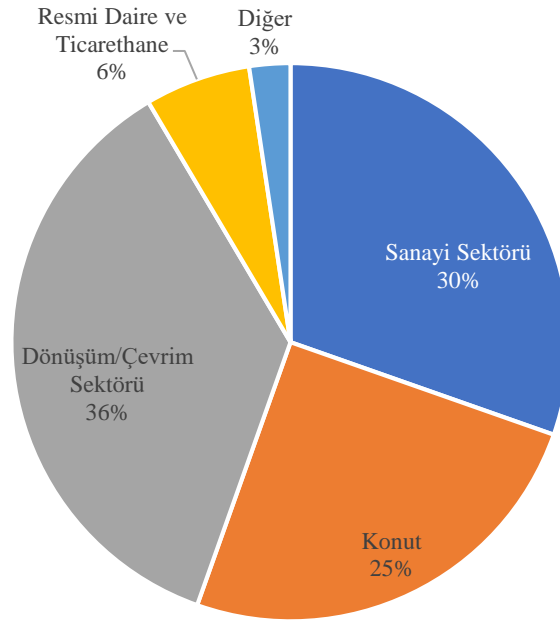


Şekil 1.2. 1990-2016 yılları Türkiye enerji ithalatının kaynakları dağılımı

Meskenlerdeki doğalgaz tüketiminin yerini alabilecek en ideal alternatif güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemleridir. Bu sistemler aracılığıyla suyun ve mahallin ısıtılması sağlanabileceği gibi aynı zamanda soğutma ihtiyacı da karşılanabilir. Üstelik bu sistemler

doğru uygulama ile doğalgaza göre yakıt sarfiyatını da düşürmektedirler. Güneş enerjisi sayesinde yılın birçok günü sıcak su ihtiyacı karşılanmakta, aynı zamanda PV/T paneller aracılığıyla elektrik üretimi de yapılmaktadır. Üretilen elektrik enerjisi gerektiğinde ısı pompasının elektrik ihtiyacı için kullanılarak sistem verimliliğinin arttırılması sağlanmakta, gerekmediğinde ise diğer elektrikli ev aletlerinin enerji ihtiyacına destek olmakta ve tasarruf sağlanmaktadır.

Türkiye’de konutlar doğal gaz tüketiminin en büyük üçüncü kaynağıdır. Konutlarda ki bu tüketimin büyük kısmını ise ısıtma ve sıcak su ihtiyacı oluşturmaktadır. Isı pompası sistemleri ile doğalgaz tüketiminin ciddi bir kısmını oluşturan konutlarda ki ısıtma ve sıcak su ihtiyacı karşılanabilir. PV/T destekli ısı pompası uygulamasıyla fosil yakıt tüketiminin ve karbon salınımının azaltılması sağlanırken, enerji giderlerinin de düşürülmesi sağlanabilir. Daha önce yapılan çalışmalarda da bunun olumlu sonuçları saptanmıştır. (Anonim 2017)



şekil 1.3. 2016 yılında doğalgaz tüketiminin sektörel bazda dağılımı

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Isı Pompaları

Isı akışı doğada her zaman sıcaklığın yüksek olduğu ortamdan düşük olduğu ortama doğru gerçekleşmektedir. Doğada bunun tersi bir işlemin herhangi bir cihaz kullanmaksızın gerçekleşebilmesi mümkün değildir. Düşük sıcaklığa sahip ortama yüksek sıcaklığa sahip bir ortamdan ısı aktarılabilmesi için ısı pompası veya soğutma makinesi gibi cihazlar kullanılması gerekmektedir.

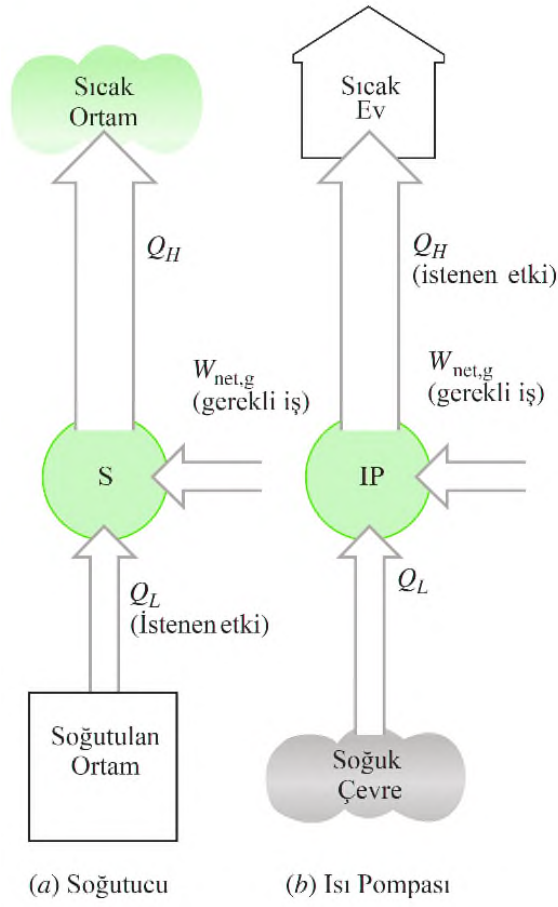
Isı pompası fikri ilk kez 1824 yılında Carnot tarafından ortaya atılmıştır. Carnot buhar çevriminin ters çalıştırılması ile bir ortamdan ısı çekilerek, bu ısının ısıtılmak istenen ortama aktarılabilceğini tespit etmiştir. Pratikte bu prensiple çalışan ilk ısı pompası 1852 yılında William Thompson tarafından denenmiştir. İlerleyen süreçte de Lord Kelvin ısı pompası sistemini denemiştir. (Ülkü 1986)

Isı pompaları ile soğutucular kullanım amaçları dışında aynı özelliklere sahip cihazlardır. Isı pompaları çevrimli cihazlardır ve soğutma çevriminde soğutucu akışkan olarak adlandırılan bir akışkan ile çalışırlar. Sistemin çalışma mekanizması Şekil 2.1.'de açıklanmıştır. $\dot{Q}_{soğuk}$ soğutulan ortamdan çekilen ısıyı, $\dot{Q}_{sıcak}$ ısıtılan ortama verilen ısıyı, T_L ısı çekilen ortamın sıcaklığını, T_H ısı verilen ortamın sıcaklığını ve $\dot{W}_{net,g}$ akışkanın sıkıştırılması için kompresörde harcanması gereken gücü ifade etmektedir.

Isı pompalarının performansı, ısıtma tesir katsayısı (ITK) Denklem 2.1 ve soğutma tesir katsayısı (STK) Denklem 2.2 ile tanımlanır.

$$ITK = \frac{\text{atılan ısı miktarı}}{\text{harcanan enerji}} = \frac{\text{ısıtma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{\dot{Q}_{sıcak}}{\dot{W}_{net,giren}} \quad (2.1)$$

$$STK = \frac{\text{çekilen ısı miktarı}}{\text{harcanan enerji}} = \frac{\text{soğutma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{\dot{Q}_{soğuk}}{\dot{W}_{net,giren}} \quad (2.2)$$



Şekil 2.1. Isı pompası ve soğutma makinesinin çalışma şeması

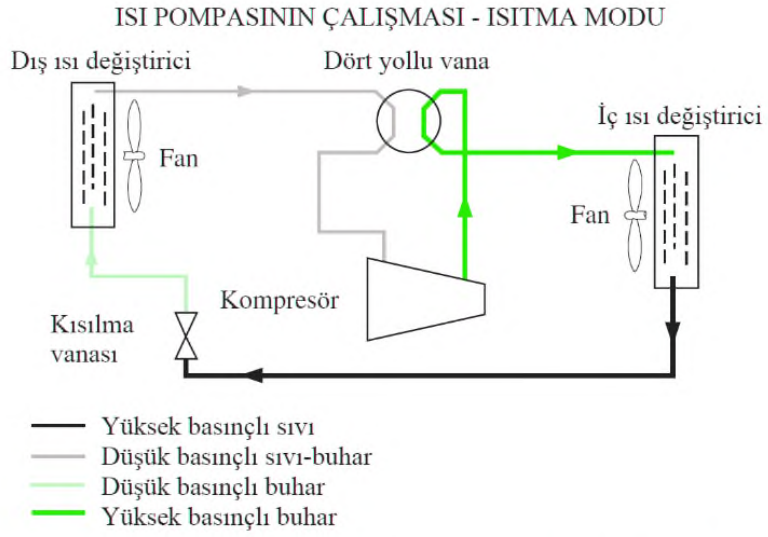
Isı pompalarının ilk yatırım maliyetleri diğer ısıtma sistemlerine göre bir hayli yüksek olduğu için henüz ülkemizde kullanımı yaygın değildir. Son dönemlerde Akdeniz ve Ege bölgelerinde doğalgaz altyapısının bulunmadığı yerlerde kullanımı yaygınlaşmaktadır. Birim ısı başına yakıt tüketiminin doğalgaza kıyasla az da olsa ekonomik olmasından dolayı ilk yatırım maliyetlerinin daha uygun hale gelmesiyle birlikte, doğalgaz altyapısının bulunduğu yerlerde de kullanımının yaygınlaşması beklenmektedir. Isı pompaları ile klima sistemlerinin mekanizmaları ve parçaları aynıdır. Isı pompalarının çevrimi yaz sezonunda bir dört yönlü vana ile ters çevrilerek soğutma yapması da sağlanabilir. Böylece aynı sistemden kışın ısıtmada, yazın soğutmada yararlanılabilir. Isı pompaları için ideal koşullar yazın soğutma ihtiyacının fazla, kışın ise soğutma ihtiyacının az olduğu iklimlerdir. Kışın ısıtma ihtiyacının fazla, yazın soğutma ihtiyacının az olduğu iklimlerde çalışma verimliliği düşük, enerji tüketimi yüksektir.

Isı pompaları 3 farklı kaynaktan ısı çekebilmektedir; bunlar hava, toprak ve sudur. Aynı zamanda ısı pompası çeşitleri hava kaynaklı ısı pompası, toprak kaynaklı ısı pompası ve

su kaynaklı ısı pompası olmak üzere kaynak isimleri ile adlandırılmaktadır. Isı pompalarının çalışma çevrimi Şekil 2.2’de gösterildiği gibidir.

Isı pompası çeşitlerinden en yaygın olanı uygulama kolaylığı sebebiyle hava kaynaklı ısı pompasıdır. Bu sistemde kaynak olarak genellikle dış ortam havası kullanılır. Isıtma yapılırken dış ortam havasından çekilen ısı kullanılan sisteme göre havaya ya da bir akışkana aktarılabilir. Böylece sıcaklığı arttırılan hava/akışkan ortam ısıtılması, sıcak kullanım suyu elde edilmesi veya bir cihazın ısıtılması gibi çeşitli amaçlarla kullanılabilir. Hava kaynaklı ısı pompalarının en büyük sorunu dış ortam hava sıcaklığının 2°C-5°C aralığına düştüğü nemli ortamlarda sistemin evaporatörünün karlanma yapmasıdır. Karlanma istenmeyen bir durumdur. Çünkü karlanma dış ortam ile evaporatör arasındaki ısı alışverişini engelleyerek evaporatörde gazın buharlaşmasını engeller. Bu yüzden evaporatörün ısı çekmesi için karlanmanın ortadan kaldırılması gerekmektedir. Bu da defrost (buz veya karlanma çözme) işlemiyle gerçekleştirilir. Isı pompalarında defrost işlemi genellikle 4 yollu vana yardımıyla kompresörden çıkan sıcak gazın iç ortamda bulunan kondenser yerine dış ortamda bulunan evaporatöre yönlendirilerek evaporatör yüzeyinde birikmiş karlanmanın eritilmesi ile sağlanır. Defrost işlemi sırasında sistem, iç ortama ısı atmayı durdurur. Bu yüzden düşük hava sıcaklıklarında hava kaynaklı ısı pompalarının verimleri düşer. Hava kaynaklı ısı pompalarında düşük hava sıcaklıklarında istenilen sıcaklığın elde edilmesi için genellikle elektrikli ısıtıcı ya da doğal gaz ısıtıcısı gibi harici bir sistemden yardım alınır.

Toprak kaynaklı ısı pompalarının uygulanması bir hayli zordur. Sistemin toprakla ısı değişimini sağlayacak evaporatörlerini toprağın dış ortam sıcaklık değişikliklerinden etkilenmeyecek derinliğe yerleştirmek gerekir. Bu işlem bir hayli maliyetli ve bazı zeminlerde ise uygulamaya uygun değildir. Toprak kaynaklı ısı pompalarının en büyük avantajı toprak altındaki sıcaklığın yıl boyunca çok az değişmesinden dolayı dış ortam koşullarında etkilenmemesidir. Böylece yıl boyunca sistem yüksek verimlik değerleriyle çalışır. Performans katsayıları hava kaynaklı sistemlere göre daha yüksektir ve sistemde karlanma meydana gelmez.



Şekil 2.2. Isı pompasının ısıtma ve soğutma modunda ki çalışma çevrimi

Su kaynaklı ısı pompalarının en büyük sorunu ise kaynak bulmanın her yerde mümkün olmayışıdır. Sistemin çalışması için gerekli olan ısı değişimi ancak akarsu, göl ya da toprak altı suları gibi su sıcaklığının yıl boyunca düşük değişimler gösterdiği kaynaklardan temin edilebilir. Sistemin çalışma verimliliği toprak kaynaklı ısı pompalarında olduğu gibi yüksektir ve sistemde karlanma meydana gelmez. (Çengel ve Boles 2002)

2.2. Güneş Kolektörleri

Güneş dünya için en önemli yenilenebilir enerji kaynaklarından biridir. Güneşte ki hidrojen gazının helyuma füzyon süreciyle dönüşmesi büyük bir ışıma enerjisi sağlar. Dünya yüzeyine ulaşan güneş ışımasının şiddeti $1\ 020\ \text{W/m}^2$ 'ye kadar ulaşmaktadır. Bu enerji miktarı dünyanın enerji tüketiminin çok üzerindedir ancak günümüz teknolojisi ile enerjiden faydalanabilme oranı ortalama %15 civarındadır. Güneş enerjisi sıcak su elde

etmek, bir mahallin ısıtma, soğutma, havalandırma (HVAC) sistemine destek olmak, bir şeyi pişirmek, bir proseste ısıtma ihtiyacını karşılamak, su arıtmak, elektrik üretmek gibi çok çeşitli alanlarda kullanılmaktadır.

Güneş enerjisini faydalı enerjiye dönüştürmek için kullanılan sistemler temelde pasif ve aktif olmak üzere enerjinin nasıl yakalandığı, taşındığı, ya da dönüştürüldüğü gibi hususlar göz önüne alınarak ikiye ayrılır. Enerji dönüşümü esnasında motor, pompa, güneş hücreleri gibi mekanik sistemler kullanılmıyorsa sistem pasiftir. Yapının güneşin ışığından, ısıdan faydalanabilecek şekilde tasarımı, sıcak havanın yükselmesi prensibine dayanarak doğal hava sirkülasyonu sağlanması, güneşi yansıtacak ya da soğuracak yapıda malzemeler seçilmesi gibi uygulamalar pasif sistemlere örnektir. Enerjiden faydalanmak için mekanik sistemlerden faydalanılıyorsa sistem aktiftir. Yaygın olarak kullanılan aktif güneş enerjisi uygulamaları; düzlemsel güneş kolektörleri, tek odaklı güneş enerjisi santralleri, vakum tüplü güneş enerjisi sistemleri, güneş ocakları ve fotovoltaik kolektörlerdir.

Güneş kolektörleri güneşten gelen ışınları toplamak ve/veya yoğunlaştırmak için kullanılan cihazlardır. Bu cihazların öncelikli kullanım amacı sıcak su elde etmek ve/veya elektrik enerjisi üretmektir. Sıcak su elde etmek için kullanılan cihazlara termal kolektörler, elektrik enerjisi üretmek için kullanılan cihazlara fotovoltaik kolektörler ve her iki işlemi bir arada yapan cihazlara ise fotovoltaik-termal (PV/T) kolektörler denir.

2.2.1. Termal Kolektör

Güneş enerjisinden sıcak su elde edilmesi için kullanılan sistemlerdir. Termal kolektörlerin birçok çeşidi vardır ancak tümü temelde aynı sisteme sahiptir. En basit kolektörü oluşturan boruların çevresi enerjiyi yoğunlaştırarak toplayacak siyah bir materyal ile sarılı olur, böylece bu materyal güneşten elde ettiği enerji aracılığıyla suyun ısıtılmasını sağlar.

Termal kolektörlerin en yaygın kullanılan iki modeli düzlemsel güneş kolektörü ve vakum tüplü güneş kolektörüdür. Düzlemsel güneş kolektörleri (Şekil 2.3, sağ) en üstte saydam örtü, altında koyu renk soğurucu yüzey, akışkan boruları ve en altta yer alan izolasyondan oluşan basit bir metal kutudur. Soğurucu yüzeyin akışkana aktardığı ısı enerjisi borular ile depoya iletilir. Vakum tüplü güneş kolektörleri (Şekil 2.3, sol) suyu ısıtmak için içi içe geçmiş iki adet silindirik tüpü kullanır. Bu tüpler çevreyle olan ısı

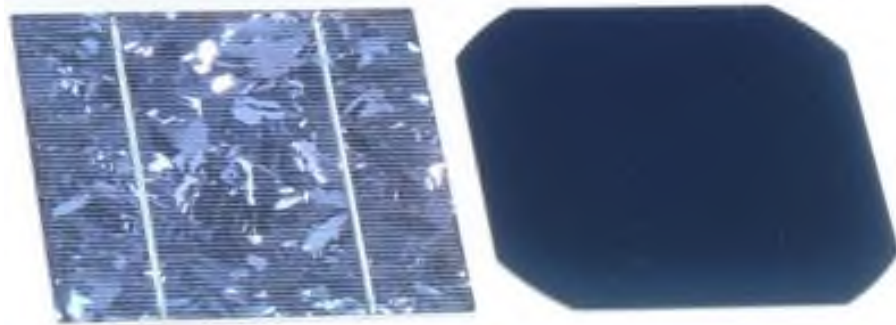
kaybını en aza indirir, böylece dış ortamda ki hava koşullarından çok az etkilenir. Dünyada en çok kullanılan kolektör modelidir.



Şekil 2.3. En yaygın termal kolektör çeşitleri

2.2.2. Fotovoltaik Kolektör

Pasif güneş sistemleri ve termal kolektörler güneş enerjisini ısı olarak toplar ve depolarlar. Fotovoltaik kolektörler ile güneş ışınlarının belirli türdeki bir malzemeye çarpmasıyla elektrik üretimi sağlanır. Bu durum fotovoltaik etki olarak adlandırılır. Güneş ışınlarının elektrik enerjisine dönüşümünü sağlayan bu malzemelere fotovoltaik hücre (PV hücre) denir (Şekil 2.4). Bir hücrenin ürettiği elektrik enerjisi çok küçüktür, bu yüzden elektronik olarak birbirine bağlanmış ve destek bir yapının içerisine yerleştirilmiş birçok hücre bir araya gelerek PV kolektörü (paneli) oluşturur (Şekil 2.5).



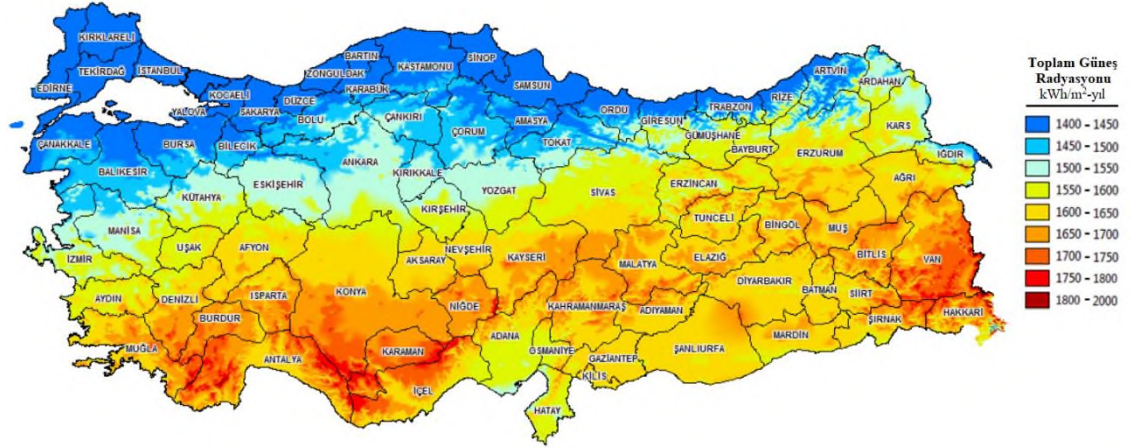
Şekil 2.4. PV hücre

PV hücreler genellikle silikondan yapılır. Silikon elektrik akımını bazı şartlarda iletirken bazı şartlarda iletmeyen bir yarı iletendir. Silikon güneş ışığının fotonlarını emdiğinde elektronlar serbest kalır. PV hücredeki silikon, bir tarafında pozitif diğer tarafında negatif yük oluşturacak ince bir silikon plaka yapmak için, fosfor ve bor ile işlenir. Bu işlem, ışık enerjisi tarafından serbest bırakılan elektronları bir yönde akmaya zorlayan bir elektrik alanı oluşturur. Silikon plakanın pozitif ve negatif taraflarına bağlı elektrik iletkenleri bir devre oluşturur, bu devre serbest kalan elektronları elektrik akımı oluşturacak şekilde çeker.



Şekil 2.5. PV kolektör

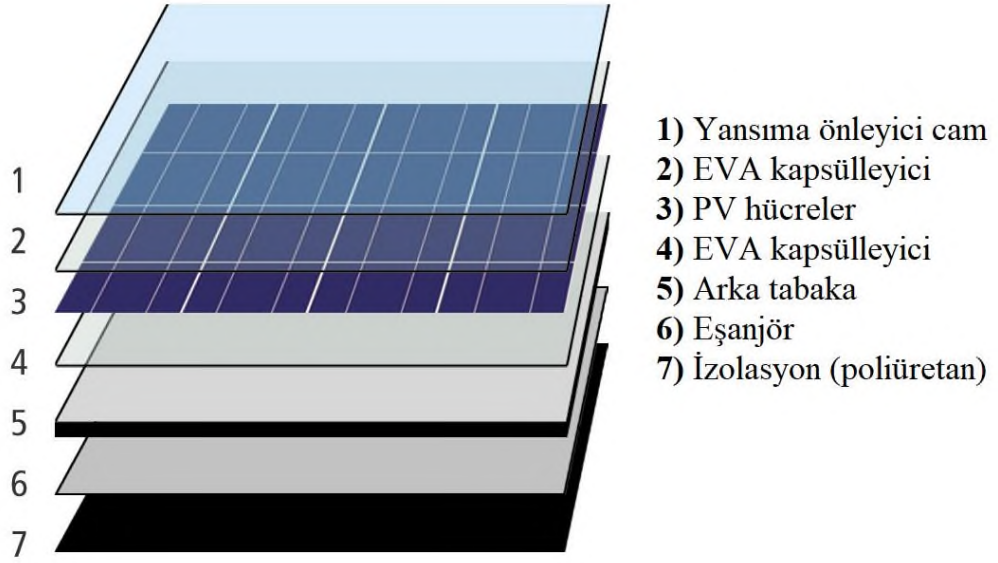
Ülkemizde ve dünyada PV kolektör kullanımı hızla artmaktadır. Birçok ülkenin yenilenebilir enerji politikalarının başında PV kolektör tarlalarının kurulumu ve yaygınlaştırılması vardır. Dünyada hidroelektrik santralleri ve rüzgâr türbinlerinin ardından elektrik üretiminde en çok kullanılan yenilenebilir enerji yöntemidir (Maeda 2009). Türkiye güneş enerjisi potansiyeli çok yüksek bir ülkedir. Yıllık toplam güneşlenme süresi 2 737 saat, toplam gelen güneş enerjisi 1 527 kWh/m²'dir. (Özgür 2018)



Şekil 2.6. Türkiye güneş enerjisi potansiyel atlası

2.2.3. PV/T Kolektör

Fotovoltaik-termal hibrit (PV/T) güneş kolektörleri basitçe PV ve termal kolektörün tek bir ekipmanda birleştirilmiş halidir. Sistem önce PV hücreler ile güneş fotonlarından elektrik enerjisi üretir, termal kolektör de arta kalan enerji ile dolaşımdaki suyu ısıtır, böylece elektrik üretiminin yanı sıra hem kolektörün soğutulması sağlanır hem de sıcak su elde edilir. Yüksek çevre sıcaklığı PV/T kolektör seçeneğini normal PV kolektör uygulamasından daha avantajlı kılar. PV/T kolektör, termal gerilmelerin azaltılması (ve dolayısıyla PV modülünün daha uzun ömürlü olması) ve PV hücre akım-voltaj karakteristiğinin dengelenmesi gibi ekstra avantajlar sağlar. (He ve ark. 2006) PV/T kolektör teknolojisi güneşten faydalanmada termal kolektör ve fotovoltaik kolektörde daha verimlidir. Kolektörün katmanları Şekil 2.7’de gösterilmektedir.



Şekil 2.7. PV/T kolektörün şematik gösterimi

2.3. Performans Ölçüleri

Güneş enerjisi ve ısı pompası sistemlerini değerlendirebilmek için kullanılan birçok performans ölçüm yöntemi bulunmaktadır. Isı pompası sistemleri için en çok kullanılan performans ölçütü ITK ve STK'dır (Denklem 2.1 ve Denklem 2.2).

Güneş enerjisinden yararlanma oranının ölçümü için güneş kesri (GK) hesaplanmıştır. Güneş kesri PV/T kolektörden elde edilen, elektriksel ($\dot{W}_{PV/T}$) ve ısısal ($\dot{Q}_{PV/T}$), toplam enerjinin sıcak kullanım suyu temininde, mahallin ısıtılması ve soğutulmasında kullanılan toplam enerjiye ($\dot{Q}_{yük,toplam}$) oranıdır.

$$\dot{Q}_{yük,toplam} = \dot{Q}_{ısıtma\ serpatini} + \dot{Q}_{soğutma\ serpatini} + \dot{Q}_{SKS} \quad (2.3)$$

$$GK = \frac{\dot{W}_{PV/T} + \dot{Q}_{PV/T}}{\dot{Q}_{yük,toplam}} \quad (2.4)$$

GK çevre havasından faydalanılan enerjiyi hesaba katmamaktadır. Bu enerjiyi de hesaba katan ve daha genel bir performans ölçümü veren bedelsiz enerji oranı (BEO), bedelsiz kaynaklardan temin edilen tüm enerjiyi hesaba katmaktadır. BEO Denklem 2.5 ile hesaplanmaktadır.

$$\begin{aligned}
BEO &= \frac{\dot{W}_{PV/T} + \dot{Q}_{PV/T} + \dot{Q}_{hava}}{\dot{Q}_{yük,toplam}} \\
&= \frac{\dot{Q}_{yük,toplam} - \dot{Q}_{T.I.} - \dot{Q}_{H.I.} - \dot{W}_{komp.} - \dot{W}_{pompa} - \dot{W}_{fan}}{\dot{Q}_{yük,toplam}} \quad (2.5)
\end{aligned}$$

\dot{Q}_{hava} çevre havasından faydalanılan enerji miktarıdır ve birimi kJ/s'dir. $\dot{Q}_{T.I.}$ su tankları içerisinde kullanılan ısıtıcıların, $\dot{Q}_{H.I.}$ harici ısıtıcının enerji tüketimidir, birimleri kJ/s'dir. $\dot{W}_{komp.}$ ısı pompası içerisindeki kompresörün elektrik tüketimidir ve birimi kJ/s'dir. \dot{W}_{pompa} sistemdeki sirkülasyon pompalarının, \dot{W}_{fan} ise fanların elektrik tüketimleridir, birimleri kJ/s'dir.

Bazı çalışmalarda güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemlerinin performans ölçüsü olarak sezonsal performans faktörü (SPF) de kullanılmaktadır. SPF kullanım suyu temininde, mahallin ısıtılması ve soğutulmasında kullanılan enerjinin ($\dot{Q}_{yük,toplam}$), sistemin çalışırken kullandığı toplam elektrik enerjisine oranıdır. BEO gibi SPF de tüm sistemin performans ölçümü için uygun bir sonuç verir. SPF Denklem 2.6 ile bulunur.

$$SPF = \frac{\dot{Q}_{yük,toplam}}{\dot{Q}_{T.I.} + \dot{Q}_{H.I.} + \dot{W}_{komp.} + \dot{W}_{pompa} + \dot{W}_{fan}} \quad (2.6)$$

PV/T kolektörden üretilen elektrik miktarının sisteme katkısını bulmak için PV/T tarafından üretilen elektriğin sistem tarafından tüketilen toplam elektriğe oranını veren $\eta_{PV/T}$ Denklem 2.7 kullanılmıştır. (Chu 2014)

$$\eta_{PV/T} = \frac{\dot{W}_{PV/T}}{\dot{Q}_{T.I.} + \dot{Q}_{H.I.} + \dot{W}_{komp.} + \dot{W}_{pompa} + \dot{W}_{fan}} \quad (2.7)$$

2.4. Kaynak Araştırması

Güneş enerjisi destekli ısı pompası (GDIP) sistemleri ile ilgili çeşitli çalışmalar uzun yıllardır yapılmaktadır. Yapılan çalışmalar ile GDIP sistemlerinin verimliliğinin artırılması, maliyetinin düşürülmesi, kullanımının yaygınlaştırılması ve kullanım alanlarının genişletilmesi gibi birçok konuda gelişmeler elde edilmiştir. Bu bölümde geçmişte yapılan çalışmalar içerisinde Türkiye iklim koşullarında kurulacak sistemin gelişimine katkı sağlayacak içerikler incelenmiştir.

Hawladar ve ark. (2001) Singapur iklim şartlarında su ısıtmak amacıyla tasarlanan güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemi ile sisteme etki eden donanımları tespit etmeye yönelik bir çalışma yapmışlardır. Çalışma sonucunda kompresör hızı, güneş miktarı ve yardımcı ısıtıcıların sisteme etkileri ve optimum sistemin koşulları saptanmaya çalışılmaktadır. Çalışmada kullanılan ısı pompası sisteminde R134a soğutucu akışkanı kullanılmış ve güneş kolektörü olarak da düz levhalı model kullanılmış, sistem ile deneysel ve teorik incelemeler yapılmıştır. Sonuçlar yoğuşma tankı içerisindeki su sıcaklığının zamanla artmasıyla yoğuşma sıcaklığının da yükseldiğini ve ITK değeri ile kolektör verimliliğinin düştüğünü göstermektedir. Yoğuşma tankı içerisindeki su sıcaklığının 30°C ile 50°C arasında değişmesiyle ortalama ITK değeri 4 ile 9 aralığında, kolektör verimliliği %40 ile %75 aralığında değişmektedir. Yapılan deneyler sistemin performansı üzerinde etki eden değişkenlerin saptanmasını sağlamıştır. Sistemin performansı en fazla kolektör alanı, kompresör hızı ve güneş ışınımından etkilenmektedir. Yapılan ekonomik analizler sonucunda ideal sistemin kendini amorti etmesinin yaklaşık 2 yıl süreceği saptanmıştır.

Kuang ve ark. (2003) düz plakalı kolektöre sahip güneş destekli su kaynaklı ısı pompası sistemi üzerinde çalışmışlardır. Çin'in kuzey bölgesinde 2000-2001 yaz sezonu için tüm ısı pompası sisteminin ve sistemi oluşturan ana bileşenlerin termal performansları deneysel olarak incelenmiştir. Araştırma sonucunda güneş destekli ısı pompası sisteminin ilk tasarımı ve geliştirilmesi sürecinde yardımcı olabilecek bazı önemli sonuçlar ve öneriler elde edilmiştir.

Bridgeman ve Harrison (2008) kullanım sıcak suyu elde etmek için dolaylı güneş enerjisi destekli ısı pompası (ISAHP) sistemi üzerinde çalışmışlardır. Bu sistemin geleneksel elektrikli ve/veya doğal gazlı su ısıtıcılarına alternatif olması ve daha düşük işletme maliyetine sahip olması hedeflenmektedir. Daha önce yapılmış bir teorik çalışmada, ISAHP sisteminin geleneksel güneş enerjisi destekli sıcak kullanım suyu (SDHW) sisteminden daha ekonomik olduğu sonucuna varılmıştır. Bu nedenle, önerilen sistemin uygulanabilirliğini daha fazla araştırmak için prototip bir ISAHP sistemi kurulmuş ve bu sistem üzerinde deneysel çalışmalar yürütülmüştür. İlk sonuçlar, evaporatör ve kondenser sıcaklıklarına bağlı olarak 2,8 ila 3,3 arasında ITK değerleri göstermiştir. Bu sonuçlar, daha önce yapılan teorik çalışma verilerinin deneysel olarak ölçülene göre çok daha

yüksek ITK değerleri verdiğini göstermektedir. Sistem performansını arttırmak için daha ileri testler ve sistem optimizasyonu yapılmalıdır.

Nuntaphan ve ark. (2008) yaptıkları araştırmada ısı pompası ile birleştirilmiş bir solar su ısıtıcıyı incelemişlerdir. Bu sistem daha önceki çalışmalardan da aşına olduğu üzere güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemidir. Bridgeman ve Harrison (2008)'ın çalışmasıyla da büyük benzerliklere sahip olan bu çalışma, diğer sistemlerden farklı olarak soğutucu akışkanı oluşturan gazların karışım oranlarını da test etmiştir. Soğutucu akışkanın içerisinde yer alan R22, R124 ve R152a gazlarının derişikleri değiştirilerek ideal oran araştırılmıştır. Simülasyon sonucunda en yüksek performansı veren soğutucu akışkan kütleli olarak %20'lik oran ile R22, %57'lik oran ile R124 ve %23'lük oran ile R152'den oluşan karışım ile elde edilmiştir. Diğer analiz edilen değişkenler sonucunda kompresör hızı için optimum değer 1200 d/d ve soğutucu akışkan debisi için 0,01 kg/d olduğu tespit edilmiştir. Sistemin ısıtma tesir katsayısı (ITK) 2,5 ile 5,0 arasında hesaplanmıştır. Ayrıca, ekonomik analizler, ideal boyut olan 400 kg'lık bir depolama tankı ile bu sistemin amortisman süresinin 2,3 yıl olduğunu göstermiştir.

Hepbaşı ve Kalıncı (2009) çalışmalarında ısı pompası su ısıtma sistemini (HPWH) enerjik ve ekserjik özellikleriyle incelemişlerdir. Öncelikle HPWH sistemleri üzerine geçmişte yapılan çalışmaların kapsamlı bir dökümünü sınıflandırarak tablo halinde sunmuşlardır. HPWH sistemleri enerji ve ekserji analizleri ile performans değerlendirmesi yapılması için modellenmiştir. Elde edilen sonuçlar yorumlanmıştır. Bu çalışmanın amacı yapılan analizleri ve sistemlerin kullanımını dikkate alarak HPWH sistemi ile ilgili yapılan çalışmaları gözden geçirmek, çeşitli termodinamik parametreler içeren ekserji tabanlı HPWH hesaplamaları için matematiksel bir model sunmak ve bu matematiksel modeli açıklayıcı bir örneğe uygulamaktır.

Bakırcı ve ark. (2011) fosil yakıtların tüketimini azaltmak, enerji verimliliğini arttırmak ve ısıtma maliyetlerini düşürmek amacıyla son derece soğuk bir iklime sahip olan Erzurum ilinde güneş destekli toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemi (SGSHP) kurmuşlardır. Yapılan çalışmada, sistemin performansı deneysel gözlemler, hesaplar ve analizler aracılığıyla incelenmiştir. Deneysel veriler, Ekim 2008 ile Mayıs 2009 tarihleri arasında toplanmıştır. Elde edilen veriler, ısı pompasının ve sistemin performans katsayılarını hesaplamak için kullanılmıştır. Isı pompası ve sistemin performans

katsayıları sırasıyla (ITK) 3,0-3,4 ve (ITKS) 2,7-3,0 aralığında bulunmuştur. Bu çalışma sonucunda güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin Türkiye'nin soğuk iklime sahip illerinde bireysel konutların ısıtılmasında kullanılabileceği görülmüştür. İlk yatırım maliyetlerinin yüksek olmasına karşılık, yapılan ekonomik analiz sonucunda SGSHP sistemlerinin LPG, elektrik ve fuel-oil kullanan sistemlere göre daha ekonomik olduğu tespit edilmiştir.

Wang ve ark. (2012) yaptıkları çalışmada üzerinde uzun zamandır çalışmalar yürütülen toprak kaynaklı ısı pompası sistemi (GSHPS) ile son 4-5 yılda geliştirilmekte olan güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sistemini (SAGSHPS) bir arada kullanarak daha önce sadece kullanım suyunun ve mahallin ısıtılması için kullanılan bu sistemleri aynı zamanda mahallin soğutulmasını da sağlayacak şekilde tasarlamışlardır. Bu tasarımlarını yeni hibrit güneş ve toprak kaynaklı ısı pompası sistemi (HSGSHPS) olarak adlandıran ekip bu sistemin birkaç yıllık performansını gözlemleyebilmek için TRNSYS aracılığıyla sistemin simülasyon modelini geliştirmiştir. Yapılan analizde HSGSHPS'deki elektrik enerjisi tüketiminin %32'sinden yük sirkülasyon pompası sürekli çalıştırılmaktansa fan sirkülasyonu çalışmadığı zamanlarda kapatılırsa tasarruf edilebileceği tespit edilmiştir. Simülasyondan elde edilen veriler sonucunda, önerilen HSGSHPS'nin sıcak kullanım suyu, mahal ısıtma ve soğutması için kullanılabileceği görülmüştür.

Byrne ve ark. (2012) yaptığı çalışmada küçük ofis ve konutların ısıtılması, soğutulması ve sıcak kullanım suyu sağlanması amacıyla eşzamanlı ısıtma ve soğutma yapabilen bir ısı pompası sistemi tasarlanmıştır. Eşzamanlı sıcak ve soğuk su üretmek için aynı elektrik enerjisi kullanılarak işletme maliyetleri ve sera gazı emisyonlarının azaltılması amaçlanmıştır. Bu sistem düşük ortam sıcaklıklarında ve özellikle buz çözme (defrost) sırasındaki havadan suya ısı pompalarının performans kaybını azaltmak için bir hava evaporatörü ve bir su evaporatörü arasında geçiş yaparak çözüm önerir. Isıtmadaki ortalama performansı artırır ve hava evaporatörünü, ısı üretimini durdurmadan buz çözme işlemini gerçekleştirmek için ayarlar.

Standart bir tersine çevrilebilen havadan suya ısı pompasına kıyasla eşzamanlı ısıtma ve soğutma sisteminin (HPS) performansındaki ilerlemeyi değerlendirmek için TRNSYS ortamında bir model geliştirilmiştir. Model, 15 kW ısıtma kapasiteli R407 soğutucu

akışkan ile çalışan bir HPS prototipi üzerinde yapılan deneylerin sonuçları ile donatılmış ve onaylanmıştır. Sistemin yıllık performansını ve enerji tüketimini değerlendirmek için bir otele bağlanan HPS'nin yıllık simülasyonları yapılmıştır. Simülasyonlar üç farklı hava durumu veri dosyası ile yürütülmüştür: Rennes, Marsilya ve Brüksel. Sonuçlar standart bir ısı pompası ile karşılaştırılmıştır. Elektrik enerjisi tüketimindeki tasarrufun %55'e ve yıllık performans artışının %19'a ulaştığı gösterilmiştir. Soğuk iklim (Brüksel), kış mevsiminde sıralı değişimden performans ilerlemesi ve buz çözme işlemlerinde daha fazla yararlandığı görülmüştür. Bu durumda HPS, standart tersine çevrilebilen havadan suya ısı pompasının İTK değerine göre %19 daha iyi performans göstermiştir. Eşzamanlı mod, bu modda tüketilen elektriğin diğer çalışma modlarına kıyasla düşük olmasına rağmen performans ilerlemesinde önemli bir rol oynamıştır.

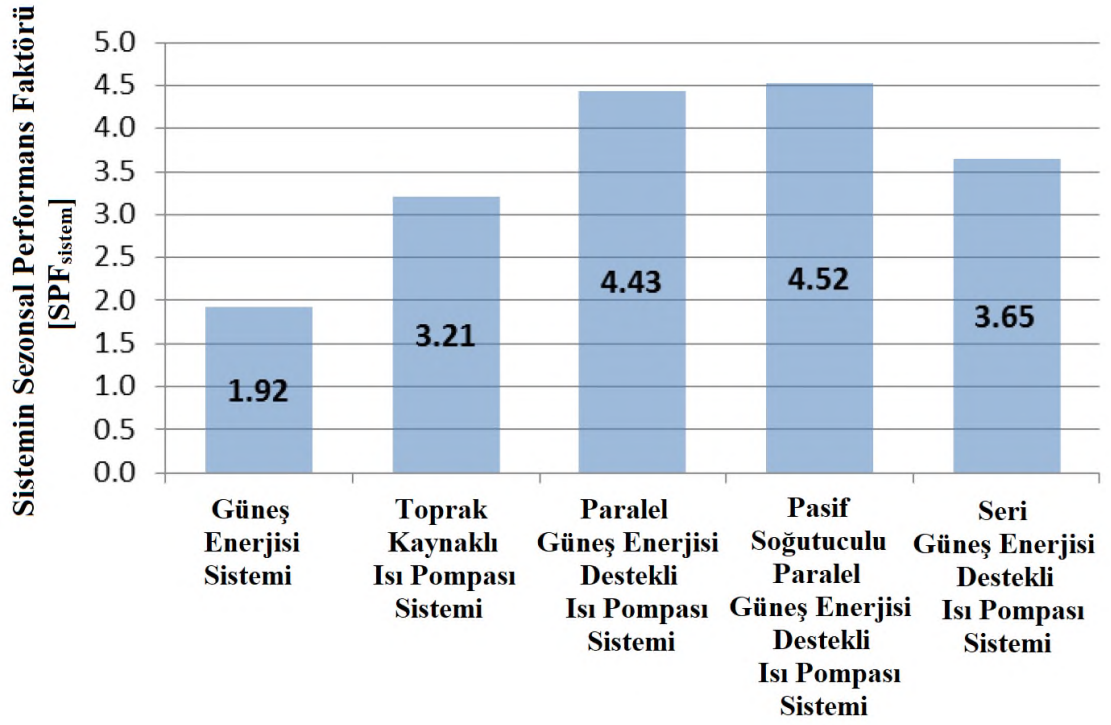
Sterling ve Collins (2012) dolaylı tip çift tanklı güneş enerjisi destekli ısı pompası (i-SAHP) sisteminin enerji verimliliği ve performansını gözlemleyebilmek için yaygın olarak kullanılan elektrikli SKS sistemi ve güneş enerjisi sistemi ile i-SAHP sistemini TRNSYS aracılığıyla modellemiş, simüle etmiş ve çıkan sonuçları karşılaştırmışlardır. Daha önce yapılan çalışmalardan bir ısı pompasının SKS sistemlerinin performansını arttırdığı bilinmektedir. Sonuçların objektif bir şekilde kıyaslanabilmesi için tüm sistemler yalnızca sıcak kullanım suyu elde etmek için kullanmıştır ve tüm sistemlerden elde edilen sıcak su aynı sıcaklık, miktarda ve yük profiline ayarlanmıştır. Yapılan simülasyonlar sonucunda ısı pompası destekli sistemin, diğer iki sistemden daha az elektrik enerjisi kullandığı ve fazla güneş enerjisinden daha fazla yararlandığı gözlemlenmiştir.

Al-Zahrani ve ark. (2012) tropik iklimde bir konutun/ofisin ısıtılmasını ve soğutulmasını sağlamak amacıyla sıcak su ve soğuk su depolama tanklarına entegre edilmiş bir ısı pompası sisteminin TRNSYS aracılığıyla simülasyonu ve analizleri üzerinde çalışmıştır. Çalışmanın amacı ısı pompasının ürettiği atık ısıdan faydalanarak enerji verimliliğini arttırmaktır. TRNSYS simülasyon modeli, ısı pompasının gece çalışması, gündüz çalışması ve tüm gün çalışması gibi üç farklı çalışma modu için tasarlanmıştır. Isı pompası, biri ısı pompası tarafından ısının çekildiği soğuk su tankı, diğeri ise ısı pompası tarafından ısının atıldığı sıcak su tankı olmak üzere, iki ayrı su depolama tankına entegre çalışmaktadır. Soğuk su tankı konutu/ofisi soğutmak için soğuk su, sıcak su tankı ise banyo ve bulaşık yıkama gibi günlük faaliyetler için sıcak su sağlamada kullanılmıştır.

Yapılan analizler sonucunda tankların boyutlarının ve aralarındaki ısı transferinin dengelenmesinin, tanklarda uygun sıcaklıkların muhafaza edilmesi için önemli bir tasarım faktörü olduğunu tespit edilmiştir. Çalışma, farklı işletim modları altında entegre sistemin performansını ve her bir tankın performansına etkilerini tartışmaktadır. Aynı zamanda simülasyon hem soğutma hem de ısıtma sağlamak için iki su tankına sahip ısı pompası sisteminin Singapur gibi tropikal bir iklim için uygun olduğunu göstermektedir.

Thygesen ve Karlsson (2013) yaptıkları çalışmada ısı pompası sistemini TRNSYS aracılığıyla 3 farklı şekilde modelleyerek, İsveç için verimliliklerini analiz etmiştir. Bunlar toprak kaynaklı ısı pompası ve PV sistem, toprak kaynaklı ısı pompası ve güneş enerjisi sistemi ve ilk iki sistemin birleşimi olan ısı pompası, PV sistem ve güneş enerjisi sisteminin bir arada yer aldığı modeldir. Thygesen ve Karlsson bu üç sistemi analiz ederek enerji verimliliklerini ve yatırım maliyetlerini incelemiştir. Bu çalışmadan en verimli sistemin toprak kaynaklı ısı pompası ile PV sistemin bir arada kullanıldığı ilk model olduğu tespit edilmiştir. Yatırım maliyeti ve ideal kullanım ömrü göz önüne alındığında ilk model olan toprak kaynaklı ısı pompası ile PV panel yılda ortalama 106 € kazanç sağlamaktadır, buna karşılık diğer sistemler ise zarar etmektedir.

Januševičius ve Streckiene (2013) 3 Baltık ülkesi (Litvanya, Letonya ve Estonya) için inşa edilen sıfıra yakın enerji tüketen binaların sıcak kullanım suyu elde edilmesi ve mahal ısıtmasında kullanılan enerjinin minimum miktara indirilmesi için çalışma yürütmüşlerdir. Bu çalışmada simüle etmek için TRNSYS programında 5 farklı ısı üretim sistemi tasarlamışlardır; 1) toprak kaynaklı ısı pompası, 2) elektrikli ısıtıcı destekli güneş enerjisi sistemi, 3) paralel güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sistemi, 4) pasif soğutuculu paralel güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sistemi, 5) seri güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sistemi. Bu sistemlerin her birinde biri sıcak kullanım suyu biri de mahal ısıtması için olmak üzere 2 adet tank bulunmaktadır. Tüm sistemlerin TRNSYS ile modellemeleri ve simülasyonları yapılmış ve çıkan sonuçlar ile sezonsal performans faktörleri (SPF) hesaplanmıştır (Denklem 2.5). Hesaplanan SPF değerleri Şekil 2.1’de karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 2.1. Beş ayrı sistemin sezonl performans faktörleri kıyaslaması

Şekil 2.1’den de görüldüğü gibi en verimli sistem pasif soğutuculu paralel güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sistemi olmuştur. Yapılan çalışma sonucunda kombine bir sistemin bağımsız bir ısı pompası sistemine göre daha iyi performans gösterdiği tespit edilmiştir. Güneş kolektörlerinin, ısı pompası çalışma süresi ve toprağın doğal rejenerasyonu (toprağın ısıl yönden doyuma ulaşması) birlikte paralel bağlantı durumlarında sisteme olumlu etkisi gözlemlenmiştir. Toprak rejenerasyonu özellikle yüksek elektrik enerjisi tüketimi nedeniyle daha düşük SPF değerine neden olabildiği ve bu olumsuz faktörün, sistem kontrol stratejilerini optimize ederek azaltılabileceği vurgulanmıştır.

Kamel ve Fung (2014) çatıda yer alan fotovoltaik-termal hibrit (PV/T) güneş kolektörleri ve hava kaynaklı ısı pompasından (ASHP) oluşan bir sistemin arketip sürdürülebilir bir evde ki çalışmasını incelemek için TRNSYS aracılığıyla bir model geliştirmiştir. Geliştirilen sistemde ısı pompası kaynak olarak PV/T kolektörün ürettiği sıcak havayı kullanmıştır. Bir arada kullanılan PV/T kolektörü ile ASHP sisteminin kış sezonunda son derece verimli bir ısıtma sağladığı görülmüştür. Geliştirilen TRNSYS modeli, ısı pompasının farklı mevsimlerde ki performansını görebilmek için çeşitli bölgelerde simüle edilmiştir. Sistem ile elektrik maliyetinde tasarruf sağlanmış ve sera gazı emisyonun

azalma elde edilmiştir. PV paneller tarafından üretilen fazla elektriğin yerel bir şebekeye satılması işlemi de hesaplara dahil edilmiştir. Bu hesaplamalarda elektrik maliyet analizi Toronto Hydro'da ki konut elektrik ücretlerine göre ve Toronto bölgesi simülasyon verileri ile yapılmıştır. Isıtma amacıyla PV/T kolektör ve hava kaynaklı ısı pompasının kullanımı ortalama aylık 24 \$ tasarruf sağlamıştır. Sistem sayesinde şebeke elektriği tüketiminden kaynaklanan sera gazı (CO₂) emisyonu 225 kg azalmıştır. Yaz sezonunda PV/T kolektör aşırı elektrik üreterek şebekeye satış sağlarken, kış sezonunda sistemin ihtiyacını dahi karşılayamamıştır.

Chargui ve Sammouda (2014) yaptıkları çalışmada TRNSYS aracılığıyla oluşturdukları model ile çift kaynaklı ısı pompası sisteminin bir konutun ısıtılması için kullanımını Tunus iklim şartlarında incelemişlerdir. Kurgulanan model ile güneş ışınımının evin her yönündeki etkilerini de incelemişlerdir. Güneş ışınımı oranının, sıcaklık dağılımına, tüketilen ve iletilen enerjiye, odalardaki soğutma yükü üzerine etkilerini incelemişlerdir. Isı pompası uygulanan konutta ki tanktan ayrılan suyun debisindeki artışın sistemi olumsuz yönde etkilediğini tespit etmişlerdir. Bu artışın, tanktaki sıcaklığın düşmesi, ısı pompasının performansının düşmesi ve elektrik kullanımının artması gibi sonuçları olduğunu göstermişlerdir. Buna rağmen, sistemin konut veya sera ısıtması için Tunus ve Akdeniz ikliminde tatmin edici bir şekilde kullanılabileceğini sonucuna varmışlardır.

Banister ve ark. (2014) ev tipi sıcak su tankı kullanan ve farklı çalışma seçenekleri olan güneş destekli ısı pompası (SAHP) sisteminin TRNSYS'te hazırlanan modelinin doğrulanması üzerine çalışmışlardır. Doğrulamanın temel amaçlar simülasyon verilerinin hassasiyetini ölçmek, simülasyonun güçlü ve zayıf yönleri belirlemek ve TRNSYS modeli için güven oluşturmaktır. Doğrulamanın sağlanabilmesi için özel olarak tasarlanmış bir test düzeneği kurmuşlardır. Test düzeneği TRNSYS'te modellenen SAHP sisteminde yer alan modüllerin konfigürasyonlarının deneysel olarak doğrulanmasını sağlamaktadır. Sistem ve TRNSYS modeli Ottawa, Ontario, Kanada'ya ait tipik meteorolojik yıl (TMY) verilerinden sağlanan temsili günler için çalıştırılmış ve izlenmiştir. Çalışmalar neticesinde TRNSYS simülasyonu verileri ile gerçek SAHP sistemi verilerinin çok yakın olduğu gözlemlenmiştir.

Chu ve ark. (2014) TRNSYS aracılığıyla tasarladıkları model ve Ottawa, Kanada'da kurdukları deney düzeneği ile yüksek performanslı konutlar için dolaylı güneş enerjisi

destekli ısı pompası (i-SAHP) sistemini incelemişlerdir. Bu sistem sıcak kullanım suyu (SKS) eldesi, mahal ısıtması, mahal soğutması ve nem alma işlemleri için tasarlanmıştır. Sistemde biri soğuk su, biri de sıcak su depolamak için iki adet tank bulunmaktadır, bu tankların arasında yer alan ısı pompası ısıyı düşük sıcaklıktaki tanktan yüksek sıcaklıkta ki tanka aktarmakta kullanılmıştır. Güneş kolektörü ısı pompasının soğuk su tankından çektiği ısıyı karşılamak için konumlandırılmıştır, böylece tank içerisinde ki sıcaklığın düşmesi engellenmekte ve ısı pompası verimini yüksek tutulması sağlanmıştır. Güneş kolektörü ile ısı pompasını birlikte kullanımı güneş enerjisinden düşük sıcaklıklarda da faydalanılmasını sağlamış, böylece ısı pompasının suyu elde edilmek istenilen sıcaklığa ulaştırması hedeflenmiştir. Kurulan deney düzeneği TRNSYS modelinin parametrelerinin doğrulanmasında kullanılmıştır. Güneş kolektörü, ısı pompası, sıcak ve soğuk su tankı i-SAHP sistemini meydana getiren ana parçalardır. Yapılan çalışmada bu parçaların her birinin sistem verimliliğine etkisi incelenmiştir. Yapılan simülasyon sonuçlarının kıyaslanabilmesi için bedelsiz enerji oranı (BEO) hesaplanmıştır (Denklem 2.4).

Güneş kolektörünün kolektör tipi, yüzey alanı, kolektör açısı; ısı pompasının kapasitesi, ITK değeri, yük tarafı maksimum su giriş sıcaklığı, kaynak tarafı minimum su giriş sıcaklığı; sıcak ve soğuk su tanklarının tank hacimleri, tank kayıp katsayıları, yardımcı ısıtıcı, sıcak su giriş ve soğuk su dönüş yükseklikleri parametreleri farklı değerler ile ayrı ayrı analiz edilmiştir. Bu parametre değişimleri sonucunda güneş kolektörü alanı arttığında BEO'nun arttığı fakat sadece ısıtma mevsiminde kullanıldığı için kolektör alanının genel etkisinin yıllık BEO değeri üzerinde önemli olmadığı, düz plakalı kolektörlerin tüp kolektörlere göre daha iyi performans gösterdiği, sistemin performansına en büyük etkiyi ITK değerinin yaptığı, ısı pompası kapasitesi arttırıldıkça BEO'nun da arttığı, tank kayıp katsayısı azaldığında BEO'nun arttığı gözlemlenmiştir. Bunların dışında sistemde yer alan ısı geri kazanım cihazı, klima santrali, sirkülasyon pompaları, dış ortam ısı tüketicisi gibi yan elemanların parametreleri sabit tutulmuştur. Tüm bu analizlerin sonucunda ideal sistem belirlenmiş ve sistemin performansı incelenmiştir. İdeal sistemin ortalama ITK değeri 3 bulunmuştur. Tüm analizler Ottawa iklim şartlarında bir yıllık süre ile gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçları Ottawa ikliminde yüksek performanslı konut için incelenen sistemin BEO değerini 0,583 çıkarmıştır.

Banister ve Collins (2015) bu çalışmalarında da sıcak kullanım suyu temini için çift tanklı güneş enerjisi destekli bir ısı pompası (SAHP) sistemini TRNSYS aracılığıyla modellemiş ve simüle etmiştir. Düzenleme biçiminden kaynaklanan birçok çalışma seçeneği olması nedeniyle, elektrik tüketimini en aza indirmek için özel bir kontrol sistemi geliştirilmesi gerekmiştir. Kontrol sistemi mevcut koşullar göz önüne alınarak hangi çalışma seçeneğinin en verimli olduğunu değerlendirmek ve bu mevcut seçeneklerden en iyi olanı seçmek için ayarlanmıştır. TRNSYS modelinin çalışma seçenekleri, Waterloo Üniversitesi'nde kurulu bir test cihazı kullanılarak deneysel olarak doğrulanmıştır. Müstakil bir ev için yıllık sistem performansı simülasyonu, geliştirilen çift tanklı SAHP sisteminin, geleneksel güneş enerjili evsel sıcak su sistemine kıyasla önemli miktarda enerji tasarrufu sağladığını göstermiştir. Standart elektrikli sıcak kullanım suyu sistemi ile güneş enerjili sıcak kullanım suyu sistemini karşılaştıran çalışma 7,5 m²'lik güneş kolektörüne sahip çift tanklı SAHP sisteminin enerji tasarrufunu %60'dan %69'a çıkardığını tespit etmiştir. Sistemi daha büyük mahallere uygulamak enerji kullanımı ve maliyetten daha fazla tasarruf sağlanmasını sağlayacağı raporlanmıştır.

Haurant ve ark. (2015) güneş enerjisinin bir kısmını elektriğe dönüştüren ve geride ısı olarak açığa çıkan kısmını ise içinden geçen akışkana aktaran fotovoltaiik-termal hibrit (PV/T) güneş kolektörü üzerinde çalışmıştır. Düşük enerji binalarının gelişmesiyle hibrit PV/T kolektörler son yıllarda yeni ilgi odağı haline gelmiştir. Bu tür binaların tüm enerjisel ihtiyaçlarını karşılamak için yeni sistemlere ihtiyaç duyulmaktadır ve PV/T teknolojileri, çeşitli uygulamalara çözüm sağladığı ve (sıcak kullanım suyu, güneş enerjisi ile soğutma) aynı anda hem ısı ve hem de elektrik üretebildiği için uygun bir sistemdir. Ekip yeni, yüksek verimli, bir PV/T sistemi geliştirmeye çalışmaktadır. Üstünde çalıştıkları modül kontrollü koşullar altında test edilmiş ve benzersiz elektrikselsel ve ısı verimleri göstermiştir. PHOTOTHERM projesi kapsamında Fransa'daki EDF Ar-Ge'deki BESTLab laboratuvarına kurulan bir sıcak su sistemine bir dizi modül entegre edilmiş, böylece sistemin tam performansı gerçek koşullar altında izlenebilmiştir. Buna yanı sıra, PV hücre sıcaklığının heterojenliği ve Fraunhofer ISE tarafından geliştirilen Fractherm ısı eşanjörünün geometrik karmaşıklığı göz önünde bulundurularak sayısal bir model geliştirilmiştir. TRNYS'de tasarlanan model, kararlı durum ve geçici koşullar için doğrulanmıştır. Yapılan çalışmanın amacı, yeni geliştirilen PV/T modülünü entegre eden

sistemlerin enerjik ve ekserjik performansını değerlendirmektir. Yapılan çalışmada kullanılan TRNSYS modelinin simülasyonu BESTLab'deki test ekipmanından gelen veriler ile doğrulanmıştır. Yardımcı ısıtıcı tarafından tüketlenen güç ve enerji verileri kontrol sistemlerinin tasarlanan model tarafından doğru şekilde simüle edildiğini göstermektedir.

Shan ve ark. (2016) alışmalarında pasif güneş alanı, aktif termal su ısıtma sistemi ve hava kaynaklı ısı pompası (ASHP) içeren entegre bir alan/mahal ısıtma sistemi inşa etmiştir. Her bir alt sistemin çalışma performansı detaylı olarak, soğuk iklime sahip bir bölgede yer alan tam ölçekli test evinde karşılaştırmalı bir şekilde analiz edilmiştir. Bu entegre sistemin, kış mevsimi şartlarında istikrarlı ve konforlu bir iç mekân sıcaklığı sağladığı gözlenmiştir. ASHP'nin elektrik tüketimi, en soğuk dönemlerde eve sağlanan toplam ısının yaklaşık 3'te 1'ini oluşturmuştur. Enerji tasarrufunu en üst düzeye çıkarılması için, ASHP'nin çalışma aralığının, düşük ortam sıcaklıklarının görüldüğü saatler (örneğin gece yarısı) yerine yüksek ortam sıcaklıklarının görüldüğü saatler (örneğin öğleden sonra) ile sınırlanması gerektiği tespit edilmiştir. Böylece ASHP'nin ortalama ITK değeri, tipik soğuk iklim şartları altında %20'den daha fazla iyileştirilebileceği gözlenmiştir. Bu çalışmada önerilen sistemler, kırsal binalardaki enerji tasarrufu ve emisyonun azaltılması için gelecek vaat eden bir teknoloji olarak kullanılabileceği sonucu elde edilmiştir. Çalışma ayrıca, Çin ve diğer ölkelerde enerji tasarrufu ve yenilenebilir enerji kullanımı için hedeflere ulaşılmasına yardımcı olabileceği raporlanmıştır.

Deng ve ark. (2016) Pekin'in kırsal kesiminde müstakil bir konutta düşük sıcaklıkta hava kaynaklı bir ısı pompası (ASHP) ünitesi ile birleştirilmiş güneş enerjili su ısıtma sisteminin pilot projesini hazırlamış ve bu proje ile sistem optimizasyon tasarımı ve ekonomik analizini yaparak tek ailelik evler için sistemin verimliliğini araştırmıştır. Kurulan sistem daha önce de incelenen güneş enerjisi destekli hava kaynaklı ısı pompası sistemine (SAASHP) benzerlik göstermektedir. Kurulan sistem optimizasyon tasarımı ve ekonomik analiz yoluyla tek aile evleri için sistem uygulama ihtimalini araştırmak amacıyla. Kurulan sistem 18,4 m² brüt alana sahip güneş kolektöründen ve 81,4 m²'lik alana kurulu bir konutun ısıtılması için 8 kW'lık gücünde ki ASHP'den oluşmaktadır. Pilot sistemin dinamik termal performansı, bölgenin tipik soğuk iklim koşulları altında 20 gün boyunca ölçülmüş ve TRNSYS ile hazırlanan simülasyon modelinin doğrulanması

için kullanılmıştır. Çalışma sonuçlarına göre bölgenin elektrik tüketim fiyatları baz alındığında 15,04-22,56 m²'lik alana sahip güneş kolektörü ile kurulmuş mahal ısıtma sisteminin geri ödeme süresi 17,3-22,4 yıl arasında olduğu görülmüştür. Bu sürenin yatırım yapmak için çok uzun olduğu rapor edilmiştir. Sistemin verimliliğinin yükseltilebilmesi için konutların yalıtımının arttırılabileceği, daha yüksek güneş ışınımına sahip bir bölge seçilebileceği, sistemin kurulum maliyetlerinin düşürülebileceği belirtilmiştir.

Zhai ve ark. (2017) Şanghay Jiao Tong Üniversitesi içerisinde ki yeşil enerji binasının 180 m²'lik alana sahip toplantı salonunu iklimlendirmek için mini tip toprak kaynaklı ısı pompası (GSHP) sistemini tasarlamış ve kurmuştur. Isı pompasının nominal soğutma kapasitesi 22,3 kW olup elektrik tüketimi 5,3 kW; nominal ısıtma kapasitesi 29,5 kW olup elektrik tüketimi 6,9 kW'tır. Toprak ısı eşanjörü her biri 32 mm çapında 9 adet dikey U borudan oluşmaktadır. U boruların toplam uzunluğu 580 m'dir. Deneysel çalışma toplantı salonununun hem ısıtılması hem de soğutulması için yapılmıştır. Bir yıllık sürenin ardından başlangıçta 18°C olan toprak sıcaklığının neredeyse hiç değişmediği gözlemlenmiştir. Çalışmalar sonucunda elde edilen deneysel sonuçlar, Şangay ile benzer iklim özelliklerine sahip diğer şehirlerde de GSHP sistemlerinin tasarımı ve işletimi için önemli veriler sağlamıştır.

Shrivastava ve ark. (2017) yaptıkları araştırmada termal su ısıtıcısı (SWH) sisteminin TRNSY ile analizini irdelenmişlerdir. Günümüzde yapılan araştırmalar için simülasyon programlarının önemi ve gerekliliğine değinen ekip, öncelikle geçmişten bugüne güneş enerjisi sistemleri ile ilgili yapılan modelleme ve simülasyon çalışmalarını incelemiştir. SWH sisteminin modellenmesi ve simülasyonunda kullanılabilecek tüm programları/yazılımları da inceledikleri çalışmalarında, tüm bu programların/yazılımların özelliklerini, güçlü ve zayıf yanlarını tablo halinde sunmuşlardır. Ardından TRNSYS'le ilgili daha detaylı bir inceleme yaparak SWH sistemini bu program ile modellemiş ve simüle etmişlerdir. Tasarlanan SWH sistemi modellenmiş detaylı bir şekilde açıkladıktan sonra simülasyon sonuçlarının doğruluğu incelenmiştir.

Jonas ve ark. (2017) farklı bina tipleri ve iklimler için güneş enerjisi sistemi (ST) ve farklı ısı pompalarının (IP) (toprak kaynaklı, hava kaynaklı) kombinasyonlarının performanslarını TRNSYS programı ile modellemiş, simüle etmiş ve sonuçları

incelemişlerdir. Sonuçların daha şeffaf olması için, simülasyon modelleri ve ana modelin parametreleri ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Simülasyon sonuçları, ST sistemi ile entegre edilmiş IP sistemlerinin, yani güneş enerjisi destekli ısı pompası (SAHP) sistemlerinin performansının önemli ölçüde arttığını göstermiştir. Performansın artışı binanın ısıtma talebinin artmasıyla azalır ve performans düşük ortam sıcaklıklarına sahip iklimlerde daha düşük olduğu gözlenmiştir. Buna karşın, çoğu durumda mutlak elektrik tasarrufu, ısıtma talebinin artmasıyla arttığı ve bu tasarruf hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinde daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Paralel güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası (SGSHP-P) sisteminin sezonsal performans faktörü (SPF) Strasburg için 0,5-1,1 değer aralığında, Helsinki için 1,0-2,0 değer aralığında iken bu SPF değerleri aynı güneş kolektörü alanına sahip olan güneş enerjisi destekli hava kaynaklı ısı pompası (SASHP-P) sisteminden yüksek olduğu tespit edilmiştir. Strasburg gibi ılıman iklimlerde, SASHP-P sistemlerinin, ST kolektörleri olmayan toprak kaynaklı ısı pompası (GSHP) sistemlerine göre aynı veya daha yüksek SPF değerleri elde ettiği görülmüştür. Özellikle, yerden ısıtma kullanıldığı için enerji talebi düşük olan binalarda SPF'nin daha yüksek olduğu (25 m² kolektör alanı ile %78,5 kadar) ve toprak kaynaklı sistemi ile hava kaynaklı sistemin birbirleriyle rekabet edebildiği tespit edilmiştir. Özet olarak, SGSHP-P sistemlerinin yatırım maliyetlerinin yüksek olduğu veya uygula yapılamayan yerlerde, SASHP-P sistemi kullanmanın uygun olacağı raporlanmıştır.

Y. H. Li ve Kao (2017) SKS temini için güneş kolektörleri ve hava kaynaklı ısı pompası kombinasyonlarını, hidrolik düzen ve iklim koşulları açısından ele almıştır. Çeşitli SKS sistemlerinin ısıtma kapasitelerini incelemek için TRNSYS programı ile sistemler modellenmiş ve simüle edilmiştir. Sayısal sonuçların doğrulanması için, Tayvan'ın Tainan şehrinde kurulan güneş kolektörlü ve ısı pompalı bir sistem referans alınmıştır. Böylece TRNSYS modüllerine karşılık gelen parametreler deneysel veriler kullanılarak test edilmiş ve doğrulanmıştır. SKS sistemlerini teknik ve ekonomik yönleriyle karşılaştırmak için en yaygın üç sistem modellenmiştir; 1) geleneksel güneş enerjisi sistemi, 2) tek tanklı güneş enerjisi sistemi ve 3) çift tanklı güneş enerjisi sistemi. İklim koşullarının etkisini belirlemek için ise Tayvan'daki iki büyük şehir, subtropikal şehirleri temsilen Taipei ve tropikal şehirleri temsilen Kaohsiung, simüle edilmiştir. Hem Taipei hem de Kaohsiung şehirlerinin simülasyon sonuçlarına göre, çift tanklı güneş enerjisi

sistemi en düşük elektrik tüketim ve işletme maliyetleri ile en verimli sistem olarak belirlenmiştir.

Do ve ark. (2017) yaptıkları çalışmada basit bir termodinamik model geliştirerek hibrit kolektöre sahip SAHP sistemini incelemişlerdir. Bu inceleme için kullandıkları çevresel verileri ASHRAE (Amerika Isıtma Soğutma Tesisat Mühendisleri Derneği) tarafından sağlanan IWEC'ten (Enerji Hesaplamaları için Uluslararası Hava Durumu) temin etmişlerdir. Sistemde kullanılan hibrit kolektör sistemi standart güneş kolektör ve ısı değiştirici elemandan oluşmaktadır. Böylece güneş ışınımının yeterli olmadığı koşullarda da ısı değiştirici sayesinde dış ortam sıcaklığından faydalanmışlardır. Bu da ısı pompası verimliliğini arttırmıştır. Sistemin verimlilik hesapları için fanlar ve dolaşım pompaları gibi yardımcı bileşenlerin elektrik tüketimlerini de dahil etmişlerdir. Geliştirilen modele dayanarak, ısı transfer hızı, ITK ve sistemin yıllık çalışma süresini değerlendirmişlerdir.

Ramos ve ark. (2017) yaptıkları çalışma ile kentsel ortamda ısıtma, soğutma ve güç sağlama için fotovoltaiik-termal (PV/T) güneş enerjisi sistemlerini incelemiştir. Çalışma ekibi bu sistem ile konutlarda ki enerji maliyetlerini kWh cinsinden düşürmeyi hedeflerken sistemlerin tekno-ekonomik zorluklarını da göz önüne almıştır. İlk olarak, önerilen sistemlerin teknik yönden uygulanabilirliği ve satın alınabilirliği on ayrı Avrupa ülkesinin (Sevilla, Madrid, Roma, Milan, Bükreş, Viyana, Paris, Prag, Berlin, Helsinki) hava durumu verilerine göre 100 m² taban, 50 m² çatı alanına sahip, 4-5 kişinin yaşayabileceği evlerin enerji talep verileri göz önünde bulunarak incelenmiştir. Yıllık simülasyonlara göre, Sevilla, Roma, Madrid ve Bükreş incelenen iller arasında sistem için en uygun yerler olarak ortaya çıkmış ve en verimli sistem konfigürasyonu PV/T panellerle birlikte kullanılan sudan suya ısı pompası olarak belirlenmiştir. Saatlik olarak çözümlenmiş modeller, sistem performansının ayrıntılı tahminlerini elde etmek için TRNSYS'de tanımlanmıştır. Simülasyonların geçici çözünürlüğünün (örneğin saatlik, günlük, yıllık) tahmin edilen performanslarını güçlü bir şekilde etkilediği bulunmuştur. TRNSYS sonuçlarına göre PV/T sistemlerin, uygun olarak belirlenen dört lokasyonun hepsinde ısıtma ihtiyacının (mahal ısıtma ve sıcak su) %60'ını, soğutma ihtiyacının neredeyse %100'ünü karşıladığı gösterilmiştir. Son olarak, PV/T sistemlerinden elde edilen tüm faydalı enerji çıktıları hesaba katıldığında, bu sistemlerin genel enerji maliyetinin eşdeğer PV sistemlere göre % 30-40 kadar daha düşük olduğu (0.06-0.12 €/kWh) olduğu tespit edilmiştir.

Y. Li ve Jing (2017) bu çalışmada 3 boyutlu fotovoltaik-termal (PV/T) güneş enerjisi sistemi modeli tasarlamış ve bu PV/T'nin sistem performanslarını TRNSYS ve CFD simülasyon aracılığıyla incelemiştir. Farklı güneş hücrelerinin ve çeşitli parametrelerin sistem performansı üzerindeki etkileri sistematik olarak değerlendirilmiştir. Çin'in batısındaki tipik bir şehir olan Xi'an'ın meteorolojik durumuna göre, saatlik, günlük ve aylık analizler yapılmıştır. Enerji verimliliği açısından, güneş parlaklığı nispeten yüksek olduğunda enerji ekonomisinin daha kötü olduğu gözlemlenmiştir. Buna karşılık, enerji çıkışı aynı koşullar altında nispeten daha büyük gözlemlenmiştir. Ekserji ekonomisi ve ekserji çıktısı eğilimi tersine çevrilmiştir. Artan güneş ışıınımı ile yalnızca termal ekserji verimliliği daha büyük olmakla kalmamış, aynı zamanda ısı ekserji çıktısı açısından da yüksek güneş ışıınımı avantaj sağlamıştır. En büyük toplam ekserji çıktısı öğlen saat 12:00'de hem Temmuz hem Ağustos aylarında aylık ve günlük simülasyonda elde edilmiştir. Çalışma sonucunda optimum çalışma koşullarının farklı değerlendirme faktörlerine göre değiştiği, makul sonuçların özel ihtiyaçlara göre belirlenmesi gerektiği tespit edilmiştir.

Croci ve ark. (2017) PV/T panel entegre edilmiş çift tanklı ısı pompası sistemiyle (SAHP) standart PV panel entegre edilmiş havadan suya ısı pompası (AWHP) ve PV/T panel entegre edilmiş AWHP sistemi ile mukayese etmişlerdir. Bu sistemler 3 kişinin yaşadığı küçük bir ailenin yaşadığı 80 m² bir ev için uygulanmış ve TRNSYS programı yardımıyla bir yıl süresince simüle edilmiştir. Çalışmada kontrol stratejisi, tank hacimleri, panel sayıları araştırılmıştır. SAHP sistemini inşa etmek için iki farklı model geliştirmiş ve birleştirmişlerdir. Bunun için aynı firma, ürünü bir hava kaynaklı ve bir su kaynaklı ısı pompası inşa etmiş, bu ısı pompası ile doğrulama deneyleri gerçekleştirmiştir. Bu amaçla bir mahallin ısıtılması için bir hava kaynaklı ve bir su kaynaklı ısı pompasını, her ikisini ayrı ayrı, mahallin soğutması için ise sadece hava kaynaklı ısı pompası sistemini 24 saatlik zaman dilimi süresince test etmişlerdir. Isı pompası için yapılan tüm doğrulama test değerleri, günlük enerji tüketimi ve ısı alışveriş miktarları uygun olup, deneysel ve TRNSYS ile elde edilen simülasyon sonuçları arasındaki hata yaklaşık %5 olarak bulunmuştur. Yapılan çalışma sonunda Milan şehri için PV panel entegre edilmiş AWHP sistemi yerine SAHP sistemi kullanılması halinde enerji tüketimi kışın %10, yazın %20 azalmaktadır. Enerji tüketimi PV/T panel entegre edilmiş AWHP sistemine göre ise Kasım'dan Mart'a %8, Nisan'dan Ekim'e %6 azalmaktadır.

Chen ve ark. (2018) bu çalışmada, performans testi için dört tip sıcak kullanım suyu sistemi, camlı PV/T, camsız PV/T, PV ve düz plaka termal kolektör, termal ve elektriksel olarak modellenmiş ve doğru sonuca ulaşmak için uzun süreli simülasyon ve optimizasyon işlemleri yapılmıştır. Camlı ve camsız PV/T kolektörlerin 2 boyutlu sıcaklık dağılımları detaylı olarak ilk kez gösterilmiş ve karşılaştırılmıştır. Ayrıca farklı kolektörlerin dinamik tepki özellikleri tartışılmış ve karşılaştırılmıştır. Modeller farklı çalışma şartları ile simüle edilmiş ve bunun sonucunda performanslarının akış debisi, sıcaklık, ışınım ve rüzgâr hızından önemli ölçüde etkilendiği tespit edilmiştir. PV/T SKS sisteminin optimizasyonu için TRNSYS ve NSGA-II aracını bir arada kullanan çok amaçlı bir optimizasyon modeli oluşturulmuş ve tam bir yıl boyunca incelenmiştir. Oluşturulan modellerin doğruluğu kurulan bir deney düzeneğinin verileri ile kontrol edilmiştir. Optimum sistem tasarımı için çelişkili hedeflerin Pareto sınırı (yaşam döngüsü tasarrufu ve ana enerji tasarrufu verimliliği) elde edilmiştir. Bu çalışmada Pareto sınırındaki kütle debisi 0,0085 kg/s ile 0,011 kg/s arasında belirlenmiştir. Pareto sınırındaki tank hacminin optimal değeri, 2 m²'lik camlı bir PV/T kolektör için 99,5 l ile 218,6 L arasında eşit bir saçılma dağılımı göstermiştir.

Noro ve Lazzarin (2018) fotovoltaik-termal (PV/T) hibrit güneş enerjisi ile ısı pompası sistemlerinin bir arada kullanımını farklı iklim koşullarında enerji ve ekonomik performansları yönüyle incelemiştir. PV/T sistem ile ısı pompası sistemi kendi ürettiği elektrikten de faydalanarak bir mahallin ısıtılması ihtiyacını karşılamak için kullanılabilir. Yapılan çalışmada PV/T-ısı pompası hibrit teknolojisinin enerji ve ekonomik yönden uygulanabilirliğini değerlendirmek için TRNSYS simülasyonları ile çalışılmıştır. Çalışma sonucunda enerji tasarrufu sonuçları %35 ile %65 arasında bulunmuş ve yapılan yatırımın amortisman süresi İtalya'nın güneydeki tatil yerlerinde yaklaşık 10 yıl olarak belirlenmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada fosil yakıt tüketimini, dolayısıyla karbon salınımını azaltmak, güneş enerjisinden hem ısıtma hem de elektrik üretimi için faydalanmak amacıyla çift tanklı güneş enerjisi destekli ısı pompası (ÇTGDIP) sistemi tasarlanmış ve analiz edilmiştir. Sistem öncelikle teorik olarak tasarlanmış sonrasında zamana bağlı simülasyonlar yapmaya yarayan TRNSYS programı ile modellenmiştir. TRNSYS programı modellenen sistemin farklı parametreler ile uzun süreli (günlük, aylık, yıllık) simülasyonlarının yapılabilmesini sağlamaktadır. Tasarlanan sistem gibi birçok parametreye sahip olan sistemlerin simülasyon programları olmaksızın analiz edilmesi ciddi anlamda zaman kaybına yol açacağı gibi hata yapma ihtimali de çok yüksektir.

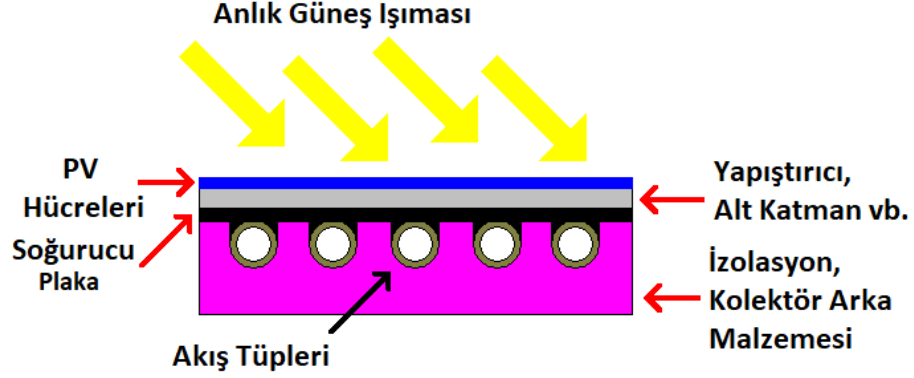
Fazlıç (2018) ve Güler (2018)'in tez çalışmalarında TRNSYS programı hakkında daha detaylı bilgilere yer verilmiştir. Bu çalışmalarda TRNSYS'in tarihçesi, kullanım amacı, içerisinde yer alan diğer programlar, modelleme için kullanılan modüller ve programın çalışma algoritması açıklanmaktadır. Bu bölümde tasarımı oluşturan ekipmanların seçim yöntemleri ve Fazlıç (2018) ve Güler (2018)'in çalışmalarında bulunmayan modüllerin açıklamaları yer almaktadır.

3.1. Materyal

3.1.1. PV/T kolektör

Bu camsız güneş kolektörü modülü (Modül 560) hem üzerine gömülü fotovoltaik (PV) hücreler ile elektrik enerjisi üretebilmekte hem de PV hücrelerin altında yer alan soğurucu özellikli yüzey yardımıyla bu yüzeye temas halinde bulunan tüplerden geçen sıvıyı ısıtmaktadır. Böylece atık enerji tüplerden geçen sıvıya aktarılarak iki yönden fayda sağlamış olur; 1) akışkan PV hücreleri soğutarak enerji dönüşüm verimliliğini artırır ve 2) akışkanın sağladığı ısı ile düşük sıcaklık gerektiren birçok uygulama yapılabilir.

Bu modelin verimliliği PV hücrelerinin sıcaklığı ve üstüne düşen anlık güneş ışınmasıyla alakalı doğrusal unsurlara bağlıdır. Hücrelerin maksimum güç noktası şartlarında çalıştığı varsayılmaktadır.



Şekil 3.1. PV/T panel şeması

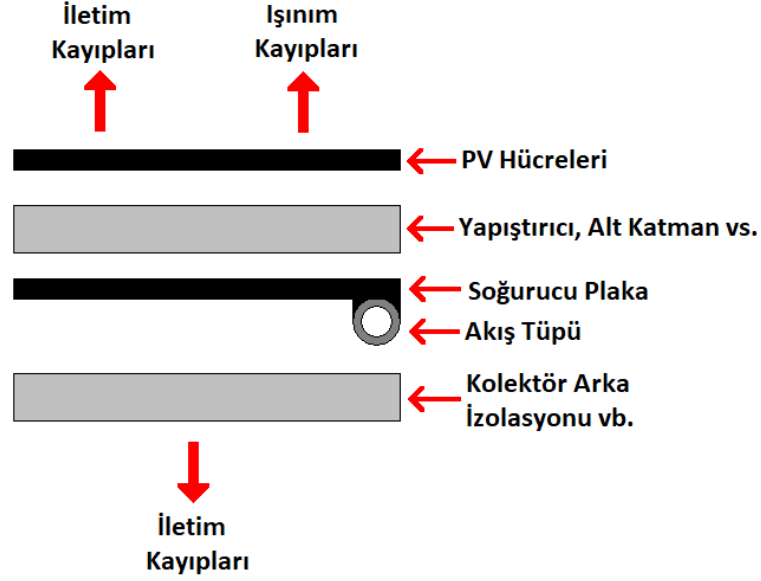
Çizelge 3.1. PV/T kolektör denklemleri ile ilgili terminoloji

#	Sembol	Birim	Açıklama
1	β	[açı]	Kolektör yüzeyinin açısı.
2	η	[0..1]	Verim.
3	θ	[açı]	Geliş açısı.
4	ρ	[0..1]	Yerden yansım oranı.
5	$\tau\alpha$	[0..1]	Güneş kolektörünün geçirgenlik-soğurma miktarı.
6	ε	[0..1]	Kolektörün (PV yüzey) üst yüzeyinin yayma kabiliyeti.
7	σ	[sabit] [m ²]	Stefan-Boltzmann sabiti
8	λ	[m]	Soğurucu yüzeyin kalınlığı.
9	A_k	[m ²]	Güneş kolektörünün üst yüzey alanı. Bu brüt alan da net alan da olabilir ancak mutlaka kayıp katsayıları ve PV güç çevrim katsayıları ile tutarlı olmalıdır.
10	b_0	[-]	Geliş açısı değiştirici çarpanı.
11	C_p	[kJ/kg.K]	PV/T kolektörün içinden akan sıvının spesifik ısısı.
12	C_B	[kJ/hr.K]	Soğurucu yüzey ile bağlı tüpler arasındaki geçirgenlik.
13	D_{tube}	[m]	Tüplerin çapı.
14	F_R	[-]	Kolektörün ısı alma faktörü.
15	G_t	[kJ/hr.m ²]	Kolektör yüzeyine gelen toplam güneş ışınım (ışık huzmesi + yayınım).
16	h_{fluid}	[-]	Dahili sıvının ısı transfer katsayısı.
17	h_{inner}	[kJ/hr.m ² .K]	Kolektörün arkası ile hava arasındaki ısı transfer katsayısı.
18	h_{outer}	[kJ/hr.m ² .K]	Kolektörün üstü (PV yüzey) ile çevre havası arasındaki ısı transfer katsayısı.
19	h_{rad}	[kJ/hr.m ² .K]	Kolektörün üstü (PV yüzey) ile gökyüzü arasındaki ışımsal ısı transfer katsayısı.
20	I_{AM}	[-]	İnsidans açısı değiştirici.
21	K	[kJ/hr.m.K]	Yüzey malzemesinin termal geçirgenliği.
22	L	[m]	Akış yönündeki kolektör uzunluğu.
23	\dot{m}	[kg/hr]	Güneş kolektörü boyunca akan sıvının debisi.

Çizelge 3.1. PV/T kolektör denklemleri ile ilgili terminoloji (devam)

24	N_{tubes}	[-]	Kolektör boyunca sıvıyı taşıyan özdeş tüplerin sayısı.
25	Power	[kJ/hr]	PV hücrelerinde üretilen elektrik enerjisinin değeri.
26	$Q_{\text{loss,top,conv}}$	[kJ/hr]	Enerjinin kolektörün üst kısmından konveksiyon yoluyla ortama kaybedilme hızı.
27	$Q_{\text{loss,top,rad}}$	[kJ/hr]	Enerjinin kolektörün üst kısmından ışıma yoluyla gökyüzüne kaybedilme hızı.
28	$Q_{\text{loss,back}}$	[kJ/hr]	Enerjinin kolektörün arka kısmından ortama kaybedilme hızı.
29	Q_{fluid}	[kJ/hr]	Kolektörden sıvı akışına enerjinin geçiş hızı. Bu terim, sıvı akışından kolektörün arka kısmında kaybedilen enerjiyi de içerir.
30	Q_{absorbed}	[kJ/hr]	Kolektör plakası tarafından emilen enerjinin net miktarı (PV güç üretimini içermez).
31	Q_u	[kJ/hr]	Kolektörden akışa enerjinin eklenme hızı.
32	q''_{fin}	[kJ/hr.m]	Kolektörün her bir birim uzunluğunda ki kanatçık tabanına ısı transferi.
33	q''_{fluid}	[kJ/hr.m]	Kolektörün her bir birim uzunluğunda ki sıvı akışına ısı transferi.
34	q''_u	[kJ/hr.m]	Kolektörün her bir birim uzunluğunda ki sıvı akışına ısı transferi.
35	R_t	[h.m ² .K/kJ]	PV hücrelerinden soğurma plakasına ısı transferine karşı direnç.
36	R_b	[h.m ² .K/kJ]	Soğurucudan kolektörün arkasına kadar ısı transferine karşı direnç.
37	R_1	[h.m ² .K/kJ]	PV hücreleri ile emici arasında ki malzeme tarafından sağlanan ısı transferine karşı direnç.
38	R_2	[h.m ² .K/kJ]	Emici plaka ile kolektörün arka yüzeyi arasında ki malzeme tarafından sağlanan ısı transferine karşı direnç .
39	S	[kJ/hr]	Net soğurulan güneş ışınımı (toplam soğurulma - PV güç üretimi)
40	T_{abs}	[°C]	Soğurucu plaka sıcaklığı.
41	T_{amb}	[°C]	Üst yüzeyden meydana gelen iletim kayıpları için çevre sıcaklığı.
42	T_{back}	[°C]	Alt yüzeyden meydana gelen iletim kayıpları için çevre sıcaklığı.
43	T_{fluid}	[°C]	Güneş kolektöründen akan akışkanın toptan sıcaklığı.
44	$T_{\text{fluid,in}}$	[°C]	Güneş kolektöründen içine doğru akan akışkanın sıcaklığı.
45	$T_{\text{fluid,out}}$	[°C]	Güneş kolektöründen dışına doğru akan akışkanın sıcaklığı.
46	T_{fluid}	[°C]	Lokal akışkan sıcaklığı.
47	T_{PV}	[°C]	PV hücre sıcaklığı.
48	T_{sky}	[°C]	Uzun dalga ışınım hesaplamaları için gökyüzü sıcaklığı.
49	\bar{T}	[°C]	Ortalama sıcaklık.
50	W	[m]	Kolektör içinde yan yana olan akışkan tüpleri arasındaki genişlik (x yönünde).
51	$X_{\text{Cell Temp}}$	[1/°C]	Hücre sıcaklığının bir fonksiyonu olarak PV hücre verimi için çarpan.
52	X_{NS}	[-]	Seri bağlanmış (termal olarak) kolektörleri hesaba katmak için çarpan.
53	$X_{\text{Radiation}}$	[h.m ² /kJ]	Anlık ışınımın bir fonksiyonu olarak PV hücre verimliliği için çarpan.
54	Y	[-]	Kolektör boyunca akış yönünü gösteren bir değişken ($y = L$, kolektör çıkışıdır).

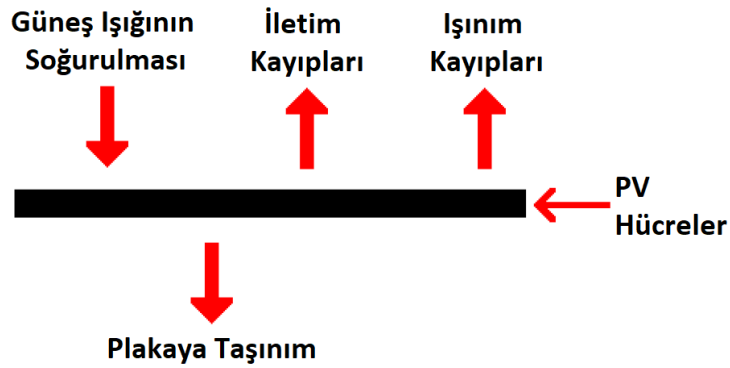
Matematiksel Tanımlar:



Şekil 3.2. PV/T Tanımları

Kolektör yüzeyi boyunca (PV hücreler) herhangi bir nokta üzerinde ki enerji dengesi (yüzeyde ki iletimler hariç) aşağıdaki Denklem 3.1’de gösterilmiştir.

$$0 = S - h_{outer}(T_{PV} - T_{amb}) - h_{rad}(T_{PV} - T_{sky}) - \frac{(T_{PV} - T_{abs})}{R_T} \quad (3.1)$$



Şekil 3.3. Kolektör yüzeyindeki enerji dengesi

Olduğu yerde;

$$R_T = R_1 \quad (3.2)$$

$$h_{rad} = \varepsilon\sigma(T_{PV} + T_{sky})(T_{PV}^2 + T_{sky}^2) \quad (3.3)$$

S, emilen net güneş ışınımını ifade eder ve PV güç üretimini hariç tutmaktadır. Normal olmayan güneş ışınımı etkilerini hesaba katmak için, normal insidanstaki transmittans emilim ürünü, diğer insidans açılarındaki transmittans emilimini elde etmek için aşağıdaki terimle çarpılır. Bu terim, insidans açısı değiştiricisi (IAM) olarak adlandırılır.

$$IAM = \frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = \frac{G_{bT} \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + G_d \frac{(1 + \cos\beta)}{2} \frac{(\tau\alpha)_s}{(\tau\alpha)_n} + G_h \rho_g \frac{(1 - \cos\beta)}{2} \frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}}{G_T} \quad (3.4)$$

Olduğu yerde;

$$\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right) \quad (3.5)$$

Hem gökyüzü hem de yayınım ışınımı için insidans açısı değiştiricileri, yayınım ışınımı için olduğu gibi aynı iletimi veren ışık ışınımı için eşdeğer insidans açıları tanımlayarak belirlenir (Duffie ve Beckman 2013). Gökyüzü yayınımı ve yere yansıyan ışımaya için etkili açılar şunlardır:

$$\theta_{sky} = 59.68 - 0.1388\beta^2 \quad (3.6)$$

$$\theta_{ground} = 90.0 - 0.5788\beta + 0.002693\beta^2 \quad (3.7)$$

Bu tanımlarla S, Denklem 3.1'deki net soğurulan güneş ışınımı şöyle tanımlanabilir:

$$S = (\tau\alpha)_n IAM G_T (1 - \eta_{PV}) \quad (3.8)$$

PV hücrelerinin verimliliği, hücre sıcaklığının ve anlık güneş ışınımının bir fonksiyonudur:

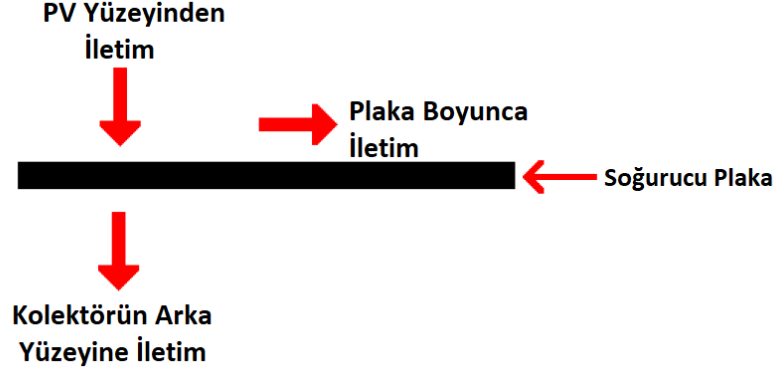
$$\eta_{PV} = \eta_{nominal} X_{CellTemp} X_{Radiation} \quad (3.9)$$

Olduğu yerde;

$$X_{CellTemp} = 1 + Eff_T (T_{PV} - T_{ref}) \quad (3.10)$$

$$X_{Radiation} = 1 + Eff_G (G_T - G_{ref}) \quad (3.11)$$

Emici plaka boyunca farklı boyutta bir bölüm için hesaplanan enerji dengesi, tüp bölümünden uzakta plaka üzerinde ki herhangi bir noktada, aşağıdaki ilişkiyi gösterir (plakanın ince ve iletken bir malzemedan yapıldığı varsayılarak):



Şekil 3.4. Soğurucu kanatçık üzerindeki ısı akışları

$$k\lambda \frac{d^2 T_{abs}}{dx^2} = \frac{T_{abs} - T_{back}}{R_B} - \frac{(T_{PV} - T_{abs})}{R_T} \quad (3.12)$$

Olduğu yerde;

$$R_B = R_2 + \frac{1}{h_{inner}} \quad (3.13)$$

Bu, iki bitişik tüpün orta noktası ile tüp arasındaki emici plaka bölümünün kanatçık olarak davrandığı klasik bir kanatçık problemidir. T_{PV} için Denklem 3.1'in çözülmesi ve Denklem 3.12'de yerine konması ile soğurucu plaka boyunca sıcaklık dağılımı (x yönü) için aşağıdaki diferansiyel denklemi türetilir:

$$\frac{d^2 T_{abs}}{dx^2} = \frac{F'}{k\lambda} \left(T_{abs} \left(\frac{1}{R_T F'} + \frac{1}{R_B F'} - \frac{1}{R_T} \right) - \left(S + h_{rad} T_{sky} + h_{outer} T_{amb} + \frac{T_{back}}{R_B F'} \right) \right) \quad (3.14)$$

Olduğu yerde;

$$F' = \frac{1}{h_{rad} R_T + h_{outer} R_T + 1} \quad (3.15)$$

Denklem 3.14 şu şekilde yazılır:

$$\frac{d^2 \Psi}{dx^2} - m^2 \Psi = 0 \quad (3.16)$$

Olduğu yerde;

$$\Psi = T_{abs} - \frac{S + h_{rad}T_{sky} + h_{outer}T_{amb} + \frac{T_{back}}{R_B F'}}{\frac{1}{R_T F'} + \frac{1}{R_B F'} - \frac{1}{R_T}} \quad (3.17)$$

$$m = \sqrt{\frac{F' \left(\frac{1}{R_T F'} + \frac{1}{R_B F'} - \frac{1}{R_T} \right)}{k\lambda}} \quad (3.18)$$

Denklem 3.16 çözümlünce:

$$\Psi = C_1 \sinh(mx) + C_2 \cosh(mx) \quad (3.19)$$

Denklem 3.19, X yönünde plaka boyunca sıcaklık dağılımını tanımlar; $x = 0$ iki bitişik tüp arasındaki orta noktadır ve $x = (W - D_{tube})/2$ kanatçığin tabanıdır. C_1 ve C_2 sabitlerini bulmak için sınır şartlarımızı uygulamamız gerekir. Bu problem için, bitişik tüplerin orta noktasındaki ($x = 0$) simetri ve $x = (W - D_{tube})/2$ 'de bilinen taban sıcaklığı (T_b) sınır koşulları olarak kullanılır:

$$x = 0 \text{ ise } \frac{d\Psi}{dx} = 0 \quad (3.20)$$

$$x = \frac{W - D_{tube}}{2} \text{ ise } \Psi = T_b - \frac{S + h_{rad}T_{sky} + h_{outer}T_{amb} + \frac{T_{back}}{R_B F'}}{\frac{1}{R_T F'} + \frac{1}{R_B F'} - \frac{1}{R_T}} \quad (3.21)$$

Sınır koşulları uygulanır ve C_1 ile C_2 için çözüm bulunursa:

$$C_1 = 0 \quad (3.22)$$

$$C_2 = \frac{T_b - \left(\frac{S + h_{rad}T_{sky} + h_{outer}T_{amb} + \frac{T_{back}}{R_B F'}}{\frac{1}{R_T F'} + \frac{1}{R_B F'} - \frac{1}{R_T}} \right)}{\cosh\left(m \frac{(W - D_{tube})}{2}\right)} \quad (3.23)$$

C_1 ve C_2 'yi Denklem 3.19'a ikame ederek ve ardından Denklem 3.17'yi uygulayarak, taban sıcaklığının bir fonksiyonu halinde plaka boyunca sıcaklık dağılımı için aşağıdaki ifade türetilir:

$$T_{abs}(x) = \frac{b}{j} + \left(T_b - \frac{b}{j}\right) \frac{\cosh(mx)}{\cosh\left(m \frac{(W - D_{tube})}{2}\right)} \quad (3.24)$$

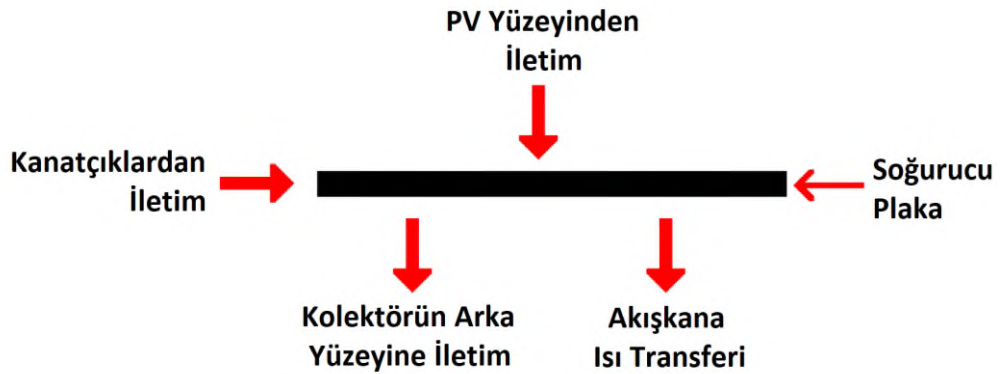
Olduğu yerde:

$$\frac{b}{j} = \left(\frac{S + h_{rad}T_{sky} + h_{outer}T_{amb} + \frac{T_{back}}{R_B F'}}{\frac{1}{R_T F'} + \frac{1}{R_B F'} - \frac{1}{R_T}} \right) \quad (3.25)$$

Kanatçık boyunca bilinen sıcaklık dağılımı ile (Denklem 3.2.24), kanatçıktan tabana iletilen enerji hesaplanabilir:

$$q'_{fin} = k\lambda \frac{dT_{abs}(x)}{dx} = k\lambda m \left(\frac{b}{j} - T_b\right) \tanh\left(m \left(W - \frac{D_{tube}}{2}\right)\right) \quad (3.26)$$

Emici plakanın taban (kanatçık olmayan) alanı üzerindeki enerji dengesi şunlardan oluşur:



Şekil 3.5. Kanatçık tabanında meydana gelen ısı akışları

$$q'_{fluid} = D_{tube} \left(\frac{T_{PV} - T_B}{R_T}\right) - D_{tube} \left(\frac{T_B - T_{back}}{R_B}\right) + 2q'_{fin} \quad (3.28)$$

Akışkanın elde ettiği faydalı enerji, taban sıcaklığın bir fonksiyonu olarak da ifade edilebilir:

$$q'_{fluid} = \left(\frac{T_B - T_{fluid}}{\frac{1}{h_{fluid} \pi D_{tube}} + \frac{1}{C_B}} \right) \quad (3.28)$$

$$q'_{fluid} = \frac{\kappa}{\theta} T_{fluid} + \frac{\varepsilon}{\theta} \quad (3.29)$$

Olduğu yerde:

$$\kappa = -D_{tube} F' \left(h_{rad} + h_{outer} + \frac{1}{R_B F'} \right) - 2k \lambda m \tanh \left(m \left(\frac{W - D_{tube}}{2} \right) \right) \quad (3.30)$$

$$\theta = 1 + D_{tube} F' \left(\frac{1}{h_{fluid} \pi D_{tube}} + \frac{1}{C_B} \right) \left(h_{rad} + h_{outer} + \frac{1}{R_B F'} \right) + 2k \lambda m \tanh \left(m \left(\frac{W - D_{tube}}{2} \right) \right) \left(\frac{1}{h_{fluid} \pi D_{tube}} + \frac{1}{C_B} \right) \quad (3.31)$$

$$\varepsilon = D_{tube} F' \left(S + h_{rad} T_{sky} + h_{outer} T_{amb} + \frac{T_{back}}{R_B F'} \right) + 2k \lambda m \tanh \left(m \left(\frac{W - D_{tube}}{2} \right) \right) \left(\frac{S + h_{rad} T_{sky} + h_{outer} T_{amb} + \frac{T_{back}}{R_B F'}}{\frac{1}{R_T F'} + \frac{1}{R_B F'} - \frac{1}{R_T}} \right) \quad (3.32)$$

Kolektör içinde (y yönünde) hareket eden akışkanın diferansiyel bölümü etrafından geçen enerji dengesi:

$$\dot{m} C_p \frac{dT_{fluid}}{dy} - N_{tubes} q'_{fluid} = 0 \quad (3.33)$$

Denklem 3.29 ile Denklem 3.33 birbirine eklenirse:

$$\frac{dT_{fluid}}{dy} = \frac{N_{tubes} \kappa}{\dot{m} C_p} T_{fluid} + \frac{N_{tubes} \varepsilon}{\dot{m} C_p} \quad (3.34)$$

Bu denklem sıfırdan y'ye entegre edilirse:

$$T_{fluid}(y) = \left(T_{fluid,in} + \frac{\varepsilon}{\kappa} \right) \exp \left(\frac{N_{tubes} \kappa}{\dot{m} C_p} y \right) - \frac{\varepsilon}{\kappa} \quad (3.35)$$

$Y = L$ olursa, akışkan çıkış sıcaklığı:

$$T_{fluid,out} = \left(T_{fluid,in} + \frac{\varepsilon}{\kappa} \right) \exp \left(\frac{N_{tubes} \kappa}{\dot{m} C_p} L \right) - \frac{\varepsilon}{\kappa} \quad (3.36)$$

Kolektörün faydalı enerji kazanımı:

$$Q_u = \dot{m}C_p(T_{fluid,out} - T_{fluid,in}) \quad (3.37)$$

Birim uzunluk için kolektörün faydalı enerji kazanımı:

$$q'_u = q'_{fluid} = \frac{\dot{m}C_p(T_{fluid,out} - T_{fluid,in})}{L N_{tubes}} \quad (3.38)$$

Ortalama akışkan sıcaklığı, akışkan sıcaklığının y'ye göre integrasyonu ve akış uzunluğuna bölünmesi ile bulunabilir:

$$\bar{T}_{fluid} = \frac{1}{L} \int_0^L T_{fluid}(y) dy \quad (3.39)$$

Denklem 3.35, Denklem 3.39 ve diferansiyel denklemin çözümü ile:

$$\bar{T}_{fluid} = \left(\frac{T_{fluid,in} + \frac{\varepsilon}{\kappa}}{\frac{N_{tubes} \kappa}{\dot{m}C_p} L} \right) \exp\left(\frac{N_{tubes} \kappa}{\dot{m}C_p} L \right) - \left(\frac{T_{fluid,in} + \frac{\varepsilon}{\kappa}}{\frac{N_{tubes} \kappa}{\dot{m}C_p} L} \right) - \frac{\varepsilon}{\kappa} \quad (3.40)$$

Denklem 3.40'taki ortalama akışkan sıcaklığı ve Denklem 3.38'de bulunan birim uzunluk için kolektör faydalı enerji kazanımıyla, ortalama taban sıcaklığı Denklem 3.28'den bulunabilir. Soğurucu (kanatçık bölümü) boyunca sıcaklık dağılımı, ortalama taban sıcaklığı çözümünün Denklem 3.24'e uygulanması ile bulunabilir.

Ortalama kanatçık sıcaklığı, kanatçık sıcaklık fonksiyonunun kanatçık genişliği ile integrasyonu ve kanatçık genişliğine bölümü ile bulunabilir:

$$\bar{T}_{fin} = \int_0^{\left(\frac{W-D_{tube}}{2}\right)} T(x) dx \quad (3.41)$$

$$\bar{T}_{fin} = \frac{S + h_{rad}T_{sky} + h_{outer}T_{amb} + \frac{T_{back}}{R_B F'}}{\frac{1}{R_T F'} + \frac{1}{R_B F'} - \frac{1}{R_T}} + \frac{\left(\bar{T}_B - \frac{S + h_{rad}T_{sky} + h_{outer}T_{amb} + \frac{T_{back}}{R_B F'}}{\frac{1}{R_T F'} + \frac{1}{R_B F'} - \frac{1}{R_T}} \right) \tanh\left(m \left(\frac{W - D_{tube}}{2} \right) \right)}{m \left(\frac{W - D_{tube}}{2} \right)} \quad (3.42)$$

Ortalama soğurucu sıcaklığı, ortalama baz sıcaklığı ve ortalama kanatçık sıcaklığına ağırlık veren alanda bulunabilir:

$$\bar{T}_{abs} = \frac{(D_{tube}\bar{T}_B + (W - D_{tube})\bar{T}_{fin})}{W} \quad (3.43)$$

Ortalama PV yüzey sıcaklığı (\bar{T}_{PV}) Denklem 3.1'den bulunabilir. Bu denklem grubunun çözümü için ortalama PV yüzey sıcaklığının bir fonksiyonu olan S'e iterasyon yapılmasını gerektirir:

1. PV yüzey sıcaklığı için bir değer tahmin edilir.
2. Denklem 3.3 kullanılarak ışıınım ısı transfer katsayısı hesaplanır.
3. Denklem 3.9 ve Denklem 3.10 kullanılarak PV verimi hesaplanır.
4. Denklem 3.8 kullanılarak soğurulan net güneş ışıınımı hesaplanır.
5. Denklem 3.36 kullanılarak akışkan çıkış sıcaklığı ve Denklem 3.40 kullanılarak ortalama akışkan sıcaklığı hesaplanır.
6. Denklem 3.38 kullanılarak birim uzunluk için kolektörün faydalı enerji kazancı hesaplanır.
7. Denklem 3.28 kullanılarak ortalama taban sıcaklığı hesaplanır.
8. Denklem 3.42 kullanılarak ortalama kanatçık sıcaklığı hesaplanır.
9. Denklem 3.43 kullanılarak ortalama soğurucu sıcaklığı hesaplanır.
10. Denklem 3.1 kullanılarak ortalama PV yüzey sıcaklığı hesaplanır ve yakınsama tamamlanana kadar 2'den 9'a kadar olan aşamalar tekrar edilir.

Yakınsama elde edildiğinde, kolektörden (U_L) toplam kayıp katsayısını bulmak için kullanılabilir:

$$Q_u = A_k [S - U_L(\bar{T}_{abs} - T_{amb})] \quad (3.44)$$

Son olarak, kolektör toplam kayıp katsayısı hesaplandığında, kolektör ısı uzaklaştırma faktörü hesaplanabilir:

$$Q_u = A_k F_R [S - U_L(T_{fluid,in} - T_{amb})] \quad (3.45)$$

PV hücre sıcaklığı yakınsanması ile PV gücü hesaplanabilir:

$$\dot{W}_{PV} = (\tau\alpha)_n IAM G_T A_k \eta_{PV} \quad (3.46)$$

Toplayıcı için kalan ilgili ısı transferler:

$$Q_{loss,top,conv} = h_{outer} A_k (\bar{T}_{PV} - T_{amb}) \quad (3.47)$$

$$Q_{loss,top,rad} = h_{rad} A_k (\bar{T}_{PV} - T_{sky}) \quad (3.48)$$

$$Q_{loss,back} = A_k \frac{(\bar{T}_{abs} - T_{back})}{R_B} \quad (3.49)$$

$$Q_{PV \rightarrow Plate} = A_k \left(\frac{\bar{T}_{PV} - \bar{T}_{ABS}}{R_T} \right) \quad (3.50)$$

$$Q_{absorbed} = A(\tau\alpha)_n IAM G_T (1 - \eta_{PV}) \quad (3.51)$$

Kolektör yüzeyindeki enerji dengesi:

$$Q_{absorbed} = Q_{loss,top,conv} + Q_{loss,top,rad} + Q_{PV \rightarrow Plate} \quad (3.52)$$

Tüm kolektörün enerji dengesi şu şekilde de yazılabilir:

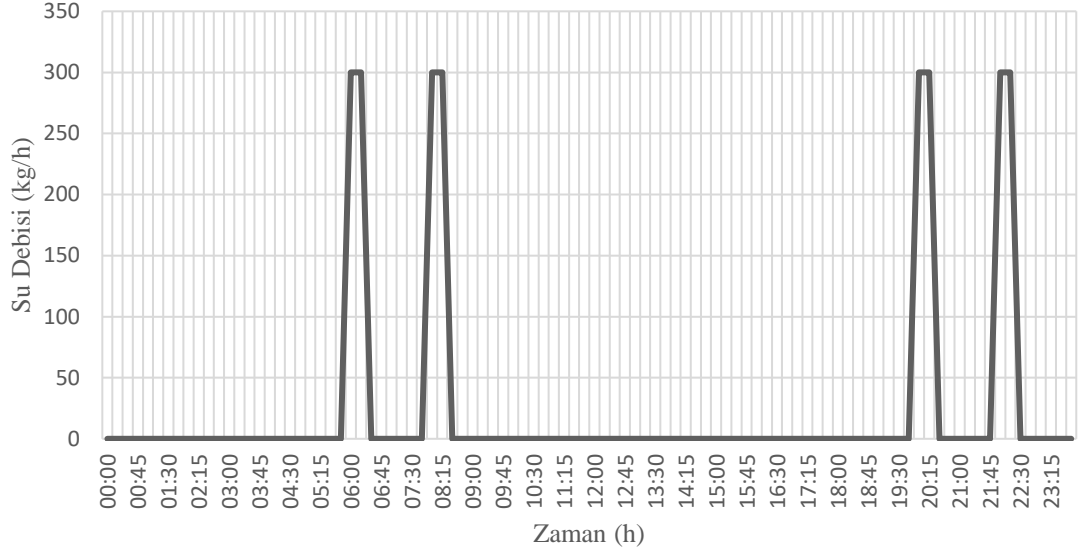
$$Q_{absorbed} = Q_{loss,top,conv} + Q_{loss,top,rad} + Q_u + Q_{loss,back} \quad (3.53)$$

3.1.2. Su çekimi

Bir insanın günlük yaşantısında birçok farklı sebeple sıcak su ihtiyacı olmaktadır. Çalışma için tasarlanan restoran gibi bir mahalde ki sıcak su ihtiyacının başlıca sebepleri gıda ürünlerinin ve bulaşıkların yıkanması gereksiniminden oluşmaktadır. Bu gereksinimden kaynaklı, günlük sıcak su ihtiyacından doğan enerji tüketimini gözlemleyebilmek için su çekim miktarını belirlemeye yarayan Modül 14b kullanılmıştır.

Bu modül aracılığıyla gün içerisinde sıcak su tankından çekilen su miktarları, zamanları ve süreleri belirlenir. Analizde belirlenen su çekim miktarı 300 l/h, zamanları saat 6:00, 8:00, 20:00 ve 22:00, süreleri ise 15'er dk'dır. Bu işlem Şekil 3.6'da gösterilmektedir. Su çekim miktarı restoranda sıcak su tüketen cihaz ve insanlar göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Benzer kapasitede ki restoranların sıcak su tüketimleri incelenmiştir. Sıcak su tankında çekilen suyun yerine şebeke hattından yıllık ortalama 15°C sıcaklığında ki su takviye edilmektedir.

Zamana Bağlı Su Çekimi



Şekil 3.6. Zamana bağlı su çekimi grafiği

3.1.3. Termostatlar

Bir N-Aşamalı basit ısıtma/soğutma termostatu, N-aşamalı ısıtma kaynağına (kaynaklarına) sahip olan bir ısıtma/soğutma sistemini kontrol etmek için kullanılabilen N AÇMA/KAPAMA kontrol fonksiyonlarını vermek üzere modellenmiştir.

Çizelge 3.2. Termostatların denklemleri ile ilgili terminoloji

#	Sembol	Birim	Açıklama
1	T'_{Hn}	[°C]	n aşaması için yeni ısıtma ayar noktası sıcaklığı.
2	T_{Hn}	[°C]	n aşaması için eski ısıtma ayar noktası sıcaklığı.
3	γ_n	[0 yada 1]	n aşaması için önceki zaman adımında ısıtma kontrol sinyali.
4	DT_{db}	[°C]	Histerezis etkileri için ölü bant sıcaklık farkı.
5	$\gamma_{SetBack}$	[0 yada 1]	Kontrol sinyali geri ayarı.
6	$DT_{SetBack}$	[°C]	Kurulum efekti için ölü bant sıcaklık farkı.

Matematiksel Tanımlar:

Bu kontrol cihazı, ısıtma veya soğutma komutu için kullanılmaktadır. Yapılacak işleme göre istenilen miktarda ısıtma/soğutma komutu vermektedir. Isıtma komutu için kullanıldığı durumda akışkan sıcaklığı belirlenen değerin altına düştüğünde ilk aşama ısıtma komutunu verir, ardından bu ısıtma yeterli olma ve sıcaklık belirlenen ikinci değerin altına da düşerse bu sefer ikinci aşama için ısıtma komutu verir. Cihaz bu şekilde belirlenen sıcaklık değerleri adedince (N) istenilen miktarda komut vermeye

ayarlanabilmektedir. Kullanıcı; ikinci, üçüncü aşama ısıtma sırasında birinci aşama ısıtmayı devre dışı bırakmak veya üçüncü aşama ısıtma sırasında ikinci aşama ısıtmayı devre dışı bırakmak gibi aşamalar arasında hangisinin çalışacağını seçimini de yapabilmektedir.

Isıtma uygulamalarında istenen akışkan sıcaklığı günün saatine, haftanın gününe bağlı olarak değişkenlik gösterir. Isıtma sıcaklıklarının bu değişkenliği bu modül ile isteğe bağlı bir geri kontrol fonksiyonu ve geri sıcaklık farkı kullanılarak modellenmiştir.

TRNSYS'deki çoğu kontrol cihazı bileşeninde olduğu gibi, sistem sıcaklıkları ayar noktası değerlerinde veya çok yakınında olduğunda dengesizlikler oluşabilir. Diğer kontrol cihazlarında olduğu gibi, bu dengesizlikler kontrol cihazına histerezis eklenerek azaltılabilir. Böylece kontrolör sinyali sistem sıcaklığı ile arada (artı veya eksi) çok küçük bir fark kalana dek değişmez. İsteğe bağlı olarak modele ölü bant sıcaklık farkı DT_{db} ile desteklenerek histerezis etkileri eklenebilir. Üç çıkış kontrol fonksiyonuna da tek bir DT_{db} değeri uygulanır.

Isıtma AÇMA/KAPAMA sıcaklıkları denklemleri:

$$T'_{H1} = T_{H1} - \gamma_1 DT_{db} + \gamma_{SetBack} DT_{SetBack} \quad (3.54)$$

$$T'_{H2} = T_{H2} - \gamma_2 DT_{db} + \gamma_{SetBack} DT_{SetBack} \quad (3.55)$$

$$T'_{H3} = T_{H3} - \gamma_3 DT_{db} + \gamma_{SetBack} DT_{SetBack} \quad (3.56)$$

Her yinelemede, izlenen sıcaklıkların anlık değerleri, Denklem 3.54 ve Denklem 3.56 denklemleri kullanılarak hesaplanan ısıtma AÇMA/KAPAMA sıcaklıklarının mevcut değerleri ile karşılaştırılır. Anlık izlenen sıcaklığa karşılık gelen ısıtma AÇMA/KAPAMA sıcaklığının altındaysa, kontrol cihazı uygun kademenin çıkış kontrol sinyalinin değerini 1'e ayarlar.

Bu modelde hem histerezis hem de geri ayar sıcaklığı için ölü bant sıcaklık farkları ayar noktası sıcaklığında ortalanır.

Eğer histerezis efekti kullanılmıyorsa, ölü bant DT_{db} sifira ayarlanır. Geri ayar seçeneği kullanılmıyorsa, hem $\gamma_{SetBack}$ hem de $DT_{SetBack}$ sifira ayarlanır.

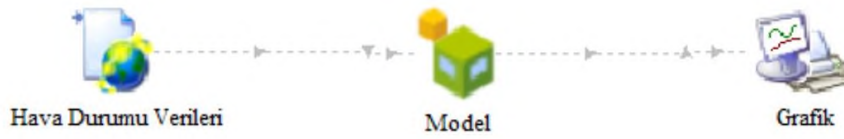
Ölü bantlar ve ayar noktaları seçerken özen gösterilmelidir. Ayar noktaları arasındaki sıcaklık farkından daha büyük ölü bantlar seçilirse bu durum kontrol cihazının yakınsama problemlerine neden olur.

Soğutma termostadı da yukarıda anlatılan ısıtma termostadı ile aynı şekilde çalışır. Denklemlerde ki ısıtma verileri yerine soğutma verileri kullanılarak sonuçlar bulunur.

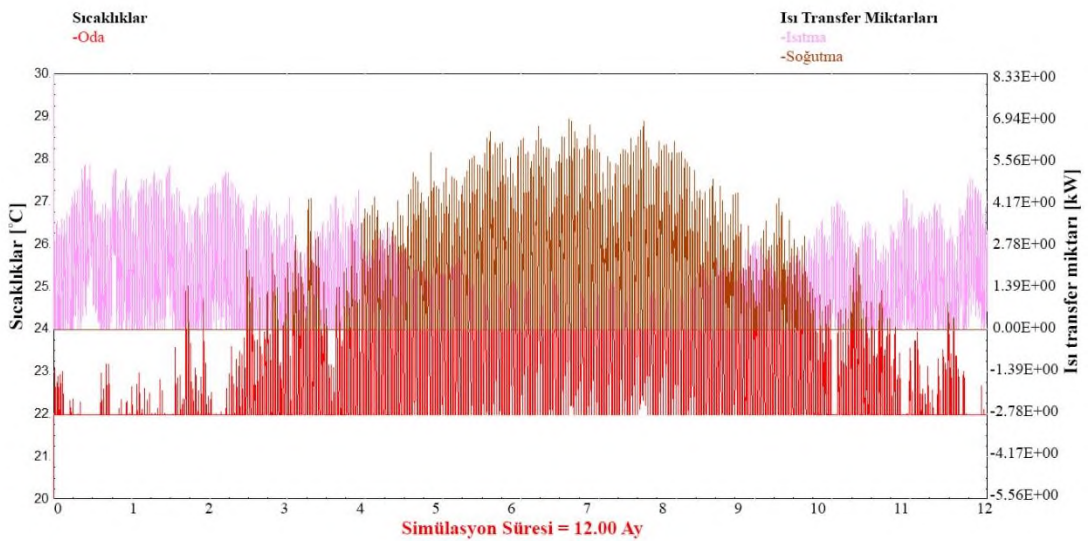
3.2. Yöntem

3.2.1. Isı pompası seçimi

Isı pompası seçimi için bu çalışmada ele alınan mahallin yıl boyunca gereksinim duyduğu maksimum ısıtma ve soğutma yükleri TRNSYS programı yardımıyla belirlenmiştir. Bunun için modellenen mahal İstanbul iklim şartlarında bir yıl süresince simüle edilmiştir. Meteorolojik veriler TRNSYS meteonorm dosyalarından alınmıştır. Simülasyon sırasında mahal sıcaklığı ısıtma için 22°C, soğutma için 24°C olarak belirlenmiş ve bu değerlerde sabit tutulmuştur.



Şekil 3.7. Mahal yük tüketimi hesabı simülasyonu

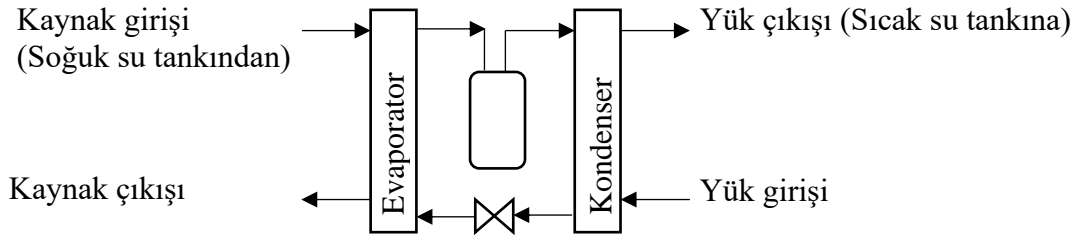


Şekil 3.8. Isıtma ve soğutma ısı transferleri simülasyon sonucu

Simülasyon sonucundan çıkan verilere göre gereksinim duyulan maksimum soğutma yükü 24.745,22 kJ/h ile temmuz ayının 21'inde, maksimum ısıtma yükü 19.370,43 kJ/h ile ocak ayının 13'ünde gözlemlenmektedir. Bu verilere dayanarak nominal ısıtma kapasitesi 78.000 kJ/h, soğutma kapasitesi 63.303 kJ/h olan TRANE'nin EXW060 model sudan suya ısı pompası seçilmiştir.

Analiz edilecek sistemde ısı pompası olarak HVAC kütüphanesinden sudan suya tek kademeli araç olan Modül 927 seçilmiştir. Seçilen modülün parametreleri TRANE EXW060 modelinin katalog verileri ile belirlenmiştir. Bahsi geçen katalog değerleri Ek 1'de verilmektedir.

Modül 927 tek kademeli ısı pompası modellerinde kullanmak için uygun özelliklere sahiptir. Bu modül, simülasyon için seçilen katalog verilerini kullanarak ısı pompasına giren yük ve kaynak akışkanlarının sıcaklık ve debi değerlerine göre bu akışkanların çıkış değerlerini iterasyon yaparak hesaplamaktadır. Modül 927, gerçekte kullanılan ısı pompalarında olduğu gibi sıcaklık seviyesinin kontrolünde çalışmaktadır. Kullanıcı tarafında ayarlanan soğutma veya ısıtma sinyaline göre sistem devreye girerek yeni bir sinyal gelinceye kadar tam performansta çalışmasını sürdürür.



Şekil 3.9. Isı pompası şeması

3.2.2. Su tankı seçimi

Tasarlanan sistemde ısı pompasının evaporatörüne ısı aktaracak soğuk su tankı ve kondenserindeki ısının aktarılacağı sıcak su tankı olmak üzere iki ayrı tank bulunmaktadır. Her iki tankın simülasyonu için de TRNSYS programında yer alan modül 4c kullanılmıştır. Simülasyonun doğru bir şekilde yapılabilmesi için tanklar yükseklikleri boyunca 10 eşit tabakaya ayrılmıştır. Her iki tankın içerisinde de akışkan sıcaklığının sınır değerlerin altına düşmesini engellemek için yardımcı ısıtıcılar bulunmaktadır. Soğuk su tankı içerisinde 2 adet yardımcı ısıtıcı bulunmaktadır ve bu ısıtıcıların biri ikinci diğeri sekizinci katmandadır. Isıtıcı gücü 5 kW'dır. Sıcak su tankı içerisinde de 2 adet yardımcı

ısıtıcı bulunmaktadır ve aynı şekilde bu ısıtıcıların biri ikinci diğeri sekizinci katmandadır. Sıcak su tankındaki yardımcı ısıtıcıların gücü ise 2 kW'dır. Bu tankların boyutları ısı pompasının kapasitesine ve ihtiyaç duyulan sıcak su miktarına göre bir katalogdan belirlenmiştir. Kullanılan katalog Ekin Endüstriyel firmasının Akümülyasyon Tankları ve Boylerler dokümanıdır. Seçilen tanklarla ilgili katalog değerleri Çizelge 3.3'te verilmiştir. Detaylı katalog değerleri ise Ek 2'de bulunmaktadır.

Çizelge 3.3. Soğuk ve sıcak su tankı referans katalog değerleri

Model	MIT104	MIT164	MIT204	MIT354	MIT504	MIT604	MIT804	MIT1004
Kapasite (l)	100	160	200	350	500	600	800	1000
Çap (mm)	486	586	586	756	756	756	910	1010
Yükseklik (mm)	1100	1100	1300	1320	1770	2020	2150	2180
Giriş-Çıkış Çapları	1"	1 ¼"	1 ¼"	1 ¼"	1 ¼"	1 ¼"	1 ½"	2"
Sirkülasyon	-	-	-	-	-	-	1 ¼"	1 ½"
Ağırlık (kg)	62	68	82	108	143	162	235	302

3.2.3. PV/T kolektör seçimi

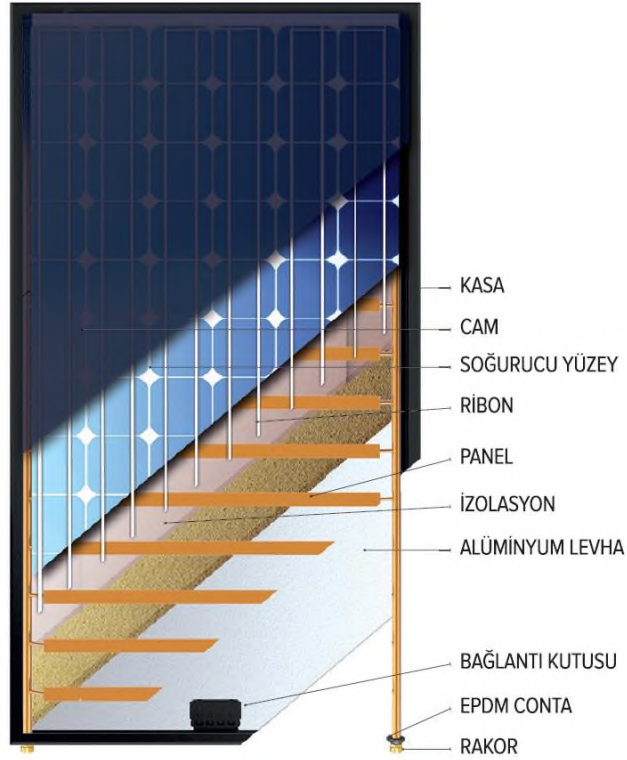
PV/T kolektör seçimi yapılırken mahallin elektrik ihtiyacı, daha önce yapılan benzer çalışmalar ve piyasada ki örnek ürünler göz önünde bulundurulmuştur. TRSNSYS modeli için referans alınan PV/T kolektör Solimpeks firmasının katalogundan seçilmiştir. Seçilen kolektöre ait panel özellikleri Çizelge 3.4'te, görseli de Şekil 3.10'da verilmiştir. 1 panel 1,3 m² hücre yüzey alanına sahiptir. Modelleme için bu panelden 10 adet kullanılmış ve toplamda 13 m² hücre yüzey alanı elde edilmiştir.

Çizelge 3.4. PV/T kolektör paneli katalog değerleri

Ürün Kodu	MA-0013
Ebatlar	828 x 1601 x 90 mm
Toplam Yüzey	1,37 m ²
Açıklık Yüzeyi	1,36 m ²
Hücre Yüzeyi	1,3 m ²
Ağırlık	24,4 kg
Taşınan Sıvı Hacmi	1,21
Hücre Paneli	Mono kristal silisyum modül
Hücre Sayısı	72
Hücre Ebatları	125 x 125 mm
WP Nominal Güç	190 W
IMP Nominal Akım	5,2 A

Çizelge 3.4. PV/T kolektör paneli katalog değerleri (devam)

ISC (V) Kısa Devre Akımı	5,6 V
VMP Nominal Güç	36,4 V
VOC Kısa Devre Voltajı	45,2 V
Soğurucu Yüzey/Boru	Bakır
Test Basıncı	20 Bar
Maksimumum Çalışma Basıncı	10 Bar
Dış Cam	4 mm PV modül camı
Sızdırmazlık	EPDM & Silikon conta
Maksimum Isı	<110°C
Ürün Garantisi	10 Yıl
Verimlilik Garantisi	%90<10 Yıl, %80<20 Yıl

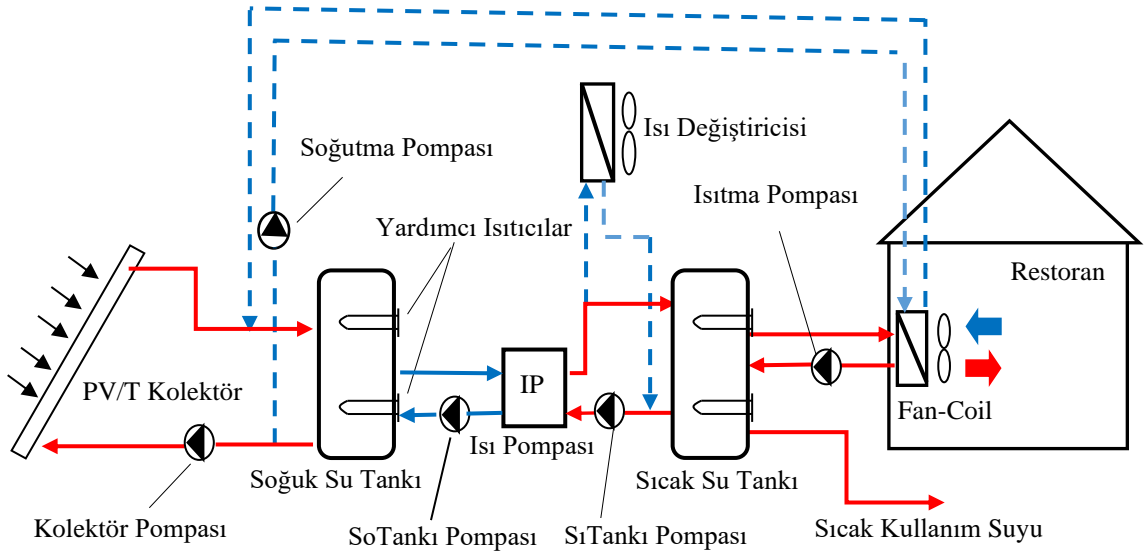


Şekil 3.10. PV/T panel katalog görseli

3.2.4. Sistemin çalışma prensibi

Modellenen sistem iki tank arasında çalışan sudan-suya bir ısı pompasının tankların birinden çektiği ısıyı diğerine aktarması prensibiyle çalışmaktadır. Isı çekilen tank soğuk su tankı, ısı aktarılan tank ise sıcak su tankı olarak adlandırılmıştır. Kış aylarında sıcak su

tankı hem mahallin hem de kullanım suyunun ısıtılmasında görev yapmaktadır. Isıtma pompası (P Isıtma) aracılığıyla sıcak su tankında ki akışkan, mahal içerisindeki ısıtma serpantinine gönderilir ve ortamın ısıtılması sağlanır. Kış aylarında ısı pompasının kaynağını oluşturan soğuk su tankı içerisinde ki akışkanın sıcaklığını arttırmak ve aynı zamanda sistemin ihtiyacı olan elektriğinin bir kısmını üretmek için güneş enerjisinden yararlanılmaktadır. Bu işlem için PV/T kolektör kullanılmaktadır. Kolektör pompası (P Kolektör) aracılığıyla akışkan soğuk su tankı ile PV/T kolektör arasında dolaştırılmaktadır. Yaz aylarında PV/T kolektör çevrimden çıkar, soğutma pompası devreye girer ve soğuk su tankı içerisindeki soğutulan akışkan mahal soğutma serpantinine gönderilerek ortamın soğutulması sağlanır.



Şekil 3.11. Çift tanklı güneş enerjisi destekli ısı pompası (ÇTGDIP) sistemi

Modellenen sistem içerisine iki ayrı sıvı çevrimi bulunmaktadır. Bunlarda biri soğuk su diğeri ise sıcak su çevrimi olarak adlandırılmaktadır. Soğuk su çevrimi ısı pompasının evaporatör kısmı ile çalışmakta, soğuk su tankı, PV/T kolektörü, soğutma serpantini, pompalar, fanlar ve kontrol elemanlarından oluşmaktadır. Bu çevrim kış döneminde PV/T kolektörden elde edilen sıcak su aracılığıyla ısı pompasının evaporatörünü çalıştırmakta, yaz döneminde kolektörü devre dışı bırakarak ısı pompasından çekilen ısı sayesinde soğuyan akışkanı soğutma serpantininden geçirerek mahalle soğuk hava sağlamaktadır.

Soğuk su çevriminde, suyun içerisine donmayı önlemek için %30'luk çözelti elde edilecek miktarda Etilen Glikol eklenmiştir. Böylece donma sıcaklığı $-13,7^{\circ}\text{C}$ 'ye

düşürülmüştür. Oluşturulan karışımın özellikleri Çizelge 3.5'te (<https://www.engineeringtoolbox.com>, 2019) verildiği gibidir.

Çizelge 3.5. Etilen glikol bazlı su çözeltisinin özellikleri

#	Açıklama	Değer	Birim
1	Karışım oranı	30	%
2	Donma noktası	-13,7	°C
3	Kaynama noktası	104,4	°C
4	Dinamik viskozite @4,4°C	3,5	centiPoise
5	Yoğunluk @0°C	1054	kg/m ³
6	Özısı @4,4°C	3,726	kJ/kg°C

Sıcak su çevrimi ısı pompasının kondenser kısmı ile çalışmaktadır. Bu çevrim sıcak su tankı, ısı değiştirici, ısıtma serpantini, sıcaklık ve su çekim fonksiyonu, sıcaklık valfi, harici ısıtıcı, pompalar, fanlar ve kontrol elemanlarından oluşmaktadır. Isı pompasının kondenserinden geçerek ısınan su kontrollü yönlendirme valfinden geçerek eğer sıcak su tankının sıcaklığı istenilen değerin üstünde ise ısı değiştiriciye gitmekte ve bu modül aracılığıyla fazla ısınıyı dışarıya atmaktadır. Eğer sıcak su tankının ihtiyacı varsa akışkan kontrollü yönlendirme valfinden tanka gider ve tankın istenilen sıcaklık değerlerini korumasını sağlar. Sıcak su tankından kış sezonunda mahal ısıtması ve kullanım suyu için faydalanılmakta, yaz sezonunda ise sadece kullanım suyu için faydalanılmaktadır. Kullanım suyu için tüketilen suyun takviyesi için şebekeden çekilen su ısıtma serpantininden dönen akışkana bir kontrollü akış karıştırıcı aracılığıyla dahil edilerek sıcak su tankına gönderilir. Böylece tank içindeki akışkan hacmi sabit tutulmuş olur.

3.2.5. Kontrol yöntemi

Isıtma uygulamasında oda sıcaklığı ısıtma termostatı (Modül 1502) aracılığı ile, soğutma uygulamasında ise soğutma termostatı (Modül 1503) aracılığı ile kontrol edilmektedir. Sıcaklık ölçümleri restoran içerisinden alınmaktadır.

Oda sıcaklığı kış sezonunda 22°C, yaz sezonunda 24°C, ölü bant aralığı 2°C olarak ayarlanmıştır. Bu değerler restoran türü mahaller için olması gereken ideal sıcaklıklar göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Isı pompası, sıcak su tankı pompası, soğuk su tankı pompası ısıtma ve soğutma sinyallerinden herhangi birinin 0'dan büyük olması durumunda devreye girmektedir. Isıtma sinyali açıksa ısıtma fanı ve ısıtma pompası

devreye girerken, soğutma sinyali açıksa soğutma pompası ve soğutma fanı devreye girmektedir.

Soğuk su tankının 2. ve 8. katmanında akışkan sıcaklığının ısı pompasının çalışmasına engel olacak kadar düşmesini engellemek için yerleştirilen 2 adet ısıtıcı bulunmaktadır. Bu ısıtıcılar eğer 2. katmandaki akışkan sıcaklığı 15°C'nin veya 8. katmandaki akışkan sıcaklığı 5°C'nin altına düşer ise, devreye girerek sıcaklığı istenilen seviyeye yükseltmektedir. Tank içerisinde ki sıcaklıklar her katmanda bulunan termostatlar aracılığıyla takip edilmektedir.

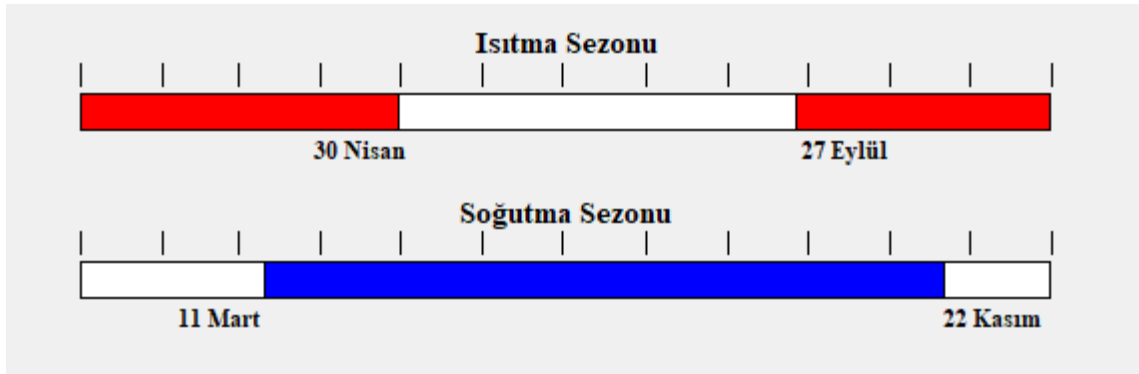
Sıcak su tankında da ısıtıcı sistemi bulunmaktadır. Eğer 2. katmandaki akışkan sıcaklığı 50°C'nin veya 8. katmandaki akışkan sıcaklığı 25°C'nin altına düşer ise elektrikli ısıtıcılar devreye girmektedir.

Kış aylarında ısı pompası soğuk su tankında bulunan sudan ısı çekmektedir ve bu durum ısı pompası kaynak sıcaklığının düşmesine neden olmaktadır. Bunu önlemek amacıyla sisteme bağlanan, PV/T kolektörü devreye girmektedir. PV/T kolektörü kullanılarak güneş enerjisinden elektrik enerjisi üretimi sağlanmış, aynı zamanda kış sezonunda güneş enerjisinden yararlanmak suretiyle soğuk su tankındaki akışkan sıcaklığını yükseltmek amaçlanmıştır. Isıtma sinyali açıksa ve akışkanın PV/T kolektörden çıkış sıcaklığı kolektöre giriş sıcaklığından büyük ise kolektör pompası devreye girer, böylece kolektörden faydalı enerji kazanımı elde edilir.

PV/T kolektör pompası, bir diferansiyel kontrol elemanı yardımıyla devreye sokulmaktadır. Kolektörden soğuk su tankına ısı aktarımı sadece kış sezonunda, ısıtma ihtiyacı olan dönemlerde gerçekleşmektedir.

Yazın sıcak su tankından sadece kullanım sıcak suyu kullanıldığından dolayı, tank sıcaklığı ısı pompası için sınır değer olan 55°C'nin üzerine çıkmaktadır. Bu durum ısı pompası yük sıcaklık değerlerini etkilediğinden sistemin düzgün çalışmasını engellemektedir. Bunu önlemek amacıyla ısı pompası ile sıcak su tankı arasında Kontrollü Yönlendirme Valfi yerleştirilmiştir. Soğutma sinyali 0'dan büyük olduğunda Kontrollü Yönlendirme Valfi'ne de sinyal gönderilerek ısı pompasından gelen akışkanın bir kısmı ısı değiştiriciye gönderilmektedir. Buraya gönderilen sıcak su ısı değiştiricide çevreye ısı vererek soğumakta ve tanktan ayrılan sıcak suyla bir T Parçası yardımıyla karıştırılarak ısı pompasına tekrar geri gönderilmektedir.

Tasarlanan sistem yıl boyunca bir restorani iklimlendirmek ve sıcak su ihtiyacını karşılamak amacıyla kullanılmaktadır. Bu nedenle sistemde elektrik tüketen cihazlar sadece restoranın açık olduğu 08:00 ile 22:00 saatleri arasında çalışacak şekilde ayarlanmıştır. Bu programlamayı Modül 514 (günlük iklimlendirme programı) kontrol etmektedir. Isıtma ve soğutma işlemlerinin düzgün bir şekilde yapılabilmesi için, Modül 515'in (sezonluk iklimlendirme programı) kontrolünde, 30 Nisan-27 Eylül tarihleri arası ısıtma, 11 Mart-22 Kasım tarihleri arası ise soğutma sezonu olarak belirlenmiştir. Isıtma ve soğutma sezonlarının yılın 11 Mart ile 30 Nisan tarihleri arasında ve 27 Eylül ile 22 Kasım tarihleri arasında kesiştiği görülmektedir. Bu durumun sebebi, kesişen bu dönemlerde mahallin hem ısıtma hem de soğutmaya ihtiyacının olmasından dolayıdır. Sistem belirlenen saatler arasında oda sıcaklığını ölçen bir termostat yardımıyla çalışma modunu ayarlamaktadır. Kış aylarında oda sıcaklığı 21°C'de, yaz aylarında ise 24°C'de muhafaza edilmektedir. Başka bir deyişle mahal sıcaklığı minimum 21°C maksimum 24°C ile sınırlandırılmıştır.



Şekil 3.12. Modül 515'in ısıtma ve soğutma sezonu kontrol takvimi

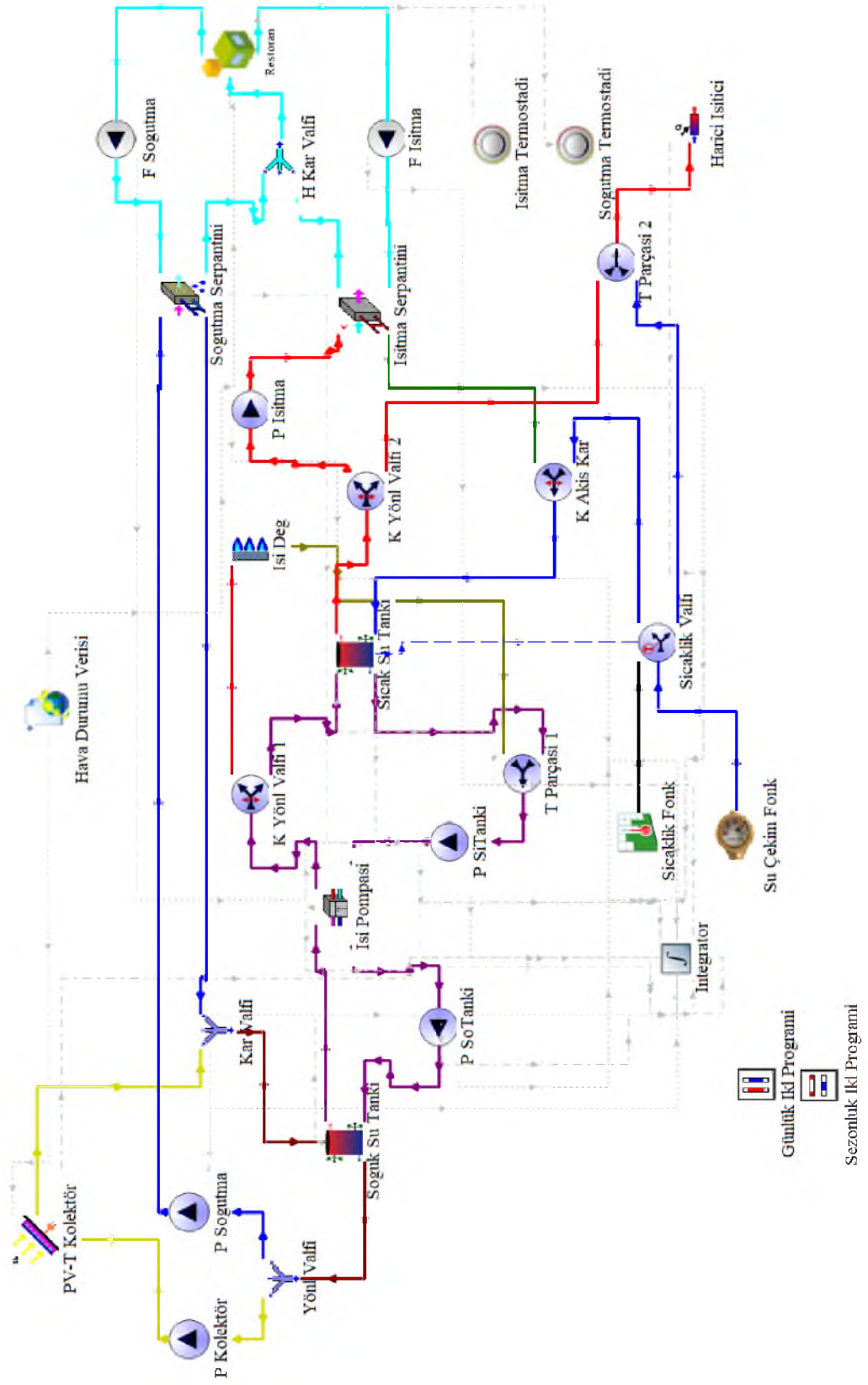
3.2.6. TRNSYS modeli ve simülasyonu

Çift tanklı güneş enerjisi destekli ısı pompası (ÇTGDIP) sistemini oluşturan temel bileşenler ve kontrol elemanları önceki bölümlerde verilmiştir. Tüm bu bileşen ve kontrol elemanları ÇTGDIP sisteminin TRNSYS modelinin ve simülasyonunun oluşturulması için kullanılmıştır. Oluşturulan model Şekil 3.13'te görüldüğü gibidir. Daha önce açıklanan modüllerin yanı sıra sistemde birçok eşitlik ve sonuçların görüntülenmesine yarayan yazıcı modül bulunmaktadır. Sistemi oluşturan ana bileşenler arasındaki bağlantılar koyu ve renkli çizgiler ile gösterilmiştir. Sistemde ki farklı çevrimlerin renkli çizgilerle birbirinden ayrılması sağlanmıştır. Çizgiler üzerindeki oklar işlem yönünü ifade

etmektedir. Sistemi oluşturan tüm modüller numaraları, orijinal ve Türkçe adlarıyla Çizelge 3.7’de listelenmiştir. TRNSYS modelinde yer alan ana modüllerin parametre değerleri de Çizelge 3.6’da verilmiştir. Simülasyon sonuçları bir sonraki bölümde anlatılacaktır.

Çizelge 3.6. TRNSYS modelinde yer alan ana modüllerin parametre değerleri

Yapının Direnç (U) Değerleri (Modül 56)					
Çatı, duvar (dış ortam), duvar (iç ortam), zemin			0,453; 0,50; 1,387; 0,497		W/m ² K
Isı Pompası (Modül 927)			PV/T Kolektör (Modül 563)		
Isıtma kapasitesi	21,73	kW	Kolektör alanı	13,26	m ²
Isıtma çekilen güç	5,05	kW	Kolektör açısı	45,00	°
Soğutma kapasitesi	15,28	kW	Akışkanın öz ısı	3,73	kJ/kg.K
Soğutma çekilen güç	3,89	kW	Yansımaya	0,15	-
			Yayılmaya	0,90	-
Soğuk Su Tankı (Modül 4c)			Sıcak Su Tankı (Modül 4c)		
Tank hacmi	0,35	m ³	Tank hacmi	0,50	m ³
Tabaka sayısı	10	Adet	Tabaka sayısı	10	Adet
Yardımcı ısıtıcı miktarı	2	Adet	Yardımcı ısıtıcı miktarı	2	Adet
Yardımcı ısıtıcı kapasitesi	5	kW	Yardımcı ısıtıcı kapasitesi	2	kW
Kolektör Pompası (Modül 3)			Isıtma ve Soğutma Fanları (Modül 112b)		
Mak. akış debisi	500	kg/h	Mak. akış debisi	6000	kg/h
Güç tüketimi	40	W	Güç tüketimi	0,9	kW
Diğer Pompalar (Modül 3)					
Mak. akış debisi	1440	kg/h			
Güç tüketimi	60	W			
Soğutma Serpantini (Modül 508c)			Isıtma Serpantini (Modül 670)		
Dış ortam sıcaklığı	10	°C	Öz ısı	4,190	kJ/kg.K
Serpantin bypass oranı	0,15	-	Ayar noktası sıcaklığı	35	°C
			Etki	0,5	-
Harici Isıtıcı (Modül 6)			Isı Değiştiricisi (Modül 1246)		
Mak. ısıtma kapasitesi	5	kW	Mak. ısıtma kapasitesi	40	kW
Ayar noktası sıcaklığı	45	°C	Ayar noktası sıcaklığı	30	°C



Şekil 3.13. Ana modülleriyle TRNSYS modeli

Çizelge 3.7. TRNSYS programında kullanılan modüllerin listesi

#	Birim	Modül Kodu	Orijinal Modül İsimleri	Modül İsimlendirmeleri
1	49	3b	Pump	P. Soğutma
2	42	3b	Pump	P. Kolektör
3	41	3d	Pump	P. SoTankı
4	43	3d	Pump	P. SıTankı
5	26	3d	Pump	P. Isıtma
6	39	112b	Single Speed Fan/Blower	F. Soğutma
7	30	112b	Single Speed Fan/Blower	F. Isıtma
8	6	6	Auxiliary Heater	Harici Isıtıcı
9	50	563	PV/T Collector; Interacting with Detailed Zone Models	PV-T Kolektör
10	18	4c	Storage Tank; Variable Inlets, Uniform Losses	Soğuk Su Tankı
11	2	4c	Storage Tank; Variable Inlets, Uniform Losses	Sıcak Su Tankı
12	19	927	Water-to-Water Heat Pump - Normalized Data File Approach	Isı Pompası
13	54	65c	Online graphical plotter with output file	PV-T Grafiği
14	33	15-6	Weather Data Processor; Combines data reading, radiation processing and sky temperature calculations	Hava Durumu Verisi
15	53	647	Fluid Diverting Valve w/Up to 100 Outlets	Yönl. Valfi
16	21	65c	Online graphical plotter with output file	IP ve Tanklar
17	47	65c	Online graphical plotter with output file	Güç Tüketim Grafiği
18	51	649	Mixing Valve for Fluids w/Up to 100 Inlets	Kar. Valfi
19	64	11f	Controlled flow diverter	K. Yönl. Valfi 1
20	45	11h	Tee Piece	T Parçası 1
21	44	1246	Auxiliary Cooler w/Proportional Control	Isı Deg.
22	46	11d	Controlled Flow Mixer	K. Akış Kar.
23	3	11b	Tempering Valve	Sıcaklık Valfi
24	59	11f	Controlled flow diverter	K. Yönl. Valfi 2
25	36	14e	Time Dependent Forcing Function: Temperature	Sıcaklık Fonk.
26	37	14b	Time Dependent Forcing Function: Water Draw	Su Çekim Fonk.
27	4	11h	Tee Piece	T Parçası 2
28	48	65c	Online graphical plotter with output file	Isi Deg Grafiği
29	40	648	Air Mixing Valve w/Up to 100 Inlets	H. Kar. Valfi
30	27	670	Heating Coil with Hot-Side Bypass to Keep Air-Side Outlet Below its Setpoint	Isıtma Serpantini
31	38	508c	Cooling Coil Using Bypass Fraction Approach - Outlet Air Temperature Control	Soğutma Serpantini

Çizelge 3.7. TRNSYS programında kullanılan modüllerin listesi

32	24	56	Multi-Zone Building	Restoran
33	52	1502	N-Stage Aquastat	Isıtma Termostatı
34	55	1503	N-Stage Aquastat	Soğutma Termostatı
35	23	25c	Printer - No units printed to output file	Yazıcı
36	22	24	Quantity Integrator	Integrator
37	63	65c	Online graphical plotter with output file	Su Çekimi Grafiği
38	16	65c	Online graphical plotter with output file	Genel Grafik
39	56	65c	Online graphical plotter with output file	Sıcaklık Grafiği
40	61	65d	Online graphical plotter	Program Grafiği
41	66	514	Daily Heating and Cooling Setpoints	Günlük İkl. Programı
42	67	515	Heating and Cooling Season Scheduler	Sezonluk İkl. Programı

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

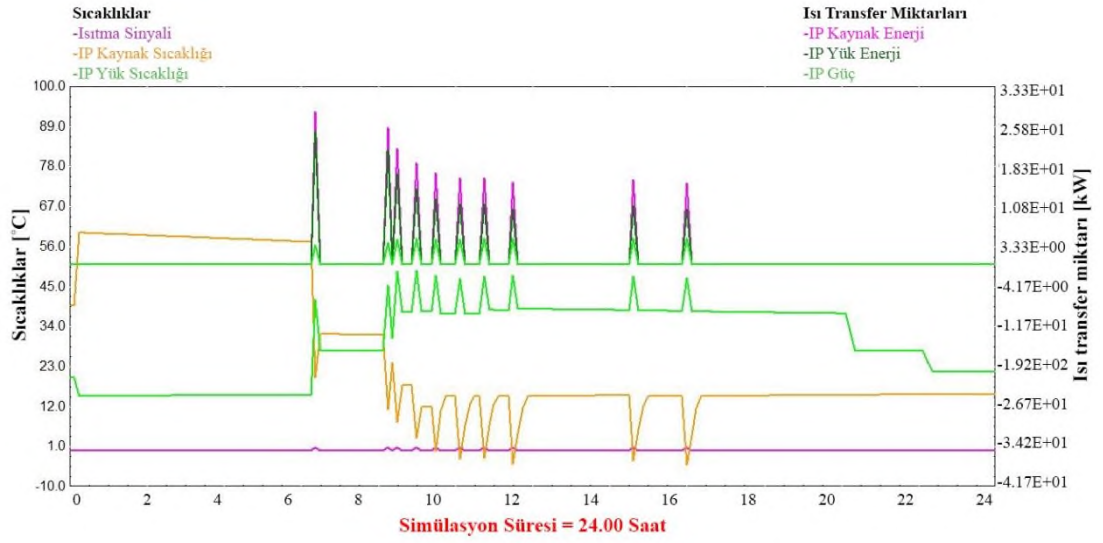
Bu bölümde ÇTGDIP sisteminin TRNSYS’de yapılan simülasyon sonuçları şekiller ve çizelgeler ile açıklanmıştır. Sistemin farklı illerdeki performans analizleri değerlendirilmiştir. Ayrıca soğuk/sıcak su tank hacimlerinin ve PV/T kolektör yüzey alanının sistem performansına etkileri incelenmiştir.

4.1. Performans Analizi

Tasarlanan sistem TRNSYS programı yardımıyla modellenmiş ve simüle edilmiştir. Simülasyon sonucu elde edilen veriler grafikler şeklinde aşağıda sunulmuştur. Simülasyon adım aralığı 0,125 saat olarak ayarlanmıştır. Sistemin performansını farklı ortam koşullarında incelemek amacıyla simülasyon Türkiye’nin, farklı bölgelerinde yer alan ve farklı iklim şartlarına sahip, 5 ilinde (İstanbul, Ankara, İzmir, Trabzon, Hakkâri) çalıştırılmış ve raporlanmıştır. Simülasyon verileri sadece İstanbul ili iklim şartlarında elde edilen grafikler üzerinden izah edilmiştir. Simülasyon sonuçları, günlük hareketlerin daha rahat gözlenebilmesi ve daha anlaşılabilir olması amacıyla, şubat (744-768 saatleri arası) ve temmuz aylarının (4 344-4 368 saatleri arası) ilk günleri için elde edilen grafikler üzerinden açıklanmıştır. Ayrıca yıl boyunca sistem parametrelerinin değişimini göstermek amacıyla yıllık simülasyon sonuçlarını veren grafiklerden de yararlanılmıştır. Bölüm sonunda tüm iller için elde edilen yıllık simülasyon sonuçları Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2’de verilmiştir.

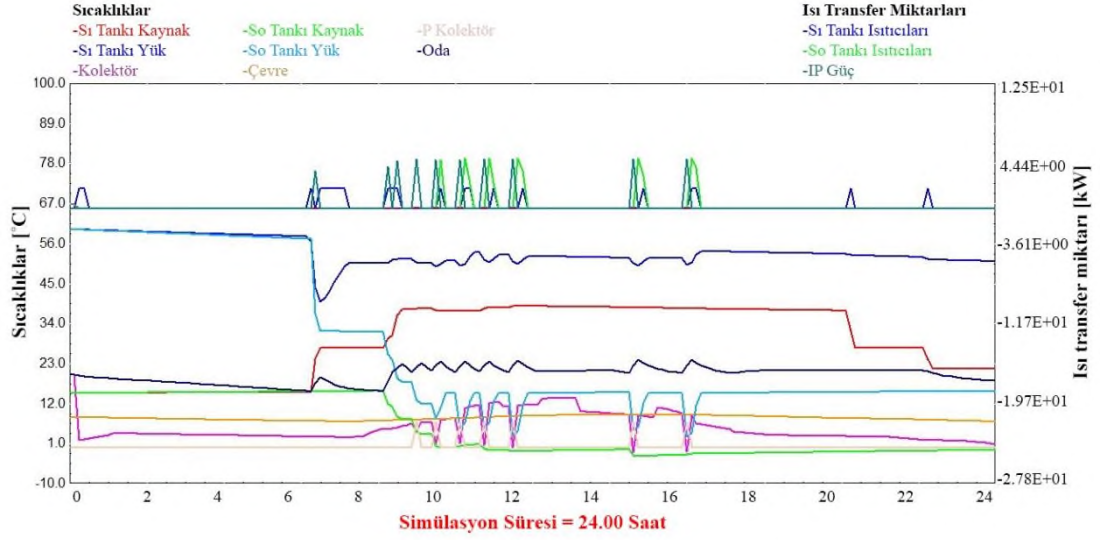
4.1.1. Kış şartlarında çalışma

Şubat ayının ilk günü için elde edilen simülasyon sonuçlarına göre (Şekil 4.1), ısı pompasının sabah 08:00 ile öğleden sonra 16:00 saatleri arasında 10 kez devreye girerek yoğun bir çalışma sergilediği görülmektedir. Isı pompası her devreye girişinde yaklaşık 3,7-5 kW güç tüketmekte, soğuk su tankından 10,5 ile 21,5 kW arasında ısı çekmekte ve sıcak su tankına 15,5 ile 26 kW arasında ısı aktarmaktadır. Gün içerisinde ısı pompası kaynak çıkış sıcaklığı -4°C ile 12°C aralığında, yük çıkış sıcaklığı ise 45°C ile 50°C aralığında değişmektedir. Şubatın ilk gününde ısı pompasının ortalama ITK değeri 3,87 olarak hesaplanmıştır.



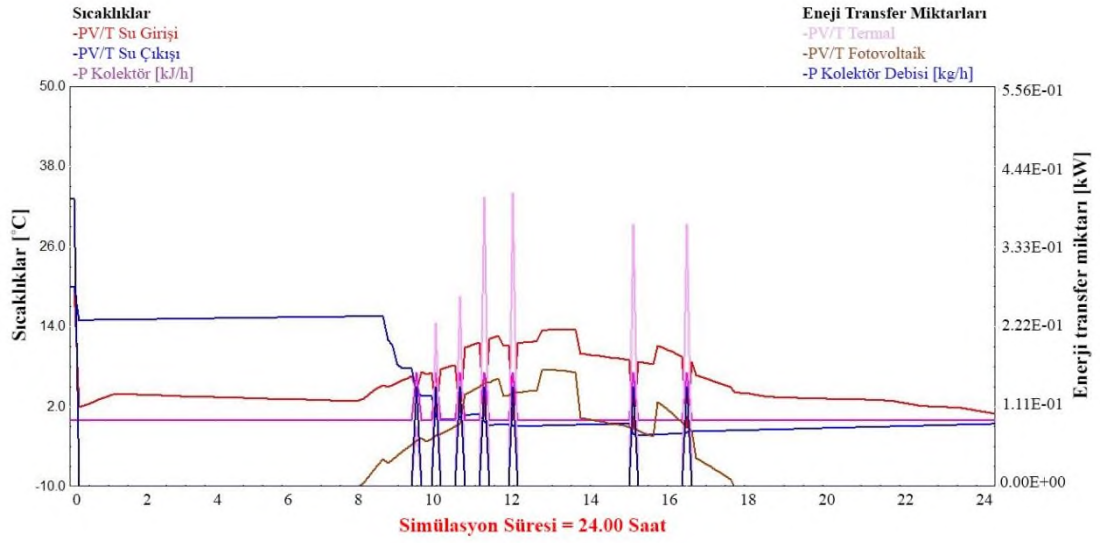
Şekil 4.1. Isı pompasının bir gün içerisindeki sıcaklık ve ısı transferi değişimleri (Şubat)

Şubat ayının ilk gününde çevre sıcaklığı ortalama 8°C 'dir. Düşük çevre sıcaklığı mahal sıcaklığının da sürekli düşmesine yol açmaktadır. Dolayısıyla günün ilk saatlerinde, özellikle saat 08:00 ile 10:00 arasında, ısı pompasının sıklıkla devreye girdiği, 16:00'dan sonra ise mahal ısısının artmasıyla birlikte devreden çıktığı Şekil 4.2'te detaylı olarak görülmektedir. Grafikten görüldüğü gibi ısı pompası, mahal sıcaklığı 21°C 'ye düştüğünde devreye girmiş ve 24°C 'ye ulaştığında devreden çıkmıştır. Isı pompası her devreye girişinde soğuk su tankından ısı çekildiği için tankın üst katmanındaki su sıcaklık değeri düşmektedir. Tank üst katmanındaki su sıcaklığı 15°C 'nin altına düştüğünde tank içerisindeki ısıtıcılar devreye girerek sıcaklığı tekrar 15°C 'e çıkartmaktadır. Sıcak su tankı tarafında ise ısı pompasının devreye girmesiyle tankın alt ve üst katmanındaki sıcaklığın arttığı görülmektedir. Isı pompasının çalışmasına rağmen, tank tavan sıcaklığı 55°C 'ye çıkamıyorsa, istenilen sıcaklığın elde edilebilmesi için tank içerisinde yer alan elektrikli ısıtıcılar devreye girmekte ve su sıcaklığını 55°C 'e çıkarmaktadır. Su sıcaklığı gün boyunca talep edilen kullanım suyu sıcaklığının altına düşmediği için harici ısıtıcının devreye girmediği görülmektedir.



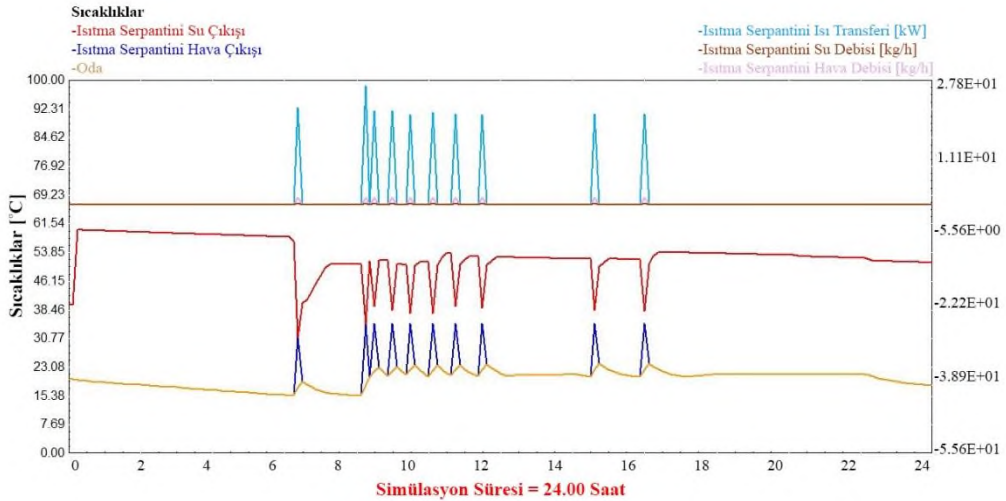
Şekil 4.2. Sıcak ve soğuk su tanklarındaki su sıcaklık değişimleri (Şubat)

Şekil 4.3'te PV/T kolektörde meydana gelen değişimler yer almaktadır. Güneşin etkin olduğu 09:00 ile 16:00 saatleri arasında, güneş enerjisinden yararlanmak amacıyla kolektör pompası 7 kere devreye girmiştir. Bu süreçte kolektörden elde edilen faydalı güç yaklaşık 265 W olurken, saat 13:00 civarı PV/T panelden elde edilen elektrik enerjisi 584 W'a kadar ulaşmıştır. Bu esnada soğuk su tankından gelerek kolektöre giren akışkan sıcaklığı $-0,76^{\circ}\text{C}$ olup kolektörde ısıtarak tanka dönen akışkanın sıcaklığı ise $13,6^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar ulaşmaktadır. Bu grafik PV/T kolektör aracılığıyla güneş enerjisinden enerji tüketim maliyetlerini azaltmak amacıyla hem elektrik üretiminde hem de akışkanın ısıtılmasında faydalandığını göstermektedir.



Şekil 4.3. Kolektörde sıcaklık, ısı transfer ve güç değişimleri (Şubat)

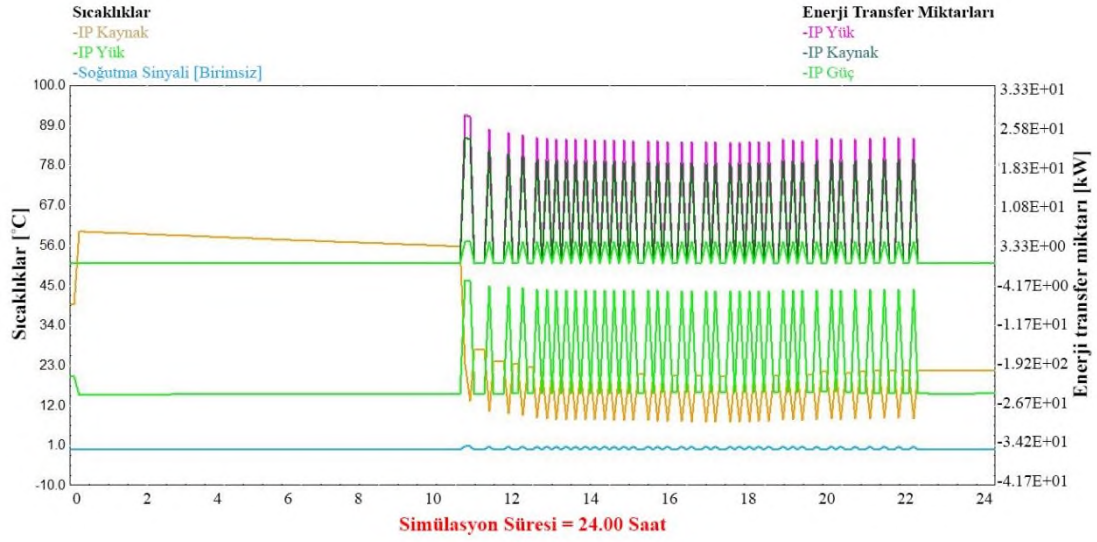
Şekil 4.4'de ısıtma serpantininde meydana gelen ısı ve sıcaklık değişimleri görülmektedir. Kış aylarında ısıtma sinyaliyle birlikte, sıcak su tankında yaklaşık 50°C sıcaklıkta bulunan su, 1 440 litre/h debi sağlayan ısıtma pompası yardımıyla mahal içindeki ısıtma eşanjörüne ulaşmakta ve mahallin ısıtılmasını sağlamaktadır. Sonra ısıtma fanı yardımıyla eşanjörden geçen 6 000 kg/h debide ki oda havasına ısısını vererek soğuyan su, yaklaşık 38°C'de eşanjörden ayrılarak sıcak su tankına geri dönmektedir. Bu esnada oda havasına 19-25 kW kadar ısı aktarılırken, eşanjörden ayrılan su sıcaklığının yaklaşık 35°C, eşanjöre dönen hava sıcaklığının ise yaklaşık 23°C olduğu gözlenmiştir.



Şekil 4.4. Isıtma serpantini sıcaklık/enerji değişimleri (Şubat)

4.1.2. Yaz şartlarında çalışma

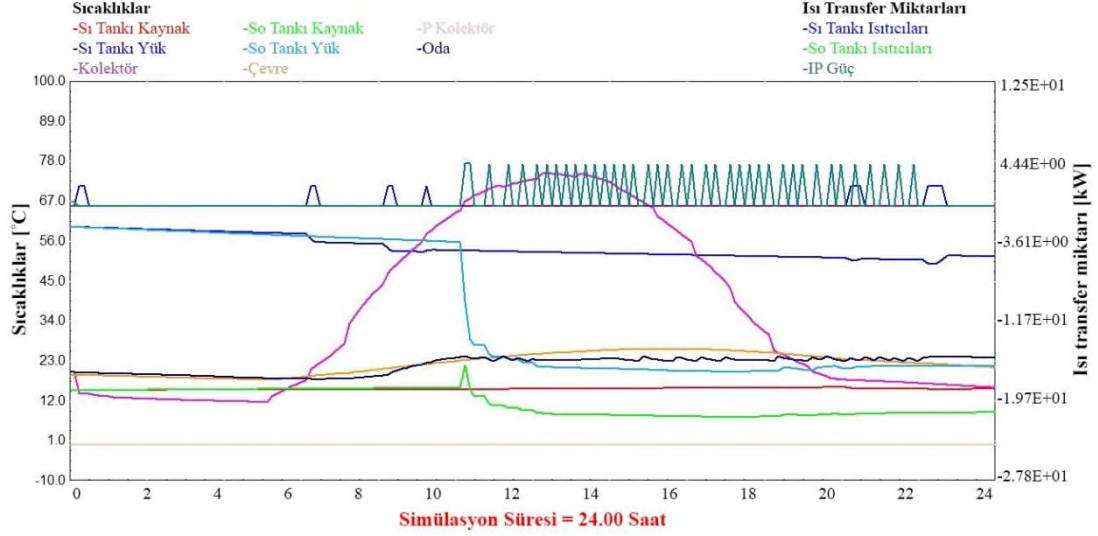
Temmuz ayının ilk günü için alınan grafiklerde de ısı pompasının öğleden önce 10:00 ile akşam 22:00 saatleri arasında sık sık devreye girdiği Şekil 4.5’de görülmektedir. Gün içerisinde ısı pompası 38 kez devreye girmiş ve her devreye girdiğinde ortalama 4,2 kW güç tüketmiştir. Bu süreçte soğuk su tankından 18,3 ile 20,3 kW arası ısı çekmekte ve sıcak su tankına da 22-25 kW ısı aktarmaktadır. Bu arada gün içerisinde kaynak sıcaklığı 8°C ile 14°C arasında, yük sıcaklığı ise 42°C ile 45°C arasında değişmektedir. Temmuzun ilk gününde ısı pompasının ITK değeri 5,91 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.5. IP'nin bir gün içerisindeki sıcaklık ve ısı transfer değişimleri (Temmuz)

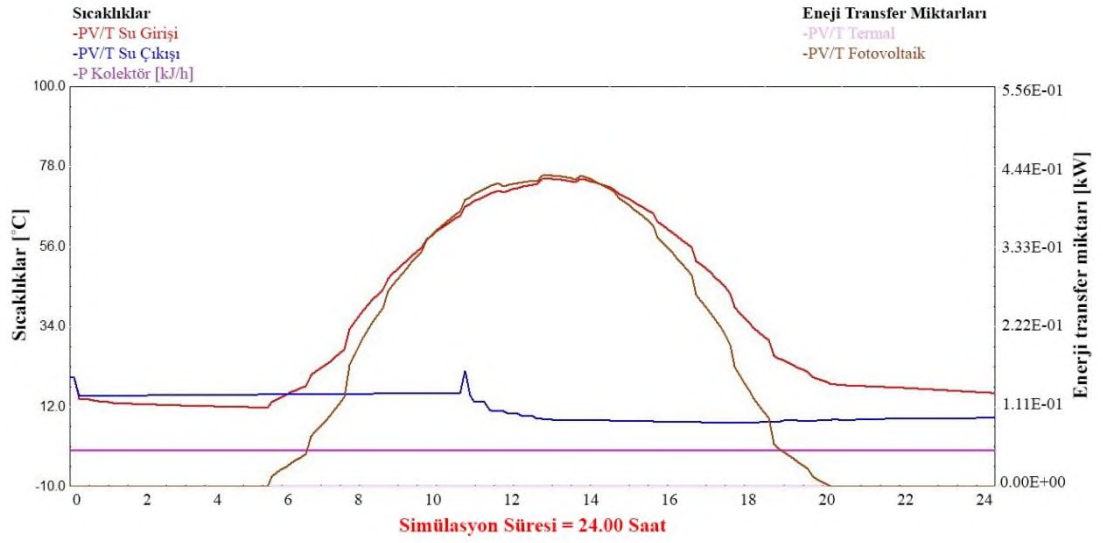
Sıcak ve soğuk su tanklarındaki su sıcaklık değişimlerinin detaylı olarak verildiği Şekil 4.6'da da görüldüğü gibi temmuz ayının ilk gününde en düşük çevre sıcaklığı 18°C, en yüksek çevre sıcaklığı ise 27°C'dir. Çevre sıcaklığının ve iç ısı yüklerinin etkisiyle mahal sıcaklığı 23°C'nin üzerine çıkmaya başlamış ve bunun sonucunda 10:00 ile 22:00 saatleri arası mahal içerisinde istenilen sıcaklığın korunabilmesi için ısı pompası 38 kez devreye girmiştir. Isı pompasının devreye girmesiyle birlikte soğuk su tank alt katmanındaki akışkan sıcaklığı 8°C'ye kadar düşürülürken, soğutma eşanjöründen, soğuk su tankına dönen akışkan sıcaklığı yaklaşık 21°C'dir. Sıcak su tankında ise tank üst katman akışkan sıcaklığının 55°C'nin altına düştüğü anlarda tank içerisindeki ısıtıcılar devreye girmektedir. Sıcak su tank ısıtıcıları, su çekiminin gerçekleştiği sabah saatlerinde (06:00 ve 08:00) istenilen su sıcaklığını elde etmek için devreye girerken, ısı pompasının devreye

girdiği akşam saatlerinde ise (20:00 ve 22:00) ısı pompasına yardımcı olmak amacıyla devreye girmektedirler. Su sıcaklığı, gün boyunca talep edilen kullanım suyu sıcaklığının altına düşmediği için harici ısıtıcı devreye girmemiştir.



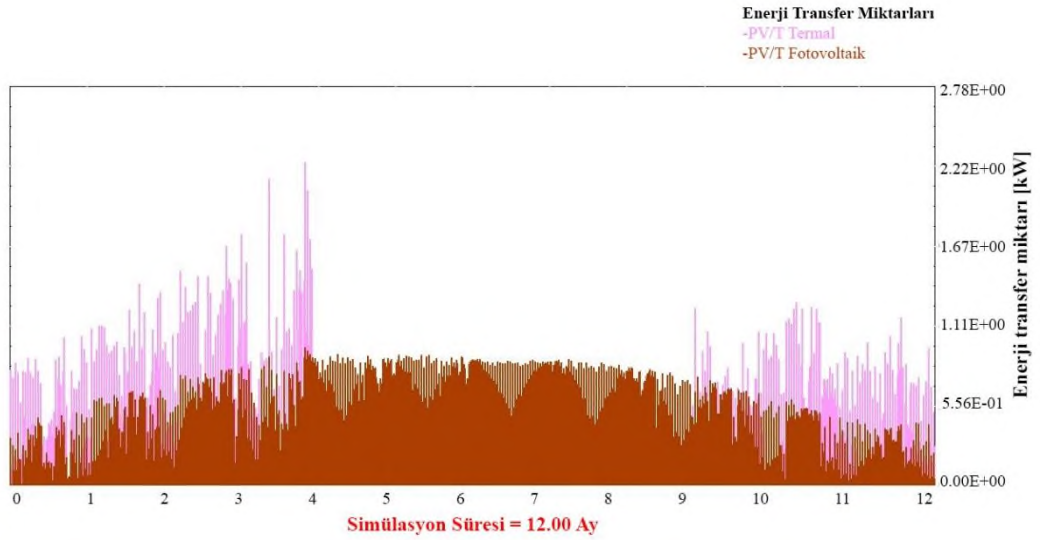
Şekil 4.6. Sıcak ve soğuk su tanklarındaki su sıcaklık değişimleri (Temmuz)

PV/T kolektör ile sağlanan faydalı enerji kazanımı ve elektrik enerjisi üretimi, kolektörde meydana gelen sıcaklık değişimleriyle beraber temmuz ayının ilk günü için Şekil 4.7’de verilmiştir. Yaz sezonunda PV/T kolektör çıkış sıcaklığının 75°C’ye kadar yükselmesine rağmen kolektör pompası devreye girmemektedir. Çünkü temmuz ayında PV/T kolektörden sadece elektrik üretimi amacıyla yararlanılmaktadır. Uzun yaz günü ve yüksek ışınım sayesinde kolektörden saat 05:00 ile 20:00 arasında 7,61 kW’a kadar elektrik üretilmiştir.



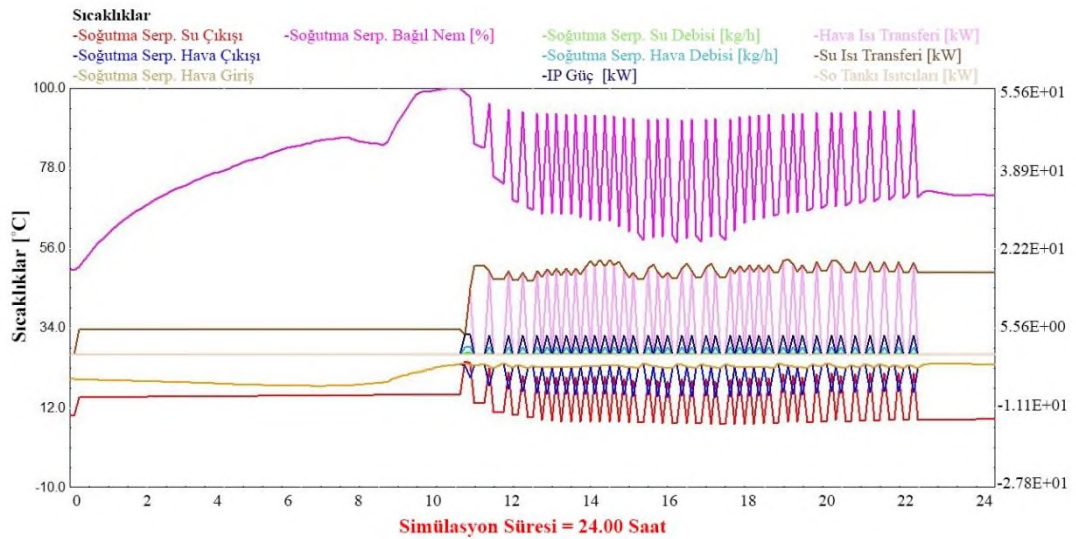
Şekil 4.7. PV/T kolektör sıcaklık ve enerji değişimleri (Temmuz)

PV/T kolektörden elden edilen faydalı enerji kazanımı ve elektrik üretiminin yıllık değişimleri Şekil 4.8’de verilmiştir. Elektrik üretiminin güneşli günlerin uzamasıyla orantılı olarak arttığı grafikten de anlaşılmaktadır. Kış ve bahar dönemlerinde zaman zaman çok az elektrik üretildiği görülmektedir. Bu durumun sebebi havanın kapalı olması, güneş ışınlarının yer küreye az miktarda ulaşabilmesidir. Kolektör sıcaklığının soğuk su tankı taban sıcaklığından yüksek olduğu günlerde pompanın devreye girmesiyle kolektör içerisinden akışkan geçmektedir. Böylece bu günlerde güneş enerjisinden akışkanın ısıtılması için de faydalanılmıştır.



Şekil 4.8. PV/T. kolektörden yıllık elde edilen faydalı enerji miktarı ve elektrik üretimi

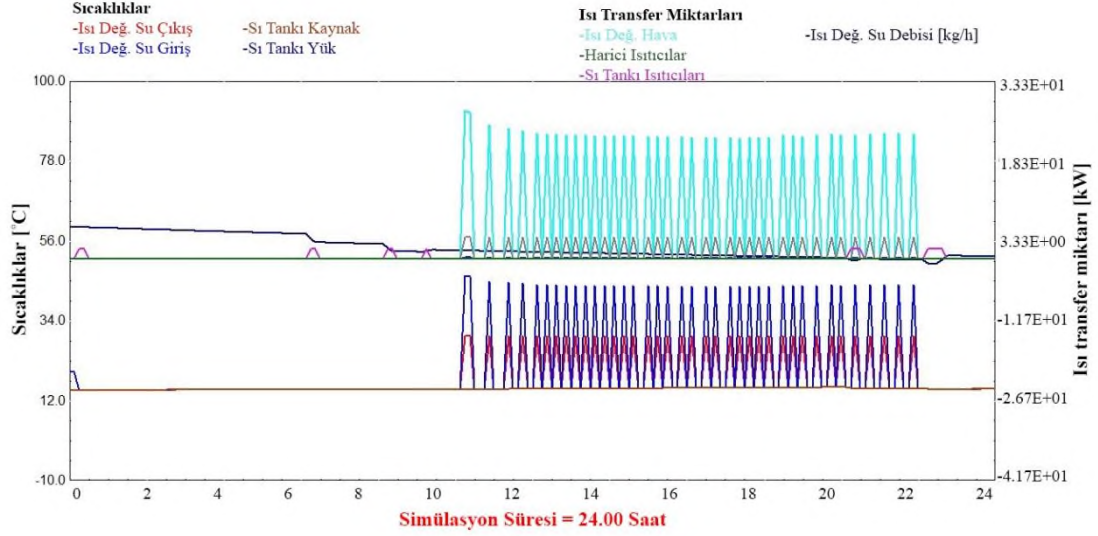
Şekil 4.9’da görüldüğü gibi mahal sıcaklığı 26°C’nin üstüne çıktığında soğutma sinyali ısı pompasını devreye sokarak, soğuk su tankından ısı çekilmesini sağlamaktadır. İçerisinde %30 oranında antifriz yer alan, yaklaşık 8°C sıcaklıktaki soğuk su ($C_p=3,73$ kJ/kgK), 1 440 kg/s debi ile soğutma pompası aracılığıyla mahal içerisindeki soğutma eşanjörüne ulaşmakta ve mahallin soğutulmasını sağlamaktadır. Eşanjörden yaklaşık 20°C’de ayrılan su tanka geri dönmektedir. Bu işlem esnasında mahalden 16-20 kW civarında ısı çekilmektedir. Eşanjörden geçerek soğuyan hava sıcaklığı yaklaşık 16°C olup, soğutulan mahallin sıcaklığı ise 24°C civarındadır. Kullanılan soğutma fanının debisi 6 000 kg/h’dır. Soğutma sinyali devreye girdiği anda kolektör pompası devre dışı kalmaktadır. Ayrıca kış aylarında çalışan soğuk su tankı ısıtıcıları da soğutma yapılan dönemlerde devre dışıdır. Soğutucu eşanjör çıkışında havadaki bağıl nemin oranı %58’e kadar düşmektedir.



Şekil 4.9. Soğutma serpantin sıcaklık ve ısı transfer miktarındaki değişimler (Temmuz)

Yaz aylarında sıcak su tankından sadece kullanım suyu çekildiğinden dolayı, ısı pompası kondenseri ısıyı atamamaktadır. Kondenser sıcaklığının sınır değerlerin üzerine çıkmasını önlemek amacıyla soğutma sinyaliyle birlikte ısı pompasından ayrılan su, sıcak su tankı yerine, ısı değiştiricisine gönderilmektedir. 1 440 kg/h debisinde yaklaşık 43°C’de ısı değiştiricisine giren su yaklaşık 30°C sıcaklığa kadar soğumakta, sıcak su tankının alt katmanından ayrılan su ile birleşerek tekrar ısı pompasına dönmektedir. Bu esnada ısı değiştiricisi yardımıyla 22-25 kW aralığında ısı, çevre havasına atılmaktadır. Sıcak su tank ısıtıcılarının ısı pompasının devrede olmadığı su çekim anlarında (06:00-

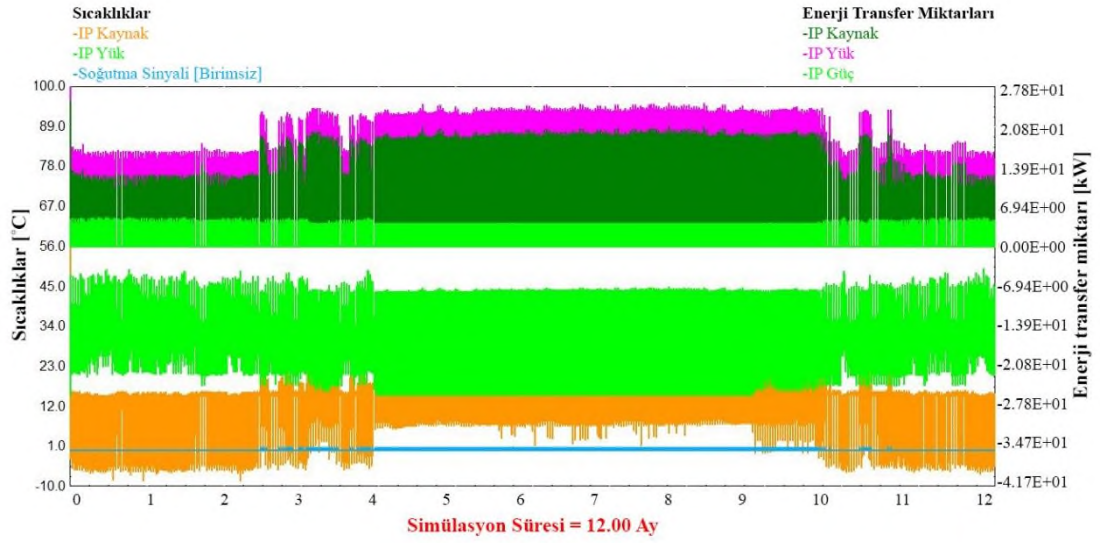
08:00) ve ısı pompasının devrede olduğu akşam saatlerinde (20:00-22:00) tank su sıcaklığını istenilen seviyede tutmak amacıyla devreye girdiği, harici ısıtıcıların ise hiç devreye girmediği Şekil 4.10'dan görülmektedir.



Şekil 4.10. Isı değiştiricisinin sıcaklık ve ısı transfer miktarındaki değişimler (Temmuz)

4.1.3. Yıl boyunca çalışma

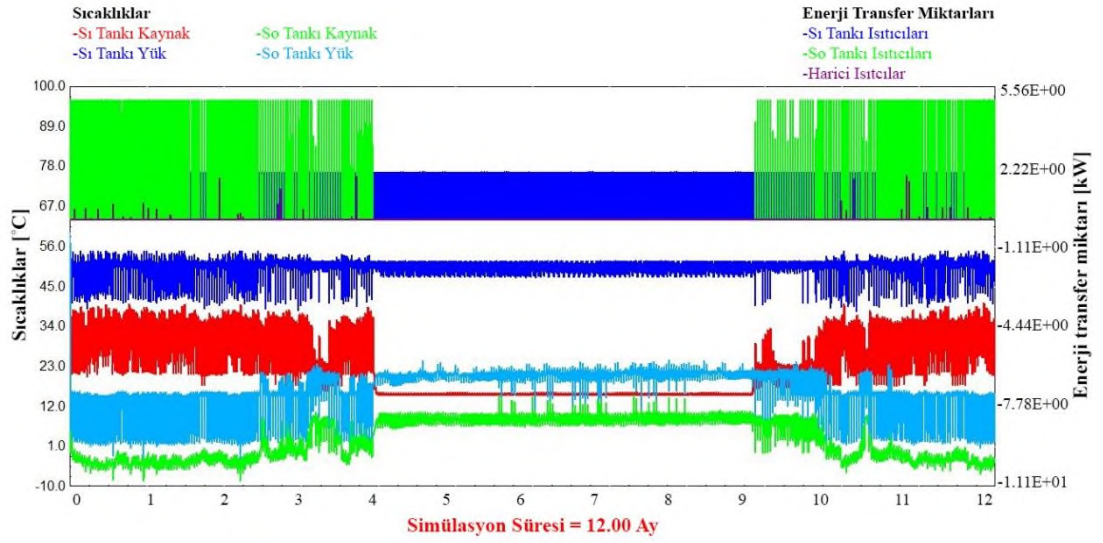
Isı pompasının bir yıl boyunca soğuk su tankından çekerek, sıcak su tankına aktardığı ısı miktarları ile kaynak ve yük sıcaklık değişimleri Şekil 4.11'de gösterilmiştir. Kışın kaynak ve yük arasında ki sıcaklık farkının, yaz ayına göre oldukça fazla olduğu, kışın atılan ve çekilen ısı miktarlarının yaz ayına göre daha az olduğu grafikte verilmiştir. Kompresör tarafından tüketilen elektrik enerjisinin ısı pompasından çıkan akışkanın ısı enerjisi ile ısı pompasına giren akışkanın ısı enerjisi arasındaki farka eşit olduğu grafikten de görülmektedir.



Şekil 4.11. Isı pompasının yıllık ısı ve sıcaklık değişimleri

Şekil 4.12’de, sıcak su tankındaki ısıtıcıların kışın ısı pompasının yeterli olmadığı zamanlarda, yazın ise istenilen sıcaklıkta ki kullanım suyunun temin edilebilmesi için devreye girdiği görülmektedir. Soğuk su tankındaki ısıtıcılar sadece kış aylarında devreye girmektedir. Harici ısıtıcılar da kış aylarında sayılı günlerde devreye girmektedir. Yıl boyunca sıcak su tankı üst katman sıcaklığı 55°C’de sabit tutulurken, alt katman sıcaklığı kış aylarında 20°C’ye yaz aylarında ise 15°C’e kadar düşmektedir. Bunun sebebi yaz aylarında ısı pompasının sıcak su tankını beslememesi ve tanka 15°C’de şebeke suyu girmesidir.

Soğuk su tankı içinde ki mevcut ısıtıcılar yardımıyla tank üst katman sıcaklığı 15°C’de, alt katman sıcaklığı –5°C’de tutulmaktadır. Bu sebeple kışın tank üst katman sıcaklığı 10°C’nin altına ve alt katman sıcaklığı –10°C’nin altına düştüğünde 2. ve 8. katmanda yer alan ısıtıcılar devreye girmektedir. Yazın ise mahallin soğutulması için tanktan soğutucu eşanjöre gönderilen akışkan sıcaklığı 8°C iken soğuk tankına dönen akışkan sıcaklığı 20°C civarındadır.



Şekil 4.12. Yıl boyunca sıcak ve soğuk sıcaklık değişimleri

4.2. Şehirlere Göre Sistemin Performansı

TRNSYS’de modellenen sistemin farklı iklim şartlarında nasıl etkilendiğini görmek ve sistem için ideal şartları belirleyebilmek amacıyla İstanbul için yapılan çalışma Türkiye’nin farklı bölgelerinde yer alan 4 farklı şehir, Ankara, İzmir, Trabzon ve Hakkâri ile de analiz edilmiştir. Analizler sonucunda elde edilen veriler Çizelge 4.1’de karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Çizelgede PV/T panel aracılığıyla üretilen elektrik enerjisinin toplam enerji tüketimine oranı, ısı pompası ve PV/T panelde ki ısı geçiş miktarları, sistemde ki modüllerin enerji tüketim/üretim miktarları bulunmaktadır. Doğu illerinden Batı illerine doğru gelindikçe iklimin etkisiyle net elektrik tüketimlerinin düştüğü görülmektedir. Güneşten hem elektrik üretimi hem de termal enerji ile en fazla faydalanan ilin Hakkâri olmasına rağmen kış sezonunun çok soğuk geçmesinden dolayı en fazla enerji tüketen mi de burada gerçekleşmektedir. Sıcak su tankı ve soğuk su tankında ısıtma için harcanan enerji çok fazladır. Hakkâri ilinde tank içerisinde ki ısıtıcıların toplam enerji tüketimi tüm enerji tüketiminin %56,26’sını oluşturmaktadır (Çizelge 4.2). Bu oran incelenen 5 il arasında ki en yüksek miktardır. PV/T panelden yararlanma miktarının çok yüksek olmasına rağmen sert kış şartlarından dolayı sistemin verimliliği düşüktür. Trabzon ilinde ise PV/T panelden üretilen elektrik miktarı en düşük miktardadır. Bölgenin ikliminden dolayı çoğu gün bulutlu ve yağmurlu geçmektedir. Ancak ilin ılıman iklimi sayesinde yıllık enerji tüketimi de son derece düşüktür.

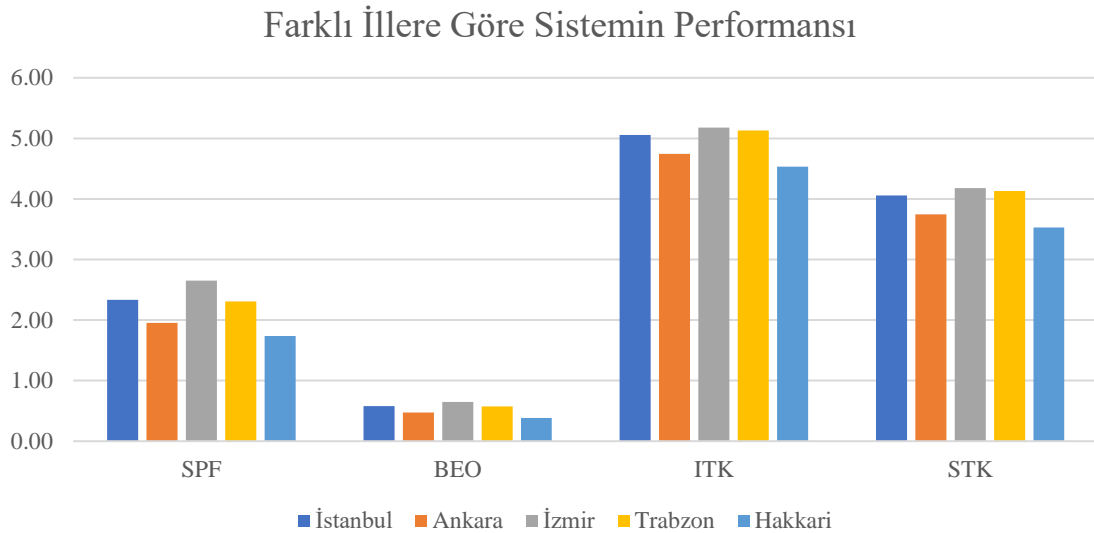
Çizelge 4.1. Farklı illere göre ısı transferi ve enerji üretim/tüketim miktarları

	İstanbul	Ankara	İzmir	Trabzon	Hakkâri
Üretim/Tüketim Oranı	16,7%	14,1%	17,7%	16,6%	12,1%
Isı Transferi Miktarları [kWh]					
Termal ısı geçişi	85,04	98,48	67,92	80,50	113,57
Isı Pompası Yük	19527,53	19632,37	21506,98	15949,99	20661,81
Isı Pompası Kaynak	15666,27	15494,29	17355,21	12840,17	16101,80
Enerji Tüketim Miktarları [kWh]					
Isı Pompası	3861,26	4138,07	4151,77	3109,82	4560,01
So. Tankı Isıtıcıları	2146,36	3417,59	1500,70	1627,20	4651,91
Sı. Tankı Isıtıcıları	2255,39	2878,02	1931,82	2043,83	3468,39
Isı Değiştirici	640,70	640,34	640,19	639,40	639,92
P. Kolektör	0,38	0,41	0,27	0,32	0,43
P. So. Tankı	55,00	58,38	59,71	44,38	63,72
P. Sı. Tankı	55,00	58,38	59,71	44,38	63,72
P. Soğutma	2,08	1,88	2,50	1,70	1,81
P. Isıtma	13,42	20,68	9,64	10,36	27,53
F. Soğutma	623,59	565,42	750,94	510,41	542,81
F. Isıtma	201,37	310,27	144,67	155,36	412,99
PV üretimi	-1644,37	-1707,10	-1635,81	-1356,07	-1744,93
Toplam Tüketim	9854,55	12089,46	9251,93	8187,18	14433,23
Net Tüketim	8210,18	10382,37	7616,12	6831,11	12688,31

Çizelge 4.2. Farklı illere göre modüllerin enerji tüketim oranları

	İstanbul	Ankara	İzmir	Trabzon	Hakkâri
So. Tankı Isıtıcıları	21,78%	28,27%	16,22%	19,88%	32,23%
Sı. Tankı Isıtıcıları	22,89%	23,81%	20,88%	24,96%	24,03%
P. Kolektör	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%	0,00%
Isı Pompası	39,18%	34,23%	44,87%	37,98%	31,59%
P. Isıtma	0,14%	0,17%	0,10%	0,13%	0,19%
P. So. Tankı	0,56%	0,48%	0,65%	0,54%	0,44%
P. Sı. Tankı	0,56%	0,48%	0,65%	0,54%	0,44%
Isı Değiştirici	6,50%	5,30%	6,92%	7,81%	4,43%
F. Isıtma	2,04%	2,57%	1,56%	1,90%	2,86%
F. Soğutma	6,33%	4,68%	8,12%	6,23%	3,76%
P. Soğutma	0,02%	0,02%	0,03%	0,02%	0,01%
Toplam Tüketim	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%	100,00%

Denklem 2.4 ve Denklem 2.5 ile hesaplanan sistem performans değerleri Şekil 4.13'te 5 farklı il için verilmiştir. Çizelgeden de anlaşılacağı gibi sistemin en verimli çalıştığı il İzmir'dir. Bunda en önemli etken İzmir'in iklim koşullardır. Akdeniz ikliminin etkisinde olan İzmir ilinde yaz sezonları sıcak ve kurak, kış sezonları ılık ve yağışlı geçmektedir. En sıcak dönemde ortalama sıcaklık 28-30°C; en soğuk dönemde en düşük sıcaklık ise ortalama 8-10°C'dir. Yıllık sıcaklık ortalaması 18°C civarındadır. Sıcaklık ortalamasının istenilen ortam sıcaklığına çok yakın olması sebebiyle sistemin enerji tüketimi düşüktür. Bunun yanı sıra güneşli gün sayısı çok olduğu için PV/T panelden de yüksek verimlilikte yararlanılmaktadır. Bu veriler Akdeniz İkliminin ÇTGDIP sistemi kullanımı için en ideal şartlara sahip olduğunu göstermektedir. Akdeniz İkliminin yanı sıra yıllık ortalama sıcaklığı 13-15°C olan Karadeniz İklimi de sistemin kullanılması için uygun şartlara sahiptir. Trabzon ilinin performans değerleri de bu savı desteklemektedir.

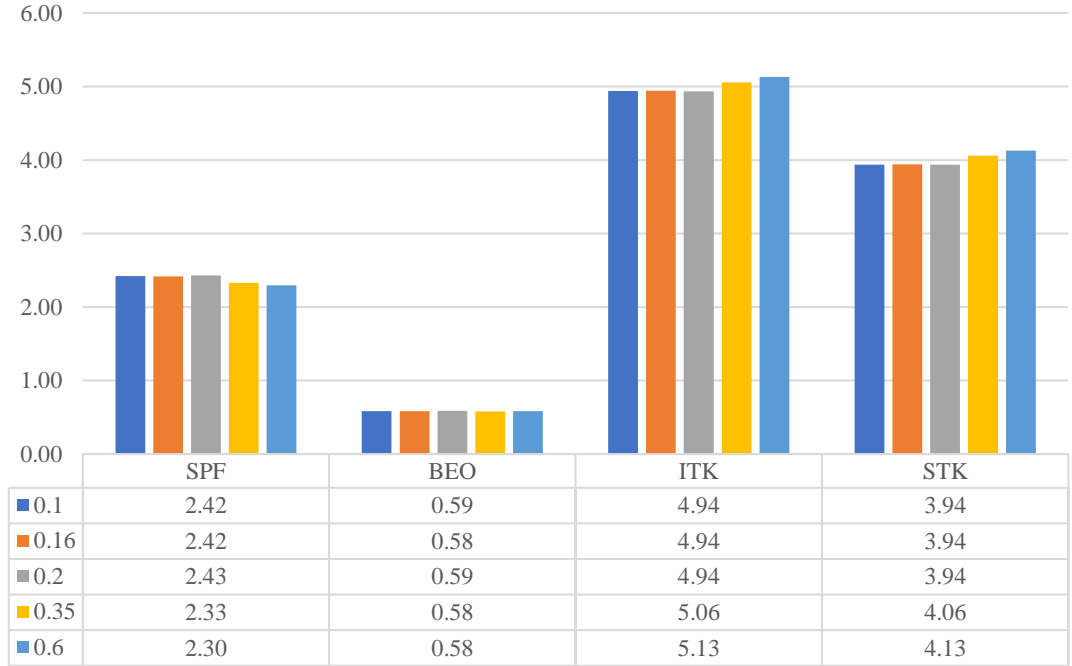


Şekil 4.13. Şehirlere göre sistemin performans değerleri

4.3. Tank Hacimlerinin Sistem Performansına Etkileri

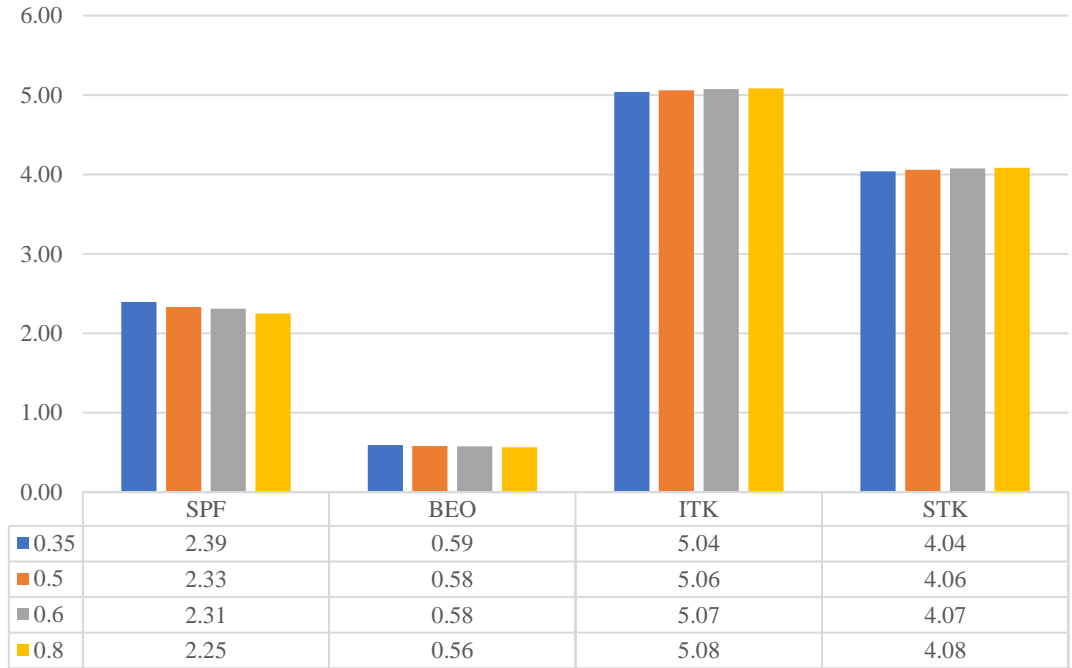
Soğuk ve sıcak su tanklarının hacim değişimlerinin sistemin performansına etkisini incelemek için Şekil 3.14'te verilen tank kapasiteleri ile yıllık analizler yapılmıştır. Yıl boyunca gerçekleştirilen simülasyon için diğer tüm değişkenler sabit tutularak önce soğuk su tankı kapasitesi, sonra da sıcak su tankı kapasiteleri sırasıyla değiştirilmiştir. Performans kıyaslaması yapılabilmesi için simülasyon sonuçları ile SPF, BEO, ısı pompasının ITK ve STK değerleri hesaplanmış ve Şekil 4.14 ve Şekil 4.15'te verilmiştir.

Soğuk Su Tankı Hacim Değişiminin Performans Ölçülerine Etkisi



Şekil 4.14. Soğuk su tankı hacim değişiminin performans ölçülerine etkisi

Sıcak Su Tankı Hacim Değişiminin Performans Ölçülerine Etkisi



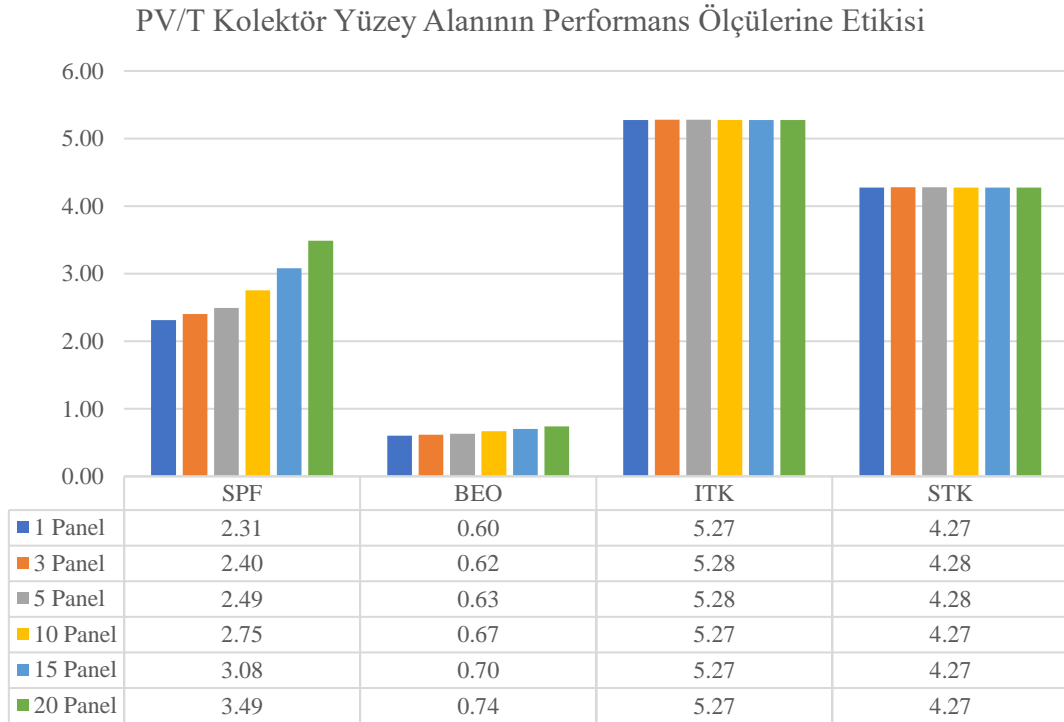
Şekil 4.15. Sıcak su tankı hacim değişiminin performans ölçülerine etkisi

Tank kapasitelerinin küçültülmesi ile performansın arttığı tespit edilmiştir. Bunun başlıca sebebi depolanabilir akışkan hacminin azalmasıyla yardımcı ısıtıcıların daha az elektrik

tüketmesidir. Soğuk su tankı için ideal kapasite SPF ve BEO değerlerine göre 0,20 m³ (200 l) tespit edilmiştir. Tank kapasiteleri ancak minimum su ihtiyacı miktarınca azaltılabilir. Bu yüzden sıcak su tankı için ideal kapasite 0,35 m³ (350 l) tespit edilmiştir.

4.4. PV/T Kolektör Yüzey Alanının Sistem Performansına Etkileri

Bu bölümde sistemi oluşturan en önemli ekipmanlardan biri olan PV/T kolektörünün yüzey alanının değişiminin genel performansa etkisi incelenmiştir. Analiz İstanbul ili iklim şartları için yapılmıştır. Kolektör yüzey alanı Çizelge 3.5'te katalog değerleri verilen PV/T kolektör paneli referans alınarak değiştirilmiştir. MA-0013 ürün kodlu kolektörün birim panel alanı 1,37 m²'dir. Oluşturulacak alternatifler bu alanın tam katlarına göre seçilmiştir. Bu durum göz önünde bulundurularak farklı yüzey alanlarının performans üzerindeki etkisinin saptanabilmesi için 1, 3, 5, 10, 15 ve 20 adet panelin bir araya geldiğinde oluşturacağı alana göre simülasyonlar yapılmıştır. Simülasyonlar esnasında kolektör alanı haricindeki tüm parametreler Çizelge 3.7'de verilen değerlerde sabit tutulmuştur. Simülasyon sonucunda SPF, BEO, ısı pompasının ITK ve STK değerleri hesaplanmış ve Şekil 4.16'da verilmiştir.



Şekil 4.16. PV/T kolektör yüzey alanının performans ölçülerine etkisi

Kolektör yüzey alanı ile sistem performansı arasında SPF ve BEO değerlerindeki değişimden görüldüğü üzere ve beklenildiği gibi doğru bir orantı vardır. Bu durumun sebebi Çizelge 4.3'den de görüldüğü gibi kolektör yüzey alanının artmasıyla güneşten daha fazla faydalanılmasıdır. Ancak yüzey alanında ki artışın ısı pompasının ısı tesir katsayısı üzerindeki etkisinin çok düşük olduğu görülmektedir. PV/T kolektörden hem yaz hem de kış aylarında elektrik enerjisi üretimi sağlanırken, ayrıca kış aylarında soğuk su tankı yardımcı ısıtıcılarına destek olarak akışkan sıcaklığının (ısı pompası kaynak sıcaklığı) artırılmasında da yararlanılmaktadır. Ancak yarar oldukça düşüktür. Bu yüzden kolektör yüzey alanındaki değişimin sisteme en önemli katkısı elektrik üretiminde meydana gelmiştir. Panel alanıyla doğru orantılı şekilde elektrik üretimi de artmaktadır. Fakat ne kadar panel alanının kullanılacağı, ilk yatırım maliyeti ve sistemin yıllık tükettiği enerji miktarları göz önüne alınarak kullanıcı tarafından belirlenmelidir.

Çizelge 4.3. PV/T kolektör panel sayısına göre güneşten faydalanma değerleri (İstanbul)

	1 Panel	3 Panel	5 Panel	10 Panel	15 Panel	20 Panel
PV/T enerji oranı	1,7%	5,2%	8,7%	17,3%	26,0%	34,6%
Termal ısı geçişi [kWh]	13,02	30,64	38,94	44,92	45,22	45,13
PV elektrik üretimi [kWh]	164,79	494,26	823,62	1646,88	2470,08	3293,28

5. SONUÇ

Bu çalışmada çift tanklı güneş enerjisi destekli bir ısı pompası (ÇTGDIP) sistemi tasarlanmıştır. Tasarım TRNSYS programı ile modellenerek simüle edilmiş ve İstanbul ili iklim şartları için performans analizleri yapılmıştır. Sistemi oluşturan en önemli modüller PV/T kolektör, sudan suya ısı pompası ve çift tank sistemidir. Tasarımın Türkiye'nin farklı illerindeki performansını görmek ve uygunluğunu yorumlamak adına TRNSYS modeli İstanbul haricinde 4 il (Ankara, İzmir, Trabzon ve Hakkari) için daha simüle edilmiştir. Ayrıca sıcak ve soğuk su tankı hacimleri ile PV/T kolektör yüzey alanının sistem performansına etkilerini araştırmak amacıyla analizler yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen çıkarımlar aşağıdadır:

- Sistemde en fazla elektrik tüketen cihaz ısı pompasıdır. Isı pompasını sıcak ve soğuk su tank yardımcı ısıtıcıları izlemektedir. En sıcak il olan İzmir için toplam güç tüketiminin %44,87'si, ısı pompası, %20,88'i soğuk su tankı yardımcı ısıtıcıları, %16,22'si soğuk su tankı ısıtıcıları tarafından tüketilirken geriye kalanlar ise pompalar ve fan tarafından tüketilmektedirler. En soğuk il olan Hakkâri için ise %31,59'u ısı pompası, %24,03'ü sıcak su tank yardımcı ısıtıcıları tarafından, %32,23'ü soğuk su tank yardımcı ısıtıcıları tarafından tüketilirken, diğerleri pompalar ve fan tarafından tüketilmektedirler. Görüldüğü gibi sıcak iklimde ısı pompası daha çok devreye girerken, soğuk iklimde ise elektrikli ısıtıcılar daha çok devreye girmektedirler. Bunun sonucu olarak da toplam enerji tüketimi artmaktadır.
- PV/T kolektör yüzey alanının artışıyla SPF ve BEO arasında doğru orantılı bir ilişki vardır. Yüzey alanı büyütüldükçe SPF ve BEO değeri de artmaktadır. Bu durumun sebebi PV hücrelerden üretilen elektrik enerjisidir. Faydalı elektrik enerjisindeki artış doğal olarak sistem performansını arttırmaktadır. Bu paneller sadece kış mevsiminde kullanıldıklarından dolayı, panellerden elde edilen faydalı ısı çok düşüktür. Chu ve ark. (2014) standart güneş paneli kullandıkları benzer çalışmalarında da güneş kolektörü alanı arttığında BEO'nun arttığı fakat sadece ısıtma mevsiminde kullanıldığı için kolektör alanının genel etkisinin yıllık BEO değeri üzerinde önemli olmadığını belirtmişlerdir. PV/T kolektörden (13 m²) sağlanan elektrik enerjisi ile sistemin toplam elektrik enerjisi ihtiyacının İzmir ili için %17,7'si, Hakkari ili için %12,09'u karşılanmaktadır. Bu oran, modül sayısına yani PV/T kolektör alanıyla

doğru orantılı olarak artmaktadır. PV/T modül sayısı ilk yatırım maliyeti ve işletme giderleri dikkate alınarak seçilmelidir.

- 5 farklı il için yapılan analizler sonucunda ÇTGDIIP sistemi için en ideal ilin İzmir olduğu tespit edilmiştir. En yüksek SPF ve BEO değerleri sırasıyla 2,65 ve 0,65 olarak İzmir için elde edilirken, en düşük SPF ve BEO değerleri ise Hakkâri ili için 1,74 ve 0,39 olarak elde edilmiştir. Sistem, İzmir’de Hakkâri’ye göre %52 daha verimli çalışmaktadır. İzmir ili ile benzer iklim özelliklerine (Akdeniz İklimi) sahip tüm illerde bu tip sistemlerin tercih edilmesi, yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanan bu tip sistemlerin yaygınlaşması açısından önem arz etmektedir.
- Soğuk/sıcak su tankı hacminin büyütülmesi sistem performansını olumsuz etkilemektedir. Artan tank hacmiyle birlikte yardımcı ısıtıcılar daha fazla elektrik tüketmekte ve sistemin verimini düşürmektedirler. İstanbul ili için optimum sıcak ve soğuk tank hacimleri sırasıyla 0,35 m³, 0,20 m³ olarak elde edilmiş ve optimum SPF ve BEO değerleri ise sırasıyla 2,46 ve 0,59 olarak hesaplanmıştır. Sistemin bu değerler ile Çizelge 3.7’de verilen başlangıç parametrelerine göre hesaplanan SPF’ ye oranla %6 daha verimli olduğu tespit edilmiştir.

Literatürde farklı iklim koşulları için yapılan deneysel ve nümerik bazı çalışmalar da çift tanklı ısı pompası sistemlerinin hava ve su kaynaklı sistemlere göre daha verimli oldukları belirtilmektedir (Chu ve ark. 2014, Croci ve ark. 2017). Bu çalışmanın bir sonraki aşamasında mevcut sistemin diğer sistemlerle mukayesesi yapılması planlanmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı ve sürdürülebilir bir çevre açısından bu tip sistemlerin kullanılmasının yaygınlaşması açısından önem arz etmektedir.

KAYNAKLAR

- Al-Zahrani, S. M., Tan, F. L., Choo, F. H. 2012.** A TRNSYS Simulation Case Study on Utilization of Heat Pump for both Heating and Cooling. *Energy Science and Technology*, 3(2):, 84. <https://doi.org/10.3968/j.est.1923847920120302.397>
- Anonim, 2003.** Ethylene Glycol Heat-Transfer Fluid. https://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d_146.html-(Erişim tarihi: 23.5.2019).
- Anonim, 2017.** Petrol Piyasası Sektör Raporu. T.C. Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu, Ankara.
- Anonim, 2018.** Denge Tabloları. T.C. Enerji İşleri Genel Müdürlüğü, Ankara.
- Anonim, 2019.** 2016 Yılı Ulusal Enerji Denge Tablosu. T.C. Enerji İşleri Genel Müdürlüğü, Ankara
- Bakirci, K., Ozyurt, Ö., Comakli, K., Comakli, Ö. 2011.** Energy analysis of a solar-ground source heat pump system with vertical closed-loop for heating applications. *Energy*, 36(5):, 3224–3232. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2011.03.011>
- Banister, C. J., Collins, M. R. 2015.** Development and performance of a dual tank solar-assisted heat pump system. *Applied Energy*, 149:, 125–132. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.03.130>
- Banister, C. J., Wagar, W. R., Collins, M. R. 2014.** Validation of a single tank, multi-mode solar-assisted heat pump TRNSYS model. *Energy Procedia* (Vol. 48), 499–504. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.02.059>
- Bridgeman, A., Harrison, S. 2008.** Preliminary Experimental Evaluations of Indirect Solar Assisted Heat Pump Systems. the 3rd Canadian solar building conference : the 3rd Canadian solar building conference, , 8. Retrieved from <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.665.4968&rep=rep1&type=pdf>
- Byrne, P., Miriel, J., Lénat, Y. 2012.** Modelling and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling. *Building Simulation*, 5(3):, 219–232. <https://doi.org/10.1007/s12273-012-0089-0>
- Çengel, Y. A., Boles, M. A., Kanoğlu M. 2019.** Thermodynamics: An Engineering Approach. McGraw-Hill, New York, USA, 1094 pp.
- Chargui, R., Sammouda, H. 2014.** Modeling of a residential house coupled with a dual source heat pump using TRNSYS software. *Energy Conversion and Management*, 81:, 384–399. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.02.040>
- Chen, J. F., Zhang, L., Dai, Y. J. 2018.** Performance analysis and multi-objective optimization of a hybrid photovoltaic/thermal collector for domestic hot water application. *Energy*, 143:, 500–516. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.10.143>
- Chu, J. 2014.** Evaluation of a Dual Tank Indirect Solar-Assisted Heat Pump System for a High Performance House. *Ph.D. Thesis*, Faculty of Graduate and Postdoctoral Affairs, Carleton University, Ottawa, Ontario.

- Chu, J., Choi, W., Cruickshank, C. A., Harrison, S. J. 2014.** Modeling of an Indirect Solar Assisted Heat Pump System for a High Performance Residential House. *Journal of Solar Energy Engineering*, 136(4):, 041003. <https://doi.org/10.1115/1.4027486>
- Croci, L., Molinaroli, L., Quaglia, P. 2017.** Dual Source Solar Assisted Heat Pump Model Development, Validation and Comparison to Conventional Systems. *Energy Procedia*, 140:, 408–422. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.11.153>
- Deng, J., Tian, Z., Fan, J., Yang, M., Furbo, S., Wang, Z. 2016.** Simulation and optimization study on a solar space heating system combined with a low temperature ASHP for single family rural residential houses in Beijing. *Energy and Buildings*, 126:, 2–13. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.05.019>
- Do, K. H., Kim, T., Choi, B.-I., Han, Y.-S., Kim, M. 2017.** Simple Thermodynamic Model For A Solar Assisted Heat Pump System With Hybrid Collectors. Proceedings of the Asian conference on thermal sciences.
- Duffie, J. A., Beckman, W. A. 2013.** Solar Engineering of Thermal Processes: Fourth Edition, Hoboken, NJ, USA, : John Wiley & Sons, Inc. <https://doi.org/10.1002/9781118671603>
- Fazlıç, M. A. 2018.** Güneş Enerjisi Destekli Hava Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Yardımıyla Bir Evin Isıtılması, Soğutulması ve Evsel Sıcak Su İhtiyacının Karşılanması Üzerine Fizibilite Çalışması. *Yüksek Lisans Tezi*, B.U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Güler, F. 2018.** Evsel Uygulama İçin Hibrit Bir Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Nümerik Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, B.U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Haurant, P., Ménézo, C., Gaillard, L., Dupeyrat, P. 2015.** A numerical model of a solar domestic hot water system integrating hybrid photovoltaic/thermal collectors. *Energy Procedia* (Vol. 78), , 1991–1997. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.391>
- Hawladar, M. N. A., Chou, S. K., Ullah, M. Z. 2001.** The performance of a solar assisted heat pump water heating system. *Applied Thermal Engineering*, 21(10):, 1049–1065. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(00\)00105-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00105-8)
- He, W., Chow, T. T., Ji, J., Lu, J., Pei, G., Chan, L. S. 2006.** Hybrid photovoltaic and thermal solar-collector designed for natural circulation of water. *Applied Energy*, 83(3):, 199–210. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2005.02.007>
- Hepbasli, A., Kalinci, Y. 2009.** A review of heat pump water heating systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1211–1229. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2008.08.002>
- Januševičius, K., Streckiene, G. 2013.** Solar assisted ground source heat pump performance in nearly zero energy building in Baltic countries. *Environmental and Climate Technologies*, 11(1):, 48–56. <https://doi.org/10.2478/rtuect-2013-0007>
- Jonas, D., Frey, G., Theis, D. 2017.** Simulation and performance analysis of combined parallel solar thermal and ground or air source heat pump systems. *Solar Energy*, 150:, 500–511. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.04.070>
- Kamel, R. S., Fung, A. S. 2014.** Modeling, simulation and feasibility analysis of residential BIPV/T+ASHP system in cold climate - Canada. *Energy and Buildings*, 82:,

758–770. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.07.081>

Kuang, Y. H., Wang, R. Z., Yu, L. Q. 2003. Experimental study on solar assisted heat pump system for heat supply. *Energy Conversion and Management*, 44(7):, 1089–1098. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(02\)00110-3](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(02)00110-3)

Li, Y. H., Kao, W. C. 2017. Performance analysis and economic assessment of solar thermal and heat pump combisystems for subtropical and tropical region. *Solar Energy*, 153:, 301–316. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.05.067>

Li, Y., Jing, D. 2017. Investigation of the performance of photovoltaic/thermal system by a coupled TRNSYS and CFD simulation. *Solar Energy*, 143:, 100–112. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2016.12.051>

Maeda, M. 2009. Active and Passive Uses of Solar Energy. How to Solar Power Your Home Everything You Need to Know Explained Simply, Atlantic Publishing Company: 41. Retrieved from <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=f6h&AN=73309568&site=eds-live>

Noro, M., Lazzarin, R. M. 2018. Hybrid PhotoVoltaic-Thermal heat pump systems: Energy and economic performance evaluations in different climates. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 13(1):, 76–83. <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctx022>

Nuntaphan, A., Chansena, C., Kiatsiriroat, T. 2008. Performance analysis of solar water heater combined with heat pump using refrigerant mixture. *Applied Energy*, 86:, 748–756. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.05.014>

Özgür, E. 2018. Türkiye’de Güneş Enerjisi. Makine Mühendisleri Odası. Ankara.

Ramos, A., Chatzopoulou, M. A., Guarracino, I., Freeman, J., Markides, C. N. 2017. Hybrid photovoltaic-thermal solar systems for combined heating, cooling and power provision in the urban environment. *Energy Conversion and Management*, 150:, 838–850. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.024>

Shan, M., Yu, T., Yang, X. 2016. Assessment of an integrated active solar and air-source heat pump water heating system operated within a passive house in a cold climate zone. *Renewable Energy*, 87:, 1059–1066. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.09.024>

Shrivastava, R. L., Kumar, V., Untawale, S. P. 2017. Modeling and simulation of solar water heater: A TRNSYS perspective. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 126–143. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.005>

Sterling, S. J., Collins, M. R. 2012. Feasibility analysis of an indirect heat pump assisted solar domestic hot water system. *Applied Energy*, 93:, 11–17. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.05.050>

Thygesen, R., Karlsson, B. 2013. Economic and energy analysis of three solar assisted heat pump systems in near zero energy buildings. *Energy and Buildings*, 66:, 77–87. <https://doi.org/10.1016/J.ENBUILD.2013.07.042>

Ülkü, S. 1986. Adsorption heat pumps. *Journal of Heat Recovery Systems*, 6(4):, 277–284. [https://doi.org/10.1016/0198-7593\(86\)90113-X](https://doi.org/10.1016/0198-7593(86)90113-X)

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

<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.12.035>

Zhai, X. Q., Cheng, X. W., Wang, R. Z. 2017. Heating and cooling performance of a minitype ground source heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 111:, 1366–1370. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.117>

EKLER

- EK 1** Sudan Suya Isı Pompası Kataloğu
EK 2 Isıtma/Soğutma Tankı Kataloğu
EK 3 PV/T Kolektör Kataloğu

EK 1 Sudan Suya Isı Pompası Katalogu



General Data

Table 1. General data 5 to 20 tons

Model Unit Size	EXW060	EXW120	EXW240
Width (in)	40	58	81½
Height (in)	22	24	30
Depth (in)	20	33	31 3/8
Compressor Type	Scroll	Scroll	Scroll
Approximate Weight with Pallet (lb)	326	653	1222
Approximate Weight without Pallet (lb)	296	613	1156
Water in/out size (NPT) inches	1	1.5	2

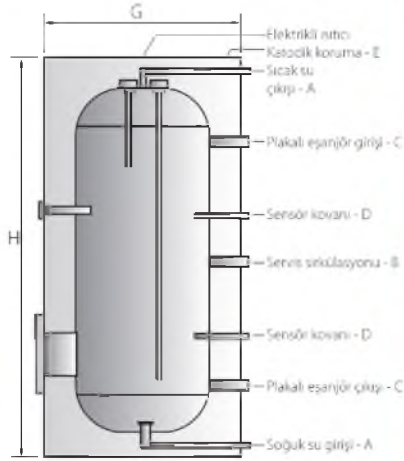
Table 2. Ratings

Model	Nom Tons	Water Loop Heat Pump				Ground Water Heat Pump				Ground Loop Heat Pump			
		Cooling		Heating		Cooling		Heating		Cooling		Heating	
		Capacity Btuh	EER Btuh/W	Capacity Btuh	COP	Capacity Btuh	EER Btuh/W	Capacity Btuh	COP	Capacity Btuh	EER Btuh/W	Capacity Btuh	COP
EXW060	5	52,100	13.40	74,100	4.30	56,900	20.60	60,900	3.60	54,000	15.50	48,100	2.80
EXW120	10	105,100	12.09	139,400	3.90	118,700	19.05	118,400	3.30	110,100	14.20	95,300	2.60
EXW240	20	192,300	13.50	262,700	4.10	221,300	20.60	224,200	3.60	204,000	15.70	172,600	2.80

Rated in Accordance with ISO 13256-2

EK 2 Isıtma/Soğutma Tankı Kataloğu

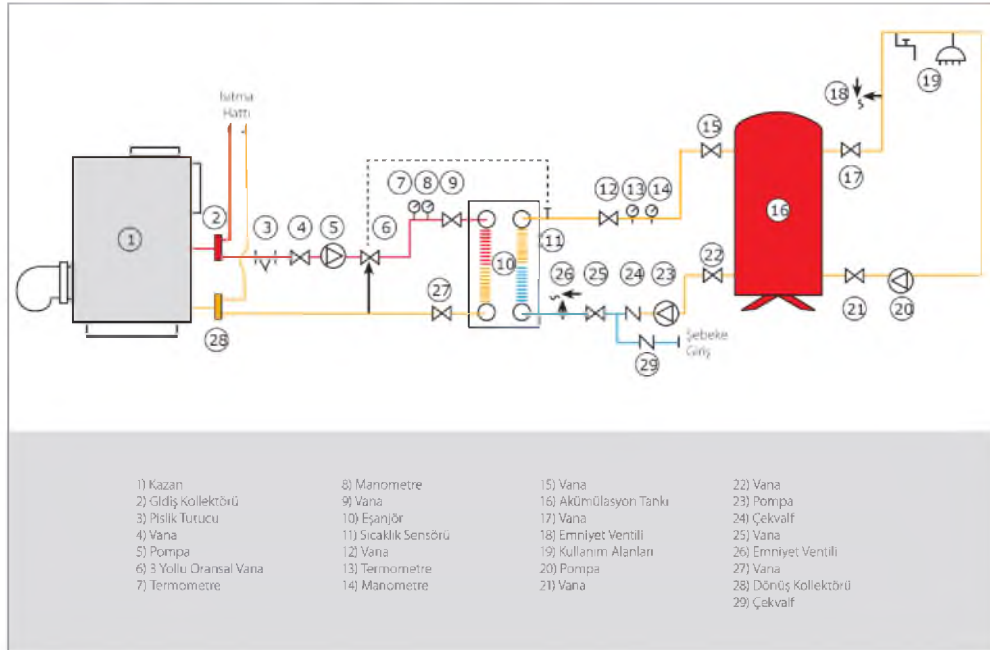
Akümülayon Tankları



Model	MIT104	MIT164	MIT204	MIT354	MIT504	MIT604	MIT804	MIT1004
Kapasite (lt)	100	160	200	350	500	600	800	1000
Çap (mm)	486	586	586	756	756	756	910	1010
Yükseklik (mm)	1100	1100	1300	1320	1770	2020	2150	2180
Giriş-Çıkış Çapları	1"	1½"	1½"	1½"	1½"	1½"	1½"	2"
Sirkülasyon	-	-	-	-	-	-	1½"	1½"
Ağırlık (kg)	62	68	82	108	143	162	235	302

Model	MIT1504	MIT2004	MIT2504	MIT3004	MIT4004	MIT5004	MIT6004
Kapasite (lt)	1500	2000	2500	3000	4000	5000	6000
Çap (mm)	1120	1260	1460	1460	1660	1660	1660
Yükseklik (mm)	2470	2500	2350	2750	2480	2980	3500
Giriş-Çıkış Çapları	2½"	2½"	3"	3"	3"	3"	3"
Sirkülasyon	1½"	1½"	2"	2"	2"	2"	2"
Ağırlık (kg)	350	470	540	640	950	1100	1250

Akümülayon Tankı Bağlantı Şeması



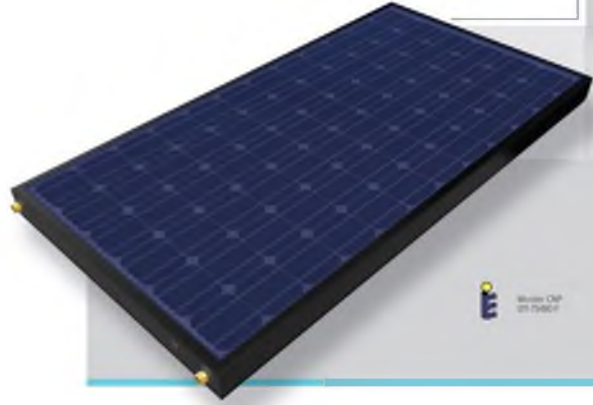
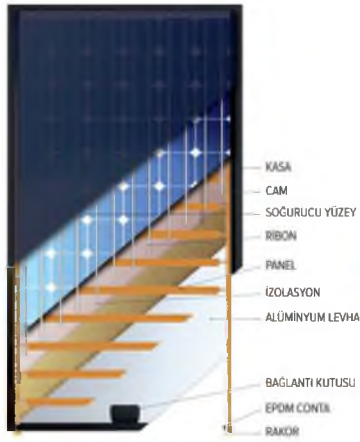
EK 3 PV/T Kolektör Kataloğu

HİBRİT PV-T PANELLER



Volther PowerVolt

Aynı anda hem sıcak su hem elektrik üretimi
Soğutulan PV hücrelerle yıllık en az %25 ekstra elektrik üretimi
PowerVolt ile daha çok elektrik enerjisi



TEKNİK ÖZELLİKLER

	PowerVolt
ÜRÜN KODU	MA- 0013
EBATLAR	828mm x 1601mm x 90mm
TOPLAM YÜZEY (m ²)	1,37
AÇIKLIK YÜZEYİ(m ²)	1,36
HÜCRE YÜZEYİ (m ²)	1,3
AĞIRLIK (kg)	24,4
TAŞINAN SIVI HACMİ	1,21
HÜCRE PANELİ	Mono Kristal Silisyum Modül
HÜCRE SAYISI	72
HÜCRE EBATLARI mm	125 x 125mm
WP (W) NOMİNAL GÜÇ / IMP (A) NOMİNAL AKIM	190 / 5,2
ISC (V) KISA DEVRE AKIMI	5,6
VMP (V) NOMİNAL GÜÇ	36,4
VOC (V) KISA DEVRE VOLTAJİ	45,2
SOĞURUCU YÜZEY / BORU	Bakır
TEST BASINCI (BAR)	20
MAKSİMUM ÇALIŞMA BASINCI (BAR)	10
DIŞ CAM	4mm PV Modül Camı
SIZDIRMAZLIK	EPDM & Silikon Conta
MAKSİMUM İŞİ	<110C
ÜRÜN GARANTİSİ	10 Yıl
VERİMLİLİK GARANTİSİ	%90<10 Yıl, %80<20 Yıl

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Enes Hüseyin Ergün

Doğum Yeri ve Tarihi : Yıldırım, 14/02/1993

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Bursa Ali Osman Sönmez Fen Lisesi, 2007-2011

Lisans : İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü, 2011-2016

Çalıştığı Kurum ve Yıl : Artı Enerji, 2018-devam ediyor

İletişim (e-posta) : eergun@outlook.com

Yayımları : **Coşkun, S., Güler, F., Fazlıç, M.A., Ergün, E. H. 2018.**
Dikey Tip Toprak Kaynaklı Bir Isı Pompasının
Simülasyonu. *Uludağ University Journal of The Faculty of
Engineering.*

Tunçal, C., Coşkun, S., Doymaz, İ., Ergün, E. H. 2017.
Determination of Sliced Pineapple Drying Characteristics
in A Closed Loop Heat Pump Assisted Drying System.
International Journal of Renewable Energy Development,
7(1), 35. <https://doi.org/10.14710/ijred.7.1.35-41>

T.C
YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
ULUSAL TEZ MERKEZİ

TEZ VERİ GİRİŞ FORMU

Referans No	10284809
Yazar Adı / Soyadı	ENES HÜSEYİN ERGÜN
T.C.Kimlik No	11147564010
Telefon	5347155639
E-Posta	enesergun93@gmail.com
Tezin Dili	Türkçe
Tezin Özgün Adı	BİR KONUT İÇİN ÇİFT TANKLI GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ISI POMPASI UYGULAMASI
Tezin Tercümesi	SOLAR ASSISTED DUAL TANK HEAT PUMP APPLICATION FOR A RESIDENTIAL HOUSE
Konu	Enerji = Energy ; Mühendislik Bilimleri = Engineering Sciences ; Makine Mühendisliği = Mechanical Engineering
Üniversite	Bursa Uludağ Üniversitesi
Enstitü / Hastane	Fen Bilimleri Enstitüsü
Anabilim Dalı	Termodinamik Anabilim Dalı
Bilim Dalı	Termodinamik Bilim Dalı
Tez Türü	Yüksek Lisans
Yılı	2019
Sayfa	90
Tez Danışmanları	DOÇ. DR. SALİH COŞKUN
Dizin Terimleri	Enerji=Energy ; Enerji analizi=Energy analysis ; Enerji sistemleri=Energy systems ; Konut ısıtma=Residential heating ; Hacim ısıtma=Space heating ; Düz güneş toplayıcısı=Flat plate solar collector ; Güneş radyasyonu=Solar radiation
Önerilen Dizin Terimleri	TRNSYS = TRNSYS ısı pompası = heat pump simulation = simulation optimizasyon = optimization güneş enerjisi = solar energy çift tank = dual tank

02.09.2019

İmza:.....