



T. C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ HAVA KAYNAKLI ISI POMPASI
SİSTEMİNİN YARDIMIYLA BİR EVİN ISITILMASI, SOĞUTULMASI VE
EVSEL SICAK SU İHTİYACININ KARŞILANMASI ÜZERİNE FİZİBİLİTE
ÇALIŞMASI**

Muhammed Abdullah FAZLIÇ

Doç. Dr. Salih COŞKUN
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bursa – 2018
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Muhammed Abdullah FAZLIÇ tarafından hazırlanan “Güneş Enerjisi Destekli Hava Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Yardımıyla Bir Evin Isıtılması, Soğutulması ve Evsel Sıcak Su İhtiyacının Karşlanması Üzerine Fizibilite Çalışması” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Salih COŞKUN

Başkan: Doç. Dr. Salih COŞKUN
B.U.Ü. Teknik Bilimler M.Y.O.
Elektrik ve Enerji Bölümü İklimlendirme ve
Soğutma Teknolojisi Programı

İmza

Üye: Doç. Dr. Erhan PULAT
B.U.Ü. Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Mehmet DİREK
Y.Ü. Mühendislik Fakültesi,
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Yukarıdaki Sonucu Onaylarım


Prof. Dr. Ali BAYRAM
Enstitü Müdürü

/12/2018

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

- 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.

03/12/2018

Muhammed Abdullah FAZLIÇ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ HAVA KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN YARDIMIYLA BİR EVİN ISITILMASI, SOĞUTULMASI VE EVSEL SICAK SU İHTİYACININ KARŞILANMASI ÜZERİNE FİZİBİLİTE ÇALIŞMASI

Muhammed Abdullah FAZLİÇ

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Salih COŞKUN

Bu çalışmada İstanbul'da yer alan bir restoranın soğutulması, ısıtılması ve sıcak su ihtiyacının karşılanması için hava kaynaklı bir ısı pompasına (HKIP) güneş enerjisi sistemi eklenmesiyle oluşturulan hibrit bir sistem olan "güneş enerjisi destekli hava kaynaklı ısı pompası sistemi" (GDHKIP) tasarlanmıştır. Her iki sistem TRNSYS (zamana bağlı sistem simülasyonu) programı yardımıyla simüle edilmiş ve sistemin performansları ile yıllık enerji tüketimleri incelenmiş ve karşılaştırılmıştır. Ele alınan mahallin sıcaklığı, kış aylarında 22°C'de, yaz aylarında ise 24°C'de sabit tutulmuştur. Tüm yıl boyunca günde dört kere (6:00, 8:00, 20:00 ve 22:00) saatlerinde 15 dakika süreyle 300 l/h su kullanımı gerçekleştirilmiştir. Kullanılan HKIP'ye ait nominal ısıtma kapasitesi ve güç tüketim değerleri sırasıyla 50400 kJ/h ve 11340 kJ/h iken nominal soğutma kapasitesi ve güç tüketim değerleri ise sırasıyla 55800 kJ/h, 16884 kJ/h'dır. İstanbul ili iklim koşullarında farklı tank hacimleri, oda sıcaklıkları ve kolektör alanları gibi parametrelerin GDHKIP sistemi üzerine etkileri incelenmiştir. Ayrıca bu sistem sekiz farklı il iklim şartları için analiz edilmiştir. Daha sonra İstanbul ili için doğal gazlı (DG'li) ve güneş enerjisi destekli doğal gazlı (GDDG'li) sistemlerin performansları da incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre; GDHKIP sistemi tarafından tüketilen enerjinin %59'u güneşten karşılanırken, HKIP sistemine göre yıllık yaklaşık %6,58 daha az enerji tüketmektedir. GDDG'li sistem ise DG'li sisteme göre yaklaşık %24,5 daha az enerji tüketmektedir. Aynı HKIP sistemi yardımıyla mahal soğutulduğunda ısıtmaya göre tüketilen güç miktarı %48,15 oranında artmaktadır. Ekonomik analiz sonucunda yıllık eşdeğer gideri en düşük olan sistemin DG'li sistem olduğu fakat yıllık işletme gideri en düşük olan sistemin ise GDDG'li sistem olduğu görülmüştür. Yıllık eşdeğer gideri en fazla olan sistem ise toplam yatırım maliyetinden dolayı GDHKIP sistemi olmuştur.

Anahtar Kelimeler: Güneş Enerjisi, Isı Pompası, TRNSYS
2018, xvii + 118 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

FEASIBILITY OF FULLFILL THE NEEDS OF HEATING, COOLING AND DOMESTIC HOT WATER FOR A RESIDENTIAL HOUSE BY SOLAR ASSISTED AIR-TO WATER HEAT PUMP SYSTEM

Muhammed Abdullah FAZLIC

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

Supervisor: Assoc. Prof. Salih COSKUN

In this study, a solar assisted air source heat pump system (SAASHP) called as hybrid system created by adding solar energy system to an air source heat pump (ASHP) for cooling, heating and hot water needs of a restaurant in Istanbul was designed. Both systems were simulated with the help of the TRNSYS (time dependent system simulation) program and the performance and annual energy consumption of the systems were examined and compared. The temperature of the area was kept constant at 22°C during winter and at 24°C during summer. During the whole year, 300 liter/h of water was used four times a day (6:00, 8:00, 20:00 and 22:00) for 15 minutes. The nominal heating capacity and power consumption values of ASHP system are 50400 kJ/h and 11340 kJ/h respectively, while the nominal cooling capacity and the power consumption values are 55800 kJ/h and 16884 kJ/h, respectively. The effects of tank volumes, room temperatures and collector areas on the SAASHP system in the climate conditions of Istanbul were investigated. In addition, this system was analyzed for eight different climatic conditions. Then, the performances of natural gas (NG) and solar powered natural gas (SANG) systems for the province of Istanbul were also examined. According to the results obtained; While 59% of the energy consumed by the SAASHP system is supplied from the sun, it consumes about 6.58% less energy per year than the ASHP system. SANG system consumes about 24.5% less energy than NG system. When the space is cooled with the help of the same ASHP system, the amount of power consumed by heating is increased by 48.15%. As a result of the economic analysis, it is seen that the system with the equivalent annual expenditure NG system but annual operating expenses is the SANG system. The system with the highest equivalent annual cost was SAASHP due to the total investment cost.

Key Words: Solar Energy, Heat Pump, TRNSYS
2018, xvii + 118 pages.

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu çalışmada, enerji analizi alanında ülkemizde henüz yaygın olarak kullanılmayan fakat dünyada etkin olarak kullanılan TRNSYS programı aracılığıyla çeşitli sistemler üzerine enerji analiz çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

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

Muhammed Abdullah FAZLİÇ

03/12/2018

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiv
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI VE KURAMSAL TEMELLER.....	3
2.1 Kaynak Araştırması.....	3
2.2. Isı Pompaları	13
2.2.1. Isı pompası bileşenleri ve bazı ifadeler.....	14
2.2.2. Isı pompası sistemleri.....	15
2.2.2.1. Su kaynaklı ısı pompası.....	15
2.2.2.2. Toprak kaynaklı ısı pompası.....	15
2.2.2.3. Hava kaynaklı ısı pompası.....	16
2.2.3. Hava kaynaklı ısı pompası çevrimleri.....	17
2.2.3.1. Isıtma çevrimi.....	17
2.2.3.2. Soğutma çevrimi.....	18
2.2.3.3. Defrost çevrimi.....	19
2.3. Güneş Enerjisi ve Güneş Enerjisi Sistemleri.....	20
2.3.1. Güneş Işınları.....	21
2.3.1.1. Direk ve yayılmış (difüze) ışınım.....	21
2.3.1.2. Solar spectrum.....	21
2.3.2. Güneş açıları.....	22
2.3.2.1. Azimut açısı (A).....	22
2.3.2.2. Geliş açısı (θ).....	23
2.3.2.3. Hava kütlesi (m).....	23
2.3.2.4. Enlem açısı (Φ).....	23
2.3.2.5. Yükseklik açısı (α).....	23
2.3.2.6. Saat açısı (w).....	23
2.3.2.7. Eğim açısı (S).....	24
2.3.2.8. Deklinasyon açısı (δ).....	24
2.3.2.9. Zenit açısı (θ_z).....	25
2.4. Güneş Enerjili Su Isıtma Sistemleri.....	26
2.4.1. Kolektör tipine göre güneş enerjisiyle su ısıtma sistemleri.....	26
2.4.1.1. Düzlemsel güneş kolektörleri.....	26
2.4.1.2. Vakumlu güneş kolektörleri.....	27
2.4.2. Devre tipine göre güneş enerjili su ısıtma sistemleri.....	28
2.4.2.1. Açık dolaşimli devre.....	28
2.4.2.2. Kapalı dolaşimli devre.....	28
2.4.3. İşletme türüne göre güneş enerjisiyle su ısıtma sistemleri.....	29
2.4.3.1. Doğal dolaşimli sistemler.....	29
2.4.3.2. Pompalı (zorlamalı) sistemler.....	29
2.4.3.3. Yardımcı ısı üreteçli sistemler.....	30
2.4.4. Depo yerleşim şekillerine göre güneş enerjisiyle su ısıtma sistemleri.....	31

2.4.4.1. Yatay depolu güneş enerjisiyle su ısıtma sistemleri.....	31
2.4.4.2. Dikey depolu güneş enerjisiyle su ısıtma sistemleri.....	31
2.5. Güneş Enerjisi ile Ev ve Su Isıtma Sistemleri.....	31
2.5.1. Pasif sistemle ısıtma.....	32
2.5.2. Aktif sistemle ısıtma.....	33
2.6. Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası Sistemleri.....	33
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	36
3.1. TRNSYS Programının Tanıtılması.....	36
3.1.1. TRNSYS simülasyon stüdyosu.....	37
3.1.2. TRNSYS simülasyon motoru.....	37
3.1.3. TRNBuild.....	37
3.2. Kullanılan TRNSYS Elemanları.....	38
3.2.1. Havadan suya ısı pompası (Type 941).....	38
3.2.2. Su çekim kontrol elemanı (Type 14b).....	41
3.2.3. Pompalar (Type 3).....	41
3.2.4. Evsel su tankı (Type 4a).....	42
3.2.5. Diferansiyel kontrol elemanı (Type 2b).....	45
3.2.6. Grafik (Type 65d).....	46
3.2.7. Yazıcı (Type 25c).....	46
3.2.8. Harici ısıtıcılar (Type 6).....	46
3.2.9. İntegratör (Type 24).....	47
3.2.10. Meteorolojik veriler (Type 15).....	47
3.2.11. Düz plaka güneş kolektörü (Type 1b).....	49
3.2.12. Isıtma eşanjörü (Type 670).....	53
3.2.13. Fanlar (Type 112b).....	55
3.2.14. Vanalar (Type 11).....	56
3.2.15. Soğutma eşanjörü (Type 508c).....	59
3.3. Modellenen Sistemler.....	61
3.3.1. HKIP sistemi.....	62
3.3.2. GDHKIP sistemi.....	66
3.3.3. DG'li sistem.....	68
3.3.4. GDDG'li sistem.....	70
3.3.5. Modellenen sistemleri oluşturan elemanların özellikleri ve kontrol yöntemleri.....	72
3.4. Modellenen Mahal ve Özellikleri.....	74
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	77
4.1. HKIP Sistemi ile Isıtma ve Sıcak Su Elde Edilmesinin Analizi.....	77
4.2. GDHKIP Sistemi ile Isıtma ve Sıcak Su Elde Edilmesinin Analizi.....	82
4.3. DG'li Sistem ile Isıtma ve Sıcak Su Elde Edilmesinin Analizi.....	88
4.4. GDDG'li Sistem ile Isıtma ve Sıcak Su Elde Edilmesinin Analizi.....	91
4.5. HKIP Sistemi ile Bir Mahallin Soğutulmasının Analizi.....	94
4.6. Farklı Sistem Parametrelerinin GDHKIP Sisteminin Isıtma ve HKIP Sisteminin Soğutma Performansı Üzerine Etkileri.....	98
4.6.1. Farklı iklim koşullarının GDHKIP sisteminin ısıtma performansı üzerine etkisi.....	98
4.6.2. Farklı tank hacimlerinin, kolektör alanlarının ve oda sıcaklıklarının GDHKIP sisteminin ısıtma performansı üzerine etkisi.....	100

4.6.3. Farklı iklim koşullarının HKIP sisteminin soğutma performansı üzerine etkisi.....	104
4.7. Ekonomik Analiz.....	105
4.7.1. Yıllık eşdeğer masraf yöntemi (YEM).....	105
5.SONUÇ.....	109
KAYNAKLAR.....	112
EKLER.....	116
EK 1.....	117
ÖZGEÇMİŞ.....	118



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklamalar
α	Absorber plakanın kısa dalga absorpsiyonu
C_p	Akışkanın özgül ısısı [kJ/kgK]
F_{par} , f_{par}	Akışkan termal enerjisine dönüştürülmüş pompa/fan gücü oranı
$\Delta T_{alt,\delta b}$	Alt ölü bant sıcaklık farkı [$^{\circ}C$]
$T_{alt,g}$	Alt giriş sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$UA_{a,kız}$	Aşırı kızdırma kayıp katsayısı [kJ/h]
$T_{a,kız}$	Aşırı kızdırma sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$P_{atmosfer}$	Atmosfer Basıncı [$milibar$]
$T_{çevre,maks}$	Aylık ortalama ortam sıcaklığı ile olan maksimum fark [$^{\circ}C$]
U_{tank}	Birim alan başına tank ile çevresi arasındaki kayıp katsayısı
$\Delta U_{ort,tank}$	Birim alan başına tank ve çevresi arasında artan kayıp katsayısı
$U_{tüm gün}$	Birim alan başına bütün termal kayıp katsayısı [kJ/hm^2K]
$E_{gökyüzü}$	Bir yıldaki takvim günü [1 ... 365]
ϵ_{bulut}	Bulutların etkisinde gökyüzünün emisivitesi [0 ... 1]
$T_{ser,\ç}$	Bulutların yayılımı [0...1]
$h_{hava,\ç}$	Bypass havası ile karıştırmadan önce serpantinden çıkan hava sıcaklığı [$^{\circ}C$]
UA	Cihazdan çıkan havanın entalpisi (serpantinden geçen havayı ve bypass edilmiş havayı karıştırdıktan sonra) [kJ/kg]
$\gamma_{\ç}$	Çalışma sırasında ısıtıcı ile çevresi arasındaki toplam kayıp katsayısı [kJ/h]
$T_{\ç}$	Çıkış kontrol fonksiyonu
$\dot{m}_{\ç}$	Çıkış sıvısı sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{çığ}$	Çıkış sıvısı kütle akış hızı [kg/h]
$\gamma_{dah,ısıtıcı}$	Çiğ Noktası Sıcaklığı [$^{\circ}C$]
C_s	Dahili yardımcı ısıtıcıyı devre dışı bırakan veya etkinleştiren isteğe bağlı bir kontrol fonksiyonu girişi (0 veya 1)
t_i	Döngü süresi
T_{giren}	Döngü başlangıcından i . ve V_i noktasına ulaşılan kadar geçen süre
I_d	Depolama tankına ısı kaynağından giren sıvının sıcaklığı [$^{\circ}C$]
\dot{q}_{duy}	Difüze olan yatay radyasyon [kJ/hm^2]
b_0	Duyulur enerji miktarı [kJ/h]
	Eğri uydurma denkleminde birinci derece katsayısının negatifi

Simgeler

Açıklamalar

b_1	Eğri uydurma denkleminde ikinci derece katsayısının negatifini
X_i	Entegre edilecek miktar veya oran
\dot{q}_{evap}	Evaporatör tarafından emilen enerji
$T_{ess,\zeta}$	Evsel sıcak su çıkış sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{ess,g}$	Evsel sıcak su giriş sıcaklığı [$^{\circ}C$]
\dot{m}_{ess}	Evsel sıcak suyun kütle akış hızı [kg/h]
Cp_{ess}	Evsel sıcak suyun özgül ısı [kJ/kgK]
\dot{q}_{ess}	Evsel sıcak su çıkış sıcaklığını sağlamak için kullanılan toplam kapasite
\dot{Q}_{hava}	Fan motorundan, fandan geçen hava akımına aktarılan enerji [kJ/h]
\dot{Q}_{ζ}	Fan motorundan, fanı çevreleyen ortam havasına aktarılan enerji [kJ/h]
η_{motor}	Fan motoru verimliliği [0 ... 1]
$f_{motor,ver}$	Fandan geçen hava akımındaki sıcaklık artışına katkıda bulunan fan motor verimsizliği oranı [0 ... 1]
$\dot{P}_{an, fan}$	Fanın anma gücü [kJ/h]
$h_{fan,\zeta}$	Fandan çıkan hava entalpisi [kJ/kg]
\dot{m}_{fan}	Fandan geçen havanın kütle akış hızı [kg/h]
$h_{fan,g}$	Fana giren havanın entalpisi [kJ/kg]
\dot{P}_{fan}	Fan gücü
N	Fonksiyonu tanımlayan segmentlerin sayısı
$\dot{Q}_{gereken}$	Gereken ısıtma oranı [kJ/h]
T_g	Giriş sıvısı sıcaklığı [$^{\circ}C$]
γ_g	Giriş kontrol fonksiyonu
\dot{m}_g	Giriş sıvısı kütle akış hızı [kg/h]
\dot{q}_{gizli}	Gizli enerji miktarı [kJ/h]
$E_{yayılım}$	Gökyüzü yayılımı [0 ... 1]
$I_{kür,rad}$	Güneş kolektöründe (yansıtılan yüzey) küresel radyasyon insidansı [kJ/hm^2]
$I_{ış,rad}$	Güneş kolektörüne ışınma radyasyonu insidansı [kJ/hm^2]
Cp_{hava}	Hava akışının özgül ısı [kJ/kgK]
$C_{min,gereken}$	Hava çıkış sıcaklığını korumak için gereken minimum kapasite [kJ/hK]
\dot{Q}_{ea}	Hava çıkış sıcaklığını korumak için sıvı ve hava akımları arasında gerekli miktarda enerji aktarımı [kJ/h]
$\dot{Q}_{sıvı}$	Hava akışından sıvı akışına aktarılan enerji [kJ/h]
$\dot{q}_{top,hava}$	Havaya olan toplam enerji transferi miktarı [kJ/h]
IN_1	Isı kaynağından giren akışın katman pozisyonu $1 \leq I_{T,1} \leq N$
$\dot{m}_{sıvı}$	Isı kaynağından depoya sıvı kütle akış oranı
$\dot{Q}_{ısıtıcı}$	Isıtıcı tarafından toplam enerji girişi oranı [kJ/h]

Simgeler

Açıklamalar

\dot{Q}_i	Isıtma elemanının i .segmentine göre enerji girişi oranı [kJ/h]
COP_{ts}	Isıtma modundaki performans katsayısı
E	Isıtma modundaki enerji verimliliği oranı
S_h	Isı kaynağından gelen sıvının girdiği tank segmenti sayısı $1 \leq S_h \leq N$
T_{eg}	Isıtıcı çalışmadığında egzoz bacalarının ortalama sıcaklığı [$^{\circ}C$]
\dot{Q}_{kyp}	Isıtıcıdan çevreye termal kayıp oranı [kJ/h]
\dot{Q}_{maks}	Isıtıcının maksimum ısıtma oranı [kJ/h]
f_{bulut}	Işık geçirmeyen bulutlar tarafından kapatılmış gökyüzünün yüzdesi [$0 \dots 1$]
C_{min}	Isı eşanjörü akışının minimum kapasitans hızı [kJ/hK]
θ	Işık radyasyonunun insidans açısı [$^{\circ}$]
ε	Isı eşanjörü etkinliği [$0 \dots 1$]
I_1	İlk ısıtıcının bulunduğu tank segmentinin sayısı $1 \leq I \leq N$
I_2	İkinci ısıtıcının bulunduğu tank segmentinin sayısı $1 \leq I \leq N$
$\dot{Q}_{yar,ts,1}$	İlk yardımcı ısıtıcı tarafından enerji girişi oranı [kJ/h]
$\dot{Q}_{yar,ts,2}$	İkinci yardımcı ısıtıcı tarafından enerji girişi oranı [kJ/h]
$\dot{Q}_{grş,1}$	İlk ısıtıcı tarafından maksimum enerji girişi oranı [kJ/h]
$\dot{Q}_{grş,2}$	İkinci ısıtıcı tarafından maksimum enerji girişi oranı [kJ/h]
$T_{ayar,1}$	İlk ısıtıcı termostatın ayar sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{ayar,2}$	İkinci ısıtıcı termostatın ayar sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$\Delta T_{öb,1}$	İlk termostat ölü bant sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$\Delta T_{öb,2}$	İkinci termostat ölü bant sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{ortam}	Kayıp hesaplamaları için ısıtıcı ortam sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$\omega_{hava,\zeta}$	Karıştırmadan önce serpantinden çıkan havanın mutlak nem oranı [$kgH_2O/kgAir$]
γ	Kontrol fonksiyonu ($0 \leq \gamma \leq 1$)
a_0	Kolektör verimliliğinin maksimum kesişim noktası
a_1	Kolektör verimi denkleminde birinci dereceden katsayının negatif [kJ/hm^2K]
a_2	Kolektör verimi denkleminde ikinci dereceden katsayının negatif [kJ/hm^2K^2]
Cp_{kol}	Kolektör sıvısının özgül ısı [kJ/kgK]
$T_{kol,g}$	Kolektöre giren akışkan sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{kol,\zeta}$	Kolektörden çıkış sıcaklığı [$^{\circ}C$]
τ	Kolektör örtüsünün kısa dalga geçirgenliği
\dot{P}_{komp}	Kompresörün çektiği güç
\dot{q}_{kon}	Kondenser tarafından atılan ısı miktarı [kJ/h]
\dot{P}_{kont}	Kontrol elemanlarının tükettiği güç
\dot{m}	Kullanım koşullarındaki kütleli debi [kg/h]

Simgeler

Açıklamalar

$\frac{dh}{dT}$	Kuru hava sıcaklığındaki değişim ile hava entalpisindeki değişim
$h_{hava,\zeta,gereken}$	Kullanıcı tarafından ayar noktası sıcaklığını korumak için cihazdan çıkan hava entalpisi [kJ/kg]
$\dot{m}_{hava,gereken}$	Kullanıcı tarafından belirtilen çıkış havası sıcaklığını korumak için serpantinden geçen kütle akış hızı [kg/h]
\dot{m}_{maks}	Maksimum akış oranı
P_{maks}	Maksimum güç tüketimi
T_{maks}	Maksimum giriş sıcaklığı [$^{\circ}C$]
C_{min}	Minimum kapasitans
\bar{T}	Ortalama depolama sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{ortam}	Ortam sıcaklığı [$^{\circ}C$]
\bar{T}_{ortam}	Ortalama yıllık hava sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{hava}	Ortamdaki hava sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{kol,akış}$	Ortalama kolektör akışkan sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$(\tau\alpha)$	Örtü iletiminin ürünü olarak absorber emilimi
P	Pompa veya fanın güç tüketimi
i	Sahip olunan en üst segment (i . segment)
$T_{ser,g}$	Serpantine giren sıvının sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{ser,\zeta}$	Serpantinden çıkan sıvının sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{hava,\zeta}$	Serpantinden çıkan havanın sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{hava,g}$	Serpantin içine giren havanın sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$h_{hava,g}$	Serpantin içine giren hava entalpisi [kJ/kg]
$h_{hava,kar}$	Serpantinden çıkan havanın entalpisinin bypass edilmiş hava ile karıştırılması sonucu elde edilen entalpi [kJ/kg]
$h_{yoğ}$	Serpantinlerden süzülen yoğunlaşma entalpisi [kJ/kg]
$\dot{m}_{akışkan}$	Serpantin boyunca akışkanın toplam akış hızı (bypass edilmiş sıvı içerir) [kg/h]
$\dot{m}_{ser,hava}$	Serpantin boyunca havanın toplam akış hızı (bypass edilmiş hava içerir) [kg/h]
f_{bypass}	Serpantin etrafındaki hava bypassı fraksiyonu [0 ... 1]
$\omega_{hava,g}$	Serpantin içine giren havanın mutlak nem oranı [$kgH_2O/kgAir$]
$\omega_{hava,kar}$	Serpantininden çıkan hava ile bypass edilmiş havanın karıştırılması sonucu elde edilen mutlak nem oranı [$kgH_2O/kgAir$]
$Cp_{akışkan}$	Serpantin akışkanının özgül ısı [kJ/kgK]
$T_{sivi,\zeta}$	Serpantinden çıkan sıvının sıcaklığı (bypass edilmiş akışkanla karıştırılmadan önce) [$^{\circ}C$]
$T_{sivi,g}$	Serpantine giren sıvının sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{ayar}	Sıcaklık ayarı [$^{\circ}C$]
\dot{Q}_g	Sıcak sıvı akışından depoya enerji girişi oranı [kJ/h]
\dot{Q}_{sivi}	Sıvı akışına ısı ekleme oranı [kJ/h]
Cp_{sivi}	Sıvı özgül ısı [kJ/kgK]

Simgeler

Açıklamalar

\dot{Q}_{verilen}	Sıvıya verilen enerji miktarı [kJ/h]
$\rho_{\text{sıvı}}$	Sıvı yoğunluğu
N_S	Seri bağlı kolektör sayısı
$\dot{Q}_{\text{sıvı}}$	Sıvı akışının kapasitesi
\dot{m}_s	Sıvı kütesinin akış hızı [kg/h]
Δt	Simülasyon adımı
zaman	Simülasyon zamanı değeri [h]
$T_{\text{şebeke}}$	Şebeke sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$A_{i,tank}$	Tank segmentinin yüzey alanı
Cp_{tank}	Tank sıvısının özgül ısı [kJ/kgK]
$H_{i,tank}$	Tank segmentinin yüksekliği
N_k	Tamamen karışık (tekdüze sıcaklık) tank segmentlerinin sayısı $N_k \leq 15$
$T_{t,ortam}$	Tankı çevreleyen ortamın sıcaklığı [$^{\circ}C$]
V_{tank}	Tank hacmi
ΔE_{tank}	Tankın iç enerji değişimi
UA_i	Tankın i . segmentindeki kayıp katsayısı
A_a	Tek bir kolektör diyafram açıklığı alanı
A_r	Tek bir kolektör absorpsiyon alanı
$\dot{Q}_{\text{top,hava}}$	Toplam hava kapasitesi
\dot{m}_{test}	Test koşullarındaki kütleli debi [kg/h]
A	Toplam kolektör dizisi açıklığı veya brüt alan
$F_{\text{ısı kaybı}}$	Toplam kolektör ısı kaybı verimliliği faktörü
I	Toplam yatay radyasyon [kJ/hm^2]
\dot{m}_{hava}	Toplam hava kütesinin akış hızı [kg/h]
$U_{L/T}$	T'ye bağlı olarak birim alan başına bütün termal kayıp katsayısı [kJ/hm^2K^2]
$\dot{m}_{\text{valf,g}}$	Valflere giriş sıvısının kütle akış oranı
$\dot{m}_{\text{valf,ç}}$	Valflere çıkış sıvısının kütle akış hızı
\dot{m}_1	Valflerde pozisyon 1'deki kütle akış oranı
\dot{m}_2	Valflerde pozisyon 2'deki kütle akış oranı
$T_{\text{valf,kay}}$	Valflerdeki ısı kaynağı sıvı sıcaklığı
$T_{\text{valf,g}}$	Valflere giren sıvının sıcaklığı
$T_{\text{valf,ç}}$	Valflerden çıkan sıvının sıcaklığı
T_1	Valflerde pozisyon 1'deki sıcaklık
T_2	Valflerde pozisyon 2'deki sıcaklık
ω_1	Valflerde pozisyon 1'deki nem oranı
ω_2	Valflerde pozisyon 2'deki nem oranı
$\omega_{\text{valf,g}}$	Valflere giren sıvının nem oranı
$\omega_{\text{valf,ç}}$	Valflerden çıkan sıvının nem oranı
$\dot{Q}_{\text{tank,kyp}}$	Varsa, kaynatma etkisi de dahil olmak üzere, tanktan çevreye enerji kaybı oranı [kJ/h]
$\dot{Q}_{\text{ısıtma}}$	Verimlilik etkilerini içeren gerekli ısıtma oranı [kJ/h]

Simgeler

Açıklamalar

F_{av}	Verim T_i değil T_{av} açısından verildiğinde F_R 'nin modifiye edilmiş değeri
F_o	Verim T_i değil T_o açısından verildiğinde F_R 'nin modifiye edilmiş değeri
$(UA)_{top}$	Yardımcı ısıtıcı çalışmadığı zaman gazın ısı kaybı için toplam iletkenlik
γ_f	Yardımcı ısıtıcının kapalı mı yoksa açık mı olduğunu tanımlayan bir kontrol fonksiyonu (1 kapalı, 0 açık)
$\dot{P}_{yar,ısıtıcı}$	Yardımcı ısıtıcının tükettiği güç
$\dot{Q}_{yar,ısıtıcı}$	Yardımcı ısıtıcı kapasitesi
$\eta_{yar,ısıtıcı}$	Yardımcı ısıtıcı verimliliği [0 ... 1]
β	Yatay düzlemin üzerindeki kolektör eğimi [°]
$\dot{m}_{yük}$	Yük sıvısı kütle akış oranı
T_{Yi}	Yüksek limit izleme için sıcaklık [°C]
\dot{m}_{ser}	Yoğuşma suyunun serpantinden akış hızı [kg/h]
$\dot{Q}_{tank,hassas}$	Yükü beslemek için tanktan hassas enerjinin çıkarıldığı oran
$S_{yük}$	Yükü beslemek için çıkarılan sıvının değiştirildiği tank segmentinin sayısı $1 \leq S_L \leq N$
$T_{yük}$	Yükü beslemek için çıkarılan sıvının değiştirilmesi sıcaklığı [°C]
t	Zaman
t_0	Zamanın başlangıç değeri
\bar{V}	Zaman dilimi boyunca işlevin doğrusal enterpolasyonlu ortalama değeri
ρ_{zemin}	Zemin yansımaları
V_0	Zorlama fonksiyonunun başlangıç değeri
V_i	i . noktadaki zorlama fonksiyonunun değeri
C_i	P/P_{max} ile m/m_{max} arasındaki ilişkiye bağlı polinom katsayısı
M_i	i . segmentteki sıvı kütlesi
T_i	i . tank segmentinin sıcaklığı [°C]
$(UA)_{gaz,i}$	i . segment için gazın ısı kaybı iletkenliği
α_i	$i = S_h$ ise $\alpha_i = 1$ ile tanımlanan bir kontrol fonksiyonudur; Aksi takdirde 0 olur
β_i	$i = S_L$ ise $\beta_i = 1$ ile tanımlanan bir kontrol fonksiyonudur; Aksi takdirde 0 olur
γ_i	$\gamma_i = \dot{m}_h \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j - \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^N \beta_j$ tarafından tanımlanan bir kontrol işlevi
γ	0 veya 1 değerlerine sahip harici kontrol fonksiyonu
Y_i	X_i 'nin zamana göre integrali
$(\tau\alpha)_b$	$(\tau\alpha)$ ışın radyasyonu için (insidans açısı θ 'ya bağlıdır)
$(\tau\alpha)_n$	$(\tau\alpha)$ normal insidans durumunda
$(\tau\alpha)_s$	$(\tau\alpha)$ gökyüzü salınım radyasyonu için
$(\tau\alpha)_g$	$(\tau\alpha)$ zeminden yansıyan radyasyon için

Kısaltmalar

Açıklamalar

ASHRAE	Amerika Isıtma Soğutma Tesisat Mühendisleri Derneği
BIPV/T	Binaya entegre fotovoltaik/termal kolektör
TRNBuild	Bina giriş verileri görsel ara yüzü
DX-GDIP	Doğrudan genişmeli güneş enerjisi destekli ısı pompası
DG	Doğal gaz
I-GDIP	Dolaylı tip güneş enerjisi destekli ısı pompası
EER	Enerji verimlilik oranı
ESS	Ev tipi sıcak su sistemi
HPS	Eşzamanlı ısıtma ve soğutma
PCM	Faz değiştiren maddeler
PV/T	Fotovoltaik/termal kolektör
PV/T-HP	Fotovoltaik/termal ısı pompası sistemleri
GDDG	Güneş enerjisi destekli doğal gaz
GDHKIP	Güneş enerjisi destekli hava kaynaklı ısı pompası
GDIP	Güneş enerjisi destekli ısı pompası
GDESS	Güneş enerjili ev tipi sıcak su sistemi
GDTKIP	Güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası
SF	Güneş fraksiyonu
HKIP	Hava kaynaklı ısı pompası
ITK _{ip}	Isı pompasının ısıtma performans katsayısı
STK _{ip}	Isı pompasının soğutma performans katsayısı
HPWH	Isı pompası ile su ısıtma sistemleri
SHP	Kombine bir güneş ve ısı pompası sistemi
SBKGDIP	Sadece buz kaynağıyla birlikte kullanılan güneş enerjisi destekli ısı pompası
FER	Serbest enerji oranı
LPG	Sıvılaştırılmış petrol gazı
ITK ve STK	Sistemin performans katsayısı
ITK _{sis}	Sistemin ısıtma performans katsayısı
STK _{sis}	Sistemin soğutma performans katsayısı
TKIP	Toprak kaynaklı ısı pompası

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi (Anonim-3'den değiştirilerek alınmıştır).....	13
Şekil 2.2. HKIP uygulamaları (Anonim-5).....	17
Şekil 2.3. HKIP ısıtma çevrimi (Anonim-6'dan değiştirilerek alınmıştır).....	18
Şekil 2.4. HKIP soğutma çevrimi (Anonim-6'dan değiştirilerek alınmıştır).....	18
Şekil 2.5. Güneş'in bazı tarihlerdeki konumu (Öksüz 2014'den değiştirilerek alınmıştır).....	22
Şekil 2.6. Güneş açıları (Öksüz 2014).....	22
Şekil 2.7. Güneyden 30 ⁰ azimut açısı sapması (Öksüz 2014'den değiştirilerek alınmıştır).....	23
Şekil 2.8. Saat açısının değişimi (Anonim-8'den değiştirilerek alınmıştır).....	24
Şekil 2.9. Deklinasyon açısı (Anonim-8).....	24
Şekil 2.10. Zenit açısı (Anonim-8'den değiştirilerek alınmıştır).....	25
Şekil 2.11. Güneş açılarının birbiriyle olan ilişkisi (Anonim-8).....	25
Şekil 2.12. Düzlemsel güneş kolektörü (Anonim-7'den değiştirilerek alınmıştır)	27
Şekil 2.13. Vakumlu güneş kolektörü (Anonim-9).....	27
Şekil 2.14. Doğal dolaşımli açık devre ısıtma sistemi (Anonim-9).....	28
Şekil 2.15. Doğal dolaşımli kapalı devre ısıtma sistemi (Anonim-9).....	29
Şekil 2.16. Pompalı (Zorlamalı Dolaşımli) sistemler (Anonim-9).....	30
Şekil 2.17. Yardımcı ısı üreteçli sistemler (Anonim-9).....	30
Şekil 2.18. Güneş enerjili pasif sistemler ile ısıtma (Anonim-10).....	33
Şekil 2.19. DX-GDIP sistemi (Anonim-13'den değiştirilerek alınmıştır).....	35
Şekil 2.20. I-GDIP sistemi (Anonim-13'den değiştirilerek alınmıştır).....	35
Şekil 3.1. Tabakalı sıvı depolama tankı (Anonim-16).....	42
Şekil 3.2. Segmentler arasındaki akış kanalları (Anonim-16).....	44
Şekil 3.3. TRNSYS diferansiyel kontrol elemanı (Anonim-16).....	46
Şekil 3.4. Hava ısıtma serpantini (Anonim-15'den değiştirilerek alınmıştır).....	53
Şekil 3.5. Kontrollü akış dağıtım vanası (Anonim-16).....	56
Şekil 3.6. Kontrollü akış karışım vanası (Anonim-16).....	57
Şekil 3.7. T parçası (Anonim-16).....	57
Şekil 3.8. Sıcaklık kontrollü valf çalışma modları (Anonim-16).....	58
Şekil 3.9. Sıcaklık kontrollü valf çalışma şeması (Anonim-16'dan değiştirilerek alınmıştır).....	58
Şekil 3.10. Soğutma serpantini model şeması (Anonim-15'den değiştirilerek alınmıştır).....	59
Şekil 3.11. Kontrollü soğutma serpantini model şeması (Anonim-15'den değiştirilerek alınmıştır).....	61
Şekil 3.12. HKIP ile kullanım sıcak su elde edilmesi ve mahal ısıtma uygulaması.....	62
Şekil 3.13. Bir mahallin sıcak su elde edilmesi ve ısıtılması amacıyla tasarlanan HKIP sisteminin TRNSYS modeli.....	63
Şekil 3.14. HKIP mahal soğutma uygulaması.....	64
Şekil 3.15. Bir mahallin soğutulması amacıyla tasarlanan HKIP'li sistemin TRNSYS modeli.....	65
Şekil 3.16. GDHKIP ile mahal ısıtma uygulaması ve kullanım sıcak su elde edilmesi.....	66

Şekil 3.17. Bir mahallin sıcak su elde edilmesi ve ısıtılması amacıyla tasarlanan GDHKIP sisteminin TRNSYS modeli.....	67
Şekil 3.18. Sıcak su ve mahal ısıtılmasında kullanılan DG'li ısıtıcının şematik resmi.....	68
Şekil 3.19. Sıcak su ve mahal ısıtılmasında kullanılan DG'li sistemin TRNSYS modeli.....	69
Şekil 3.20. Sıcak su ve mahal ısıtılmasında kullanılan GDDG'li sistemin şematik resmi.....	70
Şekil 3.21. Sıcak su ve mahal ısıtılmasında GDDG'li sistemin TRNSYS modeli	71
Şekil 3.22. Zamana bağlı su çekimi.....	73
Şekil 3.23. Projelendirilen restoranın yerleşim planı.....	74
Şekil 3.24. Hafta içi ve sonu yemek salonu doluluk oranı.....	76
Şekil 3.25. Hafta içi ve sonu mutfak doluluk oranı.....	76
Şekil 4.1. Isı pompasının havadan çektiği, suya verdiği ısı miktarları ve ısı pompası güç tüketim değerleri.....	77
Şekil 4.2. Tank üst ve alt tabakasındaki su sıcaklıkları ile çevre sıcaklık değişimleri.....	78
Şekil 4.3. Isı pompasından ayrılan hava ve su çıkış sıcaklıklarının değişimleri...	79
Şekil 4.4. Mahal sıcaklığı ve bağıl neminin değişimi.....	79
Şekil 4.5. Isı pompasının bir yıllık ortalama ITK değerlerinin değişimi.....	80
Şekil 4.6. Isı pompasının havadan çektiği, suya verdiği ısı miktarları ve ısı pompası güç tüketim değerleri.....	82
Şekil 4.7. Isı pompasından ayrılan hava ve su çıkış sıcaklıklarının değişimleri...	83
Şekil 4.8. Tank üst ve alt tabakasındaki su sıcaklıkları ile çevre sıcaklık değişimleri.....	83
Şekil 4.9. Kolektör çıkış sıcaklığı ve kolektör pompasının devreye girme zamanları.....	84
Şekil 4.10. Mahal sıcaklığı ve bağıl nemi ile kolektör pompası güç tüketimi.....	84
Şekil 4.11. Harici ısıtıcının devreye girdiği zamanlar.....	85
Şekil 4.12. Isı pompasının bir yıllık ortalama ITK değerlerinin değişimi.....	85
Şekil 4.13. Isıtma eşanjörü hava ve su çıkış sıcaklıklarının değişimleri.....	86
Şekil 4.14. Tank üst bölgesindeki su sıcaklığının değişimi ve tank içerisindeki ısıtıcıların çalışma zamanları.....	86
Şekil 4.15. Tank su sıcaklıkları ve elektrikli ısıtıcıların verdikleri enerjiler.....	88
Şekil 4.16. Suya verilen enerji ile tank içindeki elektrikli ısıtıcılardan verilen enerji.....	89
Şekil 4.17. Mahal sıcaklığı ve su çekimi.....	89
Şekil 4.18. Isıtma fanının devreye girdiği anlar.....	90
Şekil 4.19. Tank üst ve alt tabakasındaki su sıcaklıkları ile çevre sıcaklık değişimleri.....	91
Şekil 4.20. Kolektör çıkış sıcaklığı ve güneşten gelen radyasyon miktarı.....	91
Şekil 4.21. DG'li ısıtıcının suya verdiği ısı miktarı ve ısıtıcıdan olan ısı kaybı...	92
Şekil 4.22. DG'li ısıtıcı ve yardımcı ısıtıcılardan sağlanan enerji miktarları.....	92
Şekil 4.23. DG'li ısıtıcı su debi miktarı.....	93
Şekil 4.24. Mahal sıcaklığı ve bağıl nemi değişimi.....	93
Şekil 4.25. Isı pompasının attığı, çektiği ısı miktarları ve tükettiği güç değerleri.	94
Şekil 4.26. Isı pompasının bir yıllık ortalama STK değerlerinin değişimi.....	95
Şekil 4.27. Isı pompasından ayrılan hava ve su çıkış sıcaklıkları değişimleri.....	95

Şekil 4.28. Mahal sıcaklığı ve bağıl nemi ile çevre sıcaklık değişimleri.....	96
Şekil 4.29. Soğutma eşanjöründen çıkan su sıcaklığı.....	96
Şekil 4.30. Soğutma eşanjöründen çıkan hava sıcaklığı.....	97
Şekil 4.31. Türkiye’deki 8 il için ısıtma uygulamasında yıllık toplam güç tüketimi ve yıllık enerji tüketim maliyetleri.....	99
Şekil 4.32. Türkiye’deki 8 il için ısıtma uygulamasında SF’nin değişimi.....	99
Şekil 4.33. Türkiye’deki 8 il için ısıtma uygulamasında yıllık ortalama ısı pompası performans katsayısı (ITK_{ip}) ve sistem performans katsayısı (ITK_{sis}) değişimi.....	99
Şekil 4.34. Tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin GDHKIP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyet üzerine etkisi.....	100
Şekil 4.35. Tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin GDHKIP sisteminde SF üzerine etkisi.....	101
Şekil 4.36. Tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin GDHKIP sisteminde ITK_{ip} ve ITK_{sis} üzerine etkisi.....	101
Şekil 4.37. İstenilen oda sıcaklıkları değişimlerinin GDHKIP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyet üzerine etkisi.....	102
Şekil 4.38. İstenilen oda sıcaklıkları değişimlerinin GDHKIP sisteminde SF üzerine etkisi.....	103
Şekil 4.39. İstenilen oda sıcaklıkları değişimlerinin GDHKIP sisteminde ITK_{ip} ve ITK_{sis} üzerine etkisi.....	103
Şekil 4.40. Türkiye’deki 8 ilde ısı pompası soğutma çevrimi simülasyonu yıllık güç tüketimi (W_{top}) ile yıllık maliyetin değişimi.....	104
Şekil 4.41. Türkiye’deki 8 ilde ısı pompası soğutma çevrimi simülasyonu performans katsayısı (STK_{ip}) ile sistem performans katsayısı (STK_{sis}) değişimi.....	104

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 2.1. Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası (Anonim-4).....	16
Çizelge 2.2. Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası (Anonim-4).....	16
Çizelge 3.1. Sıcaklık kontrollü valf denklemleri (Anonim-16'dan değiştirilerek alınmıştır).....	59
Çizelge 3.2. Aylara karşılık gelen zaman aralıkları.....	72
Çizelge 3.3. Restoranı oluşturan elemanlara ait toplam ısı transfer katsayıları....	75
Çizelge 4.1. Ele alınan mahallin HKIP ile sıcak su elde edilmesi ve ısıtılması durumunda güç tüketim değerleri ve oranları.....	81
Çizelge 4.2. Ele alınan mahallin HKIP ile sıcak su elde edilmesi ve ısıtılması durumunda toplam ısı transfer miktarları.....	81
Çizelge 4.3. Ele alınan mahallin GDHKIP ile sıcak su elde edilmesi ve ısıtılması durumunda güç tüketim değerleri ve oranları.....	87
Çizelge 4.4. Ele alınan mahallin GDHKIP ile sıcak su elde edilmesi ve ısıtılması durumunda toplam ısı transfer miktarları.....	87
Çizelge 4.5. DG'li sistem ile sıcak su elde edilmesi ve mahal ısıtılmasının maliyet analizi.....	90
Çizelge 4.6. GDDG'li sistem ile hem sıcak su elde edilmesi ve mahal ısıtılmasının maliyet analizi.....	94
Çizelge 4.7. Ele alınan mahallin HKIP ile soğutulması durumunda güç tüketim değerleri ve oranları.....	97
Çizelge 4.8. Ele alınan mahallin HKIP ile soğutulması durumunda toplam ısı transfer miktarları.....	97
Çizelge 4.9. DG'li ve GDDG'li sistem maliyetleri.....	106
Çizelge 4.10. HKIP ve GDHKIP sistem maliyetleri.....	107
Çizelge 4.11. Yıllık eşdeğer masraf yöntemine göre yapılan ekonomik analiz....	107

1.GİRİŞ

Birçok binada iki temel ısıl yük meydana gelmektedir. Bu yükler, kullanım suyunun ve konutların ısıtılmasıdır. Binalardaki toplam enerji ihtiyacının yanında kullanım suyunun ısıtılması için tüketilen enerji miktarı az olmasına rağmen sistemlerde meydana gelen enerji kayıpları bu miktarı yükseltmektedir. Önceleri kullanım sıcak suyu ihtiyacı için binalardaki toplam ısıl enerjinin %15-20'si kullanılmaktaydı. Son yıllarda artan yaşam standartları ve hijyen ihtiyaçları bu oranı yükseltmiştir. Ayrıca binalarda yalıtımın artmasıyla konutların ısıtılması için gereken enerji miktarının azalmasıyla bu oran %25'lere yükselmiştir (Gürenli ve ark. 2012).

Günümüzde Dünya'da ve ülkemizde konutların ve kullanım suyunun ısıtılması için alternatif sistemlerin payı giderek artmaktadır. Bu durumun ortaya çıkmasındaki en büyük etken su ve enerji tasarrufu sağlamaktır. Enerji verimliliğini arttırmak için daha verimli sistemler üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalar enerji sistemleri ile alakalı yazılım programları aracılığıyla veya deneysel test sistemleri oluşturularak yapılmaktadır. Fakat deneysel sistemler uzun süreç gerektirdiğinden ve maliyeti arttırdığından enerji sistemleri programlarını kullanmak daha avantajlıdır. Ayrıca sistem üzerinde daha kolay değişiklik yapılmasına olanak sağlamakta olup hızlı ve esnek çözümler sunmaktadır.

Dünyadaki enerji kaynaklarının sınırlı ve tükenmekte olması ülkelerin enerji politikalarını yeniden gözden geçirmesine sebep olmuştur. Bu doğrultuda 2000'li yılların başında ön plana çıkan politikalar; enerji güvencesi sağlamak, ekonomik gelişme kaydetmek ve de bunları yaparken çevreye zarar vermemek olarak açıklanabilir.

Özellikle son dönemlerde fosil yakıtların oluşturduğu çevre kirliliği, enerji talebinin gün geçtikçe artması ve bu yakıtların tükenmekte olması yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarına olan talebi arttırmıştır. Bu enerji kaynakları güneş enerjisi, jeotermal enerji, rüzgâr enerjisi ve dalga enerjisidir. Bu kaynaklar içerisinde en avantajlısı güneş enerjisidir. Güneş enerjisinden, enerji ihtiyacının olduğu hemen hemen her yerde faydalanmak mümkündür.

Ülkemizin avantajlarından biri de güneş enerjisi yönünden coğrafi konumunun oldukça elverişli olmasıdır. Ülkemizdeki bu potansiyeli değerlendirerek hem çevre kirliliğini azaltmak hem de ekonomimize katkı sağlamak mümkündür. Güneş enerjisinden yararlanmak adına çeşitli çalışmalar yapılmaktadır. Güneş enerjisi kaynak olarak kullanılarak, düşük sıcaklıklardaki ısı enerjisi, ısı pompası aracılığıyla daha yüksek sıcaklıklara taşınabilir.

Isı pompaları, elektrikli ısıtıcılara göre daha ekonomiktir. Çevre kirliliğine neden olmazlar. İstenildiği zaman hem soğutma hem de ısıtma amaçlı olarak kullanılabilirler. Bu gibi faydaları nedeniyle sıklıkla ısı pompaları üzerine çalışmalar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar içerisinde yüksek performans katsayıları, çevreye zarar vermemeleri ve düşük enerji tüketimleri dikkat çekmektedir. Örnek verecek olursak, hava kaynaklı ısı pompaları elektrikli sistemlere göre %70'e kadar, gaz kazanlarına göre ise %20'e kadar daha az enerji tüketerek bir yılda 2 tondan fazla karbon salınımının azaltılmasını sağlayabilmektedir (Anonim-1 2017; Kandirmiş 2017).

2.KAYNAK ARAŞTIRMASI VE KURAMSAL TEMELLER

2.1. Kaynak Araştırması

Bir evin kış ve yaz aylarında ısı kazanç ve kayıplarının karşılanması yanında sıcak su ihtiyacının karşılanması da gerekmektedir. Bir evin ısıtılması, soğutulması ve sıcak su ihtiyacı farklı sistemler kullanılarak karşılanmaktadır. Bu sistemlerden bir tanesi de ısı pompalarıdır. Son yıllarda yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının artmasından dolayı, özellikle HKIP (hava kaynaklı ısı pompası)'ler yaygın olarak kullanıma girmektedir. HKIP'ler yanında güneş enerjisi de sıcak su elde edilmesinde takviye olarak kullanılmaktadır. HKIP'ler üzerine deneysel ve nümerik birçok çalışma mevcuttur. Çalışmalarda nümerik analizde TRNSYS (Zamana bağlı simülasyon programı) programının yaygın olarak kullanıldığı görülmektedir. TRNSYS %5 ile %10 hata aralığında çalışarak iyi bir performans gösteren zamana bağlı bir simülasyon programıdır (Shrivastava ve ark., 2017).

Morrison ve ark. (2004), kondenserin su tankının içine ve dışına yerleştirildiği HKIP yardımıyla sıcak su elde eden iki farklı sistem tasarlamışlar ve yıllık performanslarını test etmişlerdir. Test ettikleri iki farklı HKIP'li su ısıtma sisteminin de, tipik güneş enerjisi su ısıtma sistemlerine veya GDIP (güneş enerjisi destekli ısı pompası) su ısıtma sistemlerine göre önemli ölçüde daha düşük performans gösterdiğini tespit etmişlerdir. Ayrıca her iki ısı pompası için yıllık yük çevrim performansı TRNSYS programı kullanılarak tanımlanmıştır.

Byrne ve ark. (2012) HPS (eşzamanlı ısıtma ve soğutma) için ısı pompası ile küçük ofis ve konutlarda mahal ısıtması, mahal soğutması ve sıcak su üretimini gerçekleştirmişlerdir. Binanın termal ihtiyacına göre ısıtma ve soğutma eşzamanlı modlarda sıcak ve soğuk su üretmek için çalıştırılmıştır. Isıtma modunda soğutucu akışkanın aşırı soğutulmasıyla bir miktar enerji elde etmek için kondansatörden sonra bir su deposuna bağlı alt bir soğutucu yerleştirilmiştir. Daha sonra ortam havasından daha yüksek bir sıcaklıktaki su döngüsü bir evaporatör için kaynak olarak kullanılmıştır. Standart ısı pompasına kıyasla ortalama kış performansı artmıştır. Hava evaporatörü, ısı üretimini durdurmadan iki fazlı bir termosifon ile çözdürülmüştür. HPS'nin çalışması TRNSYS programı kullanılarak modellenmiştir. Bu model, R407C ile çalışan bir HPS prototipinde yapılan deneysel bir çalışmanın sonuçları kullanılarak doğrulanmıştır.

Sistemin yıllık performansını ve enerji tüketimini değerlendirmek için bir otele bağlanan HPS'nin yıllık simülasyonları yürütülmüştür. Sonuçlar standart bir ısı pompası ile karşılaştırılmıştır. Senaryoya bağlı olarak, elektrik enerjisi tüketimindeki tasarrufun ve yıllık performans artışının sırasıyla %55'e ve %19'a ulaşabileceği gösterilmiştir.

Cabrol ve Rowley (2012) HKIP'ye bağlı yerden ısıtılmalı sisteme sahip konutlar için karşılaştırmalı geçici simülasyon analizini, TRNSYS programını kullanılarak gerçekleştirmişlerdir. Karbon emisyonunun azaltılmasına, binaların yalıtımına ve PCM (faz değiştiren madde)'lerin ITK (performans katsayısı)'ye etkisine ve tükettiği enerjiye yoğunlaşmışlardır. İngiltere'nin farklı konumlarında yerden ısıtılmalı konutlar üzerinde analizler yapmışlardır. HKIP sisteminin performansını üç konutta kullanılan farklı yalıtım durumlarına göre incelemişlerdir. Ayrıca PCM'nin binanın ısı tepkisi üzerine etkisini de değerlendirmişlerdir. PCM içeren ince beton zemin döşemenin daha iyi bir konfor sağladığını ve etkin iç çevre kontrolü sağlamak için PCM malzemesi ile yapı termal performansının dikkatli bir şekilde eşleştirilmesi gerektiğini öne sürmüşlerdir.

Al-Zahrani ve ark. (2012) ısı pompası kullanımı üzerine bir TRNSYS simülasyon çalışması yapmışlardır. Bu çalışmada, tropik iklimlerde bir eve veya ofis binasına ısıtma ve soğutma sağlanması amacıyla bir ısı pompasının sıcak su ve soğuk su depolama sistemlerine entegrasyonu hakkında TRNSYS simülasyon çalışması sunmuşlardır. Amaçları, ısı pompası tarafından kullanılmayan atık ısının kullanılmasıdır. Isı pompası iki su depolama tankıyla entegredir. Biri, ısının ısı pompası tarafından arttırıldığı soğuk su deposudur ve diğeri ısı pompası tarafından kullanılmayan ısıyı depolayan sıcak sudur. Soğuk su deposunu eve veya ofise soğutma suyu sağlaması için kullanmışlardır. Sıcak su deposunu ise banyo ve bulaşık yıkama gibi günlük kullanım için kullanmışlardır. Sonuç olarak iki depolama tankının boyutlandırılmasının ve iki tank arasındaki ısı transferinin dengelenmesinin, depolama tanklarında uygun sıcaklıkların muhafaza edilmesi için önemli tasarım faktörleri olduğunu belirtmişlerdir.

Chargui ve Sammouda (2014) çift kaynaklı ısı pompası ile bir konutun modellenmesini TRNSYS programını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmadaki amaçları, konut ve ısı pompası sisteminin bağlantısını modellemek ve simüle etmektir. Ayrıca kontrol fonksiyonunu ve güneş radyasyonunun evin her yönündeki etkilerini de incelemişlerdir. Güneş ışınlama oranının, sıcaklık dağılımına, tüketilen ve verilen enerjiye, odalardaki

yük üzerine etkisini Tunus ikliminde incelemişlerdir. Isı pompası uygulanan konutta tanktan ayrılan suyun akış hızı yükseldiğinde, sistemin termal olarak etkilenmesini bir dezavantajı olarak belirtmişlerdir. Bununda, depodaki sıcaklığın düşmesine, ısı pompasının performansının düşmesine ve elektrik kullanımının artmasına neden olduğunu söylemişlerdir. Buna rağmen, sistemin konut veya sera ısıtması için Tunus ve Akdeniz ikliminde tatmin edici bir şekilde kullanılabileceğini göstermişlerdir.

Hepbaşlı ve Kalıncı (2009) HPWH (ısı pompası su ısıtma sistemleri)'ı gözden geçirmişlerdir. HPWH'ı enerjik ve ekserjetik olarak incelemişlerdir. HPWH üzerine yapılan çalışmaların kapsamlı bir incelemesini sınıflandırarak tablo halinde sunmuşlardır. HPWH'lar enerji ve ekserji analiz yöntemleri kullanılarak performans değerlendirme için modellenmiştir. Bu çalışmadaki amaçları yapılan analizleri ve sistemlerin kullanımını dikkate alarak HPWH 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.

Safa ve ark. (2015) iki kademeli değişken kapasiteli HKIP'nin mahal performans sonuçları ve TRNSYS simülasyonu üzerine çalışmışlardır. Deneysel olarak performansı doğrulamak için Kortright Centre'in alt yapısını kullanmışlardır. Tam ölçekli bir Archetype sürdürülebilir test evinin bodrumunda HKIP'nin test birimini kurmuşlardır. Sistemi yaz ve kış aylarında 4-6 hafta kontrol etmişlerdir. Soğutma modu için dış hava sıcaklıkları sırasıyla 33°C'den 16°C'ye değişirken STK'nin 4,7 ile 5,7 arasında değiştiğini gözlemlemişlerdir. Isıtma modu için ise dış hava sıcaklıkları sırasıyla -19°C'den +9°C'ye değişirken ITK'nin 1,79 ile 5,0 arasında değiştiğini gözlemlemişlerdir. Simülasyon sonuçları HKIP'nin 2289 kWh soğutma yaptığını ve 434 kWh elektrik tükettiğini göstermiştir. Dolayısıyla mevsimlik STK 5,27, fan elektrik tüketimi dahil edildiğinde ise mevsimlik STK 3,5 olmuştur. Isıtma modunda ise 5400 kWh elektrik tüketirken 17579 kWh ısı ürettiğini göstermiştir. Dolayısıyla mevsimlik ITK 3,23, fan elektrik tüketimi de dâhil edildiğinde mevsimlik ITK 2,1 olmuştur.

Sıcak su elde edilmesinde verimin artırılması amacıyla HKIP sistemleri yanında güneş enerjisi kolektörleri de yaygın olarak kullanılmaktadır. Shan ve ark. (2016) soğuk iklim kuşağında mevcut bir evde çalıştırılan entegre GDHKIP (güneş enerjisi destekli hava

kaynaklı ısı pompası) su ısıtma sistemini değerlendirmişlerdir. Bunun için bir entegre güneş enerjili su ısıtma sistemi tasarlamışlardır. Sistemin kış şartlarında performansını test ve analiz etmişlerdir. Gün ışığı ısıtma sistemlerinin gerçekçi koşullar altında diğer sistemlerle birlikte çalıştırılmasına yönelik birçok engelin bulunduğunu araştırmak için HKIP ile entegre bir mahal ısıtma sistemi kurmuşlardır. Her alt sistemin detaylı performansını, tam ölçekli bir test evinde analiz etmişlerdir. Simüle edilmiş kırsal bir evdeki entegre GDHKIP'nin ısı performansını ölçmüş ve değerlendirmişlerdir. HKIP çalışma süresinin, ortam sıcaklığının düşük olduğu (örneğin; gece yarısı) zaman yerine yüksek ortam sıcaklığının (örneğin; öğleden sonra) olduğu sürelerle sınırlı olması gerektiğini ve ayrıca çalışma şartlarına göre HKIP'nin tipik soğuk iklim koşullarında ortalama İTK'sinin %20'den fazla geliştirilebildiğini göstermişlerdir.

Deng ve ark (2016) Pekin'de tek ailelik kırsal yerleşim birimleri için düşük sıcaklıkta bir HKIP ile kombine edilmiş bir güneş enerjisi ısıtma sistemi üzerine simülasyon ve optimizasyon çalışması yapmışlardır. Kurulan sistem 18,4 m² brüt alana sahip cam esaslı tüp boru güneş enerjisi kolektörlerinden ve 81,4 m²'lik tek ailelik bir kırsal konutta mahal ısıtma için 8 kW'lık bir ısıtma gücü ile çalışan bir HKIP'den oluşmaktadır. Test verilerini 20 gün boyunca ölçmüşlerdir. HKIP ile kombine edilmiş bir güneş enerjisi ısıtma sisteminin termal performans simülasyon modeline dayanarak, sistemin optimizasyon tasarımını ve ekonomik verimliliği hem mevcut ev hem de iyi yalıtımlı tipik kırsal ev ile analiz etmişlerdir. Analizler sonucunda güneş sirkülasyon sisteminin sıcaklık farkına göre kontrol modunun, sabit toplayıcı çıkış sıcaklığı moduna göre daha iyi olduğunu, ayrıca güneş ısıtma sistemi için minimum uygun depo hacminin tasarlanması gerektiğini, (kurulu pilot sistem için asgari uygun depo hacmi 300 litredir) 15,04-22,56 m²'lik kolektör alanlı güneş enerjisi mahal ısıtma sisteminin geri ödeme süresinin 17,3-22,4 yıl arasında olduğunu, iyi yalıtımlı bina için bunun daha uzun sürdüğünü, güneş enerjisi ısıtma sisteminin geri ödeme süresinin, güneş sisteminin kWh başına eşdeğer ısı fiyatı ile yakından ilgili olduğunu, eşdeğer ısı fiyatını, güneş sisteminin maliyetini düşürerek yada güneş enerjisi alanlarını yüksek güneş radyasyon bölgelerinde kurarak düşürebileceklerini bulmuşlardır. Ayrıca Pekin hükümetinin eşdeğer ısı fiyatının etkisi azaltmak için bazı finansman destekleri sunması gerektiğini önermişlerdir.

Shrivastava ve ark. (2017) güneş enerjili su ısıtma sistemlerinin modellenmesini ve simülasyonunu TRNSYS perspektifinden incelemişlerdir. Simülasyon programlarının gerekliliğini “Ürün tasarımı ve optimizasyonu iterasyonla enterpolasyon işlemidir. Değerlendirme ve sertifikasyon süreci, ürünün standart test koşullarında kapsamlı bir şekilde test edilmesini gerektirir. Ancak gerçek dünya deneyleri çeşitlilik ve belirsizlikle doludur. Üstelik laboratuvar deneylerinde aşırı test ortamları yaratmak mümkün değildir. Çoğu durumda, aşırı çalışma süresi ticarete zarar verme ve sosyo-finansal etkiler nedeniyle fiziksel deneyler hiç mümkün değildir. Bu gibi durumlarda simülasyon, performans analizi ve ürün tasarım optimizasyonu için umut verici bir alternatiftir. “ şeklinde izah etmişlerdir. İlk araştırmalarda dahil olmak üzere güneş enerjili su ısıtma sistemlerinin simülasyonlarının incelemesini, popüler simülasyon araçlarıyla karşılaştırmalı analizini ve yapısını TRNSYS perspektifinde sunmuşlardır. Varsayımları, farklı bileşenlerin incelenmesini, simülasyonun avantajlarını ve sınırlamalarını da tartışmışlardır.

Jonas ve ark. (2017) farklı bina tipleri ve iklim bölgelerinde paralel bağlı GDTKIP (güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası) ve GDHKIP sistemlerinin performanslarının simülasyonları ile güneş enerjisi desteği olmayan ısı pompası sistemlerinin performanslarının simülasyonlarını TRNSYS programını kullanarak karşılaştırmışlardır. Simülasyon sonuçları bir ısı pompası sisteminin performansının güneş enerjisi desteği ile önemli ölçüde artırılabilceğini göstermiştir. GDHKIP sistemlerinin performansı ile GDTKIP sistemlerinin performansı arasındaki farkın ısı yükünün artmasıyla ve çevre havasının düşmesiyle arttığını belirtmişlerdir. Bununla birlikte ılıman iklimlerde GDHKIP sistemleri, güneş enerjisi desteği olmayan TKIP (toprak kaynaklı ısı pompası) sistemlerine kıyasla aynı veya daha yüksek mevsimsel performans faktörü değerleri elde edebilmiştir. Özellikle mahal ısıtmada düşük enerji talebi olan binalar için mevsimsel performans faktörü daha yüksektir ve sistemler birbirleriyle rekabet edebilmiştir.

Banister ve Collins (2015) çift tanklı GDIP sisteminin performansı ve performansının geliştirilmesi üzerine çalışmışlardır. Ev içi sıcak su ısıtma sistemi için çift tanklı özel tasarım bir GDIP sistemi geliştirmişlerdir. Konfigürasyondan kaynaklanan çoklu çalışma modları nedeniyle, elektrik tüketimini en aza indirmek için özel bir kontrol

stratejisi geliştirmişlerdir. Kontrolör, mevcut koşulları göz önüne alarak çalışma modlarını değerlendirmiş ve mümkün ve mevcut olan en iyi modu seçmiştir. 7,5 m² kolektör alanlı GDIP sisteminin, geleneksel güneş enerjisi sistemine göre %60-69 arasında tasarruf sağladığını göstermişlerdir. Fakat ikinci depo maliyeti yaklaşık 1000 \$ ve özel ısı pompası ise yaklaşık 2000 \$ olduğu için sistemin tek ailelik bir konut için enerji tasarrufunu gölgelediğini ve sistemin çok dairesel bir bina gibi daha büyük yüklerle uygulanmasının daha doğru olacağını belirtmişlerdir.

Li ve ark. (2017) güneş enerjisi kolektörleri ile ESS (ev tipi sıcak su sistemi) için HKIP'lerin kombinasyonlarını, iklim koşulları açısından ele almışlardır. Bunun için TRNSYS simülasyon programını kullanmışlardır. Simülasyon sonucunun doğrulanması için Tayvan'ın Tainan kentinde bir test düzeneği kurmuşlardır. TRNSYS modüllerinin ilgili parametrelerini de deneysel verileri kullanarak test etmişler ve doğrulamışlardır. Elektrikli su ısıtma sistemi ile karşılaştırma yapmak için, geleneksel bir güneş enerjili sistem, bir tek tanklı GDHKIP sistemi ve çift tanklı GDHKIP sistemi olmak üzere üç ortak ESS sistemi seçmişlerdir ve de teknik ve ekonomik yönlerini değerlendirmişlerdir. İklim koşullarının etkisini belirlemek için Tayvan'daki iki büyük şehri (Taipei ve Kaohsiung) simüle etmişlerdir. Hem Taipei hem de Kaohsiung için yapılan simülasyonların sonuçları çift tanklı GDHKIP sisteminin en düşük elektrik tüketimini gerçekleştirdiğini ve en düşük işletme maliyetlerine sahip olduğunu göstermiştir. Ayrıca GDHKIP sistemlerinin artan sermaye maliyetlerini de düşünmüşlerdir ve ekonomik fizibilitelerini belirlemek için gerçekçi geri ödeme sürelerini de hesaplamışlardır. Sermaye maliyetleri düşünüldüğünde kombine sistemlerin geri ödeme süresini Taipei'de Kaohsiung'dakinden daha uygun bulmuşlardır. Sistemler açısından değerlendirildiğinde tek tanklı sistemin çift tanklı sistemden daha erken geri ödeme süresine sahip olduğunu bulmuşlardır. Ekonomik olarak en uygun seçim ile teknik olarak en uygun seçimin çeliştiğini belirtmişlerdir.

Sterling ve Collins (2012) I-GDIP (dolaylı tip güneş enerjisi destekli ısı pompası) ev tipi sıcak su sisteminin fizibilite analizini yapmışlardır. Bir I-GDIP ev tipi sıcak su sistemini, TRNSYS programını kullanarak modellemişlerdir. Bu modeli, geleneksel bir güneş enerjili ESS ve bir elektrikli ESS ile karşılaştırmışlardır. Tüm sistemleri yalnızca evde su ısıtması için kullanmışlardır. Teorik olarak bir ısı pompasının bir ev tipi su

ısıtıcısının performansını arttırdığı bilinmektedir. Çift tanklı I-GDIP ev tipi sıcak su sisteminin performansını TRNSYS yazılımını kullanarak araştırmışlardır. Isı pompası destekli sistem, diğer iki sistemden daha az elektrik enerjisi kullanmış ve daha fazla güneş enerjisi toplamıştır. Sonuç olarak I-GDIP sistemi ile elektrik tüketiminin ve işletme maliyetlerinin en az olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca verilen sonuçların yalnızca simüle edilmiş modeller için olduğuna dikkat edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir.

Chu ve ark. (2014) I-GDIP sisteminin modellenmesini TRNSYS programı kullanarak incelemişlerdir. Sistemi mahal ısıtma, mahal soğutma, ESS ve nem alma işlemleri için tasarlamışlardır. Ayrıca FER (serbest enerji oranı)'nın değişimini değerlendirmişlerdir. Kış aylarında FER'in, SF (güneş fraksiyonu)'ye eşdeğer olduğunu, güneş kolektörü alanı arttığında FER'in de arttığını fakat sadece ısıtma mevsiminde kullanıldığı için kolektör alanının genel etkisinin yıllık FER için önemli olmadığını, düz plaka kolektörlerin tüp kolektörlere göre daha iyi performans gösterdiğini, sistemin performansına en büyük etkiyi ITK değerinin yaptığını, ısı pompası kapasitesi arttıkça FER'in arttığını, tank kayıp katsayısı azaldığında FER'in arttığını, önerilen sistemde ortalama ITK'nin 3 olduğunu belirtmişlerdir.

Carbonell ve ark. (2014) farklı binalar ve tipik bir Orta Avrupa iklim için IEA SHC Task44/HPP Annex 38 referans koşullarında paralel ve seri bağlı GDIP sistemlerini analiz etmişlerdir. Üç kombine sistemi ayrıntılı olarak incelemişlerdir. Bu sistemler; GDHKIP, GDTKIP ve SBKGDIP (sadece buz kaynağıyla birlikte kullanılan güneş enerjisi destekli ısı pompası)'dır. Sayısal hesaplamaları iki simülasyon programı vasıtasıyla gerçekleştirmişlerdir. Bu programlar TRNSYS ve Polysun-6[®]'dır. İki simülasyon programı arasında karşılaştırmalarda yapmışlardır. Sunulan simülasyon sonuçlarında hava kaynaklı sistemler için TRNSYS 17 ve Polysun-6[®] arasında %4'e varan oranlarda farklılıklar beklenebileceğini ve toprak kaynaklı sistemler için ise %14'e kadar daha yüksek farklılıklar beklenebileceğini göstermişlerdir. Kısmi elektrik tasarrufunun GDTKIP sistemleri için genel olarak GDHKIP sistemlerine kıyasla daha yüksek olduğunu, bununla birlikte mutlak elektrik tasarrufunun GDHKIP sistemlerinde GDTKIP sistemlerine kıyasla daha yüksek olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca buz kaynağına dayanan sistemlerin GDTKIP sistemlerinin sistem performanslarına

erişebildiğini, iki SBKGDIP simülasyonu arasındaki artan kolektör alanının, daha iyi bir sistem performansı sağladığını ve depolama hacminde buzun önemli ölçüde azaltılmasına olanak tanıdığını ortaya koymuşlardır.

Çift tanklı GDIP ev tipi sıcak su sistemlerinin fizibilite analizi yapılmıştır. İki konfigürasyon önerilmiştir. Sistemler TRNSYS programı kullanılarak modellenmiştir. Tek ailenin oturduğu bölgede sistem, ek maliyetlerinden dolayı enerji tasarrufunu gölgelemektedir. Daha çok, çok katlı binalar, hastaneler veya oteller gibi daha büyük yükler için kullanılırsa ekonomik olabilmektedir. Çalışmanın amacı bu sistemlerin ekonomik fizibilitesini değerlendirmektir. Sistem analizi için ev sıcak suyu yükü olarak büyük yükler (günde 20.000 lt.) uygulanmıştır. Sistem A'da çift tanklı güneş enerjisi sistemi, HKIP'ye paralel olarak bağlanmıştır. Sistem B'de ise çift tanklı güneş enerjisi sistemi, su kaynaklı ısı pompasına seri olarak bağlanmıştır. Ayrıca elektrikli bir ısıtma sistemi ve tek tanklı bir geleneksel güneş enerjisi sistemi bu analizde referans sistem olarak sisteme girilmiştir. Sonuçlar, geleneksel güneş enerjili su ısıtma sistemlerinin tasarruflarının daha da arttırmasına olanak tanımıştır (Anonim-2 2016).

Banister ve ark. (2014) ev tipi bir sıcak su deposu kullanan çok modlu GDIP'nin TRNSYS modelinin doğrulanması üzerine çalışmışlardır. Bunun için özel olarak tasarlanmış bir test düzeneği kurmuşlardır. Test düzeneği birkaç GDIP sistem konfigürasyonunun deneysel olarak değerlendirilmesini sağlamaktadır. Test düzeneği, gerçek GDIP sistemi ile hemen hemen aynı çalışmaktadır. Sadece güneş kolektörü yerine elektrikli bir ısıtıcı kullanmışlardır. Belirli günler için test düzeneğinin ve TRNSYS modelinin sonuçları kaydetmişler ve karşılaştırmışlardır. Bu karşılaştırmalar sonucunda sıcak su tankındaki ortalama sıcaklıklardaki farklılıkları 1°C'den daha düşük bulmuşlardır.

Jonas ve ark. (2017) TRNSYS programında GDIP sistemlerinin simülasyonu için kullanıcı dostu bir araç hazırlamışlardır. Binaların verimli enerji temini için SHP (kombine bir güneş ve ısı pompası sistemi) ele almışlardır. Karmaşık ve uzun genel modelleme sürecine bir alternatif olarak, modelleme ve simülasyon hakkında neredeyse hiçbir bilgisi olmayan kullanıcıların önceden tanımlanmış farklı SHP kavramlarını analiz etmelerini sağlayan TRNSYS tabanlı bağımsız bir araç (SHP-SIMFRAME) sunmuşlardır. Ayrıca güneş enerjisi kolektörleri olmayan ısı pompası sistemleri ile

HKIP ve TKIP sistemlerine paralel bağı güneş enerjisi sistemleri üzerinde yoğunlaşmışlar ve kolektör tiplerini de incelemişlerdir. Simülasyonda TKIP'nin ITK'sini 4,51 ve HKIP'nin ITK'sini 3,66, kondenserin nominal gücünü TKIP için 5,940 kW ve HKIP için 6,360 kW bulmuşlardır. Sonuç olarak, kolektör verimlilik parametrelerinin SHP sistemlerinin mevsimsel performans faktöründe yüksek bir etkiye sahip olduğunu ve daha yüksek yatırım maliyetlerine veya sınırlı çatı alanlarına sahip binalara bağı olarak seçici güneş enerjisi kolektörlerinin değerli bir yatırım olduğunu göstermişlerdir.

Li ve ark. (2014) soğuk iklim koşullarında hem mahal ısıtma hem de evde kullanılan sıcak su için mevsimlik enerji depolaması ile kombine bir GDIP sistemi önermişlerdir. Bunun için TRNSYS programını kullanmışlardır. Sistemi dört farklı modda çalışacak şekilde tasarlamışlardır. Bu modlardan mod 1'i güneş enerjisi depolama için mod 2'yi güneşle doğrudan ısıtma için mod 3'ü sudan suya ısı pompası ısıtması ve son olarak da mod 4'ü havadan suya ısı pompası ısıtması şeklinde ayırmışlardır. Sistemi inşaat alanı 2252 m², her katta 20 odası olan 6 katlı bir yurt binası için oluşturmuşlardır. Simülasyon sonucunda sistemin ortalama ITK'si ısıtma ayları boyunca 3,7'ye ulaşmıştır. Mahal ısıtma için aylık ortalama ITK ise yaklaşık olarak 3,2 olmuştur. Mahal ısıtma için sistemin performansı, geleneksel mahal ısıtma sistemleriyle karşılaştırıldığında %52 civarında enerji tasarrufu sağlamıştır. Ayrıca tasarladıkları sistem için en önemli parametrelerin, depolama tankı karakteristiği, havadan suya ısı pompasının ölü bant sıcaklığı ve güneş kolektörü alanı olduğunu belirtmişlerdir. Bu yüzden havadan suya ısı pompasının ölü bant sıcaklığının -7 °C, optimum depolama faktörünün 0,5 m³/m² ile 0,8 m³/m² aralığında ve güneş kolektör alanının 130 m² ile 160 m² aralığında olması gerektiğini önermişlerdir.

Carbonell ve ark. (2014) mahal ısıtmasına ve sıcak kullanım suyu hazırlanmasına GDIP'lerin potansiyel yararlarını incelemişlerdir. Güneş ısı sistemlerinin ısı pompaları ile kombinasyonunu sayısal olarak analiz etmişlerdir. Tüm simülasyonlar Avrupa'daki birçok iklim için Polysun-6[®] programı ile gerçekleştirilmiştir. Sistemleri, tek ailelik evler için mahal ısıtma ve sıcak kullanım suyu sağlamak üzere tasarlamışlardır. Sunulan sonuçlarda, hem HKIP hem de TKIP için bir güneş enerjisi termal sistemi eklendiğinde toplam ısıtma sisteminin mevsimsel performans faktörünün arttığını göstermişlerdir.

Öte yandan, HKIP'nin performansının yalnızca bir güneş enerjisi termal sistemi ile kombine edildiğinde azaldığını, bu nedenle kısmi elektrik tasarrufu açısından potansiyel yararının, toprak kaynaklı sistemlerin potansiyel yararından daha az olduğunu göstermişlerdir. Fakat mutlak elektrik tasarrufu açısından, bir ısı pompası sistemine güneş enerjisi katmanın faydası, güneş enerjisi sisteminin bulunmadığı referans sistemin elektrik enerjisi tüketimiyle arttığından dolayı hava kaynaklı sistemlerin toprak kaynaklı sistemlere kıyasla daha yüksek bir potansiyele sahip olduklarını ortaya koymuşlardır. Ayrıca yüksek enerji talebi olan sistemlerin, örneğin daha soğuk iklimlerde veya daha düşük bina izolasyon standartlarına sahip sistemlerde, düşük enerji talebi olan sistemlere göre daha fazla fayda sağlayacağını söylemişlerdir. Yine de sonuçların, burada incelenenlerden farklı koşullar için güvenilir olmayacağını bu nedenle örneğin çok boyutlu polinomları veya nomogramları kullanan basitleştirilmiş bir model kullanılmasını önermişlerdir.

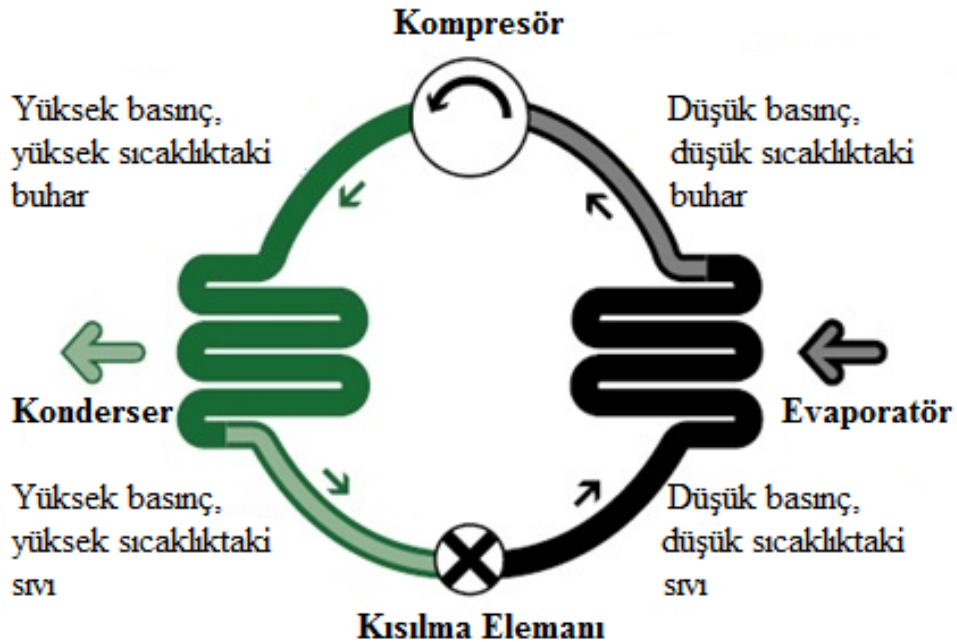
Son yıllarda fotovoltaik güneş panelleri, güneş kolektörlerinin yerini almaktadır. Kamel ve Fung (2014) bir çatıya PV/T (fotovoltaik/termal kolektör) entegre etmek üzere TRNSYS modeli geliştirmişler ve örnek sürdürülebilir bir evde HKIP ile birleştirmişlerdir. Isı pompasında, ısı üretimi için kaynak olarak BIPV/T (binaya entegre fotovoltaik/termal kolektör) içinde üretilen sıcak havayı kullanmışlardır. BIPV/T ve HKIP'nin birleşimi ile kış koşullarında oldukça etkili bir ısıtma sistemini mümkün kılmıştır. Geliştirilen TRNSYS modelini ısı pompasının mevsimsel performansını tahmin etmek için farklı bölgelere göre simüle etmişlerdir. Simülasyondan elde edilen sonuçları, enerji ve maliyet tasarruflarını ve fotovoltaik panellerden elektriğe bağlı sera gazı emisyon oranını azaltma potansiyelini tahmin etmek için kullanmışlardır. Sonuçta yıllık elektrik faturasından 500 \$ bir tasarruf olduğunu ve yenilenebilir elektrik üretimiyle fazladan 1734,7 kg CO₂ sera gazı emisyonunu önlediklerini göstermişlerdir.

Do ve ark. (2017) GDIP sistemlerini incelemişlerdir. Çevresel veriler için ASHRAE (Amerika ısıtma soğutma tesisat mühendisleri derneği) tarafından sağlanan IWEC verileri kullanılmıştır (Daejeon, Kore). Sistem enerjisini güneşten ve ortamdaki havadan almaktadır. Hibrit güneş enerjisi kolektörleri olan bir GDIP sistemi, sıcak su temin sistemi olarak düşünülmüştür. GDIP sisteminin performansını ve enerji verimliliğini analiz etmek için basit bir termodinamik model geliştirmişlerdir. Bu modele, fanlar ve

dolaşım pompaları gibi yardımcı bileşenler için elektrik tüketimi modellerini de dahil etmişlerdir. Geliştirilen modele dayanarak, ısı transfer hızı, ITK ve sistemin yıllık çalışma süresini değerlendirmişlerdir.

2.2. Isı Pompaları

Isı pompaları bir iş harcanmak suretiyle, ısıyı soğuk kaynaktan çekip sıcak kaynağa aktaran cihazlardır. Soğutma makinelerinde amaç ortamı, onu çevreleyen ortam sıcaklığının altına düşürmek iken ısı pompasında amaç atılan ısıdan yararlanarak bir ortamın veya kullanım suyunun ısıtılmasıdır. Soğutma makinesiyle aynı çevrim prensibe göre çalışan ısı pompası 4 ana elemandan oluşmaktadır. Bunlar kompresör, kondenser, kısılma elemanı ve evaporatördür (Şekil 2.1). Sistemin en önemli parçası kompresör olup, soğutucu akışkanı, iki ısı değiştirici (evaporatör ve kondenser) arasında dolaştıran elemandır. Evaporatöre sıvı halde giren düşük basınçtaki soğutucu akışkan çevrenin ısını çekerek buharlaşır ve daha sonra kompresör tarafından sıkıştırılarak yüksek basınçta kondensere gönderilir. Burada çevreye ısı vermek suretiyle sıvı hale gelen yüksek basınçtaki soğutucu akışkan kısılma vanasına girerek basıncı düşürülür ve evaporatöre gönderilir.



Şekil 2.1. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi (Anonim-3'den değiştirilerek alınmıştır)

Herhangi bir mahalde ısı pompası yardımıyla kış aylarında ısıtma ve sıcak su ihtiyacı karşılanabilir, yaz aylarında ise soğutma ve nem alma işlemlerini gerçekleştirmek suretiyle yıl boyunca iklim kontrolü sağlanabilir. Toprak ve dış hava daima bir miktar ısı içerdiğinden, ısı pompası soğuk kış günlerinde bile bir eve ısı sağlayabilir (Anonim-3 2004).

Isı pompalarında toprak, su ve hava temel kaynak olarak kullanılmaktadır. Kaynak seçimi bölgeye ve kullanım amacına göre yapılır. Buradaki en önemli husus kaynağın mümkün olduğunca kararlı olmasıdır. Bu üç temel kaynağın içerisinde en kararlı olanı topraktır. Fakat toprak kaynaklı sistemlerin ilk yatırım maliyetleri yüksek olmasından dolayı, son yıllarda kompresör teknolojinin gelişmesi ve çeşitli soğutucu gazların kullanılabilmesi sonucu ilk yatırım maliyeti daha uygun olan hava kaynaklı cihazlara talep artmaktadır (Anonim-4 2016).

2.2.1. Isı pompası bileşenleri ve bazı ifadeler

Evaporatör: Soğutucu akışkanın çevreden ısıyı emdiği ve düşük sıcaklıkta buhar haline gelmesi için kaynatıldığı bir serpantindir. Soğutucu akışkanı 4 yollu valf yardımıyla kompresöre gönderir.

Kompresör: Buhar halde emdiği soğutucu akışkanı sıkıştırır ve çıkışta soğutucu akışkan yüksek sıcaklıkta kızgın buhar haline gelir.

Kondenser: Soğutucu akışkanın sıvılaştırıldığı ısı eşanjörüdür. Burada soğutucu akışkan ısını çevre havasına vererek yoğuşur.

Genleşme valfi: Yoğuşan sıvının basıncının düşürüldüğü elemandır. Alçak basınçta sıvı-buhar karışımı şeklinde evaporatöre gönderilir.

Performans katsayısı (ITK): Isıtma tesir katsayısı olarak da adlandırılan ve ısı pompasının ısıtma verimliliğini ifade eden bir parametredir. Belirli bir sıcaklıkta ısı pompasından çıkan enerjinin, ısı pompasının tükettiği elektrik enerjisine bölünmesiyle hesaplanır. ITK ne kadar yüksek olursa, ısı pompası o kadar verimli olur. Bu değer, iç ve dış ortam sıcaklığına bağlıdır.

EER (Enerji verimliliği oranı): Soğutma verimliliğini ölçen bir parametredir. Isı pompasının Btu/saat cinsinden soğutma kapasitesinin, belirli bir sıcaklıktaki Watt cinsinden elektrik enerjisi girişine bölünmesi ile belirlenir. EER değeri ne kadar yüksek olursa ünite o kadar verimli olur.

Mevsimsel enerji verimliliği oranı (SEER): Soğutma sezonunda ısı pompasının soğutma verimliliğini ölçer. Soğutma mevsimi boyunca elde edilen toplam soğutmanın (Btu/h), ısı pompası tarafından o zaman boyunca kullanılan toplam enerjiye Watt-saat cinsinden bölünmesi ile belirlenir (Anonim-3 2004).

2.2.2. Isı pompası sistemleri

2.2.2.1. Su kaynaklı ısı pompası

Toprağın altında, göllerde, akarsularda vb. alanlarda ulaşılabilir seviyede devamlı akışı olan yeraltı su kaynağı bulunması durumunda bu kaynaktaki su, ısı kaynağı olarak kullanılabilir. İdeal bir işletme için su sıcaklığı +8 °C ile +12 °C arasında olmalıdır. Bu sistemlerde açılan bir kuyu ile yeraltı suyu emilir, ısı pompasında kullanıldıktan sonra tekrar toprağa gönderilir. Göllerden, kuyulardan, şehir şebekesinden vb. elde edilen su, ısı kaynağı olarak kullanılabilir.

2.2.2.2. Toprak kaynaklı ısı pompası

Topraktan ısı elde etmek için iki temel yöntem kullanılmaktadır. Bunlar, dikey tip veya yatay tip toprak kaynaklı ısı pompalarıdır. Toprak, tüm yıl boyunca yaklaşık olarak aynı sıcaklıkta kalır. Isıtma mevsiminde dış havadan daha yüksek sıcaklıkta, soğutma mevsiminde ise dış havadan daha düşük sıcaklıkta kalarak daha kararlı bir enerji kaynağı görüntüsü oluşturur.

Toprak kaynaklı sistemlerde enerji kaynağı olarak toprak kullanılmaktadır. Güneş ışınmalarının dolaylı ya da doğrudan toprağa ulaşmasıyla toprakta 1,2-1,5 m. derinliğe kadar enerji birikimi olur ve toprak bu enerjiyi depolar. Ayrıca toprağa dünyanın çekirdeğinden de bir ısı akışı olur. Fakat bu ısı akışı yer kabuğuna doğru azalarak yüzeye 2 m. kala sıfır olur. Sistem tipine göre toprağın yüzeyindeki ısı depolanması Çizelge 2.1’de ve Çizelge 2.2’de gösterildiği gibidir (Anonim-4 2016).

Çizelge 2.1. Yatay tip toprak kaynaklı ısı pompası (Anonim-4)

Zemin Toprak Kalitesi	Spesifik Isı Çekme Kapasitesi
Kuru, kumlu zemin	10-15 W/m ²
Nemli, kumlu zemin	15-20 W/m ²
Kuru, balçıklı zemin	20-25 W/m ²
Nemli, balçıklı zemin	25-30 W/m ²
Yeraltı suyu bulunan zemin	30-35 W/m ²

Çizelge 2.2. Dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası (Anonim-4)

Zemin Toprak Kalitesi	Spesifik Isı Çekme Kapasitesi
Kuru, kumlu zemin	20-40 W/m ²
Nemli, kaya zemin	50-60 W/m ²
Yeraltı suyu bulunan zemin	70-90 W/m ²

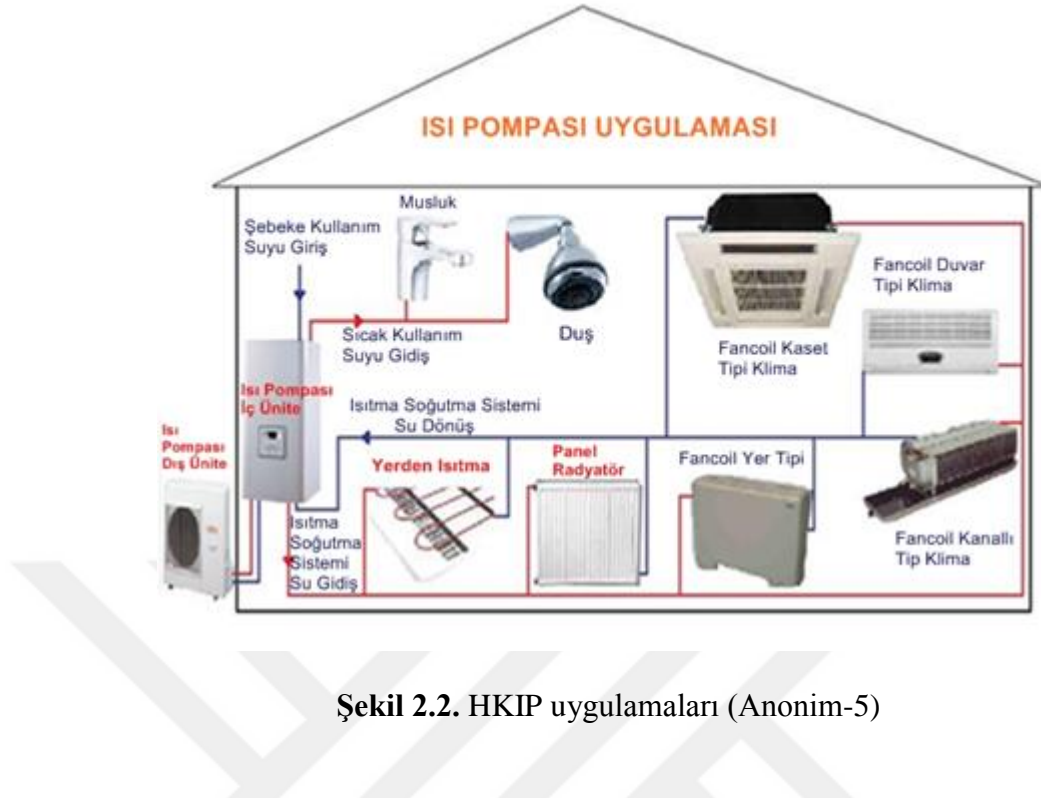
2.2.2.3. Hava kaynaklı ısı pompası

HKIP'ler, çevre havasındaki enerjiyi kullanarak soğutma veya ısıtma yapan sistemlerdir. İki tip HKIP vardır. En yaygın olanı havadan havaya ısı pompasıdır. Hava, havadan ısıyı alır ve mevsime bağlı olarak evinizin içine veya dışına aktarır.

Diğer tip ise, su dolaşımı ile ısı dağıtımı yapılan mahallerde kullanılan havadan suya ısı pompasıdır. Isı pompası ısıtma mevsimi boyunca, dış havadan ısıyı alır ve su dağıtım sistemindeki suya aktarır. Soğutma mevsiminde ise süreç tersine çevrilir. Isı pompası, evin su dağıtım sistemindeki suyun ısınımasını alır ve evi soğutmak için ısıyı dışarı atar (Anonim-3 2004).

2.2.3. Hava kaynaklı ısı pompası çevrimleri

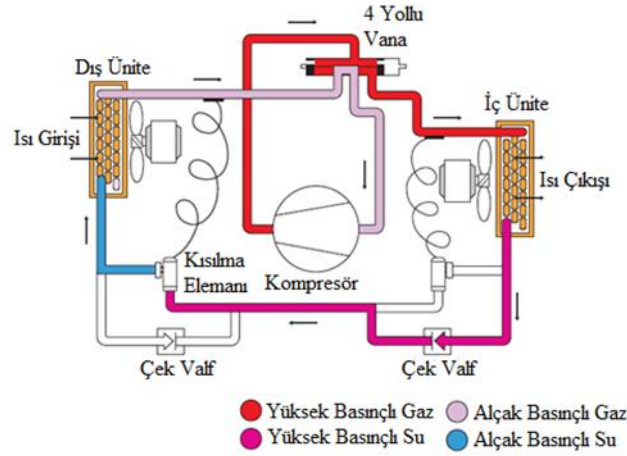
HKIP'lerin çevrimi üçe ayrılmaktadır. Bunlar ısıtma çevrimi, soğutma çevrimi ve defrost çevrimidir. Şekil 2.2'de HKIP uygulamaları görülmektedir. HKIP ile ısıtma, soğutma ve sıcak su elde etme yapılabilir.



Şekil 2.2. HKIP uygulamaları (Anonim-5)

2.2.3.1. Isıtma çevrimi

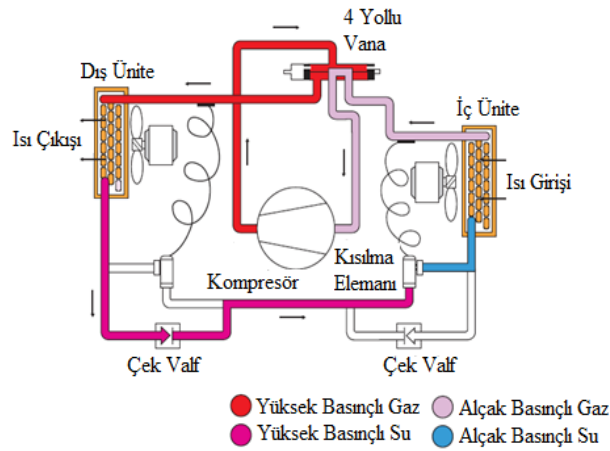
Isıtma çevriminde kompresörden çıkan kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan 4 yollu vanadan iç üniteye gönderilir (kondenser). Burada ısıyı odaya vererek yoğuşan akışkan kısılma elemanından geçirilerek basıncı düşürülmekte ve dış üniteye gönderilmektedir (evaporatör). Burada dış ortam havasından ısıyı çekerek buharlaşan soğutucu akışkan 4 yollu vanadan geçerek tekrar kompresöre gönderilmektedir. Şekil 2.3'de HKIP'nin ısıtma çevrimi gösterilmiştir. Dört yollu vanadan geçen buhar akümülatöre girer. Akümülatör burada, buhar, kompresöre girmeden önce buhar içerisinde bulunan sıvıyı biriktirme görevi görür. Kompresöre gönderilen buharın basıncı ve sıcaklığı sıkıştırılarak artırılır. Daha sonra dört yollu vana, yoğuşturucu olarak görev yapan iç ısı değiştiriciye sıcak gazı gönderir. Burada sıcak gazın ısıyı sistemde dolaşan suya ya da iç havaya transfer edilir. Bu işlem esnasında ısıyı veren soğutucu akışkan gaz halinden sıvı hale dönüşür. Son olarak da sıvı haldeki soğutucu akışkan genişleme vanasından geçerek düşük basınç ve sıcaklıktaki sıvı-buhar karışımına dönüşür ve çevrim bu şekilde tekrarlanır.



Şekil 2.3. HKIP ısıtma çevrimi (Anonim-6'dan değiştirilerek alınmıştır)

2.2.3.2. Soğutma çevrimi

Şekil 2.4'de HKIP'nin soğutma çevrimi gösterilmiştir. Soğutma çevrimi ise ısıtma çevriminin evi soğutmak için yaz mevsimi boyunca ters yönde çalıştırılmasıdır. Soğutma çevriminde sistem ters çalıştığı için dış ünitedeki ısı değiştirici kondenser görevi görürken iç ünite de buharlaştırıcı görevi görür. Kompresörden çıkan kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan 4 yollu vanadan dış üniteye gönderilir. Burada ısıyı dış ortam havasına vererek yoğunlaşan soğutucu akışkan, kısılma elemanına gönderilir. Burada soğutucu akışkanın basıncı düşürülerek iç üniteye gönderilir. İç üniteye giren akışkan, oda ısıyı çekerek buharlaşan soğutucu akışkan 4 yollu vana ile tekrar kompresöre gönderilerek çevrim tamamlanır ve bu şekilde tekrarlanır.



Şekil 2.4. HKIP soğutma çevrimi (Anonim-6'dan değiştirilerek alınmıştır)

2.2.3.3. Defrost çevrimi

Sadece HKIP'lerde karşılaşılan bir çevrimdir. Isıtma modunda, ısı pompası ısıyı dışarıdan alır ve onu ısıtmak için sisteme aktarır. Dış ortam sıcaklığı çok soğuduğunda (0 °C veya altına yakın) fan hava üflediğinden, havadaki nem dış ünitenin ısı değiştiricisinde donar ve buzlanma meydana getirir. Oluşan buz miktarı dış hava sıcaklığına ve havadaki nem oranına göre değişiklik göstermektedir. Oluşan buzun sisteme olumsuz etkisi vardır. Havadan, soğutucu akışkana olan ısı transferini azaltarak ısı değiştirici verimini azaltır ve ısı pompası sisteminin performansının düşmesine neden olur. Bu yüzden oluşan buzun düzenli olarak eritilmesi gerekmektedir. Bu işlemin adı defrost işlemidir. Defrost işleminin sayısını belirleyen faktörler şunlardır:

- Isı pompasının çalışma süresi
- Dış ısı değiştiricinin serpantin tasarımı
- Dış hava sıcaklığı ve havadaki nem miktarı

Deneyimler, eğer bağıl nem %60'ı geçmiyorsa, -6,5°C'nin altında çoğu zaman defrostun pek fazla gerekmediğini göstermiştir. Bu durum psikometrik diyagram kullanılarak da doğrulanabilir. Bunun yanı sıra, çok nemli koşullarda, buz birikintisi miktarı psikometrik diyagram ile bulunanın yaklaşık üç katı olabilir. Bu gibi durumlarda ısı pompası 20 dakikalık kısa bir çalışmadan sonra defrost gerektirebilir. HKIP sistemlerinde, defrostun ısıtma kapasitesi üzerindeki etkilerinin göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

Bu simülasyon çalışmasında kullanılan ısı pompası LG firmasının Therma V AHUW146A1 model ürünü olup, bu ürünün katalog test verilerinden yararlanılmıştır. Bu yüzden defrost işleminin etkileri dikkate alınmıştır. Defrost işlemi ısı pompasının ters yönde çalıştırılmasıyla ya da farklı metotlarla yapılabilir. Isı pompasının ters yönde çalıştırılması durumunda, ilk olarak dört yollu vana cihazı soğutma moduna çevirir. Buzu eritmek için dış ısı değiştiriciye, sıcak gaz gönderilir. Atmosfere olan ısı kaybını minimuma indirmek amacıyla normal zamanda serpantin üzerinden soğuk hava üfleyen dış fan, kapatılır. Defrost sırasında ısıtma yapılamayacağı gibi, iç ortama da soğuk hava üflenmekte olduğundan bu durum iki kat fazla dezavantaj ortaya çıkarmaktadır. Enerji

verimliliğinden dolayı defrost işlemini olabildiğince kısa ve seyrek yapılmalıdır. Defrost sayısı arttıkça enerji tüketimi artar ve ısıtma etki katsayısı düşer.

Isı pompasının defrost moduna gireceği zamanı belirleyebilmek adına genellikle iki farklı yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemler talebe bağlı defrost ve zaman-sıcaklık ayarlı defrost yöntemleridir. Talebe bağlı defrost yönteminde hava debisi, soğutucu akışkan basıncı, hava veya serpantin yüzey sıcaklığı ve serpantin yüzeyi boyunca oluşan basınç farkı kontrol edilerek, dış ısı değiştirici serpantini üzerindeki buz birikimi belirlenmeye çalışılır. Zaman-sıcaklık ayarlı defrost yönteminde ise önceden ayarlanmış zaman sayacı veya dış ısı değiştirici serpantini üzerinde bulunan sıcaklık sensörü vasıtasıyla defrost başlatılır ve sona erdirilir. Gereksiz yapılan defrost çevrimleri ısı pompasının performansını azaltır. Bu yüzden talebe bağlı defrost yöntemi sadece gerektiği zaman defrost çevrimini başlattığı için çoğu zaman daha verimlidir. Defrost yöntemlerinden bu iki yöntem dışında oluşan buzu çözmek için başvurulan diğer yöntemler ise su veya elektrik yardımıyla yapılan defrost işlemleridir. Su ile yapılan işlem, dış ısı değiştirici serpantininin üstüne 10 °C'in üzerindeki sıcaklıkta su püskürtülerek yapılır. Bu işlemin avantajları uygulanmasının basit olması, masrafının az olması ve etkisinin çabuk görülmesidir. Elektrikle yapılan işlem ise ısı değiştiricisinin kanatçıklarına kapalı elektrikli ısıtıcı tüplerin yerleştirilmesiyle yapılır (Anonim-5 2017).

2.3. Güneş Enerjisi ve Güneş Enerjisi Sistemleri

Güneş enerjisi, güneşin çekirdeğinde yer alan hidrojen gazının helyuma dönüşmesi sırasında (füzyon süreci) açığa çıkan ışıma enerjisidir. Dünya atmosferinin dışında güneş enerjisinin şiddeti, yaklaşık 1370 W/m^2 değerindedir, ancak yeryüzüne ulaşan miktarı ise $0-1100 \text{ W/m}^2$ değerleri arasındadır. Bu enerjinin dünyaya gelen küçücük bir bölümü bile, insanlığın şuan ki enerji tüketiminden kat kat fazladır. Güneş enerjisinden yararlanma konusunda yapılan çalışmalar özellikle 1970'lerden sonra hız kazanarak artış göstermiştir, bunun neticesinde güneş enerjisi sistemleri ilerleme kaydetmiş ve maliyet bakımından düşüş göstermiş, temiz, çevresel ve yenilenebilir bir enerji olarak kendini kabul ettirmiştir.

Güneş ile Dünya arasındaki uzaklık 150 milyon km'dir. Güneş'ten Dünya'ya gelen enerji, Dünya'da bir senede kullanılan enerjinin 20 bin katıdır. Güneş ışınımının tümü yer yüzeyine ulaşamaz, %30 kadarı atmosferden geriye yansıtılır. Güneş ışınımının ancak %50'si kadarı atmosferi geçerek dünya yüzeyine ulaşabilir. Bu enerjiyle Dünya'nın sıcaklık değeri yükselir ve yeryüzünde yaşamak mümkün olur. Rüzgâr hareketleri ve okyanus dalgalanmaları gibi çeşitli atmosfer olaylarına da bu ısınma neden olur. Güneşten gelen ışınımının %20'si bulutlar ve atmosferde tutulur. Güneş, nükleer enerji dışındaki tüm enerjilerin dolaylı veya doğrudan kaynağıdır. Güneş enerjisi teknolojileri metot, materyal ve teknolojik gelişmişlik açısından farklılıklar göstermekle beraber iki temel gruba ayrılabilir:

Fotovoltaik Güneş Teknolojileri: Bu sistemlerde fotovoltaik hücreler olarak adlandırılan yarı-iletken materyaller güneş ışığını doğrudan elektrik enerjisine çevirirler.

Isıl Güneş Teknolojileri: Bu sistemlerde ise öncelik güneş enerjisinden ısı elde etmektir. Elde edilen bu ısıdan doğrudan yararlanılabileceği gibi elektrik üretiminde de yararlanılabilir (Anonim-7 2017).

2.3.1 Güneş Işınları

2.3.1.1. Direkt ve yayılmış (difüze) ışınım

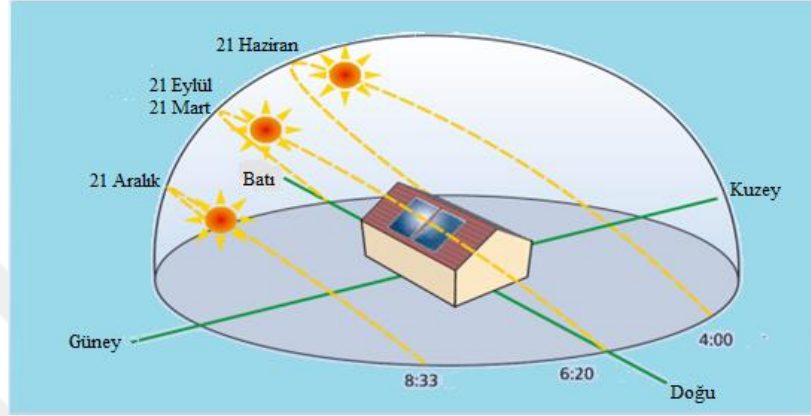
Güneşten yayılımla gelen ışınlar ile direk gelen ışınların toplamına tam ışınım denir. Güneş ışınları hava içindeki partiküller ve bulutlar vasıtasıyla yansıtılır, kırılır ve dağıtılır. Solar teknoloji de elde edilen bu ışınımı kullanabilir. Yayılım ışınımı ile direk ışınım hava şartlarına ve mevsime göre değişiklik göstermektedir.

2.3.1.2. Solar spectrum

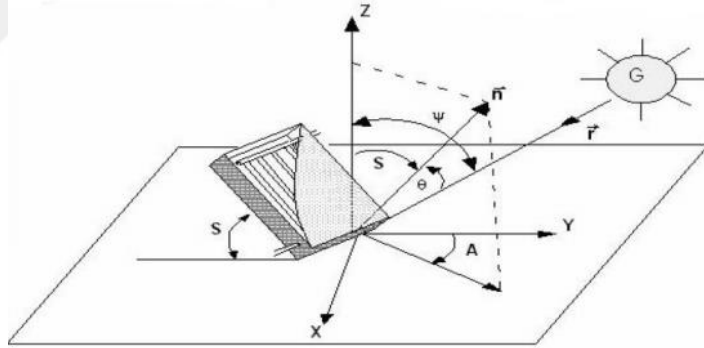
Güneş ışınımının dalga boyu enerjisini ifade etmektedir. Bu ışınımının büyük bir kısmı görünür ışık aralığındadır (maviden kırmızı ışığa, 0.38-0.78 μm dalga boyu). Görünür ışık aralığı alınan toplam güneş ışınımının %47'lik bir kısmına karşılık gelmektedir.

2.3.2. Güneş açıları

Dünya üzerindeki yüzeyler ile güneş ışınları arasında belirli açılar bulunur. Bu açılar üzerine bilgi sahibi olunarak güneş enerjisinden yararlanma miktarını arttırmak mümkündür. Bazı önemli tarihlerde Güneş'in konumu Şekil 2.5'de ve güneş açıları da Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Güneş'in bazı tarihlerdeki konumu (Öksüz 2014'den değiştirilerek alınmıştır)



A: Kolektör düzleminin tam güneyden sapma açısı (Azimut açısı)
n: Kolektör düzleminin normal vektörü
r: Güneş ışını vektörü
S: Kolektör düzleminin yatayla yaptığı eğim açısı
X: Batı

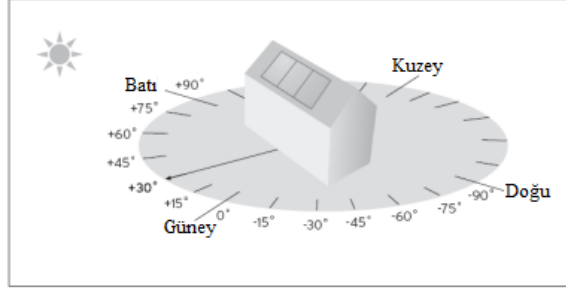
Y: Güney
Z: Başucu yüksekliği
 ψ : Güneş zenit (başucu) açısı
 θ : Güneş geliş açısı

Şekil 2.6. Güneş açıları (Öksüz 2014)

2.3.2.1. Azimut açısı (A)

Güneş kolektörlerin yönü güneye doğru dönük ve eğimi 30° olmalıdır. Güneş ışınlarının kolektöre geliş yönüne *azimut* denir ve güney yönü 0° olarak kabul edilir (Şekil 2.7). Güneş ışınlarından maksimum fayda sağlamak için kolektör açısı 30° ile 45° aralığında

olmalıdır. Ancak bazı durumlarda kolektör açısı değerleri farklılık gösterebilir. Örneğin kalorifer destekli solar sistemlerde, mevsimsel geçiş dönemlerindeki verimi arttırmak için kolektör açısının 45^0 ile 60^0 arasında olması önerilmektedir (Öksüz 2014).



Şekil 2.7. Güneyden 30^0 azimut açısı sapması (Öksüz 2014'ten değiştirilerek alınmıştır)

2.3.2.2. Geliş açısı (θ)

Eğik yüzeyin dikeyi ile güneş ışınları arasındaki açıdır.

2.3.2.3. Hava kütlesi (m)

Işın radyasyonunun geçtiği atmosfer kütlesinin, güneş tam tepe konumunda iken ışın radyasyonunun içinden geçeceği atmosfer kütlesine oranlanması ile elde edilir.

2.3.2.4. Enlem açısı (Φ)

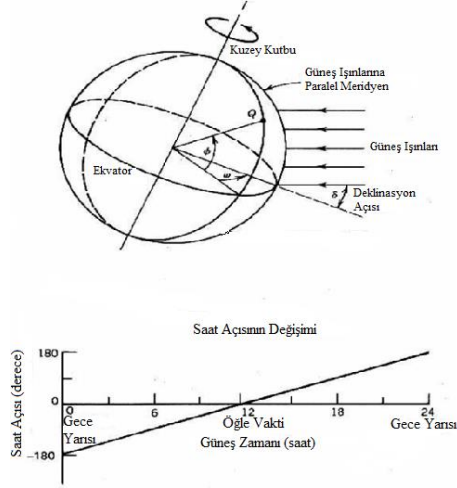
Yerden dünyanın merkezine olan radyal çizgi ile ekvator düzlemi arasındaki açıdır. Enlem değeri kuzey yarım küre için pozitif değerli olup 90^0 ile -90^0 arasında değişiklik gösterir.

2.3.2.5. Yükseklik açısı (α)

Yatay yüzey ile güneş ışınları arasındaki açıdır.

2.3.2.6. Saat açısı (w)

Zamanın açısal olarak ifade edilmesidir. Bir saat 15^0 'lik boylama eşittir. Öğleden önce açı pozitif değer, öğleden sonra ise negatif değer alır. Örnek verecek olursak saat 10.00 için saat açısı $+30^0$ ve 15.00 için -45^0 olur. Saat açısının değişimi Şekil 2.8'de gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Saat açısının değişimi (Anonim-8'den değiştirilerek alınmıştır)

2.3.2.7. Eğim açısı (S)

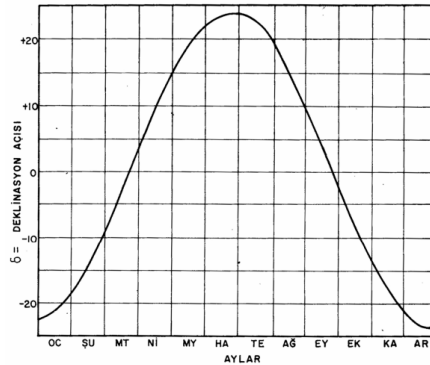
Eğik yüzey ile yatay yüzey arasında kalan açıdır. Ekvatora yönelen yüzeylerde pozitif değer alır.

2.3.2.8. Deklinasyon açısı (δ)

Güneş-Dünya doğrultusu ile yer ekvator düzleminin yaptığı açıdır. Kuzey yarım kürede pozitif değerlidir. Şekil 2.9'da gösterildiği gibi deklinasyon açısı $+23,45^0$ (21 Haziran) ile $-23,45^0$ (21 Aralık) arasında değişiklik gösterir. Ekinoks tarihlerinde (21 Mart ve 23 Eylül) ise sıfır olur. Deklinasyon açısı 1 Ocak'tan itibaren $n = \text{gün sayısı}$ olmak üzere;

$$\delta = 23,45 \sin[360 \times (284 + n/365)]$$

ampirik Cooper formülü ile hesaplanabilir.

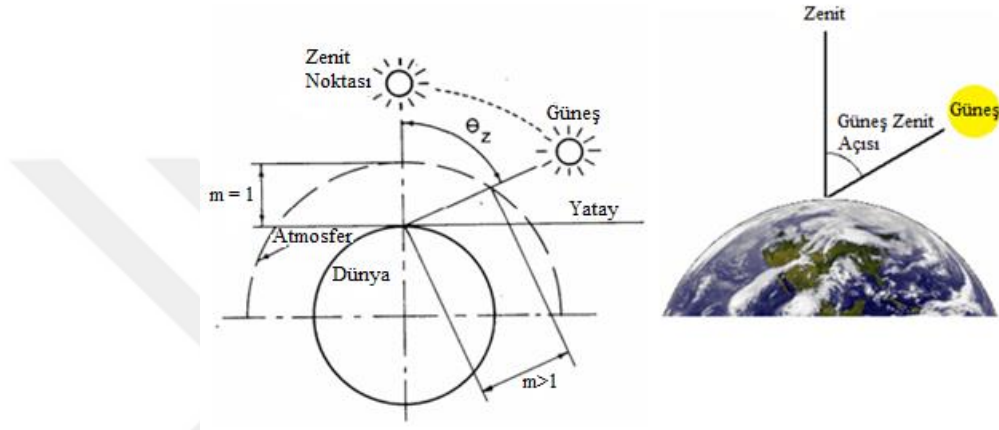


Şekil 2.9. Deklinasyon açısı (Anonim-8)

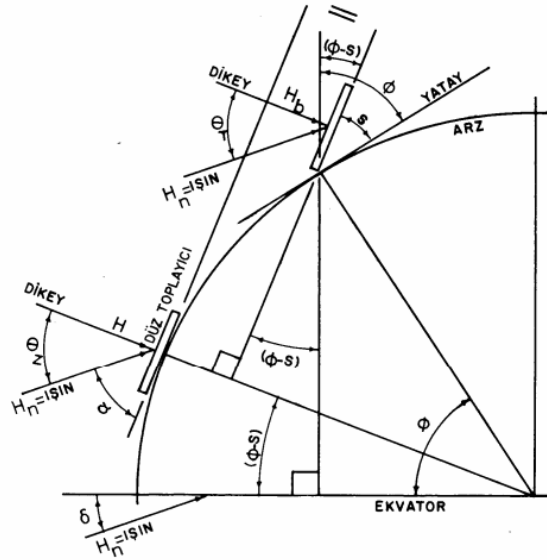
2.3.2.9. Zenit açısı (θ_z)

Güneş ışınları ile yatay yüzeyin normali arasında oluşan açıdır (Anonim-8 2017). Zenit açısı Şekil 2.10'da gösterilmiştir. Ayrıca güneş açılarının genel olarak birbiriyle olan ilişkileri Şekil 2.11'de gösterilmiştir.

$$m = 1 / \cos \theta_z$$



Şekil 2.10. Zenit açısı (Anonim-8'den değiştirilerek alınmıştır)



Şekil 2.11. Güneş açılarının birbiriyle olan ilişkisi (Anonim-8)

2.4. Güneş Enerjili Su Isıtma Sistemleri

Güneş enerjili su ısıtma sistemlerin prensibi, güneş kolektörleri aracılığıyla güneş radyasyon enerjisini ısı olarak toplamaktır. Kolektörler içerisinde çalışma sıvısı vardır. Bu sıvı ısıyı absorbe eder ve elde ettiği ısıyı ya bir ısı eşanjörü yardımıyla ya da doğrudan depolama alanına transfer eder.

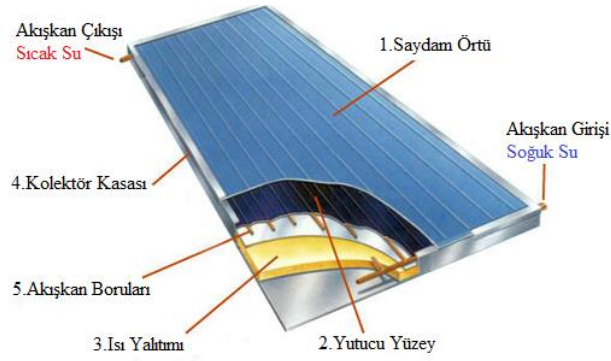
Güneş enerjisi söz konusu olduğunda, ısıl depolama gereklidir. Depolanan bu enerji ihtiyaç duyulduğunda sıcak kullanım suyu olarak kullanılır. Bu sistemler; kolektör tipine, devre tipine, işletme türüne ve depo yerleşim şekillerine göre birbirinden ayrılırlar.

2.4.1. Kolektör tipine göre güneş enerjisiyle su ısıtma sistemleri

Güneş kolektörleri, güneş ışığından ısıl enerji elde eden toplayıcılardır. Bu kolektörler güneş panellerinde ve su ısıtma sistemlerinde kullanılmaktadır. Güneş enerjisi sistemlerinde kolektörlere gelen güneş ışığı yatay bir düzlem aracılığıyla emilir ve bir akışkanın iç enerjisini arttırmak için akışkana aktarılır. Böylece iç enerjinin artmasıyla akışkanın sıcaklığını arttırmış oluruz. Sıcak su elde etmek için kullanılan farklı özelliklere sahip kolektörler bulunmaktadır. Bunlardan en çok kullanılanları düzlemsel güneş kolektörleri ve vakumlu güneş kolektörleridir.

2.4.1.1. Düzlemsel güneş kolektörleri

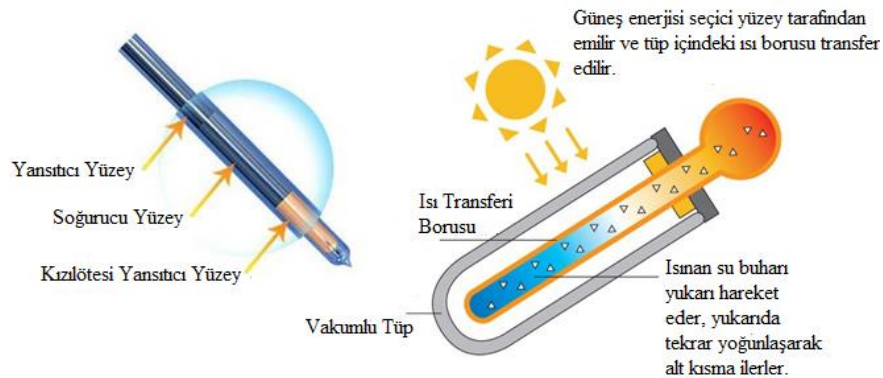
Güneş enerjisini toplayan ve topladığı bu enerjiyi bir akışkana ısı olarak aktarabilen çeşitli tiplerdeki aygıtlardır. Yaygın olarak evlerde sıcak su elde etmek amacıyla kullanılmaktadır. Ulaşabildikleri sıcaklık değeri 70°C dolaylarındadır. Düzlemsel güneş kolektörleri çoğunlukla enerji toplayan yüzey, saydam örtü, yalıtım malzemesi ve yutucu yüzeye bağlanmış ısı taşıyıcı borular içeren bir kasadan oluşurlar (Şekil 2.12). Kolektörler, bölgenin enlemine göre güneşi en iyi alacak şekilde, sabit açıyla yerleştirilirler. Bu sistemler tabii dolaşımli sistemler ve pompalı sistemler olarak ikiye ayrılır. (Anonim-7 2017).



Şekil 2.12. Düzlemsel güneş kolektörü (Anonim-7'den değiştirilerek alınmıştır)

2.4.1.2. Vakumlu güneş kolektörleri

Cam vakum tüpler, kolektörlerin ve güneşli su ısıtıcıların temel parçalarıdır. Her vakum tüpte iki adet cam tüp bulunmaktadır (Şekil 2.13). Dış boru oldukça şeffaf ve sağlam borosilikattan elde edilir. İçteki tüp deborosilikattan elde edilir ve AL-N/AL ile kaplanır. İki tüp arasındaki boşlukta bulunan hava vakumlanır ve Baryum tutucular aracılığıyla borular birbirine tutturulur. Düzlemsel güneş kolektörleri ile karşılaştırıldıklarında vakumizasyonunun etkisinden dolayı rüzgârlı ya da sıcaklığın az olduğu zamanlarda bile daha verimlidirler. Tüpler silindirik bir yapıda olduğundan güneş ışınlarını devamlı dik açıyla alabilirler. Bu da yansımayı azaltarak verimi yükseltmiş olur. Bunların çıkış sıcaklıkları da daha yüksek olduğundan (100-120 °C), düzlemsel kolektörlerin kullanıldığı alanlarda kullanılabileceği gibi daha farklı alanlarda da (bina soğutma, yiyecek dondurma vb.) kullanılabilirler.



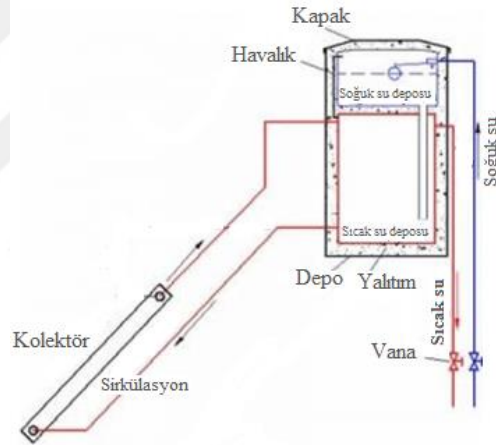
Şekil 2.13. Vakumlu güneş kolektörü (Anonim-9)

2.4.2. Devre tipine göre güneş enerjili su ısıtma sistemleri

Bu sistemler, açık dolaşimli devre ve kapalı dolaşimli devre olarak ikiye ayrılmaktadır.

2.4.2.1. Açık dolaşimli devre

Bu sistemlerde güneş tarafından ısıtılan su doğrudan kullanılır. Ancak sistemin kışın soğuktan dolayı zarar görebileceğine dikkat edilmelidir. Bu sorunun üstesinden gelebilmek amacıyla borular hafif eğimli bırakılır. Bu sistemlerin etkili çalışabilmesi için deponun en alt yüzeyi ile boruların en üst yüzeyi arasında yükseklik farkı 6 cm olmalıdır. Bu sistemlerde uygun boru seçilmesine özen gösterilmelidir. Çünkü çok uzun ya da çok dar borular sirkülasyonu geciktirirler. Şekil 2.14’de sistem şematik olarak gösterilmiştir.

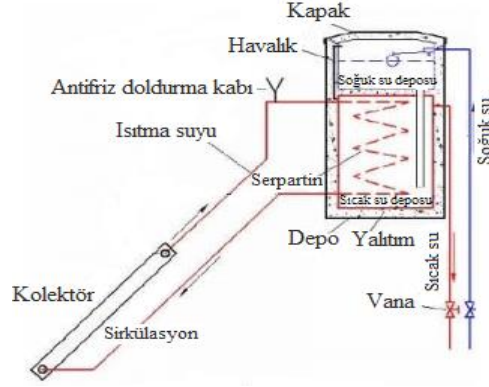


Şekil 2.14. Doğal dolaşimli açık devre ısıtma sistemi (Anonim-9)

2.4.2.2. Kapalı dolaşimli devre

Burada ise devredeki su dışarı verilmez. Bu sayede kış aylarında donma ya da kireçlenme gibi problemlerin etkisi azaltılır. Çalışma prensipleri şu şekildedir: Kolektörde ısınan su, eşanjör aracılığıyla ısınıp sıcak su deposuna bırakarak tekrar kolektöre döner. Daha sonra depodaki soğuk su bırakılan bu ısıyı kullanım suyu olarak evin su şebekesine gönderilir. Bu sistemler ısıtma yaparken eşanjör kullandığı için verimleri daha düşüktür ayrıca maliyetleri de daha fazladır fakat kireçlenmeye, korozyona ve donmaya karşı daha dayanıklıdır. Bunlarda da depo tankı ile kolektör

üst seviyesi arasındaki yükseklik farkı 45 cm olmalıdır. Şekil 2.15’de sistem şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.15. Doğal dolaşimli kapalı devre ısıtma sistemi (Anonim-9)

2.4.3. İşletme türüne göre güneş enerjisiyle su ısıtma sistemleri

İşletme türüne göre sistemler ise doğal dolaşimli sistemler, pompalı sistemler ve yardımcı ısı üreteçli sistemler olarak üçe ayrılmaktadır.

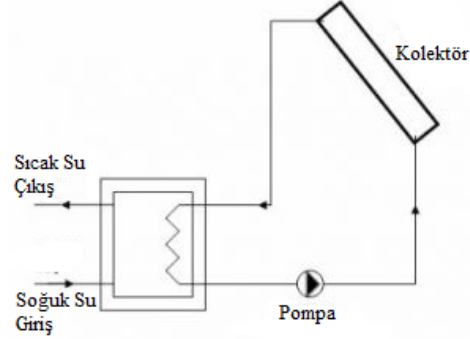
2.4.3.1. Doğal dolaşimli sistemler

Isınan suyun yoğunluğunun düşmesinden yararlanarak suyun doğal olarak devir daim ettirildiği sistemlerdir. Depo tankı ile kolektör üst seviyesi arasındaki yükseklik farkı 45 cm’dir. Deponun altındaki soğuk su alınarak ısıtılır böylece yoğunluğu düşürülür ve deponun üst kısmına yükselir. Böylece suyu ısıtmış oluruz. Bu sistemler yalnızca küçük sistemlerde kullanılabilir. Su sirkülasyonunu sağlamak için bir pompaya ihtiyaç duyulmaz bundan dolayı maliyeti az olan sistemlerdir. Doğal dolaşimli sistemler de kendi aralarında kapalı ve açık dolaşimli sistemler olarak ikiye ayrılırlar.

2.4.3.2. Pompalı (zorlamalı) sistemler

Bu sistemlerde ise su, sistemde pompa aracılığıyla dolaştırılır. Bu yüzden deponun yüksekliği veya yeri önemsizdir. Genelde büyük sistemlerde kullanılır. Sistemin kontrolü otomatik kontrol elemanları ile sağlanır. Isıtılan suyun sıcaklığı soğuk suya göre 10°C arttığında pompa devreye girer ve suyu pompalar. Aradaki sıcaklık farkı 3°C’ye düştüğünde ise pompa devre dışı bırakılır. Bu sistemlerin kullanımı, pompa

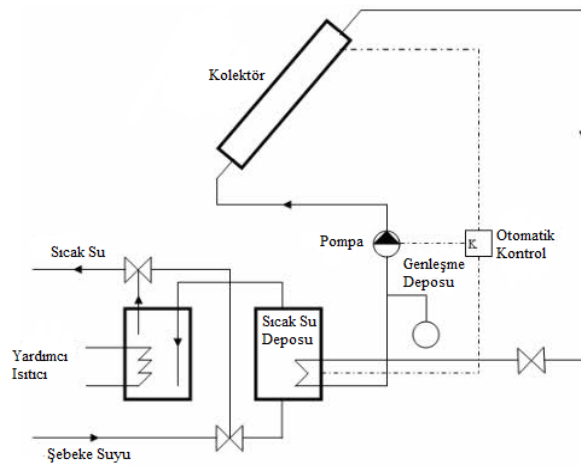
sisteminde oluşabilecek sorunlardan dolayı doğal dolaşımli sistemlere göre daha zordur. Şekil 2.16’da sistem şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.16. Pompalı (Zorlamalı Dolaşımli) sistemler (Anonim-9)

2.4.3.3. Yardımcı ısı üreteçli sistemler

Güneş enerjisinden elde edilen ısının yeterli olmadığı durumlarda güneş enerjisine ilave olarak doğalgaz ve elektrik gibi yardımcı ısıtıcıların kullanıldığı sistemlerdir. Bu sistemler çoğunlukla zorlamalı dolaşımli sistemler prensibine göre çalıştırılır. Otomatik kontrol elemanları istenen sıcaklığı sağlamak için yardımcı ısıtıcıyı ve pompayı denetler. Sistem evlerde kullanılacaksa güneş enerjisinden elde edilen ısının yeterli olmadığı zamanlarda elektrikli (rezistanslı) su ısıtıcısı devreye girer. Günümüzde elektrikli su ısıtma sistemlerine fazlasıyla rastlamak mümkündür. Şekil 2.17’de sistem şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.17. Yardımcı ısı üreteçli sistemler (Anonim-9)

2.4.4. Depo yerleşim şekillerine göre güneş enerjisiyle su ısıtma sistemleri

Depo yerleşim şekillerine göre birçok farklı sistem bulunmakla beraber en yaygın kullanılanları yatay depolu veya dikey depolu güneş enerjisiyle su ısıtma sistemleridir.

2.4.4.1. Yatay depolu güneş enerjisiyle su ısıtma sistemleri

Soğuk ve sıcak su depolarının yatay olarak yerleştirildiği sistemlerdir. Kapalı tiplerinde depo ile kolektör arasındaki yükseklik farkı en az 45 cm olmalıdır. Bu sistemler kapalı veya açık ya da pompalı veya doğal dolaşımli olabilirler.

2.4.4.2. Dikey depolu güneş enerjisiyle su ısıtma sistemleri

Kolektörün yanında yalnızca sıcak su deposunun bulunduğu sistemlerdir. Bu sistemler dikey olarak konumlandırılır ve doğal sirkülasyon gerçekleştiğinden dolayı pompa kullanılmaz. Kapalı devre sistemlerdir. Yatay depolulara göre üretim maliyeti daha düşüktür. Dışarıdan görünüşleri tek bir depo gibidir. Fakat depo iki bölümlüdür. Suyun giriş kontrolünü şamandıra sağlar. Sıcak su azaldığı zaman üst bölümden alttaki bölüme soğuk su geçer ve ısınmaya başlar. Üst bölümde soğuk su, alt bölümde ise sıcak su bulunur. Şebekeden alınan su önce üst bölüme alınır. Daha çok su kesintilerinin pek fazla yaşanmadığı bölgelerde kullanılır. Sıkça su kesintisi yaşanan bölgelerde kullanılması uygun değildir (Anonim-9 2011).

2.5. Güneş Enerjisi ile Ev ve Su Isıtma Sistemleri

Güneş enerjisi ile evlerde soğutma ve ısıtma uygulamaları yapılabilir. Konut ısıtılmasında gerekli ısı miktarı, sıcak su elde edilmesi için gerekli olan ısı miktarına göre çok daha fazladır. Bu nedenle konut ısıtılmasında güneş enerjisinden faydalanmak istersek daha fazla yatırım yapmak gerekir. Yatırım giderlerini düşürebilmek için konut yalıtımının çok iyi yapılması gereklidir. Yalıtımı iyi yapılmamış bir konutta güneş enerjisinden faydalanma ihtimali çok azdır. Günümüzde konutlar 50, 60, 70, 90 °C'deki su sıcaklıkları ile ısıtılmaktadırlar ve bu sıcaklıklarda düzlemsel güneş kolektörlerinin sınır değerleridir. Döşemeden ısıtmada ise daha düşük sıcaklıkta ısıtma yapıldığından güneş enerjisinden yararlanma verimi daha yüksektir. Enerji arzı ile talebi her zaman aynı zamanlarda olmayabilir. Bu yüzden güneş enerjisinden elde edilen enerji, gerektiğinde kullanılmak üzere depolanır (Ceylan 2010).

Güneş enerjisi ile evlerde soğutma ve ısıtma sistemleri güneş enerjili aktif sistemler ve güneş enerjili pasif sistemler olmak üzere ikiye ayrılırlar. Bu sistemle de evlerde hem soğutma hem de ısıtma yapılabilmektedir (Anonim-10 2016).

2.5.1. Pasif sistemle ısıtma

Pasif sistemli güneş tasarımı, enerji kullanımını en aza indirmek için bina alanından, ikliminden ve malzemelerinden yararlanır. İyi tasarlanmış pasif sistemli bir güneş evi, enerji verimliliği stratejileri ile ısıtma ve soğutma yüklerini azaltır. Daha sonra güneş enerjisi ile kısmen veya tamamen azaltılmış yükleri karşılar. Burada modern evlerin küçük ısıtma yüklerinden dolayı, güneşe bakan camın boyutlarını ayarlamak ve doğru olarak gölgelendirilmesini sağlamak önemlidir.

Basit bir ifadeyle, pasif sistemli bir güneş evinde güneş ışınları, güneşe bakan pencerelerden yansır ve termal kütle olarak bilinen ısıyı depolayan malzemelerle tutulması sağlanır. Pasif sistemli güneş tasarımının karşılayabileceği evin ısıtma yükünün payı, pasif güneş fraksiyonu olarak adlandırılır. Bu değer cam alanına ve termal kütle miktarına bağlıdır. Termal kütle ile cam arasındaki ideal oran iklim koşullarına göre değişmektedir.

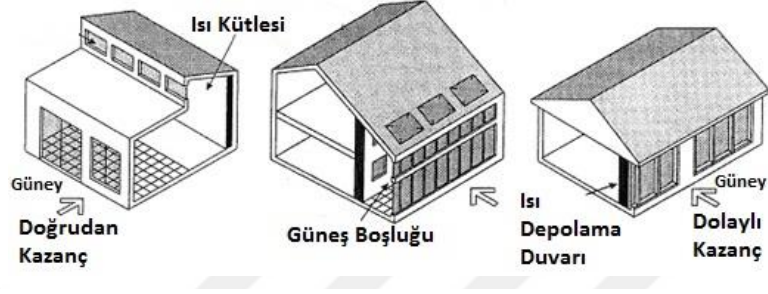
Yüksek verim elde etmek için, pasif sistemli bir güneş enerjisi ev tasarımında dikkat edilmesi gereken bazı temel öğeler vardır. Bunlar pencerelerin yönlendirilmesi, termal kütle, dağıtım mekanizmaları ve kontrol stratejileridir.

Kavramsal olarak basit olmasına rağmen, başarılı bir pasif sistemli güneş evi, bir takım detayların ve değişkenlerin dengelenmesini gerektirir. Deneyimli bir tasarımcı, bir tasarımın çevreye uymasına, sahibinin bütçesine, estetik tercihlerine ve performans gereksinimlerine kadar farklı değişkenleri değerlendirmek adına bir pasif sistemli güneş evinin tasarlanması için bilgisayar programı kullanabilir. Tasarımcının göz önüne alacağı unsurlardan bazıları şunlardır:

- İzolasyon ve hava sızdırmazlığı
- Pencere konumu, cam türü ve pencere gölgelemesi
- Termal kütle yeri ve türü

- Yardımcı ısıtma ve soğutma sistemleri

Tasarımcı, doğrudan kazanç, dolaylı kazanım (Trombe duvar) ya da izole kazanç (Güneş boşluğu) içeren pasif sistemli güneş tasarım teknikleri kullanarak (Şekil 2.18) bu unsurları uygulamalıdır (Anonim-11 2017).



Şekil 2.18. Güneş enerjili pasif sistemler ile ısıtma (Anonim-10)

2.5.2. Aktif sistemle ısıtma

Aktif sistemli güneş ısıtma tasarımları, bir akışkanı ısıtmak için güneş enerjisini kullanır. Daha sonra, güneş enerjisini doğrudan iç mekâna ya da daha sonra kullanmak üzere bir depolama sistemine aktarır. Güneş sistemi yeterli alan ısıtması sağlayamazsa, ilave bir sistem ile takviye edilir. Sıvı sistemleri depolama alanı içerdiğinden daha sık kullanılır ve radyant ısıtma sistemleri, sıcak su radyatörlü kazanlar hatta soğurmalı ısı pompaları ve soğutucuları için çok uygundur.

2.6. Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompası Sistemleri

Birçok grup konutlarda enerji verimliliğini arttırmaya çalışırken, halen sıcak su ve ısıtma yükleri için gereken enerji miktarı, önemli bir enerji tüketimine sebep olmaktadır. Sıcak iklimlerde bile, sıcak su üretimi için enerji kullanımını bir binanın yıllık enerji tüketiminin yaklaşık % 20'sine tekabül etmektedir.

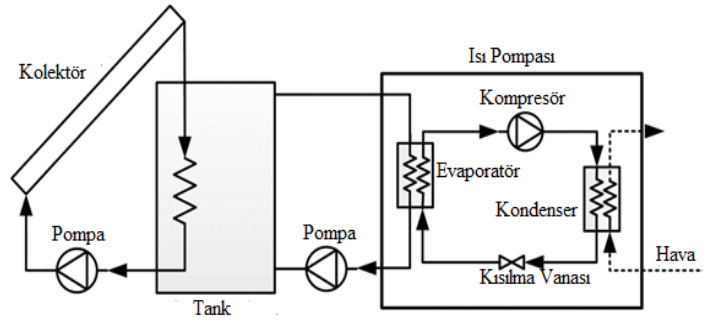
Birçok ülke, daha yüksek sıcak su ve ısıtma verimlilikleri sağlayan sistemleri kullanmaya teşvik etmektedir. Ayrıca yeni Avrupa Birliği gereklilikleri de sıcak su üretimi ve ısıtma ihtiyacının karşılanması için ısı pompası sistemlerini ve güneş enerjisi destekli ısıtma sistemlerini etkin bir şekilde kullanmayı desteklemektedir.

Hem solar-termal hem de HKIP'ler ile birincil enerji tüketimine dayalı olarak % 100'ün üzerinde verimlilik elde edilebilir. Her iki teknoloji de gelişmiştir, ancak farklı iklim bölgelerinde sınırlamalar vardır. Özellikle, düşük ortam sıcaklıkları, bu ünitelerin performansını düşürerek alternatif su ısıtma yaklaşımlarını daha çekici hale getirir. Diğer bir dezavantaj, güneş ya da ısı pompası ünitesinin, özellikle soğuk ya da bulutlu zamanlarda ilave ısı elde etmek için bir yardımcı ısı kaynağına ihtiyaç duymasıdır (Anonim-12 2017).

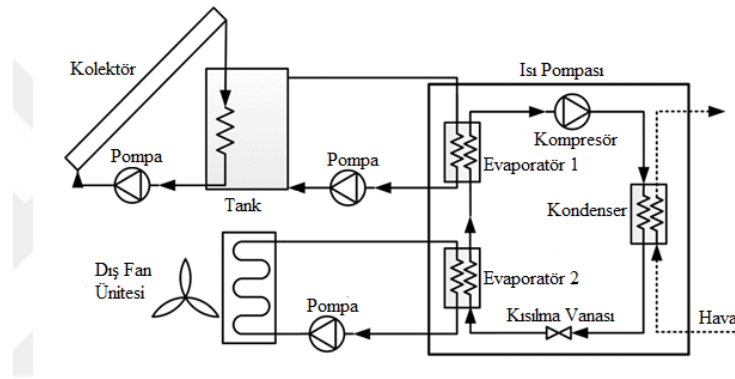
Buna ek olarak, iki veya daha fazla alternatif teknolojinin kullanımını birleştiren bir enerji sistemi, sistemin toplam verimliliğini artırmaya yardımcı olacaktır. Bu nedenle, GDIP sistemi olarak adlandırılan sistemler ön plana çıkmaktadır. Bu sistemlerde ısı pompasına yardımcı bir kaynak olarak güneş enerjisi kullanılmaktadır.

GDIP'yi kategorize etmek için çeşitli yollar vardır. Isı aktarım sıvısı baz alınarak, GDIP sistemleri DX-GDIP (doğrudan genleşmeli güneş enerjisi destekli ısı pompası, Şekil 2.19) ve I-GDIP (Şekil 2.20) olarak sınıflandırılabilir. DX-GDIP, toplayıcıyı ve buharlaştırıcıyı bir birimde birleştirir. Soğutucu doğrudan güneş kolektöründe genleşir ve güneş enerjisini emerek sıvıdan buhar haline geçerek faz değişimine uğrar. DX-GDIP'nin avantajları daha yüksek ısı transferi verimliliği ve daha düşük maliyet sağlamasıdır. I-GDIP ise, ayrı bir ünite olarak bir güneş kolektörü ve bir ısı pompası kullanılmaktadır. Güneş kolektörü, güneş radyasyonunu su veya hava yardımıyla emer ve bir ara ısı eşanjörü aracılığıyla ısı pompasına aktarır.

GDIP'ler dışında PV/T-HP (fotovoltaik/termal ısı pompası sistemleri) de vardır. PV/T-HP güneş kolektörü ile fotovoltaik modülünü ve ısı pompasını bir araya getiren bir sistemdir (Fu 2014).



Şekil 2.19. DX-GDIP sistemi (Anonim-13'den değiştirilerek alınmıştır)



Şekil 2.20. I-GDIP sistemi (Anonim-13'den değiştirilerek alınmıştır)

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. TRNSYS Programının Tanıtılması

TRNSYS çok katmanlı binalarda dahil olmak üzere sistemlerin geçici simülasyonlarının gerçekleştirilebildiği bir simülasyon programıdır. Dünya üzerindeki mühendisler ve araştırmacılar tarafından basit ev tipi sıcak su sistemlerinin tasarımı, yapıların simülasyonu, diğer ekipmanların seçimi, kontrol stratejileri, kişi davranışları ve alternatif enerji sistemleri tasarımı (rüzgar, güneş, fotovoltaik vs.) için kullanılmaktadır.

TRNSYS'nin son 35 yıldaki başarısının en önemli faktörlerinden biri açık ve modüler yapısıdır. Çekirdek kaynak kodu ve bileşen modelleri son kullanıcılara teslim edilmektedir. Bu da mevcut olan modellerin, kullanıcının özel ihtiyaçlarına uygun hale getirilmesini kolaylaştırmaktadır.

DLL tabanlı mimarisi, kullanıcılara ve üçüncü taraf geliştiricilere, tüm ortak programlama dillerini (C, C++, Pascal, Fortran vb.) kullanarak kolayca özel eleman eklemesine olanak tanır. Buna ek olarak, TRNSYS'e diğer uygulamaların birçoğu kolayca bağlanabilir (örneğin Microsoft Excel, Matlab, Comis vb.). TRNSYS uygulamaları şunları içerir:

- Güneş enerjisi sistemleri (güneş enerjili ısıtma sistemleri ve fotovoltaik)
- Düşük enerji binaları ve gelişmiş tasarım özelliklerine sahip HVAC sistemleri (doğal havalandırma, ısıtma / soğutma, vb.)
- Yenilenebilir enerji sistemleri
- Kojenerasyon, yakıt hücreleri
- Dinamik simülasyon gerektiren her şey

TRNSYS bir dizi programdan oluşur: TRNSYS Simülasyon Stüdyosu, Simülasyon motoru, TRNBuild (bina giriş verileri görsel ara yüzü) ve Editör olarak bilinen tek başına yeniden dağıtılabilir programlar oluşturmak için kullanılan TRNSed uygulamaları (TRNEdit). Bizim ilgileneceğimiz bölümleri TRNSYS Simülasyon Stüdyosu, Simülasyon motoru ve TRNBuild'dir.

3.1.1. TRNSYS simülasyon stüdyosu

Ana görsel arabirim TRNSYS simülasyon stüdyosu'dur. Bileşenleri çalışma alanına sürükleyip bırakarak, onları birbirine bağlayarak ve genel simülasyon parametrelerini girerek buradan projeler oluşturabiliriz. Simülasyon stüdyosu proje bilgilerini bir TRNSYS proje dosyasına kaydeder. Simülasyonu çalıştırdığımızda, stüdyo ayrıca bir TRNSYS giriş dosyası oluşturur (simülasyondaki tüm bilgileri içeren bir metin dosyası oluşturur ancak grafik bilgisi yoktur).

Simülasyon stüdyosu ayrıca, hangi değişkenlerin entegre edildiğini, yazdırıldığını ve/veya çizildiğini kontrol edebildiğimiz bir çıktı yöneticisi ile simülasyon sırasında olanları detaylı olarak incelememizi sağlayan bir günlük/hata yöneticisi içerir.

Simülasyon stüdyosunda birçok ek görev de gerçekleştirebiliriz: "Yeni Proje Sihirbazı"nı kullanarak projeler üretebilir, Fortran Sihirbazı'nı kullanarak yeni bileşenler için bir temel oluşturabilir, bileşenleri görüntüleyebilir, düzenleyebilir ve çıktı dosyalarını görüntüleyebiliriz.

3.1.2. TRNSYS simülasyon motoru

Simülasyon motoru Fortran'da programlanmıştır. TRNSYS motoru, simülasyon hakkındaki tüm bilgileri TRNSYS giriş dosyasından (hangi bileşenlerin kullanıldığı ve nasıl bağlandığı) okur. Ayrıca ek girdi dosyaları (örneğin, hava durumu verileri) açar ve çıktı dosyaları oluşturur. Simülasyon motoru, simülasyon sırasında düzinelere çıktı değişkenini görüntülemenizi sağlayan çok yararlı bir araç olan grafik göstericiyi de çalıştırarak sonuçları grafik olarak almamızı sağlar.

3.1.3. TRNBuild

TRNBuild, çok bölümlü binaların verileri girmek için kullanılan araçtır. Tüm bina yapısının detaylarını ve termal simülasyon elde etmek için gereken her şeyi belirlemenizi sağlar (binanın pencere optik özellikleri, ısıtma ve soğutma programları davranışı vb.). Ayrıca TRNBuild binayı simüle etmek için gereken tüm bilgileri içeren bir bina açıklama dosyası oluşturur (Anonim-14 2014).

3.2. Kullanılan TRNSYS Elemanları

Bu tezde oluşturulan sistemler TRNSYS programı aracılığıyla modellenmiş ve simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Simülasyon ve modelleme için gerekli olan temel fonksiyonlar, girdiler, çıktılar ve çeşitli parametreler bu kısımda anlatılmıştır.

3.2.1. Havadan suya ısı pompası (Type 941)

Type 941 havadan suya ısı pompası modülü olup, ısıtma modunda havadan çektiği ısıyı suya verirken, soğutma modunda ise sudan çektiği ısıyı havaya vermektedir. Bu cihazlar bazen su ısıtan ısı pompaları olarak da bilinirler. Bu modülde, kapasite için kullanıcı tarafından sağlanan katalog verileri esas alınmıştır. Gerekli veriler, genellikle üreticiler tarafından sağlanan katalog performans veri dosyalarından tablo biçiminde elde edilebilir. Isı pompası modelinin iki temel veri dosyası vardır. Bunlar soğutma ve ısıtma performans verilerini içeren dosyalardır. Performans dosyalarındaki veriler içerisinde iki önemli noktaya dikkat etmek gerekir.

İlk olarak, kapasite ve güç değerleri normalize edilmelidir. Bu normalizasyon cihazın belirli bir giriş koşullarındaki kapasitesi ve gücünün, nominal durumdaki kapasitesine ve gücüne bölünmesiyle yapılır. Bunun sayesinde veri dosyaları alınırken daha az zaman harcanır ve ısı pompasının farklı büyüklükteki bir yükte çalıştırılmasına ihtiyaç duyulduğunda da zamandan tasarruf sağlanmış olur. İkinci olarak, cihazın nominal gücü (veri dosyalarındaki normalleştirilmiş güç değerleri) kompresör gücünü, dış ünite fan gücünü ve kontrol cihazının gücünü içermeli ancak yardımcı ısıtıcı gücünü içermemelidir.

Soğutma performansı veri dosyasında iki adet normalize edilmiş (dolayısıyla boyutsuz) soğutma performans ölçümleri sağlanmalıdır. Bu ölçümler normalize edilmiş toplam soğutma kapasitesi ve normalize edilmiş güç tüketimidir. Tüketilen güç, hava tarafı fanı ile ilişkili gücü ve kompresörle ilişkili gücü de içermelidir.

Isı pompası, mevcut giriş değerlerine (hava akış hızı, sıvı akış oranı ve sıvı giriş sıcaklığı) dayalı olarak soğutma performansı noktaları arasında doğrusal olarak enterpolasyon yapar. Isıtma performansı verilerinin özellikleri de soğutma performansı verileriyle aynıdır. Yine ısı pompası aynı şekilde mevcut giriş değerlerine dayalı olarak ısıtma performansı noktaları arasında doğrusal olarak enterpolasyon yapar.

Bazı ısı pompalarında kızgınlık giderme işlemi denen bir uygulama mevcuttur. Bu uygulamada kompresörden aşırı kızgın buhar halde ayrılan soğutucu akışkan, ısısının bir kısmını kullanım suyuna verdikten sonra kondensere gönderilir buna “kızgınlık giderme işlemi” denir. Bu özelliği devre dışı bırakmak için aşırı kızdırma giriş akış hızını sıfıra ayarlamak yeterlidir. Bu özelliği kullanmak için kullanıcının, sıvı akışkanın buharlaştırıcıya giriş koşullarını belirlemesi ve hem ısıtma hem de soğutma modları için soğutucu ve sıvı akışı arasında bir ısı transfer katsayısını belirtmesi gerekmektedir. Aşırı kızdırma kullanımının ısıtma modunda devre dışı bırakılması bazen avantajlıdır. Soğutma modunda ise aşırı kızdırma, ısıyı uzaklaştırma yükünün bir kısmını karşılayarak birincil sıvı akışını rahatlatır. Bununla birlikte ısıtma modunda, aşırı kızdırmanın kullanılması, ısı pompasının hem sıvı hem de evsel su ısıtması için gereken enerjiyi birincil sıvı döngüsünden emmesine neden olur. Ayrıca soğuk enerjinin atılması, ısıtma enerjisini emmeden çok daha büyük olduğu zaman, ısı pompasının hacim ısıtma işlemi sırasında aşırı kızdırma kullanılması, ısı çekimini ve atılmasını bir dereceye kadar dengeleyebilir.

Isıtma Modu için Hesaplamalar

Bu modülde ikincil sıvı akışı (evsel sıcak su akışı) ve evsel sıcak su çıkış sıcaklığını sağlamak için kullanılan toplam kapasite miktarı Denklem 3.1 ve 3.2’ye göre hesaplanır.

$$\dot{q}_{ess} = UA_{a.kız}(T_{a.kız} - T_{ess,g}) \quad (3.1)$$

$$T_{ess,\zeta} = T_{ess,g} + \frac{\dot{q}_{ess}}{\dot{m}_{ess}Cp_{ess}} \quad (3.2)$$

Kondensere verilen enerji ve evaporatör tarafından emilen enerji Denklem 3.3’e göre hesaplanır.

$$\dot{q}_{evap} = \dot{q}_{kon} + \dot{q}_{ess} - \dot{P}_{komp} \quad (3.3)$$

Evaporatörden ayrılan havanın entalpisi, Denklem 3.4’e göre hesaplanır.

$$h_{hava,\zeta} = h_{hava,g} - \frac{\dot{q}_{evap}}{\dot{m}_{hava}} \quad (3.4)$$

Daha sonra, fan enerjisi hava akışına eklenir ve yeni bir çıkış havası entalpisi Denklem 3.5'e göre hesaplanır.

$$h_{hava,\zeta} = h_{hava,\zeta} + \frac{\dot{P}_{fan}}{\dot{m}_{fan}} \quad (3.5)$$

Toplam enerji transferleri Denklem 3.6 – 3.9'a göre hesaplanır.

$$\dot{q}_{top,hava} = \dot{m}_{hava}(h_{hava,\zeta} - h_{hava,g}) \quad (3.6)$$

Duyulur ve gizli enerji miktarları Denklem 3.7 ve 3.8 yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{q}_{duy} = \dot{m}_{hava}Cp_{hava}(T_{hava,\zeta} - T_{hava,g}) \quad (3.7)$$

$$\dot{q}_{gizli} = \dot{q}_{top,hava} - \dot{q}_{duy} \quad (3.8)$$

Sıvıya verilen enerji miktarı, kondenser tarafından atılan ısı miktarına eşittir.

$$\dot{q}_{verilen} = \dot{q}_{kon} \quad (3.9)$$

Eğer ısı pompasında ilave bir ısıtıcı mevcutsa yardımcı ısıtıcı devrede olsun veya olmasın, kondenserden ayrılan su çıkış sıcaklığı Denklem 3.10'a göre ayarlanır.

$$T_{ser,\zeta} = T_{ser,g} + \frac{\dot{q}_{verilen} + \dot{q}_{yar,ısıtıcı}}{\dot{m}_{sıvı}Cp_{sıvı}} \quad (3.10)$$

Cihazın ısıtma modunda ITK ve EER'si Denklem 3.11 ve 3.12'ye göre verilir.

$$COP_{IS} = \frac{(\dot{q}_{verilen} + \dot{q}_{yar,ısıtıcı})}{\dot{P}_{komp} + \dot{P}_{fan} + \dot{P}_{kont} + \dot{P}_{yar,ısıtıcı}} \quad (3.11)$$

$$E = 3,414 \times COP_{IS} \quad (3.12)$$

Soğutma Modu için Hesaplamalar

Soğutma performansını belirlemek için kullanılan yöntem ile ısıtma performansını belirlemek için kullanılan yöntem aynı temel yöntemdir.

Kondenser tarafından atılan enerji ile evaporatör tarafından emilen enerjiler biraz farklılık gösterir ve Denklem 3.13 ve 3.14' e göre hesaplanır.

$$\dot{q}_{kon} = \dot{q}_{cop} - \dot{q}_{ess} + \dot{P}_{komp} \quad (3.13)$$

$$\dot{q}_{evap} = \dot{q}_{cop} \quad (3.14)$$

Çıkış havası nem oranı, cihazdan geçerken değişmez, çünkü sıvı akışı soğutulurken hava akımı ısıtılmaktadır. Çıkış entalpisi, Denklem 3.15 tarafından hesaplanır.

$$h_{hava,\zeta} = h_{hava,g} + \frac{\dot{q}_{kon} + \dot{P}_{fan}}{\dot{m}_{hava}} \quad (3.15)$$

Hava akımı enerji transferlerini hesaplamak için Denklem 3.6-3.8 kullanılır. Birincil sıvı akımı enerji transferi $\dot{q}_{sıvı} = \dot{q}_{evap}$ olarak alınır.

Sıvı akış çıkış sıcaklığı, ITK cihazı ve EER ise Denklem 3.10-3.12 kullanılarak hesaplanır (Anonim-15 2014).

3.2.2. Su çekim kontrol elemanı (Type 14b)

Geçici bir simülasyonda, bazen tekrarlanan bir model ile karakterize edilen bir davranışa sahip, zamana bağlı bir zorlama fonksiyonunun kullanılması uygundur. Bu yüzden modellenen tüm sistemlerde uygulanan su çekme profilini belirlemek için bu modül kullanılmıştır. Bu modülün amacı, günün belirlenen zamanlarında belirlenen miktarlarda ihtiyaç duyulan su miktarını sistemden çekilmesini sağlamaktır.

3.2.3. Pompalar (Type 3)

Bu pompa modelleri, 1 ile 0 arasında bir değere sahip olması gereken sabit bir kontrol fonksiyonunu ve kullanıcı tarafından belirlenen maksimum akış kapasitesini kullanarak kütle akış oranını hesaplar. Pompa gücü, ya kütle akış hızının doğrusal fonksiyonu olarak ya da kütle akış hızı ile güç tüketimi arasında kullanıcı tanımlı bir ilişki olarak da hesaplanabilir. Modül, maksimum akış oranını kontrol sinyali ile çarparak, akış döngüsündeki bileşenlerin geri kalanı için debi hızını ayarlar.

Çıkış sıcaklığı Denklem 3.16'ya göre hesaplanır.

$$T_{\zeta} = T_g + \frac{P \times f_{par}}{\dot{m} C_p} \quad (3.16)$$

Çıkış kütle akış hızı basitçe Denklem 3.17'ye göre hesaplanır.

$$\dot{m}_{\zeta} = \gamma \dot{m}_{maks} \quad (3.17)$$

Sadece gerekli parametreler sağlanırsa, *akış hızı* ve *güç tüketimi* arasındaki doğrusal bir ilişki

$$P = \gamma P_{maks}$$

şeklinde varsayılır.

Dörtten fazla parametre sağlandığında ise, ek parametreler, akış hızının güç tüketimiyle ilgili bir polinomunda katsayı olarak kullanılır.

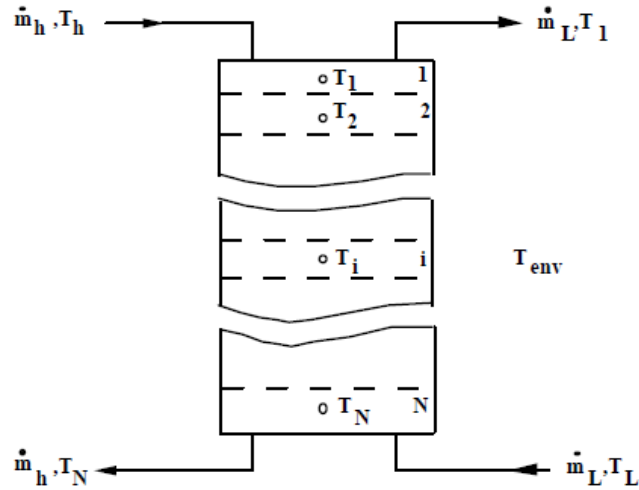
Eğer $\dot{m} = 0$ ise $P = 0$, $T_o = T_{in}$ ya da $\dot{m} > 0$ ise $P = P_{max}[c_0 + c_1\gamma + c_2\gamma^2 + \dots + c_i\gamma^i]$ olur.

Burada $c_0, c_1, c_2, \dots, c_i$ isteğe bağlı parametreler 5,6,7 ... $i + 5$ olarak girilir.

3.2.4. Evsel su tankı (Type 4a)

Bu modülün amacı giriş akışkanının, giriş sıcaklığına mümkün olan en yakın sıcaklıkta depoya verilecek şekilde değişken giriş konumlarına sahip olan bir tabakalı tank modeli oluşturmaktır.

Hassas bir enerji depolama tankının ısı performansını, termal tabakalaşmaya maruz bırakılarak, tankın Şekil 3.1'de gösterildiği gibi N ($N \leq 100$) eşit karışık hacim parçalarından oluştuğunu farz ederek modellenenir.



Şekil 3.1. Tabakalı sıvı depolama tankı (Anonim-16)

Tankın üç farklı çalışma modu bulunmaktadır. Mod 1'de akışlar depoya sabit pozisyonlarda girer. Yük ve sıcak kaynak akışı tankın altına girer, eğer varsa yardımcı madde, tankın üst kısmına girer. Her bir zaman aralığının sonunda, mevcut olan herhangi bir sıcaklık farklılığı, uygun komşu katmanların tamamıyla karıştırılmasıyla

ortadan kaldırılır. Mod 2'de akış, kendi sıcaklığına en yakın olan tabakadan girer. Yeterli tabaka varsa, maksimum tabakalaşma derecesinin elde edilmesine olanak sağlar. Mod 3' te, kullanıcı yük ve kaynak akışı giriş yerlerini içeren tabakalar belirtmelidir.

Model isteğe bağlı olarak, sıcaklık ve/veya zaman kontrolüne tabi iki elektrikli ısıtma elemanı içerebilir. Elektrik rezistans ısıtıcıları iki moddan birinde çalışabilir. Birinci modda, alttaki ısıtıcı devreye girmesi üstteki ısıtıcının devreye girmesine bağlıdır. Bu kontrol modunda, her iki elektrikli ısıtıcının da aynı anda açılması mümkün değildir. Bununla birlikte, her iki ısıtıcının da aynı zaman diliminde açık olması mümkündür (üst ısıtıcı, zaman adımının ilk yarısı boyunca açık kalabilir ve alt ısıtıcı, zamanın ikinci yarısı boyunca açık kalabilir). Bu mod kullanım sıcak suyu uygulamalarının çoğunda yaygındır.

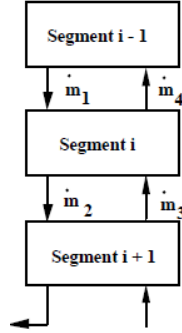
İkinci modda ise, her iki ısıtıcı da aynı anda açık olabilir. Bu, depolama tankının daha hızlı ısınmasına olanak sağlar ancak daha fazla elektrik tüketimine neden olur.

Birçok durumda, tank düzgün şekilde izole edilemeyebilir veya depolama tankındaki boru girişlerini hesaba katılmak istenilebilir. İsteğe bağlı olarak, ek parametrelerin özellikleri ile tabakalaşmış depolama tanklarının belirli tabakaların kademeli olarak yalıtılmaları mümkündür. Artırımlı kayıp katsayılarını kullanmak için, beşinci parametre sıfırdan daha düşük bir değere ayarlanmalı ve artırımlı kayıp katsayıları belirtilmelidir.

Kaynama etkilerini hesaba katmak için depolama tankına bir basınç tahliye valfi eklenmiştir. Akışkanın kaynama sıcaklığı belirtilmelidir. Havalandırma, tankı kaynama sıcaklığında tutmak için yeterli enerjiyi sağlayacaktır. Havalandırma nedeniyle kütle kaybı ihmal edilmiştir. Herhangi bir tabakadan ve yardımcı ısıtıcıdan kaynaklanan toplam kayıp, tankın dış ve iç kısmından meydana gelmektedir.

Bu modülde kullanılan bir varsayım, her bir katmandan yukarı veya aşağı akan akışların, her bir bölüme girmeden önce tamamen karıştırıldığını varsaymaktadır. Bu durum Şekil 3.2'de de gösterilmiştir. *i*. segmentteki bir enerji dengesi (kayıpları ihmal edilmiş) Denklem 3.18'e göre hesaplanır.

$$M_i C p_{tank} \frac{dT_i}{dt} = \begin{cases} (\dot{m}_1 - \dot{m}_3) C p_{tank} (T_{i-1} - T_i) & \dot{m}_1 \geq \dot{m}_3 \\ (\dot{m}_3 - \dot{m}_1) C p_{tank} (T_{i+1} - T_i) & \dot{m}_1 < \dot{m}_3 \end{cases} \quad (3.18)$$



Şekil 3.2. Segmentler arasındaki akış kanalları (Anonim-16)

Yardımcı ısıtıcı $\gamma_{dah,ısıtıcı} = 0$ ise veya daha önceden kapalıysa ve $T_{IT} \geq (T_{ayar} - \Delta T_{öb})$ veya

$T_{IT} \geq T_{ayar}$ ise kapalıdır. Aksi takdirde, ısıtıcıdan tanka iletilen enerji oranı

$$\dot{Q}_{ısıtıcı} = \min(\dot{Q}_{gerekten}, \dot{Q}_{maks})$$

olur. Üstteki yardımcı ısıtıcı açıksa alt yardımcı ısıtıcı kapalıdır. Modül, ısıtıcıya tanktan tedarik edilen enerjinin, ısıtıcıyı içeren tank katmanını, o katmanın sıcaklığı, yukarıdaki katmana eşit olana kadar yerleştirildiğini varsayar. Daha sonra enerji, her iki parçanın üstündeki bölümün sıcaklığına ulaşmaya kadar eşit olarak eklenir. Her iki ısıtma elemanının da aynı anda açılmasına izin verilirse, üst eleman etkileri önce hesaplanır, ardından alt eleman takip edilir. Tank bölümü için yazılmış bir enerji dengesi Denklem 3.19'a göre ifade edilir.

$$M_i C p_{tank} \frac{dT_i}{dt} = \alpha_i \dot{m}_{sıvı} C p_{tank} (T_{giren} - T_i) + \beta_i \dot{m}_{yük} C p_{tank} (T_{yük} - T_i) + U A_i (T_{t,ortam} - T_i) + \gamma_i (T_{i-1} - T_i) C p_{tank} \quad \text{eğer } g_i > 0 \quad (3.19a)$$

$$+ \gamma_i (T_i - T_{i+1}) C p_{tank} \quad \text{eğer } g_i < 0 \quad (3.19b)$$

$$+ \dot{Q}_i \quad i = 1..N \text{ için} \quad (3.19c)$$

N tank bölümlerinin her birinin sıcaklıkları, Denklem 3.19’da ifade edilen zamana göre türevlerinin entegrasyonu ile belirlenir. Her zaman aşamasının sonunda, uygun ters katmanların karıştırılmasıyla sıcaklık farkları giderilir. Enerji akışları ve iç enerjideki değişiklikler Denklem 3.20-3.23’e göre hesaplanır.

$$\dot{Q}_{tank,kyp} = \sum_{i=1}^N UA_i(T_i - T_{t,ortam}) + \gamma_f \sum_{i=1}^N (UA)_{gaz,i} (T_i - T_f) \quad (3.20)$$

$$\dot{Q}_{tank,hassas} = \dot{m}_g C_{p,tank} (T_i - T_{yük}) \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{sıvı} C_{p,tank} (T_{giren} - T_N) \quad (3.22)$$

$$\Delta E_{tank} = \frac{V \rho_{tank} C_{p,tank} [\sum_{i=1}^N T_i - \sum_{i=1}^N T_i |_{t=0}]}{N} \quad (3.23)$$

3.2.5. Diferansiyel kontrol elemanı (Type 2b)

Açık/kapalı şeklinde çalışan diferansiyel kontrol elemanı, 1 (açık) veya 0 (kapalı) değerine sahip olabilen bir kontrol fonksiyonu üretir. Kontrol fonksiyonunun değeri, iki ölü bant sıcaklık farkıyla karşılaştırılarak, üst ve alt sıcaklıklar $T_{üst}$ ve T_{alt} arasındaki farkın bir fonksiyonu olarak seçilir. Kontrol fonksiyonunun yeni değeri, önceki zaman adımında giriş kontrol fonksiyonunun değerine bağlıdır.

Kontrolör önceden açık ise;

$$\text{Eğer } \gamma_i=1 \text{ ve } \Delta T_{alt} \leq (T_{üst} - T_{alt}), \quad \gamma_o = 1$$

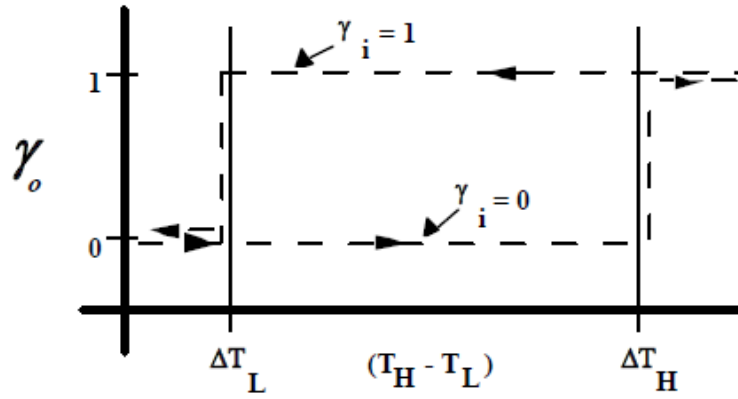
$$\text{Eğer } \gamma_i=1 \text{ ve } \Delta T_{alt} > (T_{üst} - T_{alt}), \quad \gamma_o = 0$$

Kontrolör önceden kapalı ise;

$$\text{Eğer } \gamma_i=0 \text{ ve } \Delta T_{üst} \leq (T_{üst} - T_{alt}), \quad \gamma_o = 1$$

$$\text{Eğer } \gamma_i=0 \text{ ve } \Delta T_{üst} > (T_{üst} - T_{alt}), \quad \gamma_o = 0$$

Bununla birlikte, $T_{Yi} > T_{maks}$ ise, üst ve alt ölü bant koşullarından bağımsız olarak kontrol fonksiyonu sıfıra ayarlanır. Bu durum genellikle, sıcaklığın öngörülen limitin üzerinde olması durumunda pompanın çalıştırılmasına izin verilmediği sıcak kullanım suyu sistemlerinde sıklıkla karşımıza çıkar. Denetleyici işlevi grafiksel olarak Şekil 3.3 ‘de de gösterilebilir.



Şekil 3.3. TRNSYS diferansiyel kontrol elemanı (Anonim-16)

3.2.6. Grafik (Type 65d)

Simülasyon boyunca seçilen sistem değişkenlerinin belirli zaman aralıklarında görüntülenmesi için kullanılır. Ayrıca sistemin istenilen performansta çalışıp çalışmadığını bu modül sayesinde anlayabiliriz. Seçilen değişkenler ekranda, ayrı bir grafik penceresinde görüntülenecektir. Örneğin, tüm simülasyon zamanından sadece belirli bir bölümünü incelemek mümkündür. Grafiğin sağ ve sol ekseninde tanımlanacak değişkenler isteğe göre belirlenir.

3.2.7. Yazıcı (Type 25c)

Yazıcı modülü, seçilen sistem değişkenlerini belirlenen zaman aralıklarında yazdırmak için kullanılır. Bu modda, her bir sütun başlığı ve birimler çıkış dosyasına yazdırılmaz. Veriler, simülasyon başlama zamanından itibaren belirlenen simülasyon adımı aralıklarında kaydedilir.

3.2.8. Harici ısıtıcılar (Type 6)

Bir akışın sıcaklığını yükseltmek için yardımcı ısıtıcı modellenmiştir. Isıtıcı, harici kontrol girişi bire eşit olduğunda ve ısıtıcı çıkış sıcaklığı kullanıcı tarafından belirlenen bir maksimumdan (T_{ayar}) daha az olduğunda istenilen bir hızda (Q_{maks}) akışa ısı eklemek için tasarlanmıştır. Bu uygulamada sabit bir çıkış sıcaklığı aranmaz ve T_{ayar} keyfi bir güvenlik limit sıcaklığı olarak düşünülebilir.

Eğer $T_i \geq T_{ayar}$ ise $\gamma = 0$ olur ve ısıtıcı devreye girmez.

Aşağıdaki denklemlere göre ısıtıcının enerji dengesi hesaplanmaktadır.

Akışkanın ısıtıcıdan çıkış sıcaklığı Denklem 3.24'e göre hesaplanır.

$$T_{\zeta} = \frac{\dot{Q}_{maks}\eta_{yar,ısıtıcı} + \dot{m}Cp_{sıvı}T_i + UA T_{ortam} - \frac{UA T_i}{2}}{\dot{m}Cp_{sıvı} + \frac{UA}{2}} \quad (3.24)$$

$\dot{m}_{\zeta} = \dot{m}_g$ ve $\dot{Q}_{ısıtıcı} = \dot{Q}_{maks}$ olduğunda akışkana aktarılan ısı miktarı Denklem 3.25'e göre hesaplanır.

$$\dot{Q}_{sıvı} = \dot{m}_{\zeta} Cp_{sıvı} (T_{\zeta} - T_g) \quad (3.25)$$

Akışkanın ortalama sıcaklığı Denklem 3.26'ya göre hesaplanır.

$$\bar{T} = \frac{(T_{\zeta} + T_g)}{2} \quad (3.26)$$

Isıtıcı kaybı ise Denklem 3.27'ye göre hesaplanır.

$$\dot{Q}_{kyp} = UA(\bar{T} - T_{ortam}) + (1 - \eta_{yar,ısıtıcı})\dot{Q}_{maks} \quad (3.27)$$

Burada $Q_{ısıtıcı} = Q_{kyp} + Q_{sıvı}$ olur ve Denklem 3.28'e göre hesaplanır.

$$\dot{Q}_{ısıtıcı} = \frac{\dot{m}Cp_{sıvı}(T_{ayar} - T_i) + UA(\bar{T} - T_{ortam})}{\eta_{yar,ısıtıcı}} \quad (3.28)$$

3.2.9. İntegratör (Type 24)

Bu modül, simülasyon süresi boyunca bir dizi niceliği birleştirir. Simülasyon boyunca belirli bir saatten sonra veya yılın her ayından sonra periyodik olarak sıfırlanabilir. Modül, 250 değişkene kadar entegre edilebilir ve bir simülasyonda istenilen sayıda kullanılabilir.

X_i : Entegre edilecek miktar veya oran

Y_i : X_i 'nin zamana göre integrali

$$Y_i = \int_{time} X_i dt$$

3.2.10. Meteorolojik veriler (Type 15)

Bu modül, hava durumu veri dosyasından düzenli aralıklarla veri okuyarak, bir saatten daha az bir zaman diliminde verilerin enterpolasyonunu yapar ve diğer TRNSYS

modüllerine aktarır. Modül aynı zamanda şebeke suyu sıcaklığı, ısıtma ve soğutma sezonu zorlama fonksiyonları gibi bazı faydalı parametreleri de hesaplar.

Gökyüzü sıcaklığının hesaplanması, çiğ noktası sıcaklığına dayanan açık gökyüzü yayılımının tahmini bir değeri ile başlar. Açık gökyüzü yayılımı için çiğlenme noktası korelasyonu Denklem 3.29'a göre hesaplanır.

$$E_{yayılım} = 0,711 + 0,56 \times \left(\frac{T_{\text{çiğ}}}{100}\right) + 0,73 \times \left(\frac{T_{\text{çiğ}}}{100}\right)^2 \quad (3.29)$$

Daha sonra yılın belirli saatine göre Denklem 3.30'da gösterildiği gibi, radyasyon transferindeki farklılıkları hesaba katmak için net gökyüzü emissivitesi düzeltilir.

$$E_{yayılım} = E_{yayılım} + 0,013 \times \cos\left(2\pi \times \frac{MOD(\text{time}, 24)}{24}\right) \quad (3.30)$$

Açık gökyüzü yayılımı atmosferik basınç için Denklem 3.31'e göre düzeltilir. Modül, veri dosyalarından atmosferik basıncı okurken denklemin basınç birimlerini milibarlara dönüştürür.

$$E_{yayılım} = E_{yayılım} + 0,00012 \times (P_{\text{atmosfer}} - 1000) \quad (3.31)$$

Bulutların bulunduğu zamanlarda gökyüzü yayılımı, Denklem 3.32'de gösterildiği gibi, açık gökyüzü emissivitesini bulutlarla kaplanan gökyüzünün oranı ve bulutların kendilerinin yayılımı ile çarpılarak hesaplanır. Opak olmayan bulutlarla kaplanan gökyüzünün değeri 0 (hava açılmış gibi) ve 1 (tam bulut örtüsü) arasında bir değere sahiptir. Bu bileşenin moduna bağlı olarak, gökyüzünün opak bulutlarla kaplı kısmı, 0 ile 1 arasında bir değer veya yüzde olarak (0 ila 100) olarak girilebilir.

$$E_{gökyüzü} = E_{yayılım} + (1,0 - E_{yayılım}) \times f_{\text{bulut}} \times \varepsilon_{\text{bulut}} \quad (3.32)$$

Son olarak, gökyüzü sıcaklığı Denklem 3.33'de gösterilen korelasyon kullanılarak hesaplanır.

$$T_{gökyüzü} = E_{gökyüzü}^{1/4} + (T_{\text{ortam}} + 273,13) - 273,13 \quad (3.33)$$

Şebeke suyu sıcaklık algoritması Denklem 3.34 gibidir.

$$T_{\text{şebeke}} = (\bar{T}_{\text{ortam}} + \text{offset}) + \text{ratio} \left(\frac{T_{\text{ortam,maks}}}{2}\right) \sin\left(\frac{360}{365}(\text{gün} - 15 - \text{lag}) - 90\right) \quad (3.34)$$

Burada *offset, ratio* ve *lag*

$$ratio = 0,22 + 0,0056(\bar{T}_{ortam} - 6,67)$$

$$lag = 1,67 - 0,56(\bar{T}_{ortam} - 6,67)$$

$$offset = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

şeklinde hesaplanır.

Zemin yansımaları için kullanıcının karla kaplı zeminin yansıtma değerlerini vermesi istenir. Standart veri formatlarının tümü zeminin karla kaplı olup olmadığına dair verileri içerdiğinden ayrı bir işleme gerek yoktur. Hesaplanan zemin yansıtması yalnızca okunmakta olan veri dosyasındaki karla kaplı zemin değerine bağlıdır.

3.2.11. Düz plaka güneş kolektörü (Type 1b)

Bu modül, düz plaka güneş kolektörünün termal performansını modellemektedir. Güneş kolektörleri seri yada paralel bağlanmış kolektörlerden oluşabilir. Kolektör dizisinin termal performansı, kolektör modüllerinin sayısı ve her bir modülün özellikleri ile belirlenir. Standart verim testlerinden elde edilen sonuçlar, akışkan sıcaklığı ile çevre sıcaklığı farkının güneş radyasyonuna oranına $(\Delta T/I_{kür,rad})$ göre sağlanmalıdır. Modül, $(\Delta T/I_{kür,rad})$ eğrisine göre verimliliği ikinci dereceden bir denklem olarak modellenebileceğini varsayar. Düzeltmeler, bir eşanjörün benzer toplayıcıların ve test koşullarındaki dışındaki akış hızlarının varlığını hesaba katmak için eğim, kesişme ve eğrilik parametrelerine uygulanır.

Güneş termal kolektör verimliliği için genel denklem, Denklem 3.35'den elde edilir.

$$\eta = \frac{Q_u}{A \times I_{kür,rad}} = \frac{\dot{m} \times C_p (T_{kol,\phi} - T_{kol,g})}{A \times I_{kür,rad}} = F_{ısı kaybı} (\tau\alpha)_n - F_{ısı kaybı} U_{tüm} \frac{(T_{kol,g} - T_{hava})}{I_{kür,rad}} \quad (3.35)$$

Kayıp katsayısı $U_{tüm}$ tam olarak sabit değildir, bu nedenle $U_{tüm}$ değeri $(T_{kol,g} - T_{hava})$ değeri dikkate alınarak daha iyi bir ifade ile Denklem 3.36 ile elde edilir.

$$\eta = \frac{Q_u}{A \times I_{kür,rad}} = F_{ısı kaybı} (\tau\alpha)_n - F_{ısı kaybı} U_{L/T} \frac{(T_{kol,g} - T_{hava})}{I_{kür,rad}} - F_{ısı kaybı} U_{L/T} \frac{(T_{kol,g} - T_{hava})^2}{I_{kür,rad}} \quad (3.36)$$

Yeni denklem, Denklem 3.37 gibi yeniden yazılabilir.

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{I_{kür,rad}} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_{kür,rad}} \quad (3.37)$$

Bu denklem kolektörde kullanılan genel güneş enerjisi kolektör verimlilik denklemidir. Isıl verimlilik 3 parametre ile tanımlanır: a_0 , a_1 ve a_2 . Bu üç parametre, ASHRAE standartlarına göre test edilen ve SRCC (ASHRAE 2003, SRCC 1995) tarafından derecelendirilen kolektörlerde geçerlidir.

Denklem 3.37'de ΔT , $(T_{kol,g} - T_{hava})$ 'e eşittir. Kolektör test raporları bazen verimlilik eğrisini farklı bir sıcaklık farkı ile sağlar. O zaman kullanılan farklı *sıcaklık farkları*

$$\Delta T = \begin{cases} \Delta T_{kol,g} = T_{kol,g} - T_{hava} \\ \Delta T_{kol,akış} = T_{kol,akış} - T_{hava} \\ \Delta T_{kol,ç} = T_{kol,ç} - T_{hava} \end{cases}$$

şeklinde elde edilebilir.

Birinci formülasyon genellikle ABD'de tercih edilirken, ikincisi genellikle Avrupa'da tercih edilmektedir. Denklem 3.36, sıcaklık farkının tanımlarından herhangi birisini kullanabilir ve kullanıcı, tanımlardan herhangi birini kullanarak a_0 , a_1 ve a_2 katsayılarını belirleyebilir. Katsayılar ortalama sıcaklık veya çıkış sıcaklığı cinsinden verilirse, düzeltme faktörleri uygulanır. Düzeltme faktörleri, doğrusal verim eğrileri için türetilmiştir (Denk. 3.35), dolayısıyla Denklem 3.36'da, önce bazı işlemler gerçekleştirilerek bu forma dönüştürülmelidir. Modifiye edilmiş birinci derece kolektör etkinlik katsayısı Denklem 3.38 'e göre tanımlanmıştır.

$$U'_{tüm} = U_{tüm} + U_{L/T}(T_{kol,g} - T_{hava}) \quad (3.38)$$

Bu denklemden de

$$\eta = \frac{Q_u}{A \times I_{kür,rad}} = F_{ısı kaybı}(\tau\alpha)_n - F_{ısı kaybı} U'_{tüm} \frac{(T_{kol,g} - T_{hava})}{I_{kür,rad}}$$

elde edilir.

Düzeltilme faktörleri ise

$$\begin{cases} F_{Isı kaybi}(\tau\alpha) = F_{av}(\tau\alpha)_n \left(\frac{\dot{m}_{test} C p_{kol}}{\dot{m}_{test} C p_{kol} + \frac{F_{av} U'_{tüm}}{2}} \right) \\ F_{Isı kaybi} U'_{tüm} = F_{av} U'_{tüm} \left(\frac{\dot{m}_{test} C p_{kol}}{\dot{m}_{test} C p_{kol} + \frac{F_{av} U'_{tüm}}{2}} \right) \end{cases}$$

$$\begin{cases} F_{Isı kaybi}(\tau\alpha) = F_o(\tau\alpha)_n \left(\frac{\dot{m}_{test} C p_{kol}}{\dot{m}_{test} C p_{kol} + F_o U'_{tüm}} \right) \\ F_{Isı kaybi} U'_{tüm} = F_o U'_{tüm} \left(\frac{\dot{m}_{test} C p_{kol}}{\dot{m}_{test} C p_{kol} + F_o U'_{tüm}} \right) \end{cases}$$

şeklinde verilmiştir.

Kolektör parametrelerine analitik düzeltmeler uygulanır:

- Test koşullarındaki değerler dışındaki akış hızlarında çalışma
- Seriyeye monte edilen N_s özdeş kolektörler
- Normal olmayan güneş ışınları

Bu değişiklikler de aşağıdaki şekilde verilmiştir:

Akış hızı düzeltmesi " r_1 " oranı Denklem 3.39 ile elde edilir.

$$r_1 = \frac{F_{Isı kaybi} U'_{tüm} |_{kullanım}}{F_{Isı kaybi} U'_{tüm} |_{test}} = \frac{F_{Isı kaybi}(\tau\alpha)_n |_{kullanım}}{F_{Isı kaybi}(\tau\alpha)_n |_{test}} = \frac{\frac{\dot{m} \times C p_{kol}}{A \times F' \times U'_{tüm}} \left(1 - e^{-\frac{A F' U_L}{\dot{m} C p_{kol}}} \right) |_{kullanım}}{\frac{\dot{m}_{test} \times C p_{kol}}{A \times F' \times U'_{tüm}} \left(1 - e^{-\frac{A F' U_L}{\dot{m}_{test} C p_{kol}}} \right) |_{test}} \quad (3.39)$$

Bu denklemi kullanmak için $F_{Isı kaybi} U'_{tüm}$ 'yi tahmin etmek gerekir. Bu değer, test koşulları baz alınarak

$$F' U'_{tüm} = -\frac{\dot{m} C p_{kol}}{A} \ln \left(1 - \frac{F_{Isı kaybi} U'_{tüm} A}{\dot{m} C p_{kol}} \right)$$

denklemini ile hesaplanabilir.

Sıvı kolektör için, test koşullarından hesaplanan $F' U'_{tüm}$, yaklaşık olarak kullanım koşullarındaki $F' U'_{tüm}$ 'e eşittir.

Hem $F_{Isl\ kayyb}(\tau\alpha)_n$ hem de $F_{Isl\ kayyb}U'_{tüm}$ değerlerinde, seri olarak bağlanan özdeş toplayıcılar hesaba katılarak analitik olarak düzeltme yapılır. Bu düzeltme oran " r_2 " Denklem 3.40 ile elde edilir.

$$r_2 = \frac{1 - \left(1 - \frac{A_{F_{Isl\ kayyb}U'_{tüm}}}{\dot{m} C_{p_{kol}}}\right)^{N_S}}{N_S \frac{A_{F_{Isl\ kayyb}U'_{tüm}}}{\dot{m} C_{p_{kol}}}} \quad (3.40)$$

Kolektör testleri genellikle havanın açık olduğu günlerde yapılır; geçirgenlik ve absorpsiyon ışın radyasyonunun değeri neredeyse $(\tau\alpha)$ normal insidans değeridir. Kesme etkinliği, $F_R(\tau\alpha)_n$, normal olmayan güneş ışınları için $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ faktörü ile düzeltilir. Tanımı gereği, $(\tau\alpha)$ toplam absorbe edilen radyasyonun insidans radyasyonuna oranıdır. Böylece, $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ için genel bir denklem

$$\frac{\tau\alpha}{(\tau\alpha)_n} = \frac{l_{Iş,rad} \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + l_d \left(\frac{1+\cos\beta}{2}\right) \frac{(\tau\alpha)_d}{(\tau\alpha)_n} + \rho_{zemin} l \left(\frac{1-\cos\beta}{2}\right) \frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}}{I_{kür,rad}}$$

olarak elde edilir.

Düz plaka kolektörler için, $(\tau\alpha)_b/(\tau\alpha)_n$ ise test sonuçlarından

$$\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right) - b_1 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right)^2$$

olarak elde edilir (Anonim-16 2014).

Güneş enerjisi destekli sistemlerde toplam enerjinin ne kadarının güneş enerjisinden karşılandığını gösteren bir ifade olan SF ,

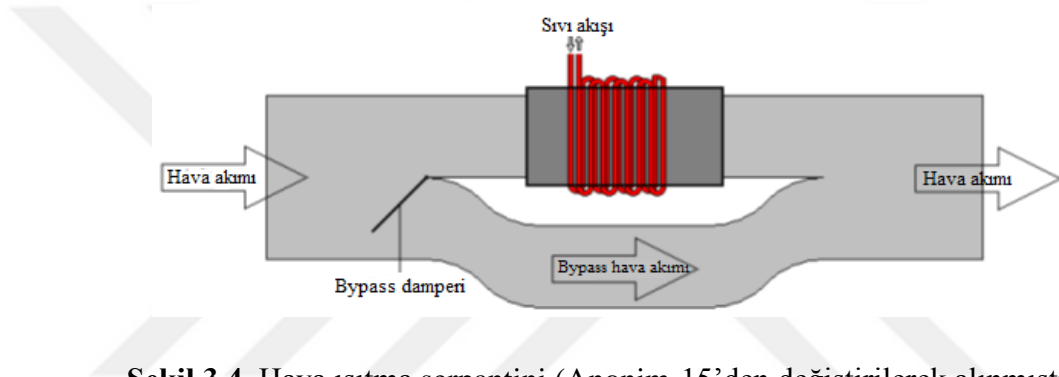
$$SF = \frac{\dot{Q}_{kol}}{\dot{Q}_{kol} + W_{top}}$$

denklemleri ile hesaplanır.

3.2.12. Isıtma eşanjörü (Type 670)

Bu modül çıkış havası sıcaklığını, giriş havası sıcaklığının üzerinde tutmak ve belirlenen ayar noktası sıcaklığının altında tutmak için çalışan, dahili olarak kontrol edilen bir bypass damperi olan hava ısıtma serpantini olarak simüle edilmiştir.

Havanın, sıcak bir sıvı içeren serpantinden geçirildiği bir ısıtma cihazı modellenmiştir (Şekil 3.4). Kullanıcı hava ve sıvı giriş koşullarını belirtir. Modül ayrıca, havanın çıkış sıcaklığının kullanıcı tarafından belirlenen bir maksimum sıcaklığı geçmeyecek şekilde, ısıtma serpantini etrafında bypass edilen havanın fraksiyonunu modüle eden dahili olarak kontrol edilen bir damper ile donatılmıştır.



Şekil 3.4. Hava ısıtma serpantini (Anonim-15'den değiştirilerek alınmıştır)

Hava akışının özgül ısısı Denklem 3.41 ile hesaplanır.

$$Cp_{hava} = \frac{dh}{dT} \quad (3.41)$$

Minimum kapasite Denklem 3.42' ye göre hesaplanır.

$$C_{min} = MIN(\dot{m}_{sivi} Cp_{sivi} \dot{m}_{hava} Cp_{hava}) \quad (3.42)$$

Hava akımı ve akışkan arasında aktarılabilir maksimum enerji miktarı Denklem 3.43 ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{maks} = \varepsilon \times C_{min} (T_{ser,g} - T_{hava,g}) \quad (3.43)$$

Serpantin boyunca tüm havanın geçtiğini varsayarsak, serpantinden çıkan havanın entalpisi Denklem 3.44 şeklinde verilir.

$$h_{hava,\zeta} = h_{hava,g} + \frac{\dot{Q}_{maks}}{\dot{m}_{hava} Cp_{hava}} \quad (3.44)$$

Eğer dolaştırılan sıcaklık kullanıcı tarafından belirlenen ayar noktası sıcaklığının altında ise, o zaman çıkış havası sıcaklığını sıvı giriş sıcaklığının üzerinde ve belirlenen ayar noktası sıcaklığının altında tutmaya yönelik kontrol kriterleri devreye girer ve sıvı çıkış sıcaklığı Denklem 3.45 gibi hesaplanabilir.

$$T_{ser,\zeta} = T_{ser,g} - \frac{\dot{Q}_{maks}}{\dot{m}_{sivi}Cp_{sivi}} \quad (3.45)$$

Bununla birlikte, dolaştırılan sıvının sıcaklığı, çıkış havası sıcaklığının üzerindeyse, uygun bir bypass fraksiyonu hesaplanmalıdır. Bunun için Denklem 3.41-3.43,serpantin boyunca arzu edilen çıkış sıcaklığı elde edilecek şekilde uygun bir hava akış oranını belirlemek için geriye doğru kullanılabilirler.

Bilinen entalpide, hava ve sıvı akışları arasındaki gerekli ısı transferi, Denklem 3.46 kullanılarak birim kütle akış bazında hesaplanabilir. Üniter kütle akış hızı varsayılarak Denklem 3.44'ün basitçe yeniden düzenlenmesidir.

$$\dot{Q}_{ea} = \dot{m}_{hava}Cp_{hava}(h_{hava,\zeta,gereken} - h_{hava,g}) \quad (3.46)$$

Gerekli minimum kapasite, Denklem 3.43'ün yeniden düzenlenmiş hali olan Denklem 3.47 ile hesaplanabilir.

$$C_{min,gereken} = \frac{\dot{Q}_{ea}}{\varepsilon(T_{ser,g} - T_{hava,g})} \quad (3.47)$$

Gerekli minimum kapasitans bilindiğinde, gerekli kütle akış oranı Denklem 3.42'nin yeniden düzenlenmiş hali olan Denklem 3.48 ile hesaplanabilir.

$$\dot{m}_{hava,gereken} = \frac{C_{min}}{Cp_{sivi}} \quad (3.48)$$

Denklem 3.48, serpantin boyunca gerekli hava kütle akış oranını sağlar. Bypassdan geçen hava akışı, toplam hava akışı ile çıkış sıcaklığını korumak için serpantin çaprazlanması gereken miktar arasındaki farktır.

Serpantinden çıkan sıvının sıcaklığı, serpantin boyunca bütün havanın aktığı zamanki gibi hesaplanır (Denk. 3.45). Serpantinden çıkan havanın sıcaklığı (cihaza giden havanın sıcaklığına karşılık olarak) Denklem 3.49 ile verilir (Anonim-15 2014).

$$T_{hava,\zeta} = T_{hava,g} - \frac{\dot{Q}_{ea}}{\dot{m}_{ser,hava} C_{p,sivi}} \quad (3.49)$$

3.2.13. Fan (Type 112b)

Sabit hızda dönebilen ve böylece sabit bir hava debisini temin eden bir fan modülüdür. Kütle akış hızını bir girdi olarak alır. Nominal akış oranı parametresine ve kontrol sinyali girişinin mevcut değerine göre akış hızını ayarlar. Giriş değeri olarak hava giriş neminin değerini alır. Herhangi bir zaman adımında, bir fandan çıkan hava koşullarını belirlemek için çok basit bir hesaplama kümesi gerçekleştirir.

Fan kontrol sinyali 0'a ayarlı olduğu zaman kapalı durumdadır. Bu durumda sıcaklık, nem oranı, bağıl nem ve vantilatörden çıkan hava basıncı değerlerine karşılık gelen değerler giriş koşullarına göre ayarlanır. Fan gücü, fan motorundan hava akışına aktarılan enerji, fan motorundan ortam sıcaklığına aktarılan enerji ve çıkış kütlelerinin akış hızı sıfırdır. Diğer taraftan, kontrol sinyali 1'e ayarlı olduğu zaman fan açık durumdadır ve fan tarafından hava akışına aktarılan enerji aşağıdaki gibi hesaplanır.

Herhangi bir zaman adımında, bir fandan çıkan hava koşullarını belirlemek için çok basit bir hesaplama olan Denklem 3.50 ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{hava} = (\eta_{motor} + (1 - \eta_{motor})f_{motor,ver})\dot{P}_{an,fan} \quad (3.50)$$

η_{motor} , motor verimliliği ve $f_{motor,ver}$, fan motor verimsizliklerinin, fandan geçen hava akımında veya fanın çevresindeki ortam havasında bir sıcaklık artışına neden olup olmadığını belirleyen parametre 0 ile 1 arasında bir değerdir.

Fanın çalışma sırasında aldığı güç, nominal güçtür. Fan motorundan ortama aktarılan enerji Denklem 3.51 ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{çevre} = \dot{P}_{an,fan} - \dot{Q}_{hava} \quad (3.51)$$

Fandan çıkan hava entalpisi ise Denklem 3.52 ile hesaplanabilir.

$$h_{fan,\zeta} = h_{hava,g} + \frac{\dot{Q}_{hava}}{\dot{m}_{hava}} \quad (3.52)$$

Son olarak, fanın basınç yükselmesi giriş havası basıncına eklenir ve çıkan hava durumunun (sıcaklık, nem oranı ve bağıl nem) kalan özellikleri psikometrik diyagram kullanılarak hesaplanır.

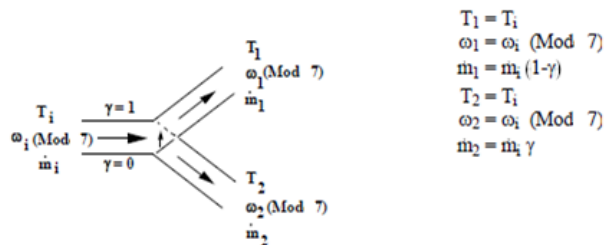
3.2.14. Vanalar (Type 11)

Isıl sistemlerde akışa yön veren dağıtım ve karışım vanaları mevcuttur. Type 11'in 10 çalışma modu vardır. 1'den 5'e kadar olan modlar normal olarak sıcaklık gibi sadece bir önemli özelliğe sahip olan sıvılar için kullanılır. 6' dan 10'a kadar olan modlar, nem ve hava gibi iki önemli özelliğe sahip olan nemli hava gibi akışkanlar içindir.

Modlar 1 ve 6, aynı sıvının iki giriş akımını farklı sıcaklık ve nem değerlerinde tamamen karıştıran bir T parçasının işlevini simüle eder. Modlar 2 ve 7, bir giriş kontrol fonksiyonunun Y değerine bağlı olarak iki olası çıkış arasında orantılı olarak bölünmüş bir giriş ile akış yönlendiricinin çalışmasını simüle eder. Modlar 3 ve 8, çıkış akış hızı, sıcaklık ve/veya nemliliği, iki muhtemel girişini Y ile belirlenen oranlarda karıştırarak belirlenen bir akış karıştırıcısının çalışmasını simüle eder.

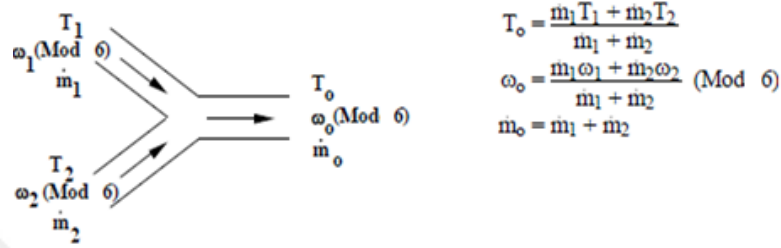
2, 3, 7 ve 8 modları için Y, 0 ile 1 arasında bir değere sahip olmalıdır. Modlar 4, 5, 9 ve 10, sıcaklık kontrollü valfi modellemek için kullanılabilecek sıcaklık kontrollü akış yönlendiricileridir.

Kontrollü akış dağıtım vanası (Type 11f): Type11 modelinin bu örneği, tek bir giriş sıvı akışının, kullanıcı tarafından belirlenen bir vana ayarına göre iki sıvı çıkış akımına bölünmüş olduğu bir akış yönlendiriciyi modellemek için mod 2 veya mod 7'i kullanır (Şekil 3.5).



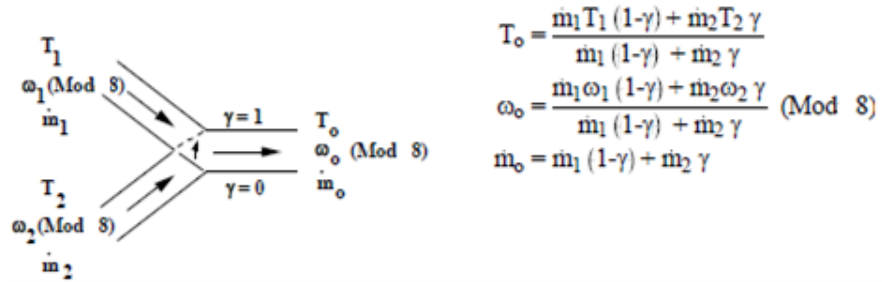
Şekil 3.5. Kontrollü akış dağıtım vanası (Anonim-16)

Kontrollü akış karışım vanası (Type 11d): Tip 11 modelinin bu örneği, kullanıcı tarafından belirlenen bir değerin altında veya altında karıştırılmış çıkış sıcaklığının muhafaza edilmesi için, dahili olarak hesaplanan bir kontrol fonksiyonuna göre iki giriş sıvı akışının birlikte karıştırıldığı kontrollü bir akış karıştırıcısını modellemek için mod 3 veya mod 8'i kullanır (Şekil 3.6).



Şekil 3.6. Kontrollü akış karışım vanası (Anonim-16)

T parçası (Type 11h): Type11 modelinin bu örneği, iki giriş sıvı akışının tek bir sıvı çıkış akımına karıştığı bir T parçasını modellemek için mod 1 veya mod 6'yı kullanır (Şekil 3.7).

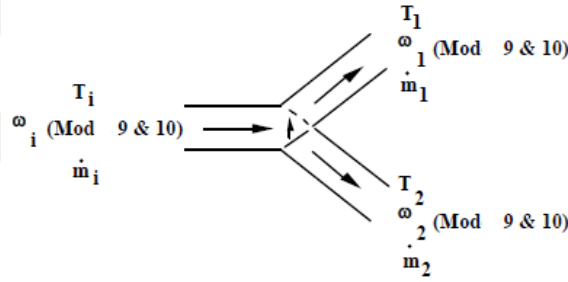


Şekil 3.7. T parçası (Anonim-16)

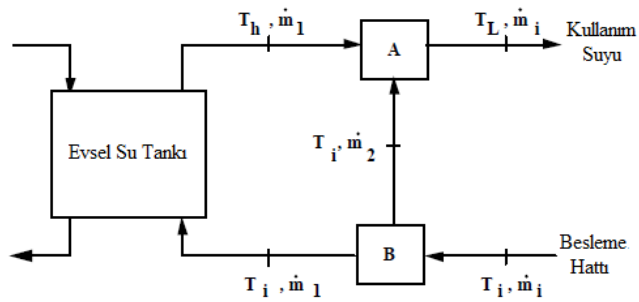
Sıcaklık kontrollü valf (Type 11b): Type11 modelinin bu örneği, sıcaklık kontrollü bir sıvı akış yönlendiricisini modellemek için mod 4 yada mod 9'u veya mod 5 yada mod 10'u kullanır. $T_h < T_i$ iken tüm akış mod 4 ve mod 9'da çıkış 1'den gönderilirken, mod 5 ve mod 10'da, bu koşullar altında çıkış 2'den gönderilir (Şekil 3.8).

Evsel, ticari veya endüstriyel ısıtma uygulamalarında, ısıtılmış akışkanın daha soğuk besleme sıvısı ile karıştırılması yaygındır, böylelikle yük akışı, gerekenden daha sıcak halde bulunmaz. Genellikle bu, evsel su tankı çıkış akışına bir "sıcaklık kontrollü valf" yerleştirilerek gerçekleştirilir (Şekil 3.9'da A pozisyonu). Böyle bir valf, akışkanın ısı kaynağı ve bypass hatları aracılığıyla tahrik edilmesine yönelik besleme basıncına dayanır.

Termik olarak eşdeğer olmasına rağmen simülasyon açısından, B noktasına bir sıcaklık kontrollü akış yönlendiriciyi yerleştirmek, A noktasına sıcaklık kontrollü bir karıştırıcıyı yerleştirmekten daha iyidir. Tip 11'in 4 ve 5 no'lu modları bu amaç için tasarlanmıştır. Sıcaklık kontrollü valfin kullandığı denklemler Çizelge 3.1'de verilmiştir (Anonim-16 2014).



Şekil 3.8. Sıcaklık kontrollü valf çalışma modları (Anonim-16)



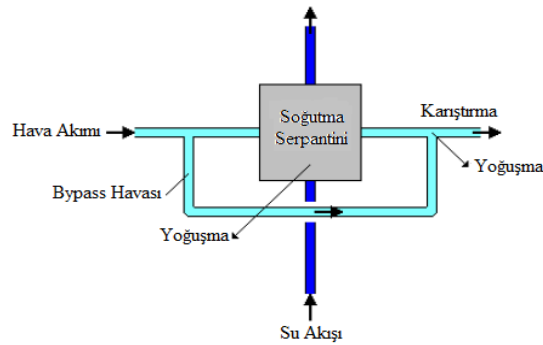
Şekil 3.9. Sıcaklık kontrollü valf çalışma şeması (Anonim-16'dan değiştirilerek alınmıştır)

Çizelge 3.1. Sıcaklık kontrollü valf denklemleri (Anonim-16'dan değiştirilerek alınmıştır)

$T_1 = T_i$	$\gamma = (T_{set} - T_i)/(T_h - T_i)$	if $T_h > T_{set}$
$\omega_1 = \omega_i \text{ (Mod } 9 \& 10)$	$\gamma = 1$	if $T_i \leq T_h \leq T_{set}$
$\dot{m}_1 = \dot{m}_i (\gamma)$	$\gamma = 1$	if $T_h < T_i \text{ (Mod } 4 \& 9)$
$T_2 = T_i$	$\gamma = 0$	if $T_h < T_i \text{ (Mod } 5 \& 10)$
$\omega_2 = \omega_i \text{ (Mod } 9 \& 10)$		
$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 (1 - \gamma)$		

3.2.15. Soğutma eşanjörü (Type 508c)

Bu modül, dört kontrol modundan birini kullanarak bir soğutma serisini modeller. Soğutma serpantini, serpantini bypass eden hava akımının bir bölümünün belirtildiği bir bypass yaklaşımı kullanılarak modellenmektedir. Hava akımının geri kalanının, serpantin içindeki akışkanın ortalama sıcaklığında ve doymuş koşullarda serpantinden çıktığı varsayılır. İki hava akımı serpantinden sonra tekrar karıştırılır. Dengesiz (kontROLSÜZ) çalışma modunda, serpantin, hem havanın hem de akışkanın giriş koşullarına göre hava akışını olabildiğince soğutur ve nemini alır. Modül alternatif olarak, kullanıcı tarafından belirlenen minimum seviyenin üzerindeki çıkış havası mutlak nem oranını muhafaza etmek veya sıvı çıkış sıcaklığının altında tutmak için çıkış havası kuru termometre sıcaklığını kullanıcı tarafından belirlenen minimum seviyenin üzerinde veya maksimum seviyenin altında tutacak şekilde serpantinin etrafındaki sıvıyı içten geçirebilir. Şekil 3.10'da, soğutma serpantinlerini modellemek için kullanılan tekniğin şematik bir diyagramını gösterilmektedir.



Şekil 3.10. Soğutma serpantini model şeması (Anonim-15'den değiştirilerek alınmıştır)

Şekil 3.10'da görüldüğü gibi, yoğunlaşma için iki durum ortaya çıkmaktadır. Birincisi, serpantinlerin kendisinde meydana gelen yoğunlaşmadır. İkincisi ise, soğutulmuş ve nemden arındırılmış havanın, giriş havası ile karıştırılması sonucu ortaya çıkan yoğunlaşmadır. En basit çalışma modunda, modül tam olarak Şekil 3.10'da gösterildiği gibi çalışır. Şemadaki tek komplikasyon, serpantindeki ortalama su sıcaklığını bulmak için bir çıkış sıcaklığının tahmin edilmesi ve bunun hava akımından aktarılan enerji ile su akışına aktarılan enerjinin eşleşmesine kadar yinelenme zorunluluğudur. Serpantin kendisinden akan yoğunlaşma suyu miktarı Denklem 3.53'deki gibi verilir.

$$\dot{m}_{kon} = \dot{m}_{hava}(1 - f_{bypass})(\omega_{hava,\zeta} - \omega_{hava,g}) \quad (3.53)$$

Yoğuşma suyu ve hava akımı, serpantin her ikisini de aynı sıcaklıkta terk eder. TRNSYS Buhar Özellikleri modülüne yapılan bir çağrı ile yoğuşma suyunun entalpisi bulunur. Hava akımından akışkana aktarılan enerji daha sonra Denklem 3.54 ile verilir.

$$\dot{Q}_{sivi} = \dot{m}_{hava}(1 - f_{bypass})(h_{hava,g} - h_{hava,\zeta}) - \dot{m}_{kon}h_{kon} \quad (3.54)$$

Yeni bir çıkış sıvısı sıcaklığı ise Denklem 3.55 ile hesaplanabilir.

$$T_{sivi,\zeta} = T_{sivi,g} + \frac{\dot{Q}_{sivi}}{\dot{m}_{sivi}Cp_{akış}} \quad (3.55)$$

Havadan aktarılan enerjiyi, sıvıya aktarılan enerji ile dengeleyen çıkış suyu sıcaklığı için bir sonuç hesaplanmışsa, *serpantinden geçen hava akımı*

$$h_{hava,kar} = (1 - f_{bypass})h_{hava,\zeta} + f_{bypass}h_{hava,g}$$

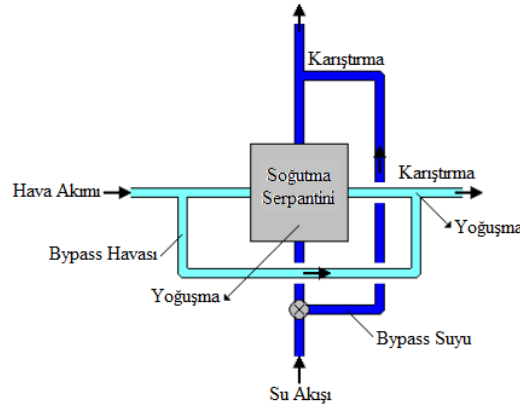
$$\omega_{hava,kar} = (1 - f_{bypass})\omega_{hava,\zeta} + f_{bypass}\omega_{hava,g}$$

denklemlerini kullanarak serpantini bypass eden hava akımı ile karıştırır.

Bu iki değerle birlikte çıkış hava basıncı ile karışım hava özelliklerinin kalanını belirlemek için TRNSYS psikometri modülü çağrılır.

Yukarıdaki örnek, soğutma serpantini için kontrol edilemeyen bir çıkış sıvısı ve hava koşullarına yol açar. Böyle bir cihazda, çıkış sıvısı üzerinde veya çıkış havasında herhangi bir kontrol yoktur; Soğutma serpantini, hava koşullarına bağlı olarak hava akışını sağlamak için elinden geleni yapar. Bununla birlikte modül, kullanıcı tarafından

belirlenen çıkış havası sıcaklığının minimum seviyenin üzerinde tutmasına, çıkış havası nem oranını minimum seviyenin üzerinde tutmasına veya çıkış sıvısı sıcaklığının altında tutmasına imkan veren bir dizi kontrol modu ile donatılmıştır. Şekil 3.10'daki soğutma serpantini, sadece hava akışının serpantinin etrafından geçmesine değil, aynı zamanda su akışına da izin verecek şekilde modifiye edilebilir. Şekil 3.11'de, hem havanın hem de su akışının serpantin çevresinde bypass edilebildiği bir soğutma serpantini modeli gösterilmektedir. Modülde, hava akışının bypass kesiti kullanıcı tarafından belirlenirken, su tarafındaki bypass fraksiyonu gerekli hava veya su çıkış koşulunu karşılamak için dahili olarak ayarlanır (Anonim-15 2014).



Şekil 3.11. Kontrollü soğutma serpantini model şeması (Anonim-15'den değiştirilerek alınmıştır)

3.3. Modellenen Sistemler

Bu çalışmanın asıl amacı GDHKIP sistemleri yardımıyla sıcak su elde edilmesi ve bir mahallin ısıtılmasının yanı sıra soğutulmasının da tekno-ekonomik analizidir. Ülkemizde sıcak su elde edilmesi yanı sıra mahal ısıtılmasında DG (doğal gaz)'li ısıtıcılar yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Bu nedenle GDHKIP sisteminin yanında DG'li ve GDDG (güneş enerjisi destekli doğal gaz)'li sistemler de incelenecek ve ekonomik yönden karşılaştırılacaklardır. Modellenen sistemler aşağıda verilmektedirler:

Sıcak su ve Mahal Isıtılması için:

1. HKIP Sistemi
2. GDHKIP Sistemi
3. DG'li Sistem

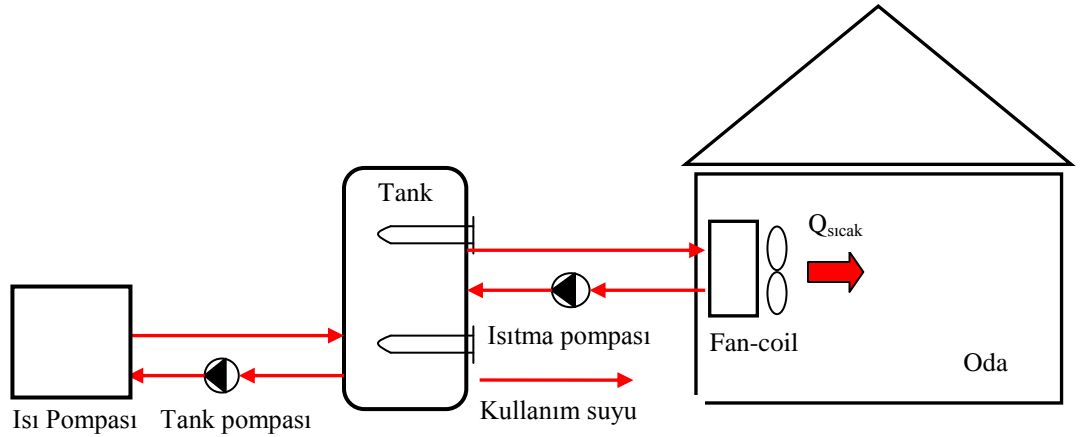
4. GDDG'li Sistem

Mahal Soğutulması için:

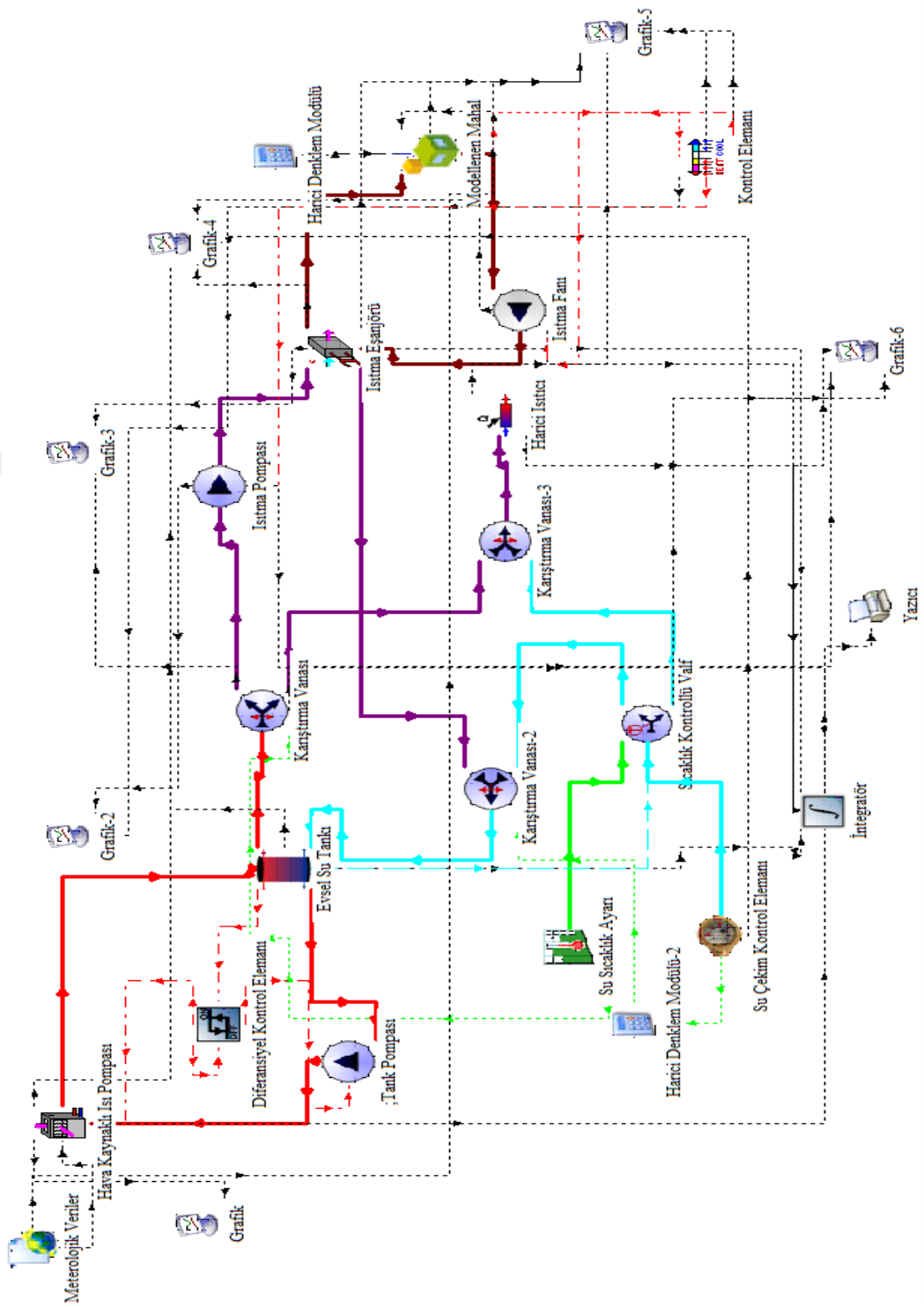
1. HKIP Sistemi

3.3.1. HKIP sistemi

Modellenen bu sistemde HKIP yardımıyla havadan çekilen ısı, bir tank içinde depolanan suyun ısıtılması amacıyla kullanılmaktadır. Isı pompası, havadan çektiği ısıyı bir sirkülasyon pompası yardımıyla tank içerisindeki suya aktarmaktadır. Tank içerisindeki suyun sürekli olarak 55°C'de olması hedeflenmektedir. Isı pompasının yeterli olmadığı soğuk günlerde tank içine yerleştirilen iki adet 2 kW'lık elektrikli ısıtıcı devreye girerek su sıcaklığını 55°C'de sabit tutmaktadırlar. Tank içerisinde depolanan sıcak su hem bir restoranın yemek odasının ısıtılmasında hem de kullanım suyu olarak kullanılmaktadır. Bu sistemde tankta ısıtılan su, bir ısıtma pompası yardımıyla (sirkülasyon pompası) fan-coil (ısı eşanjörü)'e gönderilmektedir (Şekil 3.12). Burada mahal, sıcak su ısısının ortam havasına verilmesi suretiyle ısıtılmaktadır. Restoran sıcaklığı, kış aylarında 22°C'de sabit tutulmaktadır. TRNSYS yardımıyla modellenen HKIP sistemi Şekil 3.13'de verilmektedir.

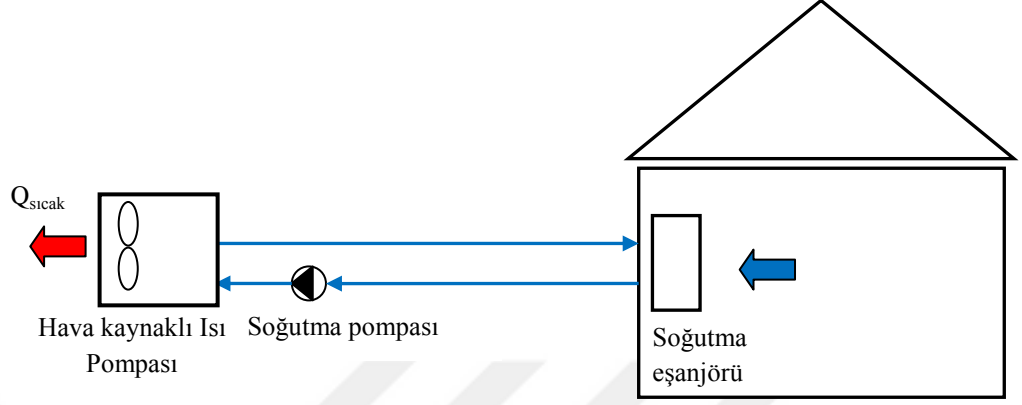


Şekil 3.12. HKIP ile kullanım sıcak su elde edilmesi ve mahal ısıtma uygulaması



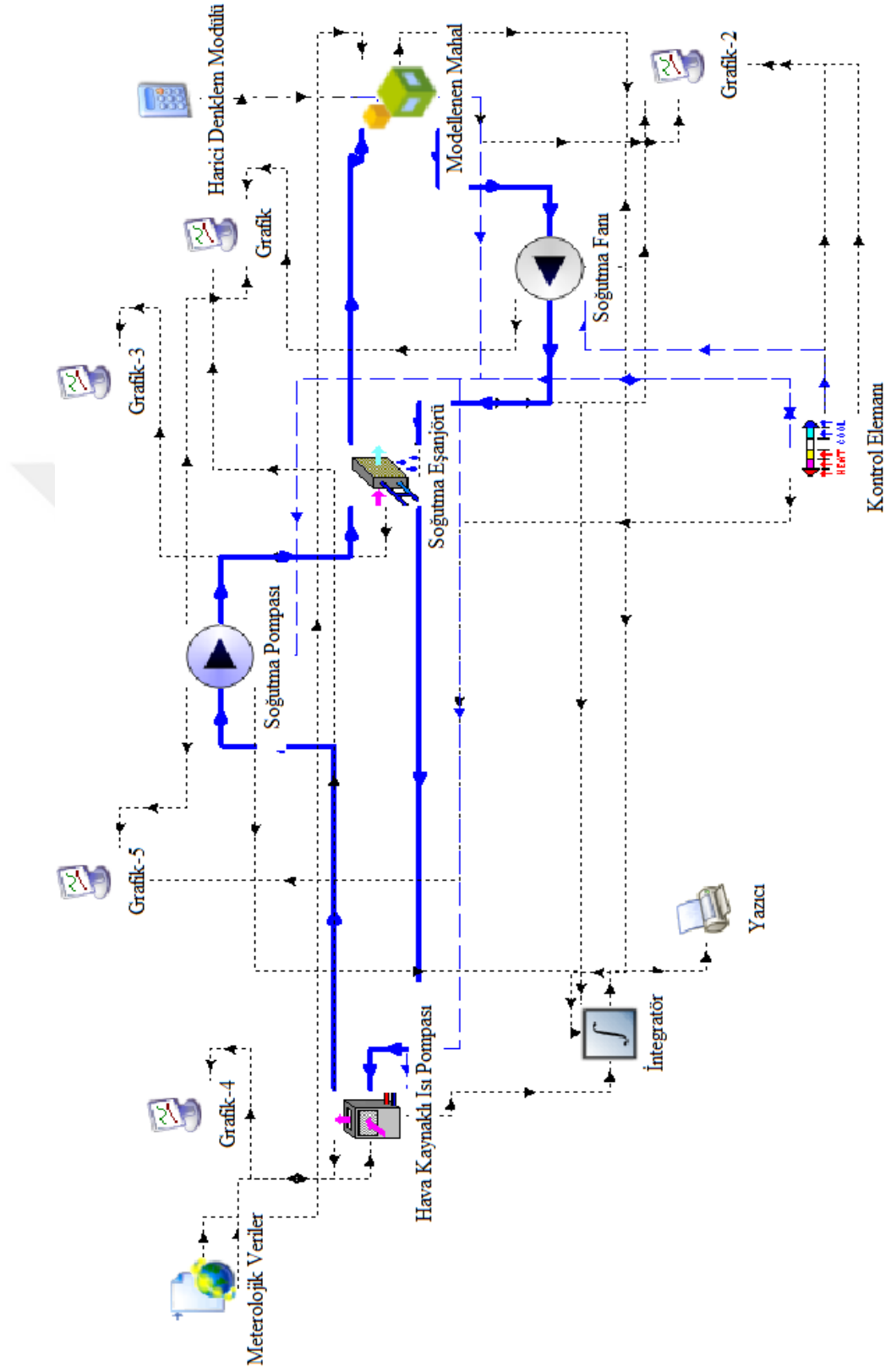
Şekil 3.13. Bir mahallin sıcak su elde edilmesi ve ısıtılması amacıyla tasarlanan HKIP sisteminin TRNSYS modeli

Modellenen restoranın yaz şartlarında soğutulması amacıyla da yine HKIP sistemi kullanılmıştır (Şekil 3.14). Böylece restoranın yemek odası sıcaklığı yaz şartlarında 24°C'de muhafaza edilmektedir.



Şekil 3.14. HKIP ile mahal soğutma uygulaması

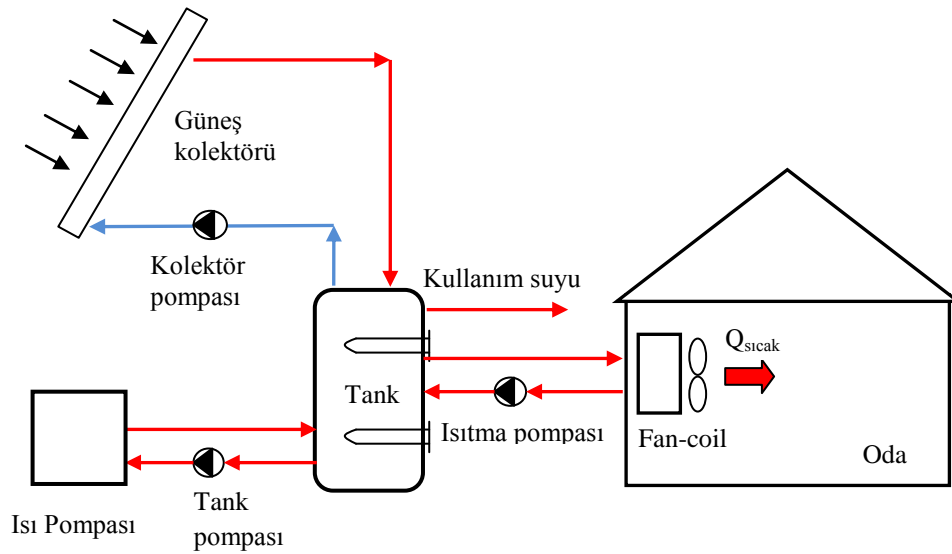
Yemek odası sıcaklığı, bir kontrol elemanı yardımıyla kontrol edilmektedir. Soğutma pompası, soğutma fanı ve ısı pompası gibi sistem elemanlarının kontrolü bu kontrol elemanı yardımıyla sağlanmaktadır. Ortam ısısı, ısı pompasında soğutulan suyun bir soğutma pompası (sirkülasyon pompası) yardımıyla yemek odası içerisindeki bir soğutma eşanjörüne gönderilmesi ve bir fan vasıtasıyla oda havası ısısının alınması ile gerçekleştirilir. Bir mahallin soğutulması amacıyla tasarlanan HKIP'li sistemin TRNSYS modeli Şekil 3.15' de verilmektedir.



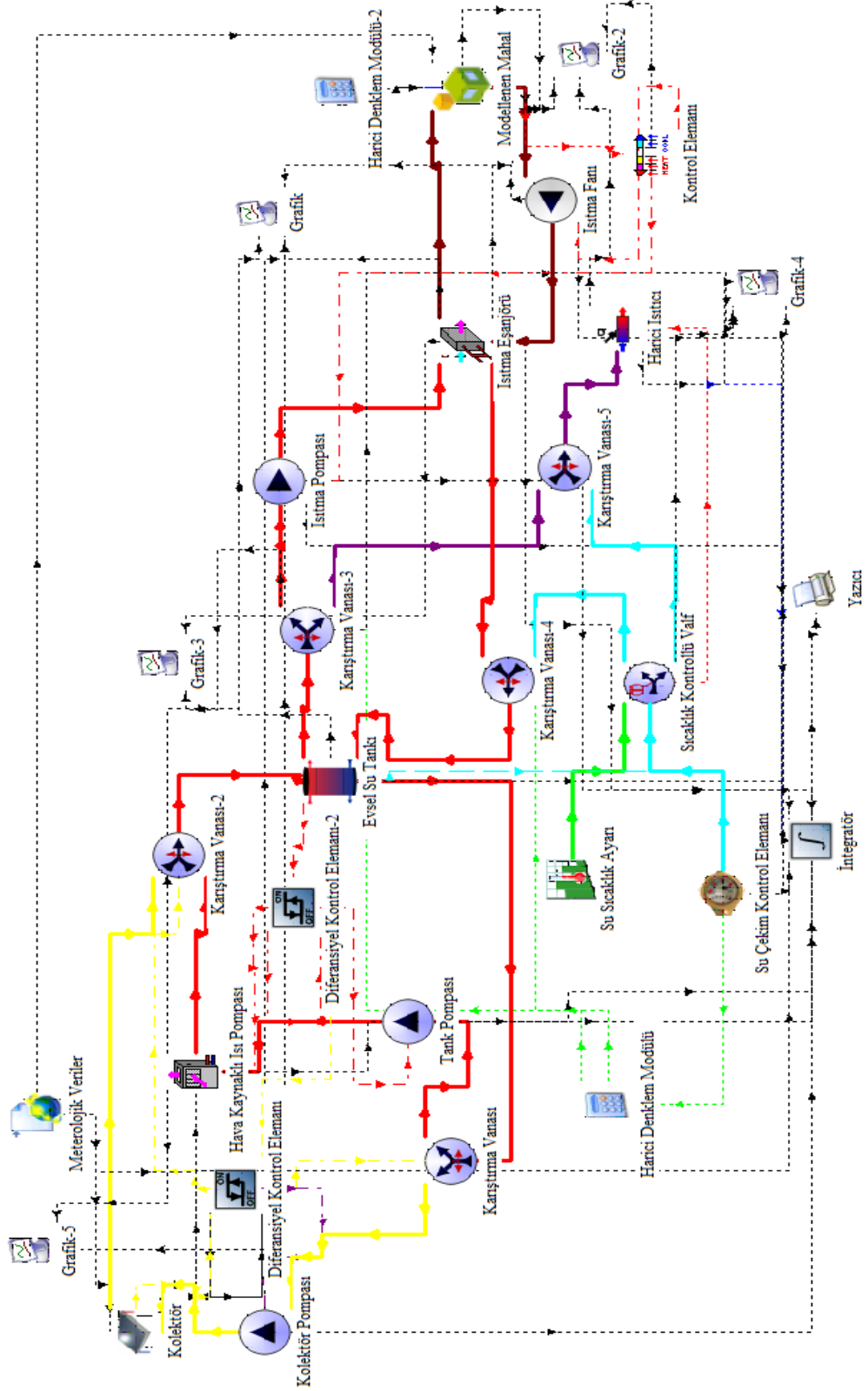
Şekil 3.15. Bir mahallin soğutulması amacıyla tasarlanan HKIP' li sistemin TRNSYS modeli

3.3.2. GDHKIP sistemi

Modellenen bu sistemde HKIP yardımıyla havadan çekilen ısı, bir tank içinde depolanan suyun ısıtılması amacıyla kullanılmaktadır. Isı pompası, havadan çektiği ısıyı bir sirkülasyon pompası yardımıyla tank içerisindeki suya aktarmaktadır. Tank içerisindeki suyun sürekli olarak 55°C’de olması hedeflenmektedir. Isı pompasının yeterli olmadığı soğuk günlerde tank içine yerleştirilen iki adet 2 kW’lık elektrikli ısıtıcılar devreye girerek su sıcaklığını 55°C’de sabit tutmaktadırlar. Tank içerisinde depolanan sıcak su hem bir restoranın yemek odasının ısıtılmasında hem de kullanım suyu olarak kullanılmaktadır. Ayrıca bu sisteme güneş enerjisinden faydalanmak amacıyla bir güneş kolektörü ve kolektördeki su döngüsünü sağlayan bir kolektör pompası ilave edilmiştir. Tank içerisinde bulunan elektrikli ısıtıcıların daha az devreye girerek enerji tasarrufu sağlanması amacıyla, tankın alt kısmından alınan su ısıtılarak tekrar tanka geri gönderilmektedir. Bunun sonucunda yaz günlerinde tank içerisindeki su, güneş enerjisinden faydalanılarak ısıtılmakta ve kullanım suyu elde edilme maliyeti düşürülmektedir. Ayrıca bu sistemde tankta ısıtılan su bir ısıtma pompası (sirkülasyon pompası) yardımıyla bir fan-coil (ısı eşanjörü)’e gönderilmektedir (Şekil 3.16). Burada mahal, sıcak su ısının ortam havasına verilmesi suretiyle ısıtılmaktadır. Restoran sıcaklığı, kış aylarında 22°C’de sabit tutulmaktadır. TRNSYS yardımıyla modellenen GDHKIP sistemi Şekil 3.17’ de verilmektedir.



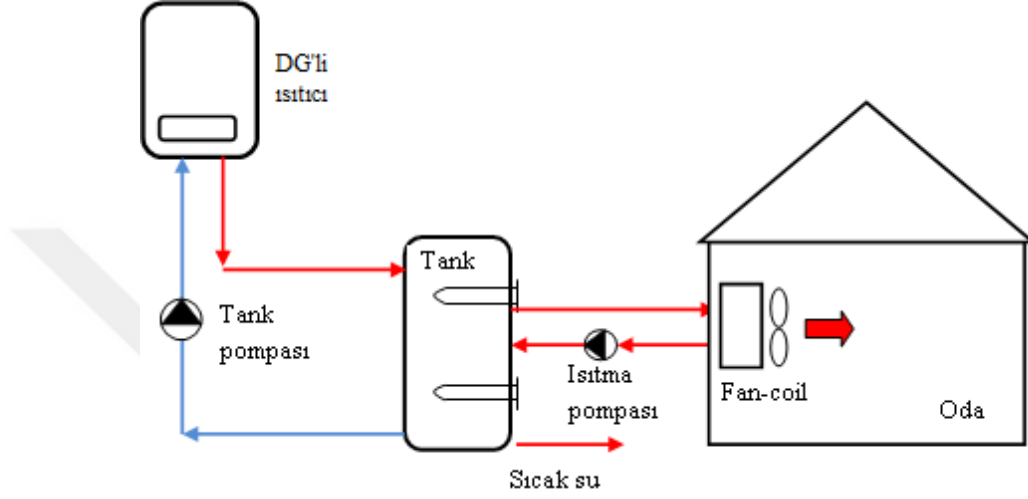
Şekil 3.16. GDHKIP ile mahal ısıtma uygulaması ve kullanım sıcak su elde edilmesi



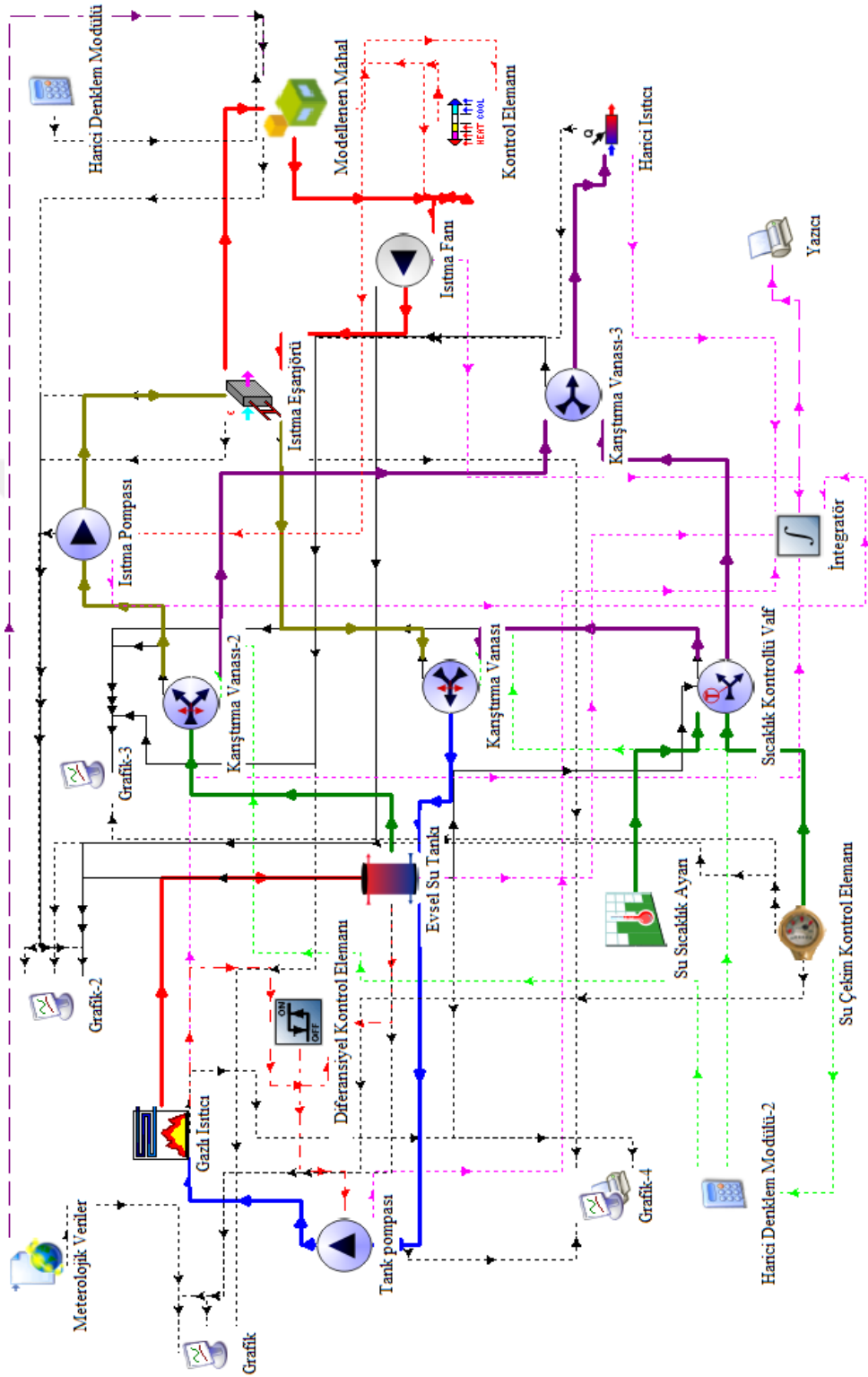
Şekil 3.17. Bir mahallin sıcak su elde edilmesi ve ısıtılması amacıyla tasarlanan GDHKIP sisteminin TRNSYS modeli

3.3.3. DG'li sistem

Bu sistemde de sıcak su elde edilmesinin yanı sıra bir mahal ısıtılmaktadır. Hem sıcak su ihtiyacı hem de mahal içerisinde mevcut bir eşanjörün ihtiyacı olan sıcak su tanktan karşılanmaktadır (Şekil 3.18). TRNSYS yardımıyla modellenen DG'li sistem ise Şekil 3.19' da verilmektedir.



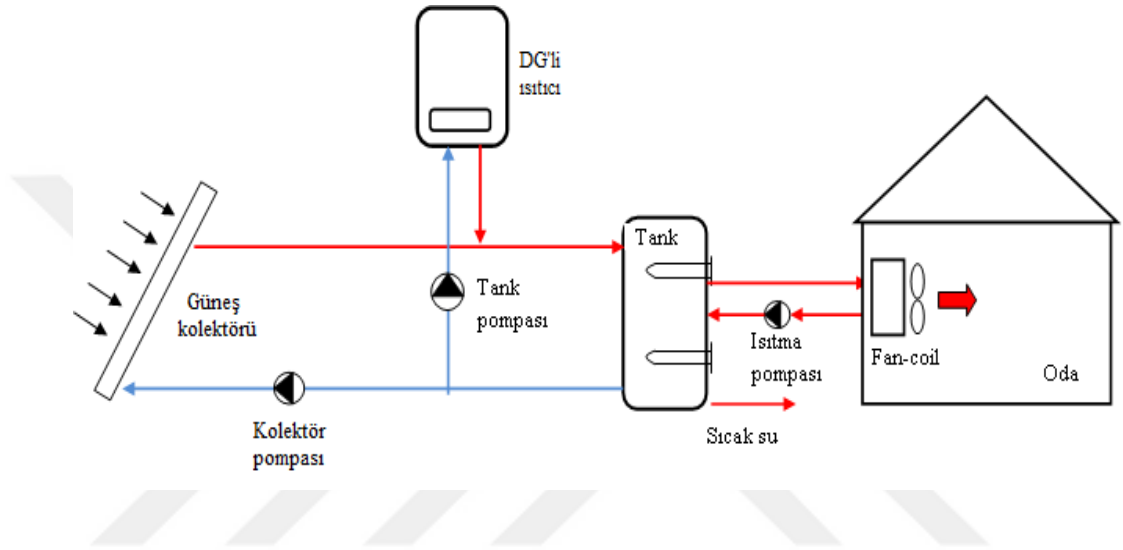
Şekil 3.18. Sıcak su ve mahal ısıtılmasında kullanılan DG'li ısıtıcının şematik resmi



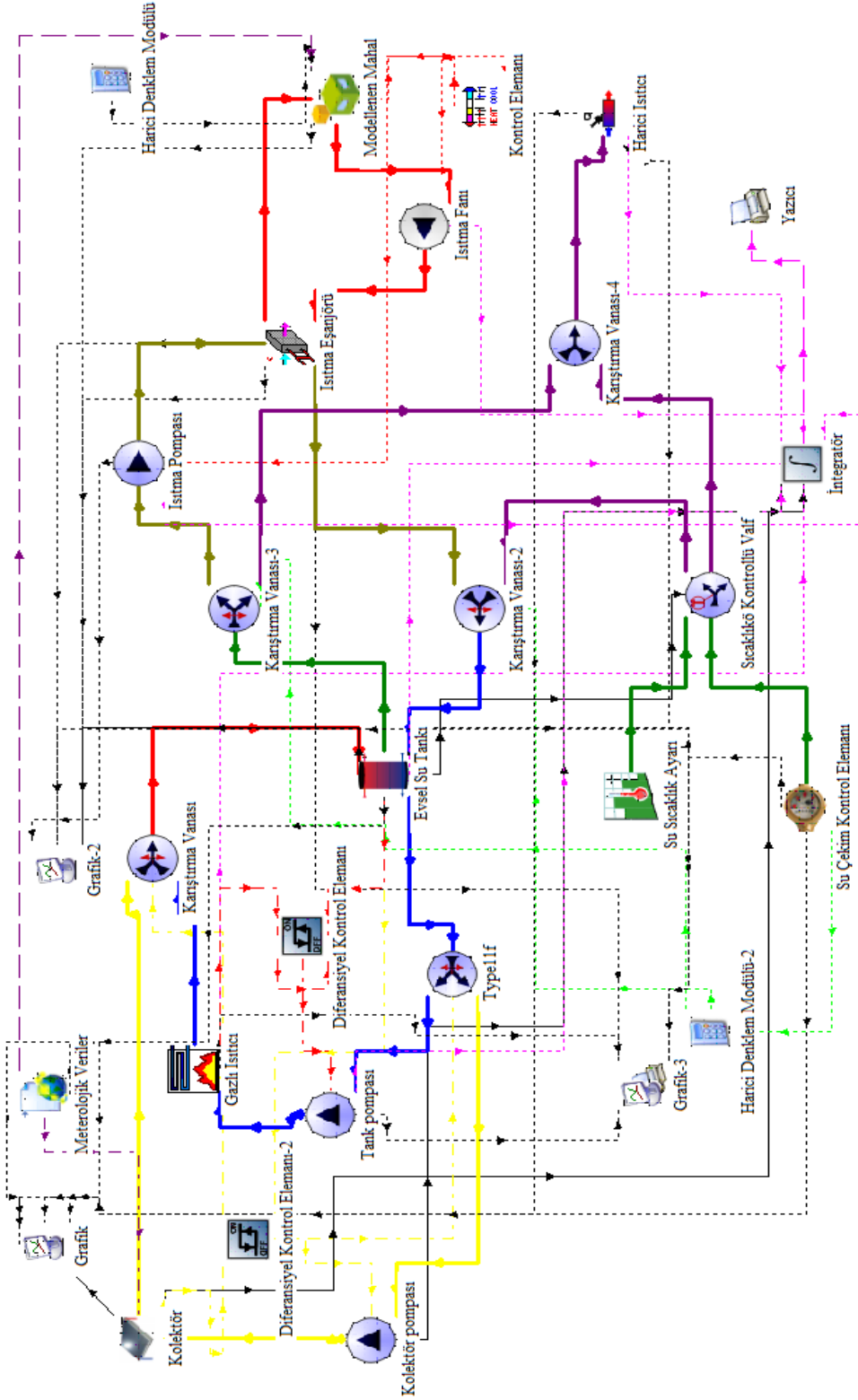
Şekil 3.19. Sıcak su ve mahal ısıtılmasında kullanılan DG'li sistemin TRNSYS modeli

3.3.4. GDDG'li sistem

Bu sistemde özellikle yaz aylarında güneş enerjisinden yararlanmak ve enerji tasarrufu sağlamak amacıyla DG'li sisteme güneş enerjisi sistemi adapte edilmiştir (Şekil 3.20). İkinci bir kontrol sistemiyle kolektör su çıkış sıcaklığı 55°C'nin üzerinde olduğunda kolektör pompası devreye girerek tanktaki su ısıtılarak tanka geri gönderilmektedir. TRNSYS yardımıyla modellenen GDDG'li sistem ise Şekil 3.21'de verilmektedir.



Şekil 3.20. Sıcak su ve mahal ısıtılmasında kullanılan GDDG'li sistemin şematik resmi



Şekil 3.21. Sıcak su ve mahal ısıtılmasında GDDG’li sistemin TRNSYS modeli

3.3.5. Modellenen sistemleri oluşturan elemanların özellikleri ve kontrol yöntemleri

Bu çalışmada simülasyon başlangıcı 0, bitişi 8760 h olarak alındı. Zaman aralıklarının hangi ayları gösterdiği Çizelge 3.2’de görülmektedir. Analizlerde simülasyon zaman adımı 0,125 h olarak alınmıştır ve simülasyon metodu olarak ardışık yerleştirme metodu kullanılmıştır.

Çizelge 3.2. Aylara karşılık gelen zaman aralıkları

Aylar	Gün	Saat	Saat
Ocak	1	0	744
Şubat	32	744	1416
Mart	60	1416	2160
Nisan	91	2160	2880
Mayıs	121	2880	3624
Haziran	152	3624	4344
Temmuz	182	4344	5088
Ağustos	213	5088	5832
Eylül	244	5832	6552
Ekim	274	6552	7296
Kasım	305	7296	8016
Aralık	335	8016	8760

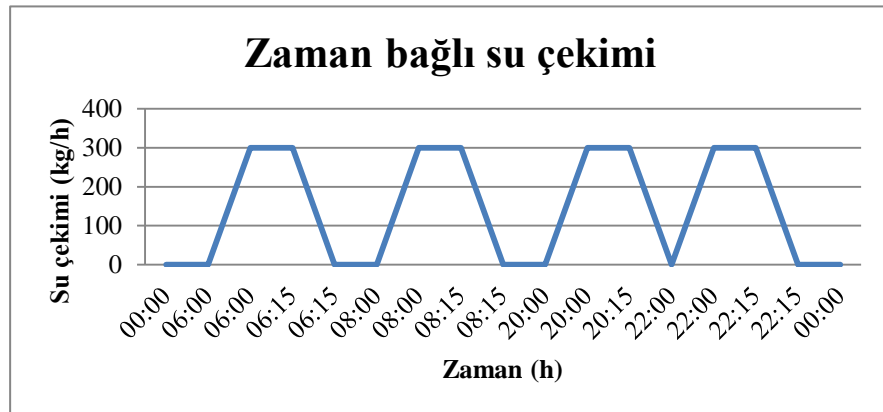
Isı pompası: Sistemde kullanılan ısı pompası nominal ısıtma ve ısıtma esnasında ısı pompası güç tüketimi sırasıyla 50400 kJ/h ve 11340 kJ/h olup, nominal soğutma ve soğutma esnasında ısı pompasının harcadığı güç ise sırasıyla 55800 kJ/h ve 16884 kJ/h’ dır. Isı pompası kompresörü tank çıkış sıcaklığını izleyen bir kontrol elemanı tarafından devreye sokulmaktadır. Isı pompasının yanında aynı zamanda tank ve varsa kolektör pompaları da devreye girmektedir. Tank pompası ile ısıtma veya soğutma pompalarının maksimum gücü 60 W, maksimum debileri 1440 l/h alınırken, kolektör pompasının maksimum gücü 40 W ve maksimum debisi 500 l/h olarak alındı. Kullanılan ısı pompasına ait katalog değerleri Ek 1’de verilmektedir.

Evsel Su tankı: Sıcak su depolamak için kullanılan tankın hacmi $0,35 \text{ m}^3$ ’dür. Tank boyunca tankın her bir katmanındaki su sıcaklıkları farklı olacağından, tank boyu (1320 mm) 10 katmana ayrılmıştır. Bir kontrol elemanı yardımıyla tankın en üst katman sıcaklığı izlenmekte ve bu değer 55°C ’de muhafaza edilmektedir. Bu kontrol elemanı, tankın en üst katman sıcaklığını, tankın ortalama sıcaklığıyla karşılaştırılmaktadır. Eğer

aradaki fark 10°C'den fazla ise ısı pompası ile birlikte tank pompası da devreye sokulmakta, aradaki fark 2°C olana kadar çalıştırılarak su sıcaklığı artırılmaktadır. Isı pompası devreye girdiği halde istenilen sıcak su değerine ulaşamıyorsa, tank içine yerleştirilen elektrikli ısıtıcılar devreye girmektedir. Tankın içinde 2. ve 8. katmanlarda 7200 kJ/h kapasitelerinde elektrikli ısıtıcılar ve bunları devreye sokan iki adet termostat yerleştirilmiştir. 2. kademedeki ısıtıcı bu kademedeki su sıcaklığı 50°C'nin altına düştüğünde devreye girerken, 8. kademedeki ısıtıcı ise bu kademedeki su sıcaklığı 40°C'nin altına düştüğünde devreye girmektedir.

Güneş Kolektörü: Ayrıca güneşli günlerde tank içerisindeki su bir pompa yardımıyla (kolektör pompası) 12 m² yüzey alanına sahip düz plakalı güneş kolektöründe ısıtılmak suretiyle tanka gönderilmektedir. Tankın alt katmanından çekilen su, bir kolektör pompası yardımıyla kolektöre gönderilmekte ve ısınan su tekrar tankın üst katmanına geri gönderilmektedir. Kolektör pompası bir diferansiyel kontrol elemanı yardımıyla kontrol edilmekte olup, bu kontrol elemanı kolektör su çıkış sıcaklığıyla tank ortalama su sıcaklığını karşılaştırmakta ve aradaki fark 10°C'nin üzerindeyse kolektör pompası devreye girmekte ve aradaki fark 2°C olana kadar çalışmaktadır.

Su Çekim Elemanı: Su çekim elemanı yardımıyla tanktan, günde dört kere (6:00, 8:00, 20:00 ve 22:00) saatlerinde 15 dakika süreyle 300 l/h su çekimi gerçekleştirilmektedir (Şekil 3.22). Tanktan çekilen kullanım sıcak suyu yerine 15°C sıcaklıkta şebeke suyu takviye edilmektedir.



Şekil 3.22. Zamana bağlı su çekimi

Sıcaklık Kontrollü Vana: Kolektör çıkış sıcaklığının kullanım sıcaklığının çok üzerinde olduğu yaz aylarında doğal olarak tank içindeki su sıcaklığı da 55°C'nin çok üstünde olacaktır. Kullanım sıcak suyunu 55°C sıcaklığa düşürebilmek için sıcaklık kontrollü bir vana yardımıyla 15°C sıcaklıktaki şebeke suyu ile karıştırılmaktadır.

Fan: Kış aylarında evin ısıtılması için tanktan bir pompa yardımıyla çekilen sıcak su, restoranın yemek odasında bulunan bir ısı eşanjörüne gönderilmekte ve 6000 kg/h debi ve 900 W güç tüketimine sahip bir fan yardımıyla mahal ısıtılmaktadır.

Oda termostatu: Yemek odası sıcaklığı bir oda termostatu yardımıyla kışın 22°C'de yazın ise 24 °C'de sabit tutulmaktadır.

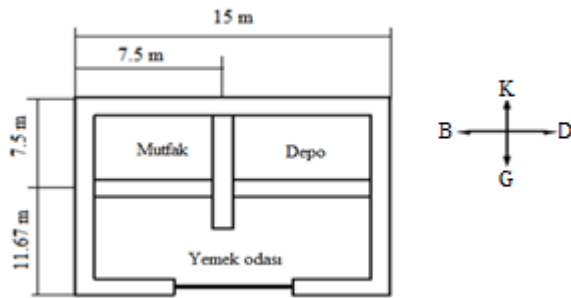
Isıtma Eşanjörü: Isı eşanjörünün çıkışında arzu edilen maksimum hava sıcaklığı 50°C ve eşanjör etkenliği 0,5 olarak alındı. Eşanjörde basınç kaybı olmadığı kabul edildi.

Soğutma Eşanjörü: Serpantin by-pass oranı 0,15, eşanjör çıkışında hava set sıcaklığı 10°C olarak alındı.

DG'li Isıtıcı: DG'li ısıtıcı nominal kapasitesi 83000 kJ/h, sıcaklık ayar değeri 55°C, toplam ısı kayıp katsayısı 3 kJ/hK, yanma verimi 0,9 olarak alındı. Cihaz pompa debisi 420 kg/h ve gücü maksimum 40 W seçildi.

3.4. Modellenen Mahal ve Özellikleri

Modellenen mahallin yerleşim planı Şekil 3.23'de verilmektedir. Restoran; mutfak, yemek odası ve depo olmak üzere 3 odadan oluşmaktadır. Modellenen sistemler ile yemek odası sıcaklığı, kış aylarında 22°C'de, yaz aylarında ise 24°C'de muhafaza edilirken günün belirli saatlerinde sıcak su ihtiyacı da 55°C'de karşılanmaktadır.



Şekil 3.23. Projelendirilen restoranın yerleşim planı

Binada sadece yemek odasında 10 m² çift cam mevcuttur ve toplam ısı transfer katsayısı 5 kJ/hm²K alınmıştır. Bina dışında ısı taşınım katsayısı 64 kJ/hm²K alınırken iç tarafında ise 11 kJ/hm²K olarak alınmıştır.

Bu çalışmada ele alınan restoranı oluşturan çatı; 102 mm beton, 16 mm kartonpiyer, 6 mm çatı kaplaması ve 76 mm yalıtımdan, dış duvar ise 76 mm yalıtım, 19 mm alçı ve 25 mm sıvadan, iç duvar; 58 mm ahşap, 19 mm alçı ve 19 mm sıvadan ve döşeme ise 76 mm yalıtım, 25 mm mermer ve 102 mm betondan oluşmaktadır. Toplam ısı transfer katsayıları Çizelge 3.3'deki gibi hesaplanmıştır.

Çizelge 3.3. Restoranı oluşturan elemanlara ait toplam ısı transfer katsayıları

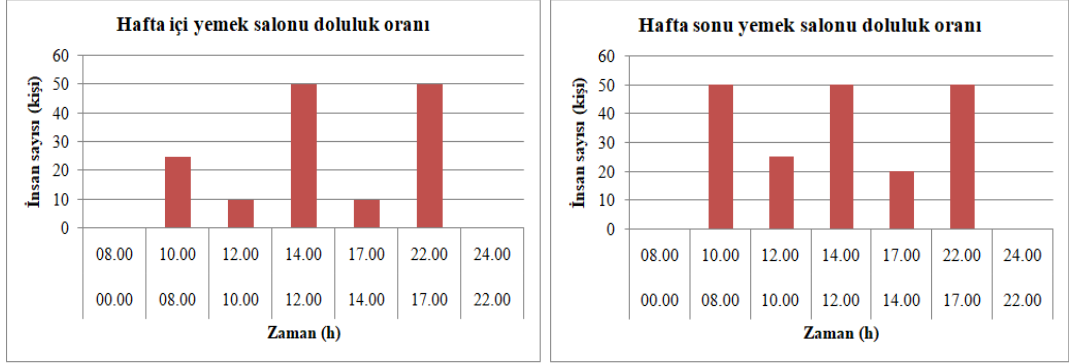
Elemanlar	Toplam Isı Transfer Katsayıları (kJ/hm²K)
Çatı	1,63
Dış duvar	1,80
İç duvar	4,99
Döşeme	1,79

Kullanılmayan zamanlarda restoranın her yerindeki hava değişimi, saatte bir yarım oda hava değişimi 0,5 l/h olarak alınmıştır. Müşterilerin gelmesiyle beraber yemek odasındaki hava değişimi müşteri başına 0,03 l/h artmaktadır.

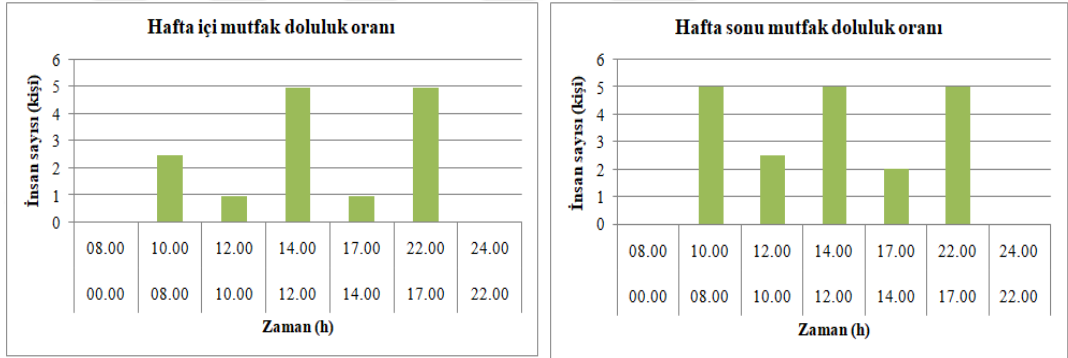
Restoran içerisinde hem mutfakta hem de yemek odasında ışıklardan ve insanlardan kaynaklanan ısı kazançları mevcuttur. Mutfakta 50000 kJ/h soğutma kapasitesine sahip bir klima cihazı mevcut olup mutfak sıcaklığını 26°C'de sabit tutmaktadır. Mutfakta ilaveten fırından gelen ısı kazancı da mevcuttur. Fırından konveksiyonla olan ısı transferi 10000 kJ/h olup radyasyonla olan ısı transferi 5000 kJ/h'dır. Ayrıca fırından 0,1 kg/h nem transferi gerçekleşmektedir. Depoda 1500 kJ/h güce sahip bir dondurucudan gelen sabit ısı kazancı mevcut olup depo ısıtılmamaktadır.

Bina kullanıldığında lambalardan gelen ısı kazançları da devreye girmektedir. Lambalardan saatte 300 kJ konveksiyonla ve 1500 kJ radyasyonla ısı yayılmaktadır. Yemek odasında yayılan ısı enerjisi hafta içi ve hafta sonları için değişmektedir. Yemek odasında 07:00 - 22:00 arası lambalardan yayılan ısı enerjisi iki katına çıkmaktadır.

Müşterilerin ve çalışanların her birinden 150 kJ/h konveksiyonla, 70 kJ/h radyasyonla ısı transferi ve saatte 0,058 kg nem transferi gerçekleşmektedir. Hafta sonu ve hafta içi mutfak ve yemek odası için doluluk oranları Şekil 3.24 ve Şekil 3.25’de görülmektedir.



Şekil 3.24. Hafta içi ve sonu yemek salonu doluluk oranı

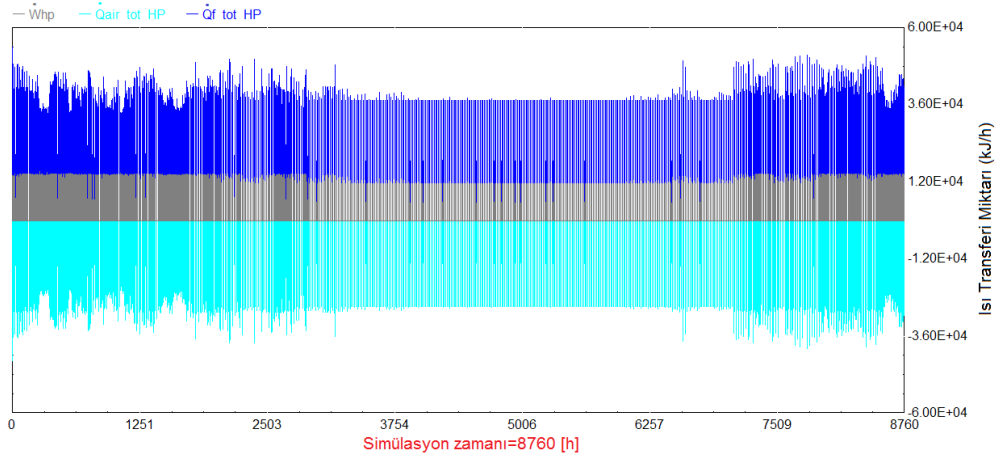


Şekil 3.25. Hafta içi ve sonu mutfak doluluk oranı

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. HKIP Sistemi ile Isıtma ve Sıcak Su Elde Edilmesinin Analizi

TRNSYS’de modellenen HKIP sisteminin bir yıl boyunca yapılan simülasyonu sonucunda elde edilen grafikler aşağıda verilmektedir. Şekil 4.1’de çalışmada kullanılan ısı pompasının havadan çektiği ve suya verdiği ısı miktarlarındaki değişimin yanı sıra bu esnada ısı pompasının tükettiği güç miktarındaki değişimler görülmektedir. Isı pompasının havadan çektiği ve suya verdiği ısı miktarının dış ortam sıcaklığına bağlı olarak değiştiği görülmektedir. Havadan çekilen ısı miktarı 22000-40000 kJ/h aralığında değişirken, suya verilen ısı miktarı ise 34000-50000 kJ/h aralığında değişmektedir. Bu arada ısı pompasının tükettiği güç miktarının da 13000 kJ/h civarında olduğu görülmektedir.



Şekil 4.1. Isı pompasının havadan çektiği, suya verdiği ısı miktarları ve ısı pompası güç tüketim değerleri

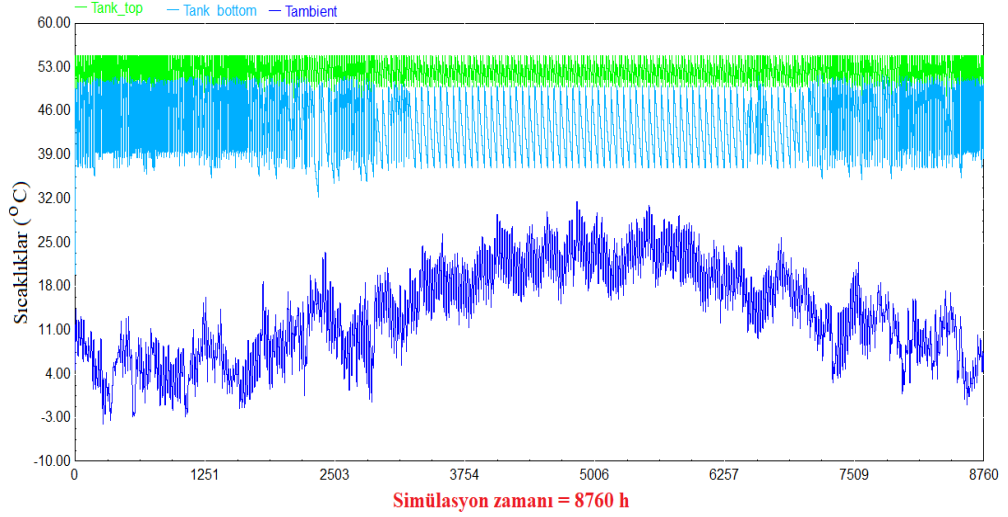
Burada:

$\dot{Q}_{air_tot_HP}$: Havadan çekilen toplam ısı miktarı (kJ/h)

$\dot{Q}_{f_tot_HP}$: Suyu verilen toplam ısı miktarı (kJ/h)

\dot{W}_{hp} : Isı pompasının tükettiği güç (kJ/h)

Şekil 4.2’de tank alt ve üst bölgelerindeki su sıcaklıkları ile çevre sıcaklığındaki değişim gösterilmektedir. Tank üst bölge sıcaklığı 51-55°C arasında değişiklik gösterirken tank alt bölge sıcaklığı 40-50°C arasında değişmektedir. Çevre sıcaklığı ise -5°C ile 31°C arasında değişmektedir.



Şekil 4.2. Tank üst ve alt tabakasındaki su sıcaklıkları ile çevre sıcaklık değişimleri

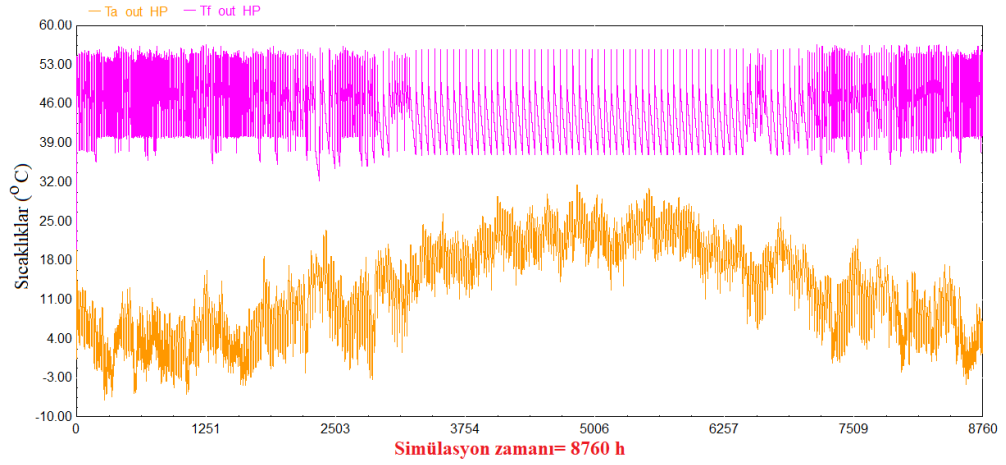
Burada:

$T_{\text{tank_bottom}}$: Tank alt bölgesindeki su sıcaklığı (°C)

$T_{\text{tank_top}}$: Tank üst bölgesindeki su sıcaklığı (°C)

T_{ambient} : Çevre sıcaklığı (°C)

Şekil 4.3’de ısı pompasından çıkan hava ve su sıcaklıklarının değişimi gösterilmektedir. Su çıkış sıcaklığı 55°C civarında değişirken hava çıkış sıcaklığı -5°C ile 31°C arasında değişmektedir.



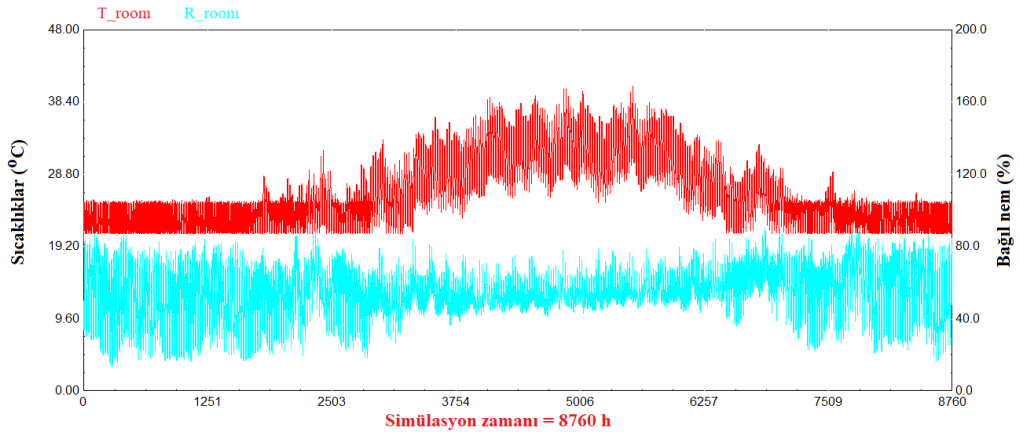
Şekil 4.3. Isı pompasından ayrılan hava ve su çıkış sıcaklıklarının değişimleri

Burada:

$T_{f_out_HP}$: Suyun ısı pompasından çıkış sıcaklığı (°C)

$T_{a_out_HP}$: Havanın ısı pompasından çıkış sıcaklığı (°C)

Şekil 4.4’de şartlandırılan odanın sıcaklık ve bağıl nem değişimleri görülmektedir. Oda sıcaklığı kış şartlarında 22°C’de sabit tutulurken, yaz şartlarında sistem sadece su ısıtılması amacıyla devreye girdiğinden dolayı oda sıcaklık değerlerinin yükseldiği gözlenmektedir. Mahal sıcaklığı oda termostatıyla kontrol edilmektedir. Bu yüzden kış aylarında sistemin devreye girmesiyle birlikte odanın bağıl nem değerlerinin düştüğü görülmektedir.



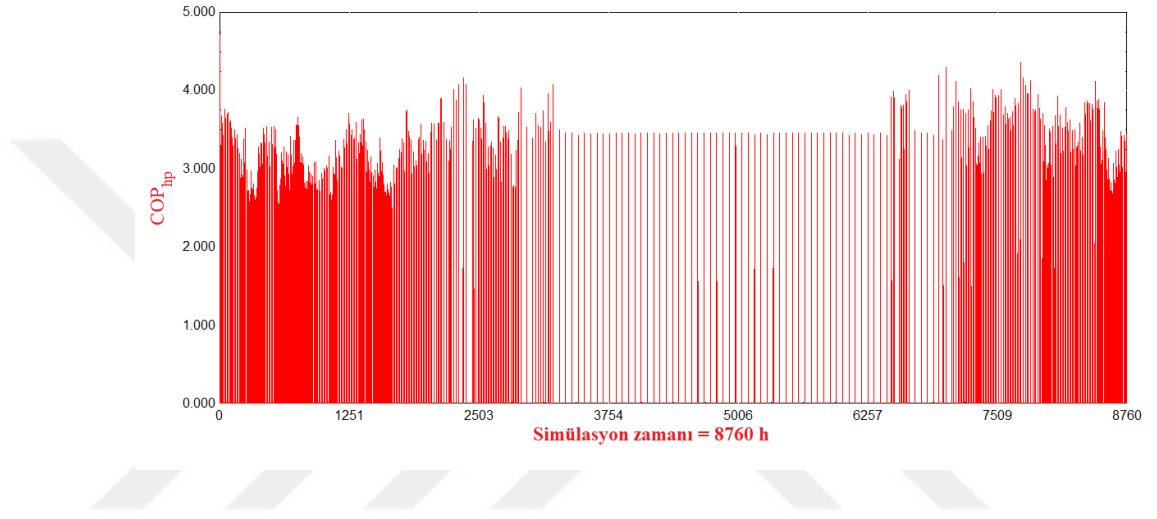
Şekil 4.4. Mahal sıcaklığı ve bağıl neminin değişimi

Burada:

T_{room} : Mahal sıcaklığı (°C)

R_{room} : Mahal bağıl nemi (%)

Şekil 4.5’de ısı pompasının yıllık ortalama performans katsayısının değişimi gösterilmektedir. Yıllık ortalama ITK_{ip} değeri 2,81 olarak hesaplanırken ITK_{sis} ise 1,69 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.5. Isı pompasının bir yıllık ortalama ITK değerlerinin değişimi

İstanbul ili iklim şartlarında bir restoranın ısınma ve kullanım sıcak su ihtiyacı için HKIP kullanılarak modelleme yapılmıştır. Bir yıllık analiz sonucunda HKIP sistemine ait enerji tüketim verileri Çizelge 4.1’de, toplam ısı transfer miktarları ise Çizelge 4.2’de verilmektedir.

Yaklaşık toplam güç tüketimi 3045,48 kW/yıl olarak alındığında bu çalışmada özellikleri açıklanan bir restoranın yemek odasının ısınma ve sıcak su için yıllık enerji maliyeti 1837,13 TL/yıl olarak hesaplanmıştır. Ticarethane için elektriğin birim fiyatı 0,5972 TL alınmıştır (Ekim 2018).

Çizelge 4.1. Ele alınan mahallin HKIP ile sıcak su elde edilmesi ve ısıtılması durumunda güç tüketim değerleri ve oranları

Elemanlar	W (kW/yıl)	Oran (%)
\dot{W}_{hp}	1829,38	60,07
\dot{W}_{aux_tank}	950,53	31,2
\dot{W}_{pump_heat}	14,85	0,49
\dot{W}_{pump_tank}	27,97	0,92
\dot{W}_{fan_heat}	222,75	7,31
\dot{W}_{aux_ext}	0,00	0
\dot{W}_{top}	3045,48	100,00

Burada:

- \dot{W}_{aux_tank} : Tank içindeki elektrikli ısıtıcıların güç tüketimi (kJ/h)
 \dot{W}_{pump_heat} : Isıtma pompasının tükettiği güç (kJ/h)
 \dot{W}_{pump_tank} : Tank pompasının tükettiği güç (kJ/h)
 \dot{W}_{fan_heat} : Isıtma fanının tükettiği güç (kJ/h)
 \dot{W}_{aux_ext} : Harici ısıtıcının tükettiği güç (kJ/h)
 \dot{W}_{top} : Toplam güç tüketimi (kJ/h)

Çizelge 4.2. Ele alınan mahallin HKIP ile sıcak su elde edilmesi ve ısıtılması durumunda toplam ısı transfer miktarları

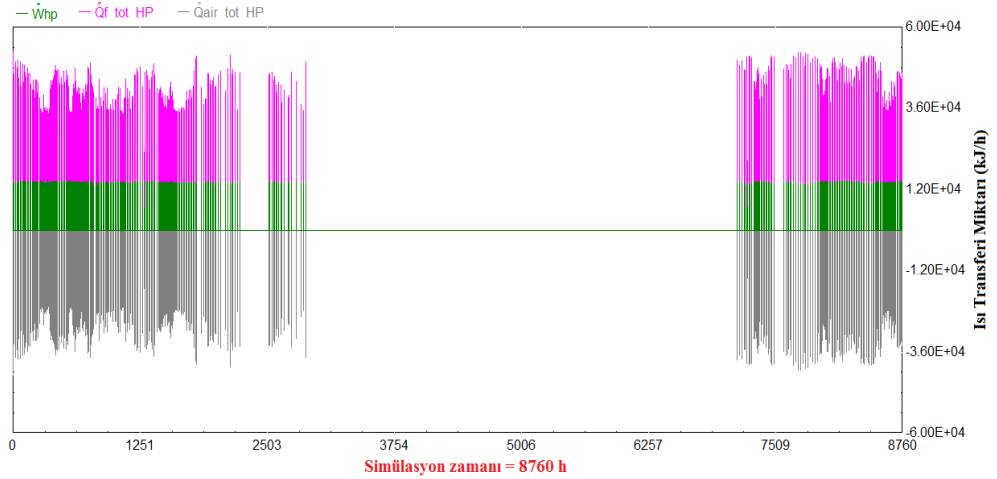
Isı Transfer Miktarları	Q (kJ/h)
$\dot{Q}_{air_tot_HP}$	-3484,72
$\dot{Q}_{f_tot_HP}$	5136,94
$\dot{Q}_{heatexc}$	5708,96
$\dot{Q}_{loadtank}$	5569,75

Burada:

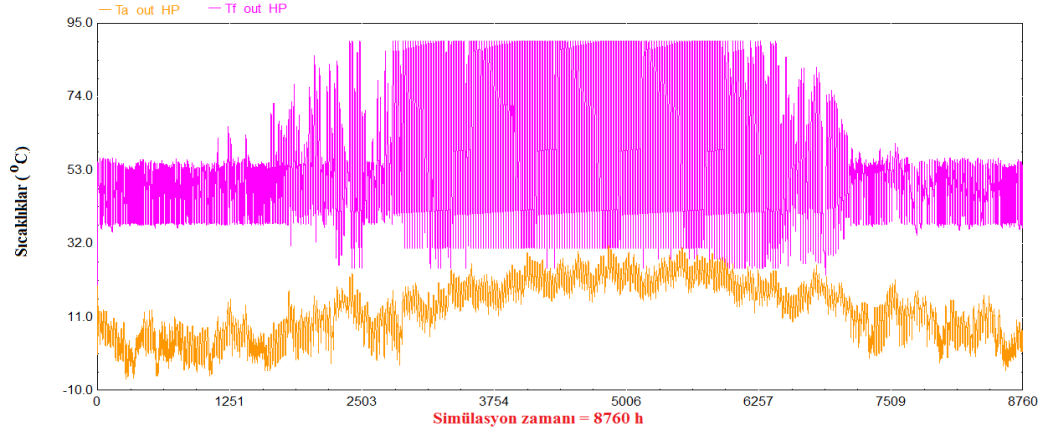
- $\dot{Q}_{air_tot_HP}$: Havaya olan toplam (duyulur+gizli) ısı transfer miktarı (kJ/h)
 $\dot{Q}_{f_tot_HP}$: Sıvıya olan toplam (duyulur+gizli) ısı transfer miktarı (kJ/h)
 $\dot{Q}_{heatexc}$: Isı değişticide sudan havaya verilen ısı miktarı (kJ/h)
 $\dot{Q}_{loadtank}$: Tanktan yüke transfer edilen ısı miktarı (kJ/h)

4.2. GDHKIP Sistemi ile Isıtma ve Sıcak Su Elde Edilmesinin Analizi

Kullanılan ısı pompasının zamana bağlı attığı, çektiği ısı miktarları ve ısı pompasının tükettiği güç değerleri Şekil 4.6'da görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi ısı pompası Ocak ayından Mayıs ayı ortalarına kadar ve Ekim ayı başından Ocak ayına kadar devreye girerken, soğutma gereksiniminin olduğu ve güneşin bol olduğu günlerde devreye hiç girmemektedir. Bir yıl (8760h) için elde edilen simülasyon sonuçlarına göre, sistemde kullanılan ısı pompasının havadan çektiği ısı miktarı çevre havası şartlarına göre 25000-40000 kJ/h aralığında değişirken, suya verdiği ısı miktarları ise benzer şekilde 34000-50000 kJ/h aralığında değişmekte ve bu arada ısı pompasının tükettiği güç değeri ise 13000 kJ/h civarında değişmektedir. Şekil 4.7'den de ısı pompasının ısıtma yapılan dönem içerisinde hava çıkış ile su çıkış sıcaklıklarının -5°C ile 55°C arasında değiştiği gözlenmiştir.

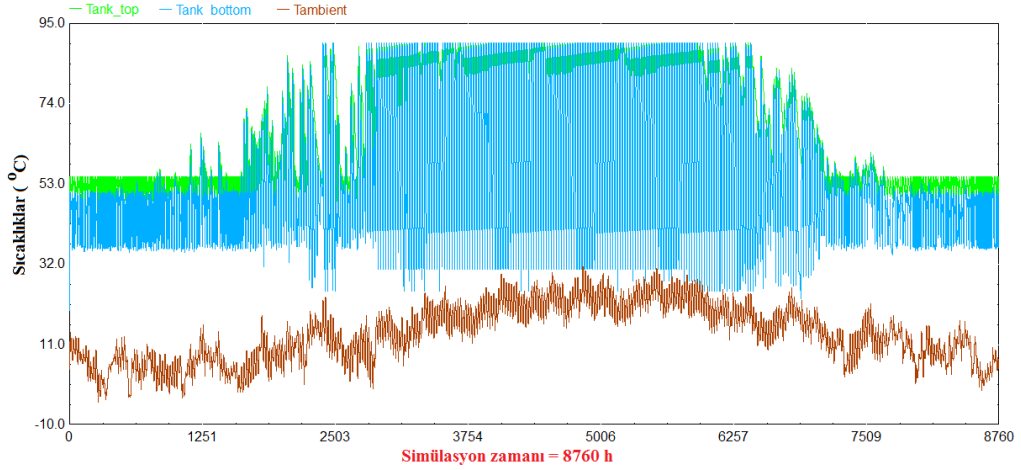


Şekil 4.6. Isı pompasının havadan çektiği, suya verdiği ısı miktarları ve ısı pompası güç tüketim değerleri

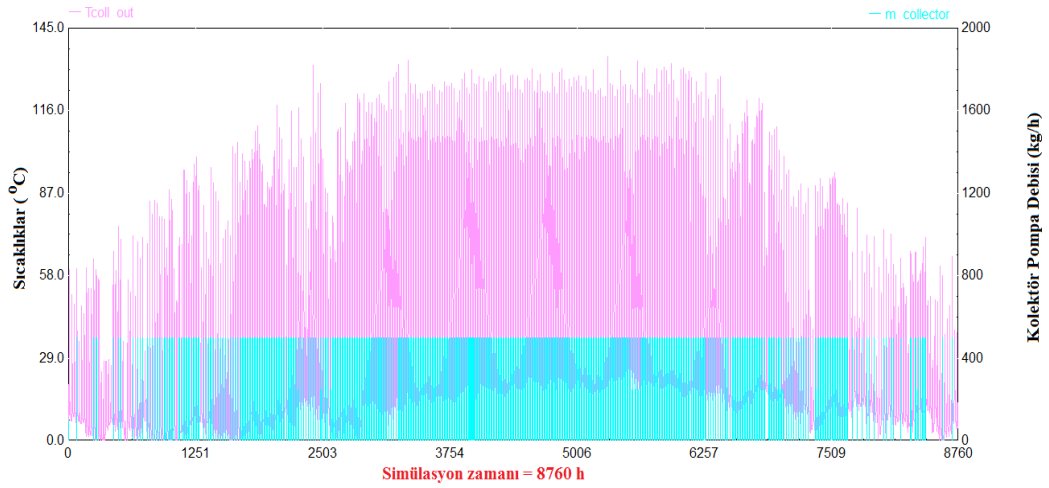


Şekil 4.7. Isı pompasından ayrılan hava ve su çıkış sıcaklıklarının değişimleri

Çalışma için ele alınan İstanbul ili için kış mevsimi çevre sıcaklığının 15°C ile -5°C arasında değiştiği, ısı pompası ve tank içindeki elektrikli ısıtıcılar yardımıyla tank alt ve üst kısmındaki su sıcaklıkları sırasıyla 40°C ve 55°C olarak muhafaza edildiği Şekil 4.8’de görülmektedir. Şekil 4.9’dan soğuk ama güneşli bazı günlerde kolektör pompasının devreye girerek enerji tasarrufu sağlandığı ve bu bazı günlerde kolektör çıkış sıcaklığının 100°C ’e yaklaştığı görülmektedir.



Şekil 4.8. Tank üst ve alt tabakasındaki su sıcaklıkları ile çevre sıcaklık değişimleri

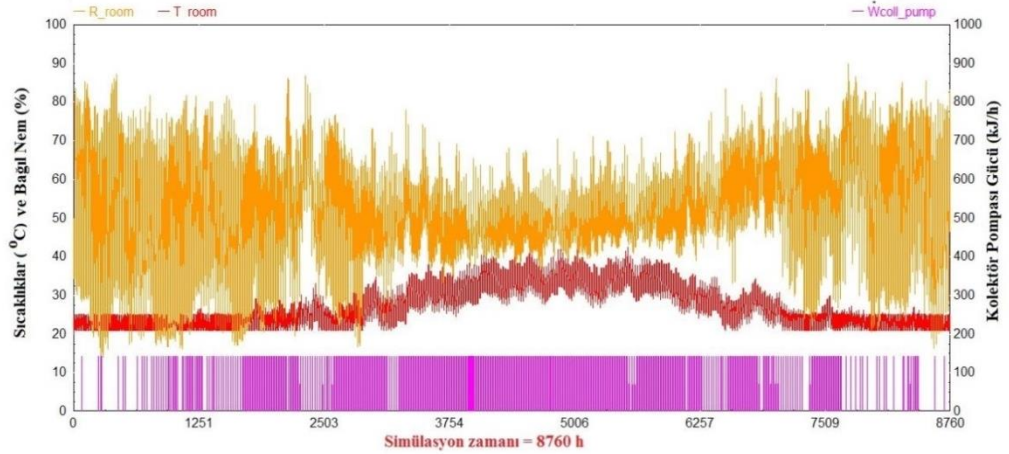


Şekil 4.9. Kolektör çıkış sıcaklığı ve kolektör pompasının devreye girme zamanları

Burada:

T_{coll_out} : Kolektör çıkış sıcaklığı ($^{\circ}C$), $m_{collector}$: Kolektör debisi

Bir yıl boyunca ısı pompası yardımıyla kış aylarında yemek odası sıcaklığı $22^{\circ}C$ 'de sabit tutulurken restoranın $55^{\circ}C$ 'de kullanım sıcak suyu ihtiyacı da karşılanmaktadır. Şekil 4.10'da ısı pompasıyla birlikte devreye giren kolektör pompası ile mahal sıcaklık ve bağıl nem değişimi görülmektedir.

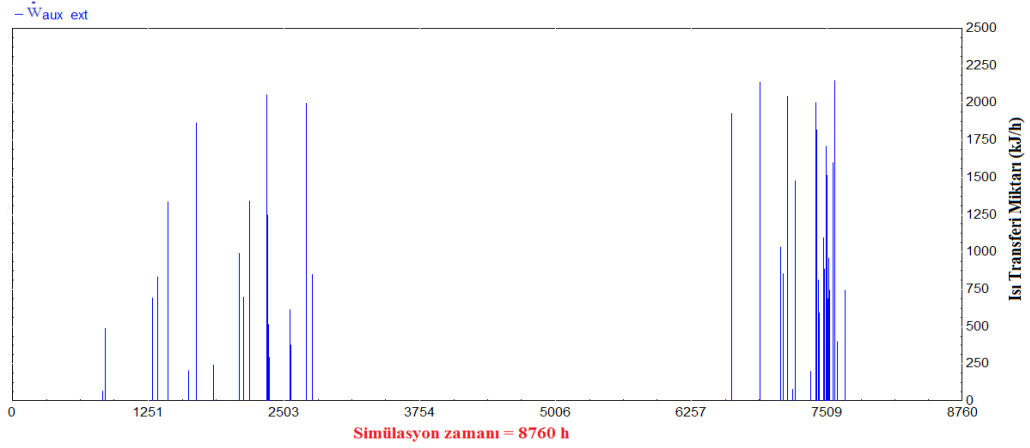


Şekil 4.10. Mahal sıcaklığı ve bağıl nemi ile kolektör pompası güç tüketimi

Burada:

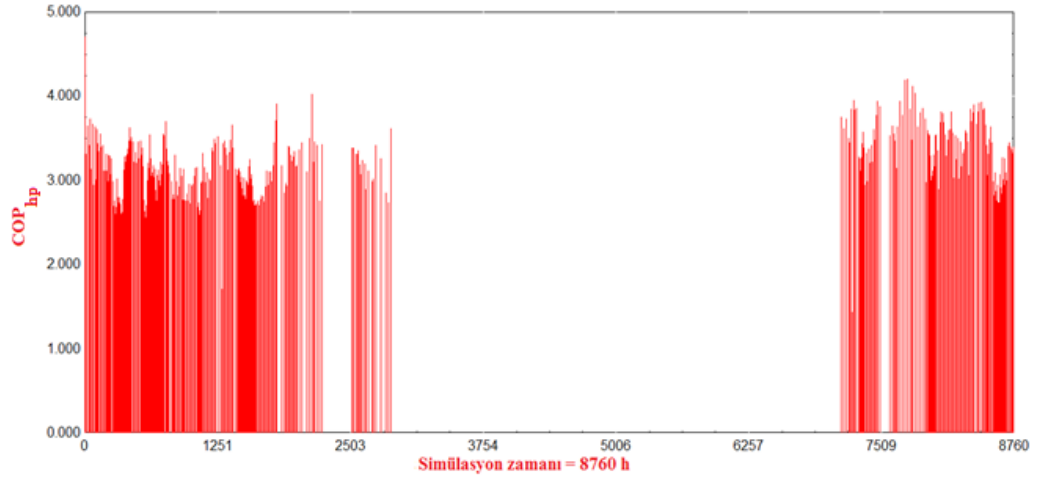
\dot{W}_{coll_pump} : Kolektör pompası güç tüketimi (kJ/h)

Şekil 4.11’de harici ısıtıcının devreye girdiği zamanlar gösterilmektedir. Harici ısıtıcının, dış ortam sıcaklıklarının düştüğü ve ısı pompasının yeterli olmadığı zamanlarda devreye girdiği görülmektedir.



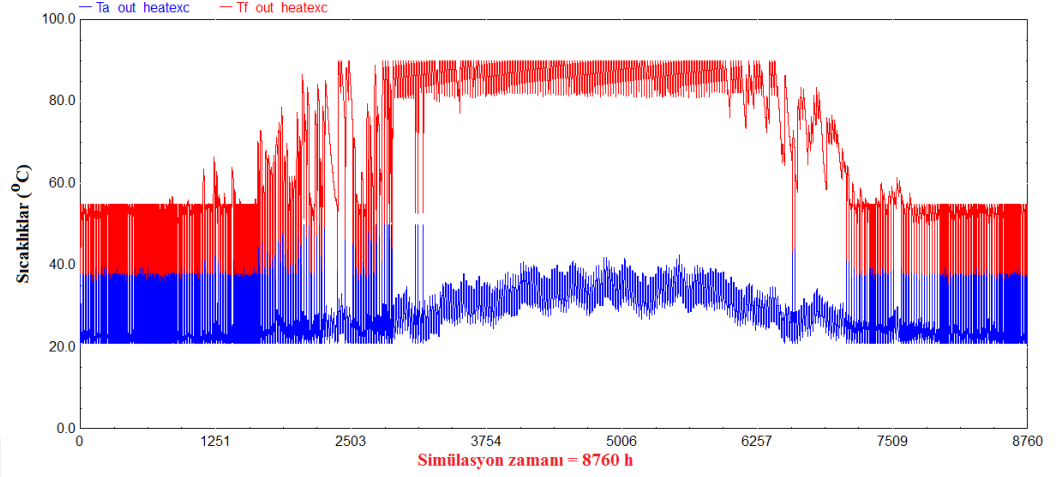
Şekil 4.11. Harici ısıtıcının devreye girdiği zamanlar

Şekil 4.12’den bu sistemde kullanılan ısı pompasının yıllık ortalama performans değeri HKIP sistem ile yaklaşık olarak aynı (2,83) değer elde edilirken, tüm sistemin ortalama performans değeri ise 1,49 olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.12. Isı pompasının bir yıllık ortalama ITK değerlerinin değişimi

Isıtma eşanjöründen çıkan akışkan sıcaklıklarının Şekil 4.13’de 20°C ile 55°C arasında değiştiği görülmektedir.



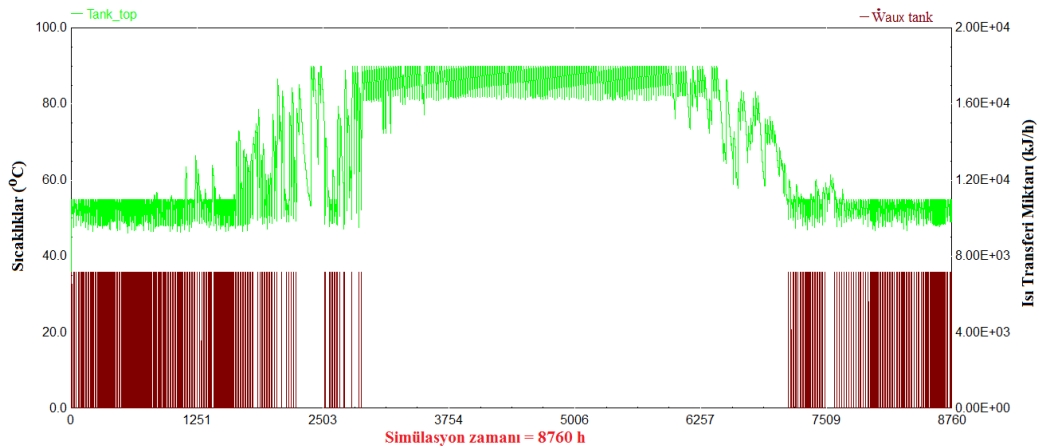
Şekil 4.13. Isıtma eşanjörü hava ve su çıkış sıcaklıklarının değişimleri

Burada:

$T_{f_out_heatexc}$: Isıtma eşanjöründen çıkan su sıcaklığı (°C)

$T_{a_out_heatexc}$: Isıtma eşanjöründen çıkan hava sıcaklığı (°C)

Tank üst bölgesindeki su sıcaklık değişimi ile tank içerisindeki ısıtıcıların devreye girdiği zamanlar Şekil 4.14’de gösterilmektedir. Tank üst bölgesindeki su sıcaklığının tank içerisindeki ısıtıcılar yardımı ile 55°C’ de korunduğu görülmektedir.



Şekil 4.14. Tank üst bölgesindeki su sıcaklığının değişimi ve tank içerisindeki ısıtıcıların çalışma zamanları

İstanbul ili için yapılan bir yıllık analiz sonucu GDHKIP'ye ait enerji tüketim verileri Çizelge 4.3'deki gibi, toplam ısı transfer miktarları ise Çizelge 4.4'deki gibi elde edilmiştir.

Çizelge 4.3. Ele alınan mahallin GDHKIP ile sıcak su elde edilmesi ve ısıtılması durumunda güç tüketim değerleri ve oranları

Elemanlar	W (kW/yıl)	Oran (%)
\dot{W}_{hp}	1496,61	52,60
\dot{W}_{aux_tank}	1031,99	36,27
\dot{W}_{pump_heat}	14,85	0,52
\dot{W}_{fan_heat}	222,75	7,83
\dot{W}_{coll_pump}	53,63	1,88
\dot{W}_{pump_tank}	23,10	0,81
\dot{W}_{aux_ext}	2,17	0,08
\dot{W}_{top}	2845,09	100

Çizelge 4.4. Ele alınan mahallin GDHKIP ile sıcak su elde edilmesi ve ısıtılması durumunda toplam ısı transfer miktarları

Isı Transfer Miktarları	Q (kJ/h)
\dot{Q}_{a_totHP}	-2881,09
\dot{Q}_{f_totHP}	4232,81
$\dot{Q}_{heatexc}$	222,75
$\dot{Q}_{loadtank}$	6475,99
$\dot{Q}_{collector}$	4018,38

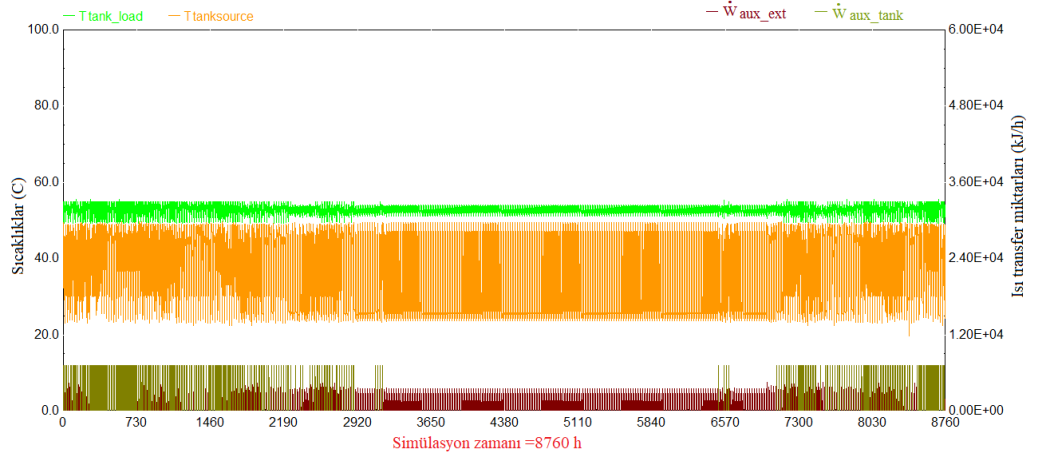
Burada:

$\dot{Q}_{collector}$: Kolektörden elde edilen ısı miktarı (kJ/h)

Yaklaşık toplam güç tüketimi 2845 kW/yıl olarak alındığında bu çalışmada özellikleri açıklanan bir restoranın yemek odasının ısınma ve sıcak su için yıllık enerji maliyeti 1716,25 TL/yıl olarak hesaplanmıştır. Ticarethane için elektriğin birim fiyatı 0,5972 TL/kW alınmıştır (Ekim 2018). SF %59 olarak hesaplanmıştır. Yani gereken enerjinin %59' i güneş tarafından karşılanmaktadır.

4.3. DG'li Sistem ile Isıtma ve Sıcak Su Elde Edilmesinin Analizi

Yapılan simülasyon boyunca tank yük ve kaynak tarafı su sıcaklıkları Şekil 4.15'de görülmektedir. Tanktan çıkan su sıcaklığının sabit (55°C) olduğu ve tank alt kısmındaki su sıcaklığının da 20°C civarında olduğu görülmektedir. Tank içindeki ısıtıcıların kış aylarında yoğun olarak devreye girdiği fakat harici ısıtıcının ise nerdeyse yıl boyu devreye girdiği görülmektedir. Bunun sebebi DG'li ısıtıcı kapasitesinin yetersizliği yüzündendir. Suya verilen ve tank içindeki elektrikli ısıtıcılardan verilen enerji değişimleri de Şekil 4.16'da görülmektedir.

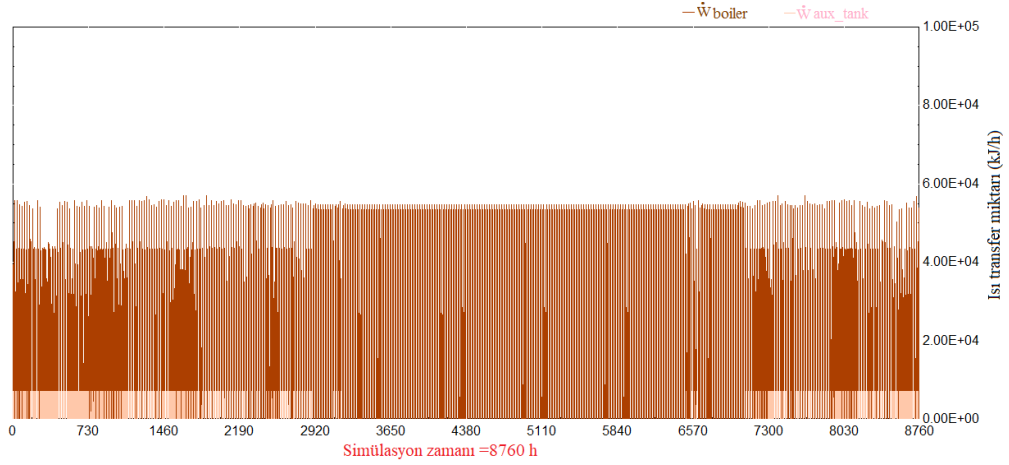


Şekil 4.15. Tank su sıcaklıkları ve elektrikli ısıtıcıların verdikleri enerjiler

Burada:

$T_{\text{tanksource}}$: Tank kaynak tarafı su sıcaklığı (°C)

$T_{\text{tank_load}}$: Tank yük tarafı su sıcaklığı (°C)

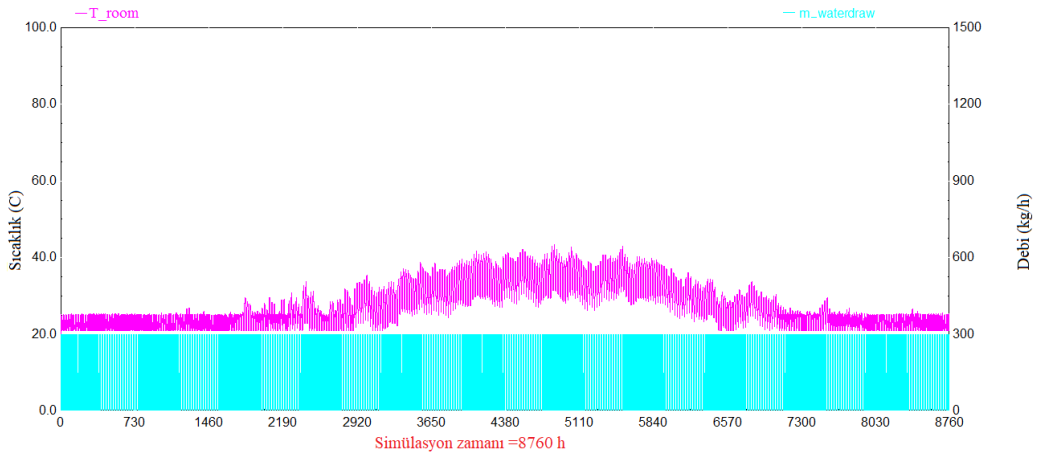


Şekil 4.16. Suya verilen enerji ile tank içindeki elektrikli ısıtıcılardan verilen enerji

Burada:

\dot{W}_{boiler} : Suya verilen enerji (kJ/h)

Mahal sıcaklığı kış boyunca 24°C'de muhafaza edilirken, tüm yıl boyunca belirlenen aralıklarda 300 kg/h debisinde su çekimi gerçekleşmektedir (Şekil 4.17).

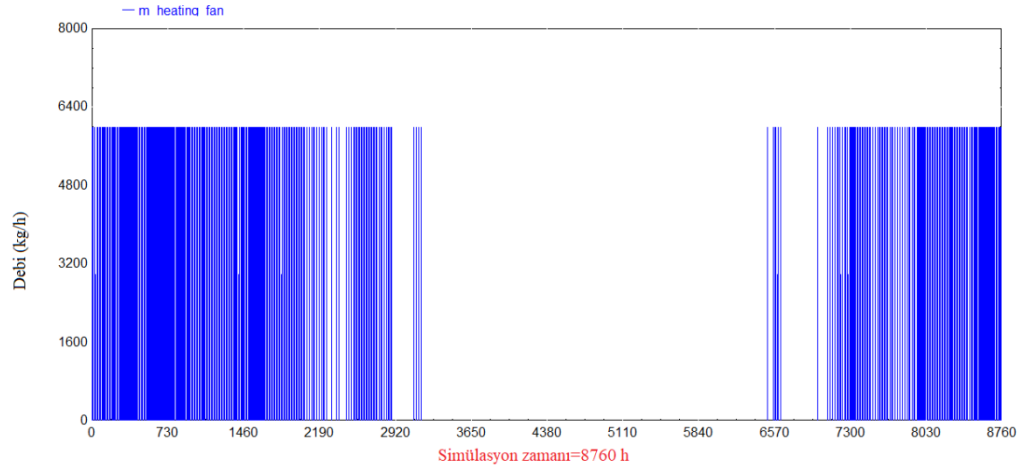


Şekil 4.17. Mahal sıcaklığı ve su çekimi

Burada:

$\dot{m}_{waterdraw}$: Su çekimi

Kış aylarında 6000 kg/h debisindeki ısıtma fanının devreye girdiği Şekil 4.18'den görülmektedir.



Şekil 4.18. Isıtma fanının devreye girdiği anlar

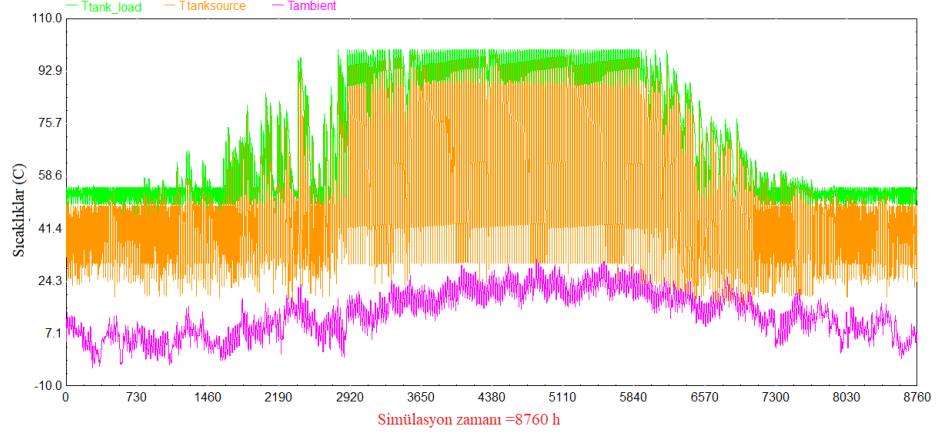
Simülasyon sonunda elde edilen sonuçlar Çizelge 4.5'de verilmiştir. DG'li sistem ile sadece su ısıtıldığında toplam maliyet 940,80 TL/yıl iken, mahal ısıtılması da eklenince maliyet 1700,99 TL/yıl'a yükselmiştir.

Çizelge 4.5. DG'li sistem ile sıcak su elde edilmesi ve mahal ısıtılmasının maliyet analizi

Yakıt alt ısıl değer	34485	kJ/m ³
Verim	0,90	
Yakıt birim fiyatı	1,15	TL/m ³
Enerji tüketimi	8333,99	kW/yıl
Yakıt miktarı	966,68	m ³ /yıl
Yakıt maliyeti	1110,06	TL/yıl
Elektrik tüketimi	979,61	kW/yıl
Elektrik maliyeti	590,93	TL/yıl
Toplam Tüketim	9313,60	kW/yıl
Toplam Maliyet	1700,99	TL/yıl

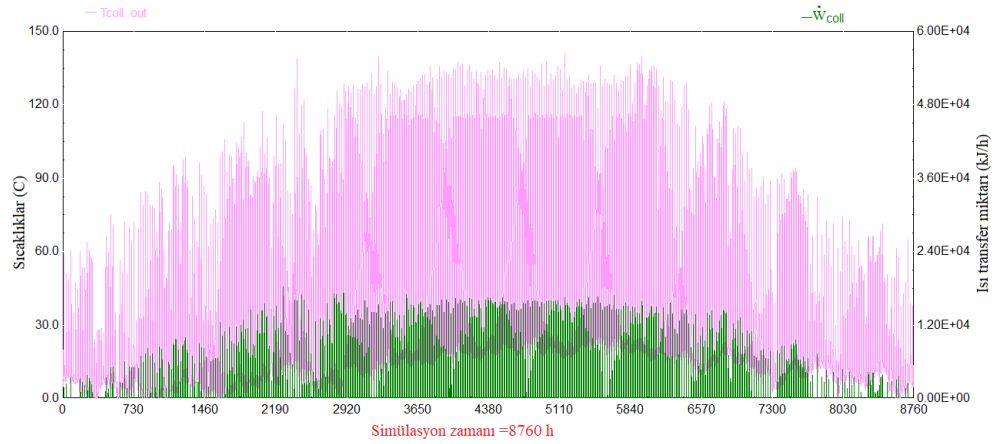
4.4. GDDG'li Sistem ile Isıtma ve Sıcak Su Elde Edilmesinin Analizi

Kış aylarında DG'li sistem yardımıyla tanktaki su sıcaklığı 55°C'e kadar ısıtılırken, güneşin etkili olduğu günlerde tanktaki su sıcaklığı 100°C'e kadar ulaştığı Şekil 4.19'da görülmektedir.



Şekil 4.19. Tank üst ve alt tabakasındaki su sıcaklıkları ile çevre sıcaklık değişimleri

Yaz aylarında güneşten gelen ışınlama ile ısı transferi miktarı yaklaşık 16000 kJ/h'a kadar, kolektör çıkış sıcaklığı ise 120°C'e kadar ulaşmaktadır (Şekil 4.20). Fakat kaynama nedeniyle kolektör çıkış sıcaklığı 100°C ile sınırlandırılmıştır.

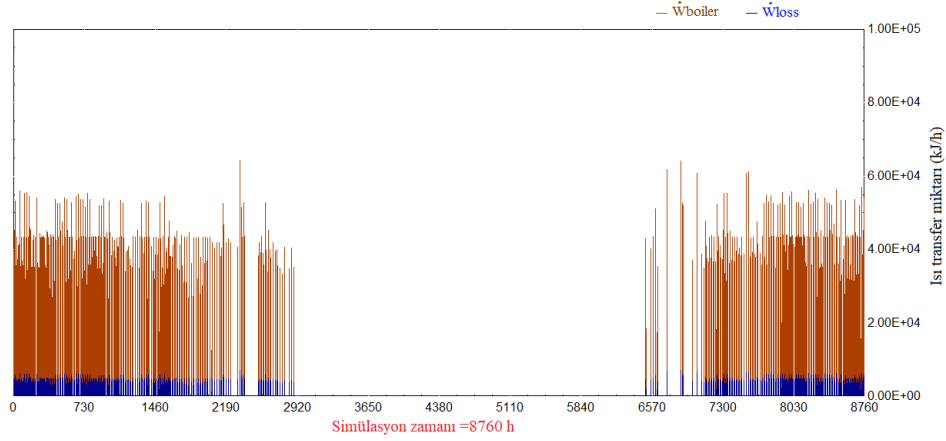


Şekil 4.20. Kolektör çıkış sıcaklığı ve güneşten gelen radyasyon miktarı

Burada:

\dot{W}_{coll} : Güneşten gelen radyasyon miktarı (kJ/h)

DG'li ısıtıcı sadece kış aylarında devreye girmekte ve tanktaki su sıcaklığını 55°C'e çıkarmaktadır. DG'li ısıtıcının suya verdiği ısı miktarı 55000 kJ/h'a kadar çıkarken ısıtıcıdan çevreye bir miktar ısı kaybı da gerçekleşmektedir (Şekil 4.21).

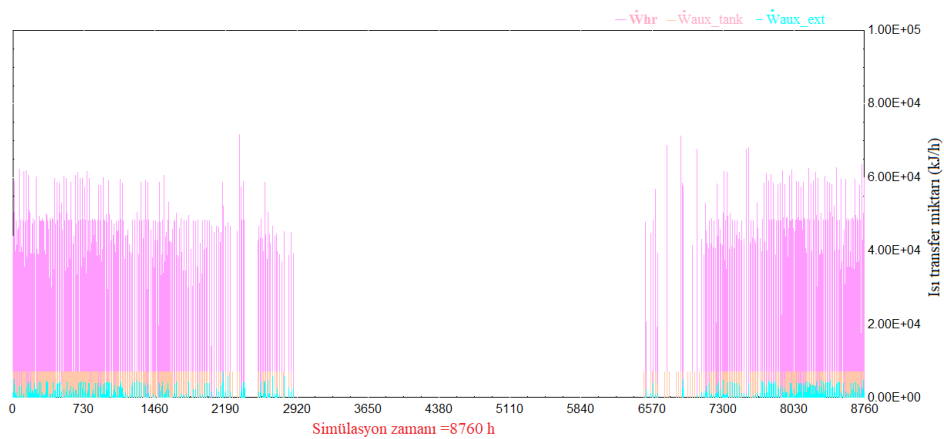


Şekil 4.21. DG'li ısıtıcının suya verdiği ısı miktarı ve ısıtıcıdan olan ısı kaybı

Burada:

\dot{W}_{loss} : DG'li ısıtıcıdan olan ısı kaybı (kJ/h)

Kış aylarında sıcak su yanında ısıtma işlemi için DG'li ısıtıcının yetersiz olduğu durumlarda tank içinde ve dışındaki elektrikli ısıtıcıların devreye girdikleri Şekil 4.22'de görülmektedir.

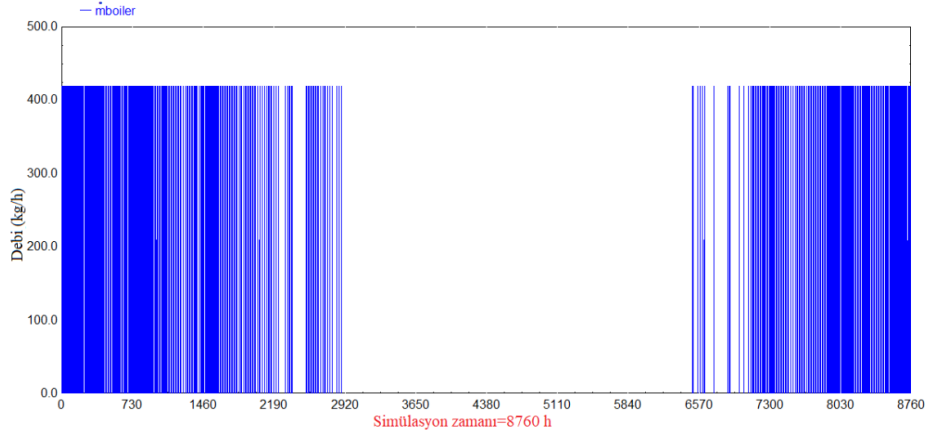


Şekil 4.22. DG'li ısıtıcı ve yardımcı ısıtıcılardan sağlanan enerji miktarları

Burada:

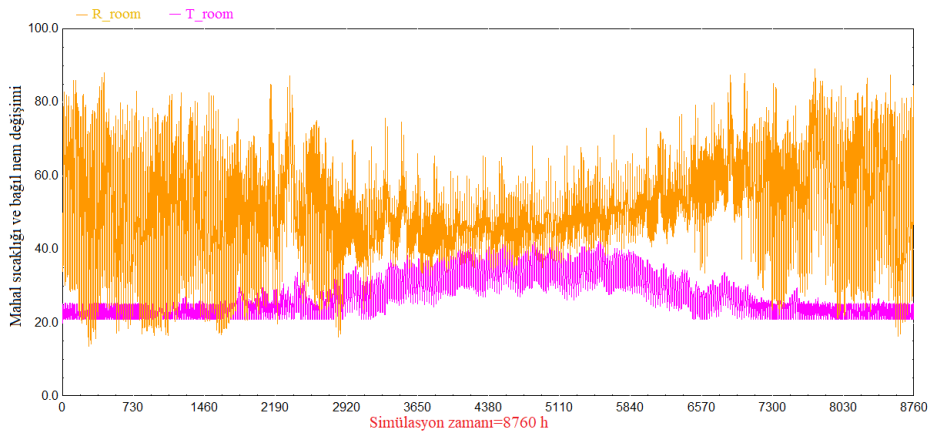
\dot{W}_{hr} : DG'li ısıtıcıdan sağlanan enerji miktarı (kJ/h)

DG'li ısıtıcıda ısıtılan suyun debisi 420 kg/h olduğu ve kış aylarında devreye girdiği Şekil 4.23'de görülmektedir.



Şekil 4.23. DG'li ısıtıcı su debi miktarı

Simülasyon boyunca oda sıcaklığı kış aylarında 22°C'de sabit tutulmaktadır. Mahal bağıl nem değişimi kontrol edilmemektedir (Şekil 4.24)



Şekil 4.24. Mahal sıcaklığı ve bağıl nemi değişimi

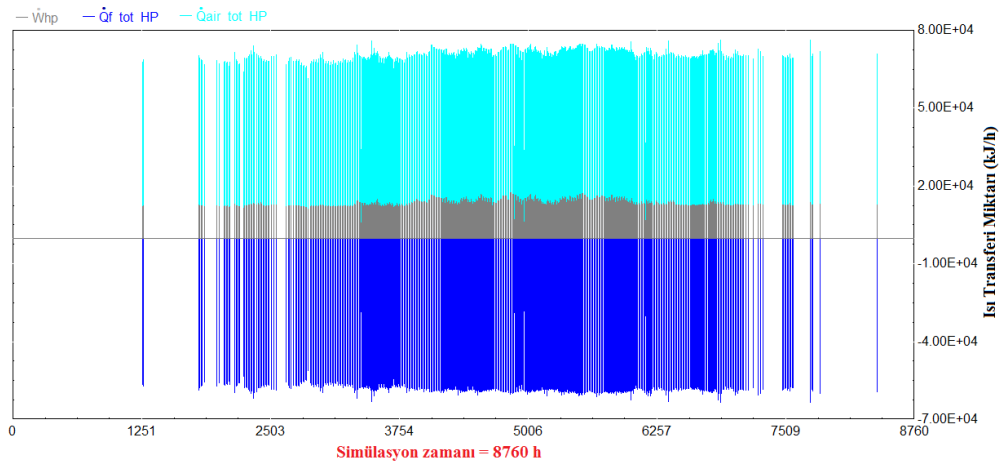
Simülasyon sonunda elde edilen sonuçlar Çizelge 4.6'da verilmiştir. DG'li sistemle su ısıtma ve mahal ısıtılması uygulamasında toplam maliyet 1700,99 TL/yıl iken sisteme güneş enerjisi eklenmesiyle toplam maliyet 1440,58 TL/yıl'a düşmüştür.

Çizelge 4.6. GDDG’li sistem ile hem sıcak su elde edilmesi ve mahal ısıtılmasının maliyet analizi

Yakıt alt ısıl değer	34485	kJ/m^3
Verim	0,90	
Yakıt birim fiyatı	1,15	TL/m^3
Enerji tüketimi	6289,96	kW/yıl
Yakıt miktarı	729,59	$\text{m}^3/\text{yıl}$
Yakıt maliyeti	837,80	TL/yıl
Elektrik tüketimi	999,25	kW/yıl
Elektrik maliyeti	602,78	TL/yıl
Toplam Tüketim	7289,21	kW/yıl
Toplam Maliyet	1440,58	TL/yıl

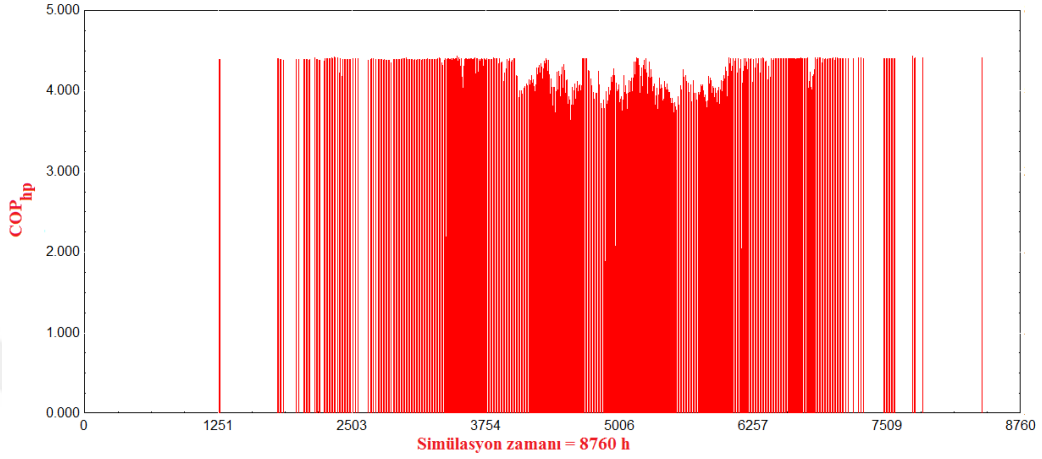
4.5. HKIP Sistemi ile Bir Mahallin Soğutulmasının Analizi

TRNSYS yardımıyla modellenen HKIP sistemiyle İstanbul ili için bir mahallin soğutulması amacıyla bir yıl boyunca gerçekleştirilen analiz sonuçları aşağıda verilmiştir. Kullanılan ısı pompasının zamana bağlı attığı, çektiği ısı miktarları ve ısı pompasının tükettiği güç değerleri Şekil 4.25’de görülmektedir. Grafikte 1416-2160 saatleri arası Mart ayını, 6552-7296 Ekim ayını, 7296-8016 saatleri arası ise Kasım ayını belirtmektedir. Şekil 4.25’den de anlaşıldığı gibi ısı pompası Mart ortalarından Ekim ayının sonuna kadar neredeyse kesintisiz devrede olup Kasım ayında da bazı zamanlarda devreye girmektedir.



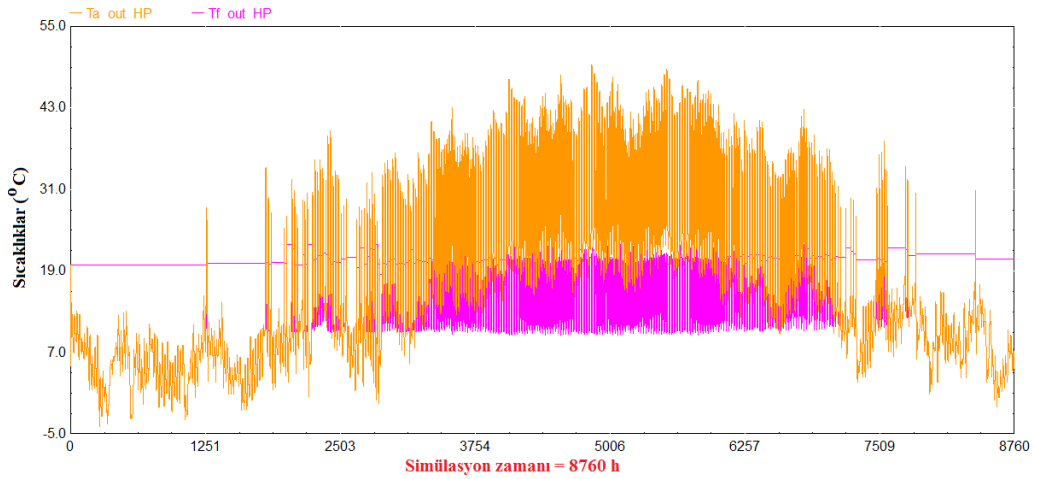
Şekil 4.25. Isı pompasının attığı, çektiği ısı miktarları ve tükettiği güç değerleri

Simülasyon zamanı boyunca ısı pompasının ortalama STK değerinin Şekil 4.26'dan yaklaşık 3,9 civarında olduğu görülmektedir. Sistemin STK değeri ise yaklaşık 3,1 civarında hesaplanmıştır. Bu değerlerin yazın en sıcak olduğu günlerde düştüğü gözlenmiştir.



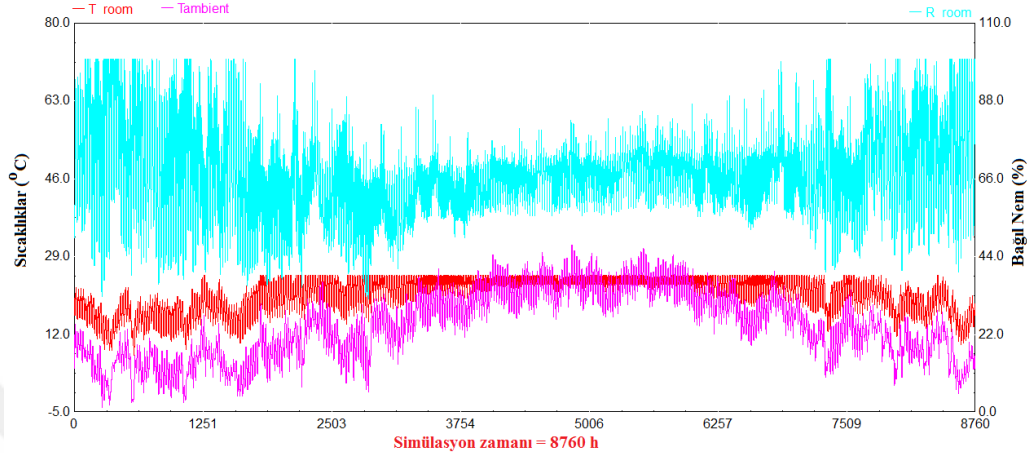
Şekil 4.26. Isı pompasının bir yıllık ortalama STK değerlerinin değişimi

Isı pompasından çıkan akışkan sıcaklıkları Şekil 4.27'de gösterilmiştir. Hava çıkış sıcaklığının 15-45°C arasında değiştiği görülürken su çıkış sıcaklığının 10-20°C arasında değiştiği görülmektedir.



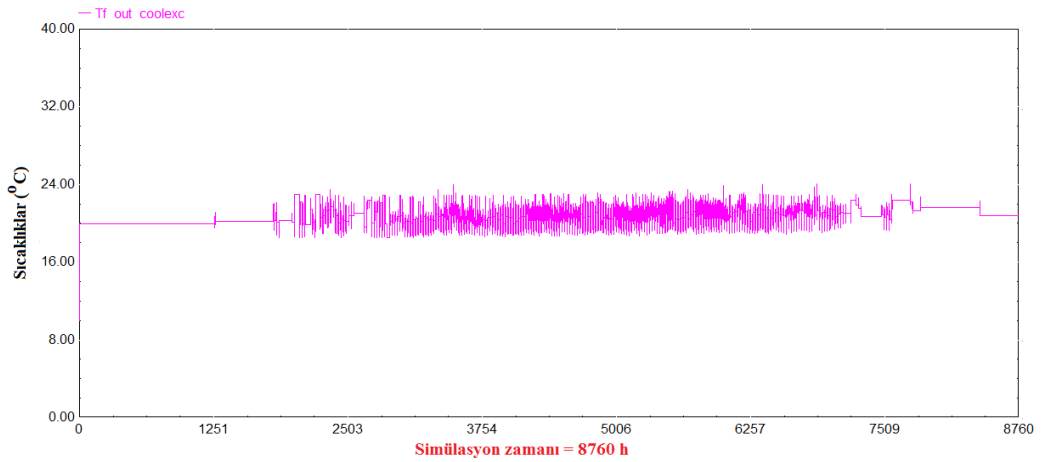
Şekil 4.27. Isı pompasından ayrılan hava ve su çıkış sıcaklıkları değişimleri

Şekil 4.28'da oda sıcaklığının, çevre havasının ve oda bağıl neminin değişimi gösterilmiştir. Soğutma sisteminin devreye girmesiyle oda bağıl nem değerinin düştüğü ve oda sıcaklığının 24 °C'de sabit tutulduğu görülmektedir.

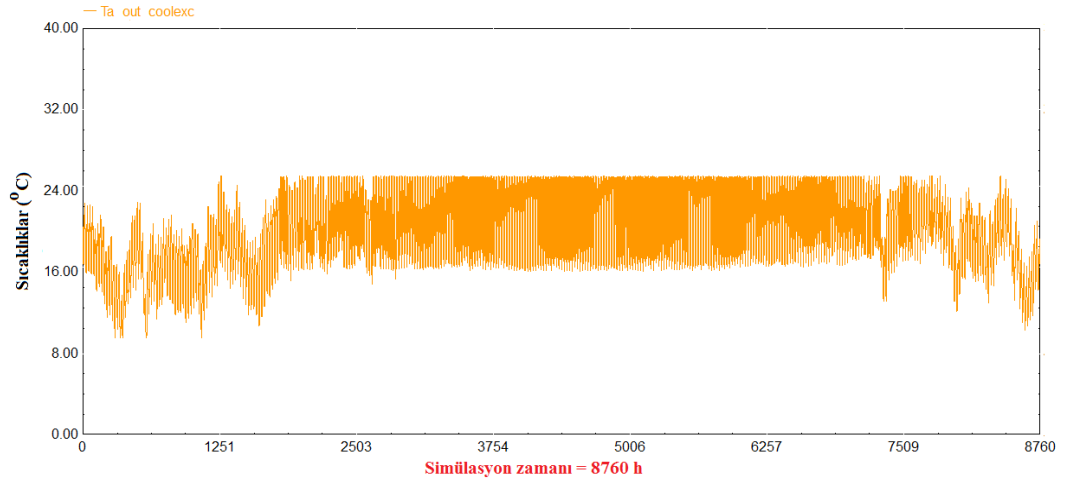


Şekil 4.28. Mahal sıcaklığı ve bağıl nemi ile çevre sıcaklık değişimleri

Soğutma eşanjöründen çıkan hava ve su sıcaklık değerleri de sırasıyla Şekil 4.29'da ve Şekil 4.30'da gösterilmiştir.



Şekil 4.29. Soğutma eşanjöründen çıkan su sıcaklığı



Şekil 4.30. Soğutma eşanjöründen çıkan hava sıcaklığı

İstanbul ili için bir mahallin HKIP sistemi ile soğutulması sırasında bir yıl boyunca yapılan analiz sonucunda toplam enerji tüketim verileri Çizelge 4.7’de, toplam ısı transfer miktarları ise Çizelge 4.8’de verilmektedir.

Çizelge 4.7. Ele alınan mahallin HKIP ile soğutulması durumunda güç tüketim değerleri ve oranları

Elemanlar	W (kW/yıl)	Oran (%)
\dot{W}_{hp}	3642,55	80,73
\dot{W}_{fan_cool}	815,06	18,06
\dot{W}_{pump_cool}	54,3	1,20
\dot{W}_{top}	4511,95	100,00

Burada:

\dot{W}_{fan_cool} : Soğutma fanının tükettiği güç miktarı, (kJ/h)

\dot{W}_{pump_cool} : Soğutma pompasının tükettiği güç miktarı, (kJ/h)

Çizelge 4.8. Ele alınan mahallin HKIP ile soğutulması durumunda toplam ısı transfer miktarları

Isı Transfer Miktarları	Q (kJ/h)
$\dot{Q}_{air_tot_HP}$	17632,46
$\dot{Q}_{f_tot_HP}$	- 14342,94
$\dot{Q}_{a_coolexc}$	14251,17

Burada:

$\dot{Q}_{a_coolexc}$: Isı pompası yarımıyla havaya verilen ısı miktarı, (kJ/h)

$\dot{Q}_{f_coolexc}$: Isı pompası yardımıyla sudan çekilen ısı miktarı, (kJ/h)

\dot{Q}_{f_coolHP} : Soğutucu eşanjörde havadan çekilen ısı miktarı, (kJ/h)

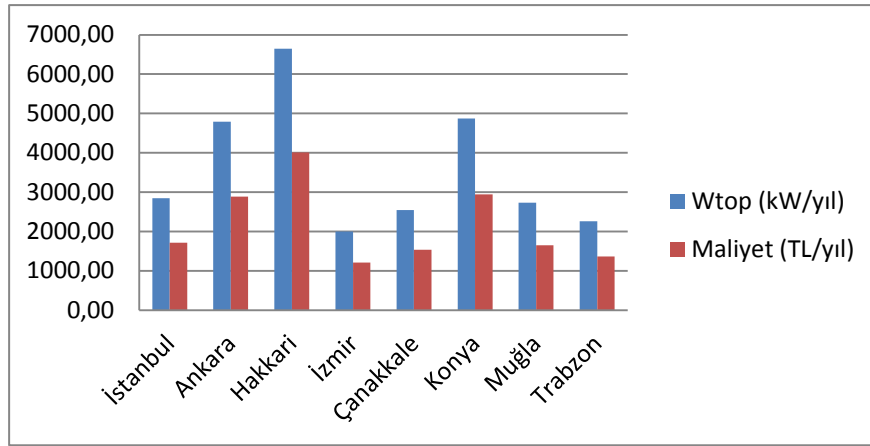
Çalışmada ele alınan restoranın soğutulması için yıllık toplam güç tüketim değeri yaklaşık 4511 kW/yıl, toplam maliyet ise 2721,76 TL/yıl olarak hesaplanmıştır. Ticarethane için elektriğin birim fiyatı 0,5972 TL/kW alınmıştır (Ekim 2018).

4.6. Farklı Sistem Parametrelerinin GDHKIP Sisteminin Isıtma ve HKIP Sisteminin Soğutma Performansı Üzerine Etkileri

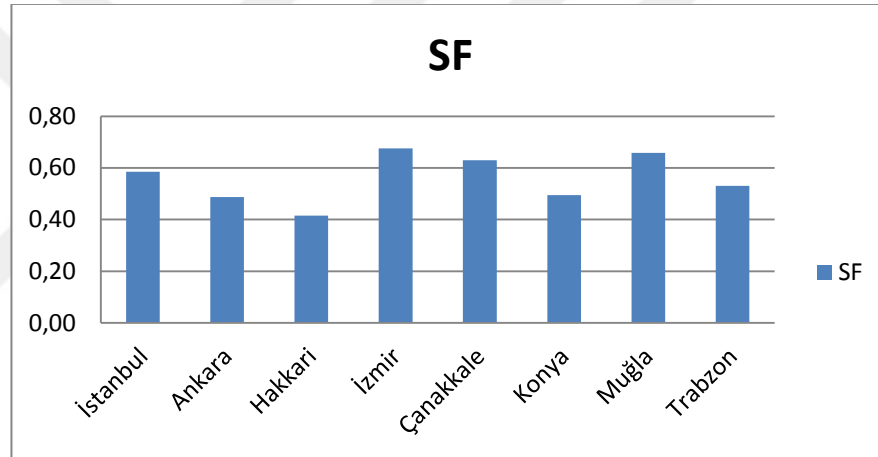
Bu çalışmada, elde edilen simulasyon sonuçlarının yanında bazı sistem parametrelerinin GDHKIP sisteminin ısıtma performansına ve HKIP sisteminin soğutma performansına etkileri de incelenmiştir. Aşağıda kolektör alanının, tank hacminin, farklı iklim koşullarının ve istenilen oda sıcaklıklarının GDHKIP sistemi performansı üzerine etkileri ile farklı iklim koşullarının HKIP sistemi performansı üzerine etkileri incelenmiştir.

4.6.1. Farklı iklim koşullarının GDHKIP sisteminin ısıtma performansı üzerine etkisi

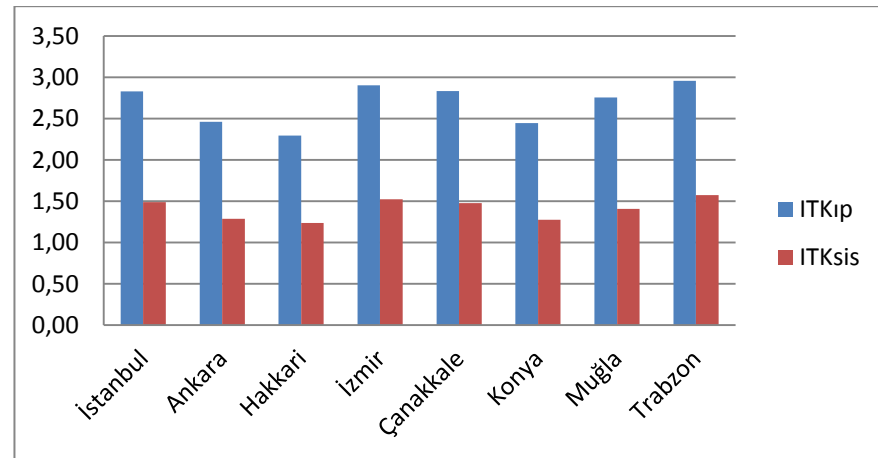
TRNSYS “Meteonorm Files” klasörü içerisinde bulunan Türkiye’deki 8 ile ait meteorolojik veri dosyalarından yararlanılarak 350 lt tank hacmi ve 12 m² kolektör alanı için Şekil 4.31-33’de gösterildiği gibi sırasıyla toplam yıllık enerji tüketimi (W_{top}) ile yıllık enerji tüketim maliyeti (TL/yıl), güneş fraksiyonu (SF) ve son olarak ısı pompası performans katsayısı (ITK_{ip}) ile sistem performans katsayısı (ITK_{sis}) verilmiştir.



Şekil 4.31. Türkiye’deki 8 il için ısıtma uygulamasında yıllık toplam güç tüketimi ve yıllık enerji tüketim maliyetleri



Şekil 4.32. Türkiye’deki 8 il için ısıtma uygulamasında SF’nin değişimi

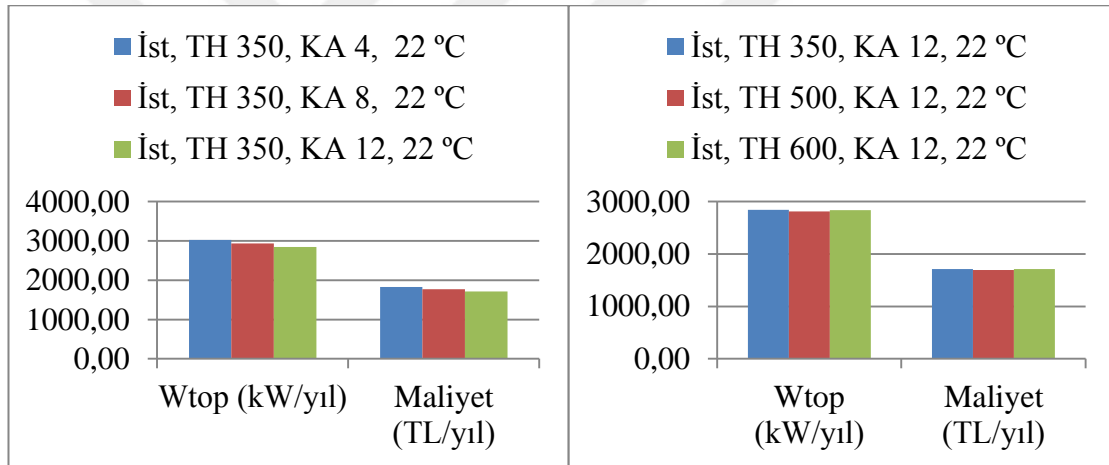


Şekil 4.33. Türkiye’deki 8 il için ısıtma uygulamasında yıllık ortalama ısı pompası performans katsayısı (ITK_{ip}) ve sistem performans katsayısı (ITK_{sis}) değişimi

Şekil 4.32’de görüldüğü gibi SF en yüksek olduğu 3 ilin İzmir Çanakkale ve Muğla olduğu görülmüştür. Aynı zamanda diğer simülasyonu gerçekleştirilen illere nazaran sıcak iklim kuşağında yer alan bu 3 ilimizde, yaş termometre sıcaklığı yüksek ve yağış miktarı az olduğu için, ısınma ve sıcak su elde edilmesinde yıllık harcanan güç tüketimi ve maliyet daha azdır. Şekil 4.33’den sistem performans katsayısındaki (ITK_{sis}) ve ısı pompası performans katsayısı (ITK_{ip}) değişimin fazla olduğu görülmektedir. Bunun sebebi olarak havadaki sıcaklık değişiminin fazla olması gösterilebilir.

4.6.2. Farklı tank hacimlerinin, kolektör alanlarının ve oda sıcaklıklarının GDHKIP sisteminin ısıtma performansı üzerine etkisi

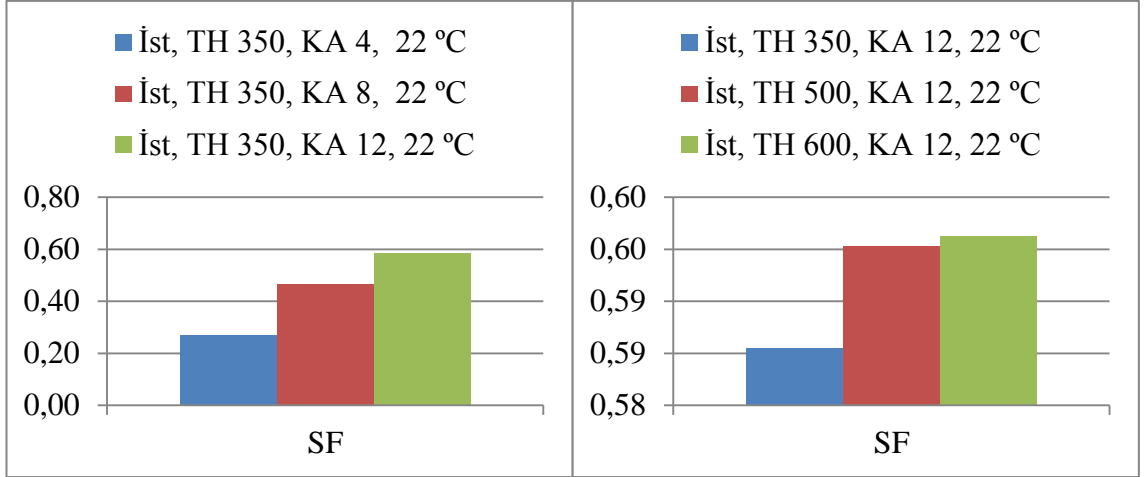
Şekil 4.34’de İstanbul ili için, tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin GDHKIP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyet üzerine etkisi verilmiştir.



Şekil 4.34. Tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin GDHKIP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyet üzerine etkisi

Aynı güneş kolektör alanı (12 m^2) için tank hacmi 600 lt’den 350 lt’ye ve 600 lt’den 500 lt’ye düşürüldüğünde yıllık enerji tüketiminin neredeyse değişmediği görülmektedir. Aynı tank hacminde (350 lt) kolektör alanı 4 m^2 ’den 8 m^2 ’ye çıkartıldığında yıllık enerji tüketiminde %2,89, 12 m^2 ’ye çıkartıldığında ise %6’lık düşüş olduğu görülmektedir.

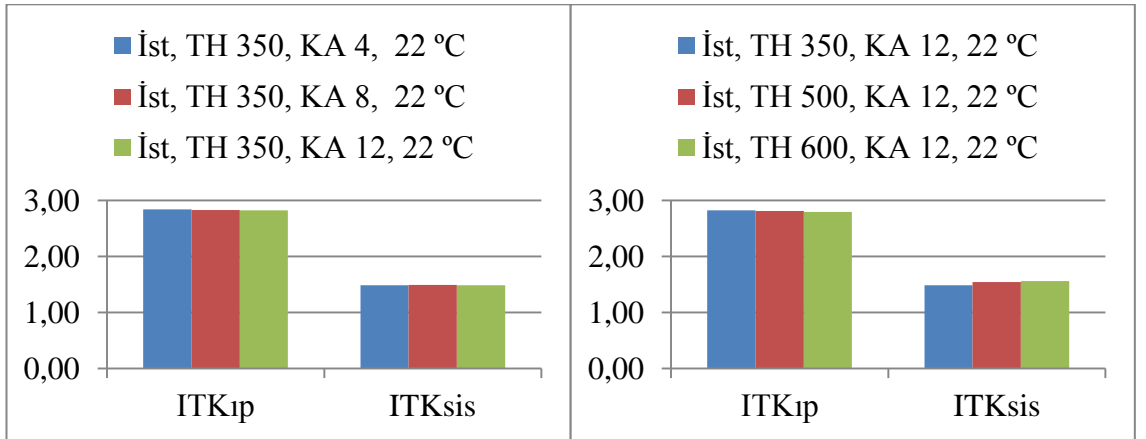
Şekil 4.35’de tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin GDHKIP sisteminde SF üzerine etkisi gösterilmiştir.



Şekil 4.35. Tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin GDHKIP sisteminde SF üzerine etkisi

Aynı güneş kolektör alanı (12 m²) için tank hacmi 600 lt'den 350 lt'ye düşürüldüğünde SF'nin 0,01 değerinde azaldığı, 500 lt'ye düşürüldüğünde de sabit kaldığı görülmektedir. Aynı tank hacminde (350 lt) ise kolektör alanı 4 m²'den 8 m²'ye çıkartıldığında SF'de %70,37, 4 m²'den 12 m²'ye çıkartıldığında ise %118,52'lik artış olduğu görülmektedir.

Şekil 4.36'da tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin GDHKIP sisteminde ITK_{ip} ve ITK_{sis} üzerinde nasıl değiştiği gösterilmiştir.

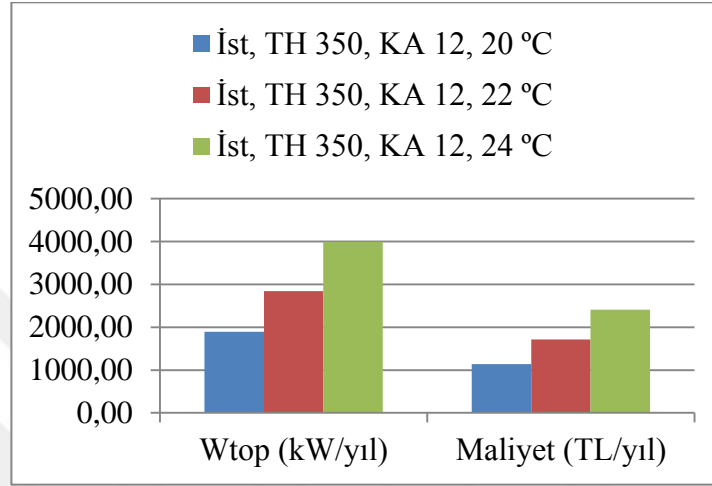


Şekil 4.36. Tank hacmi ve kolektör alan değişimlerinin GDHKIP sisteminde ITK_{ip} ve ITK_{sis} üzerine etkisi

Aynı güneş kolektör alanı (12 m²) için tank hacmi 600 lt'den 350 lt'ye düşürüldüğünde sırasıyla ITK_{ip} ve ITK_{sis}'in 0,03 değerinde arttığı ve 0,07 değerinde azaldığı, 500 lt'ye

düşürüldüğünde ise sırasıyla ITK_{ip} ve ITK_{sis} 'in 0,02 değerinde arttığı ve 0,02 değerinde azaldığı görülmektedir. Aynı tank hacminde (350 lt) kolektör alanı 4 m^2 'den 8 m^2 'ye ve 12 m^2 'ye çıkartıldığında ITK_{ip} 'in ve ITK_{sis} 'in sabit kaldığı görülmektedir.

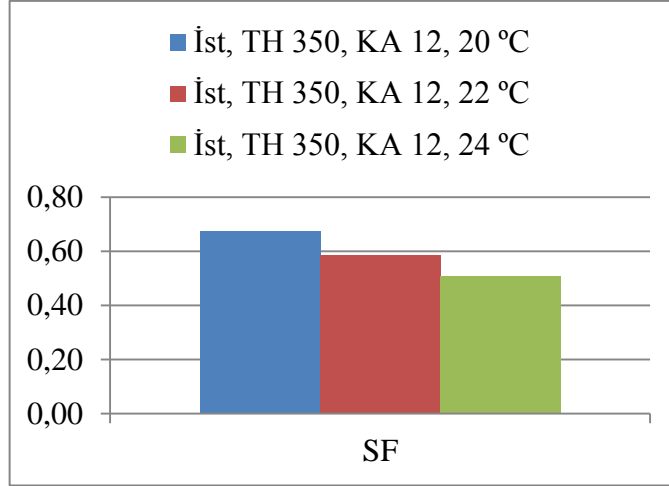
Şekil 4.37'de istenilen oda sıcaklıkları değişimlerinin GDHKIP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyet üzerine etkisi verilmiştir.



Şekil 4.37. İstenilen oda sıcaklıkları değişimlerinin GDHKIP sisteminde toplam tüketilen güç ve yıllık maliyet üzerine etkisi

Aynı güneş kolektör alanı (12 m^2) ve aynı tank hacmi (350 lt) için istenilen oda sıcaklığı 24°C 'den 22°C 'ye düşürüldüğünde yıllık enerji tüketiminin %28,80, 20°C 'ye düşürüldüğünde ise %52,65 oranında azaldığı görülmektedir.

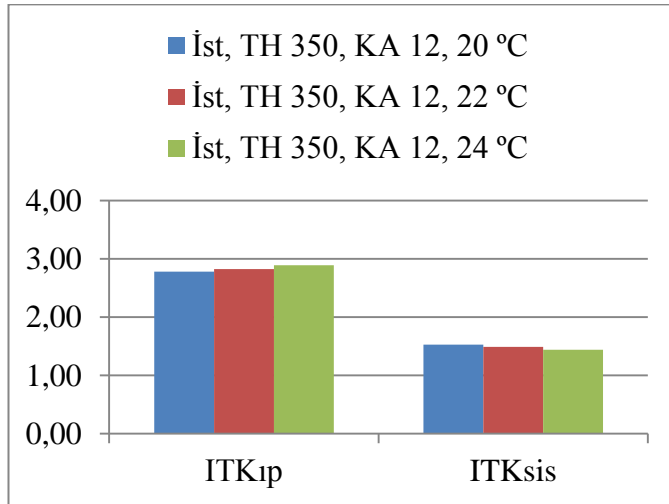
Şekil 4.38'de istenilen oda sıcaklıkları değişimlerinin GDHKIP sisteminde SF üzerine etkisi gösterilmiştir.



Şekil 4.38. İstenilen oda sıcaklıkları değişimlerinin GDHKIP sisteminde SF üzerine etkisi

Aynı güneş kolektör alanı (12 m^2) ve aynı tank hacmi (350 lt) için istenilen oda sıcaklığı 24°C 'den 22°C 'ye düşürüldüğünde SF'nin %15,67, 20°C 'ye düşürüldüğünde ise SF'nin %31,37 oranında arttığı görülmektedir.

Şekil 4.39'da istenilen oda sıcaklıkları değişimlerinin GDHKIP sisteminde ITK_{ip} ve ITK_{sis} üzerinde nasıl değiştiği gösterilmiştir.



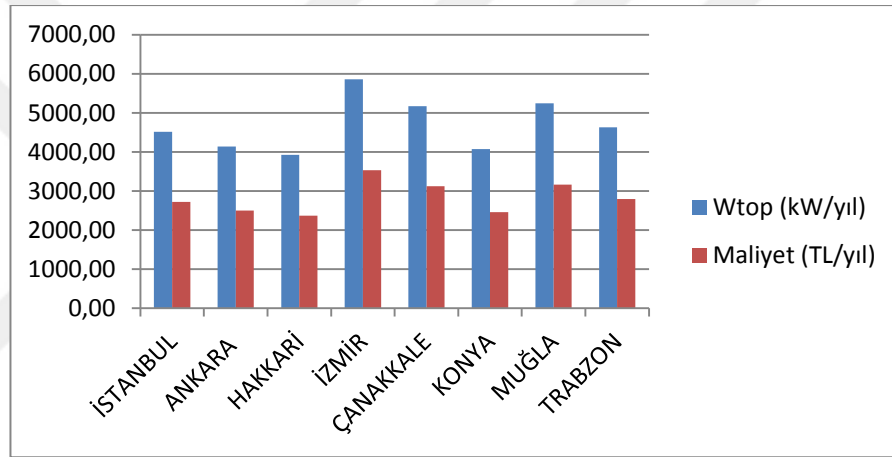
Şekil 4.39. İstenilen oda sıcaklıkları değişimlerinin GDHKIP sisteminde ITK_{ip} ve ITK_{sis} üzerine etkisi

Aynı güneş kolektör alanı (12 m^2) ve aynı tank hacmi (350 lt) için istenilen oda sıcaklığı 24°C 'den 22°C 'ye düşürüldüğünde sırasıyla ITK_{ip} ile ITK_{sis} 'in %2,08 oranında azaldığı

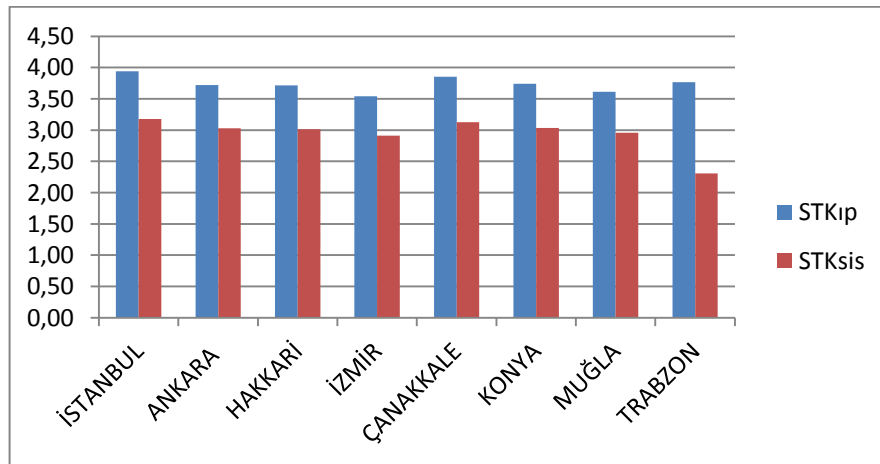
ve %3,47 oranında arttığı, 20°C düşürüldüğünde ise %3,80 oranında azaldığı ve %6,25 oranında arttığı görülmektedir.

4.6.3. Farklı iklim koşullarının HKIP sisteminin soğutma performansı üzerine etkisi

TRNSYS “Meteonorm Files” klasörü içerisinde bulunan Türkiye’deki 8 ile ait meteorolojik veri dosyalarından yararlanılarak Şekil 4.40’da gösterildiği gibi sırasıyla toplam yıllık enerji tüketimi (W_{top}) ile yıllık enerji tüketim maliyeti (TL/yıl) ve ısı pompası performans katsayısı (STK_{ip}) ile sistem performans katsayısı (STK_{sis}) verilmiştir.



Şekil 4.40. Türkiye’deki 8 ilde ısı pompası soğutma çevrimi simülasyonu yıllık güç tüketimi (W_{top}) ile yıllık maliyetin değişimi



Şekil 4.41. Türkiye’deki 8 ilde ısı pompası soğutma çevrimi simülasyonu performans katsayısı (STK_{ip}) ile sistem performans katsayısı (STK_{sis}) değişimi

Şekil 4.40’da görüldüğü gibi sıcak iklim kuşağındaki Çanakkale, İzmir ve Muğla şehirlerinde yıllık toplam güç tüketimi ve yıllık maliyetin yüksek olduğu görülmektedir. Buna paralel olarak Şekil 4.41’de STK_{sis} ve STK_{ip} katsayılarının sıcak iklim kuşağındaki illerde azaldığı görülmektedir.

4.7. Ekonomik Analiz

Ekonomik analizde, yatırım projelerinin değerlendirilmesinde paranın zaman değerini dikkate alan dinamik yöntem kullanılmıştır. Burada paranın zaman değeri ise vadesi gelmemiş bir alacağı tahsil etmek için katlanılması gereken maliyet veya sermayenin bağlı kaldığı süre içinde sağlayacağı gelirdir. Yatırım projelerinin değerlendirilmesinde en çok kullanılan dinamik yöntemler şunlardır:

- 1) Net bugünkü değer yöntemi
- 2) Fayda–masraf oranı yöntemi
- 3) İç karlılık oranı yöntemi
- 4) Yıllık eşdeğer masraf oranı yöntemi

Bu analizde kullanılacak yöntem “*yıllık eşdeğer masraf oranı yöntemi*”dir.

4.7.1. Yıllık eşdeğer masraf yöntemi (YEM)

Yıllık eşdeğer masraf yönteminde, farklı yatırım projelerinin yıllık giderleri karşılaştırılarak yıllık giderleri en az olan proje seçilir. Bu şekilde bir karşılaştırmanın yapılabilmesi için projelerin tüm giderlerinin işletme dönemleri ve yatırım dönemi süresince eş masraf şeklinde gerçekleşmesi gerekir.

Herhangi bir yatırım projesinin yıllık gideri, yatırım tutarı ile işletme giderlerinin bir yıla denk gelen payının toplamına eşittir. Yatırım tutarının bir yıla denk gelen payı Denklem 4.1 ile hesaplanır.

$$YEYM = C \left[\frac{r(1+r)^n}{(1+r)^n - 1} \right] \quad (4.1)$$

Burada; YEYM yatırım tutarının bir yıla denk gelen payı, n yatırımın faydalı ömrü, r faiz oranı ve C toplam yatırım tutarıdır. Bugünkü değerın yıllara eşit ayrılmasında Denklem 4.1 geçerlidir.

Yatırımın hurda değerinin olması halinde, bununda yıllık eşdeğer tutarı hesaplanarak işleme dahil edilir.

Yatırımın hurda değerinin yıllık eşdeğeri ise Denklem 4.2 'deki gibi hesaplanır.

$$YEHD = HD \left[\frac{i}{(1+i)^{n+1}} \right] \quad (4.2)$$

Burada; HD hurda değeri, YEHD ise hurda değerinin yıllık eşdeğeri.

Yatırım maliyeti, hurda değerinin yıllık eşdeğer tutarı ve yıllık işletme giderleri hesaplandıktan sonra, yıllık eşdeğer gider Denklem 4.3 ile hesaplanır.

$$YEG = YEYM + YİG - YEHD \quad (4.3)$$

Burada; YEG yıllık eşdeğer gider, YİG ise yıllık işletme gideridir (Anonim-17 2016).

Bu analizde sistemlerin hurda değerleri dikkate alınmamıştır. Bu yüzden formüllerdeki hurda değeri ile alakalı kısımlar yok sayılmıştır.

İncelenen DG'li sistem, GDDG'li sistem, HKIP sistemi ve GDHKIP sistemlerine ait toplam maliyet değerleri Çizelge 4.9'da ve 4.10'da verilmektedir. Bu sistemlerin dışında daha geniş bir kıyaslama yapmak adına LPG (sıvılaştırılmış petrol gazı)'li sistemin yıllık eşdeğer gideri de hesaplanarak Çizelge 4.11'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.9. DG'li ve GDDG'li sistem maliyetleri

No	Açıklama	Adet	Birim Maliyet (€)	Toplam Maliyet (€)
1.	Kombi (24 kW)	1	785	785
2.	Radyatör (15m)	-	750	750
3.	DG tesisat projesi	1	330	330
4.	Tesisat	-	280	280
5.	Montaj ve işçilik	-	50	50
6.	Kolektör (12m ²)	1	1150	1150
7.	Kolektör pompası	1	300	300
DG'li sistem maliyeti				2195 € x 7 TL/€ (Ekim 2018) \cong 15.500 TL
GDDG'li sistem maliyeti				3645 € x 7 TL/€ (Ekim 2018) \cong 25.500 TL

Çizelge 4.10. HKIP ve GDHKIP sistem maliyetleri

No	Açıklama	Adet	Birim Maliyet (€)	Toplam Maliyet (€)
1.	Hava kaynaklı ısı pompası	1	4000	4000
2.	Kolektör (12m ²)	1	1150	1150
3.	Evsel su tankı (350 lt)	1	685	685
4.	Kolektör pompası	1	300	300
5.	Tank pompası	1	400	400
6.	Isıtma pompası	1	400	400
7.	Sıcaklık kontrollü vana	1	30	30
8.	Karışım vanası	3	150	450
9.	Dağıtım vanası	2	150	300
10.	Harici ısıtıcı	1	120	120
HKIP sistem maliyeti				6385 € x 7 TL/€ (Ekim 2018) ≅ 45000 TL
GDHKIP sistem maliyeti				7835 € x 7 TL/€ (Ekim 2018) ≅ 55000 TL

Yıllık eşdeğer masraf yöntemine göre yapılan ekonomik analiz sonucunda Çizelge 4.11 elde edilmiştir. Faiz oranı yıllık %24, yatırımın faydalı ömrü gazlı sistemlerde 15 yıl, ısı pompalı sistemlerde ise 20 yıl alınmıştır.

Çizelge 4.11. Yıllık eşdeğer masraf yöntemine göre yapılan ekonomik analiz

Sistem Türleri	Toplam yatırım maliyeti C (TL)	Yıllık işletme gideri, (TL/yıl)	Faydalı ömür, n (yıl)	Faiz oranı, r (%)	İşletme gideri ve yatırım tutarının bir yıllık oranı, YEYM	Yıllık eşdeğer gider, (TL/yıl)
DG sistemi	15500	1700,99	15	0,24	3873,75	5574,74
GDDG sistemi	25500	1440,58	15	0,24	6372,94	7813,52
HKIP sistemi	45000	1837,13	20	0,24	10948,22	12785,40
GDHKIP sistemi	55000	1716,25	20	0,24	13381,16	15097,40
LPG	20000	6753,51	15	0,24	4998,38	11751,90

Yapılan ekonomik analiz sonucunda yıllık eşdeğer gideri en az olan sistemin DG'li sistem olduğu görülmektedir. Bunun sebebi yapılan ekonomik analiz yönteminde toplam yatırım maliyetinin de dikkate alınmasıdır. DG'li sistemin yıllık işletme gideri, GDDG'li sistemden daha fazla ve ısı pompalı sistemler ile birbirine yakın olduğu halde toplam yatırım maliyeti daha düşük olduğundan yıllık eşdeğer gideri daha az çıkmaktadır. Toplam yatırım maliyetinden kaynaklı bir diğer durum da ısı pompalı sistemler ile LPG'li sistem arasında mevcuttur. LPG'li sistemin yıllık işletme giderinin, ısı pompalı sistemlerin yaklaşık 4 katı olmasına rağmen toplam yatırım maliyetinin etkisiyle yıllık eşdeğer gideri daha az çıkmaktadır. Sistemleri, toplam yatırım maliyetini dikkate almadan inceleyecek olursak LPG'li sistem dışında diğer sistemlerin yıllık işletme giderlerinin birbirlerine yakın olduğu görülmektedir. Gelişen teknoloji ile beraber ısı pompalı sistemlerin toplam yatırım maliyetleri ile elektrik birim fiyatları düşürülebilirse yenilenebilir enerji kaynağı olması, Doğal gazla göre daha güvenli olması, çevre dostu olması vb. özelliklerinden dolayı ileriki dönemlerde ısı pompalı sistemlerin daha da yaygınlaşması sağlanabilir.

5. SONUÇ

Son yıllarda HKIP'ler ülkemizde ve dünyada daha sık uygulanmaya başlamıştır. Bu çalışmada İstanbul'da yer alan bir restoranın soğutulması, ısıtılması ve sıcak su ihtiyacının karşılanması amacıyla tasarlanan HKIP sistemi yanı sıra, güneş enerjisi ile desteklenmiş bir hibrit GDHKIP sisteminin performansı incelenerek DG'li ve GDDG'li sistemlerin ısıtma ve sıcak su elde etme performanslarıyla karşılaştırılmıştır. Tüm sistemler, TRNSYS simülasyon programı aracılığıyla modellenmiş ve bir yıllık zaman periyodu süresince (8760h) analiz edilmişlerdir.

Elde edilen sonuçlara göre İstanbul ili koşulları için GDHKIP sistemi, HKIP sistemine göre yıllık yaklaşık %6,58 daha az enerji tüketmektedir. GDHKIP sistemi ile tüketilen enerjinin %59'u güneşten karşılanmaktadır. Bu oran, GDHKIP sisteminin HKIP sistemine göre, yenilenebilir enerji kaynaklarından daha çok yararlandığını ortaya koymaktadır. GDDG'li sistem ise DG'li sisteme göre yaklaşık %21,74 daha az enerji tüketmektedir. GDDG'li sistem ile tüketilen enerjinin %33'u güneşten karşılanmaktadır. GDDG'li sistem DG'li sistem ile yıllık enerji tüketim maliyetleri açısından kıyaslandığında GDDG'li sistem DG'li sisteme göre yaklaşık %15,31 daha az maliyet oluşturmaktadır. Bu yüzden enerji tasarrufu sağlamak ve temiz bir çevre için HKIP ve DG'li sistemlerinin güneş enerjisi ile desteklenmesi gerektiği açık görülmektedir.

Aynı HKIP sistemi yardımıyla mahal soğutulduğunda ısıtmaya göre tüketilen güç miktarı %48,15 oranında artmaktadır.

İstanbul ili iklim koşullarında GDHKIP sisteminin ısıtma periyodunda çalışmasında, farklı tank hacimleri (350 lt, 500 lt, 600 lt), farklı kolektör alanları (4 m², 8 m², 12 m²) ve farklı oda sıcaklıkları (20°C, 22°C, 24°C) kullanılarak simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçlarında elde edilen çıkarımlar aşağıdadır:

- Aynı kolektör alanında (12 m²) tank hacminin düşürülmesi (600 lt'den 350 lt'e) yıllık güç tüketimini ve SF'yi çok küçük miktarda değiştirirken sistem ITK katsayısını da 0,07 değerinde azaltmaktadır.
- Aynı kolektör alanında (12 m²) tank hacminin düşürülmesi (600 lt'den 500 lt'e) yıllık güç tüketimini neredeyse değiştirmezken sistem ITK katsayısını da 0,02 değerinde azaltmaktadır. SF'de ise herhangi bir değişiklik gözlenmemiştir.

- Aynı tank hacminde (350 lt) kullanılan kolektör alanı 2 katına çıkarıldığında yıllık enerji tüketimi %2,89 oranında azalırken, SF oranı %70,37 oranında artmakta ve ITK değerlerinde çok küçük etkilenmeler olmaktadır.
- Aynı tank hacminde (350 lt) kullanılan kolektör alanı 3 katına çıkarıldığında yıllık enerji tüketimi %6 oranında azalırken, SF oranı %118,52 oranında artmakta ve ITK değerlerinde çok küçük etkilenmeler olmaktadır.
- Aynı güneş kolektör alanı (12 m²) ve aynı tank hacmi (350 lt) için istenilen oda sıcaklığı 24°C'den 22°C'ye düşürüldüğünde yıllık enerji tüketimini %28,80 oranında azalırken SF oranı %15,67, sistem ITK değeri de %3,47 oranında artmaktadır.
- Aynı güneş kolektör alanı (12 m²) ve aynı tank hacmi (350 lt) için istenilen oda sıcaklığı 24°C'den 20°C'ye düşürüldüğünde yıllık enerji tüketimini %52,65 oranında azalırken SF oranı %31,37, sistem ITK değeri de %6,25 oranında artmaktadır.

12 m² kolektör alanı ve 350 lt tank hacmi için GDHKIP sisteminin sıcak su ihtiyacı ve ısıtmasının karşılanması amacıyla, Türkiye'nin değişik coğrafi bölgelerindeki illerin (İstanbul, Çanakkale, Ankara, İzmir, Konya Hakkari, Trabzon, Muğla) meteorolojik verileri ele alınarak çalıştırılması durumunda gerçekleştirilen analiz sonuçlarından elde edilen çıkarımlara göre:

- GDHKIP sistemi için en yüksek güç tüketimi ülkemizin en soğuk ili Hakkari için (6642,38 kW/yıl), en düşük güç tüketiminin ise İzmir ili için (1999,31 kW/yıl) olduğu görülmüştür.
- En düşük SF oranı (%42) Hakkari ilinde görülürken, en yüksek SF oranları ise %66 ve %68 ile sırasıyla Muğla ve İzmir illerinde elde edilmiştir.

HKIP sistemi ile soğutma ihtiyacının karşılanması amacıyla Türkiye'nin değişik coğrafi bölgelerindeki illerin (İstanbul, Çanakkale, Ankara, İzmir, Konya Hakkari, Trabzon, Muğla) meteorolojik verileri ele alınarak çalıştırılması durumunda gerçekleştirilen analiz sonuçlarından elde edilen çıkarımlara göre:

- HKIP sistemi için en yüksek güç tüketimi İzmir ili için (5856,67 kW/yıl), en düşük güç tüketiminin ise Hakkari ili için (3926,55 kW/yıl) olduğu görülmüştür.

Bu dört farklı sistem için yapılan ekonomik analiz sonucunda:

- Yıllık eşdeğer gideri (5574,74 TL/yıl) en düşük olan sistemin DG'li sistem olduğu ve yıllık işletme gideri (1440,58 TL/yıl) en düşük olan sistemin ise GDDG'li sistem olduğu görülmüştür. Bunun sebebi olarak DG'li sisteme güneş enerjisi sistemi entegre edilmesi gösterilebilir.
- Yıllık eşdeğer gideri (15097,40 TL/yıl) en fazla olan sistemin GDHKIP olduğu ama yıllık işletme gideri en fazla olan sistemin LPG'li sistem olduğu görülmüştür. Bunun sebebi olarak GDHKIP sisteminin toplam yatırım maliyetinin LPG'li sistemin toplam yatırım maliyetinin neredeyse 3 katı olması gösterilebilir.

KAYNAKLAR

Anonim-1, 2017. Information on Heat Pumps. <http://www.r-e-a.net/renewable-technologies/heat-pumps->(Erişim tarihi: 18.09.2017).

Anonim-2, 2016. Feasibility analysis of two combined solar-heat pump dual-tank domestic water heating systems. http://www.uibcongres.org/imgdb//archivo_dpo25013.pdf-(Erişim tarihi: 21.10.2017).

Anonim-3, 2004. Heating and Cooling with a Heat Pump. Natural Resources Canada's Office of Energy Efficiency, Kanada.

Anonim-4, 2016. Isı pompası nedir? Isı pompası nasıl alışır?. <http://www.thesisat.org/isi-pompasi-nedir-isi-pompasi-nasil-calisir.html->(Erişim tarihi: 18.09.2017).

Anonim-5, 2017. Hava Kaynaklı Isı Pompaları. <http://portal.canovateenerji.com/tr-TR/hava-kaynakli-isi-pompasi->(Erişim tarihi: 20.09.2017).

Anonim-6, 2009. Module 4: Heat pump technology. <https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2009-05/->(Erişim tarihi: 10.10.2018).

Anonim-7, 2017. Güneş Enerjisi ve Teknolojileri. http://www.yegm.gov.tr/yenilenebilir/g_enj_tekno.aspx-(Erişim tarihi: 08.02.2018).

Anonim-8, 2017. Güneş Enerjisi. <http://www.solar-academy.com/menus/Gunes-Enerjisi.021720.pdf->(Erişim tarihi: 11.01.2018).

Anonim-9, 2011. Güneş Enerjisi ile Su Isıtma Sistemleri. <http://yenilenebiliryasam.com/2011/05/gunes-enerjisi-ile-su-istma-sistemleri.html->(Erişim tarihi: 05.01.2018).

Anonim-10, 2016. Güneş Enerjisi ile Ev Isıtma Sistemleri. <http://www.enerjibes.com/gunes-enerjisi-ile-ev-istma/->(Erişim tarihi: 25.12.2017).

Anonim-11, 2017. Passive Solar Home Design. <https://www.energy.gov/energysaver/energy-efficient-home-design/passive-solar-home-design->(Erişim tarihi: 05.01.2018).

Anonim-12, 2017. The Potential and Challenges of Solar Boosted Heat Pumps for Domestic Hot Water Heating. <http://hpc2017.org/wp-content/uploads/2017/06/01-Stephen-Harrison.pdf->(Erişim tarihi: 25.12.2017).

Anonim-13, 2017. Journal of Solar Energy Engineering. <https://www.http://solarenergyengineering.asmedigitalcollection.asme.org->(Erişim tarihi: 28.12.2017).

Anonim-14, 2014. TRNSYS 17 a Transient System Simulation Program Volume 1 Getting Started. University of Wisconsin-Madison, Madison.

Anonim-15, 2014. TESSLibs 17 Component Libraries for the TRNSYS Simulation Environment Volume 06 HVAC Library Mathematical Reference. University of Wisconsin-Madison, Madison.

Anonim-16, 2014. TRNSYS 17 a Transient System Simulation Program Volume 4 Mathematical Reference. University of Wisconsin-Madison, Madison.

Anonim-17, 2016. Mühendislik Ekonomisi Kısım 2 Örnek Problemler. <http://aves.ktu.edu.tr/ImageOfByte.aspx?Resim=8&SSNO=111&USER=4049>-(Erişim tarihi: 10.10.2018).

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*, 193-8460

ASHRAE, 2003. Standard 93-2003: Methods of testing to determine the performance of solar collectors. ASHRAE, Atlanta.

Banister, C. J., Collins M. R. 2015. Development and performance of a dual tank solar-assisted heat pump system. *Applied Energy*, 149: 125-132.

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*, 48: 499-504.

Byrne, P., Miriel, J., Lenat, Y. 2012. Modelling and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling. *Building Simulation*, 5(3): 219-232.

Carbonell, D., Haller, M. Y., Frank, E. 2014. Potential Benefit of Combining Heat Pumps with Solar Thermal for Heating and Domestic Hot Water Preparation. *Energy Procedia*, 57: 2656-2665.

Cabrol, L., Rowley, P. 2012. Towards low carbon homes – A simulation analysis of building-integrated air-source heat pump systems. *Energy and Buildings*, 48: 127-136.

Carbonell, D., Haller, M. Y., Philippen, D., Frank, E. 2014. Simulations of Combined Solar Thermal and Heat Pump Systems for Domestic Hot Water and Space Heating. *Energy Procedia*, 48: 524-534.

Ceylan, T. 2010. İki Katlı Bir Binanın Güneş Enerjisi Destekli Hava Kaynaklı Isı Pompasıyla Isıtılması ve Sıcak Su Eldesinin Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara.

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.

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).

- 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 HKIP for single family rural residential houses in Beijing. *Energy and Buildings*, 126: 2-13.
- Do, K. H., Kim, T., Choi, B., 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*, 1st ACTS-P00692.
- Fu, Y. 2014.** Investigation of Solar Assisted Heat Pump System Integrated with High-rise Residential Buildings. *Doktora Tezi*, University of Nottingham, Nottingham.
- Gürenli, M., Atamtürk, U. 2012.** Türkiye’de Yaygın Olan Kullanım Sıcak Suyu Sistemlerine Genel Bir Bakış Hızlı Boyler ve Depo Şarj Sisteminin Karşılaştırmalı Analizi. *Tesisat Mühendisliği*, Sayı 129, Mayıs/Haziran.
- Hepbasli, A., Kalinci Y. 2009.** A review of heat pump water heating systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(6-7): 1211-1229.
- 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.
- Jonas, D., Theis, D., Felgner, F., Frey, G. 2017.** A TRNSYS-based simulation framework for the analysis of solar thermal and heat pump systems. *Applied Solar Energy*, 53(2): 126-137.
- Kamel, R. S., Fung, A. S. 2014.** Modeling, simulation and feasibility analysis of residential BIPV/T+HKIP system in cold climate—Canada. *Energy and Buildings*, 82: 758-770.
- Kandirmış, G. 2017.** Isı Pompası Destekli Güneş Enerjili Bir Su Isıtma Sisteminin TRNSYS Programı ile Simülasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Li, H., Sun, L., Zhang, Y. 2014.** Performance investigation of a combined solar thermal heat pump heating system. *Applied Thermal Engineering*, 71(1): 460-468.
- 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.
- Morrison, G. L., Anderson, T., Behnia, M. 2004.** Seasonal performance rating of heat pump water heaters. *Solar Energy*, 76(1-3): 147-152.
- Öksüz, S. 2014.** Güneş Enerjisi Sistemleri Temel Prensipler. Ankara, http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/9615baca47aaf2f_ek.pdf-(Erişim tarihi: 13.12.2017).

Safa, A. A., Fung, A. S., Kumar, R. 2015. Performance of two-stage variable capacity air source heat pump: Field performance results and TRNSYS simulation. *Energy and Buildings*, 94: 80-90.

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.

Shrivastava, R. L., Kumar, V., Untawale, S. P. 2017. Modeling and simulation of solar water heater: A TRNSYS perspective. *Renewable and Sustainable Energy*, 67: 126-143.

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.

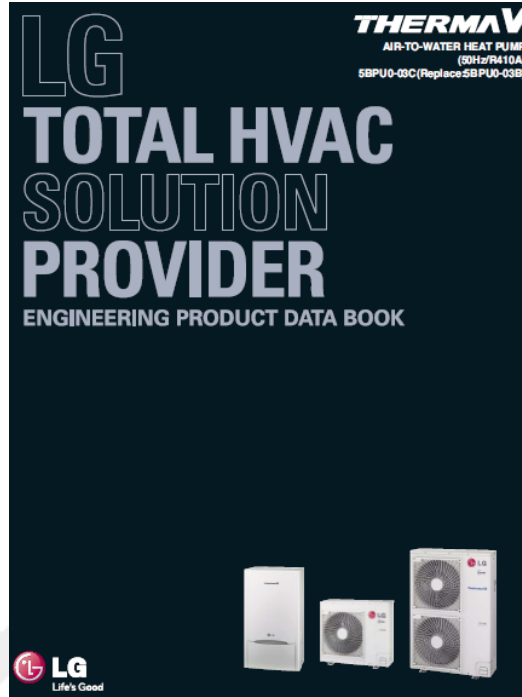


EKLER

EK 1. Simülasyonlarda Kullanılan Isı Pompası Katalog Değerleri



EK 1. Simülasyonlarda kullanılan ısı pompası katalog değerleri



THERMAV™ 3. Specification

Nominal Capacity and Nominal Input			AHUW146A1 (HU141 US1)	AHUW166A1 (HU161 US1)	AHUW128A1 (HU123 US1)
* Capacity	Cooling	kW	15.5	16.1	14.6
	Heating	kW	14.0	16.0	12.0
* Power Input	Cooling	kW	4.99	5.07	4.02
	Heating	kW	3.15	3.81	2.72
* EER	Cooling	W/W	3.30	3.18	3.60
COP	Heating	W/W	4.44	4.2	4.41
Technical Specification			AHUW146A1 (HU141 US1)	AHUW166A1 (HU161 US1)	AHUW128A1 (HU123 US1)
Operation Range(Min-Max)	Cooling	°C DB	5 ~ 48	5 ~ 48	5 ~ 48
	Heating	°C DB	-20 ~ 30	-20 ~ 30	-20 ~ 30
Outdoor Temperature					
	Type	-	Hermetic Motor	Hermetic Motor	Hermetic Motor
Compressor	Model	-	GP1425DBA	GP1425DBA	GP1425DBA
	Quantity	EA	1	1	1
Displacement	cm³/Rev.	-	42.5	42.5	42.4
	Capacity	kW	12.05	12.05	12.05 (at 60Hz)
Compressor Motor	Type	-	Brushless	Brushless	Brushless
	Quantity	EA	1	1	1
Rated Output	W	-	4,000	4,000	4,000
	Type	-	R410A	R410A	R410A
Refrigerant	Charge	g (oz)	2,850(100.5)	2,850(100.5)	2,980(105.1)
	Control	-	Electronic Expansion Valve	Electronic Expansion Valve	Electronic Expansion Valve
Refrigerant Oil	Type	-	FVC68 D	FVC68D	FV50 S
	Charged Volume	cc	1,300	1,300	1,300
Heat Exchanger	Quantity	EA	2	2	2
	Flows	EA	2	2	2
Columns	EA	-	32	32	32
	FPI	Fins/inch	17	17	17
Fan	Type	-	Propeller	Propeller	Propeller
	Quantity	EA	2	2	2
Air Flow Rate	CMH(l/s)	-	60(1,000)	60(1,000)	60(1,000)
	Model	-	SIC-72FW-F1124-3	SIC-72FW-F1124-3	SIC-72FW-F1124-3
Quantity	EA	-	2	2	2
	Output	W	124	124	124
Sound Pressure Level	Cooling	dB(A)±3	54	54	54
	Heating	dB(A)±3	53	53	53
Liquid Piping	Type	-	Flare	Flare	Flare
	Connection	Outer Diameter	mm(inch)	9.52(3/8)	9.52(3/8)
Gas Piping	Type	-	Flare	Flare	Flare
	Connection	Outer Diameter	mm(inch)	15.88(5/8)	15.88(5/8)
Piping Length (Outdoor Unit ~ Indoor Unit)	Minimum	m	3	3	3
	Standard	m	7.5	7.5	7.5
Maximum	m	-	50	50	50
	Maximum	m	-	30	30
Height Difference (Outdoor Unit ~Indoor Unit)	Maximum	m	-	30	30
	Additional Refrigerant Charge	g/m	-	60	50
Dimensions	Unit(W x H x D)	mm	950 X 1,380 X 330	950 X 1,380 X 330	950 x 1,380 x 330
	Packed Unit(W x H x D)	mm	1,140 X 1,482 X 461	1,140 X 1,482 X 461	1,140 x 1,482 x 461
Weight	Unit	kg	105	105	105
	Packed Unit	kg	116	116	116

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Muhammed Abdullah FAZLİÇ
Doğum Yeri ve Tarihi : Yıldırım, 19/08/1991
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Atatürk Anadolu Lisesi, 2006-2010

Önlisans : Anadolu Üniversitesi, Açıköğretim Fakültesi, İşletme
Yönetimi Bölümü, 2014-2016

Lisans : Balıkesir Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü, 2011-2015

Çalıştığı Kurum ve Yıl :

İletişim(e-posta) : muhammedfazlic@hotmail.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.*