



T.C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ (PV) ÇALIŞAN TAŞIT KLİMA SİSTEMİNİN DİNAMİK PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI

Özgür SOLMAZ

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Mart-2013
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

DOKTORA TEZİ

GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ (PV) ÇALIŞAN TAŞIT KLİMA SİSTEMİNİN DİNAMİK PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI

Özgür SOLMAZ

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Muammer ÖZGÖREN

2013, 219 Sayfa

Jüri
Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU
Doç. Dr. Muammer ÖZGÖREN
Doç. Dr. H. Kürşad ERSOY
Yrd. Doç. Dr. Ali ATEŞ
Yrd. Doç. Dr. Faruk KÖSE

Bu çalışmada, güneş enerjisi destekli çalışan taşıt klima sisteminin dinamik performansı araştırılmıştır. Tez teorik ve deneysel olmak üzere 2 ana çalışmadan oluşmaktadır. Teorik çalışmada binek taşıt ve midibüs için Antalya, Konya, Mersin, Muğla, Şanlıurfa gibi güneş alma kapasitesi yüksek olan illere ait meteorolojiden temin edilen 1997-2008 yılları arasındaki 12 yıllık sıcaklık ve ışınım şiddeti verileri kullanılarak taşıt soğutma yükü, soğutma sezonu boyunca (1 Mayıs-30 Eylül) saatlik olarak hesaplanmıştır. Daha sonra soğutma ihtiyacını karşılamak için Türkiye'nin çeşitli iklim şartlarında, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan soğutma sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Kompresörün elektrik ihtiyacının temiz enerji kaynağı olan güneş enerjisinden elektrik enerjisi üretilmesi ile karşılanması durumları farklı fotovoltaik verim değerleri kabul edilerek değerlendirilmiştir. Saatlik evaporatör ve kondenser kapasiteleri, kompresör gücü, soğutma tesir katsayılarını kapsayan performans parametreleri MATLAB'da geliştirilen programlar ile hesaplatılmıştır. Seçilen iller için meteorolojik veriler kullanılarak, farklı soğutucu akışkanlar (R134a, R410A ve R407C), -5°C, 0°C ve 5°C buharlaşma ve dış ortam sıcaklığından 10^{o}C, 15^{o}C ve 20^{o}C yüksek yoğuşma sıcaklıkları olması durumları, kompresör izentropik verimi, 5°C aşırı ısıtma, 5°C aşırı soğutma, evaporatördeki ve kondenserderki basınç kayıpları da incelenmiştir. Ayrıca, Yapay Sinir Ağları (YSA) metodu kullanılarak güneş ışınım şiddeti, sıcaklığa ve coğrafik değişkenlere bağlı olarak tahmin edilmiştir. Daha sonra coğrafik ve meteorolojik değişkenlere bağlı olarak bir binek taşıtın soğutma yükü YSA metodu ile tahmin edilerek istatistiksel sonuçları sunulmuştur. Deneysel çalışmada güneye doğru yönlendirilmiş park halindeki bir taşıt kabini üzerine, gerçek klima elemanlarından oluşan deney düzeneği kurularak sistemin dinamik performansı deneysel olarak 2012 yılı ağustos ayı içerisinde belirlenmiştir. Deney taşıtının soğutma ihtiyacının, PV destekli taşıt klima sistemi ile karşılanması durumları için de analizler yapılmıştır. Deneysel verilere göre sistemin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Elde edilen deneysel sonuçlardan sistemin Konya ilinde çalıştırılması ile taşıt yüzeyine yerleştirilen PV sisteminden günlük 5.82 kWh'lik enerji üretildiği ve bu enerjinin evaporatör hava hızına bağlı olarak günlük klimanın çektiği gücün 2-3 saatlik kısmının PV sistemi ile karşılanabileceği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Soğutma yükü, ekserji, meteorolojik veriler, yenilenebilir enerji, güneş enerjisi, taşıt kliması, STK, YSA.

ABSTRACT

Ph.D THESIS

INVESTIGATION OF DYNAMIC PERFORMANCE OF A VEHICLE AIR-CONDITIONING SYSTEM DRIVEN BY SOLAR ENERGY (PV)

Özgür SOLMAZ

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY
THE DEGREE OF DOCTOR OF PHILOSOPHY
IN MECHANICAL ENGINEERING

Advisor: Assoc.Prof.Dr. Muammer ÖZGÖREN

2013, 219 Pages

Jury
Prof. Dr. H. Serdar YÜCESU
Assoc. Prof. Dr. Muammer ÖZGÖREN
Assoc. Prof. Dr. H. Kürşad ERSOY
Assist. Prof. Dr. Ali ATEŞ
Assist. Prof. Dr. Faruk KÖSE

Dynamic performance of vehicle air conditioning system partially powered by solar energy was investigated in this study. The work consists of theoretical and experimental sections. Cooling load (i.e. heat gain) of a vehicle was hourly calculated during the cooling season (1 May-30 September) by means of temperature and radiation intensity data obtained from local meteorology institutions of cities with having high solar irradiation capacity such as Antalya, Konya, Mersin, Mugla and Sanliurfa provinces in Turkey for hourly averaged value of 12 years during the years 1997-2008 for a midi-bus and automobile. Subsequently, thermodynamic analysis of the cooling system working in accordance with vapor compression cooling cycle was done under various climate conditions in Turkey to meet the cooling need of the vehicle. Supplying electricity to the compressor by means of clean energy source solar energy was theoretically evaluated using different photovoltaic panel efficiencies. Performance parameters including hourly evaporator and condenser capacities, compressor power and coefficient of performance were calculated by means of a in-house developed program in MATLAB. Also, situations with different refrigerants (R134a, R410A and R407C), -5°C, 0°C and 5°C evaporation temperatures and condenser temperatures 10^{o}C, 15^{o}C and 20^{o}C higher than ambient temperatures, compressor isentropic efficiencies, 5°C overheating, 5°C subcooling, pressure drops in evaporator and condenser lines were investigated using meteorological data belonging to the aforementioned provinces. Additionally, solar radiation intensity was predicted according to the temperature, local coordinates and geographical variables by means of Artificial Neural Networks (ANN). Later on statistical results were presented by means of the ANN prediction of the cooling capacity of an automobile depending on geographical and meteorological variables. In the experimental section of the study, an experimental setup consisting of an air conditioner parts were installed on a parked vehicle cabin directed towards south and dynamic performance of the system was experimentally determined in August 2012 by measuring local solar radiation in a horizontal surface. Analyses of the experiments were processed to evaluate and meet the cooling need of the model vehicle that was partially powered by PV system mounted on the vehicle. Performance and exergy analyses of the obtained experimental results were also performed. It was seen from the acquired experimental results that 5.82 kWh energy was produced from the PV system mounted on to the vehicle cabin and a part of daily electric energy need of the air conditioner depending on the air velocity passing the evaporator about 2 to 3 hours could be compensated.

Keywords: Cooling load, COP, Exergy, Meteorological data, Renewable energy, Solar energy, Vehicle air conditioning, ANN.

ÖNSÖZ

Enerji, insanoğlunun geçmişte olduğu gibi, günümüzde de kullanmaktan vazgeçemediği ve ülkelerin gelişmişlik düzeylerinin göstergesi olan temel unsurlardan biridir. Her geçen gün teknolojik gelişmelere bağlı olarak enerji tüketimi artarak devam etmektedir. Nüfusun artması ve teknolojinin gelişmesiyle, insanoğlu enerji ihtiyacının büyük bir oranını çevreye zararlı olduğu bilinen fosil yakıtlardan karşılamaktadır. Ancak, bu yakıtların doğaya, insan sağlığına, kısacası habitata verdiği zararlar geliştirilen ölçme ve analiz yöntemleri ile ortaya çıktıkça, bu etkileri azaltan veya tamamen ortadan kaldıran alternatif doğal kaynak arayışlarına gidilmiştir. Son zamanlarda, Avrupa Birliği, çevreye dost ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması için yeni enerji politikaları üretmekte ve bu yönde bazı kanuni zorunluluklar getirmektedir. Alternatif enerji olarak değerlendirilen, yenilenebilir enerji kaynaklarının başında rüzgar ve güneş enerjisi gelmektedir. Fotovoltaik (PV) hücreler yardımıyla güneş ışığını doğrudan elektriğe çevirebilmekte ve üretilen elektrik enerjisi, çeşitli ihtiyaçların karşılanması amacıyla kullanılmaktadır. Bu nedenle, temiz enerji kaynağı olan güneş enerjisi uygulamalarının ülkemizde ve dünyada kullanımı hızla artmaktadır. Bu süreçte, özellikle güneş enerjisi açısından oldukça zengin bir potansiyele sahip olduğumuz ülkemizde, taşıt klimasının enerjisini karşılamak için güneş enerjisinden faydalanılabilinir.

Bu çalışmada, yenilenebilir enerji kaynaklarından olan güneş enerjisinin fotovoltaik paneller vasıtasıyla taşıtlarda standart bir donanım halini alan klima sisteminin enerjisini karşılama amaçlı bir uygulaması yapılmıştır. Tasarlanan sistemin teorik hesaplamaları farklı bölgeler için analiz edilmiş ve uygulanabilirliğini göstermek amacıyla da Konya ili Selçuk Üniversitesi Alaeddin Keykubat yerleşkesinde deneyler gerçekleştirilerek sistemin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

Doktora öğrenimim süresince çalışmalarıma yön veren, değerli zamanlarını harcayan, ilgi ve yardımlarını esirgemeyen, düşüncelerinden her zaman istifade ettiğim danışman hocam Sayın Doç. Dr. Muammer ÖZGÖREN'e göstermiş olduğu sabır ve güvenden dolayı teşekkür eder, saygılarımı sunarım.

Çalışmalarım sırasında her konuda yardımlarını esirgemeyen Doç. Dr. Ali KAHRAMAN'a, Doç. Dr. Murat CİNİVİZ'e, Öğr. Gör. İlker ÖRS'e, Arş. Gör. Eyüb CANLI'ya, Arş. Gör. Muharrem H. AKSOY'a, Arş. Gör. Hüseyin KÖSE'ye, deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesinde sağladığı katkıdan dolayı yüksek lisans öğrencisi Hamza AÇIKALIN'a ve yardımları olup isimlerini belirtemediğim kişilere de teşekkürlerimi sunarım.

Deney düzeneğinin hazırlanmasında ekipman ve teknik desteğinden dolayı SAFKAR Ege Soğutmacılık Klima Soğuk Hava Tes. İhr. İth. A.Ş'e ve Ar-Ge Müdürü Hakan YALDIRAK Bey'e teşekkür ederim.

Değerli fikirleri ile hayatıma yön veren, haklarını hiçbir zaman ödeyemeyeceğim annem ve babama, çalışmalarımda manevi desteğini ve hoşgörüsünü benden esirgemeyen eşim Aynur SOLMAZ'a, çocuklarım M. Çağatay ve Ahmetcan'a yaptıkları fedakarlıklardan, sonsuz sabır ve anlayışlarından dolayı teşekkürü bir borç bilirim.

Özgür SOLMAZ
KONYA-2013

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **ix**

1. GİRİŞ **1**

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **7**

2.1. Taşıt Kliması Üzerine Kaynak Araştırması 7
2.2. Yapay Sinir Ağları Üzerine Kaynak Araştırması 16

3. MATERYAL VE YÖNTEM **20**

3.1. Türkiye'de Güneş Enerjisi 20
3.2. Güneş Enerjisi 24
3.2.1. Fotovoltaik paneller 25
3.2.2. Fotovoltaik paneller için kullanılan malzemeler 25
3.2.3. Fotovoltaik panel uygulama alanları 27
3.3. Yöntem 27
3.3.1. Isı kazancı hesaplamaları 28
3.3.2. Soğutma çevrimi hesaplamaları 37
3.3.3. Fotovoltaik panel hesaplamaları 39
3.3.4. Geliştirilen bilgisayar programı 40
3.4. Otomobil Kliması Test Düzeneği 47
3.4.1. Soğutma sistemi ölçümleri 48
3.4.2. PV sistemi ölçümleri 59
3.5. Deneysel Soğutma Sistemi Hesaplamaları 65
3.5.1. Deneysel çalışmada izlenilen yöntem 65
3.5.2. Enerji ve ekserji analizi hesaplamalarında izlenilen yöntem 67
3.5.3. Belirsizlik analizi 75
3.6. Yapay Sinir Ağları 78

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA **84**

4.1. Meteorolojik Verilerin Değişimi 84
4.1.1. Seçilen iller için ortalama sıcaklığın yıllık değişimi 84
4.1.2. Seçilen iller için ortalama güneş ışınımının yıllık değişimi 87
4.1.3. Seçilen iller için ortalama güneşlenme süresi ve güneş enerjisinin değişimi 88
4.2. Midibüs İçin Teorik Analiz Sonuçları 89
4.2.1. Midibüsün yüzeylerine gelen ışınımların değişimi 90
4.2.2. Midibüs soğutma sisteminin performansının analizi 91
4.2.3. PV sisteminin enerji analizi 99
4.2.4. Midibüs için PV destekli sistemin değerlendirmesi 100
4.3. Seçilen İller İçin Binek Taşıt Uygulaması 102

4.3.1. Taşıtın yüzeylerine gelen ışınımların değişimi 103
4.3.2. Binek taşıtın soğutma sistemi performansının hesaplama sonuçları 104
4.3.3. Binek taşıt PV sistemi ile üretilebilecek enerjiler 110
4.3.4. Binek taşıt için PV destekli sistemin değerlendirmesi 111
4.4. Taşıt Kliması Performansının Deneysel Belirlenmesi 113
4.4.1. Zamana bağlı değişim sonuçları 113
4.4.2. Soğutma sisteminin enerji analizi 118
4.4.3. Soğutma sisteminin ekserji analizi 136
4.4.4. Belirsizlik analizi 143
4.4.5. PV sistemi analizi 145
4.5. Güneş Işınımının YSA ile Tahmini 154
4.5.1. YSA yapısı 154
4.5.2. YSA analizi 156
4.6. Soğutma Yükünün YSA ile Tahmini 160
4.6.1. YSA yapısı 161
4.6.2. YSA analizi 162
4.7. STK'nın YSA ile Tahmini 167
4.7.1. YSA yapısı 168
4.7.2. YSA analizi 169

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 173

5.1. Sonuçlar 173
5.2. Öneriler 181

KAYNAKLAR 183

EKLER 189

ÖZGEÇMİŞ 217

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	Alan	(m^2)
a_i	Gerçek değer	
C	Cam	
C_p	Özgül ısı	(kJ/kg-K)
DIO	Duyulur ısı oranı	
e	Özgül ekserji yok oluşu	(kJ/kg)
E	Ekserji yok oluşu	(kJ)
F	Fonksiyon	
h	Entalpi	(kj/kg)
H_1	İlk geliş saat açısı	(°)
H_2	Son düşüş saat açısı	(°)
I_m	Motor akımı	(A)
I	Güneş ışınımı	(W/m^2)
k_d	Difüz ışınım oranı	
k_t	Berraklık indeksi	
k_y	Yutma katsayısı	
M	Metal	
$\dot{m}$	Kütlesel debi	(kg/s)
ṅ	Devir	(d/dk)
P	Basınç	(bar, kPa)
p_i	Tahmin edilen değer	
Q	Isı kazancı, soğutma yükü	(W)
R_b	Direkt ışınım katsayısı	
s	Entropi	(kJ/kg-K)
STK	Soğutma tesir katsayısı	
T	Sıcaklık	(^oC)
t	Yerel zaman	(h, s)
U_m	Motor gerilimi	(V)
U_k	Toplam ısı transfer katsayısı	($W/m^2°C$)
V	Hız	(m/s)
$\dot{V}$	Hacimsel debi	(m^3/h)
W	Güç	(W, kW)
Z	İnsan sayısı	
α	Yükseklik açısı	(°)
β	Eğim Açısı	(°)
γ	Yüzey azimut açısı	(°)
γ_s	Güneş azimut açısı	(°)
δ	Deklinasyon açısı	(°)
ε	Ekserji verimi	
η	Verim	
θ	Geliş açısı	(°)
θ_z	Zenit açısı	(°)
λ	Yüzey yansıtma oranı	
ρ	Yoğunluk	(kg/m^3)
φ	Enlem açısı	(°)
ω	Bağıl belirsizlik	
ω	Saat açısı	(°)

Altindisler

0	Çevre
1	Kompresör Girişi
2	Kompresör Çıkışı
3	Kondenser Girişi
4	Kondenser Çıkışı
5	Genleşme Valfi Girişi
6	Evaporatör Girişi
7	Evaporatör Çıkışı
a	Alan
b	Direkt
cihaz	Cihazlar
ç	Çıkış
d	Difüz
de	Deneysel
dış	Dış ortam
duy	Duyulur
el	Elektrik
E	Ekserji
hav	Havalandırma
evap	Evaporatör
fizik	Fiziksel
g	Giriş
Giz	Gizli
h	Hava
I	Işınım
iç	İç ortam
insan	İnsanlar
j	Saat
k	Yüzey
ke	Kinetik enerji
kim	Kimyasal
komp	Kompresör
kond	Kondenser
max	Maksimum
min	Minimum
N	Normalize
ort	Ortalama
pe	Potansiyel enerji
R	Gerçek
r	Yansıyan
s	İzentropik
sa	Soğutucu akışkan
sc	Güneş sabiti
sensör	Sensör
sist	Sistem
t	Teorik
top	Toplam
trans	Transmisyon
tgv	Termostatik genleşme valfi
y	Yatay
β	Eğik düzlem

Kısaltmalar

BH	Bağıl Hata
BLDC	Fırçasız DC Motor
BT	Bağıl Tersinmezlik
CO_2	Karbondioksit
DIO	Duyulur Isı Oranı
DMİ	Devlet Meteoroloji İşleri
EES	Mühendislik Eşitlik Çözücüsü
ETKB	Enerji ve Tabi Kaynaklar Bakanlığı
GEPA	Güneş Enerjisi Potansiyel Atlası
HC	Hidro Karbon
ICI	Uluslararası Kimya Endüstrisi
İS	İklimlendirme Sistemi
NOx	Azot Oksit
NREL	Ulusal Yenilenebilir Enerji Laboratuarı
OKH	Ortalama Karesel Hata
OKHK	Ortalama Karesel Hataların Karekökü
OMH	Ortalama Mutlak Hata
PV	Fotovoltaik
R^2	Korelasyon Katsayısı
RTD	Resistanslı Sıcaklık Ölçer
STK	Soğutma Tesir Katsayısı
TEP	Ton Eşdeğer Petrol
TGV	Termostatik Genleşme Valfi
YEK	Yenilenebilir Enerji Kanunu
YSA	Yapay Sinir Ağları

1. GİRİŞ

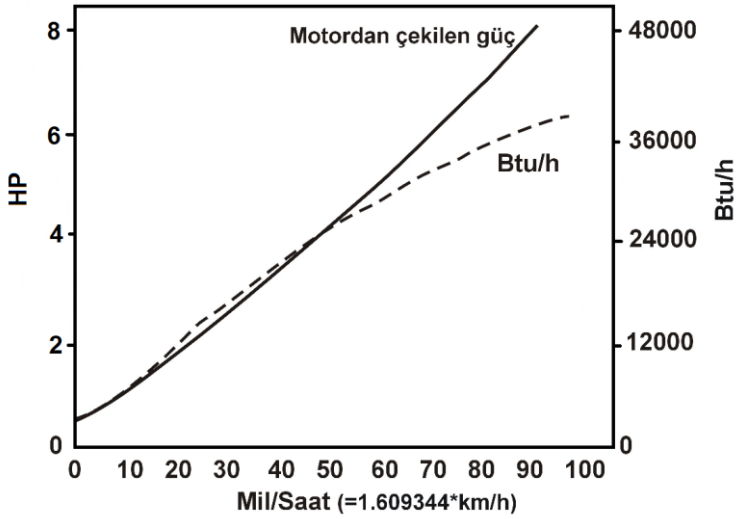
İnsanoğlunun yaşamında kullanmaktan vazgeçemediği unsurlardan biri olan enerji, günümüz dünyasında ülkelerin gelişmişlik seviyelerinin belirlenmesinde ki en önemli faktörlerden biridir. Her geçen gün teknolojik gelişmelere bağlı olarak enerji tüketimi hızla yükselmektedir. Halen üretilen enerjinin ağırlıklı kısmı, fosil yakıtlar olarak bildiğimiz petrol, kömür ve doğalgaz kaynaklarından karşılanmaktadır. Ancak, sınırlı olan bu kaynakların çevreye, insan sağlığına ve kısacası habitata verdiği zararlar geliştirilen ölçme ve analiz yöntemleri ile ortaya çıktıkça bunları azaltan ve tamamen ortadan kaldıran alternatif doğal kaynak arayışlarına gidilmiştir. Özellikle, Kyoto protokolü sonrasında dünya devletleri sera gazı etkisine sahip olan fosil kaynakların kullanılmasında ciddi sınırlandırmalar getirmiştir. Son zamanlarda, Avrupa Birliği, çevreye dost ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması için yeni enerji politikaları üretmekte ve bu yönde bazı kanuni zorunluluklar getirmektedir. Alternatif enerji olarak değerlendirilen yenilenebilir enerji kaynaklarının başında rüzgar ve güneş enerjisi gelmektedir. Güneş enerjisi, fotovoltaik (PV) hücreler aracılığıyla güneş ışığını doğrudan elektriğe çevirebilmekte ve üretilen elektrik enerjisi çeşitli ihtiyaçların karşılanması amacıyla kullanılmaktadır.

Güneş pilleri (fotovoltaik piller), yüzeylerine gelen güneş ışığını doğrudan elektrik enerjisine dönüştüren yarıiletken maddelerdir. Yüzeyleri kare, dikdörtgen, daire şeklinde biçimlendirilen güneş pillerinin alanları genellikle 100 cm² civarında, kalınlıkları ise 0.2-0.4 mm arasındadır. Güneş pilleri fotovoltaik ilkeye dayalı olarak çalışırlar. Yani üzerlerine ışık düştüğü zaman uçlarında elektrik gerilimi oluşur. Pilin verdiği elektrik enerjisinin kaynağı, yüzeyine gelen güneş enerjisidir. Güneş pilinde mekanik olarak elektrik üreten cihazların aksine hareketli parçalar olmadığından teorik ömürleri sonsuzdur. Güç çıkışını artırmak amacıyla çok sayıda güneş pili birbirine paralel ya da seri bağlanarak bir yüzey üzerine monte edilirler. Bu yapıya güneş pili modülü ya da fotovoltaik modül adı verilir. Güç talebine bağlı olarak modüller birbirlerine seri ya da paralel bağlanarak, güneş enerjisi sistemleri bir kaç Watt'tan megaWatt'lara kadar kurulabilmektedir.

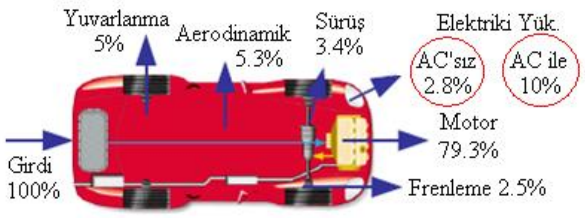
Güneş enerjisi, pratikte % 5 ile % 20 arasında bir verimle güneş pili ile elektrik enerjisine çevrilebilir. Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğünde (DMİ) mevcut bulunan 1966 - 1982 yıllarında ölçülen güneşlenme süresi ve ışınım şiddeti verilerinden yararlanarak EİE tarafından yapılan çalışmaya göre Türkiye'nin ortalama yıllık toplam

güneşlenme süresi 2640 saat (günlük toplam 7.2 saat), ortalama toplam ışınım şiddeti 1311 kWh/m²-yıl (günlük toplam 3.6 kWh/m²) olduğu tespit edilmiştir (Anonim, 2012).

İklimlendirme sisteminin sağladığı konfor şartları, kliması olan araçlara talebin hızla artmasına neden olmuştur. Günümüz taşıtlarının birçoğunda bulunan klima sistemleri, aktif güvenliğe sağladığı faydalardan dolayı taşıtlarda standart bir donanım olarak görülmektedir. Taşıtlarda buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan bir iklimlendirme sistemi mevcuttur ve kompresör gücünü direkt içten yanmalı motordan mekanik olarak almaktadır. Amerika Birleşik Devletleri SC03 sürüş standart şartlarına göre yapılan bir çalışmada, klima kullanımı, taşıtın yakıt tüketiminde %28, CO_2, NOx ve HC emisyonlarında sırasıyla %71, %81 ve %30 seviyelerinde bir artışa neden olduğu belirtilmiştir (Hendricks, 2001). Şekil 1.1'de klimanın motordan çektiği gücün ve soğutma kapasitesinin taşıt hızıyla değişimi, Şekil 1.2'de ise 100 km'de 8.7 litre yakıt harcayan bir konvansiyonel taşıtta enerji kayıplarının oranı görülmektedir. Burada kimyasal yakıt enerjisinin elektrik enerjisine dönüştürülmesi dikkate alındığında, her 100 birimlik enerjinin taşıt klimasının çalışması durumunda toplam %7.2'lik kısmının taşıt klima sistemi tarafından tüketildiği ifade edilmektedir (Johnson, 2002).



Şekil 1.1. Bir taşıtın soğutma kapasitesi eğrisi (Özdenal, 2006)



Şekil 1.2. Konvansiyonel bir taşıtta enerji kayıpları (Johnson, 2002)

Bu çalışmada, yukarıda önemi belirtilen yenilebilir enerji kaynaklarından güneş enerjisini kullanan bir taşıt klimasının dinamik performansı deneysel ve teorik olarak araştırılmıştır. Yakın gelecekte ticari olarak yaygınlaşması söz konusu olan bir uygulamanın taşıtlarda önerilen sistemle değerlendirilmesi tez çalışmasının özgün özelliklerinden birisidir. Sistem, taşıtlarda tüketilen enerjinin azaltılmasıyla, ithal edilen enerjinin azaltılmasına katkı sağlayacak ve dünya fosil yakıt rezervlerinin kullanım ömrünün artmasına katkıda bulunacaktır. Ayrıca, taşıt klimasından kaynaklanan egzoz emisyon değerlerinin azaltılması da yapılacak tez çalışmasının çevre yönünden önemli tarafıdır. Avrupa'da, Amerika Birleşik Devletleri, Avustralya gibi gelişmiş ülkelerde fotovoltaik paneller ve güneş enerjisi ile elektrik üretme amaçlı istasyonların kurulduğu/kurulacağı ve böylece elektrikle çalışan taşıtların buralarda temiz enerji kaynağı kullanılarak şarj edilebileceği düşüncesi hızla yaygınlaşmaktadır (Anonymous 2013a-f). Şekil 1.3 ve Şekil 1.4'deki benzer uygulamaların dünyada hızla yaygınlaşması, Türkiye'de ise son zamanlarda uygulamaya başlanması dikkat çekmektedir. Ayrıca, PV kaynaklı iklimlendirme sisteminin taşıtlarda kullanımı ile inovatif kullanım kolaylıkları elde edilebilir. Örneğin taşıt park halindeyken de PV ile çalışan klima sistemi taşıt içi hava sıcaklığını sabit tutmak için kullanılabilir veya taşıttaki bir soğutucu sürekli olarak çalıştırılabilir. Bu sayede uzun mesafelerde hassas maddelerin taşınmasında kullanılan frigofrik taşıtların, sürekli olarak çalışır durumda bırakılmasına gerek kalmamaktadır. Uygulamaya özgü diğer bir fayda ise yolcu ve ticari ürün taşımacılığında kullanılan ve geniş yüzey alanlarına sahip ticari araçlarda görülmektedir. Bu araçlar yapıları gereği büyük akü gruplarını ve elektriği düzenleme donanımlarını taşıyabilecek özelliktedir. Dolayısıyla bu taşıtlarda PV paneller çok sayıda kullanılabilir. Şekil 1.4'de buna benzer uygulamalar gösterilmektedir. Ülkemizde henüz elektrikli taşıt filosu olan bir firma bulunmamaktadır. Ancak Amerika Birleşik Devletleri ve Avrupa Birliği'nde bazı büyük ölçekli gıda ve kargo firmaları deneme amaçlı filolar kurmuşlardır. Bu kargo ve gıda dağıtım firmaları Amerika Birleşik Devletleri'nde bulunan ve son yıllarda kurulan elektrikli taşıt firmaları ile ortak çalışmaktadır. Elektrikli taşıtların ticari kullanımı yaygınlaştıkça, taşıtlardaki PV yatırımının artış göstereceği bellidir. Bununla birlikte halen ilk yatırım maliyeti yüksek olan PV sistemleri için bu çalışmadakine benzer bölgesel dinamik analizler önem arz edecektir. Trenler, tramvaylar ve diğer uygun araçlar buna örnek olarak verilebilir.



Şekil 1.3. Taşıtların park alanlarına yerleştirilen PV modülleri ve şarj istasyonları (Anonymous 2013a-f)



Şekil 1.4. PV kullanımının yük taşımacılığına özgün kullanım şekilleri (Anonymous 2013g-h).

Güneş enerjisinin şiddetli olduğu zamanlarda, mahallerin soğutma ihtiyacı da yüksektir. Güneş ışınım şiddeti, soğutma ve ısıtma yükü zamanla gün ve yıl boyunca önemli oranda değişmektedir. Dolayısıyla PV destekli bir iklimlendirme sisteminin taşıtlara uygulanmasında dinamik analiz ön plana çıkmaktadır.

Bu tez çalışmasının ilk bölümünde, konunun önemi hakkında kısa ve güncel bilgiler verilmiştir. İkinci bölümde, kaynak araştırması iki alt başlıkta incelenmiştir. Kaynak araştırmasının ilk bölümünde taşıt klima sistemleri, soğutma uygulamalarında ve elektrikli araçlarda PV sistemlerinin kullanımı ile ilgili kaynak araştırması verilmiştir. Kaynak araştırmasının ikinci bölümünde ise, YSA metodu kullanılarak, meteorolojik verilerin tahmini ve soğutma sistemi elemanlarının performansının tahmini yapılan çalışmalar incelenmiştir. Tez çalışmasının üçüncü bölümünde kullanılan materyal ve yöntem bulunmaktadır. Materyal ve yöntem bölümünde öncelikle konunun ortaya çıkması aşamasındaki motivasyonlar ve güneş enerjisi ile ilgili bilgiler verilmiştir. Daha sonra taşıt soğutma yükünün belirlenmesi için tez kapsamında MATLAB programlama dili ile yapılan programın analitik hesaplama yöntemi verilmiştir. Materyal ve yöntem bölümünün son bölümünde ise deneysel taşıt klima performansının belirlenmesinde kullanılan cihazlar ve ekipmanlar tanıtılarak, deneyler sonucunda elde edilen verilerin nasıl analiz edildiği açıklanmıştır. Materyal ve yöntem bölümünde ayrıca deney sonuçlarının belirsizlik analizinde ve YSA metodolojisinde kullanılan eşitliklerde verilmiştir. Araştırma sonuçları ve tartışma bölümünde ise ilk olarak teorik analizde kullanılan illerin meteorolojik verileri analiz edilmiştir. Örnek bir taşıtın, ısı kazançları ve soğutma yükü soğutma sezonu boyunca (1 Mayıs-30 Eylül) saatlik olarak hesaplanmıştır. Bu soğutma yükünü karşılayacak kompresör için gerekli enerjinin değişik verimlere sahip (%10-%42.8) fotovoltaik pillerden üretilen elektrikle karşılanma durumları araştırılmıştır. Seçilen iller için meteorolojik veriler kullanılarak, taşıt klimasının soğutma sistemi hesaplamaları, farklı soğutucu akışkanlar için (R134a, R410A ve R407C), değişik buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında, izentropik verim, aşırı ısıtma, aşırı soğutma, evaporatördeki ve kondenserdeki basınç kayıpları da dikkate alınarak yapılmıştır. Taşıt klimasının kompresörünün ihtiyacı olan elektrik enerjisinin kısmen veya tamamen taşıt üzerine yerleştirilmiş fotovoltaik güneş panellerinden üretildiği durumlar teorik ve deneysel olarak incelenmiş ve deneysel sistemin ekserji analizi yapılmıştır. Son bölümde ise yapay sinir ağları tahmin metodu ile meteorolojik ölçüm yapılmayan yerlerde sistemin performansının değerlendirilmesi için güneş ışınımı tahmin modelleri geliştirilmiştir. Ayrıca binek taşıtın soğutma yükü coğrafik ve

meteorolojik değişkenlere bağlı olarak YSA metodu ile tahmin edilmiştir. Son olarak deneysel sonuçlara göre soğutma sisteminin performansı (STK) YSA metodu ile tahmin edilmiştir. MATLAB programı kullanılarak yapılan bu hesaplamaların istatistiksel sonuçları karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiş ve yorumlanmıştır. Sonuç bölümünde, yapılan tez çalışması değerlendirilerek, PV destekli taşıt kliması performansının teorik ve deneysel sonuçları alt başlıklar halinde sunulmuştur. Öneriler bölümünde ise PV destekli taşıt klimasının uygulanması esnasındaki dikkat edilecek tasarım parametrelerine vurgular yapılarak, konuyla ilgili yapılabilecek diğer çalışmalar hakkında önerilerde bulunulmuştur.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Tez konusu ile ilgili yapılan kaynak araştırması iki ana başlıkta incelenmiştir. Bunlardan ilki, taşıt klima sistemleri başlığı altında verilen, soğutma uygulamaları alanlarında PV sistemlerinin kullanılması ile ilgili çalışmalardır. Bunun yanında elektrikli araçların şarj edilmesinde güneş enerjisinin kullanılması uygulaması da bu alanda değerlendirilmiştir. Diğeri ise, yapay sinir ağları metodunun, taşıt kliması performansının ve meteorolojik verilerin tahmininde kullanılması ile ilgili yapılan araştırmalardır.

2.1. Taşıt Kliması Üzerine Kaynak Araştırması

Bu bölümde, sadece taşıt kliması üzerine yapılan çalışmaların yanında, PV sistemleri hakkında yapılan çalışmalar da tarih sırasına göre verilmiştir.

Korukçu ve ark. (2012) yaptıkları çalışmada, gerçek koşullar altında soğutma sürecinde park edilmiş bir araba içerisinde aynı menfez hız düzeyinde değişik güneş ışınımı değerleri için kabin iç ortam sıcaklığı, bağıl nem, ortalama ışınım şiddeti ve sürücü ortalama vücut sıcaklığı değerlerini ölçmüşlerdir. Deney sırasında farklı sürücülere nesnel anket uygulayarak, sorulara verdikleri cevapları analiz etmişlerdir. Yüksek güneş ışınımı değerlerinde otomobil içerisinde uygun ısıl konfor koşullarının sağlanamadığı ancak, düşük güneş ışınımı değerlerinde kabin içi ısıl konfor koşullarının uygun olduğunu belirtmişlerdir.

Lee ve ark. (2012) yaptıkları çalışmada, bir yakıt hücreli elektrikli araç için soğutucu akışkan olarak R134a'ya alternatif olarak R744 kullanarak, araç klima sisteminin soğutma performansını araştırmışlardır. Bunun için araçtan bağımsız bir deney düzeneği oluşturarak değişik çalışma koşullarında gaz soğutma odasının ve evaporatörün giriş hava sıcaklıkları ile kompresör hızı değiştirilerek incelemişlerdir. Soğutma kapasitesi ve STK değerlerini sırasıyla 6.4 kW ve 2.5 olarak bulmuşlar ve R744 ile denenen sistemin klasik sisteme göre daha iyi performans gösterdiği ifade etmişlerdir.

Koç ve ark. (2011) yapmış oldukları çalışmada; benzinli, LPG'li ve dizel motorlarda soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizlerini yaparak, yakıt tüketimine olan etkilerini ve bu tüketimin neden olduğu çevresel etkileri incelemişlerdir. Çalışmalarında 3.5 kW soğutma kapasitesine sahip bir motor için -18/10 °C evaporatör sıcaklıklarındaki değişimi referans almışlar ve bu verilere göre her bir sıcaklık için

motorlardaki soğutma sistemi kaynaklı yakıt tüketimlerini ayrı ayrı hesaplamışlardır. Benzer sistemlerin termodinamik analizinde enerji verimi yanında ekserji veriminin de kullanılması gerektiğinin nedenlerini açıklamışlardır.

Özmen (2012) yapmış olduğu yüksek lisans tezinde, evaporatör girişindeki hava hızının 3 m/s, 5 m/s ve 10 m/s değerleri için değişen kompresör devrine göre minibüs klimasının laboratuar şartlarında performansını analiz etmiştir. Ayrıca sistemin ekserji analizini yapmış ve her bir soğutma sistemi elemanında oluşan ekserji yıkım değerlerini belirlemiştir.

Literatürde klasik taşıt klima sistemlerinin dinamik performans analizi ile ilgili az sayıda çalışma vardır. Bu tez çalışmasının ara çıktısı olarak taşıt klimasının soğutma yükünün belirlenmesi ve PV sistemi ile bu enerjinin sağlanması konusunda ulusal/uluslararası sempozyumlarda çalışmalar sunulmuştur. Bu çalışmalarda, Konya ilindeki bir binek taşıt ve Sivas, Muğla, Edirne ilindeki midibüs için soğutma yükü analizleri yapılmıştır. Ayrıca değişik kullanım zamanları değerlendirilerek PV sistemi ile soğutma için gerekli enerjinin karşılanıp karşılanamayacağı tartışılmıştır. Yapılan analitik çalışmalar sonucunda taşıt klimasının ihtiyacı olan gücün, taşıt üzerine yerleştirilmiş PV sistemi ile günde 2 saatlik bir zaman süresince karşılanabildiği görülmüştür (Özgören ve ark, 2009a-c). Bunun yanı sıra Antalya, Konya, Mersin, Muğla ve Şanlıurfa illerinde güneye yönlendirilmiş bir taşıtın dinamik soğutma yükü her il için maksimum soğutma yükünün oluştuğu günlerde saatlik olarak belirlenerek, kompresör gücü ve STK değerlerinin değişimleri R134a, R407C ve R410A soğutucu akışkanları için anlık değerler teorik olarak hesaplanarak elde edilmiştir (Özgören ve ark, 2010a, 2011). Bu tez kapsamında Özgören ve ark. (2009a-c, 2010a-b)'da meteorolojik verileri kullanarak yaptıkları teorik analizlerde sistemin kullanılabilirliğini göstermişlerdir. Detaylı özetleri tez kapsamında sonuçlar bölümünde irdelenmiştir.

Taşıt soğutma yükü hesaplama yöntemleri üzerine yapılan bir araştırmada, meteorolojik hava koşulları kullanılarak model bir taşıt için Changchun şehri için üç farklı hesaplama yöntemi karşılaştırılmıştır. Sun ve ark. (2011) tarafından yapılan bu çalışmada, hesaplama yönteminin daha karmaşık olmasına rağmen kullanılan dinamik hesaplama yönteminin diğer yöntemlere göre daha avantajlı olduğu belirtilmiştir. Ayrıca, dinamik modelleme ile yapılan hesapta soğutma yükünün sabit modelleme ile yapılan hesaba göre daha düşük çıktığını ve daha gerçekçi bir yaklaşım verdiğini belirtmişlerdir.

Araçların günümüzde enerji tüketiminin evlere benzer şekilde olduğunu ifade eden Thomas ve ark. (2011) yaptıkları çalışmada, evlerde eskiden beri kullanılan ısıtma, soğutma, aydınlatma, hava sirkülasyonu ve bazı mutfak sistemlerinin artık araçlarda da kullanıldığını ve hepsinin enerjiye gereksinim duyduklarını ifade etmişlerdir. Özellikle araç klimasın çalıştırıldığında saatte ortalama 1 kW enerji tükettiğini ve bunun da araç performansını olumsuz etkilediğini belirtmişlerdir. Ayrıca araçta üretilen elektriği kullanan klima sisteminin tükettiği bu enerjinin araçta üretilmesinin bir ev koşuluna göre çok daha pahalı olduğunu, bu sistemlerin verimlerinin arttırılması ve alternatifler geliştirilmesi gerektiğini de eklemişlerdir.

Ahamed ve ark. (2011) yapmış oldukları çalışmada, mevcut buhar sıkıştırmalı akışkanların ekserji analizini; buharlaşma sıcaklığına, kondenser girişindeki yoğuşma sıcaklığına, aşırı soğutmaya ve kompresör çıkışındaki basınca bağlı olduğunu kabul ederek yapmışlardır. R407A, R600a, R410A ve R134a soğutucu akışkanlarını ekserji verimliliği açısından analiz etmişlerdir. Hidrokarbonların ve R134a soğutucu akışkanın karışımı kullanıldığında daha yüksek ekserji verimi bulunduğunu tespit etmişlerdir.

Khayyam ve ark. (2011) yaptıkları çalışmada, taşıtlarda bulunan klima sistemlerinin enerji yönetimini incelemiş ve klima sistemini kontrol etmek için 3 çeşit kontrol stratejisinin sonuçlarını sunmuşlardır. Öncelikle, kabin içerisindeki enerji dengesi eşitlikleri ile taşıtın ısı yükünü belirlemişlerdir. Daha sonra duran ve hareketli taşıt için güneşli hava şartlarında fanın, klimanın ve kontrol sisteminin çalışıp çalışmaması durumlarındaki performansını belirlemişlerdir. Sonuçta, dinamik olarak kontrol edilen klimanın simülasyon şartlarında enerji tüketiminin %14 azaldığını belirtmişlerdir.

Doğan (2010) yaptığı tez çalışmasında, bir otomobil klima sisteminin parçalarından oluşturulan ve soğutucu akışkan olarak R134a kullanan soğutma sisteminin performansını laboratuar ortamında incelemiştir. Farklı tip kompresörler ve soğutucu akışkanlar ile test edilen sistemde enerji ve ekserji analizleri uygulanarak çeşitli performans parametreleri belirlenmiştir. Sonuç olarak, sabit kapasiteli kompresör kullanılan deneylerde kompresörün çekmiş olduğu güç miktarındaki artış oranının, değişken kapasiteliye göre daha fazla olduğu ve artan kompresör devriyle STK düştüğünü ve soğutma çevrimi bileşenlerinde yok edilen ekserji değerinin arttığını belirtmiştir.

Geleneksel buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde R12, R22 ve R134a soğutucu akışkanların yerine kullanılabilecek ozon tabakasına zarar verme potansiyeli ve küresel

ısınmaya etkisinin az olduğu soğutucu akışkanların kullanılması durumundaki soğutma sisteminin performansının teorik olarak incelenmesi Dalkılıç ve Wongwises (2010) tarafından yapılmıştır. Sonuçta, R12 yerine HC290/HC600a (%40/%60) soğutucu akışkanının ve R22'nin yerine ise HC290/HC1270 (%20 / %80) soğutucu akışkanın kullanılabileceğinin belirtmişlerdir.

Otomobillerde kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerini tahrik etmek için küçük biyogaz motorunun kullanılması durumunu inceleyen bir çalışmada, Damrongsak ve Tippayawong (2010), değişik motor hızlarında özgül yakıt tüketimini ve soğutma sisteminin performansını belirlemişlerdir. Motor hızının 1000 d/dk olduğu hızlarda sistem çalıştırıldığında STK değerlerinin yüksek olduğunu, artan motor hızına bağlı olarak düştüğünü ifade etmişlerdir.

Alkan ve Hoşöz 2010 yılında yaptıkları iki çalışmada, önce iki farklı tip genleşme elemanının, daha sonrada iki farklı tip kompresör kullanımının otomotiv klima sisteminin performansı üzerine etkisini incelemişlerdir. R134a kullanan bir deney düzeneğinde her iki kompresörün ve genleşme elemanının performansını değerlendirmek için enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Sonuçta değişken kapasiteli kompresörün bulunduğu sistemin soğutma kapasitesini, sabit kapasiteli kompresörün kullanıldığı sisteme göre sistem elemanlarının boyutlarına uygun optimize edilen akışkan debisinin elde edilmesinden dolayı %5-10 daha fazla bulmuşlardır. Diğer çalışmalarında ise genleşme valfli sistemin, orifis tüplü sisteme göre daha fazla soğutma kapasitesine ve STK'na sahip olduğunu belirlemişlerdir.

Akyol ve Kılıç (2008) yaptıkları çalışmada, sürücü tarafından hissedilen termal hislere göre taşıt içerisindeki çevresel şartları kontrol eden ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sisteminin bir modelini Matlab-Simulink'te geliştirmişlerdir. Hazırlanmış model ile otomobilin içerisindeki hava sıcaklığı ve ortalama ışın sıcaklığı; güneşin, taşıt hızının, rüzgar hızının ve çevre sıcaklığının farklı durumları için hesaplanabilmektedir. Model, literatürden ve günümüzdeki deneysel çalışmalardan elde edilen veriler ile onaylanmış ve tahmin edilen veriler ile deneysel sonuçlar arasında iyi bir uyumun olduğunu göstermişlerdir.

Gado Amr ve ark. (2008) yaptıkları çalışmada, mobil A/C sistemlerin dinamik davranışını incelemişlerdir. R134a'nın dinamik davranışını incelemek için "dinamik simülatör" (geçici test laboratuarı) den yararlanmışlardır. Üç değişik sürüş şartına göre yaptıkları deney sonuçlarına göre yeni bir geçici test metodu ve performans göstergesi önermişlerdir.

Jie ve ark. (2008) yaptıkları çalışmada, yeni bir PV güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemini incelemişlerdir. Performans testlerini belirli aralıklarla su sıcaklığı desteklenen kondenser ile bir deney seti üzerinde yapmışlardır. Çok benzer hava şartlarına sahip 4 günlük bir periyotta önerdikleri sistemin dinamik performansını analiz etmişler ve performansı etkileyen faktörleri belirlemişlerdir. Sonuç olarak, inceledikleri sistemin konvansiyonel ısı pompalarından daha yüksek STK'na sahip olduğunu ve aynı zamanda PV verimin daha yüksek olduğunu göstermişlerdir. Bununla birlikte ısı pompasının STK değerinin 10.4'e ulaştığını, ortalama değerin yaklaşık 5.4 ve PV verimin yaklaşık %13.4 olduğunu göstermişlerdir.

Ding (2007) yaptığı çalışmada, buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleri için benzeşim tekniklerindeki son gelişmeleri incelemiştir. Bazı gelişmiş benzeşim teknikleri, soğutucu termodinamik özelliklerinin kapalı regresyon ve açık hesaplama metotlarını içeren, model temelli akıllı simülasyon metodolojisi ve grafik teorisi temelli benzeşim metotları sunmuştur. Gürültü alanı benzeşimi gibi soğutma sistemlerinin gelecekteki simülasyonu için uygulanabilecek yöntemleri tanıtmıştır.

Zhou ve ark. (2007) yaptıkları çalışmada, bir PV modülün akım-gerilim eğrileri üzerine temellenen, mühendislik uygulamalarında PV modülün performansını tahmin etmek için yeni ve basit bir model geliştirmişlerdir. Bu modelde PV modül sıcaklığı ve solar radyasyon yoğunluğunun PV modülün performansı ile ilişkili olan 5 parametrenin (kısa devre akımı, açık devre voltajı, doldurma faktörü ve PV modülün maksimum güç çıktısı) farklı güneş ışınımı yoğunluklarında ve modül sıcaklıklarında belirlenebileceğini göstermişlerdir. Geliştirilmiş modeli karşılaştırmak için Hong Kong'da bir binada kurulmuş PV sistemden ölçülen veri ile sonuçlarını karşılaştırmışlar ve benzer olduğunu ifade etmişlerdir.

Mezghanni ve ark. (2007) yaptıkları çalışmada, PV ile güçlendirilmiş su pompalama sistemlerini incelemişler ve bilgisayar simülasyonlarıyla PV sistemi performansının testini yapabilmek için bir birleşik grafik modeli geliştirmişlerdir.

Esen ve ark. (2007) yaptıkları çalışmada, soğutucu akışkan olarak R134a kullanan otomobil klima sistemindeki her bir bileşen için farklı çalışma şartlarında enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Artan kompresör devri ile sistem performansının azaldığını, R134a'lı sistemin STK'nın, aynı soğutma yükü için artan kompresör hızı ile düştüğünü, ayrıca STK'nın artan evaporatör yükü ile arttığını ve artan kompresör devri ve yoğuşma sıcaklığı ile azaldığını göstermişlerdir. Ayrıca, otomobil klima sisteminde her bir çevrim elemanında oluşan ekserji yıkımını hesaplamışlardır. Ekserji yıkımının, artan

kompresör devri ile kompresör, kondenser, evaporatör ve genleşme valfinde arttığını belirtmişlerdir.

Durmaz (2007) yapmış olduğu yüksek lisans tezinde, Şanlıurfa ilinde eğik yüzeylere gelen güneş ışınımının analizini 5 farklı açı için ölçerek literatürdeki farklı modeller ile uygunluğunu karşılaştırmıştır. Sonuçta, her yöndeki 5 farklı yüzey için en uygun modelleri belirtmiştir.

Kocatürk ve ark. (2006) yaptıkları deneysel çalışmada, buhar sıkıştırmalı otomobil klima sistemini denemişlerdir. Sonuçta kondenser fan devri ve giriş hava sıcaklığı değiştirilerek yapılan deneylerde, yüksek kondenser fan hızlarında performansın arttığını, giriş hava sıcaklığındaki artışın STK'nı arttırdığını fakat soğutma süresini uzattığını tespit etmişlerdir.

Bulut ve ark. (2006) yaptıkları çalışmada, Şanlıurfa iklim şartlarında eğik yüzeye gelen güneş ışınımını 5 değişik açı (15°, 30°, 45°, 60° ve 90°) için ölçmüşler ve mevcut literatürdeki farklı modeller ile uygunluğunu kıyaslamışlardır. Sonuç olarak, ölçüm verileri ile hesaplama yöntemlerine göre bulunan veriler arasında belirgin bir fark olduğunu, bu farkın oluşmasında iklim şartlarının büyük bir rol oynadığını ve eğik güneş ışınımı değerlerinin gerektiği durumlarda, güneş ışınım değerlerinin ölçülerek tespit edilmesinin daha uygun olacağını belirtmişlerdir.

Esen ve ark. (2006) yaptıkları çalışmada, R12 ve R134a soğutucu akışkanları ile şarj edilmiş bir otomobil iklimlendirme sisteminin, çeşitli kompresör devirlerinde ve ısı yüklerinde performans analizi yapmışlardır. Enerji analizi sonucunda, aynı soğutma kapasitesi için R12'ye göre R134a'nın yaklaşık %6–7 daha düşük STK değerleri verdiğini görmüşlerdir. STK'nın, evaporatör yükü ile arttığı, kompresör devri ve yoğuşma sıcaklığı ile birlikte ise düştüğünü ve aynı soğutma yükünde, R134a'nın R12'ye oranla yaklaşık %20 daha düşük bir soğutucu akışkan kütlesel debisi ile çalıştığını belirlemişlerdir.

Hoşöz ve ark. (2006a) yaptıkları çalışmada, ısı kaynağı olarak dış ortamı kullanan, havadan havaya ısı pompası gibi çalışan R134a taşıt klima sistemlerinin performans karakteristiklerini belirlemişlerdir. Deneylerin sonucunda, ısı pompası durumundaki çalışmanın sadece orta hava şartlarında yeterli ısıtma sağlayabildiği fakat azalan dış hava sıcaklığıyla ısıtma kapasitesinin ani olarak düştüğünü gözlemlemişlerdir. Bununla birlikte klima modu durumuyla karşılaştırıldığında ısı pompası modunun genellikle birim kapasite başına ekserji yıkım oranının daha düşük, performans katsayısının daha yüksek sonuç verdiğini görmüşlerdir. İçteki evaporatör bobinlerinin tekrar tasarlanması,

kondenserde daha yüksek ısı transferi oranına sahip diğer soğutucu akışkanların denenmesi, egzoz gazı ve soğutma suyu gibi ısı kaynaklarının kullanılmasıyla ısıtma modu performansını arttırmanın mümkün olabileceğini belirtmişlerdir.

Wongwises ve ark. (2006) yaptıkları çalışmada, taşıt klima sistemlerinde R134a yerine kullanılabilecek hidrokarbon karışımlarının (propan (R290), bütan (R600) ve izobütan (R600a)) kullanılmasını deneysel araştırmışlardır. Sonuçta, incelenen hidrokarbon karışımları arasında performansı en iyi olanın %50 propan %40 bütan ve %10 izobütan karışımından oluşan soğutucu akışkanın olduğunu ve R134a yerine kullanılabilecek soğutucu akışkan olarak önermişlerdir.

Özdenal (2006) yapmış olduğu yüksek lisans tezinde, kompresör tarafından tahrik edilen klasik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine alternatif bir sistem oluşturmak amacıyla taşıt klima sisteminde, egzoz gazındaki atık ısıyı, temel ısı kaynağı olarak kullanan absorbsiyonlu soğutma sistemini 1400 cc motor hacmine sahip bir model taşıt üzerinde incelemiştir. Sonuçta, klasik otomobil klima sistemi ve alternatif absorbsiyonlu soğutma sistemi kullanan sistem karşılaştırıldığında, egzoz gazı ısı enerjisiyle çalıştırılan sistemin performansının kabul edilebilir düzeyde olduğunu görmüştür. Ancak araç, düşük hızlarda seyir ve/veya park halinde iken sistem performansının azalmasından dolayı daha efektif kaynatıcı tasarımı ile sistemin desteklenmesi gerektiğini belirtmişlerdir.

Mezhrab ve ark. (2006) yaptıkları çalışmada, taşıtın materyallerine ve iklimlendirme şartlarına göre, yolcu taşıtlarının kabini içerisindeki termal konforun davranışını matematiksel olarak modellemişlerdir. Bu matematiksel model, düğüm metoduna ve sonlu farklar metoduna göre geliştirilmiştir. Bu matematiksel model ile güneş ışınımının, cam tipinin, taşıt renginin ve kabindeki malzemelerin ışınımsal özelliklerinin etkilerini incelemişlerdir.

Yamaç (2005) yapmış olduğu yüksek lisans tezinde, güneş enerjisi destekli ısı pompasını teorik olarak incelemiştir. Sistemin düzlemsel bir sıcak su kolektörü tarafından desteklenmiş olduğunu ve sistemde ısı enerjisini aktaracak olan soğutucu akışkanın R134a olması durumunu araştırmıştır. Hatay ili için yapılan hesaplamaların sonucunda, sistemin 8 aylık bir süre boyunca verimli bir şekilde çalışacağı, kasım, aralık, ocak ve şubat aylarında ise sistemin ek bir ısıtıcıya ihtiyaç duyduğunu belirlemiş ve sistemin ortalama ITK değerini 4.39 olarak bulmuştur.

Fıratoğlu ve ark. (2005) yapmış oldukları çalışmada, bir PV destekli su pompalama sistemi için değişken meteorolojik verilere bağlı olarak, sistem çıktısında

gün ve yıl boyunca gerçekleşen dinamik değişimi sayısal yöntemle araştırmışlardır. Sonuçta, gün boyunca sistem debisi ve veriminde büyük değişimler belirlenmiş ve bu nedenle herhangi bir PV destekli su pompalama sistemi uygulamalarının dinamik süreç araştırılmadan günlük ortalama değerlere göre tasarlanmasının ciddi yanılgılara sebep olabileceğini belirtmişlerdir.

Çelik ve ark. (2005) yaptıkları çalışmada, PV destekli pompa sisteminin çeşitli bileşenlerinin (PV modül, akü, elektrik motoru ve santrifüj pompa gibi) zamana bağlı değişimini incelemişlerdir. Sonuçta, fotovoltaik güneş pilinin seri direnç değerinin akünün iki farklı rejim altında çalışmasına neden olduğunu, seri direnç değeri büyük olduğu zaman akünün soğuk mevsimde ayda bir veya iki kez deşarj olduğunu ve seri direnç değeri küçük olduğu zaman akünün ılık mevsimlerde ayda bir şarj olduğunu belirtmişlerdir.

Onat ve ark. (2004) yapmış oldukları çalışmada, iklimlendirme ve soğutma uygulamalarında kullanılan soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Ozonu tahrip etme oranları, küresel ısınma etkileri ve diğer fiziksel özellikleri göz önüne alındığında soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde en çok kullanılan soğutucu akışkanlardan R12'nin yerine alternatifleri olarak gösterilen R134a, R401A, R401B, R409A akışkanları içerisinden R134a ve R401A'nın; R502'nin yerine alternatifleri olarak gösterilen R402A, R402B, R408A, R404A, R507 akışkanları içerisinden R404A'nın; R22'nin yerine alternatifleri olarak gösterilen R407C, R410A, R404A, R507 akışkanları içerisinden R407C ve R410A'nın; R11 akışkanının yerine R123 akışkanının; R13 akışkanının yerine de R508B akışkanının kullanılmasının daha uygun olacağını belirtmişlerdir.

Meyer ve ark. (2004) yapmış oldukları çalışmada, soğutucu akışkan olarak R134a içeren taşıt klimasının, ısı pompası olarak kullanılması durumunu incelemişlerdir. Önerilen sistem taşıt üzerine monte edilmiş ve rüzgar tünelinde -18°C çevre sıcaklığında test edilerek, elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Benzer şartlarda yapılan testler de STK'nın 2'den büyük olduğunu ve kabindeki ısıtma kapasitesinin 6 kW'dan daha büyük olabileceğini belirtmişlerdir.

Etemoğlu (2004) yapmış olduğu çalışmada, yaz aylarında seyahat eden bir yolcu otobüsünün kliması için toplam ısı kazancını hesaplamıştır. Havanın evaporatörde soğutulması, neminin alınması ve havanın otobüs içine gönderilerek, otobüs iç şartlarına kadar ısınması olayları psikometrik diyagramda gösterilerek otobüs kliması için gerekli

toplam hava miktarı hesaplanmıştır. Ayrıca, otobüs kliması için kullanılan tesisatın kompresör, evaporatör ve kondenser kapasiteleri belirlenmiştir.

Kaynaklı ve ark. (2003) yapmış oldukları çalışmada, bir taşıt klima sisteminin deneysel analizini yapmışlardır. Çalışmada, soğutma yükü, kompresörün güç tüketimi, soğutucu akışkan debisi, STK değeri, sistem basıncının minimum ve maksimum dalgalanmalarını analiz etmişlerdir. Ayrıca, klima sisteminin optimum çalışma şartlarını belirlemişlerdir.

Khalid ve ark. (2003) yapmış oldukları çalışmada, R12, R134a, R290, R600a ve %62 R290-%38 R600a karışımından oluşan 5 farklı soğutucu akışkan ile çalışan taşıt klima sisteminin performansını simüle etmek amacıyla bir bilgisayar modeli oluşturmuşlardır. Bu soğutucu akışkanların sistem performansı üzerinde etkili olan 4 parametrenin (dış hava sıcaklığı, soğutma yükü, kompresör hızı ve oda iç sıcaklık) etkisini belirlemek için 92 adet deney yapmışlardır. Sonuçta, teorik ve deneysel çalışmaların birbiri ile ve literatürdeki diğer çalışmalar ile iyi bir uyum sergilediğini gözlemlemişlerdir.

Jabardo ve ark. (2003) yapmış oldukları çalışmada, değişken kapasiteli kompresör kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminin sürekli rejimde çalışması için geçerli bir model geliştirmişlerdir. Söz konusu model ile kondensere giren hava sıcaklığı, evaporatörden dönen hava sıcaklığı ve kompresör devri gibi çalışma parametrelerinin sistem performansına etkisini belirlemişlerdir. Bu amaçla bir bilgisayar simülasyon programı hazırlayıp, deney sonuçlarını simülasyon sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

Al-Rabghi ve ark. (2002) yapmış oldukları çalışmada, R12 ve R134a soğutucu akışkanları ile şarj edilmiş otomobil iklimlendirme sistemlerinin çeşitli kompresör devirlerindeki performans parametrelerini deneysel olarak belirlemişlerdir.

Johnson (2002) yapmış olduğu çalışmada, taşıt klimalarının gerçekte ne kadar yakıt kullandığını incelemiştir. Bunun için ABD'deki şehirlerde ölçülen yılın günlerine göre değişen sıcaklık, güneş ışınımı ve nem oranı verilerini kullanmıştır. Çalışmanın sonucunda, klimalı taşıtların her yıl 7.1 milyar galon benzini kullandıklarını ve bunun yurtiçi petrol tüketiminin %6'sı veya ithal edilen ham petrolün %10'u olduğunu belirtmişlerdir.

Brown ve ark. (2002) yapmış oldukları çalışmada, R134a ve CO_2 ile çalışan taşıt klima sistemlerinin karşılaştırmalı olarak analizini yapmışlardır. CO_2'li sistemde emme hattına ve sıvı hattına ısı değiştiricileri ilave edilmiştir. Analizler sonucunda, R134a'nın STK, CO_2'den daha iyi olduğu görülmüştür. Kompresör hızı 1000 d/dk iken CO_2'li

sistemin R134a'lı sisteme göre, çevre sıcaklığı 32.2°C iken %21, çevre sıcaklığı 48.9°C iken %34 daha az STK'na sahip olduğu tespit edilmiştir.

Ataer ve ark. (2001) yapmış oldukları çalışmada, buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde kullanılabilecek ozon tabakasını etkilemeyen soğutucu akışkanları karşılaştırmıştır. Karşılaştırma için R134a, R404A, R407A, R410A, R507A ve R290 (Propan) alternatif akışkanlar olarak seçilmiş ve bu soğutucu akışkanlar için tek kademeli bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Farklı alternatif soğutucu akışkanlar ve kondenser sıcaklıkları için, soğutma çevriminin basınç oranı, kompresör gücü, soğutucu akışkan kütle debisi, STK, kondenser kapasitesi ve alternatif soğutucu akışkanların STK'larının R12 kullanılan soğutma sisteminin etkinlik katsayısına oranının evaporatör sıcaklığı ile değişimini grafikler halinde vermiştir.

Farrington ve ark. (2000) yapmış oldukları çalışmada, güneş ışınımını yansıtan camın, yakıt ekonomisine, egzoz emisyonlarına ve termal konfora olan etkisini araştırmışlardır. Cam kaplamanın soğutma yükünü önemli ölçüde etkilediğini vurgulamışlar, kaplamanın taşıt iç sıcaklığını yaklaşık 9°C azalttığını ve park edilmiş bir taşıtta 500W'dan fazla bir kısmı geri yansıttığını belirtmişlerdir. Ayrıca, ön camı kaplanmış bir taşıtın 0.3 km/L tasarruf sağlayabileceğini belirtmişlerdir.

Lee ve ark. (2000) yapmış oldukları çalışmada, bir otomobil iklimlendirme sisteminin her bir elemanının çeşitli işletme koşulları altındaki performansını analiz etmişlerdir. Bu amaçla, kondenser ve evaporatör ısı geçişleri için ampirik denklemler kullanarak, bir simülasyon programı geliştirmişlerdir. Ayrıca, kondesner boyutunun ve soğutucu akışkan şarjının otomobil iklimlendirme sisteminin performansına etkisini belirlemişlerdir.

Jung ve ark. (1999) yapmış oldukları çalışmada, orijinal parçalardan oluşan ve R12 soğutucu akışkanı kullanacak şekilde tasarlanmış bir otomobil iklimlendirme sisteminde, bu akışkan yerine kullanılacak R22, R134a, R142b, R170, R290, R600a gibi akışkanlardan oluşan soğutucu akışkan karışımlarının sistem performansına etkilerini deneysel ve teorik olarak araştırmışlardır.

2.2. Yapay Sinir Ağları Üzerine Kaynak Araştırması

Yapay sinir ağları, son yıllarda enerji ile ilgili birçok uygulamada kullanılmaktadır. Bu uygulamalardan meteorolojik veri tahmini, soğutma kapasitesi ve veriminin tahmini, soğutma yükünün tahmini, soğutma sistemi elemanlarının ısıl

değerlerinin tahmini ile ilgili bazı yayınlar aşağıdaki gibi listelenmiştir. YSA ile ilgili kaynak araştırması sadece taşıt kliması için değil diğer klima sistemleri içinde yapılmıştır.

Kamar ve ark. (2013) yaptıkları çalışmada, bir binek araçta kullanılan standart bir klima sistemi için soğutma kapasitesi, kompresör güç girişi ve sistem performans katsayısını (STK) tahmin etmek için YSA modeli geliştirmişlerdir. Çalışmada kullanılacak verilerin üretilmesi için bir deney sistemi kurmuşlardır. Kompresör hızı, evaporatör ve kondenser girişinde hava sıcaklığı ve evaporatör girişindeki hava hızı değerlerini ölçmüşlerdir. Lavenberge Marquardt yöntemini kullanarak ağ yapısı 4-3-3 (giriş, gizli ve çıkış) olarak optimize etmişlerdir. Sistem için geliştirilen YSA modeli, % 0.65-1.65 aralığında bir hata indeksi ile iyi bir performans göstermiştir. Ayrıca, YSA modelinin tahmin çıkışları ile deney sonuçlarının yüksek oranda uyuştuğunu göstermişlerdir.

Ekren ve Küçüka (2010) yaptıkları çalışmada, 5 kW soğutma kapasiteli soğuk su üretim grubu sistemine ait scroll kompresörün, PWM invertör ve bulanık mantık algoritması kullanılarak değişken hızlı olarak çalıştırılmasını incelemiştir. Sistem, ilk olarak sabit devirde çalıştırılarak performansı incelenmiş, daha sonra aynı sistemin değişken hızlı ve bulanık mantık kontrollü olarak çalıştırılması durumunda sistemden elde edilen su sıcaklığının değişimi, elektrik tüketimi, genleşme elemanının etkisi gibi parametreler incelenmiştir. Mevcut çalışmada, sabit devirli 3 fazlı kompresör, 30 Hz ile 50 Hz arası değişken devirli olarak çalıştırılmış ve bu sayede elde edilecek performans artışı deneysel olarak ortaya konmuştur. Elde edilen sonuçlara göre, bulanık mantık algoritmasının 5 kW soğutma kapasiteli soğuk su üretim grubu sisteminde, kompresör hızını evaporatör çıkış sıcaklığına göre uygun şekilde kontrol ederek, evaporatör çıkış sıcaklığını ayar sıcaklığına getirebildiğini gözlemiştir.

Hoşöz ve ark. (2006b) yaptıkları çalışmada, soğutucu akışkan olarak R134a kullanan taşıt klima sisteminin performansını YSA kullanarak modellemişlerdir. Analiz sonucunda, yapay sinir ağı tahminleri ile deneysel veriler arasında ortalama bağıl hatayı %1.52-2.51 aralığında, çok düşük OKHK değerleri ve korelasyon katsayısını 0.968-0.999 aralığında bulmuşlardır. Sonuçta, taşıt klima sistemlerinin değişken hızlı kompresörlerle çalışma durumunda bile YSA metodu kullanılarak yüksek derecede bir doğruluk ile modellenebileceğini göstermişlerdir.

Kızılkan ve ark. (2006) yaptıkları çalışmada, buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kullanılan R410A soğutucu akışkanının doyma basıncını, sıvı ve buhar

entalpilerini, kızgın buhar entalpisini ve sıcaklığını YSA modeli ile belirlemişlerdir. Deneylerinde kullanmış oldukları verileri literatürde mevcut olan ampirik ve deneysel veriler yardımıyla elde etmişlerdir. Çalışmalarında, çok iyi eğitilmiş YSA modeli ile istenilen her aralıkta soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerinin tespiti için yeni formüller türetmişler, bu formüller ağ modeline ait ağırlık ve bias değerleri kullanarak elde etmişlerdir.

Mellit ve ark. (2005), Cezayir'de enlem, boylam ve rakımları farklı 60 meteoroloji istasyonu için 1991-2000 yılları arasındaki güneş ışınımı verilerini kullanarak farklı mimarideki YSA'larla fotovoltaik bir sistemin verimini modellemişlerdir.

Sözen ve Arcaklıoğlu (2004), Türkiye'nin güneş ışınımı potansiyelini YSA ile modellemiştir. YSA % 3.8 ortalama bağıl hata ve % 99.97 korelasyon katsayısı değerleriyle güneş ışınımı miktarı sonuçlarını tahmin etmişlerdir.

Sukamongkol ve ark. (2002) yaptıkları çalışmada, belirli meteorolojik şartlarda PV sistem performansını belirlemek için YSA modeli oluşturmuşlardır. Oluşturulan model çıktıları, kurulan sistemden alınan deney sonuçları ile karşılaştırılmış ve yüksek oranda uyum sağladıkları görülmüştür. Geliştirilen modelin sadece sistem performansını belirlemek için değil aynı zamanda lokal meteorolojik değerleri bulunan herhangi bir bölge için sistem boyutlandırması ve yük hesabı için de kullanılabileceğini ifade etmişlerdir.

Chow ve ark. (2002), bir absorbsiyonlu soğutma sisteminin YSA ile optimizasyonunun modellemesini yapmışlardır. Yakıtın doğrudan yakıldığı ve eriyik olarak Li-Br kullanılan absorbsiyonlu soğutma sisteminde, yakıt ve elektrik enerjisinin optimal kullanımı için tesisatın bütünü değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, absorbsiyonlu sistemlerin analizinde bu modellemenin kullanılabilirliğini göstermiştir.

Swider ve ark. (2001), buhar sıkıştırmalı sıvı soğutucu performansını deneysel olarak belirlemişler, yapay sinir ağlarıyla modellemesini yapmışlardır. Sonuçta, % 5 doğrulukla soğutucu performansını tahmin etmişlerdir.

Kalogirou (2001), bir çalışmasında yenilenebilir enerji sistemlerinde YSA uygulamasını yapmıştır. Bu çalışmada, parabolik kolektör kullanan güneş enerjisiyle buhar üreten sistemlerin dizaynında, sulu ısıtma sistemlerinde ve pasif ısıtma sistemlerinde performansı tahmin etmek için yapay sinir ağlarının kullanılabileceği ifade edilmiştir.

Shengwei (2000), YSA kullanarak değişken hava debili iklimlendirme sisteminin kontrol modelini kurmuştur. Geliştirilen model farklı iklim şartları için değişken hava

debili bir sistemin bütün cevaplarını tahmin edebilecek şekilde eğitilmiş ve test edilmiştir.

Kalogirou (1999) tarafından yapılan diğer bir çalışmada, pasif güneş binalarının enerji tüketiminin tahmini için yapay sinir ağları kullanılmıştır. Çalışmada, yalıtılmış bir odanın yaz ve kış durumları için, duvar kalınlığı 15 cm'den 60 cm aralığına kadar değiştirilerek; çok tabakalı, geriye yayılım öğrenme algoritmasını kullanan bir yapay sinir ağı binanın termal davranışlarıyla eğitilmiştir. Eğitilen bu YSA diğer binaların enerji tüketiminin tahmininde kullanılmıştır. Böylece, elde edilen yapay sinir ağının hızlı ve tatminkar sonuçlar verdiği görülmüştür.

Ayrıca Mohanraj ve ark. (2012) soğutma, klima sistemi ve ısı pompası sistemlerinde enerji ve ekserji analizinin YSA uygulamaları üzerine detaylı literatür taraması yapmışlardır. Bu çalışmada, 90'ın üzerinde makaleyi taramışlar ve bunları modelleme tiplerine göre gruplandırmışlardır.

Bu çalışma için yapılan literatür araştırmasında, önerilen soğutma sistemiyle aynı çalışma prensibine göre çalışan bir uygulamaya rastlanmamıştır. YSA metodu kullanılarak yapılan çalışmaların çoğu saatlik analiz yerine aylık meteorolojik verilerin kullanılması ile ilgilidir. Bu çalışmada saatlik bazda ve yerel olarak ölçülen güneş ışınımı ve sıcaklık değerleri de dikkate alınarak analizler yapılmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde, çalışma konusunun ortaya çıkma ve gelişmesi sürecindeki teşvik edici unsurlardan, konuyla ilgili küresel güncel durumlardan, tez çalışması sırasında kullanılan deney düzeneği teçhizatlarından, inceleme sırasında takip edilen işlem sırasından ve hesaplama yöntemlerinden bahsedilmiştir.

Enerji konusuyla ilgili güncel çalışmalar, enerji kaynaklarına ve enerji verimliliğine odaklanmaktadır. Her iki alanda da alternatif ve yenilenebilir enerji kaynakları, çözüm üretme çabalarının odaklandığı önemli bir noktadır. Alternatif ve yenilenebilir enerji kaynakları olarak güneş, rüzgar, jeotermal, hidrolik ve biyokütle gibi enerji kaynakları ön plana çıkmaktadır. Bunların içerisinde en yaygın olarak kullanılanı tüm enerji kaynaklarının oluşumunda katkısı olan güneş enerjisidir. Bu enerji günümüzde çok geniş bir kullanım alanına sahiptir. Su ısıtma başta olmak üzere kurutma, pişirme, ortam ısıtma, soğutma, aydınlatma ve elektrik üretme gibi pek çok alanda güneş enerjisinden faydalanılmaktadır.

3.1. Türkiye'de Güneş Enerjisi

Enerji ve Tabi Kaynaklar Bakanlığı'nın rakamlarına göre, Türkiye'de 2010 yılında yerli enerji üretimi 32.493 milyon TEP (Ton Eşdeğer Petrol) iken enerji tüketimi ise 109.3 milyon TEP olmuştur. Bu rakamlara göre, enerji tüketiminin yaklaşık %70.2'si ithalatla karşılanmaktadır. Birincil enerji kaynakları üretiminin %30'u petrole dayalı iken, tüketilen petrolün yaklaşık %7.8'si yerli üretimle karşılanmaktadır (Özgören ve ark. 2010c, Aksoy 2011, Anonim 2012). Bunun yanında elektrik üretimi de giderek artan düzeyde büyük çoğunluğu ithal bir kaynak olan doğal gaza dayalı hale gelmiştir. Doğal gazın kurulu güç içindeki payı % 32.53'dür. Elektrik üretimi 2010 yılında yaklaşık 211.2 milyar kWh olarak gerçekleşmiştir. 2010 yılı sonu itibariyle Türkiye elektrik enerjisi üretiminin yaklaşık %75.13'lük bir orana karşılık gelen 171 milyar kWh'lık bölümü termik ve yaklaşık %22.8'lik bir orana karşılık gelen 52 milyar kWh'lık bölümü ise hidrolik kaynaklardan elde edilmiştir. Bunun yanında geriye kalan %2.07'lik bölümü ise rüzgar enerjisinden üretilmiştir (Anonim 2012, Özgören ve ark. 2010c).

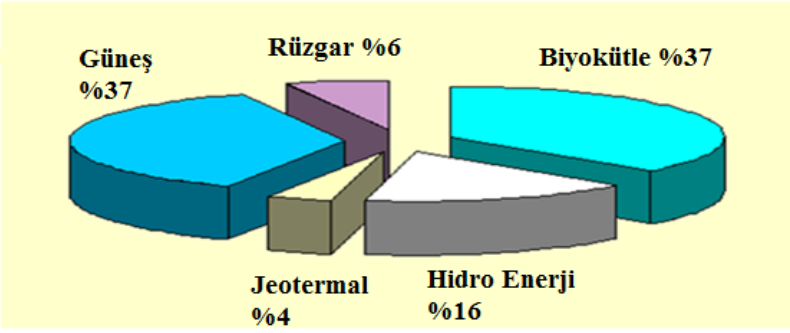
YEK Kanunun yürürlüğe girdiği 18 Mayıs 2005 tarihinden 31 Aralık 2015 tarihine kadar işletmeye girmiş ya da girecek yenilenebilir enerji kaynaklı destekleme mekanizmasına tabi üretim lisansı sahipleri için 10 yıl süreyle elektrik alım fiyatlarının

destek dahilinde fosil kaynaklara göre daha yüksek uygulanacağı ve 31 Aralık 2015 tarihinden itibaren işletmeye girecek olan yenilenebilir enerji kaynağı üretim tesisleri için uygulanacak fiyatların, bu fiyatları geçmeyecek şekilde Bakanlar Kurulu'nca belirleneceği belirtilmiştir.

Türkiye'nin enerji politikası, güvenilir ve ekonomik olarak enerji ihtiyacının karşılanmasının sağlaması üzerine yoğunlaşmıştır. Programlar hazırlanırken çevresel etki, hedeflenen sosyal gelişim ve büyüme dengesi göz önünde bulundurulmaktadır. Bu bağlamda, var olan enerji politikası aşağıdaki gibi özetlenebilir.

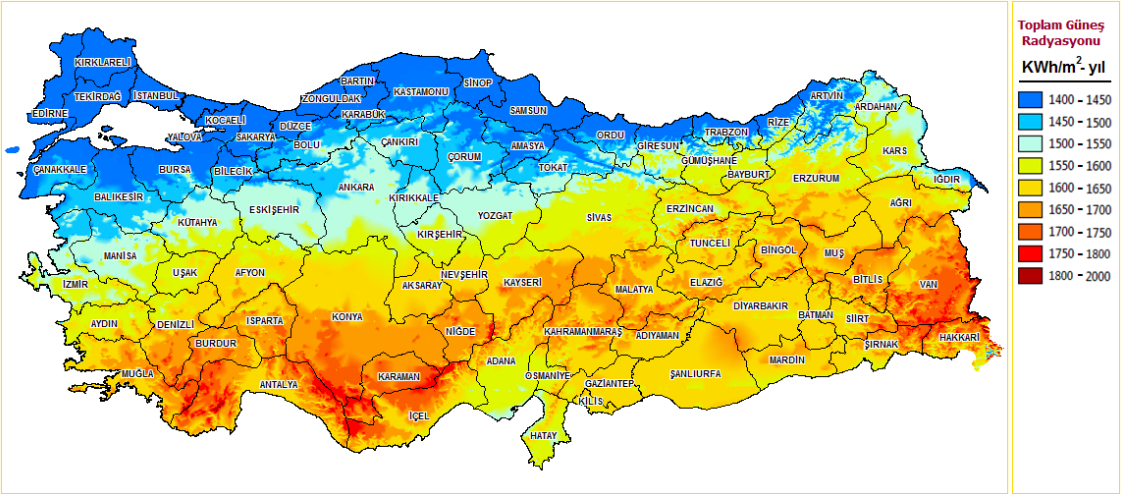
- Önceki gereksinimleri karşılamak için enerji araştırmaları ve geliştirme aktiviteleri planlanması,
- Kamu, özel, yerel ve yabancı sermayeleri kullanarak uzun zamanlı taleplerin karşılanması,
- Yeni kaynakların araştırılması teşvik edilirken, mevcut enerji kaynaklarını geliştirme,
- Enerji gereksinimlerini karşılamak için mümkün olduğu kadar yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanma oranını arttırma,
- İthal edilen enerji maliyetlerini göz önünde bulundurmak,
- Enerji taleplerini mümkün olduğunca yerel kaynaklardan sağlamak,
- Enerji verimliliği ölçmelerini iyileştirmek ve enerjinin üretimi, nakli ve tüketimi sırasındaki kayıpları azaltmak ve atıkları önlemek,
- Enerji gereksinimlerini karşılarken, halk sağlığının ve çevrenin korunmasını ihmal etmemek

Şekil 3.1'de Türkiye'deki yenilenebilir enerji kaynakları potansiyelinin yüzdelik olarak dağılımı gösterilmiştir. Modern biyokütle ve güneş enerjisi en yüksek oranda potansiyele sahip olduğu, bunları hidrolik enerjinin izlediği söylenebilir. Rüzgar enerjisi ise bunlardan sonra gelmektedir.



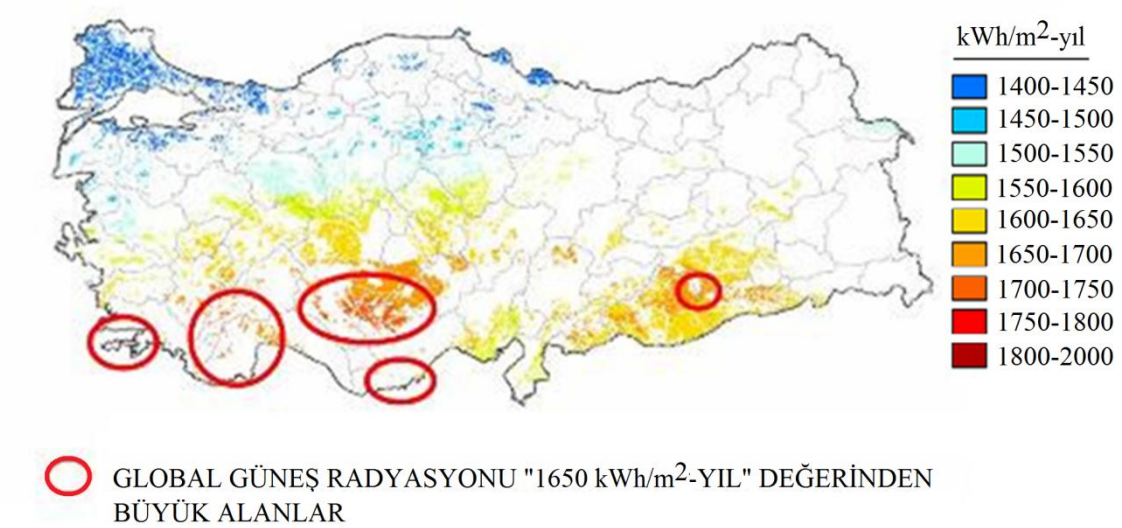
Şekil 3.1. Türkiye'nin yenilenebilir enerji potansiyeli (Anonim, 2010a)

Şekil 3.2'de Türkiye'nin Güneş Enerjisi Potansiyel Atlası (GEPA) verilmiştir. Atlas oluşturulurken Devlet Meteoroloji işleri Genel Müdürlüğü ve Elektrik İşleri Etüt İdaresi'nin 22 yıllık güneş ölçümleri dikkate alınmıştır. Atlasta, güneş enerjisiyle elektrik üretmek için uygun olan yüksek ışınım değerlerine sahip alanların önemli bir kısmının Konya ovasında yer aldığı görülmektedir.



Şekil 3.2. Türkiye'nin Güneş Enerjisi Potansiyel Atlası (Anonim, 2013)

Şekil 3.3'de Güneş Enerjisi Potansiyeli yönünden öne çıkan ve ışınım şiddeti 1650 kWh/m^2 değerinden büyük alanlar diğer bir deyişle güneş enerjisinden faydalanılarak elektrik enerjisi üretilebilecek bölgeler gösterilmiştir. Türkiye'nin özellikle Konya, Antalya, Muğla, Mersin ve GAP bölgesi civarında güneş enerjisinden elektrik üretme potansiyeli olduğu görülmektedir.



Şekil 3.3. Güneş Enerjisi Potansiyel yönünden ışınım şiddeti 1650 kWh/m^2 değerinden büyük alanlar (Anonim, 2010a)

Ülkemiz, coğrafi konumu nedeniyle sahip olduğu güneş enerjisi potansiyeli açısından birçok ülkeye göre şanslı durumdadır. GEPA'nın oluşturulmasında kullanılan verilerden yararlanılarak EİE tarafından yapılan çalışmaya göre, Türkiye'nin ortalama yıllık toplam güneşlenme süresi 2640 saat (günlük toplam 7.2 saat), ortalama toplam ışınım şiddeti 1311 kWh/m²-yıl (günlük toplam 3.6 kWh/m²) olduğu tespit edilmiştir. Aylara göre Türkiye güneş enerjisi potansiyeli ve güneşlenme süresi değerleri çizelge 3.1'de, bölgelere göre güneşlenme süreleri ise çizelge 3.2'de verilmiştir (Anonim, 2011).

Çizelge 3.1. Türkiye güneş enerji potansiyeli ve güneşlenme süresi değerleri (Anonim, 2011)

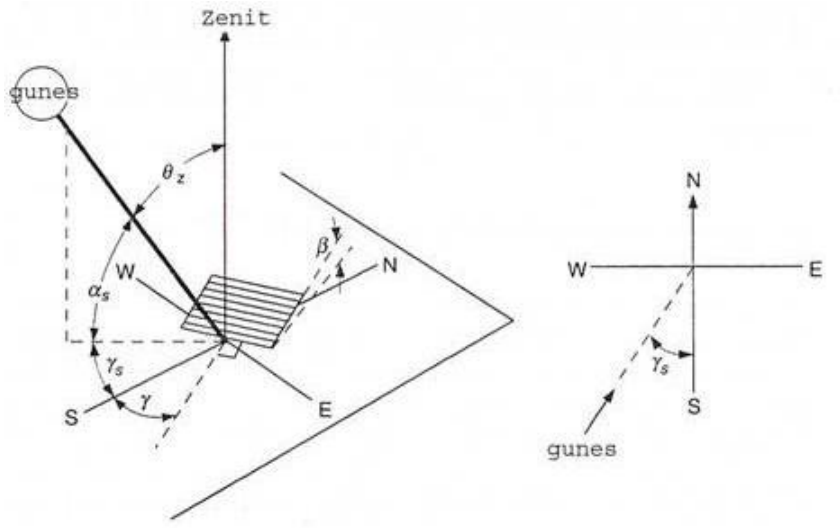
AYLAR	AYLIK TOPLAM GÜNEŞ ENERJİSİ		GÜNEŞLENME SÜRESİ
	(kcal/cm^2-ay)	(kWh/m^2-ay)	(Saat/ay)
OCAK	4.45	51.75	103
ŞUBAT	5.44	63.27	115
MART	8.31	96.65	165
NİSAN	10.51	122.23	197
MAYIS	13.23	153.86	273
HAZİRAN	14.51	168.75	325
TEMMUZ	15.08	175.38	365
AĞUSTOS	13.62	158.4	343
EYLÜL	10.6	123.28	280
EKİM	7.73	89.9	214
KASIM	5.23	60.82	157
ARALIK	4.03	46.87	103
TOPLAM	**112.74**	**1311**	**2640**
ORTALAMA	308 cal/cm^2-gün	3.6 kWh/m^2-gün	7.2 saat/gün

Çizelge 3.2. Türkiye'nin bölgelere göre güneşlenme süresi değerleri (Anonim, 2011)

BÖLGE	TOPLAM GÜNEŞ ENERJİSİ (kWh/m^2-yıl)	GÜNEŞLENME SÜRESİ (Saat/yıl)
G.DOĞU ANADOLU	1460	2993
AKDENİZ	1390	2956
DOĞU ANADOLU	1365	2664
İÇ ANADOLU	1314	2628
EGE	1304	2738
MARMARA	1168	2409
KARADENİZ	1120	1971

3.2. Güneş Enerjisi

Güneş, 1.39 x 10^9 m çapında, yoğun sıcak gazlar içeren bir küredir ve dünyadan ortalama 1.5 x 10^{11} m uzaklıktadır. Yüzey sıcaklığı tahminlere göre 5777 K civarındadır. Güneşten gelen ışınım enerjisinin kaynağı çeşitli füzyon reaksiyonlarıdır. Bu reaksiyonlarda enerji açığa çıkmaktadır. Bu enerji, çeşitli dalga boylarında ışınlar halinde dünyaya ulaşır. Güneş ışınımının bir kısmı dünya atmosferinden girerken yutulur. Geri kalan ışınımın bir miktarı havada toz parçacıkları, bulutlar ve hava tarafından yansımaya uğrar. Yansımaya uğrayan bu kısım difüz güneş ışınımı, dünya üzerine yansımaya uğramadan direk gelen ışınımda direk güneş ışınımı olarak adlandırılır. Güneşten yeryüzüne gelen ışınım şiddeti, gün içinde geliş açısına bağlı olarak değişir. Bu şiddet, öğle vaktinde o gün içindeki en yüksek değerine ulaşır. Bunun sebebi, güneş ışınlarının atmosfer içinde izlediği yolun öğle vaktinde en az olmasıdır (Şenol, 2005). Güneş açıları Şekil 3.4'de gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Güneş açıları (Anonim, 2009b)

Şekil 3.4'de güneş açıları gösterilen açılar aşağıda açıklanmıştır.

α:Yükseklik açısı olup, güneş ışınımı ile yatay arasındaki açıdır. Tanımlamaya göre

$\alpha_s = 90 - \theta_z$ olur.

γ_s: Güneş azimut açısı olup, güneş ışınlarının kuzeye göre, saat dönüş yönünde, sapmasını gösteren açıdır.

γ: Yüzey azimut açısı olup, yüzeyin dikeyinin, yerel boylama göre, sapmasını gösteren açıdır. Güneye bakan yüzeyler için $\gamma=0^o$ olur. Doğuya yönelen yüzeyde artı değer alır. Batıya yönelen yüzeyde eksi değer alır.

δ : Deklinasyon açısı olup, saat 12'de güneş ışını ile ekvator düzlemi arasındaki açıdır.

θ : Geliş açısı olup yüzeyin normali ile güneş ışını arasındaki açıdır.

θ_z : Zenit açısı olup, ışın ile yatay yüzeyin dikeyi arasındaki açıdır. Tanımlamaya göre θ_z=90-α olur.

φ : Enlem açısı olup, kuzey yarım kürede artı değerini alır.

ω : Saat açısı olup, saat 12'de ω = 0^o olur. Bir saat 15 ^{o} boylama eşittir. Öğleden önce açı artı değer alır. Öğleden sonra açı eksi değer alır.

β: Eğim açısı olup yüzey ile yatay arasındaki açıdır. Ekvatora yönelen yüzey için artı değer alır.

3.2.1. Fotovoltaik paneller

Güneş enerjisinden elektrik üretimi konusunda sıkça bahsedilen fotovoltaik (photovoltaic - PV) terimi, ışıktan gerilim üretilmesi anlamına gelir. Güneş pilleri, enerjinin korunumu yasasına uygun olarak, ışık enerjisini elektrik enerjisine dönüştüren cihazlar olup enerjiyi depolayamazlar (Şenol, 2005). Güneş pilleri fotovoltaik ilkelere dayalı olarak üzerine düşen enerjiyi elektriğe dönüştürürler. Yarı iletken malzemeler üzerine ışık düştüğü zaman uçları arasında bir potansiyel fark oluşur. Malzeme uçları bir dış devreye bağlanarak elektrik üretimi sağlanır. Fotovoltaik etki, ışık bir yarıiletken tarafından soğurulduğunda oluşur. Yarı iletken bant aralığı küçükse; fotovoltaik sistemin uçları arasında oluşan potansiyel fark küçük ve dış devre akımı büyük olur (Küpeli, 2005). Şekil 3.5'de fotovoltaik etki şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.5. Fotovoltaik hücre çalışma prensibi (Anonim, 2009)

3.2.2. Fotovoltaik paneller için kullanılan malzemeler

Tek Kristalli Silisyum Fotovoltaikler: Fotovoltaik panel üretiminde yüksek verimli olduğu için kullanılan malzemelerden biridir. Elektrik, optik ve yapısal özelliklerinin uzun süre değişmemesi ve silisyum üretim teknolojilerinin gelişmesine bağlı olarak bu malzeme popülerlik kazanmıştır. Saf silisyum elde edilmesi zor ve maliyetli olmaktadır. Bu bakımdan üretim maliyetleri yüksek olmaktadır. Çeşitli uygulamalar için n- tipi ve p- tipi olarak katkılanırlar. Katkı maddesi olarak Arsenik,

Boron, Galyum, Fosfor ve Alüminyum kullanılır. Laboratuar şartlarında %24, ticari modüllerde ise %15'in üzerinde verim elde edilmektedir (Erdoğan, 2010).

Çok Kristalli Silisyum Fotovoltaikler: Çok kristalli malzemede damarların kristal yapılarının yönlenmeleri dışında elektrik, optik ve yapısal özellikleri özdeştir. Damarların büyüklükleri kristalin kalitesi ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Elektriksel yük değişikliklerinin aktarılmasında damarlar arasında süreksizlik önemli bir sorun olarak öne çıkmaktadır. Elektriksel özelliklerin küçülen damar büyüklüğü ile orantılı olması tek kristalli malzemeler ile karşılaştırıldığında verimin daha düşük olmasına neden olmaktadır. Bunun yanı sıra çok kristalli malzemelerin üretim teknolojileri basittir ve maliyetleri de önemli ölçüde düşüktür (Erdoğan, 2010).

Dökme silisyum bloklardan dilimlenerek elde edilen çok kristal silisyum güneş pilleri nispeten ucuza üretilmekte, ancak verimleri daha düşük olmaktadır. Verim laboratuar şartlarında %18, ticari modüllerde ise %14 civarındadır (Erdoğan, 2010).

Galyum Arsenit (GaAs): Bu malzemeyle, laboratuar şartlarında %25 ve %28 verim elde edilmektedir. Diğer yarı iletkenler ile oluşturulan çok eklemli GaAs pillerde %30 verim elde edilmiştir. GaAs pilleri uzay uygulamalarında ve optik yoğunlaştırıcılı sistemlerde kullanılmaktadır (Erdoğan, 2010).

Amorf Silisyum: Kristal yapı özelliği göstermeyen bu silisyum pillerinden elde edilen verim %10 dolaylarında, ticari modüllerde ise %5-7 düzeyindedir. Günümüzde daha çok küçük elektronik cihazların güç kaynağı olarak kullanılan amorf silisyum güneş pilinin bir başka önemli uygulama sahasının, binalara entegre yarı saydam cam yüzeyler olarak, bina dış koruyucusu ve enerji üreteci olarak kullanılabileceği tahmin edilmektedir (Erdoğan, 2010).

Kadmiyum Tellürid (CdTe): Çok kristal yapıda bir malzeme olan CdTe'in güneş pili maliyetlerini çok aşağılara çekilebileceği tahmin edilmektedir. Laboratuar tipi küçük hücrelerde %16, ticari tip modüllerde ise %7 civarında verim elde edilmektedir.

Bakır İndiyum Diselenid ($CuInSe_2$): Bu çok kristal yapılı pilde laboratuar şartlarında %17.7, enerji üretimi amaçlı geliştirilmiş olan prototip bir modülde ise %10.2 verim elde edilmiştir.

Optik Yoğunlaştırıcı Hücreler: Gelen ışığı 10-500 kat oranlarda yoğunlaştıran mercekli veya yansıtıcılı araçlarda modül verimi %17'nin pil verimi ise %30'un üzerine çıkarılabilmektedir. Yoğunlaştırıcılar basit ve ucuz plastik malzemelerden yapılmaktadır (Erdoğan, 2010).

Fotovoltaik teknolojiler üzerine günümüzde çalışmalar hız kazanmıştır. Özellikle verimlerinin arttırılması konusunda çalışmalar mevcuttur. Concentrix firması ışığın yoğunlaştırılması ve güneş pilinin konumlandırılmasıyla modül verimliliğinde %26'nın üzerinde sonuç elde etmiştir. Ayrıca, Flatcon, teknolojisiyle daha önce sadece uzayda kullanılan yüksek verimli güneş pillerini yeryüzünde kullanmak için ilk adımı atan firma olmuştur. Bu güneş pilleri günümüz ölçülerine göre dikkat çekici şekilde %35'lik bir verimlilik düzeyine ulaşabilmektedirler (Erdoğan, 2010). Son yıllarda ABD Enerji Bakanlığı Ulusal Yenilenebilir Enerji Laboratuar'ındaki (NREL) bilim insanları, üzerine düşen ışığın %40.8'ini elektriğe dönüştüren bir fotovoltaik aygıt geliştirdiklerini duyurmuştur (Erdoğan, 2010). Benzer bir yaklaşımı kullanan Delaware Üniversitesi bilim insanları, %42.8 oranında verimlilik aldıkları başka bir aygıt geliştirerek NREL'in rekorunu kırmışlardır (Anonim, 2008). Fraunhofer araştırma merkezindeki bilim adamları tarafından 2003 yılında başlatılan FP6-FullSpectrum proje kapsamında %32'lik bir verim elde edilmiş, ekim 2008'de proje sonunda %35'lik verim üzerine çıkılmıştır (Shiflette, 2009).

3.2.3. Fotovoltaik panel uygulama alanları

Fotovoltaik panellerin, aydınlatma sistemlerinden uzay teknolojilerine kadar geniş bir alanda uygulamaları yapılmaktadır. Örneğin, haberleşme istasyonlarında, kırsal radyo, telsiz ve telefon sistemlerinde, petrol boru hatlarının katodik korumasında, metal yapıların, köprülerin ve kulelerin korozyon korumasında, elektrik ve su dağıtım sistemlerinde yapılan telemetrik ölçümlerde, bina içi ve dışı aydınlatmada, dağ evleri ya da yerleşim yerlerindeki evlerde, televizyon, radyo, buzdolabı gibi elektrikli aygıtların çalışmasında, su pompalamada, orman gözetleme kulelerinde, deniz fenerlerinde, ilkyardım, alarm güvenlik sistemlerinde, deprem ve hava gözlem istasyonlarında, ilaç ve aşı soğutma gibi pek çok alanda yaygın olarak kullanılmaktadırlar.

3.3. Yöntem

Tez çalışması iki kısımdan oluşmaktadır. Birinci kısımda, güneş enerjisinden elektrik üreten ve bu elektrik enerjisi ile Konya, Antalya, Muğla, Mersin ve Şanlıurfa illeri başta olmak üzere Türkiye'nin çeşitli iklim şartlarına sahip farklı illerinde buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan taşıt kliması sisteminin, termodinamik analizi teorik olarak yapılmıştır. Teorik hesaplamalarda, seçilen illere ait Meteorolojik veriler (1997-2008 yılları arasında) ile model alınan taşıtların, ısı kazançları ve soğutma

yükü belirlenen dönem boyunca (1 Mayıs-30 Eylül) saatlik olarak hesaplanmış, bu soğutma yükünü karşılayacak kompresör için gerekli enerjinin değişik verime sahip (%10-%42) fotovoltaik pillerden üretilen elektrikle karşılanması durumları araştırılmıştır. Hesaplamalarda ayrıca, farklı soğutucu akışkanlar için (R134a, R410A ve R407C), değişik buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, izentropik verim, aşırı ısıtma, aşırı soğutma, evaporatördeki ve kondenserdaki kayıplar dikkate alınmıştır. Seçilen soğutucu akışkanlar, Kyoto protokolü gereği önerilen ve pazarda ulaşılabilirliği olan çevre dostu akışkanlardır.

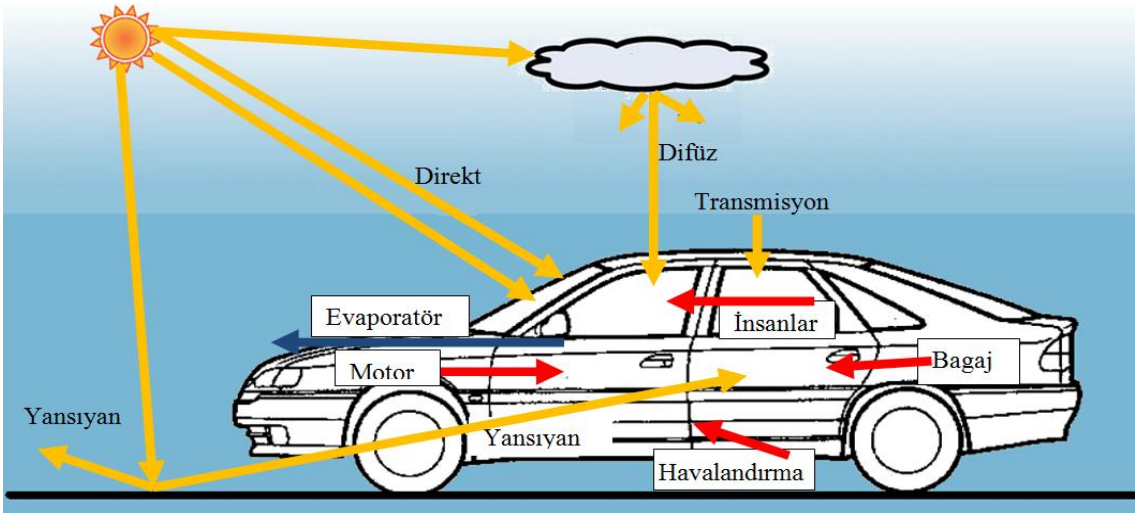
Tez çalışmasının ikinci kısmında ise, Konya ili Selçuk Üniversitesi Alaeddin Keykubat yerleşkesinde bir deney düzeneği kurularak park halindeki bir taşıtın klima sisteminin performansı deneysel olarak belirlenmiştir. Deney düzeneği, soğutma sistemi ve PV sistemi olmak üzere iki ana sistemden oluşmaktadır.

Bu çalışmada kullanılacak materyal ve yöntem, ayrıntılı olarak aşağıdaki bölümlerde sırasıyla verilmiştir. Çalışmada yapılacak analitik hesaplama yöntemi, aşağıda açıklandığı gibi ısı kazancı hesaplamaları, soğutma yükü hesaplamaları ve fotovoltaik panel hesaplamaları olmak üzere üç ayrı bölümde açıklanmıştır. Deney aşaması, deney düzeneği bölümünde detaylı olarak verilmiştir.

3.3.1. Isı kazancı hesaplamaları

Taşıt kabini içerisine olan enerji akışının parçaları Şekil 3.6'da görülmektedir. Taşıtlar için toplam ısı kazancının aşağıda verilen bölümlerden meydana geldiği dikkate alınmıştır. Bunlar;

a) Transmisyonla oluşan ısı kazancı (Taşıt yüzeyleri, bagaj ve motor bölmeleri)
b) Opak ve cam yüzeylerden ışınımla oluşan ısı kazancı
c) İnsanlardan kaynaklanan ısı kazancı
d) Araç içindeki cihazlardan kaynaklanan ısı kazancı
e) Havalandırmadan kaynaklanan ısı kazancı



Şekil 3.6. Taşıt kabini içerisindeki enerji akış diyagramı

a)Transmisyonla oluşan ısı kazancı;

Taşıtın yüzeylerinden içeri aktarılan transmisyon yükü yüzeyler, bagaj ve motor bölmesi için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Yüzeylerden transmisyonla oluşan ısı kazancı için Eş. 3.1 kullanılmıştır.

$$Q_{trans,k,j} = A_k * U_k * (T_{dış,j} - T_{iç,j}) \quad (3.1)$$

Burada, $Q_{trans,k,j}$: k yüzeyinin j. saatteki transmisyonla ısı kazancı (W); A_k: k yüzeyinin alanı (m^2); U_k: k yüzeyinin toplam ısı transfer katsayısı ($W/m^{2\circ}C$); $T_{dış,j}$: günün j. saatindeki dış hava sıcaklığı ve $T_{iç,j}$: günün j. saatindeki konforu sağlayan iç hava sıcaklığını göstermektedir. Taşıt iç sıcaklığı, hesaplamalarda 23 °C olarak kabul edilmiştir.

U_k toplam ısı transfer katsayısı olup, belirlenmesi zor olan ve taşıt hızıyla değişen bir parametredir. Meyer (2002) yaptığı çalışmada, toplam ısı transfer katsayısını etkileyen en önemli parametrenin iç konveksiyon olduğunu ve 32 km/h ile 128 km/h taşıt hızı aralığında ısı transfer katsayısının sabit olduğunu belirtmiş ve standart bir taşıtta tüm yüzeyler için ortalama 4 W/m^2K alınabileceğini belirtmiştir. Konz (2007) yaptığı araştırma tezinde, Shimizu'nun (1982) yaptığı çalışmaya atıfta bulunarak, pencere ve tavan yüzeylerindeki dış ısı taşınım katsayısını ön, arka ve yan yüzeyler için taşıt hızına bağlı eşitlikleri, iç ısı taşınım katsayısı için ise, içerde dolaşan hava debisine bağlı eşitlikleri kullanarak belirlemiştir. Ayrıca, duran bir taşıt için dış ısı taşınım katsayısının minimum 25 W/m^2K, içerisinde hava dolaşımı olmayan durum için ise, iç ısı taşınım katsayısının 7 W/m^2K olduğunu belirtmiştir.

Bu nedenle, bu çalışmada taşıt içerisindeki ısı taşınım katsayısını belirlemek için Konz'un çalışmasındaki eşitliklerin aritmetik ortalaması alınarak, iç ortam ve dış ortam için ısı taşınım katsayısı değerleri hesaplanmıştır. Konz (2007)'deki eşitliklere göre, iç ısı taşınım katsayısının minimum değeri 7 W/m^{2}K, maksimum değeri 13 W/m^{2}K, dış ısı taşınım katsayısının minimum değeri 25 W/m^{2}K, maksimum değeri ise 68.5 W/m^{2}K olarak belirlenmiştir. Bu değerler ve yüzeylerin özellikleri dikkate alınarak her yüzey için toplam ısı transfer katsayısı hesaplandığında, standart bir binek taşıt için alan ortalamalı toplam ısı transfer katsayısının değeri minimum 2.47 W/m^{2}K, maksimum ise 4.48 W/m^{2}K ve ortalama değerinin ise 3.47 W/m^{2}K, olduğu görülmektedir. Bu çalışmada taşıt yüzeylerindeki toplam ısı transfer katsayısının değerleri Etemoğlu (2004) yayınından Çizelge 3.3'deki gibi alınmıştır. Bunların taşıt alanlarına göre ağırlıklı ortalamaları alındığında binek taşıt için 3.06 W/m^{2}K, midibüs için ise 1.72 W/m^{2}K olarak hesaplanmış ve literatürle uyumlu olduğu görülmüştür.

Çizelge 3.3. Modelde sabit olarak alınan toplam ısı transfer katsayısı değerleri

Yüzeyler	U_k (W/m^{2}K)
Tavan	0.88
Taban	0.7
Yan saç	0.529
Cam	6.9

Motor bölmesinden transmisyonla oluşan ısı kazancı hesaplamalarında, motor bölmesinin 60 °C olduğu kabul edilmiştir. Bagaj bölmelerinden transmisyonla oluşan ısı kazancı için Eş. 3.2 kullanılmıştır.

$$Q_{bag,k,j} = A_k * U_k * (T_{dış,j} + 10 - T_{iç,j}) \quad (3.2)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Burada, bagaj iç sıcaklığı dış ortam sıcaklığından 10 °C fazla olduğu kabul edilmiştir.

b) Opak ve cam yüzeylerden ışınımla oluşan ısı kazancı;

$$Q_{I,k,j} = A_k * k_y * I_{k,j} \quad (3.3)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Burada, $Q_{I_{k,j}}$: k yüzeyinin günün j saatindeki ışınımla ısı kazancını (W), A_k : k yüzeyinin alanını (m^2), k_y : camlar için gölgeleme faktörünü, opak yüzeyler için yutma katsayısını (cam=0.7, opak=0.5) ve $I_{k,j}$: k yüzeyinin günün j saatindeki güneş ışınımını (W/m^2) göstermektedir.

Güneş enerjisi sistemlerinin tasarımı ve analizi için eğimli yüzeylere gelen güneş ışınımının bilinmesi gerekmektedir. Yeryüzüne gelen güneş ışınımı çok sayıda değişkenin fonksiyonudur. Bu faktörler;

- ✓ Astronomik faktörler (güneş sabiti, dünya güneş mesafesi, deklinasyon açısı)
- ✓ Coğrafik faktörler (bulunan yerin enlemi, boylamı ve deniz seviyesinden yüksekliği)
- ✓ Geometrik faktörler (yüzeyin azimut açısı, yüzeyin eğimi, güneş yükseklik açısı, güneşin azimut açısı)
- ✓ Fiziksel faktörler (hava moleküllerinin saçması, atmosferdeki su buharının azalması, tozların saçması, ozon ve karbondioksitin yutması vb.)
- ✓ Meteorolojik faktörler (bulutların tesiri, çevrenin yansıması) olarak sınıflandırılmaktadır.

Belirlenen bu faktörlerin hepsinin tesirini hesaplamak zordur. Bu nedenle, güneş ışınımı hesaplamalarında genellikle ölçülen güneş ışınımı verilerinden yararlanarak geliştirilen ampirik bağıntılar kullanılmaktadır (Kılıç ve Öztürk, 1983).

Bu çalışmada, taşıtın yüzeylerine gelen güneş ışınımı değerleri Durmaz'ın (2007) yapmış olduğu çalışmadaki modellere göre hesaplanmıştır. Durmaz (2007)'a göre, literatürdeki modeller arasından 90^o eğimli yüzeyler için elde edilmiş en uygun modeller aşağıdaki gibidir.

Yatay düzleme gelen saatlik difüz ışınım hesabı için "Orgill ve Hollands" (1977) modeli kullanılmıştır (Durmaz, 2007).

$$k_{t,j} = \frac{I_{top,j}}{I_{0,j}} \tag{3.4}$$

$$I_{0,j} = I_{sc} * f * \cos\theta_z \tag{3.5}$$

$$f = 1 + 0.0033 * \cos\left(\frac{360 * n}{365}\right) \tag{3.6}$$

$$\begin{aligned} k_{d,j} &= 1 - 0.249 k_{t,j} ..... \rightarrow k_{t,j} < 0.35 \\ k_{d,j} &= 1.577 - 1.84 k_{t,j} . \rightarrow 0.35 \le k_{t,j} \le 0.75 \\ k_{d,j} &= 0.177 ..... \rightarrow k_{t,j} > 0.75 \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$k_{d,j} = \frac{I_{d,j}}{I_{top,j}} \quad (3.8)$$

Eşitliklerde j alt indisi saati belirtmektedir. Burada, k_t: saatlik berraklık indeksi, f: katsayı, k_d: difüz ışınım oranı, I_d: yatay düzleme gelen saatlik difüz ışınım, I_{top}: yatay düzleme gelen saatlik toplam ışınımı göstermektedir.

Eğik düzleme gelen saatlik difüz ışınım için "Koronakis" (1986) modeli kullanılmıştır (Notton ve ark, 2002).

$$I_{d,\beta,j} = \frac{1}{3} I_{d,j} (2 + \cos\beta) \quad (3.9)$$

Burada β yüzeyin eğim açısıdır.

Eğik düzleme gelen saatlik direkt ışınımın hesabı için "Liu ve Jordan" (1960) modeli kullanılmıştır.

$$I_{b,\beta,j} = I_{b,j} * R_{b,j} \quad (3.10)$$

$$R_b = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} \quad (3.11)$$

Burada, θ ve θ_z sırasıyla geliş açısını ve zenit açısını göstermektedir. Ayrıca, cosθ'nın hesabı için aşağıdaki ifade kullanılmıştır (Duffie ve Beckman, 1980):

$$\begin{aligned} \cos\theta = &\sin\delta*\sin\phi*\cos\beta - \sin\delta*\cos\phi*\sin\beta*\cos\gamma \\ &+\cos\delta*\cos\phi*\cos\beta*\cos\omega + \cos\delta*\sin\phi*\sin\beta*\cos\gamma*\cos\omega \\ &+\cos\delta*\sin\beta*\sin\gamma*\sin\omega \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$\delta = 23.45 * \sin\left[\frac{360}{365}(284 + n)\right] \quad (3.13)$$

Burada, n yılın n. gününü göstermektedir. Ayrıca, deklinasyon açısı δ, enlem açısı Φ, yüzeyin eğim açısı β, azimut açısı γ ve saat açısı ω olarak verilmiştir. Deklinasyon açısı yılın günlerine bağlı olarak Eş.(3.13)'e göre hesaplanmakta, taşıtın dik yüzeyleri için β= 90°, taşıtın yönüne bağlı olarak γ, güney için 0°, kuzey için 180°, doğu için -90°, batı için 90° alınmıştır. Saat açısı ise ω olup, aşağıdaki eşitlikten hesaplanmaktadır.

$$\omega_j = (t_j - 12) * 15 \tag{3.14}$$

Burada t_j yerel saati göstermektedir.

Herhangi bir düzleme güneş ışınlarının ilk gelişi, gün doğuşu veya düzleme paralel geldiği ilk an, son gelişi ise gün batışı veya paralel geldiği son andır. Güneş ışınları yüzeye paralel geldiği zaman ω=90° olduğundan Eş.(3.12)'den

$$\begin{aligned} C_1 &= \cos\delta * \sin\beta * \sin\gamma \\ C_2 &= \cos\delta * (\cos\phi * \cos\beta + \cos\gamma * \sin\phi * \sin\beta) \\ C_3 &= \sin\delta * (\sin\phi * \cos\beta - \cos\gamma * \cos\phi * \sin\beta) \\ D^2 &= C_1^2 + C_2^2 - C_3^2 \end{aligned} \tag{3.15}$$

olmak üzere Eş.(3.16) çözümleri elde edilir.

$$\begin{aligned} H_{1p} &= 2 * \tan^{-1}\frac{C_1 - D}{C_2 - C_3} \\ H_{2p} &= 2 * \tan^{-1}\frac{C_1 + D}{C_2 - C_3} \\ H &= \cos^{-1}(-\tan\delta * \tan(\phi - \beta)) \end{aligned} \tag{3.16}$$

Güneş ışınının düzleme paralel gelme açısı, güneş doğmadan önce veya güneş battıktan sonra olabilir. Bu sebeple, güneş ışınının eğik düzleme paralel geliş saat açısı mutlak değerce gün doğuş saat açısından daha büyükse, ilk geliş saat açısı gün doğuşunda olur. Güneş öğlesinde (ω=0°) güneş geliş açısı θ_0'ın kosinüsü Eş.(3.12)'den

$$\cos\theta_0 = C_2 + C_3 \tag{3.17}$$

olarak bulunur. Herhangi bir düzleme güneş ışınının ilk ve son düşüş saat açıları çizelge 3.4 ile özetlenebilir.

Çizelge 3.4. Eğik düzleme güneşin ilk geliş ve son düşüş saat açıları

		İlk geliş saat açısı,H_1	Son düşüş saat açısı,H_2
$\cos\theta_0>0$	$D^2>0$	$\max(H_{1p},-H)$	$\min(H_{2p},H)$
	$D^2<0$	-H	H
$\cos\theta_0<0$	$D^2>0$	$\max(H_{2p},-H)$	$\min(H_{1p},H)$
	$D^2<0$	Güneş ışını yüzeye gelmez	

Eğik düzlemden saatlik yansıyan ışınım için literatürde sıklıkla kullanılan "Liu ve Jordan" (1962) modeli kullanılmıştır (Durmaz, 2007).

$$I_{r,B,j} = \frac{1}{3} * \lambda * I_{top,j} * (1 - \cos\beta) \quad (3.18)$$

Burada λ yüzey yansıtma oranı olup beton kaplı zeminler için 0.22'dir.

Bu eşitliklerin toplanması ile k yüzeyi için toplam ışınım;

$$I_{k,j} = I_{d,\beta,j} + I_{b,\beta,j} + I_{r,\beta,j} \quad (3.19)$$

eşitliği ile bulunabilir.

c) İnsanlardan kaynaklanan ısı kazancı;

İnsan vücudunda üretilen metabolik enerji, taşınım ve ışınım ile duyulur ısı olarak, buharlaşma ile gizli ısı olarak deriden ve solunum ile ciğerlerden bulunulan çevreye atılmaktadır. Bu parametreler kişinin aktivite düzeyi, giyinme durumu, ortam sıcaklığı, ortamın bağıl nemi, ortamdaki hava hızı ve ortamdaki çeşitli yüzeylerin sıcaklığına göre değişimler göstermektedir (Atmaca ve Yiğit, 2007).

$$Q_{insan,j} = Z * (Q_{duy} + Q_{giz}) \quad (3.20)$$

Burada, araç içindeki insan sayısı Z, bir kişinin oluşturduğu duyulur ve gizli ısılar Q_{duy} ve Q_{giz} ile gösterilmiştir. Bu değerler $Q_{duy} = Q_{giz}$ olup, 58 (W/kişi) olarak alınabilir (ASHRAE, 2003).

d) Araç içindeki cihazlardan kaynaklanan ısı kazancı;

Araç içerisinde ısı kaynağı oluşturan MP3 oynatıcı, fan, hoparlörler ve diğer elektrik tüketen cihazların toplam ısı kazancı kullanım oranlarına göre değişiklik gösterebilmektedir. Araç içindeki cihazlardan kaynaklanan ısı kazancı taşıt tipine bağlı olarak sabit bir değer olarak binek taşıt için 100W ve midibüs için 500W alınmıştır.

e) Havalandırmadan kaynaklanan ısı kazancı;

$$Q_{hav,j} = \rho * \dot{V} * C_p * Z * (T_{dış,j} - T_{iç,j}) \quad (3.21)$$

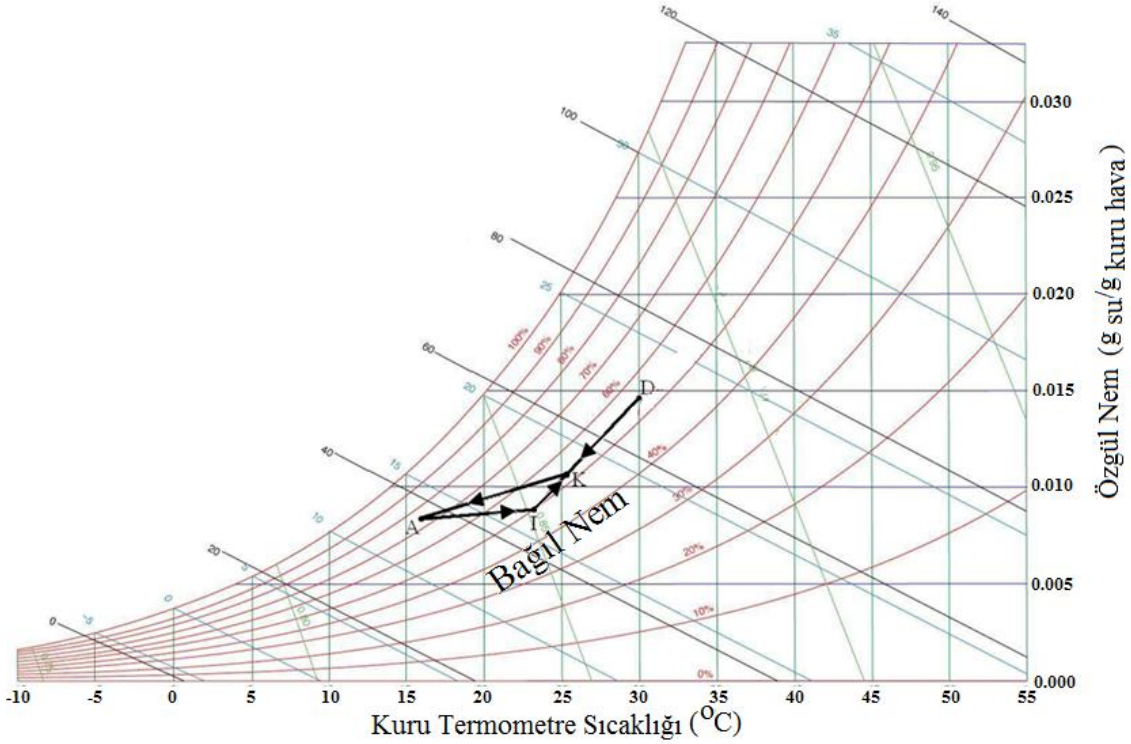
Eş. 3.21 ile hesaplanacaktır. Burada, günün j. saatindeki havalandırmadan kaynaklanan ısı kazancı $Q_{hav,j}$ (W), havanın yoğunluğu ρ (kg/m^3), bir kişi için saatte gerekli taze hava miktarı $\dot{V}$ ve havanın özgül ısısı C_p'dir. Yapılan hesaplamalarda $\dot{V}$ =30 ((m^3/h)/kişi) alınmıştır (Etemoğlu, 2004). Eşitlik 3.1-3.22 hesaplamalarının gerçekleştirilmesi ile taşıtın toplam ısı kazancı değeri

$$Q_{top,j} = Q_{trans} + Q_{I,j} + Q_{cihaz,j} + Q_{insan,j} + Q_{hav,j} \quad (3.22)$$

şeklinde bulunur. Burada, günün j. saatindeki toplam ısı kazancı $Q_{top,j}$ ile gösterilmiştir.

Konutların ısı kazancı yüklerini hesaplamak için "Isı Balansı Metodu, Işınım Zaman Serileri Metodu, Soğutma Yükü Sıcaklık Farkı Metodu, Admittance Metodu, VDI 2078" metotları yaygın kullanılmaktadır. Bu uygulamanın taşıt klima yükü hesaplamasında ilk defa bu çalışma ile gerçekleştirilecek olması, bu çalışmanın bir diğer özgün yanını ortaya çıkarmaktadır.

Havanın evaporatörden geçirilmesi ve taşıt içine gönderilmesi psikometrik diyagramda Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Bu diyagramda, D dış havayı, I iç havayı, K karışım havasını, A karışım havasının evaporatörden çıkış noktasını, DIO duyulur ısı oranını, Φ izafi nemi, T_K kuru termometre sıcaklığını, [KA] karışım havasının evaporatörde soğutulmasını, [AI] evaporatörden çıkan havanın sabit duyulur ısı oranı boyunca ısınarak otomobilin ısı kazançlarını karşılamasını göstermektedir. Sistem hesapları, iç hava sıcaklığının 23 °C ve dış sıcaklığın fonksiyonu, evaporatörden çıkan karışım havasının 16 °C, dış hava izafi neminin %55 ve iç hava izafi neminin %50 olduğu kabul edilerek yapılmıştır. Ayrıca, konfor şartlarına uygun olarak I, A ve K noktalarının farklı durumlardaki değerlerine göre, sistem performansı değerlendirilmiştir.



Şekil 3.7. Havanın evaporatörden geçirilmesi ve taşıt içerisine gönderilmesini gösteren psikometrik diyagram

$$DIO = \frac{Q_{duy}}{Q_{duy} + Q_{giz}} \tag{3.23}$$

Burada, Q_{duy} duyulur ısıyı, Q_{giz} ise gizli ısıyı göstermektedir.

V_i mahal içerisinde sirküle edecek olan iç hava miktarı olup, aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir.

$$\dot{V}_i = \frac{Q_{top,j}}{\rho * (h_1 - h_A)} \tag{3.24}$$

İnsanların temiz hava ihtiyacı için gerekli olan dış hava miktarı $\dot{V}_D$'dir. Bir insan için temiz hava ihtiyacı 30 m^3/h olarak alınabilir (Etemoğlu, 2004). Taşıt içerisindeki insan sayısı Z olduğu varsayılırsa

$$\dot{V}_D = 30 * Z \tag{3.25}$$

olur ve sirkülasyon eden toplam iç hava miktarı V_i ;

$$\dot{V}_{top} = \dot{V}_i + \dot{V}_D \tag{3.26}$$

eşitliğiyle bulunabilir.

Evaporatörün soğutma yükü Q_{evap};

$$Q_{evap} = \dot{V}_{top} * \rho * (h_k - h_A) \tag{3.27}$$

eşitliğiyle bulunabilir (Etemoğlu, 2004)

3.3.2. Soğutma çevrimi hesaplamaları

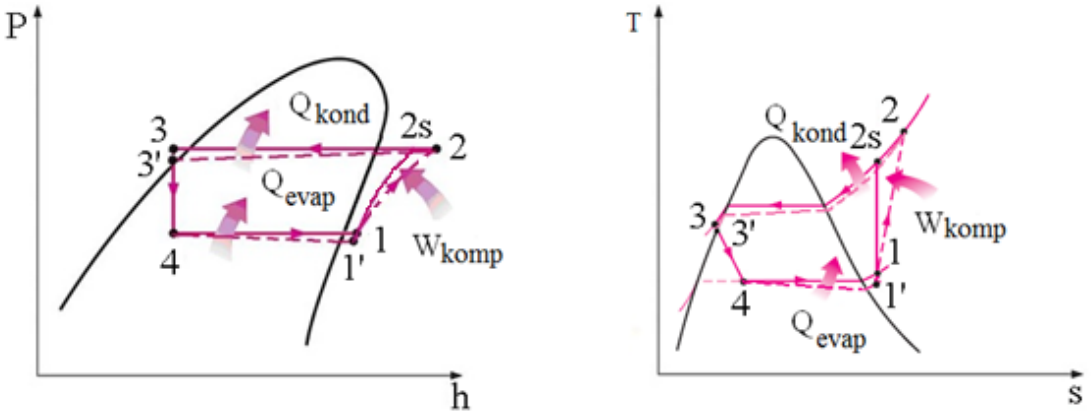
Soğutma sisteminin ideal buhar sıkıştırmalı çevrime göre, P-h ve T-s diyagramı Şekil 3.8'de gösterilmiştir. Soğutma çevriminin hava kaynaklı olmasına göre teorik hesaplamada en az 3 tane farklı soğutucu akışkanın (R134a, R410A ve R407C) kullanılabileceği kabul edilmiştir. Evaporatör sıcaklığının -5°C, 0°C ve 5°C olduğu, kondenser sıcaklığının ise dış ortam sıcaklığından 10°C, 15 °C, 20°C fazla olduğu kabul edilmiştir. Kompresörün izentropik verimi Brunin ve ark. (1997) yaptığı çalışmalarında kullandığı Eş. (3.30) kullanılarak hesaplanmıştır. Ayrıca, hesaplamalarda 5°C aşırı ısıtma, 5°C aşırı soğutma olduğu kabul edilmiş, evaporatördeki ve kondenserdeki basınç kayıpları için literatürdeki eşitlikler kullanılmıştır. Her bir il için en verimli buharlaşma, yoğuşma, aşırı ısıtma, aşırı soğutma sıcaklık değerlerini veren bir metot geliştirilerek sistem performansının optimum değerleri verilmiştir. Hesaplamalar MATLAB programında yazılan bir program kullanılarak yapılmıştır. STK, kompresörün ihtiyaç duyduğu güç W_{komp} ve izentropik verim η_s değerleri aşağıdaki eşitliklerden hesaplanmıştır.

$$STK = \frac{Q_{evap}}{W_{komp}} \tag{3.28}$$

$$W_{komp} = \frac{Q_{evap}}{STK} \tag{3.29}$$

$$\eta_s = 0.874 - 0.0135 * P_{kond}/P_{evap} \tag{3.30}$$

Burada, P_{kond} kondenser basıncını (2 noktasındaki basıncı) ve P_{evap} evaporatör basıncını (1 noktasındaki basıncı) göstermektedir.



Şekil 3.8. İdeal ve gerçek buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevriminin P-h ve T-s diyagramında gösterimi

Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde akışkan sürtünmesinden dolayı kayıplar olmaktadır. Dossat (1997), evaporatör ve kondenserdeki basınç kayıplarının 10-30 kPa, bu değerinde 0.5-1 K sıcaklık düşüşüne eşit olduğunu belirtmiştir. Hesaplamalarda akışkan sürtünmesinden kaynaklanan kayıplar soğutma yüküne bağlı olarak evaporatör ve kondenser için Dossat (1997)'e göre hesaplanmıştır.

3.3.2.1. Soğutma çevriminde kullanılan soğutucu akışkanlar

Bir soğutma çevriminde, ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar, ısı alış – verişini genellikle evaporatörde sıvıya yakın doymuş karışım halinden buhar haline geçerken ve kondenserde ise buhar halden sıvı hale dönüşerek sağlarlar. Bu durum, bilhassa buhar sıkıştırma çevrimlerinde geçerlidir. Soğutma sistemlerinde R11, R12, R13, R22 ve R502 akışkanları yaygın olarak kullanılmaktadır (Özkol, 1999). Ancak, bu akışkanlar ozon tabakasına zarar vermesi ve küresel ısınmaya neden olmasından dolayı 2012 yılından sonra KYOTO protokolü gereği kullanımları yasaklanmıştır. İklimlendirme ve soğutma sistemlerinde ozonu tahrip eden ve küresel ısınmaya neden olan soğutucu akışkanlar yerine, yaklaşık aynı termofiziksel özellikleri gösteren fakat, ozon tabakası üzerinde olumsuz etki yapmayan ve küresel ısınmaya çok az neden olan soğutucu akışkanlar kullanılmalıdır. Ev ve ticari tip soğutuculardа yaygın olarak kullanılan R12 soğutucu akışkanının yerine R134a ve R401A soğutucu akışkanlarının kullanılmaları daha uygun olacağı belirtilmektedir. Klima uygulamalarında kullanılan R22 akışkanına alternatif olarak gösterilen akışkanlar içerisinden R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının kullanılması önerilmektedir (Onat ve ark. 2004).

R134a: Termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R12'ye en yakın soğutucu akışkandır. Bununla beraber, ozon tabakasına zarar vermemektedir. Araç soğutucuları ve ev tipi soğutucular için en uygun olan alternatiftir. Ticari olarak da temini olanaklıdır. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve/veya düşük basınç farklarında kompresör verimi ve sistemin STK değeri R12 ile yaklaşık aynı olmaktadır. Düşük sıcaklık için çift kademeli sıkıştırma gerekmektedir. R134a, mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliolester veya poliolalkalinglikol bazlı yağlarla kullanılmalıdır (Anonim, 2010b).

R410A: R32 ve R125'den oluşan (ağırlıkça %50 / 50 oranında) ve R22 için alternatif kabul edilen yakın azeotropik bir karışımdır. Teorik termodinamik özellikleri R22 kadar iyi değildir. Ancak, ısı transfer özelliği oldukça iyidir. R22'li sistemin R410A dönüşümünde sistemin yeniden tasarlanması gerekmektedir. Bu değişim yapıldığı taktirde sistem verimi R22'ye göre %5 daha iyi olmaktadır. Sera etkisinin yüksek olması en büyük dezavantajıdır. Bu soğutucu, ALLIED SIGNAL tarafından GENETRON AZ20 adıyla piyasaya sunulmuştur (Anonim, 2010b).

R407C: R32, R125 ve R134a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla % 23 / 25 / 52 oranlarında) ve R502 için alternatif kabul edilen zeotropik bir karışımdır. Bu soğutucular Uluslararası Kimya Endüstrisi (ICI) tarafından KLEA60, KLEA61, KLEA66 ve DUPONT tarafından SUVA AC9000 (R407C) adlarıyla piyasaya sunulmuştur (Anonim, 2010b).

3.3.3. Fotovoltaik panel hesaplamaları

Işık enerjisini elektrik enerjisine dönüştüren güneş pilleri, fotovoltaik ilkeye dayalı olarak çalışırlar. Güneş pillerinin verimleri pratikte %10 ile %20 arasında değişmektedir. Delaware Üniversitesinde bilim adamları, %42.8 verimle çalışabilen güneş pili geliştirdiklerini açıklamışlardır. PV panelinin üreteceği elektrik güç değeri aşağıdaki formülden hesaplanmıştır.

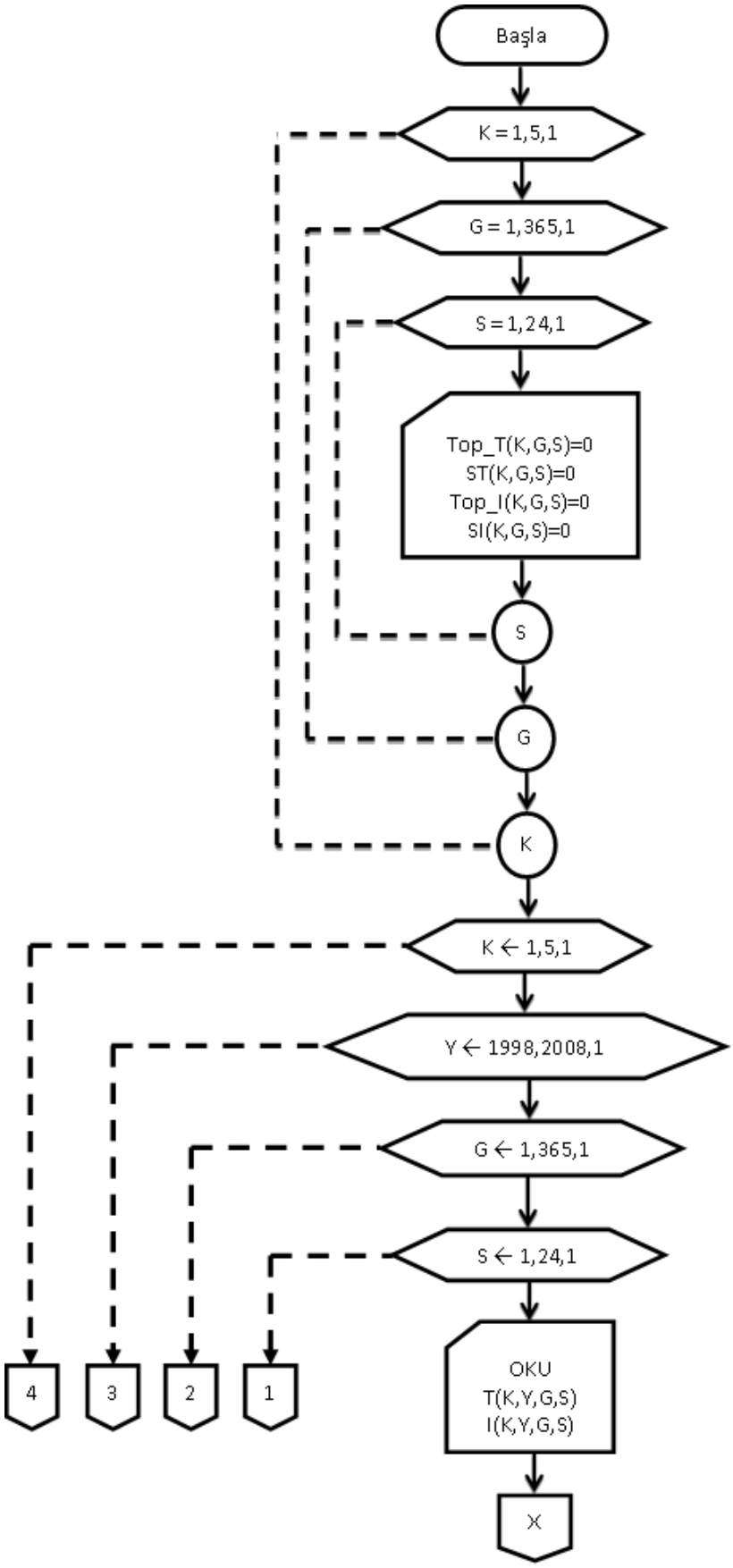
$$W_{pv}=A_{PV}*I_y*\eta_{PVsist} \tag{3.31}$$

Burada, W_{pv}, PV sisteminin üreteceği elektrik gücünü (W), A_{PV} kullanılan PV alanını (m^2), I_y yatay yüzeye gelen ışınım miktarını (W/m^2) ve η_{PVsist} ise PV'nin

konulduğu yer, çevre sıcaklığı ve diğer faktörleri içeren toplam sistem verimi olarak kabul edilmiştir.

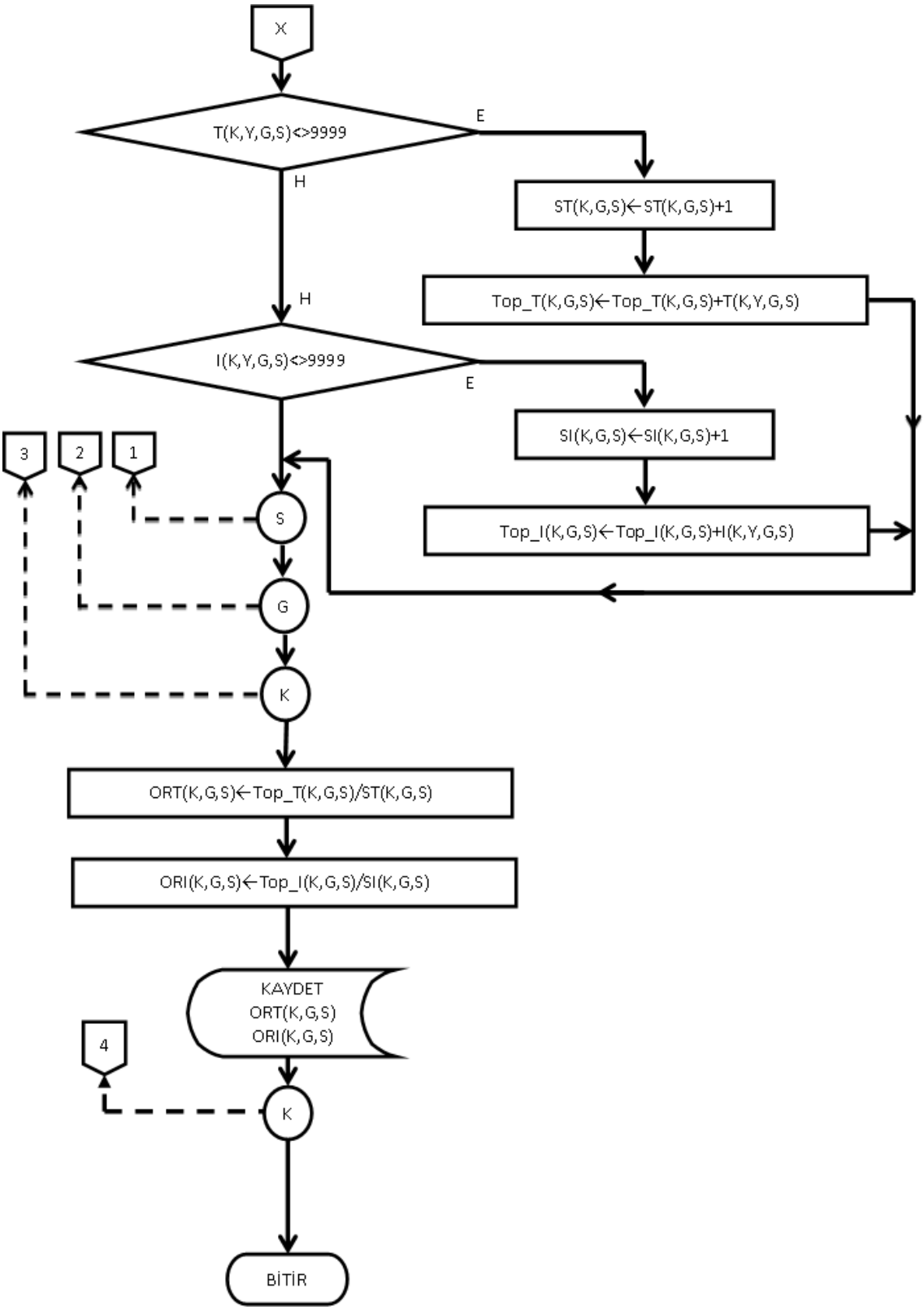
3.3.4. Geliştirilen bilgisayar programı

Bilgisayar programı akış diyagramı Şekil 3.9'da şematik olarak verilmiştir. Program, öncelikle DMİ'den temin edilen saatlik ışınım ve sıcaklık verilerinin ortalamasını hesaplayarak bir dosyaya yazdırır ve üç boyutlu grafiklerini çizer (Şekil 3.9.a). İkinci program, ortalaması alınan verileri okuyarak ısı kazancını bölüm 3'de açıklanan basamakları dikkate alarak her bir il için hesaplar (Şekil 3.9.b). Hesaplanan ısı kazançlarından maksimum ışınımın olduğu gün her bir il için program tarafından belirlenir. Maksimum ışınımın olduğu gün için R134a, R410A ve R407C soğutucu akışkanlarının fiziksel özellikleri, EES programından, belirlenen durumlar (kondenser ve evaporatör sıcaklıkları ve basınçları) için tespit edilir. Kompresörün tükettiği enerji, izentropik verim, akışkan debisi, STK, evaporatör ve kondenser sıcaklıkları gün boyunca saatlik olarak hesaplanarak dosyaya yazdırılır. Şekil 3.9'daki akış diyagramlarında L: akışkan indisi, G: gün indisi, S: saat indisi, K: şehir indisi, Y: yıl indisini göstermektedir.



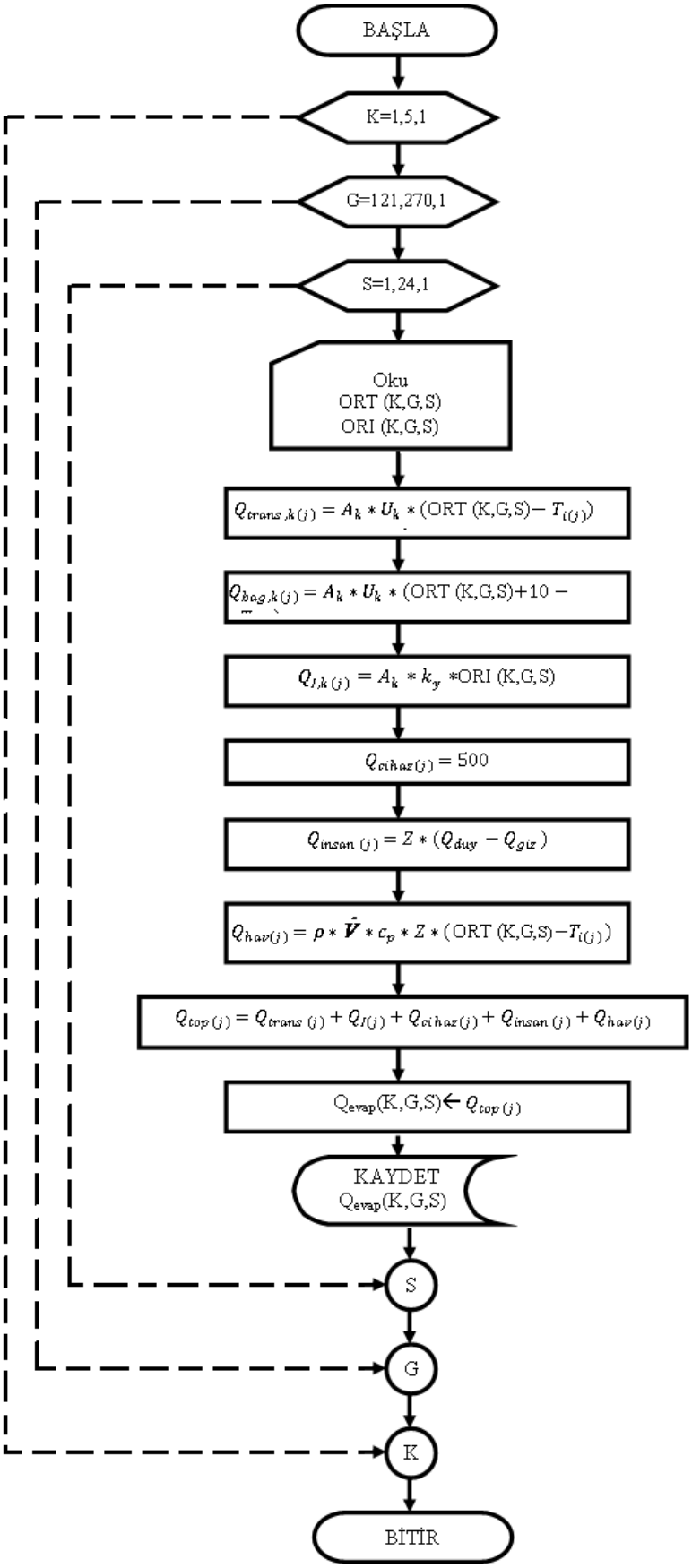
a. *Ortalama ışınım ve sıcaklık hesaplama akış diyagramı*

Şekil 3.9. Bilgisayar programlarının akış diyagramı



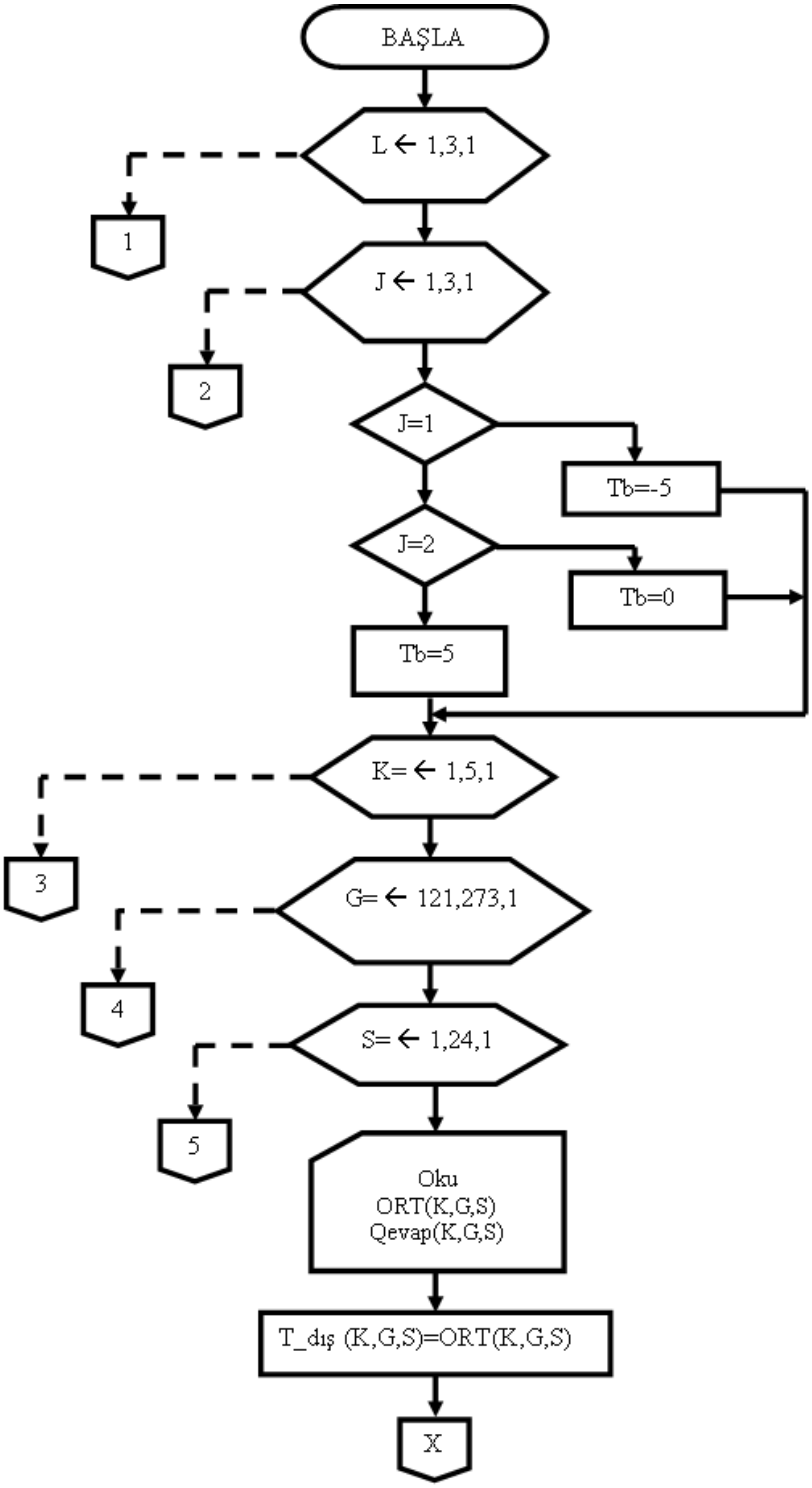
a. *(devamı) Ortalama ışınım ve sıcaklık hesaplama akış diyagramı*

Şekil 3.9. Bilgisayar programlarının akış diyagramı



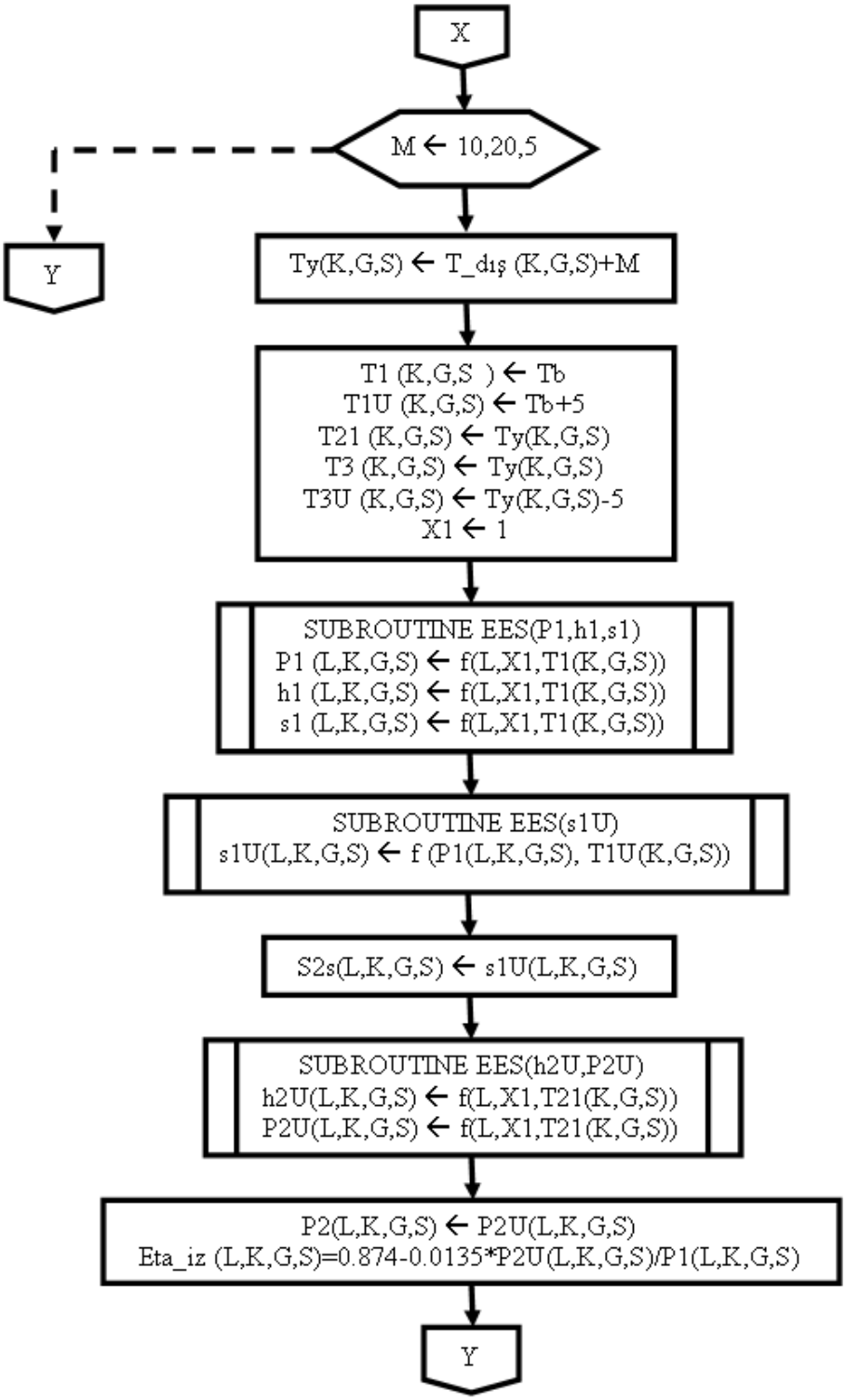
b. *Soğutma yükü hesaplama akış diyagramı*

Şekil 3.9. Bilgisayar programlarının akış diyagramı



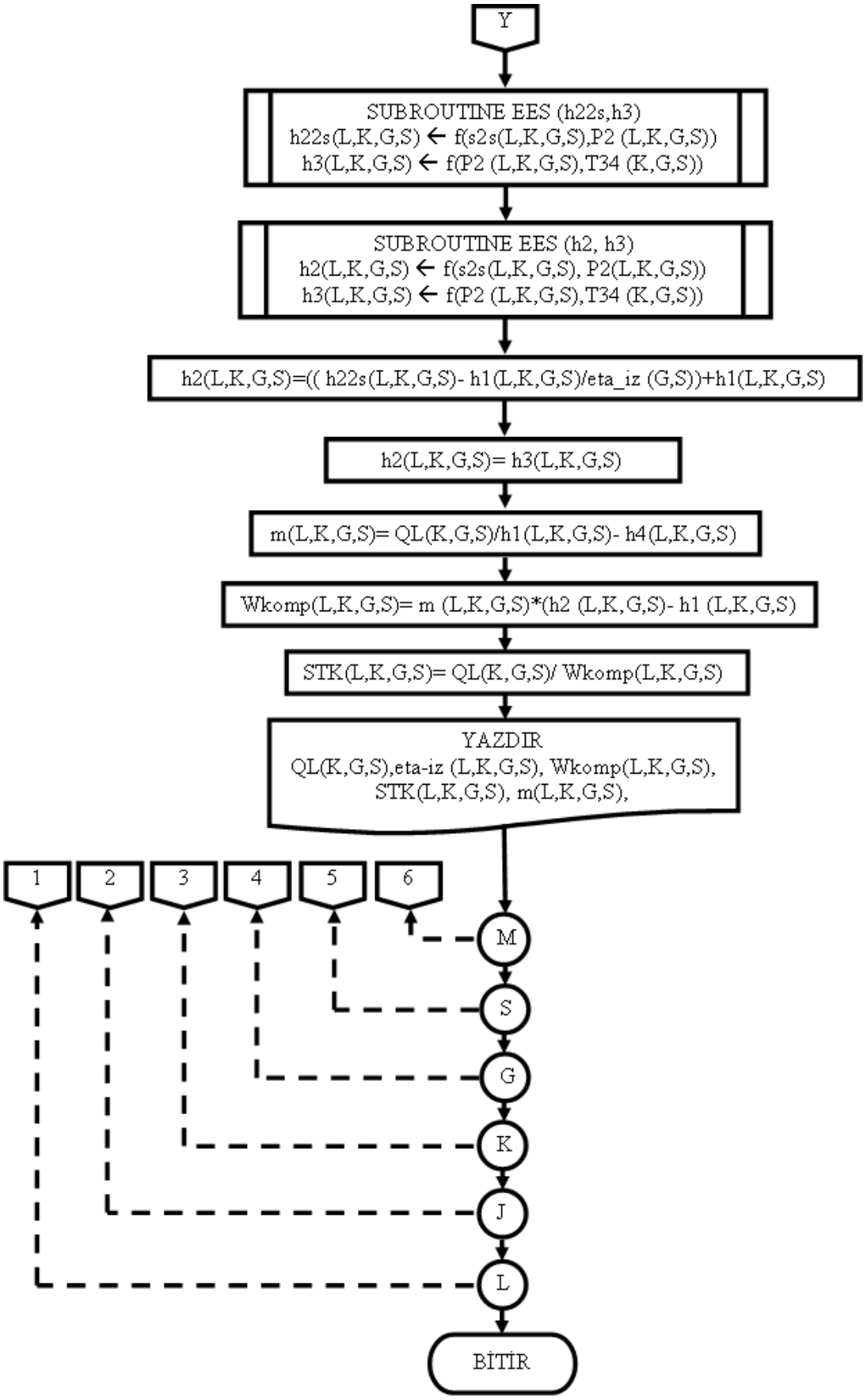
c. *Soğutma çevrimi hesabı akış diyagramı*

Şekil 3.9. Bilgisayar programlarının akış diyagramı



c. (devamı) *Soğutma çevrimi hesabı akış diyagramı*

Şekil 3.9. Bilgisayar programlarının akış diyagramı



c. (devamı) *Soğutma çevrimi hesabı akış diyagramı*

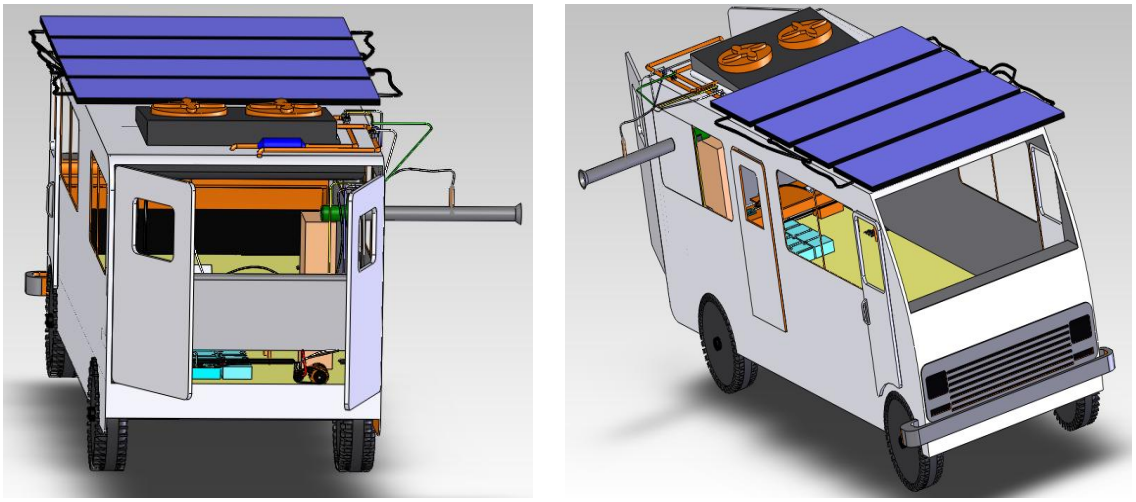
Şekil 3.9. Bilgisayar programlarının akış diyagramı

3.4. Otomobil Kliması Test Düzeneği

Deney sistemi, Selçuk Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi'nde kurulmuştur. Deneysel taşıt klima sistemi, pratikte kullanılan otomobil kliması elemanlarından, çeşitli yardımcı elemanlardan ve ölçüm cihazlarından oluşmaktadır. Deneylerde kullanılan soğutma sistemi, SAFKAR firması tarafından Selçuk Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi'ne hibe edilmiştir. Soğutma sistemi ve PV sistemi Peugeot J9 model park halinde bir minibüse entegre edilmiştir. Şekil 3.10'da deneylerin yapıldığı, güneye yönlendirilmiş taşıtın genel bir görüntüsü verilmiştir. Şekil 3.11'de ise aynı taşıtın katı modeli gösterilmiştir. Katı model üzerinde görülen evaporatör kanalı, deneyler esnasında taşıt içerisine alınmıştır. Deneyler, 3 ayrı sistem birleştirilerek gerçekleştirilmiştir. Bunlar, soğutma sistemi, PV sistemi ve meteorolojik veri sistemi ölçüm düzenekleridir.



Şekil 3.10. Deney taşıtının genel görünümü



Şekil 3.11. Deney taşıtının katı modeli

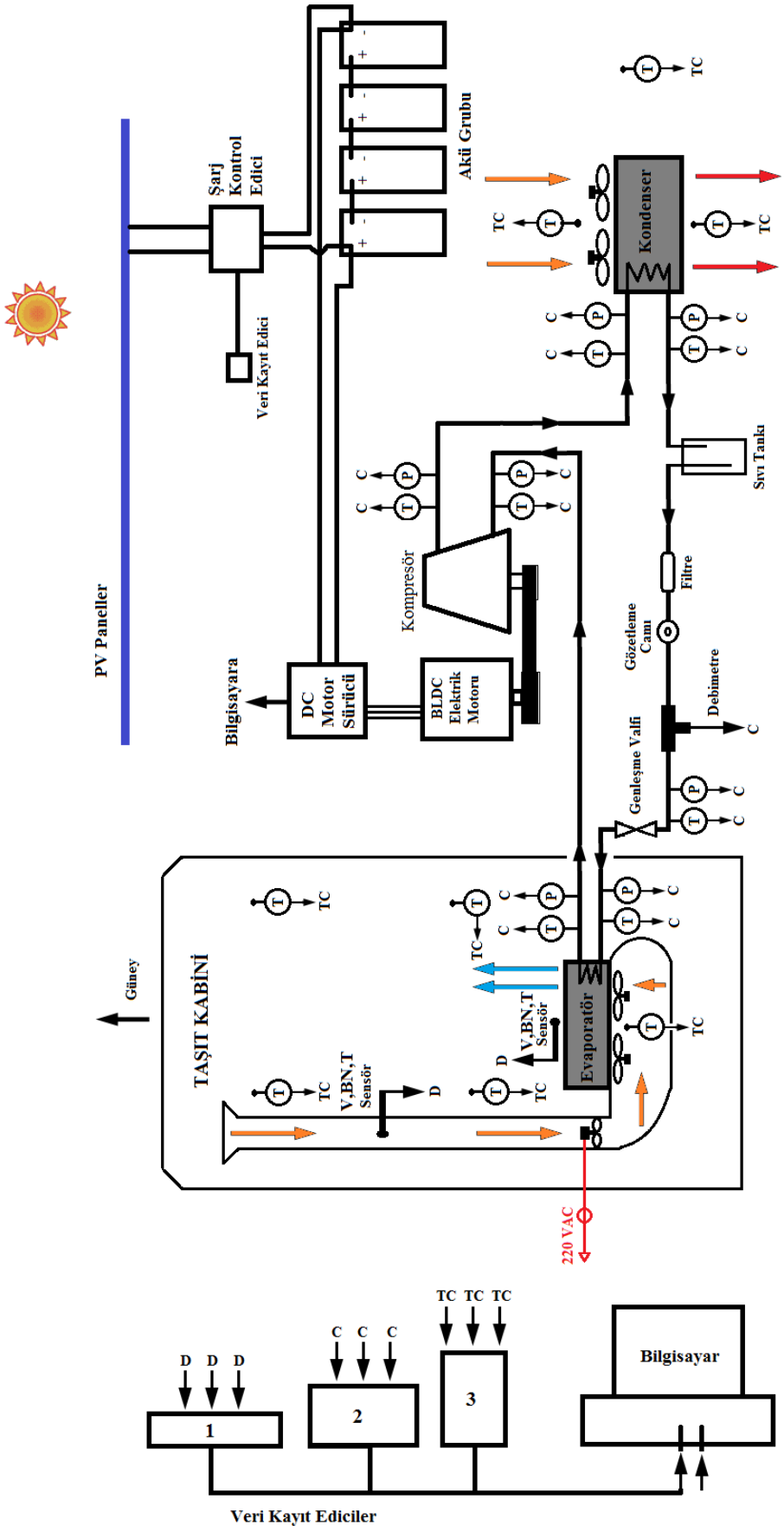
3.4.1. Soğutma sistemi ölçümleri

Deney düzeneğindeki taşıt klima sisteminin ve ölçüm elemanlarının şematik gösterimi Şekil 3.12'de gösterilmiştir. Sistemde bulunan basınç, sıcaklık, bağıl nem, debi ve devir parametreleri anlık olarak veri kayıt ediciler vasıtasıyla kayıt altına alınarak sistemin dinamik analizi yapılabilmektedir. Sistemdeki elektrik motorunun güç kaynağı; PV sistemi ve akülerde depolanan enerjidir. Şekil 3.12'de verilen T sıcaklık ölçerleri, P basınç ölçerleri, V,BN,T sensörü hava hızı, bağıl nem ve sıcaklık ölçer cihazını, debimetre soğutucu akışkan debimetresini ifade etmektedir. Sistemde ölçülen basınç, sıcaklık, nem, debi bilgileri 1 saniye aralıklarla veri kayıt edici 3 adet cihaz ile kaydedilmiştir. Soğutma sistemi ölçüm düzeneğinde kullanılan cihazlar ve özellikleri aşağıda detaylı olarak açıklanmıştır.

Deney düzeneğinde kompresörün çalıştırılması, kayış-kasnak mekanizması aracılığıyla DC gerilimle çalışan 13 kW gücünde fırçasız DC motor tarafından sağlanmıştır. Elektrik motorunun hızı motor sürücü devresi ile kontrol edilmektedir. Böylelikle motor hızı ve dolayısıyla kompresör devrinin, gerçek çalışma koşullarındaki devirlerle aynı olması sağlanmıştır. Bu elemanlar, minibüsün bagaj kısmına yerleştirilmiştir ve bu yerleşim Şekil 3.13'de gösterilmektedir.

Kurulan otomobil kliması test sisteminin çevrim elemanları, paralel akımlı ve mikro kanallı kondenser, termostatik genleşme valfi (TGV), lamine tip evaporatör, sıvı tankı, kurutucu, yalpalı plakalı (swash-plate) tipte 7 pistonlu ve 138 cm^3/devir süpürme hacmine sahip Sanden SD7H14 model sabit kapasiteli kompresörden oluşmaktadır. Taşıt içerisindeki hava, evaporatör hava kanalı vasıtasıyla sirküle edilerek soğutulmaktadır. Sistemde dolaşan hava hızı ve bağıl nemi bu kanallar üzerinden ölçülmektedir. Deney düzeneğinin soğutma çevrimi bileşenleri, orijinal hortumlar kullanılarak birleştirilmiş ve hortum dış yüzeyleri elastomerik boru yalıtım malzemesiyle yalıtılmıştır.

Kondenser, 12 V DC akımla beslenen fan ile soğutulmaktadır. Deneysel sisteme, 1500 gram (500 gram sıvı tankında kalacak şekilde) R134a soğutucu akışkanı şarj edilmiştir. Soğutma sistemi deney tesisatı üzerinde, Şekil 3.12'de gösterilen 7 noktadan PT100 rezistans termometreleri ile soğutucu akışkanın sıcaklığı ve aynı noktalardan soğutucu akışkanın basıncı Kavlico marka basınç sensörleri ile ölçülerek kayıt altına alınmıştır.



Şekil 3.12. Taşıt klima sistemi için deney düzeneği şematik gösterimi



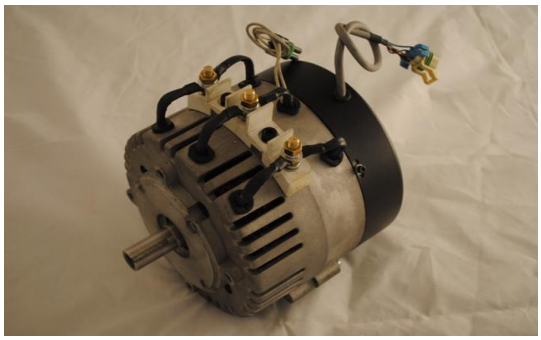
Şekil 3.13. DC motor ve sürücüsünün taşıt içerisindeki yerleşimi

Sistemde K tipi termoelemanlar ile hava sıcaklıkları, ölçümleri yapılmıştır. Şekil 3.12'de belirtilen noktalardaki hava sıcaklıkları, termoelemanlar ve 8 kanallı sıcaklık veri kayıt edicisi ile kaydedilirken, soğutucu akışkan sıcaklık ve basınç verileri ise PT100 rezistans termometreler ve basınç transmiteri ile 16 kanallı veri kayıt edicisi kullanılarak kaydedilmiştir. Evaporatör girişindeki hava kanalında hava hızı, sıcaklığı ve nemi dairesel kanalın merkezinden daldırma tipi problar ile ölçülmüş ve kayıt altına alınmıştır. Kompresör devri, fotoelektrik takometre ile ölçülmüş aynı zamanda motor sürücüsü ile de takip edilmiştir. Kompresörün çekmiş olduğu elektrik gücü, akımı ve gerilimin ölçülmesi ile hesaplanmıştır. Sistemdeki aşırı basınç yükselmesi durumunda kompresörlerin elektromanyetik kavramalarının enerjilerini kesmek amacı ile sistem üzerine bir yüksek basınç anahtarı monte edilmiştir.

Deney sisteminde kullanılan ekipmanların özellikleri ve kullanım amaçları aşağıda sırasıyla verilmiştir.

3.4.1.1. Elektrik motoru

Deney düzeneğinde, BLDC (Fırçasız DC motor) elektrik motoru kullanılmıştır (Şekil 3.14). BLDC motorlar sisteminde pozisyon algılayıcıları ve akım kontrolü için invertör bulunduran mıknatıslı bir senkron motor türüdür. BLDC motorlarda endüvisinin içindeki stator ve mıknatıslar rotorun üzerindedir ve çalışma karakteristikleri de DC motorun çalışma karakteristiğine benzemektedir. Motor özellikleri Çizelge 3.5'de verilmiştir. Aynı zamanda motor güç eğrileri Şekil 3.15'de sunulmuştur.

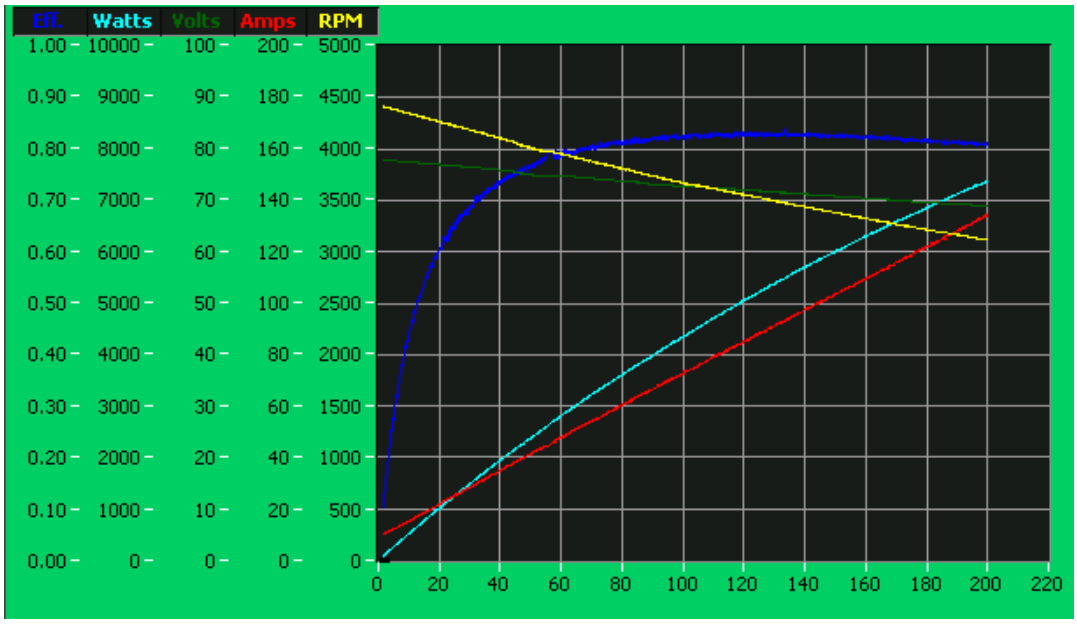


Şekil 3.14. Elektrik motoru.

Çizelge 3.5. Deney sisteminde kullanılan elektrik motorunun avantaj ve dezavantajları

Avantajları	Dezavantajları
Sürekli mıknatıslardan dolayı yüksek verim	Sürekli mıknatıstan dolayı yüksek maliyet
Yüksek moment/akım ve moment/atalet oranları	Konum algılayıcısı gerektirir
Kompaktlığı	Sınırlı hız bölgesi
Fırça ve kolektör olmadığı için gürültüsü azdır	
Az bakım gerektirir	
Kontrol kolaylığı	

ME0913 kodlu BLDC Motor, 8” (20 cm) gövde çapında açık çerçeveli, fan soğutmalı tiptir. BLDC hız kontrol ünitesi ile 0-72 V DC aralıkta çalışabilmektedir. Motoru aşırı sıcaklık artışlarına karşı korumak için, sargılarının arasında iç sıcaklık sensörü bulunmaktadır. Motor, 2 dk’lık süre boyunca 450 A. ve sürekli olarak 180 A akımla çalışabilmektedir. Maksimum çalışma hızı 5000 d/dk olup, bu değer kontrol devresi ile değiştirilebilmektedir. 36-48 VDC aralığındaki gerilimle çalışmakta olan motor, maksimum 70 VDC ile çalıştırılabilmektedir.



Şekil 3.15. BLDC motor güç ve performans eğrileri.

3.4.1.2. Klima kompresörü

Deney sisteminde SANDEN marka 7H14 tip klima kompresörü kullanılmıştır (Şekil 3.16.). Kompresörde 7 adet piston bulunmaktadır. Bu pistonların toplam süpürme hacmi 138cm^3/d olup, kompresörün maksimum devir sayısı 7000 d/dk'dır. Sistemde kullanılan kompresörün güç tüketimi devire göre değişmektedir. Kompresör R134a ve R404A soğutucu akışkan ile çalışabilmektedir. Kompresörün bazı teknik özellikleri Çizelge 3.6'da sunulmuştur.

Çizelge 3.6. Klima kompresörü teknik özellikleri

Piston	**28.6 mm**
Süpürme hacmi	138 cm3/r
Maksimum devir	7000 d/dk
Uygun kompresör yağı	PAG100/SP20
Breakaway Tork	34.2 Nm
Kompresöre Uyumlu Soğutucu Akışkanlar	R134a veya R404



Şekil 3.16. Klima kompresörü

3.4.1.3. Kondenser fanı

Kondenser üzerinde 14" (356 mm) çapında 2 adet fan bulunmaktadır (Şekil 3.17). Kullanılan fanlar 12V gerilim ve 1400 d/dk ile çalışmaktadır. Fanların her birinin gücü 130 W'dır.



Şekil 3.17. Kondenser fanı

3.4.1.4. Evaporatör

Sistemde kullanılan evaporatörün iki kanat arası mesafesi (hatve aralığı) 1.81mm olup, evaporatör boyutları 85x12.5x11 cm'dir. Bu boyutlar ve evaporatörün genel görünümü Şekil 3.18'de verilmiştir. Ayrıca evaporatörün firma notasyon bilgisi, 2522-14-05G05-850-04'tür. Bu notasyon, bize düşey boru aralığının 25 mm, yatay boru aralığının 22 mm, evaporatör yüksekliğinde ve genişliğindeki boru sıra sayısının 5, hangi tip kondenser seçildiğini ve evaporatör boyunun 850 mm olduğunu göstermektedir.



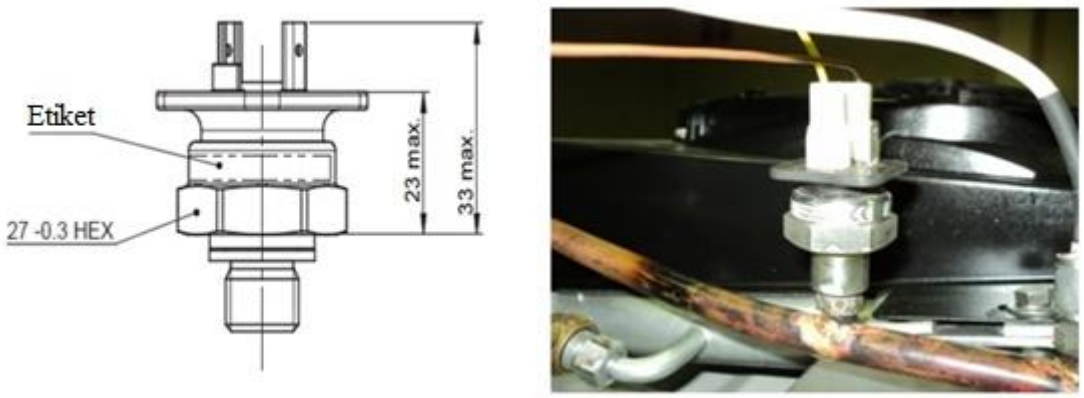
Şekil 3.18. Evaporatör genel görünümü ve notasyon bilgisi

3.4.1.5. Basınç sensörü

Sistemde, Kavlico marka PTE 5000 tip basınç sensörü kullanılmıştır. Bu basınç sensörü, maksimum 4.5 V gerilimde çalışır ve çıkış sinyali 4-20 mA aralığındadır. Aynı zamanda bu basınç sensörleri 40 bar basınca kadar dayanıklıdır. Deney sisteminde kullanılan basınç sensörünün doğruluk oranı %0.5'tir. Ayrıca, bu basınç sensörleri -30&100^{o}C sıcaklık aralığında çalışmaktadır. Basınç sensörünün teknik özellikleri Çizelge 3.7'de, deney sistemi üzerindeki fotoğrafı ve teknik çizimi Şekil 3.19'da verilmiştir.

Çizelge 3.7. Basınç sensörü teknik özellikleri

Ölçme aralığı	**0-40 (bar)**
Aşırı yükleme limiti	20-80 (bar)
Patlama basıncı	30-120 (bar)
Çıkış sinyali-opsiyonu	4…20mA
Nominal hata sıcaklık aralığı	+/- 0.5 % hata
Çalışma sıcaklık aralığı	-30…100°C



Şekil 3.19. Basınç sensörü

3.4.1.6. Sıcaklık sensörleri

Deney sisteminde soğutucu hattındaki sıcaklıkları ölçmek için Şekil 3.20'de görülen PT100 tipi rezistanslı sıcaklık ölçer (PTC tipi); hava sıcaklıklarını ölçmek için ise Şekil 3.21'de görülen K tipi termoelemanlar kullanılmıştır.

PT100 tipi dirençsel sıcaklık ölçeri (PTC);

Bir metalin direncinin sıcaklık ile artması, rezistanslı sıcaklık sensörlerinin (RTD'lerin) temelidir. Metal iletkenlerden yapılmış olan elemanların dirençleri sıcaklık ile doğru orantılıdır (PTC). Alaşım ve yarıiletkenlerde ise durum farklıdır. Pek çok yarıiletkenin direnci sıcaklık ile ters orantılıdır. RTD'lerin dirençleri ne kadar yüksekse sistemdeki hata payı da o kadar düşük olacaktır. Demir, platin, nikel, 0.7 nikel-0.3 demir ve bakır gibi maddeler RTD imalatında en çok kullanılan maddelerdir. Bu malzemeler içerisinde en doğrusal sonuçları veren ve en ideal olanı platindir.

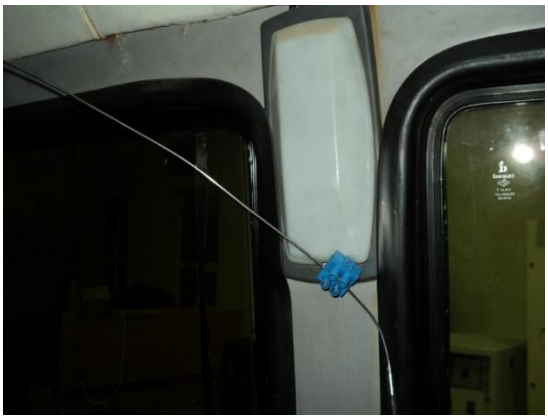
Platin RTD'lerin direnç değerleri, tel sarımlı laboratuar RTD'lerinde 10 ohm'dan, ince plakalı RTD'lerde birkaç bin ohm'a kadar değişmektedir. En çok bilinen değer 0 °C'de 100 ohm'dur (PT100). RTD'ler 0 °C'deki direnç değerleri ve kullanılan elemente göre adlandırılmaktadır.



Şekil 3.20. PT100 tipi sıcaklık ölçer

K tipi ısıl eleman çiftleri;

Sıcaklık farkı, Seebeck etkisi adı verilen sıcaklık farkıyla orantılı bir elektromotor kuvveti oluşturur ve soğuk nokta uçlarında milivolt seviyesinde bir gerilime yol açar. Bu olay, ısıl çiftlerin çalışma mantığıdır. Deney taşıtı içerisinde kullanılan ısıl çift K tipi termoeleman olup kromel-alumel malzemelerinden yapılıp, -200/1200 ^{o}C sıcaklıkları arasında kullanılabilir.



Şekil 3.21. K Tipi sıcaklık ölçer

3.4.1.7. Hava sıcaklık, bağıl nem ve hız ölçer cihazı

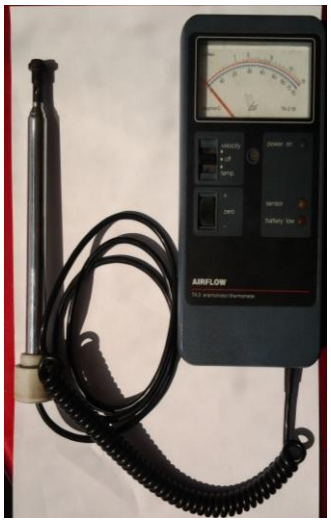
Sistemde, hava hızına dayalı sistemler için kullanılan Şekil 3.22.a.'da görülen Delta-Ohm marka sensör kullanılmıştır. Havanın hızı, sıcaklığı ve bağıl nemi aynı probla ölçülebilmektedir. Prob 5m kablo ile elektronik karta bağlanmaktadır. 0-10 V çıkışı vardır. Prob uzunluğu 155 mm'dir. Delta-Ohm marka cihazın iki farklı tipi bulunmaktadır. Sistemde, TC sürümü kullanılmış olup, elektriğe bağlı bir kablo ile bir prob bulunmaktadır. Aynı zamanda prob ile nem, sıcaklık ve hava hızı gibi parametreler ölçülebilmektedir. Bu parametreler için ölçüm aralıkları ve doğruluk değerleri Çizelge 3.8'de verilmiştir.

Çizelge 3.8. Hava hızı, nem ve sıcaklık sensörü teknik özellikleri

Ölçülen Değişken	Ölçüm Aralığı	Doğruluk
Hava Hızı,	0-20 m/s	(0.4+V*%
Sıcaklık,	-10/60 °C	3) m/s
Nem	0/100 %RH	±0.3 °C
		±2.5%RH



a.AT-HD29V371TC1.2 tip Delta-Ohm hava ölçer



b. Kalibrede kullanılan Airflow TA2 hava hızı ölçüm cihazı

Şekil 3.22. Hava hızı ölçüm cihazları

Delta-Ohm marka cihazın doğruluğu düşük olduğu için cihazın hava hızı değerleri doğruluk değeri ± V*2% olan Airflow TA2 hava hızı ölçüm cihazı ve pitot tüpü ile kalibre edilmiştir. Kalibrede kullanılan ölçüm cihazı Şekil 3.22.b'de görülmektedir.

3.4.1.8. Santrifüj fan

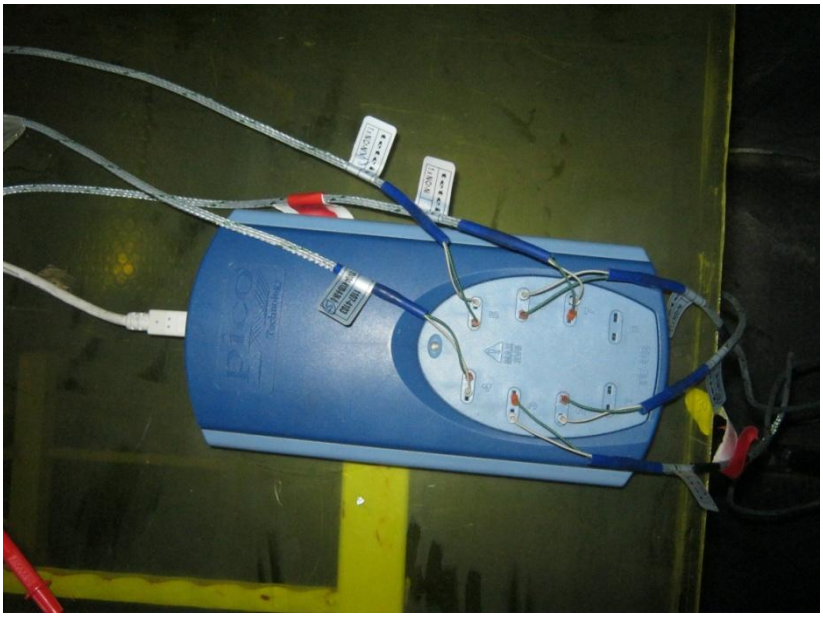
Kullanılan yüksek basınçlı fan serisi, ters kanatlı (negatif) özel mobil türbin sayesinde yüksek randıman ile elektrik enerjisi tasarrufu özelliği taşımaktadır. Yarı elastik kaplin ile doğrudan tahrikli bu seri, maksimum güvenlik ve düşük ses düzeyi elde etmek için tasarlanmıştır. Fan ve motor arasındaki bağlama kaplin sayesinde motor destekleri üzerindeki eksenel ve radyal itmeleri yok eder ve böylece motorun ömrünü uzatır. Akışkan sıcaklığı 90 ºC-350 ºC'de desteklemektedir. Ayrıca, fan 1800 m^3/h hava basma debisi kapasitesine sahiptir ve güç tüketimi 250 W'dır.



Şekil 3.23. Santrifüj fan

3.4.1.9. Sıcaklık veri kayıt edicisi

Sistemde 8 kanal sıcaklık ölçümü ve kayıdı yapabilen Pico-TC08 marka cihaz kullanılmıştır. Bu cihaz ile yüksek çözünürlük (20 bit) ve doğrulukta sonuç alınabilir. Hızlı örnekleme aralığına sahiptir.

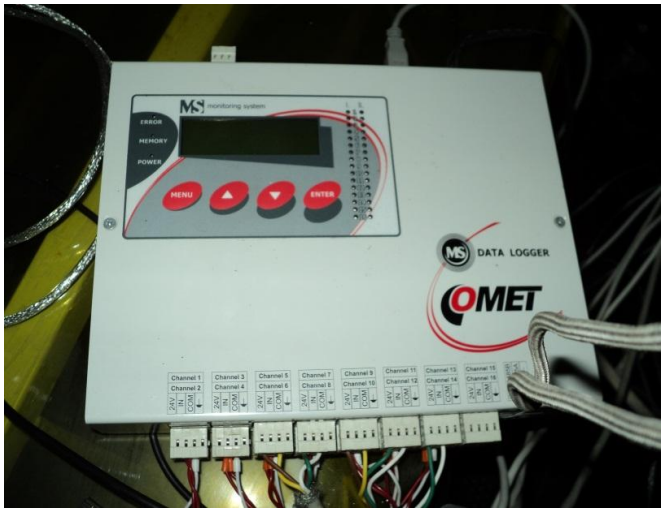


Şekil 3.24. Pico- TC08 marka sıcaklık veri kayıt edicisi

Bir çok termoeleman ile (B, E, J, K, N, R, S, T) çalışabilmektedir. Geniş sıcaklık ölçüm aralığı (-270 ºC den +1820 ºC ye) vardır. USB arabirim ile çalışır, güç kaynağı gerektirmez. Otomatik soğuk temas dengeleme (Cold Junction Compensation CJC) sistemi mevcuttur. Tek pc ile çoklu olarak kullanılabilir. PicoLog veri kaydetme yazılımı üzerinden veriler saniyenin 1/1000'e kadar sürede kaydedilebilmektedir.

3.4.1.10. MS5D veri kayıt edici

Deney sisteminde kullanılan Comet marka veri kayıt edicisinde, 16 adet kanal bulunmaktadır. Bu kanallar ile soğutma sistemi elemanlarının giriş ve çıkışındaki sıcaklık ve basınç değerleri kaydedilmiştir. Veri kayıt edicisinin bellek kapasitesi 2MB olup, veri girişi hafıza doluncaya kadar devam etmektedir. Hafıza dolduktan sonra yeni veriler eski verilerin üzerine yazılır. Ayrıca, sistemde kullanılan bu veri kayıt edici cihaz 9-30V gerilim aralığında çalışmaktadır. Çizelge 3.9'da veri kayıt edicisinin teknik özellikleri verilmiştir.



Şekil 3.25. MS5D veri kayıt edicisi

Çizelge 3.9. MS5D veri kayıt edicisi teknik özellikleri

Bellek türü :	Dahili SRAM
Toplam bellek kapasitesi :	2MB
Girişte ölçülen değerler (1-16 giriş kanalı):	Her kanal için tanımlanan kullanıcı gereksinimlerine göre yüklü giriş modülleri
Bilgisayar ile iletişim için desteklenen arayüzü:	RS232, 15 m kablo dahil. PC ile hat modem veya GSM modem üzerinden doğrudan bağlantı sağlar. USB girişi RS485 - 1200 m, galvanik izole, tek bir iletişim bağlantısı için birkaç veri kaydediciler bağlantısı olanağı sağlar
İletişim hızı :	9600 Bd
Alarm göstergesi çıkışları :	1) Kırmızı Led kabinli, 32 Led'li - MS5D uygun veri girişi 2) Röle maksimum. 8A/250Vac, anahtarlama kontağı 3) Voltaj sinyali 0V/4.8V, maksimum akım 50mA, harici ses göstergesi birimi veya telefon sesli arama bağlantısı için tasarlanmış çıkış 4) Alarm e-posta iletisi de olabilir, SMS - isteğe bağlı aksesuar
Güç :	9 - 30Vdc, tavsiye 24Vdc
Çalışma sıcaklığı aralığı :	0 ile +50 ° C
Koruma :	IP20

3.4.1.11. Personal daq/3000 serisi veri kayıt edicisi

Hava hızı, sıcaklık ve nem sensörünün bilgilerini kaydetmek için IOtech marka Personal Daq/3000 Serisi veri kayıt edici cihaz kullanılmıştır. Ana modülünde 8 tane analog girişi 2 tane analog çıkışı, bulunmaktadır. Cihazın kararsızlığı ±% 0.01'dir.



Şekil 3.26. Personal daq/3000 serisi veri kayıt edici

3.4.2. PV sistemi ölçümleri

Şekil 3.12'de verilen deney düzeneğinin şematik gösteriminde, PV sistemi deney düzeneği de yer almaktadır. PV sistemi güneş enerjisini elektrik enerjisine çevirerek batarya grubunda depolayacak ve gerektiğinde soğutma sistemindeki motorun sürülmesinde kullanılacaktır. Sistemde güneş ışınımının değeri ve elektrik motorunun tükettiği enerji dakikalık olarak ölçülmüş ve kaydedilmiştir.

Sistemde kompresörü sürmek için fırçasız DC motor kullanılmıştır. Fırçasız DC motorun devri hız kontrol devresi ile ayarlanabilmektedir. Motorun çekmiş olduğu güç değerleri motor sürücüsünün yazılımından okunabilmektedir. Sistemde, PV paneller taşıt yüzey alanı simüle edilerek yatay düzleme yerleştirilmiştir. Şekil 3.12'de görülen denetim birimi aküleri şarj etmek için kullanılmaktadır. Sistemde, kullanılan batarya grubu 12 V gerilime, 200 Ah kapasiteye sahip 4 bataryanın seri bağlanması ile oluşturulmuştur. Batarya kapasitesi böylelikle 9.6 kW elektriki gücü bir saat boyunca verecek düzeye gelmiştir.

PV sistemi ölçümünde kullanılan ekipmanların özellikleri ve kullanım amaçları aşağıda sırasıyla verilmiştir.

Fotovoltaik Piller: Şekil 3.27'de görülen nominal gücü 190 Watt olan 4 adet ile 170 Watt olan 2 adet PV panel 48 Voltluk gerilim oluşturacak şekilde 2 seri 3 paralel

olarak bağlanılmıştır. Paneller mono kristal tip olup hücre verimleri %16 olan 72 hücreden oluşmaktadır.



Şekil 3.27. 170 W'lık PV paneller ve teknik özellikleri

Güneş Şarj Regülatörü: PV sistemlerde şarj kontrol cihazının temel görevi batarya grubunu aşırı gerilim ve dip deşarj tehlikesinden korumaktır. PV grubunun optimum çalışma noktasında çalışmasını sağlayarak batarya grubunun ömrünü uzatmaktadırlar. Şarj kontrol cihazları genellikle PV modül ile batarya arasına bağlanmaktadır.

Şekil 3.28'deki Steca marka Tarom-440 model şarj kontrol cihazı deney sisteminde kullanılmıştır. Cihaz ile 48 V'luk sistem ve maksimum 40 A akım ile bataryalar şarj edilebilmektedir. Kullanılan şarj regülatöründe LCD ekran ve veri kayıt etme özellikleri mevcuttur. LCD gösterge ile anlık panel akım, akü ve panel voltajını ve akünün şarj doluluk durumu görülebilmektedir.



Şekil 3.28. Steca marka şarj kontrol cihazı

PV sistemi verilerinin kayıt edilmesi: Kurulan deney düzeneğinde Steca marka veri kayıt edicisi kullanılmıştır. Kullanılan veri kayıt edici cihaz, şarj regülatörü ile direk olarak bağlanmış ve ölçümler kaydedilmiştir. Veri kayıt edici ile PV panellerde üretilen akım değerleri, DC yüklerin çektiği akım değerleri, batarya grubunun şarj seviyesi değerleri ikişer dakikalık aralıklarla kaydedilmiştir. Bu kayıtlar, bilgisayara veri kayıt edici cihazın desteklediği RS232 bağlantısı ile aktarılmıştır. PV sisteminin gücünün ve veriminin belirlenmesindeki ölçümler için kullanılan veri kayıt edici Şekil 3.29'da gösterilmiştir.



Şekil 3.29. Elektriksel verilerin alınması için kullanılan veri kayıt edici

Batarya Grubu: Bataryalar, güneş panelleri tarafından üretilen elektriğin depolanması için kullanılmıştır. PV sistem kurulumlarında batarya en önemli maliyet oluşturan kalemlerden biridir. Diğer ekipmanlara nazaran kısa ömürlü olması ve yanlış kullanım sonucunda kısa sürede bozulması diğer dezavantajlarıdır.

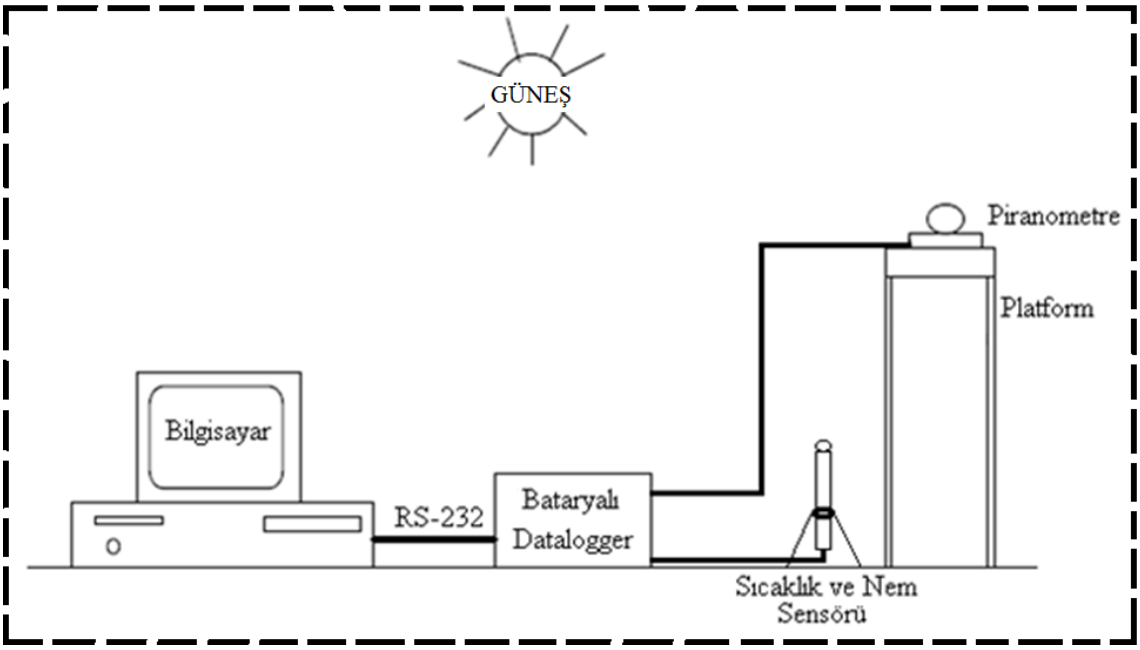
Fotovoltaik sistemlerde kullanılan bataryalar genellikle bakım gerektirmeyen jel tipinde veya opzs tipindeki akülerdir. Bu aküler zorlu çalışma koşullarında bakım gerektirmeden çalışabilirler. Deneyde Şekil 3.30'da görülen Jel tipi Yiğit marka 200 Ah 4 adet akü kullanılmıştır. Batarya sisteminin toplam kapasitesi 9600 Wh'dir.



Şekil 3.30. Deneysel sistemde kullanılan akü

3.4.2.1. Meteorolojik veri ölçümü

Şekil 3.31'de gösterilen ölçüm düzeneği Selçuk Üniversitesi Alaeddin Keykubat Kampüsü Teknik Eğitim Fakültesi çatısına kurulmuştur. Ölçüm düzeneğinde kullanılan cihazlar aşağıda listelenmiştir. Piranometre ile 5 saniye aralıklarla ölçümler alınarak 10 dakikalık veri ortalamaları, veri kayıt etme cihazı ile kaydedilmektedir. Güneş ışınım ölçümleri, sıcaklık ve nem sensörü ile dış hava sıcaklığı ve nem ölçümleri 5 saniye aralıklar ile 10 dakikalık veri ortalamaları veri kayıt edici cihazı ile kaydedilmiştir.



Şekil 3.31. Güneş ışınımı ve sıcaklık ölçüm düzeneği

Piranometre; Toplam güneş ışınımı ölçümünde kullanılmıştır. Piranometre için solarimetre, aktinometre veya ölçülen ışınımı kaydetme imkanı varsa, piranograf, solarigraf veya aktinograf isimleri de kullanılmaktadır. Diğer taraftan, piranometrelerin üzerine bir gölgelendirme elemanı konarak güneşten gelen direkt güneş ışınımı önlenerek difüz ışınımı ölçmekte mümkündür. Piranometrelerin çoğu yüzeylerin ışınım, yutma ve yansıtma özelliği esas alınarak geliştirilmiştir. Işınım düştüğü kısımda biri siyah diğeri beyaz iki yüzey bulunmakta, siyah yüzeyin sıcaklığı yutulan ışınım sebebi ile artmakta ve yüzeyler arasındaki sıcaklık farkı ölçülmektedir. Piranometrelerin duyarlı bölümü dış sıcaklık ve rüzgardan etkilenmemesi için yarım küre şeklindeki cam kapakla kapatılır ve nem miktarını kontrol için iç kısma bir kurutma kovanı yerleştirilir. Sistemde kullanılan piranometre Kipp&Zonen marka CMP-11 tip olup Şekil 3.32'de görülmektedir. Bu sensörün duyarlılığı 7-14 $\mu V/(W/m^2)$ olup tepki süresi 5 s'dir.



Şekil 3.32. Piranometre

Sıcaklık ve Nem Sensörü: Sıcaklık ve nem sensörü olarak Microcom Design firmasına ait MP 101 model sensör kullanılmıştır. Dış ortam uygulamaları için sıcaklık ve bağıl nem sensörleri birleştirilmiş ve Şekil 3.33'de gösterilmiştir. DC voltaj ile çalışan bu sensör düşük güç tüketimi yapmakla beraber bünyesinde ısınma oluşturmamaktadır. Dolayısıyla, uzak konumda kullanım için uygundur. Bu model kalibrasyona ve ayarlamaya gerek duymaksızın uzun süre boyunca çalışabilmektedir. Nem ve sıcaklık sensörlerinin özellikleri çizelge 3.10'da verilmiştir.

Çizelge 3.10. Sıcaklık ve nem sensörü teknik özellikleri

Nem Sensörü	Sıcaklık Sensörü	Elektriksel Özellikler
Sensör: Rotronik Higrometre C94	Sensör: PT100 RTD	Besleme Voltajı: (4.8-30) VDC
Ölçüm Aralığı: 0-100 % RH	Ölçüm Aralığı: - 40 ^{0}C – +60 ^{0}C	Akım Tüketimi (<10 mA)
Çıkış Sinyali: 0-1,0 VDC =0-100 BN (lineer)	Depolama Limiti : - 50 ^{0}C – +70 ^{0}C	Tepki Zamanı: (10 s)
Doğruluk: ±1.0 % RH Tekrarlanabilirlik: 0.3 % RH Kararlılık: 1 yıl boyunca %1	Doğruluk: ±0.2 ^{0}C Tekrarlanabilirlik: ±0.1 ^{0}C	



Şekil 3.33. Sıcaklık ve nem sensörü.

Güneş ışınımı ve hava sıcaklık-nem verileri kaydedici: Veri kayıt edicisi olarak Campell Scientific Inc. firmasının CR1000 serisi cihazı kullanılmıştır. CR1000 düşük güç, geniş sıcaklık aralığında çalışabilme ve esnek programlama ve telekomünikasyon özelliklerini içermektedir. LoggerNET yazılımı ile program işleme, düzeltme, veri geri alma ve gerçek zamanlı izleme sağlamaktadır. Veri kayıt edicisi, diferansiyel ölçüm yapabilen 8 kanal, dış sensörleri okumak için 4 com portu ve RS 232 kablo ile bilgisayara bağlanabilir özelliktedir. Veri kayıt edicinin diğer özellikleri aşağıda verilmiştir.

Veri kayıt edicinin özellikler:

100 Hz üzerinde program düzenleyebilme

CS I/O RS 232 seri portlu

13 bit analog-dijital dönüştürme

Zaman damgalı ve kayıt numaralı veri saklama

Seri bağlı sensörler ve I/O port destekli aygıtlar ile seri iletişim

Aralıklar ve çözünürlük:

±2.5 mV giriş aralığında 0.33 µV diferansiyel çözünürlük, 0.67 µV temel çözünürlük

Doğruluk

±(0.06 % okuma ve ofset) – 0^0-40^0C

±(0.12 % okuma ve ofset) – -25^0-50^0C

±(0.18 % okuma ve ofset) – -55^0-85^0C

Şekil 3.31'de meteorolojik ölçümler için kurulan sistemin şematik şekli verilmişti. Sistem, piranometreden alınan güneş ışınımı değerlerinin ve sıcaklık ve nem sensöründen alınan sıcaklık ve nem verilerinin veri kayıt edici cihaza kaydedilmesi şeklinde çalışmaktadır. Kayıtlar, 10 dakikalık aralıklarla 24 saat boyunca yerel saate göre yapılmaktadır. Veri kayıt edicisindeki veriler RS 232 veri kablosu ile bilgisayara text dosyası olarak alınmaktadır.



Şekil 3.34. Güneş ışınımı ve hava sıcaklık-nem verileri kaydedici

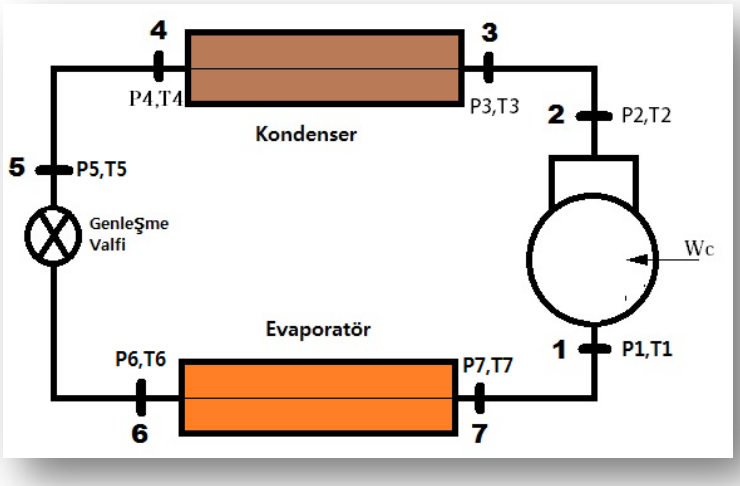
3.5. Deneysel Soğutma Sistemi Hesaplamaları

Deney sisteminden elde edilen verilerin kullanıldığı eşitliklikler sırasıyla alt bölümlerde verilmiştir. Bu bölümde deneysel çalışmada izlenilen yöntem, enerji ve ekserji hesaplamalarındaki yöntem açıklanmıştır.

3.5.1. Deneysel çalışmada izlenilen yöntem

Deneysel çalışmanın amacı, PV destekli taşıt klimasının performansını değişen kompresör devrinde ve evaporatör hava debisinde dinamik olarak incelemektir. Bu amaçla güneye doğru yönlendirilmiş Peugeot J9 marka taşıt üzerine materyal metot bölümde verilen cihazlar yerleştirilerek soğutma sistemi üzerinde 7 farklı noktada basınç ve sıcaklık değerleri, evaporatör ve kondenser giriş - çıkışında birer adet olmak üzere ve taşıt içerisinde 4 farklı noktada sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Ayrıca, evaporatör hava kanalı üzerinden hava hızı, soğutucu akışkan hattı üzerinden soğutucu akışkan debisi ve PV sistemi ve DC motorun elektrik hattı üzerinden akım ve gerilim değerleri kayıt altına alınmıştır. Daha sonra enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

Taşıt klimasının performansını belirlemek için soğutma sistemi üzerinde ölçüm yapılan noktalar Şekil 3.35'de gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, her sistem elemanından önce ve sonra basınç ve sıcaklık değerleri alınmıştır.



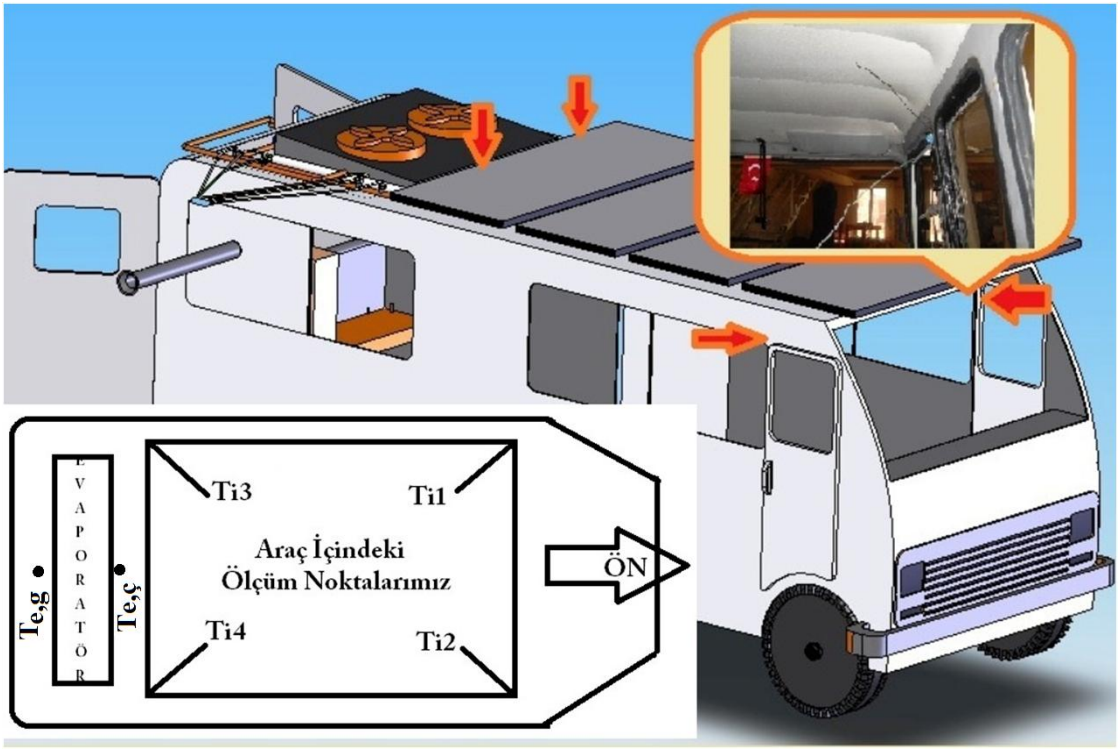
Şekil 3.35. Soğutma sistemi üzerinde ölçüm yapılan noktalar

Deneyler yapılırken hava, soğutma sisteminin evaporatörü üzerinden geçirilerek taşıt içerisinde döndürülmüştür. Evaporatöre hava, 16 cm çapında ve 3 m boyundaki dairesel kanal içerisinden değişken devirli fanlar yardımıyla geçirilerek gönderilmiştir. Hava hızı dairesel kanalın orta noktasına yerleştirilen sensör ile saniyelik olarak kayıt altına alınmıştır. Evaporatör kanalındaki havanın hızı 4 m/s, 5.5 m/s ve 8 m/s değerlerinde sabit tutulmuştur. Klima sisteminin kompresörü maksimum gücü 13 kW 48 V. fırçasız DC motor ile sürülmüştür. DC motorun sürücüsü minibüsün bagaj kısmına konulan 4 adet 200 Ah akü ile beslenmektedir. Aküler ise, taşıt üzerine yerleştirilen 4 adet 190 W'lık ve 2 adet 170 W'lık PV modül ile sürekli olarak şarj edilmiştir. Akü enerjisinin azaldığı durumlarda 48 V ve 6 kW güç kaynağı ile ilave enerji sağlanmıştır.

Deneysel çalışmada, evaporatör üzerinden geçen hava hızı yukarıda belirtilen bir değere getirildikten sonra kompresör devri sırasıyla 1000 – 1500 – 2000 – 2500 - 3000 d/dk değerlerine ayarlanarak deneyler yapılmıştır. Soğutma sistemi çalıştırılmadan önce DC motor devri ve hava hızı ayarlanmış, evaporatör ve kondenser giriş çıkış sıcaklıklarının stabil hale gelmesi beklenmiş sonrasında kompresörün manyetik kavraması enerjilendirilerek soğutma sisteminin çalışması sağlanmıştır. Bütün deneylerde veriler, soğutma sisteminin çalışmaya başladığı andan itibaren 30 dakika boyunca kaydedilmiştir. Bir sonraki deney için taşıt iç sıcaklığının ve soğutma sisteminin durgun hale gelmesi beklendikten sonra sistem tekrar çalıştırılmıştır.

Taşıt iç sıcaklığının belirlenmesinde kullanılan T_{i1}, T_{i2}, T_{i3}, T_{i4} ve evaporatör giriş ($T_{evap,g}$) ve çıkışındaki ($T_{evap,ç}$) sıcaklık ölçüm noktalarının konumları Şekil 3.36'da

gösterilmiştir. Ortalama iç ortam sıcaklığı T_{io}, hesaplanırken T_{i1}, T_{i2}, T_{i3} ve T_{i4} noktalarındaki değerlerin ortalaması alınmıştır.



Şekil 3.36. Taşıt içi sıcaklık ölçüm noktalarının gösterimi

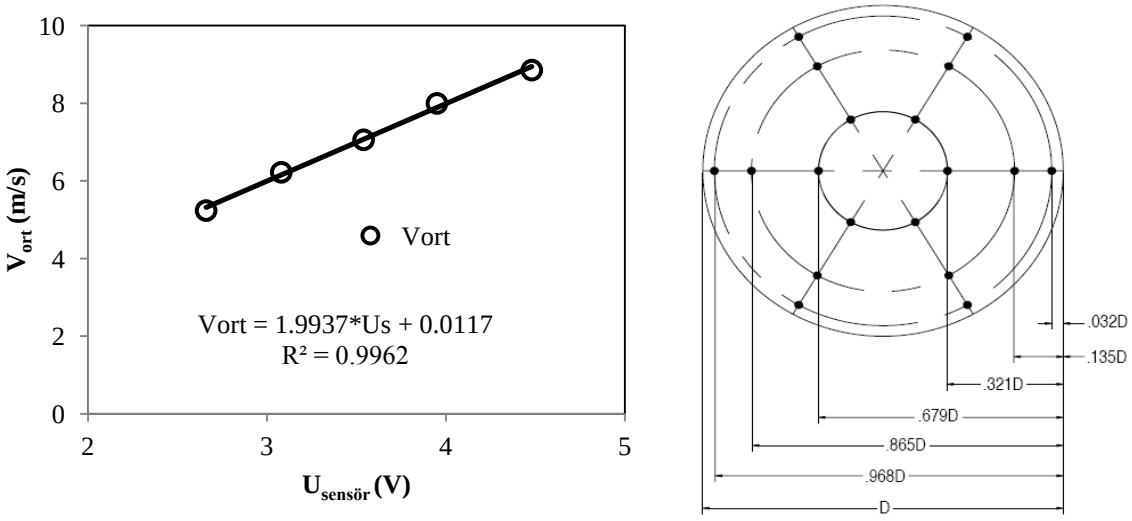
Elde edilen her bir deney verileri Microsoft Office Excel tablosuna kaydedilmiştir. Daha sonra, sistemin analizi için gerekli olan R134a'nın entalpi ve entropi değerleri, sıcaklık ve basınç değerlerine bağlı olarak 'EES' programından elde edilen değerleri kullanan MATLAB programlama dilinde geliştirilmiş olan bir yazılımla hesaplamalar yapılmıştır.

3.5.2. Enerji ve ekserji analizi hesaplamalarında izlenilen yöntem

Taşıt klimasının performansını belirlemek için kurulan deney sisteminde, evaporatör üzerinden geçen hava akımının hacimsel ve kütlesel debisinin bulunması için, evaporatöre hava sağlayan kanal, türbülanslı akışın gelişmesini sağlamak için gerekli olan asgari mesafe (10 hidrolik çap) kadar uzatılmış ve kanalın orta noktasından havanın akım hızı ölçülmüştür.

Hava hızı ölçümünün doğruluğunu kontrol etmek için ISO 3966'da verilen ve gelişmiş kanal içi akışların çok noktadan hız ölçümü için önerilen Log-Thebychef kuralına göre farklı noktalardan hız ölçümleri alınarak ortalamaları bulunmuştur. Ortalama hava akımı hızı kanal içi orta noktadan alınan ölçümle kalibre edilmiş ve

kaydedilmiştir (Şekil 3.37). Sensör kalibrayonunda sensör gerilimine ($U_{sensör}$) bağlı ortalama hız eğrisi Şekil 3.37'deki gibidir. Sonuçların, kabul edilebilir bir sapma aralığında olduğu görülmüştür.



Şekil 3.37. Sensör kalibrasyon eğrisi ve Log-Thebychef kuralına göre ölçüm noktaları (Schwenk D. M., 1997)

Evaporatörden geçen hava akımının hacimsel debisi, hava akım hızının evaporatör hava akış alanı ile çarpılmasıyla aşağıdaki denklemden hesaplanmıştır.

$$\dot{V}_{h,evap} = A * V_{ort} \tag{3.32}$$

Burada, A hava akış alanını (m^2), V_{ort} kanalın orta noktasındaki hava akım hızını (m/s) ve $\dot{V}_{h,evap}$ ise hava akımının hacimsel debisini belirtmektedir.

Evaporatörden çekilen ısı miktarını (soğutma kapasitesini) hesaplamak için, öncelikle evaporatör giriş ve çıkışındaki hava sıcaklığına ve bağıl neme bağlı olarak 'EES' programından, evaporatör giriş ve çıkışında havanın entalpi değerleri (h_g ve $h_ç$), havanın yoğunlukları (ρ_g ve $\rho_ç$) hesaplanmıştır. Belirlenen bu veriler denklem (3.33) de kullanılarak havanın kütlesel debisi $\dot{m}_h$ hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_h = \rho_g * A * V_{ort} \tag{3.33}$$

Sistemin soğutma kapasitesi (Q_{evap}), EES programından elde edilen evaporatör giriş ve çıkış entalpileri ile havanın kütlesel debisinden yararlanılarak

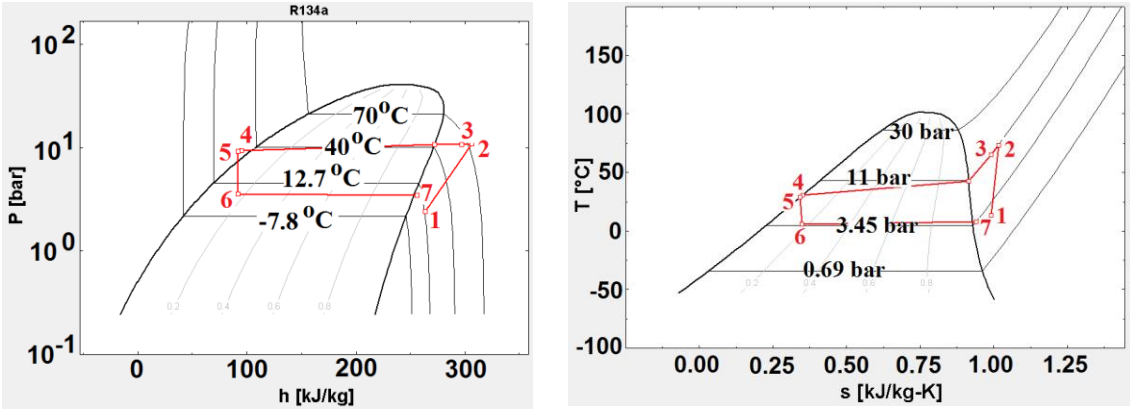
$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_h * (h_g - h_ç) \quad (3.34)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır.

Evaporatörde sirküle ettirilen ortam havasına verilen ısı soğutucu akışkana aktarılan ısı miktarına eşit kabul edildiğinde soğutucu akışkanın kütlesel debisi $\dot{m}_{sa}$

$$\dot{m}_{sa} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{h_7 - h_6} \quad (3.35)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmıştır. Eşitlikteki alt indisler Şekil 3.38'de görülen gerçek soğutma sistemi T-s diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Aynı zamanda bu noktalar soğutma sistemi üzerinde basınç ve sıcaklığın ölçüldüğü noktalardır.



Şekil 3.38. Gerçek soğutma sistemi lnP-h ve T-s diyagramı (1000 d/dk,8 m/s sonuçları)

Kondenserden atılan ısı (Q_{kond}) denklemi için ilk olarak kondenser giriş basıncı P_3 ve soğutucu akışkanın kondensere giriş sıcaklığının fonksiyonu olarak, 'EES' programından kondenser girişindeki soğutucu akışkanın entalpisi (h_3) daha sonra da kondenser çıkışındaki soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı yardımıyla, 'EES' programından kondenser çıkış entalpisi (h_4) elde edilmiştir. Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütlesel debisi ile kondenser çıkış ve giriş entalpi farkı çarpılarak kondenserde atılan ısı miktarı, denklem (3.36) ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{sa} * (h_3 - h_4) \quad (3.36)$$

Kompresörden akışkana verilen güç denkleminin hesaplanması için, kompresörün giriş ve çıkışında bulunan basınç ve sıcaklık bilgileri kullanılarak 'EES' programından kompresör giriş ve çıkışındaki noktalar için entalpiler (h_1, h_2) bulunmuştur. Bulunan değerler denklem (3.37)'da yerine yazılarak kompresörden soğutucu akışkana verilen güç hesaplandı.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{sa} * (h_2 - h_1) \tag{3.37}$$

Sistemin STK denklemi ise, sistemin soğutma kapasitesinin (Q_{evap}) kompresör gücüne bölünmesi ile hesaplanmıştır. STK denklem (3.38)'de verilmiştir.

$$STK = \dot{Q}_{evap}/\dot{W}_{komp} \tag{3.38}$$

Sistemde kompresörde harcanan elektrik sarfiyatı, kompresöre hareket veren fırçasız DC motorun akım (I_m) ve gerilim (U_m) değerleri ölçülerek hesaplanmıştır. Doğru akımda güç

$$W_{komp\text{-}el} = U_m * I_m \tag{3.39}$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır.

Termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin niceliğiyle ilgilidir. Bu kanun, bir hal değişimi sırasında enerjinin hesabını tutmak için bir yöntem ortaya koyar ve enerjinin var veya yok edilemeyeceğini, form değiştirebileceğini belirtir. Termodinamiğin ikinci kanunu ise, enerjinin niteliğiyle ilgilidir. Bir hal değişimi sırasında enerjinin mevcut niteliğinin azalması, entropi üretimi, iş yapma imkanının değerlendirilememesi bu yasanın inceleme alanı içindedir (Çengel, 2008). Proses analizlerinde termodinamiğin birinci kanununun yukarıda belirtilen yetersizliği, ikinci kanuna dayanan ekserji (kullanılabilir enerji miktarı-kullanılabilirlik) analizlerini önemli kılmakta ve dolayısıyla, termodinamiğin ikinci kanunu, sistemlerin optimizasyonu için güçlü bir araç olarak karşımıza çıkmaktadır.

Kullanılabilirlik, bir sistemin sahip olduğu enerjisiyle iş yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanabilmektedir. Bir sistemden, mümkün olan en yüksek işi elde edebilmek için, sistemin sabit olan ilk halinden, hal değişimi sonunda, sistemin ölü noktasına gelmesi gereklidir. Ölü hal, sistemin çevresiyle termodinamik açıdan denge durumunda

bulunması demek olup, ölü haldeyken sistemlerden elde edilebilecek yararlı iş potansiyelinin sıfır olduğu açıktır. Dolayısıyla, bir sistem, doğal çevrenin temel elemanları ile tersinir bir hal değişimi sonucu termodinamik denge durumuna (ölü hale) getirildiğinde elde edilebilecek iş miktarı, o sistem için ekserji değerine karşılık gelmektedir. Bu tanım, bir cihazın termodinamik yasalara karşı gelmeden yapabileceği işin üst sınırını belirler. Bu tanıma bağlı olarak, ikinci yasa verimi, sürecin, tersinir hal değişimine ne kadar yakın olduğunu belirleyen bir kriter olarak ifade edilebilir. Ekserji analizi, ısıl sistemlerin tasarım, analiz, seçim ve sınıflandırmasında katkıda bulunacak etkin bir araçtır (Güzenge, 2007).

Ekserji analizi, bir işlemin nasıl daha iyiye doğru geliştirilebileceğini sağlamayabilir fakat, bir işlemin neresinin iyileştirilebileceğini gösterir (Kotas, 1985).

Ekserji, enerjinin bütün biçimleri için ifade edilebilen bir özeliktir. Dolayısıyla, bir sistemin toplam ekserjisi, sistemin içerdiği farklı enerji potansiyelleri dikkate alınarak belirlenmektedir. Nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilmesi gibi farklı enerji biçimlerinin oluşumuna neden olabilecek özel etkilerin olmadığı varsayılırsa, sistemin toplam ekserjisi E, fiziksel E_{fizik}, kinetik E_{ke}, potansiyel E_{pe} ve kimyasal E_{kim} ekserjilerden oluşmaktadır. Toplam ekserji;

$$E_{top} = E_{fizik} + E_{ke} + E_{pe} + E_{kim} \tag{3.40}$$

veya birim kütle için;

$$e_{top} = e_{fizik} + e_{ke} + e_{pe} + e_{kim} \tag{3.41}$$

bağıntıları ile ifade edilmektedir.

Ekserji tanımında, referans noktası olarak kabul edilen çevreye göre hareketine ve bir yerçekimi alanındaki yüksekliğine bağlı olarak, sistemin sahip olduğu iş potansiyelleri, sırasıyla kinetik ve potansiyel ekserjilerdir. Kimyasal ekserji, Bejan ve ark.(1996) tarafından, bir kimyasal tepkime ile birlikte kimyasal kompozisyonu ölü hale ulaşan sistemden elde edilebilecek en fazla teorik iş olarak tanımlanmaktadır.

Bir sistemin hızı ve ağırlık merkezinin yüksekliğinin, çevreye göre sıfır olduğu ve sistemde herhangi bir kimyasal tepkimenin olmadığı durumda, kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserji değişimleri sıfırdır ve toplam ekserji, tamamen fiziksel ekserjiye eşit olur. Bu durum, pek çok mühendislik sistemi için geçerlidir (Eryener, 2003). Soğutma

sistemlerinde kimyasal tepkime olmayıp, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir. Dolayısıyla toplam ekserji, yalnızca fiziksel ekserjiden oluşmaktadır.

Ekserji analizi, enerji ve diğer sistemlerin dizayn ve iyileştirilme analizi için, termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerji korunumu prensiplerinin kullanıldığı bir metottur (Rosen, 2002). Aynı zamanda ekserji analizi, kullanılan enerji kaynağının verimini arttırmaya yardımcı olur. Genel olarak ekserji analizi, enerji analiziyle karşılaştırıldığında daha anlamlı bir verim verir. Çünkü ekserji analizi prosese ait verimin ideal proses verimine ne kadar yaklaştığının bir ölçütüdür. Bu sebepten dolayı ekserji analizi, verimsizlikleri azaltarak daha verimli enerji sistemi için mevcut sınırları tanımlar (Arıkol, 1985, Kabul, 2008).

Termoekonomik optimizasyona dayalı ekserji analizinin yapılmasının avantajı, sistemin farklı elemanlarının ayrı ayrı optimize edilebilmesidir. Böylece, ele alınan bir sistem elemanı ile diğer elemanlar arasındaki ilişki, yerel ekserji birim maliyeti ya da ekserji kayıpları açısından daha iyi anlaşılır hale gelmektedir. Sistem kusurlarının bir ölçüsü olan tersinmezliklerin hesaplanmasıyla, optimum işlem parametrelerinin belirlenmesi daha kolaylaşır (Akdoğan, 2007).

Enerji analizinde ölçüm noktalarından alınan basınç ve sıcaklık bilgilerine göre klima sistemi elemanlarının kapasiteleri, sistemin STK'sı deneysel alınan verilerle eşitlik (3.32) - (3.38) arasındaki denklemler kullanılarak belirlenmiştir.

Ekserji analizinde ise dinamik olarak yukarıda anlatıldığı gibi hesaplanan soğutma yükü bulunduktan sonra sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi Eş. (3.35) ile hesaplanmıştır. Daha sonra, soğutma sistemindeki bütün elemanlar için ekserji denkliği aşağıdaki genel ifadedeki gibi yazılarak her bir elemanın ekserji yıkım miktarı değerleri hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{cikan} \dot{m}_{sa} * e - \sum_{giren} \dot{m}_{sa} * e + T_0 * S_{üretim} \qquad (3.42)$$

Burada $\dot{E}_Q$ ısının ekserjisi olup evaporatördeki ısının ekserjisi Eş.(3.43) ile hesaplanabilir (Kızılkan 2008). Sırasıyla $\dot{E}_W$ işin ekserjisini, e özgül ekserjiyi, $\dot{m}_{sa}$ soğutucu akışkan debisini, T_0 çevre sıcaklığını ve $S_{üretim}$ entropi üretimini temsil etmektedir. Ayrıca Eş.(3.42)'de $T_0 * S_{üretim}$ birim zamanda kaybolan ekserjiyi, yani tersinmezliği ifade etmektedir.

$$\dot{E}_{Q,evap} = \dot{Q}_{evap}\left(\frac{T_{i,ort} - T_0}{T_{i,ort}}\right) \tag{3.43}$$

Ekserjinin kütle debisine oranı olarak tanımlanan özgül ekserji (termomekaniksel veya akış ekserjisi) herhangi bir durum (T, P) ile çevrenin sadece sıcaklığı (T_0) ve basıncı (P_0) ile dengede olan bir durum arasındaki ekserji olup (Bejan, 2002), ölçüm yapılan noktalardaki özgül ekserji aşağıdaki eşitlikle hesaplanmıştır.

$$e_i = (h_i - T_0 * s_i) - (h_0 - T_0 * s_0) \tag{3.44}$$

Ekserji denkliği kullanılarak, çevreye olan ısı geçişinin ihmal edilmesiyle kompresördeki ekserji yıkım miktarı Eş. (3.45) ile hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{komp} = \dot{m}_{sa} * T_0 * (s_2 - s_1) \tag{3.45}$$

Kondenser hattından çevre havasına olan ısı kaybını da içeren kondenserdeki ekserji yıkım miktarı Eş.(3.46) ile hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{kond} = \dot{m}_{sa} * T_0 * \left[(s_5 - s_2) - \left(\frac{h_5 - h_2}{T_{kondg}}\right)\right] \tag{3.46}$$

Genleşme prosesinin adyabatik olduğu varsayımıyla genleşme valfindeki ekserji yıkım miktarı Eş. (3.47) ile belirlenmiştir.

$$\dot{E}_{tgv} = \dot{m}_{sa} * T_0 * (s_6 - s_5) \tag{3.47}$$

Evaporatördeki ekserji yıkım miktarı Eş.(3.48) ile hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{evap} = \dot{m}_{sa} * T_0 * \left[(s_7 - s_6) - \left(\frac{h_7 - h_6}{T_{evapg}}\right)\right] \tag{3.48}$$

Sonuç olarak soğutma sistemi elemanlarının toplam ekserji kaybı Eş.(3.49) ile belirlenmiştir.

$$\dot{E}_{top} = \dot{E}_{komp} + \dot{E}_{kond} + \dot{E}_{txv} + \dot{E}_{evap} \quad (3.49)$$

Soğutma sisteminin elemanlarının, ekserji yıkım miktarı belirlendikten sonra sistemin ikinci yasa verimi veya ekserji verimi hesaplanmıştır. Ekserjetik verimin tarifi ile ilgili literatürde detaylı olarak farklı yollar görmek mümkündür. Bunların arasında Kotas (1985) tarafından elde edilmek istenen ekserjinin kullanılan ekserjiye oranı olarak tarif edilen ekserjetik verim aşağıda verilmiştir (Kabul, 2008).

Kotas (1985)'de, ekserjetik verim her bir soğutma sistemi elemanının ekserji yıkım değeri biliniyorsa aşağıdaki eşitlik ile;

$$\eta_{\dot{E}} = 1 - \frac{\dot{E}_{top}}{\dot{W}_{komp}} \quad (3.50)$$

olarak hesaplanabilir.

Xiang ve ark. (2004), elde edilmek istenen ekserjiyi ürün, harcanan ekserjiyi ise yakıt olarak nitelendirmiş ve ekserji verimini aşağıdaki şekilde tarif etmiştir:

$$\varepsilon = \frac{P_i}{F_i} \quad (3.51)$$

Burada, P ekserji ürününü, F ekserji yakıtını ve i alt indisi ise sistemin herhangi bir elemanını veya tümünü temsil etmektedir. Ekserji verimi ifadesi olan Eş.(3.51) her bir sistem elemanı için de ayrı ayrı yazılabilir. Bu durumda;

Kompresörün ekserji verimi:

$$\varepsilon_{komp} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_{komp}} \quad (3.52)$$

Termostatik genleşme valfinin ekserji verimi:

$$\varepsilon_{tgv} = \frac{\dot{E}_6}{\dot{E}_5} \quad (3.53)$$

Evaporatörün ekserji verimi:

$$\varepsilon_{evap} = \frac{\dot{E}_{Q,evap}}{\dot{E}_6 - \dot{E}_7} \quad (3.54)$$

Kondenserinde bulunduğu yüksek basınç hattının ekserji verimi:

$$\varepsilon_{\text{kond}} = \frac{\dot{E}_5}{\dot{E}_2} \tag{3.55}$$

eşitlikleri ile hesaplanmaktadır.

Termodinamik performans parametrelerinden biri olan bağıl tersinmezlik (BT) ise, soğutma sisteminin her bir elemanı için ayrı ayrı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmıştır (Alsuhaibani, 2012).

$$BT = \frac{\dot{E}_i}{\dot{E}_{top}} \tag{3.56}$$

3.5.3. Belirsizlik analizi

Deneysel çalışmaların tümü, çeşitli nedenlerden dolayı hata içerir. Deneysel çalışmalarda yapılan bu hatalar genellikle üç gurupta toplanabilir. Bunlardan birincisi; deneyi yapan araştırmacının dikkatsizlik ve tecrübesizliğinden ileri gelen hatalardır. Deney tesisatlarında kullanılan ölçme cihazlarının yanlış seçiminden veya ölçme sistemlerinin yanlış tasarımından kaynaklanan hatalar bu gurup içinde düşünülebilir. İkinci gurup hatalar; sabit veya sistematik olarak adlandırılan hatalardır. Bunlar genellikle tekrar edilen okumalarda görülen ve nedenleri çoğunlukla tespit edilemeyen hatalardır. Üçüncü gurup hatalar ise; rastgele hatalardır. Bunlar ise; deneyi yapan kişilerin değişmesinden, deneyi yapanların dikkatlerinin zamanla azalmasından, elektrik geriliminin değişmesinden, ölçme aletlerindeki histerezis olaylarından veya cihazların ısınması nedeniyle elektronik ölçme aletlerinde oluşan salınımlardan kaynaklanabilmektedir (Bilen, 2011).

Deneysel sonuçların geçerliliğinin belirlenebilmesi için mutlaka bir hata analizi yapmak gerekmektedir. Deneylerden elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan parametrelere ait hata miktarlarının/oranlarının tespiti için pratikte bir kaç yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemler içerisinde, akılcı yaklaşım (*commonsense basis*) ve belirsizlik analizi (*uncertainty analysis*) yöntemleri en çok kullanılanlarıdır. Son yıllardaki çalışmalarda hata analizinde; ilk olarak Kline ve McClintock tarafından ortaya atılan ve diğerlerine göre daha hassas bir yöntem olan belirsizlik analizi yöntemi daha çok tercih edilmektedir (Bilen, 2011).

Belirsizlik analizi yönteminde ise herhangi bir deney tesisatı aracılığı ile tespit edilmesi/hesaplanması gereken büyüklük *R*, bu büyüklüğe etki eden *n* adet bağımsız değişkenler ise; x_1, x_2, x_3,.....,x_n olduğunda; $R = R(x_1,\ x_2,\ x_3,.....,x_n)$ yazılabilir. Deneylerde etkili olan her bir bağımsız değişkene ait sabit hata miktarları (*belirsizlikler*); $\pm w_{x_1}$, $\pm w_{x_2}$, $\pm w_{x_3}$,....., $\pm w_{x_n}$ ise, *R* büyüklüğünün sabit hata miktarı (*belirsizliği*) $\pm w_R$ ise;

$$w_R = \frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1} + \frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2} + \frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3} + ... + \frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n}$$ şeklinde yazılabilir.

Bu durumda, *R* büyüklüğüne ilişkin maksimum belirsizlik aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$w_{R_{maks.}} = \left|\frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1}\right| + \left|\frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2}\right| + \left|\frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3}\right| + ... + \left|\frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n}\right|$$

Bu durum, mümkün olabilecek en kötü durum olup, olasılığı en küçüktür. Bu durumu iyileştirebilmek için, Pythagorean Teoremine göre belirsizlik aşağıdaki gibi yazılır.

$$w_R = \pm \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3}\right)^2 + ... + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n}\right)^2 \right]^{1/2}$$

Yukarıdaki bağıntı dikkatle incelendiği zaman, belirsizlik analizi yönteminin diğer yöntemlere göre en önemli üstünlüklerinden birinin, deneylerde en büyük hataya neden olan değişkenin hemen tespit edilebilmesinin olduğu görülecektir. Böylece hatayı azaltmak için, söz konusu bu değişkenin ölçümünde kullanılan cihaz üzerine yoğunlaşılabilir. Ayrıca, yukarıdaki bağıntıda yer alan terimlerin eş boyutluluk ilkesi açısından uyumlu olduğuna dikkat edilmelidir.

Deneylerde kullanılan ölçüm cihazlarında meydana gelebilecek belirsizlikler (*sabit hata miktarları*), bu cihazların kalibrasyonu yapılmak suretiyle belirlenir. Buna göre; bağımsız değişkenlere (*ölçülen parametrelere*) ilişkin belirsizlikler bilindiğinden, yukarıdaki bağıntı kullanılmak suretiyle bağımlı değişkenlere (*hesaplanan parametrelere*) ilişkin belirsizlikler tespit edilebilir.

Bu bilgiler ışığında ölçüm değerlerine göre hesaplanan Q_{evap}, m_{sa}, W_{komp} ve STK'nın belirsizliklerinin belirlenmesi için işlem sırası şu şekilde yazılabilir;

$$\dot{Q}_{evap} = \rho_h * \mathrm{A} * V_{\mathrm{ort}} * \left(\mathrm{h}_{\mathrm{evap,g}} - \mathrm{h}_{\mathrm{evap,ç}}\right) \qquad (3.57)$$

$$\dot{m}_{sa} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{(h_7 - h_6)} \tag{3.58}$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{sa} * (h_2 - h_1) \tag{3.59}$$

$$STK = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} \tag{3.60}$$

Fonksiyonların içerisinde bulunan her bir değişkene göre türev alınarak aşağıdaki eşitlikler belirlenmiştir.

$$\frac{\partial \dot{Q}_{evap}}{\partial \rho_h} = A * V_{ort} * \left(h_{evap,g} - h_{evap,ç}\right) \tag{3.61}$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{evap}}{\partial A} = \rho_h * V_{ort} * \left(h_{evap,g} - h_{evap,ç}\right) \tag{3.62}$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{evap}}{\partial V_{ort}} = A * \rho_h * \left(h_{evap,g} - h_{evap,ç}\right) \tag{3.63}$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{evap}}{\partial h_{evap,g}} = \rho_h * A * V_{ort} \tag{3.64}$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_{evap}}{\partial h_{evap,ç}} = -\rho_h * A * V_{ort} \tag{3.65}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{sa}}{\partial \dot{Q}_{evap}} = \frac{1}{(h_7 - h_6)} \tag{3.66}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{sa}}{\partial h_7} = -\frac{\dot{Q}_{evap}}{(h_7 - h_6)^2} \tag{3.67}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{sa}}{\partial h_6} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{(h_7 - h_6)^2} \tag{3.68}$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{komp}}{\partial \dot{m}_{sa}} = \left(h_2 - h_1\right) \tag{3.69}$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{komp}}{\partial h_2} = \dot{m}_{sa} \tag{3.70}$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{komp}}{\partial h_1} = -\dot{m}_{sa} \tag{3.71}$$

$$\frac{\partial STK}{\partial \dot{Q}_{evap}} = \frac{1}{\dot{W}_{komp}} \tag{3.72}$$

$$\frac{\partial STK}{\partial \dot{W}_{komp}} = -\frac{\dot{Q}_{evap}}{(\dot{W}_{komp})^2} \tag{3.73}$$

Daha sonra yukarıdaki eşitlikler, aşağıdaki eşitliklerde yerlerine yazılarak Q_{evap}, m_{sa}, W_{komp} ve STK'nın belirsizlikleri belirlenir.

$$\frac{\omega_{\dot{Q}_{evap}}}{\dot{Q}_{evap}} = \frac{1}{\dot{Q}_{evap}} * \left[\begin{array}{l} \left(\frac{\partial \dot{Q}_{evap}}{\partial \rho_h} * \omega_{\rho_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{evap}}{\partial A} * \omega_A \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{evap}}{\partial V_{ort}} * \omega_{v_{ort}} \right)^2 \\ + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{evap}}{\partial h_{evap,g}} * \omega_{h_{evap,g}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{evap}}{\partial h_{evap,ç}} * \omega_{h_{evap,ç}} \right)^2 \end{array} \right]^{\frac{1}{2}} \tag{3.74}$$

$$\frac{\omega_{\dot{m}_{sa}}}{\dot{m}_{sa}} = \frac{1}{\dot{m}_{sa}} * \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{sa}}{\partial \dot{Q}_{evap}} * \omega_{\dot{Q}_{evap}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{sa}}{\partial h_7} * \omega_{h_7} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{sa}}{\partial h_6} * \omega_{h_6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \tag{3.75}$$

$$\frac{\omega_{\dot{W}_{komp}}}{\dot{W}_{komp}} = \frac{1}{\dot{W}_{komp}} * \left[\begin{array}{l} \left(\frac{\partial \dot{W}_{komp}}{\partial \dot{m}_{sa}} * \omega_{\dot{m}_{sa}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{W}_{komp}}{\partial h_2} * \omega_{h_2} \right)^2 \\ + \left(\frac{\partial \dot{W}_{komp}}{\partial h_1} * \omega_{h_1} \right)^2 \end{array} \right]^{\frac{1}{2}} \tag{3.76}$$

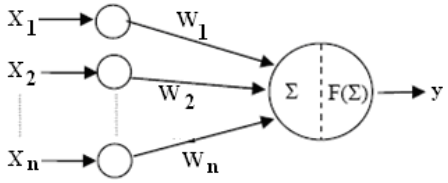
$$\frac{\omega_{STK}}{STK} = \frac{1}{STK} * \left[\left(\frac{\partial STK}{\partial \dot{Q}_{evap}} * \omega_{\dot{Q}e_{vap}} \right)^2 + \left(\frac{\partial STK}{\partial \dot{W}_{komp}} * \omega_{\dot{W}_{komp}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \tag{3.77}$$

Dolayısıyla Q_{evap}, m_{sa}, W_{komp} ve STK'nın belirsizlikleri sırasıyla $\pm\omega_{\dot{Q}_{evap}}$, $\pm\omega_{\dot{m}_{sa}}$, $\pm\omega_{\dot{W}_{komp}}$ ve $\pm\omega_{STK}$ olup, bağıl belirsizlikleri ise sırasıyla $\frac{\omega_{\dot{Q}_{evap}}}{\dot{Q}_{evap}} * 100$, $\frac{\omega_{\dot{m}_{sa}}}{\dot{m}_{sa}} * 100$, $\frac{\omega_{\dot{W}_{komp}}}{\dot{W}_{komp}} * 100$ ve $\frac{\omega_{STK}}{STK} * 100$ olarak yazılabilir.

3.6. Yapay Sinir Ağları

Yapay sinir ağları, insan beyni esas alınarak modellenmiş bir sistemdir. Klasik yöntemlerle çözülemeyen problemleri insan beyninin çalışma sistemine benzer yöntemlerle çözmeye çalışır. Bilgisayar ortamında, beynin yaptığı işlemleri öğretildiği

şekilde yargılamayı yapabilen, karar veren, sonuç çıkaran, yetersiz veri durumunda var olan mevcut bilgiden yola çıkarak sonuca ulaşan, sürekli veri girişini kabul eden, öğrenen, hatırlayan bir algoritma kısaca "Yapay Sinir Ağları" olarak adlandırılır.



Şekil 3.39. Yapay sinir hücresi

Yapay bir sinir hücresi Şekil 3.39'da görülmektedir. Her yapay sinir hücresi Şekil 3.39'dan görüldüğü gibi girdiler (X_n), ağırlıklar (W_n), toplam fonksiyonu (Σ), aktivasyon fonksiyonu F(Σ) ve çıktı (y) olmak üzere beş ana kısımdan oluşur. Girdiler, girdi seti veya kendinden önceki bir katmandaki başka bir işlem elemanının çıktısıdır. Burada X girdi bilgilerini içeren vektör olmak üzere $X_T=[X_1, X_2,..., X_n]$ şeklinde ifade edilebilir. Ağırlıklar, girdi seti veya kendinden önceki bir katmandaki başka bir işlem elemanının, bu işlem elemanı üzerindeki etkisini ifade eden değerlerdir. Ağırlık katsayı değerlerini içeren vektör ise $W_T=[W_1, W_2,... , W_n]$ ile gösterilebilir. Toplam fonksiyonu, girdiler ve ağırlıkların tamamının bu işlem elemanına etkisini hesaplayan bir fonksiyondur. Aktivasyon fonksiyonu, toplam fonksiyonun çıktısında hesaplanan değerin 0 ile 1 veya –1 ile 1 arasında işlem elemanı çıktı değerine dönüştürüldüğü fonksiyondur. Çıktı, aktivasyon fonksiyonunun sonucudur. Hücreye taşınan her bir bilgi, girdi değerleri ve bağlantı ağırlık değerlerinin çarpılmasıyla elde edilir. Hücrede toplanan net bilgi:

$$NET = \sum_{i=1}^{n} X_i * W_i \tag{3.78}$$

olarak elde edilir. Hücrede toplanan bilgi bir aktivasyon fonksiyonundan geçirilerek hücrenin gerçek çıktı değeri olan y değeri, y=f(NET) ifadesi ile elde edilir.

Mühendislikte ve pek çok alanda en çok kullanılan öğrenme algoritması, geriye yayılma algoritmasıdır. Bunun en büyük nedeni, öğrenme kapasitesinin yüksek ve algoritmasının basit olmasıdır. Bu yüzden, yapılan çalışmada YSA'yı eğitmek için geriye yayılma algoritması kullanılmıştır.

Geriye yayılmalı ağda, öncelikle ilk katmana bir girdi vektörü uygulanır. Daha sonra girdi ve 1. katman arasındaki ağırlıklar yardımıyla, 1. katmandaki her birimin aldığı toplam girdi belirlenir. Her birim, girdisini doğrusal olmayan bir fonksiyondan

geçirerek bir sonraki katmana göndereceği çıktıyı belirler. Bir katmandaki tüm birimlerin durumları paralel olarak belirlenir. Bu işlem, çıktı katmanındaki birimlerin durumları belirleninceye kadar sırayla tekrar edilir.

Geriye yayılma algoritması, gerçek çıktı y ile istenen çıktı d arasındaki ortalama karesel hatayı minimum yapmak için gradyen azalma algoritmasını (gradiant descent algorithm) kullanır ve hata aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$E = \frac{1}{2}\left[\sum_{p}\sum_{k}\left|d_{pk} - y_{pk}\right|^{2}\right]^{1/2} \tag{3.79}$$

Burada; E ortalama karesel hatayı, d_{pk} istenen çıktı vektörünü ve y_{pk} gerçek çıktı vektörünü (ağ çıktısı) gösterir. Hatanın sıfır veya sıfıra çok yakın olması, ağın çok iyi eğitildiğini göstermektedir (Lin ve Lee 1996).

Yapay Sinir Ağlarının Özellikleri

Yapay sinir ağlarının karakteristik özellikleri uygulanan ağ modeline göre değişmekle birlikte, bütün modeller için geçerli olan genel özellikleri aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- ✓ Yapay sinir ağlarının temel işlem elemanı olan nöronlar doğrusal değildir. Dolayısıyla nöronların birleşmesinden meydana gelen yapay sinir ağları da doğrusal değildir. Bu özelliği ile YSA, doğrusal olmayan karmaşık problemlerin çözümünde kullanılan önemli bir araç olmuştur.
- ✓ Yapay sinir ağları bir matematik model olmaksızın, sadece giriş ve çıkış çiftleri kullanarak öğrenebilme özelliğine sahiptirler. Mevcut verilerden yola çıkarak veriler arasındaki bilinmeyen ilişkileri veya veriler arasındaki içsel dinamikleri öğrenebilmekte ve kendilerini organize ederek yenileyebilmektedirler. Öğrenme tüm nöronlar tarafından paylaşılan bir süreçtir ve ağdaki her bir nöron sonuca katkıda bulunmaktadır.
- ✓ Yapay sinir ağları örnekleri kullanarak ilgili problem hakkında genelleme yapabilecek yeteneğe kavuşturulurlar. İlgilendiği problemi öğrendikten sonra, eğitim sırasında karşılaşmadığı test örnekleri için de bilgiler üretebilmektedir.
- ✓ Yapay sinir ağının gösterdiği önemli özelliklerden birisi de, ağın eğitim dışında kullanım sürecinde de yeni ortamları öğrenebilir ve uyum gösterebilir yetenekte olmasıdır. Yani belirli bir problemi çözmek amacıyla eğitilen yapay sinir ağları, problemdeki değişimlere göre tekrar eğitilebilirler.

- ✓ Yapay sinir ağları eğitildikten sonra eksik bilgilerle çalışabilirler ve yeni gelen örneklerde eksik bilgi olmasına rağmen sonuç üretebilirler. Yapay sinir ağlarının eksik bilgilerle çalışabilme yetenekleri, hatalara karşı toleranslı olmalarını sağlamaktadır.
- ✓ Yapay sinir ağlarının hatalara karşı toleranslı olmaları, bozulmalarının da dereceli olmasını sağlamaktadır. Bir ağ zaman içerisinde yavaş yavaş bozulur, herhangi bir problem çıktığında hemen anında bozulmazlar.
- ✓ Yapay sinir ağları, çok sayıda hücrenin çeşitli şekillerde bağlanmasından oluştuğundan paralel dağılmış bir yapıya sahiptir ve ağın sahip olduğu bilgi, ağdaki bütün bağlantılar üzerine dağılmış durumdadır. Bu nedenle, eğitilmiş bir ağın bazı bağlantılarının hatta bazı hücrelerinin etkisiz hale gelmesi, ağın doğru bilgi üretmesini önemli ölçüde etkilemez.
- ✓ Yapay sinir ağlarının belirsiz bilgileri işleyebilme yetenekleri vardır. Olayları öğrendikten sonra belirsizlikler altında, öğrendikleri olaylar ile ilgili ilişkiler kurarak karar verebilirler.
- ✓ Yapay sinir ağlarında bilgi, ağın bağlantılarının değerleri ile ölçülmekte ve bağlantılarda saklanmaktadır. Diğer bilgisayar programlarında olduğu gibi veriler bir veri tabanında veya programın içinde değildir.

Literatürde, verilerin yapay sinir ağının eğitiminde kullanılması için gerekli bir varsayım bulunmamaktadır. Bir başka deyişle her tür veri, sayılarla kodlanması şartıyla eğitim için kullanılabilmektedir. Bu yapay sinir ağı teknolojisinin, bazı varsayımlara dayanan istatistiksel yöntemlere kıyasla sahip olduğu önemli bir avantajdır.

Yukarıda verilen açıklamalardan yapay sinir ağlarının hesaplama ve bilgi işleme gücünü; paralel dağıtılmış yapısından; öğrenme ve genelleme yapabilme yeteneğinden aldığı söylenebilir. Sayılan bu özellikleri, ileriye yönelik tahmin çalışmalarında yapay sinir ağlarını geleneksel yöntemlerden farklı kılan ve avantaj sağlayan üstünlükleri olarak da değerlendirilmektedir (Çuhadar, 2006).

Tez çalışmasında;

Yapılan analiz yöntemi aşağıdaki aşamalardan oluşmaktadır.

a) Konya, Antalya, Muğla, Mersin ve Şanlıurfa illeri için 1997–2008 yılları arasındaki sıcaklık ve yatay ışınım bilgileri Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğünden elde edilmiştir. Bu verilerin 12 yıllık ortalamaları ve diğer istatistik analizleri yapılmıştır. Aynı zamanda, diğer şehirler için bir yapay

sinir ağı modeli geliştirilerek güneş radyasyonu değerleri tahmin edilmiştir.

b) Binek taşıt ve midibüs için soğutma yükü değerleri soğutma sezonu boyunca hesaplanmıştır.

c) Soğutma sistemi performans hesaplamaları farklı alternatif soğutucu akışkanlar (R134a R407C ve R410A gibi), değişik buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, izentropik verim, aşırı ısıtma, aşırı soğutma, evaporatör basınç kayıpları, kondenser basınç kayıpları ve diğer kayıplar dikkate alınarak MATLAB dilinde geliştirilen bilgisayar programı ile yapılmıştır. STK'nın en iyi değerini veren parametreler belirlenmiştir.

d) Taşıtın hesaplanan saatlik ve günlük soğutma yükünü karşılamak için, kompresörün ihtiyaç duyduğu gerekli enerjiyi doğrudan güneş enerjisinden veya aküde depolanıp kullanılması durumları değerlendirilmiştir.

e) Soğutma yükünü karşılamak için gerekli PV panel alanı, güneş enerjisinin elektrik enerjisine dönüşme veriminin %10, %20 ve %42.8 değerleri için hesaplanmıştır.

f) Taşıtın gün içerisindeki farklı kullanım zamanlarında oluşan soğutma yükünü karşılamak için gerekli PV alanının farklı durumları analiz edilmiştir.

g) Tasarlanan sistemin yukarıda bahsedilen durumlar için enerji analizleri yapılmıştır.

h) Soğutma yükü tahmini için YSA modeli geliştirilmiş ve geliştirilen model ile hesaplanan soğutma yükü değerleri karşılaştırılmıştır. Böylelikle meteorolojik ölçüm olmayan bölgeler için taşıt soğutma yükü değeri belirlenebilmektedir.

Deneysel yöntemde ise aşağıdaki işlemler yapılmıştır;

i) Peugeot J9 marka taşıt üzerine klima sistemi ve ölçüm cihazları monte edilerek deney düzeneği oluşturulmuştur.

j) Soğutma sezonu içerisinde 2012 yılının ağustos ayında, Şekil 3.12'de soğutma sistemi üzerinde gösterilen ölçümler, anlık olarak yapılarak soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Deneylerde soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır.

k) Deneysel sonuçlar farklı kompresör devirleri ve değişen evaporatör hava hızları için sunulmuştur. Detaylı analiz yapılarak ve analitik olarak Konya ili için elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak, yorumlanmıştır.

l) Yapılan deneyler sonucunda elde edilen STK'nı, YSA metodu kullanarak tahmin edebilen bir model geliştirilmiştir.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Teorik olarak yapılan çalışmaların sonuçları, meteorolojik verilerin değişimi, midibüs uygulaması ve taşıt uygulaması başlıkları altında verilmiştir. Deneysel olarak yapılan çalışmalar ise taşıt kliması performans analizi ve ekserji analizi olmak üzere iki alt başlık ile verilmiştir. Son olarak da, YSA bölümünde ışınımın ve binek taşıt için Türkiye'de herhangi bir konumda soğutma yükünün tahmin sonuçları sunulmuştur. Ayrıca ölçülen değerlerle hesaplanan STK'nın YSA ile tahmini de yapılmıştır.

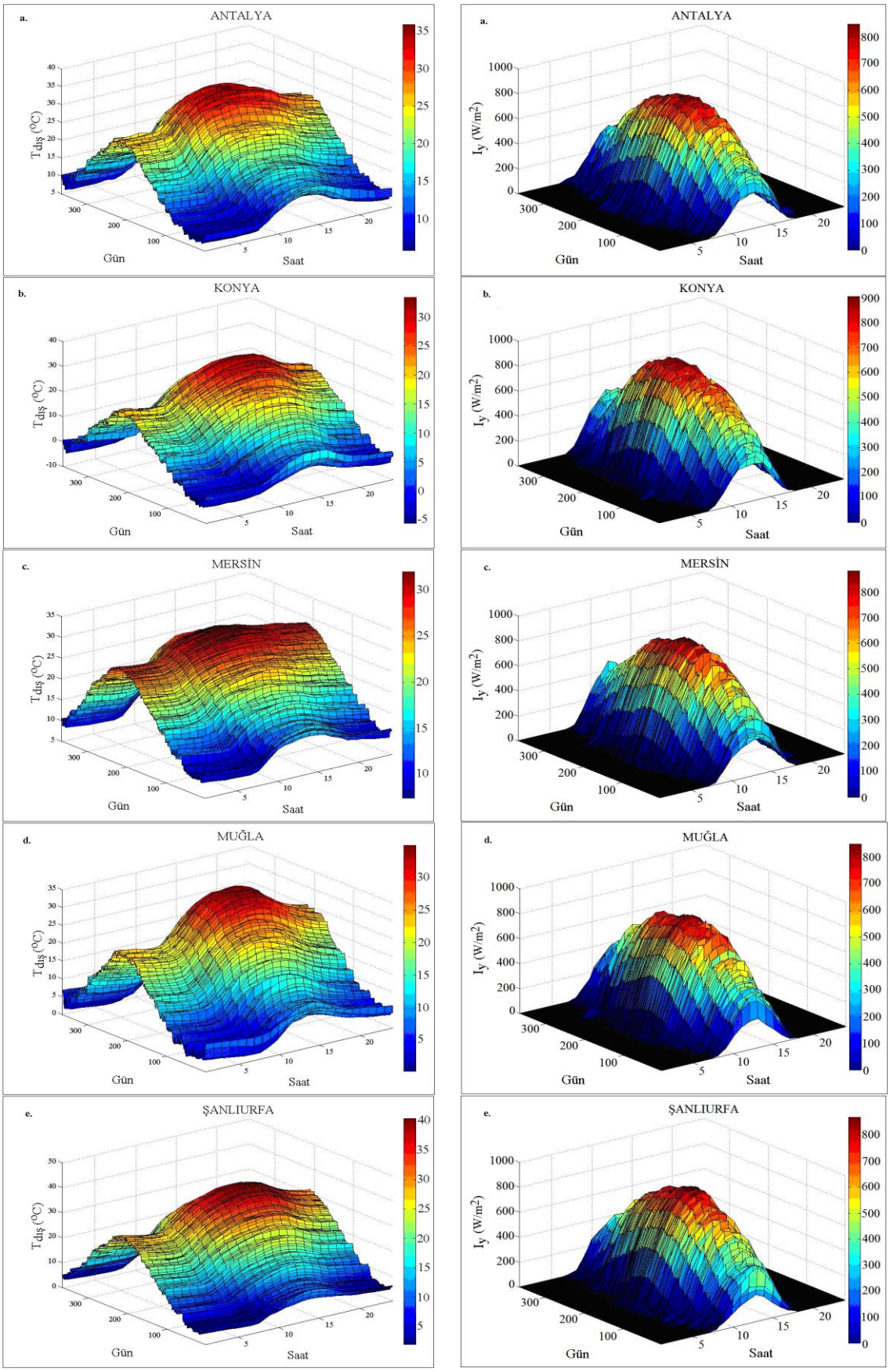
4.1. Meteorolojik Verilerin Değişimi

EİEİ'nin hazırlamış olduğu GEPA'da güneş enerjisi potansiyeli yönünden ön plana çıkan Antalya, Konya, Mersin, Muğla ve Şanlıurfa illerine ait 1997-2008 yılları arası sıcaklık, yatay yüzeye düşen güneş ışınımı ve güneşlenme süresi verileri DMİ Genel Müdürlüğü'nden elde edilerek verilerin saatlik ortalamaları bulunmuş ve grafikler halinde sunulmuştur.

4.1.1. Seçilen iller için ortalama sıcaklığın yıllık değişimi

Antalya, Konya, Mersin, Muğla ve Şanlıurfa illeri için 12 yıllık sıcaklık verilerinin yıl boyunca saatlik ortalamalarının değişimleri sırasıyla Şekil 4.1'de sol kolonda verilmiştir. Yıl boyunca sıcaklık değerleri temmuz ve ağustos aylarına kadar artış göstermekte, daha sonra aralık ocak aylarında en düşük değerini almaktadır. Gün içerisinde sıcaklık saat 05:00'a kadar düşüş göstermekte daha sonra illere göre 12:00-15:00 saatleri arasında en yüksek değerlerine ulaşmaktadır.

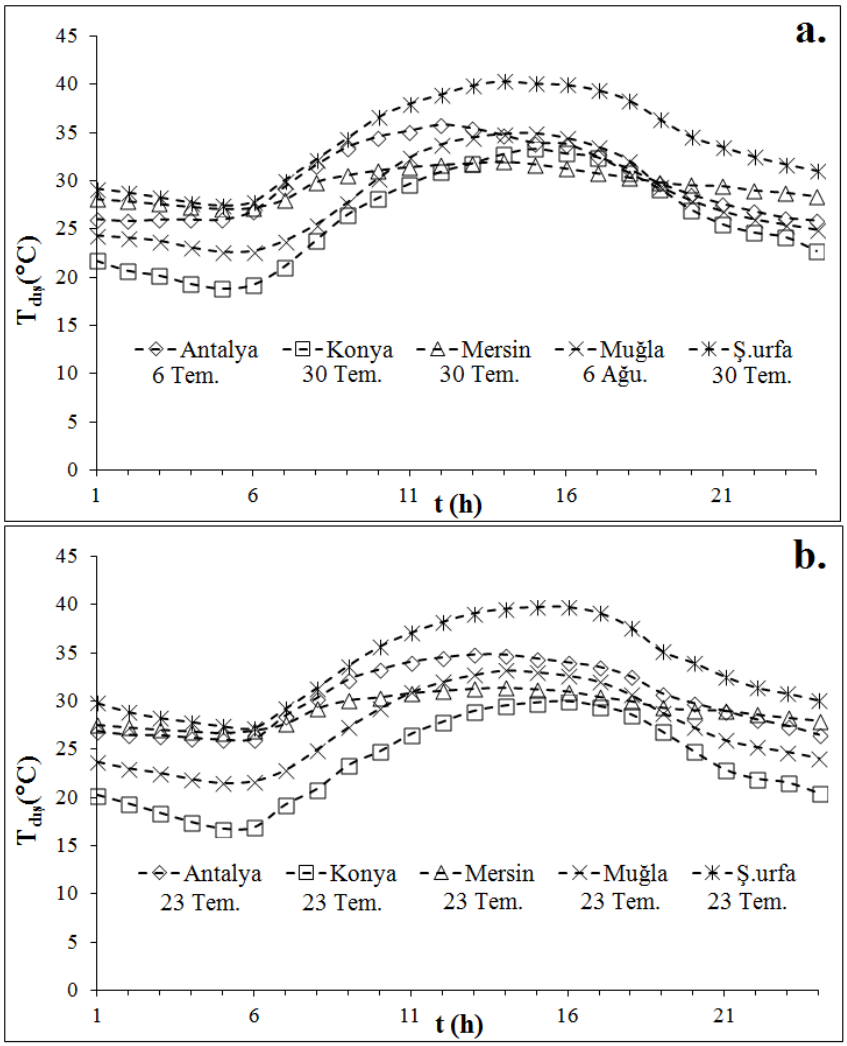
Antalya ili için maksimum sıcaklığın oluştuğu gün yılın 187. günü (6 Temmuz) saat 12:00'de olup, değeri 35.78 °C'dir. Bu değerler sırasıyla Konya ili için 211. gün (30 Temmuz) saat 15:00'da 33.31°C, Mersin ili için 211. gün (30 Temmuz) saat 14:00'da 31.94°C, Muğla için 218. gün (6 Ağustos) saat 15:00'da 34.95 °C ve Şanlıurfa ili için 201. gün (20 Temmuz) saat 14:00'da olup 40.34 °C'dir. Bu günlerdeki ortalama sıcaklık değerleri Antalya, Konya, Mersin, Muğla ve Şanlıurfa illeri için sırasıyla 30.38°C, 26.12 °C, 29.60 °C, 28.29 °C ve 34.04 °C'dir. Beş il içerisinden saatlik olarak maksimum sıcaklığın oluştuğu il Şanlıurfa olarak belirlenmiştir.



Şekil 4.1. Seçilen iller için yıl boyunca dış ortam sıcaklığının (sol kolon) ve yıl boyunca yatay yüzeye gelen güneş ışınımı (sağ kolon) değişimi

Yıllık veriler değerlendirildiğinde, ortalama sıcaklık değerleri Antalya, Konya, Mersin, Muğla ve Şanlıurfa illeri için sırasıyla 19.10°C, 11.74 °C, 20.08 °C, 15.38 °C ve 18.93 °C'dir. Bu değerler soğutma sezonu içerisinde sırasıyla 26.15 °C, 20.55°C, 26.44°C, 23.46°C ve 28.71°C'ye yükselmektedir.

Şekil 2'de sıcaklık değerinin en yüksek olduğu gündeki (a.) ve 23 Temmuz günündeki (b.) sıcaklık değerlerinin saatlik değişimi verilmiştir. Sıcaklık değerleri karşılaştırıldığında tüm illerde 23 Temmuz gününde oluşan en yüksek sıcaklık değerinin düşük olduğu görülmektedir. Bu iki gün içerisinde oluşan en yüksek sıcaklık değerleri arasındaki farkın maksimum olduğu il Konya ilidir. Genellikle literatürde 23 Temmuz verilerininin soğutma sistemi hesaplamalarında kullanıldığı görülmektedir. Bu sonuçlara göre en yüksek sıcaklığın oluştuğu günler farklılık gösterdiği için soğutma sistemi hesaplamalarında yaz ayları boyunca dinamik analiz yapılması daha uygun olacaktır.

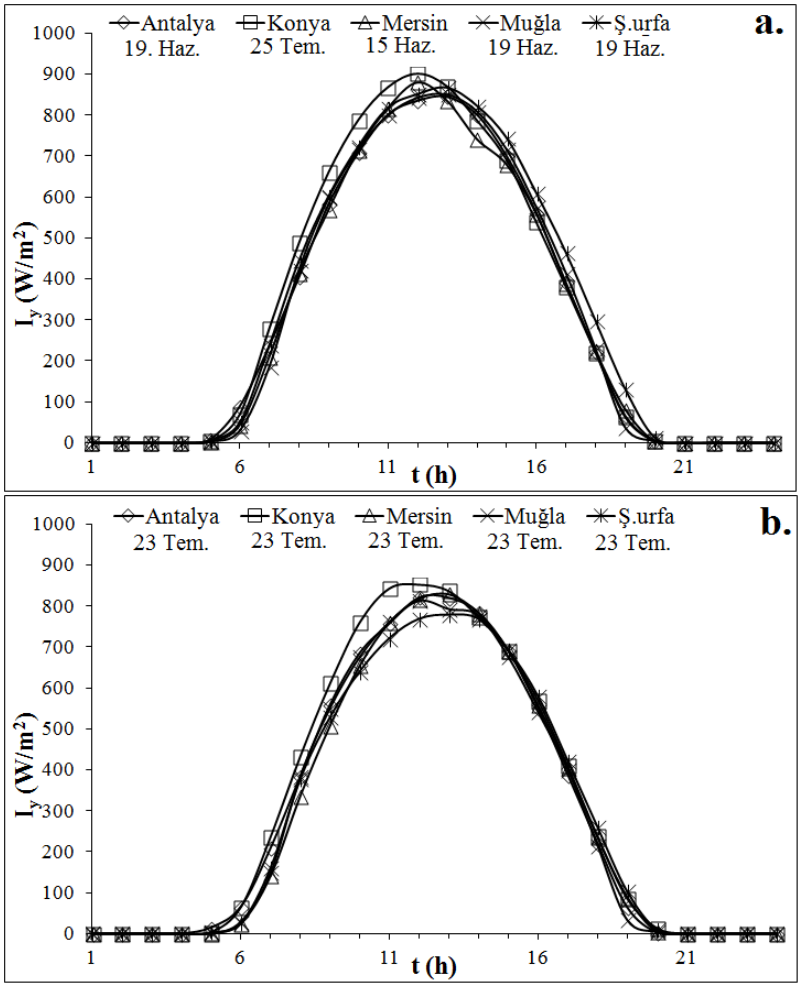


Şekil 4.2. Sıcaklık değerlerinin saatlik değişimi
(a) En yüksek sıcaklığın olduğu gün (b) 23 Temmuz günü

4.1.2. Seçilen iller için ortalama güneş ışınımının yıllık değişimi

Seçilen iller için yatay yüzeye gelen güneş ışınımının 1997-2008 yılları arasındaki ortalama değişimi Şekil 4.1'de sağ kolonda verilmiştir. Yatay yüzeye gelen güneş ışınımı değerleri güneşin doğuşuyla artmakta, 12:00-13:00 saatleri arasında en yüksek değerine ulaştıktan sonra azalarak güneşin batmasıyla sıfırlanmaktadır. Coğrafik parametrelere ve dış etkenlere bağlı olarak güneş ışınımı en yüksek değerlerini farklı günlerde ve saatlerde almaktadır. Antalya ili için yıl boyunca saatlik güneş ışınımı değişimini gösteren Şekil 4.1 sağ kolon incelendiğinde yatay yüzeye gelen güneş ışınımı en yüksek değerini 170. gün (19 Haziran) saat 13:00'de 845.8 W/m^2 olarak almaktadır. Konya ili için bu değer 206. gün (25 Temmuz) saat 12:00'de 902.2 W/m^2, Mersin ili için 166. gün (15 Haziran) saat 12:00'de 880.4 W/m^2, Muğla ili için 170. gün (19 Haziran) saat 13:00'de 850.4 W/m^2 ve Şanlıurfa ili için 170. gün (19 Haziran) saat 13:00'de 867 W/m^2 olmaktadır. Grafikten görüleceği üzere seçilen iller arasında en yüksek değer Konya ilinde hesaplanmıştır.

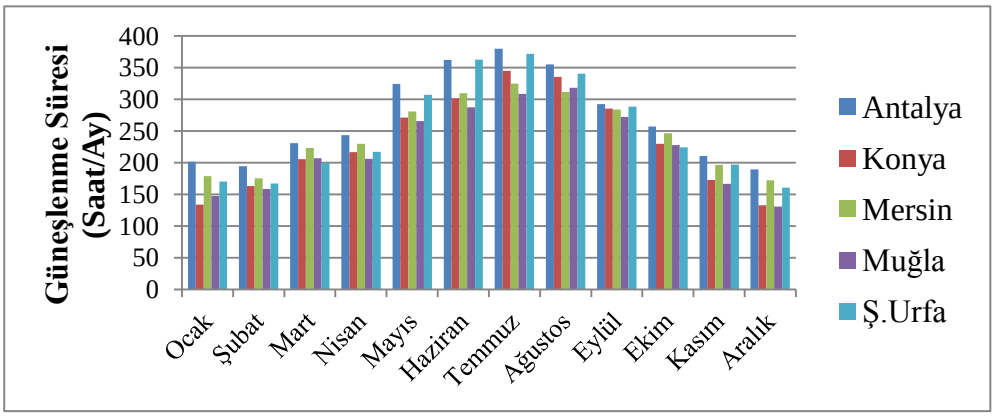
Şekil 4.3'de en yüksek güneş ışınımının oluştuğu gündeki (a.) ve 23 Temmuz günündeki (b.) güneş ışınımının saatlik değişimi görülmektedir. Güneş ışınımı en yüksek değerini bütün illerde farklı günlerde almaktadır. Bu günler illerin coğrafik değişkenlere ve hava şartlarına göre değişmektedir. Aynı şekilde 23 Temmuz gününde oluşan güneş ışınımınında tüm illerde aynı olmadığı görülmektedir. En yüksek ışınımın oluştuğu gündeki maksimum güneş ışınımı ile 23 Temmuz günündeki maksimum güneş ışınımı değerleri arasında; Antalya ilinde 24 W/m^2, Konya ilinde 49 W/m^2, Mersin ilinde 51 W/m^2, Muğla ilinde 38 W/m^2 ve Şanlıurfa ilinde 89 W/m^2'lik fark olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.3. Güneş ışınımı değerlerinin saatlik değişimi
(a) En yüksek güneş ışınımının olduğu gün (b) 23 Temmuz günü

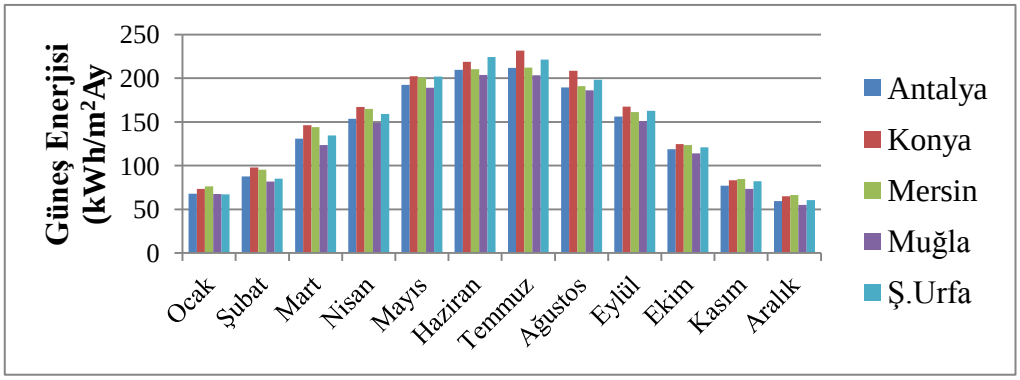
4.1.3. Seçilen iller için ortalama güneşlenme süresi ve güneş enerjisinin değişimi

Seçilen iller arasında güneşlenme süresinin aylık olarak değişimi Şekil 4.4'de verilmiştir. Güneşlenme süresinin yıllık toplam değeri ve günlük ortalamaları sırasıyla, Antalya'da 3239 saat/yıl ve 8.87 saat/gün, Konya'da 2791 saat/yıl ve 7.65 saat/gün, Mersin'de 2931 saat/yıl ve 8.03 saat/gün, Muğla'da 2694 saat/yıl ve 7.38 saat/gün ve Şanlıurfa'da 3005 saat/yıl ve 8.23 saat/gün'dür. Güneşlenme süresinin en yüksek değeri genelde temmuz ayında hesaplanmıştır. Güneşlenme süresi bakımından en iyi il Antalya olup değeri 379.8 saat/ay'dır.



Şekil 4.4. Seçilen iller için güneşlenme süresinin aylık değişimleri

Şekil 4.5'de yatay yüzeye gelen güneş enerjisi değerlerinin aylık ortalamalarının değişimleri görülmektedir. Güneş enerjisinin yıllık toplam değeri ve günlük ortalamaları sırasıyla Antalya'da 1655 kWh/m^{2}Yıl ve 4.53 kWh/m^{2}Gün, Konya'da 1786 kWh/m^{2}Yıl ve 4.89 kWh/m^{2}Gün, Mersin'de 1731 kWh/m^{2}Yıl ve 4.74 kWh/m^{2}Gün, Muğla'da 1597 kWh/m^{2}Yıl ve 4.38 kWh/m^{2}Gün ve Şanlıurfa'da 1718 kWh/m^{2}Yıl ve 4.71 kWh/m^{2}Gün'dür. Güneş enerjisi en yüksek değerini temmuz ayında Konya ilinde almakta ve değeri ise 231.74 kWh/m^{2}Ay'dır. Temmuz ayı günlük ortalaması ise 7.475 kWh/m^{2}Gün'dür.



Şekil 4.5. Seçilen iller için güneş enerjisinin aylık değişimleri

4.2. Midibüs İçin Teorik Analiz Sonuçları

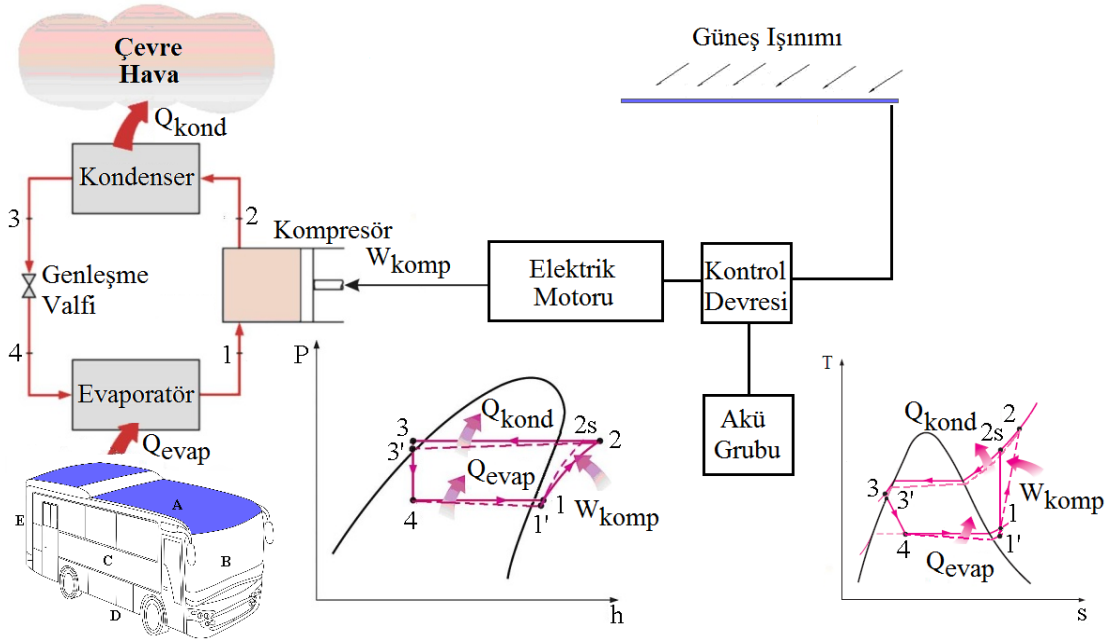
Seçilen illerde güneye doğru yönlendirilmiş bir midibüste oluşan soğutma yükü ve midibüsün çatısına yerleştirildiği düşünülen PV paneller ile 3. bölümde verilen ve taşıt kliması soğutma sisteminin harcadığı enerjinin, kısmen veya tamamen karşılanıp karşılanmayacağı araştırılmış ve sunulmuştur. PV destekli midibüs klimasının teorik analizi için önerilen sistemin şematik görünümü Şekil 4.6'da görülmektedir. Şekilde midibüs üzerindeki harfler hesaplamalarda kullanılan yüzeyleri göstermekte olup, bu yüzeylere ait bilgiler Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Soğutma çevrimi hesaplamaları Bölüm 3.3.2'de ki kabullere göre yapılmıştır. Midibüsün soğutma sistemi ile ilgili verilen Q_{evap}, W_{komp} ve STK değişimleri, evaporatör sıcaklığının 0°C, kondenser sıcaklığının ise dış ortam sıcaklığından 15 °C fazla olduğu durum için verilmiştir.

Çizelge 4.1. Midibüsün yüzeylerinin özellikleri

Yüzey	Alan (m^2)	Eğim (°)
A	C_a:0 M_a:14	0
B	C_a:2.3 M_a:1.485	90
C	C_a:4.34 M_a:8	90
D	C_a:0 M_a:10.68	0
E	C_a:1 M_a:1.24	90

C_a:Cam alanı, M_a:Metal alanı



Şekil 4.6. PV destekli midibüs klimasının teorik analizi için önerilen sistemin şematik görünüşü

4.2.1. Midibüsün yüzeylerine gelen ışınımların değişimi

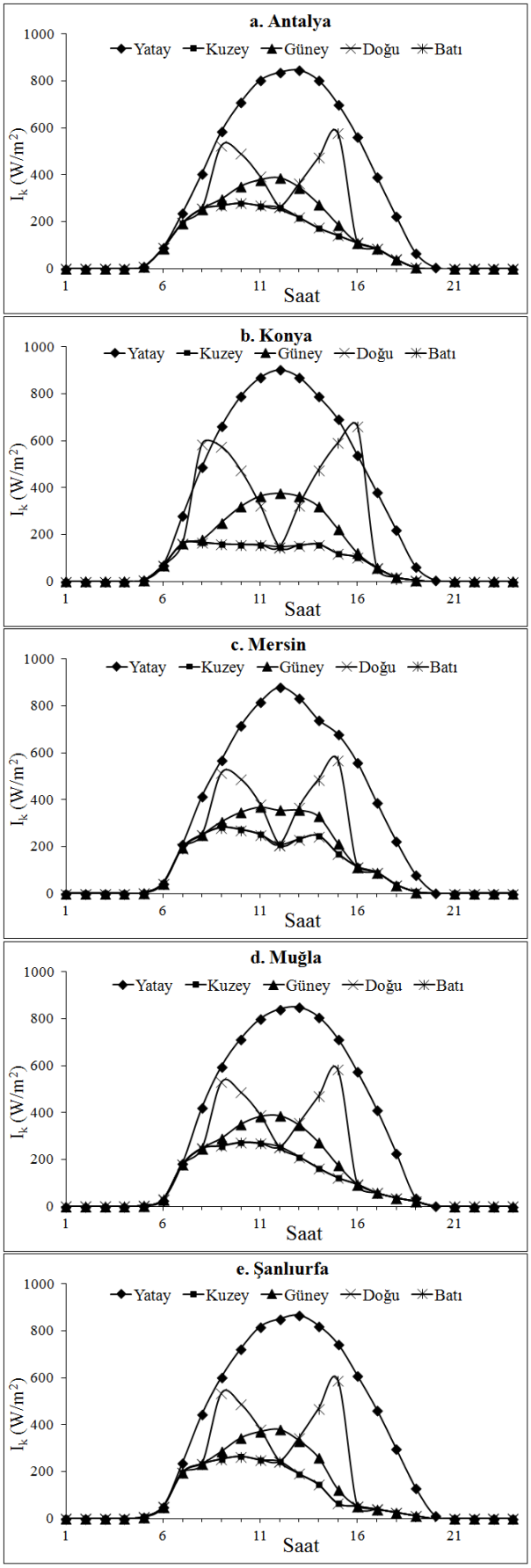
Şekil 4.7'de midibüsün yüzeylerine gelen güneş ışınımının, en yüksek güneş ışınımının oluştuğu günlerdeki değişimleri seçilen iller için verilmiştir. Bölüm 3'te verilen eşitlikler yardımıyla her yüzeyin ışınım değerleri saatlik olarak yüzeylere göre değerlendirilmiş ve ışınımdan dolayı oluşan ısı kazancı hesaplanmıştır. Hesaplamalarda taşıtın güneye yönlendirilerek park halinde olduğu kabul edilmiş olduğundan,

grafiklerde yatay yüzeye ve güney yönüne gelen ışınım benzer eğilim göstermektedir. Doğu yönündeki ışınım sabah saatlerinde, batı yönündeki ışınım ise öğleden sonraki saatlerde en yüksek değerlerine ulaşmaktadır. Kuzey yönündeki ışınım ise, yüzeyin güneşi doğrudan görmediğinden ve direkt ışınımın oluşmamasından dolayı düşük çıkmıştır. Bütün yönlerdeki ışınımlar yansıyan ve difüz ışınımın etkisinden dolayı gün içerisinde sıfır değerini almamakta, güneşin batışı ile sıfır değerini almaktadır.

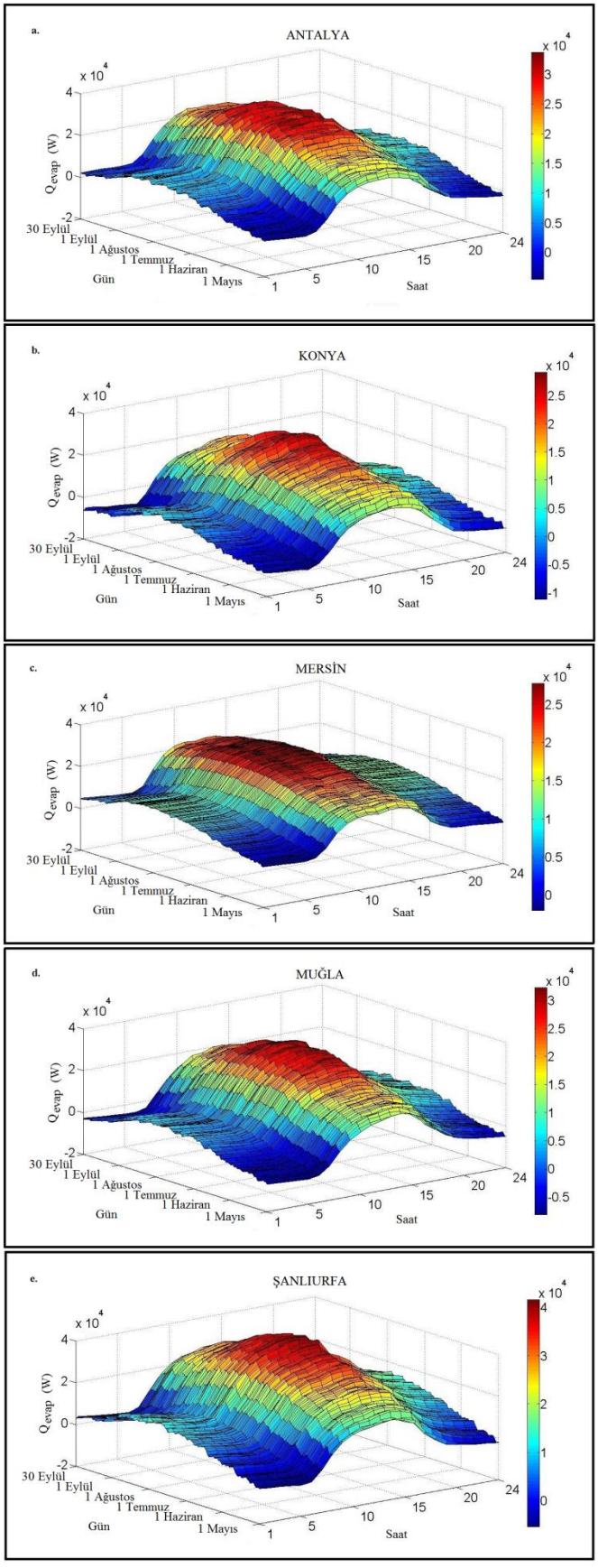
4.2.2. Midibüs soğutma sisteminin performansının analizi

Materyal ve yöntem bölümünde belirtilen eşitlikler kullanılarak beş il için soğutma yükü değerlerinin soğutma sezonu boyunca saatlik değişimi Şekil 4.8'da gösterilmiştir. Soğutma sezonu içerisinde Antalya, Konya, Mersin, Muğla ve Şanlıurfa illeri için soğutma yükünün en yüksek olduğu günler sırasıyla 202. (21 Temmuz), 211. (30 Temmuz), 211. (30 Temmuz), 218. (6 Ağustos), ve 201. (20 Temmuz) günde ve değerleri ise 439.093 kWh/gün, 315.598 kWh/gün, 407.953 kWh/gün, 374.651 kWh/gün ve 574.611 kWh/gün olarak hesaplanmıştır.

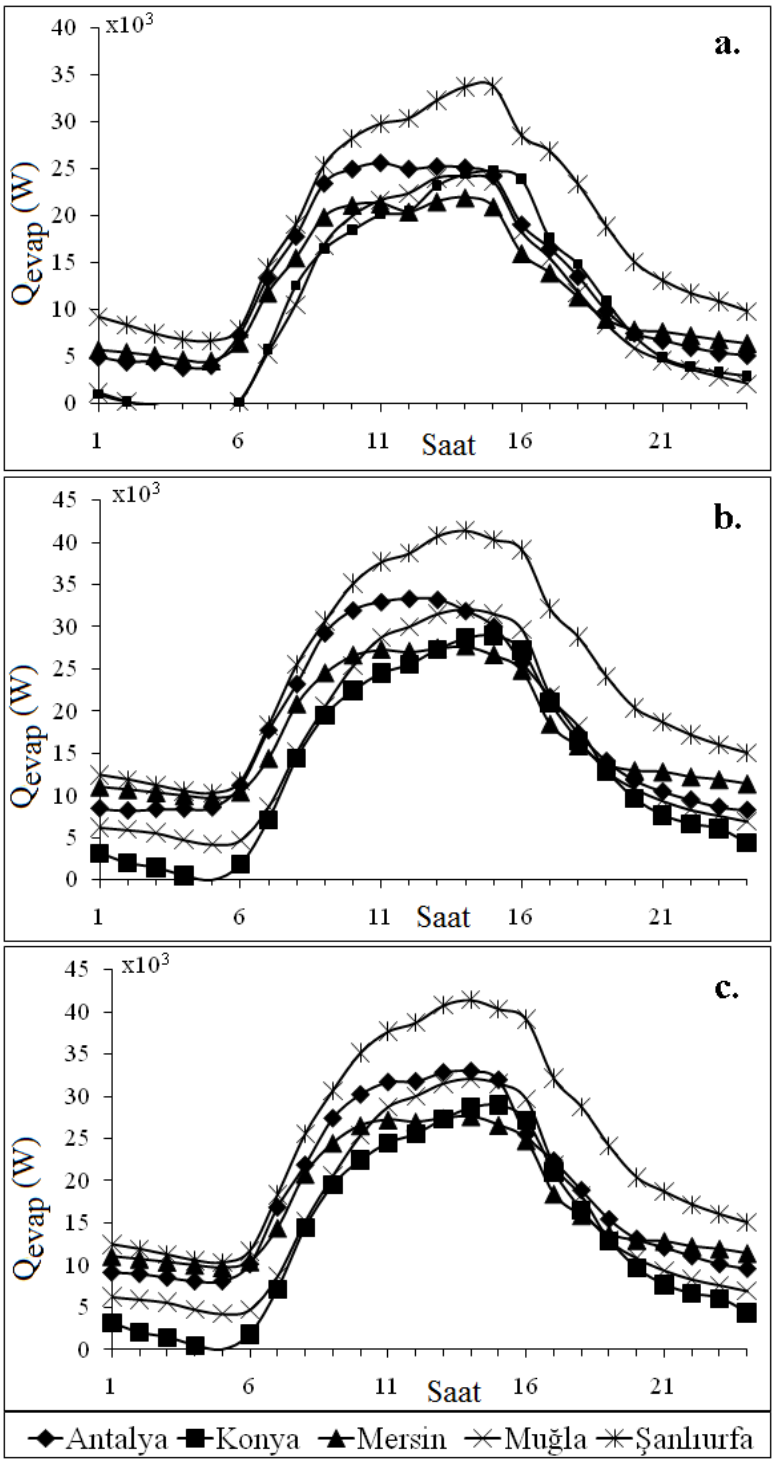
Şekil 4.9'da beş il için soğutma sezonu içindeki en yüksek ışınımın, sıcaklığın ve soğutma yükünün oluştuğu günlerdeki soğutma yükünün saatlik değişimi ayrıca verilmiştir. Konya ve Muğla illeri için en yüksek ışınımın oluştuğu günlerde hesaplanan soğutma yükü değerleri günün 02:00-06:00 saatleri arasında negatif olmasından dolayı bu saatlerde soğutma ihtiyacının olmadığını söylemek mümkündür. Burada, en yüksek soğutma yükünün olduğu günler ile en yüksek sıcaklığın oluştuğu günlerin çakıştığı görülmektedir. Soğutma yükünü etkileyen iki faktörden sıcaklığın soğutma yükünü daha çok etkilediği söylenebilir. En yüksek soğutma yükünün değerleri ve oluştuğu saatler sırasıyla Şanlıurfa için 41.4 kW ve saat 14:00, Antalya için 33 kW ve saat 14:00, Muğla için 32 kW ve saat 14:00, Konya için 28.9 kW ve saat 15:00, Mersin için 27.6 kW ve saat 14:00 olarak Şekil 4.9.c'de görülmektedir.



Şekil 4.7. Seçilen iller için maksimum soğutma yükünün oluştuğu günlerde midibüsün yüzeylerine gelen güneş ışınımının değişimi



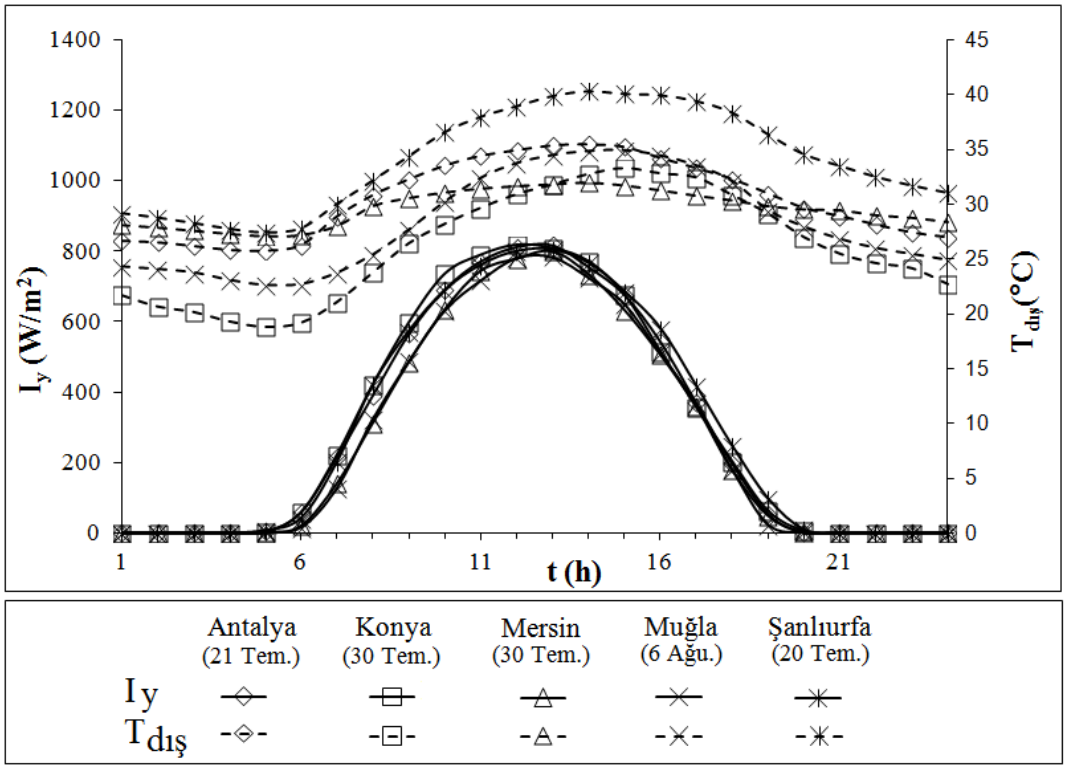
Şekil 4.8. Soğutma sezonu boyunca midibüsün soğutma yüklerinin değişimi



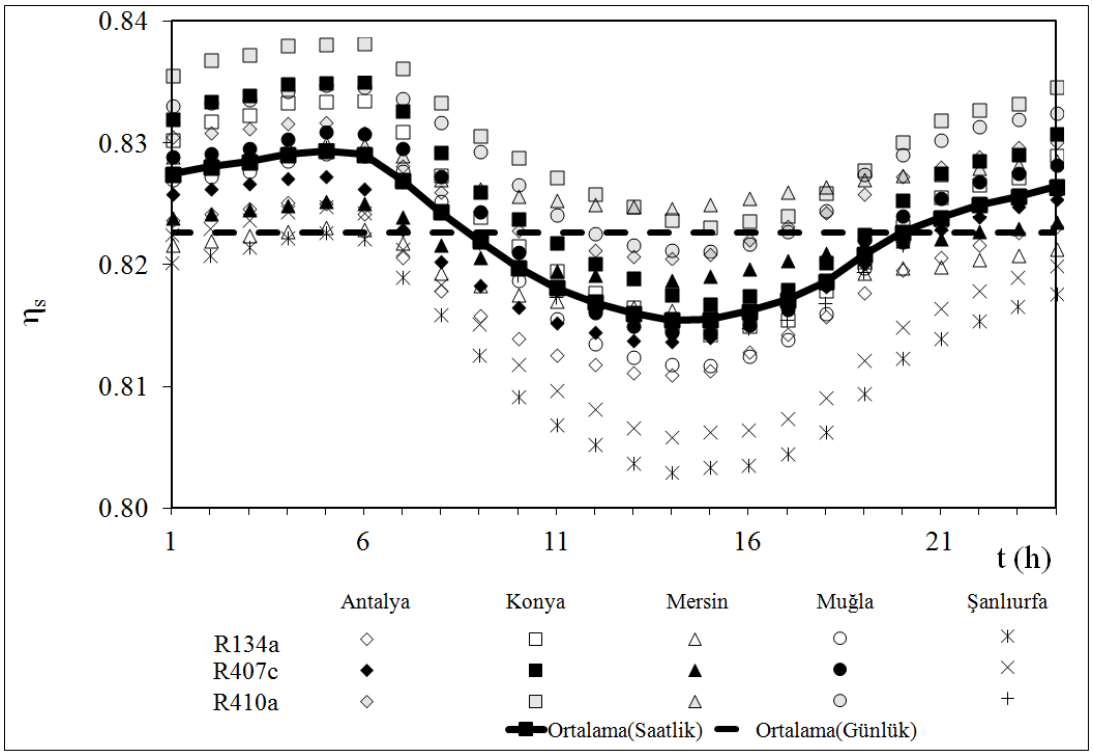
Şekil 4.9. Soğutma sezonu içerisinde soğutma yüklerinin günlük değişimi a) En yüksek sıcaklığın oluştuğu gün, b) En yüksek ışınımın oluştuğu gün, c) En yüksek soğutma yükünün oluştuğu gün

Soğutma yükünün en yüksek olduğu günlerdeki çevre sıcaklığı ve güneş ışınımının tüm illerdeki saatlik değişimi Şekil 4.10'da verilmiştir. Grafikte güneş ışınımı en yüksek değerini Konya ilinde saat 13:00'da 808 W/m^2 olarak alırken, çevre sıcaklığı ise en yüksek değerini Şanlıurfa ilinde 40.3°C olarak saat 14:00'da almıştır. Konya ili verileri incelendiğinde güneş ışınımı değerinin yüksek iken sıcaklık değerinin

düşük olduğu görülmektedir. Bu nedenle, önerilen PV destekli taşıt klimasının en iyi sonuçları Konya ilinde çıkmaktadır.



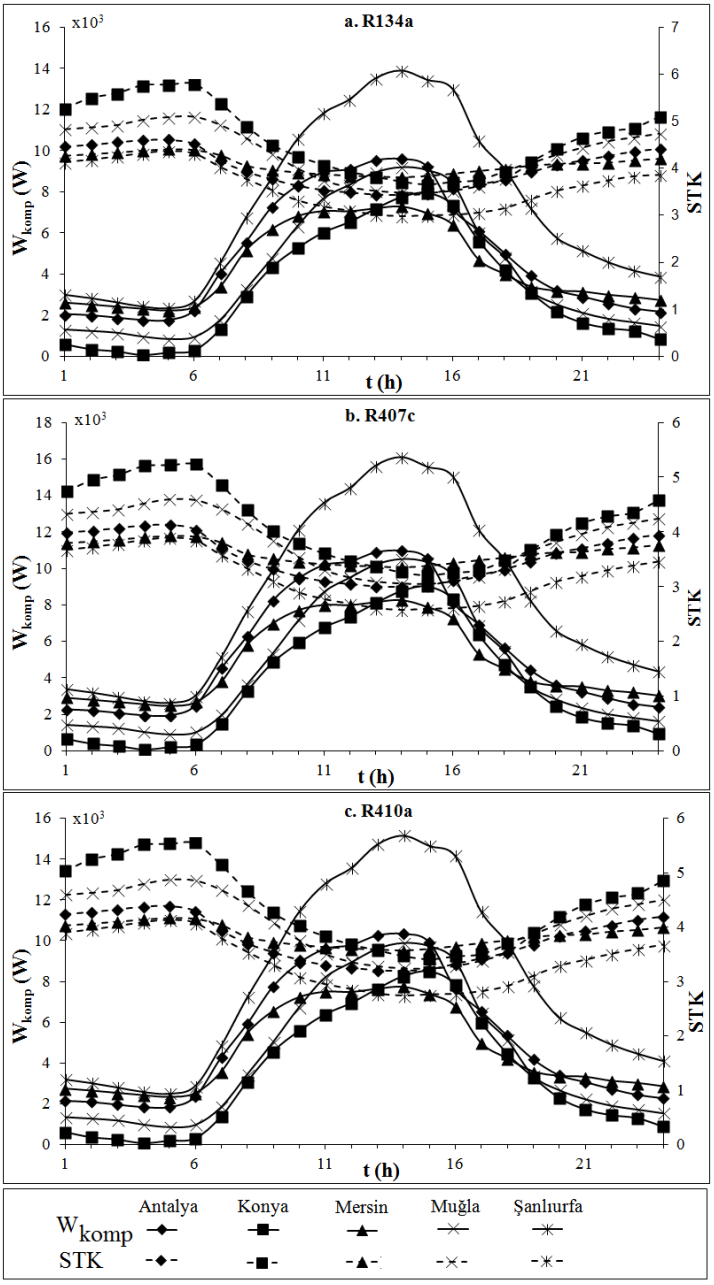
Şekil 4.10. Soğutma yükünün en yüksek olduğu günlerdeki çevre sıcaklığı ve güneş ışınımının saatlik değişimi



Şekil 4.11. En yüksek soğutma yükünün meydana geldiği günlerde izentropik verimin R134a, R407C ve R410A akışkanları için T_{evap}=0 °C ve $T_{kond}=T_{dış}$+15 °C olduğu durumda karşılaştırması

Şekil 4.11'de en yüksek soğutma yükünün oluştuğu günlerde kompresörün izentropik verimindeki değişim 3. bölümde kabul edilen yaklaşım ile üç farklı soğutucu akışkan ve beş il için verilmiştir. En düşük izentropik verim Şanlıurfa'da saat 14:00'da R134a akışkanı için 0.804 olarak elde edilmiştir. En yüksek izentropik verim ise, Konya'da saat 05:00'da R410A akışkanı için 0.838 olarak elde edilmiştir. Üç akışkan için günlük ortalama izentropik verim 0.822 olarak belirlenmiştir. İzentropik verim açısından tüm illerde R410A'nın daha iyi sonuçlar verdiği grafiklerden anlaşılmaktadır.

En yüksek soğutma yükünün oluştuğu günlerde, R134a, R410A ve R407C akışkanı ile çalışan soğutma sisteminin, soğutma yükünü karşılayabilmek için gerekli gücün ve soğutma sisteminin STK değerinin saatlik değişimi evaporatör sıcaklığının 0°C ve kondenser sıcaklığının dış sıcaklıktan 15°C fazla olması durumundaki değişimleri Şekil 4.12'de verilmiştir. Kompresörün gücü ve STK değerleri evaporatör ve kondenser sıcaklıklarına bağlı olarak değişmektedir. Evaporatör sıcaklığının ve kondenser sıcaklığının değişimine bağlı olarak üç akışkan için kompresörün günlük tükettiği enerji miktarları Çizelge 4.2'de verilmiştir. Çizelgede günlük enerji miktarları arasındaki en yüksek değer T_{evap}=-5°C ve $T_{kond}=T_{dış}$+20°C durumunda R407C akışkanı ile olurken, günlük enerji miktarının en düşük değeri T_{evap}=5°C ve $T_{kond}=T_{dış}$+10°C durumunda R134a akışkanı kullanıldığı durumda elde edilmiştir. Buradan, evaporatör ile kondenser sıcaklıkları arasındaki fark artıkça günlük tüketilen enerjinin de arttığı ve aynı şartlarda üç akışkan arasında en az enerjiyi R134a'lı sistemin tükettiği görülmektedir. Aynı evaporatör ve kondenser sıcaklığı ile aynı soğutucu akışkan kullanıldığı durumda iller arasında klimanın günlük olarak tükettiği enerjilerin minimumu ile maksimumu arasında 2 kattan daha fazla bir oranın olduğu görülmektedir.

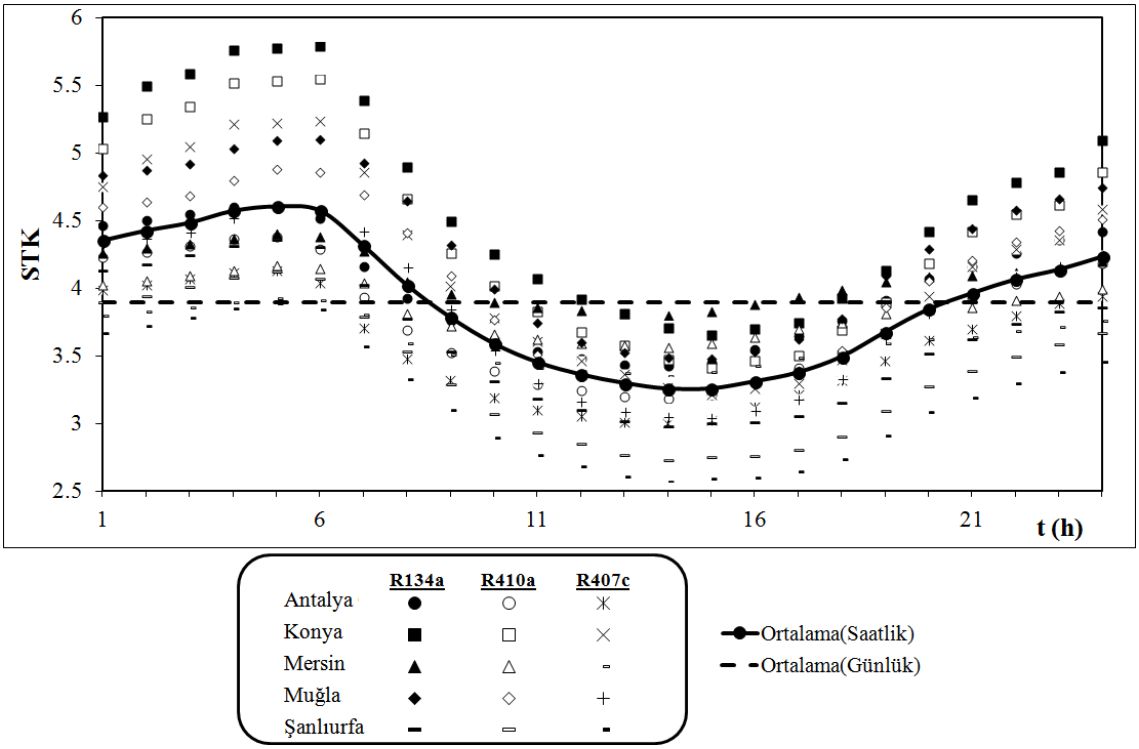


Şekil 4.12. Maksimum soğutma yükün oluştuğu günlerde a) R134a, b) R407C ve c) R410A akışkanları için T_{evap}=0 °C ve $T_{kond}=T_{dış}$+15 °C olduğu durumda kompresör gücünün ve STK'nın değişimi

Şekil 4.13'de seçilen illere ait R134a, R410A ve R407C ile çalışan klima sisteminin STK'nın saatlik değişimi verilmiştir. Türkiye'nin güneş ışınımı olarak ön planda olan bu beş ildeki ve üç farklı soğutucu akışkan için STK değeri T_{evap}=0 °C ve $T_{kond}=T_{dış}$+15 °C olduğu durumda 2.5-5.8 değerleri arasında değişmektedir. Beş il ve üç soğutucu akışkanın değişik şartlar altında çalışması sonucu hesaplanan STK değeri 3.89 olup, pratik hesaplamada bu değerin kullanımı tavsiye edilir. Saatlik olarak ortalamaları alındığında şekilde görülen çizgi grafiği elde edilmiştir.

Çizelge 4.2. Kompresörün tükettiği günlük enerji miktarları (kWh/gün)

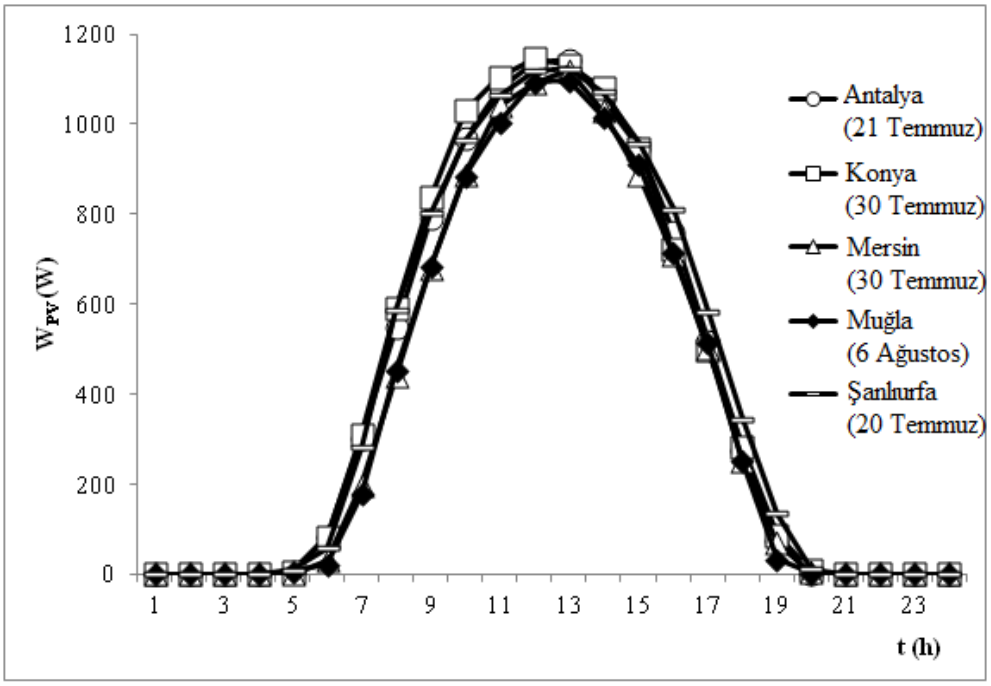
		Antalya	Konya	Mersin	Muğla	Şanlıurfa
T_{evap}=-5 $T_{kond}=T_{dış}$+10	R134a	118.18	78.94	103.29	97.51	173.64
	R407C	132.01	87.86	115.10	108.91	195.93
	R410A	123.95	82.57	108.16	102.30	183.70
T_{evap}=-5 $T_{kond}=T_{dış}$+15	R134a	136.27	91.48	119.59	112.87	199.77
	R407C	154.15	102.84	134.59	127.32	228.39
	R410A	144.49	96.47	126.23	119.38	213.93
T_{evap}=-5 $T_{kond}=T_{dış}$+20	R134a	156.65	105.46	137.71	129.85	229.42
	R407C	179.60	119.93	156.84	148.42	266.22
	R410A	168.20	112.35	146.89	139.03	249.62
T_{evap}=0 $T_{kond}=T_{dış}$+10	R134a	99.51	66.65	87.41	82.63	148.27
	R407C	112.38	74.40	97.61	92.51	167.90
	R410A	105.86	70.13	91.99	87.16	158.04
T_{evap}=0 $T_{kond}=T_{dış}$+15	R134a	116.61	77.94	102.11	96.36	171.71
	R407C	132.29	87.92	115.18	109.08	196.91
	R410A	124.50	82.77	108.42	102.68	185.35
T_{evap}=0 $T_{kond}=T_{dış}$+20	R134a	134.86	90.37	118.27	111.39	197.95
	R407C	155.01	103.23	135.11	127.95	230.48
	R410A	145.91	97.15	127.12	120.43	217.42
T_{evap}=5 $T_{kond}=T_{dış}$+10	R134a	84.22	55.64	73.11	69.25	125.77
	R407C	94.73	62.27	81.84	77.75	142.83
	R410A	89.43	58.80	77.28	73.40	134.82
T_{evap}=5 $T_{kond}=T_{dış}$+15	R134a	99.10	65.90	86.42	81.71	146.86
	R407C	112.75	74.54	97.79	92.77	168.95
	R410A	106.42	70.35	92.29	87.56	159.62
T_{evap}=5 $T_{kond}=T_{dış}$+20	R134a	115.52	77.16	101.05	95.43	170.36
	R407C	133.19	88.36	115.77	109.76	198.97
	R410A	125.84	83.43	109.29	103.69	188.57



Şekil 4.13. Maksimum soğutma yükünün meydana geldiği günlerde R134a, R407C ve R410A akışkanları ile çalışan soğutma sisteminin T_{evap}=0 ^{o}C ve T_{kond}=$T_{dış}$+15 ^{o}C olduğu durumda STK değerleri ve saatlik ortalamalarının değişimi

4.2.3. PV sisteminin enerji analizi

Şekil 4.14'de en yüksek soğutma yükünün oluştuğu günlerde, midibüsün üzerine yerleştirildiği kabul edilen 14 m^2 yüzey alanına sahip %10 toplam verimli PV sistemi ile üretilebilecek enerji miktarlarının değişimi verilmiştir. Grafikte günlük enerji miktarları sırasıyla Antalya ilinde 9.686 kWh/gün, Konya ilinde 9.856 kWh/gün, Mersin ilinde 8.943 kWh/gün, Muğla ilinde 8.863 kWh/gün ve Şanlıurfa ilinde 9.932 kWh/gün olmaktadır. Bu değerler günümüzde fiyatları yüksek olan %20 verimli PV sistemi kullanıldığında 2 katına, laboratuar ortamında denenmiş ve verimleri %42.8 olan PV sistemi kullanıldığında 4.28 katına çıkmaktadır. Gün geçtikçe PV hücrelerinin verimleri artmakta ve fiyatları düşmektedir. Buna bağlı olarak da üretilen enerjinin birim maliyeti düşecektir.



Şekil 4.14. Maksimum soğutma yükünün meydana geldiği günlerde %10 verime sahip PV sistemi ile üretilebilecek enerjinin saatlik değişimi

4.2.4. Midibüs için PV destekli sistemin değerlendirmesi

Midibüsün üzerine yerleştirilmiş farklı verimlere sahip PV panellerinden üretilen enerji ile midibüsün kompresörünün kullandığı enerjinin ne kadarının karşılandığı Çizelge 4.3'de verilmiştir. Ayrıca, çizelgede taşıtın 07:00-20:00 saatleri arasındaki (gündüz saatlerindeki) kompresör için gerekli olan enerji miktarı ne kadarının karşılandığı da görülmektedir. Çizelgeye göre, %20 toplam verimli PV sistemi kullanılması durumunda günlük kompresör için gerekli enerjinin en iyi karşılanma durumu %25 ile Konya ilinde oluşmaktadır. Taşıttan sadece 07:00-20:00 saatleri arasında soğutma elde edilmek istendiğinde bu değerler %3-4'lük bir artış göstermektedir. PV sistem veriminin %42.8 olması durumunda kompresörün günlük çektiği gücün %50'lik kısmı PV sistemi ile karşılanabilmektedir.

Midibüsün özel bir durum olan sabah 07:00-08:00 saatleri arası ve akşam 17:00-18:00 saatleri arasında kullanılması durumunu gösteren Çizelge 4.4'e göre değerlendirme yapıldığında Konya ilinde üç farklı soğutucu akışkan için soğutma sisteminin kompresör gücü %10 verimli PV sistemi ile karşılanabilirken, Mersin ilinde R134a'lı soğutma sisteminin, Muğla ilinde R134a ve R410A'lı soğutma sisteminin soğutma yükleri karşılanabilmekte diğer illerde karşılanamamaktadır.

Çizelge 4.3. PV destekli midibüsün kompresör gücünün karşılanma durumu

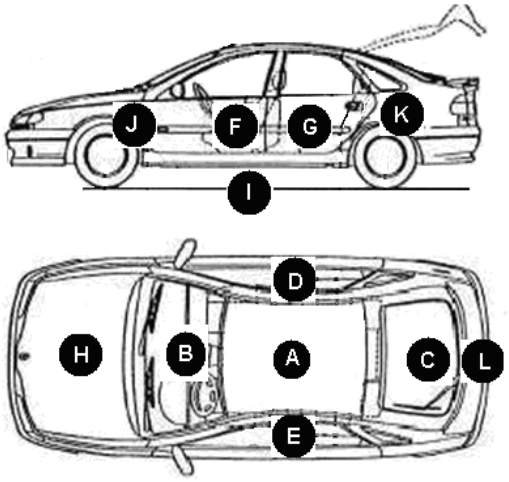
		PV ile üretilebilecek enerji (Wh)			Günlük Top. W_{komp} (Wh)	%20 göre (%)	%42.8 göre (%)	Gündüz 07-20 arası W_{komp} (Wh)	%20 göre (%)	%42.8 göre (%)
Şehir	Soğ. Ak.	%10	%20	%42.8						
Antalya	R134a	9686	19372	41456	116607	17	36	93497	21	44
202.gün	R410A				124498	16	33	100089	19	41
21 Tem.	R407C				132288	15	31	106374	18	39
Konya	R134a	9856	19712	42184	77937	25	54	69954	28	60
211.gün	R410A				82771	24	51	74385	26	57
30 Tem.	R407C				87918	22	48	79023	25	53
Mersin	R134a	8943	17886	38276	102113	18	37	75404	24	51
211.gün	R410A				108423	16	35	80219	22	48
30 Tem.	R407C				115181	16	33	85232	21	45
Muğla	R134a	8863	17726	37934	96357	18	39	82183	22	46
218.gün	R410A				102677	17	37	87766	20	43
6 Ağu.	R407C				109083	16	35	93262	19	41
Şanlıurfa	R134a	9932	19864	42509	171707	12	25	136159	15	31
201.gün	R410A				185355	11	23	147581	13	29
20 Tem.	R407C				196910	10	22	156781	13	27

Çizelge 4.4. 07:00-08:00 ve 17:00-18:00 saatleri arasındaki kompresör gücünün PV'de üretilen elektrik ile karşılanma durumu

Şehir	Soğ. Ak.	(07-08)+(17-18) saatleri arası W_{komp} (Wh)	%10 verimli W_{PV}-W_{komp} (Wh)
Antalya	R134a	10364	-678
202.gün	R410A	11038	-1352
21 Tem.	R407C	11728	-2042
Konya	R134a	7044	2812
211.gün	R410A	7469	2387
30 Tem.	R407C	7932	1924
Mersin	R134a	8599	344
211.gün	R410A	9125	-182
30 Tem.	R407C	9694	-751
Muğla	R134a	7947	916
218.gün	R410A	8448	415
6 Ağu.	R407C	8974	-111
Şanlıurfa	R134a	15467	-5535
201.gün	R410A	16676	-6744
20 Tem.	R407C	17717	-7785

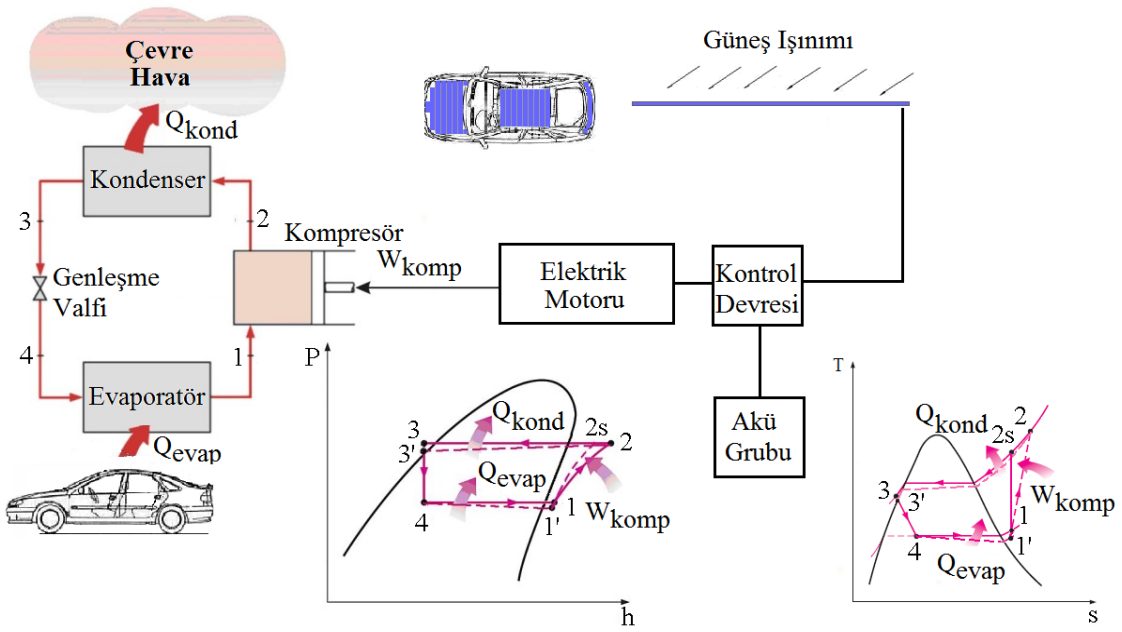
4.3. Seçilen İller İçin Binek Taşıt Uygulaması

Bu bölümde, 4 kişilik binek bir taşıtın güneye doğru yönlendirilmiş bir taşıtta oluşan soğutma yükü Şekil 4.15'de verilen taşıtın özelliklerine bağlı olarak belirlenmiştir. Soğutma sisteminin, 3. bölümde anlatılan gerçek buhar sıkıştırmalı çevrime göre ve R134a, R410A ve R407C soğutucu akışkanları ile çalıştırıldığı kabul edilmiştir. Daha sonra taşıtın ön, arka ve üst yüzeylerine (toplam 3.5 m^2) yatay olarak yerleştirildiği düşünülen PV sistemi ile kompresör gücünün karşılanma durumları dinamik olarak analiz edilmiştir. PV destekli binek taşıt kliması için önerilen sistemin şematik görünüşü Şekil 4.16'da görülmektedir. Model taşıtın özellikleri ile ilgili bilgiler Şekil 4.15'deki çizelgede verilmiştir. Şekil 4.15'deki, çizelgeden görüleceği üzere soğutma yükü hesaplarında model taşıtın ön tarafının güneye doğru yönlendirildiği kabul edilmiş ve ön cam yüzeyinin 30°, kuzeye bakan arka cam yüzeyinin 45° ve doğuya ve batıya bakan yan cam yüzeylerinin ise 90° olduğu varsayılmıştır. Taşıtın soğutma sistemi ile ilgili verilen değişimlerde evaporatör sıcaklığının 0°C, kondenser sıcaklığının ise dış ortam sıcaklığından 10°C fazla olduğu varsayılmıştır.



Yüzey	Alan(m^2)	Eğim (°)
A	1.44	0
B	1.22	30
C	1.17	45
D	0.91	90
E	0.91	90
F	1.30	90
G	1.30	90
H	1.76	0
I	2.69	0
J	1.00	-
K	0.93	-
L	0.30	0

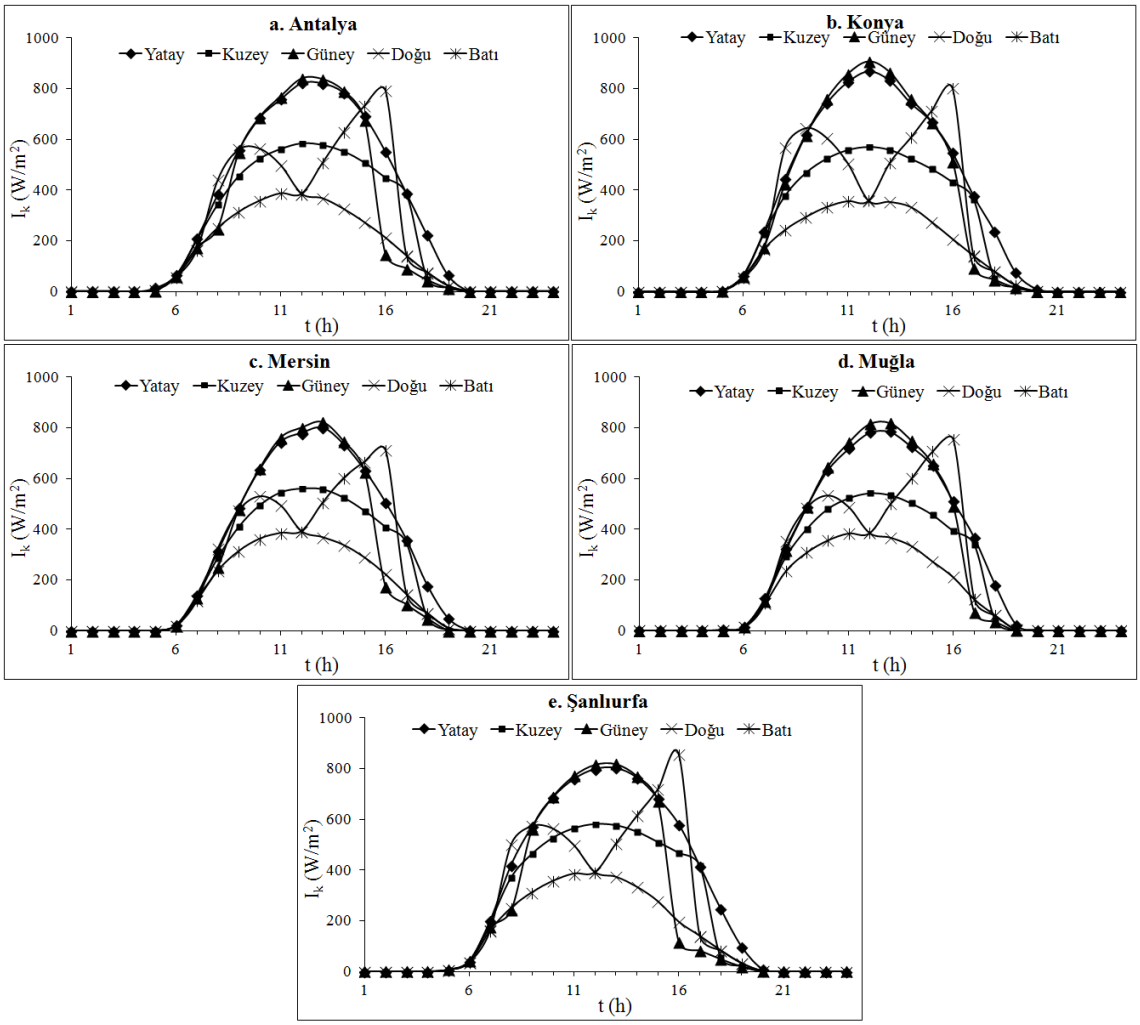
Şekil 4.15. Model taşıtın özellikleri



Şekil 4.16. PV destekli binek taşıt kliması için önerilen sistemin şematik görünüşü

4.3.1. Taşıtın yüzeylerine gelen ışınımların değişimi

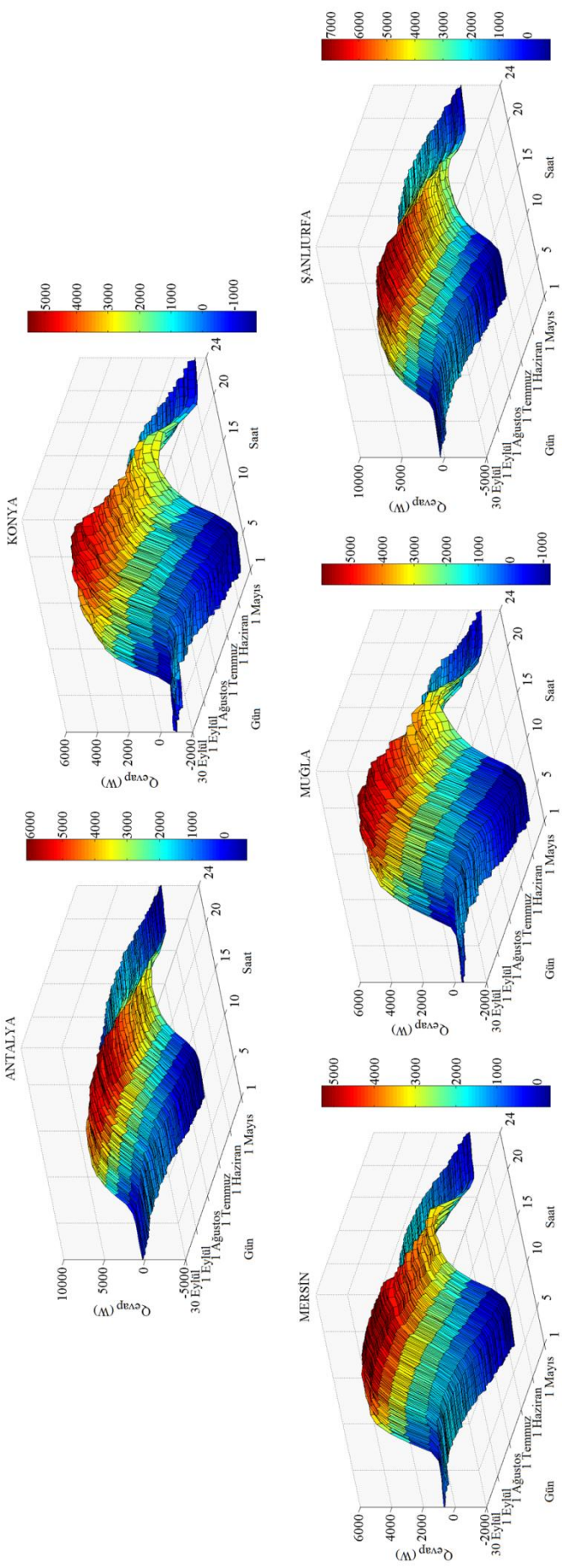
Taşıt soğutma yükü hesaplamalarında, ışınımla oluşan ısı kazancının hesaplanabilmesi için yüzeylere gelen toplam ışınım değerinin bilinmesi gerekmektedir. DMİ Müdürlüğü'nden elde edilen değerler yatay yüzeye düşen toplam ışınım olup, yatay yüzeydeki ışınımla oluşan ısı kazancı hesaplamalarında kullanılabilmektedir. Fakat taşıtın ön ve arka cam yüzeylerinin eğimli olmasından dolayı bu yüzeylere düşen ışınımı değerleri 3. bölümde belirtilen modeller kullanılarak belirlenmiştir. Şekil 4.17 güneye doğru yönlendirilmiş taşıtın yüzeylerinde maksimum soğutma yükünün oluştuğu gündeki ışınımın saatlik değişimini göstermektedir. Grafiklerde, güney 30° eğimli ön camı, kuzey 45° eğimli arka camı ve doğu ve batı ise 90° eğimli olan yan camları ifade etmektedir. Grafikler incelendiğinde güney yönde oluşan ışınımın değerinin yataydan fazla olduğu görülmektedir. Bu ön camın açısından dolayı güneş ışınlarının yüzeye daha dik gelmesinden oluşmaktadır. Doğu yönündeki güneş ışınımı değerinin öğleden sonra, batı yönündekinin ise öğleden önce minimum değerde seyrettiği görülmektedir. Bu ise güneş ışınlarının o saatlerde yüzeye direkt olarak ulaşmamasından dolayı sadece yansıyan ve difüz ışınımın yüzeye etki ettiğini göstermektedir. Kuzey yönündeki ışınımın ise minibüs yüzeylerine göre biraz fazla olduğu görülmektedir. Bu ise arka yüzeyin 45° eğimli olmasından dolayı direkt güneş ışınımının oluşmasından dolayıdır.



Şekil 4.17. Seçilen iller için maksimum soğutma yükünün oluştuğu günlerde binek taşıtın yüzeylerine gelen ışınımın değişimi

4.3.2. Binek taşıtın soğutma sistemi performansının hesaplama sonuçları

Şekil 4.18'de binek taşıt için materyal ve yöntem bölümünde belirtilen eşitlikler kullanılarak soğutma sezonu boyunca taşıt soğutma yükünün saatlik değişimi 5 il için verilmiştir. Soğutma sezonu içerisinde Antalya, Konya, Mersin, Muğla ve Şanlıurfa illeri için soğutma yükünün maksimum olduğu günler sırasıyla yılın 204. (23 Temmuz), 208. (27 Temmuz), 211. (30 Temmuz), 218. (6 Ağustos), ve 201. (20 Temmuz) günleridir. Bu günlerdeki soğutma yükü değerleri ise sırasıyla, Antalya için 74.8 kWh/gün, Konya için 57.3 kWh/gün, Mersin için 69.0 kWh/gün, Muğla için 64.3 kWh/gün ve Şanlıurfa için 94.6 kWh/gün olarak hesaplanmıştır. Buradan maksimum soğutma yükünün oluştuğu il Şanlıurfa, minimum soğutma yükünün oluştuğu il ise Konya olarak göze çarpmaktadır.



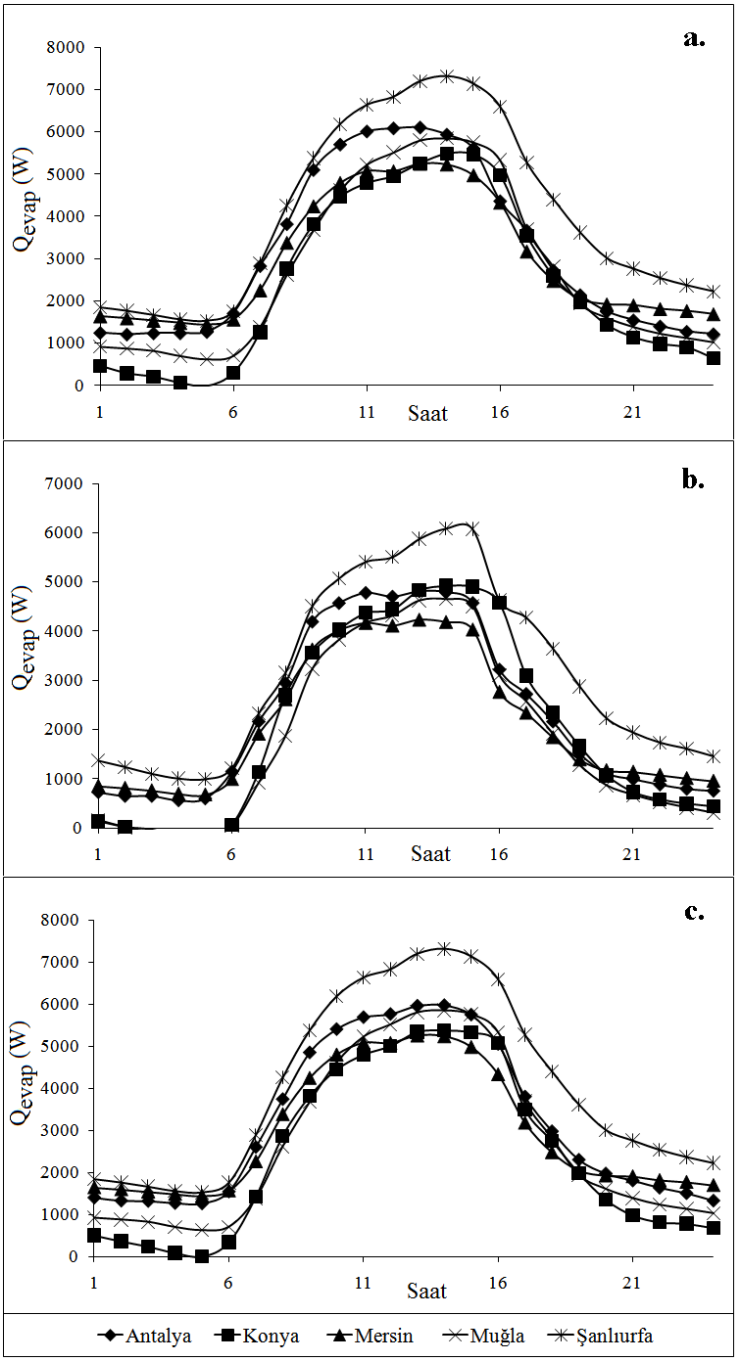
Şekil 4.18. Soğutma sezonu boyunca 5 ildeki binek taşıt için soğutma yüklerinin değişimi

Binek taşıt ve midibüs için yapılan hesaplamalardan varsayılan şartlar için maksimum soğutma yükünün oluşacağı güne olan etkinin ışınımdan ziyade çevre sıcaklığının etkisinin daha fazla olduğu görülmüştür.

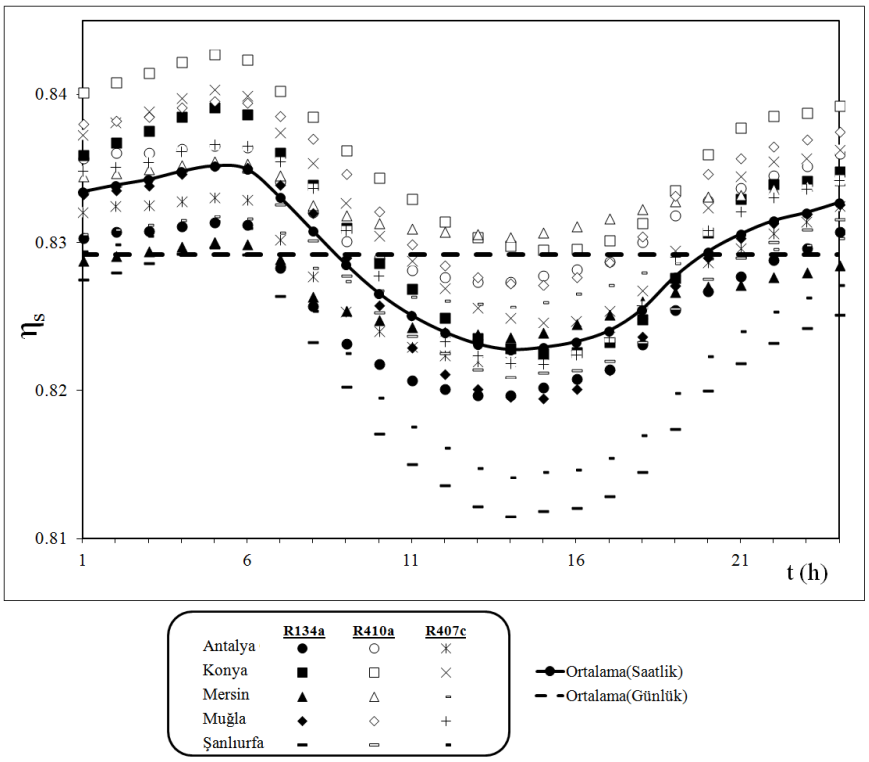
Soğutma sezonu içindeki maksimum ışınımın, maksimum sıcaklığın ve maksimum soğutma yükünün oluştuğu günlerdeki taşıt soğutma yükünün saatlik değişimi Şekil 4.19'da görülmektedir. Maksimum soğutma yükünün oluştuğu gün içerisinde soğutma yükünün saatlik olarak maksimumu aldığı saatler ve değerleri sırasıyla; Şanlıurfa için 7.313 kW ve saat 14:00, Antalya için 5.973 kW ve saat 14:00, Muğla için 5.850 kW ve saat 14:00, Konya için 5.372 kW ve saat 14:00, Mersin için 5.249 kW ve saat 13:00 olarak belirlenmiştir.

Şekil 4.20'de maksimum soğutma yükünün oluştuğu günlerde kompresörün izentropik verimindeki değişim 3 bölümde kabul edilen yaklaşım ile 3 akışkan ve 5 il için verilmiştir. Minimum izentropik verim Şanlıurfa ilinde saat 14:00'de R134a soğutucu akışkanı kullanan sistem ile 0.811 olarak belirlenirken, maksimumu ise Konya ilinde saat 05:00'da R410A soğutucu akışkanı kullanan sistem ile 0.843 olarak hesaplanmıştır. İzentropik verim açısından tüm illerde R410A'nın daha iyi olduğu grafiklerden anlaşılmaktadır. Günlük ortalama izentropik verim değeri ise 0.829 olarak görülmektedir.

Maksimum soğutma yükünün oluştuğu günlerde evaporatör sıcaklığının 0°C ve kondenser sıcaklığının dış sıcaklıktan 10°C fazla olması durumunda R134a, R410A ve R407C soğutucu akışkanı kullanan binek taşıt klimasının performansını belirleyen parametreler olan kompresör gücü ve STK'nın saatlik değişimi Şekil 4.21'de verilmiştir. Grafikten görüleceği üzere kompresör gücünün gün içinde anlık maksimum değerini bütün iller için R407C akışkanı ile almaktadır. R407C soğutucu akışkanı kullanılması durumunda illerdeki maksimum kompresör güçleri bütün illerde saat 14:00'da oluşurken değerleri ise Şanlıurfa ilinde 2.423 kW, Antalya ilinde 1.655 kW, Muğla ilinde 1.626 kW, Konya ilinde 1.381 kW ve Mersin ilinde 1.319 kW olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, R407C soğutucu akışkanı kullanan soğutma sisteminin bütün iller için minimum STK değerine sahip olduğu görülmektedir. STK değerleri ise sırasıyla; Şanlıurfa ilinde 3.01, Antalya ilinde 3.60, Muğla ilinde 3.58, Konya ilinde 3.85 ve Mersin ilinde 3.96 olarak hesaplanmıştır. Maksimum STK değerleri ise bütün iller için R134a soğutucu akışkanı kullanan sistem ile elde edilebilmektedir. Maksimum STK değerleri iller için sırasıyla Antalya için 5.43, Konya için 7.07, Mersin için 5.22, Muğla için 6.12 ve Şanlıurfa için 5.17 olarak hesaplanmıştır.



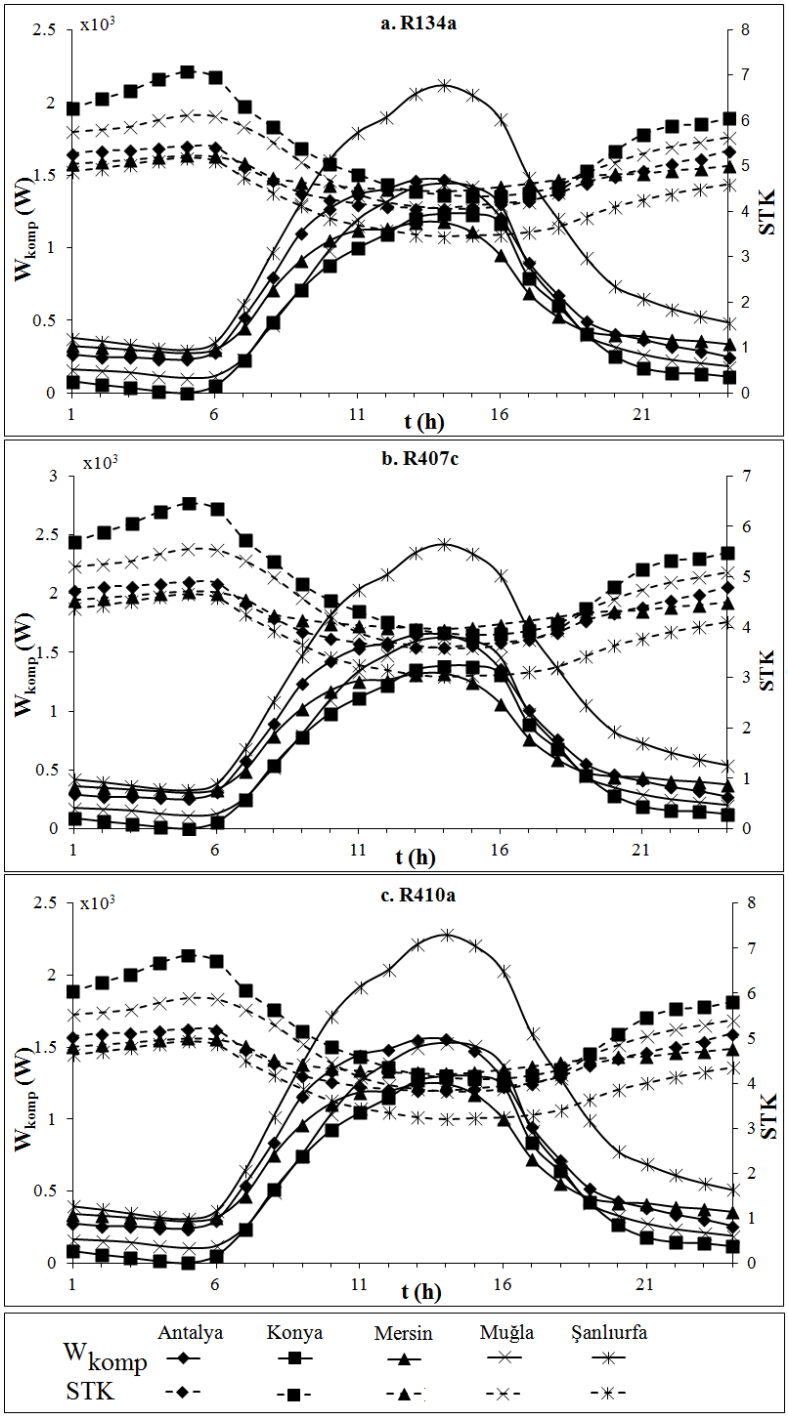
Şekil 4.19. Soğutma sezonu boyunca soğutma yüklerinin değişimi a) Maksimum sıcaklığın oluştuğu gün, b) Maksimum ışınımın oluştuğu gün, c) Maksimum soğutma yükünün oluştuğu gün



Şekil 4.20. Maksimum soğutma yükün meydana geldiği günlerde izentropik verimin R134a, R407C ve R410A akışkanları için T_{evap}=0 ^{o}C ve $T_{kond}=T_{dış}$+10 ^{o}C olduğu durumda karşılaştırması

Aynı il için 3 akışkan birbiri ile karşılaştırıldığında en iyi performans sırasıyla R134a, R410A ve R407C akışkanı ile elde edilebildiği görülmektedir. Klima sistemi dinamik olarak çalıştırılacak şekilde tasarımı yapılacak olursa, Şekil 4.21'de görülen ve anlık olarak değişen saatlik güç değerlerini karşılayacak şekilde tasarlanmalıdır.

Evaporatör sıcaklığının ve kondenser sıcaklığının değişimine bağlı olarak 3 akışkan için günlük olarak kompresörün tükettiği enerjiler çizelge 4.5'de verilmiştir. Çizelge 4.5'de maksimum günlük enerji miktarı T_{evap}=-5°C ve $T_{kond}=T_{dış}$+20°C durumunda R407C soğutucu akışkanı ile Antalya için 30.51 kWh/gün, Konya için 21.62 kWh/gün, Mersin için 26.59 kWh/gün, Muğla için 25.62 kWh/gün ve Şanlıurfa için 44.10 kWh/gün olurken, minimum günlük enerji miktarları T_{evap}=5°C ve $T_{kond}=T_{dış}$+10°C durumunda R134a soğutucu akışkanı kullanıldığı durumda Antalya için 14.24 kWh/gün, Konya için 9.99 kWh/gün, Mersin için 12.34 kWh/gün, Muğla için 11.91 kWh/gün ve Şanlıurfa için 20.75 kWh/gün olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.21. Maksimum soğutma yükün meydana geldiği günlerde a) R134a, b) R407C ve c) R410A akışkanları için T_{evap}=0 °C ve T_{kond}=$T_{dış}$+10 °C olduğu durumda kompresör gücünün ve STK'nın değişimi

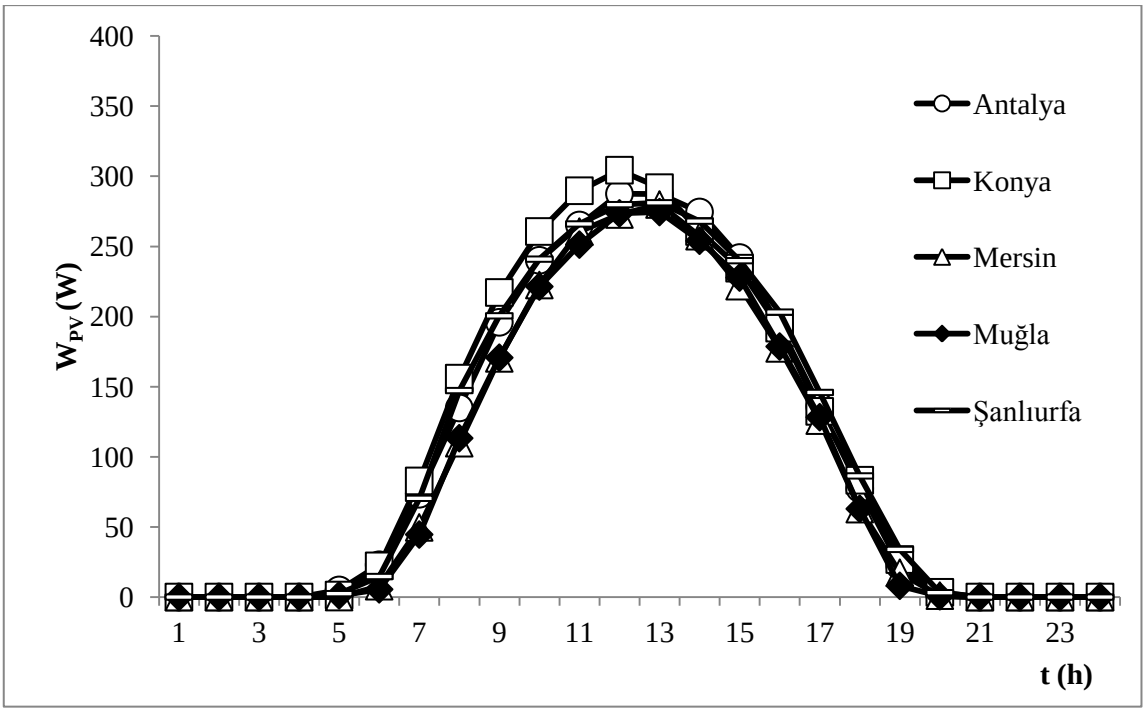
Çizelge 4.5'den evaporatör ile kondenser sıcaklıkları arasındaki fark artıkça günlük tüketilen enerjinin de arttığı ve aynı şartlarda 3 akışkan arasında en az enerjiyi R134a'lı sistemin tükettiği görülmektedir.

Çizelge 4.5. Gün boyunca kompresörün tükettiği enerji miktarları (kWh/gün)

		Antalya	Konya	Mersin	Muğla	Şanlıurfa
T_{evap}=-5 $T_{kond}=T_{dış}$+10	R134a	19.99	14.19	17.46	16.79	28.65
	R407C	22.38	15.81	19.47	18.77	32.39
	R410A	21.02	14.86	18.29	17.63	30.37
T_{evap}=-5 $T_{kond}=T_{dış}$+15	R134a	23.11	16.45	20.23	19.43	33.00
	R407C	26.16	18.52	22.79	21.96	37.79
	R410A	24.52	17.38	21.37	20.59	35.40
T_{evap}=-5 $T_{kond}=T_{dış}$+20	R134a	26.61	18.98	23.31	22.38	37.93
	R407C	30.51	21.62	26.59	25.62	44.10
	R410A	28.58	20.26	24.90	24.00	41.37
T_{evap}=0 $T_{kond}=T_{dış}$+10	R134a	16.96	11.98	14.76	14.22	24.47
	R407C	19.04	13.38	16.50	15.94	27.74
	R410A	17.93	12.61	15.55	15.02	26.11
T_{evap}=0 $T_{kond}=T_{dış}$+15	R134a	19.76	14.02	17.25	16.59	28.35
	R407C	22.44	15.82	19.49	18.81	32.57
	R410A	21.11	14.90	18.35	17.70	30.66
T_{evap}=0 $T_{kond}=T_{dış}$+20	R134a	22.88	16.27	20.01	19.22	32.71
	R407C	26.32	18.60	22.89	22.08	38.16
	R410A	24.77	17.50	21.54	20.79	36.01
T_{evap}=5 $T_{kond}=T_{dış}$+10	R134a	14.24	9.99	12.34	11.91	20.75
	R407C	16.03	11.18	13.82	13.39	23.59
	R410A	15.13	10.56	13.05	12.64	22.27
T_{evap}=5 $T_{kond}=T_{dış}$+15	R134a	16.78	11.84	14.60	14.06	24.24
	R407C	19.10	13.40	16.54	15.99	27.93
	R410A	18.03	12.65	15.61	15.09	26.39
T_{evap}=5 $T_{kond}=T_{dış}$+20	R134a	19.58	13.88	17.08	16.44	28.14
	R407C	22.59	15.91	19.60	18.93	32.93
	R410A	21.35	15.02	18.50	17.89	31.22

4.3.3. Binek taşıt PV sistemi ile üretilebilecek enerjiler

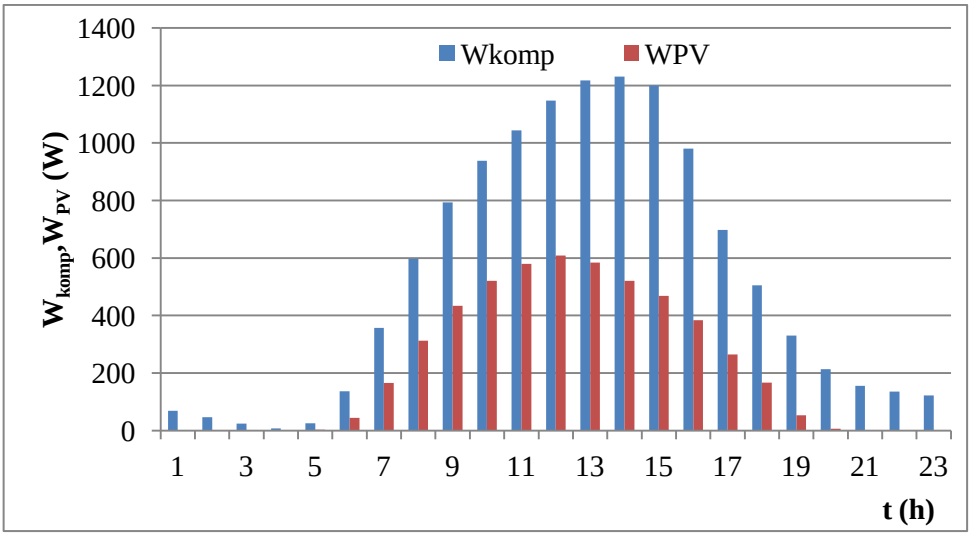
Şekil 4.22'de maksimum soğutma yükünün oluştuğu günlerde binek taşıtın üst yüzey alanlarına yerleştirildiği düşünülen 3.5 m^2 alana sahip %10 verimli PV sisteminin gün boyunca üretebileceği enerjinin değişimini göstermektedir. Grafikten maksimum PV gücünün Konya ilinde oluştuğu görülmektedir. Ayrıca %10 verimli PV sistemleri günümüzde yaygın olarak kullanılan PV sistem verimleridir. Teknolojinin gelişmesiyle PV sistem verimlerinin daha da artacağı aşikardır.



Şekil 4.22. Maksimum soğutma yükünün meydana geldiği günlerde %10 verime sahip PV sistemi ile üretilebilecek enerjinin saatlik değişimi

4.3.4. Binek taşıt için PV destekli sistemin değerlendirmesi

Şekil 4.23'de Konya ilinde üst yüzeyine PV sisteminin yerleştirildiği düşünülen ve R134a soğutucu akışkanı kullanılan binek taşıtın kompresör gücünün ve %20 verimli PV sistem gücünün saatlik değişimi görülmektedir. Grafikten PV sisteminin, ışınımın oluştuğu saatlerde kompresör gücünü yarı yarıya karşılayabildiği görülmektedir. Ayrıca, gün içerisindeki maksimum kompresör gücüne eşdeğer bir akü sisteminin seçilmesi ile sistemin uygulanabileceği görülmektedir.



Şekil 4.23. Konya ilinde üst yüzeyine %20 verimli PV sisteminin yerleştirildiği düşünülen ve R134a soğutucu akışkanı kullanılan binek taşıtın kompresör gücünün ve PV sistem gücünün saatlik değişimi

Çizelge 4.6'da ise bütün illerdeki 3 soğutucu akışkanın kullanılması durumunda günlük ve 07-20 saatleri arasındaki (gündüz saatlerindeki) kompresör gücünün PV sistemi ile karşılanma durumu verilmiştir. Çizelgeye göre; %20 verimli PV sistemi kullanılması durumunda günlük kompresör için gerekli enerjinin en iyi karşılanma durumu %43 ile Konya ilinde bulunan R134a soğutucu akışkanı kullanan binek taşıt için oluşmaktadır. Taşıttan sadece 07-20 saatleri arasında soğutma elde edilmek istendiğinde bu değerler %3-4'lük bir artış göstermektedir. PV sistem veriminin %42.8 olması durumunda günlük kompresörün çektiği gücün tamamına yakını PV sistemi ile karşılanabilmektedir.

Çizelge 4.7'de taşıt klimasının günlük kullanımda yaygın olarak kullanıldığı bir senaryo için sistemin değerlendirilmesi verilmiştir. Bu senaryoya göre; taşıt klimasının sabah (07-08 saatleri arası), öğlen (12-13 saatleri arası) ve akşam (17-18 saatleri arası) saatlerinde çalıştırıldığı düşünülmüştür. Sonuç olarak, 5 ilde her 3 soğutucu akışkanı kullanan soğutma sisteminin çektiği gücü, %20 verimli PV sistemi fazlasıyla karşılayabilmektedir.

Çizelge 4.6 PV destekli binek taşıt kompresör gücünün karşılanması durumu

		PV ile üretilebilecek enerji (Wh)			Günlük Top. W_{komp} (Wh)	%20 göre	%42.8 göre	Gündüz 07-20 arası W_{komp} (Wh)	%20 göre	%42.8 göre
Şehir	Soğ. Ak.	%10	%20	%42.8						
Antalya	R134a	2458	4916	10520	16960	29%	62%	14014	35%	75%
23 Tem.	R410A				17932	27%	59%	14843	33%	71%
204.gün	R407C				19038	26%	55%	15763	31%	67%
Konya	R134a	2559	5117	10951	11975	43%	91%	11039	46%	99%
28 Tem.	R410A				12606	41%	87%	11630	44%	94%
208.gün	R407C				13376	38%	82%	12342	41%	89%
Mersin	R134a	2236	4472	9569	14761	30%	65%	11410	39%	84%
30 Tem.	R410A				15548	29%	62%	12031	37%	80%
211.gün	R407C				16500	27%	58%	12769	35%	75%
Muğla	R134a	2216	4432	9484	14217	31%	67%	12447	36%	76%
6 Ağus.	R410A				15016	30%	63%	13167	34%	72%
218.gün	R407C				15939	28%	60%	13979	32%	68%
Şanlıurfa	R134a	2483	4966	10628	24468	20%	43%	19979	25%	53%
20 Tem.	R410A				26115	19%	41%	21382	23%	50%
201.gün	R407C				27744	18%	38%	22722	22%	47%

Çizelge 4.7. 07:00-08:00, 12:00-13:00 ve 17:00-18:00 saatleri arasındaki kompresör gücünün karşılanma durumu

Şehir	Soğ. Ak.	(07-08) +(12-13) +(17-18) saatleri arası W_{komp} (Wh)	%20 verimli W_{PV}-W_{komp} (Wh)
Antalya 23 Tem. 204.gün	R134a	2882	2034
	R410A	3051	1865
	R407C	3239	1677
Konya 28 Tem. 208.gün	R134a	2202	2916
	R410A	2319	2798
	R407C	2461	2657
Mersin 30 Tem. 211.gün	R134a	2339	2132
	R410A	2465	2006
	R407C	2616	1855
Muğla 6 Ağus. 218.gün	R134a	2473	1958
	R410A	2615	1816
	R407C	2777	1655
Şanlıurfa 20 Tem. 201.gün	R134a	4110	856
	R410A	4396	571
	R407C	4671	296

4.4. Taşıt Kliması Performansının Deneysel Belirlenmesi

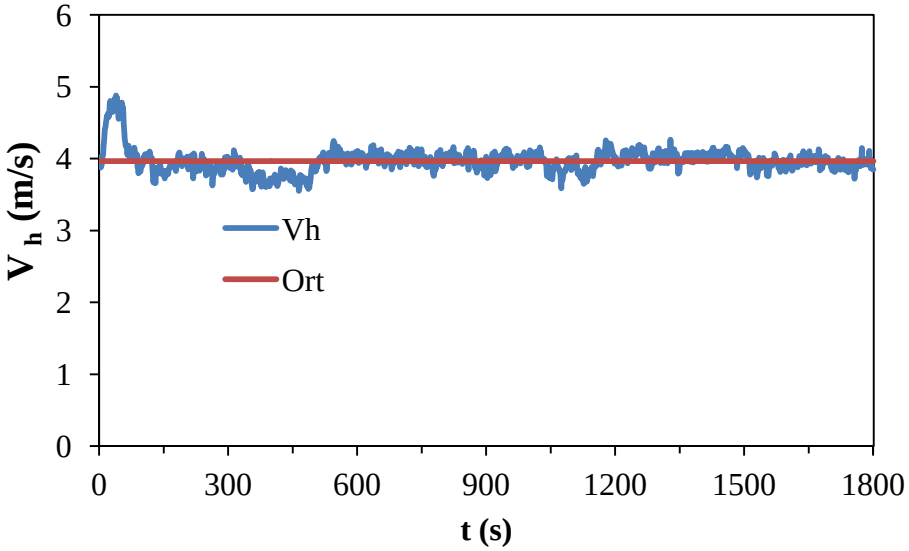
Ölçülen ve hesaplanan deney sonuçları, parametrelerin (soğutucu akışkan basınç ve sıcaklığı, taşıt iç sıcaklığı) zamana bağlı değişimi, enerji ve ekserji analizi ve PV sistemi analizi olmak üzere 3 alt bölümde verilmiştir. İlk bölümde sadece 4 m/s hava hızı ve 1000 d/dk kompresör devri için yapılan deneylerde kaydedilen verilerin zamana bağlı değişimleri verilmiştir. Diğer hava hızları ve kompresör devirleri için ölçüm verilerinin zamana bağlı değişim grafikleri EK-1'de sunulmuştur.

İkinci ve üçüncü alt bölümde enerji ve ekserji analizi eşitliklerinin sonuçları hava hızları ve kompresör devirleri için karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Bu bölümlerde kullanılan veriler deneylerde sistemin kararlı halde çalıştığı son 900 saniyede elde edilen verilerin aritmetik ortalamalarıdır.

4.4.1. Zamana bağlı değişim sonuçları

Kontrol edilen deney parametreleri taşıt içerisinde dolaştırılan havanın hızı ve kompresör devridir. Dolayısıyla çalışma sonuçları bu parametrelere göre verildiği için parametrelerin zaman içerisinde değişiminin istenen bir toleransta sabit kalması önemlidir. Kompresör devri bir sürücü ile ayarlanmış ve bir monitörden izlenerek zaman içerisinde istenen tolerans aralığında kaldığı görülmüştür. Benzer şekilde hava

hızının değişimi de kaydedilmiştir. Şekil 4.24'de 4 m/s olarak alınan ortalama hava hızı parametresinin zamana bağlı değişimi verilmiştir. Deney süresince hava hızının ortalama değeri 3.967 olup, OKHK değeri ise ±0.166'dır. Bu da, ölçülen hız verilerinden elde edilen ortalama hız değerinde, % 4 oranında sapma olduğunu belirtmektedir.

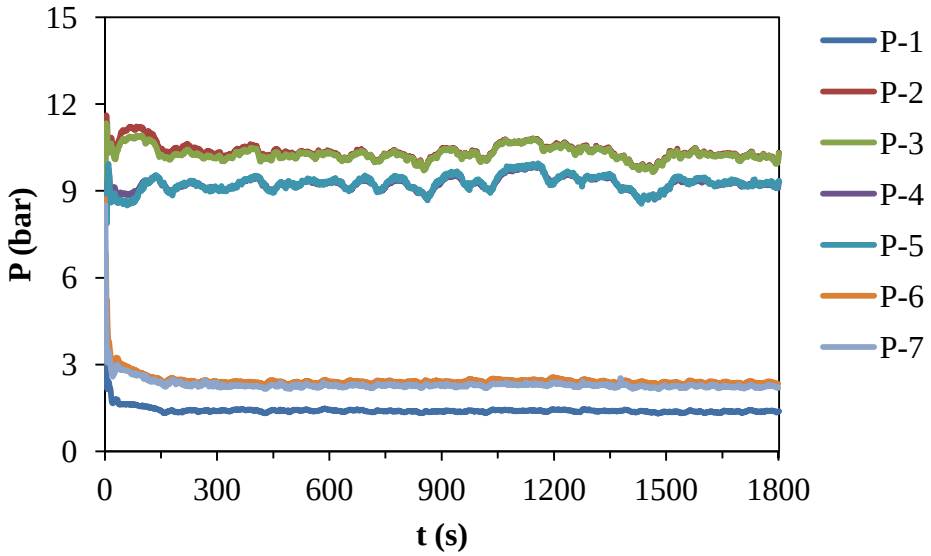


Şekil 4.24. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi.

Soğutma sistemi ilk çalıştırıldığı anda taşıt içerisinde sıcak bulunan havanın ani olarak evaporatörde soğumasından dolayı hava hızında geçici bir artış oluştuğu görülmektedir. Evaporatörden geçen havanın sıcaklığındaki değişim hızının azalmaya başlamasıyla beraber stabil şartlar durumuna doğru ilerlemekte ve hava hızı düşerek istenen aralıkta sabitlenmektedir. Deney süresince ortalama hava hızı grafikten 3.967±0.166 m/s olarak hesaplanmıştır.

Şekil 3.35'deki soğutucu akışkan çevrimi üzerindeki basınç ölçüm noktalarından basınç sensörleri ile ölçülen verilerin zamanla değişimi, evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı 4 m/s ve 1000 d/dk kompresör devri için saniyelik değişimi Şekil 4.25'de görülmektedir. Kompresörün çalıştırılmasıyla birlikte 7 bar civarında sabit duran soğutucu akışkan basınç değerleri değişmekte ve yaklaşık 200 saniye içinde kararlı hale gelmektedir. Daha sonra genleşme valfinin açılıp kapanmasına bağlı olarak yüksek basınç hattında yaklaşık 0.5 bar civarında, alçak basınç hattında ise 0.15 bar civarında çalkantılı artış ve azalışlar oluşmaktadır. En düşük basınç kompresör girişinde (P_1) ortalama 1.38 bar, en yüksek basınç ise kompresör çıkışında (P2) ortalama 10.32 bar olarak ölçülmüştür. Bu değerlerden kompresör sıkıştırma oranı 7.47 olarak

hesaplanmıştır. Kondenser girişi (P3) ile kondenser çıkışı (P4) arasında yaklaşık 1 bar, evaporatör çıkışı (P7) ile kompresör girişi (P1) arasında ise yaklaşık 0.9 bar civarında basınç düşüşü gerçekleşmektedir. Karşılaştırma grafiklerinde kullanılan, deneylerin son 900 saniyesindeki ortalama basınç değerleri ve OKHK değerleri, ölçüm noktalarında sırasıyla 1.38±0.03 bar, 10.32±0.24 bar, 10.29±0.24 bar, 9.31±0.25 bar, 9.34±0.27 bar, 2.41±0.05 bar ve 2.26±0.04 bar olarak elde edilmiştir.

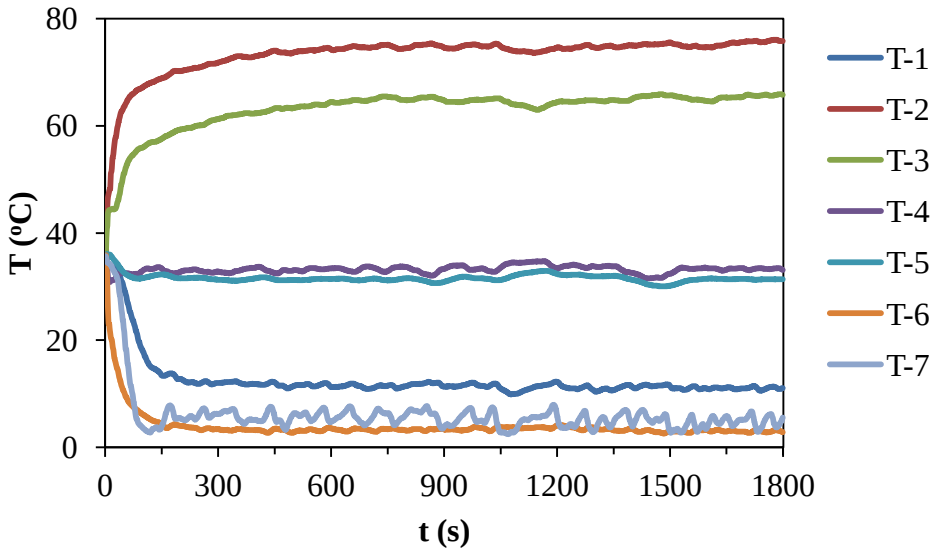


Şekil 4.25. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi

Burada basınç kayıplarının fazla olmasının sebebi, deney sisteminde basınç sensörlerinin ölçüm yapabilmesi için boru hattının uzatılması, sensörlerin yerleştirilmesi için boru cidarına kaynatılan bağlantı elemanları ve boru hattındaki dirsek vb. kıvrımlardan kaynaklanmaktadır.

Şekil 4.26'da ise hava hızı 4 m/s ve 1000 d/dk kompresör devri için sıcaklık verilerinin saniyelik değişimi görülmektedir. Deney başlangıcında 35^{o}C olan çevre sıcaklığıyla dengede olan soğutucu akışkan sıcaklığı kompresörün devreye girmesiyle birlikte değişmeye başlamaktadır. Bu değişim, alçak basınç hattında bulunan T6, T7, T1 noktalarında bu değişim sıcaklığın düşmesi, yüksek basınç hattında T2 ve T3 noktalarında sıcaklığın artması şeklinde görülmektedir. Kondenser çıkışı (T4) ve evaporatör girişindeki (T5) sıcaklıklar ise 28.38 °C olan çevre sıcaklığına yakın bir değerdedir. Grafikten, kompresör çıkışı (T2) ile kondenser girişi (T3) arasında yaklaşık 10^{o}C, kondenser girişi (T3) ve çıkışı (T4) arasında ise yaklaşık 30^{o}C'lik düşüş görülmektedir. Evaporatör girişinde (T6) sabit olan sıcaklık değeri evaporatör çıkışında

(T7) genleşme valfinin açılıp kapanmasından dolayı dalgalı şekilde olmaktadır. Evaporatör girişi ile çıkışı arasındaki artış ortalama 1.6 °C civarında gerçekleşmektedir. Kondenser giriş sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasındaki fark 35°C, kondenser çıkış sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasındaki fark ise 5°C'dir ve bu değerlerin ortalaması teorik hesaplamalarda kullanılan $T_{dış}$+15°C kabulü ile uyumludur. Ölçüm noktalarının son 900 saniyesindeki ortalama sıcaklık değerleri sırasıyla 11.17±0.44 °C, 74.88±0.55 °C, 64.87±0.65 °C, 33.40±0.72 °C, 31.55±0.65 °C, 3.29±0.34 °C ve 4.89±1.22 °C'dir.



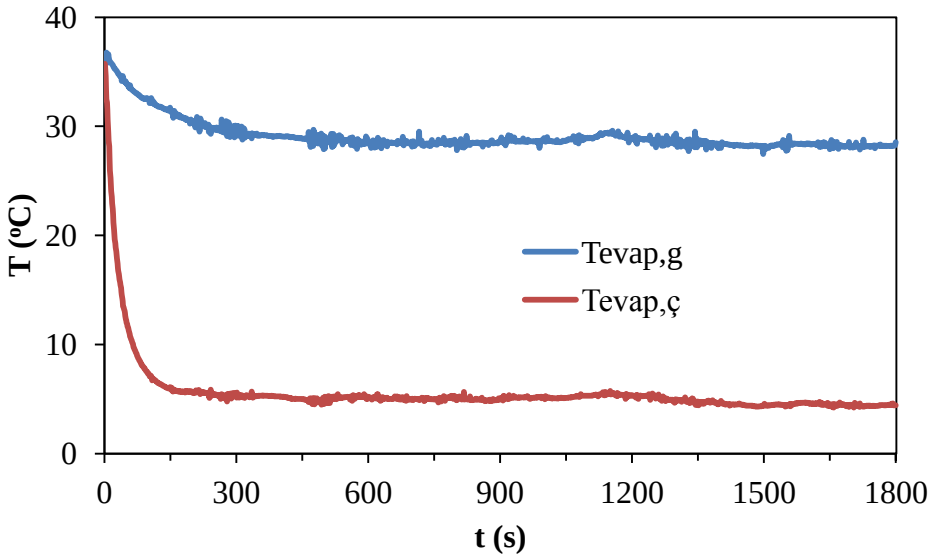
Şekil 4.26. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi

T7 sıcaklığı evaporatör çıkışını göstermekte olup, ortalama sıcaklığa göre değişimin ±1.22 °C mertebesinde olmasının nedeni genleşme valfinin soğutucu akışkan debisini dengeleme ucunun etkisinden dolayı değiştirmesidir.

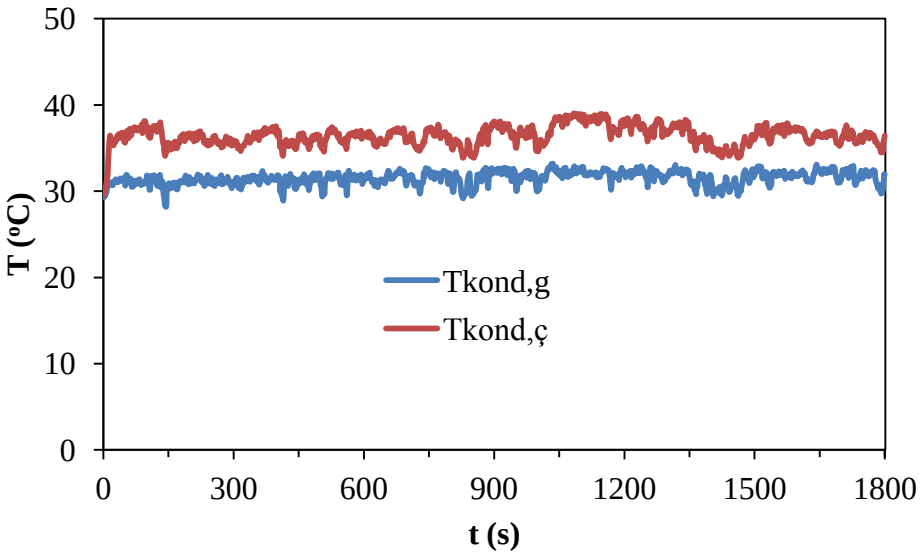
Soğutma sisteminin haricinde taşıt içerisinde sirküle eden havanın evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları, ayrıca kondenseri soğutan dış ortam havasının kondensere giriş ve çıkış sıcaklıkları da deneyler kapsamında ölçülmüştür. Bu değerlerin zamana bağlı değişimleri Şekil 4.27 ve 4.28'de sırasıyla evaporatör ve kondenser için verilmiştir. Evaporatör giriş ve çıkışındaki havanın sıcaklıkları deney başlangıcında birbirine eşittir. Kompresörün devreye girmesiyle her iki sıcaklıkta da düşüş görülmektedir. Bu düşüş, giriş ve çıkış sıcaklıkları için farklı zamanlarda sabitlenmektedir. Çünkü evaporatör içerisinden geçen soğutucu akışkanın sıcaklığı taşıt içerisindeki hava sıcaklığına göre daha erken sabitlenmektedir. Deney başladıktan yaklaşık 300 saniye sonra evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark

sabitlenmektedir ve yaklaşık olarak 25°C değerini almaktadır. Son 900 saniyedeki ortalama evaporatör giriş sıcaklığı 28.52±0.33 °C ve çıkış sıcaklığı 4.82±0.37 °C'dir.

Kondenser dış ortam havası ile soğutulduğu için deneyin başlangıcından itibaren kondenser giriş ve çıkışındaki sıcaklıklar sabitlenmektedir. Kondenser sıcaklık değerlerindeki çalkantının oluşmasının nedeni dış ortam havasının çevre şartları olmasından dolayı dinamik değişmesidir.



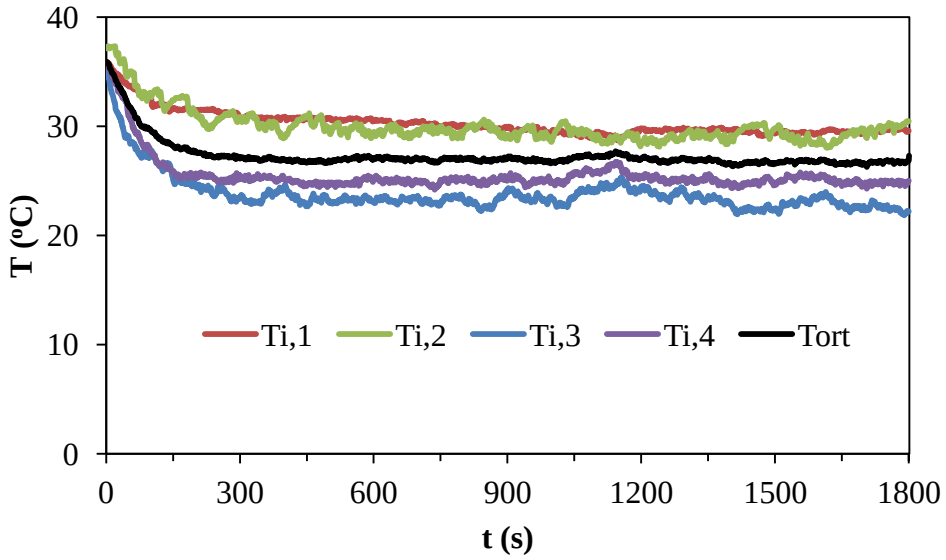
Şekil 4.27. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



Şekil 4.28. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi

Şekil 4.29 taşıt içerisinde daha önceden belirlenmiş noktaların zamana bağlı sıcaklık değişimini ve ortalama taşıt iç sıcaklık değerinin değişimini göstermektedir. Grafikte taşıt içerisinde oluşan sıcaklık değişiminin yaklaşık 5^{o}C olduğu görülmektedir. Evaporatör, minibüsün arka kısmına yerleştirildiği için evaporatöre yakın olan sıcaklık ölçüm noktaları daha fazla soğumakta, uzak olan noktalar ise daha az soğumaktadır. Dolayısıyla, taşıt içi havalandırma tasarımı yapılırken bu sıcaklık dağılımına dikkat edilmelidir. Evaporatör giriş havası sıcaklığına paralel olarak taşıt içi sıcaklıklar da yaklaşık 300 saniye sonra yataya yakın bir değişim göstermektedir. Bu da taşıtın soğutma sistemi ile taşıt üzerinde ve içinde oluşan ısı kazançlarının birbirini dengelediğini göstermektedir. Son 900 saniyedeki ortalama kondenser giriş sıcaklığı 31.79±0.75 °C ve çıkış sıcaklığı 36.78±1.17 °C'dir.

Deneysel verilerin 4 m/s hava hızı ve 1000 d/dk kompresör devri için zamana bağlı değişimleri bu bölümde verilmiştir. Değişen parametrelere ait zamana bağlı diğer grafikler benzer şekilde EK-1'de sunulmuştur.



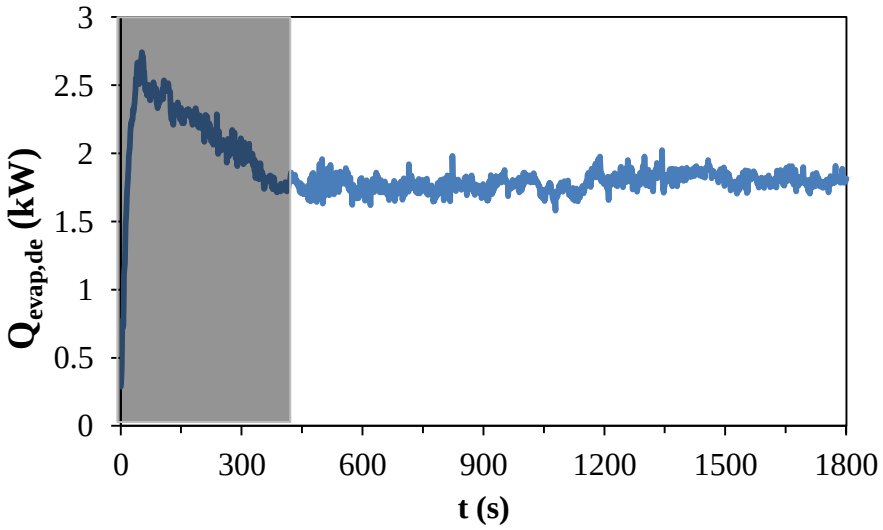
Şekil 4.29. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi ($T_{dış}$=28.38°C)

4.4.2. Soğutma sisteminin enerji analizi

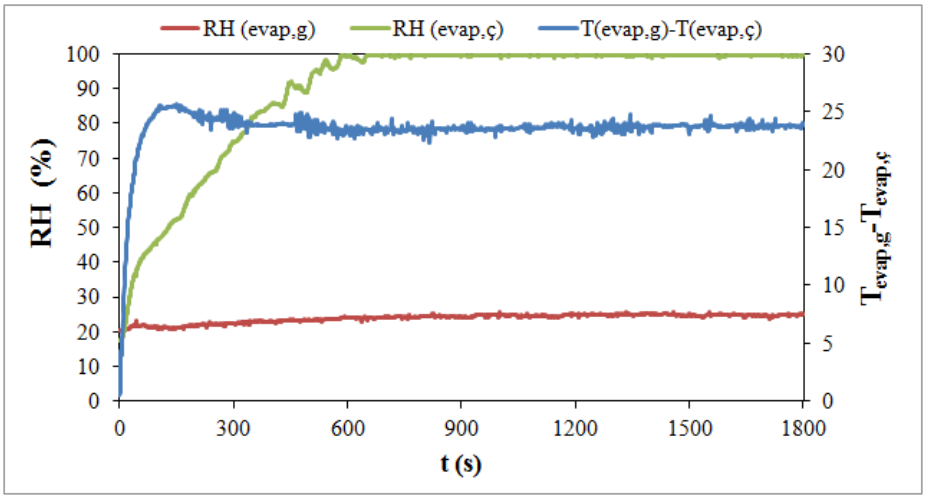
Soğutma sisteminin performansının incelenebilmesi için sistemin STK değerinin, kompresör gücünün, kondenser ve evaporatör kapasitelerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu değerler, ölçülen ve hesaplanan parametrelere bağlı değişkenler olarak ifade edilmiştir. Performans göstergelerinin hesaplanmasında Engineering

Equation Solver (EES) ve Matlab^{TM} yazılımlarından faydalanılmıştır. Ayrıca, ölçüm sisteminin anlık tepkilerine bağlı olarak hesaplama sonuçlarının zamana bağlı değişimleri de verilmiştir. Zamana bağlı değişimler üçüncü bölümde verilen akış şemasına göre hesaplanmış ve aşağıda grafiksel formda sunulmuştur. Grafiklerde sistemin rejime girme süresi taralı alan ile gösterilmiştir.

Evaporatör soğutma kapasitesi (a.) ve kapasiteyi etkileyen parametrelerin (b.) zamana bağlı değişimi Şekil 4.30.'da sunulmuştur. Daha sonra evaporatör soğutma kapasitesi kullanılarak yazılımlar yardımıyla hesaplanan soğutucu akışkan kütlesel debisinin 4 m/s hava hızı ve 1000 d/dk kompresör devri için zamana bağlı değişimi Şekil 4.31'de verilmiştir. Soğutma sisteminin çalıştırılmasıyla evaporatör soğutma kapasitesi yaklaşık 50 saniyede tepe noktası değerine kadar yükselmektedir. Çünkü evaporatördeki ani soğuma nedeniyle taşıt içerisinde sirküle ettirilen havanın debisi ve evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıkları arasındaki fark hızlı şekilde artmaktadır. 50 ile 100'ncü saniyeler arasında hava debisi azalırken, evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıkları ve bağıl nemler arasındaki fark halen artmaktadır. Fakat hava debisindeki azalmanın etkisi daha büyük olduğu için evaporatör soğutma kapasitesi bu sırada azalmaktadır. Yüzüncü saniyeden sonra hava debisinin değişmemesine rağmen evaporatör soğutma kapasitesinin azalmasının sebebi ise, bağıl nemler arasındaki farkın halen artmaya devam etmesi ve sıcaklık farkının bir miktar azalmasıdır. Evaporatör kapasitesindeki bu azalama 400. saniyeye kadar devam etmekte ve daha sonra sabitlenmektedir. Bu süreden sonra giren ve çıkan hava sıcaklıkları ve bağıl nemler arasındaki fark sabitlendiği için soğutma sisteminin rejime girmesiyle beraber evaporatörün soğutma kapasitesi deney sonuna kadar sabit kalmaktadır. Soğutma sistemi rejimde iken evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimindeki dalgalanmaların sebebi anlık sıcaklık ve hava debisi ölçüm sonuçlarındaki dalgalanmadan kaynaklanmaktadır.



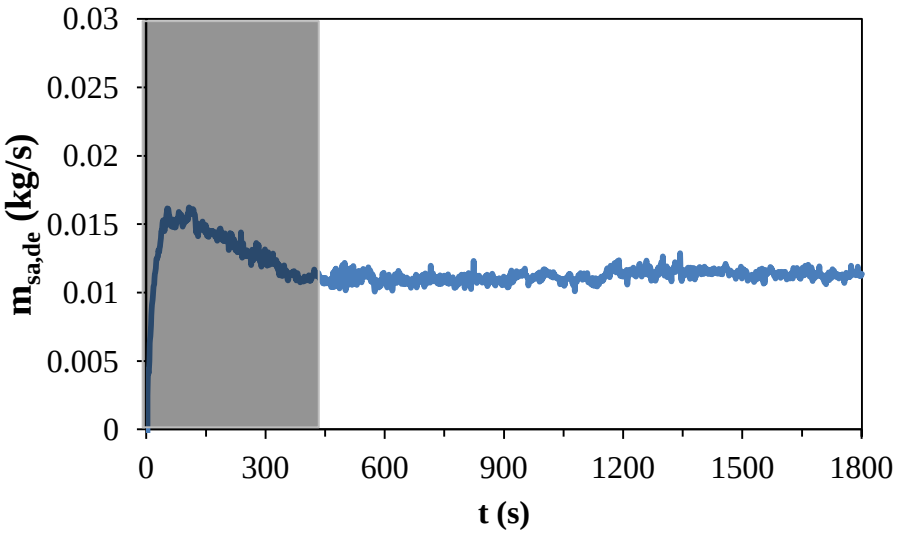
(a)



(b)

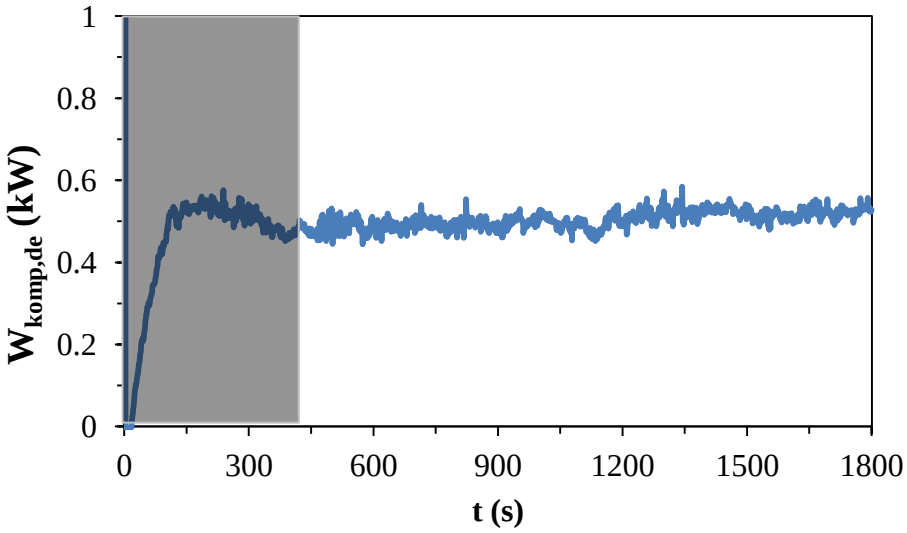
Şekil 4.30. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için
(a) evaporatör soğutma kapasitesinin ve (b) evaporatör soğutma kapasitesini etkileyen parametrelerin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.31'deki grafikten görüleceği üzere soğutucu akışkan debisininde evaporatör soğutma kapasitesi ile aynı eğilimdedir. Soğutucu akışkan debisi de evaporatör kapasitesi gibi 400. saniyeden sonra taşıt iç sıcaklığı 24 °C de sabitlenerek ısıl denge sağlanmıştır. Soğutma sisteminin rejime girme bölgesinde soğutucu akışkan debisi 15 g/s kütlesel debiye kadar çıktıktan sonra sürekli rejim bölgesinde bu değer 10 g/s değerine düşerek sabitlenmiştir.



Şekil 4.31. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi

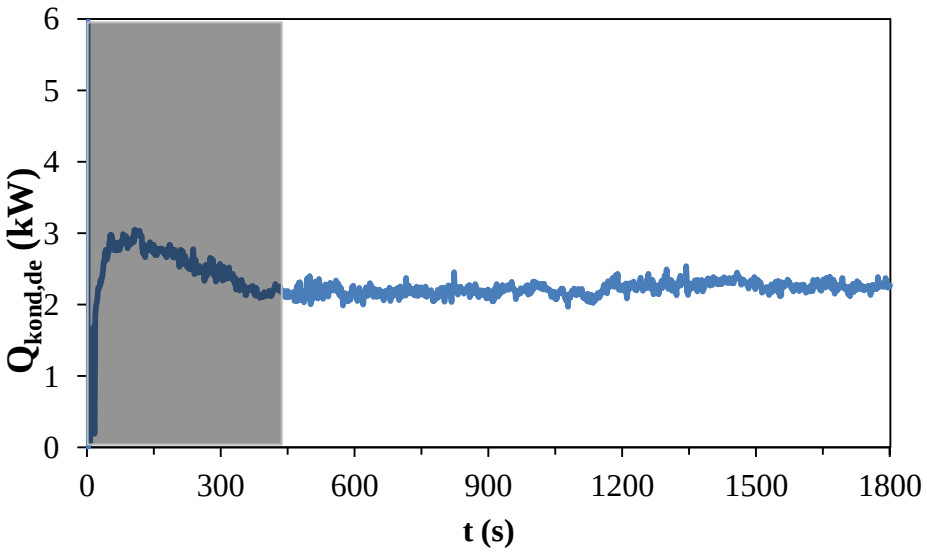
Şekil 4.32'de 4 m/s hava hızı ve 1000 d/dk kompresör devri için kompresör gücünün deney süresince zamana bağlı değişimi görülmektedir. Grafikten görüldüğü gibi ilk 100 saniyeye kadar kompresör gücünde doğrusal bir artışın olduğu görülmektedir. Kompresörün çektiği gücün en yüksek değeri de bu noktada yaklaşık 550 W olmaktadır. Daha sonra sistemin gücünde 400 saniye kadar bir düşüş görülmekte ve 400. saniyeden sonra sistem rejime girince kompresör gücünün yaklaşık 480 W civarında sabit kaldığı görülmektedir.



Şekil 4.32. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için kompresör gücünün zamana bağlı değişimi

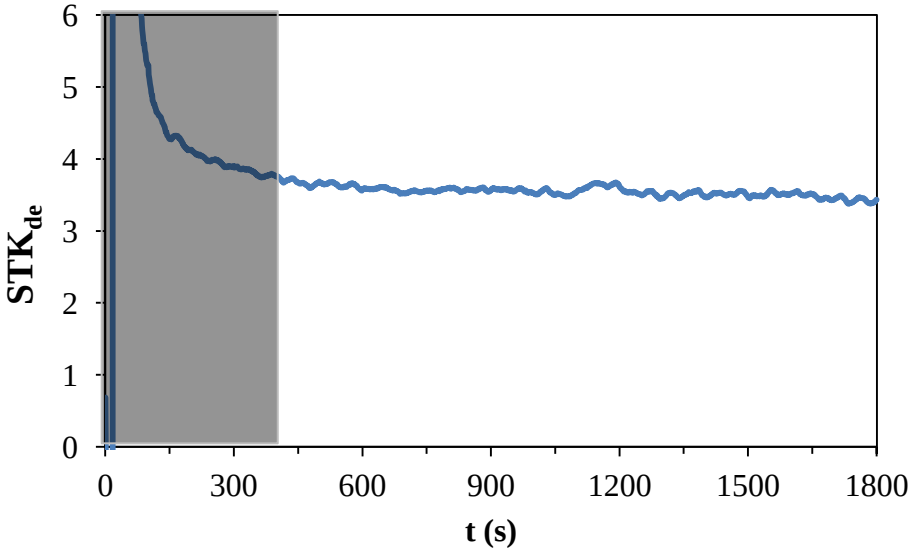
Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi Şekil 4.33'de verilmiştir. Kondenser kapasitesi rejime girme bölgesinde maksimum 3 kW'lık değere ulaşmakta

daha sonra 400. saniyede sistem rejime girdikten sonra 2.2 kW'lık değerde sabit kalmaktadır.



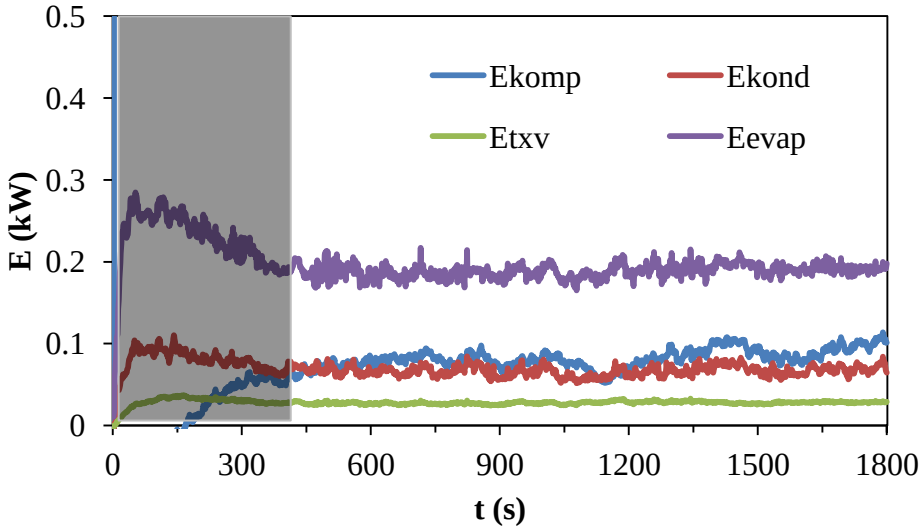
Şekil 4.33. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.34'de 4 m/s hava hızı ve 1000 d/dk kompresör devri için soğutma sisteminin STK'nın zaman bağlı değişimi verilmiştir. Soğutma sistemi çalıştırıldıktan sonra sistemin STK değeri ilk 20 saniye aşırı derecede yükselmekte ve çalkantılar oluşmakta daha sonra sistem rejime girmektedir. Sistem ilk çalıştırıldığında evaporatör kapasitesindeki ani artışa karşılık kompresör gücü çok küçük kaldığı için STK değeri sonsuza gitmektedir. Sistem rejime girdiğinde ise STK değeri ortalama 3.5 olmaktadır.



Şekil 4.34. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için soğutma sisteminin STK'nın zamana bağlı değişimi

Soğutma sistemi elemanlarında oluşan ekserji yıkımının değerlerinin zamana bağlı değişimi Şekil 4.35'de verilmiştir. Sistem rejime girerken ekserji yıkımları önce artmakta daha sonra azalmaktadır. Sistem rejime girdikten sonra ekserji yıkım değerleri sabitlenmektedir. Soğutma sisteminin rejim bölgesinde en yüksek ekserji yıkımının evaporatörde 200 W değerinde oluştuğu, en düşük ekserji yıkımının ise genleşme valfinde 25 W değerinde oluştuğu görülmektedir. Özellikle sistemin rejime henüz girmediği ilk 400 saniyelik süre boyunda evaporatörde ekserji yıkımı 300 W'a kadar çıkmaktadır. Bu değerler sistemde yapılabilecek iyileştirmeler açısından önemli fikirler vermektedir. Rejime girme süresince kompresör bir sürücü ile kademeli olarak gücü arttırılarak ekserji yıkımı azaltılabilir. Ayrıca, evaporatörde kullanılan ısı değiştirici değiştirilerek basınç düşüşü azaltılabilir ve tersinmezlik üretimi bir miktar daha önlenebilir. Bunun yanında özellikle evaporatörde ısı geçişinden dolayı önlenemez ekserji yıkımı oluşmaktadır. Dolayısıyla ısı değiştiriciler diğer soğutma sistemi elemanlarıyla ekserji yıkımı açısından karşılaştırılırken bu hususa dikkat edilmelidir.



Şekil 4.35. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi

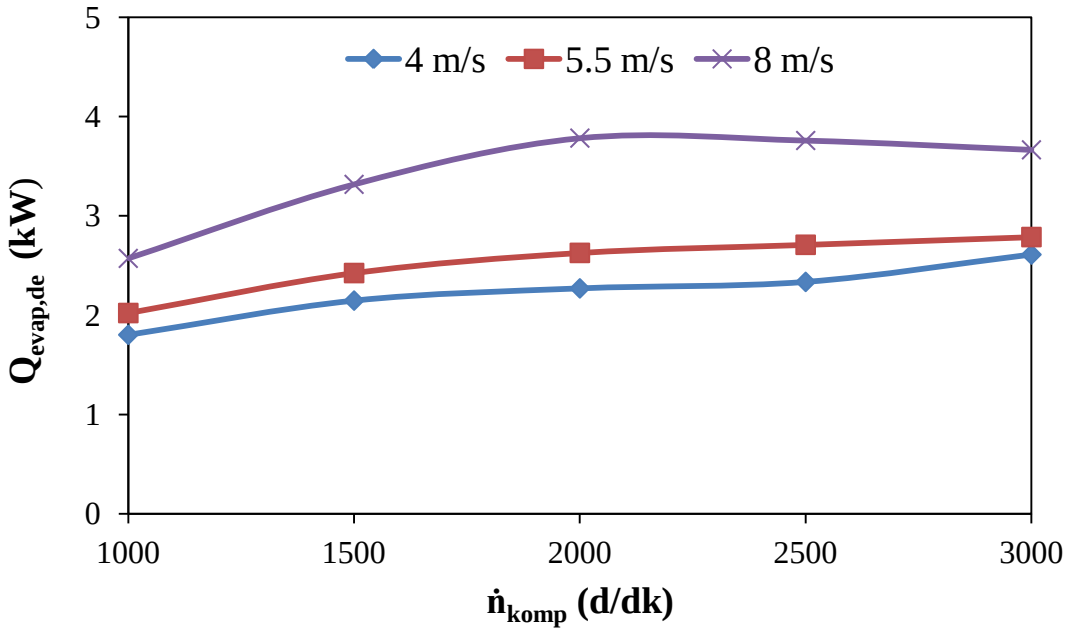
Sistemin enerji ve ekserji hesaplamaları yukarıdaki grafiklerde saniyelik olarak gösterilmiş ve rejime girme esnasındaki değişimleri yorumlanmıştır. Evaporatör girişindeki hava hızı 4 m/s ve 1000 d/dk kompresör devri için sistemin rejime girdiği ilk 400 saniyelik süre taralı alan ile gösterilmiştir. Bu süre devir sayısına göre değişmekte olup, değişen parametrelere ait enerji ve ekserji analizi sonuçlarının zamana bağlı değişimleri EK-2'de verilmiştir. EK-2'de verilen grafiklerden bu süreler açıkça

görülmektedir. Sistemin farklı devirlerdeki değişen hava hızlarına göre karşılaştırma grafiklerinde, sistemin rejimde olduğu son 900 saniyelik bölümde ölçülen özelliklerin ortalamaları alınarak noktasal olarak aşağıdaki grafiklerde sunulmuştur.

Soğutma sisteminde kullanılan kompresörün farklı devirlerinde (1000-3000 d/dk) ve evaporatöre giren hava hızının 4-8 m/s arasındaki değerlerinde evaporatör kapasitesinin değişimi Şekil 4.36'da, soğutucu akışkan debisinin değişimi Şekil 4.37'de, kondenser kapasitesinin değişimi Şekil 4.38'de, kompresör gücünün değişimi Şekil 4.39'da ve STK'nın değişimi, Şekil 4.40'da verilmiştir.

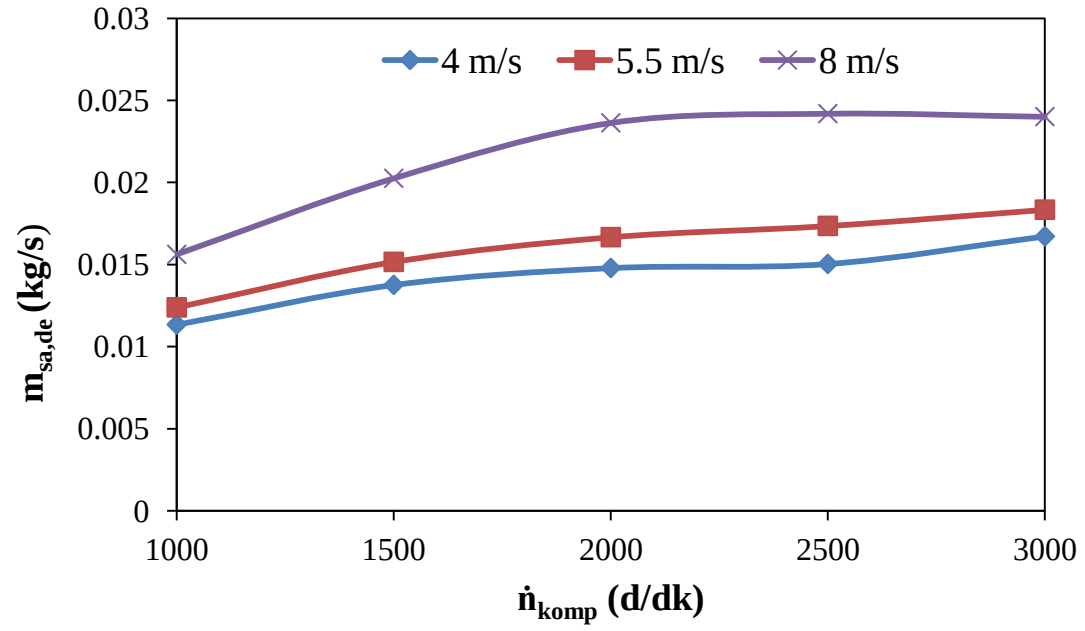
Kompresör devri arttıkça STK hariç diğer parametrelerin arttığı, STK'sının ise önemli oranda azaldığı tespit edilmiştir. STK'daki düşmenin temel nedeni evaporatör ve kondenser arasındaki basınç farkının artmasıdır. Evaporatör giriş hava hızının artmasıyla evaporatör ve kondenser kapasiteleri ile kompresör gücündeki artış beklenen bir sonuçtur. Bu artışlar 2000 d/dk ya kadar doğrusal olarak artmakta, 2000 d/dk'dan sonra ise çok fazla değişmemektedir. STK'da ise hava hızına bağlı olarak düşük devirlerde gözle görülür bir fark varken, yüksek devirlerde bu fark kapanmakta ve 3000 d/dk'da yaklaşık 2 değerini almaktadır. Yüksek devirlerde STK değerindeki değişim çok az olduğu için soğutma sisteminin soğutulan hacimden çektiği ısının yaklaşık sistemin ısı kazancına eşit olduğu anlaşılmaktadır.

Şekil 4.36'da üç farklı hava giriş hızı için evaporatör kapasitesinin kompresör devri ile değişimi verilmiştir. Grafikten, kompresör devri ve hava giriş hızı arttıkça evaporatör kapasitesinin arttığı görülmektedir. 1000 d/dk kompresör devrinde, hava hızının 4, 5.5 ve 8 m/s değerlerinde evaporatör kapasitesinin değerleri sırasıyla 1.80 kW, 2.02 kW ve 2.57 kW olarak bulunmuştur. 1000 d/dk kompresör devrinde hava hızı 4 m/s'den 8 m/s'ye çıktığında evaporatör kapasitesi yaklaşık %43 oranında artmaktadır. Bu değer 3000 d/dk'da kompresör devrinde %40 civarında olmaktadır. Artan kompresör devrine bağlı olarak evaporatör kapasitesi incelendiğinde 4, 5.5 ve 8.0 m/s değerlerinde evaporatör kapasitesindeki artışlar sırasıyla; 0.81 kW, 0.77 kW ve 1.09 kW'dır. Bu artışların büyük bir oranı 1000-2000 d/dk kompresör devirleri arasında olduğu görülmektedir. Evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark evaporatör kapasitesini doğrudan etkilediğinden 1000-2000 d/dk kompresör devirleri arasında sıcaklık farkındaki artışın doğrusal olduğu, 2000 d/dk'dan sonra ise evaporatör giriş çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın artırılamadığı, bundan dolayıda evaporatör kapasitesinin sabitlendiği görülmektedir.

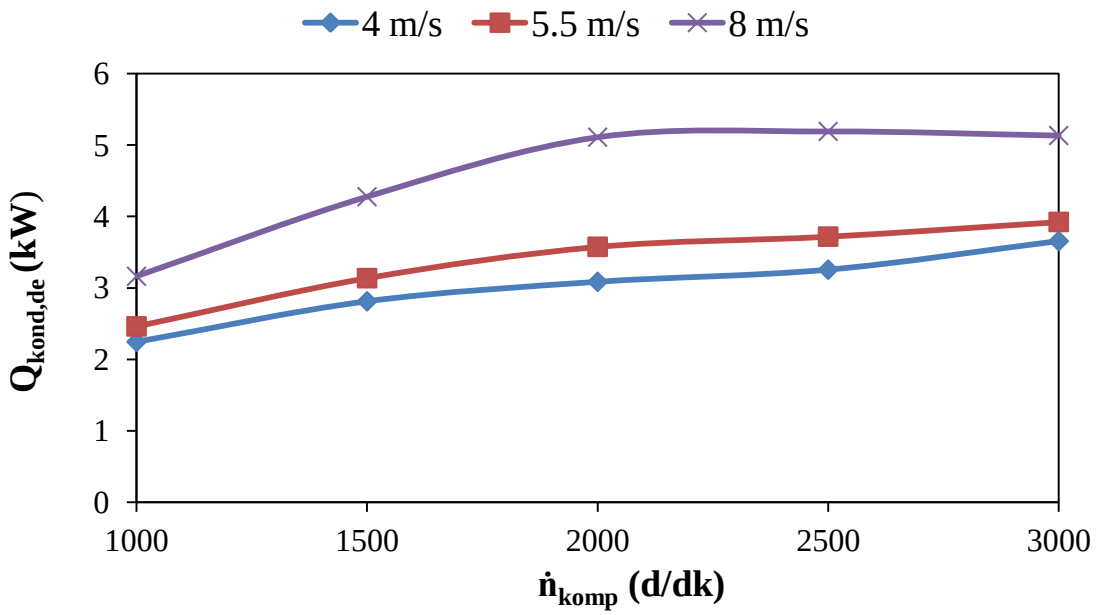


Şekil 4.36. Evaporatör kapasitesinin ($\dot{Q}_{evap}$), evaporatör giriş hava hızı ve kompresör devri ($\dot{n}_{komp}$) ile değişimi ($T_{dış}$=25.7- 31.2°C)

Soğutucu akışkan debisi ve kondenser kapasitesinin artan kompresör devri ile değişimi Şekil 4.37 ve 4.38'de görülmektedir. Kondenser kapasitesinin ve soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ile değişimi evaporatör kapasitesindeki eğilimle aynıdır. Hava hızının 2 katına çıkması durumunda soğutucu akışkan debisi ve kondenser kapasitesindeki artışlar sırasıyla, 1000 d/dk kompresör devri için %38 ve %40 olurken, 3000 d/dk kompresör devrinde %43 ve %40 olarak gerçekleşmiştir.

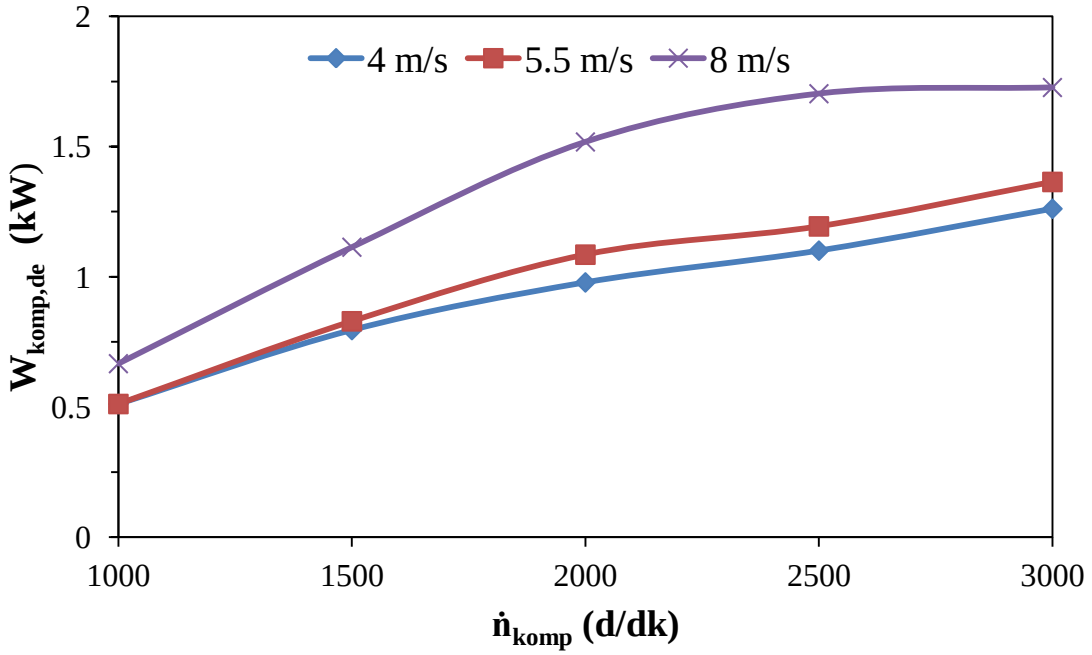


Şekil 4.37. Soğutucu akışkan debisinin ($\dot{m}_{sa}$), evaporatör giriş hava hızı ve kompresör devri ($\dot{n}_{komp}$) ile değişimi ($T_{dış}$=25.7- 31.2°C)



Şekil 4.38. Kondenser kapasitesinin ($\dot{Q}_{kond}$) evaporatör giriş hava hızı ve kompresör devri ($\dot{n}_{komp}$) ile değişimi ($T_{diş}$=25.7- 31.2°C)

Üç farklı hava giriş hızı için kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi Şekil 4.39'da verilmiştir. Grafikten artan kompresör devri ve evaporatör giriş havası hızı ile kompresörün çektiği güç artmaktadır. Kompresör devrinin 1000 d/dk olduğu durumda hava hızının iki katına çıkması durumunda, kompresör gücü %31 artarken, kompresör devri 3000 d/dk olduğu anda kompresör gücü %37 artmaktadır.



Şekil 4.39. Kompresör gücünün (W_{komp}) evaporatör girişindeki hava hızı ve kompresör devri ($\dot{n}_{komp}$) ile değişimi ($T_{diş}$=25.7- 31.2°C)

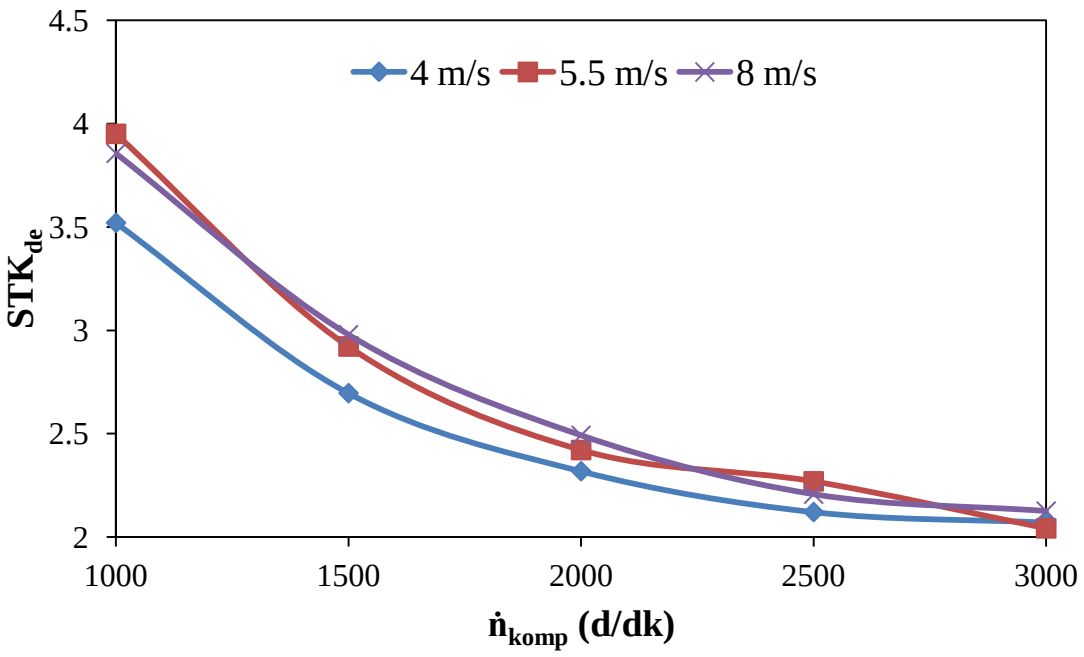
Şekil 4.39'da, 8 m/s sabit hava hızında, artan kompresör devri ile kompresör gücündeki artış yaklaşık %166 civarında olurken, 4 m/s hava hızında bu artış %147 civarındadır. Kompresör gücünün minimumu 4 m/s hava hızında ve kompresör devri 1000 d/dk iken 0.51 kW olarak elde edilmiştir. Maksimum değeri ise 8 m/s hava hızında ve kompresör devri 3000 d/dk iken 1.73 kW olarak bulunmuştur.

Şekil 4.36 ile 4.39 arasında verilen grafiklerde evaporatör üzerinden geçen hava hızının 8 m/s, kompresör devrinin 2000 d/dk'nın üzerinde olduğu anlarda evaporatör kapasitesinin artmadığı buna bağlı olarak kondenser kapasitesinin ve soğutucu akışkan debisininde aynı eğilimde olduğu görülmektedir. Bu anlarda kondenser tarafından dışarı atılan ısının miktarını belirleyen parametrelerden olan kondenser hava debisi, taşıt park halinde olduğu için arttırılamamaktadır. Bunun sonucu olarak kondenserden dışarı atılan ısı artmamakta, bu da evaporatörden çekilen ısının arttırılamaması sonucu ile karşımıza çıkmaktadır. Taşıtın hareket halinde olsaydı; kondenser üzerinden geçen hava debisi taşıt hızıyla artacağından kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı düşerek aşırı soğutma miktarı artacaktır. Böylelikle kondenser ve evaporatör kapasitesinde de artış olacaktır. Ayrıca buradaki evaporatör ve kondenser kapasitesindeki azalmayı, dış ortam sıcaklığının azalmasıda etkilemektedir.

Şekil 4.40'da evaporatör girişindeki hava hızının ve kompresör devrinin STK'na etkisi görülmektedir. Grafikten evaporatörden geçen havanın hızı arttıkça STK'nın arttığı görülmektedir. Bunun nedeni, artan soğutma yükü ile birlikte buharlaşma sıcaklığının yükselmesi ve sıkıştırma oranının düşmesi nedeniyle, kompresör gücündeki artışın, soğutma yükündeki artıştan daha düşük oranda olmasıdır.

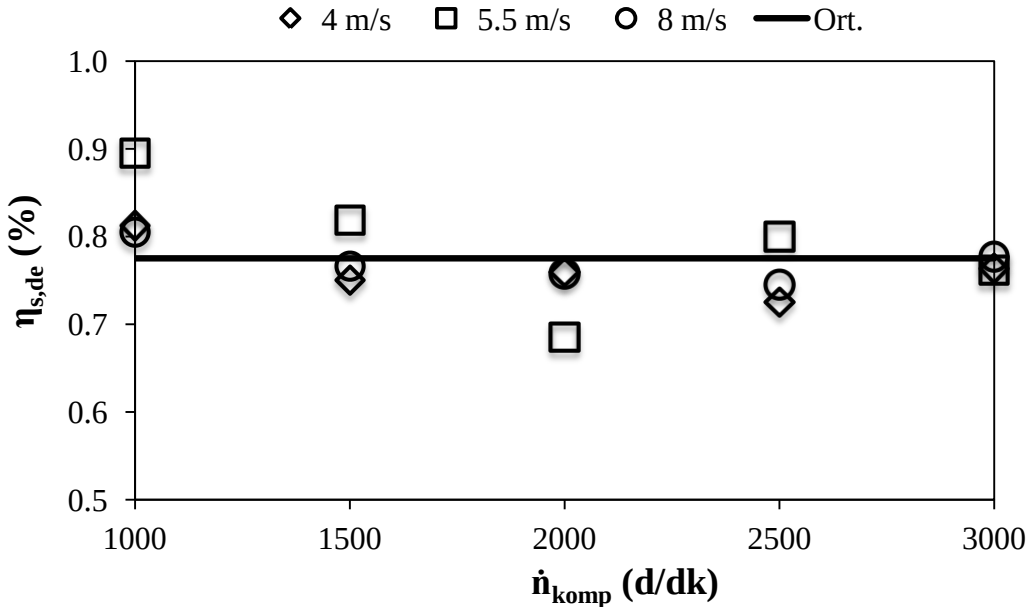
STK düşük devirlerde yüksek değerler almaktadır. Fakat artan kompresör devri ile STK azalmaktadır. Artan kompresör devri ile STK'nın azalması, evaporatör kapasitesindeki artış ile kompresör gücündeki artışın aynı olmadığını göstermektedir. Evaporatör kapasitesindeki artış, kopresör gücündeki artıştan az olduğu için STK'da düşmektedir.

Deney parametrelerine göre optimum çalışma noktası STK açısından en yüksek hava hızı ve en düşük kompresör devrinin olduğu durumdur. Fakat STK açısından hava hızları arasındaki fark, sistemin çalışma şartları göz önüne alınarak yüksek soğutma kapasitesinin istendiği durumlarda gözardı edilebilecek bir farktır. Çünkü 1000 d/dk kompresör devrinde hava hızı iki katına çıkarıldığında STK %12 artarken, evaporatör kapasitesi %43 artmaktadır.



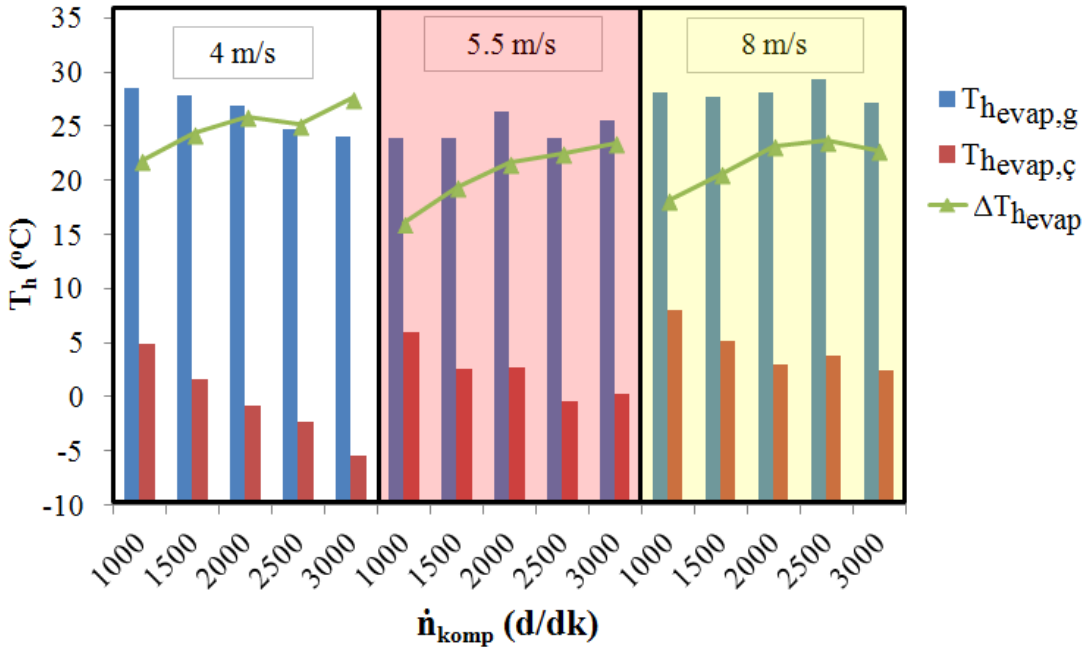
Şekil 4.40. STK'nın evaporatör giriş hava hızı ve kompresör devri ($\dot{n}_{komp}$) ile değişimi ($T_{dış}$=25.7- 31.2°C)

Şekil 4.41'de deneyler esnasında kompresörün izentropik verimindeki değişim görülmektedir. İzentropik verimin en yüksek değeri kompresör devrinin 1000 d/dk, evporatör hava hızının 5.5 m/s olduğu durumda 0.90 olarak, en düşük değeri ise yine aynı hava hızında 2000 d/dk kompresör hızında 0.69 olarak elde edilmiştir. Ortalama izentropik verim ise 0.77 olmaktadır.



Şekil 4.41. Kompresörün izentropik veriminin evaporatör giriş hava hızı ve kompresör devri ($\dot{n}_{komp}$) ile değişimi ($T_{dış}$=25.7- 31.2°C)

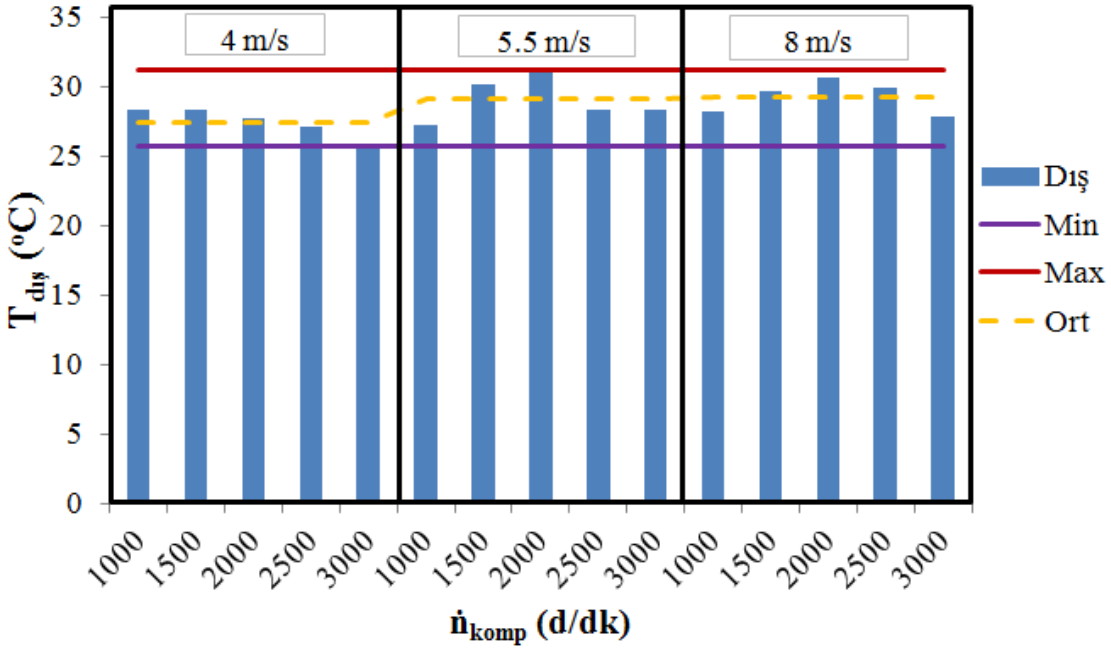
Ayrıca, evaporatör giriş ve çıkışındaki hava sıcaklığının kompresör devri ve evaporatör girişindeki hava hızına göre değişimi Şekil 4.42'de verilmiştir. Soğutulan havanın evaporatörden çıkış sıcaklığı hava hızı arttıkça yükselmekte, kompresör devri arttıkça azalmaktadır. Grafikten görüldüğü gibi taşıt içerisinden evaporatöre gönderilen havanın sıcaklığı dış ortam şartlarından etkilenmektedir. Dolayısıyla evaporatörde oluşan sıcaklık farkıda değişmektedir. Soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizinde verilen grafiklerdeki dalgalanmalar bu değişimlerden kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.42. Evaporatör giriş ve çıkışındaki hava sıcaklığının, evaporatör giriş hava hızı ve kompresör devri ile değişimi

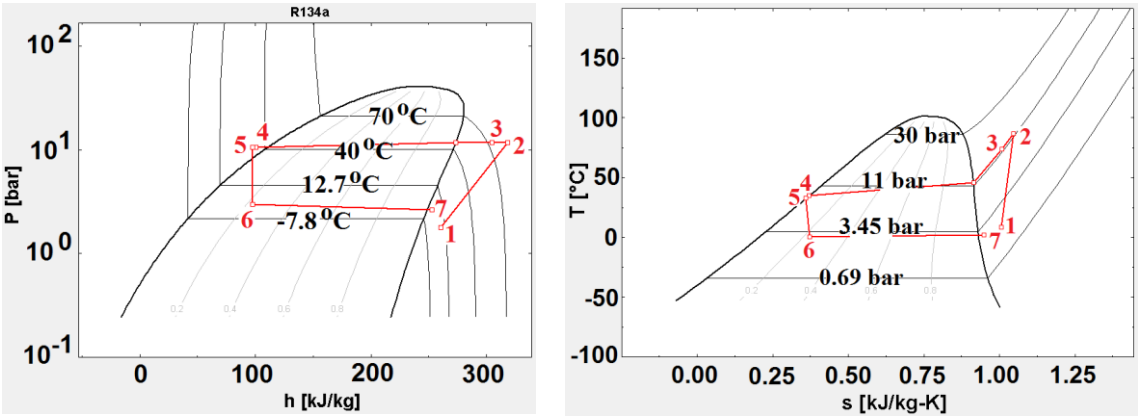
Şekil 4.43'de yapılan deneyler sırasındaki dış ortam sıcaklığının değişimleri verilmiştir. Deneyler esnasındaki dinamik çevre koşulları geçerli olduğu için ve deneyler gün içerisindeki farklı 30 dakikalık sürelerde yapıldığı için değişmektedir. Grafikten çevre sıcaklığının değişim aralığının deneyler süresince aldığı maksimum ve minimum değerleri sırasıyla 31.2°C ve 25.7°C olduğu ve evaporatör girişindeki hava hızının 4 m/s olduğu durumlarda yapılan deneylerde ortalama çevre sıcaklığının 27.5°C, 5.5 m/s olduğu durumlarda bu değerin 29.1°C ve 8 m/s olduğu durumlarda bu değerin 29.3°C olduğu görülmüştür. Çevre sıcaklığındaki değişim 2000 d/dk'dan daha yüksek kompresör hızının olduğu durumlarda evaporatörden geçen hava hızı artmasına rağmen, hava sıcaklığı düştüğü için kompresörden çekilen güçteki artış oranı azalmaktadır. Ayrıca grafikte evaporatör sıcaklık farkıda görülmektedir. Kompresör devri arttıkça

aynı hava hızında evaporatör sıcaklık farkıda artmaktadır. Aynı kompresör devrinde hava hızı arttıkça, sıcaklık farkının azaldığı da grafiklerden görülebilmektedir.

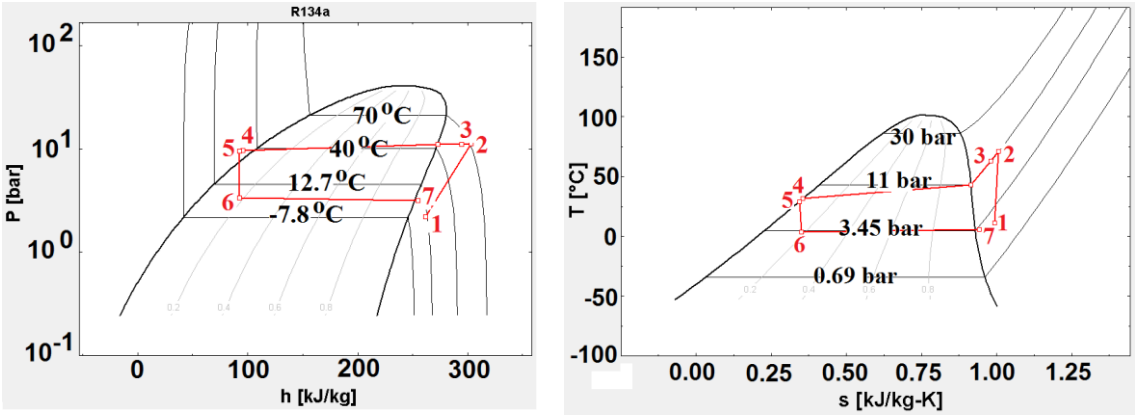


Şekil 4.43. Çevre sıcaklığının deney zamanındaki değişimi

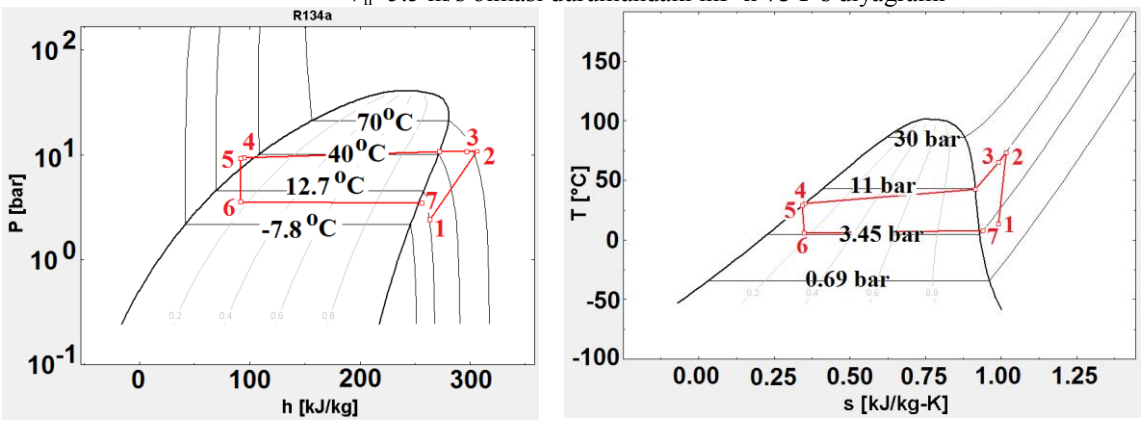
Şekil 4.44-46'da 1000 d/d kompresör devri için 4 m/s, 5.5 m/s ve 8 m/s hava hızlarında deney tesisatı üzerinden ölçülen basınç ve sıcaklık değerlerine göre çizilen lnP-h ve T-s diyagramları görülmektedir. Diyagramlar EES yazılımında deneysel veriler girilerek çizdirilmiştir. Diyagramda kondenserdeki ve evaporatördeki basınç kayıpları görülebilmektedir. 1-2 arası kompresör, 3-4 arası kondenser, 5-6 genleşme valfi 6-7 ise evaporatör giriş çıkışlarını ifade etmektedir. Aynı kompresör devrinde 3 değişik hava hızı için grafikler karşılaştırıldığında artan hava hızı ile birlikte kondenser giriş basıncının azaldığı, evaporatör basıncının ise arttığı görülmektedir. Bu durum STK katsayısının artması ile sonuçlanmaktadır. Bu artış 1000d/dk sabit kompresör devrinde hava hızı arttırıldığında daha net görülmektedir. Bunun sebebi, düşük kompresör devrinde soğutucu akışkanın evaporatör içinden geçme süresi daha fazla olduğu için, ısı transferi miktarının artmasından dolayıdır. T-s diyagramlarında ise artan hava debisiyle birlikte kondenser sıcaklığı azalırken, evaporatör sıcaklığında artış olduğu görülmektedir. LnP-h diyagramında evaporatör çıkışı (7) ile kompresör girişi (1) arasında ortalama 1 bar civarında bir basıncın düştüğü görülmektedir. Burada basınç düşümü, 2 nokta arasında kullanılan borunun uzun ve fazla kıvrımlardan oluşması ve basınç sensörünün kompresörün girişine yakın olmasından dolayı oluşmaktadır.



Şekil 4.44. Kompresör devrinin $\dot{n}_k$=1000 d/dk ve evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının V_h=4 m/s olması durumundaki lnP-h ve T-s diyagramı



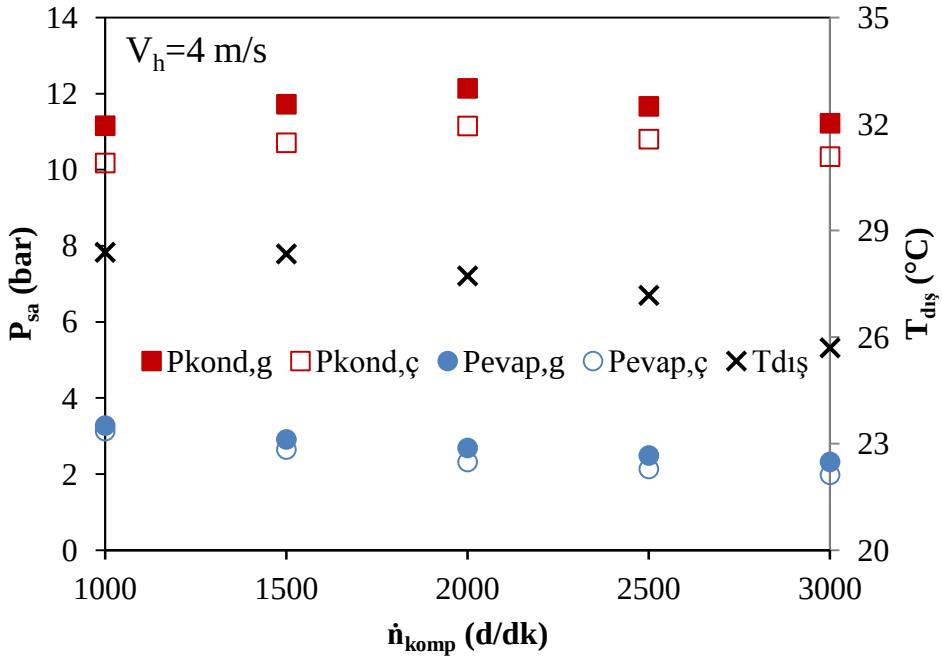
Şekil 4.45. Kompresör devrinin $\dot{n}_k$=1000 d/dk ve evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının V_h=5.5 m/s olması durumundaki lnP-h ve T-s diyagramı



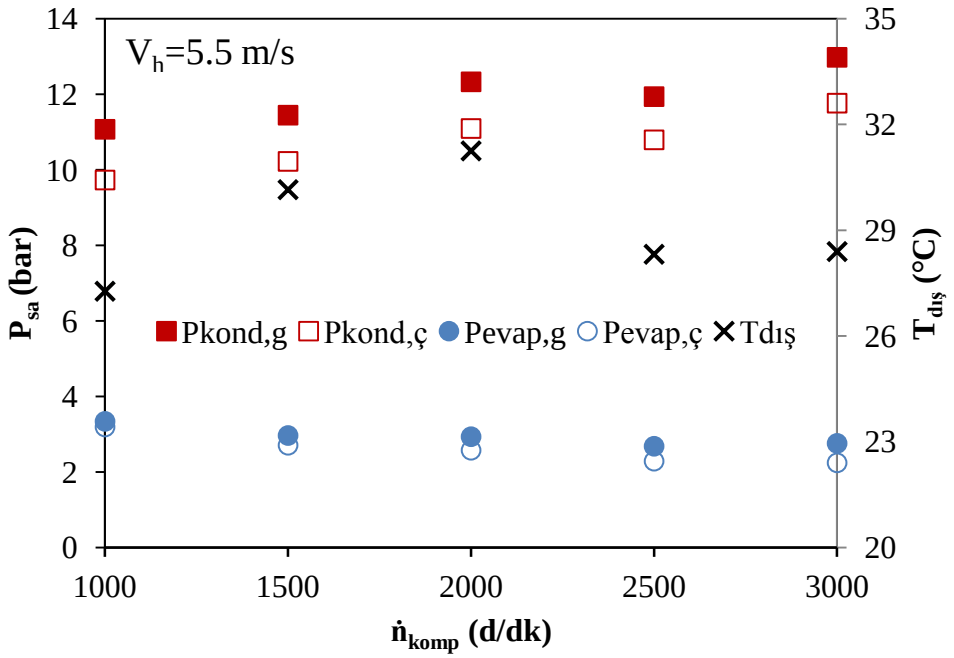
Şekil 4.46. Kompresör devrinin $\dot{n}_k$=1000 d/dk ve evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızının V_h=8 m/s olması durumundaki lnP-h ve T-s diyagramı

Bu grafikler özellikle aşırı ısıtma ve aşırı soğutma sıcaklıklarının görülebilmesi için çok önemlidir. Grafiklerde 1000 d/dk kompresör devrinde aşırı soğutma değerinin ortalama 7°C, aşırı ısıtma değerinin ise ortalama 3.5°C olduğu görülmektedir. Sistemde oluşan bu aşırı ısıtma ve soğutma değerlerinin oluşması istenen ve beklenen bir

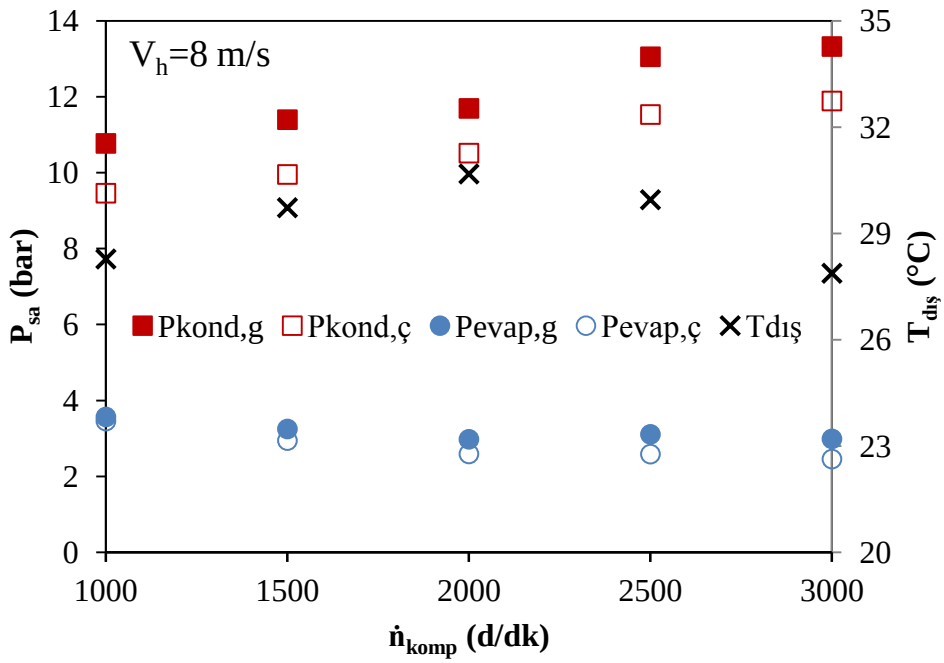
sonuçtur. Böylelikle soğutma kapasitesi artmaktadır. Ayrıca grafiklerden buharlaşma basınçları da okunabilmektedir. Soğutma sistemindeki, evaporatör ve kondenser giriş ve çıkışındaki basınç ve sıcaklık değerlerinin kompresör devri ile değişimi farklı hava hızları için sırasıyla Şekil 4.47 ile Şekil 4.52 grafikleriyle, değişen evaporatör girişindeki hava hızlarına göre ayrı ayrı verilmiştir. Grafiklerde deneyler esnasındaki çevre sıcaklığı değerleride bulunmaktadır.



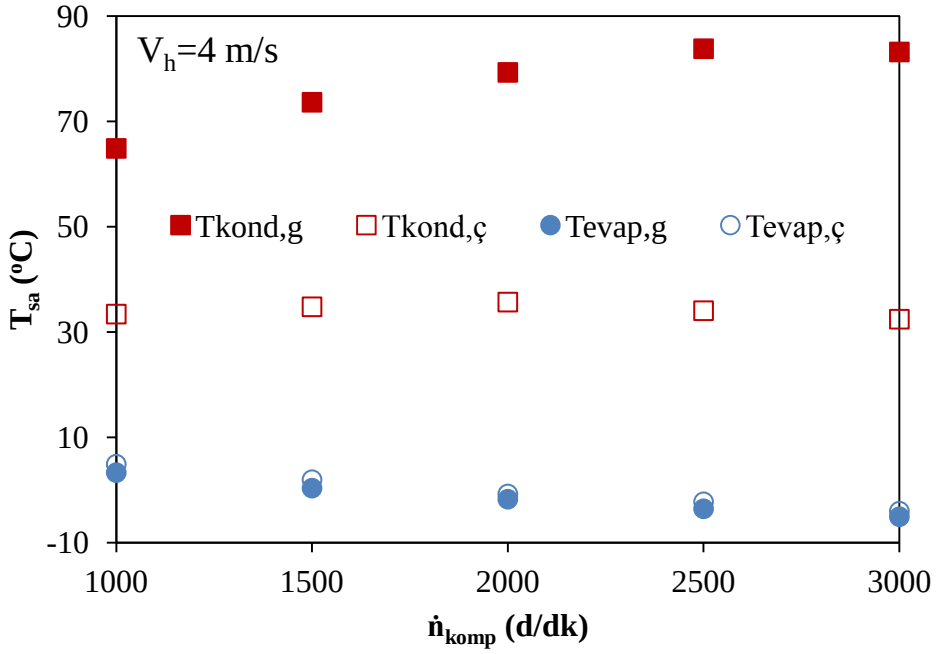
Şekil 4.47. Soğutma sistemindeki, evaporatör ve kondenserin giriş ve çıkışındaki basınç değerlerinin kompresör devri ile hava hızının V_h=4 m/s olması durumundaki değişimi



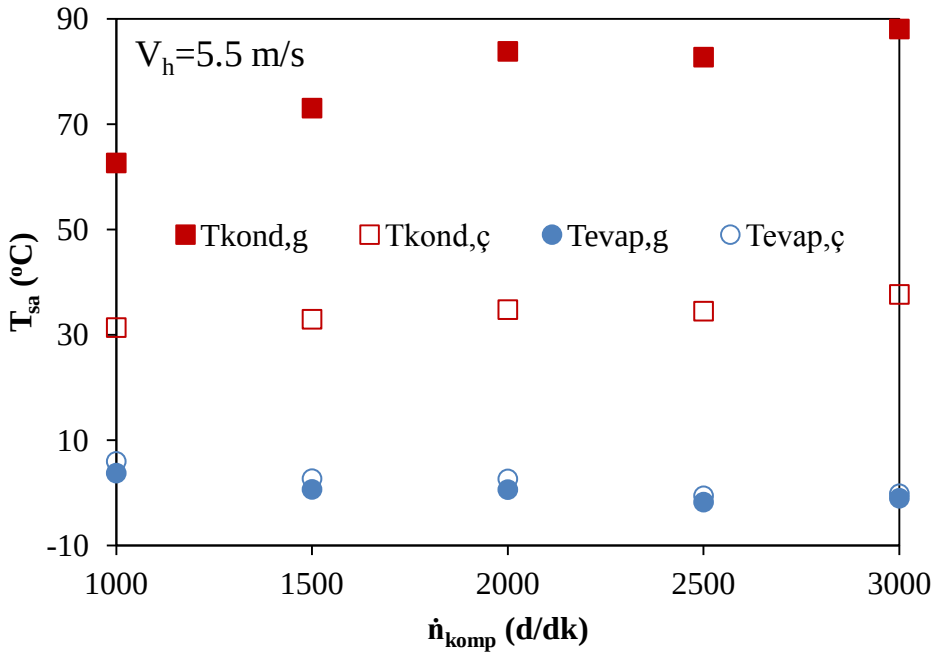
Şekil 4.48. Soğutma sistemindeki, evaporatör ve kondenserin giriş ve çıkışındaki basınç değerlerinin kompresör devri ile hava hızının V_h=5.5 m/s olması durumundaki değişimi



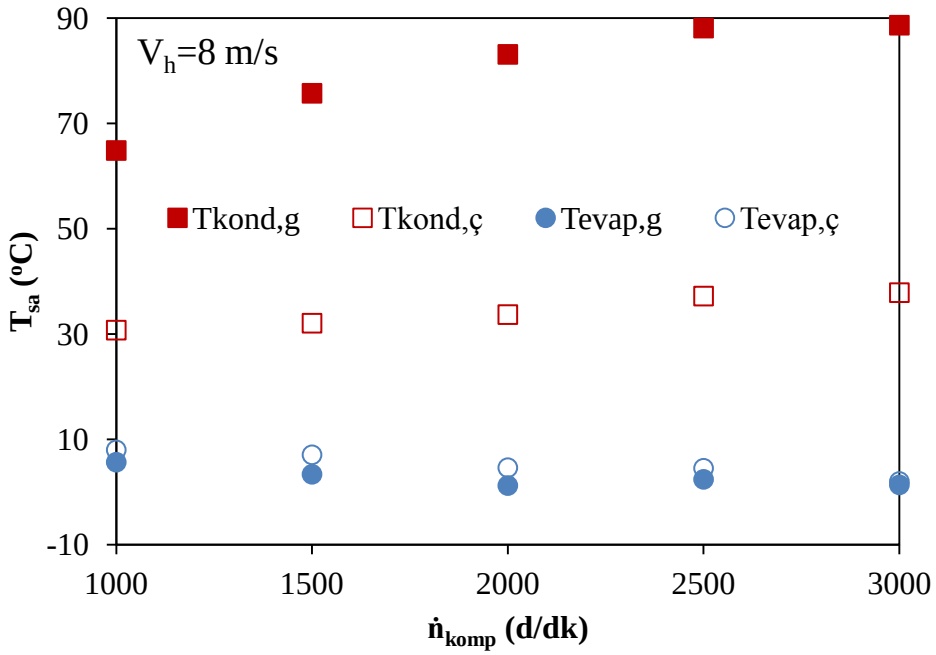
Şekil 4.49. Soğutma sistemindeki, evaporatör ve kondenserin giriş ve çıkışındaki basınç değerlerinin kompresör devri ile hava hızının V_h=8 m/s olması durumundaki değişimi



Şekil 4.50. Soğutma sistemindeki, evaporatör ve kondenserin giriş ve çıkışındaki sıcaklık değerlerinin kompresör devri ile hava hızının V_h=4 m/s olması durumundaki değişimi



Şekil 4.51. Soğutma sistemindeki, evaporatör ve kondenserin giriş ve çıkışındaki sıcaklık değerlerinin kompresör devri ile hava hızının V_h=5.5 m/s olması durumundaki değişimi



Şekil 4.52. Soğutma sistemindeki, evaporatör ve kondenserin giriş ve çıkışındaki sıcaklık değerlerinin kompresör devri ile hava hızının V_h=8 m/s olması durumundaki değişimi

Çizelge 4.8'de, şekil 4.47 ile 4.52 arasında verilen evaporatör ve kondenserin giriş çıkış basınçları ile çevre sıcaklığı değişimlerinin değerleri görülmektedir. Çizelgeden, dış ortam sıcaklığının deneyler esnasında 25.7°C ile 31.25°C aralığında değişimler gösterdiği görülmektedir. Ayrıca evaporatör çıkış sıcaklığının bütün hava

hızlarında devir arttıkça azaldığı en düşük değerini ise -4.02°C olarak 4 m/s evaporatör hava hızında ve 3000 d/dk kompresör devrinde aldığı görülmektedir. Aynı kompresör devrinde farklı hava hızları için evaporatör çıkış sıcaklığının arttığı gözlenmiştir. Bunu nedeni, evaporatör üzerinden hava hızlı olarak geçtiğinde havanın tam olarak soğukluğu alamamasından dolayıdır. Dış ortam sıcaklığı sistemin çalışmasını doğrudan etkilemektedir. Kompresör devrinin arttırılmasının sistem üzerine etkisini görebilmek için, dış ortam sıcaklığının aynı olduğu 4 m/s evaporatör hava hızı ve 1000-1500 d/dk sonuçlarından, kompresör devrinin arttırılmasıyla kondenserin giriş ve çıkışındaki basınç ve sıcaklık değerlerinin arttığı, evaporatör giriş ve çıkışındaki basınç ve sıcaklık değerlerinin azaldığı görülebilmektedir.

Çizelge 4.8. Soğutma sistemindeki, evaporatör ve kondenserin giriş ve çıkışındaki, basınç ve sıcaklık değerlerinin değişimi

V_h (m/s)	$\dot{n}_{komp}$ (d/dk)	$P_{kond,g}$ (bar)	$T_{kond,g}$ (°C)	$P_{kond,ç}$ (bar)	$T_{kond,ç}$ (°C)	$P_{evap,g}$ (bar)	$T_{evap,g}$ (°C)	$P_{evap,ç}$ (bar)	$T_{evap,ç}$ (°C)	$T_{dış}$ (°C)
4	1000	11.15	64.87	10.17	33.40	3.27	3.30	3.13	4.89	28.39
4	1500	11.72	73.64	10.70	34.79	2.91	0.35	2.64	1.95	28.34
4	2000	12.14	79.31	11.15	35.68	2.68	-1.76	2.31	-0.76	27.72
4	2500	11.66	83.81	10.80	34.05	2.49	-3.57	2.13	-2.25	27.17
4	3000	11.22	83.19	10.34	32.44	2.32	-5.08	1.98	-4.02	25.70
5.5	1000	11.07	62.63	9.73	31.37	3.34	3.73	3.19	5.95	27.27
5.5	1500	11.44	73.05	10.22	32.95	2.96	0.64	2.71	2.67	30.15
5.5	2000	12.33	83.83	11.09	34.78	2.93	0.60	2.58	2.63	31.25
5.5	2500	11.94	82.73	10.79	34.48	2.68	-1.78	2.29	-0.58	28.32
5.5	3000	12.98	88.08	11.76	37.67	2.76	-1.04	2.24	-0.19	28.39
8	1000	10.77	64.86	9.46	30.74	3.56	5.66	3.45	8.00	28.28
8	1500	11.39	75.73	9.95	32.06	3.25	3.36	2.94	7.06	29.72
8	2000	11.69	83.11	10.51	33.69	2.98	1.22	2.59	4.61	30.68
8	2500	13.05	88.11	11.53	37.21	3.10	2.40	2.58	4.50	29.95
8	3000	13.32	88.66	11.89	37.86	2.99	1.35	2.45	1.99	27.87

Çizelge 4.9'da deney sisteminin sonuçları tablo olarak görülmektedir. Çizelgeden STK'nın en yüksek değerinin 3.951 ile kompresör devrinin 1000 d/dk evaporatörden geçen hava hızının 5.5 m/s olduğu durumda elde edildiği görülebilmektedir. Ayrıca çizelgede STK_{el} değerleride görülebilmektedir. STK_{el} ile STK değerleri ve W_{komp} ile $W_{komp-el}$ arasındaki oran sistemin elektriksel ve mekaniksel verimlerinin toplamı olup η_{el-mek} olarak çizelgede verilmiştir. Deney sisteminin η_{el-mek} veriminin en yüksek değeri 0.588 olup kompresörden çekilen güç arttıkça η_{el-mek}

veriminde arttığı görülmektedir. Bunun sebebi sistemde kompresörü sürmek için kullanılan BLDC motorun 13 kW olmasından kaynaklanmaktadır. Bu artan W_{komp} ile veriminde iyileşmesinden anlaşılabilmektedir. Çünkü BLDC motorun teknik özellikleri kısmında verilen verim eğrisi incelendiğinde, yük oranının motorun verimini aşırı derece etkilediği görülmektedir. Bu nedenle elektrik motoru ile hareket verilen klima sistemlerinde, klima sisteminin kompresörünü süren elektrik motorunun kompresörden çekilen güce yakın olarak seçilmesi gerekmektedir.

Çizelge 4.9. Deneysel soğutma sisteminin elektriksel sonuçları

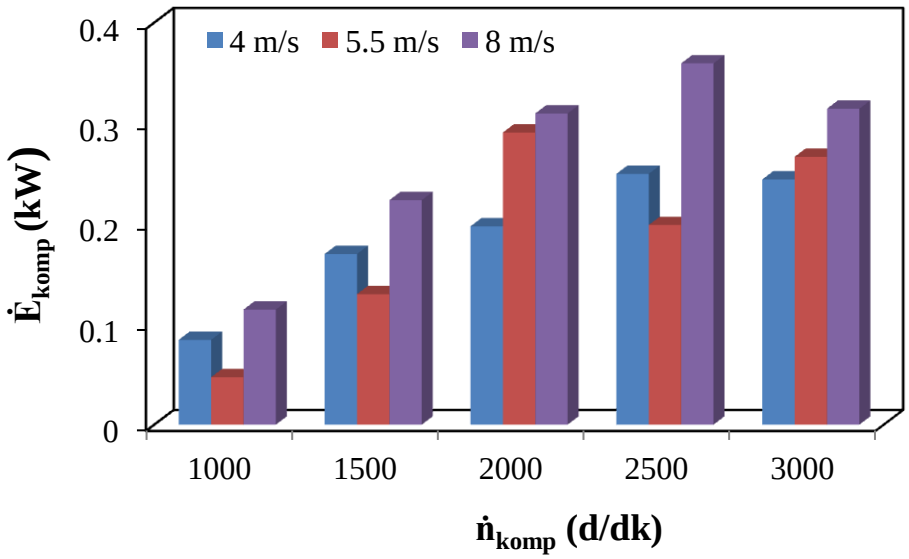
V_h (m/s)	$\dot{n}_{komp}$ (d/dk)	STK	STK_{el}	W_{komp} (kW)	$W_{komp-el}$ (kW)	η_{el-mek}	Q_{kond} (kW)	Q_{evap} (kW)	m_{sa} kg/s
4	1000	3.520	1.142	0.512	1.578	0.325	2.246	1.802	0.011
4	1500	2.696	1.022	0.796	2.099	0.379	2.812	2.146	0.014
4	2000	2.318	0.912	0.979	2.489	0.393	3.085	2.269	0.015
4	2500	2.121	0.863	1.101	2.705	0.407	3.254	2.334	0.015
4	3000	2.070	0.864	1.262	3.019	0.418	3.655	2.610	0.017
5.5	1000	3.951	1.284	0.512	1.574	0.325	2.461	2.021	0.012
5.5	1500	2.922	1.183	0.830	2.050	0.405	3.136	2.424	0.015
5.5	2000	2.421	1.039	1.085	2.528	0.429	3.574	2.626	0.017
5.5	2500	2.269	0.981	1.194	2.762	0.432	3.718	2.708	0.017
5.5	3000	2.042	0.853	1.365	3.268	0.418	3.922	2.786	0.018
8	1000	3.856	1.625	0.667	1.584	0.421	3.163	2.571	0.016
8	1500	2.979	1.513	1.114	2.193	0.508	4.276	3.317	0.020
8	2000	2.492	1.467	1.518	2.580	0.588	5.109	3.782	0.024
8	2500	2.207	1.214	1.703	3.098	0.550	5.189	3.758	0.024
8	3000	2.125	1.002	1.727	3.661	0.472	5.132	3.665	0.024

4.4.3. Soğutma sisteminin ekserji analizi

Bu bölümde evaporatör giriş hava hızının değişmesi ve kompresör devrinin değişmesi ile sistem elemanlarında oluşan ekserji yıkım değerleri ve ekserji verimleri grafikler halinde sunulmuştur.

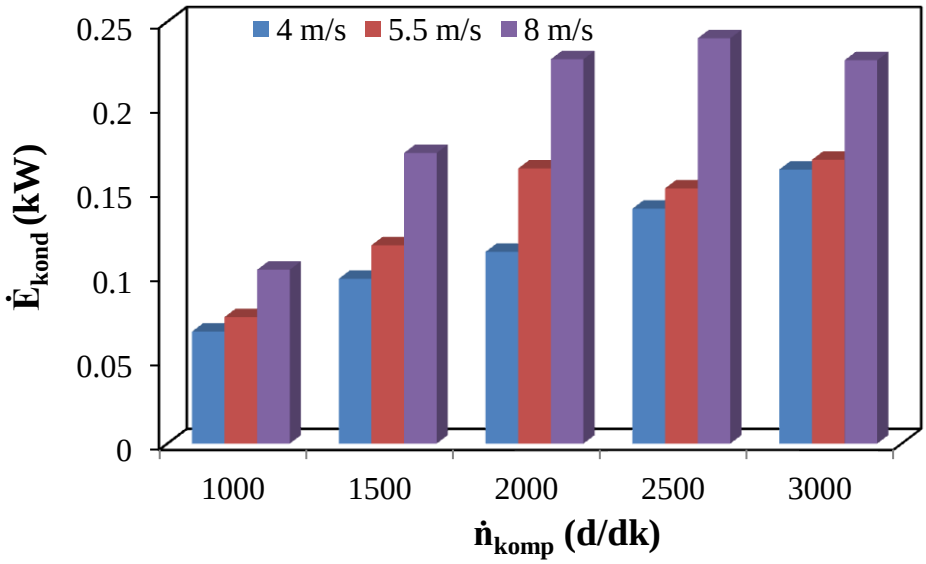
Evaporatör giriş hava hızının değişen durumları için kompresörde meydana gelen ekserji yıkımının kompresör devrine bağlı değişimi Şekil 4.53'de verilmiştir. 1000 d/dk kompresör devrinde ekserji yıkımı en düşük değerini almakta, kompresör devri arttıkça ekserji yıkım değerleri bütün evaporatör hava hızlarında artmaktadır. Grafikten 5.5 m/s hava hızında 2000 d/dk'da ekserji yıkımının en yüksek değerine ulaştığı görülmektedir. Bu kompresör devrinde ekserji yıkımının yüksek çıkmasının sebebi dış hava

sıcaklığının deney esnasında diğer deneylere göre yüksek olmasıdır. Dış hava sıcaklığı yüksek olduğu için kompresöre giren soğutucu akışkan basıncı azalmakta bu da kondenser basıncının ve ekserji yıkımının artmasına sebep olmaktadır. Aynı durum 8 m/s hava hızında ve 2500 d/dk kompresör devri durumunda da görülmektedir. Kompresör devrine bağlı olarak ekserji yıkımının doğru orantılı olarak artması beklenirken ekserji yıkımının çalkantılı bir seyir izlemesinin nedeni dış ortam hava sıcaklığındaki değişimden dolayı giriş ve çıkıştaki entropi değerlerinin değişmesidir.



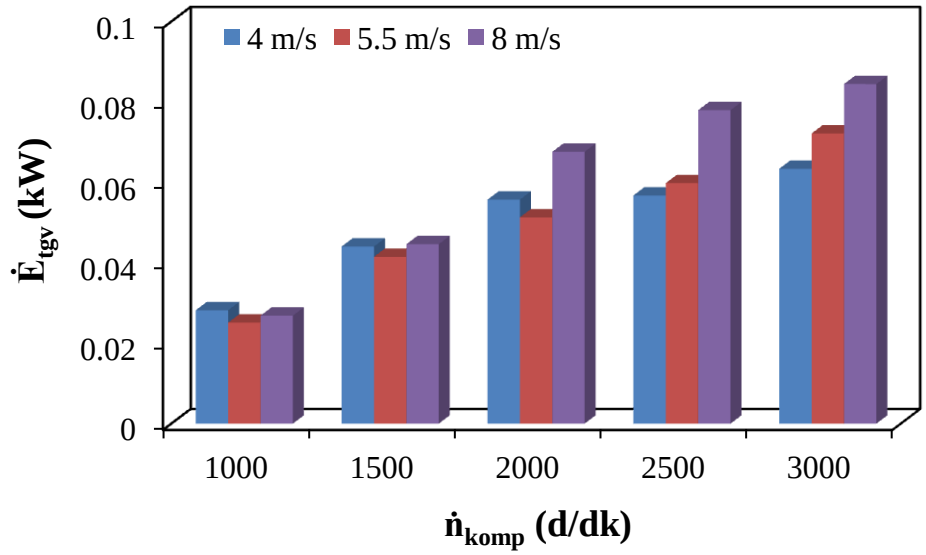
Şekil 4.53. Evaporatör girişindeki hava hızının kompresördeki ekserji yıkımına olan etkisinin kompresör devrine ($\dot{n}_{komp}$) göre değişimi

Şekil 4.54'de kondenserin ekserji yıkım değerleri verilmiştir. Kondenserde yıkıma uğrayan ekserji, kompresör devri arttıkça artmaktadır. Kompresör devrinin artmasıyla, soğutucu akışkan sıcaklığı ve çevre havası arasındaki sıcaklık farkı büyümekte, bu durum yıkıma uğrayan ekserjiyi arttırmaktadır. Aynı zamanda kondensere giren hava sıcaklığının artması ile kondenserde yok edilen ekserjinin arttığı bilinmektedir. Hava hızı 8 m/s arttırıldığında ekserji değerinin düşmesi hava sıcaklığının bu deneyler esnasında düşük olmasından dolayıdır.



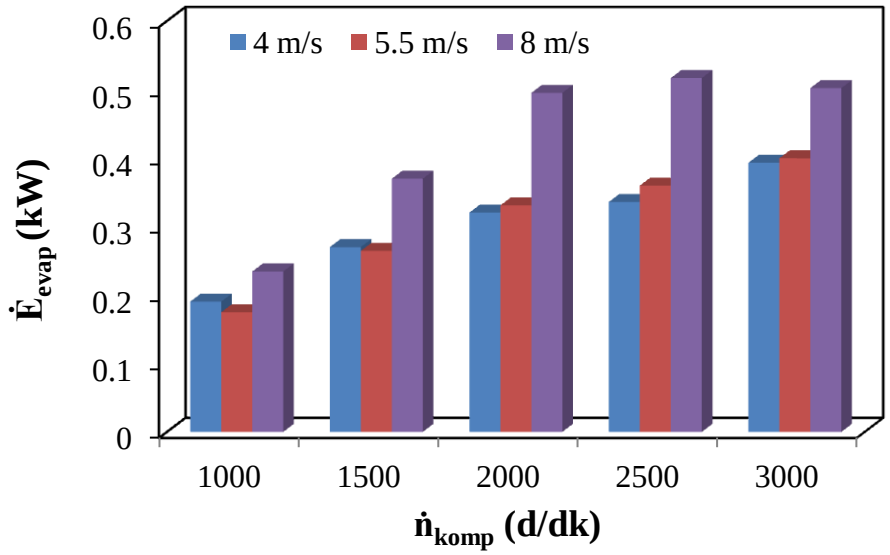
Şekil 4.54. Evaporatör girişindeki hava hızının kondenserdeki ekserji yıkımına (Ė) olan etkisinin kompresör devrine ($\dot{n}_{komp}$) göre değişimi

Genleşme valfinin ekserji yıkım değerlerinin değişen hava hızı ve kompresör devirleri için değişimi Şekil 4.55'de verilmiştir. Genleşme valfinde, kompresör devri arttıkça ekserji yıkım değerinin arttığı görülmektedir. Bu artışın nedeni, genleşme valfinin giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkının artmasıdır. Diğer bir neden ise, artan kompresör devri ile soğutucu akışkan debisinin artması ve genleşme valfinin dar kesitinden geçen soğutucu akışkanın maruz kaldığı enerji kaybının artmasıdır. Enerji kaybının artması sonucunda genleşme valfindeki ekserji yıkım değeri de artmaktadır.



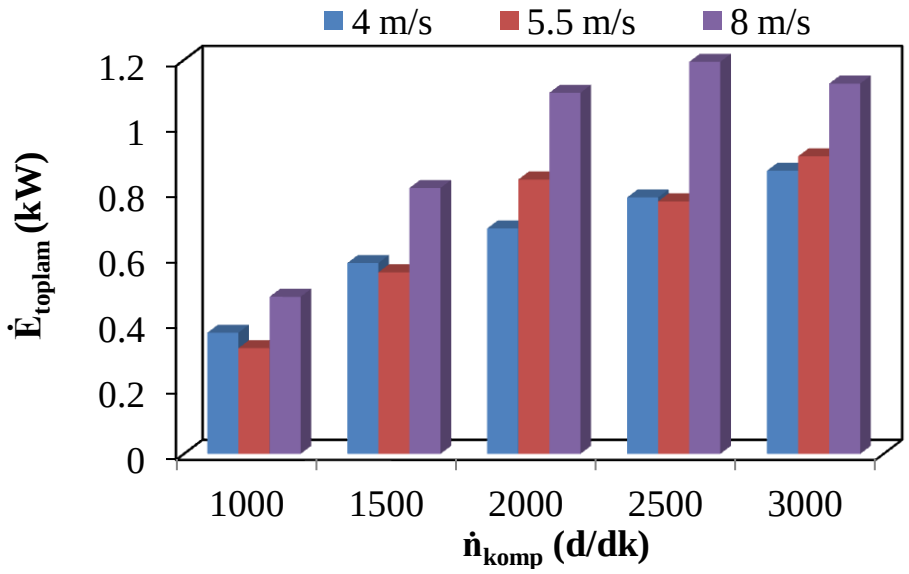
Şekil 4.55. Evaporatör girişindeki hava hızının genleşme valfindeki ekserji yıkımına (Ė) olan etkisinin kompresör devrine ($\dot{n}_{komp}$) göre değişimi

Şekil 4.56'da evaporatörde meydana gelen ekserji yıkımının değişimi görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile evaporatörde yıkıma uğrayan ekserjide artmaktadır. Evaporatörden geçen soğutucu akışkan sıcaklığı ile evaporatöre giren havanın sıcaklığı arasındaki fark arttıkça ekserji yıkım değeri artmaktadır. Kondensere giren hava sıcaklığı arttığında ise, evaporatörde yok edilen ekserji azalmaktadır. Kondensere giren hava sıcaklığının artması, kondenser basıncını arttırmaktadır. Kondenser basıncını artması, evaporatör basıncını arttırmakta ve buna bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının yükselmesine sebep olmaktadır. Buharlaşma sıcaklığının yükselmesi ile soğutucu akışkanın sıcaklığı yükselmekte ve hava ile soğutucu akışkan sıcaklığı arasındaki fark azalmaktadır. Bunun sonucu olarak da evaporatörde yok edilen ekserji değeri azalmaktadır. Grafiklerde artan kompresör devri ile ekserji yıkım değerlerinde oluşan bir miktar azalmalar dış hava sıcaklığının artmasından dolayıdır.



Şekil 4.56. Evaporatör girişindeki hava hızının, evaporatördeki ekserji yıkımına (Ė) olan etkisinin kompresör devrine ($\dot{n}_{komp}$) göre değişimi

Şekil 4.57'de soğutma sisteminde meydana gelen toplam ekserji yıkım değerleri görülmektedir. Evaporatör giriş yüzeyindeki hava hızı ve kompresör devri arttıkça sistemdeki tersinmezliklerin artmasından dolayı ekserji yıkım değerlerinin arttığı görülmüştür. Düşük kompresör devirlerinde toplam ekserji yıkım değeri az, yüksek kompresör devirlerinde ise fazladır.

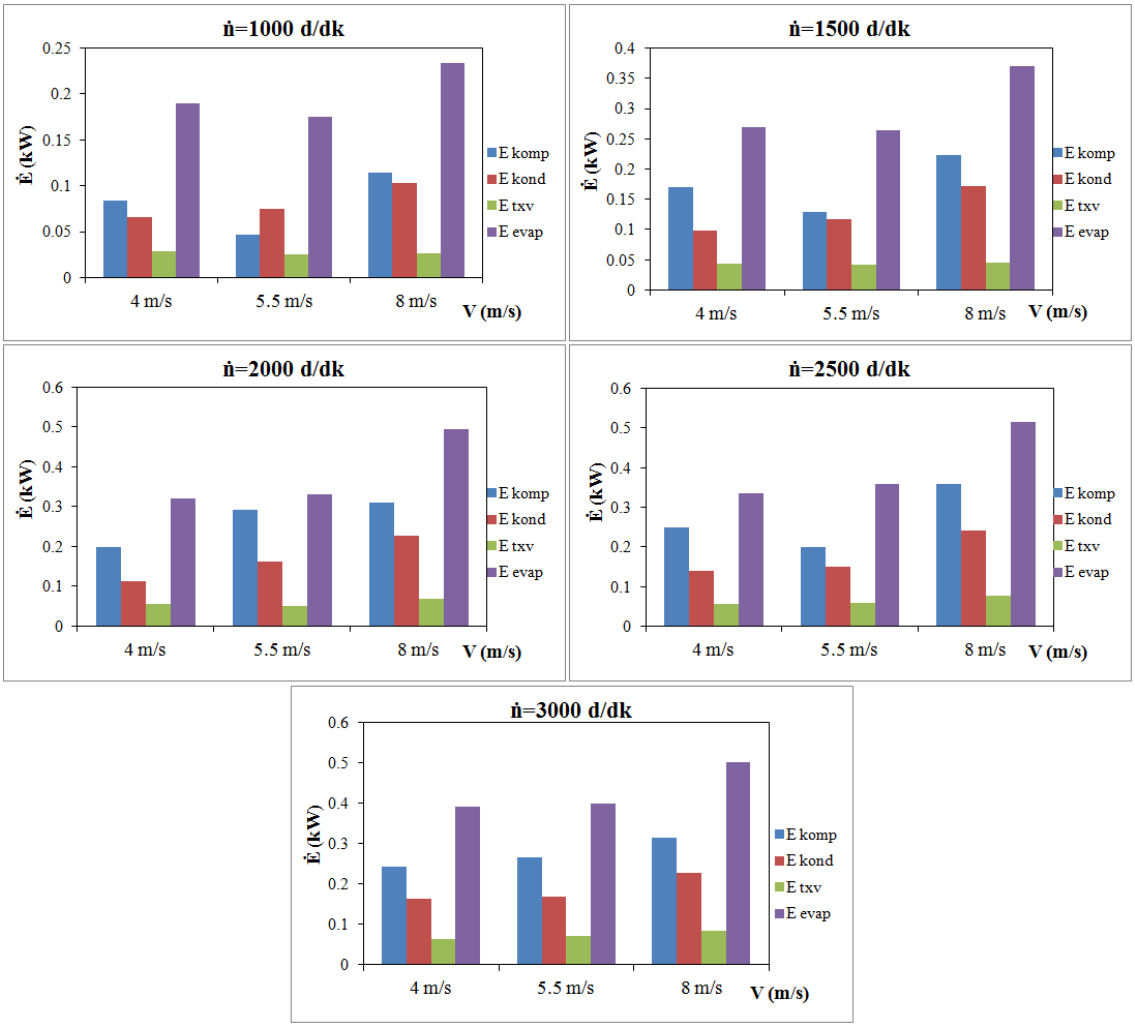


Şekil 4.57. Evaporatör girişindeki hava hızının toplam ekserji yıkımına (Ė) olan etkisinin kompresör devrine ($\dot{n}_{komp}$) göre değişimi

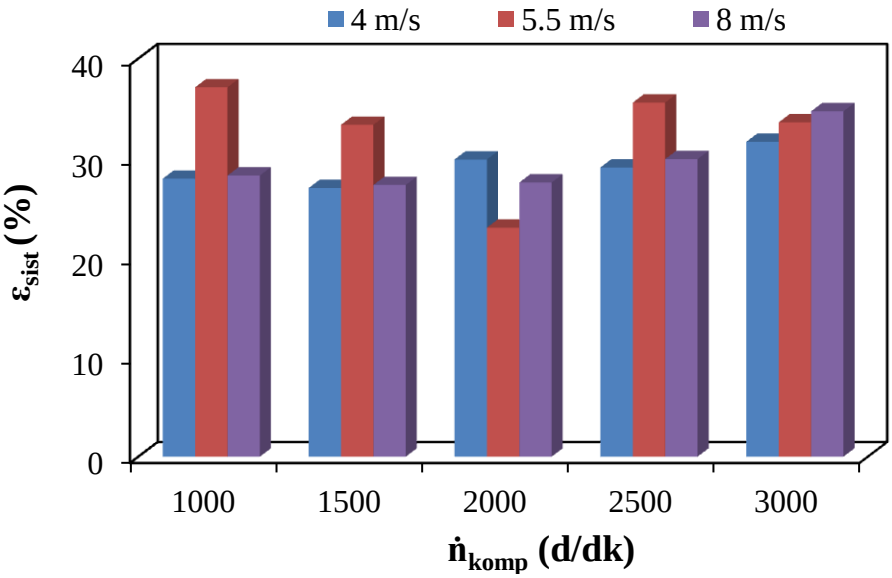
Soğutma sisteminin dört elemanında da (kompresör, kondenser, genleşme valfi ve evaporatör) ekserji yıkım değeri kompresör hızı arttıkça artmaktadır. Bunun nedeni, kompresör hızı arttıkça soğutucu akışkan debisi ve kondenser basıncının artması, evaporatör basıncının ise bir miktar düşmesidir. Evaporatör ve kondenser arasındaki basınç farkının artması ile bu elemanlardaki ekserji yıkım değerini arttırmaktadır. Ayrıca, kondenserdeki soğutucu akışkan sıcaklığı ile çevre hava sıcaklığı arasındaki fark arttıkça da ekserji yıkım değeri artmaktadır. Benzer durum evaporatör içinde geçerlidir.

Şekil 4.58'de sistem elemanlarında meydana gelen ekserji yıkım değerleri değişen kompresör devri ve hava hızları için ayrı ayrı gösterilmiştir. Bütün devirlerde ve hava hızlarında evaporatörde oluşan ekserji yıkım değerinin en yüksek olduğu görülmektedir. Ekserji yıkımının artış oranının ise kompresörde %86, kondenserde %72, genleşme valfinde %70 ve evaporatörde ise %66 olduğu tespit edilmiştir.

Soğutma sisteminin ekserji verimi değişen hava hızları ve kompresör devirleri için Şekil 4.59'da verilmiştir. Soğutma sisteminin ekserji veriminin 4 m/s hava hızında ortalama %29, 5.5 m/s hava hızında %32.5 ve 8 m/s hava hızında ise %29.5 olduğu görülmektedir. Sistemin ekserji verimi açısından en yüksek değeri 5.5 m/s hava hızında ve 1000 d/dk kompresör devrinde çalışırken ise %37 olarak elde edilmiştir.

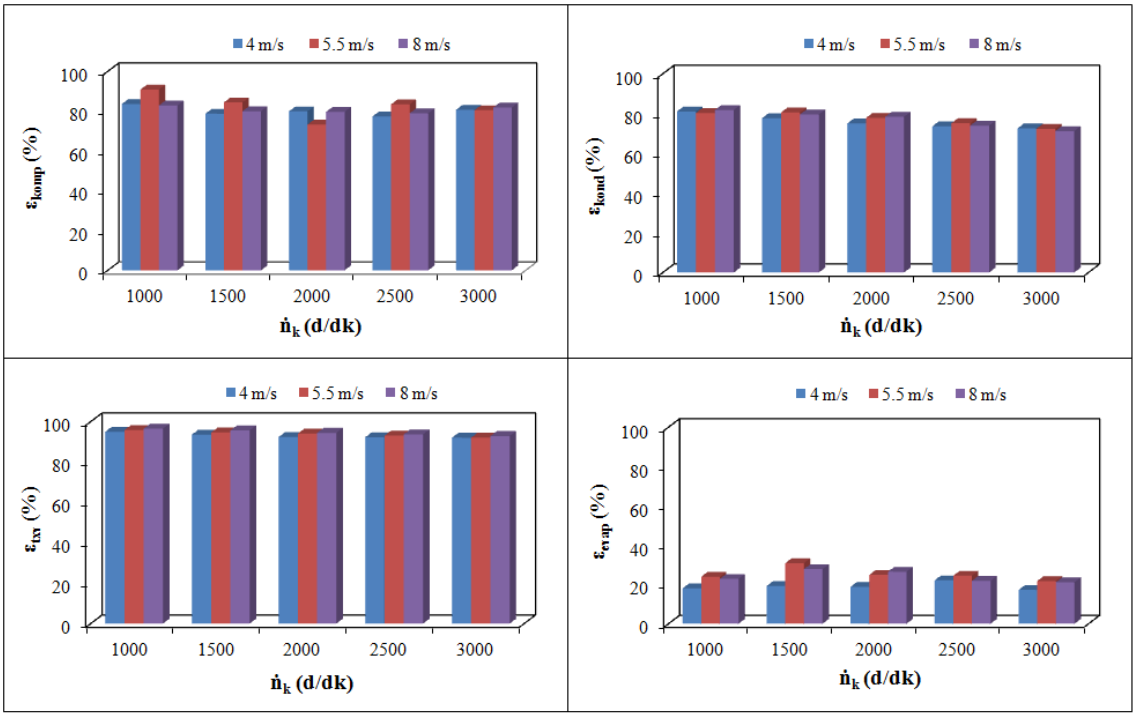


Şekil 4.58. Farklı devirlerde ve evaporatör girişindeki hava hızının değişmesi durumunda taşıt klimasında meydana gelen ekserji yıkım değerinin değişimi



Şekil 4.59. Farklı devirlerde ve evaporatör girişindeki hava hızının değişmesi durumunda soğutma sistemi ekserji veriminin değişimi

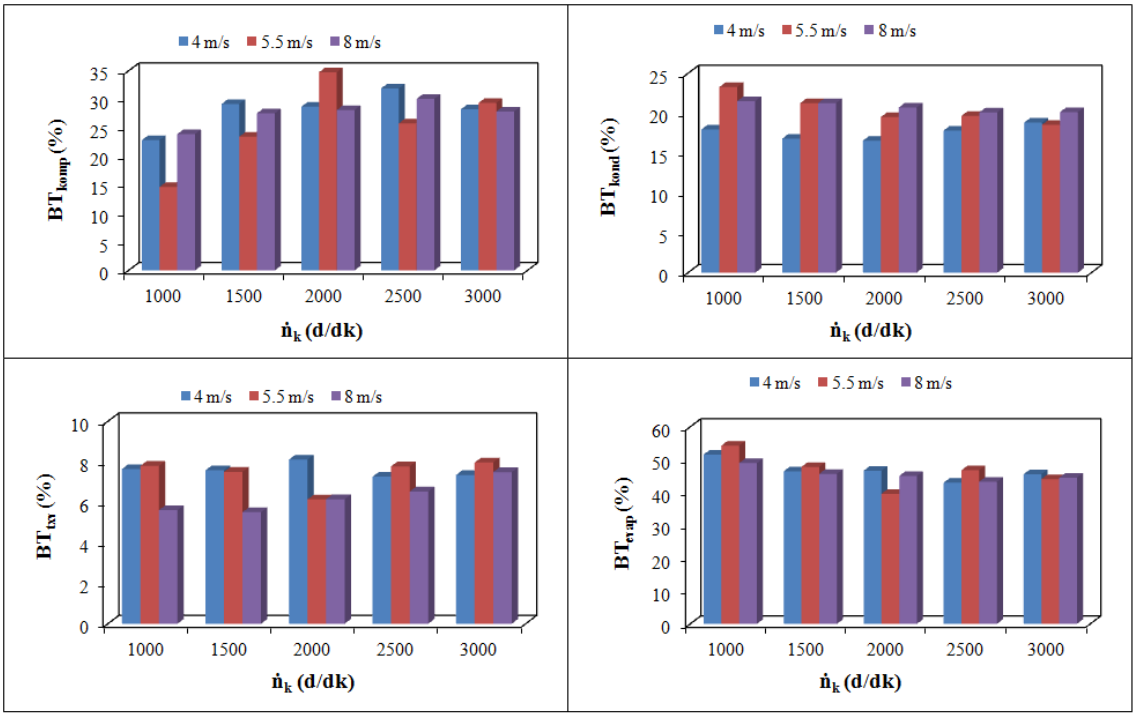
Şekil 4.60, farklı kompresör devirlerinde ve değişen evaporatör giriş hava hızlarında soğutma sistemi elemanlarının ekserji verimlerindeki değişimi göstermektedir. Grafiklerden en yüksek ekserji verimine sahip soğutma sistemi elemanının genleşme valfi olduğu ve değerinin ortalama %95 olduğu görülmektedir. Soğutma sisteminde kompresörün ekserji verimi ise artan kompresör devri ile bir miktar azaldığı ve ortalama değerinin %81 olduğu hesaplanmıştır. En düşük ekserji verimi olan sistem elemanı evaporatör olarak görülmektedir. Evaporatördeki bu ekserji veriminin çok düşük çıkmasının nedeni, ekserji verimi ifadesindeki ısı ekserjisi değerinin düşük olmasıdır. Isı ekserjisi hesabında, çevre sıcaklığı ve soğuk ortam sıcaklığı değerleri kullanılmaktadır. Bu iki sıcaklık değeri arasındaki fark küçük olduğu için Eş.(3.54) deki ifadeye göre evaporatörün ekserji verimi düşük çıkmıştır. Evaporatörün ortalama ekserji verimi değeri ise %23 olarak hesaplanmıştır. Evaporatörde 5.5 m/s hava hızında ekserji verim değerlerinin nispeten daha yüksek çıkmasının sebebi, evaporatör giriş sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasındaki farkın diğer durumlara göre daha yüksek olmasıdır.



Şekil 4.60. Farklı devirlerde ve evaporatör girişindeki hava hızının değişmesi durumunda soğutma sistemi elemanlarının ekserji verimlerinin değişimi

Şekil 4.61'de soğutma sistemi elemanlarında oluşan bağıl tersinmezlik miktarlarının değişimi kompresör devri ve hava hızına bağlı olarak verilmiştir. Bağıl tersinmezlik miktarının en fazla olduğu sistem elemanı evaporatördür. Grafikten evaporatörün tasarımının iyileştirilerek soğutma sisteminin performansının arttırılabileceği anlaşılmaktadır. Kompresör, kondenser, genleşme valfi ve

evaporatördeki bağıl tersinmezlik miktarları sırasıyla yaklaşık %27.1, %19.5, %7.1 ve %46.2 olduğu tespit edilmiştir.



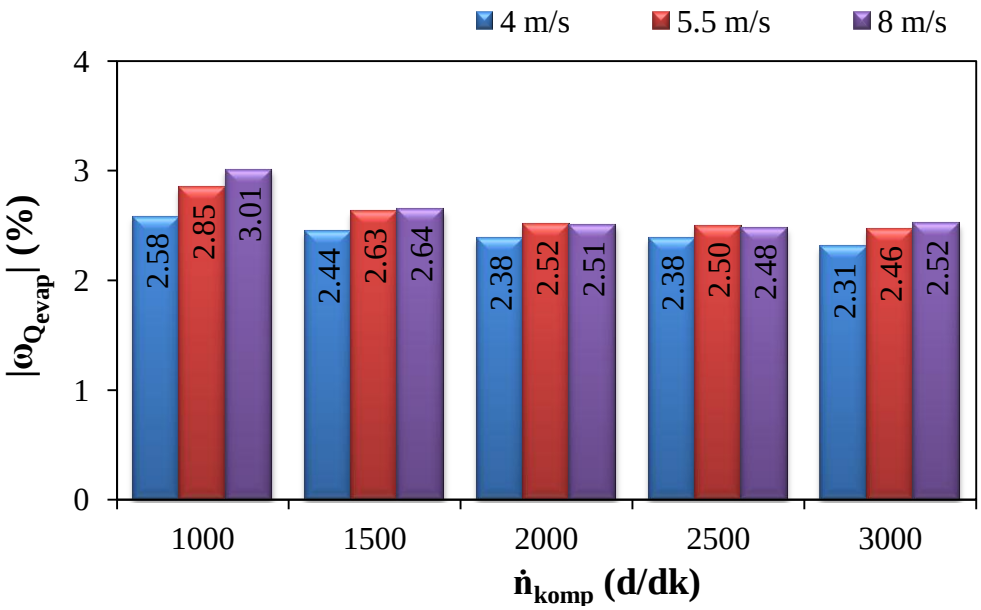
Şekil 4.61. Farklı devirlerde ve evaporatör girişindeki hava hızının değişmesi durumunda soğutma sistemi elemanlarının bağıl tersinmezliklerindeki değişimi

4.4.4. Belirsizlik analizi

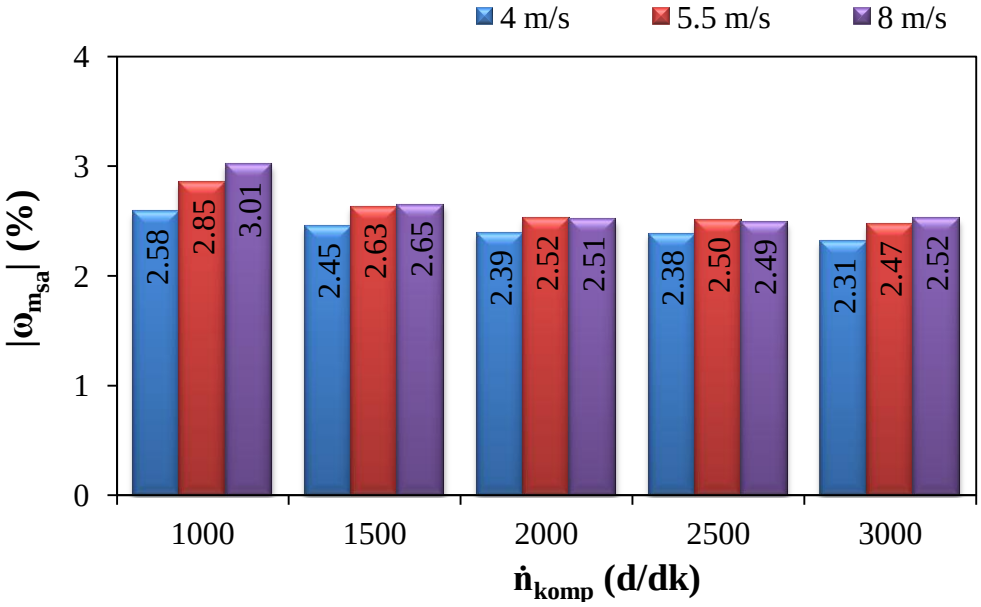
Çizelge 4.10'da deney düzeneğinde kullanılan ve belirsizlik hesabında gerekli olan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri verilmiştir. Şekil 4.62-4.65 arasında $\dot{Q}_{evap}$, , $\dot{m}_{sa}$, $\dot{W}_{komp}$ ve STK'nın deneysel değerlerinin hesaplanmasındaki belirsizliğin kompresör devrine ($\dot{n}_{komp}$) göre değişimi verilmiştir. STK'nın en büyük belirsizliği 1000 d/dk kompresör devrinde ve 8 m/s hava hızında ±% 4.29, en küçük değeri ise 3000 d/dk kompresör devrinde ve 4 m/s hava hızında ±% 3.28 olarak hesaplanmıştır. Belirsizlik değerlerinin kompresör devri arttıkça azaldığı, evaporatör hava hızı arttıkça ise arttığı görülmektedir. Tüm grafiklerde belirsizlik değeri % 5'in altında olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.10. Deney sisteminde kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri

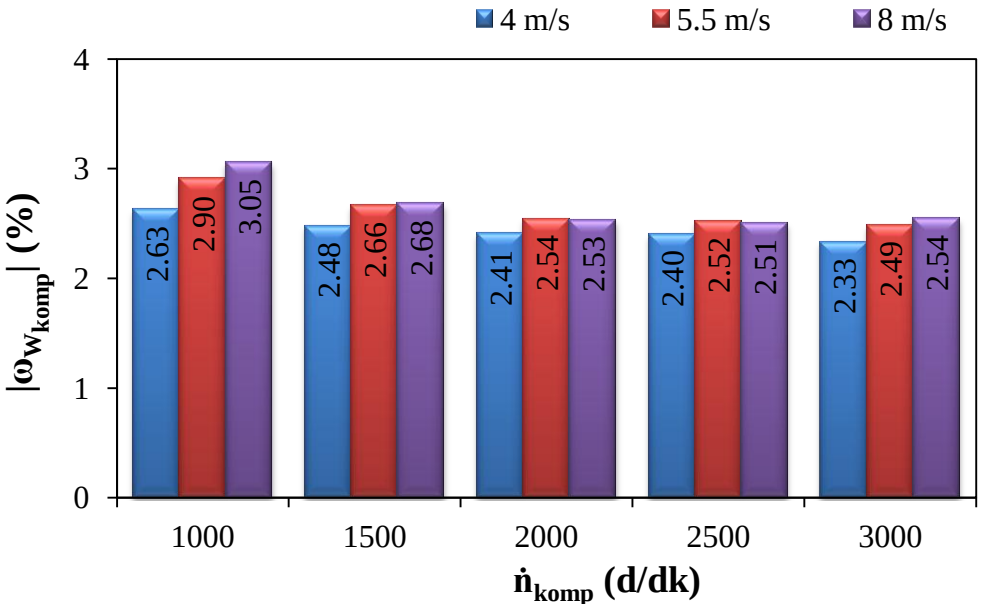
Ölçülen Değişken	Ölçüm Cihazı	Ölçüm Aralığı	Doğruluk
Sıcaklık (Hava)	K tipi Termoeleman	-200 / +1200 °C	0.3 °C
Sıcaklık (Soğutucu Akışkan)	PT 100	-50 / +100 °C	0.15 °C
Basınç	Kavlico PTE 5000 basınç sensörü	0-40 bar	%0.5
Kompresör Devri	Fotoelektrik takometre	10/100000 d/d	%2
Hava Hızı, Sıcaklık, Nem	Delta-Ohm HD29V371TC1.2	0-20 m/s -10/60 °C 0/100 %RH	(V +%2) m/s ±0.3 °C ±2.5%RH



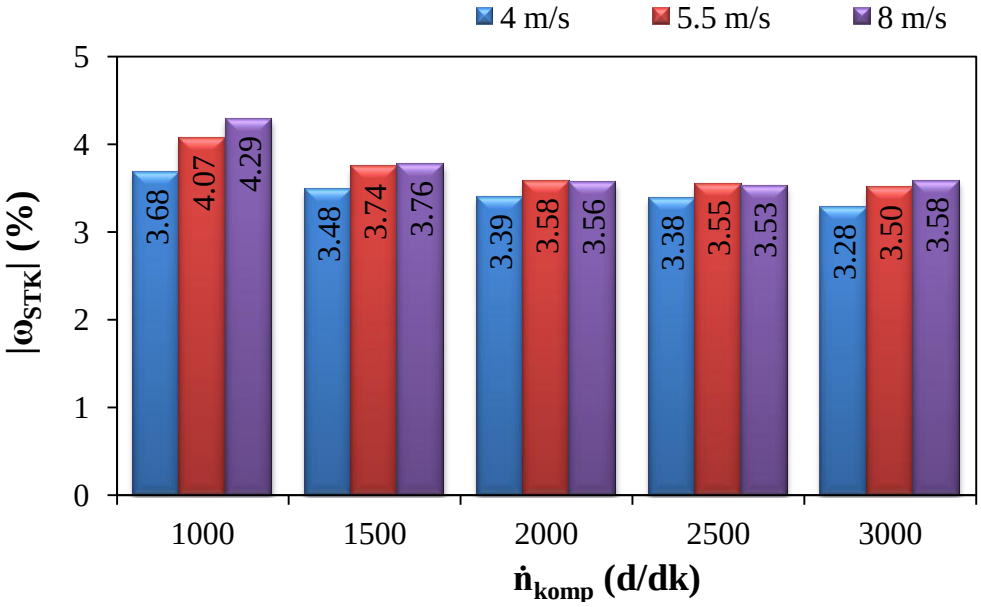
Şekil 4.62. Farklı devirlerde ve evaporatör girişindeki hava hızının değişmesi durumunda Q_{evap} deneysel değerinin hesaplanmasındaki belirsizliğin kompresör devrine ($\dot{n}_{komp}$) göre değişimi



Şekil 4.63. Farklı devirlerde ve evaporatör girişindeki hava hızının değişmesi durumunda m_{sa} deneysel değerinin hesaplanmasındaki belirsizliğin kompresör devrine ($\dot{n}_{komp}$) göre değişimi



Şekil 4.64. Farklı devirlerde ve evaporatör girişindeki hava hızının değişmesi durumunda W_{komp} deneysel değerinin hesaplanmasındaki belirsizliğin kompresör devrine ($\dot{n}_{komp}$) göre değişimi



Şekil 4.65. Farklı devirlerde ve evaporatör girişindeki hava hızının değişmesi durumunda STK deneysel değerinin hesaplanmasındaki belirsizliğin kompresör devrine ($\dot{n}_{komp}$) göre değişimi

4.4.5. PV sistemi analizi

PV destekli taşıt kliması deney düzeneğinde soğutma sistemi haricinde tezin kapsamında taşıt üzerine PV sistemi kurulmuştur. PV sistemi, 4 adet 190 W'lık ve 2 adet 170 W'lık PV panellerden, 4 adet 200 Ah'lik akü, ve 48 V'luk akü şarj kontrol ünitesinden oluşmaktadır. PV sisteminden üretilen enerji akülerde depolanmış ve

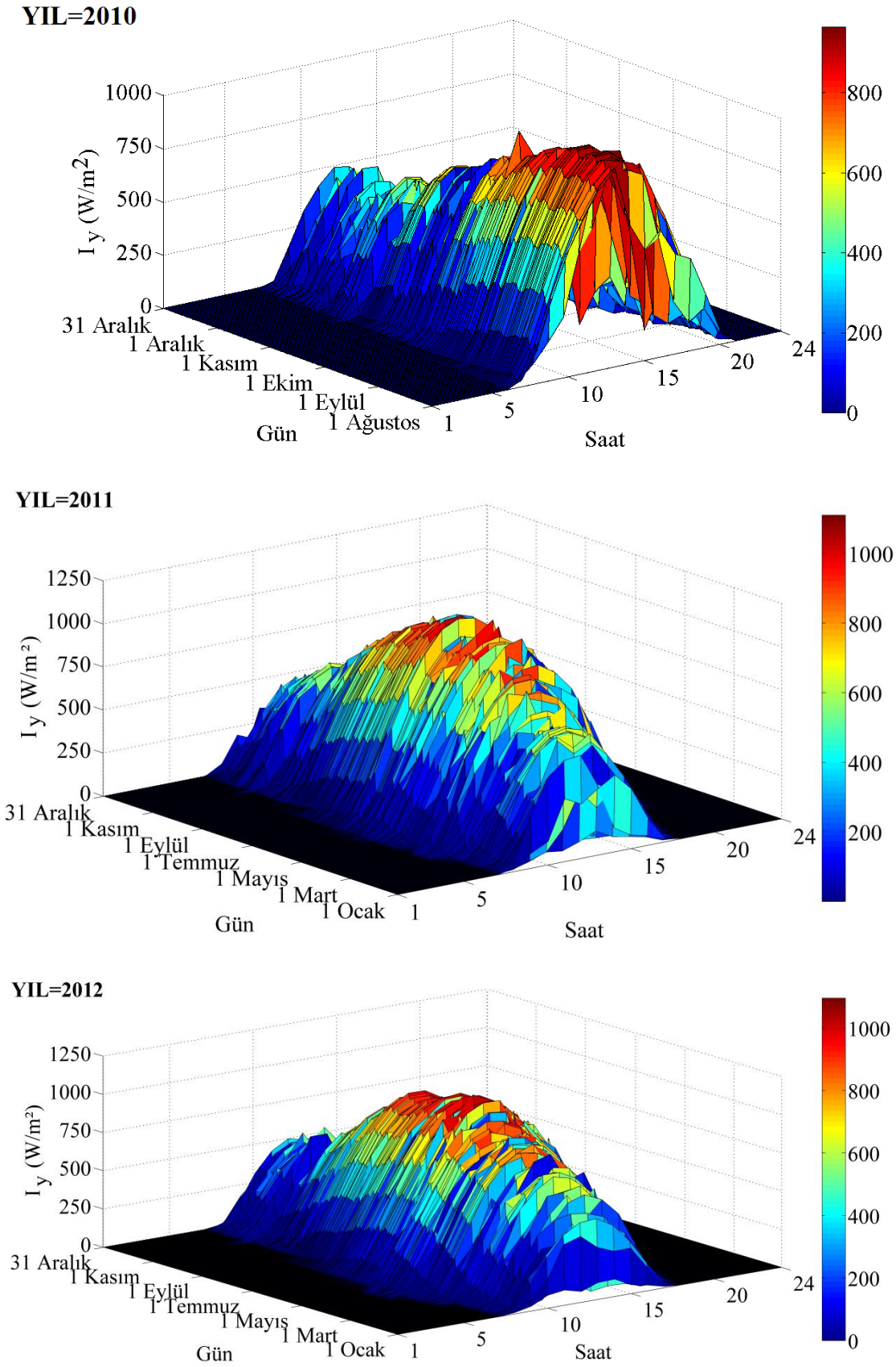
deneyler esnasında kullanılmıştır. Bu kısımda PV sisteminin analizi, deney yapılan ağustos 2012 için sunulmuştur. Ayrıca Teknik Eğitim Fakültesi çatısına kurulmuş olan piranometreden elde edilen 1 Ağustos 2010 ile 31 Aralık 2012 tarihleri arasındaki güneş ışınımı ve sıcaklık verilerinin değişimleri de bu bölümde verilmiştir.

Ölçülen güneş ışınımının değişimi Şekil 4.66'da, çevre sıcaklığının değişimi ise Şekil 4.67'de verilmiştir. 1 Ağustos 2010 tarihinden sonra yılsonuna kadar olan dönem içerisinde en yüksek ışınım 963.5 W/m^2 ile 14 Ağustos saat 13:00'da, 2011 yılında 1110 W/m^2 ile 1 Haziran saat 14:00'da ve 2012 yılı içerisinde ise 1096 W/m^2 ile 5 Haziran saat 13:00'da oluşmuştur. 2011 yılı içerisinde toplam güneş enerjisi 1735.5 kWh/m^2yıl olarak elde edilmiştir. 2012 yılı içerisinde ise toplam güneş enerjisi ise 1822.6 kWh/m^2yıl'dır. 1822.6 kWh/m^2yıl olarak belirlenen bu değer Türkiye ortalamasına göre oldukça yüksek bir değerdir.

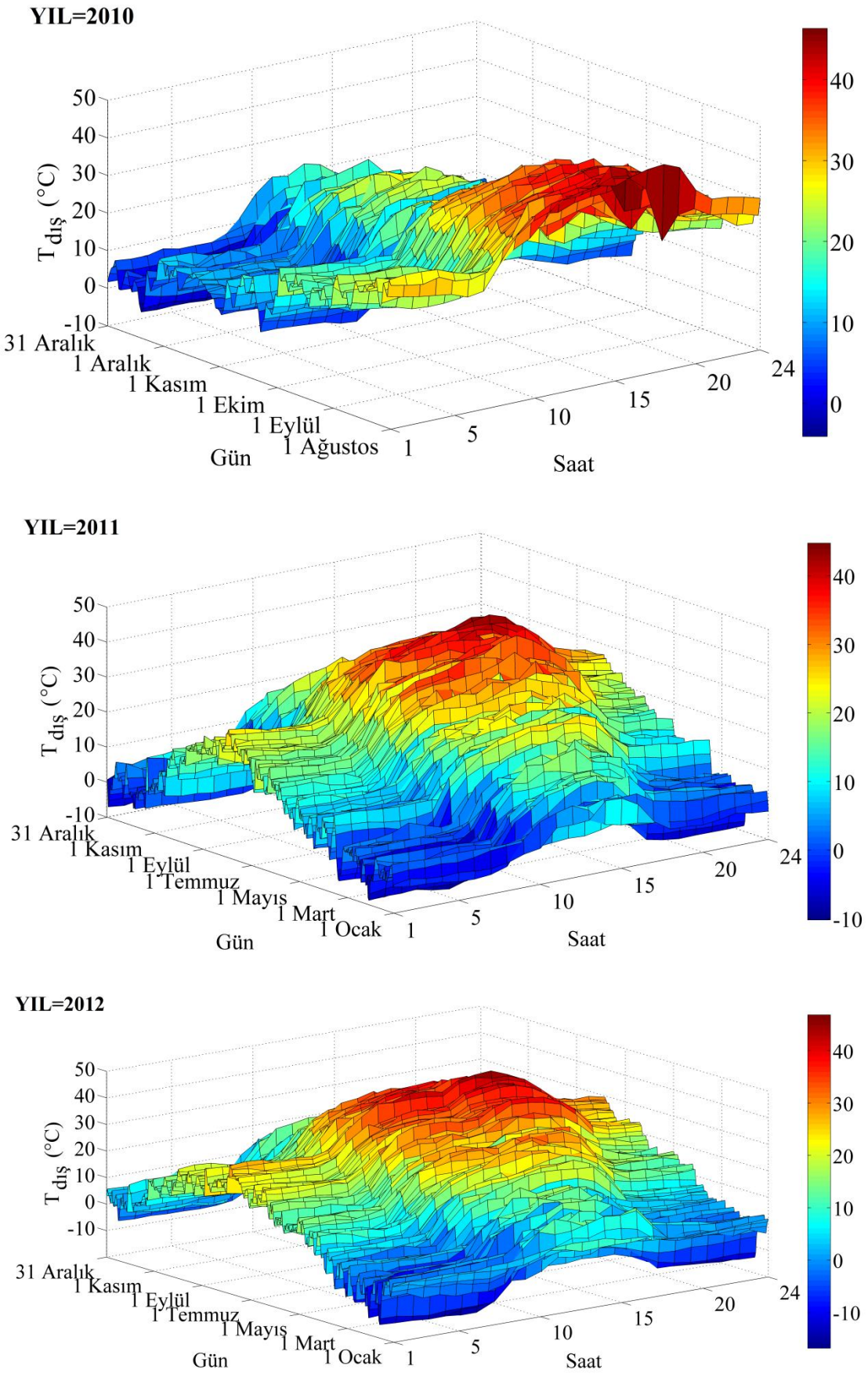
Şekil 4.67'de ise 1 Ağustos 2010 ile 31 Aralık 2012 tarihleri arasındaki çevre sıcaklığının değişimi görülmektedir.

2010 yılı içerisinde ölçüm yapılan günlerde maksimum sıcaklık 46.6 ^oC olarak 4 Ağustos günü (saat 13:00) olurken, bu değer 2011 yılında 44.77 ^oC ile 1 Ağustos'ta (saat 16:00) ve 2012 yılında ise 46.88 ^oC ile 27 Temmuz'da (saat 16:00) gerçekleşmiştir.

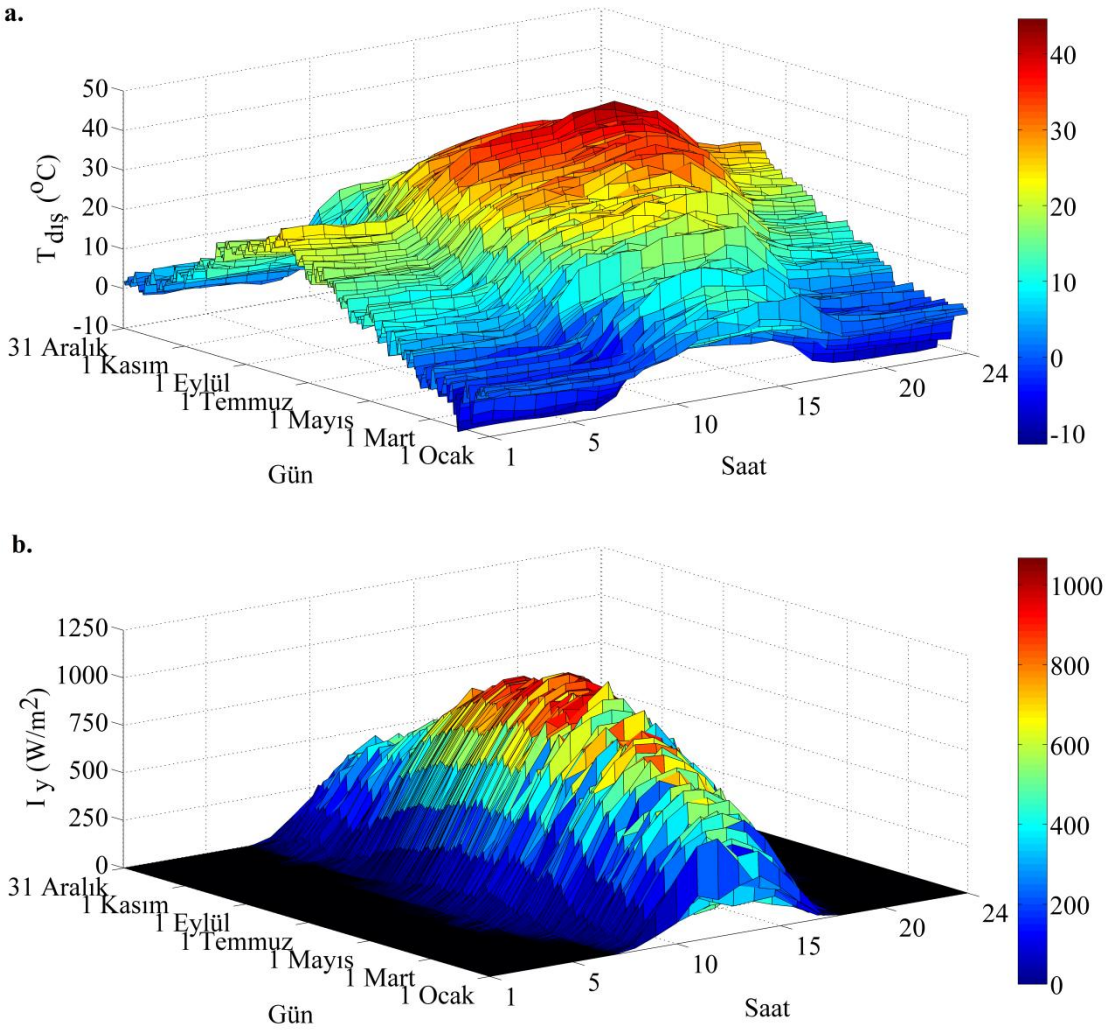
Şekil 4.68'de 1 Ağustos 2010 ile 31 Aralık 2012 tarihleri arasında ölçülen çevre sıcaklığı ve güneş ışınımının 3 yıllık ortalamalarının yıl boyunca değişimi görülmektedir.



Şekil 4.66. 1 Ağustos 2010-31 Aralık 2012 tarihleri arasında güneş ışınımının değişimi



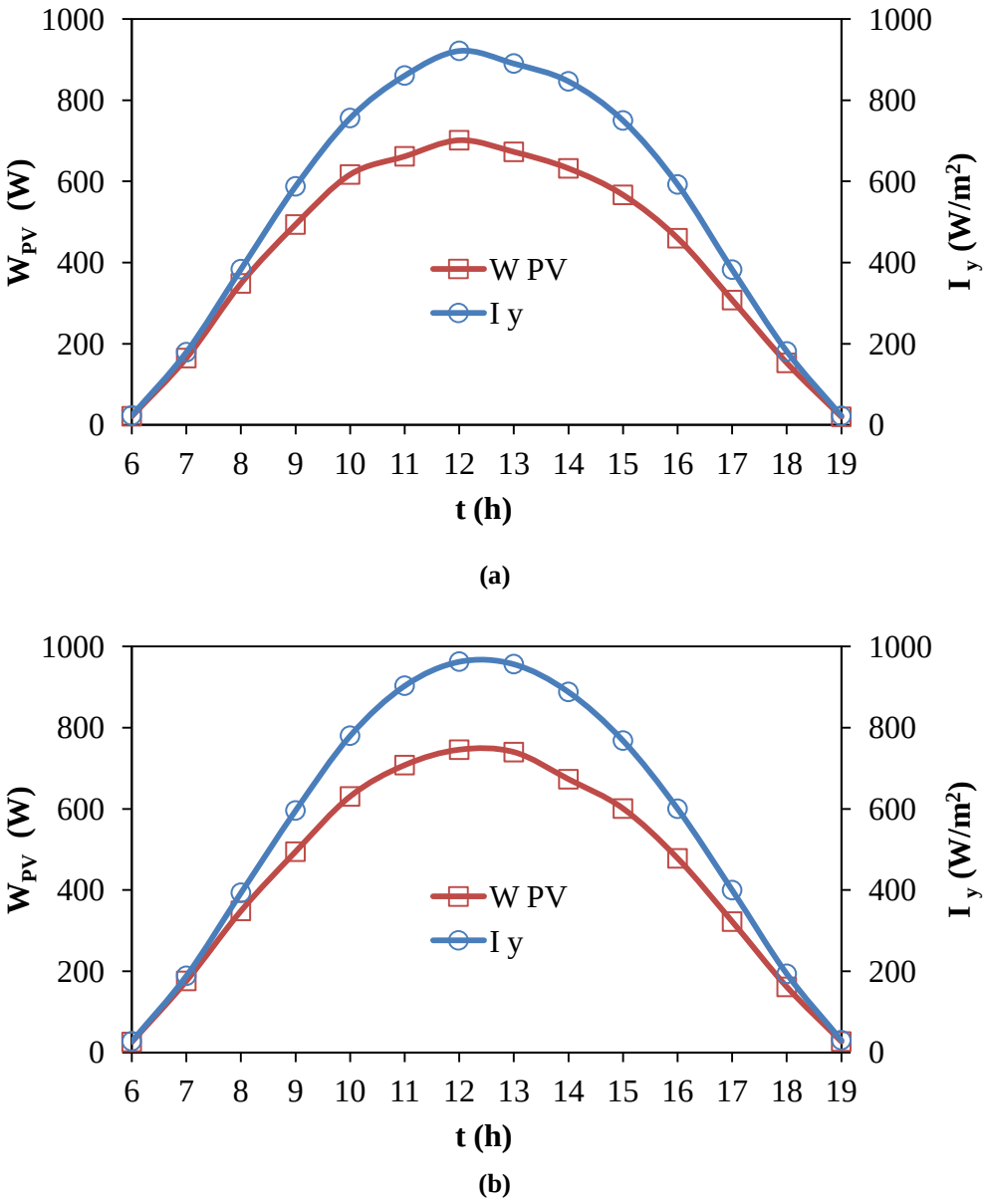
Şekil 4.67. 1 Ağustos 2010-31 Aralık 2012 tarihleri arasında çevre sıcaklığının değişimi



Şekil 4.68. 1 Ağustos 2010-31 Aralık 2012 tarihleri arasındaki ortalama
a. Çevre sıcaklığının ve b. Güneş ışınımının değişimi

Şekil 4.66-4.67'de verilen grafiklerden Konya ili için temmuz ve ağustos aylarının sıcak geçtiği görülmektedir. Bu nedenle ağustos ayı içerisinde klima sistemi deneyleri gerçekleştirilmiştir. Ağustos ayı içerisinde ise PV sisteminin verimini belirlemek için veriler kaydedilmiştir.

Şekil 4.69 a-b'de verilerin kaydedildiği günlerdeki (14-26 Ağustos) ortalaması ve 17 Ağustos gününde, 6 adet PV panelden elde edilen gücün ve güneş ışınımının saatlik olarak değişimleri verilmiştir. Verilerin kaydedildiği günlerdeki ortalama değerlere göre, taşıt üzerine kurulan PV sisteminden elde edilen gücün maksimum değeri saat 12:00'da 701 W olarak elde edilmiştir. Bu tarihlerdeki ortalama güneş ışınımı değerinin maksimumu ise yine aynı saatte 921 W/m^2 olarak gerçekleşmiştir. PV sisteminden gün boyunca toplam 5.818 kWh'lık enerji bataryalarda depolanmaktadır.

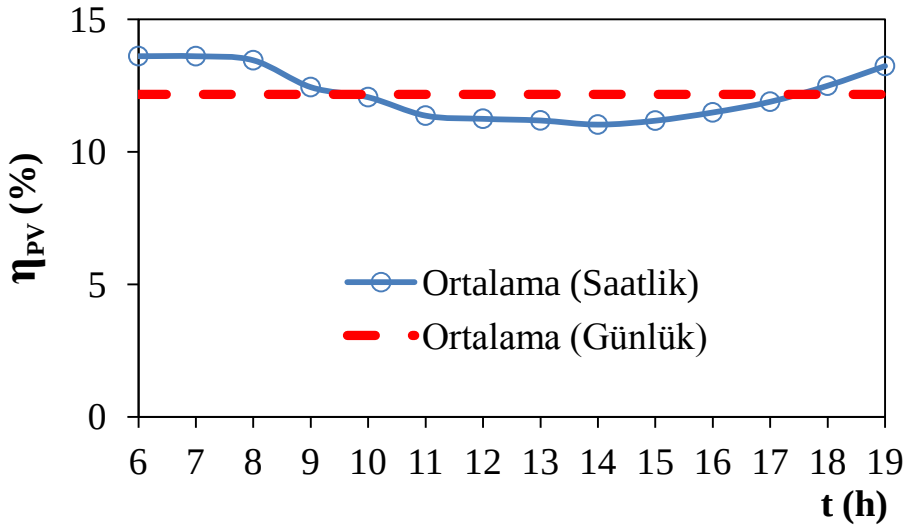


Şekil 4.69. PV sisteminden üretilen güç ve güneş ışınımının
(a) Deney yapılan günlerdeki (14-26 Ağustos) ortalamasının (b) 17 Ağustos günündeki değişimi

Şekil 4.69.b'de görülen 17 Ağustos gününde ise en yüksek ışınım değerinin 962 W/m^2, PV sisteminin gücü ise 745 W olarak ölçülmüştür. 17 Ağustos günü ve deney yapılan günlerdeki ortalama değerleri gösteren her iki grafiğin birbirine benzer olduğu değerlerinde farklılıklar olduğu görülmektedir. Ayrıca 17 Ağustos günü için çizilen grafiğin daha kararlı olduğu görülmektedir. Buradan gün içerisinde bulutlanmanın olmadığı görülebilmektedir.

Şekil 4.70'de ağustos ayı içerisinde güneş ışınımının oluştuğu 06:00 ile 19:00 saatleri arasında PV sistem veriminin değişimi verilmiştir. PV sisteminin veriminin sabah ve akşam saatlerinde yüksek öğlen saatlerinde ise düşük olduğu görülmektedir.

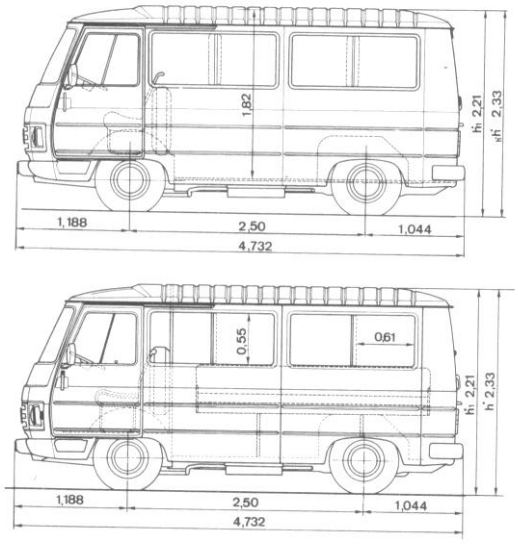
Öğle saatlerinde güneş ışınımı fazla olduğu halde PV sistem veriminin düşmesi PV panellere sıcaklığın etkisinden dolayıdır. PV panellerin verimleri artan sıcaklıkla düşmektedir. PV sisteminin günlük ağustos ayı için ortalama verim değeri ise %12.1 olarak hesaplanmıştır. 17 Ağustos günü için ise bu değer %12.25'dir.



Şekil 4.70. Ağustos ayı ortalama PV sistem veriminin değişimi

4.4.6. Teorik ve deneysel verilerin karşılaştırılması

Deneylerde kullanılan Peugeot J9 marka taşıtın materyal metot bölümünde verilen eşitlikler kullanılarak soğutma yükü hesaplanmış ve deneysel olarak ölçülen veriler ile karşılaştırması bu bölümde verilmiştir. Şekil 4.71'de deneylerde kullanılan taşıtın model şekli ve ölçüleri bulunmaktadır. Ölçüler deney taşıtı üzerinden alınmış ve model çizimlerle doğrulanmıştır. Tabloda programa taşıt özelliği olarak girilen cam alanı ve metal alanı ile yüzeylerin eğimleri görülmektedir.

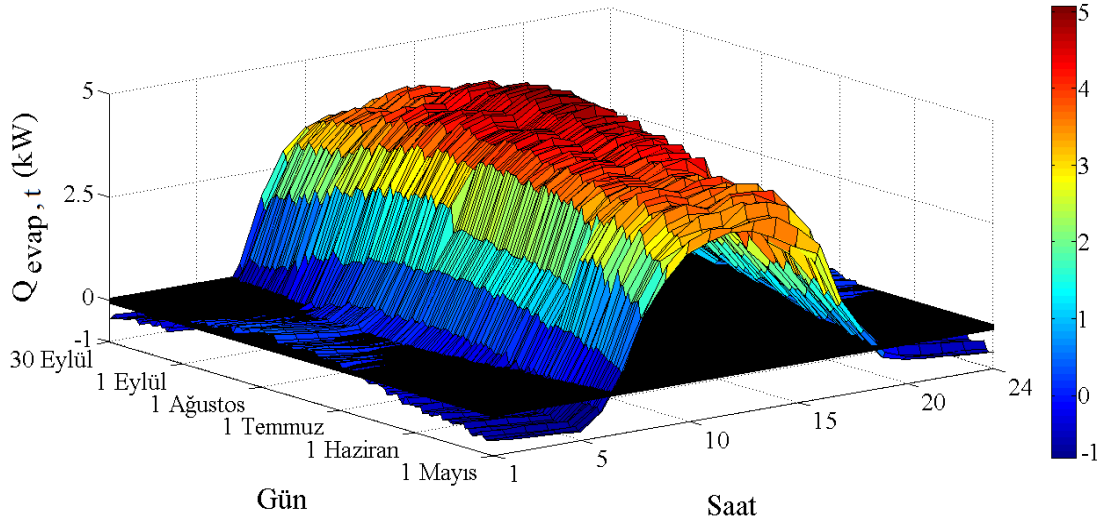


Yüzey	Alan (m^2)	Eğim (°)
Tavan	C_a:0 M_a:7	0
Sol yan	C_a:2.3 M_a:1.485	90
Sağ yan	C_a:4.34 M_a:8	90
Ön	C_a:0 M_a:10.68	70
Arka	C_a:1 M_a:1.24	90

C_a:Cam alanı, M_a:Metal alanı

Şekil 4.71. Deney taşıtının model resmi ve hesaplamalarda kullanılan özellikleri

Şekil 4.72'de teorik olarak hesaplanan soğutma yükünün soğutma sezonu boyunca saatlik değişimi görülmektedir. Soğutma yükü anlık olarak maksimum değerini yılın 212. günü (31 Temmuz'da) saat 14:00'da 5.064 kW olarak alırken, günlük toplam soğutma yükünün maksimumu ise yılın 208. günü (27 Temmuz'da) 51.95 kWh/gün olarak elde edilmiştir. Grafikte siyah taralı zemin altında kalan bölüm soğutma yükünün oluşmadığı anları göstermektedir. Ayrıca saat 12:00'deki soğutma yükündeki azalmanın sebebi ise güneşin konumundan dolayı ışınımdan dolayı oluşan ısı kazancının etkisinden kaynaklanmaktadır.

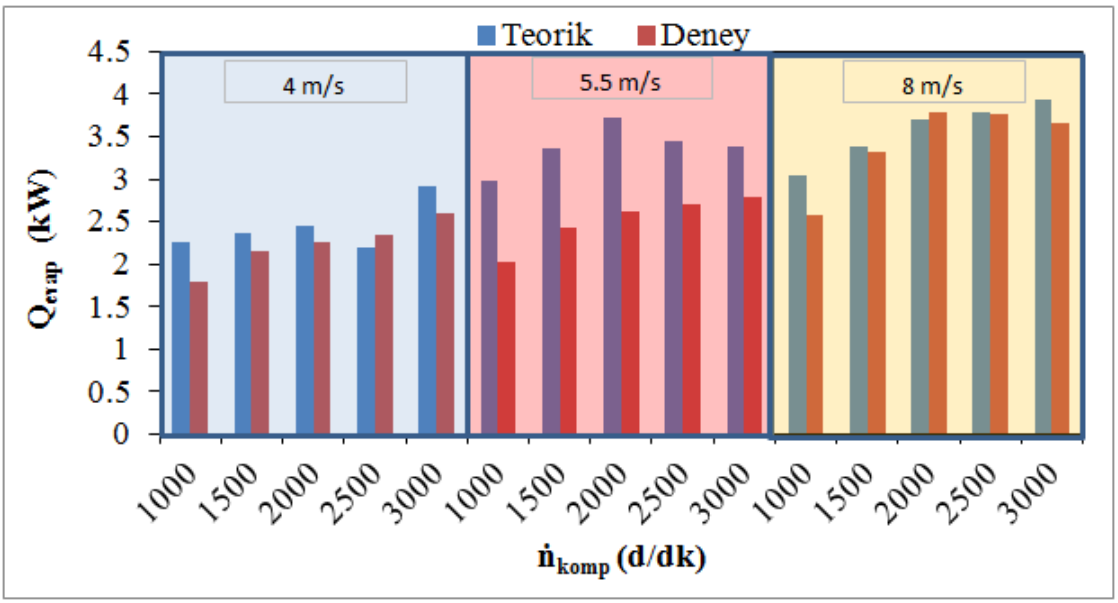


Şekil 4.72. Minibüs teorik soğutma yükünün soğutma sezonu boyunca değişimi

Şekil 4.73'de deney yapılan saatlerde deney yapılan taşıtın soğutma yükü hesaplanmış ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırması verişmiştir. Hesaplamalarda deney taşıtının rengi beyaz olduğu için katı yüzey yutma katsayısı 0.1, camlar için gölgeleme faktörü ise camlar siyah film ile kaplı olduğu için 0.35 olarak alınmış ve hesaplanan soğutma yükü ile deney verilerine göre bulunan soğutma yükleri saatlik olarak karşılaştırılmıştır. Grafikten hesaplanan soğutma yükü ile teorik soğutma yükünün yaklaşık olarak birbirine yakın çıktığı görülmektedir. En iyi yaklaşım evaporatör hava hızının 8 m/s kompresör devrinin ise 2500 d/dk olduğu durumda % 0.7 bağıl fark olarak elde edilmiştir. Ayrıca grafikten evaporatörden geçen hava hızının 4 m/s ve 8 m/s olması anındaki teorik ve deneysel sonuçların birbirine yakın olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.11'de teorik olarak hesaplanan ve deneysel olarak ölçülen soğutma yükü değerleri ile bağıl farkları görülmektedir. Teorik ve deneysel sonuçlar arasındaki bağıl farkın en küçük değeri %0.7 iken, en yüksek değeri %32.1 ve ortalaması ise %14

olarak elde edilmiştir. Buradan teorik olarak hesaplanan soğutma yükü değerlerinin ortalama %14 bağıl fark ile gerçek soğutma yükü değerlerini ifade ettiği görülmektedir. Bu bağıl fark teorik hesaplama metodolojisinde kabul edilen yutma katsayısı, gölgeleme faktörü ve toplam ısı transfer katsayısı gibi zamanla ve ortam şartları ile değişebilen kabullerden kaynaklanmaktadır.



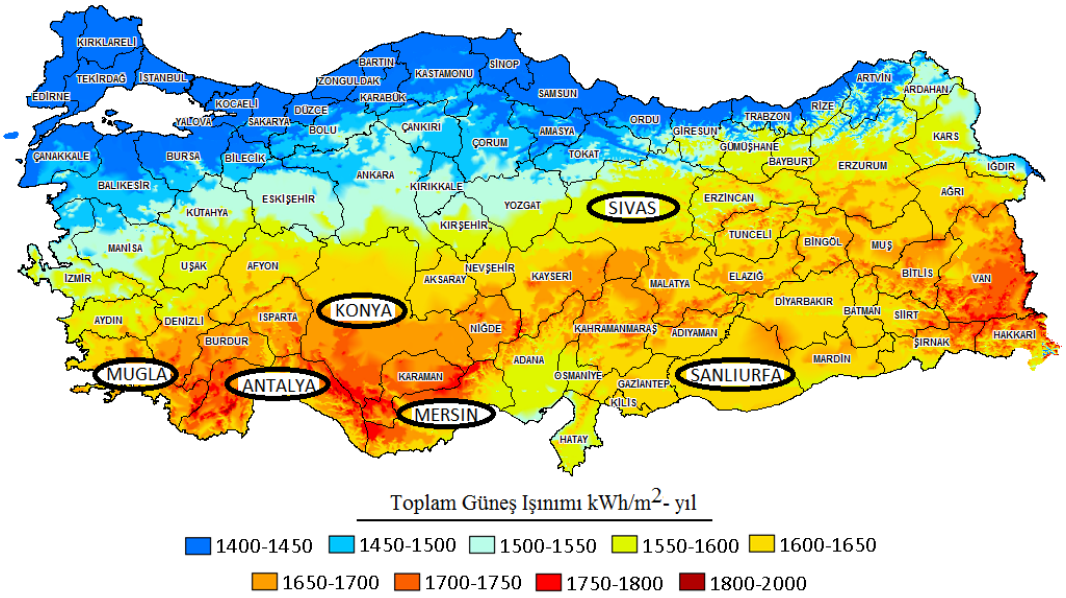
Şekil 4.73. Deneylerin yapıldığı saatlerde teorik ve deneysel soğutma yükünün karşılaştırması

Çizelge 4.11. Teorik ve deneysel soğutma yükleri

Hava Hızı (m/s)	Devir (d/dk)	$Q_{evap,t}$ (W)	$Q_{evap,d}$ (W)	Bağıl Fark (%)
4	1000	2253	1801	20.1
4	1500	2362	2146	9.1
4	2000	2456	2269	7.6
4	2500	2192	2334	6.5
4	3000	2911	2609	10.4
5.5	1000	2977	2020	32.1
5.5	1500	3369	2423	28.1
5.5	2000	3721	2626	29.4
5.5	2500	3456	2707	21.7
5.5	3000	3379	2785	17.6
8	1000	3038	2571	15.4
8	1500	3386	3316	2.1
8	2000	3697	3792	2.6
8	2500	3783	3758	0.7
8	3000	3944	3664	7.1

4.5. Güneş Işınımının YSA ile Tahmini

Bu bölümde güneş ışınımı tahmini için coğrafik ve meteorolojik parametreleri kullanan 2 farklı YSA modeli oluşturulmuş karşılaştırılmıştır. YSA modelinin eğitiminde ve testinde Şekil 4.74'de görülen Güneş Enerjisi Potansiyeli Atlası (GEPA) üzerinde belirtilen illerin saatlik verileri kullanılmıştır.

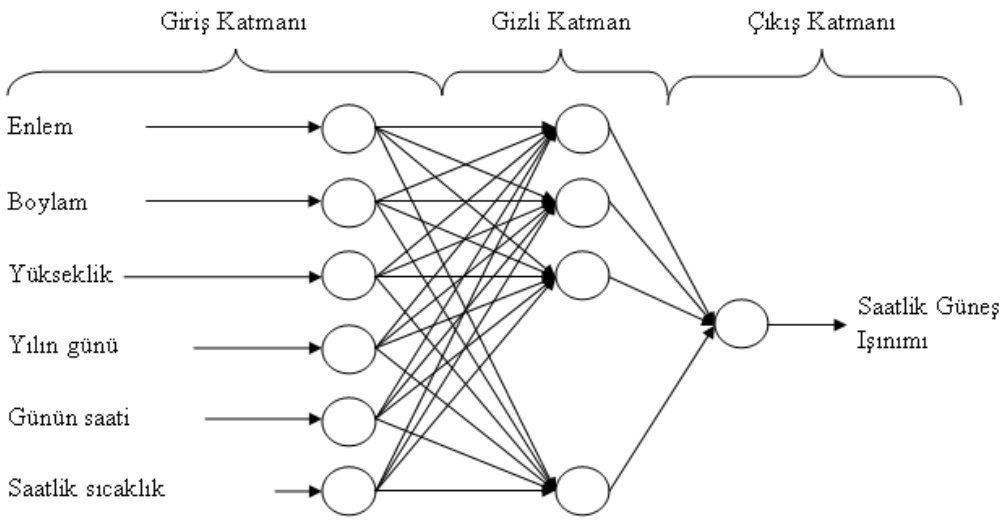


Şekil 4.74. Türkiye Güneş Enerjisi Potansiyeli Atlası (izinli)

4.5.1. YSA yapısı

Güneş ışınımını tahmin etmek için çevresel faktörlere bağlı oluşturulan YSA modelinde geri yayılımlı (backpropagation) yapay sinir ağı algoritması kullanılmıştır. Saatlik güneş ışınımını tahmin etmek için kullanılan YSA modelinin mimarisi Şekil 4.75'de görülmektedir. Giriş katmanında enlem, boylam, yükseklik, yılın günü, günün saati ve saatlik sıcaklık değerleri olmak üzere 6 nöron kullanılmıştır. Çıkış katmanında ise saatlik güneş ışınımı bulunmaktadır. Gizli katmandaki nöron sayısı ise 6 ile 30 arasında değiştirilerek optimum YSA modeli elde edilmiştir.

Çalışmada YSA'nın eğitimi ve testi için 2 farklı model oluşturulmuş ve karşılaştırılmıştır. Model 1'de 5 ilin meteorolojik verileri YSA'nın eğitimi için kullanılmış, 1 ilin verileri test için ayrılmıştır. Model 2 de ise 6 ilin şubat ve ağustos ayı verileri test için ayrılmış ve kalan verilerle ağ eğitilerek sonuçları sunulmuştur.



Şekil 4.75. Saatlik güneş ışınımını tahmin etmek için kullanılan YSA mimarisi

Modellerde test ve eğitim için ayrılan veri sayıları Çizelge 4.12'de görülmektedir. Çizelgeden her iki model içinde YSA modelinde kullanılan giriş ve çıkış verileri Eş.4.1'e göre 0.1-0.9 arasında normalize edilmiştir. YSA eğitiminden sonra yine aynı eşitlik ile değerler denormalize edilmiştir.

$$X_N = 0.8\left(\frac{X_R - X_{\min}}{X_{\max} - X_{\min}}\right) + 0.1 \qquad (4.1)$$

Burada, X_N, normalizeli değeri, X_R, gerçek değeri, X_{min}, minimum değeri, ve X_{max} ise maksimum değeri belirtmektedir.

Çizelge 4.12. Model-1 ve model-2 için eğitim ve test verilerinin sayısı

YSA Modeli	Eğitim Veri Sayısı	Test Veri Sayısı
Model-1	43 800	8 760
Model-2	44 064	8 496

Saatlik güneş ışınımını tahmin etmek için oluşturulan YSA modelinin özellikleri Çizelge 4.13'de verilmiştir. Çizelgede belirtilen özelliklere sahip YSA modeli MATLAB programında oluşturulan "mfile" ile eğitilmiştir. 100 epok sonrasındaki YSA yapısına göre test verileri ile test edilmiştir. YSA modelinin çıktısıyla hedef değerler arasındaki ilişkiyi görmek amacıyla ortalama karesel hata (OKH), ortalama mutlak hata (OMH), ve determinasyon katsayısı eşitlikleri kullanılmıştır.

$$OKH = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(a_i - p_i)^2 \quad (4.2)$$

$$OMH = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}|a_i - p_i| \quad (4.3)$$

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{n}(a_i - p_i)^2}{\sum_{i=1}^{n}(p_i)^2} \quad (4.4)$$

Burada a_i , gerçek değeri, p_i, ise tahmin edilen değeri göstermektedir.

Çizelge 4.13. Saatlik güneş ışınımını tahmin etmek için oluşturulan YSA modelinin özellikleri

Yapı	İleri Beslemeli YSA
Algoritma	Geri yayılım (Back propagation)
Öğrenme tipi	LevenbergeMarquardt
Öğrenme oranı	0.1
Epok sayısı	100
Transfer fonksiyonu	Logistic sigmoid (gizli katman), linear (çıkış katmanı)
Veri tipi	Normalize edilmiş veri
Giriş parametresi sayısı	6
Gizli katman sayısı	6-30 nöron adım adım değiştirme

4.5.2. YSA analizi

Güneş ışınımını tahmin etmek için oluşturulan model-1 olarak isimlendirilen YSA'nın eğitim performansını gösteren istatistiksel sonuçları çizelge 4.14'de görülmektedir. Çizelgede gizli katmandaki nöron sayısının 6'dan 30'a kadar değiştiği ve model-1 için en uygun nöron sayısının elde edilen minimum OKH değerinden (OKH=0.000547) 30 olduğu görülmektedir. Bu sonuç 30 nöronlu model-1'in eğitim için iyi sonuç verirken test için sonucun kötü olduğunu göstermektedir. Test için en iyi performans minimum OMH ve maksimum R^2 değerine sahip olduğu 6 nöronlu ve 10 nöronlu YSA yapıları olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.15 ise Model-2 olarak isimlendirilen YSA yapısının istatistiksel sonuçlarını göstermektedir. Eğitim için en iyi performans minimum OKH değerine sahip olduğu 25 nöronlu YSA yapısıdır. Aynı zamanda 25 nöronlu YSA yapısının test sonuçları da en iyi performansa sahip olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.14. Model-1 için eğitim ve test sonuçları

	Gizli Katmandaki Nöron Sayısı	Eğitim			Test	
		OKH	R^2	OMH (W/m^2)	R^2	OMH (W/m^2)
*	**6**	0.001180	0.9761	27.99	0.9707	40.93
	7	0.000935	0.9811	24.50	0.9733	43.28
	8	0.001186	0.9760	28.60	0.6015	228.06
	9	0.001445	0.9707	30.48	0.6419	129.35
*	**10**	0.000833	0.9831	23.05	0.9746	45.10
	11	0.000952	0.9807	24.51	0.7005	390.87
	12	0.000843	0.9829	23.68	0.9483	52.55
	13	0.000812	0.9836	22.52	0.8814	92.79
	14	0.000719	0.9854	21.08	0.8386	89.54
	15	0.001073	0.9783	26.64	0.2276	215.47
	16	0.000800	0.9838	22.54	0.5553	184.24
	17	0.000822	0.9834	22.80	0.7400	133.86
	18	0.000707	0.9857	20.79	0.2850	504.16
	19	0.000694	0.9859	20.35	0.0177	481.32
	20	0.000639	0.9871	19.34	0.6591	144.58
	21	0.000636	0.9871	18.50	0.8058	104.09
	22	0.000666	0.9865	19.89	0.0497	1233.51
	23	0.000601	0.9878	18.27	0.8495	88.67
	24	0.000655	0.9867	19.79	0.9453	49.16
	25	0.000588	0.9881	18.16	0.0687	351.60
	26	0.000647	0.9869	19.56	0.1834	490.89
	27	0.000586	0.9881	17.80	0.5410	175.09
	28	0.000555	0.9888	17.05	0.0008	574.76
	29	0.000719	0.9854	21.28	0.0898	1076.33
	30	0.000547	0.9889	16.81	0.0461	298.53

* En iyi sonuçlara sahip gizli katmanı göstermektedir.

Model-1 ve Model-2 için eğitim ve test sonuçları birlikte değerlendirildiğinde saatlik soğutma yükünü tahmin etmek için en uygun YSA modelinin 25 nöronlu Model-2 olduğu görülmektedir. 25 nöronlu Model-2 YSA yapısı kullanılarak bütün veriler tahmin edildiğinde illere göre OMH ve R^2 değerleri çizelge 4.16'da gösterilmiştir. Buradaki eğitim verileri şubat ve ağustos ayı haricindeki verileri, test verileri ise şubat ve ağustos ayı verilerini belirtmektedir. Çizelgeden görüleceği üzere R^2 değerleri her zaman 0.98'in üzerindedir. Aynı şekilde OMH değerleri de yaklaşık 20 W/m^2'nin altında çıkmıştır. Bu değerlerden anlaşılacağı üzere tahmin sonuçları ölçülen değerlere oldukça yakındır.

Çizelge 4.15. Model-2 için eğitim ve test sonuçları

Gizli Katmandaki Nöron Sayısı	Eğitim			Test	
	OKH	R^2	OMH (W/m^2)	R^2	OMH (W/m^2)
6	0.001553	0.9690	32.45	0.9709	33.05
7	0.001184	0.9763	27.79	0.9802	27.64
8	0.001324	0.9735	30.21	0.9774	30.52
9	0.000830	0.9834	22.77	0.9855	22.60
10	0.001251	0.9750	29.88	0.9747	30.40
11	0.000982	0.9804	25.67	0.9814	26.30
12	0.000724	0.9855	20.46	0.9862	21.60
13	0.000795	0.9841	22.34	0.9847	23.66
14	0.000689	0.9862	20.12	0.9883	19.86
15	0.001011	0.9798	25.57	0.9798	27.13
16	0.000684	0.9863	20.08	0.9873	20.94
17	0.000813	0.9837	22.95	0.9851	23.47
18	0.000633	0.9873	18.83	0.9885	20.29
19	0.000673	0.9866	19.73	0.9874	20.01
20	0.000669	0.9866	19.80	0.9866	20.86
21	0.000713	0.9857	20.77	0.9868	21.40
22	0.000799	0.9840	22.61	0.9839	23.57
23	0.000677	0.9865	19.85	0.9881	19.64
24	0.000716	0.9857	20.89	0.9857	21.69
* **25**	0.000607	0.9879	18.33	0.9891	18.94
26	0.000611	0.9878	18.58	0.9884	19.20
27	0.000679	0.9864	20.34	0.9868	22.43
28	0.000903	0.9820	24.58	0.9784	28.73
29	0.000639	0.9872	19.60	0.9866	21.73
30	0.000610	0.9878	18.47	0.9888	19.61

* En iyi sonuca sahip gizli katmanı göstermektedir.

Çizelge 4.16. Model-2 YSA yapısı ile istasyonlar bazında eğitim ve test verilerinin tahmin sonuçları

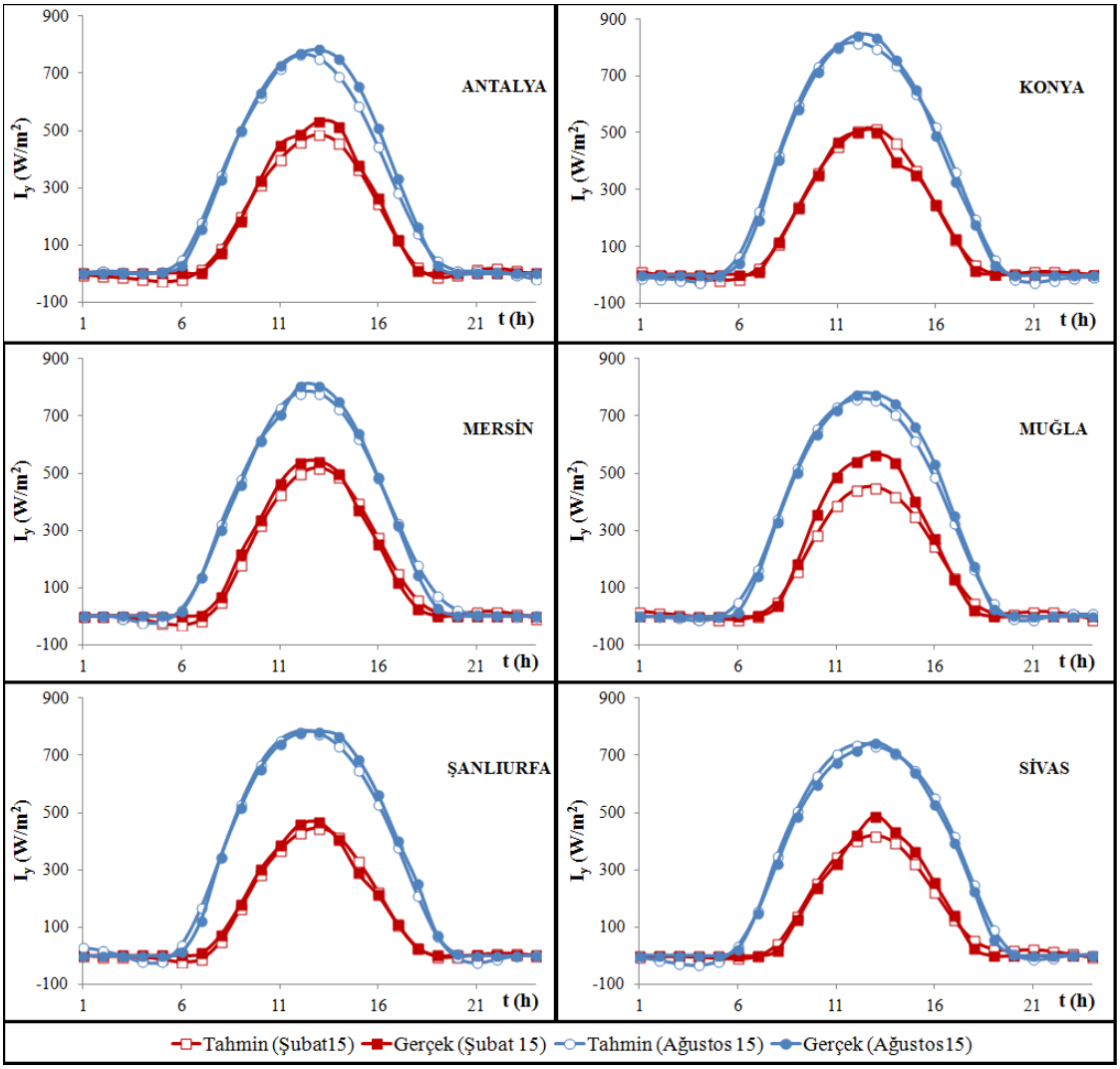
İstasyon	Eğitim Verileri		Test Verileri	
	OMH (W/m^2)	R^2	OMH (W/m^2)	R^2
Antalya	17.9611	0.9888	17.05	0.9913
Konya	18.5546	0.9886	18.96	0.9956
Mersin	16.5941	0.9912	16.60	0.9961
Muğla	20.6785	0.9829	21.97	0.9919
Şanlıurfa	19.4173	0.9835	21.61	0.9924
Sivas	16.7735	0.9908	17.45	0.9954

Şekil 4.76'da 15 Şubat ve 15 Ağustos günlerinde Model-2 olarak isimlendirilen YSA yapısı kullanılarak yapılan tahminin ve ölçülen saatlik güneş ışınımı değerlerinin değişimini göstermektedir. Grafiklerden görüleceği üzere tahmin edilen ve ölçülen değerler oldukça uyumludur. Çizelge 4.17, Şekil 4.76'da sunulan grafiklerin istatistiksel

sonuçlarını göstermektedir. Tahmin ve ölçüm değerlerinin uyumluluğu burada da görülmektedir. Bütün iller için R^2 değeri 0.99'un üstündedir. Bu sonuç meteorolojik değerlerin ölçüm eksiklerinde YSA'nın kullanılabileceğini göstermektedir.

Çizelge 4.17. 15 Şubat ve 15 Ağustos günleri için tahmin edilen ve ölçülen saatlik güneş ışınımı değerlerinin istatistiksel sonuçları

	R^2		OMH (W/m^2)	
	15 Şubat	15 Ağustos	15 Şubat	15 Ağustos
Antalya	0.9965	0.9972	18.28	20.32
Konya	0.9963	0.9978	11.49	19.18
Mersin	0.9945	0.9982	19.55	14.72
Muğla	0.9971	0.9978	31.95	17.57
Şanlıurfa	0.9930	0.9983	18.37	17.08
Sivas	0.9959	0.9975	11.79	18.71

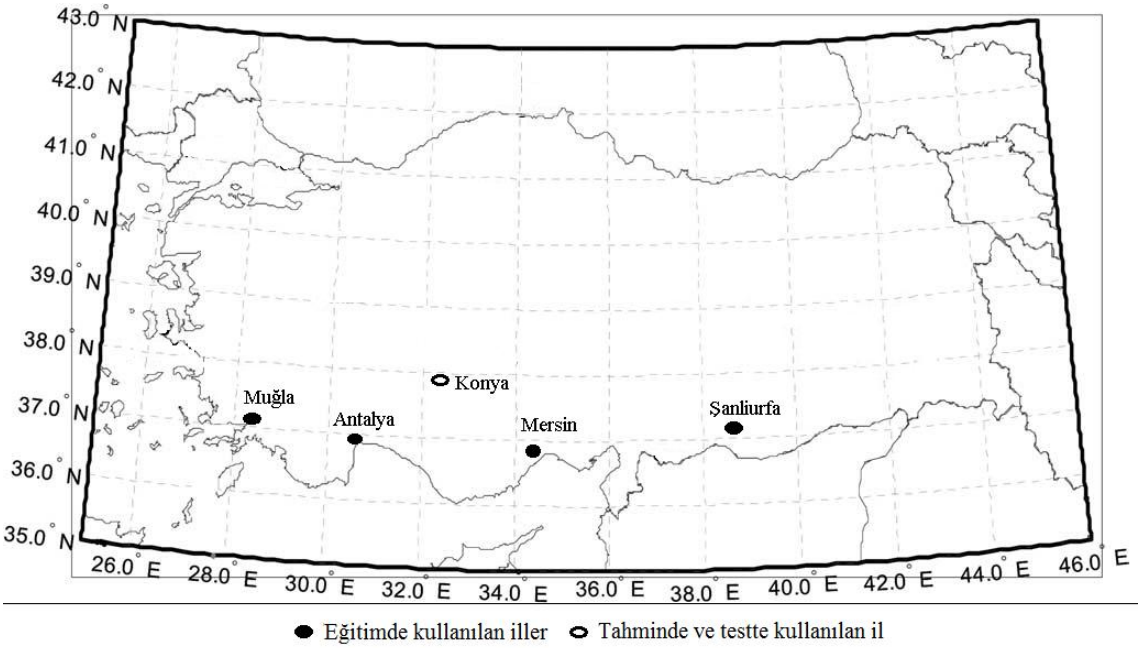


Şekil 4.76. Farklı iki gün,15 Şubat ve 15 Ağustos günleri, için tahmin edilen ve ölçülen saatlik güneş ışınımının değişimi

Model-2 YSA yapısı kullanılarak herhangi bir bölge ve herhangi bir zaman için güneş ışınımının saatlik değişimi uygun sonuçlar ile tahmin edilebilebileceği görülmektedir. Tahmin için, tahmin edilecek bölgenin coğrafik özelliklerinin yanında ilave olarak tahmin edilecek zamandaki sıcaklığın bilinmesi yeterli olacaktır. Böylelikle ölçüm sistemi kurulumu pahalı olan bir veri coğrafik özelliklerin yanında sadece sıcaklığın bilinmesi ile ölçüm yapılamayan yerlerde ışınım değerleri güvenilir bir doğrulukla tahmin edilebilmektedir.

4.6. Soğutma Yükünün YSA ile Tahmini

Bu bölümde taşıt klima sistemlerinin tasarım ve hesaplamalarında önemli bir parametre olan soğutma yükü, YSA metodolojisi kullanılarak tahmin edilmiştir. Bunun amacı; GEPA raporunda güneş ışınımı yönünden öne çıkan 5 ilin, binek taşıt modeli için materyal metot bölümünde verilen eşitliklerle elde edilen soğutma sezonu (1 Mayıs-30 Eylül arası) içerisindeki soğutma yükü değerlerini YSA modeliyle tahmin etmektedir. Bu YSA modelinde Antalya, Mersin, Muğla ve Şanlıurfa verileri YSA'nın eğitiminde, Konya ili verileri ise YSA'nın testinde kullanılmak üzere ayrılmıştır. Şekil 4.77, soğutma yükü tahmininde kullanılan eğitim ve test verilerinin bulunduğu illerin lokasyonlarını göstermektedir.



Şekil 4.77. Soğutma yükü YSA modelinde kullanılan iller ve lokasyonları

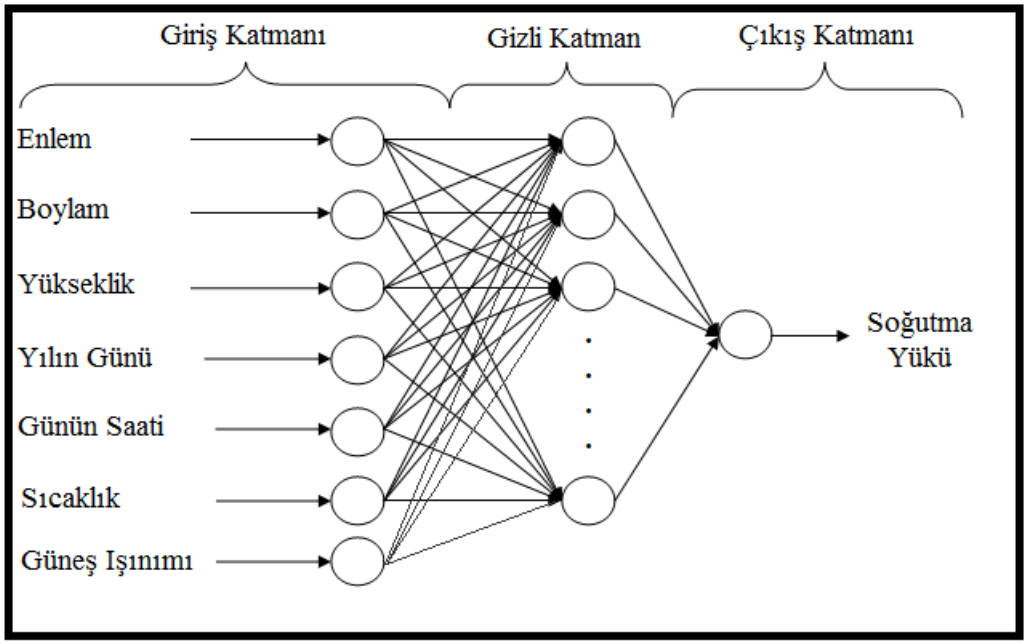
Seçilen iller için coğrafik ve meteorolojik parametrelerin (YSA giriş-çıkış parametreleri) minimum ve maksimum değerleri Çizelge 4.18'de verilmiştir. YSA'da kullanılan toplam veri sayısı 18360'tır. Bu verilerin 14688 tanesi eğitim için 3672 tanesi ise test içindir. Bütün veriler 0.1-0.9 aralığında Eş.(4.1)'e göre normalize edilmiştir.

Çizelge 4.18. Coğrafik ve meteorolojik parametrelerin minimum ve maksimum değerleri

Şehir	Enlem	Boylam	Yükseklik	Sıcaklık (°C)		Güneş Işınımı (W/m^2)	
				Min.	Mak.	Min.	Mak.
Antalya	36.70	36.73	63.57	5.81	35.78	0	845
Konya	37.98	32.55	1030.61	-5.58	33.31	0	902
Mersin	36.80	34.63	3.40	7.39	31.94	0	880
Muğla	37.22	28.37	646.07	0.21	34.95	0	850
Şanlıurfa	37.15	38.78	547.19	1.86	40.34	0	867

4.6.1. YSA yapısı

Tipik bir YSA modelinin mimarisi giriş katmanı, çıkış katmanı ve gizli katman olmak üzere 3 katmandan oluşur. Şekil 4.78'de saatlik soğutma yükünü tahmin etmek için oluşturulan 3 katmanlı YSA yapısı görülmektedir. Giriş katmanı 7 nörona, çıkış katmanı ise bir nörona sahiptir. Gizli katmandaki nöron sayısı ise 7-50 arasında değiştirilmiştir. YSA'da birbirini takip eden katmanlardaki tüm nöronlar birbiri ile bağlantılıdır. Fakat aynı katmandaki nöronlar birbiri ile bağlantılı değildir.



Şekil 4.78. Saatlik soğutma yükü tahmini için oluşturulan YSA yapısı

Taşıt soğutma yükünü tahmin etmek için oluşturulan YSA modelinin optimum mimarisi ve yapısı geliştirilen MATLAB yazılımı ile yapılmıştır. Bu sebeple YSA'nın gizli katmanındaki nöron sayısı 7 ile 50 arasında değiştirilerek sonuçlar elde edilmiştir. Farklı gizli katman nöron sayısına sahip modeller test verileri ile kontrol edilmiştir. Eğitim ve testin istatistiksel sonuçlarına göre optimum YSA yapısı belirlenerek soğutma sezonu içerisindeki her ayın 23. günü için tahmin ve ölçüm sonuçları analiz edilmiştir. Bu sonuç hazırlanan programda herhangi bir gün içinde yapılabilir.

Ortalama karesel hataların karekökü (OKHK), ölçüm değerleri ile model tahminleri arasındaki hata oranını belirlemek amacıyla kullanılmakta ve OKHK değerinin sıfıra yaklaşması modelin tahmin kabiliyetinin artması anlamına gelmektedir. YSA modellerinin karşılaştırılması amacıyla, ölçüm değerleri ile model tahminleri arasındaki hata oranını belirleyen OKHK değeri, ölçüm değerleri ile model tahminleri arasındaki mutlak hatayı belirleyen ortalama mutlak hata (OMH) ve ortalama hata kavramını temel alan ve yaygın şekilde kullanılan başlıca doğruluk ölçüleri arasında yer alan korelasyon katsayısı (R^2) optimum YSA yapısını belirlemek için kullanılmıştır.

Epok, YSA'nda eğitim için maksimum iterasyon sayısı olarak tanımlanmaktadır. Bu çalışmada epok sayısı 1000 olarak girilmiştir. Eğitim, YSA'nın amacına ulaştığında veya maksimum epok sayısına ulaşıldığında durmaktadır. Bu çalışmada amaç $5*10^{-6}$ olarak girilmiştir. Saatlik soğutma yükünü tahmin etmek için oluşturulan YSA modelinin özellikleri Çizelge 4.19'da verilmiştir.

Çizelge 4.19. Saatlik soğutma yükünü tahmin etmek için oluşturulan YSA modelinin özellikleri

Yapı	**İleri Beslemeli YSA**
Algoritma	Geri yayılım (Back propagation)
Öğrenme tipi	Levenberge Marquardt
Öğrenme oranı	0.1
Epok sayısı	1000
Amaç	$5*10^{-6}$
Transfer fonksiyonu	Logistic sigmoid (gizli katman), lineer (çıkış katmanı)
Veri tipi	Normalize edilmiş veri
Giriş parametresi sayısı	7
Gizli katman sayısı	7-50 nöron adım adım değiştirme

4.6.2. YSA analizi

Çizelge 4.20 gizli katman nöron sayılarının değişmesi durumunda oluşturulan YSA modelleri için eğitim ve test sonuçlarını göstermektedir. Çizelgeden gizli katmandaki nöron sayısının artmasıyla eğitim için OKHK değerlerinin düştüğü, R^2 değerlerinin ise 0.99'un üzerinde olduğu görülmektedir. Buna karşın test durumunda ise

gizli katmandaki nöron sayısının arttırılmasıyla OKHK değerlerinin farklı değerler aldığı görülmektedir. Eğitim ve test verilerinin sonuçları birlikte karşılaştırıldığında optimum YSA yapısının test için minimum OKHK, OMH ve maksimum R^2 değerine sahip 8 nöronlu gizli katma sahip YSA modelinin olduğu anlaşılmaktadır.

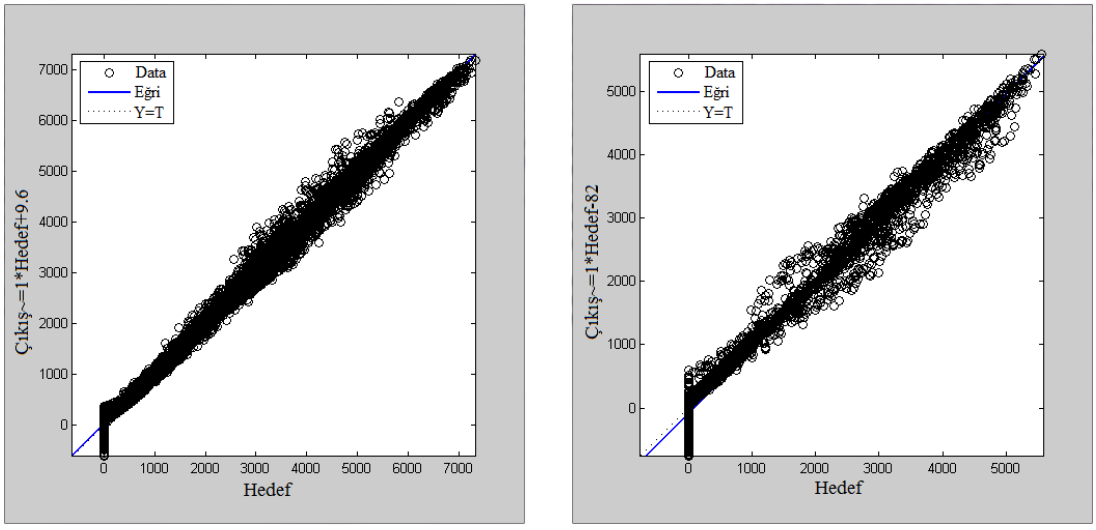
Çizelge 4.20. YSA modellerinin eğitim ve test sonuçları

	Gizli Katmandaki Nöron Sayısı	Epok Sayısı	Eğitim			Test		
			OKHK	R^2	OMH (W/m^2)	OKHK	R^2	OMH (W/m^2)
	7	138	0.0130	0.9958	77.07	0.1417	0.4526	1172.58
*	**8**	265	0.0128	0.9959	78.81	0.0259	0.9818	174.71
	9	831	0.0105	0.9972	60.27	0.0676	0.9755	555.19
	10	201	0.0127	0.9960	70.91	0.0811	0.9659	674.91
	11	150	0.0132	0.9956	79.23	6.0227	0.4634	55043.32
	12	100	0.0119	0.9965	70.20	0.2496	0.9540	2254.79
	13	438	0.0101	0.9975	57.20	0.2966	0.0775	2264.92
	14	128	0.0099	0.9975	56.86	0.1359	0.7877	976.65
	15	125	0.0112	0.9969	66.39	0.1141	0.7802	838.06
	16	607	0.0095	0.9977	53.24	0.5304	0.5583	3734.66
	17	181	0.0093	0.9978	51.94	0.2160	0.6188	1560.36
	18	80	0.0096	0.9977	57.62	0.2227	0.0978	1599.97
	19	275	0.0089	0.9980	50.53	1.2734	0.2694	11158.38
	20	588	0.0089	0.9980	50.68	3.2604	0.0018	28644.36
	21	598	0.0090	0.9980	50.03	1.0227	0.6199	9277.48
	22	173	0.0089	0.9980	52.73	0.1854	0.1927	1311.67
	23	390	0.0086	0.9981	48.38	1.6834	0.8451	15374.32
	24	590	0.0073	0.9986	40.34	6.0840	0.8932	48955.88
	25	192	0.0088	0.9980	51.27	0.1959	0.2799	1398.47
	26	160	0.0088	0.9981	52.13	0.3595	0.0082	2758.48
	27	208	0.0077	0.9985	43.04	1.1182	0.2778	8895.08
	28	281	0.0077	0.9985	43.05	0.7104	0.0430	4829.65
	29	367	0.0078	0.9985	44.51	0.5753	0.0880	4608.51
	30	361	0.0079	0.9984	45.44	2.2183	0.0390	19951.80
	31	399	0.0080	0.9984	45.36	0.7154	0.0001	5588.25
	32	298	0.0076	0.9985	42.79	10.0176	0.8142	90297.88
	33	530	0.0073	0.9987	42.03	4.4352	0.1972	40058.96
	34	358	0.0079	0.9984	44.68	6.3909	0.4431	49469.33
	35	236	0.0074	0.9986	39.93	1.6571	0.3713	11527.40
	36	309	0.0071	0.9987	40.10	1.1769	0.0133	9111.31
	37	398	0.0071	0.9987	39.21	0.7178	0.4283	5905.38
	38	258	0.0074	0.9986	42.12	0.9692	0.3686	8737.48
	39	369	0.0071	0.9987	38.93	1.1632	0.5320	9146.72
	40	459	0.0071	0.9987	39.34	1.9465	0.4745	16930.98
	41	337	0.0071	0.9987	40.30	1.4724	0.0255	12031.65
	42	182	0.0078	0.9985	44.18	0.9252	0.4404	6939.01
	43	150	0.0071	0.9987	39.01	0.6298	0.4135	5137.59
	44	201	0.0071	0.9987	39.67	2.4192	0.1791	21535.11
	45	140	0.0071	0.9987	38.97	0.9290	0.3763	6925.45
	46	134	0.0071	0.9987	39.92	3.9356	0.1707	35372.55
	47	200	0.0071	0.9987	40.04	3.1803	0.0292	28313.62
	48	97	0.0071	0.9988	40.65	0.7240	0.0444	6013.88
	49	102	0.0070	0.9988	40.31	0.7313	0.0009	5872.68
	50	158	0.0071	0.9987	40.22	3.1124	0.6974	27917.80

* En iyi sonuca sahip gizli katmanı göstermektedir.

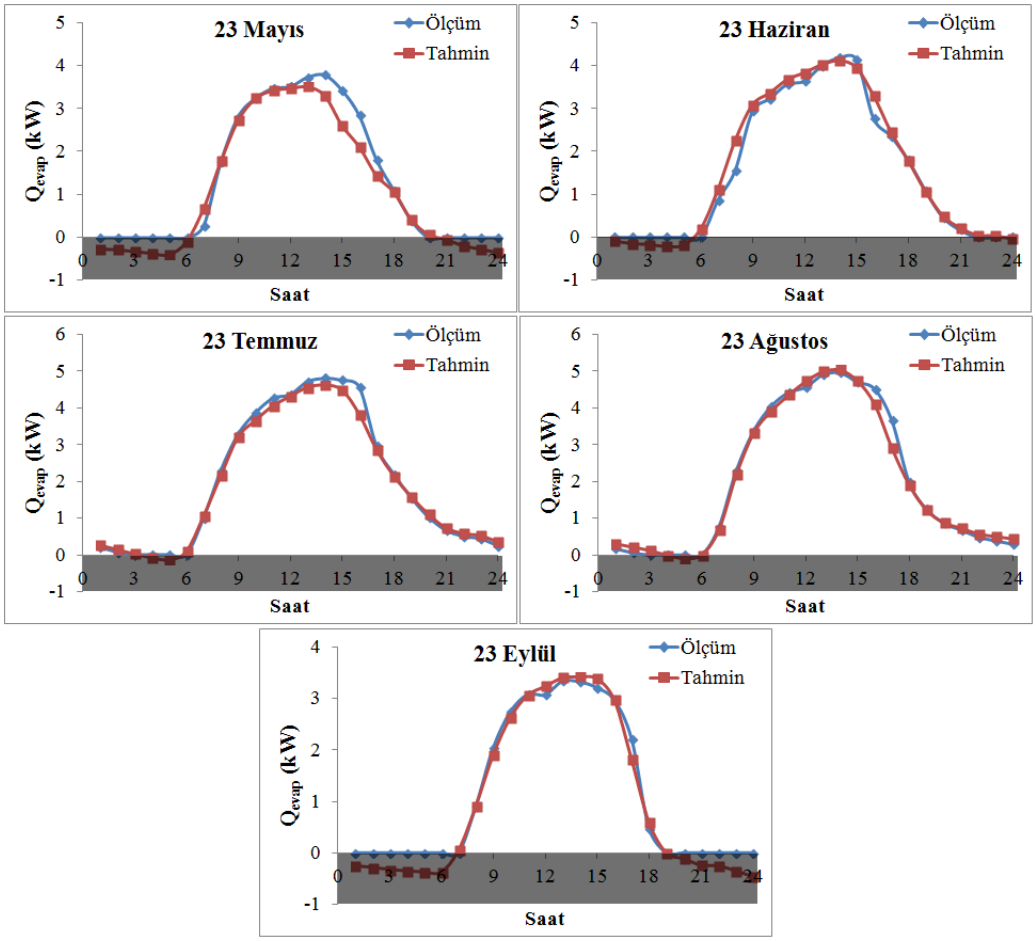
8 nöronlu YSA yapısına göre tahmin edilen ve ölçülen eğitim ve test verilerinin karşılaştırması Şekil 4.79'da verilmiştir. Mavi renkli çizgi 45° açılı çizgiye ne kadar yakınsa tahmin edilen değerle ölçülen değer arasındaki ilişkinin o denli iyi olduğunu göstermektedir. Eğitim ve test grafiklerinin her ikisinden yılın herhangi bir günü ve herhangi bir bölgesi için, binek taşıt soğutma yükünün uygun bir sonuçla tahmin edilebileceği görülmektedir. Ayrıca, grafiklerde tahmin değerlerinin negatif değerlere sahip olduğu görülmektedir. Soğutma yükü için negatif değer olamayacağı için bu değerlerin yazılacak bir programla 0'a eşitlenmesi durumunda istatiski sonuçlar daha da iyi tahmin edilebilecektir.

8 nöronlu YSA yapısını test etmek için kullanılan Konya ilindeki soğutma yükü değerlerinin, soğutma sezonu içerisindeki her ayın 23. günü için tahmin edilen ve ölçülen değerlerinin değişimleri Şekil 4.80'de verilmiştir. Grafikte verilen her ayın 23. günü için R^2 değerleri sırasıyla mayıs için 0.9717, haziran için 0.9846, temmuz için 0.9943, ağustos için 0.9904, eylül için 0.9895 olarak elde edilmiştir. Grafik incelendiğinde her ayın 23. günü için elde edilen sonuçların model taşıtın saatlik soğutma yükünü tahmin etmek için kullanılabileceği görülmektedir.



a. Eğitim (R^2=0.9959) **b**. Test (R^2=0.9818)

Şekil 4.79. 8 nöronlu gizli katmana sahip YSA yapısına göre tahmin edilen ve ölçülen (a) eğitim ve (b) test verilerinin karşılaştırması

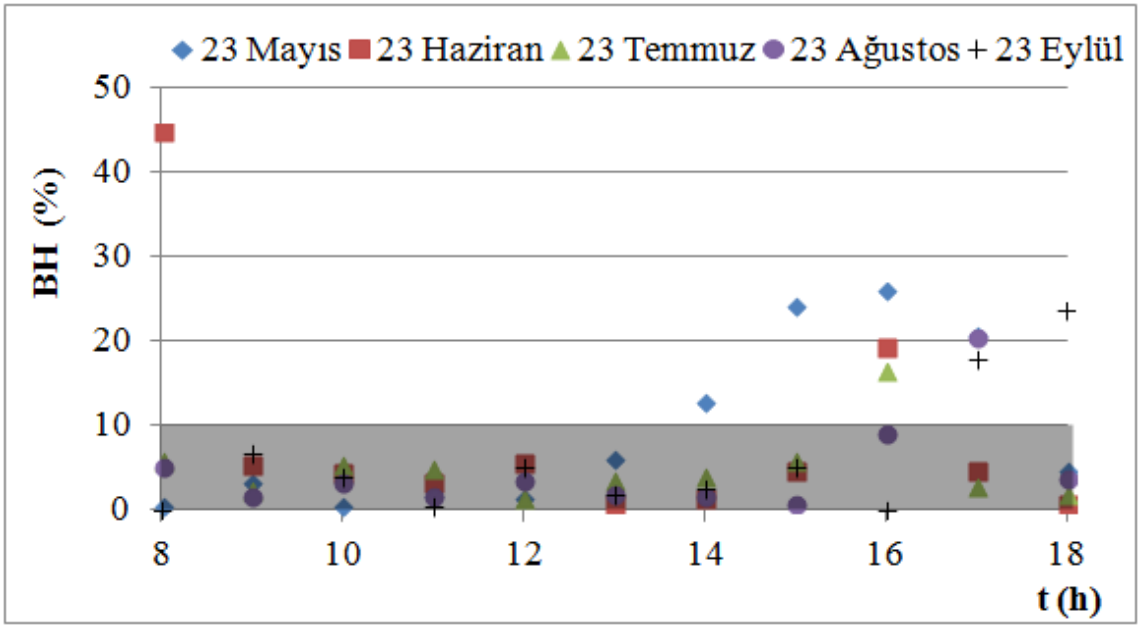


Şekil 4.80. Soğutma sezonu içerisindeki her ayın 23. günü için Konya ilindeki binek taşıtın soğutma yükünün YSA'lı ve YSA'sız değerlerinin saatlik değişimi

Bağıl hata (BH), YSA ile tahmin edilen değerin hesaplanan değere ne kadar uzak olduğunun istatistiksel bir göstergesidir. Önerilen YSA modelini değerlendirmek için Eş.(4.5)'e göre soğutma sezonu içerisindeki her ayın 23. günü için bağıl hata yüzdesi hesaplanmıştır.

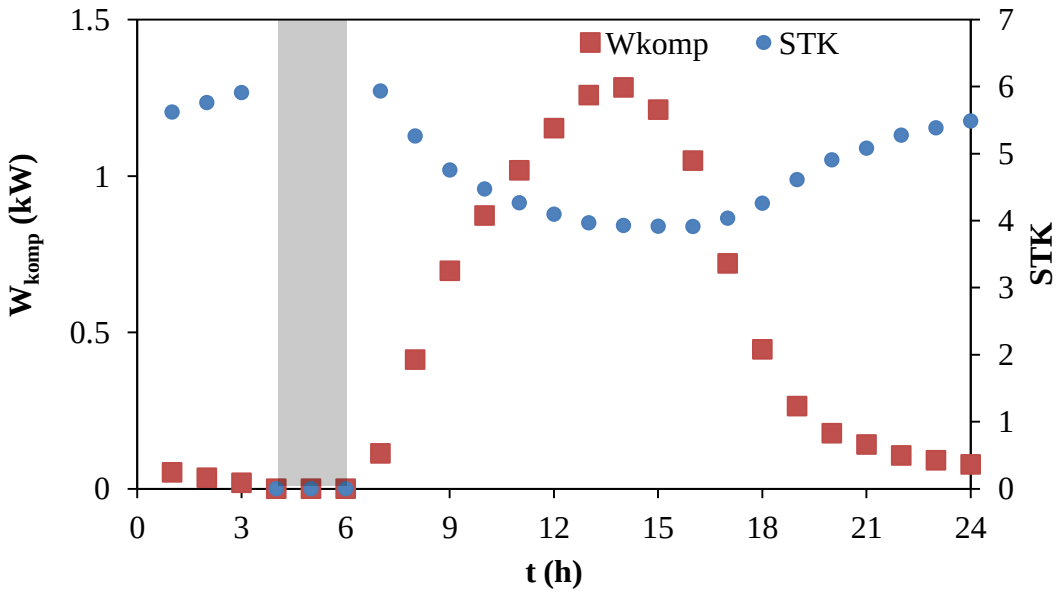
$$\%BH = \frac{|a_i - p_i|}{a_i} * 100 \qquad (4.5)$$

Şekil 4.81 soğutma sezonu içerisindeki her ayın 23. günü için Konya ilindeki taşıtın soğutma yükünün bağıl hata yüzdesini göstermektedir. Grafikte soğutma yükünün oluştuğu saatlerde (08:00-18:00) bağıl hatanın en yüksek değeri %25 civarında olmaktadır. 08:00-18:00 saatleri arasında soğutma sezonu içerisindeki her ayın 23. günü için ortalama bağıl hata sırasıyla mayıs ayı için %9.24, haziran ayı için %8.57, temmuz ayı için %4.88, ağustos ayı için %4.78 ve eylül ayı için %6.29 olarak hesaplanmıştır. Ortalama bağıl hata ise %6.75 olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.81. Soğutma sezonu içerisindeki her ayın 23. günü için Konya ilindeki taşıtın soğutma yükünün bağıl hataları

Taşıt kliması performansının belirlenmesinde taşıtın soğutma yükü önemli bir parametredir. Bu parametre kullanılarak soğutma sistemi performansı hesaplanabilmektedir. Tez çalışması kapsamında Özgören et al. (2009a-c, 2010a-b, 2011) tarafından yapılan çalışmalar literatüre kazandırılmıştır. Soğutma sisteminin gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalıştığı kabul edilen bu çalışmada, bir taşıtın R134a soğutucu akışkanı kullandığı ve evaporatör sıcaklığının 0°C ve kondenser sıcaklığının ise dış ortam sıcaklığından 15 °C fazla olduğu varsayımına göre çalışan taşıt klima sisteminin 23 Ağustos günü için soğutma sistemi performansının değişimi Şekil 4.82'de görülmektedir. Ayrıca, soğutma sistemi performans hesaplamalarında 5°C aşırı ısıtma ve 5 °C aşırı soğutma olduğu kabul edilmiştir. Kompresör gücü en yüksek 1.283 kW değerini gün içerisinde saat 14:00'da alırken, STK ise sıcaklığın en yüksek olduğu saat 15:00'da 3.91 olarak en düşük değerini almaktadır. Grafikte taralı alan soğutma ihtiyacının olmadığı bölüm olduğu için burada kompresör gücü ve STK sıfır değerini almaktadır. Kompresör gücünün değiştirilmesi ile soğutma sistemi en verimli durumda çalışacaktır.



Şekil 4.82. YSA'lı değerlere göre 23 Ağustos için taşıt kliması performansının değişimi

4.7. STK'nın YSA ile Tahmini

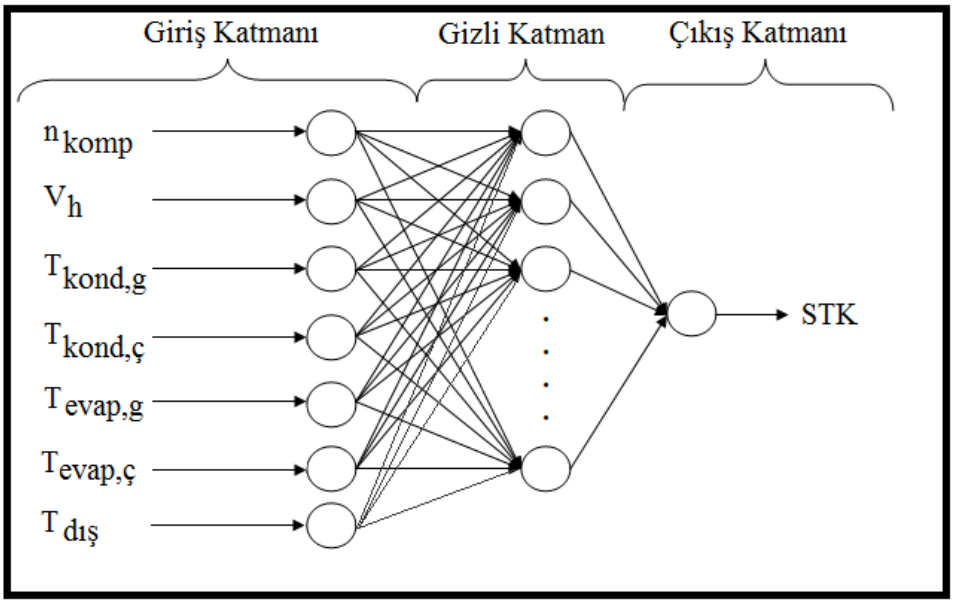
Bu bölümde deneysel olarak ölçülen değerlerden hesaplanan soğutma sisteminin STK'nı tahmin eden YSA uygulaması yapılmıştır. STK'nı tahmin etmek için oluşturulan YSA modelinde kullanılan veriler ölçüm yapılan 1800 saniye içerisinde sistemin rejimde çalıştığı son 900 saniyedeki değerlerdir. Farklı hava hızları ve kompresör devirlerinde yapılan deneylerin, her saniyesinde veri kayıt ediciler tarafından alınan verilerin sayısı 13500 olup, bunların %20'si test için ayrılmıştır. Veriler ayrılırken 1500 d/dk 3m/s, 2000 d/dk 5.5 m/s ve 2500 d/dk 8 m/s deneyleri test için ayrılmıştır. Geriye kalan 10800 veri ile YSA yapısı eğitilmiştir. Çizelge 4.21'de YSA modelinde kullanılan giriş ve çıkış verilerinin en düşük, en yüksek ve ortalama değerleri görülmektedir.

Çizelge 4.21. YSA modelinde kullanılan parametrelerin özellikleri

Parametre	Maksimum	Minimum	Ortalama
n_{komp} (d/dk)	3000	1000	2000
V_h (m/s)	8.01	3.37	5.70
$T_{kond,g}$ (°C)	35.91	26.22	30.89
$T_{kond,ç}$ (°C)	45.18	31.28	37.95
$T_{evap,g}$ (°C)	30.10	22.97	26.38
$T_{evap,ç}$ (°C)	8.34	-6.55	2.06
$T_{dış}$ (°C)	35.24	23.15	28.61
STK	4.11	1.99	2.66

4.7.1. YSA yapısı

Deneysel verilere göre soğutma sisteminin performansını tahmin etmek için oluşturulan YSA modelinin mimarisi Şekil 4.83'de görülmektedir. Giriş katmanı 7 nörona, çıkış katmanı ise bir nörona sahiptir. Giriş katmanında kullanılan veriler, kompresör devri, evaporatör üzerinden geçen hava hızı, kondenser giriş ve çıkış sıcaklıkları, evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları ve çevre sıcaklığıdır. Çıkış katmanında ise sadece sistemin STK bulunmaktadır.



Şekil 4.83. STK tahmini için oluşturulan YSA yapısı

Soğutma sisteminin STK'nı tahmin etmek için oluşturulan YSA modelinin optimum mimarisi ve yapısı geliştirilen MATLAB yazılımı ile yapılmıştır. Bu sebeple YSA'nın gizli katmanındaki nöron sayısı 2 ile 30 arasında değiştirilerek sonuçlar elde edilmiştir. Farklı nöron sayısına sahip modeller test verileri ile kontrol edilmiştir.

Çizelge 4.22. STK'nı tahmin etmek için oluşturulan YSA modelinin özellikleri

Yapı	**İleri Beslemeli YSA**
Algoritma	Geri yayılım (Back propagation)
Öğrenme tipi	LevenbergeMarquardt
Öğrenme oranı	0.1
Epok sayısı	1000
Amaç	0
Transfer fonksiyonu	Logistic sigmoid (gizli katman), lineer (çıkış katmanı)
Veri tipi	Normalize edilmiş veri
Giriş parametresi sayısı	7
Gizli katman sayısı	2-30 nöron adım adım değiştirme

Epok, YSA'nda eğitim için maksimum iterasyon sayısı olarak tanımlanmaktadır. Bu çalışmada epok sayısı 1000 olarak girilmiştir. Eğitim YSA'nın amacına ulaştığında veya maksimum epok sayısına ulaşıldığında durmaktadır. Bu çalışmada amaç 0 olarak girilmiş ve 1000 epok sonundaki sonuçlara göre en uygun YSA yapısı belirlenmiştir. Soğutma sisteminin STK'nı tahmin etmek için oluşturulan YSA modelinin özellikleri Çizelge 4.22'de verilmiştir.

4.7.2. YSA analizi

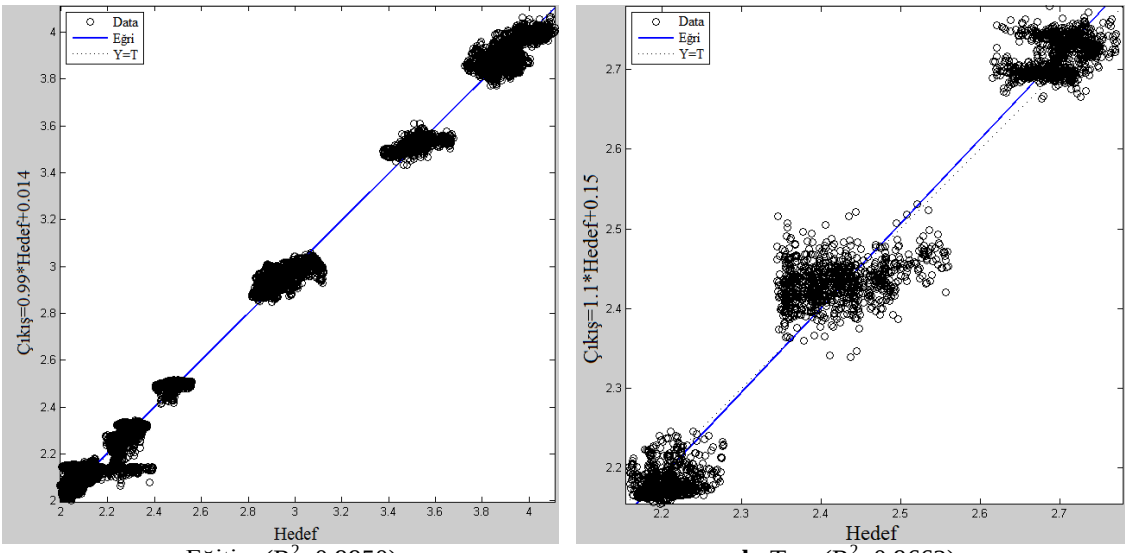
Gizli katmandaki nöron sayısı 2-30 arasında değiştirildiğinde Çizelge 4.23'deki sonuçlar elde edilmiştir. Çizelgede eğitim sonucunda bütün OKH, R^2 ve OMH değerleri incelendiğinde R^2 değerlerinin 0.99'un üstünde OKH ve OMH değerlerinin ise birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Fakat test sonucundaki R^2 değerleri farklılık göstermektedir. Test sonucuna göre en iyi tahmin 0.9662 R^2 değeri ile 3 nöronlu gizli katmana sahip YSA yapısının en iyi tahmini yaptığı görülmektedir.

Çizelge 4.23. YSA yapılarının eğitim ve test sonuçları

	Gizli Katmandaki Nöron Sayısı	Eğitim			Test		
		OKH	R^2	OMH	OKH	R^2	OMH
	2	0.0004	0.9938	0.04	0.0004	0.9597	0.04
*	**3**	0.0003	0.9950	0.04	0.0003	0.9662	0.03
	4	0.0003	0.9962	0.03	0.0148	0.6702	0.28
	5	0.0002	0.9964	0.03	0.0042	0.9130	0.16
	6	0.0002	0.9972	0.03	0.0011	0.8418	0.08
	7	0.0002	0.9970	0.03	0.0048	0.8060	0.16
	8	0.0002	0.9975	0.03	0.0171	0.8190	0.31
	9	0.0002	0.9973	0.03	0.0229	0.3829	0.36
	10	0.0001	0.9978	0.02	0.0183	0.1689	0.26
	11	0.0001	0.9980	0.02	0.0022	0.8802	0.10
	12	0.0002	0.9977	0.02	0.1002	0.0771	0.56
	13	0.0001	0.9981	0.02	0.0053	0.8864	0.16
	14	0.0001	0.9979	0.02	0.0226	0.0303	0.29
	15	0.0001	0.9982	0.02	0.0322	0.3143	0.39
	16	0.0001	0.9979	0.02	0.0097	0.8903	0.18
	17	0.0001	0.9980	0.02	0.0110	0.0394	0.18
	18	0.0001	0.9981	0.02	0.0069	0.5888	0.15
	19	0.0001	0.9982	0.02	0.0092	0.5094	0.19
	20	0.0001	0.9983	0.02	0.0134	0.6080	0.21
	21	0.0001	0.9983	0.02	0.0057	0.4656	0.16
	22	0.0001	0.9984	0.02	0.0451	0.0591	0.50
	23	0.0001	0.9984	0.02	0.0069	0.3156	0.17
	24	0.0001	0.9984	0.02	0.0086	0.2982	0.16
	25	0.0001	0.9983	0.02	0.0157	0.1201	0.26
	26	0.0001	0.9984	0.02	0.0105	0.5895	0.21
	27	0.0001	0.9985	0.02	0.0217	0.6011	0.26
	28	0.0001	0.9986	0.02	0.0032	0.4953	0.12
	29	0.0001	0.9984	0.02	0.0907	0.6133	0.73
	30	0.0001	0.9986	0.02	0.0231	0.5997	0.31

* En iyi sonuca sahip gizli katmanı göstermektedir.

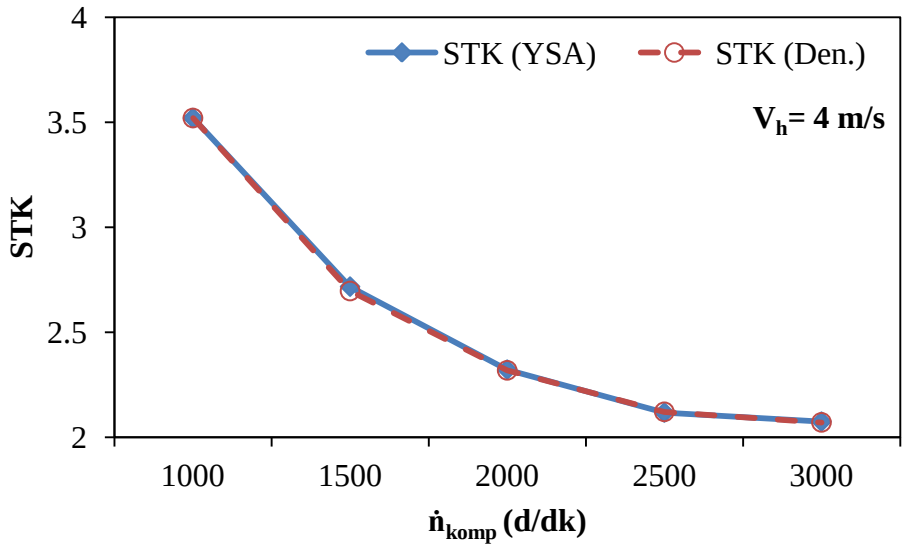
Gizli katmanında 3 nörona sahip YSA yapısına göre tahmin edilen ve ölçülen eğitim ve test verilerinin karşılaştırması Şekil 4.84'de verilmiştir. Eğitim ve test grafiklerinin her ikisinden soğutma sisteminin STK'nı uygun bir sonuçla tahmin edebileceği görülmektedir. Eğitim sonucunun karşılaştırıldığı grafikte oluşan boşluklar test verilerinin seçiminden dolayı oluşmuştur. Eğitimin R^2 değeri 0.9950, test verilerinin R^2 değeri 0.9662 olarak hesaplanmıştır.



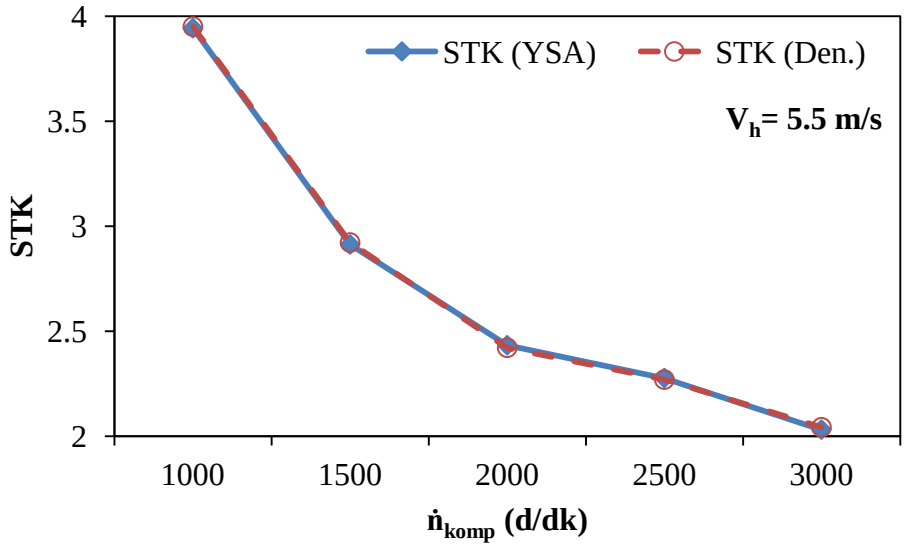
a. Eğitim (R^2=0.9950) **b**. Test (R^2=0.9662)

Şekil 4.84. 3 nöronlu YSA yapısına göre tahmin edilen ve ölçülen (a) eğitim ve (b) test verilerinin karşılaştırması

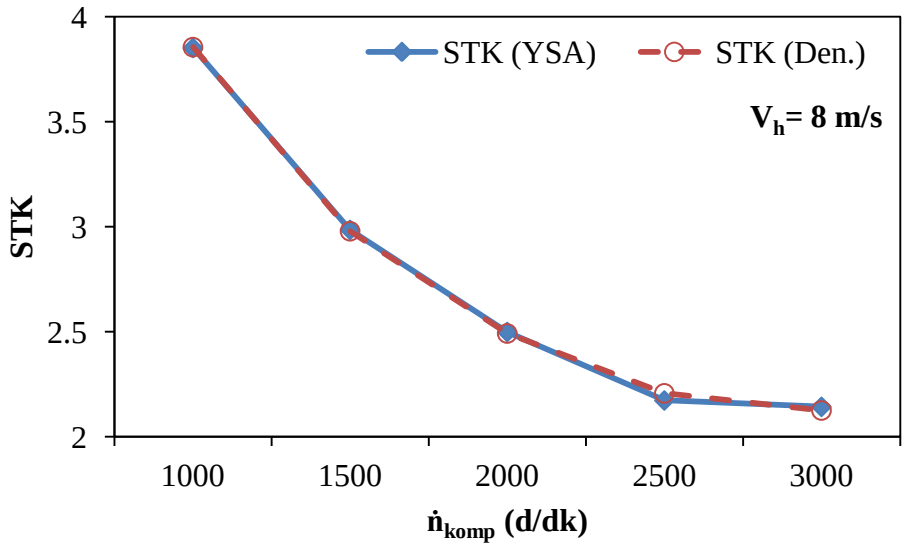
Şekil 4.85-4.87'de ise yapılan deneyler sonucunda hesaplanan ile YSA modeliyle tahmin edilen STK değerlerinin karşılaştırması 3 hava hızı için verilmiştir. Grafiklerde YSA ile yapılan tahminlerle deneysel olarak hesaplanan STK değerlerinin birbirine yakın olduğu ve R^2 değerlerinin ise evaporatör üzerinden geçen hava hızının 4 m/s ve 5.5 m/s için 0.9998 olduğu 8 m/s'de ise 0.9992 olarak hesaplanmıştır. Ölçüm yapılan diğer aralıktaki değişik değerler içinde YSA yapısı kullanılarak sistemin STK en az % 96 doğrulukta tahmin edilebileceği görülmektedir.



Şekil 4.85. Deneysel ve YSA ile tahmin edilen STK'nın karşılaştırması (V_h=4m/s)



Şekil 4.86. Deneysel ve YSA ile tahmin edilen STK'nın karşılaştırması (V_h=5.5 m/s)



Şekil 4.87. Deneysel ve YSA ile tahmin edilen STK'nın karşılaştırması (V_h=8 m/s)

YSA modelinin giriş katmanındaki parametrelerin etkilerini belirleyebilmek için parametreler birer birer sırayla kaldırılmış ve YSA'nın performansına giriş katmanındaki parametrelerin etkisi belirlenmiştir. Çizelge 4.24 her bir parametrenin sırasıyla kaldırılması durumunda YSA modelinin performansını göstermektedir. Çizelgeden eğitimdeki R^2 değerlerinin fazla etkilenmediği fakat test için R^2 değerlerinin etkilendiği görülmektedir. Ayrıca YSA modelini etkileyen en önemli parametrenin kompresör devri olduğu görülmektedir. Daha sonra etkisi en yüksekten en aza doğru parametreler sıralandığında kondenser giriş sıcaklığı, kondenser çıkış sıcaklığı, evaporatör giriş sıcaklığı, evaporatör çıkış sıcaklığı, çevre sıcaklığı ve en az etkileyen ise evaporatör girişindeki hava hızı olarak hesaplanmıştır. Evaporatör girişindeki hava hızı parametresi çıkarıldığında eğitim ve test için R^2 değerleri sırasıyla 0.9953 ve 0.9659 olarak hesaplanmıştır. Kompresör devri parametresi kaldırıldığında ise R^2 değerleri eğitim ve test için 0.9896 ve 0.4830 olarak elde edilmiştir.

Çizelge 4.24. Giriş parametrelerinin azaltılması durumunda YSA'nın performansı.

Kaldırılan Parametre	Nöron Sayısı	Epok Sayısı	OKH Test	OKH Eğitim	R^2 Test	R^2 Eğitim	OMH Test	OMH Eğitim
$T_{dış}$	3	1000	0.000642	0.000339	0.9433	0.9949	0.0539	0.0356
$T_{evap,ç}$	3	1000	0.000654	0.000341	0.9402	0.9948	0.0521	0.0349
$T_{evap,g}$	3	1000	0.001991	0.000359	0.9317	0.9946	0.1058	0.0381
$T_{kond,ç}$	3	1000	0.0023	0.000322	0.8936	0.9951	0.1107	0.0356
$T_{kond,g}$	3	1000	0.006445	0.000302	0.7313	0.9954	0.1855	0.0344
V_h	3	220	0.001423	0.000313	0.9659	0.9953	0.0889	0.0355
n_{komp}	3	1000	0.003838	0.000688	0.4830	0.9896	0.1273	0.0532
Hepsi dahil	3	1000	0.000258	0.000336	0.9662	0.9949	0.0342	0.0352

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu tez çalışmasında Meteoroloji Genel Müdürlüğünden Antalya, Konya, Mersin, Muğla ve Şanlıurfa illeri için 1997-2008 yılları arasındaki sıcaklık ve yatay ışınım değerleri temin edildi ve MATLAB programlama dili kullanılarak 10 yıllık ortalama sıcaklık ve ışınım değerleri hesaplandı. Ortalama güneş ışınımları ve ortalama sıcaklık değerleri kullanılarak, güneş enerjisi potansiyeli yüksek olan Antalya, Konya, Mersin, Muğla ve Şanlıurfa illeri için bir binek taşıt ve midibüs için soğutma yükü, soğutma sezonu boyunca yapılan kabuller ile belirlendi ve burada soğutma yüklerinin maksimum olduğu günler için analizler yapıldı. Değişik evaporatör sıcaklıkları (-5 ^{0}C, 0 ^{0}C, 5^{0}C) ve kondenser sıcaklıkları ($T_{dış}$+10, $T_{dış}$+15, $T_{dış}$+20) için buhar sıkıştırmalı mekanik çevrime göre çalışan soğutma çevriminin performans hesaplamaları yapılmıştır. Bu analizler kapsamında ısı pompasının kompresörünün gereksinim duyduğu elektrik enerjisi ve *STK* değerleri belirlenmiştir.

PV destekli çalışan taşıt kliması sistemi kurulmuş ve soğutma sisteminin performans deneyleri yapılmıştır. Taşıt klimasının performansı değişik evaporatör giriş hava hızlarında ve kompresör devirlerinde ayrı ayrı belirlenmiş ve karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Taşıt kliması soğutma sisteminin ekserji analizi yapılarak ekserji yıkım değerleri, soğutma sisteminin her bir elemanı için üç farklı hava hızı ve kompresör devrinde belirlenmiştir.

Coğrafik ve meteorolojik değerlerden yaralanılarak güneş ışınımı değerinin bilinmediği bölgelerin tahminini yapan YSA modelleri oluşturulmuş ve en iyi YSA modeli belirlenmiştir. En iyi YSA modeli için istatistiksel sonuçlar, karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Son olarak, model alınan binek taşıt için teorik analiz sonuçları kullanılarak, meteorolojik ve coğrafik giriş verilerinin bilinmesi ile soğutma yükü değerini tahmin eden YSA modeli oluşturulmuştur. YSA modelinin istatistiksel sonuçları karşılaştırılarak en iyi YSA modeli belirlenmiş ve soğutma yükü soğutma sezonu boyunca tahmin edilmiştir. Böylece; ölçüm yapılmayan bir yerde, ölçüm yapılan bölgedeki veriler kullanılarak soğutma yükü ve diğer gerekli değerlerin güvenilir derecede yaklaşımla tahmin edilebileceği gösterildi.

Yapılan bütün teorik ve deneysel analizlerde dinamik çalışma koşullarının göz önünde bulundurulmasından dolayı analiz sonuçları saatlik değişimlere göre grafiksel olarak sunulmuştur.

Tez kapsamında yapılan analizlerden elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

a. Meteorolojik veriler ile ilgili sonuçlar;

Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü'nden elde edilen 1997-2008 yılları arasındaki saatlik ölçümlerin ortalamalarına göre, Antalya, Konya, Mersin, Muğla ve Şanlıurfa illeri için yıl boyunca sıcaklık değişimleri son 12 yıllık veriler kullanılarak belirlenmiştir. Antalya ili için maksimum sıcaklığın oluştuğu gün 187. gün (6 Temmuz) saat 12:00'da olup, değeri 35.78 °C'dir. Bu değerler sırasıyla; Konya ili için 211. Gün (30 Temmuz) saat 15:00'da değeri 33.31°C, Mersin ili için 211. Gün (30 Temmuz) saat 14:00'da değeri 31.94°C, Muğla için 218. Gün (6 Ağustos) saat 15:00'da değeri 34.95 °C ve Şanlıurfa ili için 201. Gün (20 Temmuz) saat 14:00'da olup değeri 40.34 °C'dir. Beş il içerisinden saatlik olarak maksimum sıcaklığın oluştuğu il Şanlıurfa olarak bulunmuştur.

Yatay yüzeye gelen güneş ışınımının maksimum değerinin, Antalya ili için 170. gün (19 Haziran) saat 13:00'de 845.8 W/m^2, Konya ili için 206. gün (25 Temmuz) saat 12:00'da 902.2 W/m^2, Mersin ili için 166. gün (15 Haziran) saat 12:00'da 880.4 W/m^2, Muğla ili için 170. gün (19 Haziran) saat 13:00'da 850.4 W/m^2 ve Şanlıurfa ili için 170. gün (19 Haziran) saat 13:00'da 867 W/m^2 olduğu tespit edilmiştir. Beş il arasında anlık olarak güneş ışınımının en yüksek değeri Konya ilinde oluşmaktadır.

Güneş enerjisinin yıllık toplam değeri ve günlük ortalamaları sırasıyla Antalya'da 1655 kWh/m^2Yıl ve 4.53 kWh/m^2Gün, Konya'da 1786 kWh/m^2Yıl ve 4.89 kWh/m^2Gün, Mersin'de 1731 kWh/m^2Yıl ve 4.74 kWh/m^2Gün, Muğla'da 1597 kWh/m^2Yıl ve 4.38 kWh/m^2Gün ve Şanlıurfa'da 1718 kWh/m^2Yıl ve 4.71 kWh/m^2Gün olarak tespit edilmiştir. Seçilen iller arasında güneş ışınımı değerinin anlık, yıllık ve günlük toplam da en yüksek değerlere sahip ilin karasal iklimi en şiddetli olan il olmasına rağmen Konya olduğu belirlenmiştir.

Güneşlenme süresinin yıllık toplam değeri ve günlük ortalamaları sırasıyla Antalya'da 3239 saat/yıl ve 8.87 saat/gün, Konya'da 2791 saat/yıl ve 7.65 saat/gün, Mersin'de 2931 saat/yıl ve 8.03 saat/gün, Muğla'da 2694 saat/yıl ve 7.38 saat/gün ve Şanlıurfa'da 3005 saat/yıl ve 8.23 saat/gün olarak tespit edilmiştir. Güneşlenme süresinin maksimum olduğu il ise Antalya olarak belirlenmiştir.

b. Midibüs teorik uygulaması ile ilgili sonuçlar;

PV destekli midibüs klimasının soğutma yükü 5 ilde güneye yönlendirilmiş midibüs için soğutma sezonu içerisindeki bütün günler için saatlik olarak hesaplanmıştır. Antalya, Konya, Mersin, Muğla ve Şanlıurfa illeri için soğutma yükünün en yüksek değerleri sırasıyla 202. (21 Temmuz), 211. (30 Temmuz), 211. (30 Temmuz), 218. (6 Ağustos), ve 201. (20 Temmuz) gün olduğu ve değerlerinin ise 439.093 kWh/gün, 315.598 kWh/gün, 407.953 kWh/gün, 374.651 kWh/gün, ve 574.611 kWh/gün olduğu belirlenmiştir.

Soğutma sisteminin analizi R134a, R407C ve R410A soğutucu akışkanları için saatlik olarak soğutma sezonu boyunca yapılmış ve kompresörün izentropik verimi açısından tüm illerde R410A soğutucu akışkanının daha iyi sonuçlar verdiği, kompresörün tükettiği enerji ve performans açısından, en az enerjinin ve maksimum STK'nın R134a soğutucu akışkanı kullanılan sistem ile elde edildiği analitik hesaplama ile belirlenmiştir. Aynı evaporatör ve kondenser sıcaklığı ile aynı soğutucu akışkan kullanıldığı durumda iller arasında klimanın günlük olarak tükettiği enerjilerin minimumu ile maksimumu arasında 2 kattan daha fazla bir oranın olduğu tespit edilmiştir.

Midibüs tavan alanına (14 m^2) PV panel yerleştirilmesi durumunda %10 verimli PV sistemi ile Antalya ilinde 9.686 kWh/gün, Konya ilinde 9.856 kWh/gün, Mersin ilinde 8.943 kWh/gün, Muğla ilinde 8.863 kWh/gün ve Şanlıurfa ilinde 9.932 kWh/gün günlük enerji miktarı üretilebileceği tespit edilmiştir.

Midibüsün kompresör gücünün PV sistemi ile karşılanma durumu için yapılan analizde, %20 verimli PV sistemi kullanılması durumunda günlük kompresör için gerekli enerjinin en iyi karşılanma durumunun %25 oranı ile Konya ilinde olduğu, taşıttan sadece 07:00-20:00 saatleri arasında soğutma elde edilmek istendiğinde bu değerin %3-4'lük bir artış gösterdiği belirlenmiştir. Midibüs klimasının sabah 07:00-08:00 saatleri arası ve akşam 17:00-18:00 saatleri arasında kullanılması durumunda, Konya ilinde üç soğutucu akışkan ile soğutma sisteminin kompresör gücünün %10 verimli PV sistemi ile karşılanabildiği, Mersin ilinde R134a'lı soğutma sisteminin, Muğla ilinde R134a ve R410A'lı soğutma sisteminin soğutma yüklerinin karşılanabildiği, diğer illerde ise tamamen karşılanamadığı sonucu elde edilmiştir.

c. Binek taşıt teorik uygulaması ile ilgili sonuçlar;

Binek taşıt analizi için model alınan taşıtın, Antalya, Konya, Mersin, Muğla ve Şanlıurfa illerindeki, soğutma sezonu içerisindeki soğutma yükünün maksimum olduğu

günlerin sırasıyla; yılın 204. (23 Temmuz), 208. (27 Temmuz), 211. (30 Temmuz), 218. (6 Ağustos), ve 201. (20 Temmuz) günler olduğu belirlenmiştir. Bu günlerdeki soğutma yükü değerleri ise sırasıyla Antalya için 74.8 kWh/gün, Konya için 57.3 kWh/gün, Mersin için 69.0 kWh/gün, Muğla için 64.3 kWh/gün ve Şanlıurfa için 94.6 kWh/gün olarak tespit edilmiştir. Maksimum soğutma yükünün oluştuğu gün içerisinde soğutma yükünün saatlik olarak maksimum olduğu saatler ve değerleri sırasıyla Şanlıurfa için 7.313 kW ve saat 14:00, Antalya için 5.973 kW ve saat 14:00, Muğla için 5.850 kW ve saat 14:00, Konya için 5.372 kW ve saat 14:00, Mersin için 5.249 kW ve saat 13:00 olarak belirlenmiştir.

Konya ili için 3 akışkan birbiri ile karşılaştırıldığında en iyi performans sırasıyla R134a, R410A ve R407C akışkanlı soğutma sistemi ile elde edildiği belirlenmiştir. .

Binek taşıta 3.5 m^2, %20 verimli PV sistemi yerleştirilmesi durumunda ve taşıt klimasının sabah (07:00-08:00 saatleri arası), öğlen (12:00-13:00 saatleri arası) ve akşam (17:00-18:00 saatleri arası) saatlerinde çalıştırıldığı düşünüldüğünde, 5 ilde her 3 soğutucu akışkanı kullanan soğutma sisteminin toplam kompresör gücünü fazlasıyla karşılayabileceği sonucuna varılmıştır.

d. Taşıt kliması performansının deneysel araştırılması ile ilgili sonuçlar;

Taşıt klimasının dinamik performansının belirlenmesi için yapılan deneylerde, kompresör devri 1000d/dk - 3000 d/dk arasında, hava hızı ise 4 m/s, 5.5 m/s ve 8 m/s olarak değiştirilerek soğutma sistemi incelenmiştir. Her deneyde hava hızının zamana bağlı değişiminde, hava hızının ilk 200 saniyelik periyod içerisinde arttığı ve daha sonra düşerek sabitlendiği görülmüştür. Soğutma sisteminde ölçülen basınç ve sıcaklık gibi parametrelerin yaklaşık ilk 400 saniyelik bölümde rejime ulaştığı belirlenmiştir.

Evaporatör kapasitesinin en düşük değeri 4 m/s hava hızında ve 1000 d/dk kompresör devrinde 1.8 kW, maksimum değeri ise 8 m/s deki hava hızında 2.78 kW olarak hesaplanmıştır. 1000 d/dk kompresör devrinde, hava hızının 4, 5.5 ve 8 m/s değerlerinde evaporatör kapasitesinin değerleri sırasıyla 1.80 kW, 2.02 kW ve 2.57 kW olarak bulunmuştur. Hava hızının 4, 5.5 ve 8 m/s değerlerinde artan kompresör devrine bağlı olarak, evaporatör kapasitesindeki artışlar sırasıyla; 1.09 kW, 0.77 kW ve 0.81 kW'dır. Bu artışların büyük bir oranı 1000-2000 d/dk kompresör devirleri arasında oluşmaktadır.

Kompresör gücünün minimumu 4 m/s hava hızında ve kompresör devri 1000 d/dk iken 0.51 kW olarak elde edilmiştir. Maksimumu ise 8 m/s hava hızında ve kompresör devri 3000 d/dk iken 1.73 kW olarak bulunmuştur. Kompresör devri 1000

d/dk iken hava hızının iki katına çıkması durumunda, kompresör gücü %31 artarken, kompresör devri 3000 d/dk olduğu anda hava hızı iki katına çıkarıldığında kompresör gücü %37 artmaktadır. Hava hızının 8 m/s değerinde, artan kompresör devri ile kompresör gücündeki artış yaklaşık %166 civarında olurken, 4 m/s hava hızında ise bu artış %147 civarındadır.

Sabit bir kompresör devrinde evaporatöre giren havanın hızı arttıkça $\dot{Q}_{evap}$, $\dot{W}_{komp}$, $\dot{Q}_{kond}$, $\dot{m}_{sa}$ ve STK'nın arttığı belirlenmiştir. Hava hızının 2 katına çıkması durumunda ise soğutucu akışkan debisi ve kondenser kapasitesindeki artışların sırasıyla, 1000 d/dk kompresör devri için %38 ve %40 olduğu, 3000 d/dk kompresör devrinde ise %43 ve %40 olarak gerçekleştiği bulunmuştur.

Evaporatörden geçen havanın hızı arttıkça STK'nın arttığı belirlenmiştir. Bunun nedeninin, artan soğutma yükü ile birlikte buharlaşma sıcaklığının yükselmesi ve sıkıştırma oranının düşmesi nedeniyle, kompresör gücündeki artışın, soğutma yükündeki artıştan daha düşük oranda olmasıdır.

Evaporatör hava hızının 8 m/s ve kompresör devrinin 2000 d/dk'nın üzerinde olduğu anlarda evaporatör kapasitesinin artmadığı buna bağlı olarak kondenser kapasitesinin ve soğutucu akışkan debisininde aynı eğilimde olduğu görülmüştür. Bu anlarda kondenser tarafından dışarı atılan ısının miktarını belirleyen parametrelerden olan kondenser hava debisi, taşıt park halinde olduğu için arttırılamamıştır. Bunun sonucu olarak kondenserden dışarı atılan ısı artmamakta, bu da evaporatörden çekilen ısının arttırılamaması sonucu ile karşımıza çıkmaktadır. Taşıt hareket halinde olsaydı; kondenser üzerinden geçen hava debisi taşıt hızıyla artacağından kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı düşerek aşırı soğutma miktarı artacaktır. Böylelikle kondenser ve evaporatör kapasitesinde de artış olacaktır. Ayrıca buradaki evaporatör ve kondenser kapasitesindeki azalmayı, dış ortam sıcaklığının azalmasıda etkilemektedir.

Ölçülen değerlerden kompresörün farklı devirleri ve farklı hava hızları için ekserji yıkım değişimi 0.321 - 1.194 kW aralığında hesaplanmıştır. Düşük kompresör devirlerinde toplam ekserji yıkım değerinin az, yüksek kompresör devirlerinde ise fazla olduğu en düşük ile en yüksek kompresör devrinin ekserji yıkım değerleri arasında yaklaşık iki katlık bir artış olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, bütün devirlerde ve hava hızlarında evaporatörde oluşan ekserji yıkım değerinin en yüksek olduğu belirlenmiştir.

Sistem elamanları arasında bütün hava hızlarında ve kompresör devirlerinde evaporatörün ekserji veriminin düşük olduğu bulunmuştur. En yüksek ekserji verimine sahip soğutma sistemi elemanı genleşme valfi olup değeri ise yaklaşık olarak %95

olarak belirlenmiştir. Soğutma sisteminin toplam ekserji verimi göz önüne alınırsa sistem ekserji veriminin maksimum olduğu 1000 d/dk kompresör devri ve 5.5 m/s hava hızında çalıştırılmalıdır. Soğutma sistemi elemanlarının bağıl tersinmezlik miktarları kompresör, kondenser, genleşme valfi ve evaporatör için sırasıyla yaklaşık %27.1, %19.5, %7.1 ve %46.2 olduğu tespit edilmiştir.

Soğutulan havanın evaporatörden çıkış sıcaklığı hava hızı arttıkça yükselmekte, kompresör devri arttıkça azalmaktadır. Taşıt içerisinden evaporatöre gönderilen havanın sıcaklığı dış ortam şartlarından etkilenmektedir. Dolayısıyla evaporatörde oluşan sıcaklık farkıda zamanla değişmektedir. Soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizinde verilen grafiklerdeki dalgalanmalar bu değişimlerden kaynaklanmaktadır.

Yapılan belirsizlik analizine göre deneysel olarak belirlenen STK'nın belirsizliği ±% 3.28 – 4.29 mertebesinde hesaplanmıştır. Bu da yapılan ölçüm ve sonuçların güvenilirliğinin göstergesidir. Ayrıca belirsizlik değerlerinin kompresör devri arttıkça azaldığı, evaporatör hava hızı arttıkça ise arttığı belirlenmiştir.

Tez kapsamında taşıt kliması soğutma sistemi haricinde, PV sisteminin analizide deney sistemine uyarlanmıştır. Meteorolojik değerler 1 Ağustos 2010 tarihinden itibaren ölçülmüştür. 2011 yılında tüm yıl boyunca Konya Alaeddin Keykubat Kampüsü bölgesinde yapılan ölçümlerde toplam güneş enerjisinin 1735.5 kWh/m^2yıl olduğu tespit edilmiştir. 2012 yılı içerisinde toplam güneş enerjisinin ise 1822.6 kWh/m^2yıl olarak gerçekleşmiştir. Bunların ortalaması 1779.05 kWh/m^2yıl olup, meteorolojik değerlerin ortalaması 1786 kWh/m^2yıl değeri ile yaklaşık olarak aynıdır.

2010 yılı içerisinde ölçüm yapılan günlerde maksimum sıcaklık 46.6 ^oC olarak 4 Ağustos günü (saat 13:00) olurken, bu değer 2011 yılında 44.77^oC ile 1 Ağustos'ta (saat 16:00) ve 2012 yılında ise 46.88^oC ile 27 Temmuz'da (saat 16:00) gerçekleşmiştir. Bu değer meteorolojik değerlere göre yüksek olup küresel iklim değişikliğinin dikkate alınması için yerel ölçümlerin yapılmasının önemini açıkça ortaya koymaktadır.

Taşıt üzerine kurulan PV sisteminden elde edilen gücün maksimum değerinin saat 12:00'da 701W olarak bulunmuştur. Deney yapılan tarihlerdeki ortalama güneş ışınımı değerinin maksimumu ise, yine aynı saatte 921 W/m^2 olarak gerçekleşmiştir. PV sisteminden gün boyunca toplam 5.818 kWh'lık enerji bataryalarda depolanmaktadır.

Deney sisteminin kurulduğu minibüsün soğutma yükü teorik olarak hesaplanmış ve deneyler sonucunda elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır. Teorik soğutma yükü ile deneysel soğutma yükünün saatlik olarak karşılaştırılması durumunda devirlere bağlı olarak farklılıklar olduğu, fakat 8 m/s hava hızı deneyleri ile teorik hesabın yaklaşık

olarak birbirine eşit çıktığı görülmüştür. Hesaplama ve deneyler arasındaki farkın taşıtının yüzey yutma katsayısı ve camlar için gölgeleme katsayısı değerlerinin tam olarak bilinememesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Ayrıca, deney taşıtının sızdırmazlığının tam sağlanamaması, homojen bir yalıtımın olmaması, park halindeki taşıt olması nedeniyle taşınım katsayısı etkisinin tam olarak dikkate alınamaması, taşıtın bulunduğu konum nedeniyle yeryüzünden yansıyan ışınımların oluşturduğu ısı kazançları, taşıt içindeki ölçü aletlerinin oluşturduğu elektrik ve ısıl yüklerde bu farkın oluşmasını etkilemektedir.

e. YSA ile ilgili sonuçlar;

YSA metodu ile güneş ışınımı ve soğutma yükü için gizli katman sayısının değiştiği YSA modelleri geliştirilmiş ve en uygun YSA modeli istatistiksel değerlere göre belirlenmiştir. Güneş ışınımının tahmini için en iyi YSA modelinin, Model-2 olarak isimlendirilen 25 nöronlu YSA yapısının olduğu tespit edilmiştir. 25 nöronlu YSA modelinde, eğitim ve test için R^2 ve OMH değerleri sırasıyla, eğitim için 0.9879 ve 18.33 W/m^2, test için 0.9891 ve 18.94 W/m^2 olarak bulunmuştur. Bu YSA modeli kullanılarak herhangi bir bölge ve herhangi bir zaman için güneş ışınımının saatlik değişimi uygun sonuçlar ile tahmin edilebilmektedir. Tahmin için, tahmin edilecek bölgenin coğrafik özelliklerinin (enlem, boylam ve yükseklik) yanında ilave olarak tahmin edilecek zamandaki sıcaklığın bilinmesi yeterli olacaktır. Böylelikle ölçüm sistemi kurulumu pahalı olan bir veri coğrafik özelliklerin yanında sadece sıcaklığın bilinmesi ile ölçüm yapılamayan yerlerde tahmin edilebilmektedir.

İkinci YSA uygulamasında, binek taşıtın teorik analiz sonuçlarına dayanan bir YSA modeli taşıt soğutma yükünü tahmin etmek için oluşturulmuştur. Soğutma yükünü tahmin etmek için oluşturulan YSA modellerinden en iyi performansın minimum OKHK, OMH ve maksimum R^2 değerine sahip 8 nöronlu YSA modelinin olduğu belirlenmiştir. 8 nöronlu YSA modeli kullanılarak soğutma sezonu içerisindeki her ayın 23. günü için soğutma yükleri tahmin edilmiş ve R^2 değerleri mayıs için 0.9717, Haziran için 0.9846, Temmuz için 0.9943, Ağustos için 0.9904, Eylül için 0.9895 olarak belirlenmiştir. Ayrıca, her ayın 23. günü için bağıl hatalar hesaplanmış ve bu aylar arasında en iyi YSA ile soğutma yükü tahmin yeteneğinin, 23 Ağustos günü için yapıldığı bulunmuştur. Son olarak 23 Ağustos günü için soğutma yükü tahmin değerlerine göre, R134a soğutucu akışkanı kullandığı ve evaporatör sıcaklığının 0°C ve kondenser sıcaklığının ise dış ortam sıcaklığından 15 °C fazla olduğu varsayımına göre çalışan taşıt klima sisteminin performansı gün boyunca saatlik olarak belirlenmiştir.

Son olarak, deneysel veriler ile soğutma sisteminin STK'nı tahmin eden YSA uygulaması yapılmıştır. STK'nı tahmin etmek için oluşturulan YSA modellerinden 3 nöronlu gizli katmana sahip olan modelin en iyi performansa sahip olduğu belirlenmiştir. Gizli katmandaki nöron sayısı 3 olan YSA modelinin eğitim ve test sonuçlarının R^2 değerleri sırasıyla 0.9950 ve 0.9662 olarak hesaplanmıştır. Oluşturulan bu YSA modeli ile kompresör devri, evaporatör üzerinden geçen hava hızı, kondenser giriş ve çıkış sıcaklıkları, evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları ve çevre sıcaklığının bilinmesi ile STK değeri 0.96 doğrulukta tahmin edilebilmektedir. Ayrıca, giriş parametrelerinden evaporatör üzerinden geçen hava hızı parametresinin YSA performansını etkilemediği, kompresör devri parametresinin ise YSA performansı üzerinde en etkili parametre olduğu belirlenmiştir.

Sonuç olarak; PV destekli taşıt kliması üzerine yapılan teorik ve deneysel çalışmalardan klima sistemi enerjisinin gün içerisinde belirli saatlerde karşılanabildiği görülmüştür. Fakat PV panelindeki hücre verimlerinin teknolojik gelişmelere bağlı olarak artmasından dolayı, bu karşılama durumu gün geçtikçe artacaktır.

5.2. Öneriler

Taşıt klimaları son zamanlarda birçok taşıt firmasında standart donanım olarak görülmeye başlanan sürücü konforunu etkileyen en önemli sistemlerden biridir. Bu özelliğinden dolayı yaz aylarının büyük bir bölümünde çalıştırılmakta bu da taşıtın yakıt ekonomisini arttırmaktadır. Bu sebeple, teorik ve deneysel olarak analiz edilen PV destekli taşıt klimasının sonuçlarından şu an için maksimum verimi %20 olan PV sistemleri kullanılarak taşıt klimasından kaynaklanan yakıt ekonomisindeki artış minimize edilebilmektedir. Bu tez kapsamında yapılan deneysel çalışmada, bir taşıt klimasının enerji ihtiyacını fotovoltaik paneller vasıtasıyla güneş enerjisinden üretilen elektrik ile kısmen/tamamen karşılayan ve üretilen elektriğin gün içerisinde belirli bir dönem de taşıt klimasını tahrik eden sistemler kurulabilir. Fakat sistem kurulurken kompresör ve elektrik motoru kompakt hale getirilerek verimleri arttırılmalıdır. Ayrıca, bu sistemin dinamik olarak kontrol altına alınması soğutma sisteminin performansını arttıracaktır. Sistemin kontrolünde meteorolojik ve coğrafik değişkenlere göre değişen soğutma yükü tahmini yapan YSA modelinin elektronik kartlara gömülerek yapılabilir. Ayrıca güneş ışınımını tahmin eden YSA modeli ile, ölçümlerin eksik yapıldığı bölgelerdeki veriler tahmin edilerek tamamlanabilir.

Taşıtın hareket halinde olması durumu incelenseydi. Kondenser fanının hızının yanında taşıtın hareketinden dolayı oluşan hız vektörel olarak toplanıp, kondenser girişindeki hava hızı olarak dikkate alınması gerekmekteydi. Bu da kondenser hava debisini arttıracağı için kondenser çıkışındaki soğutucu akışkanın sıcaklığını düşürecektir. Yani aşırı soğutma miktarı artacaktır. Bunun yanında daha yüksek hızda taşıtın çevresinde hava hareketi olacağından dolayı ısı taşınım katsayısı artacaktır. Sistemin bu şekil de performansının denenmesi PV destekli taşıt klimasının performansında daha gerçekçi sonuçlar verebilir.

Klima sistemi taşıtta dinamik olarak çalıştırılacak şekilde tasarımı yapılacak olursa, tez sonucunda bulunan anlık olarak değişen saatlik güç değerlerini karşılayacak şekilde tasarlanmalıdır. Ayrıca, evaporatörde oluşan ekserji yıkımının azaltılması, akışkanın dolaştığı hatların yeniden tasarlanması, akış yönüne paralel olarak düzenlenmesi ve taşıt iç ortam sıcaklığının düşürülmesi ile sağlanabilir.

Soğutucu akışkan R134a'nın yüksek GWP (Küresel ısınma potansiyeli) etkisinin olduğu ve uluslararası anlaşmalarla 2017 yılında yasaklanacak olması sebebiyle taşıt klima sistemlerinde kullanılacak yeni soğutucu akışkan arayışları devam etmektedir. Bu süreçte değişecek olan sistem elemanlarının yapısına uygun olarak PV destekli taşıt

klima sistemleri firmalar tarafından üretilebilir. Soğutucu akışkan olarak kullanılan R134a yerine ozon delme potansiyeli daha düşük olan (R1234yf) alternatif soğutucu akışkanlar denenerek sistemin verimliliğine etkisi araştırılabilir.

Konvansiyonel soğutma çevrimi yerine absorbsiyonlu veya ejektörlü soğutma çevrimleri ile yeni bir soğutma sistemi yapılarak bu çalışmadan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması denenebilir.

Son zamanlarda kullanımı hızla artan termoelektrik soğutma uygulamalarında gerekli olan enerjinin PV sistemleri ile karşılanması durumları teorik ve deneysel olarak incelenebilir. Aynı mantıkla termoelektrik modüllerden oluşan absorbsiyonlu hibrit soğutma sistemleri tasarlanıp araştırması yapılabilir. Taşıtlar üzerinde egzozda atık ısı olarak hava ya verilen enerjiden yararlanılarak termoelektrik modüller ile elektrik üretme ve bu elektriğin taşıtta soğutmada kullanılması uygulamaları yapılabilir.

Tezde yapılan soğutma sezonu boyunca soğutma yüklerinin hesaplanması, ısıtma sezonu için yapılarak, ısıtma ve soğutma sezonu için termoelektrik modüllerle taşıt içi ısıtma ve soğutma sistemlerinin tasarlanmasının yanında koltuk ısıtma ve soğutma uygulamaları ve bunların enerjisinin PV enerjisi ile sağlanması durumları incelebilir.

Taşıt klima sistemine ek olarak hermetik kompresörü, daha küçük evaporatör ve kondenseri olan güneş enerjisinden üretilen elektrik ile çalışan daha küçük kapasiteli ikinci bir soğutma sistemi taşıt üzerine monte edilerek çalıştırılabilir.

Minibüs ve otobüslerin duraklarda kısa süreli bekleme anında klima sistemi elektrik ihtiyacı kısa süreli önerilen PV destekli sistemin çalıştırılması ile gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

Ahamed J.U., Saidur R., Masjuki H.H., 2011, A Reviev on Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigation System, *Renewable and Sustainable*, 1593-1600.

Akdoğan A., 2007, Bir Soğutma Sistemindeki Kondenser Kapasitesinin Değiştirilmesinin Enerji Ve Ekserji Analizleri İle İncelenmesi, *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Bilim Uzmanlığı Tezi*, Karabük.

Akyol Ş.M, Kılıç M., 2008, Dynamic Simulation of HVAC System Thermal Loads in an Automotive Compartment, *4th.Automotive Technologies Congress*, Bursa.

Alkan A., Hoşöz M., 2010a, Experimental performance of an automobile air conditioning system using a variable capacity compressor for two different types of expansion devices, *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 52, No.1/2/3/4,pp. 160 – 176.

Alkan A., Hoşöz M., 2010b, Comparative Performance Of An Automotive Air Conditioning System Using Fixed And Variable Capacity Compressors, *international journal of refrigeration*, 487 – 495.

Al-Rabghi O., Niyaz A.A., 2002, Retrofitting R12 Car Air Conditioner with R134a Refrigerant, *Int. J. Energy Research*, 24, 467-474.

Alsuhaibani Z., Ersoy H.K., Hepbasli A., 2012, Exergetic and Sustainability Performance Assesment of Geothermal (Ground Source) Ejector Heat Pumps, Int. J. Exergy, Vol. 11, No.3, 371-386.

Amr G., Yunho H., Reinhard R., 2008, Dynamic Behavior Of Mobile Air-conditioning Systems, *HVAC and R. Research*, 14-2, p 307-321.

Anonim, 2008, Bilim ve Teknik Dergisi, Tübitak Yayınları, Ankara, Sayı 490.

Anonim, 2009, http://ben.gokselsirin.com/gunes-enerjisi-nedir-ne-degildir-bolum-2, [Ziyaret Tarihi: 12 Haziran 2009].

Anonim, 2010a, http://www.eie.gov.tr/YEK.html, [Ziyaret Tarihi: 12 Haziran 2010]

Anonim, 2010b, http://www.karalsogutma.com/sogutucu-akiskanlar.htm, [Ziyaret Tarihi: 29 Ağustos 2010].

Anonim 2011, Güneş Enerjisi Sektör Raporu, http://www.baka.org.tr/uploads/1303486512GUNES-TURKCE-KATALOG.pdf, Batı Akdeniz Kalkınma Ajansı, [Ziyaret Tarihi: 11 Ocak 2013].

Anonim, 2012, Türkiye'nin Enerji Görünümü Raporu, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, MMO/588, Ankara.

Anonim, 2013, http://www.eie.gov.tr/MyCalculator/Default.aspx, [Ziyaret Tarihi: 11 Ocak 2013]

Anonymous, 2013a, http://cochelectrico.blogspot.com/2010_07_01_archive.html, [Ziyaret Tarihi: 11 Ocak 2013]

Anonymous, 2013b, http://green.autoblog.com/2009/12/29/toyota-developing-solar-powered-electric-vehicle-charging-statio/, [Ziyaret Tarihi: 11 Ocak 2013]

Anonymous, 2013c, http://www.eng.monash.edu.au/materials/research/capability/dssc/, [Ziyaret Tarihi: 11 Ocak 2013]

Anonymous, 2013d, https://www1.eere.energy.gov/femp/news/news_detail.html?news_id=7200, [Ziyaret Tarihi: 11 Ocak 2013]

Anonymous, 2013e, http://www.ecofriend.com/10-solar-powered-charging-stations-ev-commutes-completely-green.html, [Ziyaret Tarihi: 11 Ocak 2013]

Anonymous, 2013f, http://envisionsolar.com/product-installations/, [Ziyaret Tarihi: 11 Ocak 2013]

Anonymous, 2013g, http://www.gizmag.com/solar-powered-truck-air-conditioning/16878/, [Ziyaret Tarihi: 11 Ocak 2013]

Anonymous, 2013h, http://www.sunsetenerji.com.tr/sayfa.asp?id=69&ne=enaltmenu, [Ziyaret Tarihi: 11 Ocak 2013]

Arıkol M., 1985. Ekserji Analizine Giriş. Tübitak Projesi. Proje No: 0630048401. Gebze.

ASHRAE, 2003, ASHRAE handbook—Fundamentals. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Ataer Ö.E., Özalp M., Biyikoğlu A., Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sistemleri İçin Soğutucu Akışkan Seçimi, *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, (2001).

Atmaca Y., Yiğit A., İklimlendirilen Ortamlar İçin Isıl Konforun Geçici Rejim Enerji Dengesi Modeli ile Değerlendirilmesi, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, Sayı:99, s.47-56, 2007.

Bejan A, Tsatsaronis G., Moran M., 1996, Thermal Design and Optimization, *John Wiley & Sons*, New York.

Bilen K., 2011, Ölçme Teknikleri Ders Notları, Ders Notu, *Kırıkkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi,* Kırıkkale, 11-13 (Yayımlanmamış).

Brown J.S., Yana-Motta S.F., Domanski P.A., 2002, Comparitive Analysis of an Automotive Air Conditioning Systems Operating With CO2 and R134a, *International Journal of Refrigeration*, 25, 19–32.

Brunin O., Feidth M. and Hivet B., 1997, Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump. *lnt. J. Refrig.* 20(5): 308-318.

Bulut H., Durmaz A.F., Yeşilata B., 2006, Eğik Yüzeye Gelen Güneş Işınımı Değerlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi, *I. Ulusal Güneş ve Hidrojen Enerjisi Kongresi*, 21-23 Haziran.

Bulut H., 2003, Generation Of Typical Solar Radiation Data for İstanbul Turkey, *Int. J. Energy Res*., 27, 847-855.

Chow. T.T., Zhang, G.Q. Lin, Z., Song. C.L., 2002, Global optimization of absorbtion chiller system by genetic algorithm and neural network, *Energy and Buildings*, 34, 103.

Çelik A., Abut N., 2005, Fotovoltaik Pil, Akü, Elektrik Motoru ve Su Pompası İçeren Kompleks Sistemin Dinamik Modeli, *II. Mühendislik Bilimleri Genç Araştırmacılar Kongresi*, 17–19 Kasım, İstanbul.

Çengel Y., Boles M., 2008, Thermodynamics: An engineering approach, *5th Edition*, McGraw Hill, USA.

Çuhadar M., 2006, Turizm Sektöründe Talep Tahmini İçin Yapay Sinir Ağları Kullanımı Ve Diğer Yöntemlerle Karşılaştırmalı Analiz (Antalya İlinin Dış Turizm Talebinde Uygulama), *Süleyman Demirel Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü*, Doktora Tezi, Isparta.

Dalkılıc A.S., Wongwises S., 2010, A Performance Comparison of Vapour-Compression Refrigeration System Using Various Altenative Refrigerants, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 1340-1349.

Damrongsak, D., Tippayawong, N., 2010, Experimental Investigation of an Automotive Air Conditioning System Driven by a Small Biogas Engine, *Applied Thermal Engineering*, 30(5), 400-405.

Ding G.L., 2007, Recent Developments in Simulation Techniques For Vapour-Compression Refrigeration Systems, *International Journal of Refrigeration*, 30, 1119-1133.

Doğan E., 2010, Sabit ve Değişken Kapasiteli Kompresör Kullanan bir Otomobil İklimlendirme Sisteminin Soğutucu Akışkan Şarjına Bağlı Olarak Deneysel Performansı, *Kocaeli Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü*, Kocaeli.

Dossat R.J., 1997, Principles of refrigeration. *4th edition*, New Jersey: Prentice-Hall International.

Duffie J.A., Beckman W.A., 1980, Solar Engineering of Thermal Processes, *Wiley-Interscience*, New York.

Durmaz A.F., 2007, Eğik Yüzeylere Gelen Güneş Işınımının Analizi ve Cam Yüzeylerden Geçen Güneş Işınımının Tespiti, *Harran Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, Yüksek Lisans Tezi, Şanlıurfa.

Ekren O, Küçüka S., 2010, Değişken Hızlı Soğutma Kompresörünün Bulanık Mantık Algoritması İle Kontrolü, *IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 869.

Erdoğan K., 2010, Güneş (Fotovoltalik) ve / veya Rüzgar Enerjisi Destekli Hibrit Isı Pompası Sisteminin Dinamik Performansının Araştırılması, , *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* Yüksek Lisans Tezi, Konya.

Eryener D., 2003, Türbülanslı Cebri Konveksiyonla Isı Geçişi,Sağlayan Isıl Sistemlerin Ekserji Ekonomik Analizi, *Trakya Üniversitesi ,Fen Bilimleri Enstitüsü*, Doktora Tezi, Edirne.

Esen D.Ö., Hoşöz M., 2007, Energy and Exergy Analysis of An Automobile Air Conditioning System Using Refrigerant R134a, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 23 (1-2), 188 – 203.

Esen D.Ö., Hoşöz M., 2006, R12 ve R134a Soğutucu Akışkanları Kullanan Otomobil İklimlendirme Sisteminin Deneysel Performans Analizi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 21-4, 703-709.

Etemoğlu A.B., 2004, Yolcu Otobüslerinde Yaz Klimasının İncelenmesi, *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, pp: 307-313, Bursa.

Farrington R.B., Rugh J.P., Barber G.D., 2000, Effect of Solar-Reflective Glazing on Fuel Economy, Tailpipe Emissions, and Thermal Comfort, *SAE Technical Paper Series*, 2000-01-2694.

Fıratoğlu Z.A., Yeşilata B., 2005, Dinamik Çevre Koşullarının Fotovoltaik Destekli Su Pompası Sistemi Üzerindeki Etkilerinin Araştırılması, *Mühendis ve Makine*, 46-544.

Güzenge O., 2007, Bir Soğu Deposunun Ekserji Analizi, *Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,* Bitirme Projesi,İzmir.

Hamid Khayyam, Abbas Z. Kouzani, Eric J. Hu, Saeid Nahavandi, 2011, Coordinated energy management of vehicle air conditioning system, *Applied Thermal Engineering*, Volume 31, Issue 5, April 2011, Pages 750–764.

Hendricks Terry J., 2001, Optimization of Vehicle Air Conditioning Systems Using Transient Air Conditioning Performance Analysis, *Society of Automotive Engineers*, Inc., 01-1734.

Hepbasli, A., Akdemir, O., 2004. Energy and Exergy Analysis of A Ground Source (Geothermal) Heat Pump System, Energy Conversion and Management, 45(5), 737-753.

Hoşöz M., Direk M., 2006a, Performance Evaluation of an Integrated Automotive Air Conditioning and Heat Pump System, *Energy Conversion and Management*, 47, 545–559.

Hoşöz M., Ertunç H.M., 2006 b, Artificial Neural Network Analysis of an Automobile Air Conditioning System, *Energy Conversion and Management*, 47, 1574-1587.

Jabardo J.M.S., Mamani W.G., Ianella M.R., 2003, Modelling and Experimental Evaluation of an Automotive Air Conditioning System with a Variable Capacitiy Compressor, *Int. J. Refrigeration*, 25-8, 1157–1173.

Jie J., Gang P., Tin-Tai C., Keliang L., Hanfeng H., Jianping L., Chongwei H., 2008, Experimental Study of Photovoltaic Solar Assisted Heat Pump System, *Solar Energy*, 82-1, 43-52.

Johnson V., 2002, Fuel Used for Vehicle Air Conditioning: A State-by-State Thermal Comfort-Based Approach, National Renewable Energy Laboratory, Copyright © *2002 Society of Automotive Engineers*, Inc, 2002-01-1957

Jung D., Park B., Lee H., 1999, Evaluation of Supplementary/Retrofit Refrigerants for Automobile Air-Conditioners Charged With CFC12, *International Journal of Refrigeration*, 22, 558-568.

Kabul A., 2008, Alternatif Soğutucu Akışkan Kullanılan Bir Soğutma Sisteminde Termodinamik Ve Isı Transferinin Teorik Ve Deneysel Olarak İncelenmesi, *Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, Doktora Tezi, Isparta.

Kalogirou, A. S., 2001, Artificial Neural Networks in Renewable Energy Systems Applications: a Review, *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 5, 373-401, 2001.

Kalogirou, A.S., 1999, Applications of Artificial Neural Networks in Energy Systems A Review, *Energy Conversion and Management*, 40, 1073-1087.

Kamar H.M., Ahmad R., Kamsah N.B., Mustafa A.F.M., 2013, Artificial neural networks for automotive air-conditioning systems performance prediction, *Applied Thermal Engineering*, Volume 50, Issue 1, Pages 63–70.

Kaynaklı Ö., Horuz I., 2003, An Experimental Analysis of Automotive Air Conditioning System, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 30-2, 273-284.

Khalid A.J., Abdul S.K.M., Aljanabi M.K., 2003, Experimental and Computer Performance Study of an Automotive Air Conditioning System with Alternative Refrigerants, *Energy Conversion and Management*, 44, 2959-2976.

Kılıç A. ve Öztürk A., 1983, Güneş Enerjisi, *Kipaş Dağıtımcılık*, İstanbul.

Kızılkan Ö., Şencan A., Yakut A. K., 2006, R410A Soğutucu Akışkanının Termodinamik Özelliklerinin Yapay Sinir Ağları Metoduyla Modellenmesi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der*., Cilt 21, No 2, 395-400.

Kocatürk M., Salman M.S., 2006, Otomobil Klima Sisteminde Fan Devri ve Giriş Havası Sıcaklığının Performansa Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi, *Politeknik Dergisi*, 9-1, 7-12.

Koç E., Soğut M.Z.ve Oktay Z., 2011, Araç Klimalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlara Bağlı Ekserji Verimliliklerinin ve Çevresel Etkilerinin İncelenmesi, *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED)* Cilt: 3, No: 2, 15-25.

Konz M., 2007, A Generic Simulation of Energy Consumption of Automobile Air Conditioning Systems, Research Dissertation, PE Technikon, http://hdl.handle.net/10948/129.

Korukçu M.Ö.ve Kılıç M., 2012, Güneş Işınımının Otomobil Kabinindeki Isıl Konfora Etkisinin İncelenmesi, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, Cilt 18, Sayı 1, 29-35.

Kotas T.,J., 1985, The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, *Butter-Worths*, 299s, London.

Küpeli A.Ö., 2005, Güneş pilleri ve verimleri, Yüksek Lisans Tezi, *Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* Eskişehir.

Lee G.H., Yoo J.Y., 2000, Performance Analysis and Simulation of Automobile Air Conditioning System, *International Journal of Refrigeration*, 23, 243-254.

Lee M.Y.; Lee H.S. Won H.P., 2012, Characteristic Evaluation on the Cooling Performance of an Electrical Air Conditioning System Using R744 for a Fuel Cell Electric Vehicle, *Energies*, no. 5: 1371-1383.

Lin C. T. ve Lee C. S. G., 1996, Neural Fuzzy Systems, *Prentice Hall*, s. 17.

Mellit,A., Benghanem M., Hadj A., Arab A., Guessoum A., 2005, A simplified model for generating sequences of global solar radiation data for isolated sites: Using arti.cial neural network and a library of Markov transition matrices approach, *Solar Energy* 79,469-482.

Meyer J., Yang G., 2004, Papoulis E., R134a Heat Pump for Improved Passenger Comfort, *SAE Technical Paper Series*, 2004-01-1379.

Meyer J., 2002, "HMC Sonata: Thermal Energy Efficient Vehicle." SAE Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium.

Mezghanni D., Andoulsi R., Mami A., Dauphin-Tanguy G., 2007, Bond Graph Modelling of a Photovoltaic System Feeding an Induction Motor-pump, *Simulation Modelling Practice and Theory*, 15-10, 1224-1238.

Mezhrab A., Bouzidi M., 2006, Computation of thermal comfort inside a passenger car compartment, *Applied Thermal Engineering*, 26, 1697-1704.

Notton G., Cristofari C., Poggi P., Muselli M., 2002, Calculation of solar irradiance profiles from hourly data to simulate energy systems behavior, *Renewable Energy*, 27-1, 123-142.

Mohanraj M., Jayaraj S., Muraleedharan C., 2012, Applications of artificial neural networks for refrigeration, air-conditioning and heat pump systems—A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 1340– 1358.

Onat A., İmal M. ve İnan A.T., 2004, Soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkilerinin araştırılması ve alternatif soğutucu akışkanlar, *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi ,* 7(1)-32-38.

Özdenal A., 2006, Motor Egzoz Gazını Isı Kaynağı Olarak Kullanan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ile Taşıt Kabini Soğutulmasının Teorik İncelenmesi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı* Y. L. Tezi, Ankara.

Özgören M., Solmaz, Ö., Kahraman A., 2009a, Güneş Panelleri İle Çalışan Taşıt Klimasının Dinamik Performansı:Konya Örneği, *5th International Advanced Technologies Symposium*, IATS'09, May 13-15, Karabük, Turkey, 1738-1744.

Özgoren M.,Solmaz, O., Kahraman A., 2009b, Determination Of Cooling Load Of A Midibus Via Meteorological Data: Case Study For Edirne, *Internatıonal Scıentıfic Conference, UNITECH09*, 20-21 November 2009, p.544-551, GABROVO , Bulgaria.

Özgören, M., Solmaz, Ö., Kahraman A., 2009c, Yenilenebilir Enerji Kaynaklı Taşıt Kliması Performansının İncelenmesi, *17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, s.1273-1279, 24-27 Haziran 2009, Sivas.

Özgören, M., Solmaz, Ö., Kahraman A., 2010a, Taşıt Kliması Soğutma Yükünün Saatlik Değişimi, *Teknolojik Araştırmalar,Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED)*, Cilt:2, sayı:2, s.11-23.

Özgören, M., Solmaz, O., Kahraman, A, 2010b, Prediction of Hourly Cooling Load Capacity of An Automotive Air-Conditioning System, *International Ege Energy Symposium and Exhibition (IEESE-5)*, 27-30 June 2010, Pamukkale University, Denizli-Turkey.

Özgören, M., Erdoğan, K., Kahraman, A., Solmaz, Ö., Köse, F., 2010c, Model Bir Konutun Elektrik İhtiyacının Rüzgar Ve Güneş Enerjisi İle Karşılanmasının

Araştırılması, *2.Ulusal Konya Ereğli Kemal Akman Meslek Yüksekokulu Tebliğ Günleri*, 13-14 Mayıs 2010, Konya.

Özgören M., A.Kahraman, Ö. Solmaz, 2011, İzmir İli için farklı Soğutucu Akışkan Kullanan Otomobil Klimasının Saatlik Performansının Belirlenmesi, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı Cilt 2*, MMO Yayın No:E/2011/550,Teskon 2011 Soğutma Teknolojiler Sempozyumu, 1387-1401.

Özkol N., 1999, Uygulamalı soğutma tekniği, *Makine Mühendisleri Odası Yayınları,* p.320,(Güncellenmiş Beşinci Baskı) Yayın No:115, Özkan Matbaacılık, Ankara, Türkiye.

Özmen R., 2012, Taşıt Klima Sistemi Performansının Deneysel İncelenmesi, Selçuk *Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* Y. L. Tezi, Konya.

Rosen, M.A., 2002, Assessing Energy Technologies and Environmental Impacts With The Principles of Thermodynamics, *Applied Energy*, 72, 1, 427 – 441.

Schwenk, D.M., 1997, Air flow measurement accuracy, *US Army Corps of Engineers Construction Engineering Research Laboratories*, ABD

Shengwei, W., Jin, X., 2000, Model-based optimal control of VAV air-conditioning system using genetic algorithm, *Building and Environment*, 35, 471-487.

Shiflette A., 2009, *Research EU*, 60, 22-23.

Shimizu S., Hara H. and Asakawa F., 1982, Analysis on Air-Conditioning Heat Load of Passenger Vehicle, In *JSAE Review*, November, pp 80-90.

Sözen, A., Arcaklıoğlu, E., 2004, Solar potential in Turkey. *Applied Energy*, 80, 35-45.

Sukamongkol Y., Chungpaibulpatana S., Ongsakul W., 2002, A simulation model for predicting the performance of a solar photovoltaic system with alternating current loads, *Renewable Energy*, Volume 27, Issue 2, October 2002, Pages 237–258.

Sun Y., Li M., Liu X., Gao Q., Stevens J.W., 2011, Comparation on Automotive Air-Conditioning Cooling Load Computation, appeec, pp.1-4, *2011 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference*.

Swider D.J., Browne M.W., Bansal P.K., Kecman V., 2001, Modelling of vapour-compression liquid chillers with neural networks, *Applied Thermal Energy*, 21, 311-329.

Şenol R., 2005, Güneş izlemeli fotovoltaik pillerin mobil ölçüm istasyonlarına uygulanması, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,* Isparta.

Thomas V.M., Meier A.K., Gunda S.G., Wenzel T.P., 2011, Cars are buildings: Building-like energy use in automobiles, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, Volume 16, Issue 4, June 2011, Pages 341-345.

Wongwises S., Kamboon A., Orachon B., 2006, Experimental Investigation of Hydrocarbon Mixtures to Replace HFC-134a in an Automotive Air Conditioning System, *Energy Conversion and Management*, Volume 47, Issues 11-12, Pages 1644-1659.

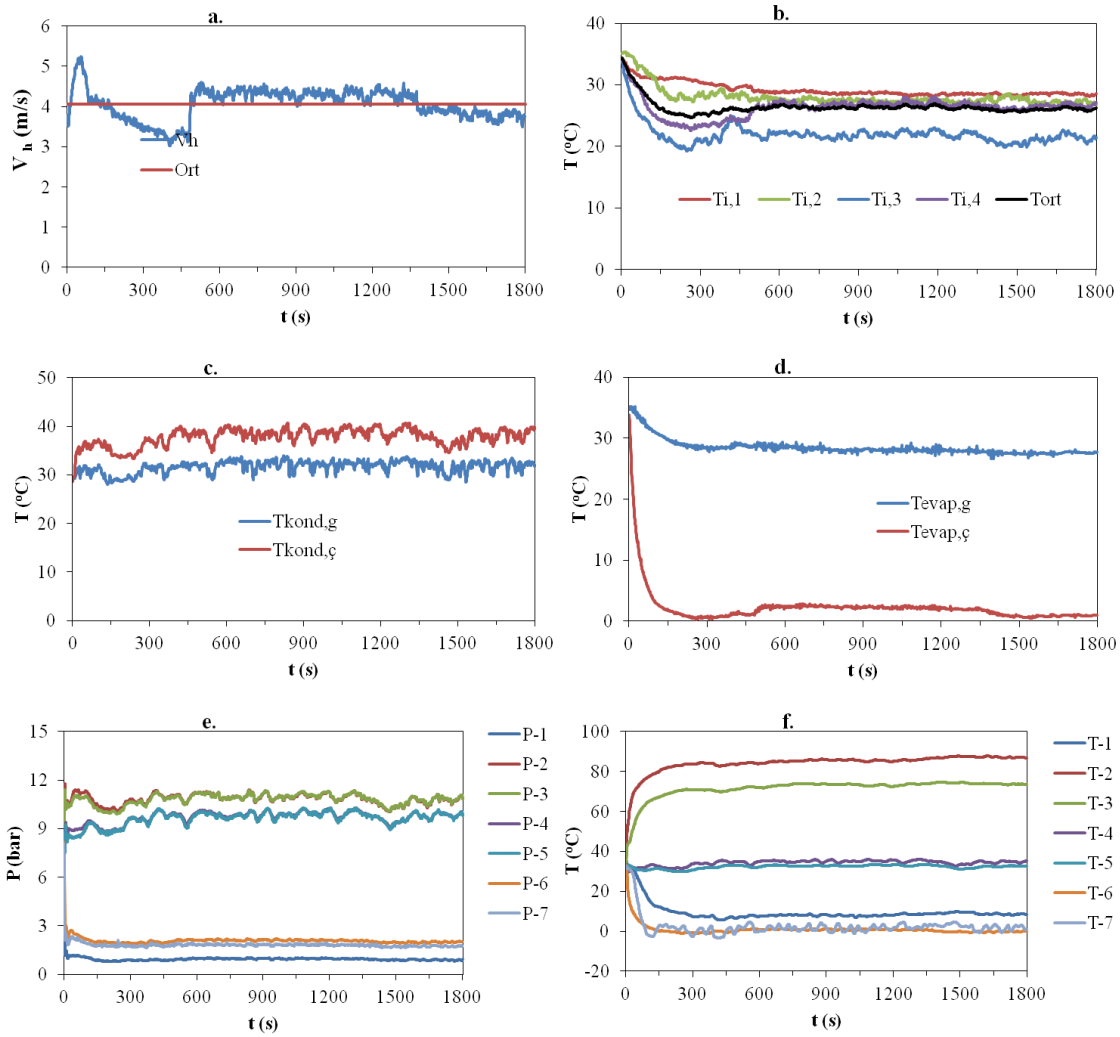
Xiang J.Y., Cali M., Santarelli M., 2004, Calculation for Physical and Chemical Exergy of Flows in Systems Elaborating Mixed-Phase Flows and A Case Study in An IRSOFC Plant, *International Journal of Energy Research*, 28(2), 101-115.

Yamaç Ö., 2005, Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompalarının Teorik İncelenmesi, *Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, (Yüksek Lisans Tezi), Hatay.

Zhou W., Yang H., Fang Z., 2007, A Novel Model for Photovoltaic Array Performance Prediction, *Applied Energy*, 84, 1187–1198.

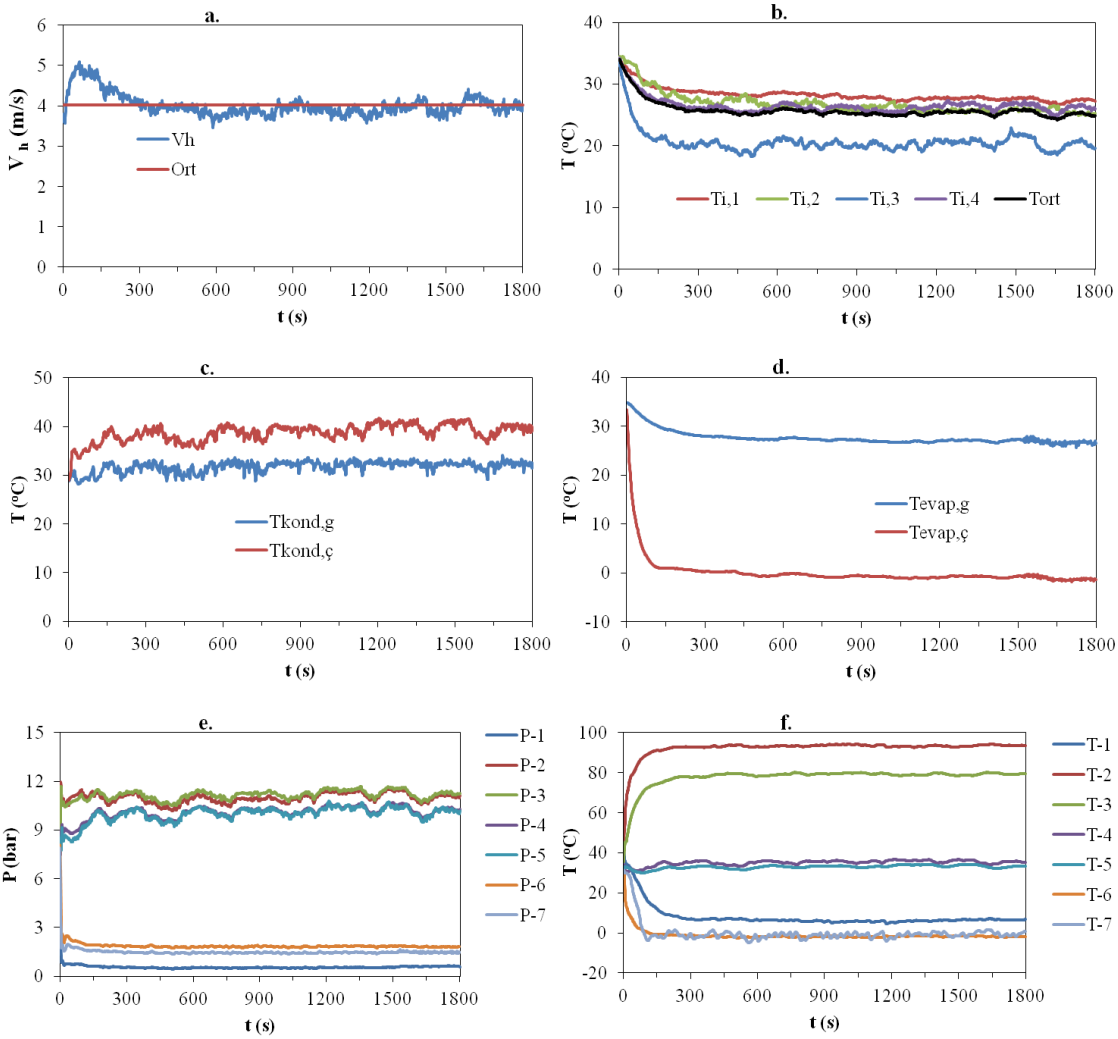
EKLER

EK-1 Deneysel Verilerin Zamana Bağlı Değişimleri



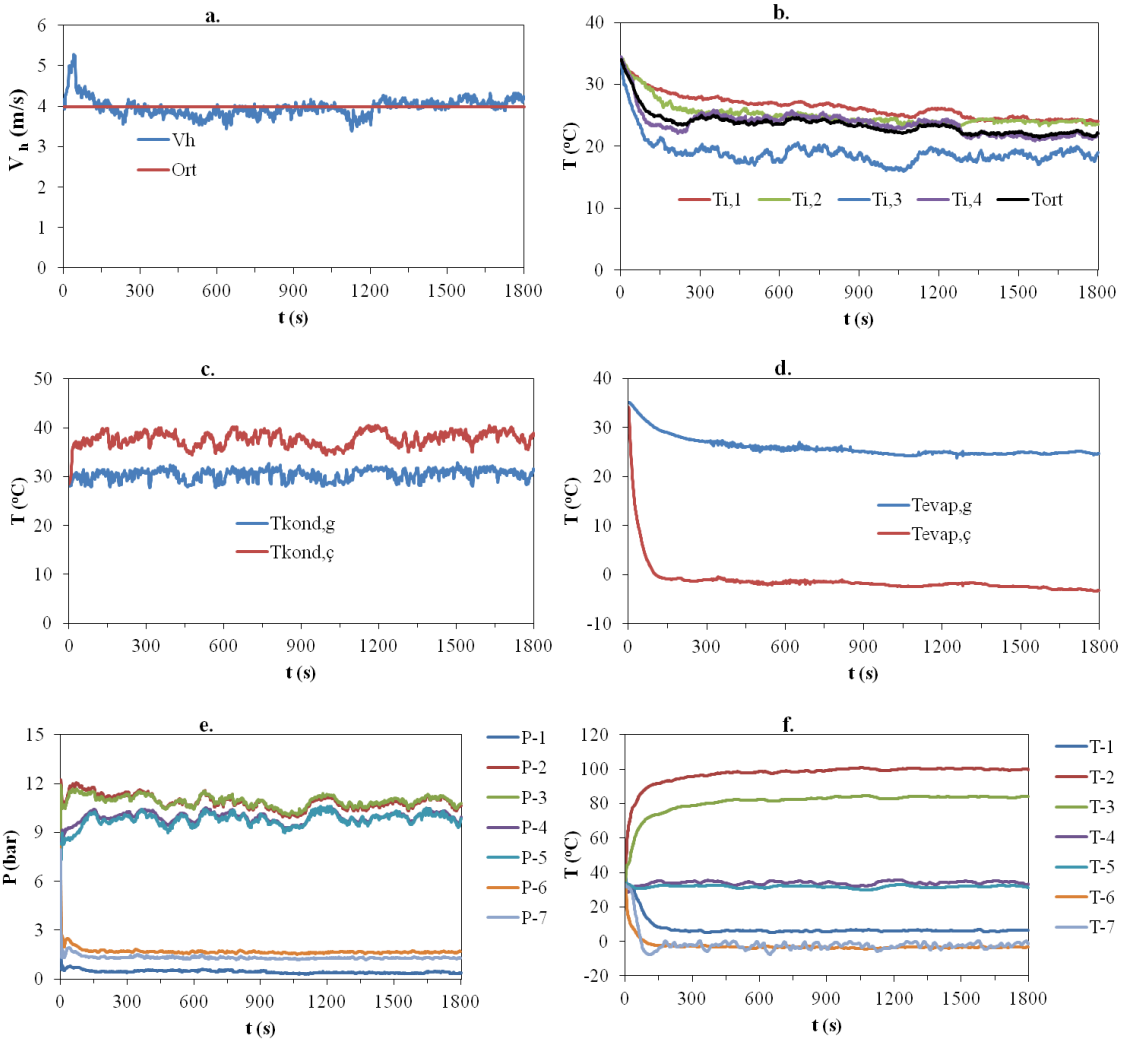
EK-1.1. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 1500 d/dk için;

a. Evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi
b. Taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi
c. Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
d. Evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
e. Soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi
f. Soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



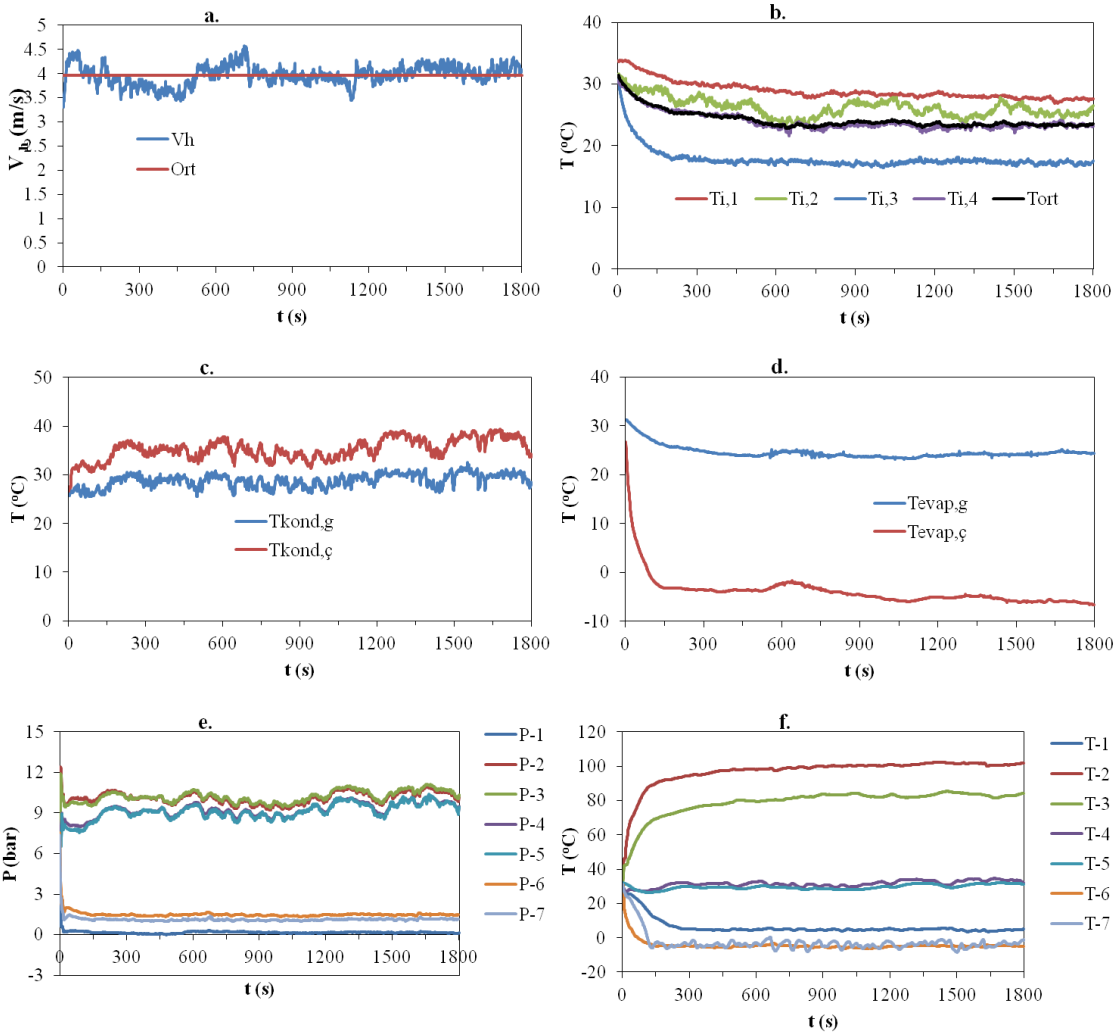
EK-1.2. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 2000 d/dk için;

a. Evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi
b. Taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi
c. Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
d. Evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
e. Soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi
f. Soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



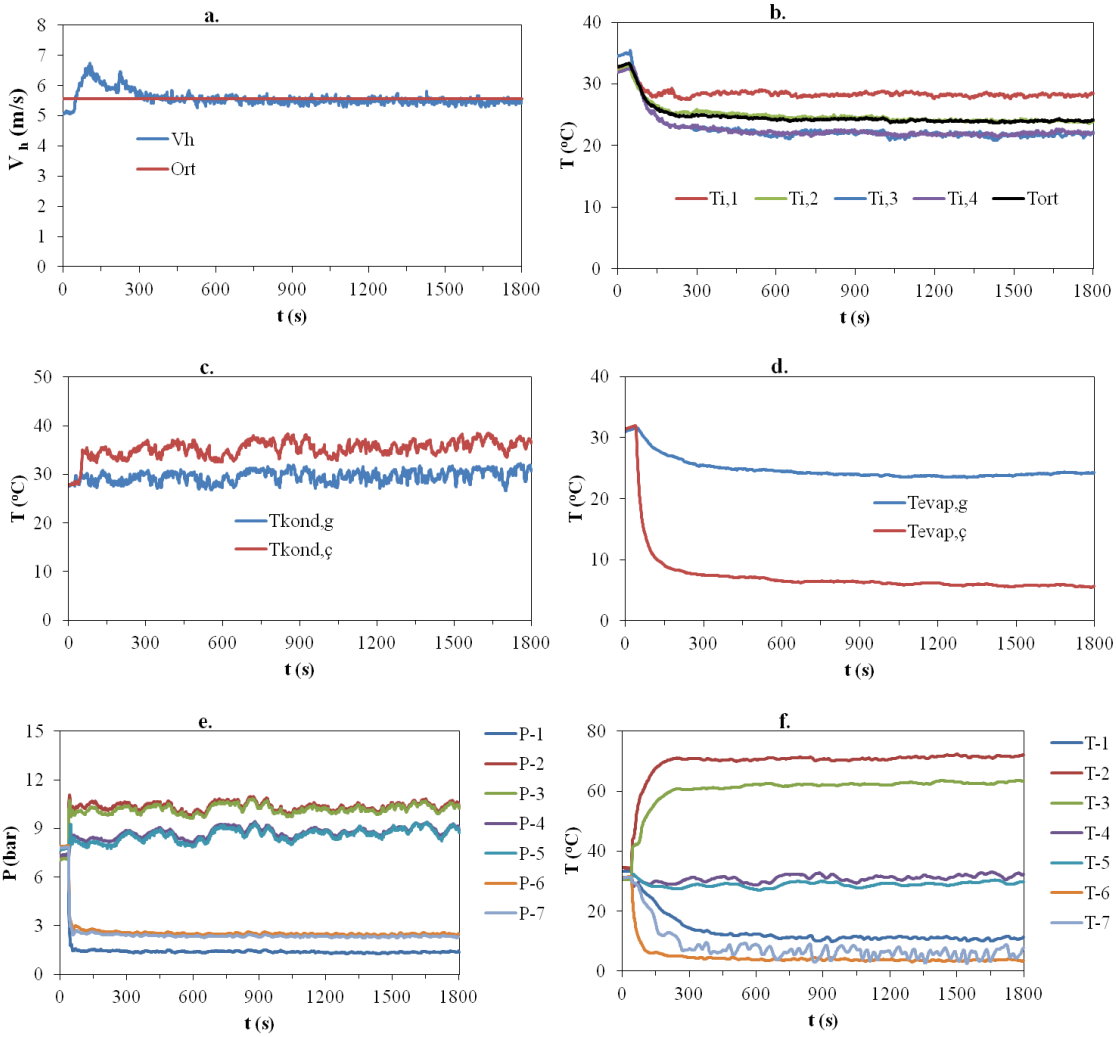
EK-1.3. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 2500 d/dk için;

a. Evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi
b. Taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi
c. Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
d. Evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
e. Soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi
f. Soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



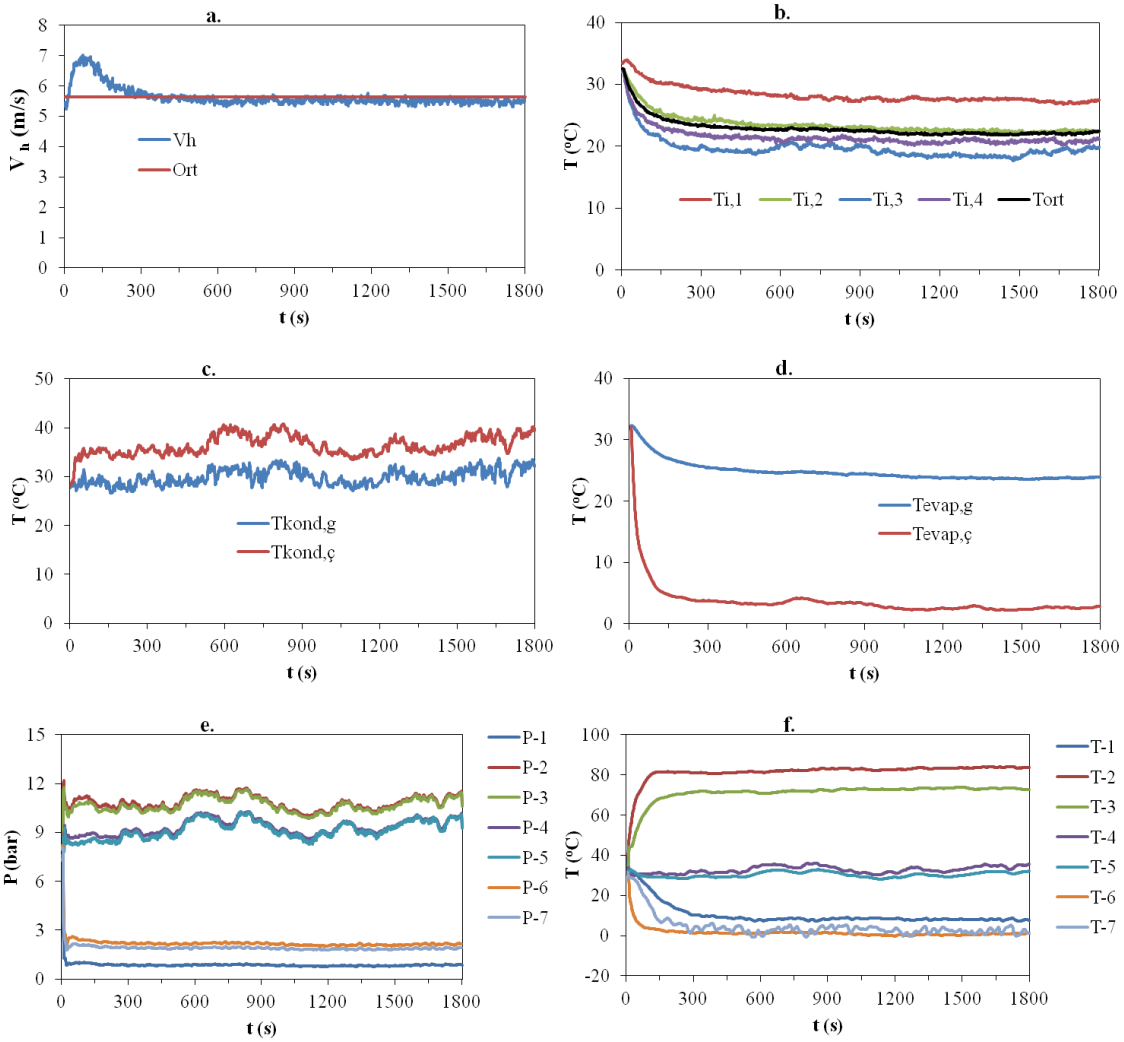
EK-1.4. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 3000 d/dk için;

a. Evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi
b. Taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi
c. Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
d. Evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
e. Soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi
f. Soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



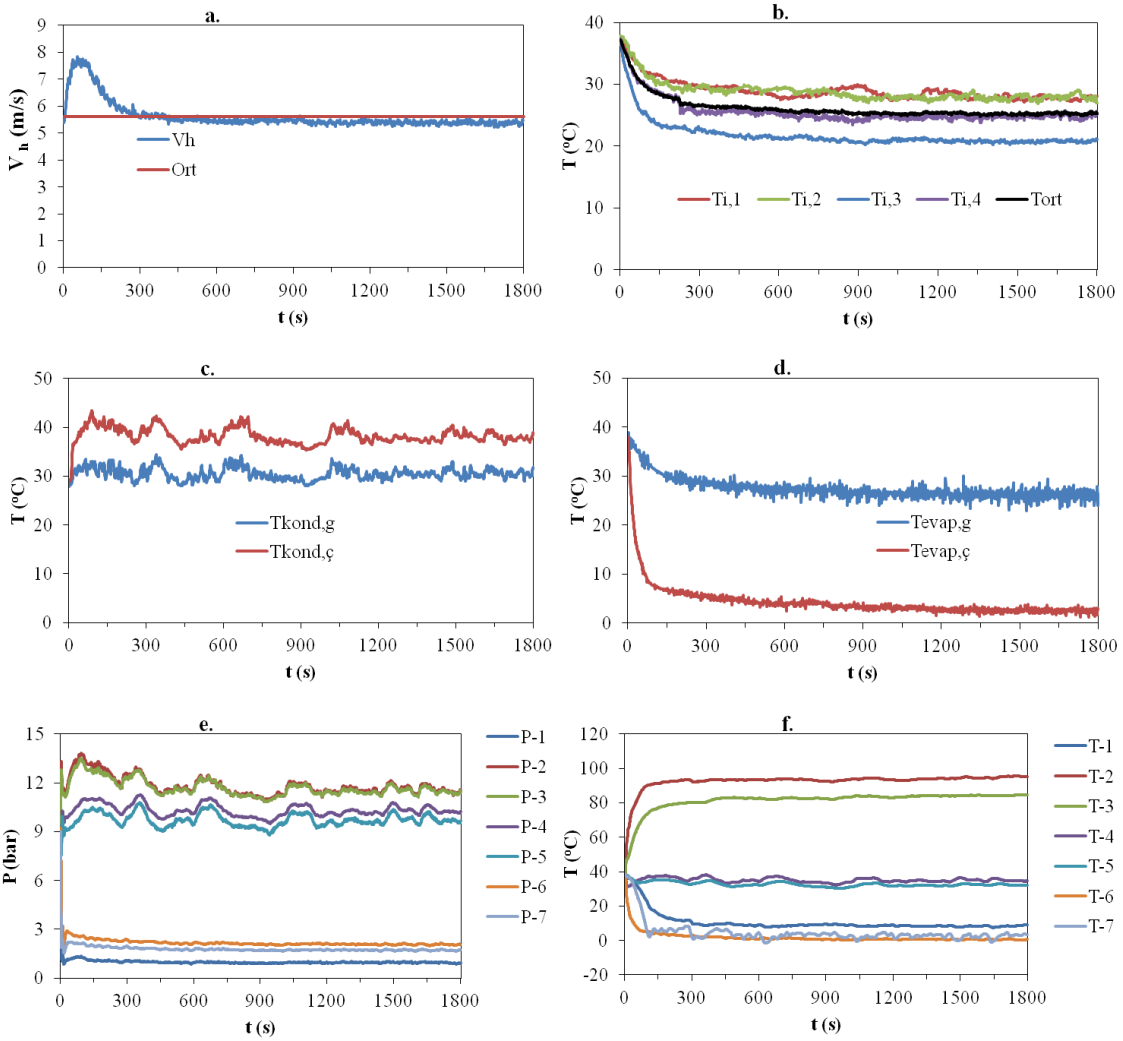
EK-1.5. Hava hızı 5.5 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için;

a. Evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi
b. Taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi
c. Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
d. Evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
e. Soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi
f. Soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



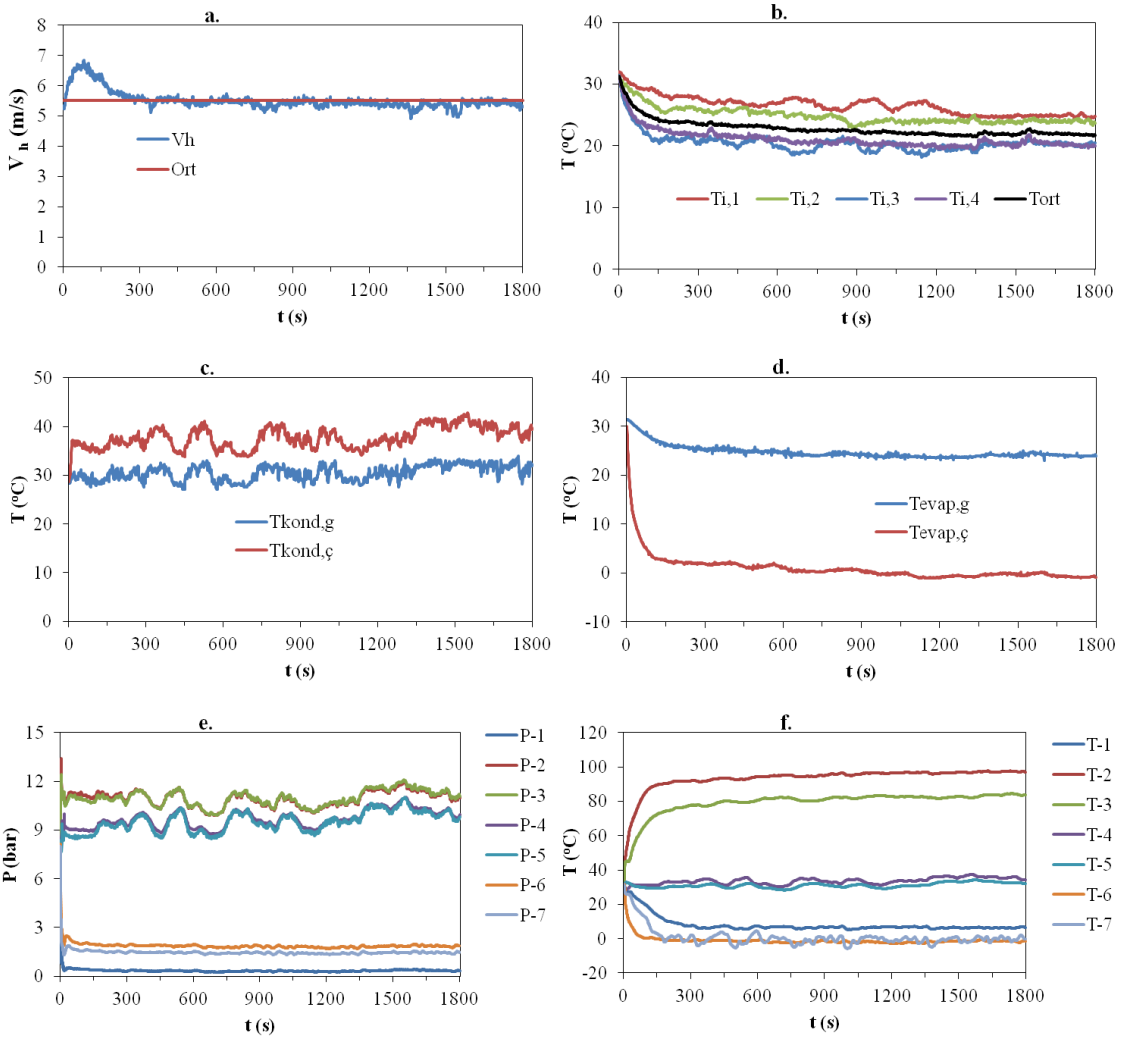
EK-1.6. Hava hızı 5.5 m/s ve kompresör devri 1500 d/dk için;

a. Evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi
b. Taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi
c. Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
d. Evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
e. Soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi
f. Soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



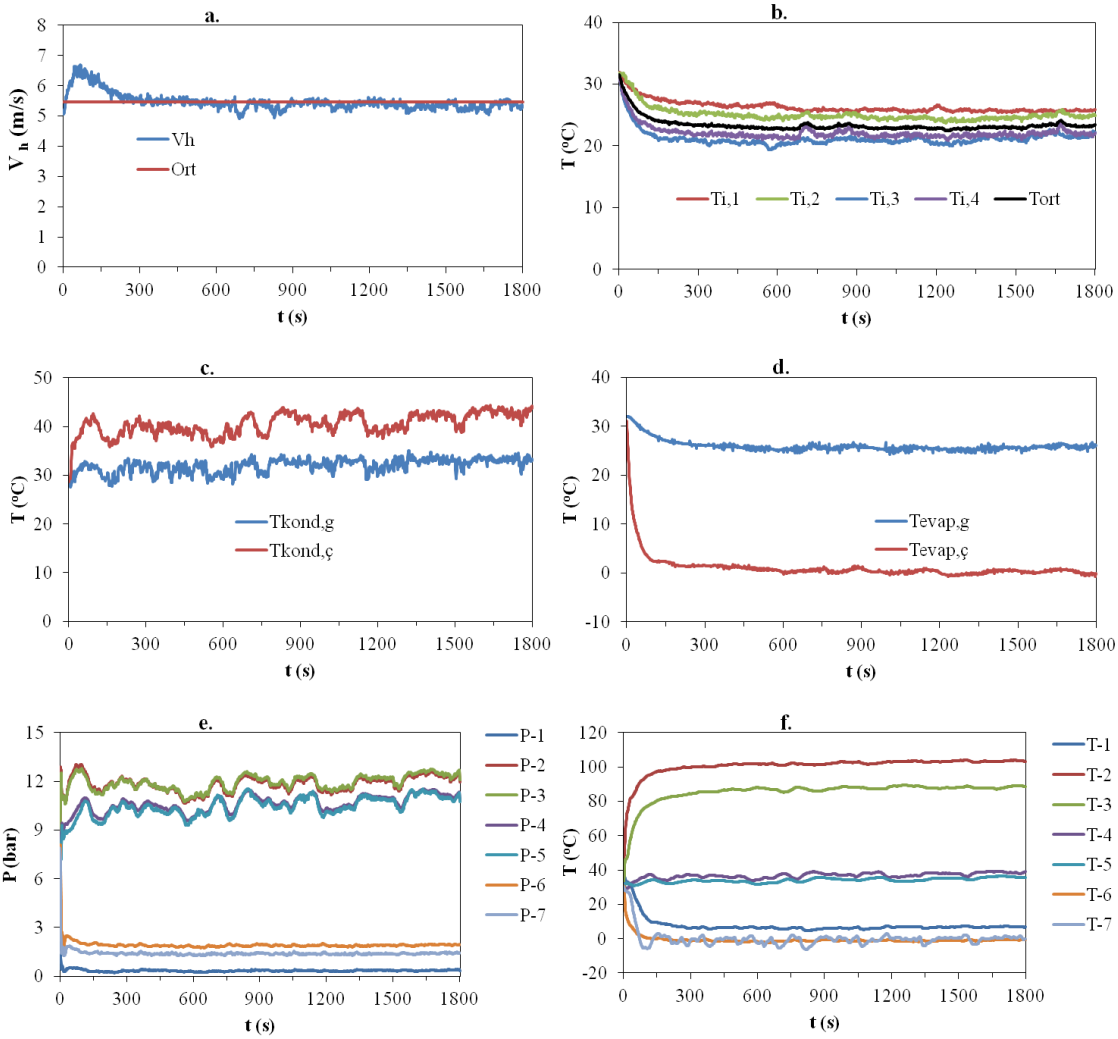
EK-1.7. Hava hızı 5.5 m/s ve kompresör devri 2000 d/dk için;

a. Evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi
b. Taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi
c. Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
d. Evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
e. Soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi
f. Soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



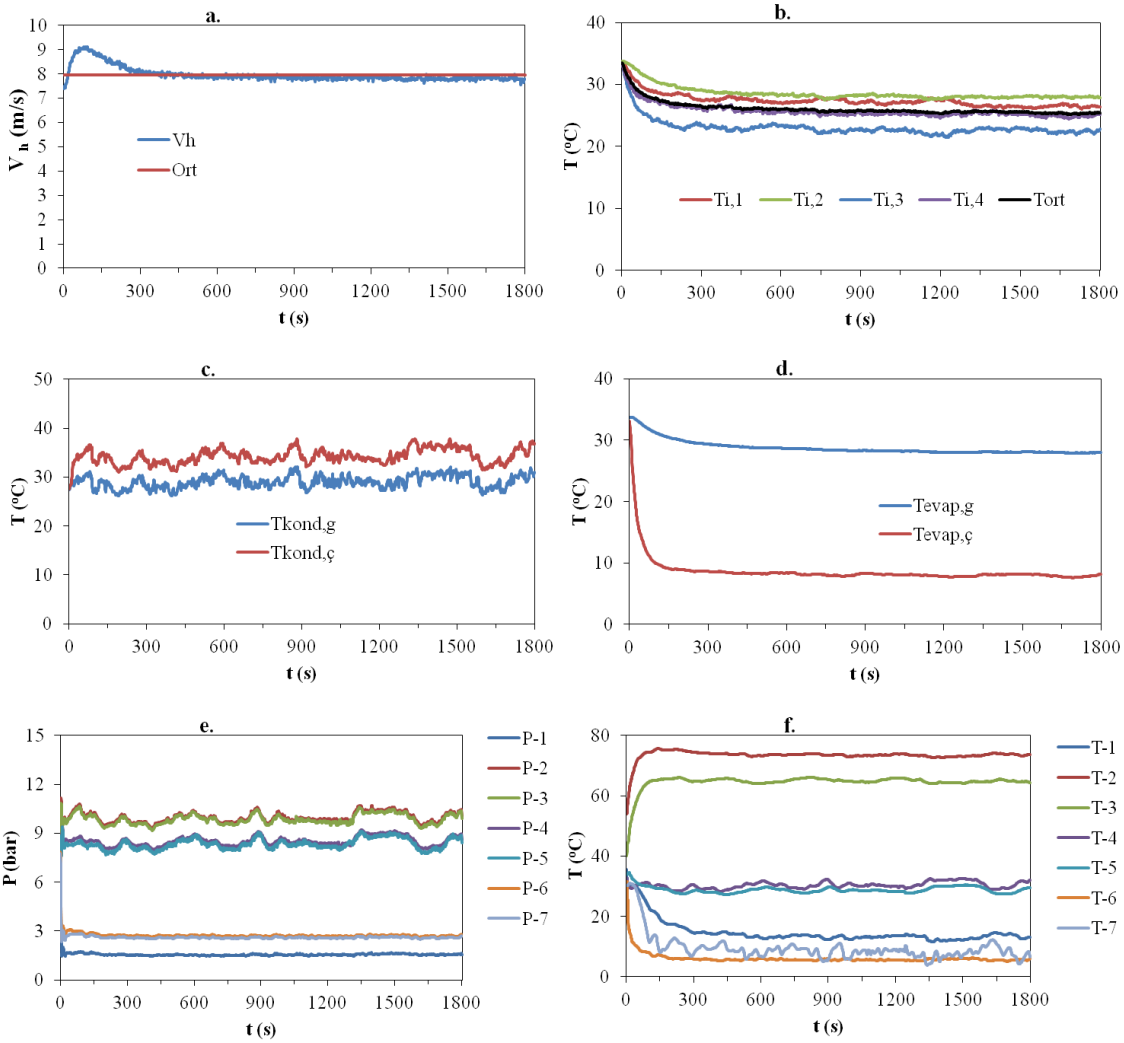
EK-1.8. Hava hızı 5.5 m/s ve kompresör devri 2500 d/dk için;

a. Evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi
b. Taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi
c. Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
d. Evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
e. Soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi
f. Soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



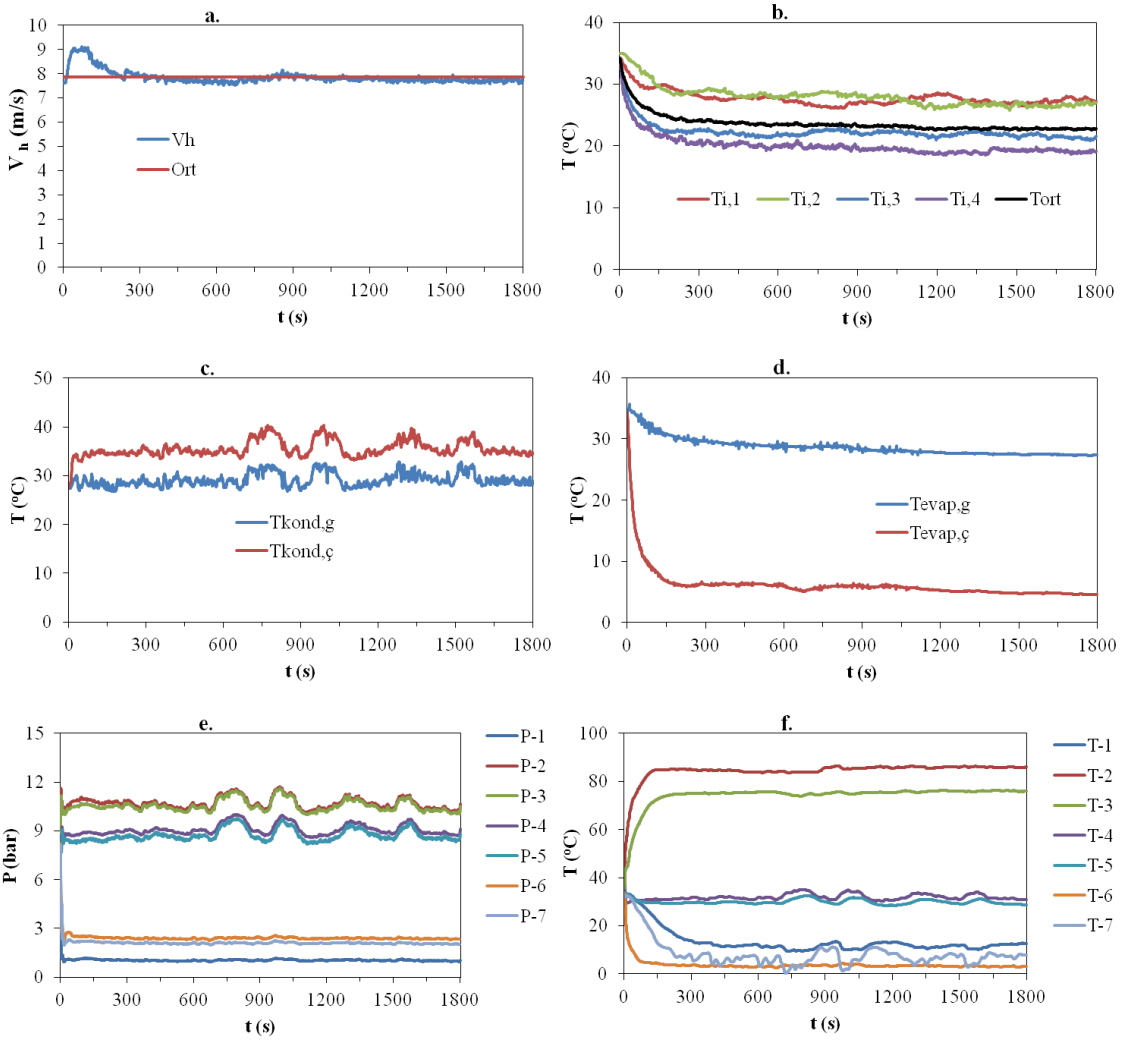
EK-1.9. Hava hızı 5.5 m/s ve kompresör devri 3000 d/dk için;

a. Evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi
b. Taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi
c. Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
d. Evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
e. Soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi
f. Soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



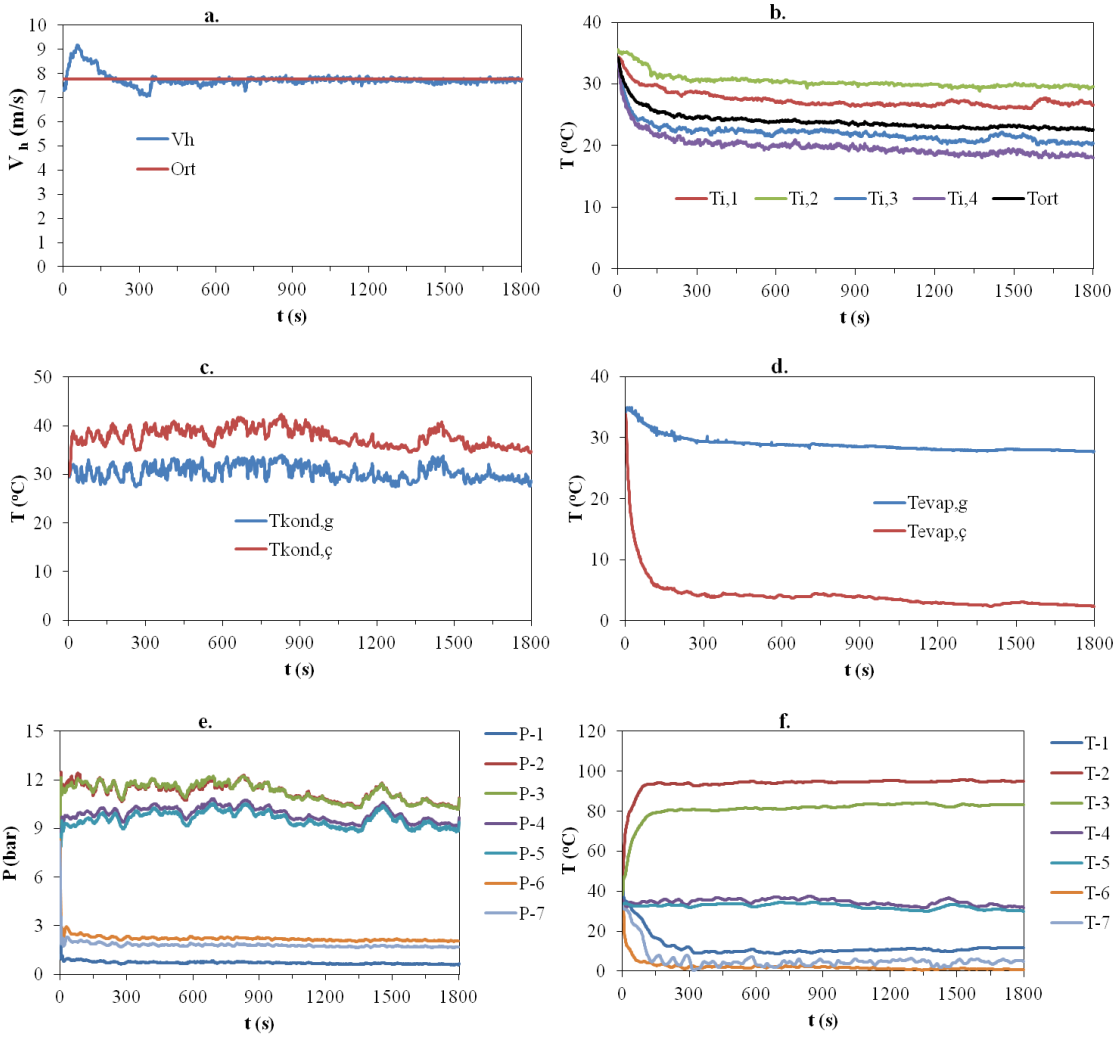
EK-1.10. Hava hızı 8 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için;

a. Evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi
b. Taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi
c. Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
d. Evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
e. Soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi
f. Soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



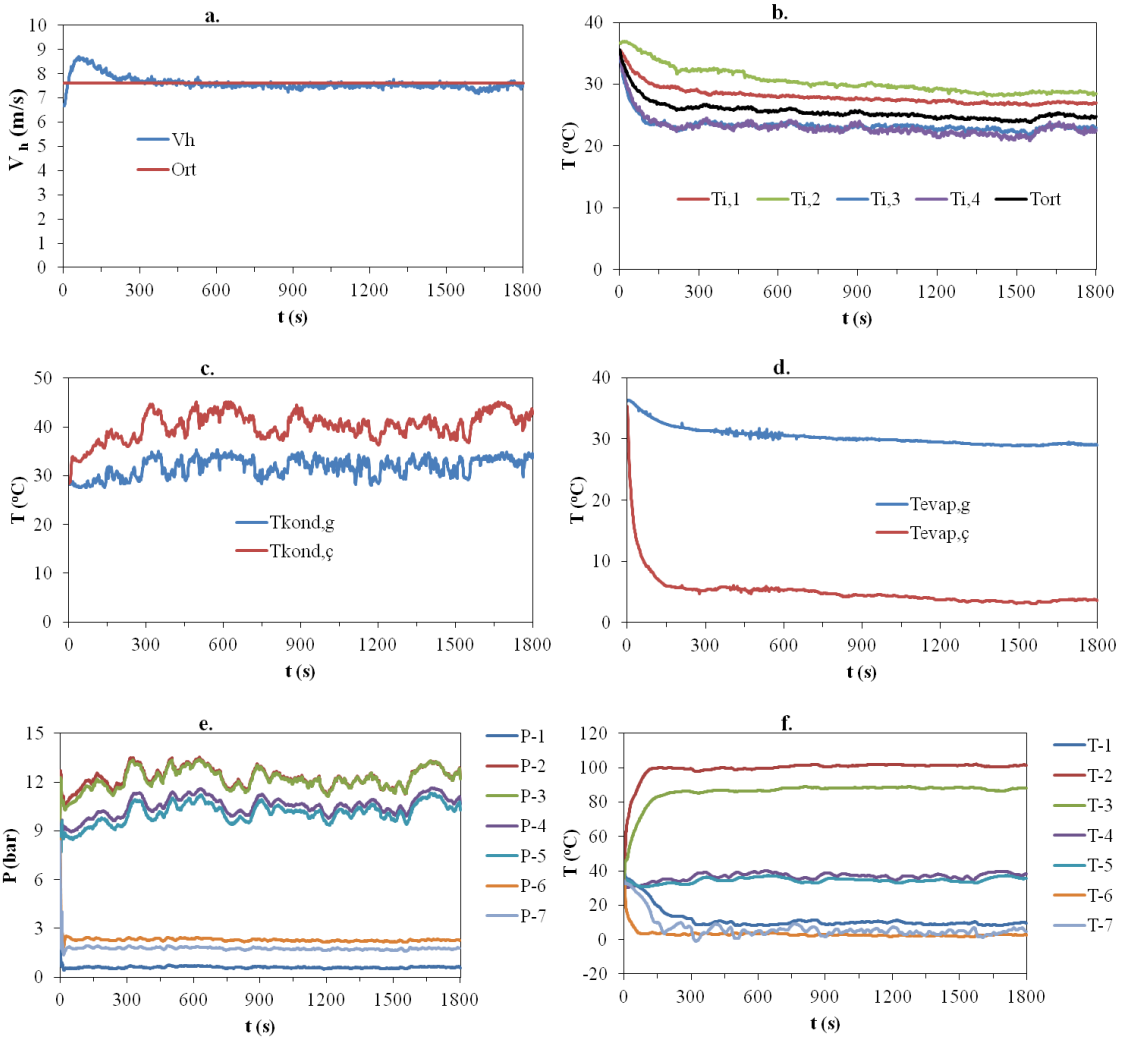
EK-1.11. Hava hızı 8 m/s ve kompresör devri 1500 d/dk için;

a. Evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi
b. Taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi
c. Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
d. Evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
e. Soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi
f. Soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



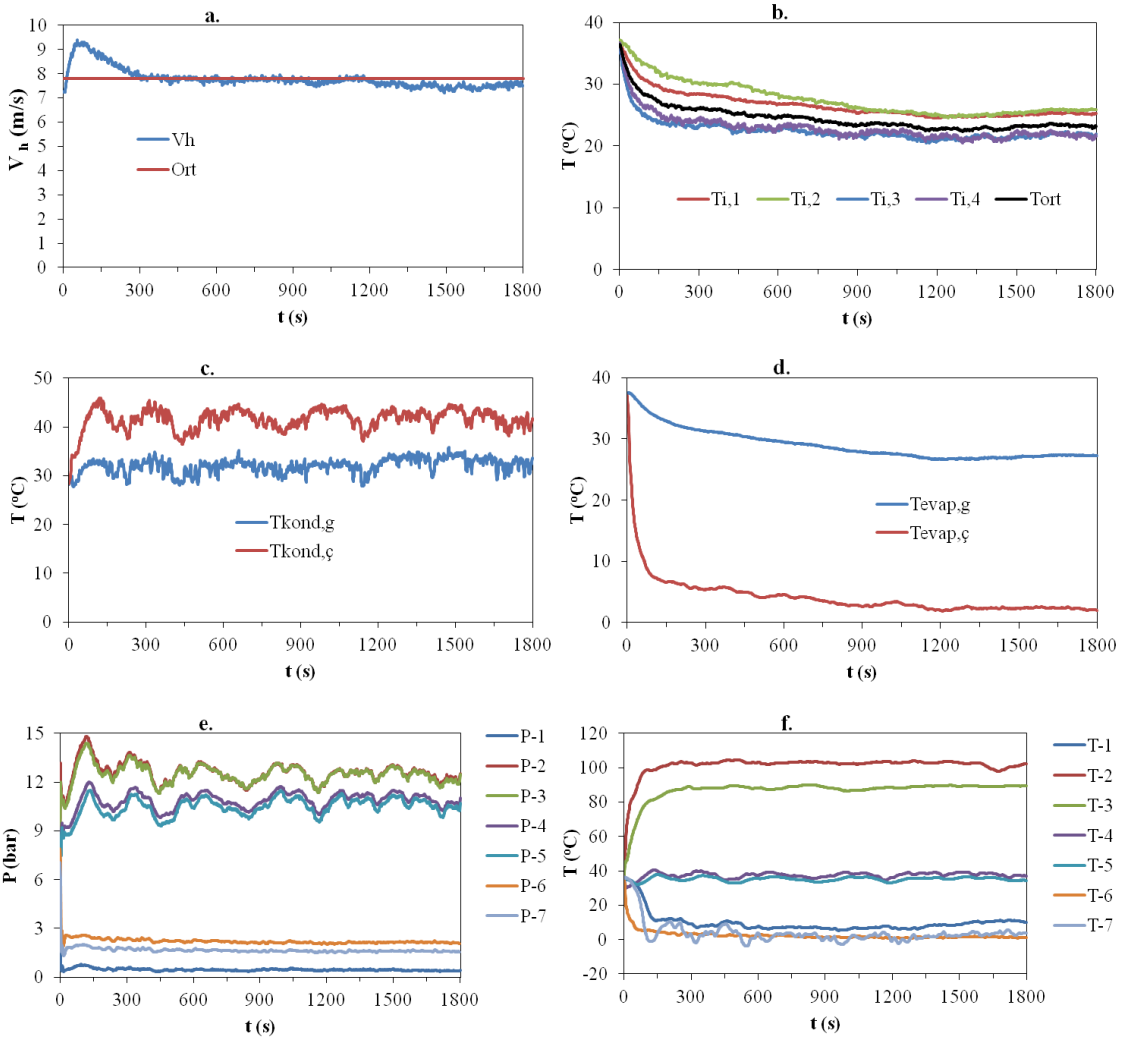
EK-1.12. Hava hızı 8 m/s ve kompresör devri 2000 d/dk için;

a. Evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi
b. Taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi
c. Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
d. Evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
e. Soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi
f. Soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



EK-1.13. Hava hızı 8 m/s ve kompresör devri 2500 d/dk için;

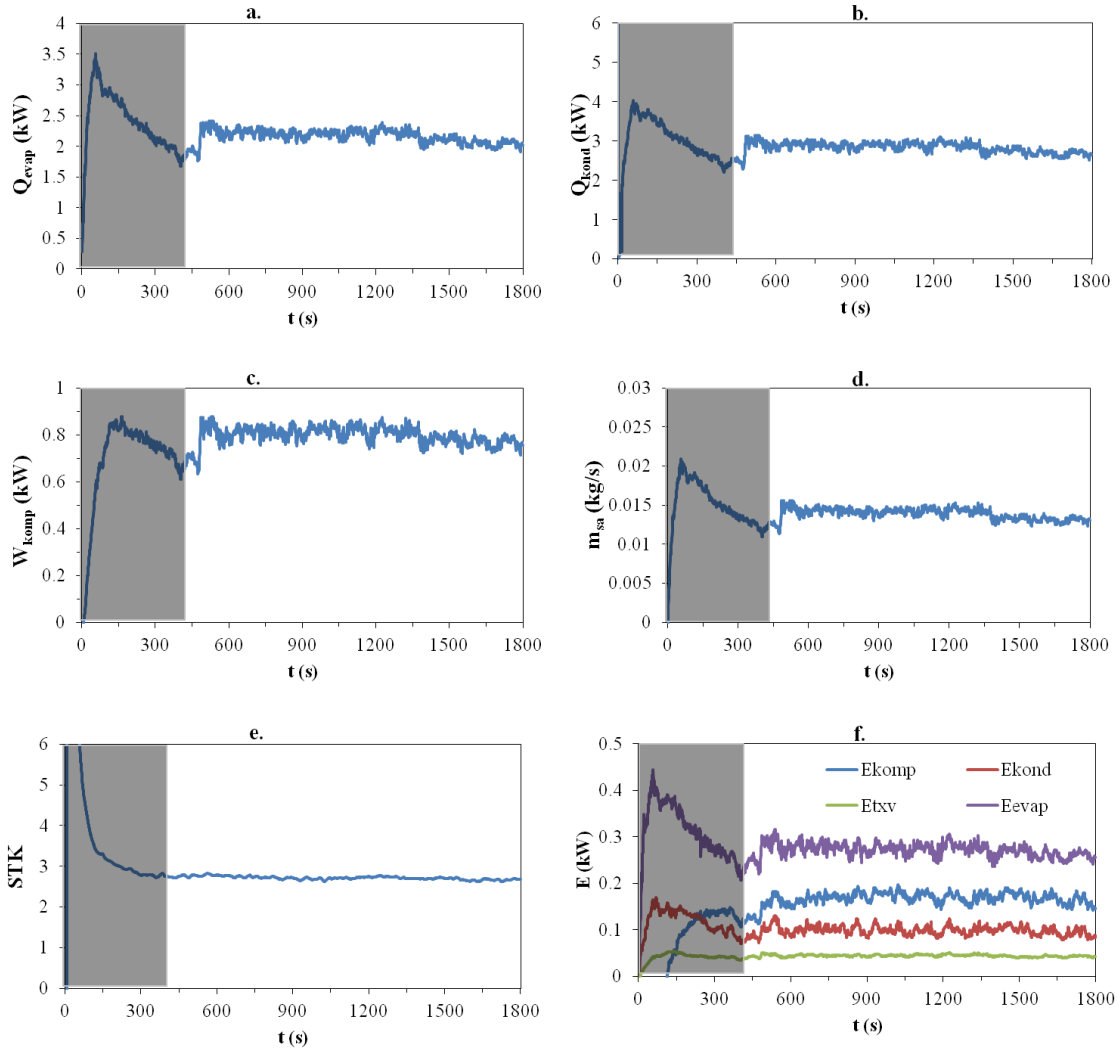
a. Evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi
b. Taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi
c. Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
d. Evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
e. Soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi
f. Soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi



EK-1.14. Hava hızı 8 m/s ve kompresör devri 3000 d/dk için;

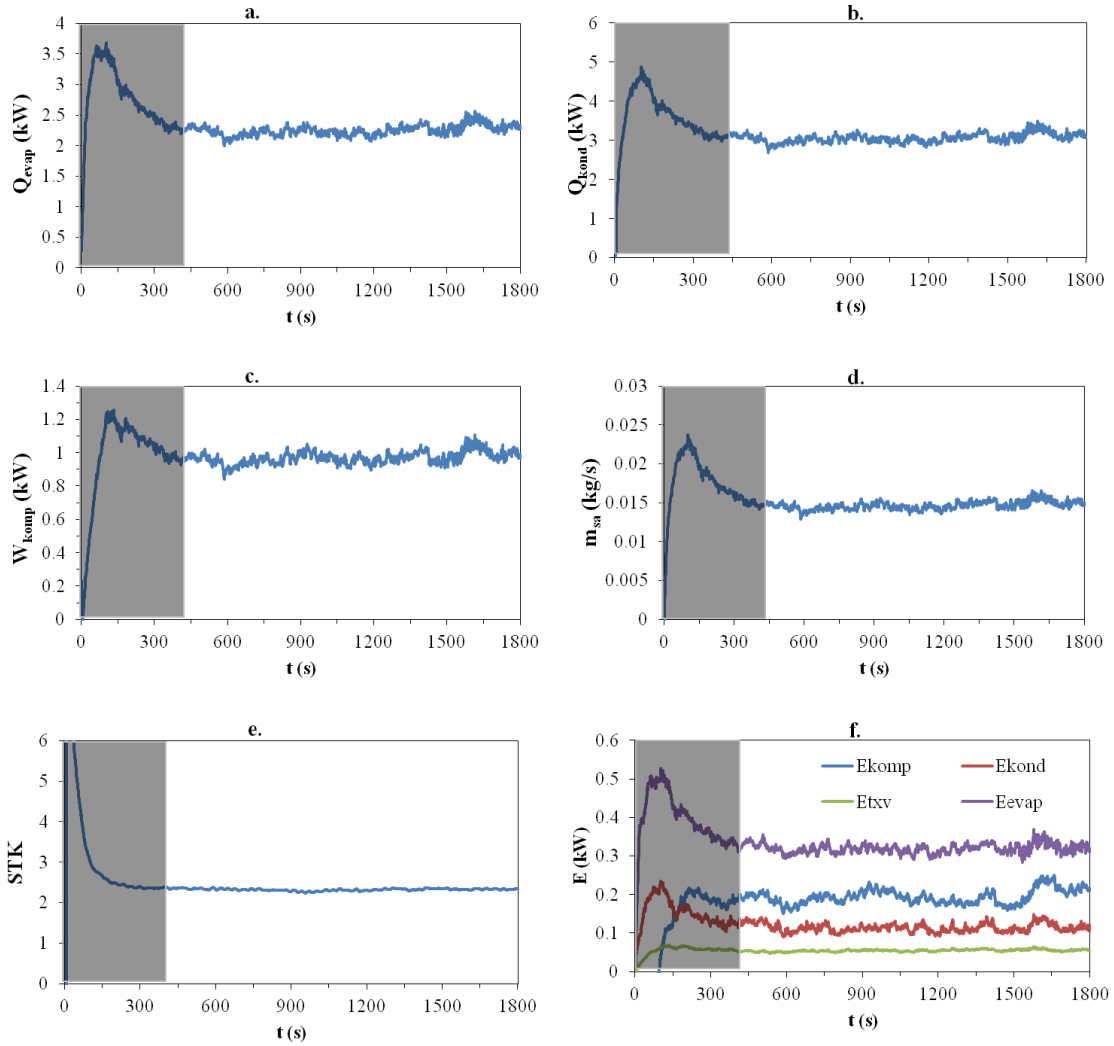
a. Evaporatör girişindeki hava hızının zamana bağlı değişimi
b. Taşıt içerisindeki sıcaklıkların zamana bağlı değişimi
c. Kondensere giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
d. Evaporatöre giren ve çıkan hava sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi
e. Soğutucu akışkan basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi
f. Soğutucu akışkan sıcaklıklarının zamana bağlı değişimi

EK-2 Enerji ve ekserji analizi sonuçlarının zamana bağlı değişimleri



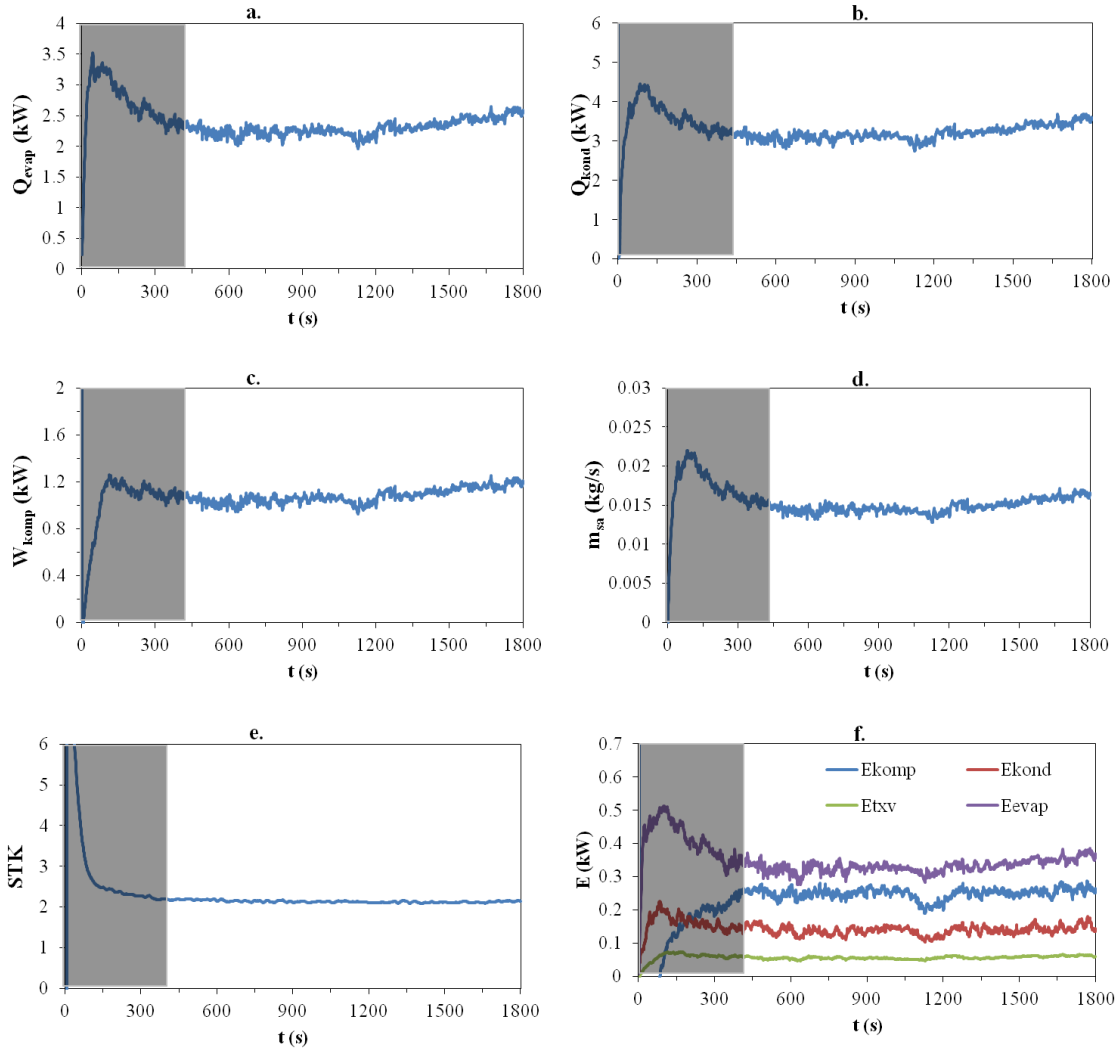
EK-2.1. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 1500 d/dk için;

a. Evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi
b. Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi
c. Kompresör gücünün zamana bağlı değişimi
d. Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi
e. Sistemin STK'nın zamana bağlı değişimi
f. Sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi



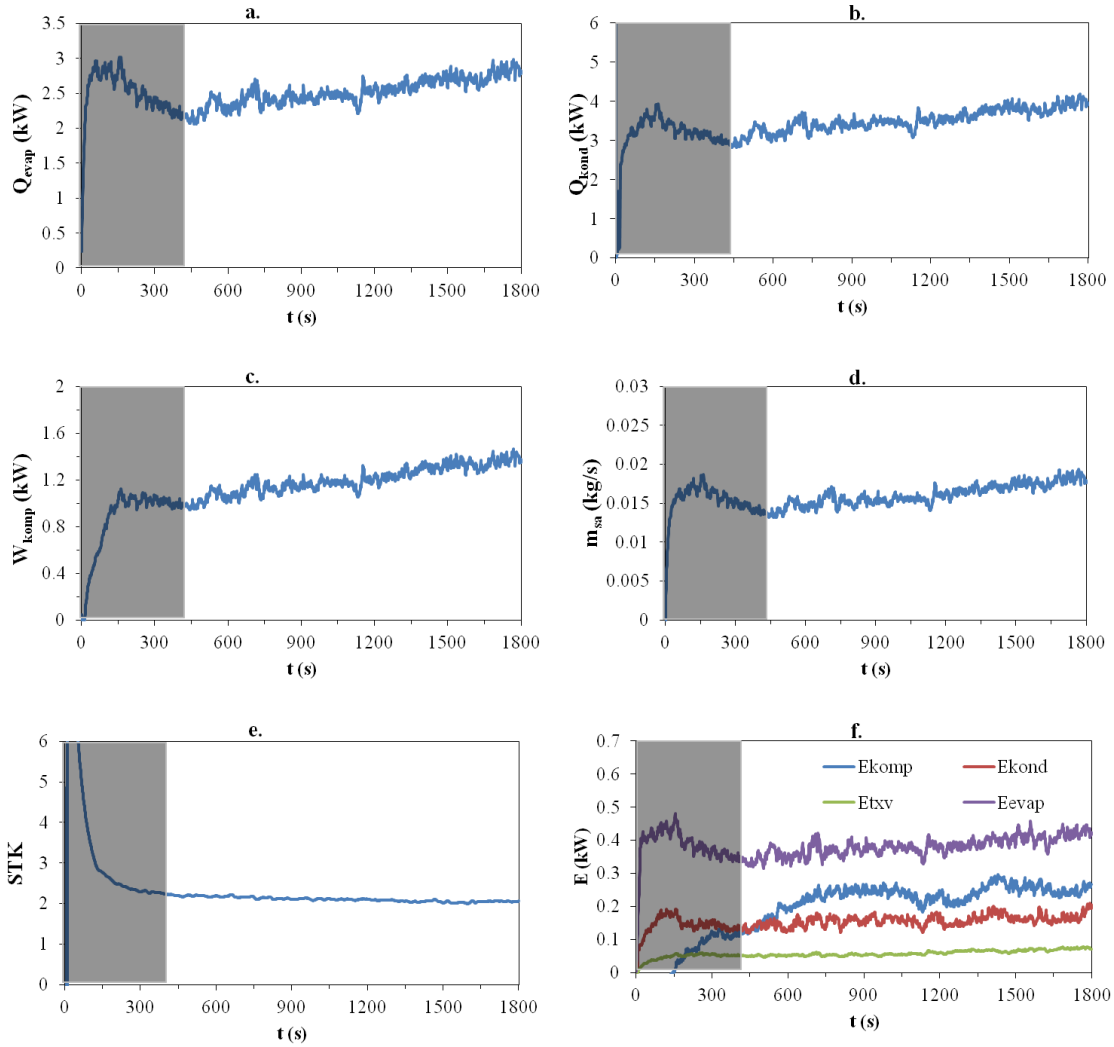
EK-2.2. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 2000 d/dk için;

a. Evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi
b. Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi
c. Kompresör gücünün zamana bağlı değişimi
d. Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi
e. Sistemin STK'nın zamana bağlı değişimi
f. Sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi



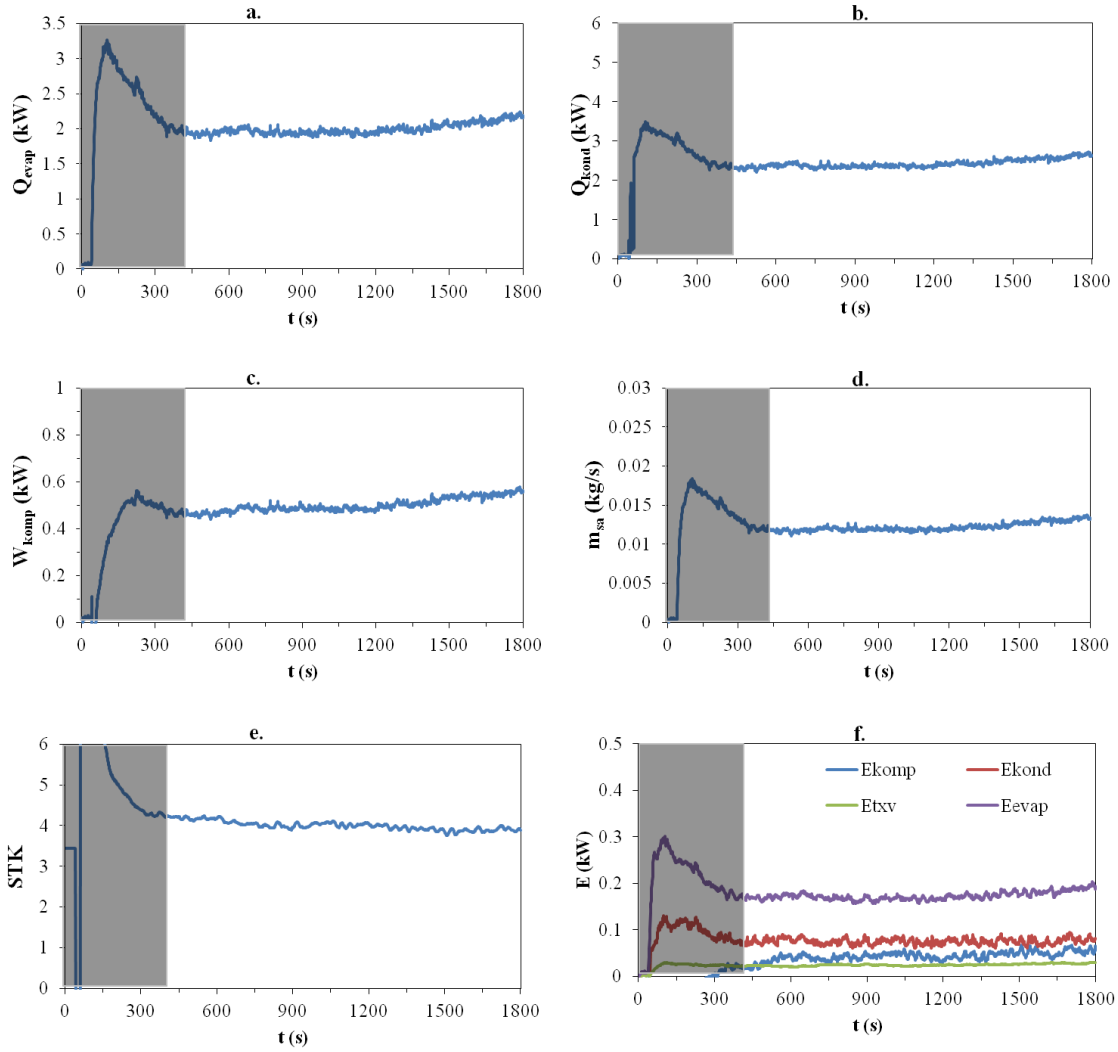
EK-2.3. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 2500 d/dk için;

a. Evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi
b. Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi
c. Kompresör gücünün zamana bağlı değişimi
d. Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi
e. Sistemin STK'nın zamana bağlı değişimi
f. Sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi



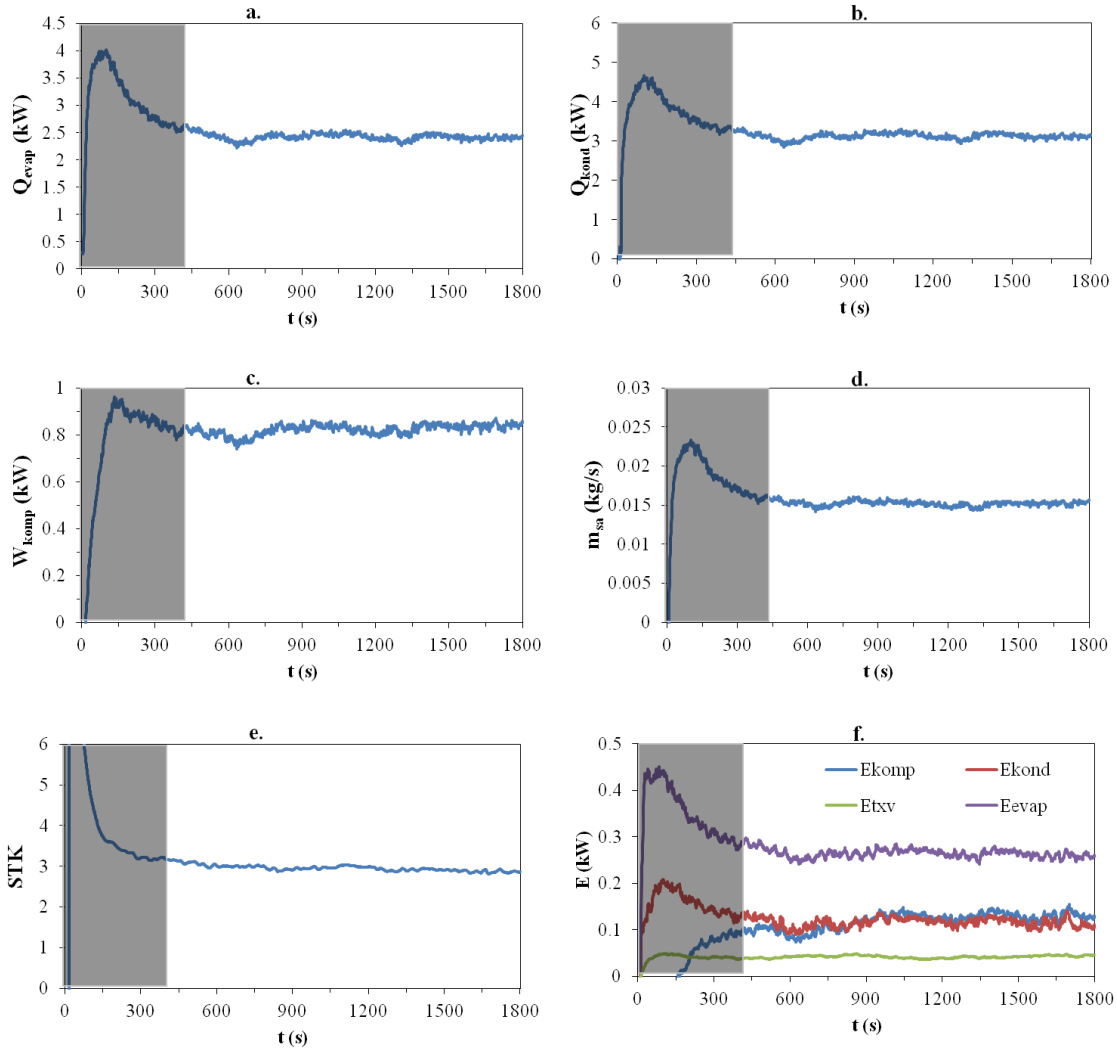
EK-2.4. Hava hızı 4 m/s ve kompresör devri 3000 d/dk için;

a. Evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi
b. Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi
c. Kompresör gücünün zamana bağlı değişimi
d. Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi
e. Sistemin STK'nın zamana bağlı değişimi
f. Sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi



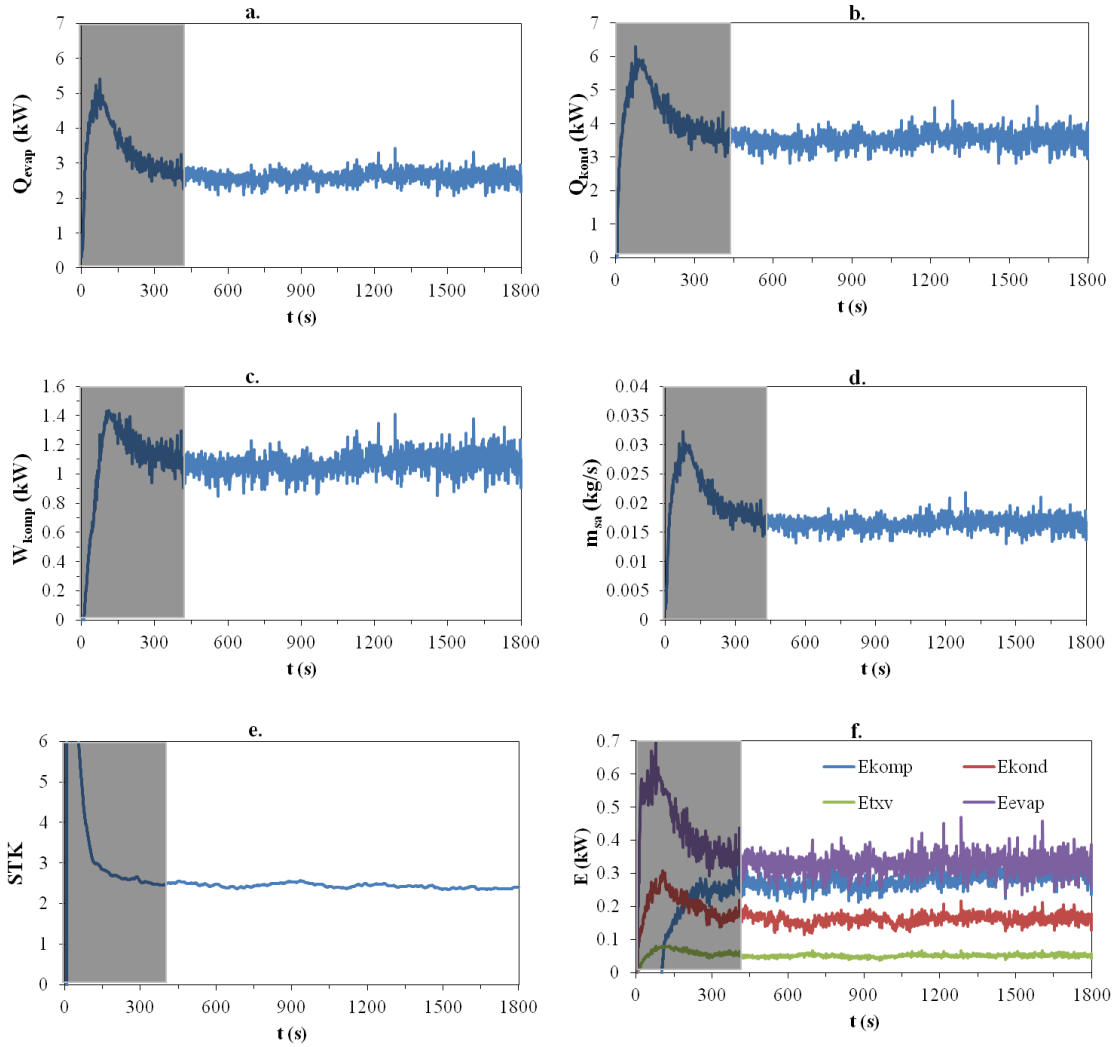
EK-2.5. Hava hızı 5.5 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için;

a. Evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi
b. Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi
c. Kompresör gücünün zamana bağlı değişimi
d. Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi
e. Sistemin STK'nın zamana bağlı değişimi
f. Sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi



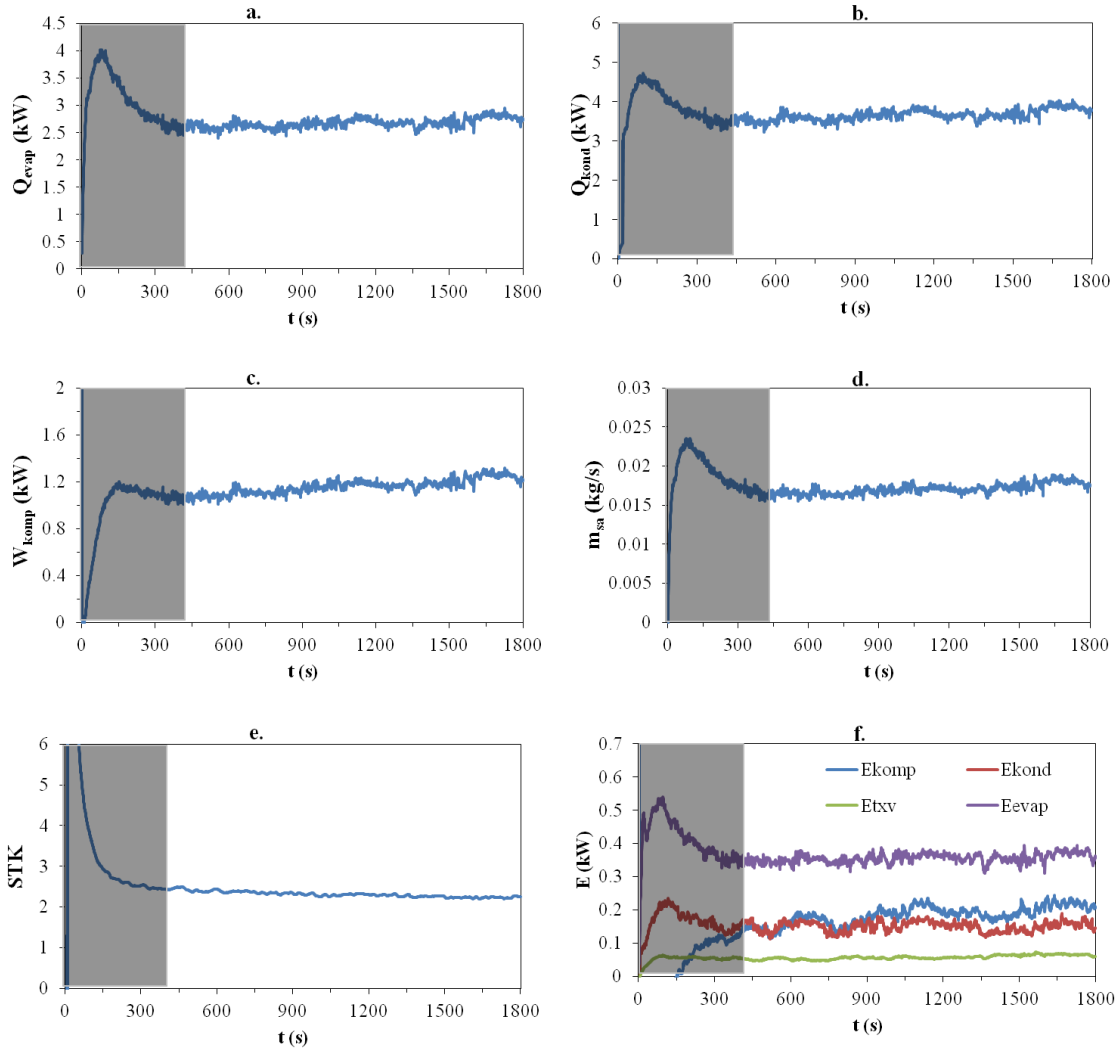
EK-2.6. Hava hızı 5.5 m/s ve kompresör devri 1500 d/dk için;

a. Evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi
b. Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi
c. Kompresör gücünün zamana bağlı değişimi
d. Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi
e. Sistemin STK'nın zamana bağlı değişimi
f. Sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi



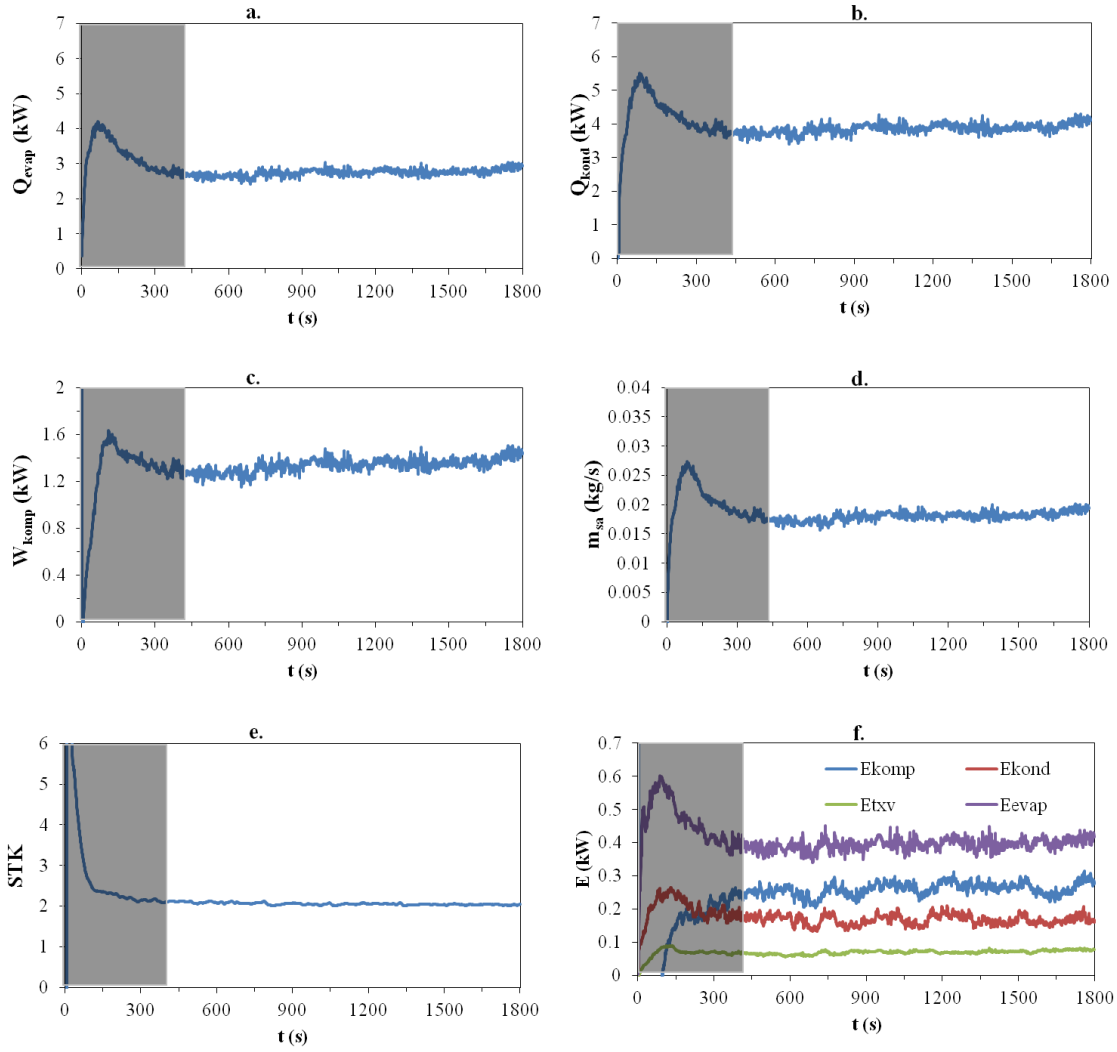
EK-2.7. Hava hızı 5.5 m/s ve kompresör devri 2000 d/dk için;

a. Evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi
b. Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi
c. Kompresör gücünün zamana bağlı değişimi
d. Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi
e. Sistemin STK'nın zamana bağlı değişimi
f. Sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi



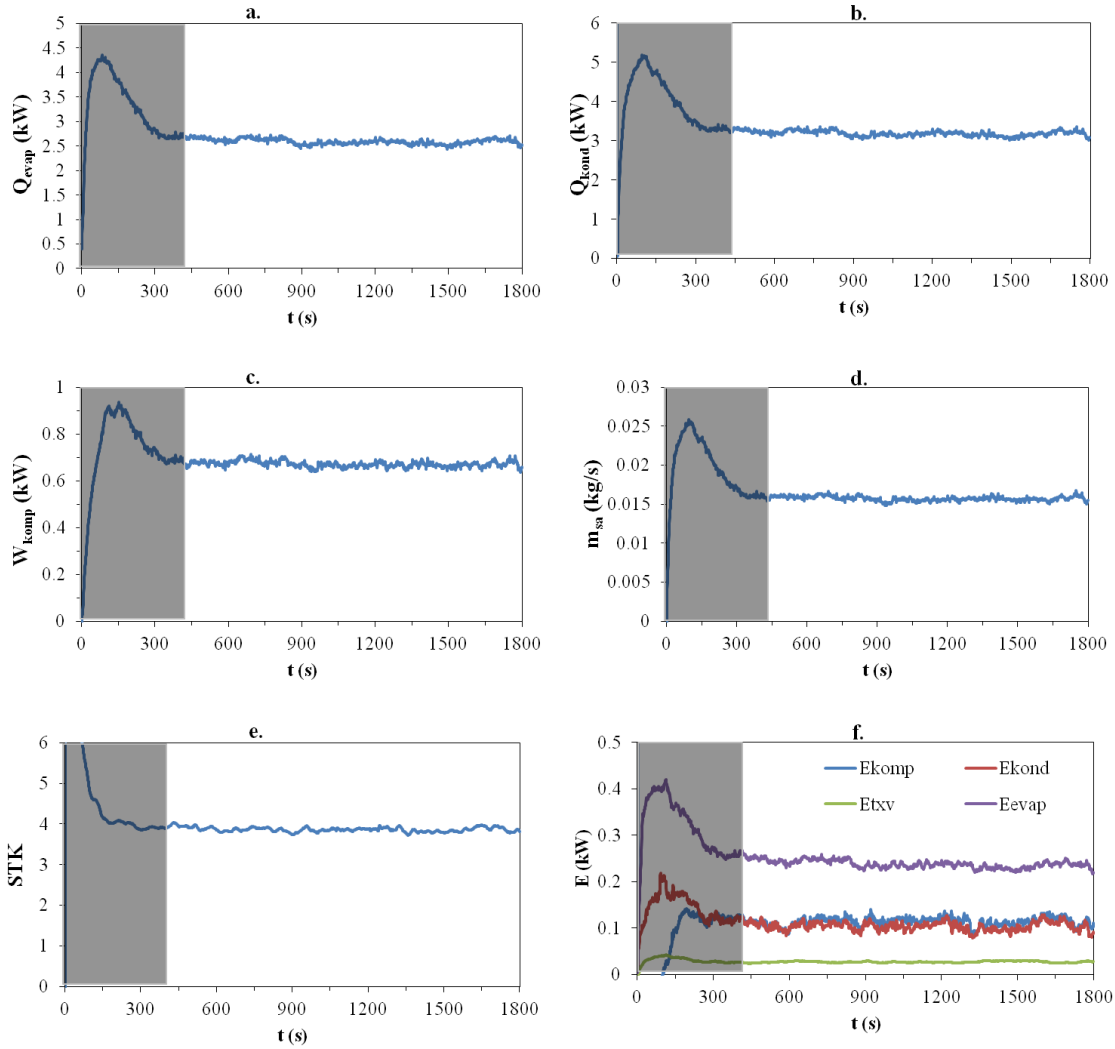
EK-2.8. Hava hızı 5.5 m/s ve kompresör devri 2500 d/dk için;

a. Evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi
b. Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi
c. Kompresör gücünün zamana bağlı değişimi
d. Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi
e. Sistemin STK'nın zamana bağlı değişimi
f. Sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi



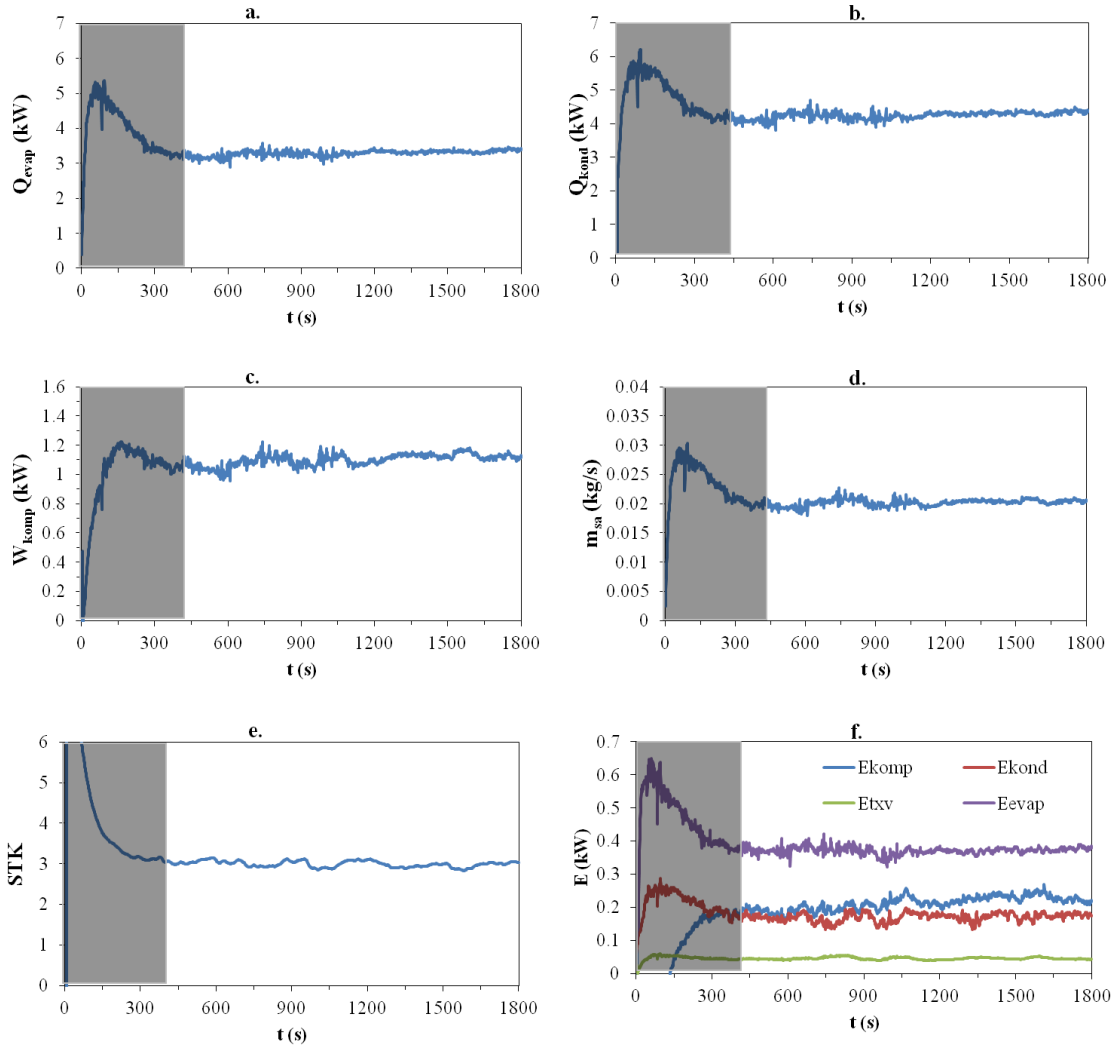
EK-2.9. Hava hızı 5.5 m/s ve kompresör devri 3000 d/dk için;

a. Evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi
b. Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi
c. Kompresör gücünün zamana bağlı değişimi
d. Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi
e. Sistemin STK'nın zamana bağlı değişimi
f. Sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi



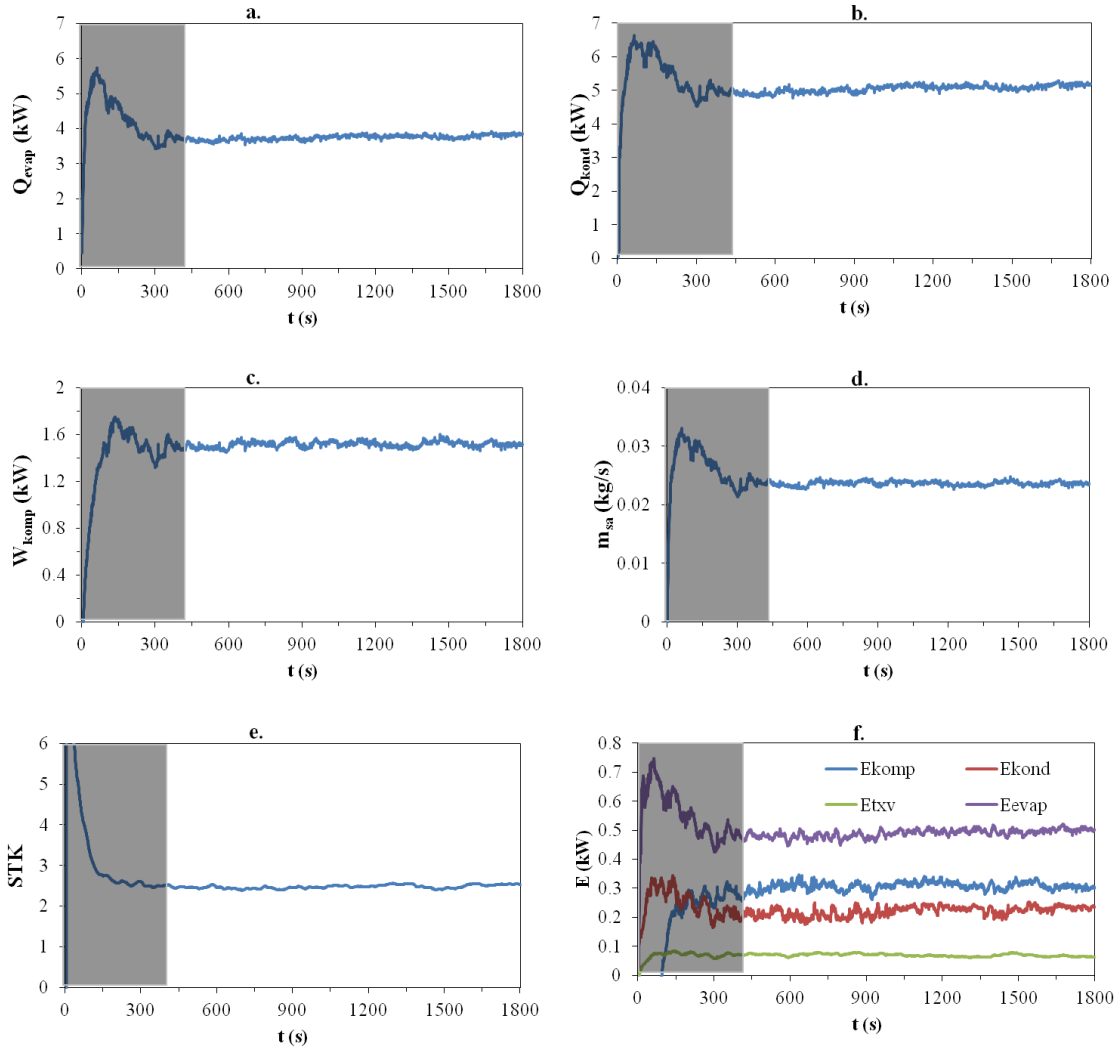
EK-2.10. Hava hızı 8 m/s ve kompresör devri 1000 d/dk için;

a. Evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi
b. Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi
c. Kompresör gücünün zamana bağlı değişimi
d. Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi
e. Sistemin STK'nın zamana bağlı değişimi
f. Sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi



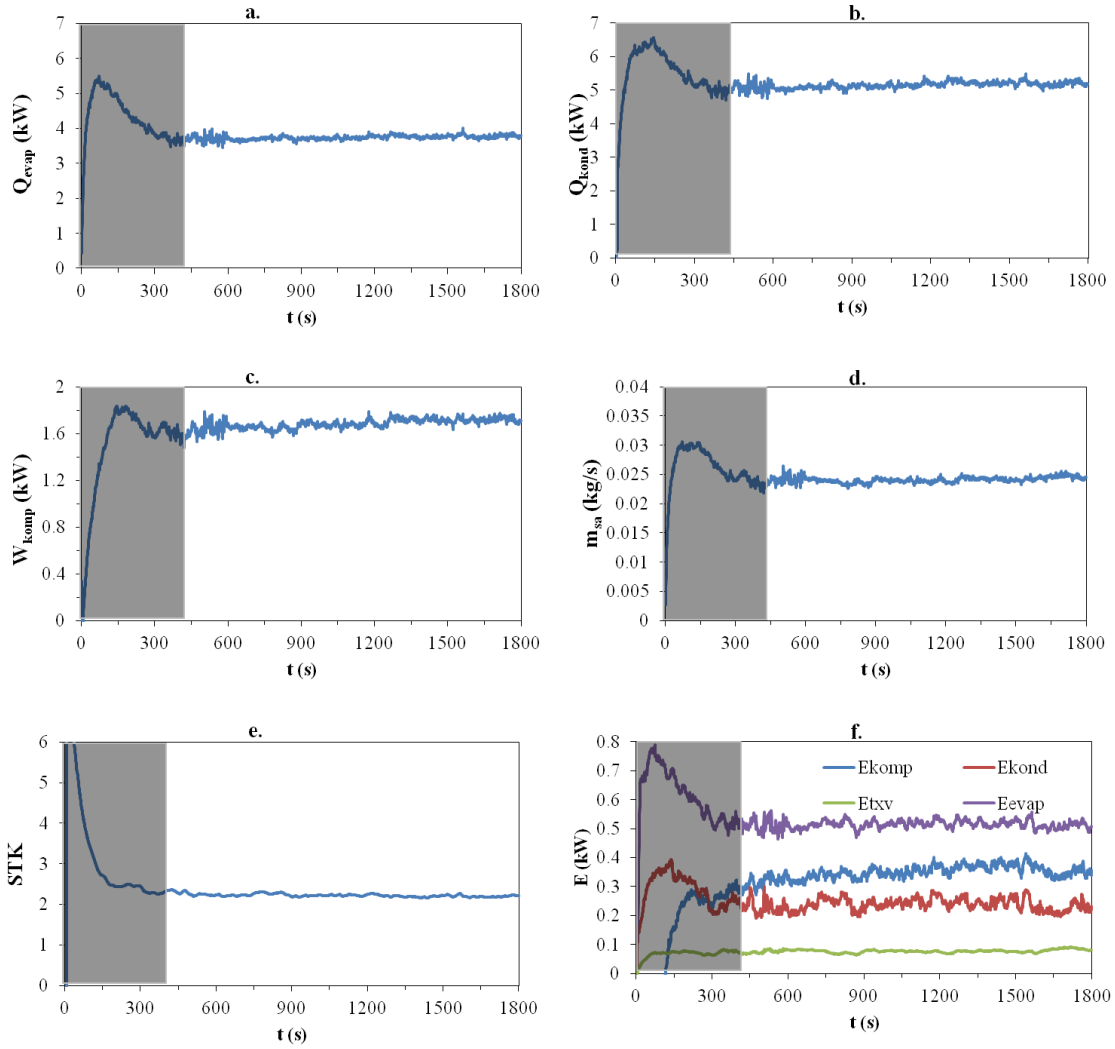
EK-2.11. Hava hızı 8 m/s ve kompresör devri 1500 d/dk için;

a. Evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi
b. Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi
c. Kompresör gücünün zamana bağlı değişimi
d. Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi
e. Sistemin STK'nın zamana bağlı değişimi
f. Sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi



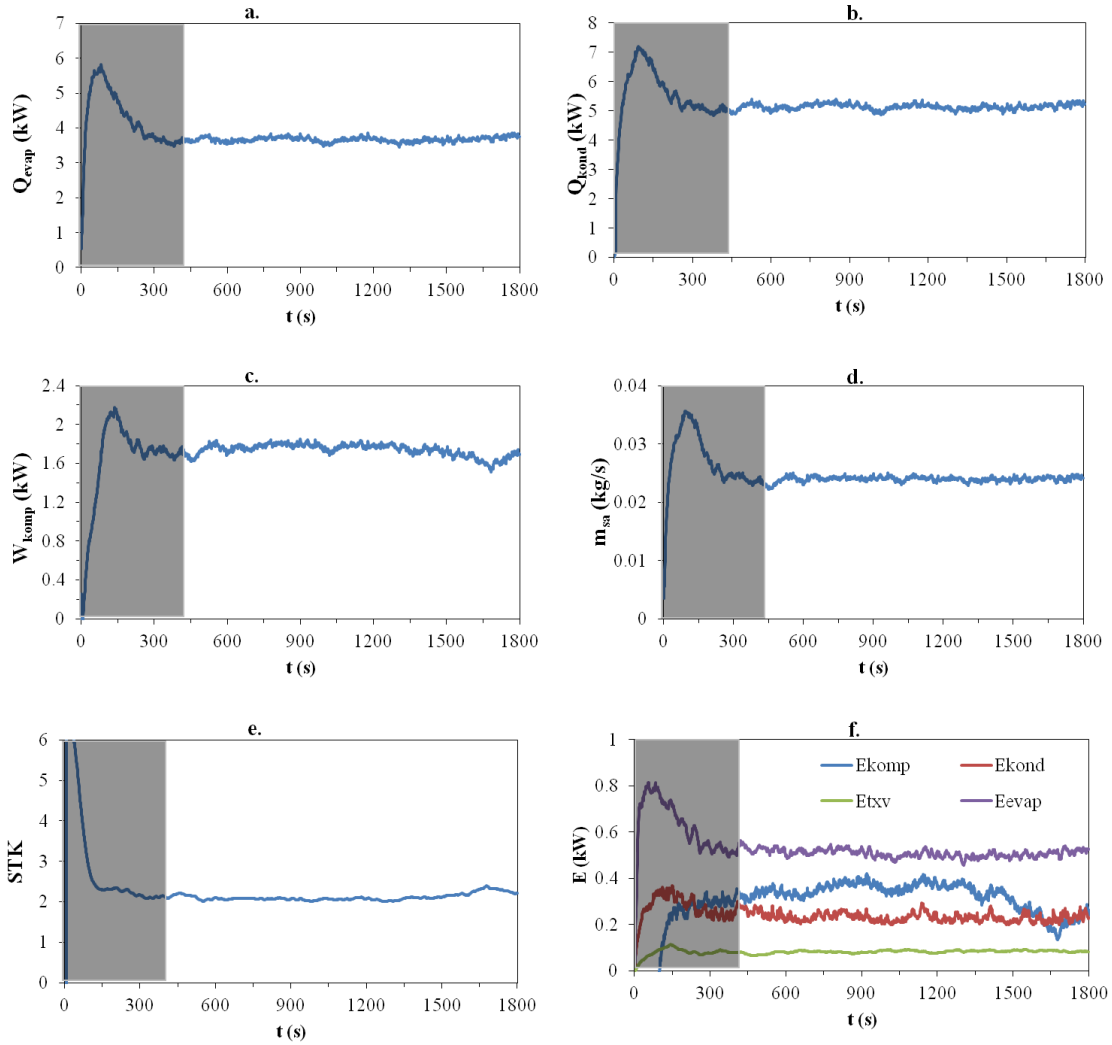
EK-2.12. Hava hızı 8 m/s ve kompresör devri 2000 d/dk için;

a. Evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi
b. Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi
c. Kompresör gücünün zamana bağlı değişimi
d. Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi
e. Sistemin STK'nın zamana bağlı değişimi
f. Sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi



EK-2.13. Hava hızı 8 m/s ve kompresör devri 2500 d/dk için;

a. Evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi
b. Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi
c. Kompresör gücünün zamana bağlı değişimi
d. Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi
e. Sistemin STK'nın zamana bağlı değişimi
f. Sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi



EK-2.14. Hava hızı 8 m/s ve kompresör devri 3000 d/dk için;

a. Evaporatör soğutma kapasitesinin zamana bağlı değişimi
b. Kondenser kapasitesinin zamana bağlı değişimi
c. Kompresör gücünün zamana bağlı değişimi
d. Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan debisinin zamana bağlı değişimi
e. Sistemin STK'nın zamana bağlı değişimi
f. Sistem elemanlarının ekserji yıkım değerlerinin zamana bağlı değişimi

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Özgür SOLMAZ
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : İZMİR – 1978
Telefon : 0532 572 83 77
Faks : 0332 241 21 79
e-mail : osolmaz@selcuk.edu.tr

EĞİTİM

Derece		Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	:	Bornova Mimar Sinan Teknik Lisesi	1994
Üniversite	:	Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi	2002
Yüksek Lisans	:	Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü	2006
Doktora	:	Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü	2013

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2002-Devam	S.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi	Araştırma Görevlisi

UZMANLIK ALANI

Taşıt klima sistemleri, içten yanmalı motorlar, yenilenebilir enerji sistemleri

YABANCI DİLLER

İngilizce

YAYINLAR

TÜBİTAK Yayın Listesindeki C Grubu Dergilerde ve SCI, AHCI Kapsamındaki Diğer Dergilerde Yayınlanan Araştırma Makalesi

- ✓ **O. Solmaz**, M. Ozgoren, 2012, "Prediction of Hourly Solar Radiation in Six Provinces in Turkey by Artificial Neural Networks", Journal of Energy Engineering, 138(4), 194–204. (Doktora tezinden yapılmıştır)
- ✓ I Sugözü, T. Eryılmaz, I. Örs and **O. Solmaz**, 2011, "Biodiesel Production From Animal Fat-Palm Oil Blend and Performance Analysisof Its Effects on ASingle Cylinder Diesel Engine", Energy Education Science and Technology, Part A, Volume 28(1), pp. 505-514.

Diğer Uluslar arası Hakemli Dergi Yayınları

- ✓ M. Ciniviz, H. Köse, E. Canlı and **O. Solmaz**, 2011, "An Experimental Investigation on Effects of Methanol Blended Diesel Fuels To Engine Performance and Emissions of A Diesel Engine", Scientific Research and Essays Vol. 6(15), pp. 3189-3199.

Ulusal Hakemli Dergi Yayınları

- ✓ Özgören M., **Solmaz Ö.,** Kahraman A., 2010, "Taşıt Kliması Soğutma Yükünün Saatlik Değişimi", Teknolojik Araştırmalar, Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED), Cilt:2, sayı:2, s.11-23. (Doktora tezinden yapılmıştır)

Tam Metinli Uluslar arası Bildiriler (Yabancı Dilde Sözlü Sunulan Ve Tam Metni Yayınlananlar)

- ✓ O. Babayigit, M. H. Aksoy, M. Ozgoren and **O. Solmaz,** 2012, "Investigation of Absorption Cooling Application Powered by Solar Energy in The South Coast Region of Turkey", Experimental Fluid Mechanics 2012 (EFM2012), Hradec Králové, EPJ Web of Conferences, Czech Republic, 20th-23rd November 2012, pp.46-52.
- ✓ Kahraman A., **Solmaz O.,** Ciniviz M., Örs İ., "Experimental Investigation of Cotton Oil Methyl Ester Usage in A CI Engine", International Journal of Arts and Sciences European Conference for Academic Disciplines, 2-7 December, Gottenheim, Germany, 2012.
- ✓ M. Ozgoren, M. H. Aksoy, **O. Solmaz,** F. Kose, N. Uysal, 2012. "Investigation of an Electricity Production System For Remote Houses Driven by Wind and Solar Energy for Konya, Turkey", InternationalJournal of Arts & Sciences Conference (IJAS), Gottenheim, Germany, Apr8-13, 2012.
- ✓ M. Ozgoren, **O. Solmaz**, M. H. Aksoy, N. Uysal, 2012, "An Experimental Investigation of Electricity Production and Consumption From Wind and Solar Energy for Konya Province", 6th International Ege Energy Symposium & Exhibition, June 28-30, 2012, pp. 370-381, Izmir, Turkey.
- ✓ M. Ozgoren, **O. Solmaz**, R. Ozmen, A. Ateş, 2012, "Experimental Investigation of Effects of Variation of Evaporator Air Flow Rate on Automotive Air Conditioning System", International Journal of Arts & Sciences Conference(IJAS), Gottenheim, Germany, Apr 8-13, 2012.
- ✓ İ. Örs, A. Kahraman, **O. Solmaz,** M. Ciniviz, 2012, "Investigation of Effects on Engine Performance and Exhaust Emissions of Cottonseed Oil Methyl Ester at Different Injection Pressure", 12th International Combustion Symposium, Kocaeli, Turkey, 24-26 May, 347-354, 2012.
- ✓ **O. Solmaz** and M. Ozgoren, 2011, "Prediction of Hourly Solar Radiation Using an Artificial Neural Network", MENDEL 2011, 17th International Conference on Soft Computing, June 15-17, Brno, Czech Republic, 218-225. (Doktora tezinden yapılmıştır)
- ✓ **Solmaz O.,** Kahramanlı H., Kahraman A., Ozgoren M., 2010, "Prediction of Daily Solar Radiation Using ANNs For Selected Provinces in Turkey", 10th International Scientific Conference, UNITECH10, 19-20 November 2010, Vol III, p.450-456, GABROVO , Bulgaria. (Doktora tezinden yapılmıştır)
- ✓ **Solmaz O.,** Kuş R., Işık H., 2010, "Experimental Investigation of The System Designed For Helping Cold Start Up of The LPG Engines", 10th International Scientific Conference, UNITECH10, 19-20 November 2010, Vol II, GABROVO , Bulgaria. (Yüksek Lisans tezinden yapılmıştır)
- ✓ Ozgoren M., Erdoğan K., Kahraman A., **Solmaz O.,** Kose F., 2010, "Calculation of Dynamic Cooling Load Capacity of a Building Air-conditioning Powered by Wind or Solar Energy", International Ege Energy Symposium and Exhibition (IEESE-5), 27-30 June 2010, Pamukkale University, Denizli-Turkey.
- ✓ Ozgoren M., **Solmaz O.,** Kahraman A, 2010, "Prediction of Hourly Cooling Load Capacity of An Automotive Air-Conditioning System", International Ege

Energy Symposium and Exhibition (IEESE-5), 27-30 June 2010, Pamukkale University, Denizli-Turkey. (Doktora tezinden yapılmıştır)

- ✓ H. Oğuz, A. Kahraman, I. Ors, **O. Solmaz**, H. Er, S. Koyun, 2009, "Effect of Cottonseed Oil Methyl Ester on The Performance and Exhaust Emissions of a Vehicle", International Scientific Conference UNITECH'09, 2009.
- ✓ M. Ozgoren, **O. Solmaz**, A. Kahraman, 2009, "Determination Of Cooling Load Of A Midibus Via Meteorological Data: Case Study For Edirne", International Scientific Conference, UNITECH09, 20-21 November 2009, p.544-551, GABROVO, Bulgaria. (Doktora tezinden yapılmıştır)
- ✓ M. Ozgoren, K. Erdoğan, A. Kahraman, **O. Solmaz**, F. Köse, 2009, "Dynamic Performance Investigation of a Heat Pump System Driven by Hybrid Energy Resources of Solar (Photovoltaic) and/or Wind", 15th International Energy and Enviroment Fair and Conference, ICCI-2009, Turkey, p.282.
- ✓ M. Ozgoren, **O. Solmaz**, A. Kahraman, 2009, "Güneş Panelleri ile Çalışan Taşıt Klimasının Dinamik Performansı: Konya Örneği", 5th International Advanced Technologies Symposium, IATS'09, May 13-15, Karabük, Turkey, 1738-1744. (Doktora tezinden yapılmıştır)
- ✓ **O. Solmaz**, R. Kuş, H. Işık, 2008, "LPG'yi Yakıt Olarak Kullanan Motorların Soğukta İlk Hareketini Kolaylaştırmak İçin Tasarlanan Sistemin Deneysel Olarak Araştırılması", 10. Uluslararası Yanma Sempozyumu, Ekim 2008. (Yüksek Lisans tezinden yapılmıştır)
- ✓ I. Ors, **O. Solmaz**, G. Uçar, 2006, "Taşıtlarda Can-Bus ile Veri İletişimi", 3. Trafik ve Yol Güvenliği Uluslar arası Kongresi Sergisi, Ankara.
- ✓ **O Solmaz**, R. Kuş, H. Işık, G. Uçar, 2005, "Otomotiv Mekatronik Sistemleri", 4. Uluslar arası İleri Teknolojiler Sempozyumu, Konya.

Ulusal Bilimsel Toplantılarda Yayınlanmış Bildirileri

- ✓ M. Özgören, A. Kahraman, **Ö. Solmaz**, 2011, "İzmir İli İçin Farklı Soğutucu Akışkan Kullanan Otomobil Klimasının Saatlik Performansının Belirlenmesi", X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı Cilt 2, MMO Yayın No:E/2011/550, TESKON 2011 Soğutma Teknolojileri Sempozyumu, 1387-1401. (Doktora tezinden yapılmıştır)
- ✓ M. Özgören, K. Erdoğan, A. Kahraman, **Ö. Solmaz**, 2011, "Model Bir Konutun Soğutma Yükünün Dinamik Hesaplanması: İzmir Örneği", X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı Cilt 2, MMO Yayın No: E/2011/550, TESKON 2011 Soğutma Teknolojileri Sempozyumu İzmir Türkiye, p.1229-1247.
- ✓ Özgören, M., Erdoğan, K., Kahraman, A., **Solmaz, Ö.,** Köse, F., 2010, "Model Bir Konutun Elektrik İhtiyacının Rüzgar Ve Güneş Enerjisi İle Karşılanmasının Araştırılması", 2.Ulusal Konya Ereğli Kemal Akman Meslek Yüksekokulu Tebliğ Günleri, 13-14 Mayıs 2010, Konya.
- ✓ M. Özgören, K. Erdoğan, A. Kahraman, **Ö. Solmaz,** F. Köse, 2009, "Yenilenebilir Enerji (Pv/Rüzgar) Destekli Hibrit Isı Pompası Performansının Araştırılması", 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, s.1303-1308, 24-27 Haziran 2009, Sivas.
- ✓ M. Özgören, **Ö. Solmaz**, A. Kahraman, 2009, "Temiz Enerji Kaynaklı Taşıt Klimaası Performansının İncelenmesi", 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, s.1273-1279, 24-27 Haziran 2009, Sivas. (Doktora tezinden yapılmıştır)