

**T.C.
İSTANBUL AYDIN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**



**ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA KULLANILAN SOĞUTMA
SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ VERİMLİLİĞİ
AÇISINDAN İNCELENMESİ**

YÜSEK LİSANS TEZİ

**Mesut YENİGÜN
Y1413.080014**

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Makine Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Zafer UTLU

OCAK 2016



T.C.
İSTANBUL AYDIN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜ

Yüksek Lisans Tez Onay Belgesi

Enstitümüz Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Makine Mühendisliği Tezli Yüksek Lisans Programı Y1413.080014 numaralı öğrencisi Mesut YENİGÜN'ün "ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA KULLANILAN SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ VERİMLİLİĞİ AÇISINDAN İNCELENMESİ" adlı tez çalışması Enstitümüz Yönetim Kurulunun 03.11.2015 tarih ve 2015/25 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından ile Tezli Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Öğretim Üyesi Adı Soyadı

İmzası

Tez Savunma Tarihi : 12.01.2016

1) Tez Danışmanı: Prof. Dr. Zafer UTLU

2) Jüri Üyesi : Yrd. Doç. Dr. Behiye YÜKSEL

3) Jüri Üyesi : Doç. Dr. Alptekin ERGENÇ

.....
.....
.....

Not: Öğrencinin Tez savunmasında **Başarılı** olması halinde bu form **imzalanacaktır**. Aksi halde geçersizdir.



YEMİN METNİ

Yüksek Lisans / Doktora tezi olarak sunduğum **ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA KULLANILAN SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ VERİMLİLİĞİ AÇISINDAN İNCELENMESİ**” adlı çalışmanın, tezin proje safhasından sonuçlanmasına kadarki bütün süreçlerde bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurulmaksızın yazıldığını ve yararlandığım eserlerin Bibliyografya’da gösterilenlerden oluştuğunu, bunlara atıf yapılarak yararlanılmış olduğunu belirtir ve onurumla beyan ederim. (.../.../20..)

Aday / İmza



Aileme,



ÖNSÖZ

Temiz çevre bilincinin oluşmasının, petrol rezervlerin hızlı bir şekilde tükenmesinin yanı sıra düşük verimlilikleri ve kötü emisyon değerleri içten yanmalı motorlu araçların sonunu getirmekte ve bununla birlikte bilimi alternatif enerji ile çalışan araçları geliştirmeye sürüklemektedir.

Alternatif enerjili araçların başında elektrikli araçlar gelmektedir. Sessiz çalışmaları yüksek enerji verimlilikleri ve sınırsız enerji kaynağına sahip olmaları sebebi ile geleceğimizin vazgeçilmez taşıtları olacağı görülmektedir.

Fakat sınırlı batarya kapasitesi, uzun şarj süreleri ve düşük batarya ömrü elektrikli araçların yaygınlaşmasındaki en büyük engellerdendir. Bunun yanı sıra yüksek sıcaklıklar batarya ömrünü olumsuz etkilemektedir. Tüm bu olumsuzluklar elektrikli araçlarda bataryanın ve batarya soğutma sisteminin gelişmesini tetiklemektedir.

Bu tez kapsamında elektrikli araç batarya sorunlarına değinilerek batarya termal yönetim sistemleri araştırılarak literatür taraması yapıldı. Klima sistemine entegre bataryaya soğutma sisteminin enerji ve ekserji verimliliğini ifade eden denklemler verildi. Ford markasının Focus Electric adlı modeline ait batarya soğutma sistemi açıklanarak ekserji ve enerji analizleri yapıldı. Mevcut batarya soğutma sistemleri değerlendirildi ve birbirlerine olan üstünlükleri ekler bölümünde verildi.

Bu tez çalışmamda beni yönlendiren, yardımcı olan bilgilerini benden esirgemeyen değerli hocam, Prof. Dr. Sayın Zafer UTLU'ya ve hayatımın her anında yanımda olan aileme teşekkür eder, saygılarımı sunarım.

Ocak 2016

Mesut Yenigün
(Makine Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

SAYFA

ÖNSÖZ.....	viii
İÇİNDEKİLER	X
KISALTMALAR VE SEMBOLLER.....	xiv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xvi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xviii
ÖZET.....	xx
ABSTRACT	xxii
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Taraması	2
1.2 Elektrikli Araçlar	6
1.2.1 Elektrikli araçların tarihsel gelişimi.....	6
1.2.2 Elektrikli araçların çalışma prensibi	7
1.2.3 Elektrikli araçların avantaj ve dezavantajları.....	8
1.2.4 Elektrikli araçların geleceği	8
1.3 Tezin Amacı	10
2 ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA KULLANILAN SOĞUTMA SİSTEMLERİ	11
2.1 Elektrikli Araçlarda Soğutma Sisteminin Gerekliliği.....	11
2.2 Elektrikli Araçlarda Yaygın Olarak Kullanılan Soğutma Sistemler.....	12
2.2.1 Hava soğutmalı ve ısıtmalı	12
2.2.2 Sıvı soğutmalı ve ısıtmalı	13
2.2.3 Direkt soğutmalı soğutma ve ısıtma	14
2.2.4 Kombine sıvı soğutmalı sistem (KSSS).....	15
2.2.5 Faz değişim materyali (FDM).....	15
2.2.6 Termo-Elektrik modül	16
2.2.7 Isı borulu soğutma sistemi	17
2.2.8 Isı emicili pasif soğutma	18
2.2.9 Isı pompalı soğutma sistemi	18
2.2.10 Evaporatif soğutma sistemi.....	19
2.3 Soğutma Teknolojilerin Değerlendirilmesi	20
2.3.1 Zorlamalı hava sistemi	20
2.3.2 Sıvı soğutmalı sistem	21
2.3.3 Faz Değişim materyali (FDM) sistemi	21
2.3.4 Termo-Elektrik.....	22
3 KLİMA KONTROL SİSTEMİ.....	23
3.1 Soğutma Sistem Modeli.....	23
3.2 Isı Yüğü Modeli.....	24
3.3 Batarya Termal Yönetim Sistem (BTYS) Modeli.....	26
3.3.1 Isı üretim modeli.....	26
3.3.2 Isı transfer modeli	26
3.3.3 Basınç düşüş modeli	29

3.4	Klima Kontrol Sistemi Kontrol Stratejisi	30
4	ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ	31
4.1	Enerji Analizi (Birinci Kanun)	31
4.2	Ekserji Analizi (İkinci Kanun)	32
4.2.1	Ekserji terimleri	33
4.2.2	Ekserjiye sebep olan faktörler.....	35
4.2.2.2	Isı transferine bağlı ekserji	35
4.2.2.3	Maddenin kararlı akışına bağlı ekserji	36
4.2.3	Ekserjinin bileşenleri	36
4.2.2.4	Kinetik ekserji	37
4.2.2.5	Potansiyel ekserji.....	37
4.2.2.6	Fiziksel ekserji.....	37
4.2.2.7	Kimyasal ekserji	38
4.2.2.8	Ekserjitik verim	39
4.2.4	Kapalı sistemler için ekserji analizi	39
5	BATARYA TERMAL YÖNETİM SİSTEMİ TERMODİNAMİK ANALİZLERİ	43
5.1	Kabin Soğutma Çevrimi Enerji Analizi.....	44
5.1.1	Kompresör enerji analizi.....	44
5.1.2	Kondenser enerji analizi	44
5.1.3	Evaporatör genişleme valfi enerji analizi.....	45
5.1.4	Evaporatör enerji analizi	45
5.2	Batarya Soğutma Çevrimi Enerji Analizi	45
5.2.1	Chiller genişleme valfi enerji analizi	46
5.2.2	Chiller enerji analizi.....	46
5.2.3	Sirkülasyon pompası enerji analizi	47
5.2.4	Batarya paketi enerji analizi	47
5.3	Kabin Soğutma Çevrimi Ekserji Analizi.....	48
5.3.1	Kompresör ekserji analizi	48
5.3.2	Kondenser ekserji analizi.....	49
5.3.3	Evaporatör genişleme valfi ekserji analizi	49
5.3.4	Evaporatör ekserji analizi	50
5.4	Batarya Soğutma Çevrimi Ekserji Analizi	51
5.4.1	Chiller genişleme valfi ekserji analizi.....	51
5.4.2	Chiller ekserji analizi	51
5.4.3	Sirkülasyon pompası ekserji analizi	52
5.4.4	Batarya paketi ekserji analizi	53
5.5	Soğutma Performans Katsayısı (COP)	53
5.6	İkinci Yasa Verimi	53
6	ELEKTRİKLİ ARACA AİT TERMODİNAMİK ANALİZLER.....	55
6.1	Focus Elektrikli Araç Soğutma Sistemi	55
6.1.1	Motor elektronik soğutma sistemi çevrimi (MECS).....	56
6.1.2	Pozitif sıcaklık katsayılı ısıtıcı çevrimi (PTC Heater).....	57
6.1.3	HVBP ve BCCM soğutma çevrimi.....	58
6.2	Focus Elektrikli Araç Klima Sistemi.....	58
6.3	Focus Elektrikli Araç Termodinamik Sistem Tanımı ve Analizler.....	59
6.3.1	Focus elektrikli araç termodinamik sistem tanımı	59
6.3.2	Focus elektrikli araç analizleri	61
6.3.3	Focus elektrikli araç analiz sonuçları.....	65

7 SONUÇ VE ÖNERİLER.....	71
KAYNAKLAR.....	73
EKLER.....	77
ÖZGEÇMİŞ.....	81





KISALTMALAR VE SEMBOLLER

SEMBOLLER

Q	: Toplam Isıl enerji (kW)
Et	: Toplam ekserji (kW)
EQ	: Isı transferine bağlı ekserji (kW)
EW	: İş transferine bağlı ekserji (kW)
Ek	: Kinetik ekserji (kW)
Ep	: Potansiyel ekserji (kW)
Ef	: Fiziksel ekserji (kW)
Ekim	: Kimyosal Ekserji (kW)
I	: Tersinmezlik, yok edilen ekserji (kW)
It	: Toplam tersinmezlik (kW)
h	: Özgül entalpi (kJ/kg)
u	: Özgül iç enerji (kJ/kg)
s	: Özgül entropi (kJ/kg.K)
q	: Isı miktarı(W, kW)
g	: Yer çekimi ivmesi (m/s ²)
z	: Deniz seviyesine olan yükseklik (m)
Süretim	: Üretilen entropi (kJ/kg.K)
m	: Kütleli debi (kg/sn)
°C	: Santigrad derece
T	: Sıcaklık (°C, K)
To	: Çevre sıcaklığı (°C, K)
P	: Basınç (bar, Pa)
po	: Çevre basıncı (bar, Pa)
W	: İş (W, kW)
V	: Akışkanın hızı (m/s)
Wtr	: Tersinir iş (W, kW)
Wy	: Yararlı iş (W, kW)
Φ	: Toplam kapalı sistem kullanılabilirliği (kJ)

KISALTMALAR

BCCM	: Batarya Şarj Kontrol Modülü
BECM	: Batarya Elektronik Kontrol Modülü
BSS	: Batarya Soğutma Sistemi
BTYS	: Batarya Termal Yönetim Sistemi
C	: Batarya Şarj/Deşarj Derinliği Oranı
CFD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
COP	: Soğutma Etkinlik Katsayısı
EA	: Elektrikli Araç
E.D.D.	: Enerji Denge Denklemi
Eks. D.D.	: Ekserji Denge Denklemi

Ent. D.D.	: Entropi Denge Denklemi
HVBP	: Yüksek Voltaj Batarya Paketi
FDM	: Faz Değişim Materyali
K	: Kelvin
K.K.	: Kütleinin Korunumu
KKS	: Klima Kontrol Sistemi
KSSS	: Kombine Sıvı Soğutmalı Sistem
KW	: Kilo Watt
MECS	: Motor Elektronik Soğutma Sistemi
PTC	: Pozitif Sıcaklık Katsayı
TYS	: Termal Yönetim Sistemi
TXV	: Termostatik Genişleme Valfi



ÇİZELGE LİSTESİ

SAYFA

Çizelge 2.1 Aynı kütleli debide ki (50g/s) soğutkanların hacimsel debisi ve ısı transfer katsayıları.....	21
Çizelge 2.2 FDM'ye ait termal karakteristik.....	22
Çizelge 3.1 Hücre paketi içerisinde ki çapraz akıma ait sabit denklem.....	28
Çizelge 3.2 Denklem (3.13) $NL < 20$ için düzeltme faktörü.....	29
Çizelge 6.1 Ford Focus elektrikli araç özellikleri.....	61
Çizelge 6.2 Elektrikli araç termal yönetim sistemi giriş parametreleri.....	61
Çizelge 6.3 Elektrikli araç termal yönetim sistemi Termodinamik eşitlikler.....	62
Çizelge 6.4 Analiz giriş parametreleri.....	64



ŞEKİL LİSTESİ

SAYFA

Şekil 1. 1: Stephen Anyos JEDLIK'in Yaptığı İlk Elektrik Motoru 1827 [14].....	6
Şekil 1. 2 : İlk Elektrikli Model Araç 1828 [15].....	7
Şekil 1. 3 : Elektrikli Araç Şeması.....	8
Şekil 1. 4 : Akıllı Garaj Ara yüzü [17].	9
Şekil 1. 5 : Elektrikli Araç Batarya Fiyat Tahminleri [20].	9
Şekil 2. 1 : Lityum-İyon Batarya Ömür Sıcaklık Grafiği [26].	12
Şekil 2. 2 : Sıcaklık Batarya Gücü Grafiği [27].....	12
Şekil 2. 3 : Zorlamalı Hava Sistemi (Aktif / Pasif).....	13
Şekil 2. 4 : Isı Geri Kazanımlı Zorlamalı Hava Sistemi	13
Şekil 2. 5 : Pasif Sıvı Soğutma Sistemi	14
Şekil 2. 6 : Aktif Sıvı Soğutma Sistemi	14
Şekil 2. 7 : Direkt Soğutmalı Soğutma Sistemi	15
Şekil 2. 8 : Kombine Sıvı Soğutmalı Sistemi	15
Şekil 2. 9 : FDM'nin Batarya Sıcaklığına Etkisi [30].	16
Şekil 2. 10 : FDM ile KSSS Entegre Soğutma Sistemi	16
Şekil 2. 11 : Termo-Elektrik Soğutma/Isıtma Sistemi [31].	17
Şekil 2. 12 : Isı Borusu Yapısı [32].	17
Şekil 2. 13 : Isı Borulu Soğutma Sistemi Şeması [34].	18
Şekil 2. 14 : Isı Emicisi Soğutma Taslağı [36].	18
Şekil 2. 15 : Klima İle Birleşik Isı Pompası Sistemi [11].....	19
Şekil 2. 16 : Evaporatif Soğutma Sistemi [37].	20
Şekil 3. 1 : Elektrikli Araç Klima Kontrol Sistemi [38].	23
Şekil 3. 2 : Kabin İçerisine Aktarılan Isı Balansı [38].	25
Şekil 3. 3 : Batarya Paket Şeması.	27
Şekil 3. 4 : Batarya Dizesi Kademeli Soğutucu Akışı [38].	27
Şekil 3. 5 : (3.15) Denklemi İçin Sürtünme Faktörü f Ve Düzeltme Faktörü X [43].30	
Şekil 4. 1 : Sistem Sınırından Girip Çıkan Madde Akışının Ekserji Bileşenleri.....	36
Şekil 5. 1 : Elektrikli Araç Batarya Termal Yönetim Sistemi[12].....	43
Şekil 5. 2 : Kompresör Kontrol Hacmi	44
Şekil 5. 3 : Kondenser Kontrol Hacmi.....	44
Şekil 5. 4 : Evaporatör Genleşme Valfi Kontrol Hacmi	45
Şekil 5. 5 : Evaporatör Kontrol Hacmi	45
Şekil 5. 6 : Chiller Genleşme Valfi Kontrol Hacmi.....	46
Şekil 5. 7 : Chiller Kontrol Hacmi	46
Şekil 5. 8 : Sirkülasyon Pompası Kontrol Hacmi	47
Şekil 5. 9 : Batarya Paketi Kontrol Hacmi	47
Şekil 6. 1 : Focus Elektrikli Araç Ekipmanları [53].	55
Şekil 6. 2 : Focus Elektrikli Araç Soğutma Çevrimi [53].....	56
Şekil 6. 3 : Focus Elektrikli Araç MESC Çevrimi [53].	57
Şekil 6. 4 : Focus Elektrikli Araç PTC Isıtıcı Çevrimi [53].	57

Şekil 6. 5 : Focus Elektrikli Araç HVBP Ve BCCM Soğutma Çevrimi [53].....	58
Şekil 6. 6 : Focus Elektrikli Araç Klima Sistemi [53].	59
Şekil 6. 7 : Soğutma çevrimi P-h(a) ve T-s(b) diyagramı.....	65
Şekil 6. 8 : Batarya soğutma çevrimi P-h(a) ve T-s(b) diyagramı.....	66
Şekil 6. 9 : Soğutma çevrimi bileşen giriş çıkış değerleri	66
Şekil 6. 10 : Soğutma sisteminin bileşenlerine ait enerji verim grafiği	67
Şekil 6. 11 : Soğutma sistemi enerji (Sankey) akış diyagramı	67
Şekil 6. 12 : Soğutma sisteminin bileşenlerine ait ekserji verim grafiği	67
Şekil 6. 13 : Soğutma çevrimi bileşenleri ve soğutma sistemine ait ekserji yıkımı ..	68
Şekil 6. 14 : Soğutma sistemi ekserji (Grossman) akış diyagramı	68
Şekil 6. 15 : Soğutma sistemine ait soğutma etkinlik katsayıları (ekserjistik, enerjistik, Carnot).....	68



ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA KULLANILAN SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ VERİMLİLİĞİ AÇISINDAN İNCELENMESİ

ÖZET

Günümüzde elektrikli araçların kullanımı ile birlikte batarya teknolojisi de gelişmektedir. Şüphesiz ki bataryalar elektrikli araç performansını doğrudan etkilemektedir. Batarya kapasitesini arttırma ve batarya ağırlığını hafifletme çabalarının yanı sıra bataryayı şarj-deşarj sırasında optimum sıcaklık değeri aralığında tutmak için soğutma sistemleri geliştirilmektedir. Elektrikli araçlarda batarya termal yönetim sistemi için bir soğutma sistemi tasarlanabileceği gibi klima sistemine adapte bir batarya soğutma sistemi de geliştirilebilir.

Bu tez de, klima sistemine entegre batarya soğutma sisteminin enerji ve ekserji verimliliğini ifade eden denklemler verildi. Ford markasının Focus Electric adlı modeline ait batarya soğutma sistemi açıklanarak ekserji ve enerji analizleri yapıldı. Mevcut batarya soğutma sistemleri değerlendirildi ve bir birlerine olan üstünlükleri ekler bölümünde verildi.

Anahtar Kelimeler: Batarya Termal Yönetim Sistemi, *Elektrikli Araç, Ekserji, Enerji.*



**INVESTIGATION OF EXERGY AND ENERGY EFFICIENCY COOLING
SYSTEM USED IN ELECTRIC VEHICLES
THERMAL MANAGMENT SYSTEM**

ABSTRACT

At the present time battery technology is developing with the use of electric vehicles. Undoubtedly batteries directly affects the performance of electric vehicles Increase the capacity of battery and decrease the battery packet weight as well as battery operation temperature keep in optimum temperature range during charging and discharging has developed a cooling system for battery pack. In electric vehicles, it can be designed cooling system for the battery thermal management system as well as integrated air conditioning system can be developed for the battery cooling system.

In this thesis, in electric vehicles used cooling systems are introduced and a integrated air conditioning systems energy and exergy efficiency equation expressing were given. Ford Focus Electric battery cooling system explained and exergy, energy analyzes were performed. Available battery cooling system were compared and the results were evaluated in terms of the superiority of one another.

Keywords: Batery Thermal Manegment System, *Electric Vehicle*, *Exergy*, *Energy*.



1. GİRİŞ

Sınırlı enerji kaynaklarının, bilinçsizce kullanımı ile hızlıca tükenmesi sonucunda bilim insanları yeni enerji kaynakları bulma arayışı içerisinde girmişlerdir. Bu arayışlar özellikle en çok tüketilen enerji kaynağı olan petrol enerjisinin kullanımına dayalı sektörlerde önemli gelişmelere neden olmuştur. Bu sektörlerden birisi olan ulaşım sektörü de bu gelişmelerden nasibini almıştır.

Son yıllarda ulaşım sektöründe dizel ve benzinli yakıtlı araçlara ek olarak alternatif enerjili araçlar üzerine önemli çalışmalar gerçekleştirilmektedir. Alternatif enerjili araçların başında elektrikli araçlar gelmektedir. Elektrikli araçlar çevreci ve yüksek enerji verimliliğe sahip olmaları nedeni ile popülerliğini korumaktadır.

Elektrikli araçlar klasik araçlara göre her ne kadar üstünlüğe sahip olsa da sınırlı batarya kapasitesine sahip olmaları sıcaklık ile birlikte batarya performansının araç performansını ve ömrünü doğrudan etkilemesi elektrikli araçların dezavantajları arasında gösterilebilir.

Bu nedenle bilim insanları elektrikli araçlarda sistem verimliliğini artırmak ve batarya performans ve ömrünü uzatmak üzerine yoğunlaşmış ve elektrikli araçlarda batarya termal yönetimi sistemi üzerine önemli çalışmalarda bulunmuşlardır.

Tüm bu çalışmalar sonucunda bilim insanları elektrikli araçlarda batarya termal yönetim sisteminde enerji analizi, ekserji (kullanılabilir enerji) analizi, tersinmezlikler, tersinir iş, kayıp iş, termo ekonomi, ekserji ekonomi kavramları üzerinde önemli çalışmalar yaparak, enerji kullanan sistemlerde daha az enerji sarfıyatı ile daha çok iş üretme ve verim artırma konusunda önemli ölçüde olumlu sonuçlar almışlardır [1].

Bu çalışmada, elektrikli araç batarya sorunlarına değinilerek batarya termal yönetim sistemleri araştırılarak literatür taraması yapıldı. Klima sistemine entegre bataryaya soğutma sisteminin enerji ve ekserji verimliliğini ifade eden denklemler verildi. Ford markasının Focus Electric adlı modeline ait batarya soğutma sistemi açıklanarak ekserji ve enerji analizleri yapıldı. Mevcut batarya soğutma sistemleri değerlendirildi ve birbirlerine olan üstünlükleri ekler bölümünde verildi.

1.1 Literatür Taraması

Pesaran ve Keyser çalışmalarında batarya modülünün ısı kapasitesi ve ısı üretimini ölçmek için bir kalorimetre kullanmış ve çalışma koşullarında batarya modülünün termal görüntülerini elde etmek için kızılötesi ekipmanlar kullanmışlardır. Çalışmaları sonucunda kurşun asit, lityum-iyon çinko nikel batarya ve hücreler için ısı üretimi, ısı kapasitesi ve termal görüntülere ulaşmışlardır. Her batarya tipi için ısı üretim oranının başlangıçta ki şarj durumu, başlangıçta ki sıcaklık ve şarj deşarj eğrileri ile değişim gösterdiğini gözlemlemişlerdir. Bataryada ki termal sıcaklık dağılımının batarya tasarımına bağlı olduğunu gözlemlemişler [2].

Bir başka çalışmada Pesaran, batarya termal yönetim sistemlerinin bazı sorunlarını ve bu sorunlara ilişkin çözümleri gözden geçirerek, uygun bir batarya termal yönetim sistemi tasarlamak için gerekli bilgilere ulaşmaya çalışmıştır. Aktif soğutmaya karşı pasif soğutma, sıvı soğutmalı ya karşı hava soğutmalı, ısıtmalı ve soğutmalı sisteme karşı sadece soğutmalı sistem ve valf ayarlı kurşun-asit, Nikel-metal hidrit ve lityum-iyon batarya yönetim sistemleri için rölatif gereksinimler gibi konular tartışmaya sunmuştur.

Sonuç olarak, iyi bir termal yönetim sisteminin EA ve HEA araçlar da batarya paketi sıcaklığını her noktasında eşit olacak şekilde arzulanan sıcaklık aralığında tutması gerektiği kanısına varmıştır. Sıcak ve soğuk iklim koşullarında EA BTYS'nin aktif ısıtma ve soğutmaya izin vermesi gerektiğini belirtmiştir. Bir modülün düzgün ısı tasarımının bütün paket termal yönetimi ve davranışları üzerinde olumlu bir etkisi var olduğunu gözlemlemiştir. Termal yönetim sisteminde havanın kullanılması daha az etkili ve daha az karmaşık olmasına karşın sıvı soğutmalı ve ısıtmalı sistemin daha etkili olduğunu savunmuştur. Genel olarak, paralel HEA araçlarda hava kullanımı termal yönetim sistemi için yeterli olduğunu fakat EA ve seri HEA'lar da optimum termal performans içi sıvı bazlı sistemler gerekli olabileceğini belirtmiştir. Nikel-metal hidrit bataryaların termal yönetim sistemlerinin Lityum-iyon ve valf ayarlı kurşun-asit bataryalara göre daha özenli olması gerektiğini tespit etmiştir. Ayrıca Lityum-iyon bataryaların güvenlik ve düşük performans kaygısı sebebi ile iyi bir termal yönetime sahip olması gerektiğini belirtmiştir Batarya paketinin konumu da batarya termal yönetim sistemi üzerinde güçlü bir etkiye sahip olabileceğini vurgulamıştır.[3].

Pesaran ve diğ. EA ve HEA'da ki batarya termal yönetim sistemleri için FDM uygunluğunu analiz etmişlerdir. Prototip FDM grafit matris modülünü simülasyon tabanlı araç sürüş çevriminde deneysel olarak değerlendirmişler ve daha sonra

modeli FDM termal yönetim sistemi faydaları ve kısıtlamalarını keşfetmek için kullanmışlardır.

Çalışmaları sonucunda, FDM araç uygulamalarında pik sıcaklık sınırlayıcı faydası sağladığını fakat sürekli sürüş esnasında tüm batarya termal yönetim sisteminde yüksek sıcaklıklardan kaçınmak için aktif soğutma ya da batarya güç çıkışı sınırlandırmasına güvenmek gerektiği kanısına varmışlardır. Ve ayrıca, araç tasarımcılarının batarya termal yönetim sistemine FDM'i eklediğinde beklediği faydalara karşın bataryanın kütledeki potansiyel artışı ve maliyet ilişkisini hesaplaması gerektiğini, daha küçük aktif soğutma sisteminin yüksek sıcaklık koşullarında daha az batarya limit güç çıkışı ihtiyaç duyduğunu ve/veya hücre anlık ya da lokalize yüksek sıcaklıklara maruz kalması potansiyel olarak azalır. [4].

Ramotar, tez çalışmasında indirekt temaslı sıvı soğutmalı sistemlerin hibrid ve elektrikli araçlarda uygulanabilirliğini incelemiştir. Tasarımı UOIT EcoCAR aracının bir parçası olarak modellenmiştir. Tez çalışmasında tüm sistemin analizinin yanı sıra, indirekt temaslı sıvı soğutmalı sistemde ki her bir bileşen için entropi üretimini göz önünde bulundurarak termo analizlerini yapmıştır. Batarya modülü için soğutma boruları ve tüm modül için ısı eşanjörü modeli geliştirmiştir. Her bileşende ki birçok parametreyi değiştirmiş ve entropi üretiminde değişime yol açan değişkenleri gözlemlemiştir.

Ramotar tez çalışması sonucunda, batarya modülü, ısı eşanjörü, pompa ve genişleme valfi bileşenleri entropi üretiminin çoğunluğunu oluşturduğunu ve sistemin tümünde entropi üretiminin artışına yol açacağını saptamıştır. Tasarlamış olduğu model göstermiştir ki batarya termal yönetim sisteminde entropi de azalama ve sayede sistem performansında eşsiz bir artış olmuştur. Teorik olarak tasarlamış olduğu sıvı soğutmalı sistemin araçlarda batarya sistemini soğutmak amacı için yaygın olarak kullanılmadığını saptamıştır [5].

Bir başka çalışmada Krueger ve arkadaşları, klima çevrimi üzerindeki batarya soğutma etkisini incelemek amacıyla batarya soğutma sistem modelini mevcut Modelica (yazılım) kütüphanesine eklemiş ve ayrıca komple sistemin analizini mümkün kılmak için lityum iyon hücreleri Modelica da modellemişlerdir. HEA için bataryadan kaynaklanan termal yük “Yeni Avrupa Sürüş Çevrimi (NEDC)” boyunca hesaplamışlardır. Simülasyonlarını iki farklı soğutma sıvısı R134a R1234yf için yürütmüşler.

Çalışmaların da kompresörün enerji talebinin iklim koşullarına ve soğutucuya bağlı olarak % 10 oranında arttığı sonucuna varmışlardır. Sıcak hava koşullarında, batarya soğutma sistemi devreye alındığında yolcuların termal konforunun azalacağını belirtmişlerdir. Ek olarak sıcak hava koşullarında, batarya soğutma çevrimi yolcu konforunu etkiler; ne zaman ki batarya soğutma sistemi açıldığında evaporatör hava çıkış sıcaklığı 1 Kw'ya yükseldiğini ve soğutucu döngüsünün enerji tüketimi % 11 kadar artış göstereceği sonucuna varmışlardır [6].

Bir başka termal sistem ekserji analizinde, Dinçer ve diğ. elektrikli araçlarda İYM'den önce kullanılan mesafe artırıcının termal yönetim sistemini incelenmişlerdir. Çalışmaların da yüksek çevre sıcaklıklarında araçta soğutkan ve soğutma çevrimi için analiz yapmış, çevrimler içerisindeki tersinmezlikleri belirlemiş ve çevrimde ki iyileştirme alanlarını tespit etmişlerdir.

Analizlerine dayanarak, sistem için enerjistik COP (soğutma verimliliği katsayısı) aralığını 1,8-2,4 ve ekserjistik COP aralığını 0,26-0,39 olarak hesaplamışlardır. Birçok parametrik çalışmalar yapmış ve tüm ekserjistik COP üzerindeki en önemli etkiyi çevre sıcaklığı olduğunu bulmuşlardır. Sistemde ki tersinmezliklere en büyük katkıyı sistem ve sistem çevresi arasında ki ısı transferi ve sistem içerisindeki sıvı sürtünmesinin sağladığını gözlemlemişlerdir. Tüm sistemde ki ekserjistik COP üzerine en büyük etkiyi çevre sıcaklıklarının yaptığını saptamışlardır [7].

Rao ve diğ. bataryaların çevrim süresini artırmak ve elektrikli araçların genel maliyetini azaltmak amacıyla, ısı boruları ile donatılmış termal yönetim sistemini batarya ısı üretim karakterine göre dizayn etmişlerdir.

Deneyle sonuçunda ısı üretim oranının 50 W'dan daha düşük iken, maksimum sıcaklığın 50°C altına kontrol edilebileceği sonucuna varmışlardır. Maksimum sıcaklık farkı 5°C nin altında olduğunda ısı üretim oranının 30 W'ı aşamayacağını gözlemlemişlerdir. Test çevrimi ve kararsız çalışma koşulları altında, maksimum sıcaklık ve sıcaklık farkını belirlenen sıcaklık aralığında kontrol etmişlerdir. Isı borulu sistemin batarya ısı yönetimi için etkili bir yöntem olduğu kanısına varmışlardır [8].

Bir başka tez çalışmasında Hasselby, HEA'nın BTYS'ni değerlendirmek ve yaklaşım oluşturmak amacıyla bir boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli incelemeye almıştır. Çalışmaları gerçek ölçümlere yakın, ufak sapmalar gösteren doğru tahminler üretebilen bir model oluşturmanın mümkün olduğunu göstermiştir. Enerji tasarrufu sağlayacak şekilde batarya soğutması için olası bir kontrol şeması modeli kullanılarak örneklendirmiştir.

Çalışmaları sonucunda elde ettiği bulgular, araç geliştirme aşamalarında erkenden bu tür modeller kullanmanın faydalı olacağını ve sistemin enerji verimi kontrol edilmesi için yöntem tasarlanmanın çaba gerektirdiği çünkü sadece gerçek bir sistemde yer alan birçok kısıtlamaların yanı sıra dinamik davranışlar olduğunu ortaya koymuştur. Bu da daha kapsamlı bir analiz yapma gereği doğuracaktır [9].

Dinçer ve diğ. çalışmaların da, HEA'lar da yeni soğutma sistemi araştırmak amacıyla enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Aktif soğutma çevrimine entegre gizli termal ısı enerjisi depolayan sistem de FDM seçmişlerdir. HEA termal yönetim sisteminde ki her bir bileşenin ekserji kaybı oranı ve ekserji verimliliğini hesaplamışlardır. Ek olarak, gizli ısı depolama sistemine (FDM) giren soğutucu sürtünme kaybı, evaporatör sıcaklığı ve sistem performansı üzerindeki basınç düşüş oranı gibi birçok parametreyi incelemişlerdir.

Ekserji analizinin bulguları FDM varlığı ile sistemin genel ekserji veriminin %31, en büyük ekserji kaybının 0.4 KW ve ısı eşanjörünün diğer bileşenlerle karşılaştırıldığında düşük ekserji verimliliğine sahip olduğu ortaya çıkmıştır. Ek olarak, parametrik çalışma sonucu göstermiştir ki FDM' deki sürtünme kuvveti artışı sonucunda sistemde ki ekserji verimliliği artar. Analiz sonuçları göstermiştir ki maks. ekserji verimliliği %34.5 iken min. toplam maliyet oranı 1.38 \$/h'dir [10].

Wang ve diğ. EA'lar da batarya soğutması için klima sistemine entegre ısı pompalı soğutma sisteminin analizini yapmışlardır. Birleşik sistemin performansı analiz etmek için bir sayısal simülasyon yürütmüşlerdir.

Çalışmaları sonucunda şu sonuca varmışlardır, eğer bataryadan atılan atık ısı 800W'dan daha az ise birleşim ısısı kompresör lehine yapılandırılmalıdır. Çünkü batarya sistemine eklenen ısı, ısıtma da daha fazla enerji kazandırabilir fakat soğutma sisteminde daha fazla enerji tüketecektir. Özellikle yüksek ortam sıcaklıklarında uzun süreli sürüşlerde klima için çok fazla enerji tüketir [11].

Dinçer ve diğ. bir başka çalışmaların da farklı parametreler eşliğinde HEA TYS performans analizi incelenmiştir. Buharlaştırma ve yoğuşurma sıcaklıklarını kapsayan aşırı soğutma ve aşırı ısıtma, kompresör hızı, ısı eşanjörü basınç düşüşünün yanı sıra ısı kaybı oranı gibi bir kaç parametrenin sistem üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Analiz sonuçlarına dayanarak, sistemin kütle akış hızındaki artış evaporatörde ve kondenserde 60 Kpa ya kadar basınç düşüşüne ve bunun da sistemin ekserjistik COP'ini % 12 kadar azalttığı göstermiştir. Ayrıca, aynı zamanda sistemin ekserjistik COP si ısı

eşanjörün de aşırı ısıtma ve aşırı soğutma uygulanarak %8 e kadar artırılabilceği bulunmuştur [12].

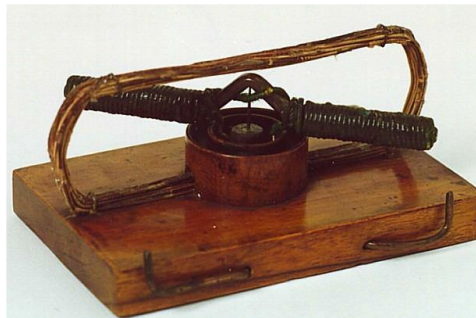
Zhang ve diğ. çalışmaların da yanında alüminyum iğneli ısı emici içeren prizmatik lityum-iyon hücrelerden oluşan batarya paketi termal yönetimini incelemişler. İğneli ısı emici düzeninin, deşarj oranı, hava giriş akış hızı ve bataryaya giren hava sıcaklığı üzerindeki etkisini incelemişler.

Analizleri sonucunda, üniform iğneli ısı emici yüksekliğine rağmen sıcaklık bölgesinde standart sapmayı artırabilir, bu çeşit iğneli ısı emici kullanılması iğnesiz ısı emici ile karşılaştırıldığında yalnızca batarya içinde toplu sıcaklığı düşürmez aynı zamanda batarya içerisinde ki sıcaklık bölgesinde standart sapmayı da azaltabilir. Batarya maksimum sıcaklığa yükselirken, artan giriş havası sıcaklığı sıcaklık bölgesinde standart sapmada azalmaya yol açar. Ayrıca, giriş havası hızında ki artış, ilk olarak sıcaklık alanı standart sapmasında maksimum noktaya kadar ulaşır ve ardından azalır [13].

1.2 Elektrikli Araçlar

1.2.1 Elektrikli araçların tarihsel gelişimi

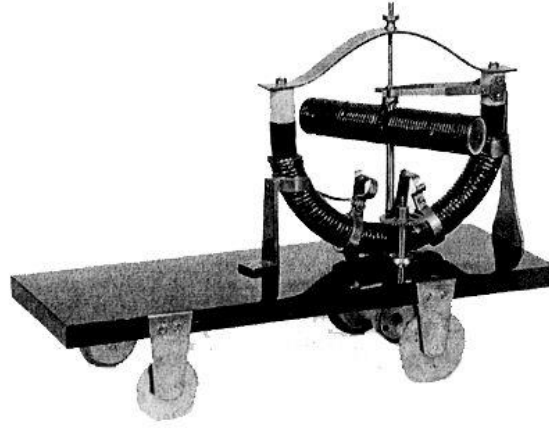
İlk elektrikli motor 1828 yılında bir Macar bilim adamı olan Stephen Anyos JEDLIK tarafından üretildi (Şekil 1.1). JEDLIK üretilen bu makineye "Lightning magnetic self rotor" adını verdi.



Şekil 1. 1: Stephen Anyos JEDLIK'in Yaptığı İlk Elektrik Motoru 1827 [14].

Bu makine doğru akımla çalışıyor ve bugünkü motorlar gibi iki ana parçadan oluşuyordu: 1-Rotor, 2-Stator.

Rotor kısmı mıknatıs özelliğe sahip olup stator kısmından geçen elektrik akımının yarattığı mıknatıs alanın etkisi altında dönüyordu. JEDLIK 1830 yılında bu motor tasarımından yararlanarak çok basit bir düzeneğe sahip olan ilk elektrikli model aracı (Şekil 1.2) üretti [14].

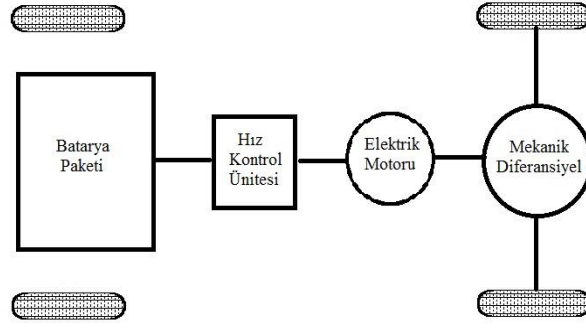


Şekil 1. 2 : İlk Elektrikli Model Araç 1828 [15].

Elektrikli otomobiller 19.yy'ın ortalarında ve 20.yy'ın başlarında oldukça popülerdi, elektrikli otomobiller konforu ve kullanım kolaylığı ile petrollü otomobillere göre daha üstündü. İçten yanmalı motor teknolojisindeki ilerlemeler, özellikle elektrik starter'i bu üstünlüğü tartışmalı hale getirdi. Petrollü otomobillerin geniş çeşitliliği, daha hızlı bir şekilde enerji yüklenebilmesi, gelişen petrol altyapısı, Ford Motor şirketi gibi şirketlerin seri petrollü araç üretimi ve bu seri üretim sonucu petrollü otomobillerin elektrikli otomobiller ile aynı fiyata gelmesine hatta daha ucuz olmasına sebep oldu. Bu gelişmeler 1930'larda elektrikli otomobillerin ABD piyasasından silinmesine sebep oldu. Bununla birlikte, son yıllarda, petrollü otomobillerin çevresel etkileri hakkındaki endişeler, yüksek benzin fiyatları, batarya teknolojisindeki gelişmeler ve petrol fiyatının yükselme ihtimali elektrikli otomobillere yeniden bir ilgi doğmasına yol açtı. 1990'lardaki başarısız bir ortaya çıkma girişiminden sonra bu yeni elektrikli otomobiller daha çevre dostu oldu ve ilk satın alma masraflarına rağmen çalıştırılması ve kullanımı daha ucuz hale getirildi [15].

1.2.2 Elektrikli araçların çalışma prensibi

Elektrikli araçların (EA) çalışma prensibi içten yanmalı motorlu araçlara göre çok daha basittir. EA' lar da tekerlere tahrik doğrudan veya mekanik diferansiyel üzerinden dolaylı olarak elektrik motoru ile verilebilir. Elektrik motorunun ihtiyaç duyacağı enerji bataryada depo edilen elektrik enerjisinden sağlanır. Ayrıca araçta ivmelenme ihtiyacına göre elektrik motoruna gönderilecek elektrik enerjisini ayarlayan hız kontrol ünitesi bulunur. Şekil 1.3'de Elektrikli aracın şeması görülmektedir.



Şekil 1.3 : Elektrikli Araç Şeması

1.2.3 Elektrikli araçların avantaj ve dezavantajları

EA'ların avantajlarını sayacak olursak sessiz çalışmaları, yüksek verimliliğe sahip olmaları, frenleme ve sürüş sırasında şarj edilebilmeleri, çevreci olmaları, sınırsız enerji kaynağına sahip olmaları ve daha az mekanik aksama sahip olmaları elektrikli araçların avantajları arasında sayılabilir.

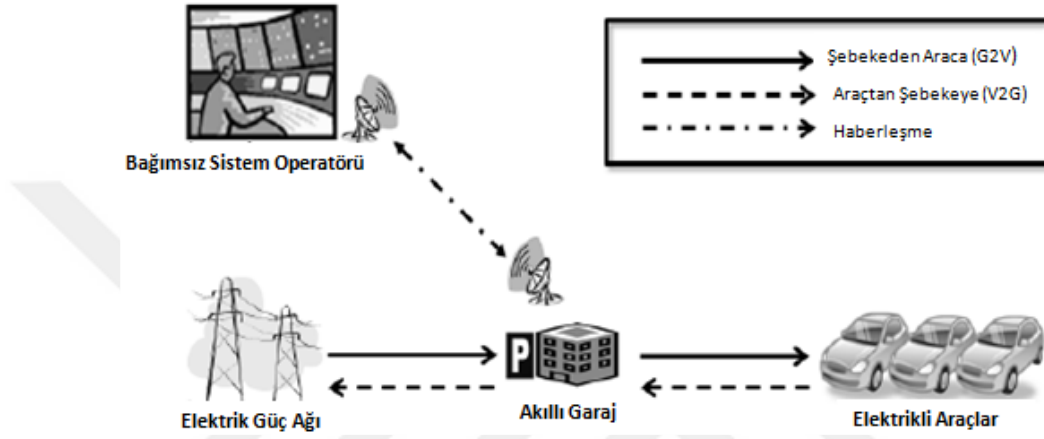
EA'ların dezavantajlarını sayacak olursak şarj edilebilecek noktaların az olması nedeniyle uzun menzil kullanımına uygun olmamaları, sürüş menzillerinin kısa olması, uzun sürede şarj olması, suya ve neme karşı yalıtım yapılmaz zorunluluğu olması, bataryaların yüksek ağırlığa sahip olması, bataryaların kısa süreli ömre sahip olması, sınırlı batarya kapasitesine sahip olması ve batarya masrafının fazla olması EA'ların dezavantajları arasında sıralanabilir.

1.2.4 Elektrikli araçların geleceği

Gelecekte şehirlerdeki EA sayısı bir hayli fazla olacağı ve bu araçların aynı şebekeden besleneceği düşünüldüğünde, araçların şebekeye bağlı kaldıkları sürece enerji depolama üniteleri olarak kullanılmaları fikri ortaya çıkmıştır. EA'ların çoğu şarj olmak için şebekeye geceleri bağlanacaktır. Böylece gece saatlerinde üretim fazla tüketim az olacağı için elektrik enerjisi birim fiyatı azalacaktır. Bu durumda araç sahibi bataryasını ucuz enerji ile doldurup, enerjiye yoğun talep olduğu dönemde depoladığı enerjiyi yüksek fiyatla şebekeye tekrardan satabilecektir. Araçlarda bu çalışmayı kontrol edip denetim altında tutacak akıllı şarj/deşarj sistemlerinin araçlara montajlanması planlanırken[16] bir yandan da akıllı garajların motor üzerinde sürüş performansı incelenmiş ve literatüre kazandırılmıştır [17].

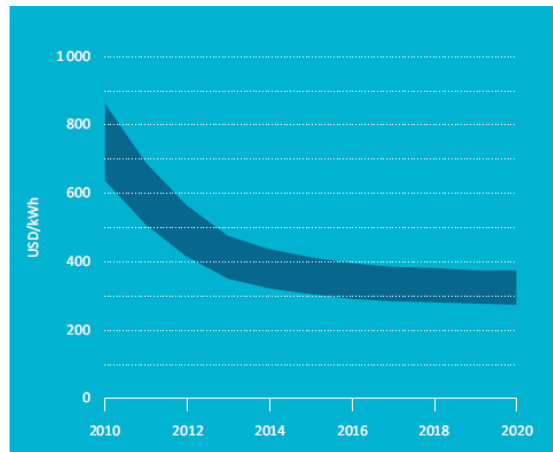
Şekil 1.4 üzerinde çalışmalar başlamıştır. Bu yeni teknoloji akıllı garaj ismiyle, ulaştırma ağı ve elektrik güç sistemleri arasında yeni bir ara yüz sunmaktadır. Bu garaj

elektrikli araçlar için G2V işlemini içine alan bir şarj servisi ve elektrik güç ağı için bir yan hizmet olan V2G'yi içinde barındırmaktadır. Akıllı garaj operatörü elektrik ticaret fiyatlarını elde etmek veya mevcut elektrik enerjisi miktarını bildirmek için bağımsız bir sistem operatörü ile iletişim kurmaktadır [17]. EA'ların G2V ve V2G konseptleri sayesinde şebekeye bağlanmasıyla iki yönlü güç akışı imkânı ortaya çıkmıştır. Güç akışının şebekeden araca doğru olması durumunda şarj (G2V), araçta depolanan gücün şebekeye aktarılması durumunda ise deşarj (V2G) olarak adlandırılmaktadır [18].



Şekil 1. 4 : Akıllı Garaj Ara yüzü [17].

EA'ların en pahalı parçaları bataryalarıdır [19]. EA'lar da kullanılan bataryaların maliyeti 2010 yılında ortalama 750\$/kWh iken 2012'de ortalama 500\$/kWh ve 2014'te ise ortalama 380\$/kWh seviyelerine düşmüştür (Şekil 1.4). 2020 yılında ise bu fiyatın ortalama 300\$/kWh'a kadar düşeceği tahmin edilmektedir. Yaşanılacak olan bu düşüşün elektrikli araç birim maliyetine yansıtacağı ve böylece EA pazarında alım gücünü kolaylaştıracağı düşünülmektedir.



Şekil 1. 5 : Elektrikli Araç Batarya Fiyat Tahminleri [20].

Bunlara ilaveten, Japonya “Yeni Enerji ve Endüstriyel Teknoloji Geliştirme Organizasyonu (NEDO)” şuan ki mevcut batarya teknolojisinden 10 kat daha uzak menzilli 1600km olacak yeni nesil batarya teknolojisini 2030’a kadar tamamlamayı hedeflemektedir [21].

1.3 Tezin Amacı

EA’lar da kabin soğutmasının yanı sıra, sıcaklığın batarya performansı ve ömrü üzerine olan olumsuz etkisi göz önüne alındığında batarya sistemi içinde, kabin soğutmasına adapte bir soğutma sistemi veya kabin soğutma sisteminden ayrı bir Batarya Soğutma Sistemi (BSS) tasarlama zorunluluğu doğmuştur.

Birçok araştırmacı Lityum iyon bataryaların sıcaklığını uygun seviyede tutmak için yeni metotlar bulma üzerine çalışmıştır. Lityum-iyon pillerin termal yönetimi için hava soğutmalı, sıvı soğutmalı, ısı boruları kullanımını ve faz değişim malzemelerinin kullanımını içeren farklı yaklaşımlar vardır. Hava soğutmalı sistem sadeliği nedeniyle pek çok araştırmacının ilgisini çekmiştir [13].

Ayrıca, soğutma sistemi güvenilir, kompakt, hafif, bakım için kolayca erişilebilir, düşük maliyetli ve düşük güç tüketimi gibi araç gereksinimlerini karşılamalıdır [22].

Bu tez kapsamında günümüzde elektrikli araçlarda batarya sorunlarına değinilerek elektrikli araçlarda kullanılan Termal Yönetim Sistemleri (TYS) araştırılıp, mukayese edilecektir. Ayrıca klima sistemine entegre BTYS ve Ford Focus Electric aracın termal yönetim sistemlerinin termodinamik birinci ve ikinci kanun analizleri yapılacaktır.

2 ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA KULLANILAN SOĞUTMA SİSTEMLERİ

2.1 Elektrikli Araçlarda Soğutma Sisteminin Gerekliliği

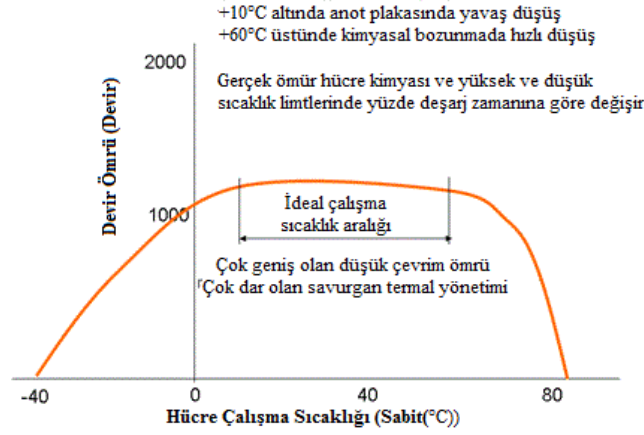
Batarya performansı, ömrü ve maliyeti doğrudan elektrikli ve hibrid elektrikli araçların performansını, ömrünü ve maliyetini etkiler. Batarya sıcaklığı, ilk çalıştırmada ve ivmelenme sırasında deşarj gücünü, frenlenme sırasında enerji kazanımını etkiler. Bu durum araç sürüşünü ve yakıt ekonomisini etkilemektedir. Ayrıca sıcaklık batarya ömrünü de etkiler. Her bataryanın optimum çalışma sıcaklığı aralık değeri vardır.

Pesaran ve diğ. ortam sıcaklık aralığının batarya paketi üzerindeki etkisini batarya modülü içerisinde hava geçirerek federal kentsel sürüş programı (FUDS) çalışma koşulları altında analiz etmiştir. Yazarlar batarya iç sıcaklığının 60°C üzerinde, batarya kapasitesinin ve performansının önemli ölçüde düştüğü sonucuna varmışlardır [23].

Soğutma sisteminin amacı; bataryayı optimum sıcaklık aralığında tutmak, performans ve yıpranma arasında en iyi dengeyi sağlamaktır. Paket içerisindeki sıcaklık dağılımı her noktada eşit olmalı çünkü sıcaklık gradyanı hücreler arasında farklı seviyede yıpranmaya bu nedenle de her bir hücre için farklı şarj deşarj davranışına sebebiyet verebilmektedir[24,25].

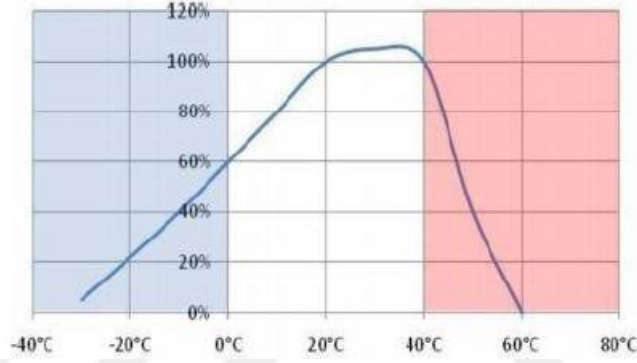
Lityum-iyon batarya ömrünün sıcaklığa bağlılığı Şekil 2.1’de ve sıcaklığın batarya gücüne etkisi Şekil 2.2’de görülmektedir. Şekillerden anlaşılacağı üzere 20°C ile 40°C sıcaklık değeri aralığında batarya maksimum performans sergilemektedir. Tüm bu sebepler elektrikli ve hibrid elektrikli araçlarda BTYS’nin gerekliliğini zorunlu kılmıştır.

Devir Ömrü ve Sıcaklık



Şekil 2. 1 : Lityum-İyon Batarya Ömür Sıcaklık Grafiği [26].

Sıcaklığın batarya gücüne etkisi



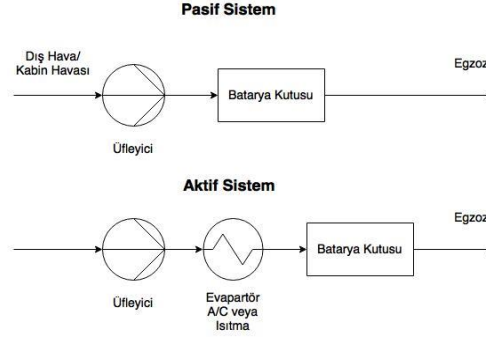
Şekil 2. 2 : Batarya Sıcaklık-Güç İlişkisi[27].

2.2 Elektrikli Araçlarda Yaygın Olarak Kullanılan Soğutma Sistemleri

2.2.1 Hava soğutmalı ve ısıtmalı

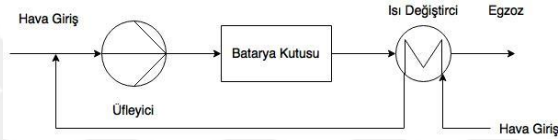
Giriş havası direkt atmosferden veya kabinden alınabileceği gibi klima sisteminin ısıtıcısından veya evaporatöründen alınabilir. Bunlardan ilki pasif hava sistemi ikincisi aktif hava sistemi olarak adlandırılır. Aktif sistem soğutma veya ısıtma gücü sunabilir ve bu sistemin gücü 1 KW ile sınırlıdır. Pasif sistem ise birkaç 100 watt soğutma veya ısıtma gücü sunabilir [28].

Çünkü her iki durumda da, hava bir üfleyici tarafından sağlanır, bu sistem ayrıca zorlamalı hava sistemi olarak da adlandırılır. Şekil 2.3'de aktif ve pasif zorlamalı hava sistemi görülmektedir. Hava soğutmalı sistem, ısıtma, soğutma ve havalandırma imkanı sunar. Ek bir vantilatör kullanmaya gerek yoktur ancak egzoz havası tekrardan kabine gönderilemez.



Şekil 2.3 : Zorlamalı Hava Sistemi (Aktif / Pasif)

Bazı durumlarda batarya paketinden sonra egzoz havasından ısı geri kazanımı için ısı eşanjörü kullanılabilir. Bu sistem giriş havası ile egzoz havası karışımını önleyebilir ve aynı zamanda ekstra tasarruf sağlayabilir. Şekil 2.4'de ısı geri kazanımlı zorlamalı hava sistemi görülmektedir.



Şekil 2.4 : Isı Geri Kazanımlı Zorlamalı Hava Sistemi

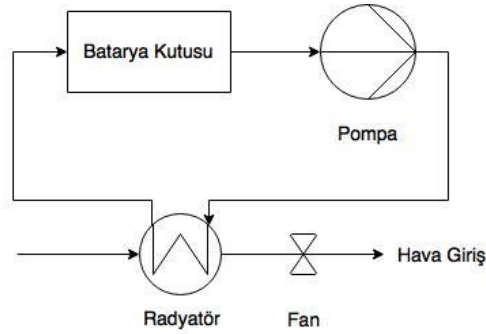
2.2.2 Sıvı soğutmalı ve ısıtmalı

Havanın yanı sıra sıvı, ısı transferi için kullanılan başka bir soğutucu akışkandır. Termal yönetim sistemlerin de kullanılan soğutucu sıvı akışkanlar iki grup altında toplanabilir. Bunlar, batarya hücreleri ile direkt temas eden dielektrik sıvılar (mineral yağlar) ve pil hücrelerine dolaylı yoldan temas eden indirekt sıvılar (etilen glikol su karışımı) olarak ayrılabilir. Değişik tasarımlara bağlı olarak farklı soğutucu sıvılar kullanılır. Doğrudan temashlı sıvılar için batarya modülü mineral yağa batırılır. Dolaylı temashlı sıvılar için batarya modülü etrafında gömlek, her modül için ayrı ayrı boru, soğutma - ısıtma plakası üzerinde batarya modüllerini yerleştirerek veya soğutma - ısıtma kanatları ile batarya modülü birleştirilerek uygulanabilir [29].

Bu iki grup arasında dolaylı temas sistemleri pil modülü ve çevresi arasında daha iyi izolasyon ve daha iyi performans elde etmek için tercih edilir.

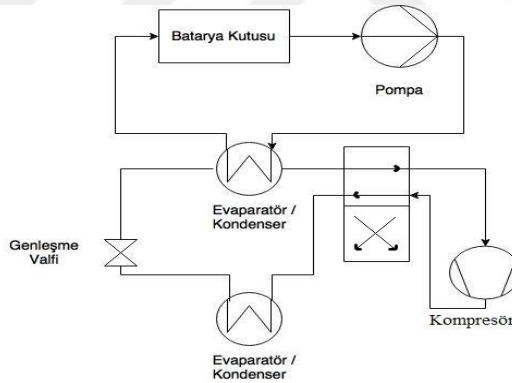
Sıvı sistemler de pasif sistemler veya aktif sistemler olarak kategorize edilebilir. Pasif sıvı sisteminde ısı emici soğutma için bir radyatördür. Bu sistemin ısıtma yeteneği yoktur. Şekil 2.5'de pasif soğutma sistemi görülmektedir. Isı transfer sıvısı, bir kapalı sistem içinde pompayla sirküle edilir. Dolaşan sıvı batarya modülünde ki ısıyı emer ve radyatör yoluyla ısı serbest bırakılır. Soğutma gücü ortam havası ile batarya arasındaki sıcaklıkla direkt etkileşim içindedir. Radyatörün arkasında ki soğutucu fan soğutma

performansını artırabilir, fakat ortam hava sıcaklığı pil sıcaklığından daha yüksek ya da aralarındaki sıcaklık farkı çok düşük ise pasif sıvı sistemi etkisiz hale gelmektedir.



Şekil 2. 5 : Pasif Sıvı Soğutma Sistemi

Şekil 2.6'da aktif sıvı soğutma sistemi görülmektedir. Şekilde iki çevrim görülmektedir. Üstteki çevrim birincil çevrim alttaki çevrim ikincil çevrim olarak adlandırılır. Birincil çevrim pasif sıvı sistemi çevrimine benzer, ısı transfer akışkanı pompa ile sirküle edilir. İkincil çevrim ise klima çevrimidir.

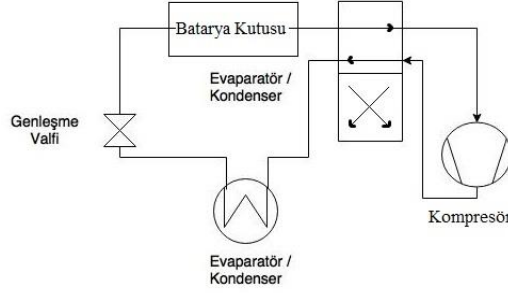


Şekil 2. 6 : Aktif Sıvı Soğutma Sistemi

Üstteki ısı eşanjörü soğutma operasyonu ve çevrimleri birbirine bağlamak için radyatör yerine evaporatör görevi görür. Isıtma operasyonu sırasında 4 yollu valf açılır üstteki ısı eşanjörü kondenser görevi görür ve alttaki ısı eşanjörü evaporatör görevi görür. Isıtma operasyonu ayrıca ısı pompası çevrimi olarak adlandırılır.

2.2.3 Direkt soğutmalı soğutma ve ısıtma

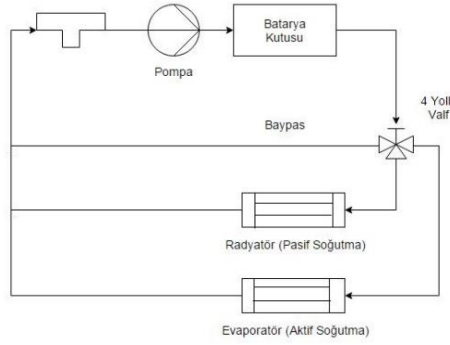
Aktif sıvı soğutmalı sistemle benzerlik göstermektedir, direkt soğutmalı sistem klima sistemini içerir, fakat direkt soğutmalı sistemde kullanılan ısı transfer akışkanı direkt olarak batarya paketi içerisinde dolaştırılır. Şekil 2.7'de direkt soğutmalı soğutma ve ısıtma sistemi görülmektedir.



Şekil 2. 7 : Direkt Soğutmalı Soğutma Sistemi

2.2.4 Kombine sıvı soğutmalı sistem (KSSS)

Dört çalışma modu sunan KSSS'nin ilki ısıtma ile baypas, ısıtıcısız baypas, pasif soğutma sistemi, aktif soğutma sistemi gibidir. Şekil 2.8'de KSSS görülmektedir. Soğutma sistemi pasif soğutma ve aktif soğutma sisteminin ikisinden yararlanır.



Şekil 2. 8 : Kombine Sıvı Soğutmalı Sistemi

Pasif soğutma sistemi basit bir yapıya sahiptir ve düşük enerji tüketimi ile normal koşullar altında ısı dağılımı yapabilir. Ekstrem koşullar altında aktif soğutma sistemi pil sıcaklığını istenilen aralıkta tutmak için iyi bir termal performansa sahiptir.

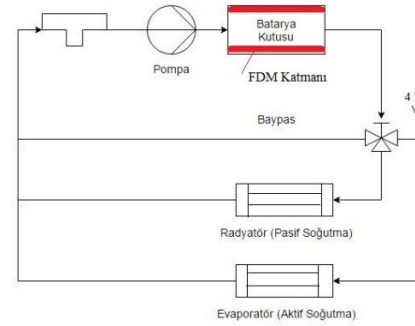
2.2.5 Faz değişim materyali (FDM)

Isı enerjisi ısıyı depolayan materyalin iç enerjisinde değişime neden olur. Uygun sıcaklık sınırlarında, materyalin faz değiştirmesiyle ortaya çıkan gizli ısı depolanabilir. Erime sırasında, ısı FDM tarafından emilir ve gizli ısı maksimum düzeye ulaşana kadar absorbe edilir. Sıcaklık, bir süre boyunca erime noktasında tutulur ve sıcaklık artışı geciktirilir. Bu nedenle, FDM iletken olarak kullanılır ve batarya yönetim sisteminde tampon görevi görür. Şekil 2.9'da FDM'nin batarya hücresi sıcaklığına etkisi görülmektedir.



Şekil 2.9 : FDM'nin Batarya Sıcaklığına Etkisi [30].

Ayrıca batarya sıcaklığını yönetmek için FDM hava soğutmalı veya sıvı soğutmalı sistemi ile kombine edilir. FDM katmanı batarya paketinin içerisine yerleştirilir. İyi termal performans için FDM kullanılır ve KSS FDM için sınırlı çalışma sıcaklığını dengeler. Şekil 2.10'da KSSS ile FDM kombine soğutma sistemi görülmektedir.

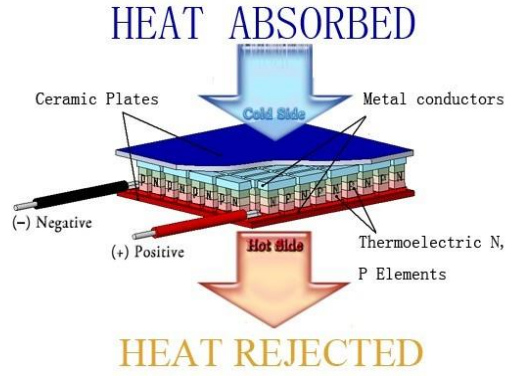


Şekil 2.10 : FDM ile KSSS Entegre Soğutma Sistemi

2.2.6 Termo-Elektrik modül

Pasif hava sistemlerinin ısıtma/soğutma gücünü artırmak iki muhtemel yolla mümkündür. Birinci yol Termo-Elektrik modülleri, burada incelenecektir. Öteki yöntem ısı borusu başlığı altında incelenecektir.

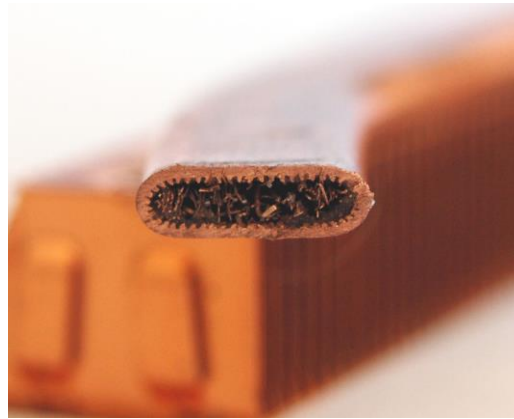
Termo-Elektrik modülü, elektrik voltajını farklı sıcaklıklara ve tersi yönde elektrik voltajına dönüştürebilir. Burada önce ki etkisi benimsenmiştir. Yani doğrudan elektrik tüketen modül yoluyla ısı transfer edilir. Şekil 2.11'de Termo-Elektrik soğutma/ısıtma sistemi görülmektedir. İki fan zorlanmış konveksiyonla ısı transferini artırmak için kullanılır. Pasif hava sistemini Termo-Elektrik modülü ile birleştirmek, kombine sistem hava giriş sıcaklığından daha düşük batarya soğutması yapabilir fakat soğutma gücü hala bir kaç 100 watt ile sınırlı ve 1 KW'tan daha azdır [28]. Soğutma ve ısıtma işlemi arasında geçiş yapmak kolaydır. Bu işlemi gerçekleştirmek için, elektrotların kutupları tersine çevrilmesi gerekir.



Şekil 2. 11 : Termo-Elektrik Soğutma/Isıtma Sistemi [31].

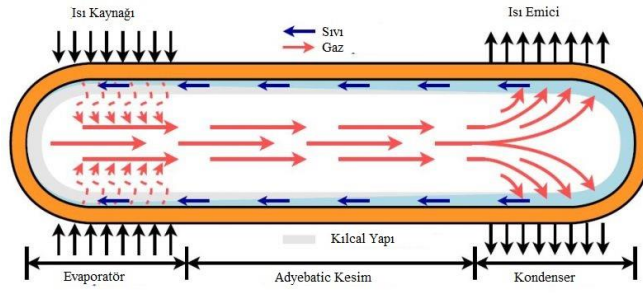
2.2.7 Isı borulu soğutma sistemi

Termo-Elektrik modüllerinin yanı sıra, pasif hava sistemlerinin gücünü artırmak için ısı borulu sistem kullanmak başka bir yoldur. Isı borusunun yapısı Şekil 2.12’de görülmektedir. Kılcal yapı sinterlenmiş bakır tozu ile kaplanır. Isı borusunda çalışma sıvısı olarak su kullanılır. Evaporatör tarafında ki su ısıyı emer, içeride basınç düşüşü oluşur ve buhar sıcaklığı 100°C in altına düşer. Kondenserde ki su ısıyı çevreye dağıtarak tekrar sıvı hale gelir. Çevrim böylelikle gerçekleşir. Şekil 2.13’de ısı borulu soğutma sistemi şematik gösterimi görülmektedir.



Şekil 2. 12 : Isı Borusu Yapısı [32].

Batarya ısı kaynağı olarak ısı borusu altına (evaporatör tarafına) oturtulur. Soğutma kanatları ısı emici olarak ısı borusu (kondenser tarafı) üzerindedir. Bir deney sonucuna göre [33] ısı borulu soğutma sistemi ısı borusu olmayan sisteme kıyasla doğal konveksiyon altında termal direnci %30 azaltabilir. Düşük hava hızlarında konveksiyon altında termal direnç %20 azaltılabilir.

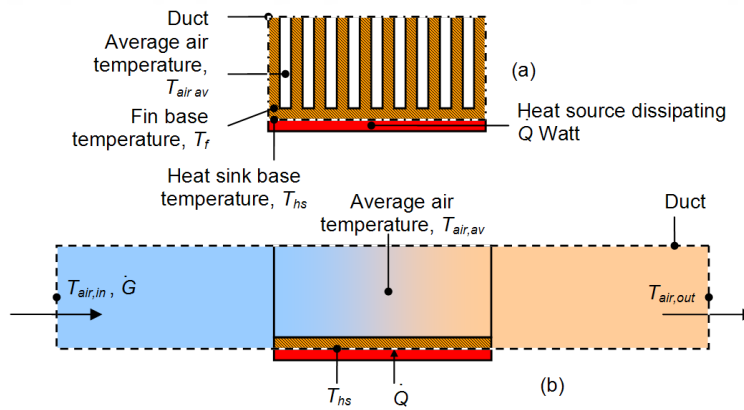


Şekil 2.13 : Isı Borulu Soğutma Sistemi Şeması [34].

Termo-Elektriğe göre ısı borulu sistem daha güvenilirdir, çünkü hiçbir hareketli parça ve hiçbir enerji tüketimi yoktur. Ancak, sabit yapısal düzeni sebebiyle ısı borusu bataryayı ısıtamaz[35].

2.2.8 Isı emicili pasif soğutma

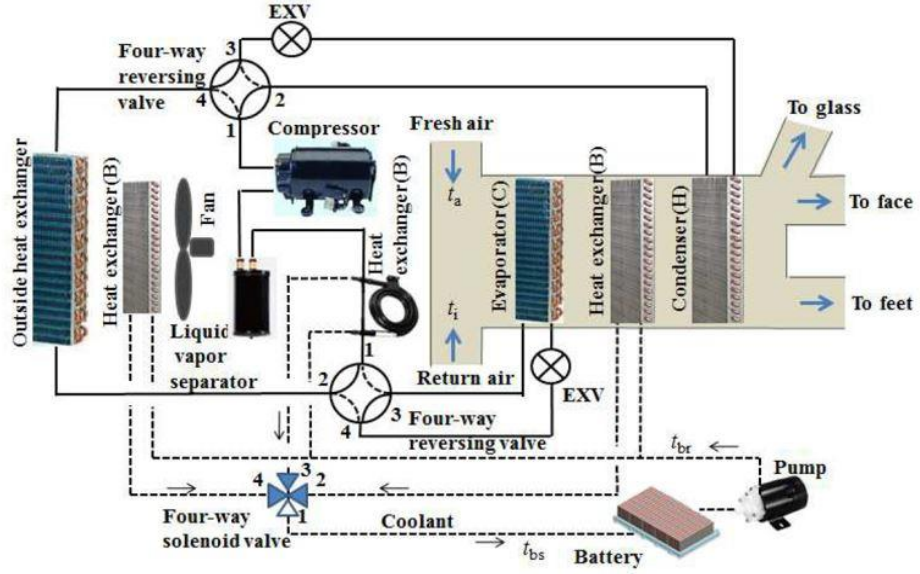
Bir diğer soğutma sistemi ise ısı emicili pasif soğutma sistemidir. Isı kaynağından absorbe edilen ısı, kanat yüzeylerinden yayılarak soğutma işlemi gerçekleştirilir. Isı emicisi tek başına kullanılabilirdiği gibi ısı borulu sistemde kondenser görevi görebilir veya bir soğutucu fan yardımı ile absorbe edilen ısıyı daha hızlı bir şekilde yayabilir. Isı emiciler çeşitli kanat yapılarında olabilir. Şekil 2.14' te Newton'un soğutma ve enerji yasasına göre ısı emicisi için bir kanal taslağına ilişkin denklem görülmektedir.



Şekil 2.14 : Isı Emicisi Soğutma Taslağı [36].

2.2.9 Isı pompalı soğutma sistemi

Isı pompası temel olarak, değişken frekanslı kompresör, fanlı dış ısı değiştirici, sıvı buhar ayırıcı, 2-4 yollu valf, soğutma için evaporatörü takiben genişleme valfi ve ısıtma için kondenseri takiben genişleme valfi içerir. Evaporatör ve kondenser havalandırma kanalına yerleştirilir. Şekil 2.15'te ısı pompası sistemi ile birleşik batarya soğutma sistemi görülmektedir. Soğutma sıvısı üç farklı ısı eşanjörüne 4 yollu selenoid valf ile taşınır ve kontrol edilir.

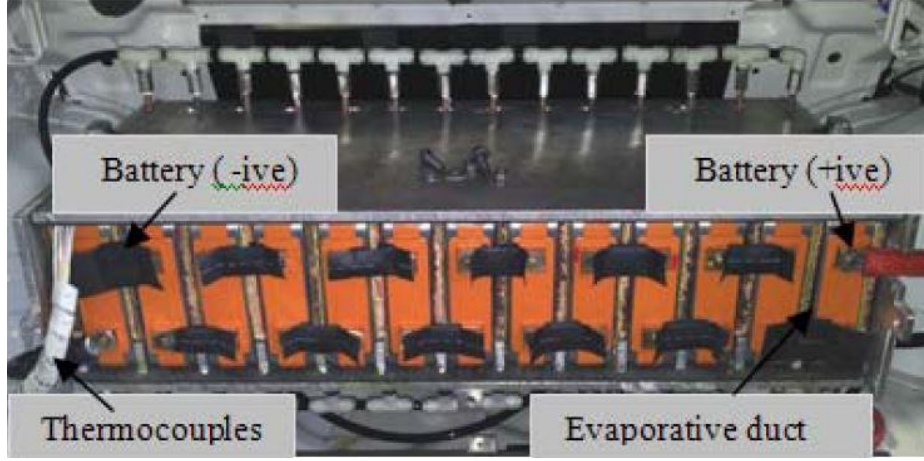


Şekil 2. 15 : Klima İle Birleşik Isı Pompası Sistemi [11].

Isı pompası sistemi kapalı olduğunda, batarya ısısı araç önünde bulunan ısı eşanjörü yoluyla doğal soğutma kaynağından faydalanılarak dağıtılır. Isı pompası ısıtma modunda olduğunda, karışım havasını ön ısıtma ve ısı pompası enerji tüketimini düşürmek için batarya ısısı hava kanalı içindeki ısı eşanjörü tarafından dağıtılır. Isı pompası soğutma modunda olduğunda, batarya ısısını dağıtmak ısı miktarına bağlıdır. Deşarj ısısı değerlendirme değerine yakın olduğunda, klima konforunu artırmak için soğutulmuş hava karışımı yeniden ısıtılarak batarya ısısı dağıtılır. Deşarj ısı çok büyük ve besleme hava sıcaklığı belirlenen değeri aştığında, soğutma sisteminde sıvı buhar ayırıcı ve 2-4 yollu vana arasında ısı eşanjörü ile batarya ısısı dağıtılır [11].

2.2.10 Evaporatif soğutma sistemi

Evaporatif kanalı her modül için üstte giriş menfezi ve altta çıkış menfezi ile donatılmıştır. Giriş menfezi, evaporatif kanalının içine düşük basınçlı sıvı soğutucuyu iletmek, çıkış menfezi ise evaporatif kanalından ısıtılmış soğutucuyu emmek için kullanılır. Bu direkt soğutucu tabanlı evaporatif soğutma sistemi batarya paketini soğutur. Bataryada üretilen ısı soğutma kanalı içindeki soğutucu gazın buharlaşmasıyla absorbe edilir ve daha sonra kondenser, ısıyı çevredeki havaya dağıtır. Bu proses düşük basınçlı sıvıdan düşük basınçlı buhara soğutucu üzerinden döner. Evaporatör veya soğutma kanalı, ana soğutma sistemine paralel bağlanır [37].



Şekil 2.16 : Evaporatif Soğutma Sistemi [37].

2.3 Soğutma Teknolojilerin Değerlendirilmesi

Farklı BTYS çeşitli kriterlere göre yapılmış olan karşılaştırma ek A'da görülmektedir.

2.3.1 Zorlamalı hava sistemi

Termal yönetim bakımından yetersiz olan basit yapıli zorlamalı hava sistemi yüksek güvenilirlik ve düşük maliyeti yanı sıra kolay bakım avantajına sahiptir.

Yüksek ortam sıcaklarında örneğin 45°C - 50°C , batarya paketi içerisinde ki sıcaklık çalışma sıcaklığının ötesinde 55°C aştığında termal kaçaklara neden olur. Ayrıca sıcaklık dağılımının homojensizliği bozulma ve çevrim ömrü üzerine önemli ölçüde etki eder. Eğer ortam sıcaklığı göz ardı edilirse, hücreler arasında 2C deşarj hızında 2°C , 6.67C deşarj hızında $4,8^{\circ}\text{C}$ fark oluşur. Sıcaklık dağılımının homojenliği aynı zamanda deşarj hızından da etkilenir. Deşarj hızı artıkça hücreler arasında ki sıcaklık farkı da artar. Artan deşarj hızı ile maksimum hücre sıcaklık farkı 5K üzerinde bile olabilir [38]. Bu bozulmaya ve çevrim ömrü azalmasına sebebiyet verecektir, çünkü hücreler arasında ki ısı transferi batarya paketi ve hava arasında ki ısı transferinden daha hızlı bir şekilde gerçekleşecektir. Yani bir hücre bozulursa, termal kaçak tüm batarya paketine yayılacaktır [39].

Çizelge 2.1'de görüldüğü üzere havanın ısı transfer katsayısı suyun ısı transfer katsayısından çok daha düşük iken, aynı akış hızında hava hacminin su hacminden daha büyük olduğunu göstermektedir. Yani hava soğutmalı sistemde sıvı soğutmalı sistemde ki kadar ısı dağıtımı için, daha fazla hacimsel debi yani daha fazla alan ve daha fazla güç gerektiği anlamına gelir. Hava soğutmalı sistem, su soğutmalı sistemle karşılaştırıldığında çok daha fazla alan ve çok daha fazla enerji tüketir.

Çizelge 2.1 Aynı kütleli debide ki (50g/s) soğutkanların hacimsel debisi ve ısı transfer katsayıları [39].

	Hacimsel debi Lt/s	Ortalama ısı transfer Katsayısı (W/m ² *K)
Hava	43	25
Mineral Yağ	0.057	57
Su	0.0049	390

2.3.2 Sıvı soğutmalı sistem

Üç şekil de sıvı soğutmalı sistem vardır; pasif soğutma sistemi, aktif soğutma sistemi ve soğutuculu soğutma sistemidir.

Pasif soğutma sistemi, ortam sıcaklığından etkilenir, çünkü ısı dağıtımını radyatöre bağımlıdır ve ısı dağıtımını radyatör sıvısı ve ortam arasında ki sıcaklık farkı ile gerçekleşir. Normal koşullar altında iyi bir şekilde çalışır, fakat yüksek ortam sıcaklıklarında yetersiz kalır.

Aktif soğutma sistemi, iyi bir termal performansa sahiptir. Batarya paketini optimum çalışma sıcaklığında tutabilir ve hatta hücreler arasında ki ısı dağıtımını önleyebilir, çünkü bu sistem de yüksek ısı transfer katsayısına sahip soğutma sıvısı vardır. Birçok yardımcı ve hareketli parçadan oluşması sebebiyle karmaşık yapıya sahiptir ve bakımı zordur. Ayrıca dışarı sızıntı ihtimali vardır.

Aktif soğutma sistemi ile karşılaştırıldığında da, direkt soğutuculu soğutma sistemi daha verimlidir, çünkü ilk olarak soğutucu doğrudan sistemi soğutmak yerine soğutma sıvısını soğutmak için kullanır ve daha sonra sistemi soğutmak için soğutma sıvısı kullanır. Soğutuculu soğutma sisteminin zayıf yönü; karmaşık yapısı, bakım zorluğu ve potansiyel sızıntı ihtimalidir.

2.3.3 Faz Değişim Materyali (FDM) sistemi

FDM soğutma sistemi iyi bir termal yönetim performansı sunar. Hatta 50° C ile 45° C 'den yüksek ortam sıcaklıkları altında, hücre paketi içindeki sıcaklık 55° C altındadır. Çünkü FDM yüksek termal iletkenlik ve gizli ısı depolayabilmektedir [38]. Çizelge 2,2'de FDM'ye ait termal karakteristik görülmektedir. Zor koşullar altında örneğin 6.67C deşarj oranında ve 45° C çevre sıcaklıkları arasında hücreler arasında ki maksimum sıcaklık farkı 0.5K'ni aşmaz ve normal koşullar altında hücreler arasında ki sıcaklık farkı ihmal edilebilir [38]. Bir hücre soğutulamazsa ısıl kaçak ilerlemeyecektir. Çünkü FDM matrisi ısıyı absorbe eder ve hızlı bir şekilde yayar [38]. FDM'nin zayıflığı soğuk koşullarda ya da boşlukta daha uygun olmasıdır. Ne zaman

ki batarya paketinin sıcaklığı FDM'nin erime sıcaklığı noktasından daha yüksek olduğunda, ısı gizli ısı olarak depolanır ve ne zaman ki ortam sıcaklığı FDM'nin erime sıcaklığı noktasının altında olduğunda, ısı batarya paketine salınacaktır.

FDM yeni bileşenler olmadan basit bir yapıdadır, hafif ve az yer kaplamaktadır. Fakat hala FDM tutuşabilme potansiyeline sahiptir ve elektrik iletkenliğinin yanı sıra hacim değişimi FDM grafit karakteristiğine bağlıdır.

Çizelge 2.2 FDM'ye ait termal karakteristik

	Yoğunluk (g/cm ³)	Gizli ısı (J/g)	Isıl iletkenlik (W/(m.K))
FDM (S)	0.79	173.6/266	0.167
FDM (K)	0.916		0.346

2.3.4 Termo-Elektrik

Termo-Elektrik küçük ve hafif yapıya sahip ayrıca ısıtıcı eleman kutupları ters çevrilerek verimli bir soğutma elemanına dönüşebilir. Termo-Elektrik güvenilir, dayanıklı ve düşük bakım maliyeti vardır. Aynı zamanda arıza durumunda değiştirmek kolaydır. Ek olarak sessiz ve titreşimsiz çalışır [40].

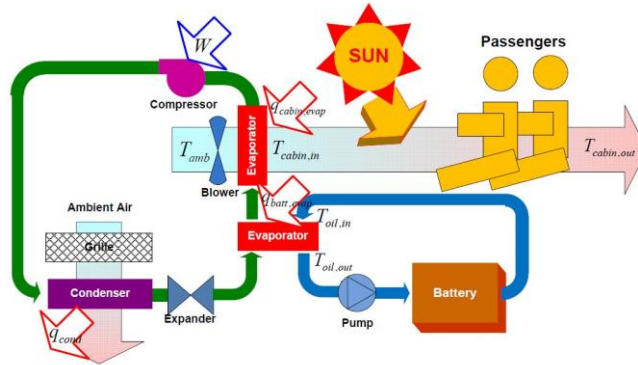
Termo-Elektrik düşük verimliliğe sahiptir. 0.8 üzerinde verimlilik ısı yayımından daha fazla güç gerektiği anlamına gelmektedir [40]. Performans istenilen sıcaklık farkı ile ilişkilidir. Yani yüksek sıcaklık altında, sıcaklık farkı büyük ve Termo-Elektrik performansı kötüdür, budurumda çözümlenmemiş bir teknik problem vardır; sıcak ve soğuk taraf birbirine çok yakındır [40].

3 KLİMA KONTROL SİSTEMİ

Klima kontrol sistemi (KKS) iyi bir performans için rahat bir kabin sıcaklığı sunar, sürücü ve yolcuların konforunu sağlar. Buna ek olarak, batarya paketi genellikle KKS tarafından soğutulur çünkü pil çalışma sıcaklığı ortam sıcaklığına yakın olduğu için ve aşırı derecede büyük bir ısı değiştiricisi olmadan batarya sıcaklığını ortam havasını kullanarak soğutmak imkânsızdır ve ayrıca soğutma havasının yüksek debiye sahip olması gerekir.

KKS soğutma sistemi ısıyı kabinden soğutucu havaya iletir. Isı KKS'nin en büyük güç tüketicisi olan kompresör tarafından iletir. Kompresör güç tüketimi termodinamik çevrim analizi kullanılarak hesaplanır. Bu bölüm de KKS alt model yaklaşımları detaylıca açıklanacaktır.

3.1 Soğutma Sistem Modeli



Şekil 3. 1 : Elektrikli Araç Klima Kontrol Sistemi [41].

Şekil 3.1'de görüldüğü üzere soğutma sistemi kompresör, kondenser, evaporatör ve genişleme valfinden oluşur.

Soğutma çevriminde, kompresör soğutucu gazı sıkıştırır ve sıkıştırılmış gaz basınç altında ısınır. Isınan soğutucu gaz kondenserde üzerinden ki ısıyı dağıtır ve yüksek basınç altında yoğunlaşır. Yüksek basınçlı soğutucu sıvı genleşme vanasına akar ve aniden sıcaklık düşüşü ile buharlaştırılır.

Şekil 3.1’de iki evaporatör görülmektedir; bir tanesi kabin klima sisteminde diğeri ise BTYS’nde kullanılır. Kabin için olan evaporatörde, soğutucu havadan ısıyı emer ve soğuk hava kabine verilir. Batarya için olan evaporatörde ise, yağ evaporatör içinde soğutulur ve soğuk yağ pompa ile batarya paketine verilir. Evaporatörde ki soğutucu gaz kompresöre tekrar döner ve çevrim tekrar eder.

Bu çalışmada, soğutma sistemi basit bir termodinamik çevrim analizi yaklaşımı kullanılarak modellenmiştir. Şekil 3.1’de iki evaporatör de ısı soğutma havası ve soğutma yağından atılır. Kabin klima sisteminde, kabine verilen havanın sıcaklığı sabit varsayılmaktadır. Bu durumda, kabine verilen havadan atılan ısı miktarı şu şekilde hesaplanır;

$$q_{kabin,evap} = \dot{m}_{hava} C_{p,hava} (T_{ortam} - T_{kabin,g}) \quad (3.1)$$

Batarya soğutma çevriminde, soğutma yağından atılan ısı şu şekilde hesaplanır;

$$q_{batarya,evap} = \dot{m}_{oil} C_{p,oil} (T_{oil,g} - T_{oil,\phi}) \quad (3.2)$$

Böylece, kompresörde tüketilen güç şu şekilde hesaplanır;

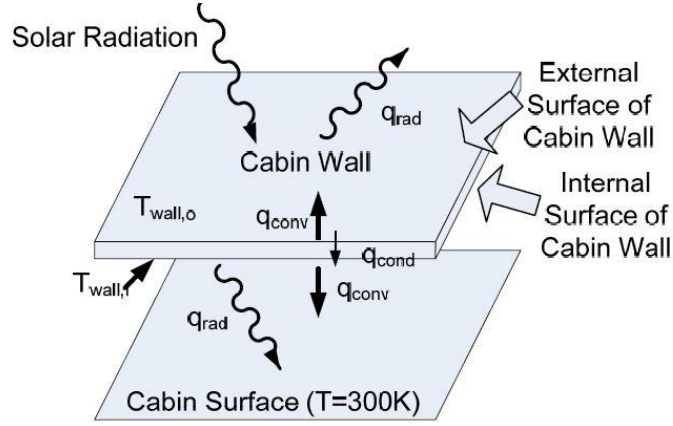
$$W = \frac{q_{kabin,evap} + q_{batarya,evap}}{COP} \quad (3.3)$$

Dolayısıyla, kondenserden yayılan ısı miktarı şu şekilde hesaplandı;

$$q_{kondenser} = q_{kabin,evap} + q_{batarya,evap} + W \quad (3.4)$$

3.2 Isı Yüğü Modeli

Araçta KKS üzerinde güneş termal yükü başlıca ısı yüklerinden biridir. Ortamdan olan ısı aktarımı, ortamdan kabin duvarının dış yüzeyine aktarılan ısı dengesi ve kabin duvarı iç yüzeyinden kabin içerisine aktarılan ısı, radyasyon, konveksiyon ve iletim dikkate alınarak hesaplanır. Şekil 3.2’de ısı aktarımı şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 3. 2 : Kabin İçerisine Aktarılan Isı Balansı [41].

Kabin dış yüzey enerji dengesi şu şekil de hesaplanır;

$$\alpha_y G_y + h_0(T_\infty - T_{duvar,o}) = \varepsilon\sigma T_{duvar,o}^4 + (k_{duvar}/t_{duvar})(T_{wall,o} - T_{wall,i}) \quad (3.5)$$

Eşitliğin sol tarafında ki ilk ifade dış yüzeyde güneş radyasyonunu ve ikinci ifade ise kabin duvarının dış yüzeyi ile ortam havası arasındaki konvektif ısı transferini temsil eder. Eşitliğin sağ tarafındaki ilk ifade ortam havasından kabin dış yüzeyine geri gelen radyasyonu ve ikinci ifade ise kabin duvarından ısı iletimini temsil eder.

Kabin iç yüzey enerji dengesi şu şekil de hesaplanır;

$$(k_{duvar}/t_{duvar})(T_{wall,o} - T_{wall,i}) = h_i(T_{duvar,i} - T_{cabin}) + \frac{\sigma(T_{duvar,i}^4 - T_{duvar,y}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{duvar,i}} + \frac{1}{\varepsilon_{kabin,y}} - 1} \quad (3.6)$$

Eşitliğin sol tarafı kabin duvarı boyunca ısı iletimini temsil eder. Eşitliğin sağ tarafında ki ilk ifade kabin duvarın iç yüzeyi üzerinde konvektif ısı transferi ve ikinci ifade ise kabin yüzeyi ve kabin iç yüzeyi arasındaki radyasyonu temsil eder.

Yolculardan kaynaklanan ısı yükü yolcu başı sabit olarak 70 watt kabul edilmiştir [42]. Yolculardan kabine olan ısı transferi yolcu kapasitesi temel alınarak hesaplanmış ve kabinden yolculara olan ısı kaybı sabit kabul edilmiştir.

3.3 Batarya Termal Yönetim Sistem (BTYS) Modeli

KKS görevi yolculara konforlu kabin sıcaklığı sunmak ve elektrik bileşenlerini termal hasardan korumaktır. EA'lar da, KKS batarya paketi sıcaklığını kontrol etmek için BTYS'ni içermektedir, çünkü batarya paketi EA'nın bir parçası olarak önemli ölçüde ısı üretir. Bu nedenle, EA KKS geleneksel araçlarla karşılaştırıldığında daha fazla güç tüketir. Ek olarak, EA'lar da BTY önemlidir çünkü batarya sıcaklığı deşarj gücü kullanılabirliği, enerji ve rejeneratif fren sırasında enerji geri kazanımını etkiler. Bu da araç sürüşünü ve ekonomisini etkiler. Bu nedenle, batarya en uygun performans ve batarya ömrü için bir sıcaklık aralığında çalışmalıdır

BTYS modeli ısı üretimi, ısı transferi, basınç düşüş modelini içerir. Isı üretim ve ısı transfer modeli batarya paketi sıcaklığını ve evaporatör ısı atımını hesaplamak için kullanılır. Basınç düşüş modeli soğutma yağı pompa gücünü hesaplamak için kullanılır.

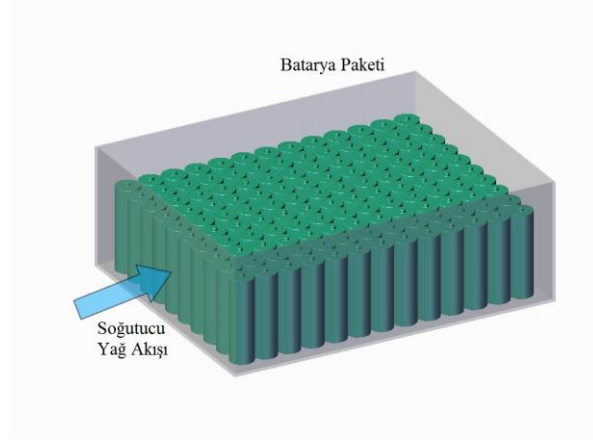
3.3.1 Isı üretim modeli

Batarya paketin de ısı üretimi batarya deşarj olduğunda iç direnç akımına dayalı hesaplanır. Batarya şarj olduğunda, ısı üretimi ile batarya paketi verimliliği etkilenir. Batarya paketinde ki ısı üretimi şu şekilde hesaplanır;

$$\begin{aligned} Q &= I^2 R && (\text{deşarj}; I > 0) \\ Q &= I^2 R - IV(1 - \eta_{kulomb}) && (\text{şarj}; I < 0) \end{aligned} \quad (3,7)$$

3.3.2 Isı transfer modeli

EA'lar da batarya paketi birim hücre pil dizisinden oluşur. Batarya da üretilen ısı soğutma akışkanı (sıvı veya gaz) ile soğutulur. Bu çalışmada, batarya paketi birim silindirik hücre pil dizisi kabul edilir, böylece Şekil 3.3'te gösterildiği gibi soğutma yağı pil dizisine gönderilir.



Şekil 3. 3 : Batarya Paket Şeması.

Batarya sıcaklığı şu şekilde hesaplanır;

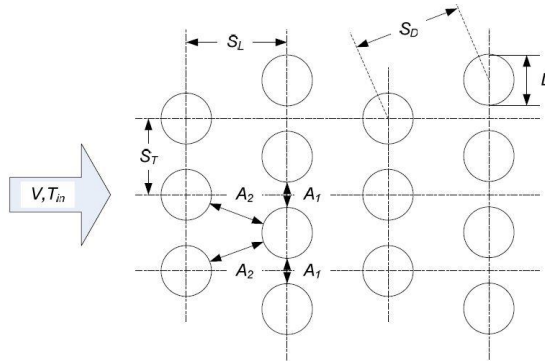
$$\frac{dT_{batarya}}{dt} = \frac{Q - q_g}{\rho C_p} \quad (3.8)$$

Soğutucu hava tarafından transfer edilen ısı şu şekilde hesaplanır;

$$q_{iç} = UA(T_{batarya} - T_{yağ}) \quad (3.9)$$

Isı transfer katsayısı, soğutucu yağ akışının konveksiyonla bataryaya iletimi ile belirlenir.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{konv}} + \frac{t_{bat}}{k_{bat}}} \quad (3.10)$$



Şekil 3. 4 : Batarya Dizisi Kademeli Soğutucu Akışı [41].

Konveksiyonel ısı transfer katsayısı Şekil 3.4’de görüldüğü gibi soğutucu akışkanın batarya dizesine kademeli aktığı varsayılarak hesaplanır. Tüpün ısı transfer katsayısı aşağıda ki kolerasyonla hesaplanır [43].

$$\overline{Nu}_D = C Re_{D,maks}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (3.11)$$

$$\left[\begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0.7 < Pr < 500 \\ 1000 < Re_{D,maks} < 2 \times 10^6 \end{array} \right]$$

N_L satır sayısını temsil eder ve m C sayısı sabit ve m sayısı Çizelge 3.1’de listelenmiştir. Renold sayısı hücre paketi içerisinde ki maksimum akış hızı kullanılarak hesaplanmıştır;

$$Re_{D,maks} = \frac{v_{maks} D}{\nu} \quad (3.12)$$

Eğer $N_L < 20$, düzeltme faktörü şu şekil de uygulanabilir;

$$\overline{Nu}_D \Big|_{(N_L < 20)} = C_2 \overline{Nu}_D \Big|_{(N_L \geq 20)} \quad (3.13)$$

C_2 düzeltme faktörü denklemi Çizelge 3.2’de verilmiştir. Son olarak taşınım ile ısı transfer katsayısı şu şekilde hesaplanır.

$$h = \overline{Nu}_D \frac{k}{D} \quad (3.14)$$

Çizelge 3.1 Hücre paketi içerisinde ki çapraz akıma ait sabit denklem(3.11) [43].

Konfigürasyon	$Re_{D,maks}$	C	M
Kademeli	$10 \sim 10^2$	0.90	0.40
Kademeli	$10^2 \sim 10^3$		
Kademeli ($S_T/S_L < 2$)	$10^3 \sim 2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L < 2)^{1/5}$	0.60
Kademeli ($S_T/S_L > 2$)	$10^3 \sim 2 \times 10^5$	0.40	0.60
Kademeli	$2 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$	0.022	0.84

Çizelge 3.2 Denklem (3.13) $N_L < 20$ için düzeltme faktörü [43].

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Hızalı	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Kademeli	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.9

3.3.3 Basınç düşüş modeli

Soğutma sistemi yağ pompası güç tüketimi, batarya paketi boyunca soğutma yağı basınç düşüşü ve soğutma yağı hacimsel debisi hesaplanmıştır. Batarya paketi boyunca soğutma sıvısı basınç düşüşü şu şekil de ifade edilebilir [43];

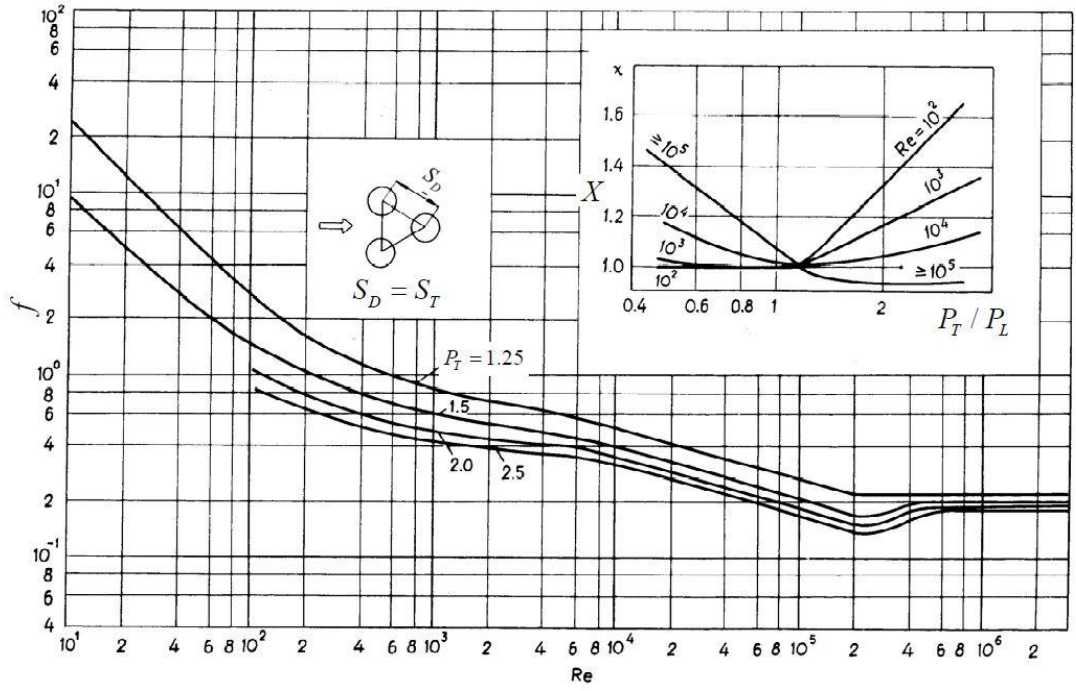
$$\Delta_p = N_L X \left(\rho \frac{V_{maks}^2}{2} \right) f \quad (3.15)$$

Sürtünme faktörü f ve düzeltme faktörü X Şekil 3.5'te çizilen grafikte $P_L \equiv S_L/D$ ve $P_T \equiv S_T/D$ için ayrı ayrı verilmiştir. Şekil 3.15 karşı karşıya gelmeyen bir eşkenar üçgen düzen için geçerlidir ($S_T = S_D$), düzeltme faktörü diğer kademeli düzlem sonuçların uzantısını sağlar.

Basınç düşüşüne dayalı, yağ pompası güç tüketimi şu şekil de hesaplanır;

$$W = \frac{\dot{V} \Delta P}{\eta_{pompa}} \quad (3.16)$$

\dot{V} soğutma yağı hacimsel debisini temsil eder ve η_{pompa} soğutma pompası verimliliğini temsil eder.



Şekil 3. 5 : (3.15) Denklemi İçin Sürtünme Faktörü (f) Ve Düzeltme Faktörü (X) [43].

3.4 Klima Kontrol Sistemi Kontrol Stratejisi

Kabin sıcaklığı Şekil 3.1’de görüldüğü gibi kabin içerisine uygulanan soğuk hava ile kontrol edilmektedir. Fan soğutma sistemi evaporatöründen kabin içerisine hava akışını oluşturur. Dış hava veya kabin havası evaporatör de soğutulur ve kabine temin edilir. Böylece, ısı soğutma sisteminde ki evaporatöre iletilir ve kondenserden atılır. Evaporatöre sağlanan hava sıcaklığı 40°C ortam sıcaklığı olduğu varsayılır. Kabin sıcaklığı KKS ile 25°C kontrol edilir. BTYS batarya sıcaklığını düşürmek için soğutma yağı kullanır. Batarya sıcaklığı, hücre sıcaklık varyasyonu ve geçici operasyonlar sırasında sıcaklık sıçraması batarya dayanıklılık ve batarya güvenlik sınırı 60°C göz önün de bulundurularak, soğutma yağı pompası hızı ile 40°C kontrol edilir [44]. Bataryada ki ısı soğutma yağına transfer edilir ve ısı evaporatör de absorbe edilir.

4 ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Ekserji ifadesinin ilk adlarından olan “kullanılabilir enerji” ifadesi 1871 yılında ilk kez Maxwell tarafından kullanılmış, ilerleyen zamanlarda Gibbs, Gouy’s, Stodola ve Kenan tarafından geliştirilmiştir. 1956 yılında ise ilk kez Rant tarafından “ekserji” kelimesi literatüre geçmiştir.

Enerji kaynaklarının en iyi şekilde kullanımını sağlamak için, termodinamiğin I ve II kanununun bir araya getirilmesiyle oluşan analiz teknikleri; “kullanılabilirlik” yani “Ekserji Analizi” olarak adlandırılır [45]. Ekserji analizi enerji kullanımında önemli değişiklikler sağladığı için kullanışlı bir yöntemdir. Eğer bir termal sistemin termodinamik ayrıntıları en iyi şekilde bilinmek isteniyorsa, enerji analizi ile birlikte ekserji analizi de yapılmalıdır.

4.1 Enerji Analizi (Birinci Kanun)

Enerji; kinetik, potansiyel, kimyasal, elektrik, ısı, manyetik, mekanik ve nükleer enerji gibi değişik biçimlerde olabilir. Tüm bunların toplamı sistemin toplam enerjisini oluşturur.

Termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin termodinamik bir kavram olduğunu ve enerjinin korunumunu ve dönüşümünü ifade etmektedir. Bu kanuna göre enerji yok edilemez ve yoktan var edilemez, ancak başka bir enerji formuna dönüşebilir.

Kapalı bir sistemde Termodinamiğin Birinci Yasası;

$$Q_{12} + W_{12} = \Delta U + \Delta PE + \Delta KE \quad (4.1)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir. Yani, bir sistem termodinamik durum değişikliğine uğradığında enerji, ısı veya iş olarak sistem sınırlarını geçebilir; ısı ve iş pozitif veya negatif olabilir, sistemin sahip olduğu enerjideki net değişme tam olarak sistemin sınırlarını geçen net enerjiye eşittir. Denklemden maddenin yapısına bağlı iç enerji (U), seçilen koordinat eksenlerindeki konumu ile alakalı potansiyel enerji (PE) ve hız ile ilgili kinetik enerji (KE) şeklinde ifade edilmiştir.

V hızındaki bir cisimin kinetik enerjisi;

$$KE = \frac{1}{2}mV^2 \quad (4.2)$$

Bir referans noktasına göre z yüksekliği bulunan m kütleli cismin potansiyel enerjisi;

$$PE = mgz \quad (4.3)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir. Denklem (4,1) i en genel şekilde ifade edecek olursak;

$$Q_{12} + W_{12} = (U_2 - U_1) + mg(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2) \quad (4.4)$$

Açık bir sistemde Termodinamiğin Birinci Yasası;

$$\sum_{giren} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz \right) - \sum_{çıkan} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz \right) + \dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial E}{\partial t} \quad (4.5)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir. Bu eşitliğin sol tarafı kontrol hacmi içindeki enerji transferini, sağ taraf ise kontrol hacmi içindeki enerji miktarı değişimini ifade eder. Sürekli akışlı açık sistemlerde kontrol hacmi içerisindeki enerji miktarı değişimi sıfırdır. Sürekli akışlı açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu şu formu alır;

$$\sum_{giren} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz \right) - \sum_{çıkan} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz \right) + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad (4.6)$$

4.2 Ekserji Analizi (İkinci Kanun)

Termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin kalitesi olduğunu ve gerçek hal değişimlerinin enerji kalitesinin azalması yönünde olacağını ifade eder. Enerjinin kalitesini veya iş yapma potansiyelini sayısal olarak ifade etme çabaları ekserji adı verilen bir özelliğin tanımlanmasını sağlamıştır. Ekserji, enerjinin işe çevrilebilme potansiyeli olarak tanımlanır ve bir kaynaktan elde edilebilecek maksimum işi ifade eder. Bir hal değişimi sırasında kaybedilen iş potansiyeli tersinmezlik veya ekserji kaybı olarak tanımlanır. Bir hal değişimi sırasında ekserji kayıpları ne kadar az ise üretilen iş o kadar fazladır veya tüketilen iş o kadar azdır. Bir sistemin performansı ekserji kayıplarının en aza indirgenmesi yoluyla maksimize edilebilmektedir. Birinci yasa ve ikinci yasaya dayanan bir termodinamik analiz olup, enerji sistemlerini ve hal değişimlerini gerçekçi ve anlamlı biçimde değerlendirmeyi ve karşılaştırmayı mümkün kılmaktadır. Ekserji

veya ikinci yasa verimleri gerçek sistem performansını maksimum performansla karşılaştırırken, ekserji analizi yardımıyla termodinamik kayıpların yerleri, miktarları ve nedenleri bulunabilmektedir. Sistem performansının iyileştirilmesinde ve daha iyi tasarımların yapılmasında kullanılır.

Kısacası ekserji bir sistemin verilen bir durumda sahip olduğu kullanılabilir iş potansiyelini ve herhangi bir termodinamik yasaya aykırı olmaksızın sağlayabileceği maksimum işi ifade eder [46].

Enerji iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanmaktadır. Oysa bunun yerine, enerji; hareket ya da hareket üretebilme kabiliyeti olarak tanımlanmalıdır. Bunu yanı sıra, ekserji; iş ya da iş yapabilme kabiliyeti olmaktadır. Enerji, bir proseste daima korunabilirken, ekserji ise yalnızca tersinir proseslerde korunabilmekte, gerçek proseslerde ise tersinmezlik nedeniyle tüketilmektedir.

Ekserji genellikle, bir sistemdeki proseslerin daha anlamlı ve gerçekçi bir şekilde analiz edilmesini sağlamaktadır. Bu yüzden ekserji analizi, havalandırma, ısıtma ve soğutma sistemlerinin analizinde önemli bir araçtır. Çünkü bu analiz, mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemleri tasarlamının mümkün olup olmayacağını göstermektedir [47].

Kullanılabilir enerji veya ekserji, aynı koşullardaki gerçek bir sistemin karşılaştırılmasına olanak sağlamakta ayrıca bir sistemin enerji niteliğinin yol açtığı verim kayıplarının belirlenmesine yardım etmektedir [46,48].

4.2.1 Ekserji terimleri

Termodinamiğin ikinci kanunu, hem bir enerji taşıyıcısının gerçek termodinamik değerini hem de proses ya da sistemlerden olan kayıpların ve gerçek termodinamik yetersizliklerin hesaplarının yapılabilmesi sonucu ile bir enerji dengesini tamamlar ve geliştirir [49]. Çevre sıcaklığında çalışan enerji sistemleri için, kullanılabilir enerji olarak da bilinen ekserjiyi, enerjinin faydalı kısmı olarak düşünebiliriz. Enerjinin faydalı kısmı, enerjinin başka enerjiye dönüştürülebilen kısmıdır. Bir madde veya enerji akışına bağlı ekserji, egzoz gazı, soğutma suyu ve ısı kaybı şeklinde çevreye atılır.

Ekserji kaybı, termodinamiğin ikinci kanun analizi de denilen “Ekserji Analizi” ile hesaplanır. Ekserji tahribi direkt olarak sistem içindeki tersinmezliklerin bir sonucudur. Termal sistemler; petrol, doğal gaz gibi kaynakların yanmasından direkt ya da endirekt üretilen ekserji girişleri ile beslenir. Ekserjinin kayıpları ve önlenbilir

tahripleri bu kaynakların atık olarak ortaya çıkan kısımlarını temsil eder. Bunun gibi kaynakların verimsizliklerini azaltmak için bazı yollar bulunarak, yakıtlar daha verimli şekilde kullanılabilirler. Ekserji dengesi; enerji kaynaklarının atıklarının gerçek büyüklüğünün, türünün ve meydana geldiği yerin tespit edilmesinde kullanılabilmekte ve bundan dolayı da ekserji dengesi, etkin yakıt kullanımı için geliştirilen stratejiler içinse önemli olmaktadır [49].

Karmaşık termodinamik sistemlerin optimizasyonunun yapılması çok güçlü bir araç olduğu kanıtlanan ikinci kanunun analizi ile gerçekleştirilmekte mühendislik aygıtlarının performansının belirlenmesi için; kullanılabilirlik, tersinir iş, tersinmezlik ve ikinci kanun veriminin tanımlanmaları ile işe başlanmaktadır. Buna göre;

Kullanılabilirlik: Verilen bir durumdaki sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iş miktarıdır. Sadece iş alış-verişinin sonucu olarak bir tersinir sistemin kullanılabilir enerjisindeki net azalma miktarı şeklinde tanımlandığından işin kullanılabilirliği, işin kendisine eşit olup atmosfer yönünde hareket etmek için gerekenden daha küçüktür.

Tersinir iş: Belirli iki durum arasında bir süreç geçiren sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iştir.

Tersinmezlik: Bir proses sırasında kaybedilen iş potansiyelidir ve bu kayıp iş potansiyeli, tersinmezliklerin sonucu olarak meydana gelir.

Kaynaktan faydalı iş üretebildiğimiz enerji miktarı yani kaynağın iş potansiyeli bir enerji kaynağı için önemlidir [49]. Enerjinin işe dönüştürmede kullanılmayan kısmı da sonunda atık enerji şeklinde atılacaktır. Buna göre, belirli bir durumda verilen bir enerji miktarının hesaplanmasında yeterli olan özelliğe "kullanılabilirlik" denir.

Belirli bir durumdaki sistemin içerdiği enerjinin iş potansiyeli, basit olarak sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iştir. Bir süreç sırasında yapılan iş, sistemin başlangıç durumunun, sistemin son durumunun ve proses yolunun bir fonksiyonudur.

Ölü durumdaki bir sistem, çevresi ile termal ve mekanik denge halindedir. Başlangıçta ölü durumda olan bir sistemden iş üretilemez. Atmosfer çok büyük miktarda enerji içeriğine sahip olmasına rağmen ölü durumda olduğundan içerdiği bu enerji, iş potansiyeline sahip değildir. Başka bir ifade ile çok miktarda enerji içeren atmosferin kullanılabilirliği sıfırdır.

Ekserji tanımında temsil edilen çevre ve denge terimleri, bazı açıklamaları gerektirir. Bunlar, sınırlandırılmış ve sınırlandırılmamış denge halleridir.

Sınırlandırılmış denge durumu: Sistemin çevre ile termal ve mekanik denge halinde olduğu zamanki durumudur. Bu koşullar altında sistemin basınç ve sıcaklığı sırasıyla çevrenin basınç ve sıcaklığı olan T_0 ve P_0 'dır. Sınırlandırılmış denge durumunda, sistemin çevre ile kimyasal etkileşim ve karışımını engellemek için fiziksel bir sınırla sistem çevreden ayrı tutulur. Bu nedenle çevrenin kompozisyonu dikkate alınmaz ancak çevrenin durumu uygun ise sistem çevre sıcaklığı ve basıncı ile belirlenir. Bundan dolayı, sınırlandırılmış denge durumunda çevre, ekserjisi sıfır olduğundan sıfır kalitedeki termal enerjiye sahip sonsuz büyüklükteki bir rezervuar olarak göz önüne alınabilir. P_0 çevresel basıncın belirtilmesi, sistem hacminde bir değişiklik olduğunda çevre üzerine sistem tarafından yapılan işin hesaplanması için önemlidir.

Sınırlandırılmamış denge durumu: Ele alınan sistemin çevre ile termal, mekanik ve kimyasal denge halinde olduğu zamanki durumudur. Bu şartlar altında sistem; çevrenin yaygın yapılarının tamamını içermelidir. Bu amaç için, çevre birbirleri ile termodinamik denge içinde bulunan düşük Gibbs fonksiyonuna sahip maddelerden oluşur. Bu durum, çevrenin çeşitli kısımlarının etkileşiminden iş elde edilemez olduğunu söyler.

Sınırlandırılmamış denge durumunu ele aldığımız zaman, çevre sıfır kaliteli termal enerji ve sıfır kaliteli maddelerden oluşan bir rezervuar olarak düşünülebilir. Gerçek çevre, jeotermal enerji formundaki yüksek kaliteli termal enerji ve fosil yakıtlar şeklindeki yüksek kaliteli maddelerden oluşan paketlerden meydana gelir. Bundan dolayı, bunlar yüksek kaliteli termal enerji ve yüksek kaliteli maddeler şeklindeki ayrı rezervuarlar olarak kabul edilmelidir.

4.2.2 Ekserjiye sebep olan faktörler

4.1.1.1 İş transferine bağlı ekserji

Verilen bir enerji formunun eşdeğer işi, onun ekserjisinin bir ölçüsü olarak tanımlandığından, iş her durumda ekserjiye eşittir. Bundan dolayı ekserji transferi büyüklük ve doğrultu olarak iş transferi ile aynı büyüklük ve doğrultuya sahiptir [49].

$$W_{maks} = E_{güç} \quad (4.7)$$

4.1.1.2 Isı transferine bağlı ekserji

Kontrol yüzeyindeki ısı transferinin ekserjisi; çevrenin sıfır kalitedeki termal enerji rezervuarı olarak kullanılmasından elde edilebilen maksimum işe göre bulunur. Q_r

birim zamandaki ısı transferi, T_r ısı transferinin meydana geldiği kontrol yüzeyindeki sıcaklık olarak seçildiğinde termal enerjiden maksimum işe dönüşüm hızı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\dot{E}_Q = \dot{Q}_r \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_r} \right) \right] \quad (4.8)$$

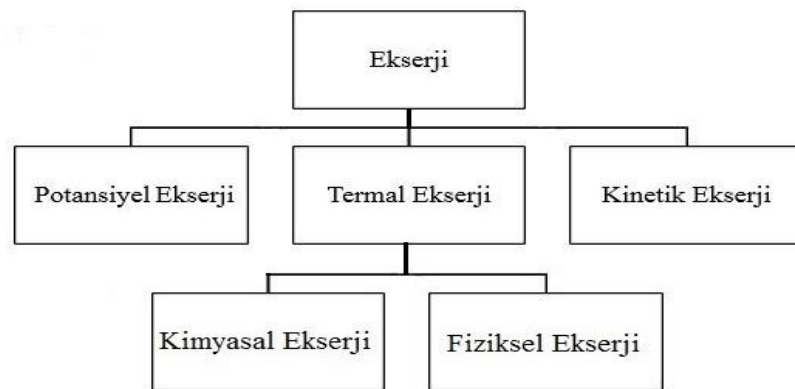
$$t = 1 - \left(\frac{T_0}{T_r} \right) \quad (4.9)$$

Burada t 'ye "boyutsuz ekserjik sıcaklık" denir ve T_0 sıcaklığındaki çevrenin termal enerji rezervuarı olarak kullanıldığı özel durum Carnot verimliliğine eşittir. Birim zamandaki ısı transferine bağlı ekserjiye "termal ekserji akısı" denir ve açık sistem analizinde E_Q ile gösterilir. Eşitlik (4,8) 'deki Q_r 'ın işareti, ısı transferi sisteme yapıldığı zaman pozitifdir. Yani, ısı transferi çevre sıcaklığından daha yüksek sıcaklıkta meydana gelmiştir. Bu yüzden de t pozitifdir ve kontrol bölgesinde yapılan ısı transferi kontrol bölgesinin ekserjisini artırmaktadır [49].

4.1.1.3 Maddenin kararlı akışına bağlı ekserji

Kararlı akış halindeki bir maddenin ekserjisi, sadece çevreyle etkileşebilen akış sırasında akışın prosesler vasıtasıyla başlangıç durumundan çevrenin ölü durumuna getirildiği zaman elde edilebilen maksimum iş miktarına eşittir [50].

4.2.3 Ekserjinin bileşenleri



Şekil 4. 1 : Sistem Sınırından Girip Çıkan Madde Akışının Ekserji Bileşenleri

Nükleer, magnetizma ve elektrik etkileri ile yüzey geriliminin ihmal edildiği durumda \dot{E} ; ekserji toplamı, bu dört bileşenin toplamı şeklinde yazılabilir;

$$\dot{E} = \dot{E}_k + \dot{E}_p + \dot{E}_f + \dot{E}_{kim} \quad (4.10)$$

4.1.1.4 Kinetik ekserji

Düzenli bir enerji formudur, tamamen işe dönüştürülebilir. Kinetik enerji, çevresel referans düzeyine göre hesaplanırsa kinetik ekserji akımına eşit olur.

$$\dot{E}_k = \frac{1}{2} \dot{m} V^2 \quad (4.11)$$

\dot{m} Akışkanın kütleli debisi ve V akış halinde akışkanın kütle hızıdır.

4.1.1.5 Potansiyel ekserji

Potansiyel enerji, çevresel referans düzeyine göre hesaplanırsa potansiyel ekserji akımına eşit olur. Tamamen işe dönüştürülebilir.

$$\dot{E}_p = \dot{m} g z_0 \quad (4.12)$$

\dot{m} Akış halinde ki akışkanın kütleli debisi, g yer çekimi ivmesi, z_0 deniz seviyesinden olan kot farkını temsil etmektedir.

4.1.1.6 Fiziksel ekserji

Akış halindeki bir madde, tersinir fiziksel prosesler ile ilk koşullarından, “ P_0, T_0 ” ile belirli çevre koşullarına getirildiğinde elde edilebilen maksimum iş miktarına eşittir. Moran and Sciubba’ya göre, “ h ” ve “ s ” terimleri entalpi ve entropi olmak üzere birim kütle için fiziksel ekserji;

$$E_f = [(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (4.13)$$

şeklinde ifade edilebilir. Buradaki $h-h_0$ terimi değişken özgül ısılar ile entalpiyi ifade eder;

$$h_{T_2} - h_{T_1} = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT \quad (4.14)$$

Sabit özgül ısılar ile entalpi;

$$h_{T_2} - h_{T_1} = C_p(T_2 - T_1) \quad (4.15)$$

$s - s_0$ terimi ise değişken özgül ısılar ile;

$$S_{(T,P)} - S_{(T_0,P_0)} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_p(T)}{T} dT - R \ln \frac{P}{P_0} \quad (4.16)$$

$$S_{(T,P)} - S_{(T_0,P_0)} = \int_{T_0}^T \frac{C_v(T)}{T} dT - R \ln \frac{V}{V_0} \quad (4.17)$$

şeklinde ifade edilebilir [51].

ideal gaz kabul edilen, sabit basınçta özgül ısıya sahip hava ve yanmış gazların fiziksel ekserjisi, birim kütle için;

$$\dot{E}_f = C_{(T,P)} \left[T - T_0 - T \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + RT_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (4.18)$$

denklemden elde edilebilir. Burada C_p sabit basınçta özgül ısı, “R” evrensel gaz sabiti “T” sıcaklık ve “P” basıncı temsil etmektedir [47].

4.1.1.7 Kimyasal ekserji

Çevre ile madde ve ısı transferi içeren proseslerin, çevresel durumdan ölü duruma getirildiğinde elde edilebilecek en fazla iş miktarına “kimyasal ekserji” denir [51]. Gündüz’e göre; “ T_0, P_0 ” konumundaki madde, “ T_0, P_0 ” şartlarındaki çevrenin bileşenleri ile dengeye geldiğinde, elde edilen en fazla iş miktarına “kimyasal ekserji” denir.

Ahredts’e ve Szargut et al.’a göre; standart kimyasal ekserjiler, çevresel sıcaklık $T_0 = 298$ K ve basınç $P_0 = 1$ atm standart değerleri esas alınarak hesaplanan ekserjidir. Kaynaklarda iki referans ekserji çevresi vardır. Bunlar gaz fazındaki kimyasal bileşiklerin, atmosfer bileşenlerine yakın olduğu Model 1 ve ekserji referans çevresinin kimyasal bileşiminin, doğal çevre bileşimine yakın olduğu Model 2 olarak bilinir. Çevre havasındaki gaz için standart kimyasal ekserjiyi veren denklem aşağıdaki gibi verilebilir [51].

$$E_{kim} = -\bar{R}T_0 \ln \left(\frac{y_k^e P_0}{P_0} \right) \quad (4.19)$$

Çevre havasındaki gaz için standart kimyasal ekserji hesabı aşağıdaki gibi verilebilir. Burada, “T0” ve “P0” çevre koşulları sıcaklığı ve basıncı, “k” gaz çeşidi, “ y_k^e ” k gazının çevre içindeki mol kesridir. Bu formülden

$$E_{kim}^{\dot{}} = -\bar{R}T_0 \ln y_k^e \quad (4.20)$$

$$E_{kim}^{\dot{}} = -\bar{R}T_0 \ln \left(\frac{1}{y_k^e} \right) \quad (4.21)$$

denklemler elde edilebilir [51].

4.1.1.8 Ekserjitik verim

Köktürk ve Yılbaşı tarafından yapılan analizlerde; enerji ve ekserji değerleri, bir referans çevreye göre hesaplanmaktadır. Bu referans çevre, normal şartlar altında 25 °C sıcaklıkta ve 1 atm basınçta. Kullanılan referans çevresinin entalpisi ise, o çevrenin ekserjisine eşittir ve bu değer sıfırdır [52].

$$\psi = \frac{\dot{W}_{cv}}{E_{yakıt}} \quad (4.22)$$

Bir sistemde verimin yüksek olması için, kayıpların en aza indirilmesi gerekir. Eğer içten yanmalı bir motorda yanma havası çevre şartlarında motora giriyorsa ekserjisi sıfırdır ve bu yüzden giren ekserji olarak sadece yakıt ekserjisi yazılır. Çıkan ekserji ise, yanma sonucu oluşan ekserji ve yanma ürünlerinin ekserjisidir [51].

4.2.4 Kapalı sistemler için ekserji analizi

Sadece çevre ile ısı alış-verişine müsaade edilen, hareketsiz bir kapalı sistem için termodinamiğin ikinci kanunu aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$S_{üretim} = (S_2 - S_1)_{sistem} + \frac{Q_{çevre}}{T_{çevre}} \quad (4.23)$$

Burada $T_{çevre}=T_0$, $Q_{çevre}=-Q$ olup, $S_{üretim}$ hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimi, başka bir deyişle toplam entropi değişimidir. Bu iki eşitlik arasında ısı geçişi terimi yok edilir ve W çözümlerse,

$$W = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) - T_0S_{\text{üretim}} \quad (4.24)$$

elde edilir. W , hal değişimi sırasında gerçekleşen toplam iştir. Hal değişimi sırasında sistemin hacmi değişirse, bu işin bir bölümü çevreye karşı (veya tarafından) yapılacaktır. Bu durumda gerçek işle çevre işinin arasındaki fark olan yararlı iş aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$W_y = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) - T_0S_{\text{üretim}} \quad (4.25)$$

W_y , 1-2 hal değişimi sırasında kapalı sistem tarafından (veya üzerinde) yapılan yararlı iş olup, yukarıdaki eşitlikte ilk ve son hallerdeki sistem özellikleri, çevre özellikleri (P_0, T_0) ve hal değişimi sırasında üretilen entropiyle ifade edilmiştir [52].

Sistemle çevre arasında ısı alışverişinin tersinir olarak gerçekleştiği ve sistem içinde sürtünme ve benzeri tersinmezliklerin olmadığı durumda; entropi üretimi yoktur, bu nedenle $S_{\text{üretim}}=0$ 'dır. Bu hal değişimi sırasında yapılan yararlı iş, tersinir iştir ve (4.25) numaralı eşitlikten;

$$W_{tr} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) \quad (4.26)$$

elde edilir.

Bu denklem, çevresiyle ısı alışverişi olan kapalı sistemin 1 ve 2 halleri arasındaki hal değişimi sırasında yapabileceği en çok yararlı işi vermektedir.

Kapalı sistem kullanılabilirliği \emptyset ise (4.26) numaralı eşitlikte 1 halini verilen hal (indissiz) ile 2 halini de ölü hal (0 indisi) ile değiştirerek aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\emptyset = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0(V - V_0) \quad (4.27)$$

Bu eşitliklerden, kapalı sistemin ölü haldeki ($u=u_0, s=s_0, v=v_0$) kullanılabilirliği sıfırdır. Başka bir deyişle, çevresiyle dengede bulunan bir sistemden iş elde etmek olanaksızdır [52].

1 ve 2 halleri arasındaki bir hal değişimi için tersinir iş, kullanılabilirlikle \emptyset aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$W_{tr} = \Phi_1 - \Phi_2 \quad (4.28)$$

Yani, kapalı bir sistemle ilgili tersinir iş, kapalı sistemin kullanılabilirliğindeki azalma (veya sıkıştırma durumunda artma) olmaktadır. Bunun için (4.27) numaralı eşitliği ilk ve son haller için yazıp, bulunan iki eşitliğin farkını alarak göstermek olasıdır. Son halin ölü olması durumunda ($\Phi_2=0$), kapalı sistemin ilk haldeki kullanılabilirliği (Φ_1) ve hal değişimi sırasındaki tersinir iş (W_{tr}) eşit olurlar. Kullanılabilirliğin hal ile tersinir işin ise hal değişimi ile ilişkili olduğu vurgulanmalıdır [52]. Kapalı bir sistemin hal değişimiyle ilişkili tersinmezlik aşağıdaki gibi ifade edilir;

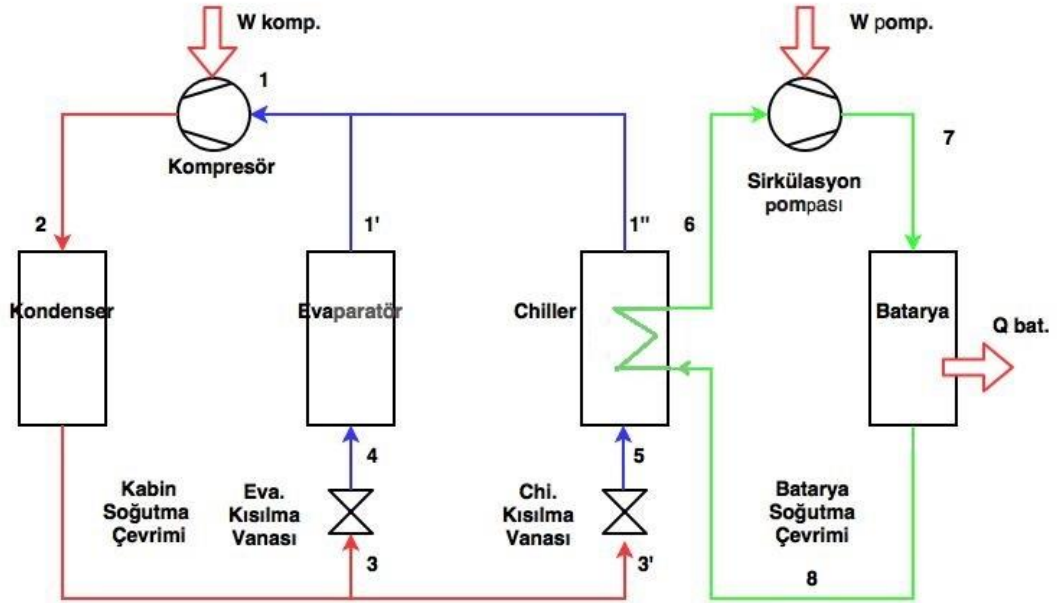
$$I = W_{tr} - W_y = T_0 S_{üretim} \quad (4.29)$$



5 BATARYA TERMAL YÖNETİM SİSTEMİ TERMODİNAMİK ANALİZLERİ

BTYS'in teorik birinci ve ikinci kanun analizinin yapılmasındaki amaç, evaporatör sıcaklığı, kondenser sıcaklığı ve kompresör verimi gibi sistem performansını etkileyen değişken parametrelerin, tersinmezliklerin ve COP'nin değişiminin incelenmesidir. Bu maksatla sistemin her bir elemanına termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizi uygulanmıştır. Şekil 5.1' de BTYS akış diyagramı görülmektedir.

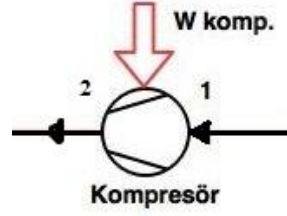
Kabin soğutmasında buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi baz alınarak enerji analizi yapılmıştır. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi soğutma makinaları için ideal bir çevrimdir. Ters Carnot çevriminin aksine soğutucu akışkan sıkıştırılmadan önce tümüyle buharlaştırılır ve türbini yerini kısılma işlemi alır. İdeal çevrimlerden farklı olarak, ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde tersinmez bir hal değişimi (kısılma) olduğundan içten tersinir bir çevrim değildir. Kısılma vanası yerine bir türbin kullanmak hem daha masraflı olacağı hem de sistemi daha karmaşık yapacağı için uygulanmaz [52].



Şekil 5.1 : Elektrikli Araç Batarya Termal Yönetim Sistemi[12].

5.1 Kabin Soğutma Çevrimi Enerji Analizi

5.1.1 Kompresör enerji analizi



Şekil 5. 2 : Kompresör Kontrol Hacmi

Kütlenin korunumu;

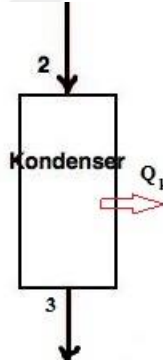
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (5.1)$$

Enerjinin korunumu;

$$W_{komp} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (5.2)$$

Bu denklemde W_{komp} kompresör gücü ve h özgül entalpiyi temsil etmektedir.

5.1.2 Kondenser enerji analizi



Şekil 5. 3 : Kondenser Kontrol Hacmi

Kütlenin korunumu;

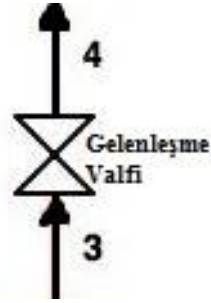
$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (5.3)$$

Enerjinin korunumu;

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_2(h_2 - h_3) \quad (5.4)$$

Bu denklemde \dot{Q}_k kondenserden çevreye atılan ısıyı temsil etmektedir.

5.1.3 Evaporatör genişleme valfi enerji analizi



Şekil 5. 4 : Evaporatör Genleşme Valfi Kontrol Hacmi

Kütlenin korunumu;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (5.5)$$

Enerjinin korunumu;

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (5.6)$$

5.1.4 Evaporatör enerji analizi



Şekil 5. 5 : Evaporatör Kontrol Hacmi

Kütlenin korunumu;

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 \quad (5.7)$$

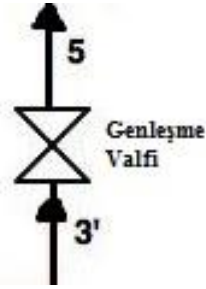
Enerjinin korunumu;

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_4 (h_1 - h_4) \quad (5.8)$$

Bu denklemde \dot{Q}_E çevreden çekilen ısıyı temsil etmektedir.

5.2 Batarya Soğutma Çevrimi Enerji Analizi

5.2.1 Chiller genişleme valfi enerji analizi



Şekil 5. 6 : Chiller Genleşme Valfi Kontrol Hacmi

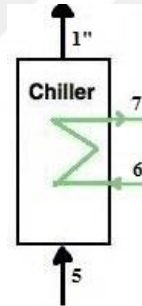
Kütlenin korunumu;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_5 \quad (5.9)$$

Enerjinin korunumu;

$$\dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (5.10)$$

5.2.2 Chiller enerji analizi



Şekil 5. 7 : Chiller Kontrol Hacmi

Kütlenin korunumu;

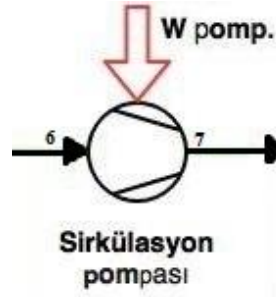
$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{1''} \quad \dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (5.11)$$

Enerjinin korunumu;

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_5 (h_{1''} - h_5) \quad (5.12)$$

Bu denklemde \dot{Q}_{ch} batarya paketine verilen ısıyı temsil etmektedir.

5.2.3 Sirkülasyon pompası enerji analizi



Şekil 5. 8 : Sirkülasyon Pompası Kontrol Hacmi

Kütlenin korunumu;

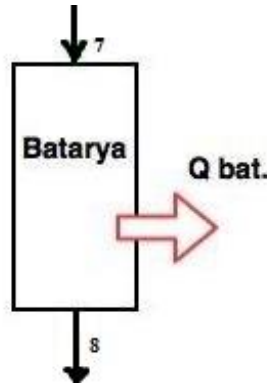
$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (5.13)$$

Enerjinin korunumu;

$$W_{pomp} = \dot{m}_6(h_7 - h_6) \quad (5.14)$$

Bu denklemde W_{pomp} pompa gücü ve h özgül entalpiyi temsil etmektedir.

5.2.4 Batarya paketi enerji analizi



Şekil 5. 9 : Batarya Paketi Kontrol Hacmi

Enerjinin korunumu;

$$Q_{bat} = \dot{m}_7(h_8 - h_7) \quad (5.15)$$

Bu denklemde Q_{bat} batarya paketinden atılan ısıyı temsil etmektedir.

5.3 Kabin Soğutma Çevrimi Ekserji Analizi

5.3.1 Kompresör ekserji analizi

Kompresöre ait ekserji dengesini ifade eden denklem (5.16)'da verilmiştir.

$$\dot{m}.ek_1 + W_{komp} = Ex_{Q,komp} + \dot{m}.ek_2 + I_{komp} \quad (5.16)$$

Kompresörden dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edildiğinden, burada $Ex_{Q,komp}=0$ alınarak ihmal edilmiştir. Buna göre eşitlik (5.17) düzenlenirse;

$$I_{komp} = \dot{m}.ek_1 - \dot{m}.ek_2 + W_{komp} \quad (5.17)$$

I_{komp} : Kompresördeki tersinmezlik, yok edilen ekserji

ek_1 : Giren ekserji

ek_2 : Çıkan ekserji

Kompresör için giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanırken aşağıdaki eşitliklerden faydalanılmıştır.

$$ek_1 = (h_1 - T_0 \cdot S_1) - (h_0 - T_0 \cdot S_0) \quad (5.18)$$

$$ek_2 = (h_2 - T_0 \cdot S_2) - (h_0 - T_0 \cdot S_0) \quad (5.19)$$

$$W_{komp} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (5.20)$$

T_0 : Çevre ısısı

s: Özgül entropi

Eşitlik (5.18), (5.19) ve (5.20) eşitlik (5.17)'da yerine konularak düzenlenirse;

$$I_{komp} = \dot{m}.T_0(s_2 - s_1) \quad (5.21)$$

elde edilir. Elde edilen bu eşitlik kompresördeki tersinmezlik miktarını verir. Kompresör ekserji verimi eşitlik (5.22)'de verilmiştir.

$$\eta_{komp} = \frac{ek_2 - ek_1}{W_{komp}} \quad (5.22)$$

5.3.2 Kondenser ekserji analizi

Kondensere ait ekserji dengesini ifade eden denklem (5.23)'te verilmiştir.

$$\dot{m}.ek_2 = Ex_{Q,K} + \dot{m}.ek_3 + I_K \quad (5.23)$$

$$Ex_{Q,K} = Q_K \left(1 - \frac{T_0}{T_3}\right) \quad (5.24)$$

Buna göre eşitlik düzenlenirse;

$$I_k = \dot{m}.ek_2 - \dot{m}.ek_3 - Ex_{Q,K} \quad (5.25)$$

denklemini elde edilir.

Kondenser için giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanırken aşağıdaki eşitliklerden faydalanılmıştır.

$$ek_2 = (h_2 - T_0.S_2) - (h_0 - T_0.S_0) \quad (5.26)$$

$$ek_3 = (h_3 - T_0.S_3) - (h_0 - T_0.S_0) \quad (5.27)$$

Eşitlik (5.26) ve (5.27) eşitlik (5.25)'da yerine konularak düzenlenirse;

$$I_k = \dot{m}. [(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] - Ex_{Q,K} \quad (5.28)$$

elde edilir. Elde edilen bu eşitlik kondenserdeki tersinmezlik miktarını verir. Kondenser ekserji verimi eşitlik (5.29)'da verilmiştir.

$$\eta_k = \frac{Ex_{Q,K}}{Ek_2 - Ek_3} \quad (5.29)$$

5.3.3 Evaporatör genişleme valfi ekserji analizi

Evaporatör gen. valfine ait ekserji dengesini ifade eden denklem (5.30)'da verilmiştir.

$$\dot{m}.ek_3 = \dot{m}.ek_4 + I_{egv} \quad (5.30)$$

Evaporatör genişleme valfi için giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanırken aşağıdaki eşitliklerden faydalanılmıştır.

$$ek_3 = (h_3 - T_0 \cdot S_3) - (h_0 - T_0 \cdot S_0) \quad (5.31)$$

$$ek_4 = (h_4 - T_0 \cdot S_4) - (h_0 - T_0 \cdot S_0) \quad (5.32)$$

Eşitlik (5.31) ve (5.32) eşitlik (5.30)'da yerine konularak düzenlenirse;

$$I_{egv} = \dot{m} \cdot T_0 (s_4 - s_3) \quad (5.33)$$

elde edilir. Elde edilen bu eşitlik evaporatör genişleme valfi tersinmezlik miktarını verir. Evaporatör genişleme valfi ekserji verimi eşitlik (5.34)'da verilmiştir.

$$\eta_{egv} = \frac{Ek_4}{Ek_3} \quad (5.34)$$

5.3.4 Evaporatör ekserji analizi

Evaporatöre ait ekserji dengesini ifade eden denklem (5.35)'te, evaporatör termal ekserji kayıp oranı denklemi (5.36)'da verilmiştir.

$$I_E = \dot{m} \cdot ek_4 - \dot{m} \cdot ek_1 + Ex_{Q,E} \quad (5.35)$$

$$Ex_{Q,E} = -Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \quad (5.36)$$

Evaporatör için giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanırken aşağıdaki eşitliklerden faydalanılmıştır.

$$ek_4 = (h_4 - T_0 \cdot S_4) - (h_0 - T_0 \cdot S_0) \quad (5.37)$$

$$ek_1 = (h_1 - T_0 \cdot S_1) - (h_0 - T_0 \cdot S_0) \quad (5.38)$$

Eşitlik (5.36), (5.37) ve (5.38) eşitlik (5.35)'da yerine konularak düzenlenirse;

$$I_E = \dot{m} \cdot [h_4 - h_1 - T_0 (s_4 - s_1)] - \left[-Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)\right] \quad (5.39)$$

elde edilir.

Elde edilen bu eşitlik evaporatörde ki tersinmezlik miktarını verir. Evaporatör ekserji verimi eşitlik (5.40)'da verilmiştir.

$$\eta_E = \frac{Ex_{Q,E}}{Ek_1 - Ek_4} \quad (5.40)$$

5.4 Batarya Soğutma Çevrimi Ekserji Analizi

5.4.1 Chiller genleşme valfi ekserji analizi

Chiller gen. valfine ait ekserji dengesini ifade eden denklem (5.41)'de verilmiştir.

$$\dot{m}.ek_3 = \dot{m}.ek_4 + I_{cgv} \quad (5.41)$$

Chiller genleşme valfi için giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanırken aşağıdaki eşitliklerden faydalanılmıştır.

$$ek_3 = (h_3 - T_0.S_3) - (h_0 - T_0.S_0) \quad (5.42)$$

$$ek_4 = (h_4 - T_0.S_4) - (h_0 - T_0.S_0) \quad (5.43)$$

Eşitlik (5.42) ve (5.43) eşitlik (5.41)'da yerine konularak düzenlenirse;

$$I_{cgv} = \dot{m}.T_0(s_4 - s_3) \quad (5.44)$$

elde edilir. Elde edilen bu eşitlik chiller genleşme valfi tersinmezlik miktarını verir. Evaporatör genleşme valfi ekserji verimi eşitlik (5.45)'da verilmiştir.

$$\eta_{cgv} = \frac{Ek_4}{Ek_3} \quad (5.45)$$

5.4.2 Chiller ekserji analizi

Chillere ait ekserji dengesini ifade eden denklem (5.46)'da, chiller termal ekserji kayıp oranı denklemini (5.47)'de verilmiştir.

$$I_{ch} = \dot{m}.ek_{1''} - \dot{m}.ek_5 - Ex_{Q,ch} \quad (5.46)$$

$$Ex_{Q,ch} = -Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \quad (5.47)$$

Chiller için giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanırken aşağıdaki eşitliklerden faydalanılmıştır.

$$ek_{1''} = (h_{1''} - T_0.S_{1''}) - (h_0 - T_0.S_0) \quad (5.48)$$

$$ek_5 = (h_5 - T_0.S_5) - (h_0 - T_0.S_0) \quad (5.49)$$

Eşitlik (5.47), (5.48) ve (5.49) eşitlik (5.46)'da yerine konularak düzenlenirse;

$$I_{ch} = \dot{m}.[h_{1''} - h_5 - T_0(s_{1''} - s_5)] - \left[-Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)\right] \quad (5.50)$$

elde edilir. Elde edilen bu eşitlik chillerde ki tersinmezlik miktarını verir. Chiller ekserji verimi eşitlik (5.51)'da verilmiştir.

$$\eta_{ch} = \frac{Ex_{Q,ch}}{Ek_1 - Ek_5} \quad (5.51)$$

5.4.3 Sirkülasyon pompası ekserji analizi

Sirkülasyon pompasına ait ekserji dengesini ifade eden denklem (5.52)'de verilmiştir.

$$\dot{m}.ek_6 + W_{pomp} = Ex_{Q,pomp} + \dot{m}.ek_7 + I_{pomp} \quad (5.52)$$

Kompresörden dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edildiğinden, burada $Ex_{Q,komp} = 0$ alınarak ihmal edilmiştir. Buna göre eşitlik (5.52) düzenlenirse;

$$I_{pomp} = \dot{m}.ek_6 - \dot{m}.ek_7 + W_{pomp} \quad (5.53)$$

elde edilir.

Sirkülasyon pompası için giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanırken aşağıdaki eşitliklerden faydalanılmıştır.

$$ek_6 = (h_6 - T_0.S_6) - (h_0 - T_0.S_0) \quad (5.54)$$

$$ek_7 = (h_7 - T_0.S_7) - (h_0 - T_0.S_0) \quad (5.55)$$

$$W_{pomp} = \dot{m}_6(h_7 - h_6) \quad (5.56)$$

Eşitlik (5.54), (5.55) ve (5.56) eşitlik (5.53)'da yerine konularak düzenlenirse;

$$I_{pomp} = \dot{m}.T_0(s_7 - s_6) \quad (5.57)$$

elde edilir. Elde edilen bu eşitlik sirkülasyon pompasında ki tersinmezlik miktarını verir. Sirkülasyon pompası ekserji verimi, eşitlik (5.58)'de verilmiştir.

$$\eta_{pomp} = \frac{ek_7 - ek_6}{W_{pomp}} \quad (5.58)$$

5.4.4 Batarya paketi ekserji analizi

$$\dot{m}.ek_8 + \dot{Q}_{bat} = Ex_{\dot{Q},pomp} + \dot{m}.ek_7 + I_{bat} \quad (5.59)$$

Kompresörden dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edildiğinden, burada $Ex_{\dot{Q},komp} = 0$ alınarak ihmal edilmiştir. Buna göre eşitlik (5.60) düzenlenirse;

$$I_{bat} = \dot{m}.ek_7 - \dot{m}.ek_8 + \dot{Q}_{bat} \quad (5.60)$$

Soğutma sisteminin her bir elemanı için tersinmezlik değerleri belirlendikten sonra sistemin toplam tersinmezliği aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$I_{total} = I_{komp} + I_k + I_{egv} + I_E + I_{cgv} + I_{ch} + I_{pomp} + I_{bat} \quad (5.61)$$

5.5 Soğutma Performans Katsayısı (COP)

Bu analizler ışığında COP değerinin hesaplanması gereklidir. Eşitlik (5.62)' den enerjistik eşitlik (5.63)' ten ekserjistik soğutma performans katsayısı elde edilir.

$$COP_{en} = \frac{\dot{Q}_E + \dot{Q}_{ch}}{W_{\dot{Q},komp} + W_{\dot{Q},pomp}} \quad (5.62)$$

$$COP_{eks} = \frac{COP_{en}}{COP_{carnot}} \quad (5.63)$$

$$COP_{carnot} = \frac{1}{(t_1/t_3) - 1} \quad (5.64)$$

5.6 İkinci Yasa verimi

Soğutma sistemine ait ikinci yasa verimi denklem (5.65)'te ekserji yıkım oranı denklem (5.66)'da ifade edilmektedir.

$$\eta_{II} = \frac{Ex_{\dot{Q},E} + Ex_{\dot{Q},Ch}}{W_{\dot{Q},komp} + W_{\dot{Q},pomp}} \quad (5.65)$$

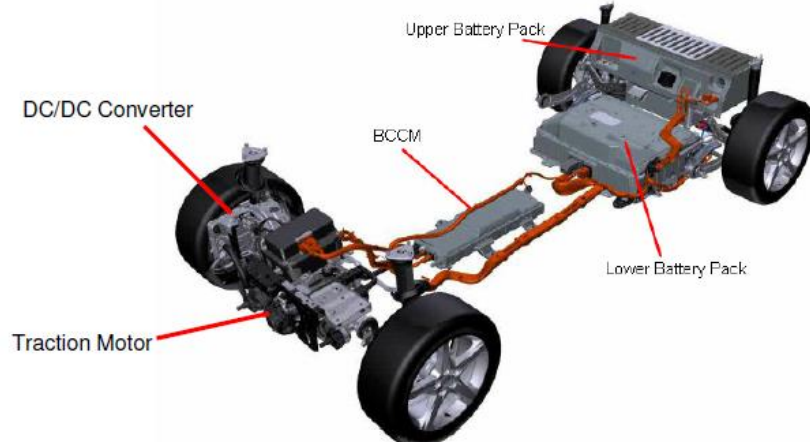
$$EDR = \left(\frac{1}{\eta_{II}} \right) - 1 \quad (5.66)$$



6 ELEKTRİKLİ ARACA AİT TERMODİNAMİK ANALİZLER

6.1 Focus Elektrikli Araç Soğutma Sistemi

Ford EA soğutma sistemi birkaç performans fonksiyonu sunar; elektrikli araçta bulunan elektronik ekipmanları DC/DC çevirici, çekiş motoru (TCM), yüksek voltaj batarya paketi (HVBP), batarya şarj kontrol modülü (BCCM) ve ayrıca soğutma sistemi yolcu kabini ısıtma fonksiyonu sunar. Şekil 6.1’de Focus EA elektronik ekipmanları görülmektedir.



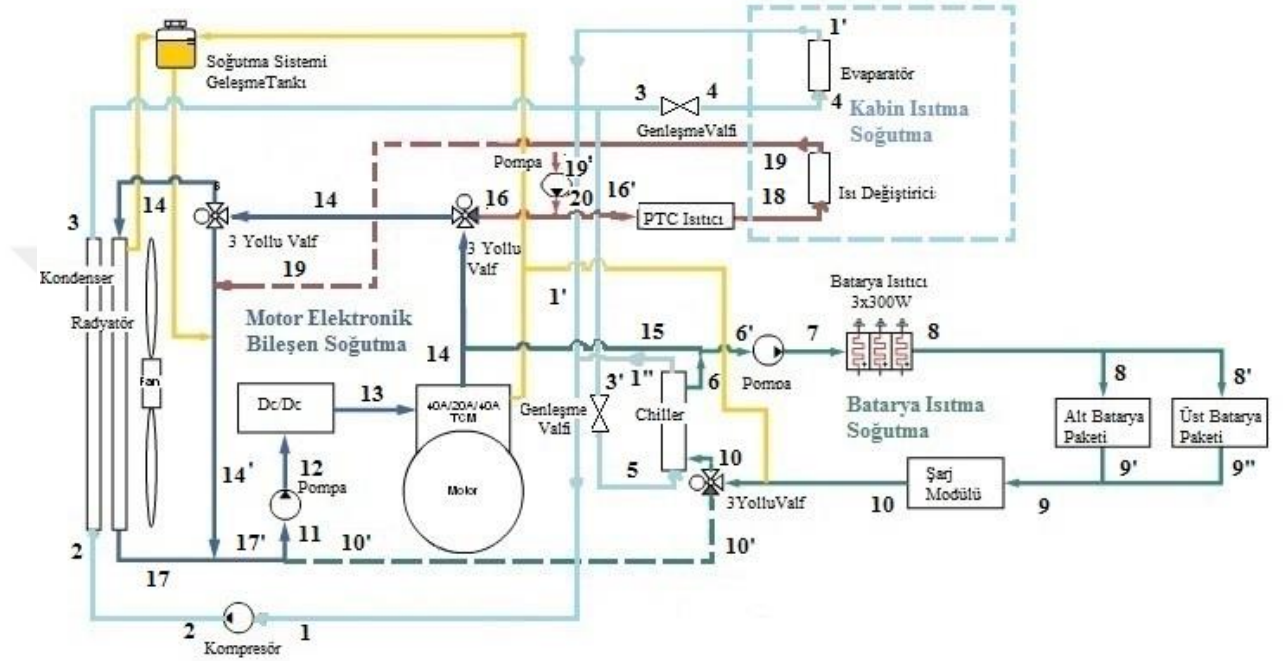
Şekil 6. 1 : Focus Elektrikli Araç Ekipmanları [53].

Focus EA batarya soğutma sistemi, aktif sıvı sistemi ile ısıtma veya pompalama öncesi soğutma sıvısı soğutma yoluyla da soğutma operasyonu sağlar. Bu çevrim dış ortam koşullarına karşı sistem genelinin ısınısını düzenler.

Sıcak günlerde, soğutma suyu bataryada ki ısıyı absorbe eder ve pompalama öncesi radyatör yoluyla ısıyı yine dağıtır. Soğuk günlerde, ısıtılmış su bataryayı ısıtır, beklenen araç performansı için sistem sıcaklığını yavaş yavaş yeterli deşarj gücü sağlayacak seviyeye getirir.

Ek olarak, sistem ayrıca araçta şarj sırasında önemli rol oynar. Ne zaman ki araç şarja takıldığında gerekirse araç kontrol sistemi otomatik olarak şarj etmeden önce bataryayı optimum sıcaklığa hazırlar. Batarya optimum sıcaklığa ulaştığında sistem otomatik olarak şarj eder ve optimum sıcaklığı korur [54].

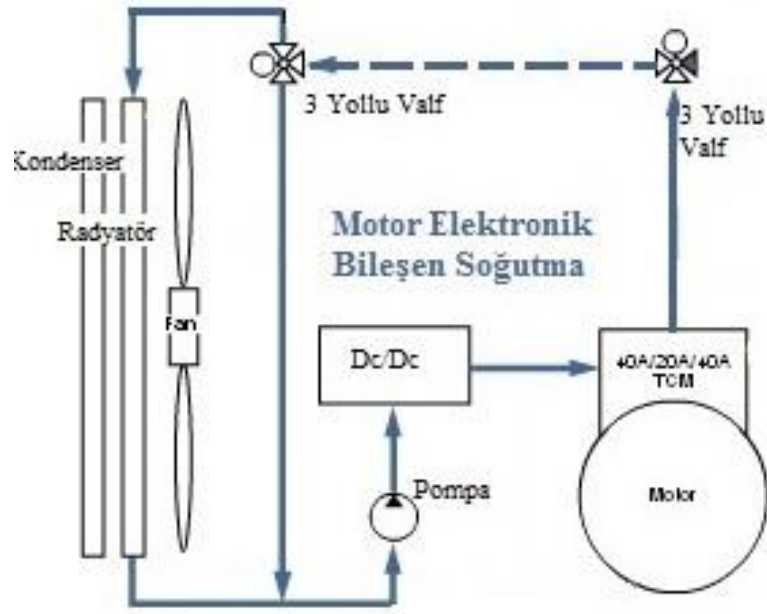
Focus EA soğutma sistemi, 3 ayrı soğutma çevriminden oluşur ve her çevrim kendi kontrol valfi, sirkülasyon pompası ve sıcaklık sensörüne sahiptir. Soğutma çevrimleri bağımsız çalışabilir veya valf pozisyonu ve pompa operasyonuna bağlı olarak birleştirilebilir. Ayrıca soğutma sisteminde bu 3 çevrim için ortak bir degas tankı bulunmaktadır. Şekil 6.2’de Focus EA soğutma sistemi görülmektedir.



Şekil 6. 2 : Focus Elektrikli Araç Soğutma Çevrimi [53].

6.1.1 Motor elektronik soğutma sistemi çevrimi (MECS)

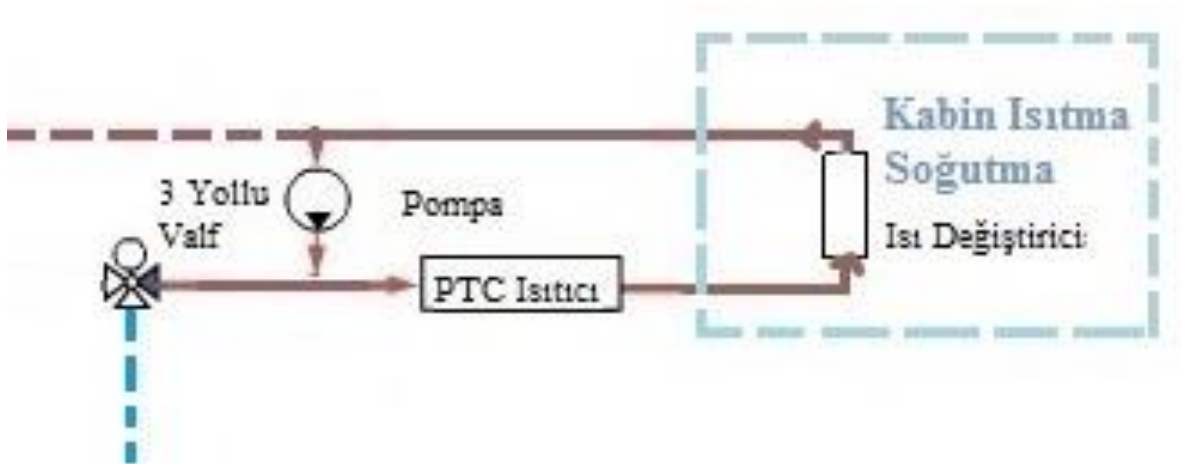
MECS çevrimi çekiş motoru (TCM) ve DC/DC çeviriciyi 75° C altına soğutur. MECS valfi araç tabanında bulunan termostat ve radyatörün hemen arakasında motor bölmesinin merkezi arasında yer alır. MECS pompası aracın yolcu tarafına doğru DC/DC çevirici altında monte edilmiştir.



Şekil 6. 3 : Focus Elektrikli Araç MESC Çevrimi [53].

6.1.2 Pozitif sıcaklık katsayılı ısıtıcı çevrimi (PTC Heater)

Yüksek voltajlı PTC ısıtıcı, soğutucu için gerekli olan ısıyı sağlar ve yolcu kabininde ki buzlanmayı çözer. Soğutma çevrimi PTC ısıtıcı ya sonra da yolcu kabinindeki ısıtıcı çekirdeğe doğru hareket eder. Çalışma sırasında gerektiğinde soğutucu sıcaklığını yükseltmek için soğutucu PTC ısıtıcıya pompalanır. Daha sonra soğutucu ısının fan tarafından dağıtıldığı plenum, ısıtıcı çekirdeğine taşınır ve tekrar PTC ısıtıcı çevrimi devam eder.

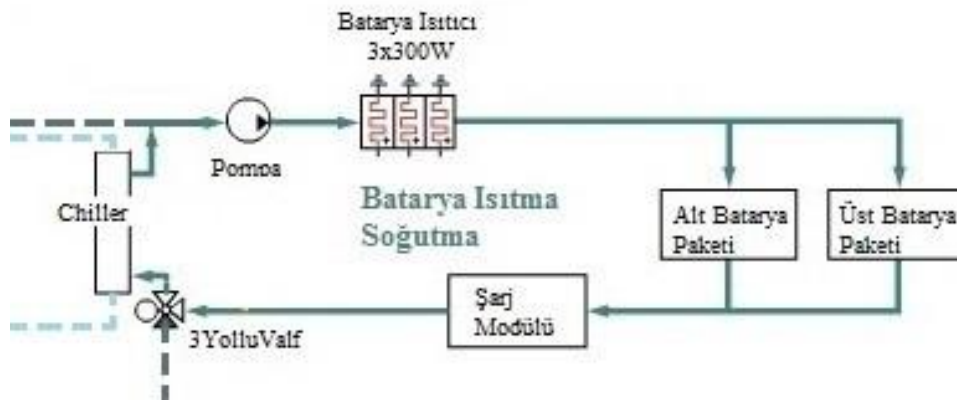


Şekil 6. 4 : Focus Elektrikli Araç PTC Isıtıcı Çevrimi [53].

6.1.3 HVBP ve BCCM soğutma çevrimi

HVBP ve BCCM sıcaklığı kendi çevrimleri ile kontrol edilir. Bu çevrimler bataryada ki aşırı sıcaklığı önlemek için soğutucuda ki ısıyı chiller üzerinden uzaklaştırır. Chiller aracın klima sistemine AC hortumlar ile bağlanır ve kendi termostattık genişleme valfi, evaporatörü bulunur. HVBP sıcaklığını kontrol etmek için chiller soğutucuyu soğutma ihtiyacı duyduğunda klima kompresörüne açılma komutu verilir.

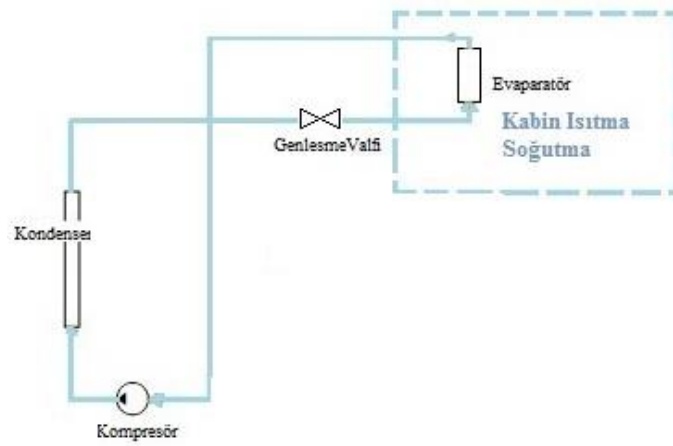
Bu soğutma çevrimi ayrıca şarj sırasında optimum batarya sıcaklığını korumak için ısıtıcılara sahiptir. Bu 3 ısıtma elemanları dizel araçlarda bulunan kızdırma bujileri benzerlik gösterir. Isıtma operasyonu sırasında ısıtılmış soğutucu gerektiğinde her iki paralel üst ve alt batarya paketlerine pompalanır.



Şekil 6.5 : Focus Elektrikli Araç HVBP Ve BCCM Soğutma Çevrimi [53].

6.2 Focus Elektrikli Araç Klima Sistemi

Focus EA klima sistemi geleneksel faaliyet gösterir, ancak sadece yolcu konforunu sağlamak değil ayrıca HVBP optimum çalışma sıcaklığını muhafaza eder. Klima kompresörü, kompresörü sürmek için yüksek voltajlı motor kullanır. Klima sistemi ayrıca bir chillere sahiptir. Evaporatöre yardımcı chiller kendi termostattık genişleme valfi (TXV) sahiptir. Çekiş motoru önüne yerleştirilen chiller HVBP sıcaklığını düşürmek için soğutucuyu soğutur. Normal çalışma sırasında klima kompresörü yolcu kabinini soğutmak için sürücü tarafından kumanda edilebilir. Ancak, klima sistemi ayrıca BECM sinyali tarafından ACCM'yi aktif edebilir.



Şekil 6. 6 : Focus Elektrikli Araç Klima Sistemi [53].

6.3 Focus Elektrikli Araç Termodinamik Sistem Tanımı ve Analizler

6.3.1 Focus elektrikli araç termodinamik sistem tanımı

Focus elektrikli araç TYS'nde aktif sıvı ısıtma ve soğutma sistemi kullanılmaktadır. TYS 4 ayrı soğutma çevriminden oluşmaktadır. Bunlar; Motor Elektronik Soğutma Sistemi Çevrimi (MECS) , Pozitif Sıcaklık Katsayılı Isıtıcı Çevrimi (PTC Heater), HVBP-BCCM Soğutma Çevrimi ve Klima sistemidir.

Klima sistemi geleneksel sistemlerde ki gibi kompresör tarafından alçak basınçtaki soğutucu akışkan (R-134a) yüksek basınca çıkartılarak buradan kondensere yollanır, kondenserde yoğunlaşma oluşturulur ve genleşme valfinden geçerek alçak basınç sıvı hale dönüştürülür ve buradan evaporatör vasıtası ile soğutma işlemi gerçekleştirilir.

MECS çevrimi çekiş motorunu, DC/DC çeviriciyi ve çekiş kontrol sistemi sıcaklığını termal yük altında kontrol etmektedir. Motor termal yük giriş ve çıkışı arasına radyatör konumlandırılmış ve soğutucu sıvıyı (su ve antifriz karışımı) motor devresine göndermek için bir pompa kullanılmıştır. Ek olarak, çevrimde bulunan valfler ile soğutucu akışkan sıcaklığı belirlenen sıcaklığa ulaşana kadar radyatör bypass edilerek motor soğutma çevrimine verilebilir ve bu sayede sistemde ki basınç düşünü önleyerek pompada ki enerji tüketimi azaltılabilir.

MECS çevriminden çıkan ısınmış soğutucu akışkan bir valf yardımı ile kabinin sıcaklığının artırılması sırasında kullanılabilir soğutucu akışkan sıcaklığı yetersiz kaldığı durumlar da valf çıkışına monte edilen bir ptc ısıtıcı ile soğutucu akışkan sıcaklığı artırılmak suretiyle kabin sıcaklığı artırılabilir. Kabin ısıtılması sırasında kullanılan soğutucu akışkan istenildiğin de motor soğutma sistemine verilmeden ptc ısıtıcı önünde konumlandırılan bir pompa ile tekrar kabine gönderilebilir.

HVBP-BCCM soğutma çevrimi bataryayı ve şarj modülünü termal yüklerden korumak ve batarya sıcaklığını 15-30° C arasında tutmakla görevlidir. Batarya modülü iki paketten oluşmakta ve paketler birbirine paralel olarak bağlanmaktadır. Batarya giriş ve çıkışında ki borular MESC sisteminde ki motor soğutucu akışkan giriş ve çıkış borularına kadar ulaşmaktadır. Batarya önüne konumlandırılan pompa sayesinde motor soğutma çevriminde ki soğutucu akışkan batarya modülüne gönderilebilir.

Ek olarak pompa çıkışına yerleştirilen ısıtıcı yardımı ile istenildiğinde soğutucu akışkan sıcaklığı artırılabilir ve batarya soğutma sisteminde bulunan chiller yardımı ile aşırı termal yük koşulları altında soğutucu akışkan bir valf ile chillere doğru yönlendirilebilir ve soğutucu akışkan soğutularak batarya sıcaklığı düşürülebilir.

HVBP-BCCM soğutma çevrimin de batarya paketinde ki soğutucu akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla 19° C ve 22° C olarak belirlendi. Soğutucu akışkan kütle akış hızı modelde kullanılan girdi parametrelerine göre belirlendi.

EES yazılımı da (Mühendislik Denklem Çözücü) denge denklemleri analiz etmek için bir temel model oluşturuldu. Model de üç soğutucu akışkan kullanıldı bunlar; klima çevriminde R134a, soğutma çevriminde sıvı-antifriz karışımı ve sistemde ise ortam havası kullanıldı. Model de ortama ait hava basınç ve sıcaklığı 20° C ve 1 atm olarak kabul edildi.

Analiz de soğutma kapasitesi 5 kW olarak belirlendi, [56] evaporatörde ki soğutucu akışkan akış hızı buna göre belirlendi. Başlangıçta analiz için yolcu kabin sıcaklığı 20° C olarak ayarlandı [57,58]. Chillerde ki soğutucu akışkan kütleli debi oranı HVBP-BCCM çevrimin de soğutucu akışkan ile batarya arasında ki ısı transfer miktarına göre belirlenir. Klima sisteminde kullanılan kompresör verimi %70 olarak kabul edilmiştir.

Ford Focus Electric (2013) modelinde batarya paketi 86 adet LG Chem (CPI) Lityum-iyon polimer hücrelerden oluşmaktadır. Toplam batarya kapasitesi 23 KW ve bataryada ki maksimum gerilim 318,2 Volttur [59]. HVBP-BCCM çevrimin de batarya tarafından üretilen ısı 0.35 KW olarak düşünüldü, her bir hücre için ısı üretim oranı 4 W kabul edildi [60] ve batarya soğutma sisteminde ki soğutucu akışkan kütleli debisi buna göre belirlendi.

Çizelge 6.1 Ford Focus elektrikli araç özellikleri

Motor Gücü	107 KW
Batarya Kapasitesi	23KW Lityum İyon
Şarj	Bütünleşik 6.6 Kw Şarj
Fren Sistemi	ABS/ Rejeneratif Fren Sistemi
Transmisyon	1- Otomatik hız tranmisyon
Çekiş	Ön Teker 17"
Ebat (U/G/Y)	4.4m/2.04m/1.47
Ağırlık	1674 kg
Termal Yönetim Tipi	Aktif Sıvı Soğutma
Direksyon	Elektro-Hidrolik
Ekstra	120V Konvansiyonel Şarj Kablosu

6.3.2 Focus elektrikli araç analizleri

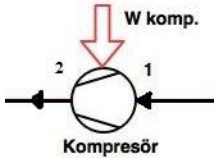
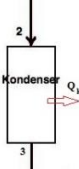


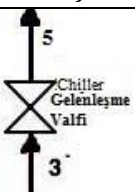
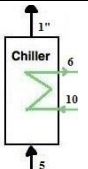
Bu bölümde, Focus Electric TYS'inin her bir noktada ki performansı değerlendirmek ve iyileştirme alanlarını belirlemek için enerji ve ekserji analizi incelenecektir. Tüm çevrim modellerinde her bir nokta için kütleli debi oranı ile birlikte sıcaklık ve basınç değerlerinin bilinmesiyle tüm bileşenler ve sistemin tamamı için ekserji verimliliği hesaplanacaktır. Sistem üzerinde yukarıda belirtilen girdilerdeki değişikliklerin tüm etkilerini belirlemek amacıyla her bir bileşende ki parametreler belirli bir aralık içerisinde değiştirilerek analiz edilecektir. Parametrik çalışmalar için kullanılan aralık değerleri Çizelge 6.2'de gösterilmektedir.

Çizelge 6.2 Elektrikli araç termal yönetim sistemi giriş parametreleri.

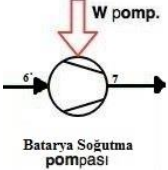
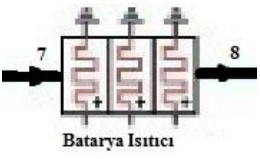
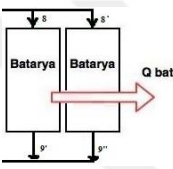

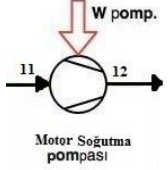
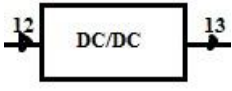
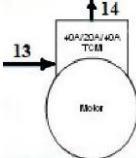
Giriş Parametreleri	Aralık	Esas Alınan
Ortam Sıcaklığı T_o	0-60° C	20° C
Batarya Isı Üretimi Q_{bat}	0.2-2 KW	0.35 KW
Kabin Isı Yüğü Q_{eva}	3-7 KW	5KW

Çevrimlerde tüm bileşenler, kararlı durumda olduğu varsayılmıştır ve borularda ki basınç düşüşleri göz ardı edilmiştir. Ayrıca sistemde kinetik ve potansiyel enerji, ekserji gibi kayıplar ihmal edilmiştir. Sistemde ki genleşme valflerinin izentropik olduğu kabul edilmiştir.

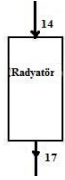


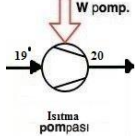
Çizelge 6.3 Elektrikli araç termal yönetim sistemi termodinamik eşitlikler.

<p>Kompresör</p>  <p>Kompresör</p>	<p>K.K. : $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$</p> <p>E.D.D. : $\dot{W}_{komp} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$</p> <p>Ent. D. D: $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_1(s_2 - s_1)$</p> <p>Eks. D. D: $\dot{Ex}_{Q,komp} = \dot{m}_1(ek_1 - ek_2) + \dot{W}_{komp}$</p> <p>$\eta_{eks}$: $(\dot{Ex}_2 - \dot{Ex}_1) / \dot{W}_{komp}$</p>
<p>Kondenser</p>  <p>Kondenser</p>	<p>K.K. : $\dot{m}_2 = \dot{m}_3$</p> <p>E.D.D. : $\dot{Q}_k = \dot{m}_2(h_2 - h_3)$</p> <p>Ent. D. D: $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_2(s_2 - s_3)$</p> <p>Eks. D. D: $\dot{m}_2 ek_2 = \dot{I}_{kon} + \dot{m}_3 ek_3$</p> <p>$\eta_{eks}$: \dot{Ex}_3 / \dot{Ex}_2</p>
<p>Eva Genleşme V.</p>  <p>Evaporatör Genleşme Valfi</p>	<p>K.K. : $\dot{m}_3 = \dot{m}_4$</p> <p>E.D.D. : $\dot{m}_3 h_3 = \dot{h}_4 \dot{m}_4$</p> <p>Ent. D. D: $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_3(s_4 - s_3)$</p> <p>Eks. D. D: $\dot{m}_3 ek_3 = \dot{I}_{eva,g} + \dot{m}_4 ek_4$</p> <p>$\eta_{eks}$: \dot{Ex}_4 / \dot{Ex}_3</p>
<p>Evaporatör</p>  <p>Evaporatör</p>	<p>K.K. : $\dot{m}_4 = \dot{m}_{1'}$</p> <p>E.D.D. : $\dot{Q}_E = \dot{m}_4(h_{1'} - h_4)$</p> <p>Ent. D. D: $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_4(s_{1'} - s_4)$</p> <p>Eks. D. D: $\dot{Ex}_{Q,eva} = \dot{m}_4(ek_4 - ek_{1'}) + \dot{Q}_E$</p> <p>$\eta_{eks}$: $\dot{Q}_E / (\dot{Ex}_{1'} - \dot{Ex}_4)$</p>
<p>Chi Genleşme V.</p>  <p>Chiller Genleşme Valfi</p>	<p>K.K. : $\dot{m}_{3'} = \dot{m}_5$</p> <p>E.D.D. : $\dot{m}_{3'} h_{3'} = \dot{h}_5 \dot{m}_5$</p> <p>Ent. D. D: $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_5(s_5 - s_{3'})$</p> <p>Eks. D. D: $\dot{m}_{3'} ek_{3'} = \dot{I}_{chi,g} + \dot{m}_5 ek_5$</p> <p>$\eta_{eks}$: $\dot{Ex}_5 / \dot{Ex}_{3'}$</p>
<p>Chiller</p>  <p>Chiller</p>	<p>K.K. : $\dot{m}_5 = \dot{m}_{1''}$ $\dot{m}_{10} = \dot{m}_6$</p> <p>E.D.D. : $\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{1''} h_{1''} + \dot{m}_6 h_6$</p> <p>Ent. D. D: $\dot{m}_5 s_5 + \dot{m}_{10} s_{10} = \dot{m}_{1''} s_{1''} + \dot{m}_6 s_6$</p> <p>Eks. D. D: $\dot{m}_5 ek_5 + \dot{m}_{10} ek_{10} = \dot{m}_{1''} ek_{1''} + \dot{m}_6 ek_6$</p> <p>$\eta_{eks}$: $(\dot{Ex}_6 + \dot{Ex}_{10}) / (\dot{Ex}_{1''} + \dot{Ex}_5)$</p>

Çizelge 6.3 (devamı)

<p>B. Soğutma Pom.</p> 	<p>K.K. : $\dot{m}_{6'} = \dot{m}_7$ E.D.D. : $\dot{W}_{pomp} = \dot{m}_7(h_7 - h_{6'})$ Ent. D. D: $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_7(s_7 - s_{6'})$ Eks. D. D: $\dot{Ex}_{Q,pomp} = \dot{m}_7(ek_{6'} - ek_7) + \dot{W}_{pomp}$ η_{eks} : $(\dot{Ex}_7 - \dot{Ex}_{6'}) / \dot{W}_{pomp}$</p>
<p>Batarya Isıtıcı</p> 	<p>K.K. : $\dot{m}_7 = \dot{m}_8$ E.D.D. : $\dot{W}_{lst} = \dot{m}_8(h_8 - h_7)$ Ent. D. D: $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_8(s_8 - s_7)$ Eks. D. D: $\dot{m}_7 ek_7 = \dot{I}_{lst} + \dot{m}_8 ek_8$ η_{eks} : $(\dot{Ex}_8 - \dot{Ex}_7) / \dot{W}_{lst}$</p>
<p>Batarya Paketi Alt Üst</p> 	<p>K.K. : $\dot{m}_8 = \dot{m}_9$, $\dot{m}_{8'} = \dot{m}_{9'}$ E.D.D. : $\dot{Q}_{bat1} = \dot{m}_8(h_{9'} - h_8)$ $\dot{Q}_{bat2} = \dot{m}_{8'}(h_{9''} - h_{8'})$ Ent. D. D: $\dot{S}_{gen1} = \dot{m}_8(s_{9'} - s_8)$ $\dot{S}_{gen2} = \dot{m}_{8'}(s_{9''} - s_{8'})$ Eks. D. D: $\dot{m}_{9'} ek_{9'} + \dot{Q}_{bat} = \dot{m}_8 ek_8 + \dot{I}_{bat1}$ $\dot{m}_{9''} ek_{9''} + \dot{Q}_{bat} = \dot{m}_{8'} ek_{8'} + \dot{I}_{bat2}$</p>
<p>Şarj Modülü</p> 	<p>K.K. : $\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$ E.D.D. : $\dot{Q}_{şm} = \dot{m}_9(h_{10} - h_9)$ Ent. D. D: $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_9(s_{10} - s_9)$ Eks. D. D: $\dot{m}_9 ek_9 = \dot{I}_{şm} + \dot{m}_{10} ek_{10}$ η_{eks} : $(\dot{Ex}_9 - \dot{Ex}_{10}) / \dot{W}_{şarj}$</p>
<p>M. Soğutma Pom.</p> 	<p>K.K. : $\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$ E.D.D. : $\dot{W}_{mspomp} = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11})$ Ent. D. D: $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{11}(s_{12} - s_{11})$ Eks. D. D: $\dot{Ex}_{Q,mspomp} = \dot{m}_7(ek_{11} - ek_{12}) + \dot{W}_{mspomp}$ η_{eks} : $(\dot{Ex}_{12} - \dot{Ex}_{11}) / \dot{W}_{mspomp}$</p>
<p>DC/DC</p> 	<p>K.K. : $\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$ E.D.D. : $\dot{Q}_{dc} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13})$ Ent. D. D: $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{12}(s_{12} - s_{13})$ Eks. D. D: $\dot{m}_{12} ek_{12} = \dot{I}_{dc} + \dot{m}_{13} ek_{13}$ η_{eks} : $(\dot{Ex}_{12} - \dot{Ex}_{13}) / \dot{W}_{dc}$</p>
<p>Motor/TCM</p> 	<p>K.K. : $\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$ E.D.D. : $\dot{Q}_M = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14})$ Ent. D. D: $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{13}(s_{13} - s_{14})$ Eks. D. D: $\dot{Ex}_{Q,eva} = \dot{m}.(ek_4 - ek_1) + \dot{Q}_E$ η_{eks} : $(\dot{Ex}_{13} - \dot{Ex}_{14}) / \dot{W}_M$</p>

Çizelge 6.3 (devamı)

Radyatör 	K.K. : $\dot{m}_{14} = \dot{m}_{17}$ E.D.D. : $\dot{Q}_R = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{17})$ Ent. D. D: $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{14}(s_{14} - s_{17})$ Eks. D. D: $\dot{Ex}_{Q,rad} = \dot{m}_4(ek_{17} - ek_{14}) + \dot{Q}_R$ η_{eks} : $\dot{Q}_E / (\dot{Ex}_{17} - \dot{Ex}_{14})$
Ptc Isıtıcı 	K.K. : $\dot{m}_{16'} = \dot{m}_{18}$ E.D.D. : $\dot{W}_{ptc} = \dot{m}_{16'}(h_{18} - h_{16'})$ Ent. D. D: $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{16'}(s_{18} - s_{16'})$ Eks. D. D: $\dot{m}_{16'}ek_{16'} = I_{ptc} + \dot{m}_{18}ek_{18}$ η_{eks} : $(\dot{Ex}_{18} - \dot{Ex}_{16'}) / \dot{W}_{ptc}$
Isı Değiştiricisi 	K.K. : $\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$ E.D.D. : $\dot{Q}_{id} = \dot{m}_{18}(h_{18} - h_{19})$ Ent. D. D: $\dot{m}_{18}ek_{18} = I_{id} + \dot{m}_{19}ek_{19}$ Eks. D. D: $\dot{Ex}_{19} / \dot{Ex}_{18}$
Isıtma Pompası 	K.K. : $\dot{m}_{19'} = \dot{m}_{20}$ E.D.D. : $\dot{W}_{Ipomp} = \dot{m}_{19'}(h_{20} - h_{19'})$ Ent. D. D: $\dot{S}_{gen} = \dot{m}_{19'}(s_{20} - s_{19'})$ Eks. D. D: $(\dot{Ex}_{20} - \dot{Ex}_{19'}) / \dot{W}_{Ipomp}$

Ford Focus elektrikli araca ait ekserjitik ve enerjitik COP' i değerleri aşağıda verilen ifadelerde yararlanılarak bulunabilir.

$$COP_{eks} = \frac{\dot{Ex}_{QE} + \dot{Ex}_{Qch} + \dot{Ex}_{QR}}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{BSpomp} + \dot{W}_{MSpomp} + \dot{W}_{Ipomp}} \quad (6.1)$$

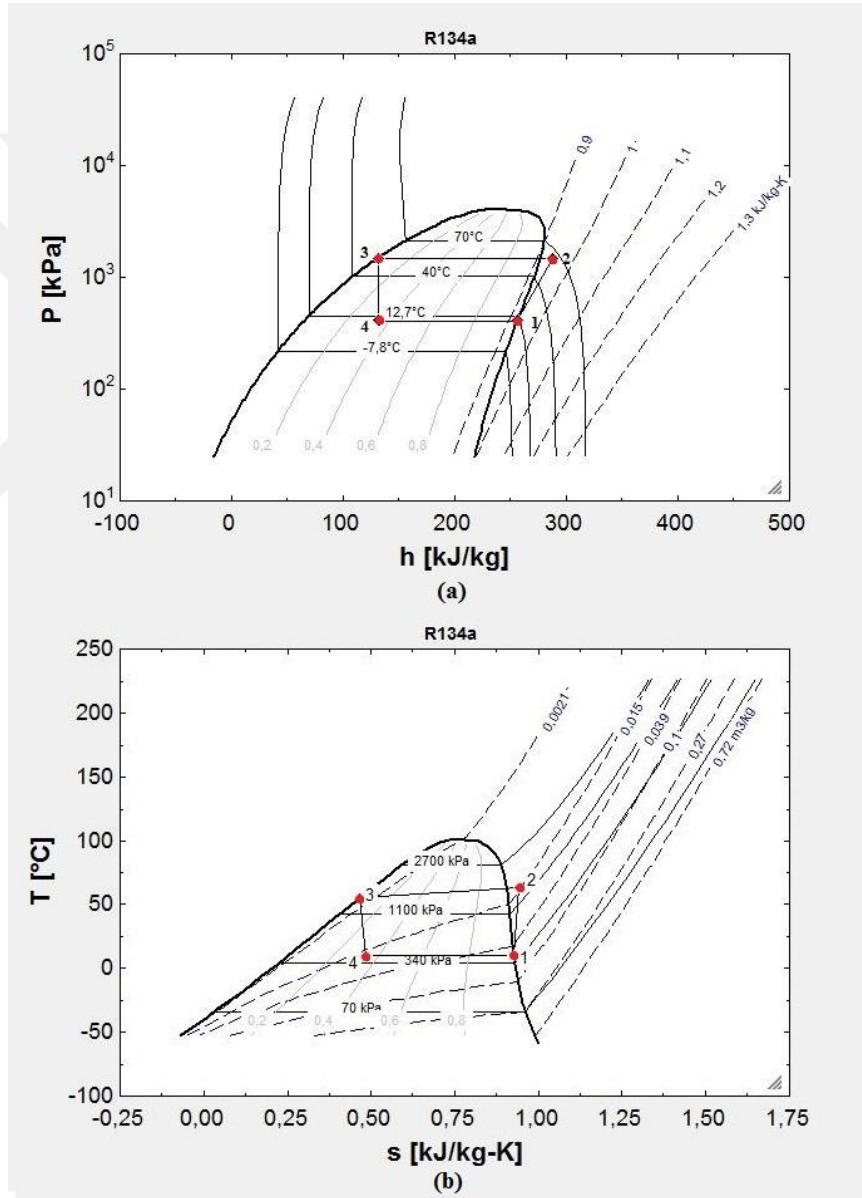
$$COP_{en} = \frac{\dot{Q}_E + \dot{Q}_{ch} + \dot{Q}_R}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{BSpomp} + \dot{W}_{MSpomp} + \dot{W}_{Ipomp}} \quad (6.2)$$

Çizelge 6.4 Analiz giriş parametreleri.

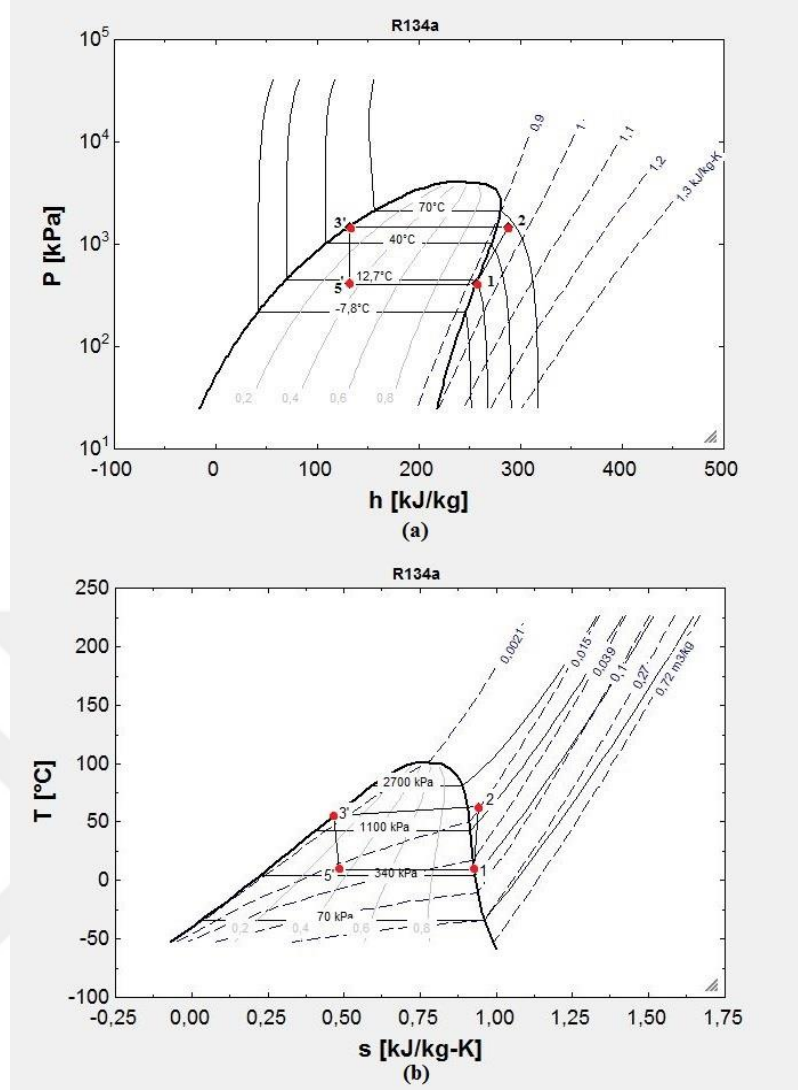
Giriş Parametreleri	Aralık	Esas Alınan
Evaporatör Sıcaklığı	0-20° C	18° C
Kodenser Sıcaklığı	45-60° C	55° C
Kompresör Verimi η_{comp}	0.7-0.95	0.7

6.3.3 Focus elektrikli araç analiz sonuçları

Batarya bir sistem olarak modellendi ve bu yüzden batarya ekserji verimi bu analizde dikkate alınmadı. Ortam sıcaklığının 20°C olduğu düşünülürken bataryadan çıkan batarya soğutucu sıcaklığı (18°C) ortam sıcaklığından daha düşüktür ve bu sebeple batarya soğutucusuna gönderilen ortam havası soğutma amacı ile gönderilmez. Bu yüzden tüm batarya soğutucusu chiller vasıtasıyla soğutulmaktadır. Şekil 6.7’de temel soğutma çevrimi ve Şekil 6.8’de batarya soğutma çevrimine ait P-h ve T-s diyagramları görülmektedir.



Şekil 6. 7 : Soğutma çevrimi P-h(a) ve T-s(b) diyagramı.



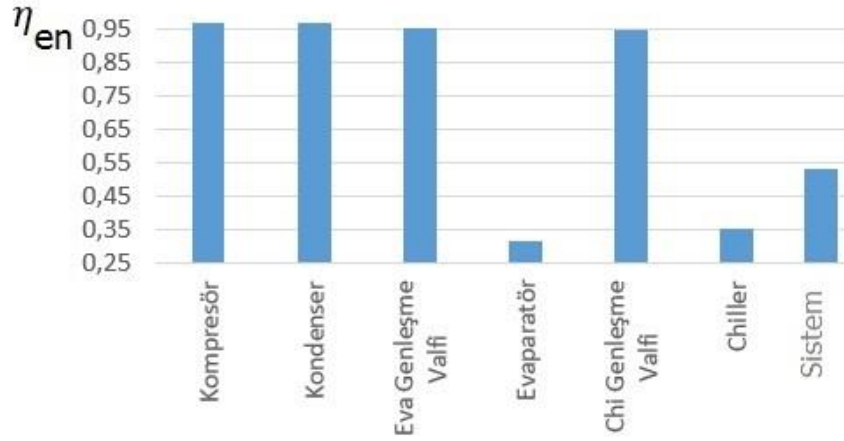
Şekil 6. 8 : Batarya soğutma çevrimi P-h(a) ve T-s(b) diyagramı.

Sort	h_i [kJ/kg]	P_i [Kpa]	s_i [kj/(kgK)]	T_i [°C]	x_i
[0]				20	
[1]	260,6	537,5	0,9233	18	1
[2]	290,6	1492	0,9502	65,95	
[3]	131,3	1492	0,4655	55	
[4]	125	537,5	0,4794	10	0.2979

Şekil 6. 9 : Soğutma çevrimi bileşen giriş çıkış değerleri

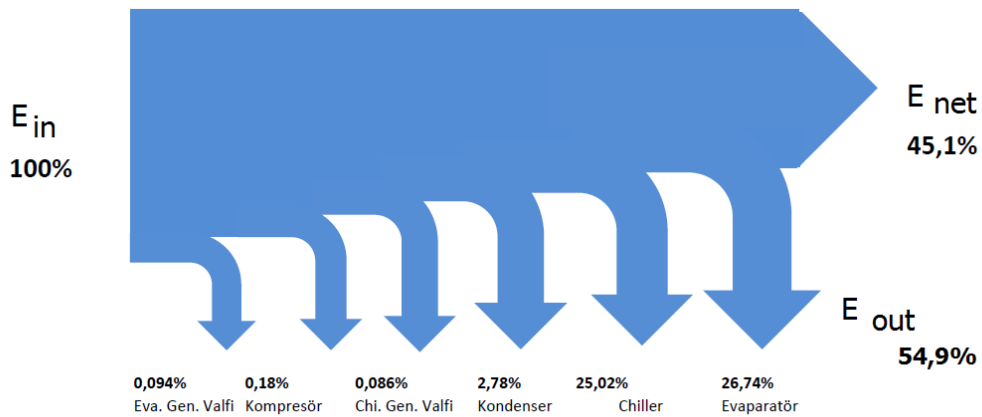
Chiller ve evaporatör verimi farklı sıcaklık değerleri göz önüne alınarak hesaplandı. Bu yüksek sıcaklık farkları ve faz değişimi soğutucu ve soğutma sıvısı arasında daha fazla entropi üretimi ile ilişkilidir. Chillerde, yüksek soğutma sıcaklıklarında yüksek ekserji yıkımı sonucu düşük ekserji verimliliği ortaya çıkar. Evaporatörde, faz değişim prosesi sırasında araç kabini ve evaporatör arasında evaporatörde ki soğutucu yüksek sıcaklık farklarında çalışması ekserji kayıplarının sadece bir parçasını oluşturur. Bu nedenle sıcaklık farklarını düşürmek ekserji kayıplarını azaltacaktır.

Kondenser verimliliği evaporatör verimliliğinden daha yüksek hesaplanmıştır. Bu kondenser çıkış sıcaklığı ile ortam havası arasında ki sıcaklık farkının düşük olmasından kaynaklanmaktadır, özellikle evaporatör çıkış sıcaklığı ile kabin sıcaklığı karşılaştırıldığında da bu sıcaklık farkı çok düşüktür. Soğutma sisteminin her bir elemanının enerji verimliliğini ifade eden grafik Şekil 6.10'da görülmektedir.



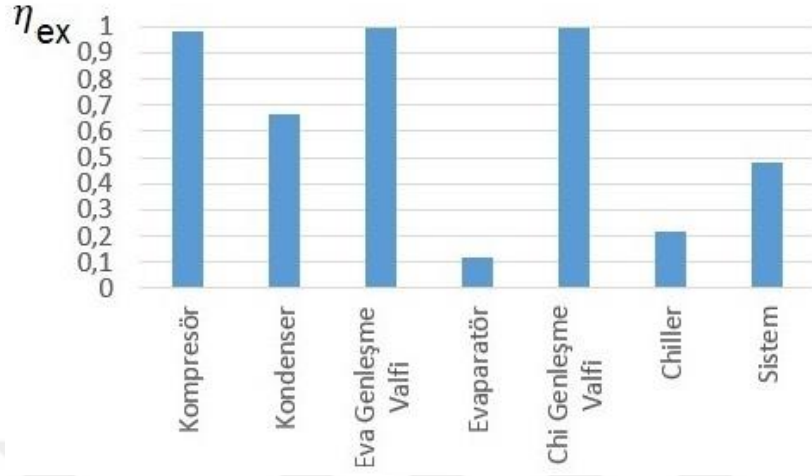
Şekil 6. 10 :Soğutma sisteminin bileşenlerine ait enerji verim grafiği

Şekil 6.11'de soğutma sistemin enerji akış (Sankey) diyagramı görülmektedir.

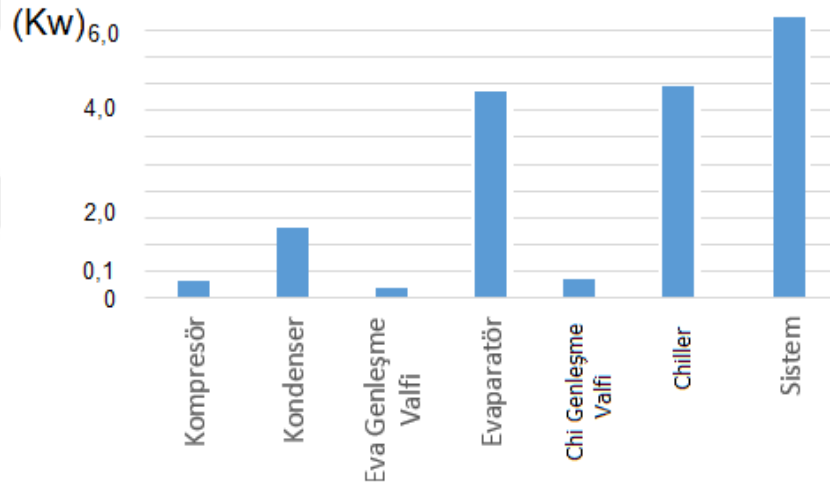


Şekil 6. 11 : Soğutma sistemi enerji (Sankey) akış diyagramı

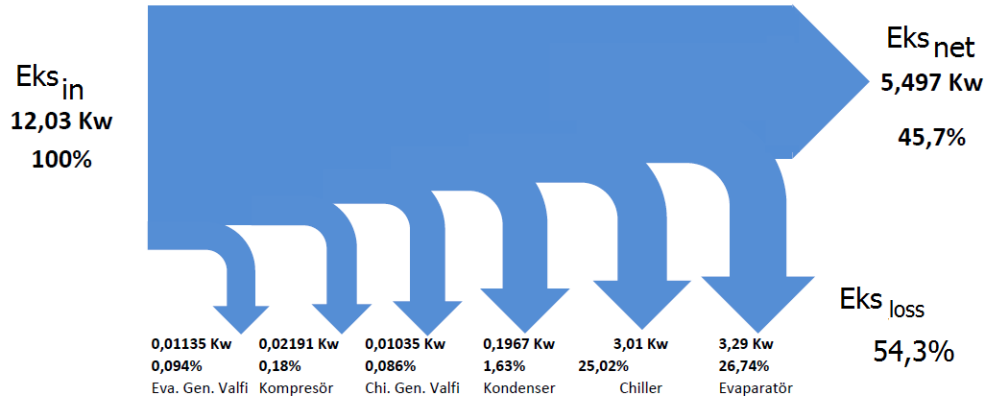
Şekil 6.12’de soğutma sisteminin her bir elemanının ekserji verimliliğini ifade eden grafik Şekil 6.13’te ekserji yıkımları Şekil 6.14’ de ekserji akış (Grosman) diyagramı görülmektedir.



Şekil 6. 12 :Soğutma sisteminin bileşenlerine ait ekserji verim grafiği



Şekil 6. 13 :Soğutma çevrimi bileşenleri ve soğutma sistemine ait ekserji yıkımı

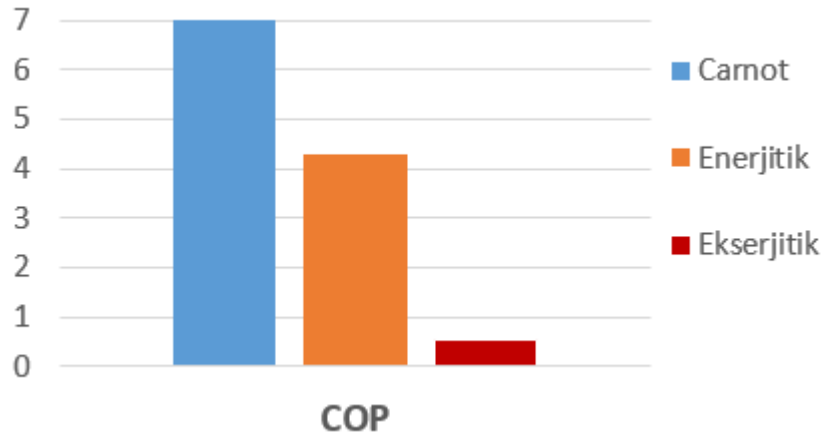


Şekil 6. 14 : Soğutma sistemi ekserji (Grossman) akış diyagramı

Kompresör yüksek sıkıştırma oranı ve kompresörden geçen soğutucu sıcaklığında değişim gerçekleştirilmesi sebebiyle düşük ekserji verimliliğine sahiptir. Kompresörde ki ekserji kayıpları yüksek izentropik verimliliğine sahip kompresör kullanılarak düşürülebilir. Ayrıca, kompresör gücü giriş ve çıkış basınçlarına son derece bağımlı olduğundan, kompresörde düzgün bir şekilde sızdırmazlık, eşanjör geliştirmeleri ve aşamalı sıkıştırma uygulanması ekserji kayıplarını azaltacak ve böylece gerekli kompresör gücünü azaltacaktır. Ek olarak, tersinmezliklerin bir kısmı sürtünme ile oluşur. Uygun yağlama kullanılan kompresör içindeki kayıplar, soğutma ile karşılanabilecek ekserji kayıplarını azaltır.

Evaporatör ve chiller genişleme valfi, izentalpik ve ısı kaybı çok az veya hiç yoktur. Bu nedenle genişleme valfinde ekserji kayıpları basınç düşüşünden kaynaklanmaktadır. Bu termal genişleme valflerinde ki ekserji kayıpları; evaporatörden çıkan soğutucu buharından faydalanılarak kondenserdan çıkan soğutucu sıcaklığı düşürülerek azaltılabilir. Aynı zamanda soğutma pompasında önemli bir ısı kaybı yoktur.

Sistemin genel enerjik ve ekserjistik COP'sı sırasıyla 4,305 ve 0,547 olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca soğutma sistemin soğutma etkinlik katsayısı Carnot soğutma makinesine göre 7,865 olarak hesaplanmıştır. Şekil 6.15'de soğutma sistemine ait ekserjistik, enerjistik ve Carnot soğutma makinesi etkinlik katsayısı görülmektedir.



Şekil 6. 15 : Soğutma sistemine ait soğutma etkinlik katsayıları (ekserjistik, enerjistik, Carnot)



7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında ilk olarak elektrikli araç termal yönetim sistemleri ve bu sistemler üzerine yapılan çalışmalar araştırıldı ve toplanan bilgiler giriş ve ikinci bölümde verildi. Daha sonra elektrikli araçlarda yaygın olarak tercih edilen klima sistemine entegre batarya soğutma çevriminin birinci ve ikinci yasa verimliliğini ifade eden denklemler verildi. En son olarak Ford Focus Electric modeli termal yönetim sisteminde bulunan aktif sıvı ısıtma ve soğutma sistemi incelendi.

Bu tez çalışması sonucunda;

- Elektrikli araç termal yönetim sisteminde hava soğutma ve ısıtmalı sistemin kullanılması durumunda yüksek verim elde edilmesine karşın batarya sıcaklığını optimum çalışma sıcaklığı içerisinde tutma konusunda yetersiz kalacağı ve mutlak suretle elektrikli araç termal yönetim sisteminin sıvı soğutma ısıtmalı veya gaz sıkıştırımlı soğutma çevriminden oluşması gerektiği tespit edildi.
- Elektrikli araç termal yönetim sisteminde yaygın olarak kullanılan klima sistemine entegre batarya soğutma çevriminin Faz Değişim Materyali kullanılarak enerji verimliliği artırılacağı tespit edildi.
- Ford Focus Elektrikli araç soğutma sistemi enerji verimliliği açısından değerlendirildiğinde de sistemde ki en verimli komponentlerin genişleme valfleri, kondenser ve kompresör olduğu ve sistemde ki en düşük enerji verimliliğine sahip komponentlerin ise evaporatör ve chillier olduğu tespit edildi.
- Sistemin enerji akışı (Sankey) diyagramı çizildiğinde sistemde ki enerjinin %54,9'nun komponentlerde kayıp olduğu sistemin %45,1 verimle çalıştığı tespit edildi.
- Ford Focus Elektrikli araç soğutma sistemi ekserji açısından değerlendirildiğinde de kompresör ve genişleme valflerinde verimin %95'ler de olduğu evaporatör ve chillerde %25 civarında olduğu tespit edildi.

- Sistem ekserji yıkımı açısından değerlendirildiğin de sistemde ki toplam ekserji yıkımının 6,8 Kw olduğu ve en çok ekserji yıkımının evaporatör ve chillerde meydana geldiği tespit edildi.
- Sistemin ekserji akış (Grossman) diyagramı çizildiğinde sistemde %54,3 oranında ekserji yıkımı meydana geldiği görüldü.
- Ford Focus Electric modelinde aktif sıvı soğutma ve ısıtmalı sistemin enerji ve ekserji verimliliği yapıldı ve sistemin enerji ve ekserjistik COP sırasıyla 4,0 ve 0,45 olduğu tespit edildi.



KAYNAKLAR

- [1] **Akdoğan, A.** (2007). Bir soğutma sistemindeki kondenser kapasitesinin değiştirilmesinin enerji ve ekserji analizleri ile incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak.
- [2] **Pesaran, A. A. and Keyser M.** (2001). Thermal Characteristics of Selected EV and HEV Batteries. Annual Battery Conference: Advances and Applications. California.
- [3] **Pesaran, A. A.** (2001). Battery Thermal Management in EVs and HEVs : Issues and Solutions. Advanced Automotive Battery Conference, p. 10. Nevada.
- [4] **Kim, G.H., Gonder, J., Lustbader, J. and Pesaran, A. A.** (2008) Thermal Management of Batteries in Advanced Vehicles Using Phase-Change Materials. The World Electric Vehicle Journal, Vol 2, Issue 2 .
- [5] **Ramator, L.** (2010). Second Law Analysis of a Liquid Cooled Battery Thermal Managment System for Hybrid and Electric Vehicles. Yüksek Lisans Tezi, Faculty of Engineering And Applied Sceine Universty of Ontorio Institute of Thecnology, Oshawa.
- [6] **Krüger, I. L., Limperich, D. and Schmitz, G.** (2012). Energy Consumption Of Battery Cooling In Hybrid Electric Vehicles International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1266.
- [7] **Hamut, H. S., Dınçer, İ. and Naterer, G. F.** (2012) Exergy analysis of a TMS (thermal management system) for range-extended Evs (electric vehicles). Energy 46 117-125.
- [8] **Rao, Z., Wang, S., Wu, M., Lin, Z. and Li Z.** (2013) Experimental investigation on thermal management of electric vehicle battery with heat pipe. Energy Conversion and Management 65 92–97.
- [9] **Hasselby, F.** (2013) Dynamic Modelling of Battery Cooling Systems for Automotive Applications. Master's Thesis within the International Master's Program: Sustainable Energy Systems, Göteborg.
- [10] **Javani, N., Dincer, İ., Naterer, G. F. and Yılbaş, B. S.** (2014) Exergy analysis and optimization of a thermal management system with phase change material for hybrid electric vehicles. Applied Thermal Engineering 64 471-482.
- [11] **Zou, H., Jiang, B., Wang, Q., Tian, C. and Yan, Y.** (2014) Performance analysis of a heat pump air conditioning system coupling with battery cooling for electric vehicles. Energy Procedia 61 891 – 894.
- [12] **Hamut, H. S. and Dınçer, İ.** (2014) Exergetic and energetic evaluations of hybrid electric vehicle thermal management systems. international journal of exergy vol 14 no 3
- [13] **Mohammedian, S. K. and Zhang, Y.** (2015) Thermal management optimization of an air-cooled Li-ion battery module using pin-fin heat sinks for hybrid electric vehicles. Journal of Power Sources 273 431-439.
- [14] <http://www.eti.kit.edu/english/1376.php>, alındığı tarih: 17.05.2015
- [15] http://tr.wikipedia.org/wiki/Elektrikli_otomobil, alındığı tarih: 17.05.2015

- [16] **Gören, E.** (2011). Hibrid ve elektrikli araçlar ile toplu ulaşımda enerji verimliliği, 2. Ulusal Enerji Verimliliği Forumu ve Fuarı Bildiriler Kitabı, 13-14 syf: 28-32 İstanbul.
- [17] **Kezunovic, M., Baldick, R., Damnjanovic, I., Pang, C., Kim, S., Tuttle, D. and Peydaayesh, M.** (2011). PHEVs as dynamically configurable dispersed energy storage, Final Project Report, Texas A&M University, USA.
- [18] **Verim, İ., Açarken, B., Yağcıtekin, B., Uzunoğlu, M.** (2013). Elektrikli araçların dağıtılmış enerji üretim/depolama sistemi olarak değerlendirilmesi, 5. Enerji Verimliliği ve Kalitesi Sempozyumu EVK'13, 23-24. Kocaeli.
- [19] **Erhan K., Ayaz M., Özdemir E.** (2013). Elektrikli Araç Şarj İstasyonlarının Güç Kalitesi Üzerine Etkileri. Akıllı Şebekeler ve Türkiye Elektrik Şebekesinin Geleceği Sempozyumu. Ankara.
- [20] Tracking Clean Energy Progress 2013, IEA Input to the Clean Energy Ministerial, OECD/ IEA, 2013
- [21] **Zhou, L., Watts, W. J., Sase, M., Miyata, A.** (2010), Charging Ahead: Battery Electric Vehicles and Transformation of an Industry, Deloitte Review 7: 4-17.
- [22] **Tran, T. H., Harmand, S. and Sahut, B.** (2014) Experimental investigation on heat pipe cooling for Hybrid Electric Vehicle and Electric Vehicle lithium-ion battery. J. Power Sources 262-272.
- [23] **Pesaran AA, Swan D, Olson J, Guerin JT, Burch S, Rehn R, Skelenger G.** (2002) Thermal analysis and performance of a battery pack for a hybrid electric vehicle. In: Proceedings of the electric vehicle symposium EVS 15.Brüksel.
- [24] **Fleckenstein, M., Bohlen, O., Roscher, M. A., Bakerc, Bernard.** (2002). Current density and state of charge inhomogeneities in Li-ion battery cells with LiFePO₄ as cathode material due to temperature gradients. J. Power Sources Vol 196, Issue 10, 4769-4778.
- [25] **Troxler, Y., Wu, B., Marinescu, M., Yufit, V., Patel, Y., Marquis, A. J., Brandon, N. P., Offer, G. J.** (2014) The effect of thermal gradients on the performance of lithium-ion batteries. J. Power Sources Volume 247 Pages 1018–1025
- [26] http://www.mpoweruk.com/lithium_failures.html, alındığı tarih: 07.06.2015
- [27] **Matthe, R., Turner, L. and Mettlach, H.,** (2011). VOLTEC Battery System for Electric Vehicle with Extended Range. SAE International Journal of Engines, Volume 4, Issue 1, Pages 1944-1962.
- [28] **Valeo,** (2010). Battery Thermal Management for HEV & EV – Technology overview.
- [29] **Pesaran, A. A.,** (2001). Battery Thermal Management in EVs and HEVs : Issues and Solutions. Advanced Automotive Battery Conference, p. 10.
- [30] <http://chargedevs.com/features/allcell-technologies%E2%80%99-new-phase-change-thermal-management-material>, alındığı tarih: 07.06.2015
- [31] <http://www.huimao.com/upload/2.jpg>, alındığı tarih: 07.06.2015
- [32] https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/7c/Heatpipe_cpu_thermal_uni_cross_section.jpg, alındığı tarih: 07.06.2015
- [33] **Tran, T. H., Harmand, S., Desmet, B., Filandi, S.** (2014). Experimental investigation on the feasibility of heat pipe cooling for HEV/EV lithium-ion battery. Applied Thermal Engineering, Volume 2 Issue 63, pages 551–558.
- [34] <http://www.heatpipe.nl/images/heatpipe.jpg> , alındığı tarih: 07.06.2015
- [35] **Li, J., Zhu, Z.** (2014). Battery Thermal Management Systems of Electric Vehicles. Master's Thesis in Automotive Engineering, chalmers university of technology, Göteborg.
- [36] https://en.wikipedia.org/wiki/Heat_sink , alındığı tarih: 18:06.2015

- [37] **Ataur, R., Helmi, A. and Hwalader,** (2014). Noble Evaporative Battery Thermal Management System for EVs/HEVs. International Conference on Industrial Engineering and Operations Management, Bali.
- [38] **Sabbah, R., Kizilel, R., Selman, J. R. & Al-Hallaj, S.,** (2008). Active (air-cooled) vs. passive (phase change material) thermal management of high power lithium-ion packs: Limitation of temperature rise and uniformity of temperature distribution. *Journal of Power Sources*, Volume 182 Issue 2, pages 630-638.
- [39] **Keyser, M. A., Pesaran, A., Mihalic, M., Yu, J. S., Kim, S.Y., Alagmir, M., Rivers, D.,** (2003). Thermal Characterization of Advanced Lithium-Ion Polymer Cells. Third Advanced Automotive Battery Conference, Nice.
- [40] **Kizilel, R., Sabbah, R., Selman, J. Robert & Al-hallaj, S.,** (2009). An alternative cooling system to enhance the safety of Li-ion battery packs. *Journal of Power Sources*, Volume 194 Issue 2, pages 1105-1112.
- [41] **Park, S.** (2011). A Comprehensive Thermal Management System Model for Hybrid Electric Vehicles. Master thesis. The University of Michigan, Michigan.
- [42] 1997, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers (ASHRAE) Handbook Fundamentals.
- [43] **Zhukauskas, A.,** (1972). "Heat Transfer from Tubes in Cross Flow," *Advances in Heat Transfer*, 8.
- [44] **Park, C., Ve Jaura, A. K.,** (2003). Dynamic Thermal Model of Li-Ion Battery for Predictive Behavior in Hybrid and Fuel Cell Vehicles, *SAE International Journal of Engines* 2003-01-2286.
- [45] **Cengel, Y.A. and Boles, M.A.,** (1996). *Thermodynamics: An Engineering Approach*, First Edition, McGraw-Hill, New York.
- [46] **Demircioğlu, A.,** (2010) R22 ve alternatifleri R407C ile R410A soğutucu akışkanlarının ısı pompasındaki performanslarının teorik olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [47] **Oflaz, R. D.,** (2007). Enerji verimliliği ve özellikli binalarda sistem dizaynı, *Türk Tesisat Mühendisliği Derneği Dergisi*, (50): 23-25.
- [48] **Kotas, T.J.,** (1985). *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis* ButterWorths, London.
- [49] **Yılbaşı, Z.** (2007). Bir Dizel Motorun Performansının Ekserji Analizi İle Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Z.K.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak.
- [50] **Çalışkan, H.** (2009). İçten Yanmalı Motorlarda Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, O.G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- [51] **Çengel, A. Y. and Boles, A. M.** (2008) *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, Güven Bilimsel Yayınları, İzmir.
- [52] **Çengel, Y.A. and Boles, M.A.,** (1996). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, Literatür Yayıncılık. İstanbul, 20, 162-163, 529.
- [53] <https://spareelectrons.wordpress.com/2015/06/02/focus-electric-lessons/> alındığı tarih: 07.09.2015
- [54] <http://www.autoblog.com/2010/09/02/2012-ford-focus-electric-to-use-liquid-cooled-lithium-polymer-ba/> , alındığı tarih: 07.09.2015
- [55] **Magnetto D, Mola S, DaCosta DH, Golben M, Rosso M. A.,** (2006). A metal hydride air conditioning system. *SAE International Journal of Engines* 2006;115:1150-9.
- [56] **Amodeo J, Alajbegovic A, Jansen W.,** (2006). Thermal management simulation for passenger cars e towards total vehicle analysis. 6th MIRA international conference, Gaydon.
- [57] **Talom HL, Beyene A.,** (2009). Heat recovery from automotive engine. *Appl Therm Eng* 2009;29:439-44.

- [58] Ford Focus 2013 BEV Battery Testing Results, 2015). Advanced Vehicle Testing Activity. Idaho National Laboratory. NL/MIS-14-31587.
- [59] <http://www.binder-world.com/ext/getdownload.cfm?pu=74&lang=2> alındığı tarih: 06.03.2015
- [60] http://huaruicooling.en.alibaba.com/product/683329653215080785/200W_Communication_Battery_Industry_Cabinet_Thermoelectric_Cooler_TEC_.html alındığı tarih: 06.03.2015



EKLER

EK A : Sistem Karşılaştırmaları.



EK A : Sistem Karşılaştırmaları.

Ek A.1 : Konsept Seçme

System Characteristic	Air		Coolant			Refrigerant cooling system	PCM-graphite	Heat pipe	Thermoelectrics
	active cooling	passive cooling	active cooling	combination	combination				
Cooling power	small	medium	large	large	large	large	large	medium	medium
Temperature distr.	uneven	uneven	even	even	even	even	even	moderate	moderate
Propagation of thermal runaway	big	big	small	small	small	small	small	big	big
Heat transfer Efficiency	low	high	high	high	high	medium	high	medium	low
Heating (available)	yes	no	yes	yes	yes	yes	yes	no	yes
Cooling (available)	yes	yes	yes	yes	yes	yes	yes	yes	yes
Weight	light	medium	heavy	heavy	heavy	medium	medium	medium	light
Size	large	small	small	small	small	small	small	large	small
Complexity	simple	complex	complex	complex	complex	complex	medium	moderate	simple
Ease of Maintenance	easy	difficult	difficult	difficult	difficult	difficult	easy	moderate	easy
Reliability	high	medium	low	low	low	low	low	high	easy
BTMS Lifetime	long	moderate	moderate	moderate	moderate	moderate	long	long	short
First cost	low	medium	high	high	high	high	moderate	high	high
Annual cost	low	medium	high	high	high	high	low	moderate	high
Energy consumption	high	low	low	low	moderate	low	even low	high	high
Ventilation	good	medium	medium	medium	medium	medium	bad	good	bad

Ek A.2 : Farklı BTYS Karşılaştırma Skor Tablosu

Items	Performance	Safety	Weight	Size	Reliability	Cost	Energy Consumption	Sum
Weighting factor	x12	x5	x3	x3	x11	x4	x4	
Active Air system	1	1	3	1	3	3	1	78
Passive Liquid System	2	1	2	2	2	2	3	83
Active Liquid System	3	3	1	3	1	1	2	86
Combined Liquid System	3	3	1	3	1	1	3	90
Direct Refrigerant System	3	2	2	3	1	1	3	88
PCM	3	3	2	3	1	1	3	93
Heat pipe	2	2	2	1	2	2	1	77
Thermoelectrics	2	1	3	3	2	1	1	77

Ek A.3: Farklı BTYS Karşılaştırma Diyagramları

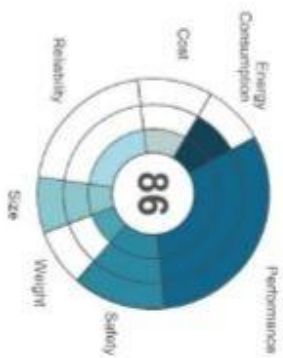
Active Air System



Passive Liquid System



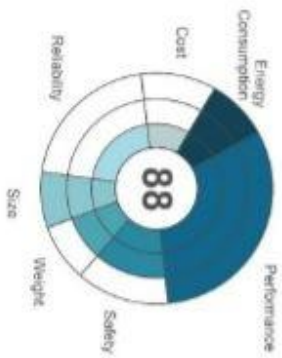
Active Liquid System



Combined Liquid System



Direct Refrigerant System



PCM



Heat Pipe



Thermoelectrics



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Mesut YENİGÜN

Doğum Tarihi ve Yeri : 1990-Mardin

E-posta : mesutyenigunn@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Ön Lisans** : 2012, İstanbul Aydın Üniversitesi, Motorlu Araçlar Teknolojileri, Otomotiv Programı
- **Lisans** : 2014, İstanbul Aydın Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER: