

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ELEKTRİK TAHRİKLİ KANGURU TİPİ ENGELLİ
ARACI TASARIMI VE PROTOTİP İMALATI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisi Erhan KORKUT

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNE TASARIM VE İMALAT
Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Yavuz SOYDAN

Eylül 2011

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ELEKTRİK TAHRİKLİ KANGURU TİPİ ENGELLİ
ARACI TASARIMI VE PROTOTİP İMALATI**


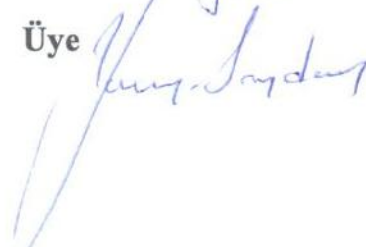

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Erhan KORKUT

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNE TASARIM VE İMALAT

Bu tez 16 / 09 /2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Saadetettin AKSOY Yrd. Doç. Dr. Yavuz Soydan Yrd. Doç. Dr. Akin Oguz KAPTI
Jüri Başkanı Üye Üye


ÖNSÖZ

Teknik konulara olan merakım ilkokul çağlarımda, meslek lisesi elektrik bölümünde öğrenim gören ağabeylerimin atölye uygulamaları için çalıştıkları silisli trafo saçları ve çizim yapmak için kullandıkları t cetvelleriyle tanışmam ile başladı. Teknik konulara olan ilgim o günlerden başlayarak, meslek lisesi elektrik bölümü ve nihayetinde makine mühendisliği ile birlikte doruk noktasına ulaştı.

Meslek lisesinde vasat bir öğrenciyken okumanın önemini ve lise yıllarının gelecekte hayatımı ne ölçüde etkileyeceğini anlatan ve beni yönlendiren İngilizce öğretmenim Sn. Semra Kaplan'a, yüksek lisans tezimi hazırlarken bana çok yardımcı olan ve beni sürekli yönlendiren Sn. Yrd. Doç. Dr. Yavuz SOYDAN'a, hayatımın tüm evresinde bana destek olarak bu noktaya gelmemde çok büyük emekleri olan anneme ve babama teşekkür ederim.

Yüksek lisans yapmam konusunda sürekli telkinde bulunan, beni motive eden ve bu süreçte kendisini ihmal etmeme rağmen hep destek olan canım eşime ve biricik kızıma binlerce kere teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
TABLolar LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xiv
SUMMARY.....	xv
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
1.1. Tekerlekli Sandalye Kullanıcıların Ulaşım Olanaklarının İncelenmesi.....	1
1.2. Taşıt Sayılarının İncelenmesi.....	2
BÖLÜM 2.	
ELEKTRİKLİ ARAÇ SİSTEMLERİ.....	5
2.1. Elektrikli Otomobillerin Tarihsel Gelişimi.....	5
2.2. Elektrikli Araçlar	6
2.2.1. Elektrikli araçlarda verim.....	7
2.2.2. Mevcut elektrikli araçlar.....	8
2.2.3. Elektrikli araçların avantaj ve dezavantajları.....	10
2.2.3.1. Elektrikli araçların avantajları.....	10

2.2.3.2.	Elektrikli araçların dezavantajları.....	10
2.3.	Hibrid Elektrikli Araçlar.....	10
2.3.1.	Hibrid elektrikli araçlar sistemleri.....	11
2.3.1.1.	Seri hibrid araçlar.....	11
2.3.1.2.	Paralel hibrid araçlar.....	13
2.3.1.3.	Hem seri hem paralel hibrid araçlar.....	14
2.3.2.	Hibrid elektrikli araçların avantaj ve dezavantajları.....	16
2.3.2.1.	Hibrid elektrikli araçların avantajları.....	16
2.3.2.2.	Hibrid elektrikli araçların dezavantajları.....	16

BÖLÜM 3.

ELEKTRİKLİ TAŞITLAR İÇİN ALT SİSTEMLER

3.1.	Mevcut Batarya Teknolojilerin İncelenmesi.....	18
3.1.1.	Lityum iyon bataryaların yapısı ve çalışma prensibi.....	21
3.1.2.	Batarya seçiminde dikkat edilecek hususlar.....	23
3.2.	Süper Kapasitörlerin İncelenmesi.....	23
3.3.	Tahrik Sistemlerinin İncelenmesi.....	25
3.3.1.	Doğru akım (dc) motorlar.....	26
3.3.2.	Asenkron (ac) motorlar.....	28
3.3.3.	Sabit mıknatıslı senkron motorlar.....	30
3.3.3.1.	Sabit mıknatıslı senkron motorların çalışma esası..	31
3.3.3.2.	SMSM hareket denklemleri.....	33
3.3.4.	Anahtarlama relüktans motorlar.....	37
3.3.5.	Elektrik motorları karakteristiklerinin karşılaştırılması.....	38
3.4.	Rejeneratif Frenleme.....	39

BÖLÜM 4.

KANGURU TİPİ ELEKTRİKLİ ENGELLİ ARACI TASARIMI 41

4.1.	Araç Tasarımı.....	41
4.1.1.	Araç sınıfının belirlenmesi.....	41
4.1.2.	Aracın genel özellikleri.....	42
4.1.2.1.	Aracın ön kesit alanının bulunması.....	45
4.1.2.2.	Aracın rüzgâr direncinin tespiti.....	45
4.1.3.	Tahrik yerinin seçimi.....	46
4.1.3.1.	Önden çekiş.....	46
4.1.3.2.	Arkadan itiş.....	48
4.1.3.3.	Önden çekişli - arkadan itişli araçların karşılaştırılması.....	51
4.1.4.	Tekerlekli sandalyenin araca transfer sistemi tasarımı.....	53
4.1.4.1.	Uzaktan kumanda ile açılıp kapanan bagaj kapağı sistemi.....	54
4.1.4.2.	Bagaj kapısı elektrik motoru güç hesabı.....	55
4.1.4.3.	Elektrik motoru tahrikli rampa mekanizması tasarımı.....	57
4.1.4.4.	Aracın alçalma-yükselme sistemi tasarımı.....	58
4.1.5.	Tekerlekli sandalyenin araç içinde sabitlenmesi.....	60
4.2.	Aracın Ana Bileşenleri.....	62
4.2.1.	Tahrik elemanlarının seçimi.....	62
4.2.2.	Tahrik kuvvetlerinin hesaplanması.....	63
4.2.2.1.	Araca etkiyen boyuna ve düşey kuvvetler.....	64
4.2.3.	Elektrik motor seçimi.....	74
4.2.3.1.	Sabit mıknatıslı senkron motorların avantaj ve dezavantajları.....	75
4.2.4.	Lastik seçimi.....	76
4.2.5.	Fren sistemi seçimi.....	79
4.2.5.1.	Disk fren.....	82
4.2.5.2.	Kampana fren.....	83

4.2.5.3.	Disk fren ile kampana frenin karşılaştırılması.....	83
4.2.5.4.	Frenleme momenti hesabı.....	85
4.2.6.	Batarya seçimi.....	87
4.2.6.1.	Lityum – iyon bataryaların avantajları.....	89
4.2.6.2.	Lityum – iyon bataryaların dezavantajları.....	90
4.2.6.3.	Lityum – iyon batarya seçimi.....	91
4.2.6.4.	Batarya hesaplamaları.....	93
4.2.6.5.	Batarya kontrol ünitesi.....	97
4.2.7.	Batarya şarj ünitesi.....	98
4.2.8.	Elektronik kontrol ünitesi ve motor sürücüsü.....	99

BÖLÜM 5.

SONUÇLAR	102
KAYNAKLAR.....	104
ÖZGEÇMİŞ.....	108

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A	: Aracın maksimum ön alanı (m^2)
AC	: Alternatif akım
ARM	: Anahtarlamalı relüktans motor
C_D	: Aerodinamik direnç katsayısı
DC	: Doğru akım
EA	: Elektrikli araç
E_{BT}	: Bataryanın toplam enerjisi
EHB	: Elektro hidro fren
EMPF	: Elektromekanik park freni
F_a	: Rüzgâr direnci
F_i	: Yokuş direnci
F_R	: Yuvarlanma direnci
f_{RO}	: Yuvarlanma direnç katsayısı
FSDA	: Fırçasız doğru akım motoru
F_T	: Araca etkiyen toplam direnç kuvveti
HEA	: Hibrid elektrikli araç
İYM	: İçten yanmalı motor
K_T	: Sargı moment sabiti

$M_{araç}$: Bataryasız araç kütlesi
M_{bagaj}	: Bagaj kütlesi
$M_{batarya}$: Batarya kütlesi
M_B	: Seçilen bataryanın kütlesi
$M_{bosarac}$: Boş araç kütlesi
M_{yolcu}	: Yolcu kütlesi
NEDC	: Yeni Avrupa Sürüş Çevrimi
$\eta_{Batarya}$: Batarya verimi
η_{motor}	: Motorun verimi
η_{trans}	: Taşıtın transmisyon verimi
ÖK	: Önem katsayısı
SM	: Senkron motor
SMSM	: Sabit mıknatıslı senkron motor
SRM	: Senkron relüktans motor
P	: Hava yoğunluğu (kg / m^3)
P_B	: Batarya gücü (kW)
P_{EM}	: Seçilen elektrik motoru gücü (kW)
P_0	: Fren basıncı
P_T	: Elektrikli motor gücü (kW)
Pv	: Pedal basma hızı
P_{YS}	: Yardımcı Sistemler (Far, Stop, Korna, Cd Çalar vb) Gücü (kW)
Px	: Pedal basma miktarı
V_{ref}	: Rüzgâr bağıl hızı (m / s)

W_T : Taşıtın toplam ağırlığı
 λ : Dönen kütle faktörü
 μ_{balata} : Balata sürtünme katsayısı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Engelli sürücüler için klasik taşıtlar üzerinde gerçekleştirilen farklı çözümler.....	2
Şekil 2.1.	Elektrikli araç şeması.....	6
Şekil 2.2.	Elektrikli araç - içten yanmalı araç verimlikleri [4].....	7
Şekil 2.3.	EA ve iym maliyet karşılaştırmaları (euro) [5] 1 vergi/ sigorta/ bakım vb.....	8
Şekil 2.4.	Hibrid elektrikli araç şeması [6].....	11
Şekil 2.5.	Seri hibrid elektrikli araç şeması [7].....	12
Şekil 2.6.	Paralel hibrid elektrikli araç şeması [7].....	13
Şekil 2.7.	Hem seri hem paralel hibrid elektrikli araç şeması [7].....	14
Şekil 3.1.	A123 Sistem firması tarafından geliştirilen ea batarya [9].....	18
Şekil 3.2.	Silindirik lityum iyon batarya [11].....	21
Şekil 3.3.	Lityum - iyon batarya şarj deşarj olma durumu [12].....	22
Şekil 3.4.	Süperkapasitör yapısı.....	23
Şekil 3.5.	Süperkapasitörlerin deşarj olma karakteristiği [14].....	24
Şekil 3.6.	Doğru akım motoru ve parçaları.....	27
Şekil 3.7.	Seri direnç ile hız kontrolü.....	27
Şekil 3.8.	Ayarlı seri direncin moment-hız eğrisine etkisi.....	28
Şekil 3.9.	Doğru akım motoru karakteristik eğrileri.....	28
Şekil 3.10.	Asenkron motor ve parçaları.....	29
Şekil 3.11.	Asenkron motor devir tork karakteristiği.....	29
Şekil 3.12.	Sabit mıknatıslı senkron motor yapısı.....	30
Şekil 3.13.	Rotor üzerine yerleştirilmiş mıknatıs yapıları.....	30

Şekil 3.14.	Üç-faz tam dalga FSDA motor sürücüsü [15].....	32
Şekil 3.15.	Üç-fazlı, rotoru 2-kutuplu bir fırçasız motor yapısı [15].....	32
Şekil 3.16.	İki faz sinüsoidal tip SMSM (a) temel yapısı (b) statik moment-açı karakteristiği.....	34
Şekil 3.17.	Üç faz sinüsoidal tip SMSM (a) temel yapısı (b) statik moment-açı karakteristiği.....	35
Şekil 3.18.	SMSM’da gerçekte üretilen momentte dalgacıklar [16].....	36
Şekil 3.19.	8/6 bir ARM’nin içyapısı [17] ve moment hız grafiği.....	37
Şekil 3.20.	Rejeneratif frenleme konfigürasyonu.....	39
Şekil 3.21.	Rejeneratif frenleme gereklilikleri [18].....	39
Şekil 4.1.	Tasarlanan aracın ölçüleri.....	43
Şekil 4.2.	Tasarlanan aracın perspektif görünüşleri ve alt parçalar.....	44
Şekil 4.3.	Kullanıcı araç içi pozisyonu.....	45
Şekil 4.4.	Aracın ön kesit alanı.....	45
Şekil 4.5.	Tasarımı yapılan arac - mitsubishi imiev araç formları.....	46
Şekil 4.6.	Önden çekişli araç.....	47
Şekil 4.7.	Klasik arkadan itişli araç.....	48
Şekil 4.8.	Arkadan itişli smart marka elektrik araç.....	49
Şekil 4.9.	Arkadan itişli mitsubishi ı miev marka elektrik araç.....	49
Şekil 4.10.	Tasarlanan aracın tahrik sistemi.....	52
Şekil 4.11.	PLT-20 akülü tekerlekli sandalye.....	53
Şekil 4.12.	Farklı tip transfer sistemleri [24].....	54
Şekil 4.13.	Açılır kapanır bagaj kapısı sistemi.....	54
Şekil 4.14.	Bagaj kapısına etkiyen kuvvet – moment çifti.....	55
Şekil 4.15.	Açılır Kapanır Rampa Sistemi.....	57
Şekil 4.16.	Rampa sistemi alt parçaları.....	58
Şekil 4.17.	Araç alçalma-yükselme sistemi.....	59
Şekil 4.18.	Hidrolik devre tasarımı.....	59

Şekil 4.19.	Tekerlekli sandalyenin araç içinde dayama ile sabitlenmesi.....	61
Şekil 4.20.	Tekerlekli sandalyenin kanca ile sabitlenmesi.....	61
Şekil 4.21.	Kullanıcının emniyet kemeri ile sabitlenmesi.....	62
Şekil 4.22.	Elektrik motoru – diferansiyel sistemi [25].....	63
Şekil 4.23.	Araç üzerine etkiyen kuvvetler.....	64
Şekil 4.24.	Yuvarlanma direnç katsayısının etkileri [28].....	68
Şekil 4.25	Elektrik motorları içinde SMSM Yeri [34].....	74
Şekil 4.26	Lastik kesiti.....	78
Şekil 4.27	Bir otomobilin hidrolik fren sistemi.....	79
Şekil 4.28	Fren pedalına basıldığında pedalın çalışma prensibi.....	80
Şekil 4.29	Elektro fren sistemi.....	81
Şekil 4.30	Disk fren ve elemanları.....	83
Şekil 4.31	Kampana fren.....	83
Şekil 4.32	Disk fren - balata şematığı [39].....	86
Şekil 4.33	Disk fren balata ölçüleri [41].....	87
Şekil 4.34	Bataryaların ve hücrelerin yerleşimi.....	89
Şekil 4.35	Mevcut bataryaların enerji ve güç yoğunlukları [11].....	90
Şekil 4.36	Lityum grubu ve diğer bataryaların enerji ve güç yoğunlukları [43].....	92
Şekil 4.37	Lityum bataryaların detaylı karşılaştırılması [44].....	92
Şekil 4.38	Yeni Avrupa sürüş çevrimi (NEDC) [47].....	94
Şekil 4.39	Batarya kontrol ünitesi [48].....	98
Şekil 4.40	Batarya şarj ünitesi [49].....	98
Şekil 4.41	GE marka batarya şarj ünitesi [50].....	99
Şekil 4.42	Elektrik araç sistematiği.....	99
Şekil 4.43	Elektrikli araç kontrol şeması.....	100
Şekil 4.44	TDE macno motor sürücüsü [52].....	101

TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1.	2006 yılı bölgesel olarak dünya'daki motorlu taşıt sayıları * Türkiye'ye ait veriler 2007 yılı değerleridir. [2].....	3
Tablo 2.1.	Mevcut elektrikli araçlar.....	9
Tablo 2.2.	Mevcut hibrid araçlar.....	15
Tablo 3.1.	Elektrikli araçlarda kullanılan bataryalar [10].....	20
Tablo 3.2.	Elektrik motorlarının karşılaştırılması.....	38
Tablo 4.1.	Genel özellikler	42
Tablo 4.2.	Otomobillerde ortalama aks yük dağılımı (%) [23].....	51
Tablo 4.3.	Önden çekişli araçlar ile arkadan itişli araçların karşılaştırılması [22].....	52
Tablo 4.4.	PLT-20 akülü tekerlekli sandalye bilgileri.....	53
Tablo 4.5.	Türkiye'nin farklı coğrafi bölgelerine göre ortalama rüzgâr hızı (m/s) [27].....	65
Tablo 4.6	Seçilen motorun bilgileri [33].....	75
Tablo 4.7.	Lastik seçim tablosu.....	78
Tablo 4.8.	EA ve HEA'larda fren sistemleri.....	85
Tablo 4.9.	EA'larda kullanılabilen bataryaların karşılaştırılması [11].....	88
Tablo 4.10.	Lityum batarya değerlendirilmesi.....	93
Tablo 4.11.	Nikel kobalt alüminyum oksit (nca) batarya özellikleri (anot malzemesi karbon) [45].....	93
Tablo 4.12.	GE marka batarya şarj ünitesi özellikleri [51].....	99

ÖZET

Anahtar kelimeler: Tekerlekli sandalye, Yardımcı sistem, Elektrikli mini araç

Tekerlekli sandalye kullanıcıları, kısa mesafeli ulaşım ihtiyaçlarını tekerlekli sandalye, sukuter vb. ile karşılayabilmektedir. Fakat engelliler ve yaşlılar orta veya uzun mesafe ulaşım ihtiyaçlarında özel otomobillerini veya toplu taşıma araçlarını kullanmak zorundadır. Engellilerin ve yaşlıların, gelişen ekonomik ve teknolojik şartlara bağlı olarak uzun mesafeli ulaşım ihtiyaçlarında kendi özel araçlarını kullanma yönündeki talep hızla artmaktadır. Bu talep tekerlekli sandalye vb. yardımcı araçların ana taşıta yüklenmesi ve giriş-çıkış zorunluluğunu beraberinde getirmektedir. Tekerlekli sandalye, sukuter vb. yardımcı araç kullanıcıları, uzun mesafeli ulaşım ihtiyaçlarında, otomobillerine yardımcı araçlarıyla birlikte binmelerinde önemli zorluklar yaşamaktadır. Araç yükleme mekanizmaları oldukça karmaşık, kullanımı zor, alan ihtiyacı fazla ve özellikle kapı mekanizmaları ve enerji sistemleri bu transfer için uygun değildir.

Sonuç olarak yardımcı araç kullanıcılarının, yaşamın vazgeçilmez bir parçası olan otomobillerini ikinci bir kişiye ihtiyaç duymadan ve tekerlekli sandalyelerinden inmeden rahatça kullanabilmeleri gerekmektedir. Bu durum otomobillerde çeşitli geliştirmeleri zorunlu kılmaktadır.

Bu tez, yardımcı araç kullanıcılarının, otomobillerine (kanguru tipi araçlar), tekerlekli sandalye ile ikinci bir kişiye ihtiyaç duymadan ve tekerlekli sandalyelerinden inmeden, rahatça inip/binmelerini ve kullanabilmelerini sağlayacak, kanguru tipi ve elektrik tahrikli mini araç tasarımını kapsamaktadır.

ELECTRIC KANGAROO TYPE ELECTRIC VEHICLE DESIGN AND PROTOTYPING FOR DISABLED PEOPLE

SUMMARY

Key words: Wheel chairs, Auxiliary device, Electric mini vehicle

Wheel chairs users are able to meet their short distance transportation needs by means of wheel chairs, scooters etc. However, they have to use their private automobiles or public transportation vehicles in middle or long distance transportations. The demand of elderly and handicapped people's to use their own private vehicles in their long distance transportation needs increase depending on developing economic and technological conditions. This demand brings together the requirement of loading and/or getting on/off their auxiliary vehicles such as wheel chair etc. to the main vehicle. Users of auxiliary vehicles such as wheel chair or scooter etc. experience significant troubles in getting on/off their cars with their auxiliary vehicles in long distance transportation needs. Car loading mechanisms are rather complicated, hard to use and requires much space, especially door mechanisms and energy systems are not convenient for such transfers.

Consequently, auxiliary vehicle users need to be able to use their cars which are indispensable part of life without needing a second person and getting off from their wheel chairs. This makes various improvements in cars compulsory.

This thesis encompasses design of kangaroo type electricity driven mini vehicle, which will allow auxiliary vehicle users to get on/off and use their cars (kangaroo tip vehicles) with their wheel chair without needing a second person and getting off from wheel chairs.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Tekerlekli Sandalye Kullanıcılarının Ulaşım Olanaklarının İncelenmesi

Tekerlekli sandalye kullanıcıları, kısa mesafeli ulaşım ihtiyaçlarını kat edecekleri yolun durumuna göre yardımcı veya yardımsız olarak karşılayabilmektedir. Orta veya uzun mesafe ulaşım ihtiyaçlarında ise özel otomobillerini veya toplu taşıma araçlarını kullanmak zorundadır. Engellilerin ve yaşlıların, gelişen ekonomik ve teknolojik şartlara bağlı olarak orta ve uzun mesafeli ulaşım ihtiyaçlarında özel araçlarını kullanma yönündeki talepleri artış göstermektedir. Bu talep tekerlekli sandalye vb. yardımcı araçların ana taşıta yüklenmesi ve giriş-çıkış zorunluluğunu beraberinde getirmektedir. Tekerlekli sandalye, sukuter vb. yardımcı araç kullanıcıları, orta ve uzun mesafeli ulaşım ihtiyaçlarında, otomobillerine tekerlekli sandalyeleriyle birlikte binmelerinde-inmelerinde ve seyir esnasında önemli zorluklar yaşamaktadır. Araç yükleme mekanizmaları oldukça karmaşık, kullanımı -zor, alan ihtiyacı fazla ve özellikle kapı mekanizmaları ve enerji sistemleri bu transfer için uygun değildir. Bunlara ilaveten tekerlekli sandalyenin ana araca sabitlenme zorluğu da seyir esnasında tekerlekli sandalye kullanıcılarını özellikle sürücünün ani sürüş hareketlerinde olumsuz yönde etkilemektedir.



Şekil 1.1. Engelli sürücüler için klasik taşıtlar üzerinde gerçekleştirilen farklı çözümler

Şekil 1.1’de görüldüğü üzere tekerlekli sandalyelerin araca yüklenmesinde çok çeşitli çözümler geliştirilebilmektedir. Bu çözümler mevcut bir araca sonradan eklenebildiği gibi araçların ilk tasarım aşamasından itibaren de tasarım-imalat sürecinin içinde yer bulabilmektedir.

Tasarımı yapılan araçta tekerlekli sandalye kullanıcısı engellilerin ve yaşlıların tekerlekli sandalye ile araca binip-inebilmeleri ve tekerlekli sandalyeden kalkmadan aracı kullanabilmeleri sağlanmaktadır. Sürücüde oluşabilecek yalnızlık hissini gidermek için aracın arka bölümünde iki yolcunun seyahat edebilmesine imkân sağlayacak koltuk düzeneği oluşturulmuştur.

1.2 Taşıt Sayılarının İncelenmesi

Dünya üzerinde otomobil sayısı sürekli artarak 2006 yılında 700 milyona yaklaşmıştır [1] . Bu artış petrol türevi yakıt rezervlerinin sınırlı olması, bu yakıtların yanması ile açığa çıkan doğaya ve insan sağlığına zararlı atık yanma ürünleri, küresel

ısınma tehdidi ve daha doğal yaşam alanları oluşturma isteği, temiz enerji elde etme arayışlarını artırmıştır.

Tablo 1.1. 2006 yılı bölgesel olarak dünya'daki motorlu taşıt sayıları * Türkiye'ye ait veriler 2007 yılı değerleridir. [2]

Bölge	Otomobil	Toplam	Oran (%)	Yoğunluk (Araç / 1000 Kişi)	
				Otomobil	Toplam
Amerika	208.509.271	339.280.344	61,46	231	375
Avrupa	282.107.086	328.607.746	85,85	345	402
AB Ülkeleri	231.253.463	259.584.792	89,09	471	529
Asya	175.831.321	246.598.444	71,30	45	63
Afrika	14.337.093	21.749.652	65,92	15	23
Okyanusya	14.288.395	17.690.733	80,77	426	527
Türkiye *	6.501.453	9.707.562	66,97	92	138
Dünya Geneli	695.073.166	953.926.919	72,86	105	144

Enerjinin yoğun olarak kullanıldığı ulaşım sektöründe, dünya üzerindeki otomobil sayısının artması İYM'lerden çıkan emisyonların (Azot oksitler – NO_x , Karbon Monoksit – CO, Karbondioksit – CO^2 , Küçük Partiküller, Uçucu Organik Bileşikler vb.) bölgesel hatta küresel ölçüde zarar verebilecek düzeylere ulaşmasına sebep olmuştur.

ABD'nin 2009 yılı karbondioksit salınım değeri sektörel olarak dağıtıldığında, toplam değer %35,19'nun (1,9 milyar ton) ulaşım alanında ortaya çıktığı görülmektedir. Bu değer ülkemizin hesap edilen 281 milyon ton karbondioksit salınımının yaklaşık olarak yedi misline karşılık gelmektedir. AB ülkelerinde ise karayolu ulaşımı kaynaklı karbondioksit salınımı toplam değer %21'i düzeyindedir [2].

Dünya genelinde emisyonların önemli oranda artması ile birlikte sera etkisinin oluşması ve iklim değişikliği sorunları alternatif yakıtların kullanılmasını gündeme getirmiştir. Emisyonların neden olduğu olumsuz çevre etkilerinin yanında ülkelerin petrole olan bağımlılığın azaltılması ve dünyadaki petrol rezervlerinin sınırlı olması alternatif yakıt kullanımlarının gerekliliğini önemli ölçüde arttırmıştır.

Bu bağlamda özellikle şehir içi engelli araç kullanıcıları için tasarımı yapılan aracın tahrik sistemi elektrikli olacak şekilde seçilmiştir.

BÖLÜM 2. ELEKTRİKLİ ARAÇ SİSTEMLERİ

Elektrikli araçlarda, enerji üretim, dağıtım, batarya kontrol ve tahrik sistem elemanları birlikte çalışmaktadır. Sistem içersindeki elemanların birbirlerine birbirine bağlanma şekilleri, enerji akışındaki tercihleri ve farklılıklarına göre tahrik sistem konfigürasyonları tanımlanmıştır.

2.1. Elektrikli Otomobillerin Tarihsel Gelişimi

İlk olarak 1835 yılında Profesör Stratingh tarafından Hollanda'da yapımı gerçekleştirilen EA modeli ilerleyen zamanda birçok EA modeli geliştirilmesine rağmen üretim adetleri çok hızlı artan İYM'lu araçlara üstünlük kuramamışlardır.

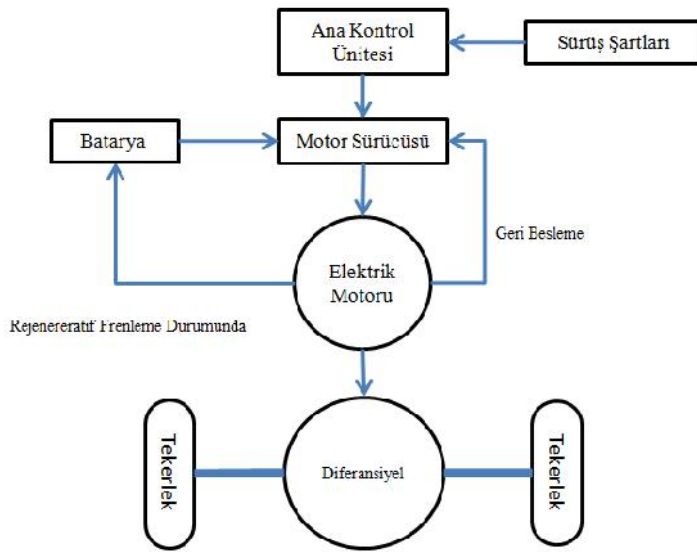
1960'lı yıllarda İYM'lerin yol açtığı emisyonların atmosferi kirletmeleri sebebiyle EA'lara duyulan ilgi yeniden artmış ve bazı küçük üretici şirketler mevcut konvansiyonel araçları elektrikli hale dönüştürmeye başlamışlardır. 1960'da Illinois'deki Eureka Williams Şirketi 4 kapılı Renault Dauphine'i elektrikli versiyona dönüştürmüştür.

1980'li yıllara gelindiğinde hükümetler EA'ların çevresel avantajları nedeniyle bu araçlara karşı ilgi duymaya ve elektrikli araç programlarına destek vermeye başlamışlardır. Böylece 1980 yıllarının ortalarında ABD Enerji Bakanlığı sponsorluğunda FORD/GE tarafından ETX-1 aracının geliştirilmesi sağlanmıştır.

1990 yılından sonra birçok araç üreticisi elektrik motoru, elektronik ve batarya teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak EA geliştirmeye başlamıştır. Fosil yakıtların sınırlı olması, İYM'lerin yol açtığı emisyonların çevresel etkileri ve petrol üreten ülkelerdeki istikrarsızlıklar EA sektörünün gelişmesine imkân sağlamıştır [3] .

2.2. Elektrikli Araçlar

EA'larda depolanan ya da üretilen tüm itici gücü elektrik olarak kullanmaktadır. Elektrik motorunun dönmesi için gerekli olan güç tamamıyla bataryalardan karşılanmaktadır. EA'larda ana bataryalara ilave yardımcı güç kaynağı olarak ikinci bir batarya veya süperkapasitör kullanılabilir. Bu yardımcı güç kaynakları pik çalışma şartları altında örneğin yokuş çıkarken veya ivmelenme esnasında kısa periyotlar için yüksek güç sağlayabilmektedirler. Yüksek enerji yoğunluğu uzun sürüş menzili, yüksek güç yoğunluğu ise ivmelenme ya da yokuş tırmanma ihtiyacını karşılayan tasarım parametreleridir. Yüksek enerji yoğunluğunun bataryalardan, yüksek güç yoğunluğunun da süperkapasitörlerden temin edilebilmesi en uygun sürüş için idealdir. EA akış şeması Şekil 2.1' de verilmiştir.



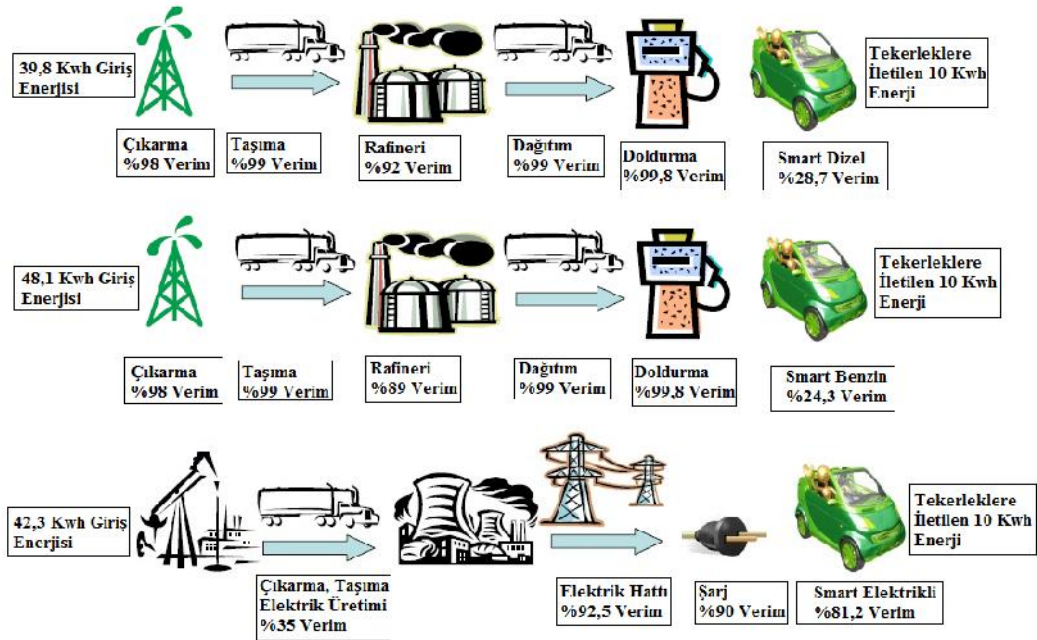
Şekil 2.1. Elektrikli araç şeması

EA'ların şarj edilebilir bataryalarında depolanmış bulunan elektrik enerjisi motor kontrolüne güç sağlamaktadır. Motor kontrolü gaz pedalının pozisyonuna bağlı olarak elektrik motoruna gidecek gücün miktarını ayarlamaktadır.

2.2.1. Elektrikli araçlarda verim

EA'lar konvansiyonel araçlara oranla daha az dönen parçalarının olması, elektrik motorlarının yüksek verimlilikleri gibi nedenlerle daha verimlidirler. EA'larda elektrik enerjisinin harici bir kaynaktan tedarik edilip tekerleklere hareket enerjisi olarak aktarılması sürecinde, elektrik santralinde elektrik üretimi, üretilen elektriğin iletim hatları ile ev, işyeri gibi mekânlara iletimi, elektriğin bataryalarda depolanması, elektrik motorunda hareketin üretilmesi, aktarma organları ile motorun dönme hareketinin tekerleklere aktarılması sırası izlenir.

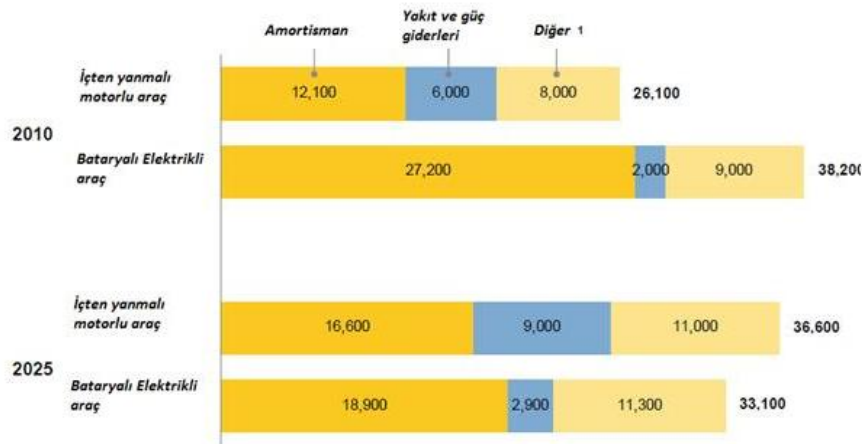
Şekil 2.2'de Smart 2 aracının dizel, benzinli ve elektrikli versiyonlarının enerji verimlilikleri gösterilmektedir. Smart dizel model aracın verimliliğinin diğer araçlara göre daha yüksektir. Ancak elektrik üretim verimi (elektrik üretiminde kullanılan tüm enerji kaynaklarının Avrupa ortalamasına göre alınmıştır) yenilenebilir enerji kaynaklarının elektrik üretiminde kullanımının artması ile birlikte artacak ve elektrikli araçlar daha ekonomik hale gelecektir.



Şekil 2.2. Elektrikli araç - içten yanmalı araç verimlilikleri [4]

EA'lar İYM araçlara oranla daha yüksek verimlerde çalışmalarına rağmen ilk yatırım maliyetleri yüksektir. Yılda ortalama 15.000 km yol kateden EA ve İYM araçların 4

yıllık toplam sahip olma maliyeti , şekil 2.3'te gösterilmiştir. EA'ların üretim adetlerinin yükselmesi, yasal düzenlemeler ile birlikte araç maliyetlerde düşüş beklenmektedir.



Şekil 2.3. EA ve içten yanmalı motorlu araç maliyet karşılaştırmaları (euro) [5] ¹ vergi/sigorta/bakım vb.

2.2.2. Mevcut elektrikli araçlar

Son yıllarda batarya teknolojilerinde sağlanan iyileşmeler, küresel ısınma tehdidinin artması ve fosil yakıtların gelecekte tükenme korkusu EA'ların geliştirilme ve ticarileştirilme sürecini arttırmıştır. Birçok otomobil üreticisi mevcut araçlarını EA'ya çevirerek veyahut da sıfırdan EA tasarlayarak sektörde kendini göstermeğe gayret göstermektedir. Tablo 2.1'de mevcut elektrikli araçlar görülmektedir.

Tablo 2.1. Mevcut elektrikli araçlar

Üretici	Model	Batarya Tipi	Güç (kW)	Gerilim (V)	Batarya Kapasitesi (kWh)	Motor Gücü (kW) / Motor Torku (Nm)	Motor Tipi	Hız (km/h)	Menzil (km)	Şarj Süresi	Satış Fiyatı	Sarfiyat
Citroen	C- Zero	Lithium - İyon	50	330	16	47 / 180	Sabit Mıknatıslı Senkron Motor Ac	130	130	220 V 6 Saat %100 125 A 400v 30 Dak %80	19920 £ / 4 Yıllık Kiralama	1,5 £ / 150 km
Nissan	Leaf	Lithium - İyon	90	Veri yok	24	80 / 280	Yüksek Tepkili Eşzamanlı Ac Motor	140	160	8 Saat %100 30 Dak %80	25.780 \$	Veri yok
Peugeot	İyon	Lithium - İyon	50	330	16	47 / 180	Sabit Mıknatıslı Senkron Motor Ac	130	130	220 V 6 Saat %100 125 A 400v 30 Dak %80	Veri yok	1,5 £ / 150 km
Smart	Second Generatıyon Ed	Lithium - İyon	Veri yok	Veri yok	16,5	30 / 120	Sabit Mıknatıslı Senkron Motor Ac	110	135	3,5 Saat %80 8 Saat %100	\$44837	0,2 kWh / Mile
Mitsubishi	I - Miev	Lithium - İyon	Veri yok	330	16	49	Sabit Mıknatıslı Senkron Motor Ac	130	160	7 Saat %100 (240v, 13A) 30 Dak %80 (3-Faz 200v - 50kW)	29045 £	Veri yok
Renault	Zoe	Lithium - İyon	Veri yok	Veri yok	Veri yok	60 / 222	Veri yok	135	160	6 - 8 Saat Full Şarj, %80 Şarj 30 Dak.	15.000 €	Veri yok
Ford	Ford Focus 2012	Lithium - İyon	Veri yok	120/240	23	92 / 246	Sabit Mıknatıslı Senkron Motor Ac	136	Veri yok	3 - 4 Saat %100 (240v)	Veri yok	Veri yok
Bluecar	Bluecar	Lithium Polymer + Süperkapasitör	30	410	100	50	Veri yok	130	250	Veri yok	330 € / Ay	Veri yok
Byd Auto	E6	Lithium İyon Phosphate	Veri yok	380	72	160	Sabit Mıknatıslı Senkron Motor Ac	140	400	%50 Şarj, (10 Dakika)	35.000 \$	0,215 kWh / km
Tesla Motors	Roadster Sport	Lithium-İyon	Veri yok	Veri yok	53	-/ 185 - 400	3 Faz 4 Kutuplu Elektrik Motoru	200	393	3,5 Saat %100	92.000 \$	0,135 kWh / km

2.2.3. Elektrikli araçların avantaj ve dezavantajları

2.2.3.1. Elektrikli araçların avantajları

- İYM kullanılmaması sebebiyle sıfır emisyon salınımı
- Km başına ulaşım maliyetlerinin düşüklüğü
- Sessiz çalışma
- Rejeneratif frenleme ile daha uzun fren ömrü ve araç kinetik enerjisinin geri kazanımı
- Servis maliyetlerinin düşüklüğü

2.2.3.2. Elektrikli araçların dezavantajları

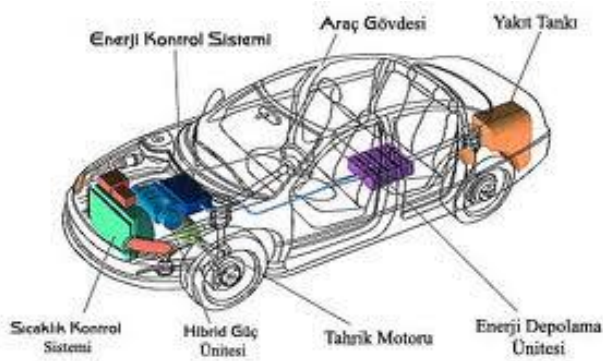
- İlk satın alma maliyetinin yüksekliği
- Batarya gibi kritik parçaların sınırlı ömre sahip olması, kısa periyotlarda değiştirilme gereksinimleri
- Servis olanaklarının yaygınlaşmamış olması, konusunda uzmanlaşmış personel eksikliği
- Araç menzilinın kısa olması
- Bataryaların şarj edilebilme sürelerinin yüksek olması
- Araç performansının (hız, tırmanma vb.) düşük olması

2.3. Hibrid Elektrikli Araçlar

HEA'lar birden fazla güç sistemine sahip araçlar olarak ifade edilmektedirler. Uluslar arası Elektroteknik Komisyonunun Teknik Komitesi (Elektrikli Yol Araçları) tarafından verilen tanıma göre HEA enerjinin iki ya da daha fazla enerji

deposundan sağlandığı ve bu enerji depolarından en az bir tanesinin elektrik enerjisi verdiği bir araç olarak ifade etmiştir.

HEA enerji dönüşüm sistemi, enerji depolama sistemi, güç ünitesi ve taşıtı itici sistemden oluşmaktadır. Enerji depolama için bataryalar, süperkapasitörler ve volanlar kullanılmaktadır. Hibrid güç ünitesi olarak otto motorlar, dizel motorlar, gaz türbinleri ve yakıt pilleri kullanılmaktadır. Şekil 2.4'de hibrid elektrikli araç gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Hibrid elektrikli araç şeması [6]

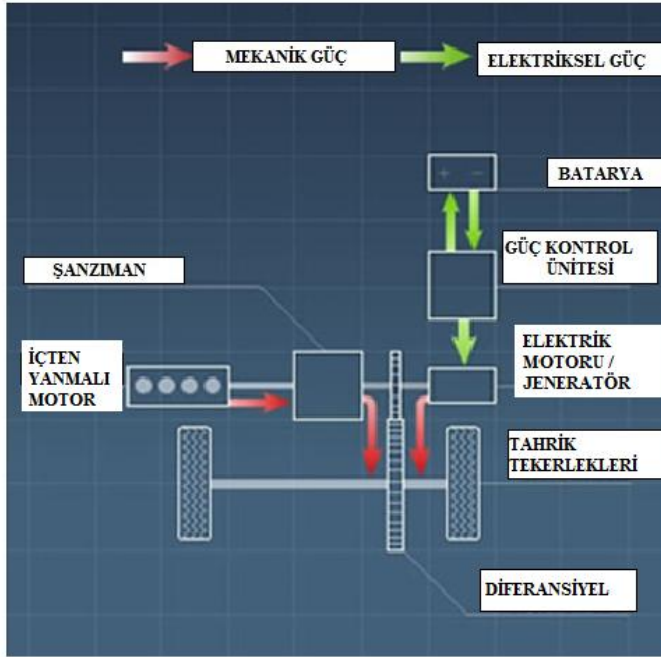
2.3.1. Hibrid elektrikli araçlar sistemleri

2.3.1.1. Seri hibrid araçlar

Seri hibrid araçlarda, bataryayı şarj etmek için ufak bir içten yanmalı motor, bir jeneratör ve aracın hareketi için kullanılan bir elektrik motoru bulunmaktadır (şekil 2.5). Seri hibrid araçlara Chevrolet Volt örnek verilebilir.

2.3.1.2. Paralel hibrid araçlar

Paralel hibrid elektrikli araçta, İYM ve elektrikli motorunun aynı mil üzerinde tekerleklere doğrudan mekanik bağlantı ile tarik vermektedir şekil 2.6. Paralel hibrid araçlara Honda Insight örnek verilebilir.



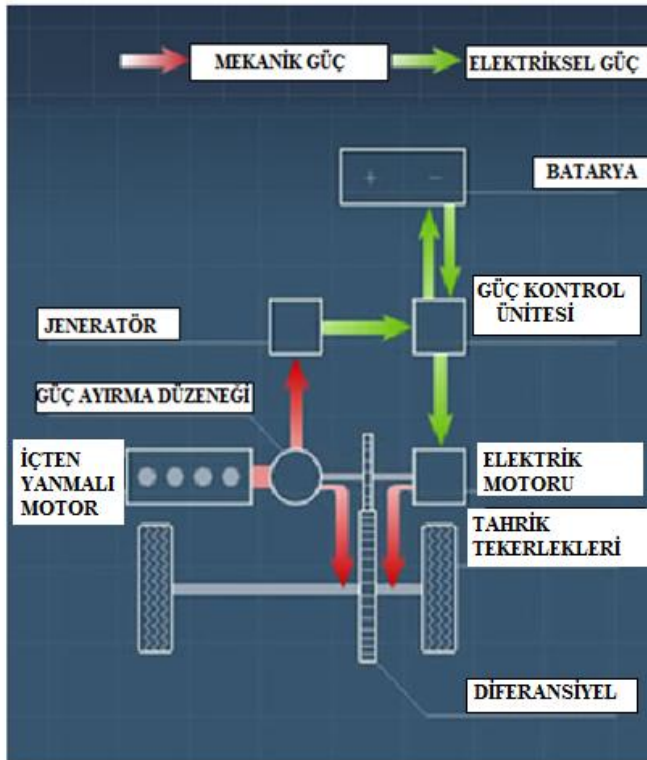
Şekil 2.6. Paralel hibrid elektrikli araç şeması [7]

Paralel tahrik sistemleri mekanik olarak seri hibrid sistemlere göre daha karmaşıktır. Seri hibrid araçlarda olmayan transmisyon sistemi İYM'nun tekerleklere güç aktarabilmesi için zorunludur. Sistemin birlikte çalışma gerekliliğinden dolayı kontrolör seri hibride göre ilave özelliklere ihtiyaç duymaktadır. Rejeneratif frenleme ile aracın yavaşlamasında araç kinetik enerjisi elektrik enerjisine dönüştürülebilmekte olup bu enerji seri hibride göre daha düşük olan bataryaları şarj etmek için yeterli olabilmektedir. Daha küçük elektrik motoru ve bataryaların kullanılması paralel hibrid sistemin fiyatını seri hibrid sisteme göre daha düşük kılmaktadır. İYM direkt olarak tekerleklere bağlı olduğu için seri hibrid sisteme göre toplam enerji dönüşüm verimi daha yüksektir.

2.3.1.3. Hem seri hem paralel hibrid araçlar

Hem seri hem paralel hibrid araçlarda İYM direkt olarak bağlıdır. İYM transmisyon ile bağlı olmayıp seri tahrik sisteminde olduğu gibi tekerleklere jeneratör ile bağlıdır (şekil 2.7). Bu sayede İYM uygun verimde çalışabilmektedir. Düşük hızlarda araç seri hibrid sistemde olduğu gibi çalışmaktadır. Yüksek hızlarda ise İYM devreye girerek tekerleklere güç verir ve seri tahrikteki gereksiz enerji dönüşümleri ile kaybedilen enerji en düşük seviyeye indirilir.

Hem seri hem paralel araçlara Toyota Prius, Ford Escape örnek verilebilir.



Şekil 2.7. Hem seri hem paralel hibrid elektrikli araç şeması [7]

Tablo 2.2. Mevcut hibrid araçlar

Üretici	Model İsmi	Batarya Tipi	Güç (kW)	Gerilim (V)	Batarya Kapasitesi (kWh)	Motor gücü (kW)	Motor tipi	Hız (km / h)	Menzil (km)	İYM Hacmi / Güç (kW) – Tork (Nm)	Satış fiyatı
TOYOTA	Prius Elegant	Nikel-Metal Hidrid (NiMH)	27	650	201,6 & 6,5 V & Ah	60 / 207 Nm 650 Volt	Manyetik tip elektrik motoru	180	-	1798 cc / 73 - 142	41.900 € / Türkiye
HONDA	Civic	Nikel-Metal Hidrid (NiMH)	Veri yok	158	Veri yok	14,7	Sabit Mıknatıslı Senkron Motor	Veri yok	-	1339 cc / 80,9 - 167	24.700 \$ / ABD
CHEVROLET	Volt 2011	Lithium-iyon	Veri yok	Veri yok	16	111 / 370 Nm	Veri yok	160	-	1.4 L / 59,6	32.780 \$ / ABD
OPEL	Ampera Plug in EV	Lithium-iyon	Veri yok	Veri yok	16	111 / 370 Nm	Veri yok	160	40 – 80 Elektrik 500 İYM	1.4 L	58.700 \$ / Almanya
FORD	Fussiyon	Nikel-Metal Hidrid (NiMH)	26	275	Veri yok	114	Sabit Mıknatıslı Senkron Motor	Veri yok	-	- / 114 - 185	28340 \$ / ABD

2.3.2. Hibrid elektrikli araçların avantaj ve dezavantajları

2.3.2.1. Hibrid elektrikli araçların avantajları

- Konvansiyonel araçlara nazaran düşük emisyon salınımı
- Yakıt verimi önemli oranda artmaktadır.
- HEA'lar alternatif yakıtlarla da çalıştıklarından fosil yakıtlara çok fazla bağımlı değildirler.
- İYM'ler pik yükü değil ortalama yükü karşılayacak şekilde boyutlandırıldıklarından motorun ağırlığı azalmaktadır.
- Rejeneratif frenleme ile daha uzun fren ömrü ve araç kinetik enerjisinin geri kazanımı
- Düşük hızlarda sessiz çalışma

2.3.2.2. Hibrid elektrikli araçların dezavantajları

Seri hibrid elektrikli araçların dezavantajları:

- İYM, jeneratör ve elektrik motoru olmak üzere üç tahrik ekipmanına ihtiyaç duyulur
- Elektrik motoru gerekli olan azami gücü karşılayacak şekilde özellikle yüksek eğimler için tasarlanır. Fakat araç çoğunlukla azami gücün altında çalışmaktadır.
- Güç sistemi ağır ve maliyeti daha yüksektir.
- Tahrik ekipmanları, batarya kapasitesinin birinci seviyede dikkate alınarak menzil ve performans için azami gücü karşılayacak şekilde boyutlandırılır.

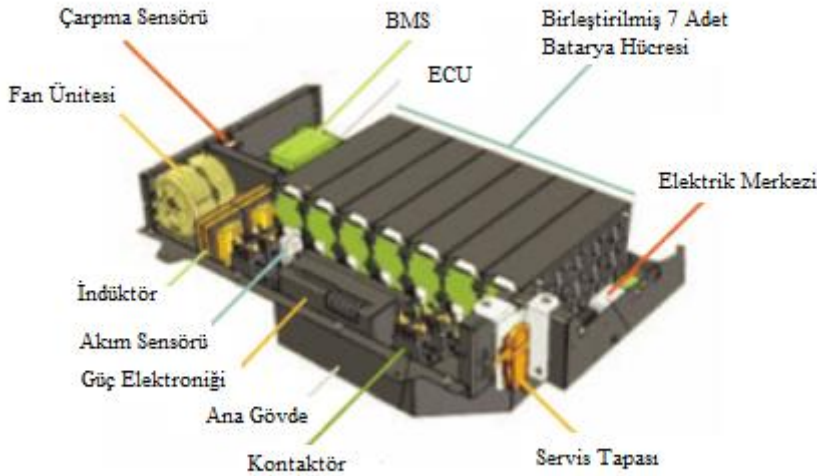
Paralel hibrid elektrikli araçların dezavantajları:

- Gerekli olan güç iki farklı kaynaktan sağlandığı için enerji yönetimi önem arz eder.
- İYM ve motordan gelen gücün tahrik tekerlerine düzgün olarak iletilebilmesi için karmaşık mekanik ekipmanlara ihtiyaç duyulur.
- Sessiz çalışma modu sağlanamamaktadır.

BÖLÜM 3. ELEKTRİKLİ TAŞITLAR İÇİN ALT SİSTEMLER

3.1. Mevcut Batarya Teknolojilerin İncelenmesi

Elektrikli ve Hibrid araçlarda aracın durumunu ve karakteristiğini belirleyen en önemli bileşenlerden biri bataryadır. EA'larda batarya birbirlerine bağlı hücre gruplarından oluşan ve elektrik enerjisini kimyasal enerji olarak depo eden üreteç olarak tanımlanabilir. Batarya kimyasal enerji olarak depo ettiği elektrik enerjisini istenildiğinde tekrar elektrik enerjisine çevirip EA'ya verebilmektedir. Batarya, EA'larda elektrik motorunun enerji ihtiyacının karşılamasının yanında yardımcı sistemlerin de (far, stop, radyo vb.) ihtiyaç duydukları enerjiyi sağlar.



Şekil 3.1. A123 Sistem firması tarafından geliştirilen ea batarya [9]

Bataryalar şarj edilme durumlarında elektronlar akışları katottan (+) anoda (-) olurken akım akışı anottan (-) katoda (+) gerçekleşir. Bataryalar her hangi bir yükü

beslediklerinde durum tam tersi olur ve anotta depolanmış elektronlar anottan katoda hareket ederler.

EA ve HEA'larda bataryanın anlık gereksinimler (yokuş çıkma vb.) için yüksek özgül güç, uzun süreli çalışma için yüksek özgül enerji ve defalarca kullanılabilmesi için uzun çevrim ömre sahip olması beklenmektedir.

Özgül enerji yoğunluğu enerji kaynağının birim kütlesinde depolanan enerji miktarını göstermektedir. Özgül güç ise yine enerji kaynağının birim kütlesinin verdiği güç olarak ifade edilmektedir [3].

Tablo 3.1'de EA'larda kullanılan ve gelişme sürecindeki bataryaların listesi verilmektedir, azami enerji yoğunluğu batarya ağırlığının her bir kilogramından, 3 saatlik deşarj döngüsü boyunca elde edilen enerji miktarını belirtmektedir. Bu gösterge batarya tamamen deşarj olmadan ne kadar kullanılabileceğini ifade etmektedir [3].

Tablo 3.1. Elektrikli araçlarda kullanılan bataryalar [10]

	Çalışma Voltajı (V)	Güç Yoğunluğu W/kg	Enerji Yoğunluğu		Yüksek akım performansı	Çevrim Miktarı	Şarj Süresi (Saat)	Kendiliğinden Deşarj (% / Ay)	Avantaj	Verim (%)
			Hacimsel Wh/L	Kütlesel Wh/kg						
NiCd	1,2	120 - 180	-	60	İyi	<500	1	5	Düşük Maliyet	Veri yok
NiMH	1,2	150-400	140-300	30-80	İyi	1000	2-4	>20	Yüksek Enerji Yoğunluğu	66
Lithium-iyon	3,7	1800-3000	220-270	90-160	Ok	1200	2-4	5-10	Yüksek Enerji – Güç Yoğunluğu	94
Lithium-iyon polymer	3,7	3000+	250-300	130-200	İyi	500-1000	2-4	5-10	Yüksek Enerji – Güç Yoğunluğu	97
Kurşun-asit	1,5	120-180	60-80	35-50		500-800	8-16	3-4	Düşük Maliyet	70-92

Azami güç yoğunluğu, depolanan enerjinin bataryadan ne kadar hızla çekilebileceğini göstermektedir.

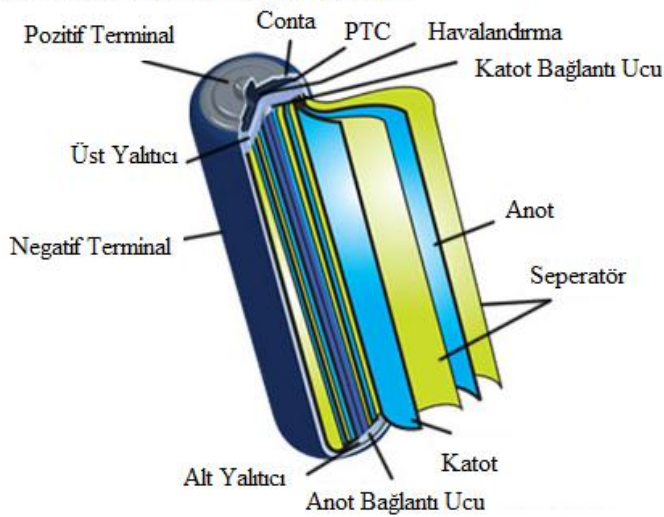
Çalışma sıcaklığı hangi bataryanın kullanılacağına karar verilmesi aşamasında çok önemli bir faktördür. Sodyum-sülfür, sodyum nikel klorür, lityum -demir sülfür gibi daha yüksek sıcaklıklarda çalışan bataryalar için özel sistemlerin kurulmasına ihtiyaç duyulur. [3]

Batarya ömrü de batarya seçimini belirleyen bir diğer önemli faktördür. Bir batarya için hedef 1000 çevrim ömre sahip olmasıdır. Bu yaklaşık olarak 3-4 yıllık bir kullanım ömrüne karşılık gelmektedir.[3]

3.1.1. Lityum iyon bataryaların yapısı ve çalışma prensibi

Lityum iyon bataryalar dikdörtgen ve silindirik yapıda üretilmektedir. Yapısının dikdörtgen veya silindirik olması çalışma prensibi açısından herhangi bir farklılık oluşturmayıp Şekil 3.2’de silindirik yapıda bir Lityum iyon batarya görülmektedir.

Silindirik Lityum - iyon Batarya



Şekil 3.2. Silindirik lityum iyon batarya [11]

Bataryanın dış muhafazası batarya dışından gelebilecek ve batarya içinde oluşabilecek basınçlara dayanabilmesi için metalden yapılmaktadır. Batarya çok fazla ısındığında batarya içinde basınç artışı meydana gelir ve bu artış devam ederse

bataryanın patlamasına neden olabilir. Metal dış muhafaza üzerinde ki havalandırma tapası batarya içinde oluşabilecek ekstra basınç artışlarına karşı bataryayı koruyabilmek için ekstra basıncı dışarıya tahliye etme vazifesini görür.

Metal dış muhafaza spiral halinde bulunan üç adet ince levhayı birlikte tutar;

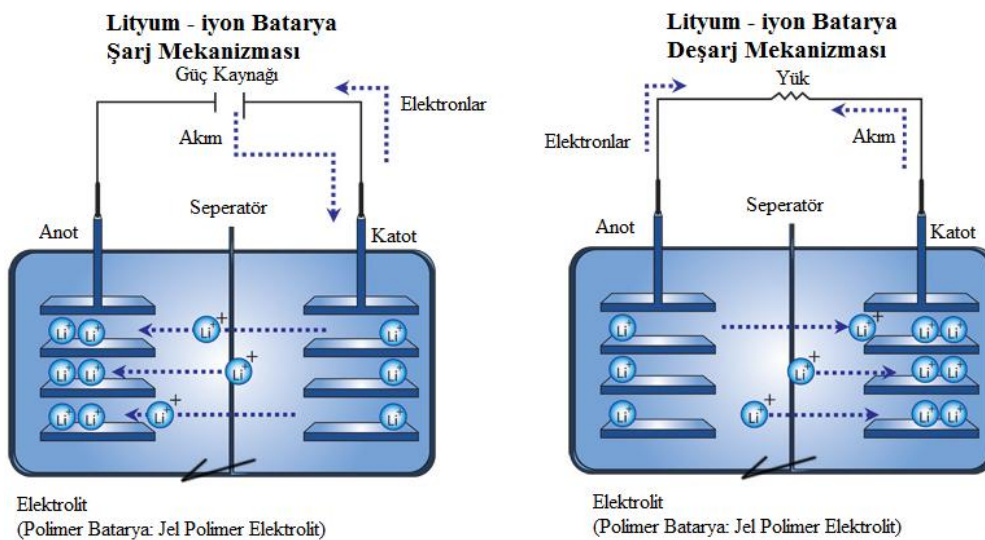
- Pozitif elektrot
- Negatif elektrot
- Seperatör

Bu üç levha metal muhafazanın içinde elektrolit olarak görev yapan organik bir solvent içinde batırılmış durumdadır.

Seperatör gözenekli plastikten oluşan çok ince levhadır. Seperatör, pozitif ve negatif elektrotları birbirinden ayırırken iyonların içinden geçmesine izin verir.

Pozitif elektrot lityum kobalt oksit (LiCoO_2)'den oluşurken negatif elektrot karbondan yapılır. Batarya şarj olurken, lityum iyonları pozitif elektrottan negatif elektroda elektrolit içinden geçerek hareket eder ve karbon (grafit) elektroda tutunur.

Boşalma anında ise lityum iyonları LiCoO_2 'e geri döner (şekil 3.3) [12] .



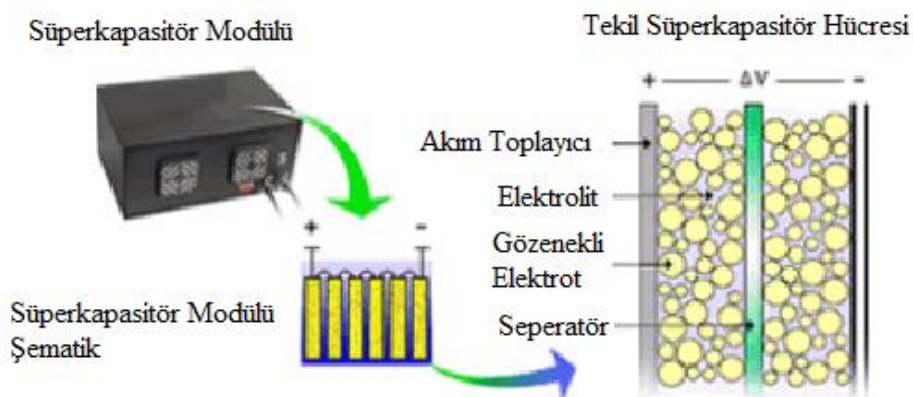
Şekil 3.3. Lityum - iyon batarya şarj deşarj olma durumu [12]

3.1.2. Batarya seçiminde dikkat edilecek hususlar

- Yüksek enerji yoğunluğu, düşük ağırlık
- Uzun servis ömrü
- Güvenilirlik
- Geri dönüşüm kolaylığı
- Yüksek şarj kabul kapasitesi
- Düşük ısı üretimi
- [-20, +50] derece aralığında performans isteklerinin karşılanması
- Şarj kapasitesinin belirlenmesi kolaylığı
- Kendi kendine düşük deşarj
- Bakım ve hazırlama kolaylığı [13]

3.2. Süper Kapasitörlerin İncelenmesi

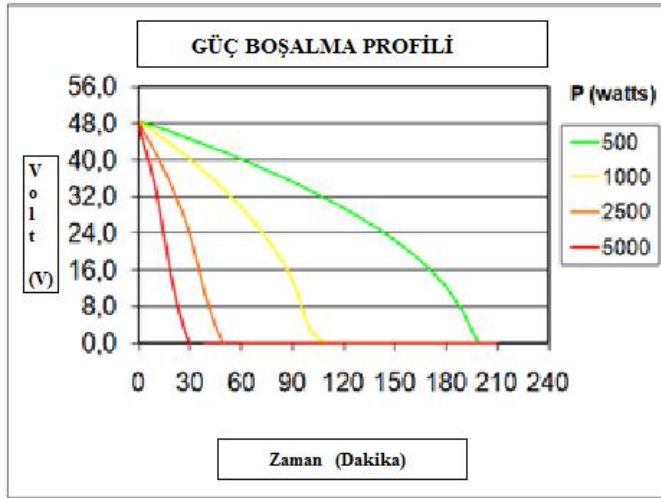
Enerjiyi pozitif ve negatif elektrostatik yüklerin ayrışmasıyla depo eden süperkapasitörler yüksek bir ivmelenme ve yokuş tırmanma kabiliyetini artırmak amacıyla EA'larda kullanım alanları bulabilmektedirler. Çok hızlı bir şekilde şarj ve deşarj olabildiklerinden rejeneratif frenleme ile kazanılan gücün depolanmasında kullanılabilirler.



Şekil 3.4. Süperkapasitör yapısı

Kullanılan süperkapasitörlerin enerji yoğunluğu 5,96 Wh/kg civarında olmasına rağmen güç yoğunluğu 5,9 kW/kg'dır [14] .

48 V Süperkapasitörlerin çalışma karakteristikleri Şekil 3.5'de gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Süperkapasitörlerin deşarj olma karakteristiği [14]

Süperkapasitörlerin özellikleri;

- Yüksek güç yoğunluğu
- Geniş çalışma sıcaklık aralığı (-40 C^0 -- $+65\text{ C}^0$)
- Yüksek çalışma ömrü (1.000.000 çevrim)
- Aracın çalışma-durma anlarında çalışma/marş güvenilirliğini artırma
- Etkin gösterge stabilizasyonu, (yüksek güç tüketim desteğiyle)
- Yerel enerji depolaması sayesinde kablo çapının düşmesi ile maliyet ve ağırlıktan tasarruf
- Yüksek güç gereksinimlerini karşılayarak ana bataryaların ömrünü arttırma olarak sıralanabilir [14] .

3.3. Tahrik Sistemlerinin İncelenmesi

EA'larda kullanılan tahrik sistemleri elektrik motoru, diferansiyel sistemi, güç elektroniği ve kontrol ünitelerinden oluşur. Birçok farklı çeşidi bulunan elektrik motorlarından EA ve HEA için beklenen özellikleri şunlardır:

- Yüksek anlık güç ve yüksek güç yoğunluğu,
- Kalkış ve yokuş tırmanma durumları için düşük hızlarda yüksek moment,
- Normal seyir sırasında yüksek hızlarda yüksek güç,
- Sabit moment ve sabit güç bölgelerini içeren çok geniş hız aralığı,
- Moment ihtiyacına hızlı cevap verebilme,
- Geniş hız ve moment aralıklarında yüksek verim,
- Geri kazanımlı frenleme için yüksek verim,
- Aracın değişik çalışma koşulları için yüksek güvenilirlik ve sağlamlık,
- Kabul edilebilir seviyede maliyet

EA'lardaki elektrik tahrik sistemlerinin seçimi, sürücü beklentileri, araç kısıtları ve enerji kaynakları faktörlerine bağlıdır

Sürücünün beklentileri; ivmelenme, yüksek hız, tırmanma kabiliyeti, maliyet, frenleme ve menzil özelliklerini içeren sürüş profili ile tanımlanır.

Araç kısıtları aracın çeşidine, araç ağırlığına, yasal zorunluluklar ve aracın taşıdığı yüke bağlıdır.

Enerji kaynakları ise aküler, bataryalar, yakıt pilleri, süperkapasitörler, volanlar ve değişik hibrid kaynaklarla ilgilidir.

Geçmişte kontrolünün kolay olması nedeniyle tercih edilen DC motor türleri, günümüzde güç elektroniği alanında yaşanan gelişmeler sonucunda yerlerini AC

motorlara bırakılmaktadır. Fırça-kolektör grubunun sürekli bakım gereksinimi DC motor kullanımının azalmasındaki en önemli faktördür.

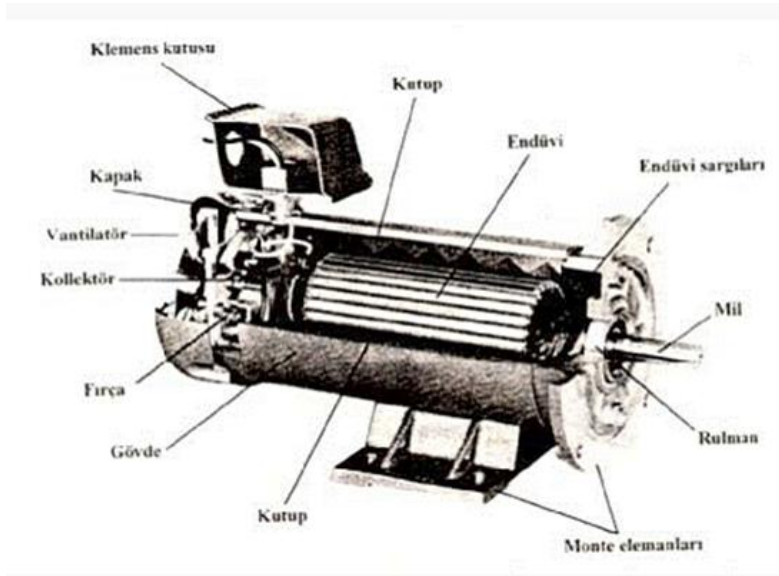
Güç elektroniği ve kontrol teknolojilerinde gelinen noktada, asenkron motor hız kontrolü problem olmaktan çıkmış ve endüstride oldukça yaygın olarak kullanılan bu motor EA'larda kullanım imkânına kavuşmuştur.

EA tahrik sistemlerinde başlıca 4 elektrik motoru kullanılmaktadır.

- DC motor
- Asenkron motor
- Sabit mıknatıslı senkron motor
- Anahtarlamalı relüktans motor

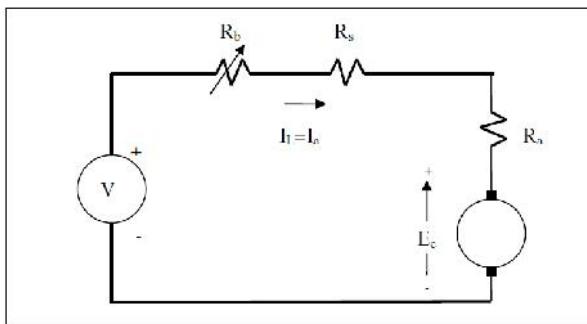
3.3.1. Doğru akım (dc) motorlar

DC motorlar, bir manyetik alan içerisinde bir iletkenin akım geçirilmesi sonucunda, o iletkene kuvvet etki etmesi prensibiyle çalışırlar. DC motorlarda manyetik alanın oluşturulması için statorun bir alan sargısı ve rotordaki dönme hareketinin sağlanması için bir endüvi sargısı bulunur. DC motorlarda DC gerilimi motorun hareketli parçası endüviye aktaran fırça kolektör düzeneği kullanılmaktadır. Bu düzenek DC motorun bakım gereksinimini arttırmakta ve sanayide olduğu gibi EA'larda da kullanımının azalmasına neden olmaktadır.



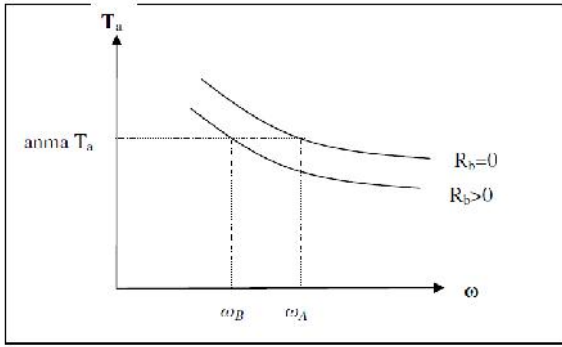
Şekil 3.6. Doğru akım motoru ve parçaları

DC makineler kolay kontrol edilebilmesi, moment ve akı kontrolünün bağımsız olarak sağlanabilmesi ve yerleşmiş üretim teknolojisi gibi üstünlüklerine rağmen, yüksek bakım gereksinimine yol açan fırça aşınmaları, düşük nominal hız, komütatör nedeniyle oluşan yüksek elektromanyetik girişim, düşük özgül güç oranı (W/kg) ve düşük verimlilik gibi dezavantajları vardır. DC motorlarda endüviye uygulanan akım ve gerilim parametreleri değiştirilerek motorun devir sayısı ve motor milinden alınan tork değerleri belirlenebilir. Şekil 3.7 - 3.8.



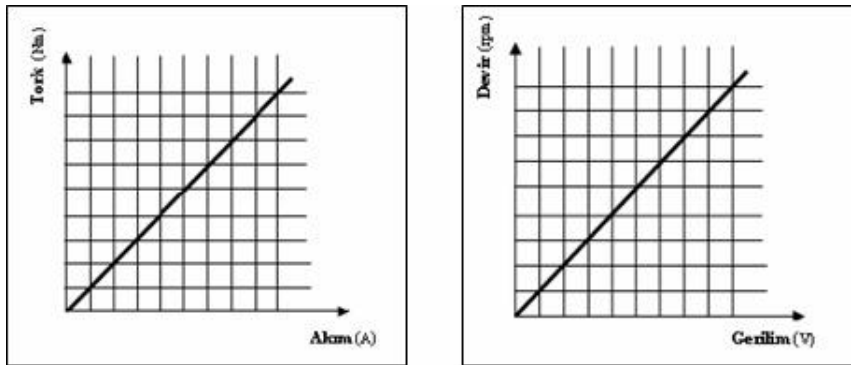
Şekil 3.7. Seri direnç ile hız kontrolü

Şekil 3.7’te görüldüğü üzere motora uygulanan gerilim ve akım seri direnç ile azaltılarak rotorun istenilen hızda dönmesi sağlanabilmektedir.



Şekil 3.8. Ayrarlı seri direncin moment-hız eğrisine etkisi

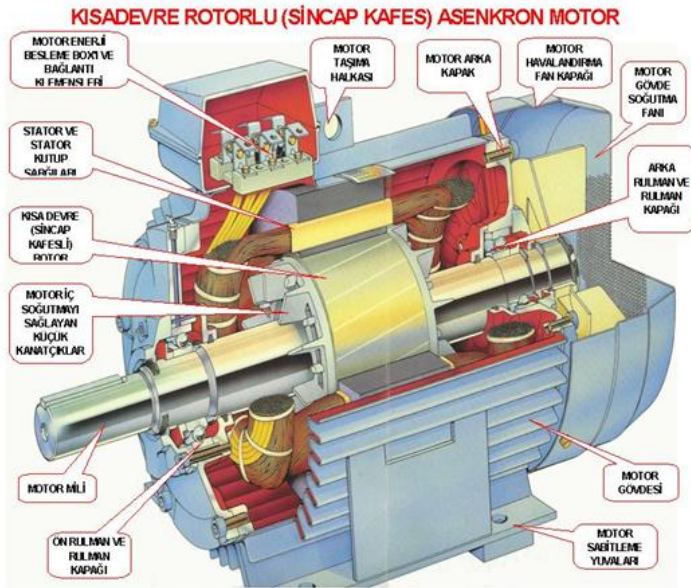
Şekil 3.8’de ayarlı direncin kullanılmadığı ($R_b=0$) durumda elde edilen açısal hız ayarlı direncin kullanıldığı ($R_b>0$) durumda elde edilen açısal hızdan daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 3.9. Doğru akım motoru karakteristik eğrileri

3.3.2. Asenkron (ac) motorlar

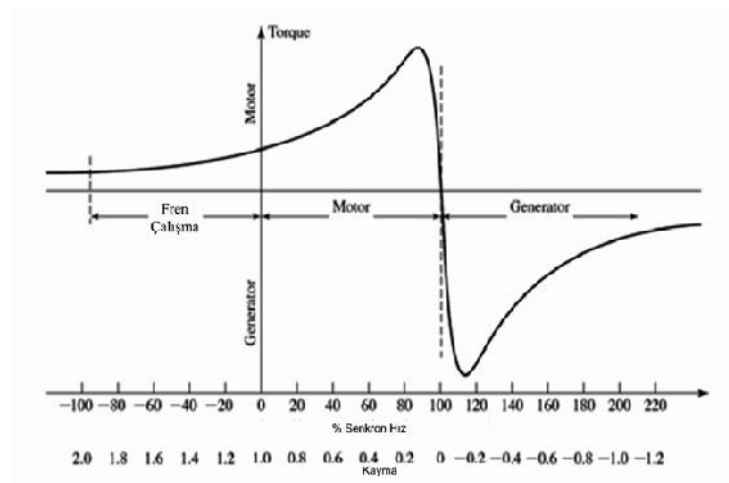
Asenkron motorlar basit ve sağlam yapısı nedeniyle endüstride yaygın olarak kullanılmaktadır. Tek ve üç fazlı olarak üretilebilmekle beraber, yüksek güç gerektiren EA uygulamalarında üç fazlı asenkron motor kullanılmaktadır.



Şekil 3.10. Asenkron motor ve parçaları

Dışta AC gerilimin uygulandığı stator sargıları, içte ise akım taşıyan iletkenlerin bulunduğu rotordan oluşur. Stator sargısına uygulanan 3 fazlı AC gerilim döner manyetik alan oluşturur. Bu manyetik alan rotorda gerilim endükler ve rotor sargılarından akım akmaya başlar.

AC motor hız kontrolü, DC motorlara göre daha karışıktır. AC motorda hız kontrolü şebeke frekansını değiştirme, çift kutup sayısını değiştirme ve kaymayı değiştirerek yapılabilir.

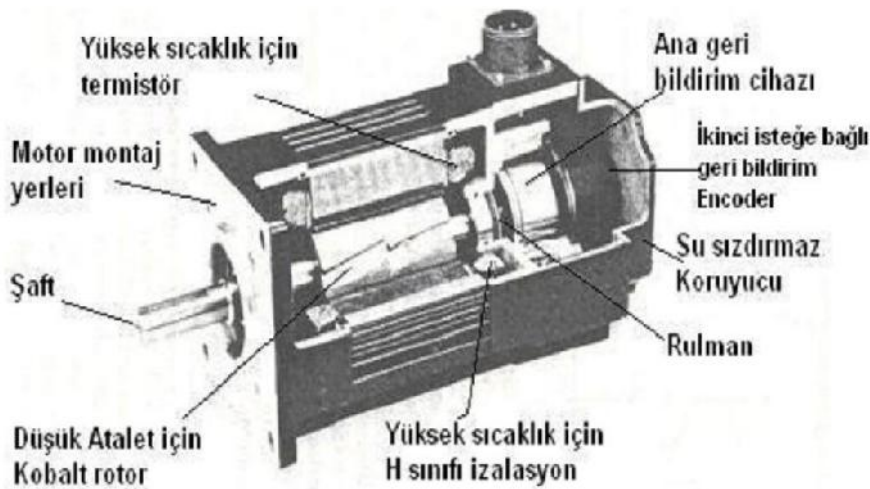


Şekil 3.11. Asenkron motor devir tork karakteristiği

Şekil 3.11’de devir sayısı ile tork arasındaki değişim görülmektedir.

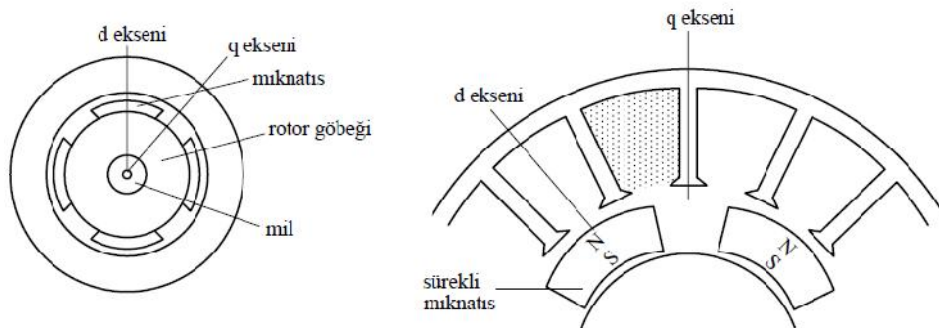
3.3.3. Sabit mıknatıslı senkron motorlar

Sabit Mıknatıslı Senkron Motorlar (SMSM) boyut ve verimlilikleri nedeniyle günümüzde endüstriyel robot, uçak, asansör, pompa, fan, elektrikli araç gibi birçok endüstride yaygın olarak kullanılmaktadır.



Şekil 3.12. Sabit mıknatıslı senkron motor yapısı

SMSM manyetik alan yaratmak için uyarma sargılarının yerine mıknatıs kullanılan motorlardır. Bu yöntem, rotor bakır kayıplarını ve uyarma devresi bakım gereksinimini ortadan kaldırır.



Şekil 3.13. Rotor üzerine yerleştirilmiş mıknatıs yapıları

Uyarma için kullanılan mıknatıslar, rotor ve stator arasındaki hava boşluğunda akı yoğunluğunun artmasına neden olur. Buna bağlı olarak güç yoğunluğu (W/kg) ve eylemsizliğe göre moment (Nm/kgm^2) oranları yüksektir.

SMSM çoğunlukla ferritler, samaryum kobalt (SmCo) ve neodmiyum-demir boron (NdFeB) olmak üzere 3 tip mıknatıs kullanılır. SMSM için en büyük tehlike, yüksek ısı ve yük koşullarının, mıknatısların özelliklerini kaybetmelerine neden olabilmesidir. Bunu için SMSM tasarımında mıknatıs korunmasına yönelik uygun önlemler alınır.

Asenkron motorlara göre kayma açısı hesaplamasının olmaması nedeniyle SMSM kontrolü daha kolaydır. Rotorunda kafes bulunmaması eylemsizliği düşürerek elektriksel cevap süresinin azalmasını sağlar. Ancak daha düşük zaman sabitine sahip asenkron motorun cevap süresi daha kısadır. Aynı güç oranında, SMSM'nin boyutları asenkron motora göre daha küçüktür.

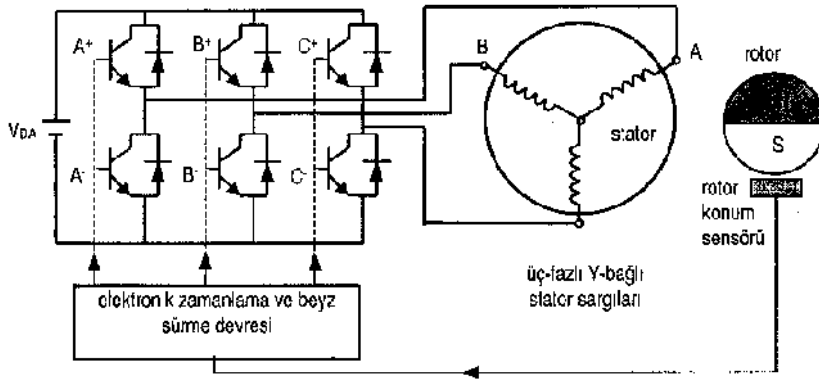
Rotor bakır kayıpları olmaması soğutma açısından SMSM bir avantaj sağlamaktadır. Buna karşın asenkron motor fiyat açısından SMSM'a üstünlük sağlamaktadır.

SMSM hız kontrolünde vektör kontrol yöntemi kullanılabilir. Motor sürekli senkron hızda döndüğünden vektör kontrolün uygulanmasını kolaylaştırmaktadır. Ancak SMSM hız kontrolünde yüksek çözünürlüklü pozisyon sensörü kullanılmalıdır [15].

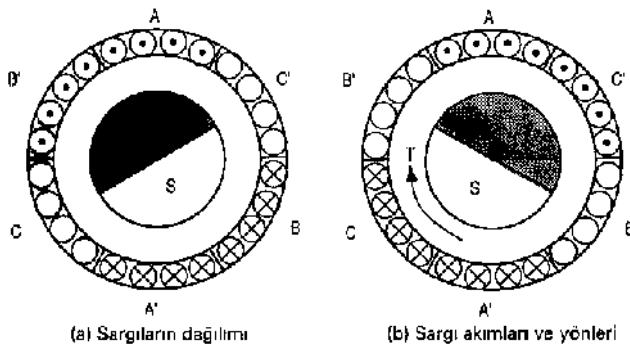
3.3.3.1. Sabit mıknatıslı senkron motorların çalışma esası

SMSM çalışma esasını açıklamak için anlaşılması daha kolay olacağı düşünülen zıt emk dalga şekli yamuk (trapezoidal) olan otomatik senkron tercih edilmiştir. Şekil 3.14'de üç-faz tam dalga bir invertör ile sürülen FSDA motoru gösterilmiştir. İntertörde kullanılan transistörler rotor konum bilgisine göre uygun sırada iletme veya kesime geçirilerek motor kontrolü yapılır [15].

SMSM'da rotorun hassas konum bilgisi gerektirmektedir. Moment fonksiyonu sinüsoidal olan SMSM'da stator sargılarına uygulanan akımın dalga şeklinin hassas olarak izlenmesi gerekmektedir.



Şekil 3.14. Üç-faz tam dalga FSDA motor sürücüsü [15]



Şekil 3.15. Üç-fazlı, rotoru 2-kutuplu bir fırçasız motor yapısı [15]

Şekil 3.15 a'da motorun kesit görünüşü verilmiştir. Motor çalışırken invertördeki 6 transistörden biri yüksek biri düşük taraf transistorü olmak üzere sadece ikisi aynı anda aktif olacaktır. Sargılar Y- bağı olduğuundan bir sargı pozitif akım taşıırken diğer sargı negatif akım taşıyacaktır. Bu durumda A^+ ve B_- transistörleri aktiftir ve A-fazından pozitif, B-fazından negatif akım geçmektedir. C-fazı boşadır. Şekil 3.15'deki, A^+ ve C_- transistörleri aktif iken sargılarına akım yönleri Şekil 3.15 b'de gösterilmiştir. Pozitif akım A-fazından akarken negatif akım C-fazından akmaktadır. B^+ ve B_- transistörleri aktif olmadıkları için B- fazından akım akmamaktadır. Rotor ve stator akıları çakışık konumdan bir sonraki konuma hareket ederken üretilecek moment Şekil 3.15 b'de gösterildiği yönde olacaktır. Rotor yeni konumuna hareket ederken üretilecek moment aynı kalacaktır. Çünkü aynı rotor yüzeyi aktif stator sargıları tarafından çevrelenecektir. Rotor yeni konumuna ulaşınca kadar momenti sabit kalacaktır. Rotor daha ileri hareket ederse, her bir rotor kutbunun 120° 'den

daha az kısmı aktif stator sargıları tarafından çevrelenecek ve dolayısıyla moment azalacaktır [15] .

Rotor, Şekil 3.15 b’de gösterilen yeni konumuna ulaştığı zaman A-fazı kesime ve B^+ transistorü ise ilettime (aktif) geçirilmelidir. Rotor 60^0 ’lik bir dönem daha yaparken sabit moment üretecektir. Rotorun her bir 60^0 dönmesi sonrası, yeni bir faz aktif duruma getirilmeli ve aktif olan fazlardan birisi kesime geçirilmelidir. Bu işlem ‘komütasyon’ olarak adlandırılmaktadır. Fırçalı DA motorlarda komütasyon işlemi komütatör ve fırçalar tarafından yerine getirilir. FSDA ve SMSM’da ise elektronik olarak transistörlerin uygun bir şekilde kontrolü ile yerine getirilir [15] .

3.3.3.2. SMSM hareket denklemleri

SMSM’ların genel tasarım yöntemleri bir sinüsoidal moment fonksiyonu üretmeye yöneliktir. Moment fonksiyonları tanımlamak üzere önce iki fazlı bir motor üzerinde durulacak olup sonrasında üç fazlı durum incelenecektir. İki fazın moment fonksiyonları arasında sinüs – kosinüs bağıntısı vardır.

A ve B fazlarının ürettiği ani momentler;

$$T_A = i_A K_T \sin \theta$$

$$T_B = -i_B K_T \cos \theta$$

i_A ve i_B ani faz akımları, K_T her bir sargının moment sabitidir.

i_A ve i_B faz akımları, θ rotor konumu açısının bir fonksiyonu olarak sinüsoidal bir şekilde değiştirilir.

$$i_A = I_m \sin \theta$$

$$i_B = -I_m \cos \theta$$

I_m faz akımlarının genliğidir. İki fazın moment üretimine katkıları;

$$T_A = K_T I_m \sin^2 \theta$$

$$T_B = K_T I_m \cos^2 \theta$$

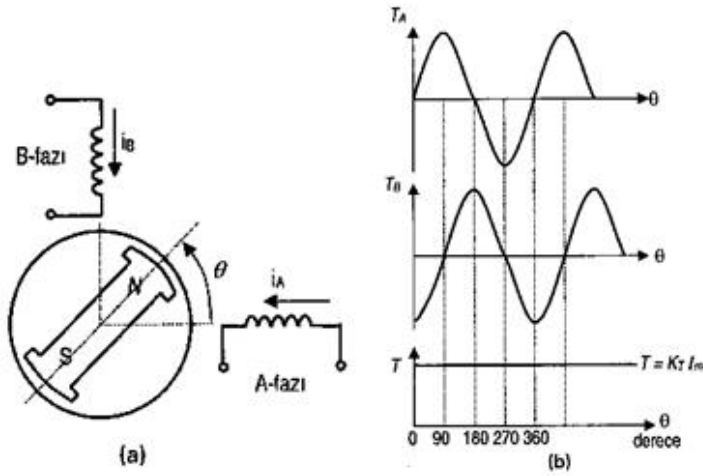
olarak ifade edilir. Herhangi bir θ rotor konumu açısında üretilecek toplam moment

$$T = T_A + T_B$$

$$T = K_T I_m (\sin^2 \theta + \cos^2 \theta)$$

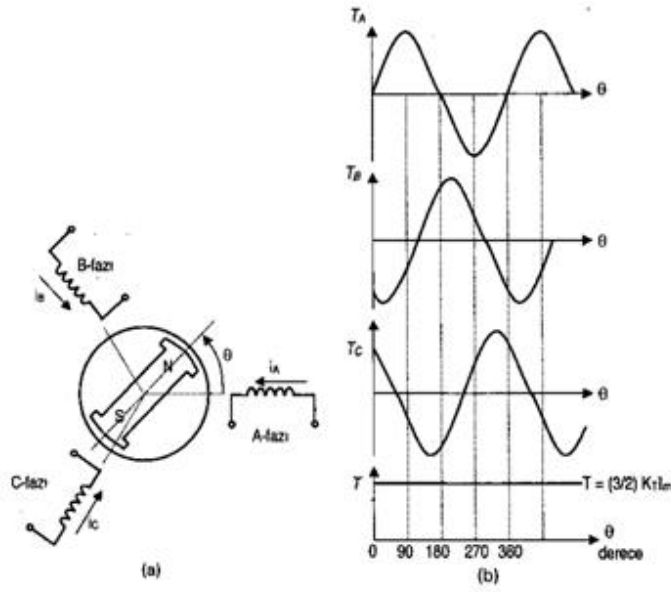
$$T = K_T I_m$$

Olarak elde edilir. Mil momentinin akımın genliği I_m ile doğru orantılı olarak değiştiği, rotor konumu ile değişmediği görülür [15].



Şekil 3.16. İki faz sinüsoidal tip SMSM (a) temel yapısı (b) statik moment-açı karakteristiği

Aynı esaslar üç fazlı kalıcı mıknatıslı senkron motora da uygulanabilir. Üç faz durumunda, üç fazın her biri için sinüsoidal moment fonksiyonları Şekil 3.17’de görüldüğü gibi birbirine bağlantılı olarak 120° kadar farklıdır.



Şekil 3.17. Üç faz sinüsoidal tip SMSM (a) temel yapısı (b) statik moment-açı karakteristiği

i_A , i_B ve i_C ani faz akımları tarafından üretilen ani moment denklemleri;

$$T_A = i_A K_T \sin \theta$$

$$T_B = i_B K_T \sin(\theta - 2\pi/3)$$

$$T_C = i_C K_T \sin(\theta - 4\pi/3)$$

Faz akımların rotor konum açısı θ ile sinüsoidal olarak değiştiği kabul edilirse, faz akımları aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$i_A = I_m \sin \theta$$

$$i_B = I_m \sin(\theta - 2\pi/3)$$

$$i_C = I_m \sin(\theta - 4\pi/3)$$

Tanımlanan bu faz akımlarına karşılık fazların ani moment katkıları;

$$T_A = I_A K_T \sin^2 \theta$$

$$T_B = I_B K_T \sin^2(\theta - 2\pi/3)$$

$$T_C = I_C K_T \sin^2(\theta - 4\pi/3)$$

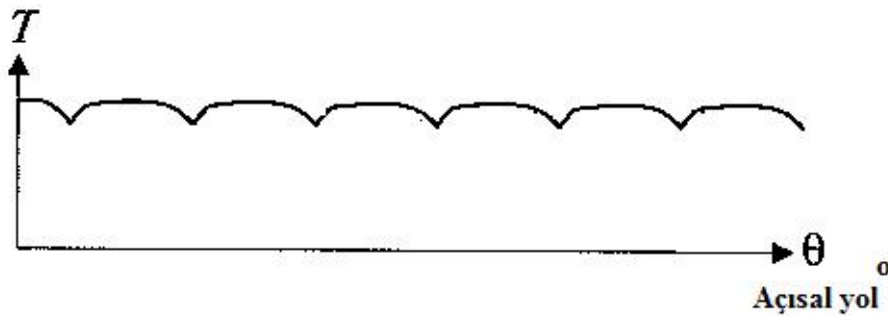
Üretilen toplam ani moment

$$T = T_A + T_B + T_C$$

$$T = \frac{3}{2} K_T I_m \text{ olur.}$$

İki fazlı senkron motorda olduğu gibi üç-fazlı senkron motordada üretilen momentin ani değeri, akım genliği I_m ile doğrusal değişirken rotor konum açısı θ ile değişmemektedir. Bu durum klasik DA motorlara da benzemektedir. Elde edilen denklemlerden; rotor konumunun bir fonksiyonu olarak değişen dengeli sinüsoidal üç-faz akımları ile beslenen kalıcı mıknatıslı klasik senkron motorun, fırçasız DA motoru olarak çalışabileceği anlaşılmaktadır. Faz akımın sinüsoidal olarak değişimi, aynı faza ait moment fonksiyonu ile senkronize olarak gerçekleştirilebilirse, stator (akımı) amper başına moment en yükseğe çıkabilir ve Şekil 3.17 a'dan ve T_A momentinin değişiminden görülebileceği üzere stator emk'i dalga şekli ile rotor mıknatıslı eksenini arasındaki moment açısı 90° elektrik derecesine sabitlenir. Böylece, klasik fırçalı DA motorunun en yüksek moment şartı ile aynı durum sağlanır.

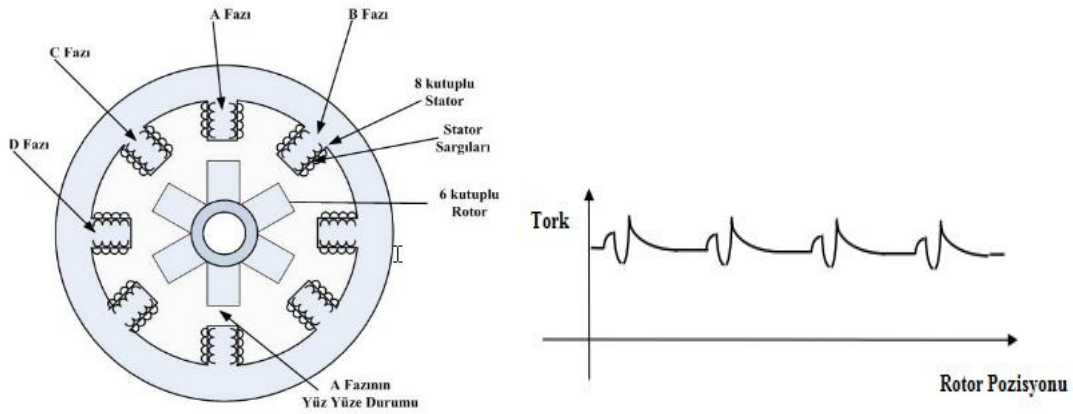
Sinüsoidal tip fırçasız motorlarda gerçekte faz komütasyonundan dolayı üretilen momentte, şekil 3.18'de görüldüğü üzere dalgalanmalar mevcuttur [15].



Şekil 3.18. SMSM'da gerçekte üretilen momentte dalgacıklar [16]

3.3.4. Anahtarlamalı relüktans motorlar

Anahtarlamalı relüktans makinasının (ARM) en belirgin özelliği rotorunda mıknatıs veya sargı olmaması ve statorunda bağımsız faz sarımlarının olmasıdır. Sargılara gerilim uygulandığında stator, rotor kutbunu kendine doğru çekmektedir. Stator fazlarına belirli zaman aralıklarıyla ve sırayla gerilim uygulanacak olursa rotor dönme hareketi gerçekleştirmektedir.



Şekil 3.19. 8/6 bir ARM'nin iç yapısı [17] ve moment hız grafiği

ARM'lerin dönebilmesi için stator ve rotor kutup sayılarının farklı olması gerekmektedir. Genellikle stator kutup sayısı, rotor kutup sayısına göre büyük yapılmaktadır. Bu oranlar genelde, 8/6, 6/4, 6/2, 4/2 şeklinde olmaktadır. Bunun nedeni ise yüksek hız yerine yüksek moment isteğidir [17].

Yapısındaki basitliğine karşın, tasarım ve faz kontrolünde basitlik içermez. Kutup uçlarındaki şiddetli doyma ve kutupların saçak etkisinden dolayı, tasarım ve kontrolü zor ve karmaşıktır. Aynı zamanda, genellikle akustik gürültü problemi gösterirler. ARM'nin en önemli dezavantajlarından biride moment karakteristiğindeki dalgalanmadır.

3.3.5. Elektrik motorları karakteristiklerinin karşılaştırılması

Yukarıda izah edilen elektrik motorlarının birbirlerine göre avantajlı – dezavantajlı olduğu durumlar tablo 3.2’de gösterilmiştir.

Tablo 3.2. Elektrik motorlarının karşılaştırılması

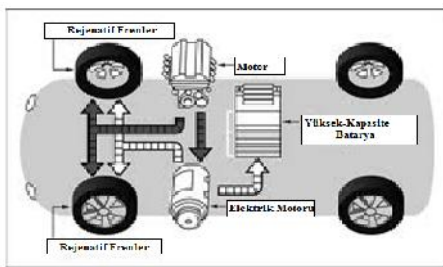
Motor Tipi	Avantaj	Dezavantaj	Kullanım Alanı
Doğru Akım	Basit hız kontrolü	Fırça ve kolektör grubu için bakım gereksinimi Orta derece ömür Fırça ve kolektör maliyeti	Çelik merdanler Kağıt makineleri Otomotiv endüstrisi
Asenkron	Düşük maliyet Uzun ömür Yüksek güçlerde imal edilebilme Standartlaşma ve yaygın kullanım	İlk kalkınma anı akımının yüksekliği Hız kontrolü için frekans değiştiricilere ihtiyaç duyması	Pompa Fan Konveyör Kompresör
Sabit Mıknatıslı Senkron	Uzun ömür Düşük bakım gereksinimi Yüksek verim	İlk yatırımının yüksek olması Sürücüyeye ihtiyaç duyması	CD/DVD oynatıcılar Elektrikli araçlar
Anahtarlamaalı Relüktans	Uzun ömür Düşük bakım gereksinimi Yüksek verim Kalıcı mıknatıs olmaması Basit yapı Düşük maliyet	Sürücüyeye ihtiyaç duyması	Elektrikli araçlar Uçak endüstrisi Tekstil makineleri

Elektrikli araçlarda kullanılacak elektrik motorunun seçiminde yukarıdaki tabloda karşılaştırılan özelliklerinin yanında düşük hızlarda yüksek moment verebilme özelliğinin de dikkate alınması gerekir. Yukarıda izah edilen motorların her birinin hız moment diyagramları incelendiğinde; doğru akım motoru momentinin rotor hızı ile azaldığı, asenkron motor momentinin düşük hızlarda az olduğu, anahtarlamaalı

relüktans motorun hız değişimi ile momentinde dalgalanmalar olduğu görülmüştür. Sabit mıknatıslı senkron motorda da hız değişimi ile momentte dalgalanma görülmelerine karşın diğer motor tiplerine göre çok küçük boyuttadır.

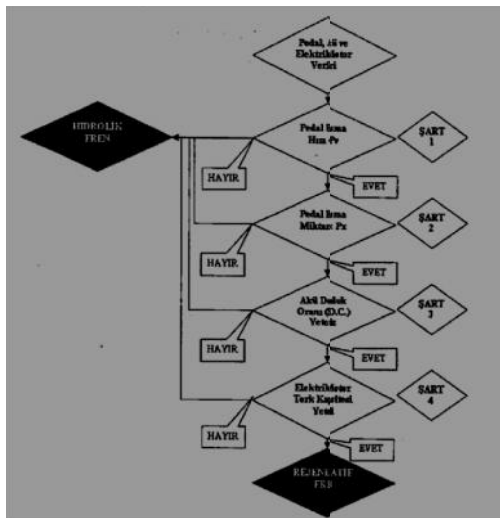
3.4. Rejeneratif Frenleme

Frenleme esnasında aracı tahrik eden elektrik motorlarının jeneratör olarak kullanılması sonucunda elde edilen akım depolanıyorsa buna rejeneratif frenleme denir (şekil 3.20) .



şekil 3.20. Rejeneratif frenleme konfigürasyonu

Frenleme sırasında akslardan gelen dönme kinetik enerjisi, elektrik motorunun jeneratör olarak kullanılması sonucu elektrik enerjisine dönüştürölür ve bu enerji bataryada depolanır. Elektrik motoru frenleme esnasında aks için ters yönde tork oluşturur ve bu tork frenlemeyi sağlar. Rejeneratif frenlemenin devreye girebilmesi için bir dizi gerekliliğin yerine gelmesi gerekmektedir (şekil 3.21).



şekil 3.21. Rejeneratif frenleme gereklilikleri [18]

Fren pedalı, akü ve elektrik motorundaki veriler sensörler vasıtasıyla okunur ve bu veriler fren kontrol ünitesine gönderilir. Veriler daha önceden belirlenen pedal basma hızı (P_v) ve pedal basma miktarı (P_x) değerleriyle sırayla karşılaştırılır. Verilerin P_v ve P_x değerlerinden küçük olması durumunda 3. Ve 4. Şart durumları kontrol edilir. Onlarında uygun olması sonucunda rejeneratif frenleme yapılır [18] .

BÖLÜM 4. KANGURU TİPİ ELEKTRİKLİ ENGELLİ ARACI TASARIMI

Tekerlekli sandalye kullanıcısı engellilerin ve yaşlıların, gelişen ekonomik ve teknolojik şartlara bağlı olarak orta ve uzun mesafeli ulaşım ihtiyaçlarında özel araçlarını kullanma yönündeki talepleri artış göstermektedir. Bu artışla birlikte özellikle şehir içi kullanımlarda gerek çevre gerekse de maliyet konularında fosil yakıtlı araçlara üstünlük sağlayan elektrikli araçların tasarımları ve uygulamaları büyük önem taşımaktadır. Tekerlekli sandalyenin araca transferi, araç içinde sabitlenmesi ve elektrikli aracın kat edeceği mesafe parametreleri tekerlekli sandalye kullanıcısının sürüş konforu ve güvenlik taleplerinin karşılanması çözülmesi gereken konuların başında gelmektedir.

4.1. Araç Tasarımı

Elektrikli araçlar ev, işyeri, servis gibi yerleşim noktalarındaki prizlerden bataryalarına depo ettikleri enerjileri kullanarak hareket ettiklerinden depolanan enerjinin yönetimi ve kullanılması araç menzili ve sürüş konforu açısından çok önemlidir. Tasarımı yapılan araçta sürücü beklentilerinin karşılanabilmesi amacıyla aracın mümkün olduğunca ergonomik, hafif ve güvenlik seviyesinin en üst seviyede tutulması olması gereklilikleri ön planda tutulmuştur.

4.1.1. Araç sınıfının belirlenmesi

Kanguru tipi engelli taşıtı için çevresel ve park problemleri dikkate alınarak standartlara uygun özellikleri sağlayacak şehir içi kullanıma uygun bir tasarım hedeflenmiştir.

Sınıf: A - Küçük araç [19]

4.1.2. Aracın genel özellikleri

Engelli ve yaşlıların özellikle şehir içi ulaşım gereksinimlerini kendi başlarına görebilmelerine katkı sağlamak amacıyla tasarlanan aracın genel özellikleri aşağıdaki tabloda sunulmuştur.

Tablo 4.1. Genel özellikler

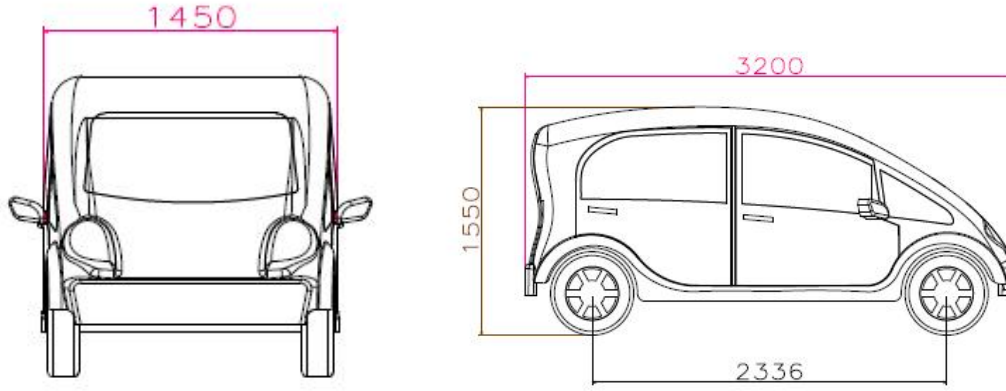
Teknik Özellikler	Kanguru Tipi Elektrikli Araç Tasarım Büyüklükleri
Hız	60 km / h
Menzil	90 - 110 km
Yolcu Sayısı	Sürücü + 2 Yolcu
Tırmanma Yeteneği	%25 (14,47 ⁰)
Tahrik Tipi	Elektrik motoru - Transmisyon
Araç Ölçüleri	Uzunluk: 3200 mm, Genişlik: 1450mm Yükseklik: 1550 mm Dingil Mesafesi: 2320 mm
Araç Ağırlığı	$M_{bosarac} = 650kg$ $M_{batarya} = 150kg$ $M_{bagaj} = 50kg$ $M_{yolcu} = 3 * 70 = 210kg$ (Sürücü + 2 Yolcu , her bir yolcu 70 kg)

Tasarlanan araçta, sürücüde yalnızlık hissini giderilmesine yönelik olarak sürücüye ilave 2 yolcunun araçta seyahat edebilmesine imkân sağlanmış, acil durumlarda aracın boşaltılmasının kolaylaştırılması amacıyla ikinci bir kapı ilave edilmiştir.

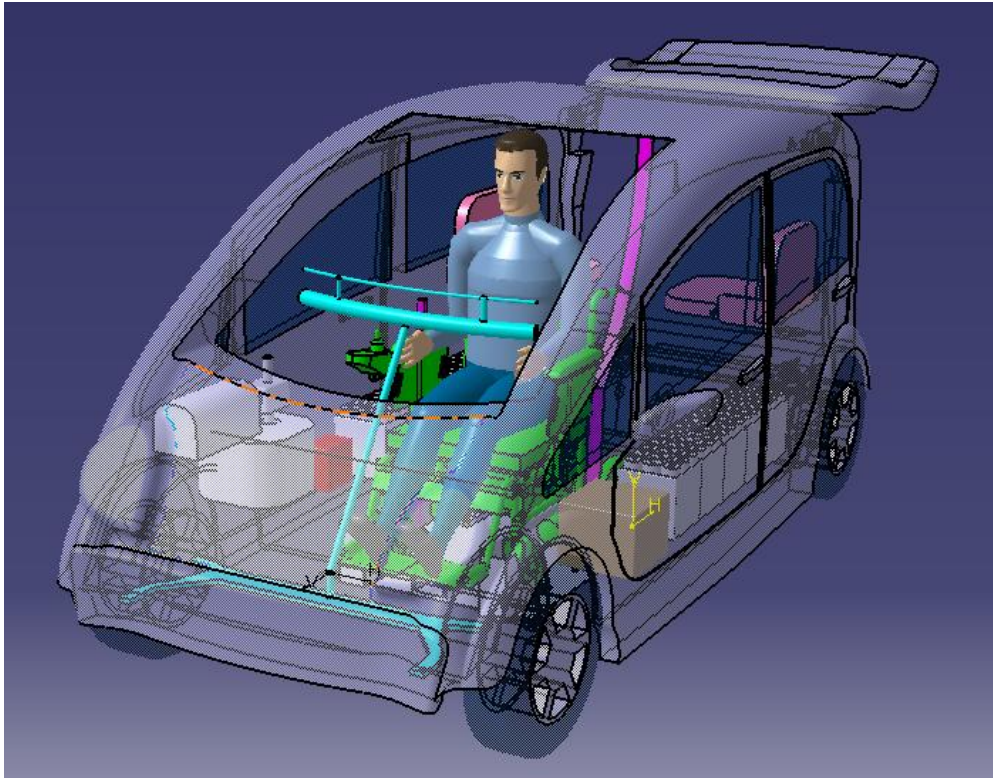
Kullanıcının aracı rahat bir şekilde sürebilmesi için kullanımı otomobillerdeki direksiyon sistemine göre daha kolay olan sukuter direksiyon sistemi kullanılmıştır.

Aracın hızlanması ve ani durumlarda hızının azaltılmasını sağlayan gaz ve fren tertibatı direksiyon sistemine dâhil olacak şekilde planlanmıştır. Direksiyon sistemine eklenen bir potansiyometre ile aracın hızı kullanıcı isteğine göre artırılıp azaltılabilmektedir. Aracın hızının azaltılmasını sağlayan fren tertibatının kontrolü

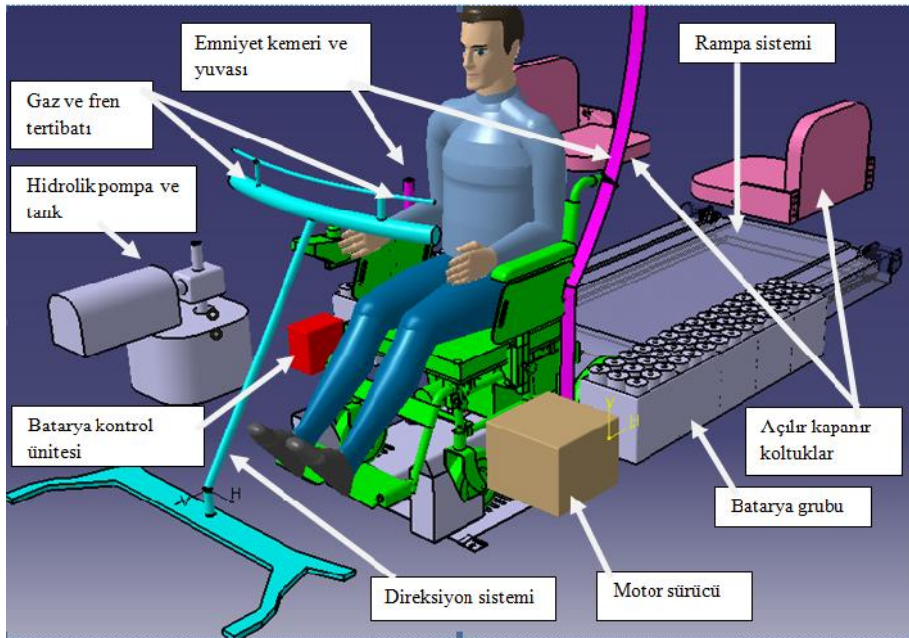
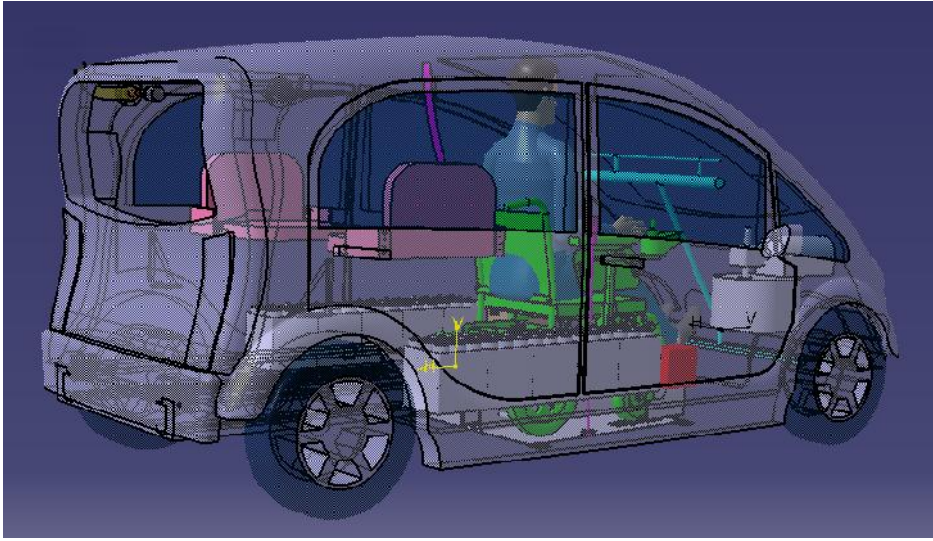
de direksiyondan yapılmaktadır. Gaz ve fren tertibatının yerleşimleri genel esaslar çerçevesinde yapılmış olup kullanıcının engellilik durumuna göre değişiklik gösterebilir.



Şekil 4.1. Tasarlanan aracın ölçüleri



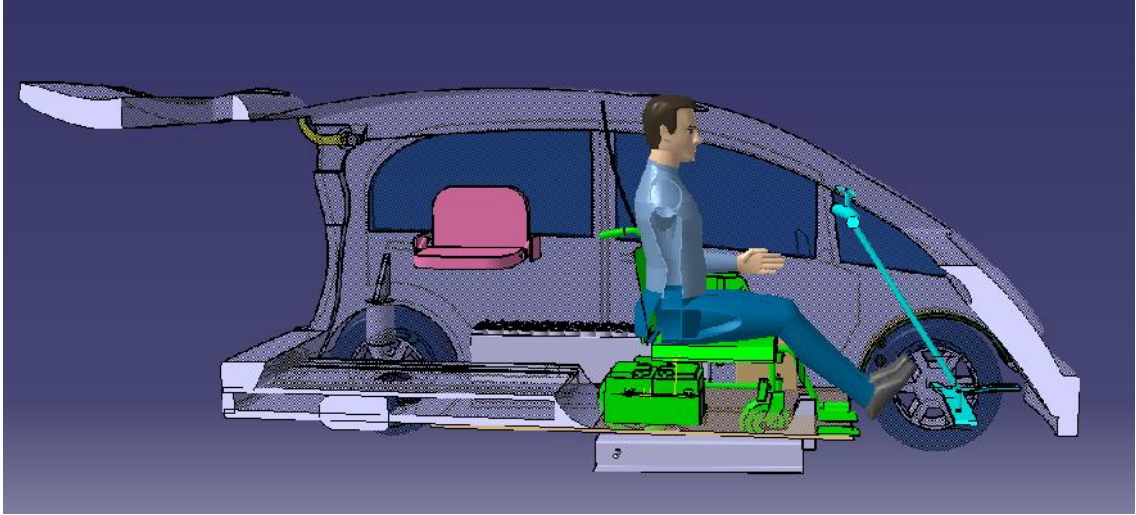
Şekil 4.2. Tasarlanan aracın perspektif görüşleri ve alt parçalar



Şekil 4.3. Devam

Kullanıcı araç içi pozisyonu tasarım parametlerine bağlı olarak mümkün olduğunda geniş tutulmaya çalışılmıştır.

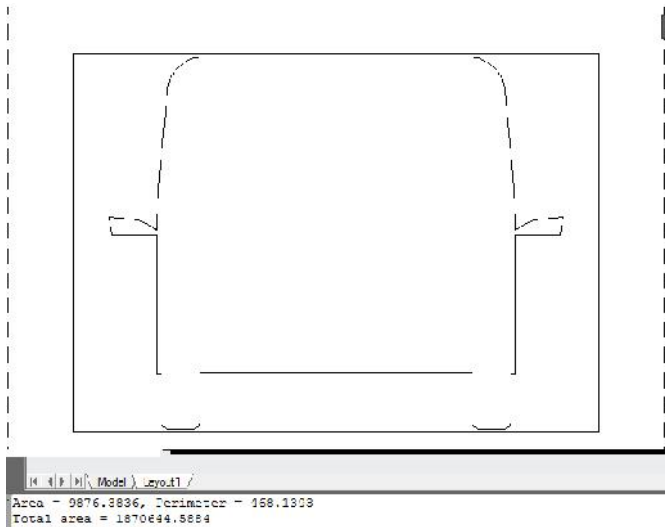
Ayrıca kullanıcının görüş açısının artırılması amacıyla aracın ön camı geniş tasarlanmıştır.



Şekil 4.4. Kullanıcı araç içi pozisyonu

4.1.2.1. Aracın ön kesit alanının bulunması

Tasarımı yapılan aracın ön kesit alanı $1,87 \text{ m}^2$ olarak data üzerinden alınmıştır.



Şekil 4.5. Aracın ön kesit alanı

4.1.2.2. Aracın rüzgâr direncinin tespiti

Tasarımı yapılan aracın rüzgâr direnci benzer formda ve aynı araç sınıfında olan Mitsubishi i Miev elektrikli aracın rüzgâr direnci olan $C_D: 0,3$ referans alınarak tespit edilmiştir.



Şekil 4.6. Tasarımı yapılan arac - mitsubishi imiev araç formları

4.1.3. Tahrik yerinin seçimi

Otomobillerin ilk yıllarında, direksiyon hareketi ile İYM'den gelen hareket iletiminin aynı aksta olmasının otomobilin kontrolünü karmaşıklaştıracağı düşüncesiyle arkadan itiş (tahrikli) sistemi kullanılmıştır. 1960'lı yıllara gelindiğinde ise önden çekiş (tahrikli) araçlar ilk örnek olarak üreilmeye başlamış ve devam eden süreçte arkadan itişli araçların yerini almıştır. Hareket iletiminin tekerleklere iletilmesinde çeşitli tahrik sistemleri kullanılmaktadır. Bu sistemler;

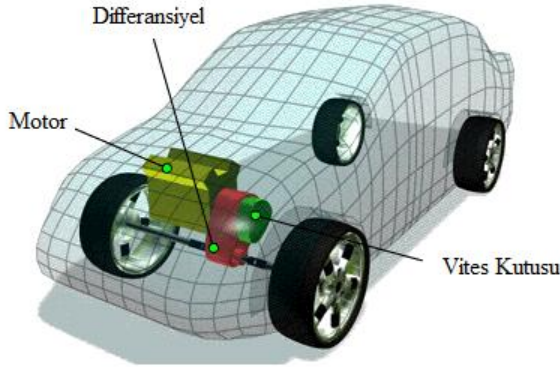
1. Motor önde – çekiş önde,
2. Motor önde – şanzıman, diferansiyel ve arka aks birlikte, arkadan itiş
3. Motor ve itiş arkada

EA'larda kullanılan itiş- çekiş sistemleri ile bu sistemlerin EA'lara göre avantaj ve dezavantajları aşağıda izah edilmiştir.

4.1.3.1. Önden çekiş

Önden çekişli araçlar motordan alınan tahrikin ön tekerleklere iletilerek aracın hareket ettirilmesi prensibine göre çalışırlar. Motor, vites kutusu ve diferansiyel sistemi birleşik bir yapıda olup araca yanlamasına yerleştirilmektedir. 1970 petrol krizi ile birlikte otomobil firmaları otomobilin harcadığı enerjiyi azaltmak amacıyla önden çekiş sistemlerini ağırlıklı olarak kullanmaya başlamışlardır. Günümüz İYM araçların çoğunda; hacimden kazanma, ağırlık, otomobil içi hacim rahatlığı, motor – vites kutusu – diferansiyel elemanlarının montaj hattında daha kısa süreli montajı ve

atalet kuvvetlerinin düşük olması (hareket iletiminde verimlilik artışı) nedeniyle önden çekiş sistemi kullanılmaktadır.



Şekil 4.7. Önden çekişli araç

Önden çekişli araçların avantajları:

Motoru önde önden çekişli EA'ların üstünlükleri;

- Motor ve diferansiyel ağırlığının çekiş yapan ön tekerlekler üzerinde olması sonucu, kaygan zeminler ve kış şartlarında yol daha iyi kavranmakta, stabilite artmaktadır.
- Düşük yüklerde iyi sürüş ve uygun tırmanma kapasitesine sahip olması
- Motor ve diferansiyelin birleşik yapıda olmasından dolayı güç aktarma organlarının düşük atalete ve düşük sürtünmelere sahip olması
- Hareket iletimin önde olması sebebiyle arka aksın basit yapıda tasarlanabilmesi
- Kardan mili olmaması sebebiyle araç içi taban sacının düz olması ve dolayısıyla araç içi hacimde artış
- Yanal rüzgârların etkisi ihmal edilebilir.

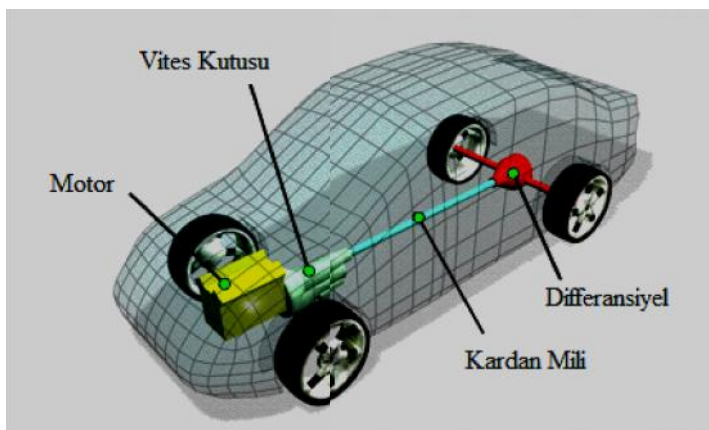
Önden çekişli araçların dezavantajları:

Motoru önde önden çekişli EA'ların dezavantajları;

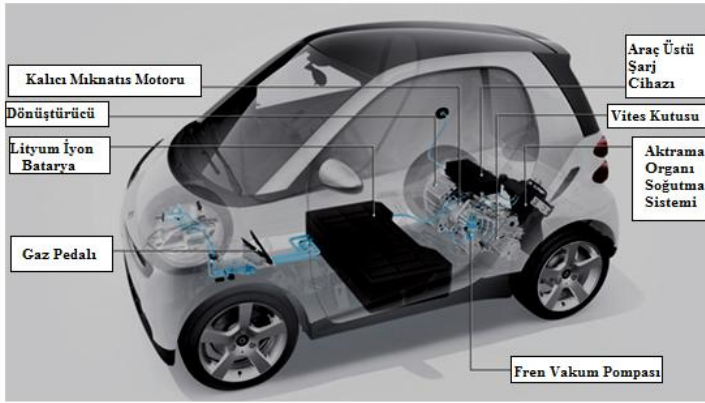
- Tam yük altında, ıslak - buzlu ve eğimli yollarda sürüş kapasitesinin zayıf olması
- Güçlü motorun tekerlerin yönlendirilmesi üzerindeki etkisi
- Motor büyüklüğünün boşluk darlığından dolayı sınırlandırılması
- Ön aks fazla yüklendiğinde, yüksek yönlendirme katsayısı veya yüksek yönlendirme gücüne ihtiyaç duyması
- Dengesiz frenleme kuvveti dağılımı (%75 ön, %25 arka tekerler)
- Yüksek yük altında kalan ön tekerleklerin, hem sürülmesi hem de yönlendirilmesi sebebiyle ön tekerleklerde yüksek lastik aşınmasının görülmesi
- Ön teker lastiklerin dengesiz (balansız) ve simetrik – homojen olmama durumunda yüksek duyarlılık göstermesi [20]

4.1.3.2. Arkadan itiş

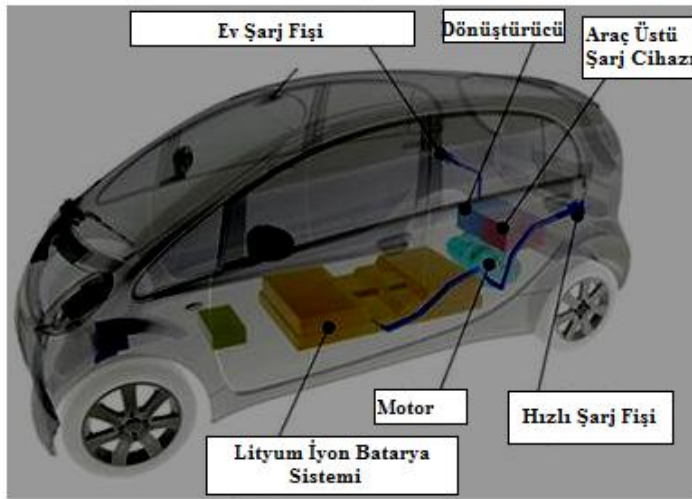
Arkadan itişli (tahrikli) araçlarda motordan alınan tahrik vites kutusunda çevrim oranına göre değiştirilerek kardana mili, diferansiyel sistemi ile arka tekerleklere aktarılır. Günümüzde özellikle yüksek güçlü, sportif amaca uygun olarak üretilen araçların çoğunluğunda arkadan itiş sistemi kullanılmaktadır.



Şekil 4.8. Klasik arkadan itişli araç



Şekil 4.9. Arkadan itişli smart marka elektrik araç



Şekil 4.10. Arkadan itişli mitsubishi i miev marka elektrik araç

Arkadan itişli araçların avantajları:

Motoru önde arkadan itişli EA'ların avantajları;

- Arkadan itişli araçlardaki ağırlık merkezinin ön ve arka akslardaki ağırlık dağılımı önden çekişli araçlara nazaran daha dengelidir.
- Hızlanma esnasında ağırlık transferi, ağırlık arka tarafa yani çekişin sağlandığı tekerleklere doğru kayar bu da çekişi iyileştirir.
- Motor boyutunda herhangi bir sınırlama olmaması, özellikle güçlü araçlar için (8 – 12 silindire sahip motorlar) arkadan itiş sistemini uygun hale getirir.
- Tork, ivmelenme esnasında aracın sağa sola çekmesine sebep olmaz.

- Motorun ses yalıtımı daha kolaydır.
- Sürüş ve tahrikin ayrı tekerlerden yapılması sonucu lastiklerdeki aşınmanın azalması
- Tahrik kuvvetlerine bakmaksızın basit ve çeşitli tipte ön aks tasarımı mümkündür.
- Sürüş sistemi için yeterli alan bulunmaktadır.
- Dönüş yarıçapı, aracın ön tarafında karmaşık bağlantılar olmadığından, ön tekerlekler daha fazla döndürmek mümkün olmaktadır ve bu sayede verilen aks açıklıklarında daha düşük dönme yarıçapları elde edilir.
- Kuru zeminde daha dengeli ağırlık dağılımı ve ağırlık transferi sayesinde aracın yol tutuşu da artar. Daha dengeli dağılmış yüke maruz kalan ön ve arka tekerleklerde lastikler virajlarda yolu daha dengeli kavrarlar.
- Akslardaki dengeli ağırlık dağılımı, ani ve sert frenleme esnasında yükü azalan taraftaki tekerleklerin kilitlenmesini önlemeye yardımcı olur.
- Arkadan itişli araçlarda çekiş tekerlekleri, römork takılan yere daha yakın olduklarından özellikle ağır yüklerde manevra yapılmasını kolaylaştırmaktadır [21].

Arkadan itişli araçların dezavantajları:

Motoru önde arkadan itişli EA'ların dezavantajları;

- Aracın istenilenden daha keskin dönüş yapması ve bunun sonucu olarak da şerit değiştirme esnasında aracın arkasının aracın ön tarafının hareketini geç takip etme ihtimali yüksektir.
- Değişken (Kararsız) düz sürüş kabiliyeti
- Hareketin arka tekerleklere ulaştırılması için kullanılan kardan milinin neden olduğu araç iç hacim azalması
- Bagaj boyutunda kısıtlamaların ortaya çıkması
- Araçta iki kişi bulunduğunda, tahrik edilen arka aks az yüklenir buda ıslak ve kış şartlarındaki yollarda itiş azalır.
- Tork yönlendirme etkisine doğru yönelim görülmesi

- Yükleme sonrasında uygun olmayan ağırlık dağılımı, arkadan itişli bir araçta ağırlık merkezini, yolcu veya kargo yükleme sonrası arka tarafa doğru kaymasına sebebiyet verir. Bu ise önceden kestirilemeyen yol tutuş problemleri yaratabilir [22] .

4.1.3.3. Önden çekişli - arkadan itişli araçların karşılaştırılması

Otomobillerde çekiş – itiş sistemlerinin birbirlerine göre avantajlı dezavantajlı olduğu birçok durum bulunmaktadır. Sürüş performansı açısından incelendiğinde bu iki sistem içerisinde en önemli noktanın sürüş tekerleklerine gelen yük dağılımları olduğu sonucuna varılmıştır. Tablo 4.2’deki çekiş – itiş sistemleri ortalama yük dağılım çizelgesi incelendiğinde arkadan itişli araçların araç üzerindeki yük dağılımının önden çekişli araçlara göre daha uygun olduğu görülmektedir.

Tablo 4.2. Otomobillerde ortalama aks yük dağılımı (%) [23]

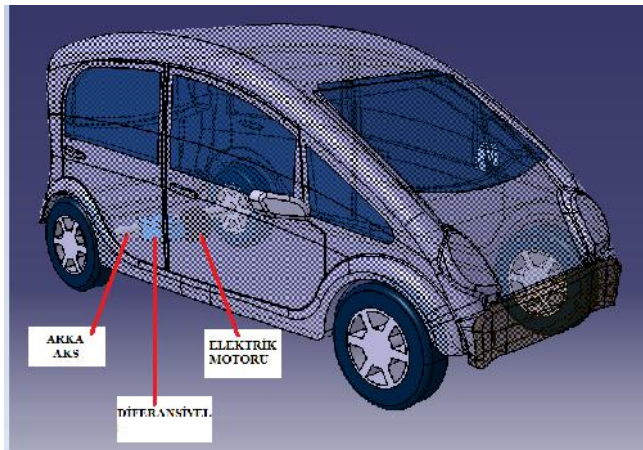
Yük Durumu	Önden Tahrik		Arkadan Tahrik		Motor arkada, arkadan itiş	
	Ön Teker	Arka Teker	Ön Teker	Arka Teker	Ön Teker	Arka Teker
Araç Boş	61	39	50	50	40	60
Önde 2 yolcu	60	40	50	50	42	58
4 yolcu	55	45	47	53	40	60
5 yolcu + bagaj	49	51	44	56	41	59

Tablo 4.3’te önden çekişli ve arkadan itişli araçların karşılaştırması görülmektedir.

Tablo 4.3. Önden çekişli araçlar ile arkadan itişli araçların karşılaştırılması [22]

Özellik	Önden çekiş	Arkadan itiş
Hızlanma	Mükemmel bir düz çizgide hızlanabilme	Hızlanma sırasında arka tekerlekler üzerinde artan yüke bağlı olarak çekiş gücü artar. Özellikle dik yokuşta hızlanırken önden çekişliye göre daha fazla çekiş gücü üretir.
Kaygan zeminlerde	Çekiş yapan tekerlekler üzerinde ağırlık daha fazla olduğu için kaygan zeminlerde kalkış ve hızlanma iyidir. Tekerleklerin patinaj yapması durumunda yönlendirme kabiliyeti yitirilir. Direksiyon çevrilse de araç düz gitmeye devam eder.	Kaygan zeminlerde kalkış esnasında gaz verildiğinde çekiş yapan tekerlekler üzerindeki ağırlık önden çekişliden daha az olduğu için yol tutumu azalır. Bu durum aracın arkasının kaymasına ve dengesizleşmesine neden olur.
Viraj alma	Önden kaymaya eğilimlidir.	Arkadan kaymaya eğilimlidir.
Yanal rüzgarlardan etkileme	Ağırlık merkezi öne yakın olduğundan yan rüzgarlardan daha az etkilenir.	Daha fazla etkilenir.
İç hacim	Yanlamasına yerleştirilen motor-şanzıman sayesinde daha geniş iç hacim	Kardan mili bulunması araç içi hacimde azalmaya sebep olur.
Treyler çekme	Treyler aracın ön kısmını havaya kaldırarak tekerleklerin çekiş gücünü zemine aktarmasını zorlaştırır.	Çekiş yapan arka tekerlekleri yere bastırarak çekiş gücünü artırır.

EA'larda bataryaların aracın orta zeminine monte edilmesi , İYM kullanılmaması, vites kutusu bulunmaması gibi etkenler nedeniyle araç ağırlık merkezi aracın ortasına doğru kayma eğilimindedir. Buna ek olarak ilk kalkış ve hızlanma durumlarında araç ağırlığının arkaya doğru kayma eğiliminde olduğundan EA'nın arkadan itişli olmasına karar verilmiştir.

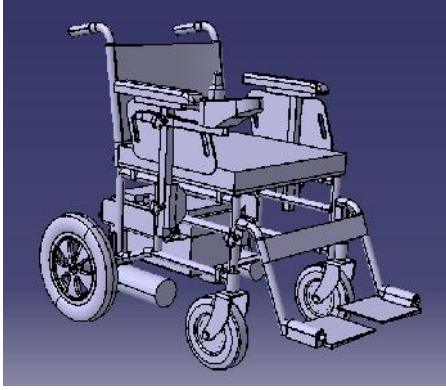


Şekil 4.11. Tasarlanan aracın tahrik sistemi

4.1.4. Tekerlekli sandalyenin araca transfer sistemi tasarımı

Tekerlekli sandalye kullanıcısının araca transferinde, kullanıcının dışarıdan herhangi bir yardım almadan araca binebilmesi ve inebilmesi hedeflenmiştir. Bu sayede kullanıcı ulaşım gereksinimlerini bağımsız olarak karşılayabilecek ve kendi başına hareket edebilme yeteneğini arttıracaktır.

Tasarımı yapılan araçta kullanılan tekerlekli sandalye Polatsan Sağlık Araç ve Gereçleri İmalat Sanayi tarafından üretimi gerçekleştirilen PLT-20 akülü tekerlekli sandalyedir. PLT-20 akülü tekerlekli sandalyenin özellikleri tablo 4.4'de verilmiştir.



Şekil 4.12. PLT-20 akülü tekerlekli sandalye

Tablo 4.4. PLT-20 akülü tekerlekli sandalye bilgileri

Genişlik	Uzunluk	Taşıma kap.	Azami hız	Şarj menzili	Ön teker	Arka teker	Motor	Akü
640 mm	1025 mm	120 kg	6 km/h	30 km	200x50	12 ½ x 2 ¼	350 W	12V 40 Ah

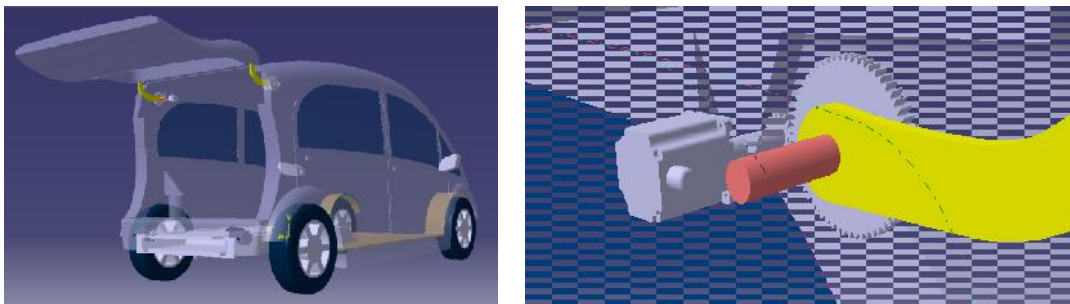
Tekerlekli sandalyelerin araçlara transferi konusunda birçok sistem geliştirilmiş olup bu sistemler genel itibarıyla pahalı ve karışık bir sisteme gereksinim duymaktadırlar.



Şekil 4.13. Farklı tip transfer sistemleri [24]

4.1.4.1. Uzaktan kumanda ile açılıp kapanan bagaj kapağı sistemi

Tekerlekli sandalye kullanıcısı araca binmek isteğinde uzaktan kumanda özellikli araç anahtarına basması ile birlikte öncelikle arka bagaj kapağının açılması gerekmektedir. Tekerlekli sandalyelerin araç arkasından araca binmelerinde bagaj kapısının açılma sistemi ile ilgili farklı mekanik, hidrolik, pnömomatik sistemler kullanılabilir. Tasarımı yapılan araçta bagaj kapısının açılması için kullanıcı komutuyla harekete geçen iki adet dc elektrik motoru kullanılmış olup bu motorlar entegre devreleri sayesinde belirli bir dönme yaptıklarında durmaktadırlar.



Şekil 4.14. Açılır kapanır bagaj kapısı sistemi

Elektrik motorunun miline bağlı olan küçük dişli karşılık dişlisine dönme hareketini aktarmaktadır. Bu hareket aktarımı sonucunda sıkı geçme ile karşılık dişlisi miline sabitlenen kollar dönme hareketi yapmakta ve bagaj kapısını açmaktadır.

4.1.4.2. Bagaj kapısı elektrik motoru güç hesabı

Bagaj kapısının açılıp kapanabilmesi için gerekli motor gücünün hesap edilebilmesi için bagaj kapısının ağırlığının bilinmesi gerekmektedir. Kapıyı oluşturan her bir parçanın ağırlığını tasarım programında üç boyutlu data üzerinden yaklaşık olarak;

İç - Dış metal aksam: 25,42 kg

Cam: 6,31 kg

Stop Lambaları: 2 kg

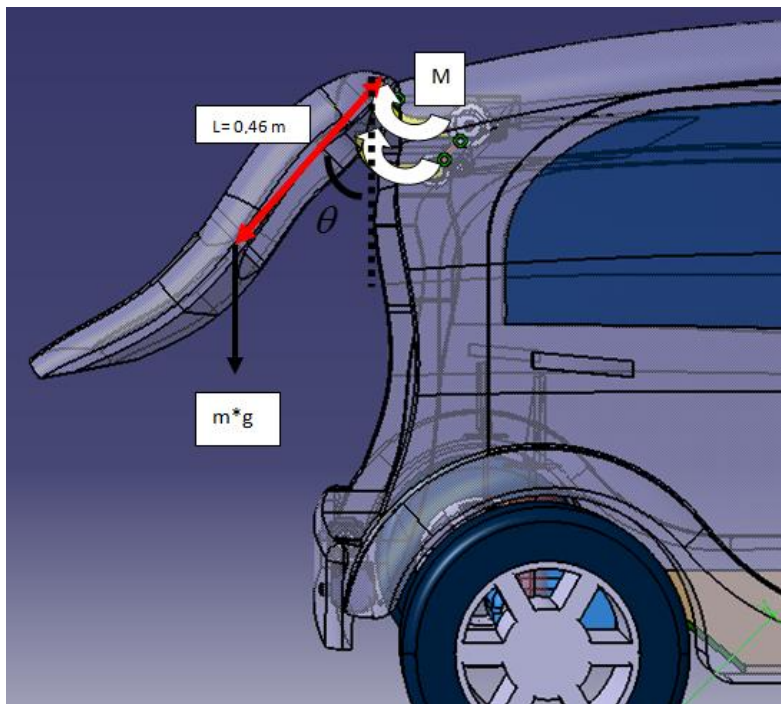
Cam Silecek Mekanizması: 3 kg

Kilitleme ve mafsallama ekipmanları: 5 kg

Döşeme ve diğer parçalar: 5 kg olarak alınmıştır.

Bu değerler dikkate alındığında kapının kütlesi 46,73 kg bulunmuştur.

Kapı ağırlık merkezinin dönme merkezine uzaklığı: 0,46 m,



Şekil 4.15. Bagaj kapısına etkiyen kuvvet – moment çifti

Aktif olarak etki eden ve iş yapan sadece M momenti ve $m \cdot g$ ağırlığıdır.

Bagaj kapısı ağırlığı $m \cdot g$ 'nin düşey doğrultuda yapacağı δh hareketi sonucunda;

$$m \cdot g \cdot \delta h = m \cdot g \cdot \delta(L \cdot \cos \theta) = -m \cdot g \cdot L \cdot \sin \theta \delta \theta$$

θ saat ibresi yönü pozitif ise M'nin aynı yönde yapacağı iş $+ M \delta \theta$ 'dir.

Virtüel iş prensibine göre;

$$[\delta U = 0]$$

$$M \delta \theta + (-m \cdot g \cdot \delta h) = 0$$

$$M \delta \theta = m \cdot g \cdot L \sin \theta \delta \theta$$

$$M = 46,73 \cdot 9,81 \cdot 0,46 \cdot \sin \theta$$

Bagaj kapısının tam açıldığında ($\theta = 90^\circ$) moment;

$$M = 46,73 \cdot 9,81 \cdot 0,46 \cdot \sin 90 = 210,87 Nm \text{ bulunur.}$$

Karşılık dişlisinin diş sayısı: 60

Küçük dişlinin diş sayısı: 16 olarak tasarlandığından,

Karşılık dişlisi kapının açılması için gerekli 90° dönmesini yaptığında 0,25 devir, küçük dişli ise 0,93 devir yapmaktadır. Kapının 5 saniyede açıldığından hareketle 0,25 devir yapan karşılık dişlisi dakikadaki devir sayısı 3, 0,93 devir yapan motorun dakikadaki devir sayısı 11,16 olarak bulunur.

Her iki motorun toplamda vermesi gereken güç;

$$P = \frac{M \cdot \omega}{\eta_{disli} \cdot \eta_{motor}} \text{ denklemine göre bulunmaktadır.}$$

$$\eta_{disli} : \text{Dişli verimi} \cong 0,9$$

$$\eta_{motor} : \text{Motor verimi} \cong 0,95$$

$$\omega : \text{Açısal hız (rad/s)}$$

Açısal hız;

$w = \frac{\pi * n}{30}$ denklemine göre bulunur.

n : Devir sayısı (d/dak) = 3 d/dak olarak yukarda bulunmuştu.

$$w = \frac{\pi * n}{30} = \frac{\pi * 3}{30} = 0,314 \text{ rad / s}$$

$$P = \frac{M * w}{\eta_{disli} * \eta_{motor}} = \frac{210,87 * 0,314}{0,9 * 0,95} = 77,44 \text{ watt}$$

Tek bir motor için gerekli güç;

$$77,44/2=38,72 \text{ watt bulunur.}$$

Elektrik motoru momenti ;

$$P = M * w$$

$$\text{Motor milinin açısıl hızı } w = \frac{\pi * n}{30} = \frac{\pi * 11,16}{30} = 1,168 \text{ rad / s}$$

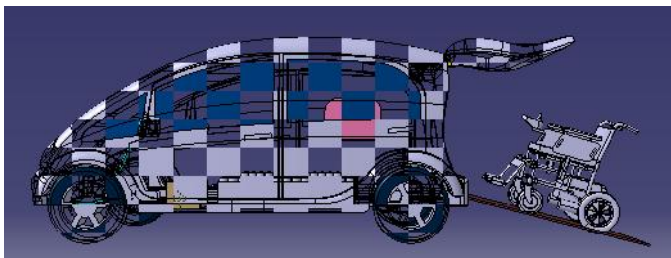
$$P = M * w$$

$$38,72 = M * 1,168$$

$$M = 33,15 \text{ Nm}$$

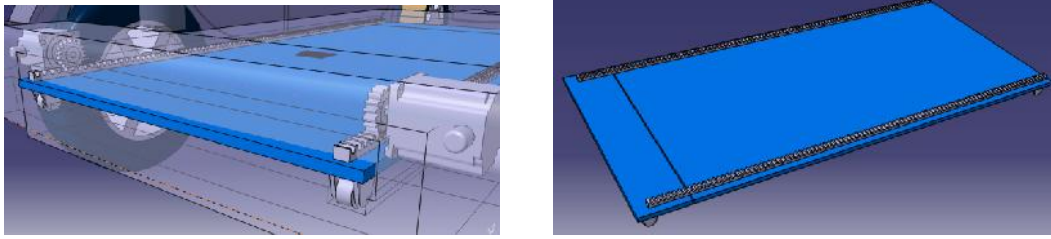
4.1.4.3. Elektrik motoru tahrikli rampa mekanizması tasarımı

Tasarımı yapılan araçta tekerlekli sandalye kullanıcısının araca transferi, kullanıcının komutuyla harekete geçen elektrik motorlarının öncelikle bagaj kapısını açması ve 5 sn sonrasında da rampa sisteminin araç dışına çıkmasını sağlayacak elektrik motorunun harekete geçmesi ile sağlanmaktadır.



Şekil 4.16. Açılır Kapanır Rampa Sistemi

Transferde kullanılacak rampanın üzerinde krameyer dişli sistemi ve karşılığında elektrik motoru miline bağlı karşılık dişlisi bulunmaktadır. Elektrik motorunun dönmesi ile birlikte, rampa araç içine monte edilen kanalından çıkar ve belirli bir mesafeye geldiğinde esnek olan noktasından yerçekimi bağlı olarak aşağı hareket ederek yere temas eder. Belirli bir çalışma süresi olan sistemde, motor durur ve rampa sabit konumunda kalır. Tekerlekli sandalyenin araç içindeki sabitlenmesi tamamlandığında ve sürücü kapama komutu verdiğiğinde rampa eski konumuna geri döner.

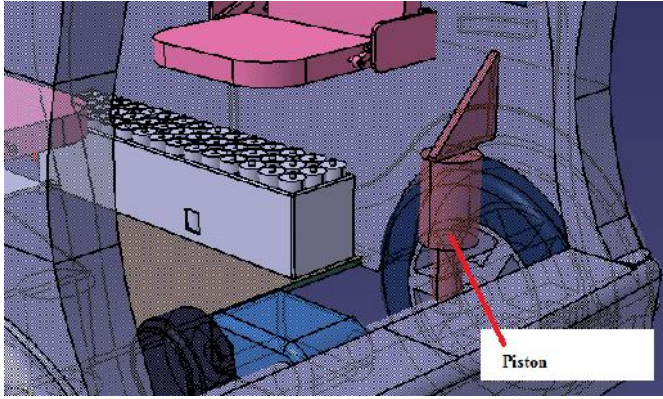


Şekil 4.17. Rampa sistemi alt parçaları

Tasarımda ortak parçaların kullanımının artmasını teminen bagaj kapı sisteminde kullanılan elektrik motorları rampa sisteminde de kullanılacaktır.

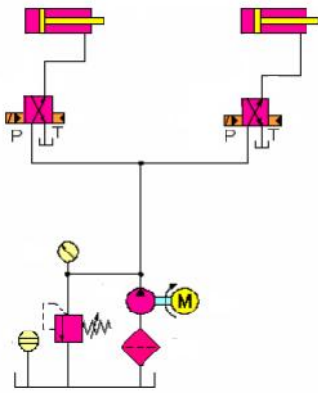
4.1.4.4. Aracın alçalma-yükselme sistemi tasarımı

Tekerlekli sandalye kullanıcısının rampayı çıkmasını kolaylaştırmak için arka şase üzerine, aracın arka kısmının yükselip – alçalmasını sağlayan açılır – kapanır pistonlar yerleştirilmiştir. Yerleştirilen pistonlar açılıp kapanarak aracın arkasının 150 mm’lik alçalma – yükselme hareketi yapmasına imkân sağlamaktadır.



Şekil 4.18. Araç alçalma-yükselme sistemi

Kullanıcının talebi ile birlikte yüksek konumda olan aracın arka kısmı, sistem üzerindeki valflerin açılmasıyla 150 mm alçalır. Araç alçalıp tekerlekli sandalye kullanıcısı araca biner, sonrasında tekerlekli sandalyenin araç içinde sabitlenmesiyle birlikte pompa devreye girerek pistonlara akışkanı iletir ve pistonlar 5 saniyede aracı eski konumuna getiren yükselme hareketini yapar.



Şekil 4.19. Hidrolik devre tasarımı

Pompa güç hesabı;

Aracın arka kısmının 150 mm yükselmesi için yapılan iş;

$W_p = F * 0,15$ denkleminde bulunur.

Arka aksa etkiyen kuvvet, araç arkadan itişli olduğundan toplam araç ağırlığının %60'ı olarak alınır;

$$F = W_T * 0,6$$

$$F = 10398,6 * 0,6 = 6239,16N$$

$$W_p = F * 0,15 = 6239,16 * 0,15 = 935,87Nm$$

Bu işi 5 saniyede yapabilmesi için gerekli net pompa gücü;

$$P_p = \frac{W_p}{5} = \frac{935,87}{5} = 187,17watt$$

Bu işin yapılabilmesi için gerekli net pompa basıncı;

$$p_{net} = \frac{F}{2 * A} \text{ denklemine göre bulunur. (Ark aks üzerinde 2 adet piston var.)}$$

A : Piston alanı (m^2)

100 mm çaplı piston için piston alanı;

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 0,1^2}{4} = 0,00785m^2$$

$$p_{net} = \frac{F}{2 * A} = \frac{6239,16}{2 * 0,00785} = 397398,72pa = 3,97bar$$

Gerekli pompa debisi;

$$P_p = \frac{Q * p_{net}}{600 * \eta_{pompa}}$$

Q : Debi (l/dak)

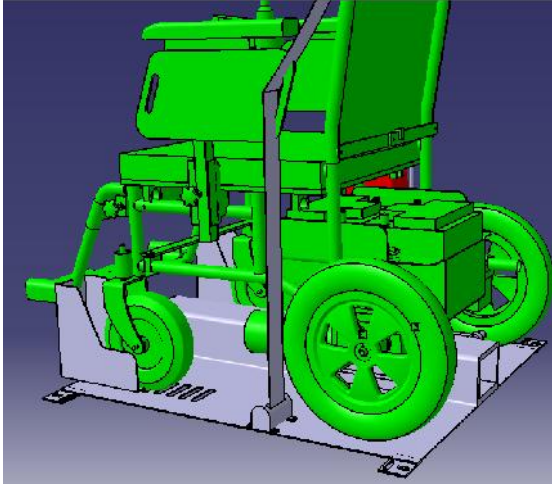
η_{pompa} : Pompa verimi (0,9)

$$P_p = \frac{Q * p_{net}}{600 * \eta_{pompa}} \rightarrow Q = \frac{0,187 * 600 * 0,9}{3,97} = 25,43l / dak \text{ bulunur.}$$

4.1.5.1. Tekerlekli sandalyenin araç içinde sabitlenmesi

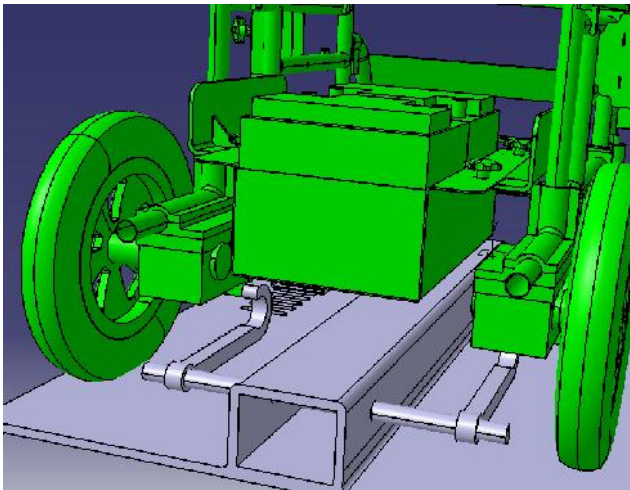
Ani fren ve kaza durumlarında tekerlekli sandalye kullanıcısının zarar görmesini engellemek için tekerlekli sandalyenin araç içinde sabitlenmesi çok önemlidir.

Tasarımı yapılan araçta tekerlekli sandalyenin ön tekerlekleri ön dayamalara temas ederek aracın önüne doğru ve sağ sol tarafına hareketleri sınırlandırılmıştır.



Şekil 4.20. Tekerlekli sandalyenin araç içinde dayama ile sabitlenmesi

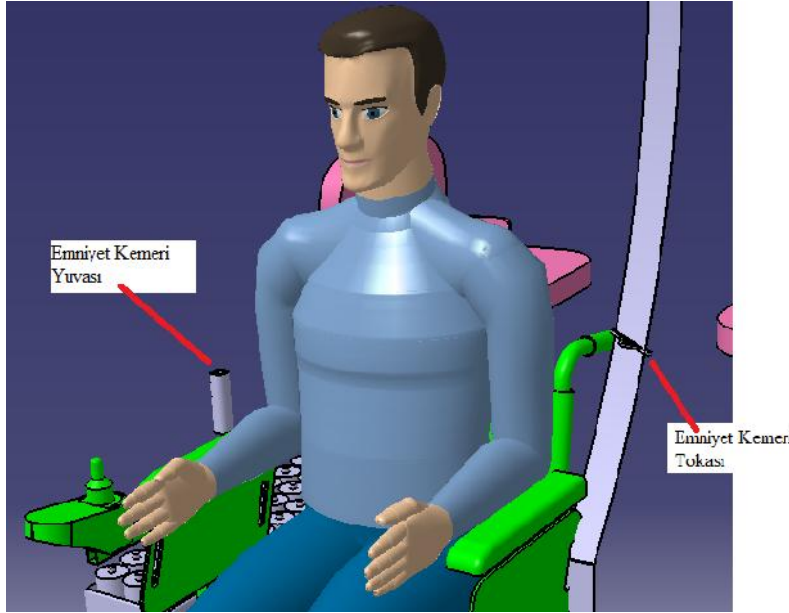
Ön dayamalara ek olarak bir elektrik motoru ile tahrik edilen milin ucunda bulunan çengelin tekerlekli sandalyeyi kavraması mantığı ile çalışan kilitleme mekanizması araç zeminine monte edilmiştir. Bu mekanizma ile tekerlekli sandalye araç zeminine doğru çekilmekte ve devrilme riski minimuma indirgenmektedir.



Şekil 4.21. Tekerlekli sandalyenin kanca ile sabitlenmesi

Tekerlekli sandalyenin ön dayama ve kanca sistemi ile araç içinde sabitlenmesinin yanında, kullanıcının ani fren ve kaza durumlarında zarar görmesini önlemek için

tekerlekli sandalye üzerinde sabitlenmesi gerekir. Tasarımı yapılan araçta üç nokta emniyet kemeri kullanılmış olup emniyet kemeri tokası ve tokenın monte edildiği yuvanın kullanıcının rahatlıkla ulaşabileceği konumda olması sağlanmıştır.



Şekil 4.22. Kullanıcının emniyet kemeri ile sabitlenmesi

4.2. Aracın Ana Bileşenleri

4.2.1. Tahrik elemanlarının seçimi

EA'larda bataryada depolanan elektrik enerjisi elektrik motoru vasıtasıyla dönme hareketine dönüştürülür, dönme hareketi de aktarma organları vasıtasıyla tekerleklere aktarılır.

EA'larda hareketin tekerleklere aktarılması, elektrik motorunun milinden alınan hareketin diferansiyel sistemine aktarılması ve diferansiyele bağlı tekerleklerin hareketi (Şekil 4.22) veya tekerlekten motor (hub motor) teknolojisi ile elektrik motorunun tekerlek içine monte edilip tekerleklerin direkt olarak hareketi şeklinde olabilmektedir.



Şekil 4.23. Elektrik motoru – diferansiyel sistemi [25]

Şekil 4.22’de görülen sistemin avantajı güç aktarma işlemin çok fazla aktarma organına ihtiyaç duymadan yalın bir şekilde yapılması ve her bir tekerleğe aktarılan gücün mekanik olarak eşit olmasını sağlamasıdır.

Tekerlekten motor sistemi tüm aktarma ve süspansiyon sistemini içerisinde bulundurmasına rağmen teknolojisinin çok yeni olması, sarsıntılı sürüşlerde arıza yapması ve bakım maliyetinin yüksekliği sebebiyle sektörde yer bulamamıştır. Bu nedenle tasarımı yapılan araçta Elektrik Motoru – Diferansiyel Sistemi’nin kullanılması uygun görülmüştür.

4.2.2. Tahrik kuvvetlerinin hesaplanması

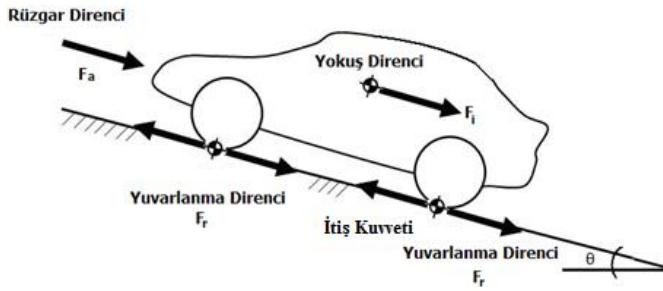
Elektrikli araca hareketi sağlayacak olan elektrik motorunun güç, moment gereksinimlerini hesaplayabilmek için araç üzerine etkiyen tüm kuvvetlerin temel tasarım parametrelerine göre bulunması gerekmektedir.

4.2.2.1. Araca etkiyen boyuna ve düşey kuvvetler

Boyuna ve düşey kuvvetler, tekerlek kuvvetleri ve araca etkiyen, yokuş, rüzgâr, yuvarlanma direnci gibi dirençlerin bilinmesi durumunda aracın hız ve konumu Newton'un ikinci yasası yardımı ile elde edilebilmektedir [26].

Araç üzerine etkiyen dış kuvvetler aşağıdaki şekilde sıralanabilir şekil 4.23.

- Rüzgâr direnci
- Yokuş direnci
- Yuvarlanma direnci
- İvmelenme direnci



Şekil 4.24. Araç üzerine etkiyen kuvvetler

Rüzgâr direnci:

Rüzgâr direnci aşağıdaki denkleme göre hesaplanabilmektedir. Burada aracın yan profilinden etkiyen rüzgâr kuvvetleri ihmal edilmiş olup, rüzgârın sadece seyahat doğrultusunda estiği varsayımı yapılmaktadır. Buna göre rüzgâr direnci;

$$F_a = \frac{1}{2} A \rho C_D V_{ref}^2$$

Formülü ile hesaplanmaktadır. Burada;

F_a : Rüzgâr direnci (N)

A : Aracın maksimum ön alanı (m^2)

p : Hava yoğunluğu (kg / m^3)

C_D : Aerodinamik direnç katsayısı

V_{ref} : Rüzgâr bağıl hızı (m/s) büyüklerini temsil etmektedir.

Tasarım esaslarına göre;

$$A = 1,87 m^2$$

$$p = 1,2 kg / m^3 \quad (21 C^0)$$

$$C_D = 0,3$$

$$V_{ref} = V_{araç} + V_{rüzgar}$$

$$V_{araç} = 60 km / h = 16,66 m / s$$

$V_{rüzgar}$ Türkiye'nin farklı coğrafi bölgelerine göre ölçülen Ortalama Rüzgâr Hızı Tablo 4.5'de görülmektedir.

Tablo 4.5. Türkiye'nin farklı coğrafi bölgelerine göre ortalama rüzgâr hızı (m/s) [27]

Bölge İsmi	Ortalama Rüzgâr Hızı (m/s)
Akdeniz	2.45
İç Anadolu	2.46
Ege	2.65
Karadeniz	2.38
Doğu Anadolu	2.12
Güney Doğu Anadolu	2.69
Marmara	3.29
Türkiye	2,57

$$V_{rüzgar} = 2,57 m / s$$

$$V_{ref} = V_{araç} + V_{rüzgar} = 16,66 + 2,57 = 19,23 m / s$$

Tüm değerler yerine yazıldığında maksimum rüzgâr direnci;

$$F_a = \frac{1}{2} \rho C_D V_{ref}^2 = \frac{1}{2} \times 1,87 \times 1,2 \times 0,3 \times (19,23)^2 = 124,47 \text{ N bulunur.}$$

Yokuş direnci:

Yokuş direnci basit trigonometrik hesaplar ile elde edilebilmektedir.

Yokuş direnci;

$$F_i = W_T \sin(\theta)$$

Formülü yardımı ile hesaplanabilmektedir.

Burada;

$$F_i \quad : \text{Yokuş direnci (N)}$$

$$W_T \quad : \text{Taşıtın toplam ağırlığı (N)}$$

$$\theta \quad : \text{Yokuş eğimi } 14,47^\circ \text{ (%25 Tırmanma değeri için)}$$

Toplam araç ağırlığı;

$$W_T = M_T \times g \text{ denklemine göre bulunmaktadır.}$$

Burada;

$$g \quad : \text{Yer çekimi ivmesi (} g = 9,81 \text{ m / s}^2 \text{)}$$

$$M_T \quad : \text{Taşıtın toplam kütlesi (kg) olarak temsil edilmektedir.}$$

$$M_T = M_{araç} + M_{batarya}$$

$$M_{araç} = M_{bosarac} + M_{yük}$$

$$M_{yük} = M_{yolcu} + M_{bagaj} \text{ denklemlerine göre bulunur.}$$

Ağırlık ile ilgili veriler tablo 4.1'den alınıp aracın toplam kütlesi hesap edilir.

Araç kütlesi;

$$M_{yük} = M_{yolcu} + M_{bagaj} = 210 + 50 = 260 \text{ kg}$$

$$M_{\text{araç}} = M_{\text{bosarac}} + M_{\text{yük}} = 650 + 260 = 910 \text{ kg}$$

$$M_T = M_{\text{araç}} + M_{\text{batarya}} = 910 + 150 = 1060 \text{ kg}$$

Taşıtın toplam ağırlığı ;

$$W_T = M_T \times g = 1060 \times 9,81 = 10398,6 \text{ N} \text{ olarak bulunur.}$$

Araç ağırlıkları ve tırmanma kapasitesi $F_i = W_T \sin(\theta)$ denkleminde yerine yazılırsa;

$$F_i = 10398,6 \times \sin(14,47) = 2598,32 \text{ N} \text{ olarak yokuş direnci bulunmuştur.}$$

Yuvarlanma direnci:

Yuvarlanma direnci, lastiğin temas ettiği deformasyon alanının gerisinden izlenebilen ve kauçuk özelliğini azaltan enerji kayıpları sonucunda oluşur. Yuvarlanma direnci, lastiğin aşınmasına neden olarak, mekanik enerjinin termal enerjiye dönüşmesine neden olur.

Yuvarlanma direnci;

$$F_R = f_{RO} \times W_T \text{ denkleminde göre bulunur.}$$

F_R : Yuvarlanma direnci (N)

f_{RO} : Yuvarlanma direnç katsayısı

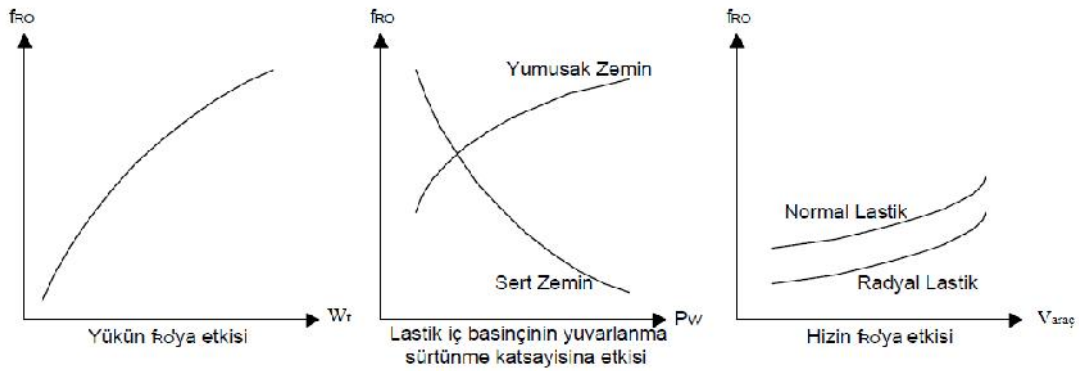
W_T : Taşıtın toplam ağırlığı (N)

Asfalt yollarda, 1,8 bar basınca sahip lastikler için yuvarlanma direnç katsayısı f_{RO} ;

$$f_{RO} = 0,01 \times \left(1 + \frac{V_{\text{araç}}}{160}\right) \text{ denkleminde göre bulunabilir. [28]}$$

$V_{\text{araç}}$: Aracın Anlık Hızı (km/h)

Yuvarlanma direnç katsayısı f_{RO} zeminin durumu, yük ve hız parametrelerine göre değişebilmektedir.



Şekil 4.25. Yuvarlanma direnç katsayısının etkileri [28]

Yuvarlanma direnci F_R ;

$$F_R = f_{RO} \times W_T$$

Asfalt yol durumu ve maksimum araç hızı (60 km/h) için f_{RO} ;

$$f_{RO} = 0,01 \times \left(1 + \frac{V_{araç}}{160}\right)$$

$$f_{RO} = 0,01 \times \left(1 + \frac{60}{160}\right)$$

$$f_{RO} = 0,01375$$

Elde ettiğimiz f_{RO} değerini denklemden yerine yazarsak;

$$F_R = f_{RO} \times W_T$$

$$F_R = 0,01375 \times 10398,6 = 142,98 N$$

Dönen kütle faktörü:

Araca kütesinden dolayı etkiyen ivmelenme direncinden başka, araçta dönen aktarma organları da ivmelenme direnci oluşturmaktadır. Tasarımı yapılan aracın dönen kütle faktörü [29]' göre;

λ : Dönen kütle faktörü;

$\lambda = 1.05$ olarak alınmıştır.

Boyuna hareket denklemi:

Yukarıdaki denklemler ve hesaplamalardan görüldüğü üzere araca yuvarlanma, rüzgâr ve yokuş dirençleri etki etmektedir. Aracın ivmelenebilmesi elektrik motorunun bu kuvvetleri yenmesi ve elektrik motorunun arta kalan kuvvetine bağlıdır. Arta kalan kuvvetleri Newton'un 2. Hareket denkleminde göre bulup aracın hızlanma ve yavaşlama hız karakteristiklerine ulaşabiliriz. Aşağıda verilen eşitliklerde aracın kütlesi dönen güç aktarma organları sebebiyle dönen kütle faktörü ile çarpılmaktadır.

Hızlanma durumunda aracın ivmelenmesi a ;

$$F_{net} = \lambda ma = F_{motor} - F_R - F_i - F_a \text{ denkleminde bulunur.}$$

Yavaşlama durumunda aracın yavaşlama ivmesi b ;

$$F_{net} = \lambda mb = -F_{Fren} - F_R - F_i - F_a \text{ denkleminde bulunur.}$$

Araca etkiyen maksimum direnç kuvvetleri toplamı:

EA'ya etkiyen maksimum direnç kuvvetleri aracın tam yükte ve maksimum hızda maruz kaldığı kuvvetlerin toplamıdır.

$$F_T = F_a + F_i + F_R \text{ denkleminde göre bulunmaktadır.}$$

F_T : Araca etkiyen direnç kuvvetleri toplamı (N)

Maksimum hız, tam yük ve maksimum eğim durumunda hesaplanan direnç kuvvetlerini yerine yazdığımızda maksimum direnç kuvvetleri toplamı;

$$F_T = F_a + F_i + F_R$$

$$F_T = 124,47 + 2598,32 + 142,98$$

$$F_T = 2865,77 N$$

Olarak bulunur.

Eğimin olmadığı düz yolda ($\theta = 0^\circ$) araca etkiyen maksimum direnç kuvvetleri toplamı;

$$F_T = F_a + F_i + F_R$$

$$\theta = 0^\circ \rightarrow F_i = 0$$

$$F_T = F_a + F_R$$

$$F_T = 124,47 + 142,98 = 267,45 N$$

Olarak bulunur.

Elektrik motoru hesapları:

Maksimum motor devir hesabı:

EA 'da kullanılacak elektrik motorunun maksimum devir sayısını bulmak için araç maksimum hızda iken aşağıdaki işlemler yapılır.

Öncelikle elektrik motorunun tahrik ettiği arka lastiklerin çevresi bulunur.

175/55 R14 64 E lastik için lastik çevresi;

$$L_{\text{çevre}} = D_{\text{lastik}} \times \pi \text{ denklemine göre bulunur.}$$

$$D_{\text{lastik}} = (14 \times 25,4) + 2 \times (175 \times 0,55) = 548,1 \text{ mm}$$

$$L_{\text{çevre}} = D_{\text{lastik}} \times \pi = 548,1 \times 3,14 = 1721,03 \text{ mm} = 1,721 \text{ m}$$

Lastiğin 1 km gidebilmesi için yapması gereken devir sayısı;

$$n_{\text{lastik1}} = \frac{1000}{1,721} = 581,05 \text{ d / km}$$

Araç maksimum hızı 60 km/h'de lastiğin maksimum devir sayısı;

$$n_{\text{lastikmaks.}} = \frac{60}{60} \times 581,05 = 581,05 \text{ d / dak}$$

Elektrik motorunun dişli kutusu maksimum devir sayısı için;

Diferansiyel Sistemi'nin (Ayna-mahrutu) dişli oranı 1:3,2

$$n_{\text{motor}} = n_{\text{lastikmaks.}} \times \text{disliorani} = 581,05 \times 3,2 = 1859,36 \text{ d / dak bulunur.}$$

Motor gücü hesabı:

İvmelenmeye göre güç hesabı:

Aracın harekete geçebilmesi için yuvarlanma, rüzgâr ve NEDC (New European Driving Cycle) esnasında ivmelenme kuvvetini yenebilmesi gerekmektedir.

Toplam direnç kuvveti;

$$F_{Tlv} = F_R + F_a + F_{Iv}$$

$$F_{Iv} = 1,05 \times M_T \times a$$

Aracın NEDC durumunda 831 saniye sonra hızı 15,17 m/s, 832 saniye sonra hızı 15,60 m/s'dir [30] .

Bu saniyeler aralığında ortalama hız $(15,17+15,60)/2=15,385$ m/s= $55,38$ km/h.

Bu hızda ivmelenme $a=0,43$ m / s² [31]

$$F_{Iv} = 1,05 \times M_T \times a = 1,05 \times 1060 \times 0,43 = 478,59 N$$

$$f_{RO} = 0,01 \times \left(1 + \frac{V_{arac}}{160}\right)$$

$$f_{RO} = 0,01 \times \left(1 + \frac{55,38}{160}\right)$$

$$f_{RO} = 0,01346$$

$$F_R = f_{RO} \times W_T$$

$$F_R = 0,01346 \times 10398,6 = 139,96 N$$

$$F_a = \frac{1}{2} A_p C_D V_{ref}^2 = \frac{1}{2} \times 1,87 \times 1,2 \times 0,3 \times (15,385)^2 = 108,51 N$$

$$F_{Tlv} = F_R + F_a + F_{Iv} = 139,96 + 108,51 + 478,59 = 727,06 N$$

Motor için gerekli güç;

$$P_{Tlv} = \frac{F_{Tlv} \times V}{\eta_{motor} \times \eta_{trans}}$$

η_{trans} : Taşıtın transmisyon verimi

η_{trans} : 0,9 [32]

η_{motor} : Motorun verimi

η_{motor} : 0,95 [33]

$$P_{Tlv} = \frac{F_{Tlv} \times V}{\eta_{motor} \times \eta_{trans}} = \frac{727,06 \times 15,385}{0,95 \times 0,9} = 13082,81 = 13,082 kW \text{ bulunur.}$$

Maksimum yokuş eğimine göre motor güç hesabı:

Elektrik motorunun maksimum güç ihtiyacı EA'nın yokuş çıkarken ve tam yüklü olduğu hallerde ortaya çıkmaktadır.

EA yokuşta ve tam yüklü olduğu durumda 40 km/h (Yokuş çıkarken maksimum hız 40 km/h alınmıştır.) hızla gidebilmesi için motor gücü;

$$P_T = \frac{F_T \times V_{yokuş}}{\eta_{motor} \times \eta_{trans}} \text{ denklemini kullanılır.}$$

$V_{yokuş}$: EA'nın tam yüklü olduğu durumda yokuş çıkma hızı (m/s)

$V_{yokuş}$: 40 km/h = 11,11 m/s

40 km/h'de araca etkiyen toplam direnç kuvveti yuvarlanma direnci ve rüzgar direnci için tekrar hesaplanarak aşağıdaki eşitlikte yerine yazılırsa;

$$F_T = F_a + F_i + F_R$$

$$F_T = 62,99 + 2598,32 + 129,98$$

$$F_T = 2791,29 N$$

olarak bulunur. Araç 40 km/h giderken bu direnç kuvvetlerini yenebilmesi için gerekli motor gücü;

$$P_T = \frac{F_T \times V_{yokuş}}{\eta_{motor} \times \eta_{trans}}$$

$$P_T = \frac{2791,29 \times 11,11}{0,95 \times 0,9} = 36270,44w = 36,27kW$$

Olarak bulunur.

Düz yol - maksimum hıza göre motor güç hesabı:

EA'lar devamlı olarak tam yüklü ve yokuş tırmanma halinde hareket etmezler. Bu nedenle optimum motor gücünü bulabilmek için EA'nın çeşitli şartlardaki hız değerinin belirlenip motor gücü seçimin yapılması yerinde bir yaklaşım olacaktır.

EA düz yolda ($\theta = 0^\circ$) belirlenen maksimum hıza (60 km/h) ulaşabilmesi için;

Bölüm 4.2.2.1'da düz yol ($\theta = 0^\circ$) durumu için maksimum direnç kuvvetleri toplamı;

$$F_T = F_a + F_i + F_R$$

$$\theta = 0^\circ \rightarrow F_i = 0$$

$$F_T = F_a + F_R$$

$$F_T = 124,47 + 142,98 = 267,45N$$

Olarak bulunmuştu.

EA'nın bu direnç kuvvetlerini yenip maksimum hızına (60 km/h) ulaşabilmesi için motor gücü;

$$P_T = \frac{F_T \times V_{araç}}{\eta_{motor} \times \eta_{trans}} \text{ denklemine göre bulunur.}$$

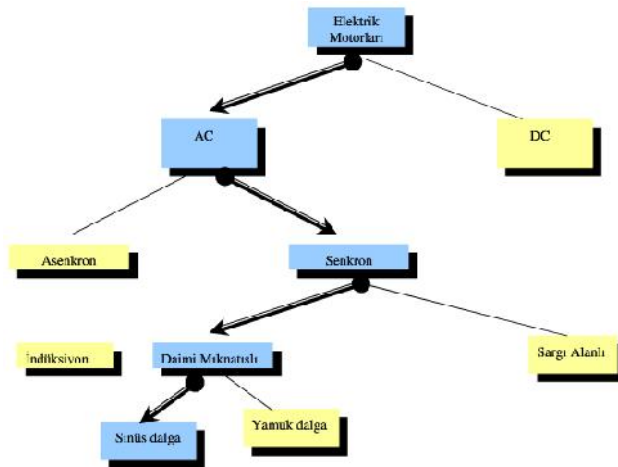
$$P_T = \frac{F_T \times V_{araç}}{\eta_{motor} \times \eta_{trans}}$$

$$P_T = \frac{267,45 \times 16,66}{0,95 \times 0,9} = 4221,20w = 4,21kW$$

4.2.3. Elektrik motor seçimi

EA ve hibrid araçlar için elektrik motoru seçimi özel dikkat gerektiren önemli bir adımdır. Otomobil endüstrisi halen en uygun motorun hangisi olduğu konusunda çalışmalarını devam ettirmektedir.

Elektrik motoru seçiminde dikkat edilmesi gereken temel gereklilikler bölüm 3.3'te verilmişti. Bu gereklilikler ışığında, yüksek moment, hassas hız kontrolü, yüksek verim ve uzun ömür gibi önemli üstünlüklere sahip olması sebebiyle sabit mıknatıslı senkron motorlar EA'lar için en iyi seçim durumuna gelmektedir. Özellikle düşük hızlarda yüksek ve sürekli yüksek moment üretebilmeleri SMSM'ri elektrikli araç uygulamaları için birinci tercih haline getirmiştir. [15] Şekil 4.25'de SMSM'un elektrik motorları içindeki yeri gösterilmektedir.



Şekil 4.26. Elektrik motorları içinde SMSM yeri [34]

Bölüm 4.2.2.1'de seçilen her bir durum için motor güçleri bulunmuştur. Bu durumlar incelendiğinde en uygun değerde motor gücünün tespiti için, sürüş koşulları dikkate alındığında daha uygun sonuçlar verdiği düşünülerek İvmelenmeye Göre Güç Hesabı yöntemi kullanılmıştır.

Motor devri ve maksimum motor gücü gereksinimleri göz önüne alındığında Dae Sun Cd. Ltd firmasının elektrikli araçlar için ürettiği Creation kodlu sabit mıknatıslı senkron motorun EA için uygun olduğu görülmüştür. tablo 4.6'da ve seçilen motorun bilgileri görülmektedir.

Tablo 4.6. Seçilen motorun bilgileri [33]

Motor Tipi	Güç kW	Tork Nm	Devir r.p.m	Gerilim (V)
Creation	14,5	76	6000	300

4.2.3.1. Sabit mıknatıslı senkron motorların avantaj ve dezavantajları

Daimi mıknatıslı malzemelerde ve yarı iletken malzemelerde elemanlardaki yeni gelişmeler SMSM'lerin klasik doğru akım motorlarının üstünlükleri ile alternatif akım motorlarının sağlamlık ve güvenilirlik özelliklerini sağlayabilecek duruma getirmiştir.

Avantajları:

- Basit Yapı
- Yüksek Verim
- Doğrusal moment – hız ilişkisi
- Yüksek moment
- Küçük hacim
- Bakım kolaylığı
- Geniş sınırlar içinde hız kontrolü
- Fırça ve komütatöre gereksinim duymaması
- Rotorda sargılar olmadığından SMSM'un daha kolay soğutulması
- Kollektör bulunmaması rotor boyunun kısılmasına, rotorda sargı olmaması da ağırlığın dolayısıyla rotor ataletinin azalması
- Hava aralığı endüksiyonu arttığı için stator sargıları azaltılarak makinanın dış çapı küçültülebilmekte böylece aynı güçteki ve nominal devir sayısındaki

doğru akım ve asenkron motorlara göre daha küçük hacimde ve ağırlıkta olmaktadır.

- Asenkron motora göre güç faktörü yüksektir. İnverterden beslenen sistemlerde güç katsayısının yüksek olması inverterin gücünden verimli olarak faydalanabilmek açısından önemlidir.
- Vektör kontrollü asenkron motor sistemlerine göre denetimi daha basit ve parametre değişimlerinden etkilenmeyen bir şekilde gerçekleştirilir.

Dezavantajları:

- Stator alanı ile senkronize edilmesi gerektiğinden, rotor pozisyonu bilinmesi gerekir. Yani hassas pozisyon bilgisine gereksinim duyar.
- Rotor pozisyonu, bir pozisyon sensörü ile belirlenebilir ancak bu fiyatın artması ve sistemin karmaşıklığa neden olabilir.
- Harici güç elektroniği devrelerine ihtiyaç gösterir.
- Rotor mıknatısları maliyeti artırır.
- Mıknatısların rotor yüzeyinde olduğu tasarımlarda mıknatısların rotor yüzeyine tutturulması çok zordur ve mıknatısların hep kopma riski vardır.
- Mıknatıs malzemenin ısı sınırlamaları demagnetizasyon riski sistem güvenilirliğini riske atmaktadır.
- Jeneratör çalışma durumunda gerilim ayarı uyarım akımı olmadığından yapılamaz.
- Şebeke frekansına bağlı olarak sabit hızda çalışabilmektedirler. Karmaşık kontrol sistemi tasarlanmadan hız değişimi söz konusu değildir [35] , [36] .

4.2.4. Lastik Seçimi

Lastikler motor milinden alınan hareketin aktarma organları vasıtasıyla alıp düzlemsel olarak yola aktararak aracın hareketini sağlayan hayati öneme sahip

elemanlardır. Lastikler tüm dünyada çeşitli standartlara uygun olarak imal edilmektedirler. Binek araçlar için Avrupa Birliği ECE-R 30 standardını kullanmakta olup tüm lastiklerin bu gerekliliği yerine getirmesi yasal bir zorunluluktur. Binek araçlar için gereklilikler altı ana başlık halinde gruplandırılabilir.

- Sürüş güvenliği
- Dayanıklılık
- Konfor
- Servis ömrü
- Ekonomiklik
- Doğaya uyumluluk

Sürüş güvenliği için özel lastik, güvenli jant tasarımı yapılarak lastiğin janta sıkıca oturması sağlanmalıdır. Bunun yanında lastikler sıcaklık değişimlerinde lastik havasının değişmesine karşı sızdırmaz olmalıdır.

Lastikler için dayanıklılık özellikleri her kullanım aşamasında yüksek sürtünme (Lastik – Yol) katsayısına sahip olma, iyi dönüş kabiliyetine sahip olma, yüksek hızlara dayanabilme, direksiyon hareketlerine direkt ve hızlı cevap verebilmektir.

Sürüş konforu sağlayan lastikler iyi süspansiyon ve düşük yuvarlanma sertliği, park ve sürüş esnasında rahat yön verilebilme, yüzeyinin düzgünlüğü, düşük gürültü üretme gibi özellikleri sahip olmalıdır.

Şekil 4.26'da görüldüğü üzere lastik birçok katmandan meydana gelen taşıyıcı bir elemandır.



Şekil 4.27. Lastik kesiti

Bir araca uygun lastik seçebilmek için öncelikle araçla ilgili bazı özelliklerin bilinmesi gerekmektedir. Bu özellikler ve tasarlanan EA için seçilen lastik değerleri aşağıdaki tabloda görülmektedir.

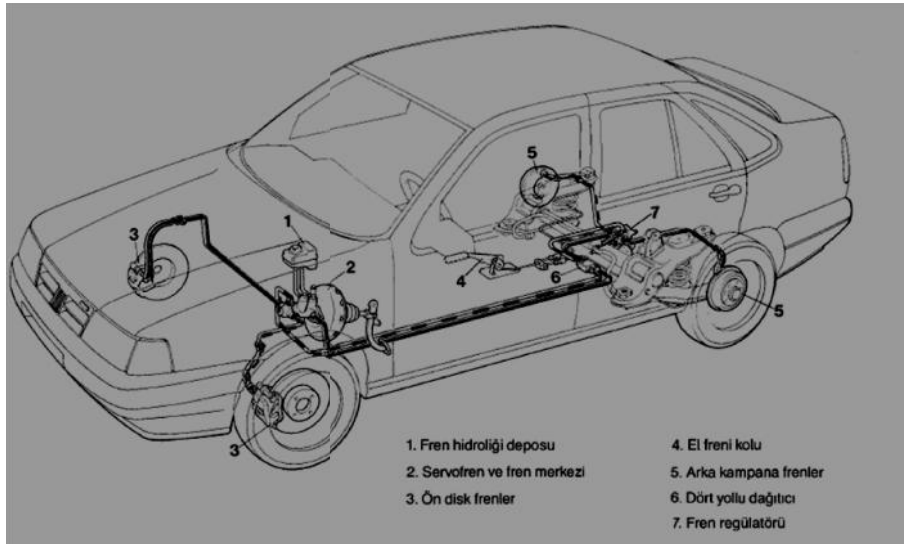
Tablo 4.7. Lastik seçim tablosu

Araç Özellikleri	Seçilen Lastik Sınıfı
Araç Maksimum Hızı 60 km / h	Hız Sembolü: E Hız Limiti: 70 km / h
Lastik Başına Yük Tam yükte ön aksa %44, Arka aksa %56 kuvvet etme durumunda; Ön tekerler: 233,2 kg ,Arka tekerler: 266,8 kg	Yük endeksi: 64 Lastik Başına Yük: 280 kg
Lastik Genişliği	Ön Lastikler: 145 mm Arka Lastikler: 175 mm
Kesit Oranı (Kesit yüksekliğinin kesit genişliğine yüzde oranı)	Ön Lastikler: % 65 Arka Lastikler: % 55
Jant Çapı	14 inç
Seçilen lastiklerin genel gösterimi: Ön Lastik: 145/65 R14 64 E Arka Lastik: 175/55 R14 64 E	

Seçilen bu lastik tipleri ile yakıt tasarrufu, ekonomiklik ve araç gereksinimlerinin karşılanması optimum olacak şekilde hedeflenmiştir.

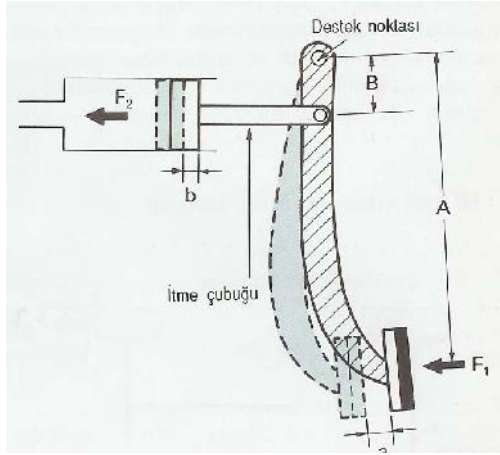
4.2.5. Fren sistemi seçimi

Fren sistemleri, otomobillerin güvenli bir şekilde hızlarının azaltılması, durdurulması veya duran aracın hareket etmesini engelleyen elemanlardır. Frenler aracın mekanik enerjisini sürtünme ile ısı enerjisine çeviren dönüşüm araçları olarak adlandırılırlar. Fren gücünü iletim sistemi olarak günümüz otomobillerin çoğunda hidrolik fren sistemi kullanılmaktadır. Tasarımı yapılacak araç fren sistemi hidrolik fren sistemine göre seçilecek olup rejeneratif frenleme için elektronik sensörler ve Fren kontrol ünitesi kullanılacaktır.



Şekil 4.28. Bir otomobilin hidrolik fren sistemi

Araç hızının azaltılmasını isteyen sürücü fren pedalına basarak ana silindir içindeki hidrolik sıvısına bir basınç uygular. Kaldıraç prensibine göre çalışan pedal – ana silindir sisteminde pedala uygulanan küçük bir kuvvet ana silindire büyük bir kuvvet olarak iletilir (şekil 4.28) .



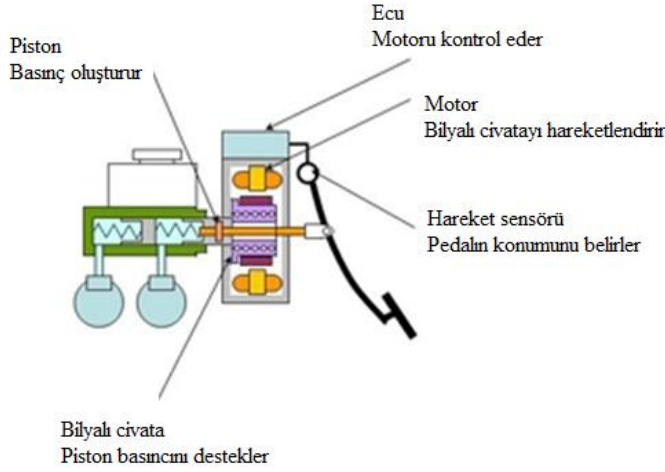
Şekil 4.29. Fren pedalına basıldığında pedalın çalışma prensibi

Frenleme ile ana silindir içindeki hidrolik sıvısına yapılan basınç fren servosu ile artırılarak fren dağıtım bloku vasıtasıyla tüm fren disklerine, kampanalarına iletilmiş olur. Fren balataları diske – kampanaya temas ederek sürtünme ile kinetik enerjiyi ısı enerjisine çevirerek aracın hızının azaltılmasını sağlar. Fren pedalına uygulanan kuvvet sona erdiğinde fren tertibatı içindeki yaylar vasıtasıyla balatalar ile disk - kampana arasında sürtünme sona ermektedir.

Frenleme kuvveti tekerlek silindirlerinin çaplarına bağlı olarak değişecektir. Azami frenlemede taşıt ağırlığının %12'si öne kayar, bu nedenle ön silindir çapı arka silindir çapından büyük yapılır [37] .

EA'larda rejeneratif frenleme yapılarak araç kinetik enerjisinin yavaşlama ve durma sırasında elektrik motorunun jeneratör gibi çalışması sağlanarak elektrik enerjisi olarak geri kazanımı uygulamaları yapılmaktadır. Bu nedenle sürücünün araç hızını yavaşlatma ve durma talepleri yukarıda izah edilen klasik fren tertibatına ilave olarak bulunan Fren kontrol ünitesi tarafından değerlendirilir. Fren taleplerinin Fren kontrol ünitesi tarafından değerlendirildiği sistemlere Elektro Hidro Fren sistemleri adı verilmektedir. Bu sistemde fren pedalının bağlı bulunduğu mekanik düzeniğin yanında fren pedalının konumunu algılayan elektronik sensörler bulunmakta olup bu sensörler frene basma hızı ve basma miktarlarını Fren kontrol ünitesine gönderirler. Elektronik fren beyni bu ve diğer araç bilgilerini birleştirerek her tekerleğe gerekli fren kuvvetini hesaplayarak, gerekli fren basıncını, merkezi hidrolik ünitesinde

oluşturmaktadır. Elektronik beyine ulaşan bu frenleme bilgisi, araç içerisindeki bir elektro-motorun, beyinden gelen mesajla devreye girmesini, aracın durdurulabilmesi için fren gücünü üretmesini ve yine fren hidroliği vasıtası ile aktarılan güç sayesinde aracın durdurulmasını sağlayacaktır. Eğer elektrik sisteminde herhangi bir hata ortaya çıkarsa, direkt olarak yedek hidrolik fren ünitesi devreye girmektedir.



Şekil 4.30. Elektro fren sistemi

Elektro Hidro Fren (EHB) sisteminin klasik hidrolik fren sistemlerine göre avantajları;

- EHB sistemi ağırlığı önemli ölçüde azaltılmış, daha küçük bir montaj alanı gerektiren bir sistemdir. Ek olarak, araca montajı da çok daha kolaydır.
- Her tekerde bulunan fren kuvvet modülasyonu ile kombine olarak çok hızlı çalışması nedeniyle optimum fren mesafesinde ve güvenilir frenleme sağlamaktadır. Böylece EHB, frenleme esnasında otomatik olarak fren gücünü artırırken, buna paralel olarak frenlemenin doğurduğu fiziksel etkileri de azaltmaktadır.
- EHB, sürücüye yardımcı olan diğer birçok tamamlayıcı sistemle de birlikte çalışabilmektedir. Örneğin, acil frenleme esnasında fren kuvvetini çok seri artıran "ileri fren destek sistemleri" veya yokuş aşağı sabit hızda inmeyi sağlayan sistemlerle birlikte çalışabilmektedir. ACC (Adaptive Cruise Control) sisteminden başlayarak trafik navigasyon sistemlerine kadar araç

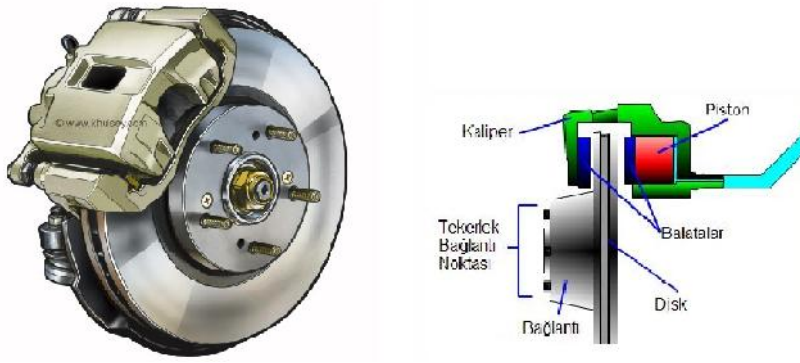
üzerindeki diğer tüm sistemlerle bir şebeke sistemi kurarak haberleşebilmektedir.

- Sürücü için minimum frenleme kuvveti, titreşimsiz ve ayarlanabilir hafif bir fren pedalı duygusu sağlaması ve frenlemenin son derece sesiz gerçekleşmesi sürüş rahatlığını artıran çok önemli bir faktördür.
- Ayrıca EHB çok daha yüksek emniyet koşulları sağlamaktadır. Aracın tüm sistemlerinden gelen bilgiyi anlık olarak değerlendiren ve frenleme parametrelerini aracın o anki pozisyonuna, yol şartlarına göre belirleyen bu sistem gerçekten geleceğin araçlarına büyük bir güven sunmaktadır [38].

Tasarımı yapılan EA'da el freni olarak, hiçbir güç sarf edilmeksizin, kokpite yerleştirilmiş bir düğme vasıtası ile kontrol edilen otomatik elektro-mekanik park freni (EMPF) kullanılacaktır. EMPF 'nin aracı park konumunda sabitlemenin dışında iki fonksiyonu daha vardır: "Autohold" ve "Hillhold". Autohold, otomobilin hareket etmediği anlarda otomatik olarak el freninin devreye girmesini sağlar. Sürücü, diğer tüm otomatik şanzımanlı araçlarda olduğu gibi, durduğu anlarda ayağını devamlı frende tutmak zorunda kalmaz. Harekete geçilmek istendiğinde gaz pedalına basıldığı anda fren kendini otomatik olarak çözer. Hillhold fonksiyonuyla ise otomobilin yokuş yukarı kalkışlarında, otomatik frenleme ve fren çözülmesi sayesinde aracın geri kaymasını önlenir.

4.2.5.1. Disk fren

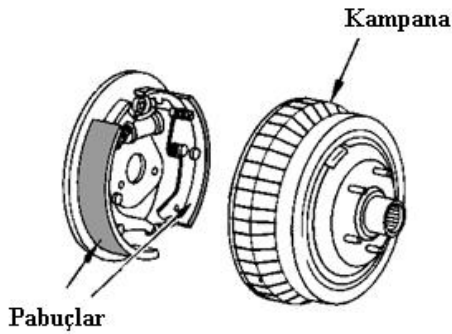
Tekerleğe bağlı bulunan fren diskinin, iki balata arasında her iki tarafından sıkıştırılması şeklinde çalışmaktadır. Balatanın diski sıkıştırmasıyla Tekerleklerin dönmesi yavaşlamakta, araç da tekerlekler ile yol yüzeyi arasındaki sürtünmeden dolayı durmaktadır.



Şekil 4.31. Disk fren ve elemanları

4.2.5.2. Kampana fren

Kampana frenlerde fren yüzeyi silindiriktir. Fren yüzeyini, duran parça (pabuç) ile dönen parçanın (kampana) birbirlerine temas ettikleri yüzey oluşturmaktadır. Frenleme gerçekleşmeden önce tekerlek ile birlikte dönmekte olan kampana, frenleme ile birlikte kampanaya içten sürtünerek frenlemeyi sağlayan bir çift pabuç, pabuçların dışarıya doğru açılarak kampanaya bastırılmasını sağlayan hidrolik sistem temel elemanlardır.



Şekil 4.32. Kampana fren

4.2.5.3. Disk fren ile kampana frenin karşılaştırılması

Kampana frenlerin avantajları:

- Kampanalı frenlerde baskı kuvveti, disk frenlerdekine oranla daha düşüktür. Bu kampanalı frenin elemanlarına dağılan tüm yüklerin daha küçük olduğunu

gösterir. O nedenle kampanalı frenler daha zayıf ve dolayısıyla daha ucuza imal edilirler.

- Balata basıncının düşük olması aşınmaları azaltmaktadır. Bu husus özellikle yılda kat edilen yol miktarı yüksek olan ağır taşıtlarda disk fren kullanılmamasının ana nedenlerinden biridir. Aşınmanın fazla olması, balataların sık değiştirilmesine yol açmakta, maliyeti artırmaktadır.
- Kampana frenlere gelen baskı kuvvetinin düşük olması nedeni ile, disk frenlere göre daha az ısınmaktadırlar [38] .

Disk frenlerin avantajları:

- Disk frenin en büyük faydalı tarafı zayıf iç fren faktörlü bir fren olmasıdır. Bu frenin balata sürtünme katsayısının değişimine karşı sabit bir iç fren faktörüne sahip olması, tambur frenlerde meydana gelen; yüksek sıcaklıklarda kuvvetli Fading (yüksek sıcaklıklarda frenleme etkisinin azalması) etkisini azaltmaktadır.
- Tek parça disk genellikle ısıyı çok iyi iletmekle beraber, ısı iletimi hava kanatçıklı disk ile çok daha etkilidir.
- Frenlerin ıslanması halinde; disk frende su damlaları merkezkaç kuvvet ile çabucak savrulup atılabilirken kampana da daha uzun süre etki etmektedir [38] .

Disk frenlerin dezavantajları :

- Bu frenlerde kullanılan disk ısı tesiri ile aksenel olarak kendine has bir özellikte şekil değiştirmektedir. Frenleme esnasında ısınan diskte meydana gelen şekil değiştirme ile diskin soğuması esnasında meydana gelen şekil değiştirme aynı değildir. Bu şekil değiştirme özellikle yüksek hızlarda kendini oldukça hissettirmekte ve balatalarda eşit olmayan aşınma durumlarını ortaya çıkarmaktadır.
- Disk frenlerde meydana gelen ısı, kampana frenlere nazaran havaya daha çabuk iletilmekle beraber, son zamanlarda artan otomobil hızları dolu olarak

yapılan disklerdeki ısı seviyesinin 650-700° kadar yükseltilmesine sebep olmuştur. Bu artan sıcaklık balataların daha çabuk aşınmasına neden olmaktadır [38].

Tablo 4.8. EA ve HEA’larda fren sistemleri

Araç Modeli	Fren Sistemi						
	Ön Tekerlekler	Arka Tekerlekler	El Freni	ASR	ABS	EBD	Rejeneratif Frenleme
Nissan Leaf	Disk fren	Disk Fren	EMPF	Veri Yok	Ok	Ok	Ok
Mitsubishi I Miev	Macpherson Kule ve Yay	3’lü Diyon	Veri Yok	Veri Yok	Ok	Ok	Veri Yok
Peugeot I-on	Disk fren	Kampanalı Fren	Veri Yok	Ok	Ok	Ok	Veri Yok
Toyota Prius	Disk fren	Disk Fren	Veri Yok	Veri Yok	Ok	Ok	Ok

Tablo 4.8’den görüleceği üzere mevcut EA ve HEA’da ağırlıklı olarak disk frenler kullanılmaktadır. Disk frenlerin etkin frenleme sağlaması, sulu – nemli çalışmada çabuk cevap verebilme özelliklerinden dolayı tasarımı yapılan EA’da da fren sistemi ön ve arka tekerlekler için disk fren olarak belirlenmiştir.

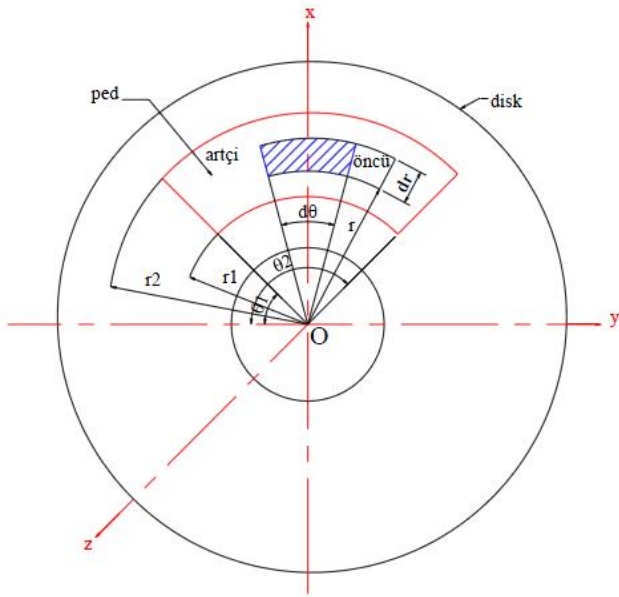
4.2.5.4. Frenleme momenti hesabı

Frenleme momentini, fren balatalarının fren disklerine uyguladığı basıncın sabit olduğunu kabul ederek hesaplayabiliriz.

Bu durumda fren momenti;

$M_{fr} = z * \mu_{balata} * P_0 * \left(\frac{r_2^3 - r_1^3}{3} \right) * (\theta_2 - \theta_1)$ denkleminde göre hesaplanır.

Burada z sürtünme yüzeyi sayısı olup, balata konumu itibarıyla diskin her iki yüzeyine de bastırıldığından $z=2$ ' dir [39] .



Şekil 4.33. Disk fren - balata şematığı [39]

Tasarlanan EA'da kullanılacak olan fren sisteminin için standart bir disk balata kullanılmıştır. Şekil 4.33.

Seçilen disk balatası için;

$\mu_{balata} = 0,45$ (1 Dakikalık frenleme zamanı için) alınmıştır [40] .

[39]'e göre;

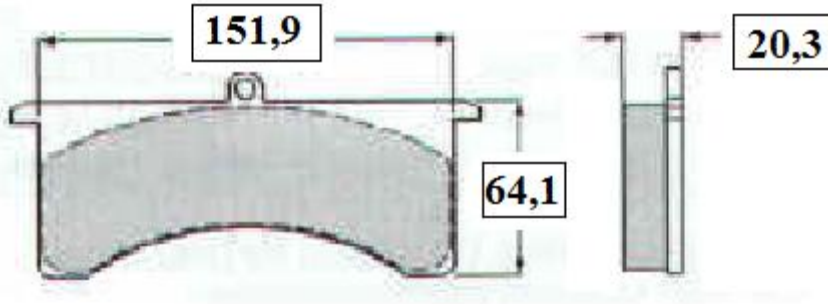
Fren diskine uygulanan basınç değeri;

$$P_0 = 0,249 N / mm^2 ,$$

$r_1 = 70,5 mm$ alınmıştır.

r_2, θ_1, θ_2 değerleri ise Şekil 4.33'e göre;

$r_2 = 134,6mm$, $\theta_1 = 0,96$, $\theta_2 = 2,164$ yaklaşık olarak bulunmuştur.



Şekil 4.34. Disk fren balata ölçüleri [41]

Bulunan değerler denklemde yerine yazıldığında

$$M_{fr} = z * \mu_{balata} * P_0 * \left(\frac{r_2^3 - r_1^3}{3} \right) * (\theta_2 - \theta_1)$$

$$M_{fr} = 2 * 0,45 * 0,249 * \left(\frac{134,6^3 - 70,5^3}{3} \right) * (2,164 - 0,96)$$

$$M_{fr} = 187807,24 Nmm = 187,8 Nm$$

hesaplanır.

Bulunan değerlerin aracı tahrik eden elektrik motorunun momentinden çok yüksek olmasından dolayı frenleme seçim kriterleri (Basınç, şekil, sürtünme katsayısı) uygundur.

4.2.6. Batarya seçimi

Tablo 2.1’de görüleceği üzere mevcut EA’ların çoğunda Lityum – iyon bataryalar kullanılmaktadır. Lityum – iyon bataryanın diğer batarya türlerine göre en büyük avantajı enerji ve güç yoğunluklarının çok yüksek olmasıdır. Bu avantajı ile aynı güç ihtiyacı için ağırlık ve hacimden önemli ölçüde tasarruf sağlamaktadır. EA’larda araç menzilin arttırılması için araç ağırlığının minimize edilmesi gerekliliği düşünüldüğünde Lityum – iyon bataryalar fiyatlarının diğer bataryalara göre daha fazla olmasına rağmen tercih edilmektedirler. Tablo 3.1’de verilen batarya karşılaştırma tablosuna ek olarak General Electronics Battery Co., Ltd. firması

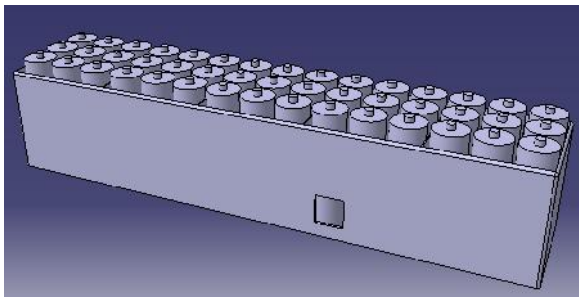
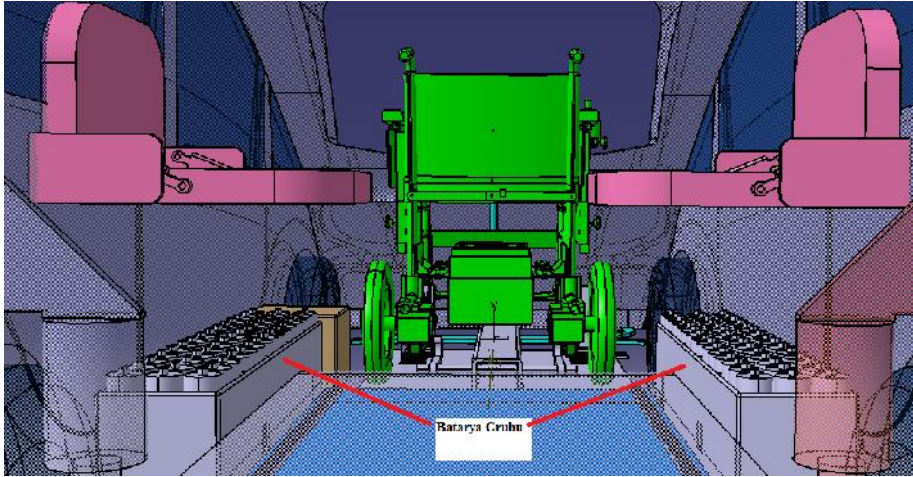
tarafından yapılan karşılaştırmada da (tablo 4.9) lityum iyon bataryaların diğer rakiplerine oranla birçok avantajı olduğu görülmektedir.

Tablo 4.9. EA’larda kullanılabilen bataryaların karşılaştırılması [11]

Özellikler	Lityum iyon	Ni - MH	Kurşun Asit
Çalışma Voltajı (V)	3,7	1,2	2
Kütleli Enerji Yoğunluğu (Wh / kg)	130~200	60~90	30~40
Hacimsel Enerji Yoğunluğu (Wh/L)	340~400	200~250	130~180
Çevrim Miktarı	500	400	300
Kendiliğinden boşalma oranı (% ay)	5%	30%	10%
Hafıza etkisi (tam deşarj olmadan şarj edilmesi durumunda bataryanın verimliliği)	Etkisi yok	40%	Etkisi yok
Enerji Verimliliği	99%	70%	75%
Aynı kapasite için ağırlık karşılaştırması	1	2	4
Aynı kapasite için hacim karşılaştırması	1	1,8	3,5
Güvenilirlik	Yüksek	Düşük	Yüksek

Tasarımı yapılan araçta batarya grubu lityum iyon batarya olarak seçilmiş olup avantaj – dezavantajları, batarya seçimi, gerekli olan hücre sayısı ve hesaplamalar aşağıda sunulmuştur.

Bataryanın araç içinde yerleşimi ve hücrelerin batarya grubu içinde yerleşimi Şekil 4.34’de görülmektedir.



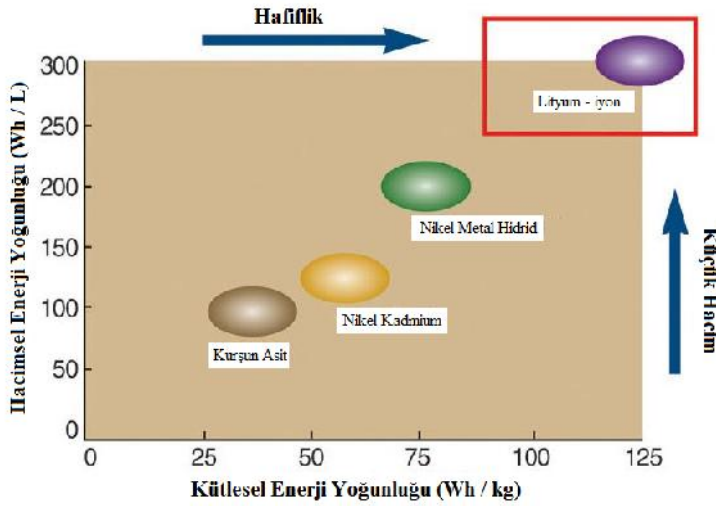
Şekil 4.35. Bataryaların ve hücrelerin yerleşimi

4.2.6.1. Lityum – iyon bataryaların avantajları

Lityum – iyon bataryalar EA ve HEA’larda kullanılan diğer bataryalara göre birçok avantajlara sahiptirler. Bu avantajları aşağıdaki maddeler halinde sıralayabiliriz;

- Aynı ölçülerdeki diğer bataryalara göre daha hafiftirler. Lityum iyon bataryaların elektrotlar ağırlıkları hafif olan lityum ve karbondan oluşmaktadır.
- Lityum oldukça yüksek derecede reaktif bir elementtir. Bu sayede atomik bağlarında çok fazla enerji depolayabilmektedir. Çok fazla enerji depolayabilmesi sonucunda enerji yoğunluğu benzer bataryalara göre daha fazladır.
- Lityum – iyon bataryaların kg başına güç yoğunluğu diğer bataryalara göre daha yüksektir.

- Lityum iyonlarının hareketleri oldukça yüksek gerilimde olur, öyleki her bir hücre 3.7 V üretmektedir. Bu voltaj değeri diğer normal alkalın hücrelere göre 1,5 volt daha yüksektir [42] .



Şekil 4.36. Mevcut bataryaların enerji ve güç yoğunlukları [11]

- Lityum – iyon bataryalar dolu şarj durumlarında şarj durumlarının çok az bir kısmını kaybederler. Lityum – iyon bataryalar ayda şarjlarının %5'ini kaybederken (kendiliğinden deşarj olma durumu) NiMH bataryalar şarjlarının %20'sini kaybetmektedirler.
- Lityum – iyon bataryalar tekrar şarj edilebilmeleri için şarjlarının tamamen bitmesine gerek duymamaktadırlar.
- Lityum – iyon bataryaların çevrim miktarları yüksektir [42] .

4.2.6.2. Lityum – iyon bataryaların dezavantajları

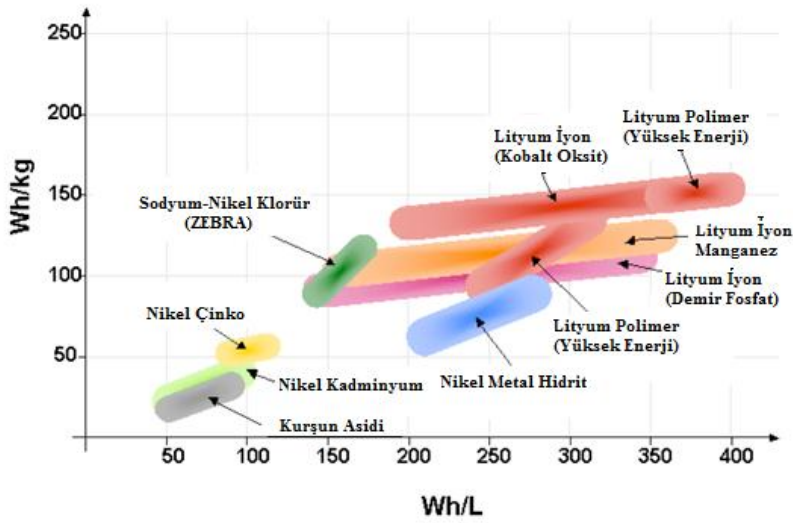
Lityum – iyon bataryaların tamamıyla kusursuz olduklarını söylemek mümkün değildir. Lityum – iyon bataryalarında bazı dezavantajları bulunmaktadır.

- Lityum – iyon bataryalar üretildikleri fabrikadan çıkar çıkmaz bozulmaya başlarlar. Kullanılsalar da kullanılmalarında üretim tarihlerinden itibaren iki ya da üç yıllık bir ömre sahiptirler.
- Yüksek sıcaklıklara karşı çok duyarlıdırlar. Yüksek sıcaklıklar Lityum – iyon bataryaların normalden daha hızlı bir şekilde bozulmasına neden olur.
- Lityum – iyon bataryaların %100 oranında boşaltılması durumunda bataryalar bozulur.
- Lityum – iyon batarya grubu bataryanın yönetilmesi için mutlaka yerleşik bir bilgisayara ihtiyaç duyar. Bu gereklilik onları daha pahalı hale getirir.
- Lityum – iyon batarya grubunu bozabilecek küçük bir değişiklik bataryanın birden alevlenmesine neden olabilir.

4.2.6.3. Lityum – iyon batarya seçimi

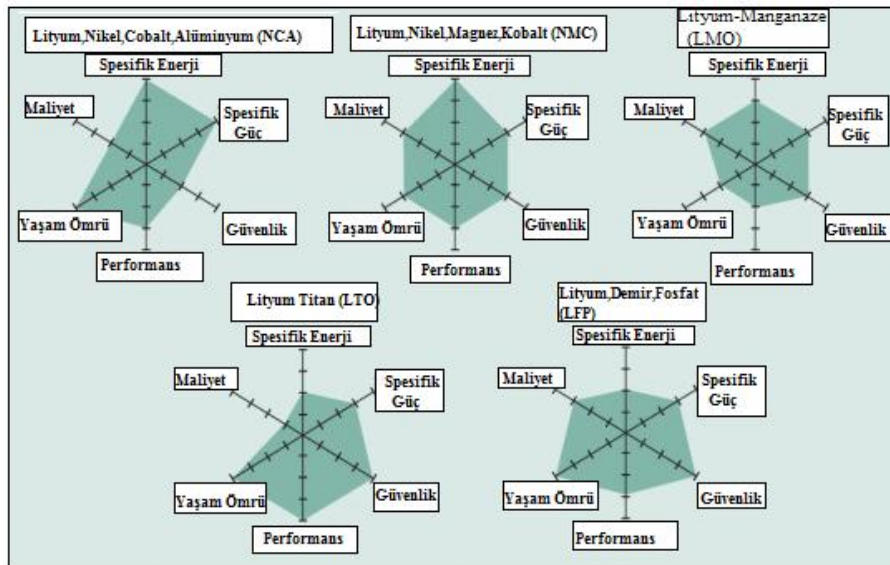
EA'larda batarya seçimi yapılırken birçok faktör (Bakınız 3.1.1.) göz önünde bulundurulmaktadır. Bu nedenle en uygun batarya seçimi için tüm faktörlerin değerlendirilerek bir sonuç alınması gerekmektedir.

Lityum iyon bataryalar yapısında kullanılan elementlere göre farklı özellikler kazanabilmektedirler. Katot, anot ve elektrolitik malzemenin değişikliği ile farklı lityum bataryalar ($LiFePO_4$ – Lityum iyon demir fosfat, $LiMn_2O_4$ – Lityum Manganez Oksit Spinal, $LiCoO_2$ – Lityum Kobalt Oksit gibi) ortaya çıkmakta ve bu değişikliklerle ortaya çıkan her bir batarya grubu farklı konularda avantaj elde etmektedirler.



Şekil 4.37. Lityum grubu ve diğer bataryaların enerji ve güç yoğunlukları [43]

Şekil 4.36’de görüldüğü üzere Lityum bataryalar diğer batarya gruplarına göre enerji ve güç yoğunlukları bakımından daha avantajlıdırlar.



Şekil 4.38. Lityum bataryaların detaylı karşılaştırılması [44]

En uygun batarya tipini belirleyebilmek için Şekil 4.37’den yararlanarak her bir özellik (Maliyet, güvenlik, performans, yaşam ömrü, spesifik güç ve spesifik enerji) ölçü skalasına göre (her çizgi 1 puan) olacak şekilde, EA batarya seçimi önem

katsayısı (ÖK) ile çarpılarak bir değerlendirme yaptığımızda Tablo 4.10’u elde etmiş oluruz.

Tablo 4.10. Lityum batarya değerlendirilmesi

Ölçüt →	Spesifik Enerji (ÖK=3)	Spesifik Güç (ÖK=3)	Güvenlik (ÖK=2)	Performans (ÖK=2)	Yaşam Ömrü (ÖK=3)	Maliyet (ÖK=1)	Toplam
Batarya Grubu ↓							
Lityum Nikel Kobalt Alüminyum	12	12	4	6	12	2	48
Lityum Nikel Manganez Kobalt	12	9	6	6	6	3	42
Lityum Manganez	9	9	6	6	6	3	39
Lityum Demir Fosfat	6	9	8	4	12	3	42
Lityum Titan	6	9	8	8	12	1	43

Tablo 4.10’deki değerlendirme göz önüne alındığında seçim kriterlerine göre en uygun batarya yüksek güç ve yüksek enerji yoğunluğuna sahip Lityum Nikel Kobalt Alüminyum (NCA) olarak karşımıza çıkmaktadır Lityum Nikel Kobalt Alüminyum (NCA) batarya için GAIA firmasının üretmiş olduğu HE 602030 NCA 55Ah/198 Wh batarya seçilmiştir. Tablo 4.11’de bataryanın özellikleri görülmektedir.

Tablo 4.11. Nikel kobalt alüminyum oksit (nca) batarya özellikleri (anot malzemesi karbon) [45]

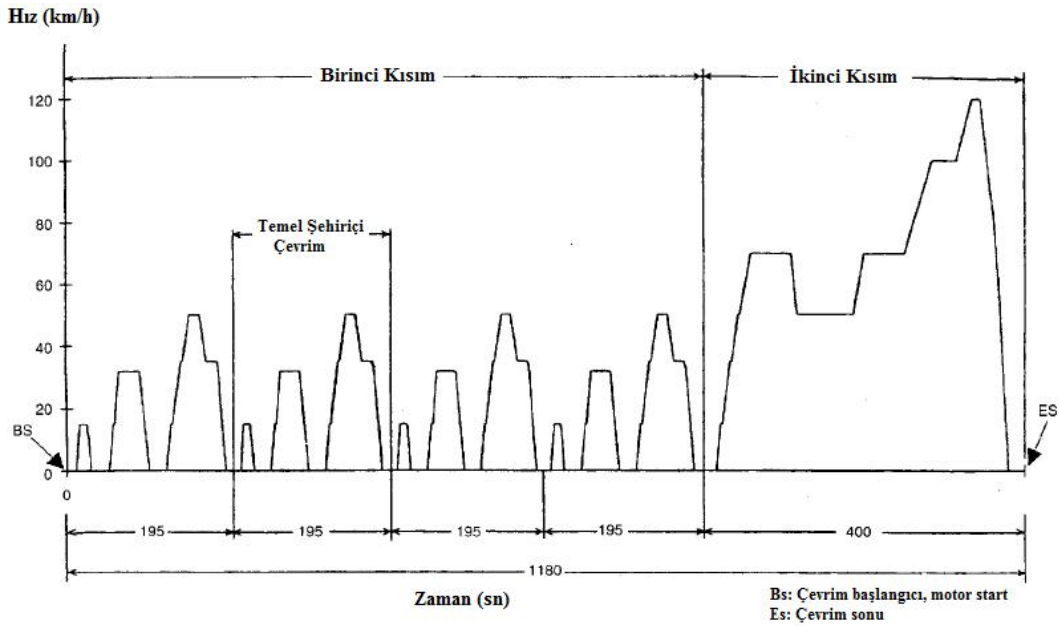
Katot Malzemesi	Voltaj (V)	Enerji Yoğunluğu		Sıcaklık Dayanımı
		Kütleli (Wh/kg)	Hacimsel (Wh/L)	
Nikel Kobalt Alüminyum Oksit (NCA)	3,6	132	345	Orta

4.2.6.4. Batarya hesaplamaları

EA’da kullanılacak bataryalar için bataryanın çalışma gerilimi, akımı, toplam enerji ve batarya grubu içinde çalışacak hücre sayısı bulunmalıdır. Bu verilerin bulunması

için aracı tahrik edecek elektrik motoru bilgileri ve yardımcı sistemler güç ihtiyacının önceden bilinmesi hesaplamaların doğruluğu açısından son derece önemlidir.

EA ve İYM'lerin yakıt tüketimlerini bulabilmek için NEDC test prosedürü esas alınır. İki kısımdan oluşan testte ilk olarak şehir içi trafik şartları oluşturulur. Maksimum hız 50 km/h'i geçmeyen bu testte sürüş, hızlanma, yavaşlama ve rölanti şartları laboratuvar ortamında tatbik edilir. Ortalama hız 19 km/h'tir ve mesafe 4 km'dir. Test 4 kez tekrarlanır [46].



Şekil 4.39. Yeni Avrupa sürüş çevrimi (NEDC) [47]

İkinci test kısmında maksimum hızı 120 km/h ve ortalama hız da 63 km/h olacak şekilde otoyol çevrim şartları tatbik edilir.

İkinci testte, tasarlanan EA için maksimum hız 60 km/h olduğundan maksimum çevrim hızı 60 km/h ve ortalama hız da 48,92 km/h alınmıştır.

Yakıt tüketimi bu test şartlarının birleşimi esas alınarak bulunur.

Tasarımı yapılan EA'nın yakıt tüketimi ve dolayısıyla batarya kapasitesini bulabilmek için Yeni Avrupa Sürüş Çevrimi (NEDC) 'nin 1. ve 2. Test şartlarında ortalama hızları bulunur ve bu hızlarda gerekli motor gücü Bölüm 4.2.2.1. 'e göre bulunur.

Şehir içi (1.) test şartı için;

[46]'deki 780 saniyede 0'dan farklı hızların ortalaması 7,68 m/s olarak bulunur.

Bu hızda aracın ivmelenmesi [47]'e göre 0,94 m / s^2 alınır.

Bu hız ve ivme değerleri için Bölüm 4.2.2.1. İvmelenmeye Göre Güç Hesabı yapılırsa;

Araca etkiyen toplam direnç kuvveti 1.203,53 N,

EA'nın ihtiyacı olan güç 10,81 kW bulunur.

Bu çevrimi EA'nın 1 saat (3600 saniye)'lik periyota yayarak, EA'nın hareket halinde olduğu 1.610 sn için şehir içi kullanım enerji ihtiyacı;

$$E_{B1} = \frac{10,81 * 1610}{3600} = 4,834 \text{ kWh bulunur.}$$

Ancak şekil 4.38 incelendiğinde çevrimde aracın sürekli olarak hızlanmadığı, çevrimin belirli zaman aralılarında sabit hızda sürüşe geçtiği veya yavaşladığı görülmüştür.

Yavaşlama esnasında elektrik motorundan tahrik olmadığından bu anlarda enerji gereksinimi yoktur. Yavaşlama esnasında geçen sürenin durma harici süreler dışında kalan sürenin yaklaşık %25'i olduğu veriler üzerinde [30] görülmüştür.

Aracın sabit hızda gittiği sürenin de durma harici süreler dışında kalan sürenin yaklaşık %45'ine tekabül ettiği görülmüştür. Bu zaman içinde araca etkiyen ivmelenme dirençlerinin sıfır olduğu unutulmamalıdır.

Yukarıdaki her iki durum dikkate alındığında;

Şehir içi kullanım enerji ihtiyacı;

$$E_{B1} = 2,207 \text{ kWh olarak bulunur.}$$

Şehir dışı otoyol (2.) test şartı için;

[47]'deki 400 saniyede 0'dan farklı hızların ortalaması 15,14 m/s olarak bulunur.

Bu hızda aracın ivmelenmesi [47]'e göre $0,43 \text{ m/s}^2$ alınır.

Bu hız ve ivme değerleri için Bölüm 4.2.2.1. İvmelenmeye Göre Güç Hesabı yapılırsa;

Araca etkiyen toplam direnç kuvveti $723,56 \text{ N}$,

EA'nın ihtiyacı olan güç $12,81 \text{ kW}$ bulunur.

Bu çevrimi EA'nın 1 saat (3600 saniye)'lik periyota yayarak, EA'nın hareket halinde olduğu 1.077 saniye için şehir dışı otoyol kullanım enerji ihtiyacı;

$$E_{B2} = \frac{12,81 * 1077}{3600} = 3,832 \text{ kWh bulunur.}$$

Aracın yavaşlama ve sabit hız durumlarındaki direnç kuvvetlerindeki azalmayı dikkate aldığımızda enerji ihtiyacı;

$$E_{B2} = 2,019 \text{ kWh bulunur.}$$

Tüm çevrim boyunca EA'nın gereksinim duyduğu enerji toplamı;

$$E_{BT} = E_{B1} + E_{B2} = 2,207 + 2,019 = 4,226 \text{ kWh hesaplanır.}$$

1 saatlik çevrimde ortalama hızlara göre hesap yapıldığında aracın $28,67 \text{ km}$ yol yaptığı bulunmuştur.

Buradan hareketle aracın $0,147 \text{ kWh/km}$ 'lik bir yakıt sarfiyatına sahip olduğu hesaplanmıştır.

Araç menzilinin $90 - 110 \text{ km}$ olarak hedeflenmesi ile birlikte aracın ortalama enerji gereksinimi $14,7 \text{ kWh}$ bulunur.

EA'nın yardımcı sistemlerinin (Korna, klima, aydınlatma, tekerlekli sandalye transfer elektrik motorları vb.) enerji ihtiyaçları 2 kWh olarak toplam enerji ihtiyacını;

$$E_T = E_B + E_{YS} = 14,7 + 2 = 16,7 \text{ kWh bulmuş oluruz.}$$

Bu durumda kullanılması gerekli hücre sayısı;

$$n_{HS} = \frac{E_T}{\eta_{Batarya} * E_H} \text{ denklemine göre bulunur.}$$

n_{HS} : Hücre sayısı

E_H : Seçilen NCA Bataryanın Toplam Enerjisi

$\eta_{Batarya}$: Batarya verimi, üreticisi kataloğundan 0,98 alındı [45] .

$$E_H = D_{EB} \times M_B$$

D_{EB} : Seçilen NCA Bataryanın Enerji Yoğunluğu (132 Wh/ kg) [45]

M_B : Seçilen NCA Bataryanın Kütlesi (1,5 kg) [45]

$$E_H = D_{EB} \times M_B = 132 \times 1,5 = 198 \text{ watt}$$

$$n_{HS} = \frac{E_{BT}}{\eta_{Batarya} * E_H}$$

$$n_{HS} = \frac{16,70}{0,98 * 0,198} = 86,06 \cong 86 \text{ adet}$$

EA'nın ihtiyaç duyduğu enerjiyi sağlayabilmek için 86 adet hücre kullanılması yeterli olacaktır. Bu durumda toplam batarya grubu kütlesi aşağıdaki gibi bulunur.

$$M_{Batarya} = n_{HS} \times M_B$$

$$M_{Batarya} = 86 \times 1,5 = 129 \text{ kg}$$

4.2.6.5. Batarya kontrol ünitesi

Batarya kontrol ünitesi elektrikli araçlarda bataryanın voltaj ve akım değerlerini tespit eder, bataryanın doluluk oranını fazla şarj - deşarj olmasından önlemek için ve uygun bir şarj olma durumu için hesaplamalar yapar.

Batarya kontrol ünitesi aynı zamanda;

- Batarya anormalliklerini,

- Bataryanın bozulma derecesini,
- Yüksek voltaj parçaları – gövde arasındaki elektrik kaçaklarını tespit eder [48] .



Şekil 4.40. Batarya kontrol ünitesi [48]

Tasarımı yapılan araçta batarya kontrol ünitesi olarak Denso firmasının lithium – ion bataryalar için ürettiği ünite kullanılacaktır.

4.2.7. Batarya şarj ünitesi

Deşarj olan bataryaları şarj ederek kullanıcının yola devam etmesini sağlayan batarya şarj üniteleri normal şarj etme özelliklerinin yanında hızlı şarj edebilme özellikleri ile aracın acil yola devam etmesi gereken durumlarda kullanıcıya kolaylık sağlamaktadır. Batarya şarj üniteleri ev, iş, alışveriş merkezi vb. gibi yerlere kullanıcın isteği üzerine duvara veya zemine monte edilerek EA'ların enerji ihtiyaçlarını karşılamaktadır.



Şekil 4.41. Batarya şarj ünitesi [49]

Tasarımı yapılan aracın bataryalarının şarj edilebilmesi için GE firmasının WattStation Wall Mount modelli batarya şarj ünitesi kullanılacaktır.



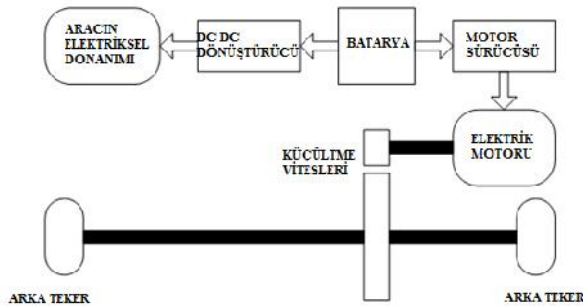
Şekil 4.42. GE marka batarya şarj ünitesi [50]

Tablo 4.12. GE marka batarya şarj ünitesi özellikleri [51]

Çalışma Sıcaklığı ($^{\circ}$)	Voltaj (Volt)	Akım (Amper)	Ağırlık (kg)	Ölçüler (Cm)	Batarya Doldurma Süresi (h)
-30° - 50°	208 – 240 AC	30	14,96	40.62 x 60.96 x 15.24	4 - 8

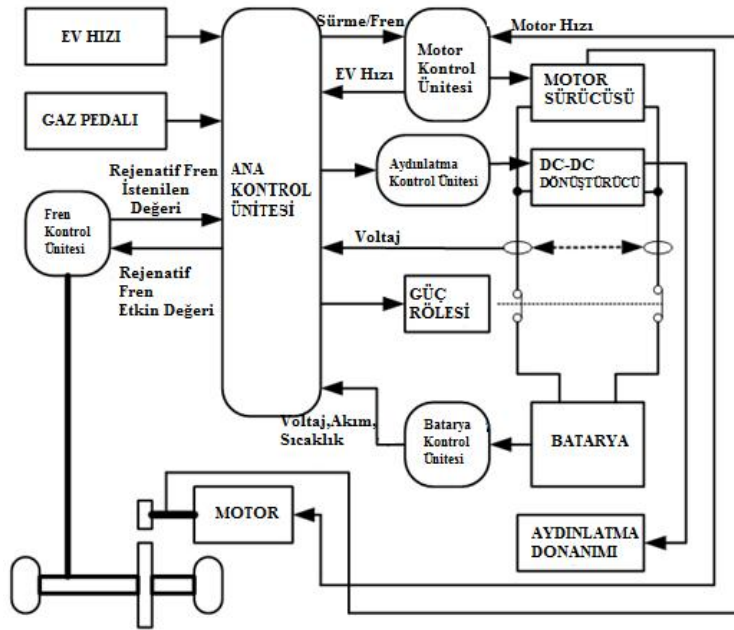
4.2.8. Elektronik kontrol ünitesi ve motor sürücüsü

Tasarımı yapılan aracın araç sistematiği Şekil 4.42’de gösterilmiştir. EA’larda bataryalar hareketin için gerekli gücün sağlanmasının yanında motor sürücüleri, aydınlatma ve diğer fonksiyonlar için de birincil enerji kaynağı durumundadır.



Şekil 4.42. Elektrik araç sistematiği

EA'ların kontrol sistemleri Ana kontrol ünitesi, Motor kontrol ünitesi, Batarya kontrol ünitesi, Fren kontrol ünitesi ve Elektrikli Ekipman kontrol ünitelerinde oluşmaktadır. (Şekil 4.43) Ana kontrol ünitesi, gaz pedalının konumu, araç hızı gibi bilgilere bağlı olarak motor torkunu hesaplayarak EA'nın sürüş torkunu kontrol eder. Tork ihtiyaç değeri Motor kontrol ünitesine gönderilir. Motor kontrol ünitesi, Ana kontrol ünitesi tarafından talep edilen sürüş çıkış değerlerine uygun olarak, torku arzu edilen tork değerine yükseltmek için motor sürücüsünü kontrol eder. Motor sürücüsü direkt tork kontrolüne (DCT) ulaşmak için kullanılabilir. Frenleme hareketi ile motor tarafından yönetilen rejeneratif frenleme koordine edilerek, Fren kontrol ünitesi hem rejeneratif fren sistemi hem de konvansiyonel hidrolik fren sistemi tarafından üretilen fren giriş torkunu kontrol eder. Batarya kontrol ünitesi batarya dolu ve boş olma durumlarını gösterir. Genellikle, batarya monitörü sızıntı – akma, anormal voltaj, anormal sıcaklık ve anormal akım saptama fonksiyonlarını içerir. Elektrikli Ekipman kontrol ünitesi, aydınlatma ve diğer ekipmanlar için değişken voltaj seviyelerinde DC voltaj üreten DC- DC dönüştürücüyü kontrol eder.



Şekil 4.43. Elektrikli araç kontrol şeması

Motor sürücü devreleri güç elektroniği devrelerinin en önemli uygulama alanlarından biridir. Amaç hız, pozisyon ya da moment kontrolü yapmaktır. EA'da aracın

hızlanma ve yavaşlama gereksinimleri motor sürücü devresine aktarılır. Sürücü devresi kendine gelen talepler doğrultusunda motora uygulanan frekans değerini değiştirerek EA'nın istenilen hıza ulaşabilmesini sağlar.

Tasarımı yapılan araçta 8SST022001 kodlu, Nominal Akım değeri 22 Amper, Tepe Akımı 44 Amper olan TDE Macno marka motor sürücüsü kullanılacaktır.



Şekil 4.44. TDE macno motor sürücüsü [52]

BÖLÜM 5. SONUÇLAR

Tekerlekli sandalye kullanıcılarının ulaşım kısıtlamalarının azaltılması konusunda yapılan çalışmalar ve gerek merkezi hükümet gerekse de yerel yönetimlerin engellilere yönelik yaptığı düzenlemeler neticesinde kullanıcıların ulaşım imkânları artmış ve ikinci bir kişinin yardımına ihtiyaç duymadan ulaşım gereksinimlerini karşılayabilir hale gelmişlerdir.

Bu bağlamda, tekerlekli sandalye kullanıcılarının toplu taşıma araçlarına ve özel otomobillerine tekerlekli sandalyeleri ile birlikte rahatça binip – inebilmelerini sağlayan sistemlerin eklenmesi özellikle engellilerin şehir içi ulaşım sorunlarının çözümünde önemli rol oynamaktadır. Bu sistemler sayesinde kullanıcıların sosyal hayata ve iş hayatına katılımı artarak engellerinin yaşamlarına etkileri azaltılmaktadır. Bu tez kapsamında özellikle şehir içi ulaşım gereksinimlerini karşılamak üzere 90 – 100 km sürüş menzili, 60 km/h maksimum hız, %25 tırmanma yeteneğine sahip olarak tasarlanan bir otomobile engellilerin tekerlekli sandalyeleri ile rahatlıkla binip – inebilmesine imkân sağlayacak rampa sistemi ve piston - silindir sistemi eklenerek aracın arka kısmının alçalması ve rampanın açılarak kullanıcının araca binmesine olanak sağlanmıştır. Mevcut çözümlere göre oldukça basit ve ucuz bir yöntemle sorunun çözümü hedeflenmiştir.

Tasarımı yapılan araçta engellilerin araçta yalnızlık hissini giderilmesine yönelik olarak aracın arka kısmına iki kişinin binmesine olanak sağlayacak açılır kapanır koltuklar ilave edilmiştir. Bu sayede engellinin araç kullanırken yaşayabileceği tedirginliklerin azaltılması da sağlanmıştır.

Tekerlekli sandalyelerin araçlara transferi ile birlikte tekerlekli sandalyenin araç içinde sabitleme sorunu ortaya çıkmış ve bu konuda farklı uygulamalar ortaya konulmuştur. Sürüş koşulları ve yolun durumuna göre yapılacak ani fren, hızlanma

hareketleri ve kaza durumları tekerlekli sandalyenin araç içinde hareket etmesine ve/veya devrilmesine sebep olabilir. Engellilerin hareket kabiliyetlerinin ve reflekslerinin sınırlı olması da sorunun çözümlerini kısıtlamıştır. Tasarımı yapılan araçta tekerlekli sandalyenin ön tekerlekleri dayamalara temas ederek araç önüne ve yanlamasına hareketi sınırlanmıştır. Tekerlekli sandalyenin devrilme ve geriye doğru hareketlerini önlemek için elektrik motoru tahrikli kanca sistemi ile kullanılarak tekerlekli sandalye araç zeminine sabitlenmiştir. Mevcut çözümlere göre kullanıcı hareketi gerektirmediğinden kullanımı rahattır.

Elektrikli araç alt sistemlerinde (elektrik bataryaları, elektrik motorları, rejeneratif frenleme, güç elektroniğini vb.) görülen teknolojik ilerlemeler elektrikli araçların verimlerini, menzillerini ve kullanım sürelerini arttırmıştır. Ayrıca çevreye olan etkilerinin içten yanmalı motorlu araçlara göre daha az olması elektrikli araçların hükümetler tarafından teşvik (vergi, destek vb.) edilerek kullanımı artırmıştır. Tasarımı yapılan aracın, içten yanmalı motorların oluşturdukları emisyonların çevreye olan etkileri ve şehir içi sürüş şartları dikkate alınarak elektrik motoru ile tahrik edilmesi planlanmıştır.

Elektrikli araç sistemlerinde sağlanan ilerlemelere rağmen batarya teknolojilerinin kullanım ömrü, ağırlık, hacim, enerji kapasitesi ve bunlara bağlı olarak araç menzilinun istenilen seviyede olmaması elektrikli araçların kullanımının önündeki en büyük engeldir. Bu sorunu gidermek adına batarya teknolojisindeki sağlanacak ilerlemeler ve araç ağırlığının azaltılmasına yönelik alüminyum kullanımı elektrikli araçların menzillerin arttırılmasına olumlu yönde katkı sağlayacaktır.

Batarya şarj istasyonlarının alt yapı yetersizlikleri de elektrikli araçların yaygınlaşmasını sınırlandırmaktadır. İlk yatırım maliyetlerin içten yanmalı araçlara göre daha yüksek olması da sektörü olumsuz yönde etkilemektedir.

KAYNAKLAR

- [1] 2007 Yılı Otomobil ve Toplam Motorlu Araç Parkı, Dünya ve Türkiye Otomotiv Sanayicileri Derneği Rapor, 2008/1, Şubat 2008
- [2] ÇINAR, M.A., KUYUMCU F.E., Hafif Taşıtlar Kaynaklı Çevresel Etkilerin İncelenmesi ve Çözüm Önerileri, 8. Ulusal Temiz Enerji Sempozyumu, 1-5 Aralık 2010
- [3] Elektrikli Araçlar, TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi, Sayfa 16 – 91, Gebze 2003
- [4] BAKKER, D., Battery Electric Vehicles Performance, CO2 Emissions, Lifecycle Costs And Advanced Battery Technology Development, Copernicus institute University of Utrecht, Velocity Data Sheet NEDC , Page 43-44, August 2010
- [5] ÖZTÜRK, M., Sıfır Emisyonlu Elektrikli Taşıtlar, TBMM Çevre Komisyonu
- [6] www.askar.itu.edu.tr/yhe_araclar.htm, (Nisan 2011)
- [7] www.toyotaglobalcom/innovasyon/environmental_technology, (Nisan 2011)
- [8] BOYALI, A. , Hibrid Elektrikli Taşıtların Modellenmesi ve Kontrolü, İTÜ Doktora Tezi, Sayfa 16 -18
- [9] www.a123systems.com/, (Nisan 2011)
- [10] www.compactpower.com/lithium.shtml ve [overview_automotive](http://www.compactpower.com/overview_automotive), (Nisan 2011)
- [11] www.gebattery.com.cn, (Nisan 2011)
- [12] GEORGE, T.F., Key introduction to lithium ion batteries, Department of Chemical and Material Engineering, National Central University, Chung-Li Taiwan.

- [13] BOYALI, A., Hibrid Elektrikli Taşıtların Modellenmesi ve Kontrolü, İTÜ Doktora Tezi, Sayfa 39
- [14] www.maxwell.com/products/ultracapacitors/industries/automotive.aspx, (Nisan 2011)
- [15] BAL, G., Özel Elektrik Makineleri, 2.Baskı, Seçkin Yayıncılık, Sayfa 127-153, 2004
- [16] BUZCU, İ., E., Daimi Mıknatıslı Senkron Motorun Rotor Alan Yönlendirmeli Kontrolü ve Pasif Filtre ile Harmoniklerin Azaltılması, YTÜ Yüksek Lisans Tezi, Sayfa 6, 2005
- [17] DURAN, F., Endüstriyel Çamaşır Makinelerinde Anahtarlama Relüktans Motoru Kullanımı Ve Sistemin Zeki Denetimi, Gazi Üniversitesi Doktora Tezi , Sayfa 7 – 8
- [18] ALTINDEMİR, E., Hibrid Elektrikli Araçlarda Rejeneratif Frenleme, İTÜ Yüksek Lisans Tezi, Sayfa 30 – 34
- [19] http://en.wikipedia.org/wiki/Car_classification, (Ağustos 2011)
- [20] REIMPELL, J., Stoll H. , Betzler J.W. , The Automotive Chassis, Second Edition, SAE International, Page 48 – 51, 2006
- [21] KORKUT, T., Arkadan İtişli Hafif Ticari Araçlarda Tekerleklere Hareket Transferini Gerçekleştiren Kardan Milinde Oluşan Titreşim Ve Seslerin Analizi, Kocaeli Üniversitesi Yüksek Lisans Tezi, Sayfa 1 – 5, 2008
- [22] KARAMANGİL, M., Uludağ Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Alternatif Tahrik Sistemleri Ders Notları
- [23] REIMPELL, J., STOLL, H., BETZLER, J.W., The Automotive Chassis, Second Edition, SAE International, Page 32 – 34, 2006
- [24] www.braunability.com/wheelchair-lifts.cfm,
www.toursofathens.com/athens-tours/handicapped-tours.htm,
<http://buddysholiday.com/>, (Eylül 2011)
- [25] G&C Co., Ltd işletmesi ürün kataloğu, Sayfa 4
- [26] LARMINIE, J., LOWRY, J., Electric Vehicle Technology Explained, Page 187 ,2003

- [27] YILMAZ, L. ,Yenilenebilir Enerji Kaynakları Açısından Rüzgar Enerjisinin Türkiye’deki Kapasitesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İnşaat Fakültesi, Kızıltug, M., Wind Energy, The Graduation Thesis at the Technical University of Istanbul, Turkey, Sayfa 1 – 70, 2002
- [28] ÖZDALYAN, B., Motorlu Taşıtlar Mekaniği Ders Notları, Trakya Üniversitesi
- [29] BAKKER, D., Battery Electric Vehicles Performance, CO2 emissions, lifecycle costs and advanced battery technology development, Copernicus institute University of Utrecht, August 2010
- [30] BAKKER, D., Battery Electric Vehicles Performance, CO2 emissions, lifecycle costs and advanced battery technology development, Copernicus institute University of Utrecht, Velocity data sheet NEDC Sayfa 69, August 2010
- [31] M6 COUNCIL DIRECTIVE of 20 March 1970 on the approximation of the laws of the Member States on measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles, Sayfa 72
- [32] ÖZDALYAN, B., Motorlu Taşıtlar Mekaniği Ders Notları, Trakya Üniversitesi
- [33] Dae Sun Cd.Ltd ürün kataloğu, Sayfa 4
- [34] ÖZÇIRA, S., Sabit Miknatıslı Senkron Motorun Kontrol Yöntemleri ve Endüstride Uygulamaları, YTÜ Yüksek Lisans Tezi, Sayfa 8 – 9, Sayfa 28 – 29, 2007
- [35] BUZCU, İ. , E. , Daimi Miknatıslı Senkron Motorun Rotor Alan Yönlendirmeli kontrolü ve Pasif Filtre ile Harmoniklerin Azaltılması, YTÜ Yüksek Lisans Tezi, Sayfa 6, 2005
- [36] ADAM, A., A., Sabit Miknatıslı Senkron Motorda Moment dalgalanması ve gürültünün azaltılması, YTÜ Doktora Tezi, Sayfa 85, Sayfa 124, 2007
- [37] http://tr.wikipedia.org/wiki/Fren_sistemi, (Nisan 2011)
- [38] YAVUZASLAN, N., Otomobillerde Fren Sistemleri ve İncelenmesi, YTÜ Yüksek Lisans Tezi, Sayfa 5 – 23
- [39] SEVİM, Sarıyerli Dolmaç G., Disk frenlerin tasarım ve tribolojik açıdan incelenmesi, YTÜ Yüksek Lisans Tezi, Sayfa 30 – 31
- [40] MUTLU, İ., KOÇ, R., Otomotiv Fren Balataları İçin Sürtünme Katsayısı Test Cihazının Tasarımı, Teknoloji, Cilt 8, Sayı 1, Sayfa 79 – 84, 2005

- [41] www.magnumforceracing.com/images/product_images, (Mart 2011)
- [42] www.mpoweruk.com/lithiumS.htm, (Mart 2011)
- [43] The Electric Vehicle Battery Landscape: Opportunities and Challenges, University of California, Berkeley, Revision date 21.12.2009
- [44] www.bcg.com/documents/file36615.pdf, (Mart 2011)
- [45] www.gaia-akku.com/fileadmin/user_upload/downloads/cells, (Mayıs 2011)
- [46] BAKKER, D., Battery Electric Vehicles Performance, CO2 emissions, lifecycle costs and advanced battery technology development, Copernicus institute University of Utrecht, Sayfa 28
- [47] M6 COUNCIL DIRECTIVE of 20 March 1970 on the approximation of the laws of the Member States on measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles (70/220/EEC) , Sayfa 68 - 73
- [48] www.globaldensoproducts.com/hvc/battery_ecu.html, (Ağustos 2011)
- [49] www.indiancarsbikes.in/auto-news, (Eylül 2011)
- [50] www.geindustrial.com/publibrary/checkout, (Eylül 2011)
- [51] www.geindustrial.com/publibrary/checkout/DET-746?TNR, (Eylül 2011)
- [52] www.femsanservo.com/index_dosyalar/Page2837.htm , (Nisan 2011)

ÖZGEÇMİŞ

Erhan KORKUT, 23.01.1982' de Karabük'te doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Karabük'te tamamladı. 2000 yılında Karabük Anadolu Meslek Lisesi, Elektrik Bölümü'nden mezun oldu. 2000 yılında başladığı Dumlupınar Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2002 yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'ne yatay geçiş yaptı. 2004 yılında Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü Konstrüksiyon ve İmalat Alanından mezun oldu. 2004 - 2005 yılları arasında vatani görevini yapmak üzere askere gitti. 2006 yılında işe başlayıp 14 ay boyunca çalıştığı Kiel Koltuk Sistemleri Aş.'de sürücü – hostes koltukları üretim hatları lideri ve kalite sorumlusu olarak görev yaptı. 2007 Nisan ayından 2009 Ocak ayına kadar Mako Elektrik Sanayi ve Ticaret Aş.'de Arge Departmanında Ürün Mühendisi olarak görev yaptı. Bu süre içerisinde şirketin ana sanayilere yönelik üretim yaptığı aydınlatma ürünlerinin (far ve stop) geliştirilmesi, kalite problemlerinin çözülmesi ve maliyet düşürülmesi konularında çalıştı. 2009 yılı Ocak ayından bu yana Küçük ve Orta Ölçekli İşletmeleri Geliştirme ve Destekleme İdaresi Başkanlığı (KOSGEB) Sakarya Hizmet Merkezi Müdürlüğü'nde uzman yardımcısı olarak görev yapmaktadır.