T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HİBRİT ELEKTRİKLİ OTOBÜSTE (PHILEAS) SÜRÜCÜ SİSTEMLERİNİN MODELLENMESİ VE GÜÇ AKTARMA ORGANLARININ TASARIMI

BİLAL TİMUÇİN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNA TEORİSİ SİSTEM DİNAMİĞİ VE KONTROL PROGRAMI

DANIŞMAN
DOÇ. DR. SEMİH SEZER

İSTANBUL, 2016

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HİBRİT ELEKTRİKLİ OTOBÜSTE (PHILEAS) SÜRÜCÜ SİSTEMLERİNİN MODELLENMESİ VE GÜÇ AKTARMA ORGANLARININ TASARIMI

Bilal TİMUÇİN tarafından hazırlanan tez çalışması 18.04.2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Semih SEZER

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Semih SEZER

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Cihan DEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Ata MUĞAN

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Artan dünya nüfusu ile birlikte tükenmekte olan kaynaklar sonucunda, gelişmiş ve gelişmekte olan ülkeler, artan enerji taleplerini karşılamak üzere alternatif enerji kaynaklarının arayışına girmişlerdir. Özellikle ulaştırma sektöründe, petrol ve türevi kaynakların tükenmeye başlaması yenilenebilir ve çevreci enerji çözümlerine ilgi son yıllarda hızla artış göstermiştir. Bunun sonucu olarak, hibrit elektrikli araçlar ve full elektrikli araçlar üzerine AR-GE yatırımları yapılmıştır.

İstanbul' da İETT bünyesinde faaliyet gösteren Phileas marka metrobüslerin hibrit elektrikli araça dönüştürülmesi kapsamında İstanbul Ulaşım A.Ş firması 2012 yılında TÜBİTAK tarafından desteklenen proje üzerinde çalışmaya başlamıştır.

Tüm bu bilgiler ışığında bu tez çalışması ve yüksek lisans öğrenimim sırasında vermiş olduğu destek ve yardımlarından dolayı değerli hocamız Doç. Dr. Semih SEZER başta olmak üzere labaratuvar, atölye imkanlarını sonuna kadar kullandığım İstanbul Ulaşım ve İETT kurumlarına, desteklerini esirgemeyen tüm çalışma arkadaşlarıma ve lisans/yüksek lisans çalışmalarım süresince sabırları ve sürekli desteklerinden dolayı aileme ve özellikle canım eşim Züleyha TİMUÇİN' e çok teşekkür ederim.

Nisan, 2016

Bilal TİMUÇİN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....vii

KISALTMA LİSTESİ.....viii

ŞEKİL LİSTESİ..... iv

ÇİZELGE LİSTESİ xii

ÖZET xiiiv

ABSTRACT.....xvi

BÖLÜM 1

GİRİŞ..... 1

1.1 Literatür Özeti..... 1
1.2 Tezin Amacı..... 1
1.3 Hipotez..... 1

BÖLÜM 2

HİBRİT ELEKTRİKLİ ARAÇLARA GENEL BAKIŞ..... 2

2.1 Hibrit Elektrikli Araçların Tarihçesi..... 2
2.2 Hibrit Elektrikli Araçların Sınıflandırılması 3
2.2.1 Seri Hibrit Elektrikli Araçlar(S-HEA) 3
2.2.2 Paralel Hibrit Elektrikli Araçlar (P-HEA) 4
2.2.3 Seri-Paralel Hibrit Elektrikli Araçlar(SP-HEA)..... 5
2.3 Hibrit Elektrikli Araçlarda Uygulanan Yöntemler..... 6
2.3.1 Motor Küçültme 6
2.3.2 Motor Durdurma 6
2.3.3 Rejeneratif Frenleme..... 6
2.4 Hibrit Elektrikli Araçların Avantajları ve Dezavantajları..... 7

BÖLÜM 3

HİBRİT ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA KULLANILAN KOMPONENTLER 8

3.1 Batarya 8
3.2 Elektrik Motoru ve Motor Sürücüsü 10
3.2.1 Doğru Akım Motorları 10
3.2.2 Asenkron Motorlar 10
3.2.3 Sabit Mıknatıslı(Permanent Magnet)Motorlar 11
3.2.4 Anahtarlamalı Relüktans Motoru 11
3.3 Kontrol Ünitesi 12

BÖLÜM 4

PHILEAS METROBÜS ARACININ ŞASE MODELİNİN OLUŞTURULMASI VE GÜÇ AKTARMA ORGANLARI TASARIMI 14

4.1 Phileas Aracının Şase CAD Modelinin Oluşturulması 22
4.1.1 Akson Tasarımı 24
4.1.2 Güç Aktarma Organlarının Tasarımı 25
4.1.3 Motorların Yerleştirilmesi 26
4.2 Akson Statik Yük Analizleri 28
4.3 Soğutma Sistemleri ve Bataryaların Araç Üstüne Yerleştirilmesi 35

BÖLÜM 5

PHILEAS METROBÜS ARACI İÇİN GELİŞTİRİLEN TEST DÜZENEĞİNİN KURULMASI 37

5.1 Motorların Seçilmesi 37
5.1.1 Araç Dinamiği Denklemleri 37
5.2 Motor Sürücüsünün Seçilmesi 43
5.3 Motor Soğutma Sistemi Tasarımı ve İmalatı 45
5.4 Motor Sürücü Soğutma Sistemi Tasarımı ve İmalatı 47
5.5 Test Düzeneğinin CAD Modelinin Oluşturulması 48
5.5.1 Motorların birbirine kuple edilmesi 49
5.5.2 Bataryaların Seçilmesi ve Yerleştirilmesi 51
5.5.3 Yağ Soğutma Sisteminin Yerleştirilmesi 53
5.5.4 Su Soğutma Sisteminin Yerleştirilmesi 54
5.6 Test Düzeneği İmalatı ve Montajı 54
5.7 Testlerin Yapılması 55
5.8 Toplanan Verilerin Simulink Modeli İle Karşılaştırılması 61

BÖLÜM 6

APTS PHILEAS METROBUS ARACININ MATLAB/SIMULINK' TE MODELLENMESİ 65

6.1 İçten Yanmalı Motor (İYM): 66
6.2 Elektrik Motoru (EM): 68
6.3 Batarya Modeli 72
6.4 Güç Aktarma Organlarının Modellenmesi 72
6.4.1 Tekerlek modeli 74
6.4.2 Boylamsal Araç Dinamiğinin Modellenmesi 75
6.4.3 Süspansiyon modelinin oluşturulması 76

BÖLÜM 7

SONUÇ VE ÖNERİLER 80

KAYNAKLAR 82

ÖZGEÇMİŞ 83

YAYINLAR 84

SİMGE LİSTESİ

F_{Σ}	Araca etkiyen toplam kuvvet [N]
F_{ivme}	İvmelenme kuvveti [N]
$F_{yuvarlanma}$	Yuvarlanma kuvveti [N]
$F_{aerodinamik}$	Aerodinamik kuvvet [N]
m	Kütle [kg]
a	İvme [m/sn²]
g	Yerçekimi ivmesi [m/sn²]
ρ_{hava}	Hava Özkütlesi [kg/m³]
C_D	Aerodinamik katsayı
v	Araç Hızı [m/sn]
v_w	Rüzgar hızı [m/sn]
P	Güç [KW]
η	Verim
hp	Beygir gücü
τ	Tork [N.m]
Q	Isı [KW]
c	Isınma Isısı [KW/kg°C]
ΔT	Sıcaklık Farkı [°C]

KISALTMA LİSTESİ

Ah	Amper Saat
BMS	Batarya Yönetim Sistemi
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
CAN	Kontrolör Alan Ağı
DC	Doğru Akım
EM	Elektrik Motoru
FEA	Sonlu Elemanlar Metodu ile Analiz
İETT	İstanbul Elektrik Tramvay ve Tünel
İYM	İçten Yanmalı Motor
kWh	Kilo Watt Saat
Li-Ion	Lityum İyon
Mj	Mega Joule
HEA	Hibrit Elektrikli Araç
P-HEA	Paralel Hibrit Elektrikli Araç
PMSM	Sabit Mıknatıslı Motor
S-HEA	Seri Hibrit Elektrikli Araç
SOC	Şarj Durumu
SOH	Batarya Sağlık Durumu
SP-HEA	SeriParalel Hibrit Elektrikli Araç
SRM	Anahtarlamalı Relüktans Motoru
SM	Sürekli Mıknatıs

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2. 1 Seri hibrit elektrikli araç konfigürasyonu 4
Şekil 2. 2 Paralel hibrit elektrikli araç konfigürasyonu 5
Şekil 2. 3 Seri-Paralel hibrit elektrikli araç konfigürasyonu 5
Şekil 3. 1 Asenkron motor tork-hız karekteristiği 11
Şekil 3. 2 Anahtarlamalı motor iç yapısı 12
Şekil 3. 3 Hibrit kontrol ünitesi ana akış diyagramı 13
Şekil 4. 1 Phileas akson ve kardan şaft bağlantısı 15
Şekil 4. 2 Phileas tahrik aksı kardan şaftı 15
Şekil 4. 3 Phileas kardan şaft bağlantısı 16
Şekil 4. 4 Kardan çatalı 20.000 Nm tork uygulandığındaki gerilme sonuçları 17
Şekil 4. 5 Kardan çatalı 20.000 Nm tork uygulandığındaki gerilme sonuçları kesit 17
Şekil 4. 6 Kardan çatalı 15.000 Nm tork uygulandığındaki gerilme sonuçları 18
Şekil 4. 7 Kardan çatalı 15.000 Nm tork uygulandığındaki gerilme sonuçları kesit 19
Şekil 4. 8 4140 malzeme S-N eğrisi 20
Şekil 4. 9 Kardan çatalı 20.000-15.000 Nm tork uygulandığındaki yorulma sonuçları . 20
Şekil 4. 10 Kardan çatalı 20.000-15.000 Nm tork uygulandığındaki yorulma sonuçları . 21
Şekil 4. 11 Kardan çatalı emniyet katsayısı sonuçları 22
Şekil 4. 12 Phileas aracının şasi geometrisi tasarımı 23
Şekil 4. 13 Phileas aracının şasi geometrisi tasarımı karşıdan görünüşü 23
Şekil 4. 14 Akson katı model tasarımı 24
Şekil 4. 15 Akson katı model tasarımı yandan görünüşü 24
Şekil 4. 16 Akson katı model tasarımı son hali 25
Şekil 4. 17 Dişli kutusu 3 boyutlu tasarımı 25
Şekil 4. 18 Dişli kutusu- motor montajı tasarımı 26
Şekil 4. 19 Kardan şaft tasarımı 26
Şekil 4. 20 Elektrik motorlarının araç şasesine yerleştirilmesi 27
Şekil 4. 21 Elektrik motoru ve dişli kutusunun araca montaj görünümü 27
Şekil 4. 22 Elektrik motoru ve dişli kutusunun akson tasarımına uygunluk kontrolü 28
Şekil 4. 23 Akson 3g kuvveti FEA modeli 29
Şekil 4. 24 Akson 3g kuvveti gerilme sonuçları 29
Şekil 4. 25 Akson 3g kuvveti deformasyon sonuçları 29
Şekil 4. 26 Akson 3,5g kuvveti FEA modeli 30
Şekil 4. 27 Akson 3,5g kuvveti gerilme sonuçları 30
Şekil 4. 28 Akson 3,5g kuvveti deformasyon sonuçları 30

Şekil 4. 29 Akson 4g kuvveti FEA modeli 31
Şekil 4. 30 Akson 4g kuvveti gerilme sonuçları 31
Şekil 4. 31 Akson 4g kuvveti deformasyon sonuçları 31
Şekil 4. 32 Akson 4,5g kuvveti FEA modeli 32
Şekil 4. 33 Akson 4,5g kuvveti gerilme sonuçları 32
Şekil 4. 34 Akson 4,5g kuvveti deformasyon sonuçları 32
Şekil 4. 35 Akson optimizasyon modeli 34
Şekil 4. 36 Akson optimizasyon sonucu 34
Şekil 4. 37 Akson optimizasyonu eleman yoğunluğu 35
Şekil 4. 38 Araç üstü montaj tasarımı 35
Şekil 4. 39 Araç üstü batarya yerleşimi gösterimi 36
Şekil 4. 40 Araç üstü soğutma sistemi yerleşimi görüntüsü 36
Şekil 5. 1 Araca etki eden yükler 37
Şekil 5. 2 Tahrik sisteminin toplam verimliliği 39
Şekil 5. 3 Phileas aracının hız-kuvvet grafiği 42
Şekil 5. 4 Remy Motor HVH250-090 SOM 43
Şekil 5. 5 Rinehart motor sürücüsü 44
Şekil 5. 6 Remy motor soğutma sistemi çalışma prensibi 45
Şekil 5. 7 Motor soğutma hidrolik devre şeması 47
Şekil 5. 8 Motor soğutma hidrolik ünite imalatı 47
Şekil 5. 9 Rinehart motor sürücü soğutma sistemi tasarımı ve imalatı 48
Şekil 5. 10 Araç üzerinde kullanılacak olan Remy motorların birbirine kuplajı 49
Şekil 5. 11 Motor bağlantı statik analiz toplam deformasyon sonucu 49
Şekil 5. 12 Motor bağlantı statik analiz gerilme sonucu 50
Şekil 5. 13 Motor kuplajı imalat aşaması 51
Şekil 5. 14 Motor kuplajı imalatının bitişi 51
Şekil 5. 15 Batarya tasarımı ve yerleşimi 53
Şekil 5. 16 Batarya kabini imalatı ve montajı 53
Şekil 5. 17 Test düzeneği yerleşimi tasarımı 54
Şekil 5. 18 Test düzeneği tasarımı bitmiş hali 54
Şekil 5. 19 Test düzeneği yerleşimi bitmiş hali 55
Şekil 5. 20 Test düzeneği yerleşimi bitmiş hali motor grubu 55
Şekil 5. 21 Phileas aracı üzerinden toplanan veriler 56
Şekil 5. 22 Pedal açıklığı- Tork- Hız değerlerinin göstergesi 58
Şekil 5. 23 Remy motor tork- hız karekteristiği 59
Şekil 5. 24 Remy motor tork- hız verim haritası 59
Şekil 5. 25 Phileas boylamsal model hız davranışı 61
Şekil 5. 26 Phileas aracı boylamsal modeli 62
Şekil 5. 27 Phileas tahrik aksına gelen tork değeri 63
Şekil 5. 28 Boylamsal modelden elde edilen çıktılar 64
Şekil 6. 1 Phileas aracının Simulink/ Simscape blokları ile modellenmesi 66
Şekil 6. 2 İçten yanmalı motor bloğu 67
Şekil 6. 3 Phileas İYM motor özellikleri 67
Şekil 6. 4 Motor bloğu bağlantı şeması 68
Şekil 6. 5 Phileas motor özelliklerinin bloğa girilmesi 68
Şekil 6. 6 Araç üzerinde kullanılan elektrik motoru 69

Şekil 6. 7 raç üzerinde kullanılan elektrik motoru özellikleri 69
Şekil 6. 8 Remy tork- hız karekteristiği 70
Şekil 6. 9 Remy motor güç- hız karekteristiği 70
Şekil 6. 10 Elektrik motoru bloğu 71
Şekil 6. 11 Elektrik motoru bağlantı şeması 71
Şekil 6. 12 Elektrik motoru özelliklerinin bloğa girilmesi 71
Şekil 6. 13 Batarya- Elektrik motoru bağlantısı 72
Şekil 6. 14 Batarya bloğunun kullanımı 72
Şekil 6. 15 Tork konverter bloğunun gösterilmesi 73
Şekil 6. 16 Tork konverter bloğunun iç yapısı 73
Şekil 6. 17 Dropbox ve Diferansiyel gösterimi 74
Şekil 6. 18 Dropbox iç yapısı 74
Şekil 6. 19 Diferansiyel iç yapısı 74
Şekil 6. 20 Tekerlek modeli oluşturulması 75
Şekil 6. 21 Tekerlek özelliklerinin girilmesi 75
Şekil 6. 22 Simscape tekerlek modelinin çalışma prensibi 75
Şekil 6. 23 Araç dinamiği bloğunun gösterilmesi 76
Şekil 6. 24 Phileas aracı özelliklerinin bloğa girilmesi 76
Şekil 6. 25 Phileas süspansiyon sisteminden bir görünüş 77
Şekil 6. 26 Süspansiyon sisteminin komple araç modeline uygulanması 78
Şekil 6. 27 Süspansiyon sistemi tasarımı 78
Şekil 6. 28 Sistemi tahrik etmek için 3 farklı sinüs giriş sinyali oluşturulması 79
Şekil 6. 29 Süspansiyon sistemi sonucunda oluşan düşey yönlü yerdeğiştirme cevabı . 79

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5. 1 Aracın hız-kuvvet-güç dağılımı 41
Çizelge 5. 2 Aracın değişik hızlardaki tork değerleri 43
Çizelge 5. 3 Rinehart motor sürücüsü genel özellikleri 44
Çizelge 5. 4 Test sisteminde kullanılacak olan bataryaların özellikleri 52
Çizelge 5. 5 Pedal açıklığı' na karşılık gelen hız değerleri 57

ÖZET

HİBRİT ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA SÜRÜCÜ SİSTEMLERİNİN MODELLENMESİ VE GÜÇ AKTARMA ORGANLARININ TASARIMI

Bilal TİMUÇİN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Semih SEZER

Geçtiğimiz son on yılda, otomotiv teknolojilerinde enerjinin verimli kullanılabilirliği ve temiz enerji kaynaklarının kullanımı doğrultusundaki arayışların paralelinde, hibrit elektrikli araçlara olan ilgi hızlı bir şekilde artmıştır. Uygun yapılandırma seçildiğinde ve bölgenin coğrafi koşulları incelenerek sistem yapılandırılmaları yapıldığında, hibrit elektrikli araçların konvansiyonel araçlara göre, yakıt tüketimi ve emisyon değerleri bakımından başarılı oldukları görülmektedir. Bu tezde, şehir içi toplu taşımada kullanılan Phileas marka metrobüs aracında oluşan tahrik aksı şaft kırma probleminin nedenlerinden, iyileştirme çalışmalarından, hibrit destek sisteminden ve tüm aracın MATLAB/Simulink ortamında modellemesinden bahsedilmiştir. Kırılan şaftın Cad modellemesi yapılıp, statik ve yorulma analizleri yapılmıştır. Modellemesi yapılan Phileas marka otobüsün elektrik motorları takıldığında ortaya çıkan performansı özetlenmiştir. Giriş bölümünde, hibrit elektrikli aracın tanımı ve genel performans kriterleri ile tez kapsamında amaçlanan çalışmalar için giriş cümlelerine yer verilmiştir. İkinci bölümde hibrit elektrikli araçlar hakkında genel bilgilere yer verilmiştir. Bu kapsamda, hibrit elektrikli araçlar için genel bir bakışın ardından, tarihsel gelişim süreci incelenmiştir. Ardından, çeşitli hibrit elektrikli araç konfigürasyonlarından bahsedilerek, hibrit elektrikli araç mimarileri hakkında kısa bilgiler verilmiştir. Üçüncü bölümde, hibrit elektrikli araçlarda kullanılan batarya, elektrik motoru ve sürücüsü ile hibrit kontrol ünitesi gibi alt komponentlerden genel olarak bahsedilmiştir. Ardından uygulama yapılan seri hibrit araçta seçilen komponentlerin özellikleri hakkında bilgi verilmiştir.

Dördüncü bölümde, güç aktarma organlarının tasarımı, kırılan şaftın tasarımı ve statik analizleri yapılmıştır. Beşinci bölümde, Phileas için seçilen elektrik motorlarının kullanıldığı bir test düzeneği tasarımının Solidworks ve Catia programlarında modellenmesi ve imalatından bahsedilmiştir. Araç üzerinde uygulama yapmak için Phileas aracının Solidworks ve Catia programlarında modelinin oluşturulması, gerekli komponentlerin tasarımı ve bu modele yerleştirilmesinden bahsedilmiştir. Altıncı bölümde, hibrit elektrikli aracı oluşturan komponentlerin ve alt sistemlerin Matlab/Simulink programında modellenmesinden bahsedilmiştir. Sonunda, hibrit elektrikli aracın simülasyon sonuçları grafikler ve tablolar halinde sunulmuştur. Ayrıca yapılan bu çalışma ile elde edilen sonuçlar yorumlanmış ve gelecekte yapılması öngörülen çalışmalar hakkında bilgilere ve tavsiyelere verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Phileas CAD Tasarımı, Hibrit Elektrikli Araç Modelleme

ABSTRACT

MODELLING OF THE DRIVE SYSTEM AND DESIGN OF POWERTRAIN AT HYBRID ELECTRIC VEHICLES

Bilal TİMUÇİN

Mechanical Engineering Department

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr Semih SEZER

Automotive industry has been serching for the way of using existing energy resources more efficently and utilizing clean energy resources. Hybrid Electric Vehicles attract people's attention more and more in last ten years. Recent works show that hybrid electric vehicles consume less fuel and expose less emission in respect to the conventional vehicles in case of choosing adequate configuration and system parameters according to the geographical conditions. In this thesis, hybrid series Phileas electric bus which can be used for public transportion in İstanbul has been modeled with Matlab/Simulink. Also it is mentioned about main shaft which is broken once a month. Reasons and the solution are explained in this thesis. The main shaft has been designed with Catia and its static and fatique analysis has been solved with Ansys.

In the introduction part contains general hybrid electric vehicle definition. Then, general study of this thesis is explained in this part.

Second part contains general overview of hybrid electric vehicles. This general information is followed by the historical progress periods of these vehicle.

Third part gives information about components which are used in hybrid electric vehicles such as battery, electric motors, inverter, powertrain and gearbox.

In fourth part, detailed designing powertrain, original main shaft of Phileas and analysing as a static and fatique.

Fifth part contains designing and manufacturing test system of additional hybrid electric system on third axle. The electric motors, batteries, couplings were choosed according to the load calculations. Then they were mounted in the special labratory.

Sixth part explains whole mathematical model of Phileas bus on the Simulink platform. There are lots of systems and sub-systems about bus.

The last part is the conclusion which gives the interpretations on the obtained results and possisble research areas for the future work.

Keywords: Phileas CAD Design, Modelling Hybrid Electric Vehicle

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Hibrit elektrikli araçların tarihi aslında 1900' lü yıllara dayanmaktadır. Ancak enerji depolama sistemlerinde belirli kriterlerin o zamanlarda sağlanamamış olması, çalışmaların içten yanmalı motor teknolojileri yönüne kaymasına neden olmuştur. Günümüzde petrol türevi yakıtların rezervlerinin tükenme riski, tüm dünyadaki otomotiv üreticilerini, temiz enerji kaynaklarının kullanıldığı araçlar üzerinde çalışma yapmaya itmiştir. Tüm elektrikli araçlara geçişte bir alternatif olarak hibrit elektrikli araçlar üzerinde çalışmalar hızla devam etmektedir.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında şehir içi toplu yolcu taşımacılığında kullanılmak üzere tasarlanan seri hibrit elektrikli aracın modellenmesi, powertrain tasarımı ve kontrolü gibi çalışmaların yapılması amaçlanmıştır. Elde edilen bilgiler ve birikimin yerli piyasada kullanılan komponenetlerde uygulanması düşünülmüştür.

1.3 Hipotez

Bu tez konusunu oluşturan Phileas marka metrobüs aracının hibrit elektrikli araca dönüştürülmesi için aracın 3. aksına yerleştirilecek 76 kW sürekli güce sahip elektrik motorları yerleştirilmesi ve bunun araç ana kontrolü ile senkron halde çalışarak aracın var olan mekaniksel probleminin giderilmesi aynı zamanda hibrit elektrikli araçlar ile ilgili bilgi birikimi elde edilmesi düşünülmüştür.

BÖLÜM 2

HİBRİT ELEKTRİKLİ ARAÇLARA GENEL BAKIŞ

2.1 Hibrit Elektrikli Araçların Tarihçesi

Tarihte bilinen ilk elektrikli araç, Ferdinand Porsche tarafından 1901 yılında seri hibrid elektrikli araç olarak tasarlanmıştır. Enerji kaynağı olarak elektrik motorlarının elektriğini karşılayack bir jeneratör ile küçük batarya kullanılırken, hareket için her bir teker içerisine yerleştirilmiş, sürekli istekte maksimum 1.9 kW-2.6 kW ivmelenme sırasında 5.2 kW anlık güç sağlayabilen elektrik motorları kullanılmıştır. Araç, 50 km/sa maksimum hız ve 50 km menzil özelliklerine sahiptir.

Daha yakın bir geçmişe sahip bir HEA prototipi Victor Wouk tarafından yapılmıştır. Wouk, General Motors firmasına ait 1972 model bir Buick Skylark otomobile 16kW' lık bir elektrik motoru entegre etmiştir.

1978 yılında David Arthurs tarafından birçok HEA' ın temel tasarım kriteri olan geri kazanımlı frenleme sistemi geliştirilmiştir. Opel GT' ye ait hazır ürünleri, kendi tasarladığı gerilim kontrolörü ile entegre ederek, bataryalar, elektrik motoru ve DC jeneratör ile birlikte birleştirmiştir.

Otomobil sektöründe HEA'lar için başarı, 1990' lı yıllarda Toyota Prius ve Honda Insight ticari araçları ile yakalanmıştır. Bu araçlarda, içten yanmalı motorun direk olarak tekerlekleri tahrik edebildiği paralel hibrit konfigürasyonları kullanılmıştır. Toyota Prius ilk üretiminden itibaren yüksek talep görmüştür. Honda Civic Hybrid modeli 4.7 lt/100 km yakıt tüketimi performansına sahiptir. Honda Insight modeli 2006 yılında üretimden

kalktıktan sonra, ilerleyen yıllarda yeni bir model olarak Honda Accord' un hibrit modeli üretilmiştir.

2005 yılında, ilk hibrit elektrikli dört-çeker araç Ford tarafından Escape Hibrit modeli olarak üretilmiştir.

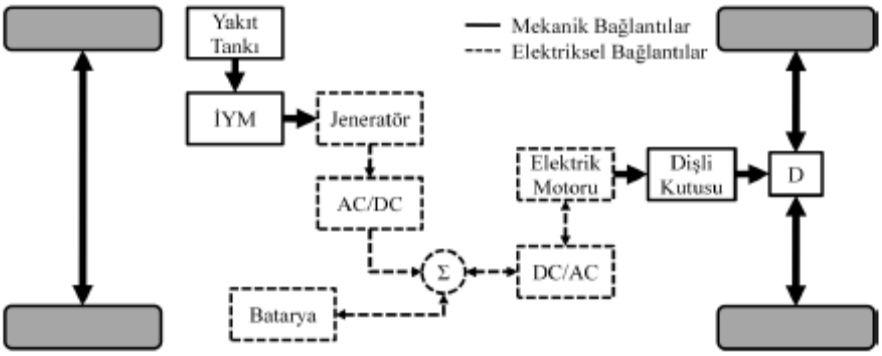
2.2 Hibrit Elektrikli Araçların Sınıflandırılması

Son yılllarda, otomotiv teknolojilerinin gelişmesi ile birlikte artan güvenlik, konfor ve lüks ihtiyaçları nedeniyle makanik ve hidrolik sistemlerin yerini elektrik destekli sistemlere bırakması, araçtaki elektrik gücü tüketimini her yıl yaklaşık olarak %4-5 oranında arttırmaktadır. Araç üreticileri, bu artış dolayısı ile günümüzde kullanılan standart elektrik ağından, 36V elektrik ağına geçmeyi planlamaktadırlar.

Hibrit elektrikli araçlar, güç aktarma organlarının birbirleri ile ilişkisine göre ise seri, parelel ve seri-paralel olmak üzere üç alt grupta sınıflandırılmaktadır.

2.2.1 Seri Hibrit Elektrikli Araçlar(S-HEA)

Seri Hibrit elektrikli araçlar, elektrikli sürüş için tasarlanmıştır. Bir başka deyişle, elektrikli araçlar ile çok fazla benzerlik göstermektedir. Seri hibrit konfigürasyonunda, İYM ile tekerlekler arasında hiçbir mekanik bağlantı bulunmamaktadır ve yol yüklerinin karşılanması için elektrik motruna hiçbir şekilde direk katkı sağlamaktadır. Seri hibrit araçtaki içten yanmalı motorun yol yükünden bağımsız hale getirilmesi ile, içten yanmalı motorun istenen bir noktada sürekli çalışması sağlanabilmekte ya da maksimum verimli noktalar arasında gezinebilecek şekilde İYM kontrol edilebilmektedir.

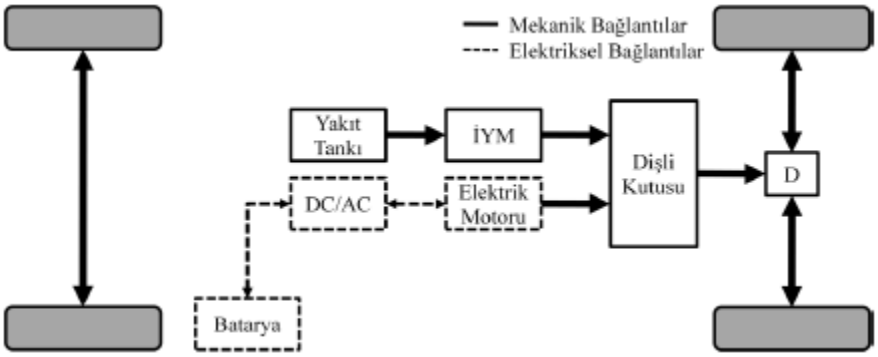


Şekil 2. 1 Seri hibrit elektrikli araç konfigürasyonu

Çekişi sağlayacak elektrik motoru, aracın maksimum güç isteklerini karşılayacak şekilde seçilmeli ve boyutlandırılmalıdır. Bunun sonucunda yüksek maliyetli ve büyük boyutlu elektrik makinalarının kullanılması gerekliliği ortaya çıkabilmektedir. Ayrıca, tüm performans kriterlerini sağlayacak hibrit komponentleri, en yüksek güç isteyecek sürüş şartlarına göre boyutlandırılmalıdır. Bunun tabii bir sonucu olarak, ortalama sürüş karekterisklerinde, maksimum ihtiyaca göre boyutlandırılması yapılmış komponentlerin daha az verimli noktalarda çalışması durumu ortaya çıkmaktadır. Bu sebeplerden ötürü, seri hibrit konfigürasyonu genellikle, komponentlerin yerleşimi için daha geniş alanın bulunduğu ve sürekli benzer görevleri yerine getiren ağır vasıta taşıtlarda uygulanmaktadır.

2.2.2 Paralel Hibrit Elektrikli Araçlar (P-HEA)

Paralel hibrit elektrikli araçların tasarımları seri hibrit elektrikli araçlara göre farklılık göstermektedir. P-HEA' larda İYM ve EM, herbiri ayrı ayrı ya da birlikte olmak üzere aracın çekişinde katkıda bulunabilir. Paralel hibrit elektrikli araçlarda komponentlerin araç üzerindeki yerleşimlerinin değişiklik gösterdiği çeşitli konfigürasyonlar olsada, her konfigürasyonda İYM ile tekerlekler arasında mutlak suretle mekanik bir bağlantı bulunmaktadır[1].

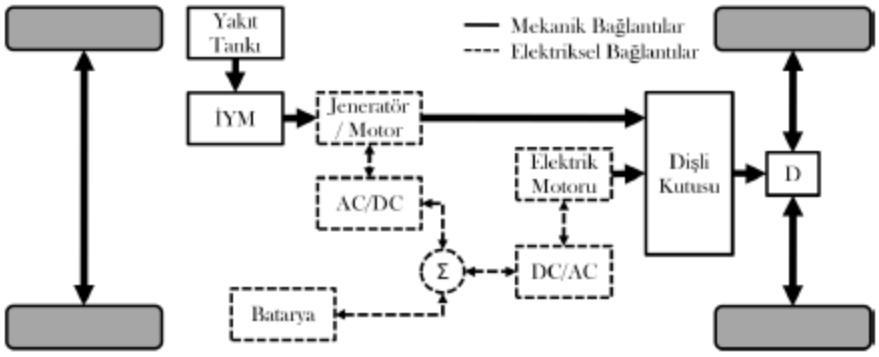


Şekil 2. 2 Paralel hibrit elektrikli araç konfigürasyonu

P-HEA konfigürasyonlarında düşük hızlarda genellikle tipik bir elektrikli araç sürüşü göze çarpmaktadır. Düşük hızlarda sadece EM ile hareket sağlanırken, daha yüksek hızlara çıkıldığında gerekli olan güç ihtiyacı İYM tarafından karşılanmaktadır. Buna ek olarak anlık güç isteklerinin ortaya çıktığı durumlarda, EM ve İYM birlikte çekişe katkı sağlayıp seyir gücünü paylaşarak aracın çekişini sağlayabilirler.

2.2.3 Seri-Paralel Hibrit Elektrikli Araçlar(SP-HEA)

Seri-paralel konfigürasyon, hem seri hem de paralel mimarilerin avantajlı yönlerinin verimli bir şekilde kullanıldığı konfigürasyonudur ve bu sayede daha esnek güç yönetim seçenekleri ortaya çıkmaktadır. Sistem kontrol yapısı diğer iki konfigürasyona göre daha karmaşık olan seri paralel hibrid elektrikli araç konfigürasyonu Şekil 2.3' de görülmektedir.



Şekil 2. 3 Seri-Paralel hibrit elektrikli araç konfigürasyonu

2.3 Hibrit Elektrikli Araçlarda Uygulanan Yöntemler

Karayolu araçlarında seyir için kullanılan enerji tüketiminin azaltılabilmesi için, araç kütlesinin düşürülmesi, yuvarlanma direnci ve aero-dinamik dirençlerinin azaltılması, güç aktarma organlarının ve çalışma bölgelerinin optimizasyonu, trafik akışındaki düzenlemeler gibi birçok yöntemler bulunmaktadır. Hibrit elektrikli araçlarda, motor küçültme, aracın hareket etmediği durumlarda ya da yüksek şarj durumlarında İYM kapatma, güç organları yönetimi ve optimizasyonu, enerjinin geri kazanımı olanakları nedeniyle, yüksek oranlarda yakıt tasarrufu yapılabilmekte ve egsoz emisyon değerleri düşürülebilmektedir.

2.3.1 Motor Küçültme

İçten yanmalı motorlarda verimi etkileyen en önemli faktörlerin başında, dışarıya atılan ısı, sürtünme ve pompalama kayıpları yer almaktadır. Küçük motorlarda, silindir hacminin daha küçük olması nedeniyle, pompalama ve ısı kayıpları daha az olmaktadır. Hareketli parçaların küçük olması nedeniyle, küçük motorlarda sürtünme için harcanan enerji miktarıda düşüktür. Verilen bir çevrim için büyük motorlar ile kıyaslandığında küçük motorlar en yüksek tork eğrisi referans alındığında daha fazla yükleneceğinden daha verimli bölgelerde çalışırlar.

2.3.2 Motor Durdurma

Hafif hibrit araçlarda motor ilk çalıştırılmadan önce, kayış kasnak yardımı ile içten yanmalı motora bağlanan düşük güçlü bir elektrik motoru yardımı ile içten yanmalı motor denge durumuna gelene kadar elektrik motoru ile tahrik edilmektedir.

2.3.3 Rejeneratif Frenleme

Avrupa şehir içi çevriminde, aracı hızlandırmak ve sabit hızla götürmek için gereken toplam pozitif enerji miktarı 3000 kg' lık bir araç için yaklaşık 2,82 MJ iken, bu çevrimde fren ile atılan enerji miktarı 1,76 MJ seviyelerindedir. Aynı zamanda toplam çevrim zamanının %13,8' i frenleme ile geçmektedir. Bu sürede atılan enerji miktarı, çevrimde

ihtiyaç duyulan pozitif enerji miktarı ile kıyaslandığında oldukça büyük bir kayıp olduğu göze çarpmaktadır. Hibrit elektrikli araçlar ile elde edilen en büyük avantaj, konvansiyonel araçlarda atılan frenleme enerjisinin bir kısmının hibrit elektrikli araçlarda geri kazanılabilir olmasıdır. Genellikle fren ile atılan enerji miktarı, araç üzerinde bulunan elektrik motorunun alabileceği kapasitenin üzerinde gerçekleşmesidir. Rejeneratif frenleme de dikkat edilmesi gereken en önemli husus, regülâsyonlar ile düzenlenen ön ve arka aks fren moment dağılımlarıdır.

2.4 Hibrit Elektrikli Araçların Avantajları ve Dezavantajları

Yakıt tüketimindeki iyileşme ve egsoz gazlarında azaltımların yanında hibrit elektrikli araçların, konvansiyonel araçlara göre avantajları şu şekilde sıralanabilir:

- Elektrik motoru ile daha yumuşak bir hızlanma desteği, paralel yapıda içten yanmalı motora destek ile daha yüksek ivmelenme performansı
- Tasarıma göre yokuş çıkma kabiliyetinde artış
- Sessiz sürüş imkanı
- Araç içerisinde gerekli konfor ve lüks ihtiyaçları için elektrik enerjisinin sağlanabilirliği
- Dört çekiş konfigürasyonlarında sportif sürüş kabiliyeti
- Araç kararlılık ve kontrol uzayının genişlemesi

Hibrit Elektrikli araçların dezavantajları ise:

- Batarya teknolojisinin henüz gelişmekte olması nedeniyle, düşük faydalı batarya çevrim ömrü
- Faydalı hacmin azalması ve araç kütlesindeki artış
- Araç karmaşıklığının artması
- Maliyet artışı
- Batarya çevrim ömrü sonunda geri dönüşüm problemi olarak sıralanabilir (Musardo ve Staccia, 2003; Plotkin vd, 2001).

BÖLÜM 3

HİBRİT ELEKTRİKLİ ARAÇLARDA KULLANILAN KOMPONENTLER

Hibrit elektrikli araçlarda, diğer araçlara ek olarak, yapılandırmaya bağlı olarak aracın tork ve güç ihtiyacını karşılayacak boyutlarda batarya, elektrik motoru/motorları, motor sürücüleri ve hibrit kontrol ünitesi yer almaktadır. Bu tez kapsamında araç üzerinde var olan bir hibrit sisteme ek olarak, tahrik aksının önündeki aksa elektrik motoru ve komponentleri yerleştirileceğinden buradaki komponentlerden bahsedilecektir.

3.1 Batarya

Elektrikli ve hibrit elektrikli araç uygulamalarında bataryaların yüksek özgül güç, yüksek özgül enerji ve uzun çevrim süresine sahip olması beklenmektedir. Günümüzde EA' lar için maliyet açısından bir değerlendirme yapıldığında en uygun batarya teknolojisinin kurşun-asit olduğu ifade edilmektedir. Ancak kurşun-asit bataryaların aracın menzilini doğrudan etkileyen enerji yoğunluğu oldukça düşüktür. Gelişmekte olan batarya tiplerinden nikel kadmiyum, nikel metal hidrür, lityum iyon yüksek enerji yoğunluğu ile öne çıkmaktadır. Bu sebepten dolayı bu tip bataryalar günümüzde daha sık kullanılır hale gelmiştir.

Çizelge 3. 1 Elektrikli araç batarya özellikleri

Batarya Tipi	Azami Enerji yoğunluğu	Azami Güç yoğunluğu	Şarj Zamanı	Çalışma Sıcaklığı	Çevrim sayısı
Kurşun Asit	35	150	Veri yok	Ortam	1000
Lityum Polimer	200	350	Veri Yok	Ortam	1000
Lityum İyon	120-150	120-150	60	80-120	1000+
Nikel Demir	50	100	Veri yok	Ortam	2000
Nikel Çinko	70	150	Veri Yok	Ortam	300

Bu tez çalışmasında yüksek enerji yoğunluğu ve güç ihtiyacından dolayı Lityum İyon batarya tercih edilmiştir. Lithium Balance firmasına ait 180 Ah' lik Lityum iyon hücrelerin kullanıldığı batarya paketi temin edilmiştir. Nominal 3,2 V' luk hücreler ile toplamda 320 V'luk bir nominal Dc bara gerilimine ulaşılmaktadır.

Çizelge 3. 2 Kullanılan batarya listeleri

Parametre	***Değer***	***Birim***
Batarya Paketi Kapasitesi	32	kWh
Nominal Çalışma Voltajı	320	V
Maksimum Çalışma Voltajı	340	V
Seri Halde Hücre Sayısı	100	
Nominal Boşalma Akımı	300	A
Pik Boşalma Akımı	600	A
Rejeneratif Pik Akımı	300	A

3.2 Elektrik Motoru ve Motor Sürücüsü

Elektrik motorları, bataryalardan sağladığı elektrik enerjisini mekanik enerjiye çeviren elektrik makinalarıdır. Yüksek tork üretebilirler. Elektrikli araç tahrik sistemlerinde başlıca 4 farklı tip elektrik motoru kullanılmaktadır. DC Motor, Asenkron Motor, Sürekli Mıknatıslı Motor ve Anahtarlamalı Relüktans Motoru.

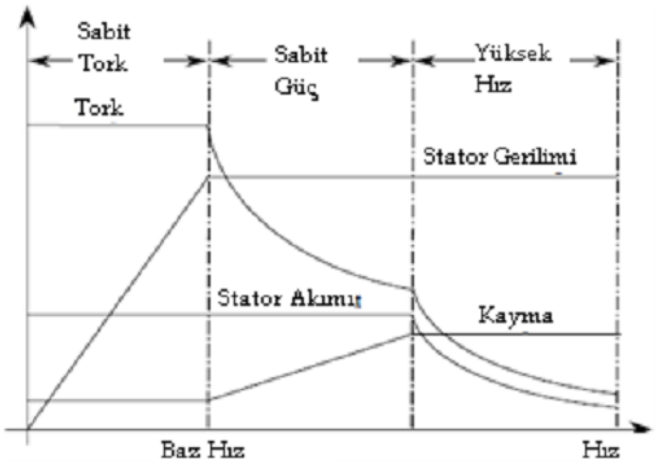
3.2.1 Doğru Akım Motorları

DC motorlar, bir manyetik alan içerisinde bir iletkenden akım geçirilmesi sonucunda, o iletkene kuvvet etki etmesi prensibiyle çalışırlar. Dc motorlarda manyetik alanın oluşturulması için statorda bir alan sargısı ve rotorda da dönme hareketinin sağlanması içinde bir endüvi sargısı bulunur. Doğru akım motorlarının tork-hız karekteristikleri bir araçta istenen çekiş ihtiyaçlarını en iyi şekilde karşılamaktadır. Ancak, uyarma alanını oluşturmak için enerji tüketilmesinden dolayı verimleri kalıcı mıknatıslı motorlara nazaran daha düşüktür.

3.2.2 Asenkron Motorlar

Asenkron motor stator sargılarıyla aldığı elektrik enerjisini rotorunda dönme hareketiyle mekanik enerjiye dönüştüren elektrik makinesidir. Hibrit elektrikli araçların elektrik tahriğinde,düşük maliyetleri ve zorlayıcı ortam koşullarında çalışabilmelerinden dolayı yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Asenkron motorların araç tahrik sistemlerinde kullanılmaya başlanması gerilim ve frekansın kontrol edilebildiği akıllı EM sürücü sistemlerinin üretilebilmesiyle mümkün olmuştur. Frekans ve gerilim genliği değiştirilerek asenkron motorlardan DC motora benzer tork-hız karekteristikleri elde edilebilmiştir.



Şekil 3. 1 Asenkron motor tork-hız karekteristiği

3.2.3 Sabit Mıknatıslı(Permanent Magnet)Motorlar

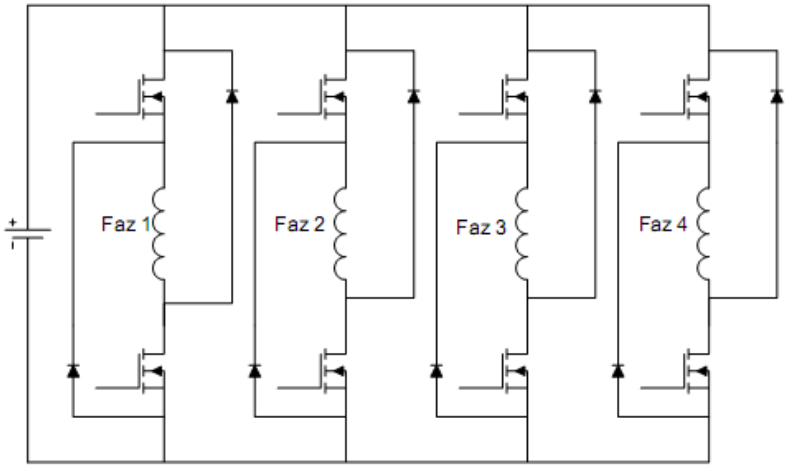
Manyetik alan yaratmak için uyarma sargılarının yerine mıknatıs kullanılan motorlardır. Bu yöntem, rotor bakır kayıplarını ve uyarma devresi bakım gereksinimini ortadan kaldırır. Sabit mıknatıslı motorlar 2 gruba ayrılırlar:

- SM Senkron Makinalar: Bu makinalar, asenkron makinalardaki gibi düzenli olarak dönen stator alanına sahiptir.
- Kare Dalga SM Makinalar: Fırçasız Dc makina olarak da adlandırılır. Stator sargıları ayrık zamanlarda kare dalga ile beslenen elektrik makinalarıdır.

Bu motorlar %90' nın üzerinde verimliliğe sahiptir. Fırçasız Dc motorlarda, hız aralığının genişletilmesi ve verimliliğin artırılabilmesi için, motorun sürüşünü sağlayan eviricideki kontrol algoritmasında, iletim açılarının kontrolü ile baz hızı üzerindeki hız bandı üç ya da 4 kata kadar artırılabilmektedir. Fakat, çok yüksek hızlara çıkıldığında verimlilik azalabilmekte ve motorda demagnetizasyon problemleri ortaya çıkabilmektedir.

3.2.4 Anahtarlamalı Relüktans Motoru

Anahtarlamalı Relüktans motorunun en belirgin özelliği rotorunda mıknatıs veya sargı olmaması ve statorunda bağımsız faz sarımlarının olmasıdır. Rotor ve stator, ince manyetik çelik tabakaların üst üste konulmasıyla oluşur.



Şekil 3. 2 Anahtarlamalı motor iç yapısı

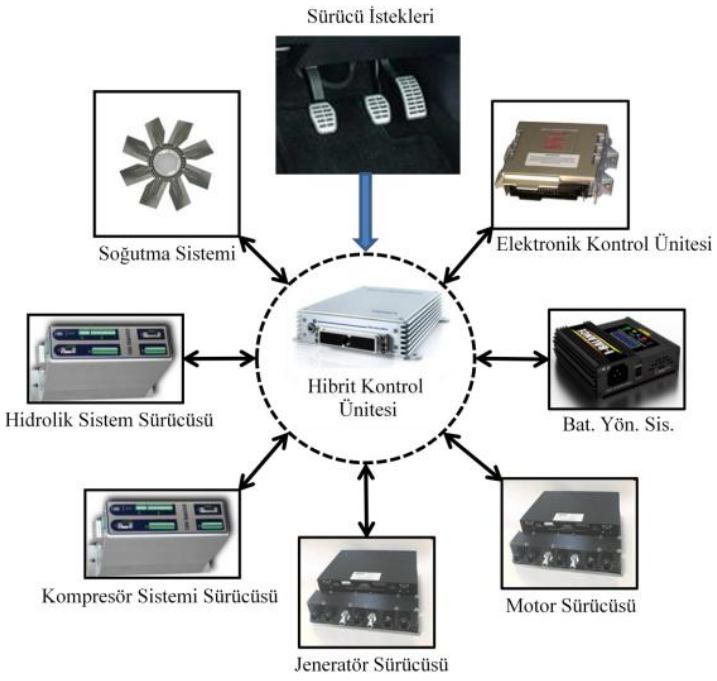
Diğer motorlardan farklı olarak SRM motorlarının dönüş yönü fazların beslenme sırasına bağlıdır. Örneğin 1-2-3-4 besleme sırası uygulandığında motor saat yönünde dönüyorsa, 4-2-3-1 uygulandığında ters yönde dönecektir.

3.3 Kontrol Ünitesi

Bu kontrol ünitesi, hibrit elektrikli araçlarda bulunan mekanik, elektronik ve elektromekanik sistemlerin çalışmasını takip ederek, tüm sistemden topladığı veriyi işleyip kontrol algoritması doğrultusunda gerekli çıkış sinyallerini üreteni sistemin ana yöneticisi konumundaki birimdir.

Hibrit kontrol ünitesinin hibrit elektrikli araç üzerinden topladığı, yorumladığı ve alt sistemlere gönderdiği temel sinyaller:

- Sürücüden gelen hızlanma, frenleme istekleri ile içten yanmalı motora gönderilen gaz referansı
- Bataryaya ait akım, gerilim, SOC, SOH, hata/uyarı mesajları ile bataryaya gönderilen kontaktör aç/kapa ve uyandırma sinyalleri
- EM' ye ait sürücülerin akım, gerilim, tork, hız geri beslemeleri, sıcaklık, hata/uyarı mesajları ile sürücülere gönderilen referans bilgileri
- Araç elektronik kontrol ünitesinden alınan araç hızı, İYM hızı ile gaz pedalı geri besleme bilgileridir.



Şekil 3. 3 Hibrit kontrol ünitesi ana akış diyagramı

.

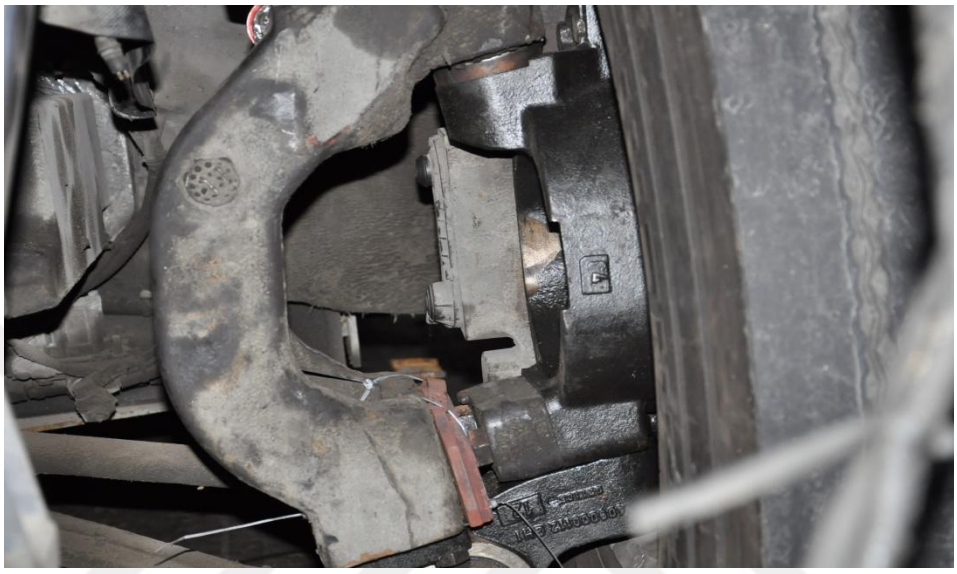
BÖLÜM 4

PHILEAS METROBÜS ARACININ ŞASE MODELİNİN OLUŞTURULMASI VE GÜÇ AKTARMA ORGANLARI TASARIMI

Bu bölümde Phileas metrobüs aracının ana problemi olan tahrik aksındaki kardan şaftı kırma probleminden, sebeplerinden bahsedilmiştir. Problem tesbitinin yapılmasının ardından 3. Aksa eklenmesi düşünülen elektrik motorları etkisi altında şaftın mekanik dayanımındaki değişiklikler incelenmiş ve bir önceki durumla karşılaştırılmıştır. Aynı zamanda elektrik motorunun araca eklenebilmesi için yapılan mekanik çalışmalar konu edinilmiştir.

Phileas metroüs aracı 26 m uzunluğuna sahip olup, en arka kısımdaki 4. Aks' tan tahrik tahrik edilmektedir. Aracın güç aktarma sisteminin bir parçası olan diferansiyel kısmından sağ ve sol tekerlere hareketin aktarılması için 2 adet kardan şaftı bağlanmaktadır. Üreticiden alınan bilgilere göre şaftın dayanabileceği tork değerleri 15000-20000 Nm değerleri olduğu ve bu değerleri ne kadar aşarsa o kadar kısa sürede deformasyona uğradığı bilinmektedir. Fakat İstanbul koşullarında araç normal koşullarda kullanılamadığından dolayı araç sürekli olarak fazla tork ihtiyacı ile karşılaşmaktadır. Bu sebepten dolayı şaftın üzerinde aşırı bir yüklenme oluşmaktadır. Aynı zamanda şaftın üzerine etki eden bu tork değeri burulma gerilmesini tetiklemekte ve zamanla burulma yorulmasından dolayı kaynaklanan kırılmalar ortaya çıkmaktadır. Kırılmalar genellikle 3 bölgede ortaya çıkmaktadır. Kırılmaların %80' i istavroz kısmından, %18' i diferansiyel- kardan çatalı bağlantı noktasından, %2' si aks milinde meydana gelmektedir. Kardan şaftı farklı malzeme tiplerinden oluşmaktadır. Çatal

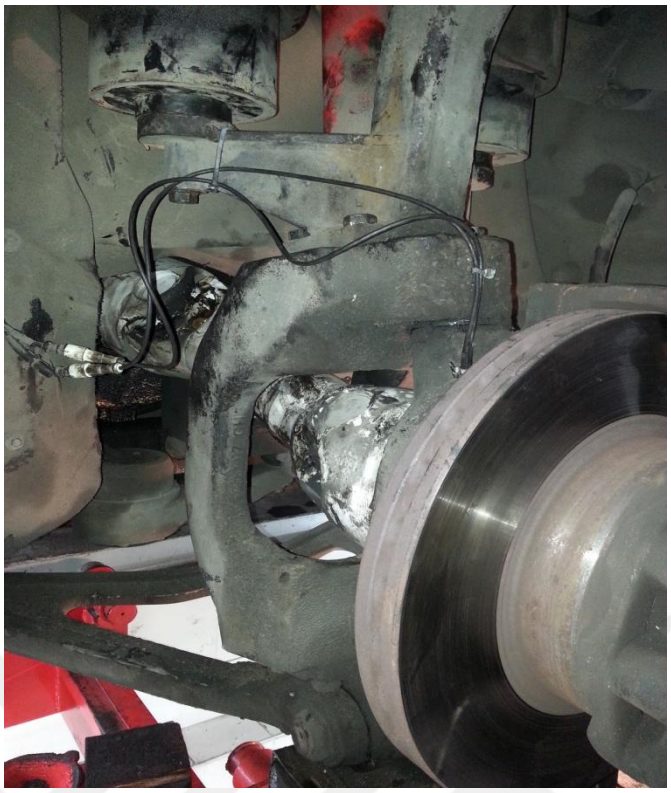
kısmı 4340 malzeme, istavroz kısmı Ck 45 malzemeden oluşmaktadır. Çalışmada yorulma ile ilgili yorum yapabilmek için malzemelerin gerçek S-N eğrisine ihtiyaç duyulmaktadır. İstanbul döküm firması tarafından 4340 malzemenin S-N eğrisi elde edildiğinden dolayı çalışmada kardan çatalı üzerine yoğunlaşılmıştır.



Şekil 4.. 1 Phileas akson ve kardan şaft bağlantısı



Şekil 4. 2 Phileas tahrik aksı kardan şaftı

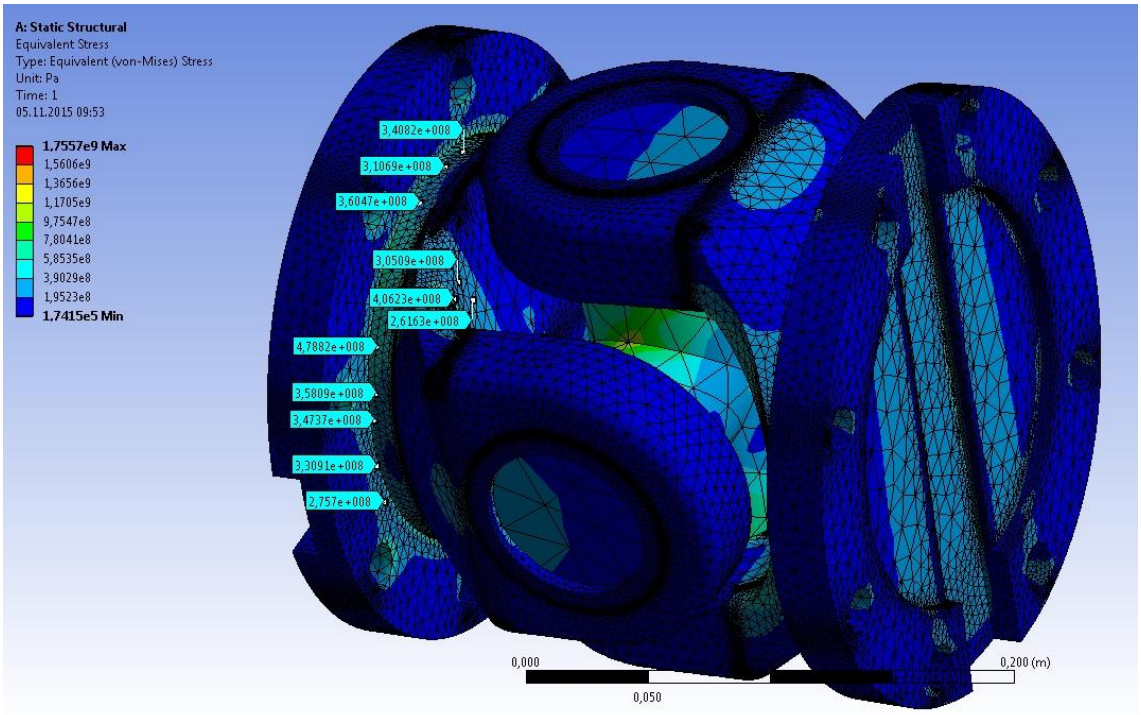


Şekil 4. 3 Phileas kardan şaft bağlantısı

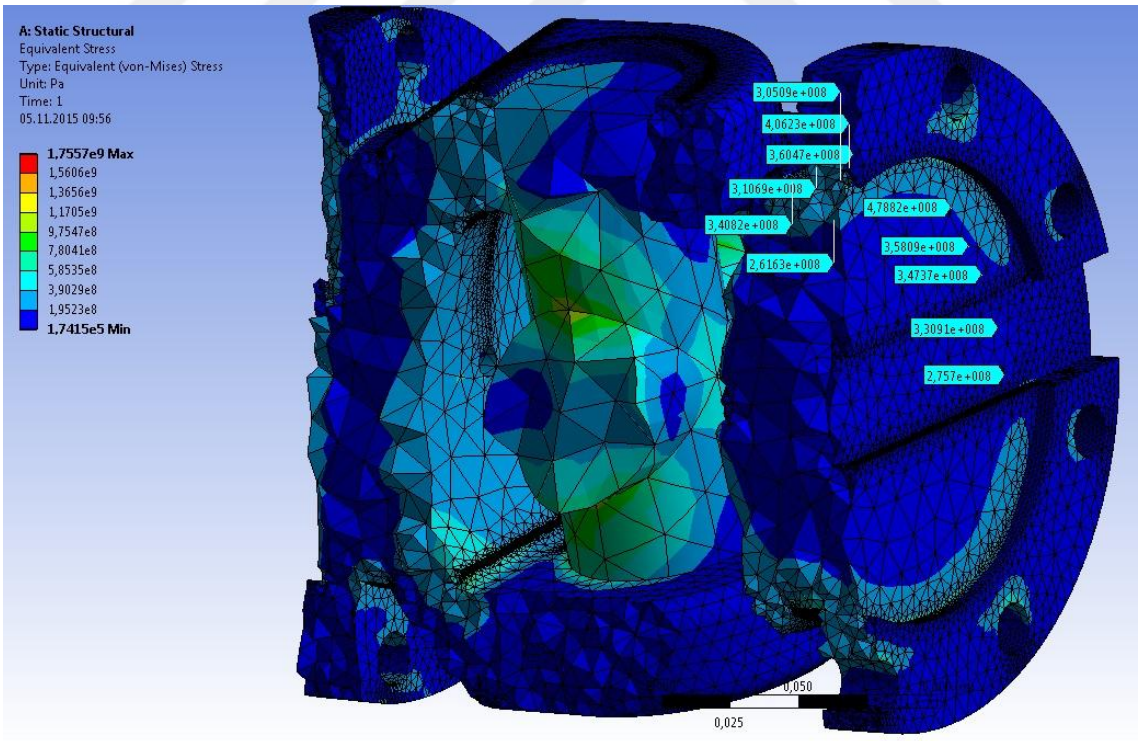
Bu sebepten dolayı aracın aşırı yüklenmeden doğabilecek tork ihtiyacının tamamını ana tahrik aksı ile karşılamayıp, yardımcı bir tahrik kuvveti ile bu torku paylaşmanın şaft üzerine etki edecek kuvvetleri belirli bir seviyede aşağı çekebileceği dolayısıyla şaftın ömrünün uzatılabileceği düşünülerek bu proje yapılmıştır. Bölüm 5' te hazırlanan test düzeneği ve matlab modeli sonuçlarına göre yaklaşık yardımcı tahrik ünitesinden 6000 Nm lik bir tork üretilmektedir. Buda ana tahrik aksı üzerine düşen değeri aynı oranda azaltmaktadır. Hesaplanan ve toplanan bu datalar ışığında kardan şaftının kritik bölgesi ve en çok kırılmaya maruz kalan çatal bölgesinin yardımcı tahrik ünitesinden önceki ve sonraki durumlar arasındaki davranışı statik olarak FEM analizi yapılarak incelenmiştir. Aynı zamanda kullanılan malzemenin deneysel sonuçlarla çıkartılmış olan S-N eğrisi kullanılarak statik yorulma analizleri yapılarak yaşam ve emniyet katsayıları hakkında yorumlar yapılmıştır.

Model diferansiyel tarafındaki çatal bağlantısı, istavroz ve teker tarafındaki kaynaklı çatal bağlantısından oluşmaktadır. Burada teker tarafındaki çatal kısmı sabitlenip diferansiyel kısmından 20000 Nm ve yardımcı tahrik ünitesinden sonra oluşan 14000

Nm lik tork değerleri anlık olarak uygulanmıştır. Bu değerler sonucunda ortaya çıkan gerilme ve deformasyon değerleri aşağıdaki gibidir.



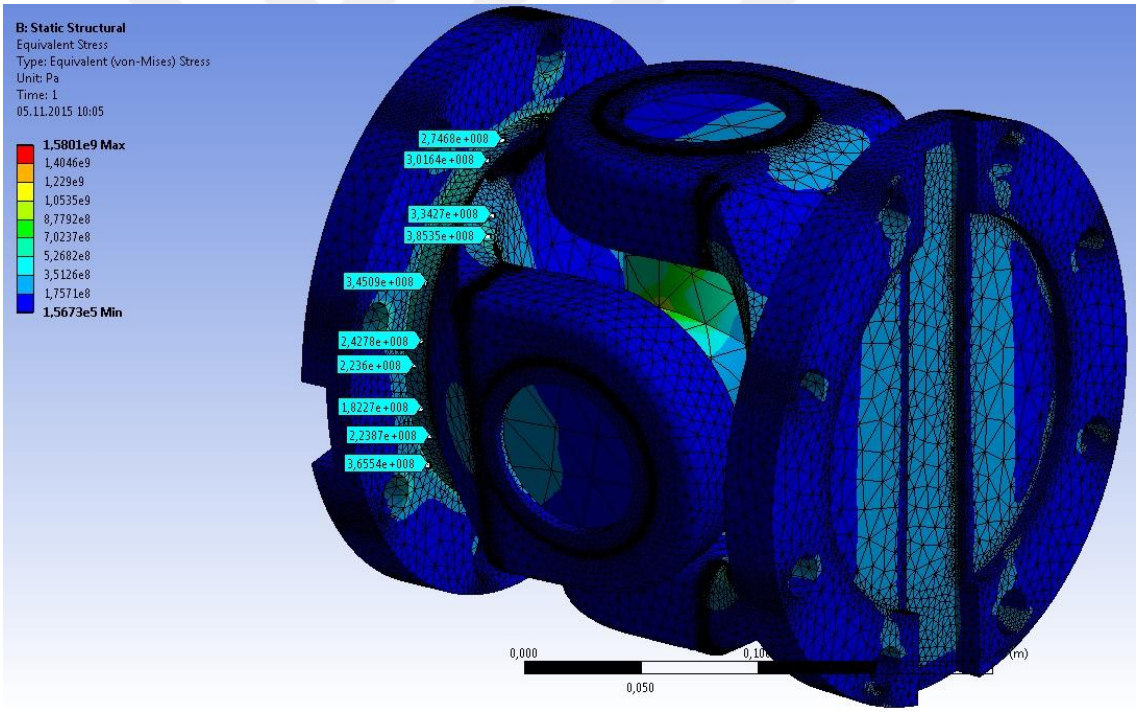
Şekil 4. 4 Kardan çatalı 20.000 Nm tork uygulandığındaki gerilme sonuçları



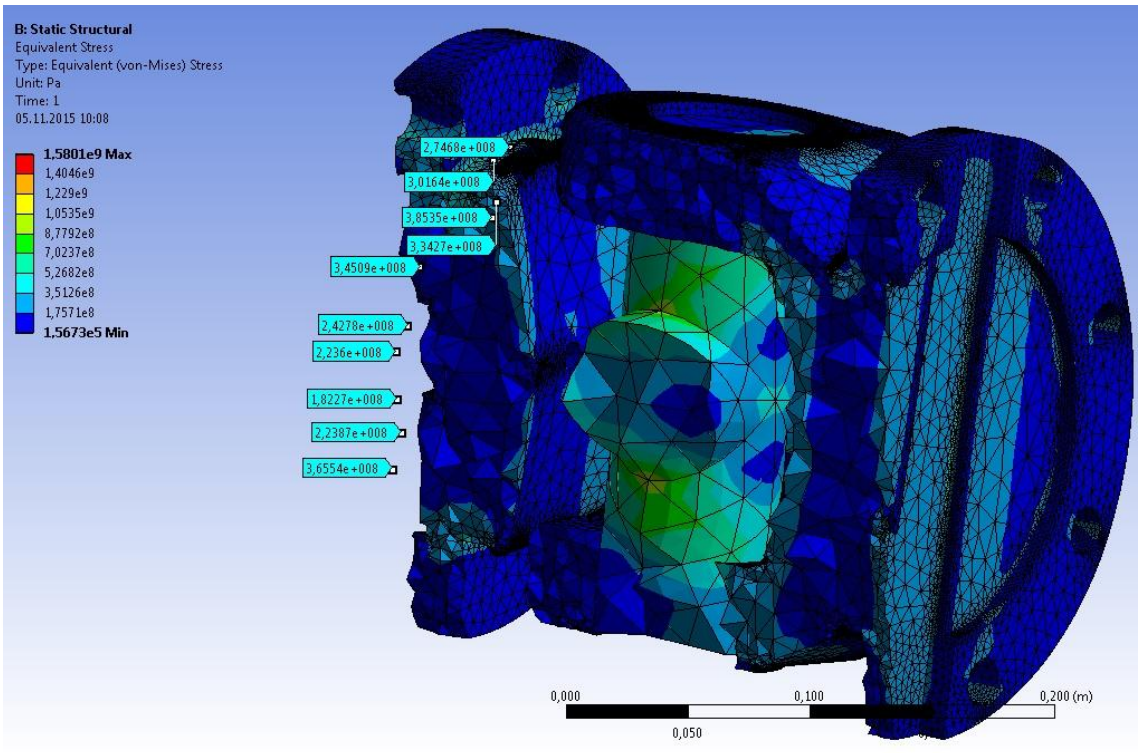
Şekil 4. 5 Kardan çatalı 20.000 Nm tork uygulandığındaki gerilme sonuçları kesit

Çatala 20.000 Nm tork uygulanıp kaldırıldığında beklenildiği gibi maksimum gerilmeler çatal ile flanş arasında ve istavroz üzerinde ortaya çıkmaktadır. Çatal imalatında kullanılan malzeme 4340 olup akma gerilmesi 800 Mpa ve müsaade edilebilir çekme gerilmesi 965 Mpa' tır. Bu analiz sonucunda oluşan maksimum gerilmeler yaklaşık 500-550 Mpa arasındadır. Bu değer malzemenin akma değerinin altında kalmaktadır. Fakat Bu değerlerin araca tasarlandığından fazla sürede etki etmesi şaft üzerindeki yorulma ömrünü kısaltacak ve tahmin edilen ömründen daha kısa bir sürede kırılmasına sebep olacaktır. İETT kaynaklarına göre ortalama her 2 ayda bir kardan şaftı değişimi yapılmaktadır. Ve ortalama ömür 25000-30000 km olarak hesaplanmıştır.

Yardımcı tahrik sistemi 3. aksa eklendikten sonra şaft üzerine uygulanan tork değeri 14.000-15.000 Nm değerlerine kadar düşmüştür. Bu tork değerleri çatal üzerine uygulandığında ortaya çıkan sonuçlar aşağıdaki gibidir:



Şekil 4. 6 Kardan çatalı 15.000 Nm tork uygulandığındaki gerilme sonuçları



Şekil 4. 7 Kardan çatalı 15.000 Nm tork uygulandığındaki gerilme sonuçları kesit

Analiz sonucundan da görüldüğü üzere gerilme dağılım yine benzer şekilde ortaya çıkmaktadır. Burada ortaya çıkan maksimum gerilme miktarı yaklaşık 400 Mpa civarındadır. Bu değerlerin yardımcı tahrik ünitesi konulmadan önceki değerlere göre daha az olduğu analiz sonuçlarına göre gözükmektedir. Ortaya çıkan bu durum yorulmaya doğrudan etki edeceği aşikardır.

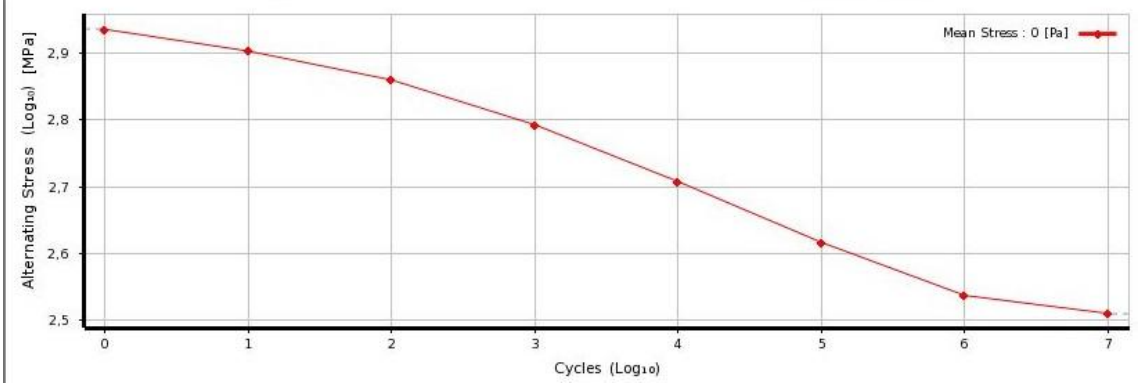
Yorulma analizinin yapılabilmesi için kullandığımız malzemenin S-N eğrisi İstanbul Döküm firmasından temin edilmiştir. Bu eğri deneysel yollarla ortaya çıkarılmıştır.

Table of Properties Row 9: Alternating Stress Mean Stress

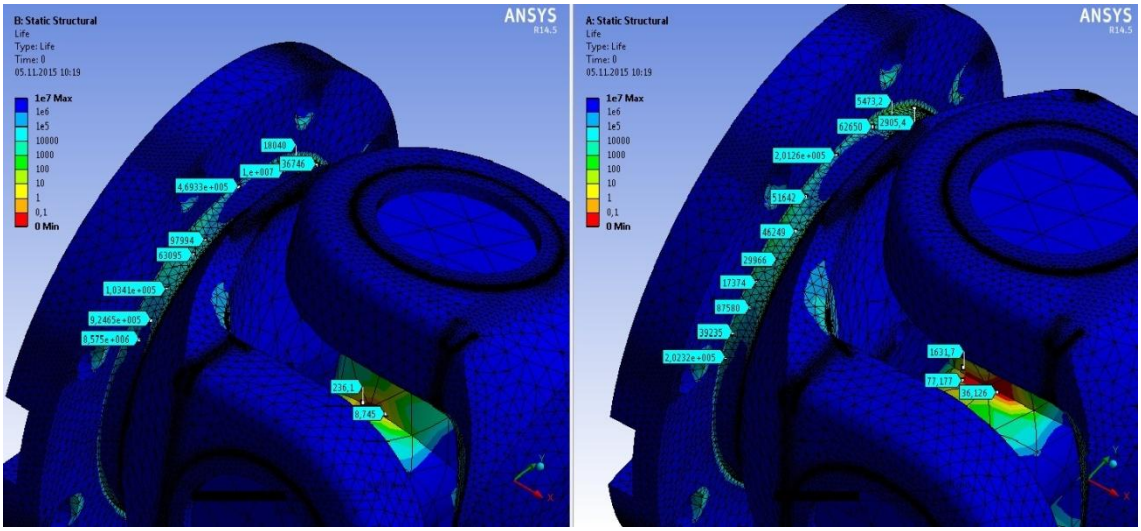
	A
1	Me...
2	0
*	

	B	C
1	Cycles	Alternating Stress (MPa)
2	1	861,84
3	10	799,73
4	100	723,95
5	1000	620,53
6	10000	510,21
7	1E+05	413,87
8	1E+06	344,74
9	1E+07	324,04
*		

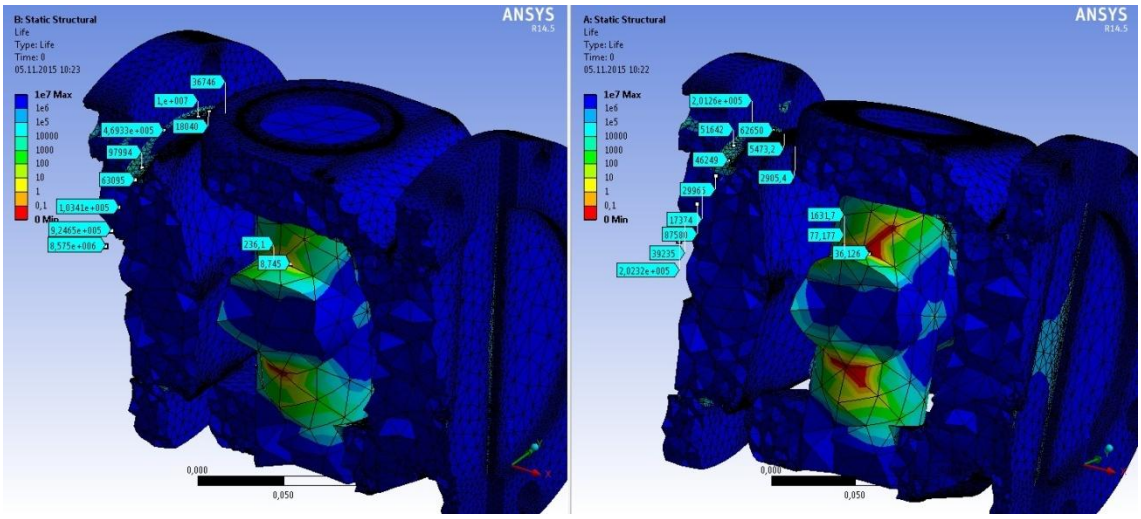
Chart of Properties Row 9: Alternating Stress Mean Stress



Şekil 4. 8 4140 malzeme S-N eğrisi

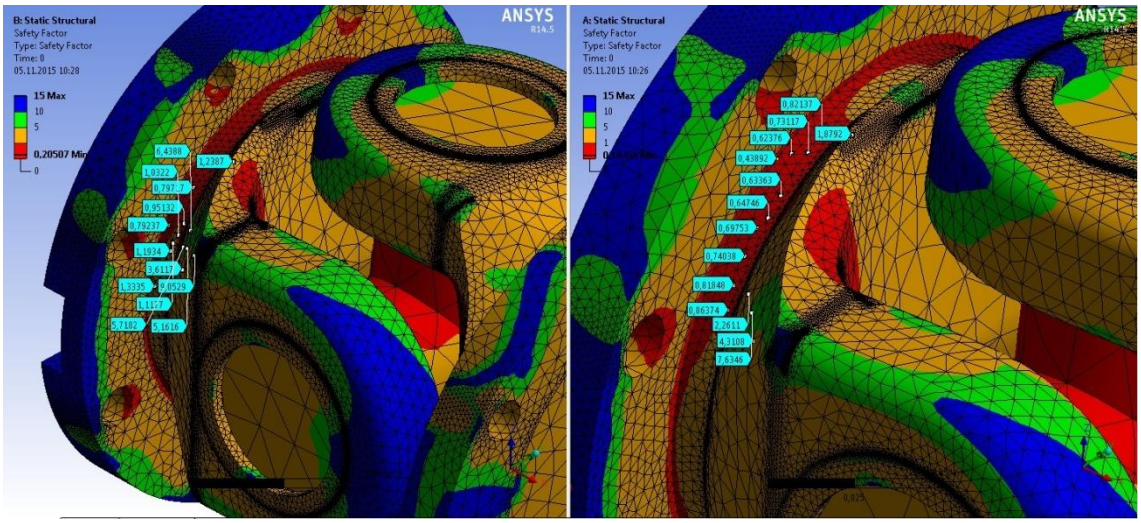


Şekil 4. 9 Kardan çatalı 20.000-15.000 Nm tork uygulandığındaki yorulma sonuçları



Şekil 4. 10 Kardan çatalı 20.000-15.000 Nm tork uygulandığındaki yorulma sonuçları

Statik yorulma analizi sonuçlarına göre çatalın kritik bölgelerinde yorulma dayanımları oldukça düşük değerlerdedir. Yukarıdaki resimlerde sol taraftaki resim 20.000 Nm uygulandığındaki yorulma sonuçlarını, sağ taraftaki resim ise 15.000 Nm tork uygulandığında ki yorulma dayanımı sonuçlarını göstermektedir. Çatal üzerinde genel olarak sonsuz ömürlü diye tabir ettiğimiz bölümler yoğunluklu bulunmaktdır. Fakat gerilme yığılmalarının yoğun olduğu kısımlarda çevrim sayıları oldukça düşüktür. Çatal ve istavrozlarda zaten bu kısımlardan kopmaktadırlar. Buradanda anlaşıldığı üzere çatal üzerinde aynı bölgelerde çevrim sayıları arasındaki fark bize koyacağımız sistemin etkisini göstermektedir. Fakat yinede parça sürekli halde dinamik yük altında çalışacağından yorulma ile ilgili kesin bir yorum yapılamamaktadır. Sadece statik yorulma analizlerine göre şaft ömründe bir iyileştirme olacağı sonucu ortaya çıkmaktadır. Buradan yola çıkarak emniyet katsayıları ile ilgili karşılaştırma da yapılabilir. Buna göre;



Şekil 4. 11 Kardan çatalı 20.000-15.000 Nm tork uygulandığındaki emniyet katsayısı sonuçları

Parça genel anlamıyla emniyetli gibi gözükmektedir. Fakat beklenildiği üzere kritik bölgelerde oluşan gerilmeler ve bu gerilmelerin devamlı olarak uygulanması çatalın o bölgelerdeki emniyet katsayısı değerlerinide düşürmektedir. Dolayısıyla 20.000 Nm ve 15.000 Nm tork uygulandığında ortaya çıkan emniyet katsayıları değerleri yukarıdaki şekilde açıkça belirtilmiştir.

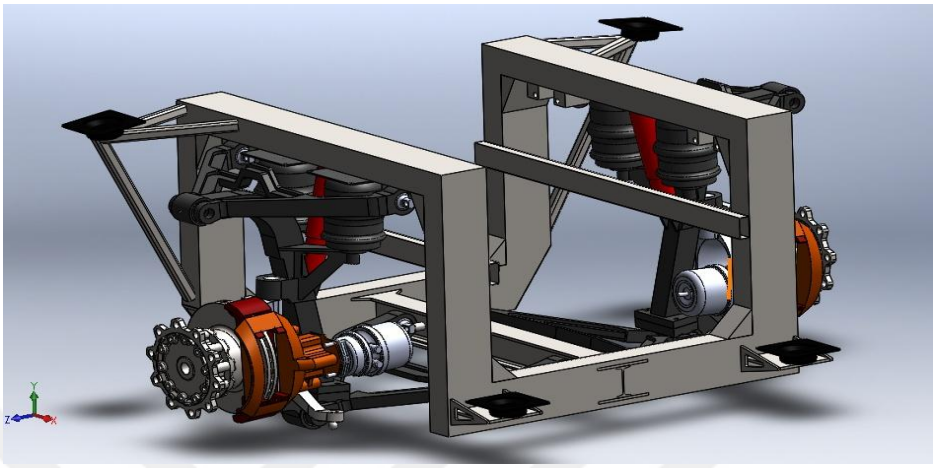
Sonuç olarak yardımcı tahrik sistemi uygulandığında aracın daha güvenli olabileceği ve şaftın ömrünün iyileştirileceği sonucuna varılmıştır. Fakat çalışma koşulları ağırlaştığında maksimum gerilmelerinde artacağını düşündüğümüzde ve şaftın sürekli olarak dinamik yüklere maruz kalacağını bildiğimizden dolayı yorulma ömrü ile ilgili kesin bir bilgi verilememektedir. Burada kesin sonuca ulaşabilmek için dinamik yük altındaki verilerin toplanıp, dinamik yorulma analizi yapılarak daha net sonuçlara ulaşılabileceği aşikardır.

4.1 Phileas Aracının Şase CAD Modelinin Oluşturulması

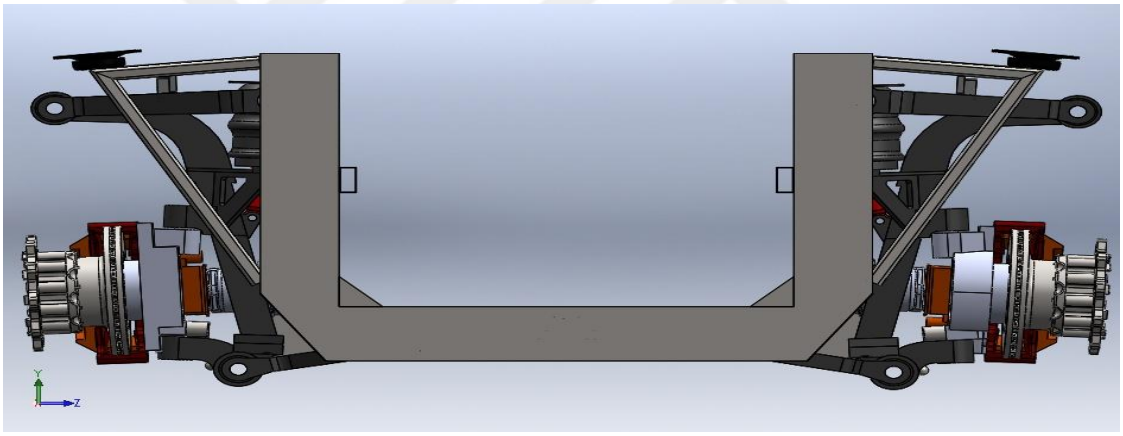
Proje boyunca geliştirilmiş olan güç aktarma organları, geliştirilen sürücü sistemleri ve batarya sistemleri gibi komponentlerin bir araç üzerine uygulanması ihtiyacı ortaya çıkmaktadır. Bu bağlamda İETT ile temasa geçilmiş ve bu komponentlerin İETT' nin metrobüs flosundaki Phileas aracına adapte edilmesi uygun görülmüştür.

Aracın belirlenmesinin ardından, aracın 3. tahrik aksına yerleştirilmesi düşünülen güç aktarma organlarının uygunluğu için şase tasarımı yapılmıştır. Aracın üzerinden İETT

tesislerinde ölçümler alınıp, CATİA programında modellenmiştir. Tasarımı yapılan parçalar ile orjinal parçalar arasında ufak tefek ölçüm hataları olabilmektedir. Parçaların montajı yapıldıktan sonra aracın 3.aks kısmına ait şase geometrisi oluşturulmuştur.



Şekil 4. 12 Phileas aracının şasi geometrisi tasarımı



Şekil 4. 13 Phileas aracının şasi geometrisi tasarımı karşıdan görünüşü

Aracın şase geometrisi oluşturulduktan sonra şasenin izin verdiği sınırlar çerçevesinde ve güç hesaplamaları doğrultusunda araca uygun bir motor seçimi gerçekleştirildi. Tasarım yapılırken aracın orjinal şase geometrisi ve dinamik hareket kabiliyeti mümkün olduğu kadar korunmaya çalışılmıştır. Aracın üst salıncak, alt salıncak ve her bir tekerin steering özelliğini, tasarım yapılırken aşmamamız gereken sınır değerler olarak koyarak tasarıma bu şekilde devam edilmiştir. Bu doğrultuda aracın üst ve alt salıncak arasındaki akson geometrisini değiştirme, motorun buraya uygun bir şekilde yerleştirilmesi, dişli kutusu tasarımı ve teker yuvasına bağlanacak şaftın tasarımı gerçekleştirilmiştir.

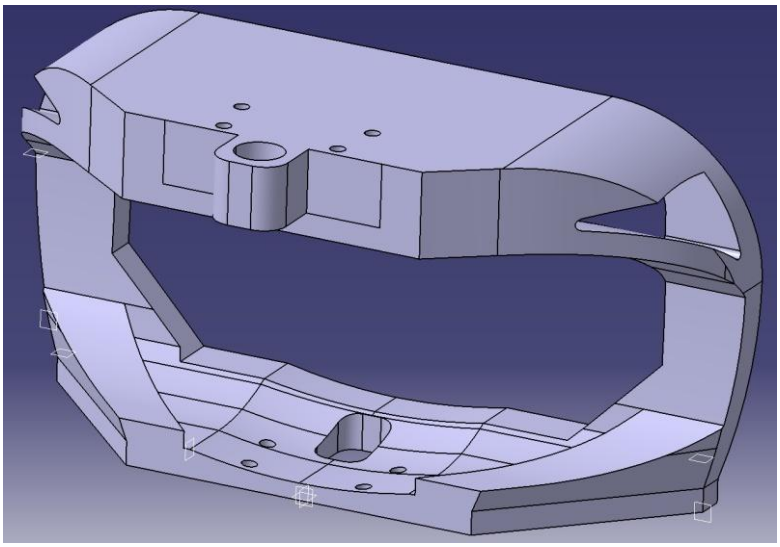
4.1.1 Akson Tasarımı



Şekil 4. 14 Akson katı model tasarımı



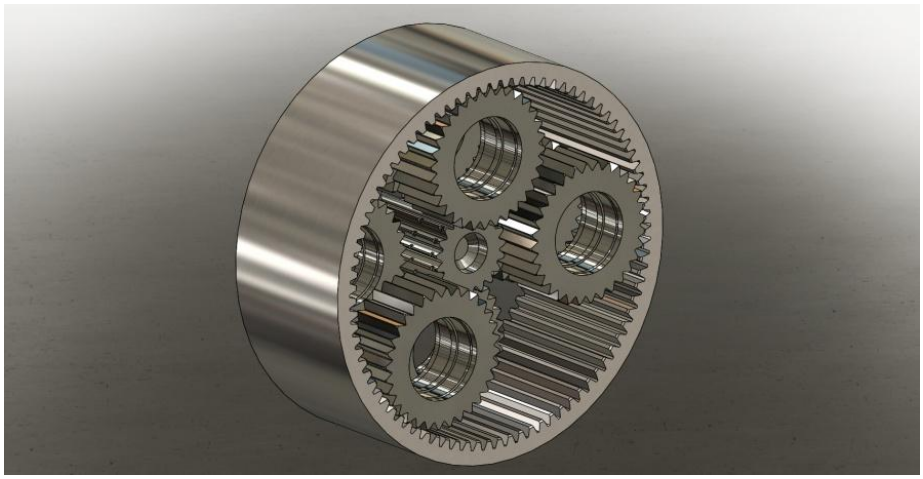
Şekil 4. 15 Akson katı model tasarımı yandan görünüşü



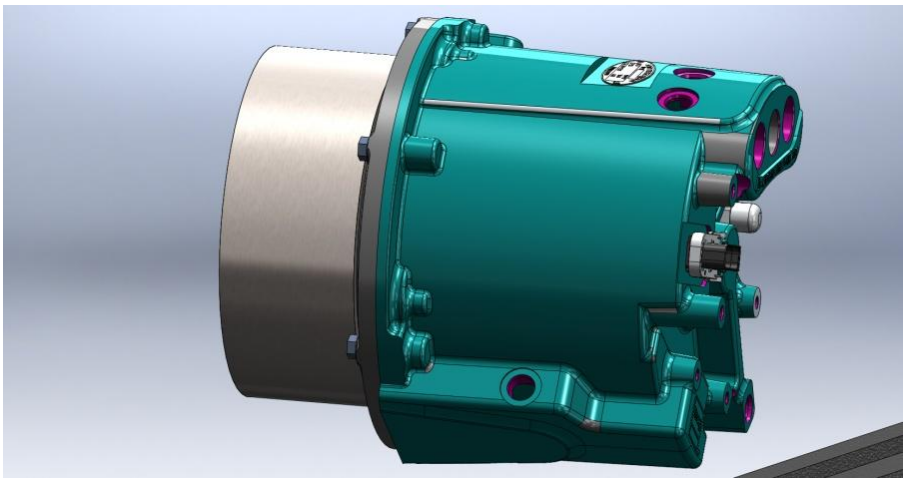
Şekil 4. 16 Akson katı model tasarımı son hali

4.1.2 Güç Aktarma Organlarının Tasarımı

İhtiyacımız olan güç ve tork değerlerini elde etmek için temin ettiğimiz motordan, hareketin tekerlere istenilen değerlerde aktarılabilmesi için motor önüne bir adet dişli kutusu ve bu hareketin de tekere aktarılabilmesi için şaft tasarımına ihtiyaç duyulmaktadır. Dişli kutusu tasarımında önemli olan noktalar uygun aktarma oranı ve boyutlardır. Yapılan hesaplamalara göre 2 kademe planet dişli grubundan oluşan bir dişli kutusu tasarlanmış ve oranı 1:10 olmuştur. Tasarıma ait resimler aşağıdaki gibidir.



Şekil 4. 17 Dişli kutusu 3 boyutlu tasarımı



Şekil 4. 18 Dişli kutusu- motor montajı tasarımı

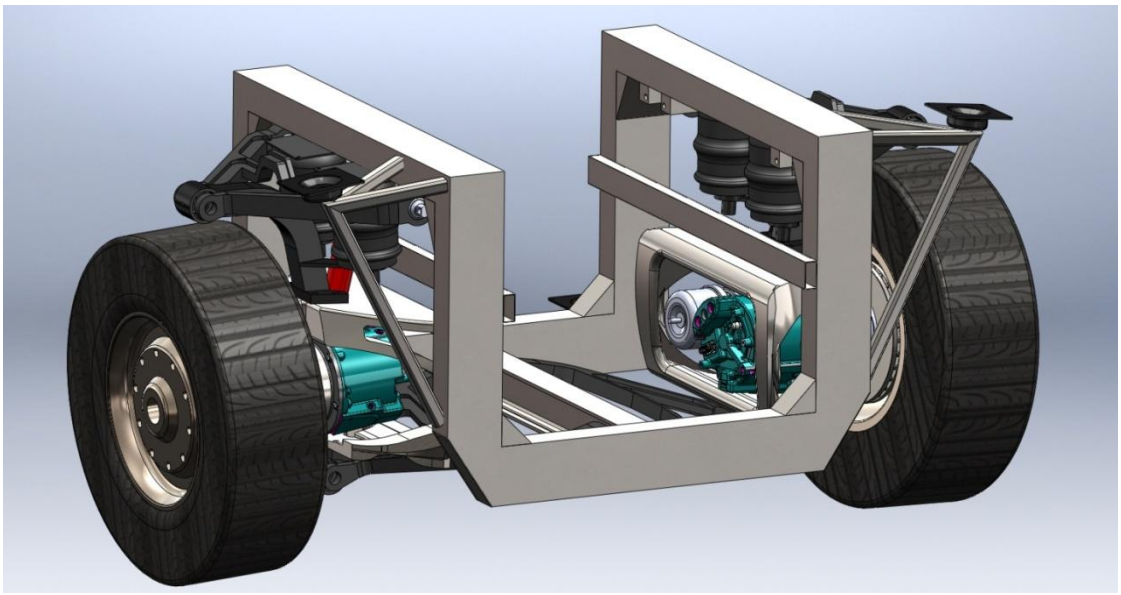
Dişli kutusundan alınan hareketin tekere aktarılabilmesi için kardan şaft kullanılması uygun görülmüştür. Burada aktarılacak tork değeri max 3000 Nm olarak düşünülmüş ve tasarım bu kritere göre yapılmıştır. Yapılacak olan şaftın bir ucu dişli kutusuna bağlanırken diğer ucuna freze ile erkek diş açılarak, tekerlek poryasına bağlanacaktır.



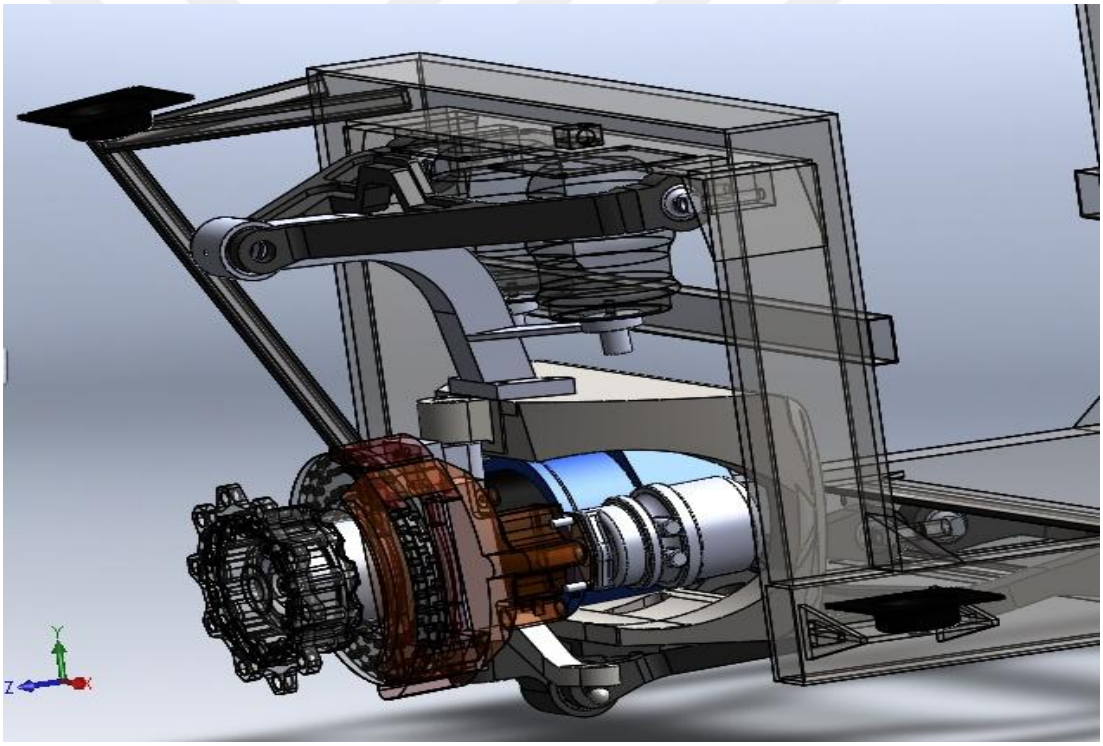
Şekil 4. 19 Kardan şaft tasarımı

4.1.3 Motorların Yerleştirilmesi

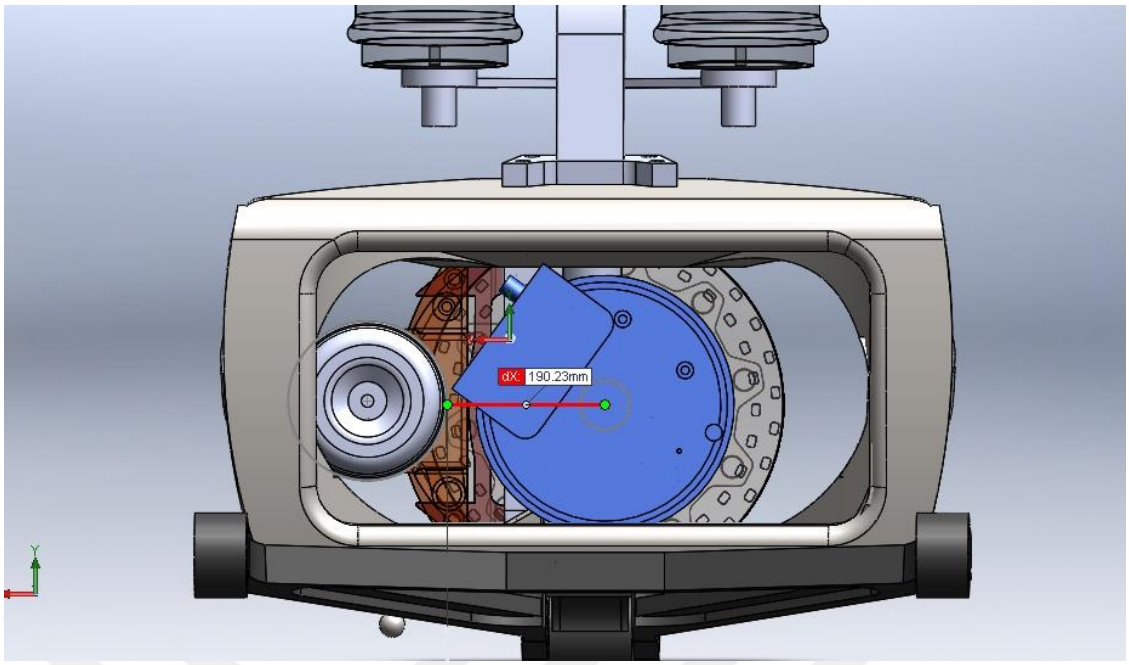
Teorik hesaplamaları, seçilmesi ve satın alınması tamamlanan REMY HVH250 motorlarının cad modeli hazırlandıktan sonra tasarımı yapılan araç şasesine yerleştirilmiştir. Aynı zamanda tasarımı yapılan dişli kutusuda araç şasesi üzerine monte edilmiştir. Bu şekilde yapılan tasarımların araç üzerinde nasıl davrandığı, herhangi bir problem olup olmadığı rahat bir şekilde görebilmektedir.



Şekil 4. 20 Elektrik motorlarının araç şasesine yerleştirilmesi



Şekil 4. 21 Elektrik motoru ve dişli kutusunun araca montaj görünümü



Şekil 4. 22 Elektrik motoru ve dişli kutusunun akson tasarımına uygunluk kontrolü

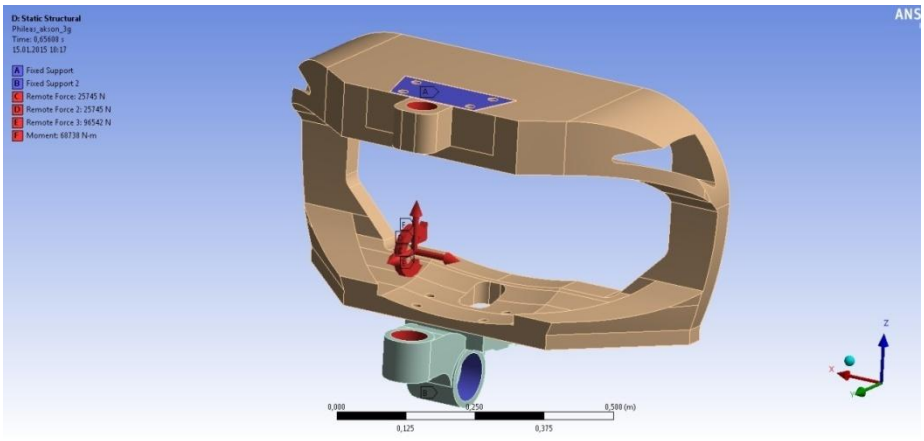
4.2 Akson Statik Yük Analizleri

Tasarımı yapılan aksonun metrobüs güzergahında güvenilir bir şekilde çalışması için önceden belirlenmiş yol koşullarında araca gelen kuvvetler altında akson statik olarak incelenmiştir. Bu bağlamda araç 3g, 3,5 g, 4g ve 4,5 g tepki kuvvetlerine maruz bırakılmış, bunun yanında aks boyunca gelen kuvvet ve frenleme kuvveti de analize dahil edilmiştir. Bu veriler ışığında hazırlanan modeller ANSYS 14.5 programında modellenmiş ve sonuçlar alınmıştır.

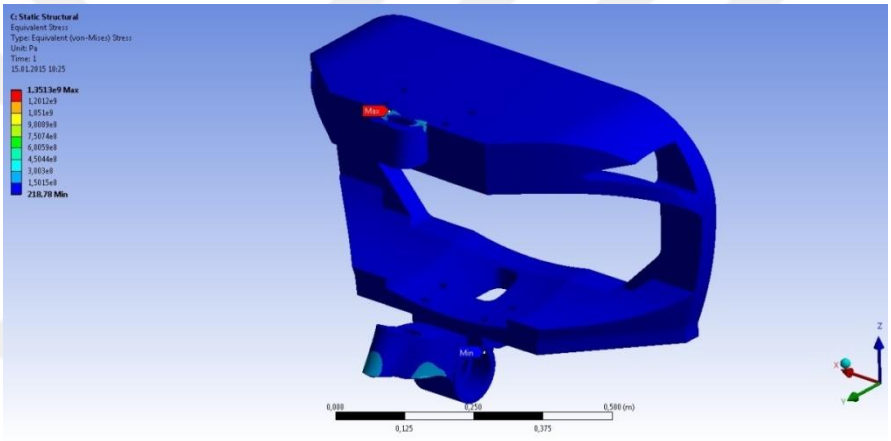
Aracın kendi ağırlığı ve içerisindeki yolcu ağırlığı toplamı 40.000 kg olduğu düşünülürse, araç üzerinde yaklaşık 392.400 N' luk ağırlıktan dolayı bir kuvet oluşmaktadır. Bu kuvvetin teker başına düşen miktarı 49050 N' dur.

Aracın çalışma koşulları olarak darbeli yük koşullarında, acil fren koşullarında ve kaygan zemin koşullarında çalıştığı kabul edilmiştir[2].

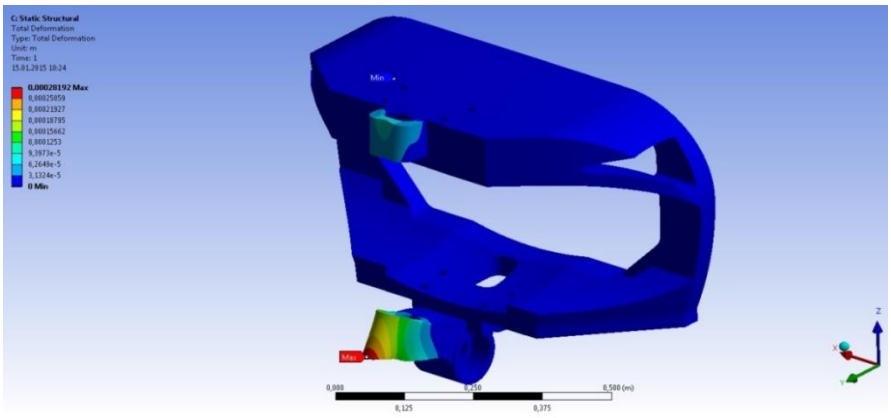
3g kuvveti için;



Şekil 4. 23 Akson 3g kuvveti FEA modeli

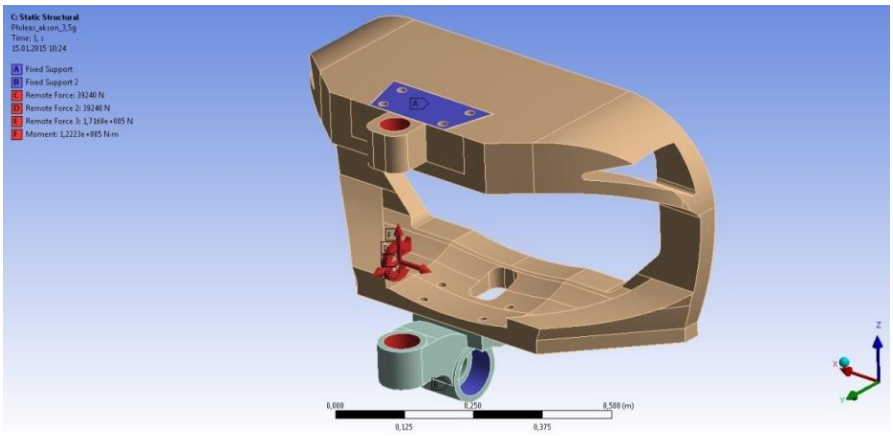


Şekil 4. 24 Akson 3g kuvveti gerilme sonuçları

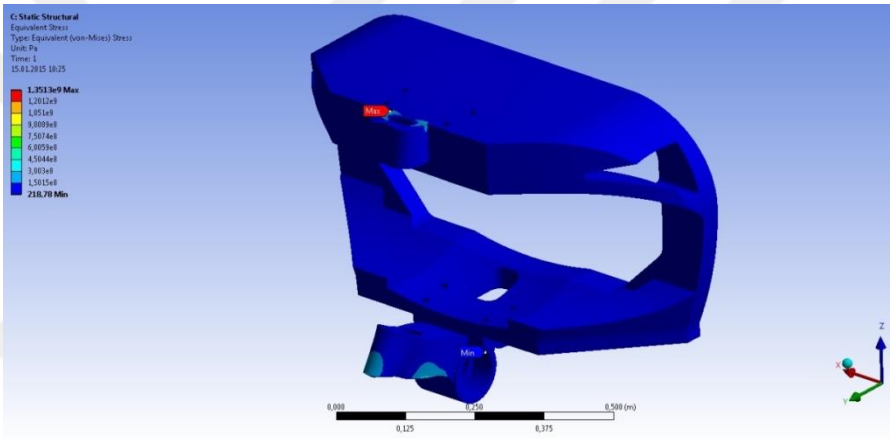


Şekil 4. 25 Akson 3g kuvveti deformasyon sonuçları

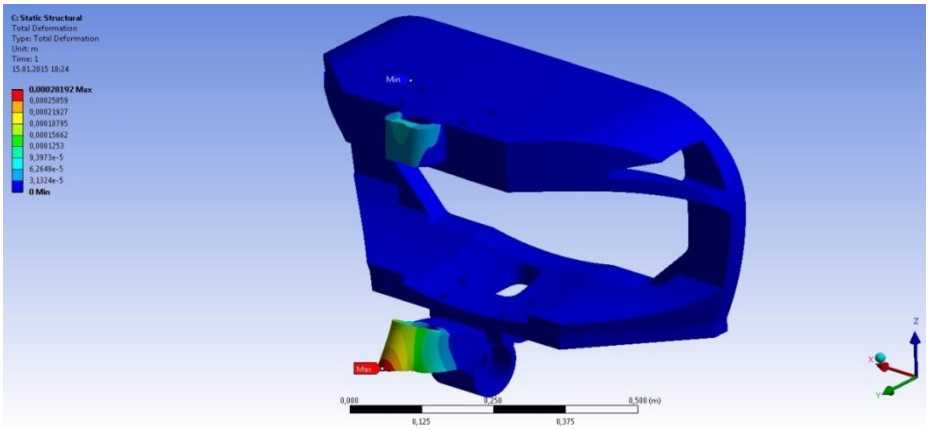
3,5g kuvveti için;



Şekil 4. 26 Akson 3,5g kuvveti FEA modeli

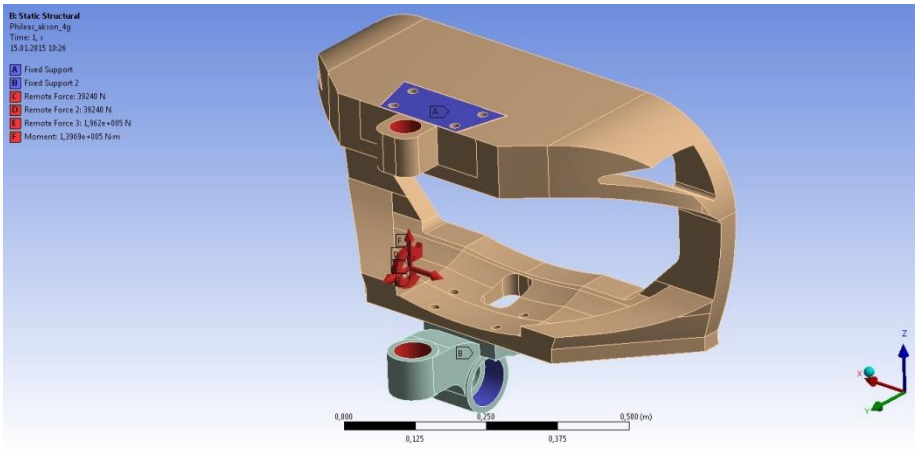


Şekil 4. 27 Akson 3,5g kuvveti gerilme sonuçları

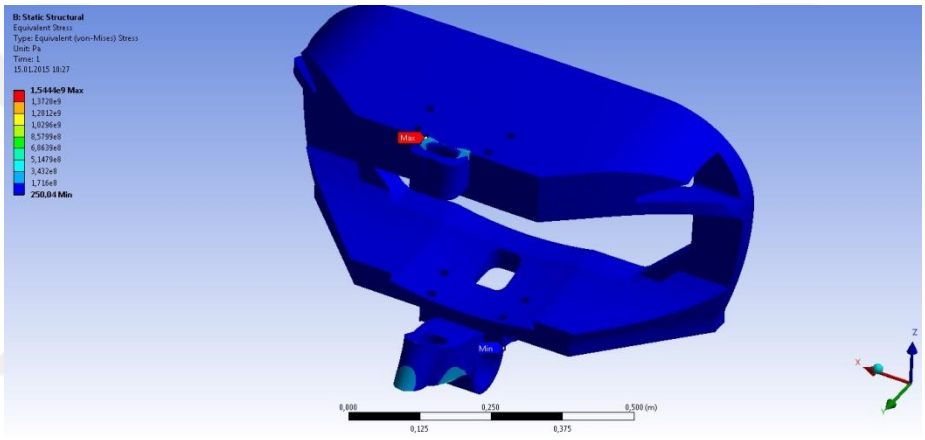


Şekil 4. 28 Akson 3,5g kuvveti deformasyon sonuçları

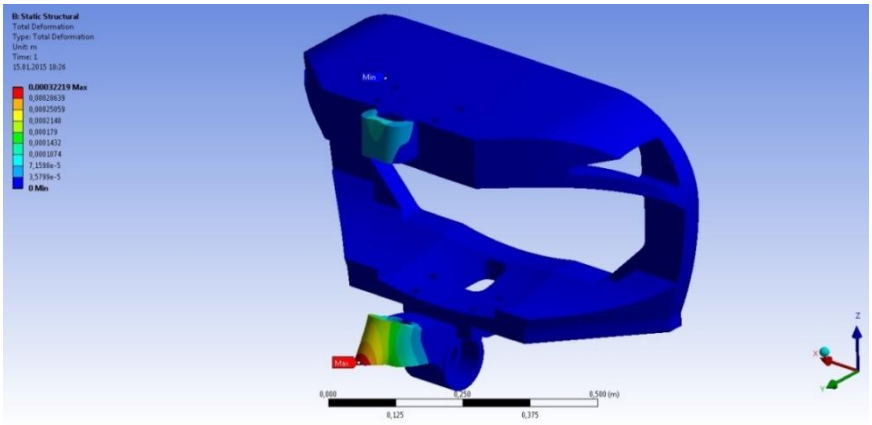
4g kuveti için;



Şekil 4. 29 Akson 4g kuvveti FEA modeli

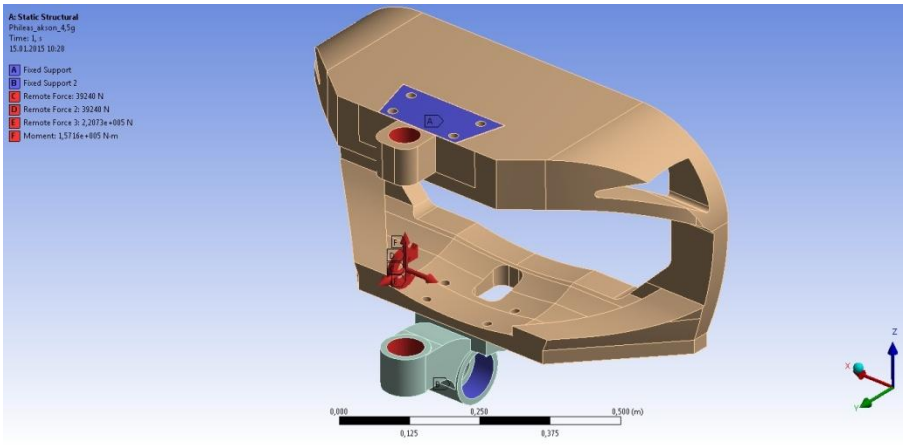


Şekil 4. 30 Akson 4g kuvveti gerilme sonuçları

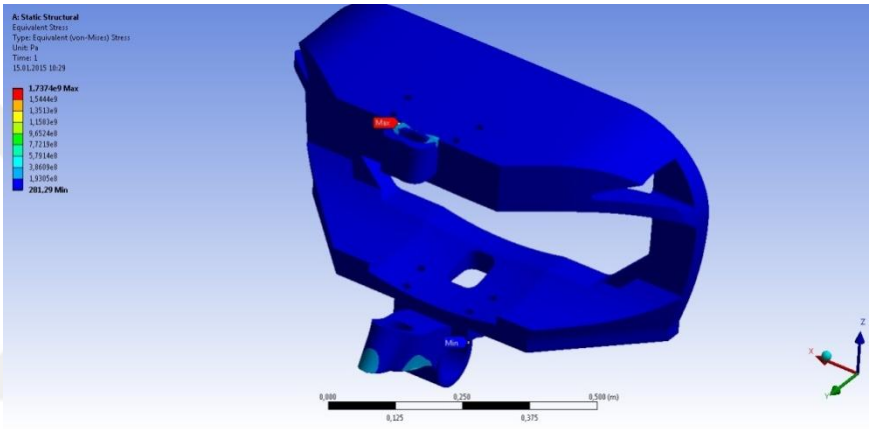


Şekil 4. 31 Akson 4g kuvveti deformasyon sonuçları

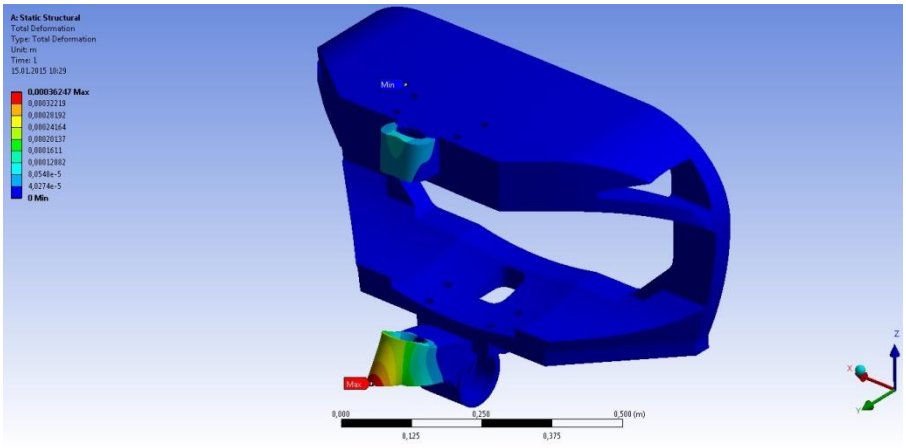
4,5g kuvveti için



Şekil 4. 32 Akson 4,5g kuvveti FEA modeli



Şekil 4. 33 Akson 4,5g kuvveti gerilme sonuçları



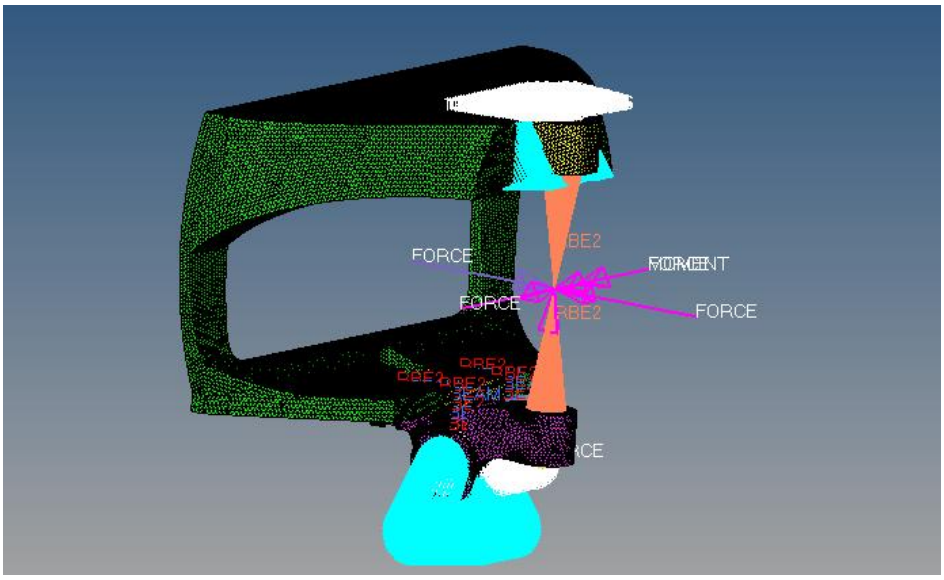
Şekil 4. 34 Akson 4,5g kuvveti deformasyon sonuçları

Yapılan analizler sonucunda görüldüğü üzere maksimum gerilmeler beklenildiği gibi üst salıncak ve alt salıncak bağlantı notalarında meydana gelmektedir. Bu değerler 4,5g tepki kuvvetinde maksimum değerlere çıkmaktadır. Kullanığımız malzeme 4340' ın mekanik özelliklerini 4,5g tepki kuvveti altında hemen hemen yakalamaktadır. Bu da demek oluyor ki 4,5g üzerinde gelebilecek bir tepki kuvvetinde akson tehlike alan içerisine girecektir.

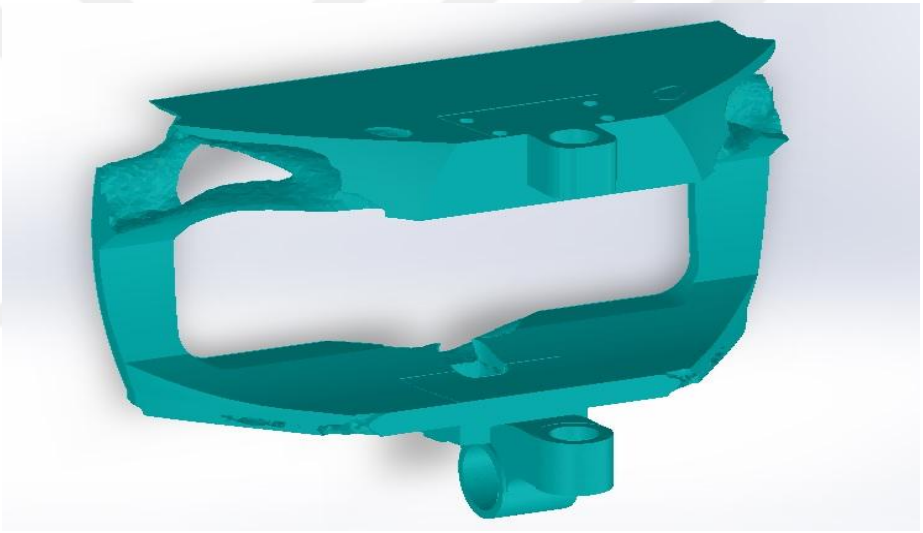
Çalışma koşulları ağırlaştığında maksimum gerilmelerin hangi bölgelerde çıkacağını öngörmek mümkün değildir. Akson çok eksenli dinamik yüklere maruz kalabilir. Normal şartlar altında aksonda hasarın yorulma olayı sonucunda gerçekleşeceği tahmin edilmiştir. Bu sonuçlar ışığı altında akson yorulma dayanımı yüksek malzemelerden imal edilmelidir[6].

Yapısal optimizasyon özellikle son yıllarda hızlı prototipleme, tasarım maliyeti ve süresini azaltmak için kullanılan bir yöntemdir. Konvansiyonel bir tasarım sürecindeki tasarım, analiz ve imalat arasındaki döngüde harcanan zaman iş gücü kaybı ve maliyet artışı olarak yansımaktadır. Buna karşın optimizasyon yöntemleri kullanıldığında bahsi geçen zaman kaybı minimuma indirilir ve parçanın doğal frekans, gerilme ve şekil değişimi gibi kısıtlara uygunluğu daha kolay bir şekilde sağlanmış olur.

Tasarlanan en kritik parça olan aksonun dayanımını artırmak ve parça üzerinde oluşan gerilmeleri minimuma indirgemek için yapısal optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu kapsamda öncelikle aksonun geometrik sınırları gözetilerek bir adet tasarım uzayı oluşturulmuş bu alan içinde ilk prototip çalışmaları yapılmıştır. Ortaya çıkan ilk tasarım örnekleri temel alınarak parça optimizasyon modeli oluşturulmuş yoğunluk metodu yaklaşımıyla çözümlenmiştir. Bu çalışmalar için Hyperworks 12 programında yapılmıştır.

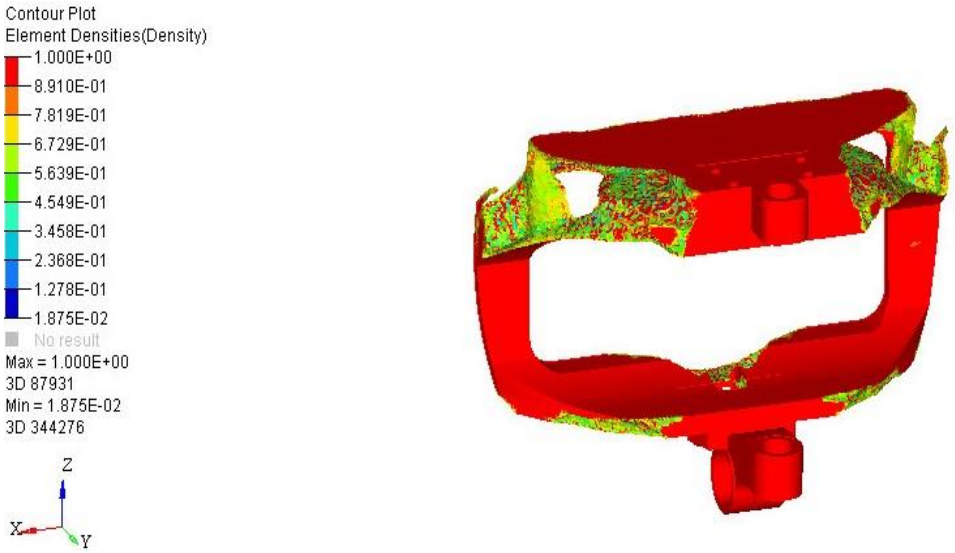


Şekil 4. 35 Akson optimizasyon modeli



Şekil 4. 36 Akson optimizasyon sonucu

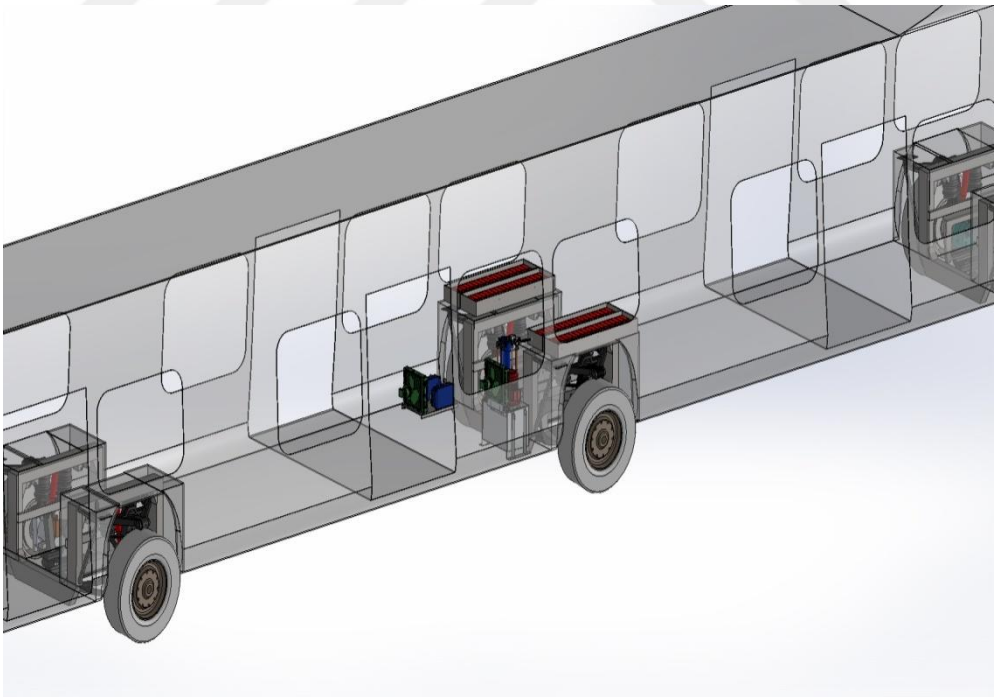
Optimizasyon sonuçları incelenerek parça üzerinde gerekli değişiklikler yapılmış sonrasında tekrar sonlu elemanlar analizlerine geçilmiştir.



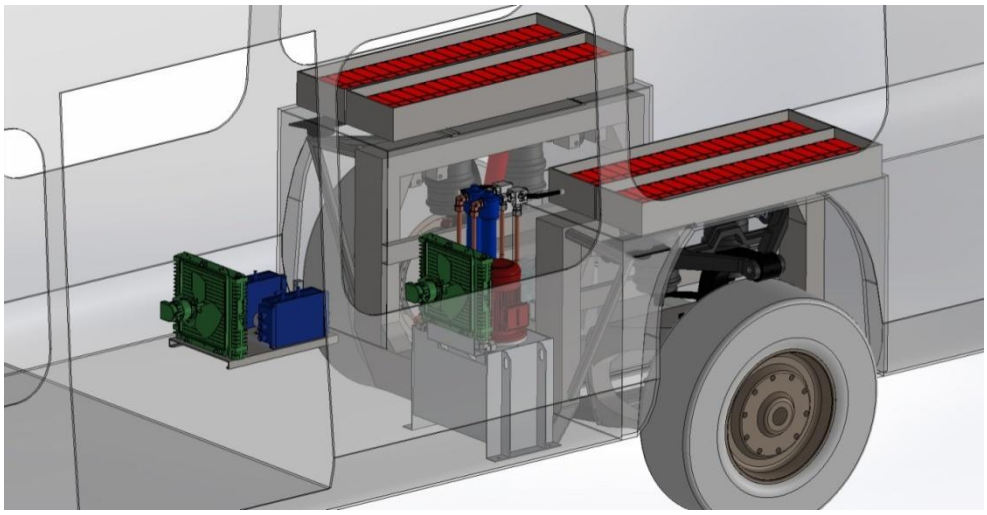
Şekil 4. 37 Akson optimizasyonu eleman yoğunluğu

4.3 Soğutma Sistemleri ve Bataryaların Araç Üstüne Yerleştirilmesi

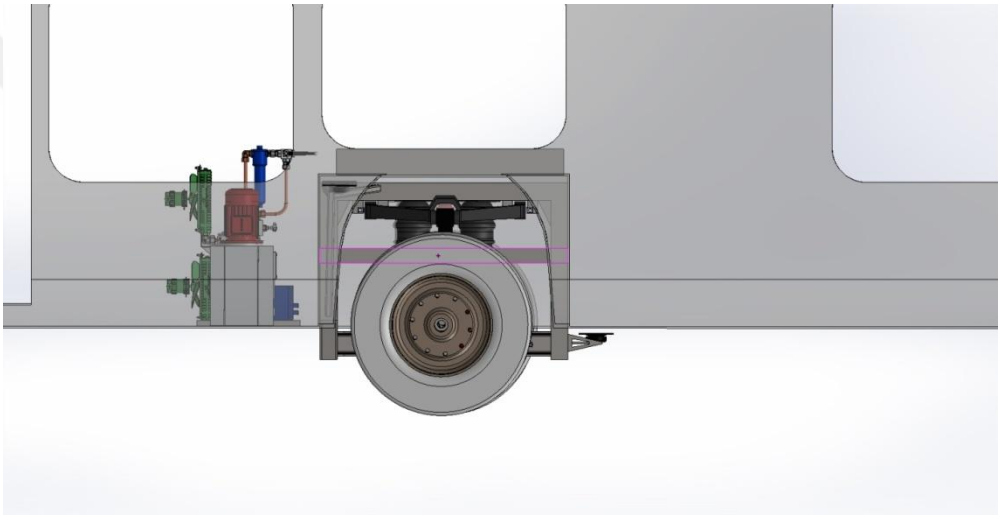
Tasarımı ve imalatı yapılan motor ve motor sürücü soğutma sistemleri ile satın alınması yapılan batarya paketlerinin araca yerleştirilmesi işlemlerinin araç üstüne yerleştirilmesi şekildeki gibi olacaktır.



Şekil 4. 38 Araç üstü montaj tasarımı



Şekil 4. 39 Araç üstü batarya yerleşimi gösterimi



Şekil 4. 40 Araç üstü soğutma sistemi yerleşimi görüntüsü

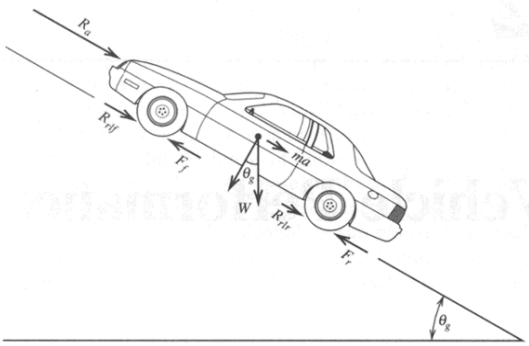
BÖLÜM 5

PHILEAS METROBÜS ARACI İÇİN GELİŞTİRİLEN TEST DÜZENEĞİNİN KURULMASI

Bu bölümde Phileas aracına takılacak elektrik motorlarının aracın boş hali, aracın tamamen yolcu ile dolu hali ve yolun maksimum eğim koşulları altındaki etkiyen kuvvetler hesaplanmış olup gerekli güç ihtiyacı ortaya çıkarılmıştır. Aracın boş hali 25 tondur. Metrobüs' ün sık çalıştığı saatlerde araç içerisindeki yolcu sayısı 300 civarındadir. Türkiye şartlarında ortalama bir insan ağırlığı 65 kg olarak alınmaktadır. Yoldan toplanan datalar sonucunda yoldaki maksimum eğimin %8 olduğu belirlenmiştir.

5.1 Motorların Seçilmesi

5.1.1 Araç Dinamiği Denklemleri



Şekil 5. 1 Araca etki eden yükler

$$F_{\sum} = F_{ivme} + F_{yuvarlanma} + F_{eğim} + F_{aerodinamik} \quad (5.1)$$

$$F_{aerodinamik} = m \cdot a \quad (5.2)$$

$$F_{yuvarlanma} = C_{rr} \cdot m \cdot g \quad (5.3)$$

$$F_{eğim} = m \cdot g \cdot tan\alpha \quad (5.4)$$

$$F_{aerodinamik} = \frac{\rho_{hava}}{2} \cdot C_D \cdot A_f \cdot (v + v_w)^2 \quad (5.5)$$

Hesaplamalar aşağıdaki değerlere göre yapılmıştır.

$m_{otobüs} = 45.000\ kg$

$a = 1{,}4\ m/s^2$

$g = 9{,}81\ m/s^2$

$\alpha = 10°$

$A_f = 5{,}22\ m^2$

$C_{rr} = 0{,}001\ \mathrm{N/1000kg}$

$C_D = 0{,}5$

$\rho_{hava} = 1{,}225\ kg/m^3$

$v = 70\frac{km}{sa} = 19{,}44\frac{m}{sn}$ (rüzgar direnci hesabı yapılırken kabul edilen maksimum araç hızı)

$v_w = 30\frac{km}{sa} = 8{,}3\frac{m}{sn}$ (rüzgar direnci hesabı yapılırken kabul edilen maksimum rüzgar hızı)

$$F_{aerodinamik} = 10{,}34\ N \quad (5.6)$$

$$F_{yuvarlanma} = 4.500\ N \quad (5.7)$$

$$F_{eğim} = 76.657\ N \quad (5.8)$$

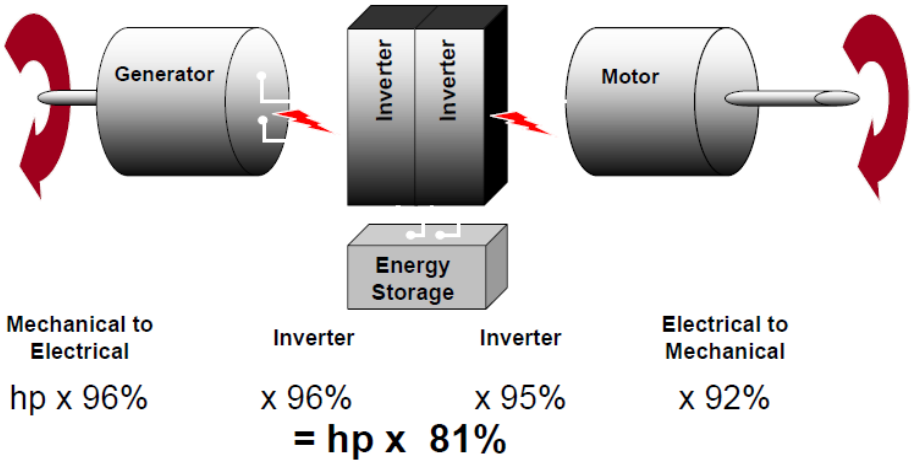
$$F_{ivmelenme} = 63.000\ N \quad (5.9)$$

$$F_{\sum} = 145.000\ N \tag{5.10}$$

Kuvvetten güce geçmek için aşağıdaki formül kullanılmış olup, bunun yanı sıra değişik hız ve kuvvetler altında güç hesabı yapılmıştır.

$$P = \frac{F_{\sum} \cdot v}{\eta} \cdot 10^{-3}\ kW \tag{5.11}$$

Bununla beraber aracın toplam verimliliği yaklaşık olarak hesaplanmış olup $\eta = \%81$.



Şekil 5. 2 Tahrik sisteminin toplam verimliliği

Aracın hızı $v = 10\frac{km}{sa} = 2{,}77\frac{m}{sn}$ ve yokuş direnci olmaksızın, düz yolda giden aracın güç ihtiyacı:

$$F_{\sum} = F_{yuvarlanma} + F_{ivme} + F_{aerodinamik} = 67\ kN \tag{5.12}$$

$$P = \frac{(F_{yuvarlanma} + F_{ivme} + F_{air}) \cdot v}{\eta} \cdot 10^{-3}\ kW = 220\ kW \tag{5.13}$$

Aracın hızı $v = 5\frac{km}{sa} = 1{,}38\ m/sn$ ve eğimli yolda sabit hızla hareket eden aracın ihtiyacı olan güç:

$$F_{\sum} = F_{yuvarlanma} + F_{eğim} + F_{aerodinamik} = 81\ kN \tag{5.14}$$

$$P = \frac{(F_{yuvarlanma} + F_{grade} + F_{air}) \cdot v}{\eta} \cdot 10^{-3}\ kW = 264\ kW \tag{5.15}$$

Aracın hızı $v = 10\frac{km}{sa} = 2{,}77\frac{m}{sn}$ ve eğimli yolda ivmeli halde ilerleyen aracın güç ihtiyacı:

$v = 70\,\frac{km}{sa} = 19{,}44\,\frac{m}{sn}$ (rüzgar direnci hesabı yapılırken kabul edilen maksimum araç hızı)

$v_w = 30\,\frac{km}{sa} = 8{,}3\,\frac{m}{sn}$ (rüzgar direnci hesabı yapılırken kabul edilen maksimum rüzgar hızı)

$$F_{aerodinamik} = 10{,}34\ N \tag{5.16}$$

$$F_{yuvarlanma} = 4.500\ N \tag{5.17}$$

$$F_{eğim} = 76.657\ N \tag{5.18}$$

$$F_{ivmelenme} = 63.000\ N \tag{5.19}$$

$$F_{\sum} = 145.000\ N \tag{5.20}$$

Kuvvetten güce geçmek için aşağıdaki formül kullanılmış olup, bunun yanı sıra değişik hız ve kuvvetler altında güç hesabı yapılmıştır:

$$P = \frac{F_{\sum} \cdot v}{\eta} \cdot 10^{-3}\ kW \tag{5.21}$$

Bununla beraber aracın toplam verimliliği yaklaşık olarak hesaplanmış olup $\eta = \%81$.

Aracın hızı $v = 10\,\frac{km}{sa} = 2{,}77\,\frac{m}{sn}$ ve yokuş direnci olmaksızın, düz yolda giden aracın güç ihtiyacı:

$$F_{\sum} = F_{yuvarlanma} + F_{ivme} + F_{aerodinamik} = 67\ kN \tag{5.22}$$

$$P = \frac{(F_{yuvarlanma} + F_{ivme} + F_{air}) \cdot v}{\eta} \cdot 10^{-3}\ kW = 220\ kW \tag{5.23}$$

Aracın hızı $v = 5\,\frac{km}{sa} = 1{,}38\ m/sn$ ve eğimli yolda sabit hızla hareket eden aracın ihtiyacı olan güç:

$$F_{\sum} = F_{yuvarlanma} + F_{eğim} + F_{aerodinamik} = 81\ kN \tag{5.24}$$

$$P = \frac{(F_{yuvarlanma} + F_{eğim} + F_{air}) \cdot v}{\eta} \cdot 10^{-3}\ kW = 264\ kW \tag{5.25}$$

Aracın hızı $v = 10\,\frac{km}{sa} = 2{,}77\,\frac{m}{sn}$ ve eğimli yolda ivmeli halde ilerleyen aracın güç ihtiyacı:

$$F_{\sum} = F_{ivmelenme} + F_{yuvarlanma} + F_{eğim} + F_{aerodinamik} = 145\ kN \tag{5.26}$$

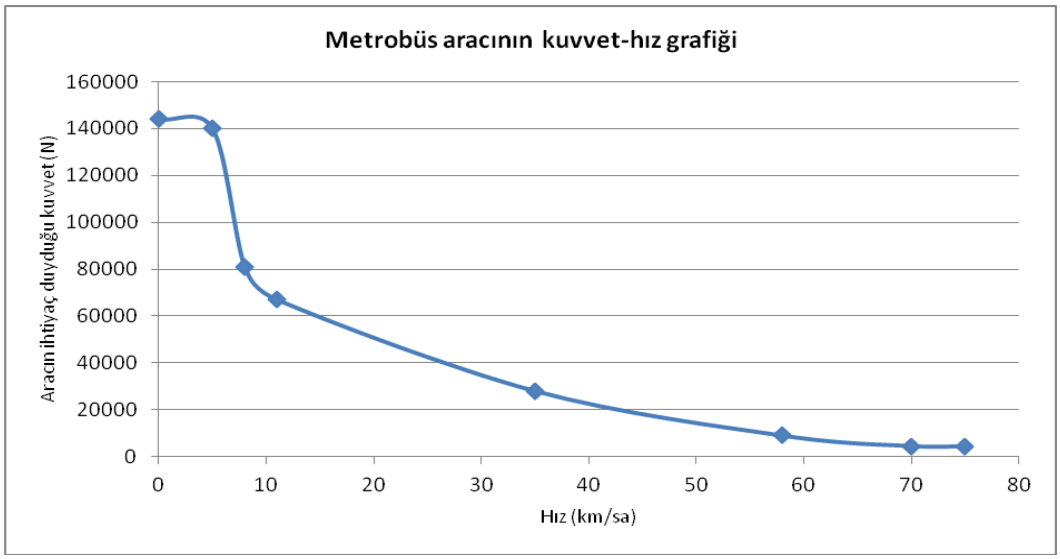
$$P = \frac{(F_{ivmelenme}+F_{roll}+F_{grade}+F_{air})\cdot v}{\eta} \cdot 10^{-3}\ kW = 472\ kW \tag{5.27}$$

Bu değerleri daha kapsamlı görebilmek üzere aracın 0 ile 75 km/sa hız değişiminde değişik yol şartlarına göre güç dağılımı aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 5. 1 Aracın hız-kuvvet-güç dağılımı

Hız (km/sa)	Güç (kW) ivmesiz ve düz yol: F_toplam = 4,5 kN	Güç (kW) ivmeli ve düz yol: F_toplam = 67 kN	Güç (kW) ivmesiz ve eğimli yol: F_toplam = 81 kN	Güç (kW) ivmeli ve eğimli yol: F_toplam = 145 kN
5	7,50E+03	1,10E+05	1,32E+05	2,36E+05
10	1,50E+04	2,20E+05	2,64E+05	4,72E+05
15	2,25E+04	3,30E+05	3,96E+05	7,08E+05
20	3,00E+04	4,40E+05	5,28E+05	9,44E+05
25	3,75E+04	5,50E+05	6,60E+05	1,18E+06
30	4,50E+04	6,60E+05	7,92E+05	1,42E+06
35	5,25E+04	7,70E+05	9,24E+05	1,65E+06
40	6,00E+04	8,80E+05	1,06E+06	1,89E+06
45	6,75E+04	9,90E+05	1,19E+06	2,12E+06
50	7,50E+04	1,10E+06	1,32E+06	2,36E+06
55	8,25E+04	1,21E+06	1,45E+06	2,60E+06
60	9,00E+04	1,32E+06	1,58E+06	2,83E+06
65	9,75E+04	1,43E+06	1,72E+06	3,07E+06
70	1,05E+05	1,54E+06	1,85E+06	3,30E+06
75	1,13E+05	1,65E+06	1,98E+06	3,54E+06

Yukarıdaki tabloya göre aracın maksimum yük ve eğim altında kalkış yaptığı düşünülerek, gereksinim duyduğu maksimum kuvvet 145 kN olur. Aracın düz yolda ve sabit hızla giderken gereksinim duyduğu kuvvet ise 4,5 kN olur. Bu bağlamda aracın hız-kuvvet grafiği şekildeki gibidir:



Şekil 5. 3 Phileas aracının hız-kuvvet grafiği

Yapılan hıza bağlı kuvvet hesaplamalarından aracın tork ihtiyacı belirlenmiştir :

$$\tau = r \times F = |r| \cdot |F| \cdot \sin(\alpha) \qquad (5.28)$$

Yukarıdaki grafikten de anlaşılacağı gibi aracımızın maksimum eğim ve yük altında kalkabilmesi için toplamda 70.000 Nm gerekmektedir. Araçta hali hazırda bulunan hibrit sistem bu torkun sadece 41.000 Nm' luk kısmını sağlayabilmekte ve de bunu yaparken diferansiyel çıkışlarında kardan şaftlarına maksimum 20.500 Nm' ye kadar yük bindirmektedir. Buda bahsedilen şaftların dayanabileceği maksimum 15.000 Nm' lik yükten fazladır.

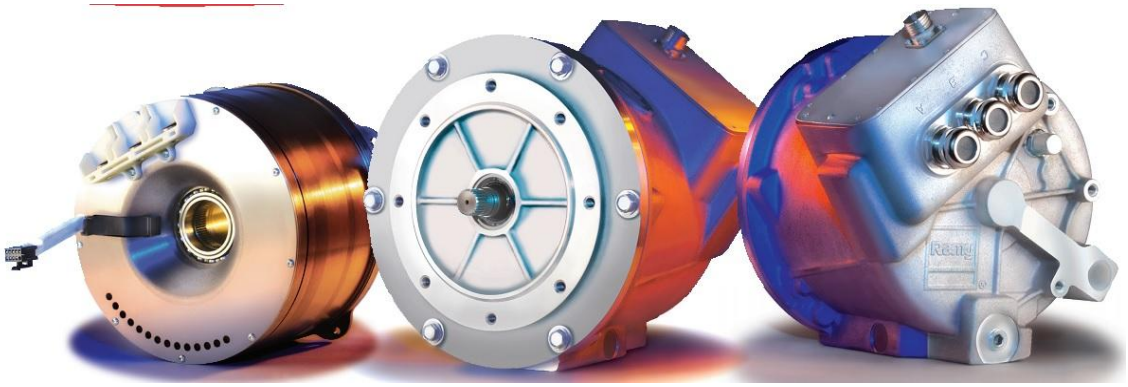
Yukarıdaki data tablosundan görüldüğü gibi Cummins dizel motorun vereceği maksimum tork 1500 Nm civarındadır. Toplam redüksiyon oranı ise 27,5 olduğuna göre diferansiyele binen tork 41.250 Nm olur ki bu da krank şaftlara 41 kNm/2 yani yaklaşık 20.000 Nm bineceği manasına gelir.

Daha öncede bahsettiğimiz üzere araca gereken tork (maksimum yük ve eğim altında) 70 kNm' dir. Araç üzerindeki tahrik sisteminin ürettiği maksimum tork kapasitesi 41 kNm olmasına rağmen, şaftarı kırmadan verebileceği maksimum tork ise 30 kNm civarındadır.

Çizelge 5. 2 Aracın değişik hızlardaki tork değerleri

Hız (km/sa)	Hız (m/sn)	rad/sn	rpm	redüktör oranı (1:25)	tork (Nm)
5	1,388888889	2,777777778	26,52582385	663,1455962	850
10	2,777777778	5,555555556	53,0516477	1326,291192	850
15	4,166666667	8,333333333	79,57747155	1989,436789	850
20	5,555555556	11,11111111	106,1032954	2652,582385	850
25	6,944444444	13,88888889	132,6291192	3315,727981	800
30	8,333333333	16,66666667	159,1549431	3978,873577	630
35	9,722222222	19,44444444	185,6807669	4642,019174	550
40	11,11111111	22,22222222	212,2065908	5305,16477	450
45	12,5	25	238,7324146	5968,310366	370
50	13,88888889	27,77777778	265,2582385	6631,455962	50
55	15,27777778	30,55555556	291,7840623	7294,601558	0
60	16,66666667	33,33333333	318,3098862	7957,747155	0
65	18,05555556	36,11111111	344,83571	8620,892751	0
70	19,44444444	38,88888889	371,3615339	9284,038347	0

Verilen bu değerlere göre yukarıdaki denklemlerin sonucu hesaplanmıştır ve motor seçilmiştir. Motor olarak 350 Nm maksimum tork sağlayabilen REMY HVH250-090 SOM motoru tercih edilmiştir. Daha detaylı bilgiler ilgili kısımlarda verilecektir.



Şekil 5. 4 Remy Motor HVH250-090 SOM

5.2 Motor Sürücüsünün Seçilmesi

Remy HVH-250 090 SOM motorunun seçilmesini takiben bu motoru sürebilecek, uygun voltaj ve akım değerlerinde bir motor sürücüsü araştırılmasına gidilmiştir. Bu bağlamda bu motor ile uyumlu bir şekilde çalışabilen Rİnehart firmasının PM100 DX adlı sürücüsü satın alınmıştır[4].



Şekil 5. 5 Rinehart motor sürücüsü

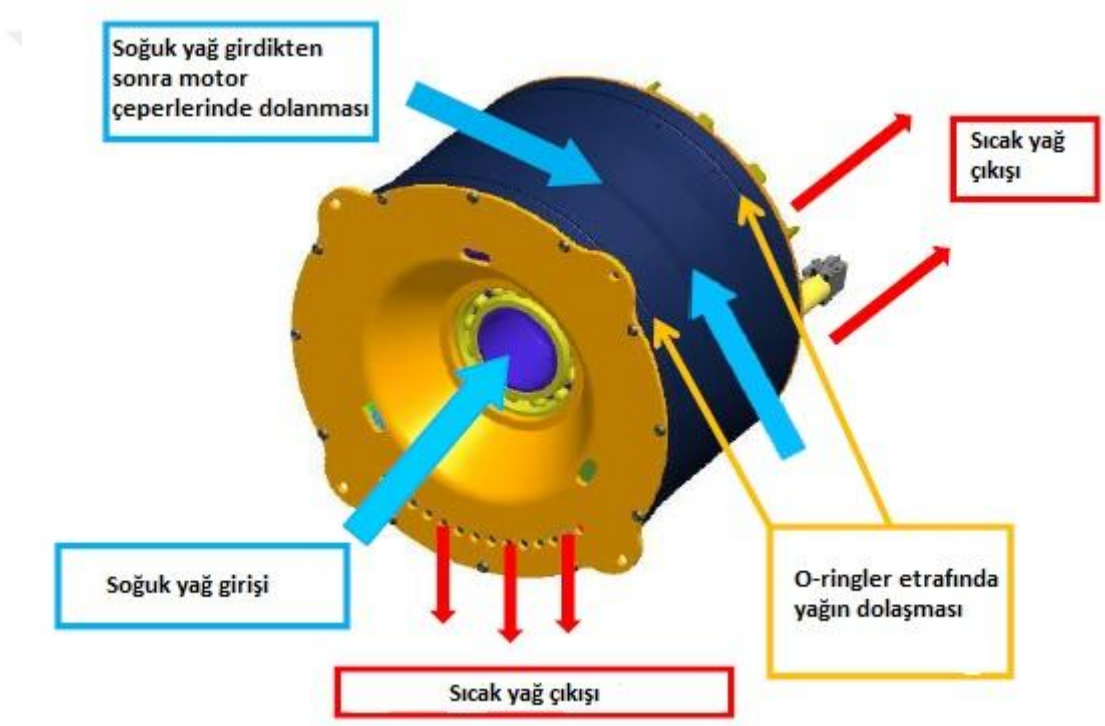
Çizelge 5. 3 Rinehart motor sürücüsü genel özellikleri

Kontrolcü Modeli	**PM100DX**	**PM100DZ**
Doğru akım voltajı (İşletme Şartları)	50-400	100-800
Doğru akım voltajı (Ani Yüklemeler)	420	840
Maksimum Doğru Akım Voltajı	500	900
Motor Sürekli Akım	300	150
Motor Ani akım	350	200
Elektriksel Çıkış Gücü	100	100
Doğru akım voltajı kapasitesi	440	300
Boyutlar	200*87*314	200*87*314
Ağırlık	7.5	7.5
Kablolama	M24	M24
Minumum İletken Numarası	4	4
Maksimum iletken numarası	1	1
Minumum kablo boyu	9	9
Maksimum kablo boyu	16.5	16.5

5.3 Motor Soğutma Sistemi Tasarımı ve İmalatı

Elektrik motorlarında soğutma ihtiyacı uygulama alanına, çalışma döngüsüne ve çevre şartlarına göre değişmektedir. Projede kullanılan Remy motorların kompakt yapısı ve çalışma koşulları göz önüne alındığında çalışma esnasında çok fazla ısı açığa çıkacağı öngörülmüştür. Sıcaklığı yükselen motorun soğutulması için üretici firmanında önerdiği şekilde yağ soğutma sistemi kullanılmıştır.

Motor kendi içerisinde sahip olduğu kanallar yardımıyla hem rotor hem de stator soğutmasına imkan vermektedir. Motorda bir adet giriş, bir adet çıkış ve bir adet vent bağlantısı bulunmaktadır.



Şekil 5. 6 Remy motor soğutma sistemi çalışma prensibi

Soğutma sisteminde kullanılacak yağ, düşük viskozite ve yüksek ısı kapasitesi nedeniyle DEXRON 6 ATF olarak seçilmiştir.

Soğutma sisteminin debisi ve basıncı yüksek olduğunda motora zarar vereceğinden, sistem debisi 30 litre/dk, sistem basıncı ise 2 bar ile kısıtlandırılmıştır.

Motorun çalışabileceği maksimum sıcaklığı teknik dökümanlarda 160 ˚C olarak belirtilmiştir. Yağın motora giriş sıcaklığı ise maksimum 90˚C olarak belirtilmiştir.

Motor üzerinden elde edilmiş deneysel veriler motorun maksimum güçte 1 dakikada 70˚C den 180˚C' ye çıkabildiğini söylemektedir. Buna dayanarak maksimum ısı kaybı;

$$Q = m.c.\Delta T\ kW \quad (5.29)$$

$$Q = \ kW \quad (5.30)$$

Denklemleri kullanılarak hesaplanmıştır.

Elde edilen ısı kaybı değeri ve diğer parametreler :

Qısı = 30 kW (iki motor için)

Debi = 5-30 LPM (iki motor için)

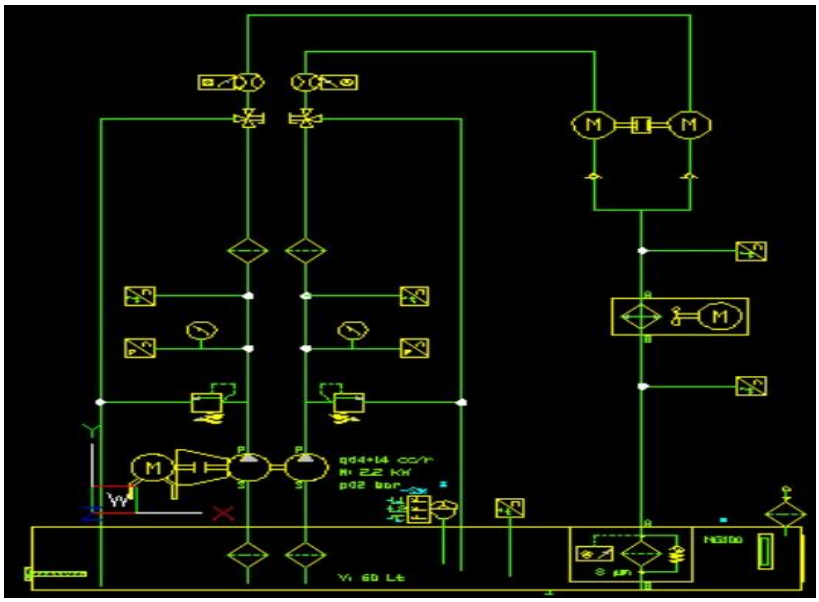
Soğutma yağı = Dexron 6 atf

Yağın motora giriş sıcaklığı = 70˚C

Yağın motordan çıkış sıcaklığı = 130˚C

Motordan çıkan ısınmış yağın tekrar soğutulabilmesi bir soğutma sistemi kurulmasını gerekmektedir. Bakım kolaylığı, malzeme temini, sistemin açıklığı ve maliyet göz önüne alındığında hava soğutmalı radyatör sistemi tercih edilmiştir. Sistemde motordan çıkan sıcak yağ bu radyatör yardımıyla soğutulur. Motordan alınan ısının tekrar çevreye verilebilmesi için 30 kW soğutma kapasiteli bir radyatör seçilmiştir. Radyatörden çıkan soğumuş yağ bekleyeceği depoya aktarılır. Yağ iletimindeki ve sistem basıncındaki olası bir problemin önüne geçebilmek için minimum sistem debisi kadar bir depoya (60 L) ihtiyaç vardır.

Borulardaki basınç kayıpları ve radyatördeki basınç düşümü göz önüne alınarak iki adet maksimum 60 ltre/dk debili, 2 bar basınçlı tandem (eş milli) deplasman pompası seçilmiştir. Sistemin temizlenebilmesi için ince ve kalın filtre, iki ayrı motora giden debiyi hassas bir şekilde ölçmek ve kontrol etmek için iki adet akış bölücü ve olası basınç değişikliklerinde motorları ve sistemi korumak için iki adet emniyet valfi kullanılmıştır.



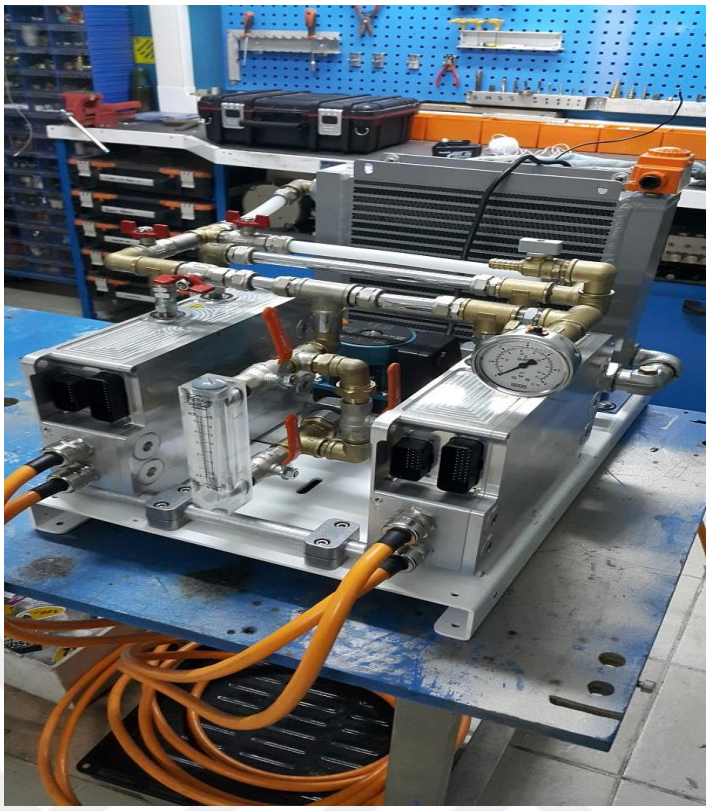
Şekil 5. 7 Motor soğutma hidrolik devre şeması



Şekil 5. 8 Motor soğutma hidrolik ünite imalatı

5.4 Motor Sürücü Soğutma Sistemi Tasarımı ve İmalatı

Test düzeneğinde kullanılacak olan elektrik motor sürücüleri için ise su soğutma sistemine ihtiyaç bulunmaktadır. Bu sistem için gereksinimler bir adet sürücü için 6-12 lt/dk debiye ihtiyaç olması ve 1 bar lık basıncı geçmemesidir.

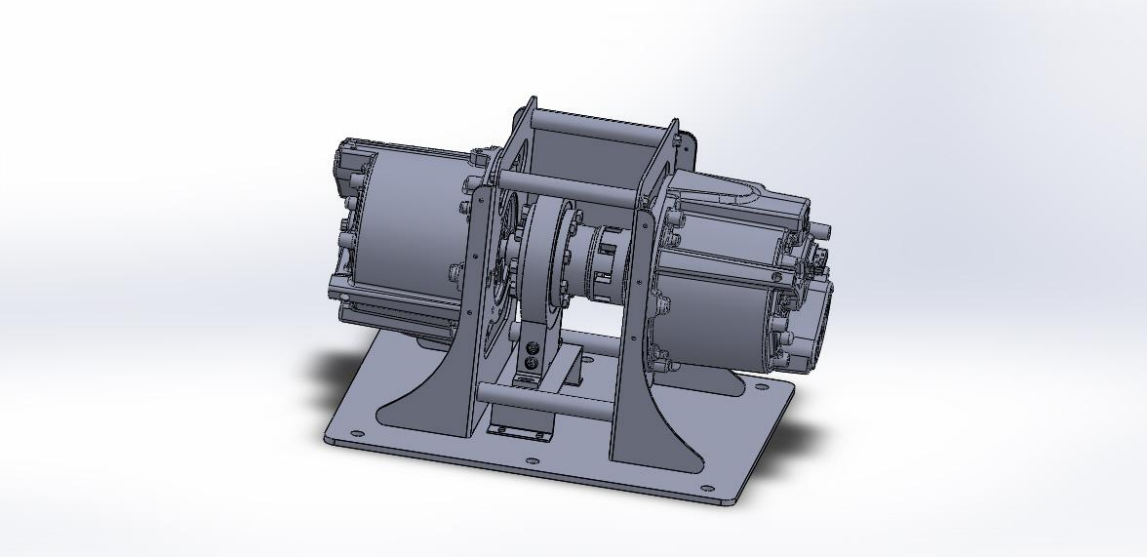


Şekil 5. 9 Rinehart motor sürücü soğutma sistemi tasarımı ve imalatı

5.5 Test Düzeneğinin CAD Modelinin Oluşturulması

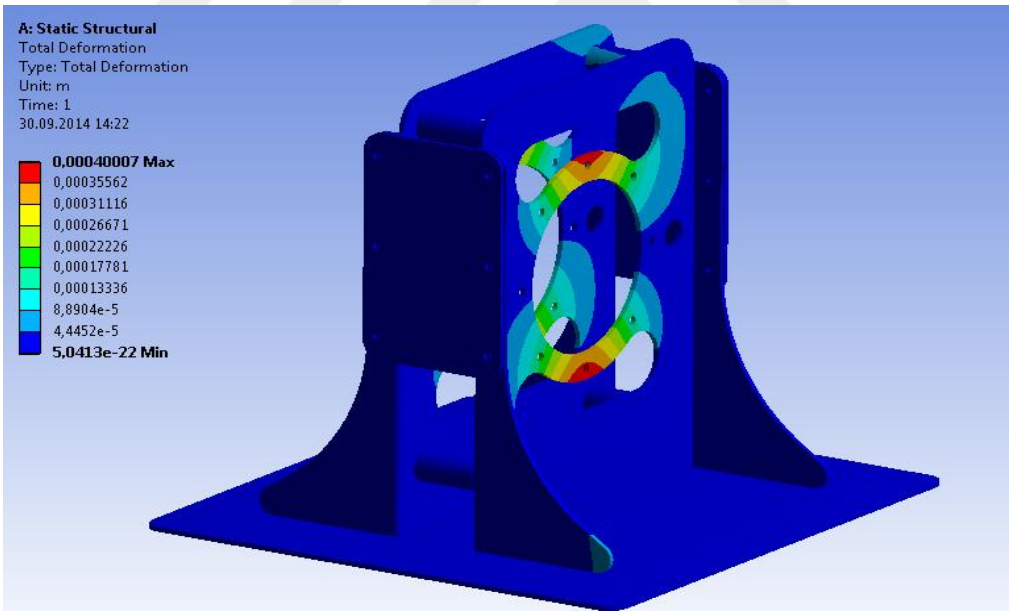
İhtiyaçlar doğrultusunda yapılan güç hesaplamaları sonucunda REMY HVH 250-90 Som adlı 60 Kw sürekli ve 76 Kw pik gücüne sahip PMSM motorlar tercih edilmiş ve satın alınmıştır. Proje ile ilgili gerekli simülasyon ve testlerin yapılması için bir test düzeneğine ihtiyaç bulunmaktadır. Bu test düzeneğinde motorlardan bir tanesi ana tahrik motoru, karşısına bağlanan motor ise yoldan gelen yükleri simule edebileceğimiz motor olarak kullanılacaktır. 2 adet motor birbirlerine esnek M tipi kaplin ile bağlanmıştır. Motordan alınan tork değerini doğrulamak için ise araya bir adet 1000 Nm torkmetre yerleştirilmiştir.

5.5.1 Motorların birbirine kuple edilmesi



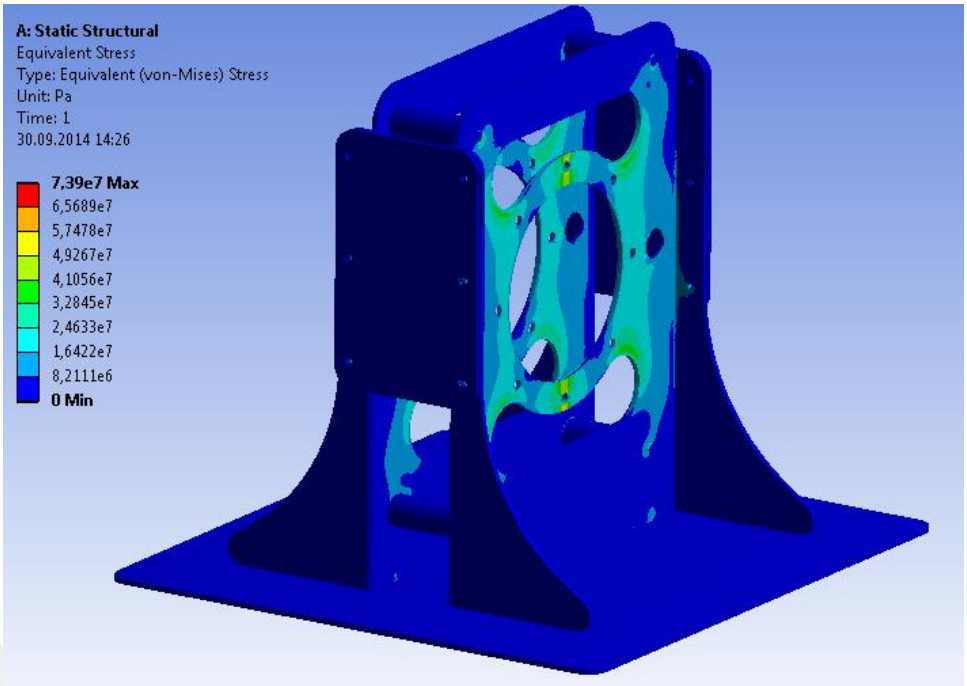
Şekil 5. 10 Araç üzerinde kullanılacak olan Remy motorların birbirine kuplajı

Test sisteminin farklı çalışma koşullarındaki davranışını gözlemlemek için statik analizler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5. 11 Motor bağlantı statik analiz toplam deformasyon sonucu

Analiz sonuçları incelendiğinde belirlenen yükleme şartlarında emniyet sınırları içerisinde kaldığı görülmüştür. Sistemdeki maksimum deformasyon 0,4 mm olup bu değer sadece motor ile flanş bağlantısının olduğu noktalarda gözükmektedir.



Şekil 5. 12 Motor bağlantı statik analiz gerilme sonucu

Lineer statik analizlerde sonuçların doğru bir şekilde yorumlanabilmesi için sistem üzerinde oluşan gerilmelerin detaylı olarak incelenmesi gerekir. Analizin yapısı gereği yük altındaki malzeme yükün değeri ne olursa olsun elastik bir davranış sergileyecek, sistemin kırılması, akması gibi olaylar analiz sonucunda görülmeyecektir. Kontrolü için malzemenin yük altındaki şekil değişimi incelenmelidir. Yapılan analiz sonuçlarında oluşan gerilmeler incelendiğinde, oluşan kritik gerilmelerin dahi malzemenin akma sınırının altında kaldığı görülmüştür. Sonuç olarak şasinin gelen yükler altında emniyetli olarak çalışabileceğine karar verilmiştir.

Analiz sonucunda alınan veriler incelenerek sistemin üretimine geçilmiştir. Motorların bağlandığı şasi flanşları, yan kapaklar ve taban sacı 5 mm saç dan cnc laser kesim yöntemiyle kesilmiş, istenilen form için büküm işlemleri gerçekleştirilmiştir. Flanşları birbirine bağlayan aralardaki miller cnc torna tezgahında işlenilmiş ve diş çekilmiştir.

Motor ile torkmetrenin, torkmetre ile kaplinin, kaplin ile diğer motorun arasındaki bağlantı için toplamda 3 adet flanş tasarlanmıştır. Tasarlanan bu flanşlar cnc frezede işlenmiştir. Motor milinin dişli yapısı gereği içleri frezelenmiştir.



Şekil 5. 13 Motor kuplajı imalat aşaması

Öncelikle motorlar şasi flanşlarına civatalar ile monte edilmiş, ardından kaplin ve torkmetre ile bağlantıları sağlanmıştır. Yan kapakların civatalar ile şasi flanşlarına bağlanılmasından sonra bütün sistem taban saçına kaynak ile birleştirilmiştir.



Şekil 5. 14 Motor kuplajı imalatının bitişi

5.5.2 Bataryaların Seçilmesi ve Yerleştirilmesi

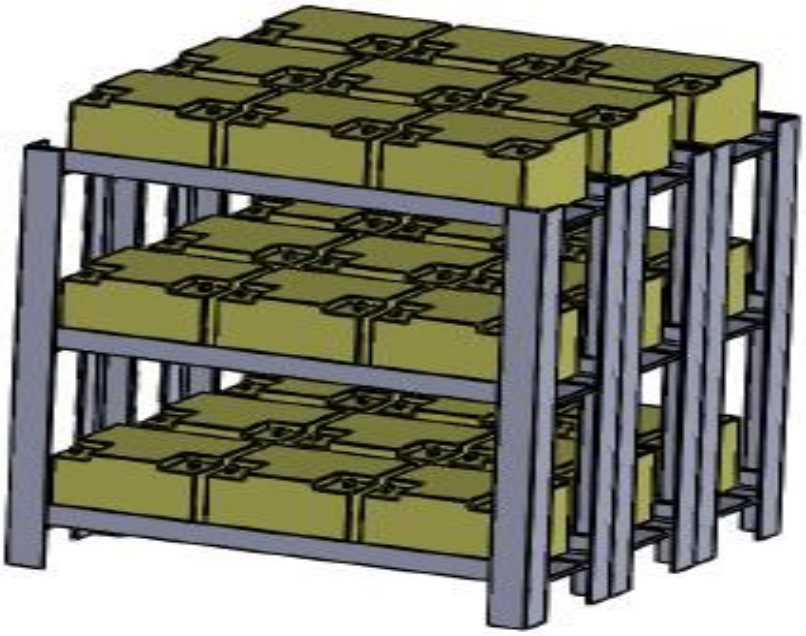
Test düzeneğinde kulanılacak motor sürücülerinin beslenmesi amacıyla bir batarya düzeneği sisteme eklenmiştir. Kullanılacak sürücülerin çalışma aralığına bakıldığında, 320V-DC civarında bir nominal gerilimin uygun olduğu görülmektedir. Bu durumda, test düzeneğinde kullanılmak üzere 27 adet kurşun asit batarya grubunun seri bağlantısıyla

elde edilecek 324V-DC' lik bir gerilime karar verilmiştir[5]. Bu bağlamda, aşağıda özellikleri verilen VRLA-EP 4012 kurşun asit bataryalardan 27 tane temin edilmiştir.

Çizelge 5. 4 Test sisteminde kullanılacak olan bataryaların özellikleri

Nominal Voltaj	12V
Nominal Kapasite	40Ah
Ağırlık	14.6 kg
B2	B2
İç direnç	8m ohm
Maksimum boşalma akımı	600A- 5 saniye
Maksimum şarj akımı	12A
İşletme sıcaklık değerleri	Şarj: 0-40 derece Boşalma: 20-50 derece Depolama: -20-40 derece
Dış malzemesi	ABS

27 adet bataryanın birbirine seri bağlanma işlemi, üst üste 3 katmanda gerçekleştirilmiştir. Bataryaların yerleşimine yönelik gerçekleştirilen çizim aşağıda gösterilmiştir.



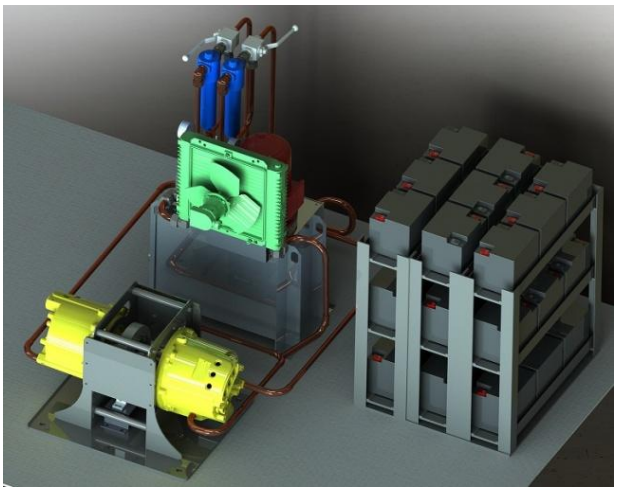
Şekil 5. 15 Batarya tasarımı ve yerleşimi



Şekil 5. 16 Batarya kabini imalatı ve montajı

5.5.3 Yağ Soğutma Sisteminin Yerleştirilmesi

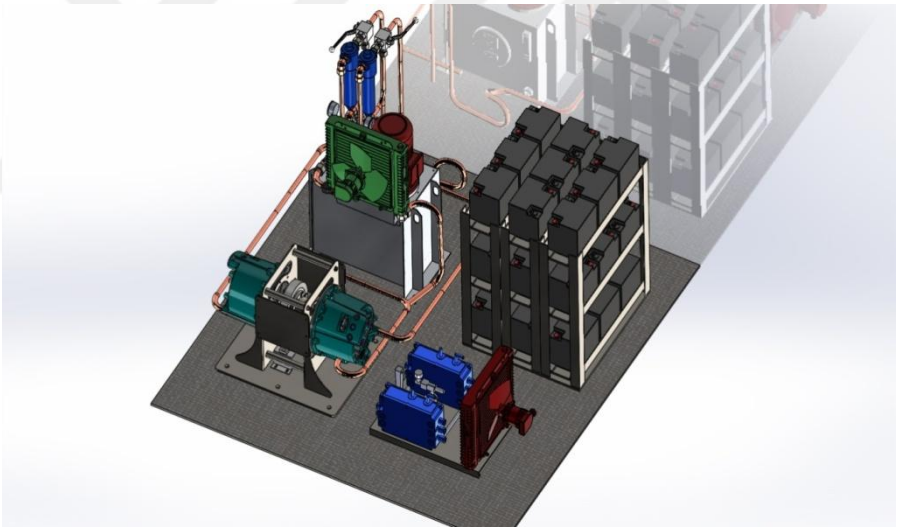
Tasarımı ve imalatı yapılan motor yağ soğutma sistemi tasarım ortamında sisteme dahil edilmiştir.



Şekil 5. 17 Test düzeneği yerleşimi tasarımı

5.5.4 Su Soğutma Sisteminin Yerleştirilmesi

Tasarımı ve imalatı yapılan, sürücülerin su soğutma sistemi tasarım ortamında modele eklenmiştir ve daha sonra test odasında gerçek sisteme adapte edilmiştir.



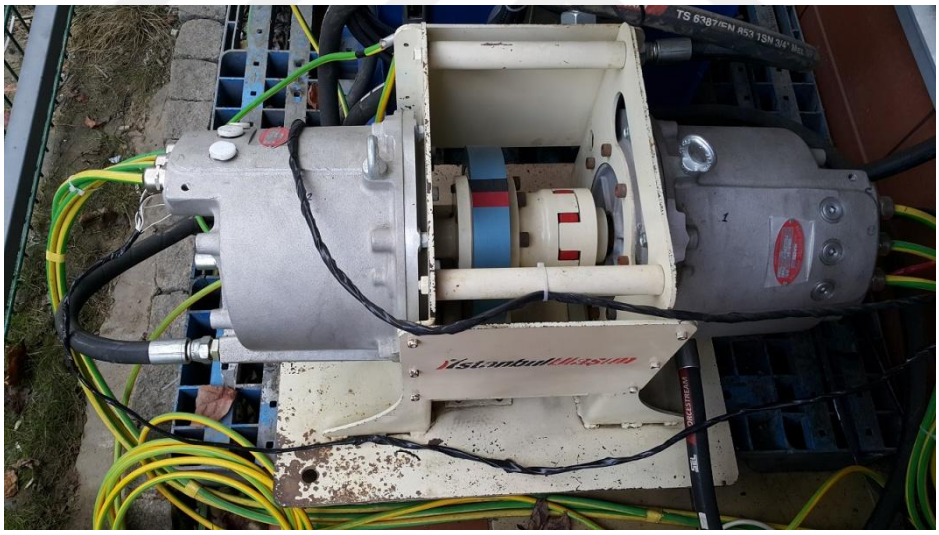
Şekil 5. 18 Test düzeneği tasarımı bitmiş hali

5.6 Test Düzeneği İmalatı ve Montajı

Yukarıda belirtilmiş olan komponentlerinin hepsinin tasarım ve imalatları gerçekleştirilmiş olup bütün sistem bir araya toplanmıştır ve çalışmalara başlanmıştır.



Şekil 5. 19 Test düzeneği yerleşimi bitmiş hali



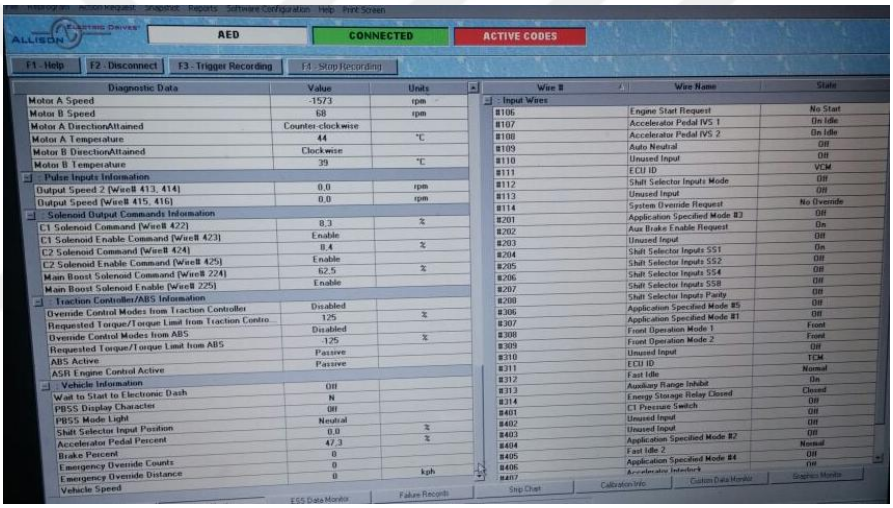
Şekil 5. 20 Test düzeneği yerleşimi bitmiş hali motor grubu

5.7 Testlerin Yapılması

Phileas metrobüsü, bilindiği üzere hibrit yapıda olup, şöförün gaz pedal girişine karşılık, içerisindeki 2 elektrik motoru ve 1 içten yanmalı motorun çeşitli kombinasyonlar ile devreye girmesiyle istenen torku üretmektedir. Projenin son safhasında, mevcut araca ekstra motor ve batarya ekleyerek performansını iyileştirmesi ve arka akstaki yükün bir kısmının yeni eklenecek motorların bağlı olduğu aksa aktarılması düşünülmektedir. Bu

bağlamda, üst seviye kontrolör perspektifinden, Phileas metrobüsünün, gaz pedal açıklığına karşılık herhangi bir durumda orijinal aksından ne kadar tork ürettiği bilgisine ihtiyacımız vardır. Bu tork değeri, gaz açıklığının yanında araç hızına da bağlıdır. İhtiyacımız olan gaz pedal açıklığı-araç hızı-tekerlek merkezine etkiyen tork tablosu (2 giriş 1 çıkış), araç firmasının sunduğu bir bilgi değildir. Bu nedenle ilgili veri Phileas üzerinden yaptığımız gerçek testlerle aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

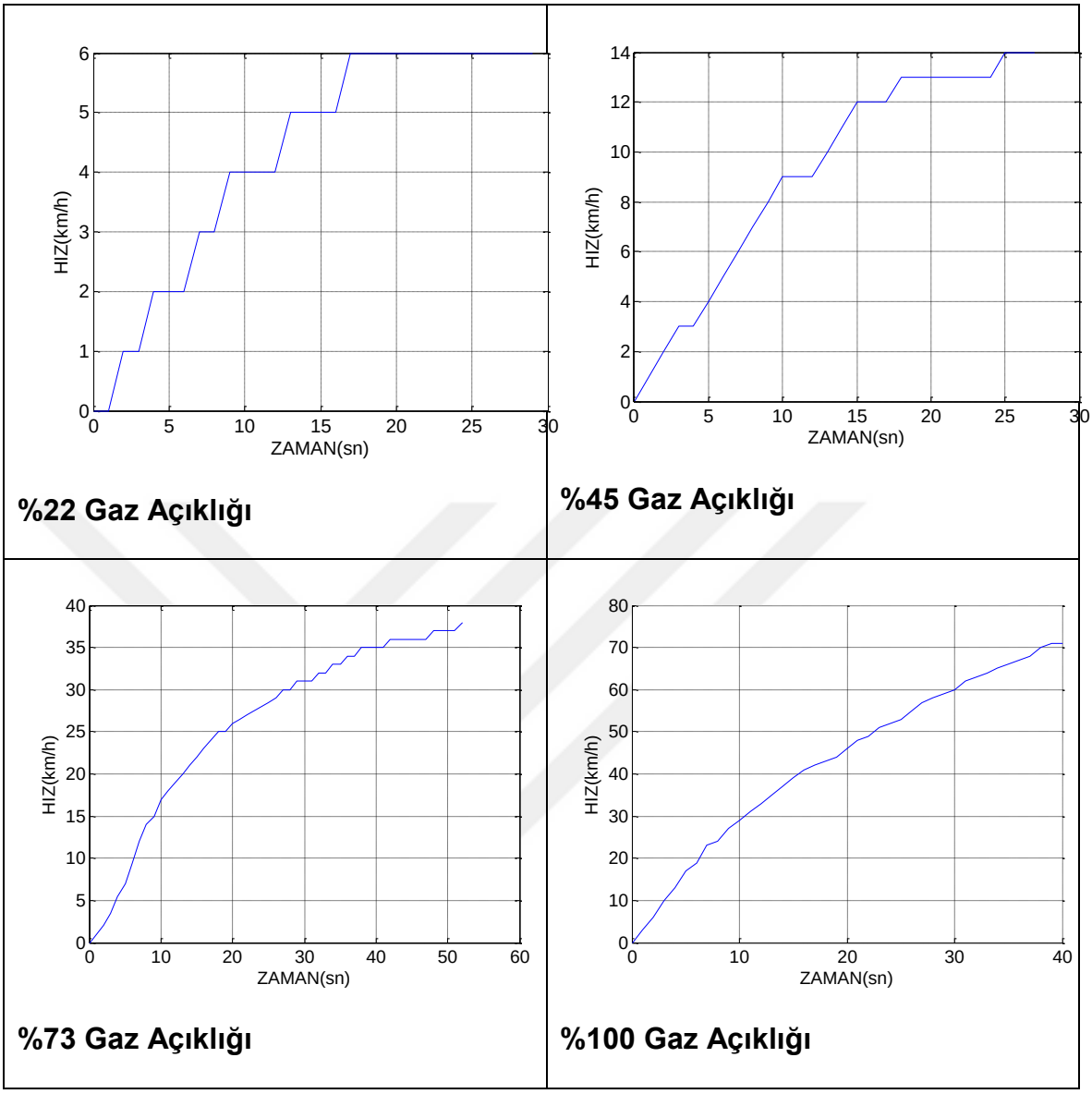
İstemiş olduğumuz 2 giriş 1 çıkışlı haritayı elde edebilmek için, farklı seviyelerde sabit vermiş olduğumuz gaz açıklığı bilgisi sonucunda, aracın CAN veri hattı üzerinden hızlanma verisi toplanmıştır. Veri toplama işlemi, aracın kendi diagnostiği üzerinden yapılmıştır. Aşağıda, veri toplama esnasında metrobüsün diagnostik arayüzünün bir görüntüsü yer almaktadır.



Şekil 5. 21 Phileas aracı üzerinden toplanan veriler

%22, %45, %73 ve %100 olmak üzere, toplam 4 farklı sabit gaz pedal açıklığına hızlanma verileri doğrudan araç üzerinden toplanmıştır. Bu 4 farklı teste ait hızlanma verileri aşağıda gösterilmiştir:

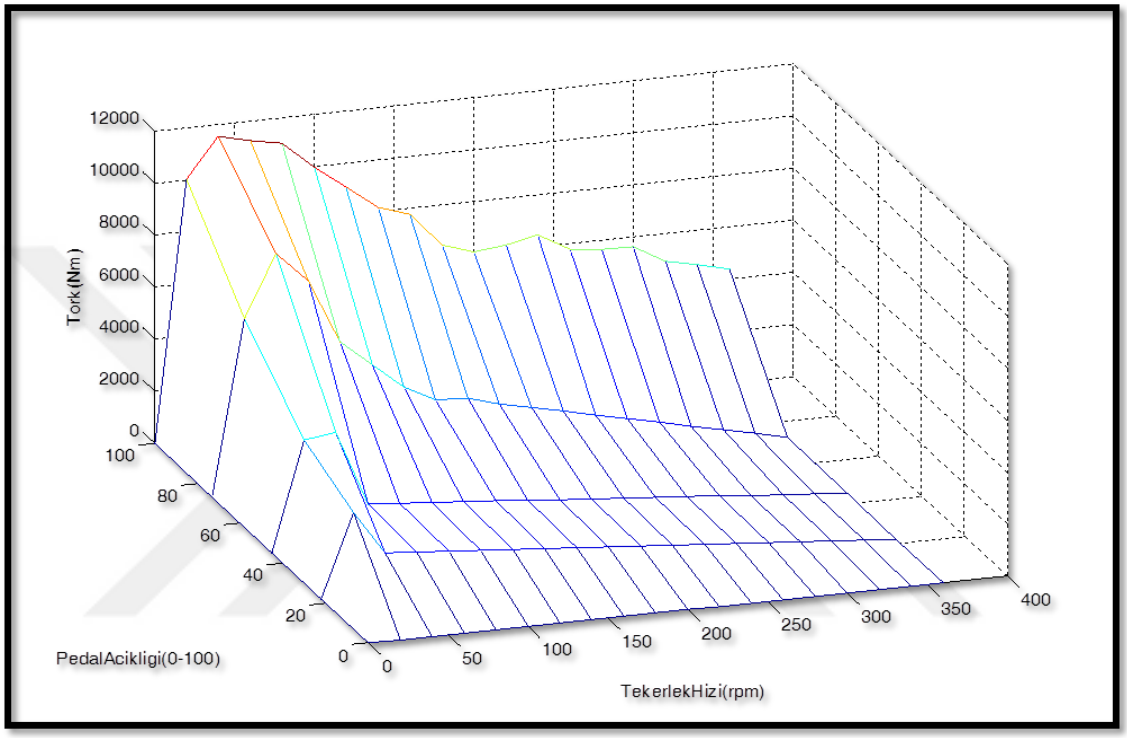
Çizelge 5. 5 Pedal açıklığı' na karşılık gelen hız değerleri



Testler hat üzerinde yer alan son derece düz bir zeminde gerçekleştirdiği için, testler esnasında araca etkiyen kuvvetler şu şekildedir:

- İvmelenme Kuvveti
- Aerodinamik Direnç Kuvveti
- Yuvarlanma Kuvveti
- Topladığımız verilerdeki hızlanmayı sağlayacak kuvvet miktarı, ilgili hızlanma verilerinin yumuşatılmasıyla elde edilen ivmelenme verisinin de yardımıyla

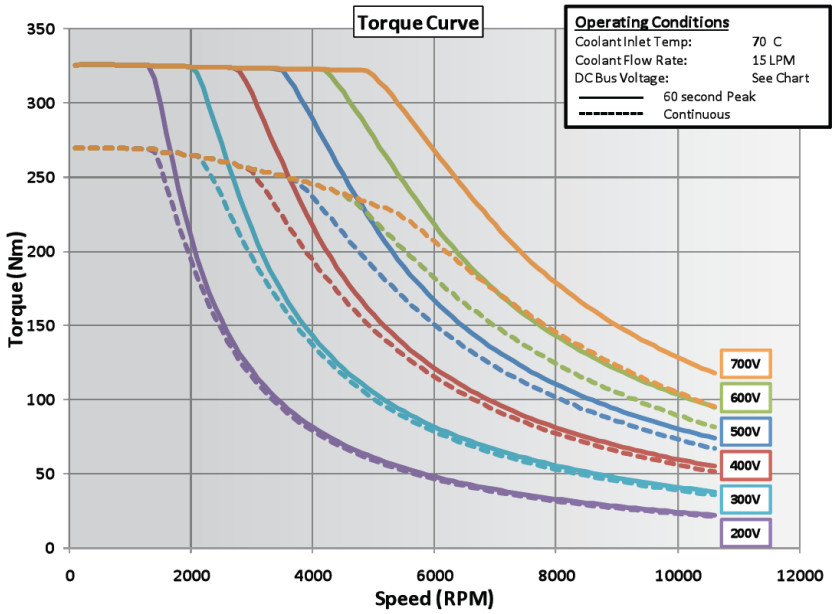
hesaplanmıştır. Tekerlek yarıçapı da göz önüne alındığında, tekerlek merkezine etkiyen tork değerleri de elde edilebilmektedir. Verilerin toplandığı gaz pedal açıklığı arasında kalan diğer veriler için interpolasyon uyguladığımızda, elde ettiğimiz 2 giriş 1 çıkışlı pedal açıklığı - hız- tork grafiği şu şekilde olmuştur. Grafikte aracın çizgisel hızı yerine, tekerleğin devir/dk(rpm) değeri kullanılmıştır.



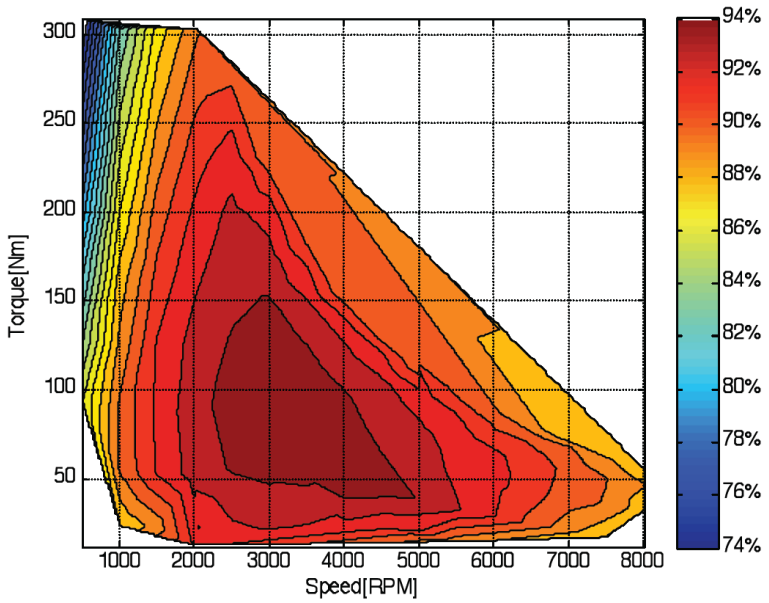
Şekil 5. 22 Pedal açıklığı- Tork- Hız değerlerinin göstergesi

Bu noktadan sonra, aracın boylamsal modeli üzerinde, yeni eklenecek motorlar ve bataryanın performansını ve sistem kontrolörünü tasarlamamızı sağlayacak boylamsal modelin geliştirilmesi işlemine geçilmiştir. Ters araç modelinden hareketle yapılan analizler, bize normal bir hız profilini izleyebilmek için, hat eğimleri ve araç doluluğunu da hesaba katarak, Phileas marka metrobüs için gerekli olan tork miktarını hesaplamamızı sağlamıştır. Bu hesaplara göre seçilen ve satın alınan elektrik motorlarını da sisteme dahil edebilmemiz için, aracın klasik boylamsal dinamik modeli oluşturulmalıdır. Bu klasik modelinin girişi gaz pedal açıklığı, çıkışı ise araç hızı olmalıdır. Aracın mevcut güç aktarma sisteminin karakteristiği Şekil 5.22' de görüldüğü gibi elde edilmiştir.

Aracın kendisinde yer alan motorlar yanında, itkiyi sağlayacak ekstra motorlar (REMY HVH-250) da temin edilmiştir. Bu motorların tork-hız bilgileri verim değerleriyle birlikte üretici firma tarafından sağlanmış olup, farklı gerilim değerlerine göre şu şekilde ifade edilmiştir.



Şekil 5. 23 Remy motor tork- hız karekteristiği



Şekil 5. 24 Remy motor tork- hız verim haritası

Boylamsal dinamik modelimizde kullanabilmek adına, REMY-HVH-250' ye ait yukarıda gösterilen her iki eğri, sayısal değerlerine göre bilgisayar ortamına aktarılmış ve Matlab yazılımında kullanılabilecek tablolar haline dönüştürülmüştür[3].

Boylamsal araç modeli, tekerlek kaymaları da göz önüne alınarak tek izli bisiklet modeli yapısında, dinamik bir model olarak gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda, modelde yer alan alt paketler ve birbirleriyle ilişkisi şu biçimdedir:

Tork Kaynağı

Phileas'ın kendisine ait hibrit çekiş sistemi ve bizim araç üzerine ekleyeceğimiz elektrik motorlarından oluşur. Her iki sisteme ait tork-hız karakteristikleri yukarıda anlatıldığı gibi elde edilmiştir. Araç modelinde bu elde edilen tablolar kullanılmaktadır.

Tekerlek Modeli

Tekerlek modelinin amacı, tekerlek kaymasına karşılık gelen tekerlek kuvvetlerini elde etmektir. Bu amaçla kullandığımız tekerlek modeli, "Pacejka tekerlek modeli"dir. Pacejka tekerlek modeli, kayma ve tekerlek kuvveti arasındaki ilişkiyi ampirik bir formül olan "magic formula" yardımıyla verir.

Kayma Hesabı

Tekerlek modelinin girişi olan kayma hesabı model için oldukça kritiktir. Kayma, tekerleğin doğrusal hızı ve rotasyonel hızı arasındaki oranın ifadesidir. Frenleme ve hızlanma durumlarında değişen kaymanın formülü aşağıda gösterilmiştir.

Araç Dinamiği

Araçta itki sağlayan motorlardan elde edilen tork değerlerinin tekerlekler üzerindeki kayma etkisi sonucunda ortaya çıkan tekerlek kuvvetleri, aracın dinamik hareketini sağlamaktadır. Ortaya çıkan bu tekerlek kuvveti, ivmelenme, eğim yenme, yuvarlanma direnci ve aerodinamik direnç kuvvetlerini yenmek için kullanılmaktadır.

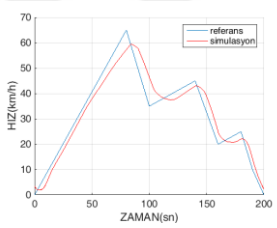
Batarya Modeli

Araca ekleyeceğimiz yeni batarya sistemine ait basit bir batarya modeli de modele dahil edilmiştir. Batarya enerji kapasitesi 32kWh olarak alınıp verimi sabit %90 olarak kabul edilmiştir. Satın alacağımız batarya kesinleştikten sonra, parametrelerine göre, bataryanın akım, gerilim karakteristiğine göre verimin dinamik olarak hesaplara dahil

edilmesi sağlanacaktır. Başlangıç aşamasında geliştirilecek kontrol algoritmaları açısından mevcut model de işlevsel olmaktadır.

Sürücü Modeli

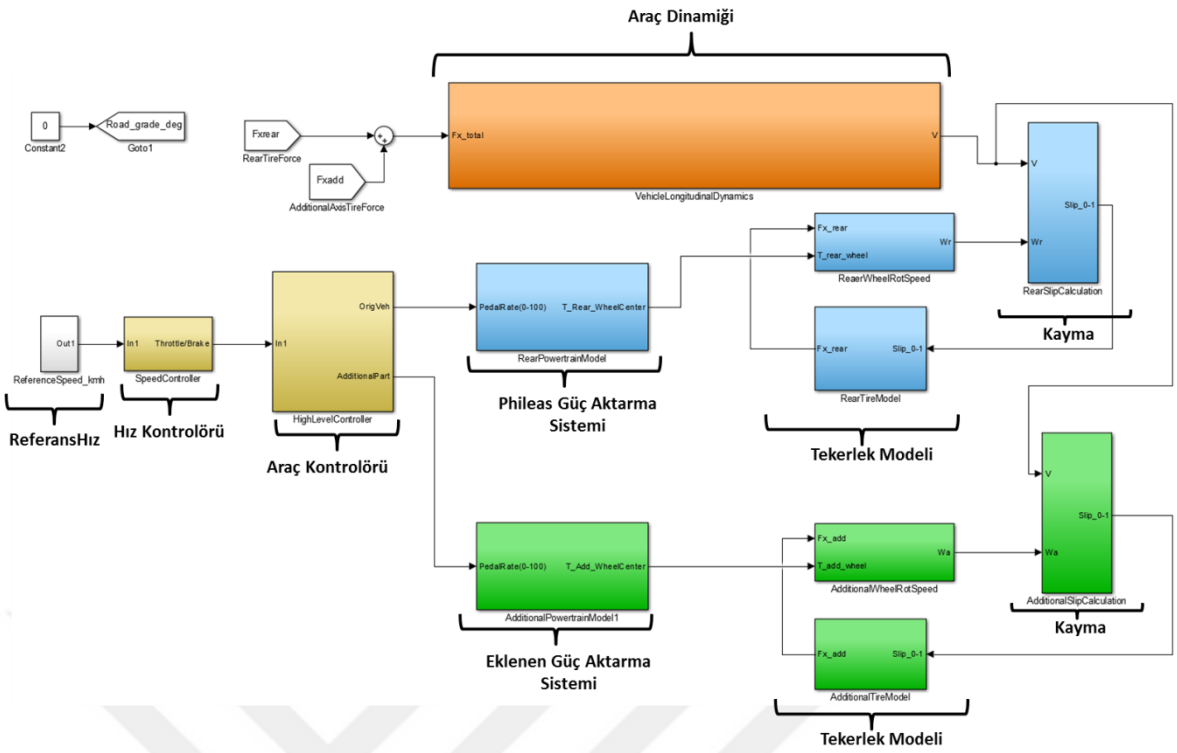
Araç modeline girilen sabit bir hız profilinin araç tarafından izlenebilmesi için, sürücünün vermesi gereken gaz-fren açıklıklarını hesaplayan bir sürücü modeli geliştirilmiştir.



Şekil 5. 25 Phileas boylamsal model hız davranışı

Toplanan Verilerin Simulink Modeli İle Karşılaştırılması

Model içerisine aktarma organlarının dişli oranları ve yaklaşık verim değerleri de dahil edilmiş olup her komponentin hangi hızda ne kadar tork verdiği doğru olarak hesaplanmıştır. Araç modeline ait genel bir Simulink görüntüsü şekildeki gibidir:



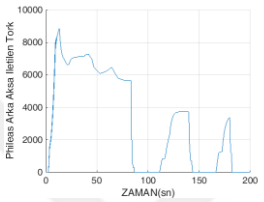
Şekil 5. 26 Phileas aracı boylamsal modeli

Yukarıda gösterilen biçimde geliştirilen araç modeli yardımıyla, basit bir kural tabanlı kontrol yaklaşımı geliştirilmiş ve araca ne gibi etkileri olduğunun analizine başlanmıştır. Şekil 5.22' de görüldüğü üzere orjinal aracın tekerlek miline uyguladığı tork miktarı maksimum 12000Nm civarındadır. Mevcut durum metrobüsün ilgili aksının belirli bir süre sonra kırılmasına neden olmaktadır[7].

Geliştirdiğimiz ilk yaklaşımda, arka akstaki tork isteği 6000 Nm' nin üzerine çıktığında, üzerine çıkan miktarda tork, eklediğimiz elektrik motorları tarafından verilecektir. Tabi bu durumun sürekli gerçekleştirilmesi yeni eklediğimiz bataryaları boşaltacaktır. Batarya şarj miktarı (SOC) belirlediğimiz bir değerin altına düştüğünde orjinal güç aktarım sistemi sabit olarak 6000 Nm tork üretecek ve ihtiyaçtan fazla olan kısımla da bataryalarımızı şarj edecektir. Batarya şarj miktarı belirlediğimiz değere çıkana kadar bu devam edecektir.

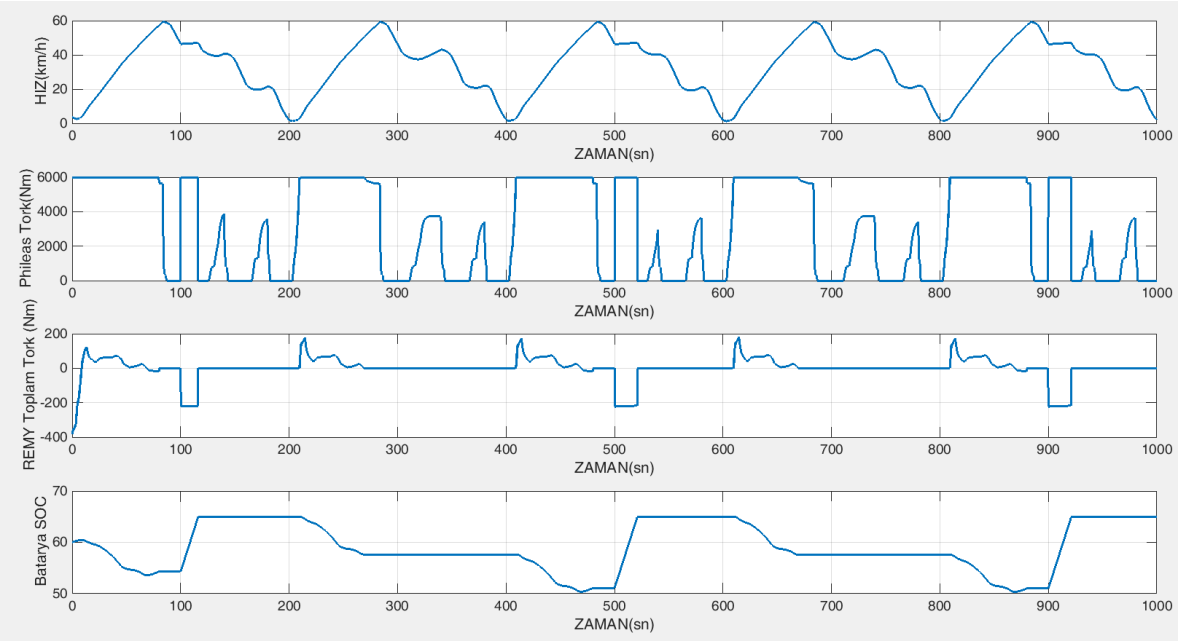
Aşağıda, Şekil 5.25'de gösterilen hız referansının 1 kez uygulanması sonucunda elde edilen simülasyon sonuçları yer almaktadır. Simülasyon sonuçlarında, Phileas' ın orijinal güç aktarma organlarının arka akstaki tekerlere ilettiği toplam tork miktarı,

REMY motorların toplam çıkış torkları ve batarya SOC değerleri gösterilmiştir. Şekil 5.26’ da aracın orijinal haliyle arka akstan üretilen tork grafiği yer almaktadır.



Şekil 5. 27 Phileas tahrik aksına gelen tork değeri

Geliştirilen kontrol algoritması, Şekil 5.25’ de gösterilen hız profilinin 5 kez arka arkaya koşturulmasıyla denenmiştir. Bu durumda batarya SOC durumuna göre Phileas ve REMY motorların ürettikleri tork değeri aşağıdaki grafikte gösterilmiştir. (SOC değişiminin daha rahat görülebilmesi için batarya enerji kapasitesi 3.2kWh olarak alınmıştır. Yine değişimin rahat görülebilmesi için Algoritmanın SOC limit değerleri ise 55-65 arası olarak belirlenmiştir. Frenleme esnasında herhangi bir müdahalede bulunulmamış, REMY motorlar devreden çıkarılmıştır.)



Şekil 5. 28 Boylamsal modelden elde edilen çıktılar

Şekil 5.27’ de görüldüğü üzere orijinal araç aynı çevrimi karşılamak için yaklaşık 8000Nm üretmek zorunda kalırken, Şekil 5.28’ deki algoritma çıktılarına bakıldığında 6000Nm’ yi hiç geçmemiştir. Şarj değeri %55’ e gelinceye kadar aradaki farkı(eğer fark varsa) REMY motorlar sağlamıştır. %55’ e düştükten sonra ihtiyaç olmamasına rağmen arka akstan 6000 Nm üretilmeye devam edilmiş ve ek bataryalarımızın şarj olması sağlanmıştır. Bu sayede arka akstan 6000 Nm’ nin üzerinde bir tork üretilmemiştir. İleriki aşamalarda algoritmada belirlediğimiz tork limiti konusunda çalışmalara devam edilecektir. Ayrıca metodun tüm yol ve çevrim şartlarında SOC değerini istediğimiz aralıkta tutmasını sağlamaya yönelik çalışmalar da yapılacaktır.

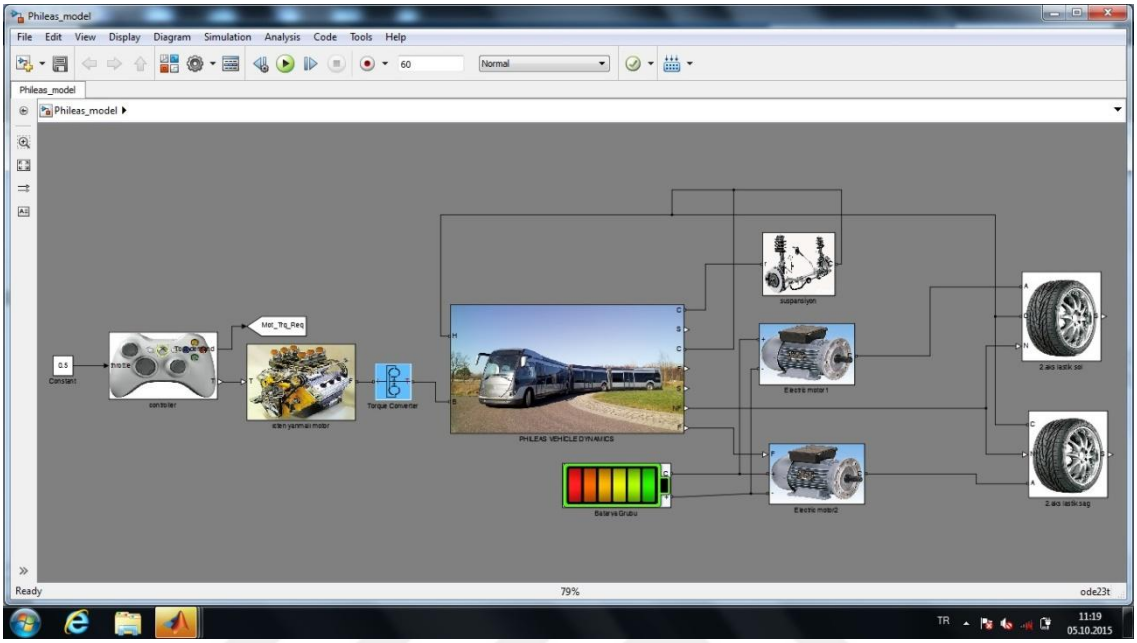
BÖLÜM 6

APTS PHILEAS METROBUS ARACININ MATLAB/SIMULINK' TE MODELLENMESİ

İstanbul Ulaşım A.Ş Teknokent Ar-Ge bünyesinde geliştirmeye çalıştığımız Hibrit Elektrikli Araçlarda Sürücü Sistemlerinin Modellenmesi ve Uygulanması adlı projemizin Pratik olarak uygunluğunu göstermek için İETT' nin bünyesinde bulunan Phileas marka araçlar üzerinde denenmesi uygun görülmüştür. Bu araçların seçilmesinin temel sebebi araçların belirli aralıklar ile tahrik akslarında meydana gelen yorulmalar ve yorulmalara bağlı olarak ortaya çıkan kırılma problemleridir. Bu problem İETT' ye maddi ve manevi olarak birçok zarar vermiş olup, araçlar metrobüs hattına çıkamaz hale gelmiştir. Son dönemlerde yapılan tahrik akslarının mekanik olarak kuvvetlendirilmesi işlemi ile bir nebze olsun aracın yolda kalma ömrü artırılmış olsada yinede kesin çözüm olmamıştır. Ekibim tarafından aracın problemi üzerine yoğunlaşılarak, problemi ortaya çıkaran nedenler araştırılmaya çalışılmıştır. Bu araştırmalar sonucunda aracın aşırı tork ihtiyacının karşılanamaması, aşırı yüklenme durumu, yol koşullarının uygun olmaması ve şoför tarafından arka tahrik aksına gönderilen tork isteğinin sürekli olarak maksimumda kalması bu problemler olarak görülmüştür. Yapacağımız bu çalışma ile aracın ana tahrik aksının önündeki aksa yani arkadan 2. aksa elektrik motorları yerleştirilerek ve kalkış anlarında bu motorları devreye sokarak ana tahrik aksına gelen tork değerini azaltmak ve tahrik aksı ömrünü uzatmaktır.

Bu bağlamda MATLAB/Simulink programı Simscape modülleri kullanılarak oluşturulmuştur. Burada var olan bloklardaki datalar araç üzerinden toplanan ve üretici

firmadan alınan değerlerin yerine konularak çalıştırılmasıyla ortaya çıkmıştır. Phileas aracına ait tasarımını yapmış olduğumuz model aşağıdaki gibidir:



Şekil 6. 1 Phileas aracının Simulink/ Simscape blokları ile modellenmesi

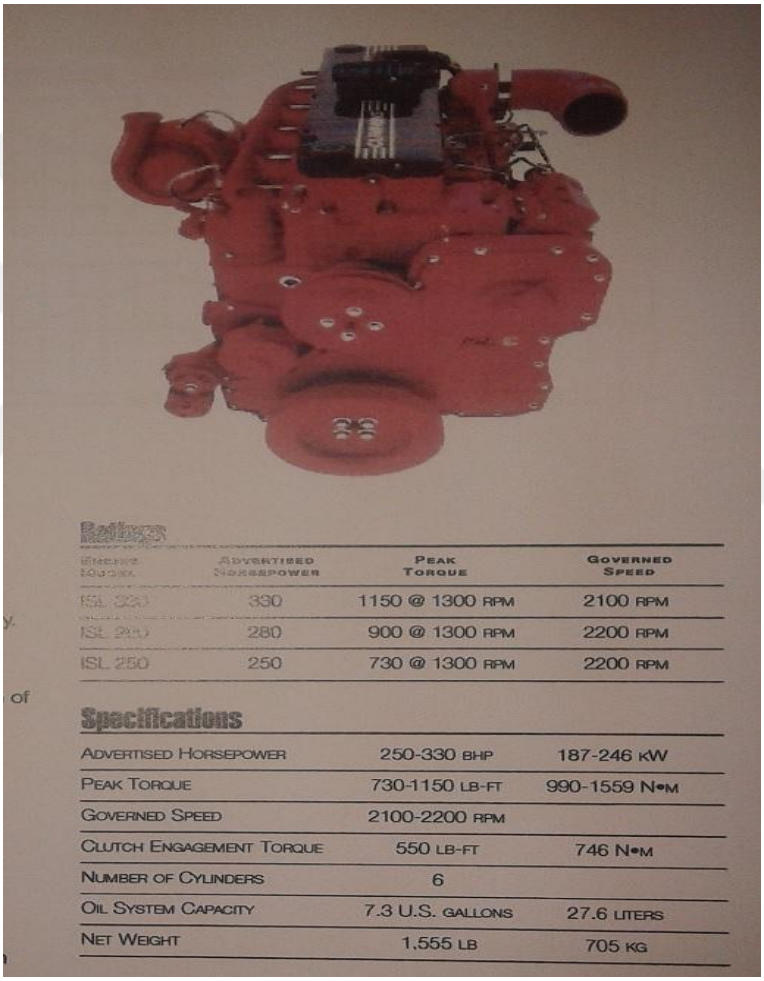
6.1 İçten Yanmalı Motor (İYM):

İçten yanmalı motorlar, yakıtın motor içerisinde yanma odası adı verilen sınırlı bir alan içerisinde yakılması ile oluşan basıncın, piston denen parçayı hareket ettirmesiyle oluşan makinedir.

Gerçek bir araçta, içten yanmalı motorun torku, gaz pedalı açıklığı, motor hızı ve vitese göre hesaplanmaktadır. Oluşturulan modelde İYM Simulink/Simscape modülü altındaki Generic Engine bloğu kullanılarak oluşturulmuştur. Model oluşturulurken araç üzerinde kullanılan gerçek motor modelinin tork grafiği ve genel özellikleri baz alınmıştır.



Şekil 6. 2 İçten yanmalı motor bloğu



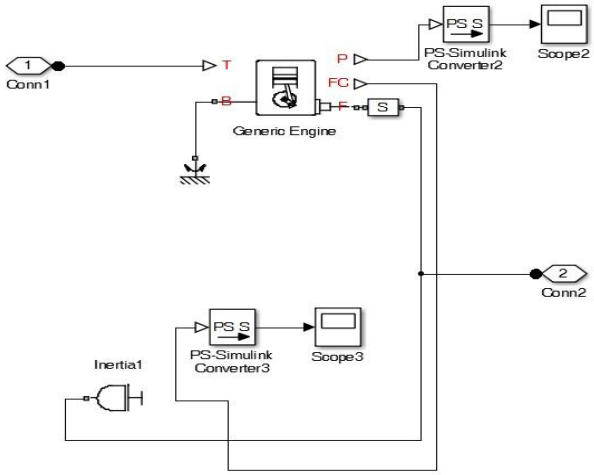
Engine Model	Advertised Horsepower	Peak Torque	Governed Speed
ISL 330	330	1150 @ 1300 RPM	2100 RPM
ISL 280	280	900 @ 1300 RPM	2200 RPM
ISL 250	250	730 @ 1300 RPM	2200 RPM

Specifications

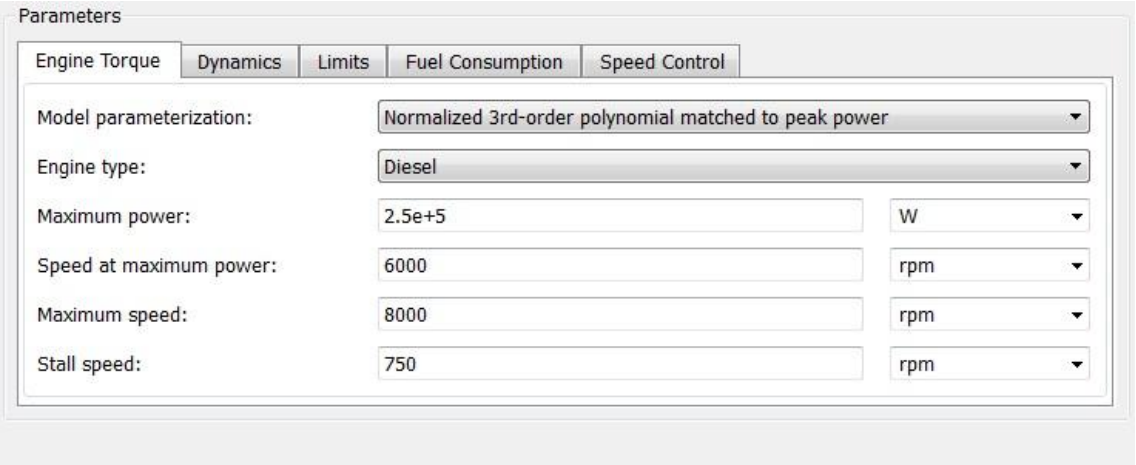
Advertised Horsepower	250-330 BHP	187-246 kW
Peak Torque	730-1150 LB-FT	990-1559 N•M
Governed Speed	2100-2200 RPM	
Clutch Engagement Torque	550 LB-FT	746 N•M
Number of Cylinders	6	
Oil System Capacity	7.3 U.S. GALLONS	27.6 LITERS
Net Weight	1,555 LB	705 KG

Şekil 6. 3 Phileas İYM motor özellikleri

Yukarıda resimde görüldüğü üzere ISL 280 nolu motor Phileas üzerinde bulunan Cummnıs Engine ailesine ait bir motordur. Motor modeli oluşturulurken bu parametreler dikkate alınmıştır.



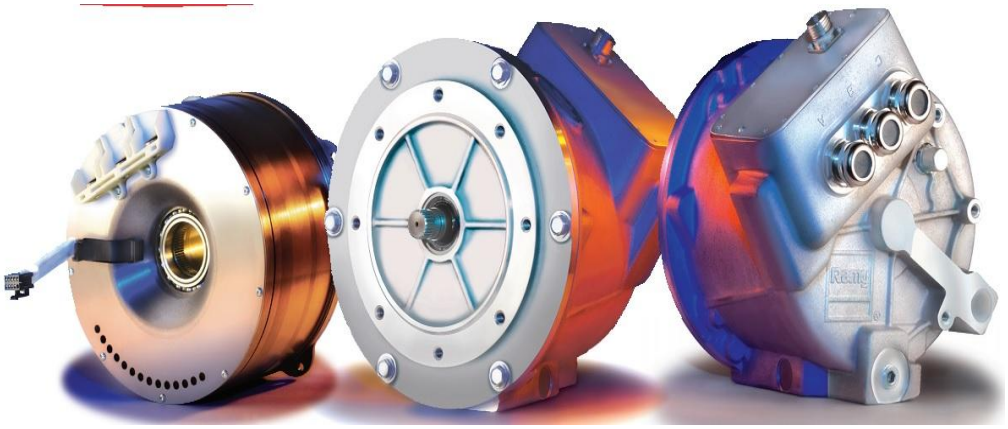
Şekil 6. 4 Motor bloğu bağlantı şeması



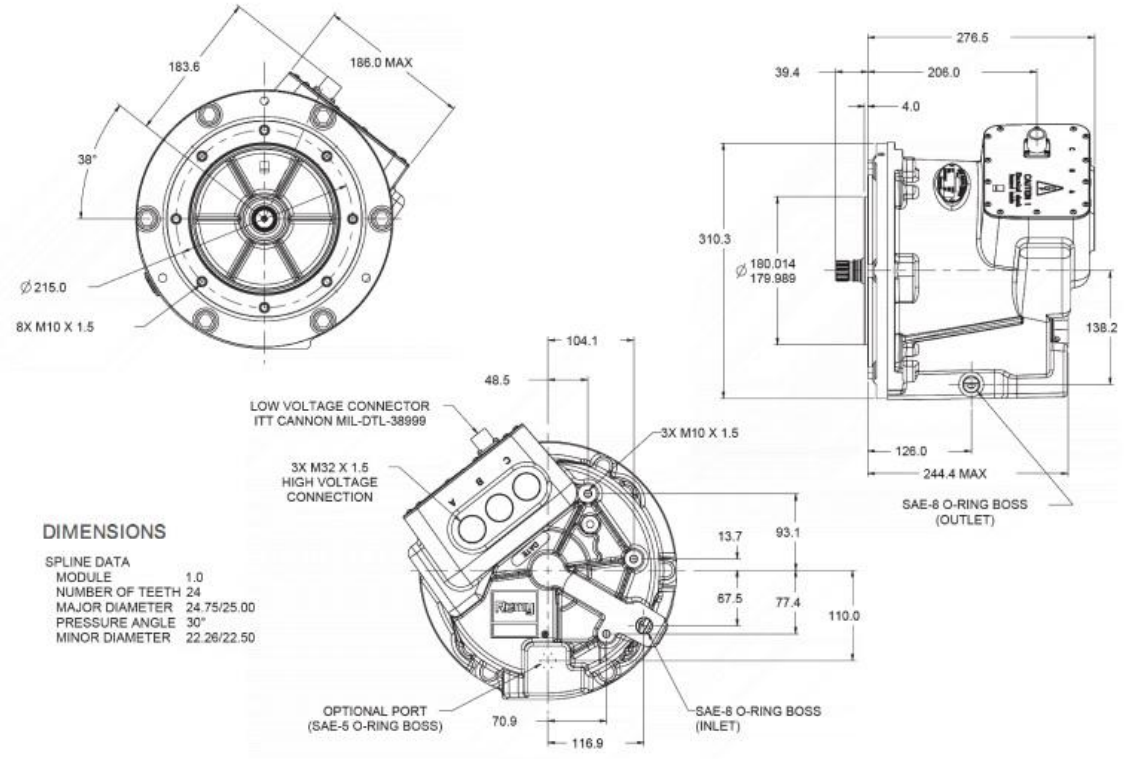
Şekil 6. 5 Phileas motor özelliklerinin bloğa girilmesi

6.2 Elektrik Motoru (EM):

Elektrik motoru, elektrik enerjisini mekanik enerjiye çeviren elektrik makinasıdır. Aynı şekilde jeneratör modunda kullanılarak, mekanik enerjiden elektrik enerjisi elde etmekte mümkündür. Bizim çalışmasını yapacağımız araç üzerinde kullanılacak olan elektrik motoru için çeşitli hesaplamalar yapılmıştır. Bu hesaplamalar ilerleyen sayfalarda paylaşılacaktır. Hesaplamaların sonucunda REMY HVH-250-90 Som modeli aracın tork - güç karekteristiği ve aracın fiziksel tasarımı açısından en uygun motor modeli olarak belirlenmiştir.

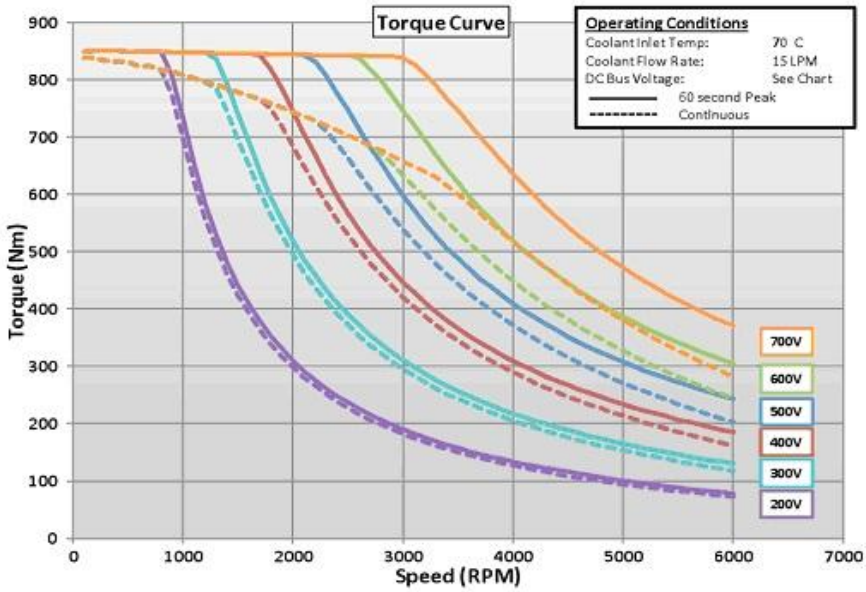


Şekil 6. 6 Araç üzerinde kullanılan elektrik motoru

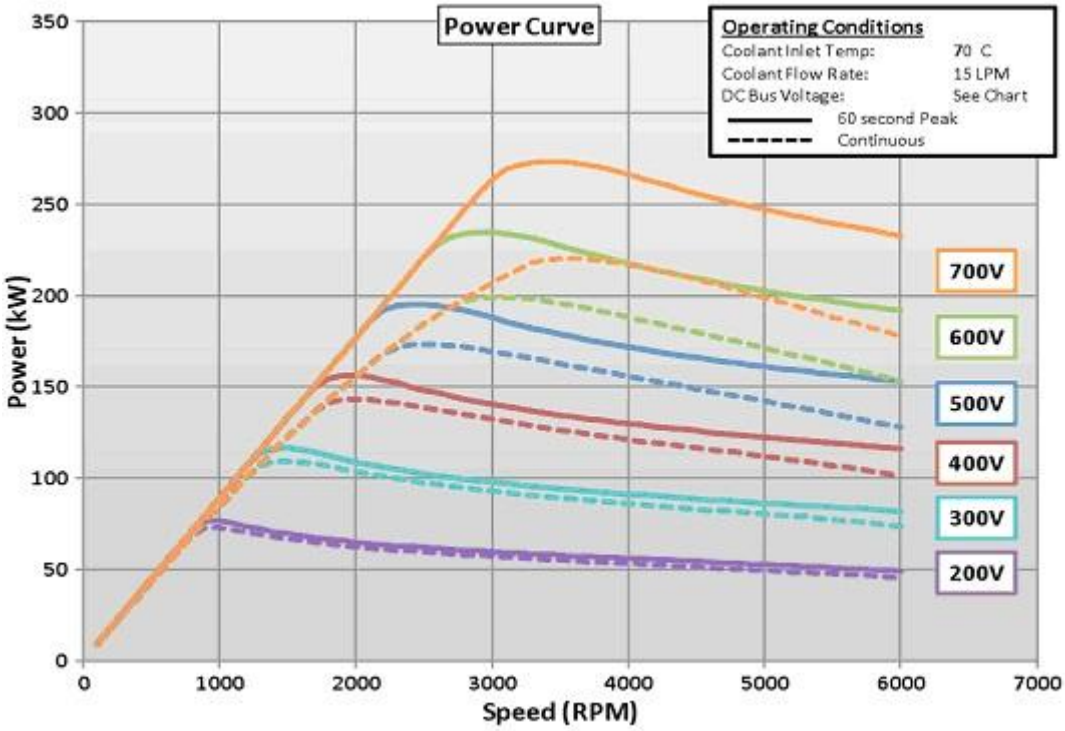


Şekil 6. 7 Araç üzerinde kullanılan elektrik motoru özellikleri

Elektrik motoru modellemesi yapılırken 2 adet harita dikkate alınır. Bunlardan bir tanesi motorun tork- hız grafiği, diğeri ise verim haritasıdır.

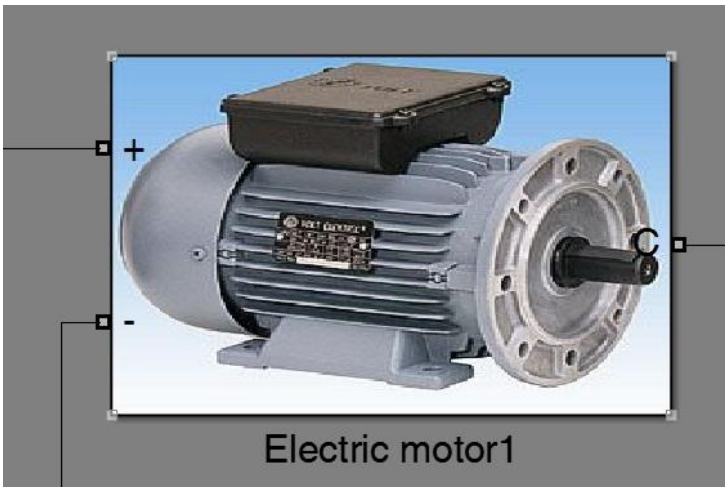


Şekil 6. 8 Remy tork- hız karekteristiği

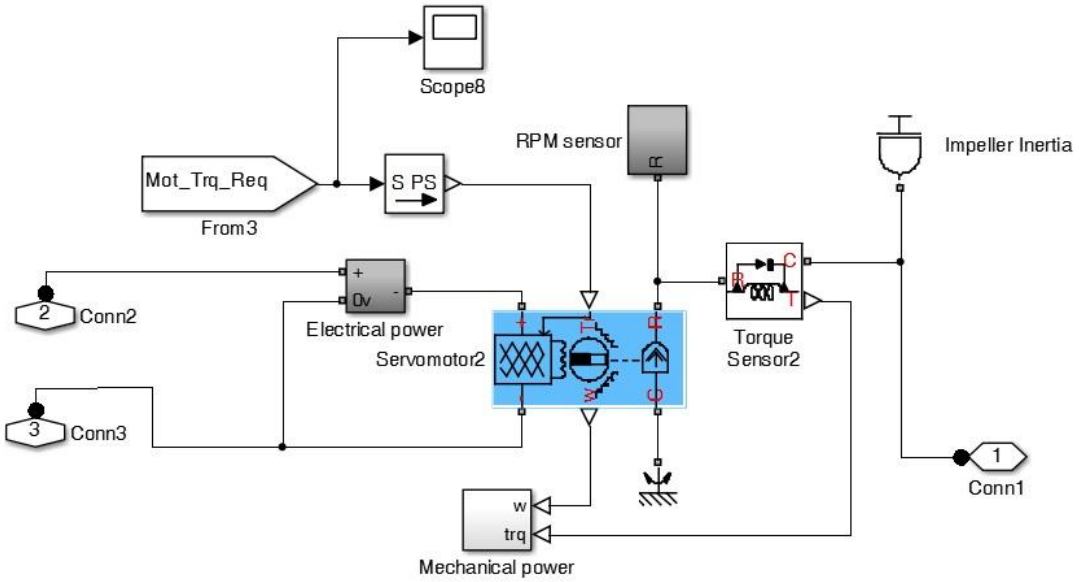


Şekil 6. 9 Remy motor güç- hız karekteristiği

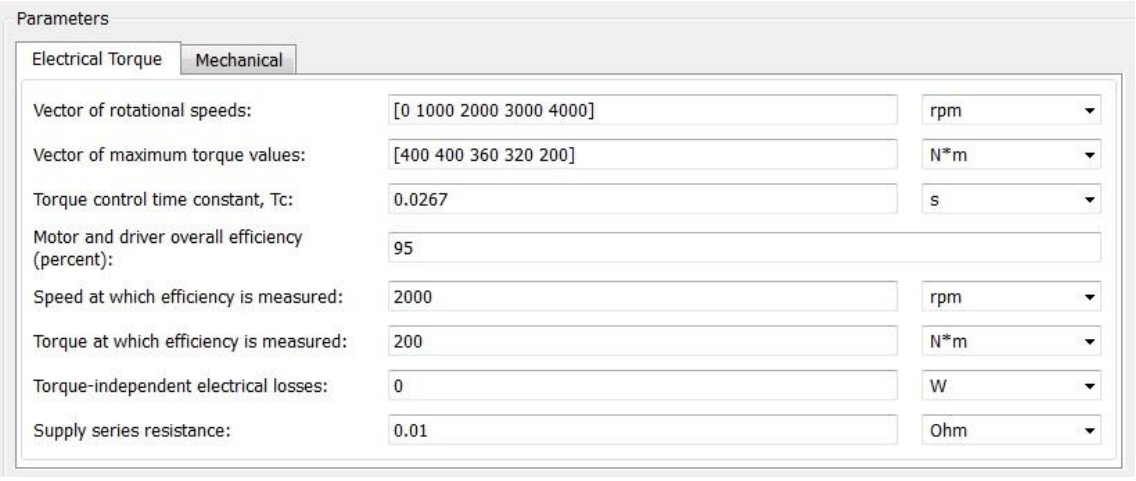
Elektrik motorunun MATLAB/Simulink modeli oluşturulurken yine simscape modülü altındaki simpowersystems bloklarından PMSM motor kullanılmıştır.



Şekil 6. 10 Elektrik motoru bloğu



Şekil 6. 11 Elektrik motoru bağlantı şeması

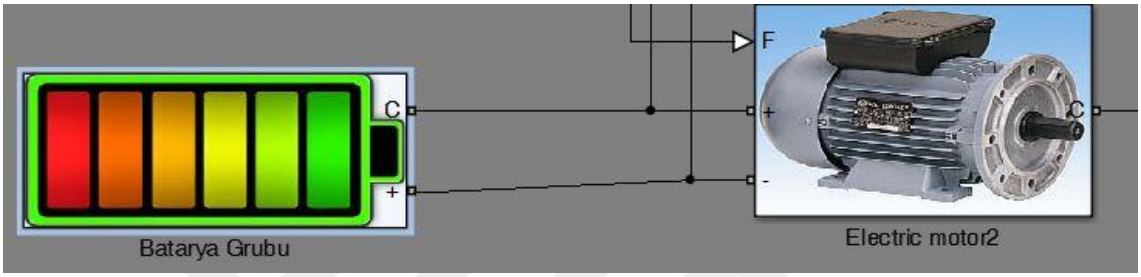


Şekil 6. 12 Elektrik motoru özelliklerinin bloğa girilmesi

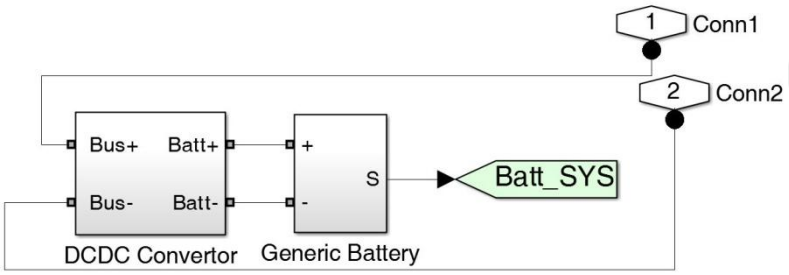
6.3 Batarya Modeli

Batarya, elektrikli araçlarda kullanılan, elektrik motorlarını besleyen tek enerji kaynağıdır. Aynı zamanda jeneratörden rejeneratif frenleme esnasında mekanik enerjinin elektrik enerjisine dönüştürülmesiyle oluşan enerjiyide üzerinde depo etmeye yarar.

Elektrik motoru, elektrik enerjisini mekanik enerjiye çeviren elektrik makinasıdır. Aynı zamanda jeneratörden rejeneratif frenleme esnasında mekanik enerjinin elektrik enerjisine dönüştürülmesiyle oluşan enerjiyide üzerinde depo etmeye yarar.



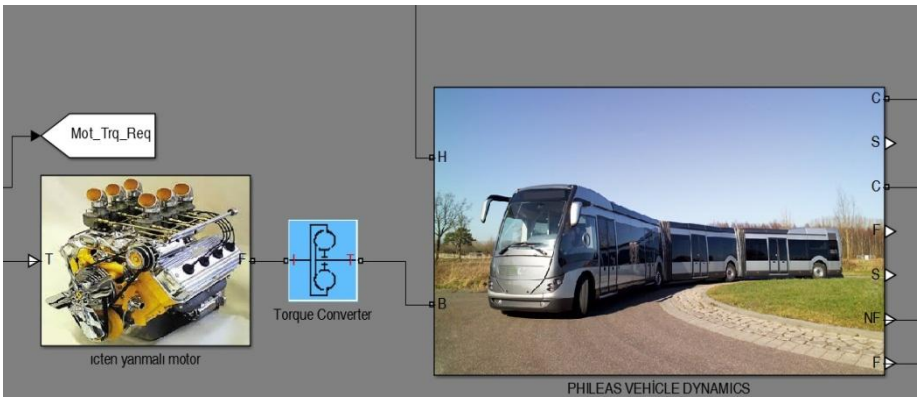
Şekil 6. 13 Batarya- Elektrik motoru bağlantısı



Şekil 6. 14 Batarya bloğunun kullanımı

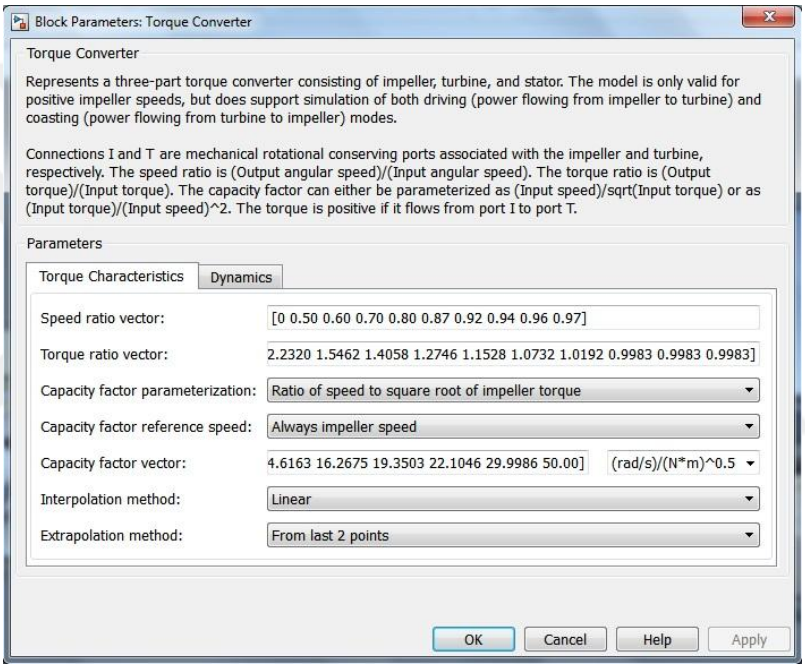
6.4 Güç Aktarma Organlarının Modellenmesi

Phileas aracında güç aktarma organları olarak hibrit bir şanzuman, dropbox dediğimiz ünite ve diferansiyel bulunmaktadır. Burada şanzumanı modellerken tork konverter bloğu kullanılmıştır.



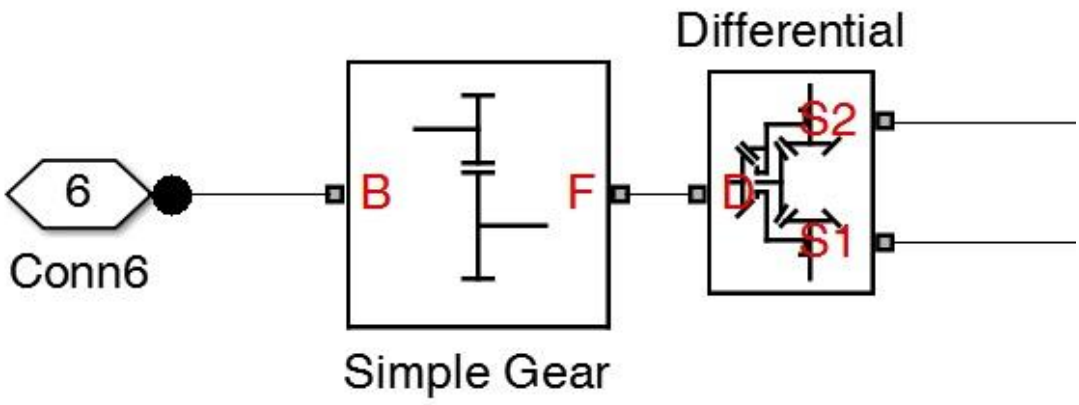
Şekil 6. 15 Tork konverter bloğunun gösterilmesi

Şanzuman üzerinden alınan datalar tork konverteri bloğuna uygulanmıştır.

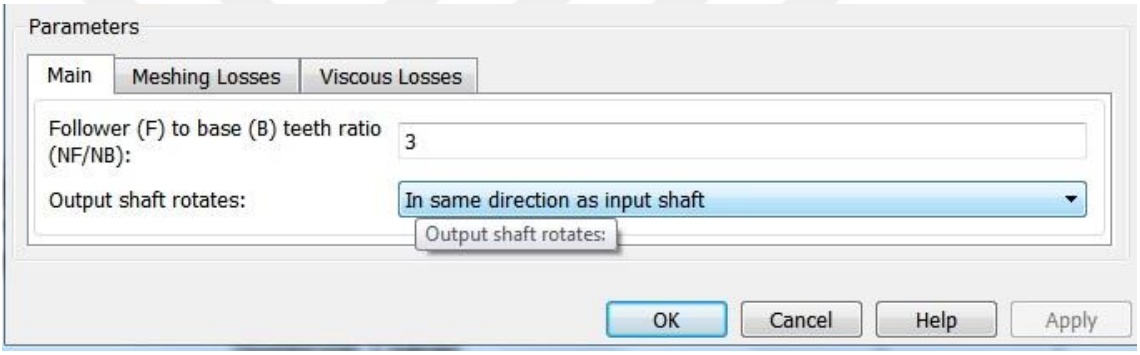


Şekil 6. 16 Tork konverter bloğunun iç yapısı

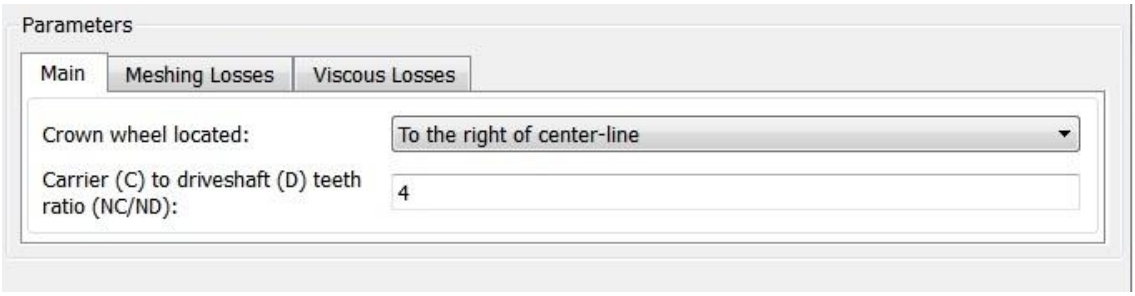
Araç üzerindeki hareket dağılımı gerçekleştirilirken hareket aktarımı sırasıyla; şanzuman, dropbox ve diferansiyel sıralamasıyla gitmektedir. Dropbox ve diferansiyel bloklarıda modele dahil edimiştir.



Şekil 6. 17 Dropbox ve Diferansiyel gösterimi



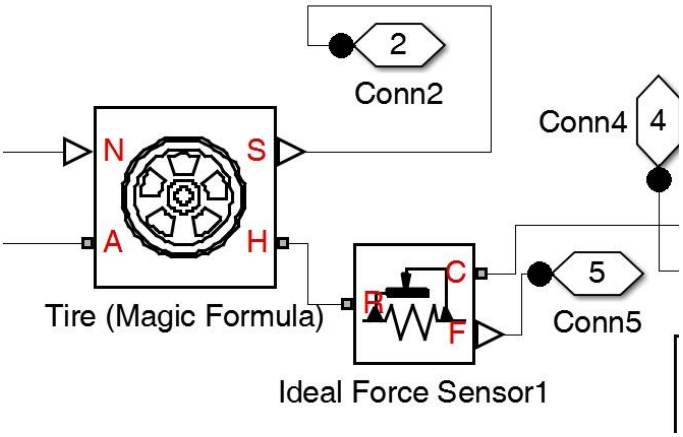
Şekil 6. 18 Dropbox iç yapısı



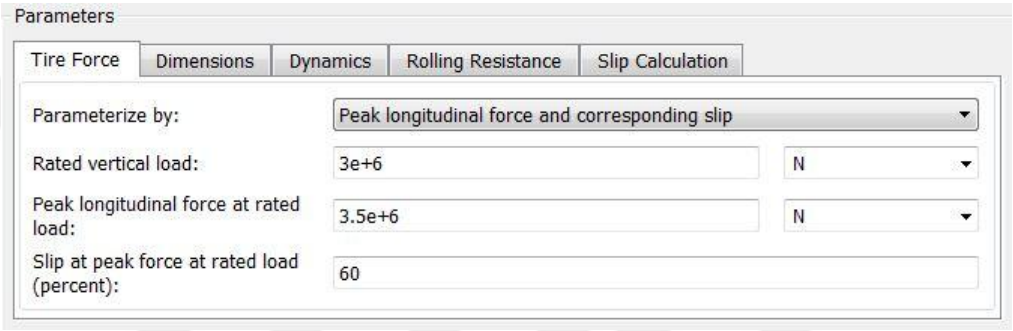
Şekil 6. 19 Diferansiyel iç yapısı

6.4.1 Tekerlek modeli

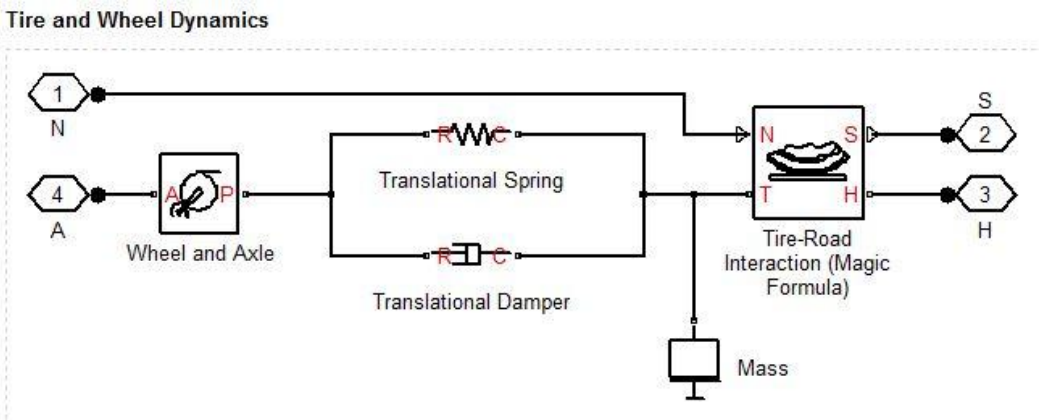
Araç üzerindeki tekerlek modeli kurgulanmaya çalışılırken lastik üreticisinden detaylı bilgiler elde edilememiştir. Bu sebepten dolayı simscape modülü içerisinde yer alan magictyre formula bloğu ile lastik genel bilgileri girilerek bir yaklaşım oluşturulmuştur.



Şekil 6. 20 Tekerlek modeli oluşturulması



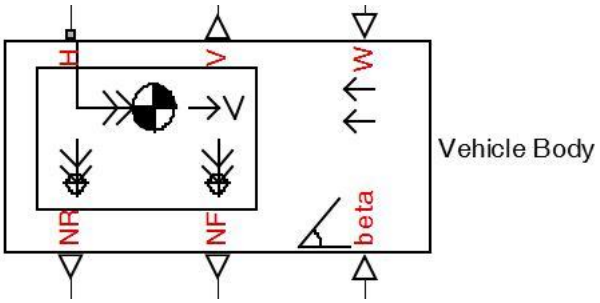
Şekil 6. 21 Tekerlek özelliklerinin girilmesi



Şekil 6. 22 Simscape tekerlek modelinin çalışma prensibi

6.4.2 Boylamsal Araç Dinamiğinin Modellenmesi

Boylamsal araç dinamiği oluşturulurken simscape modülü içerisindeki araç dinamiği bloğu kullanılmıştır. Bir önceki bölümde hazırlamış olduğum boylamsal model içerisindeki matematiksel ifadeler, denklemler ve bloklar bu blok içerisinde gömülü olarak gelmektedir. Bize sadece araç ile ilgili genel bilgileri girmek kalmaktadır.



Şekil 6. 23 Araç dinamiği bloğunun gösterilmesi

Parameters

Mass:	30000	kg
Number of wheels per axle:	2	
Horizontal distance from CG to front axle:	1.4	m
Horizontal distance from CG to rear axle:	1.6	m
CG height above ground:	0.5	m
Frontal area:	3	m^2
Drag coefficient:	0.4	
Initial velocity:	0	m/s

Şekil 6. 24 Phileas aracı özelliklerinin bloğa girilmesi

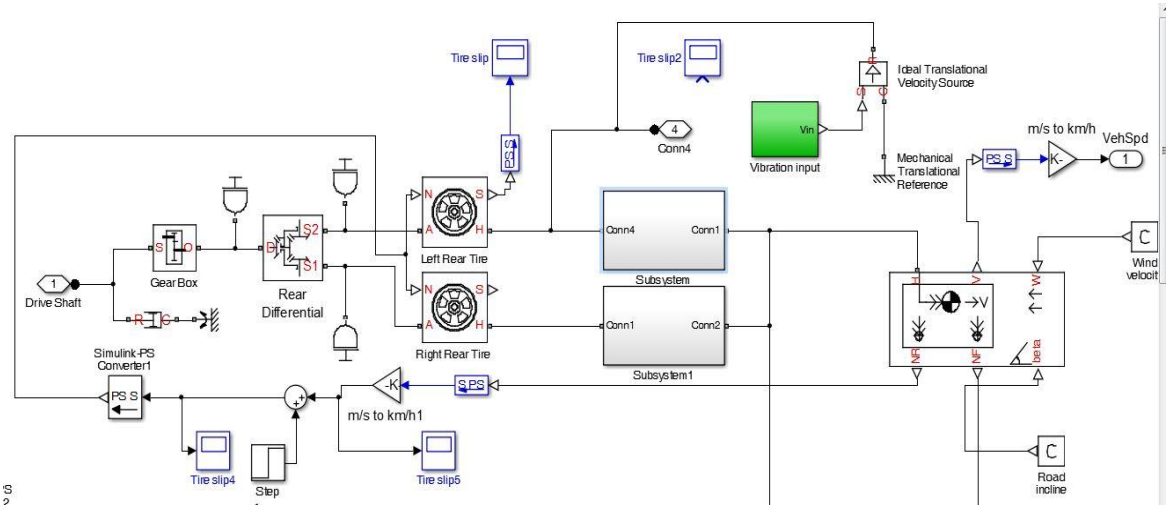
6.4.3 Süspansiyon modelinin oluşturulması

Araç üstünde havalı süspansiyon ve amortisör bulunmaktadır. Buna ait araç üzerinden bir görünüş aşağıda bulunmaktadır.



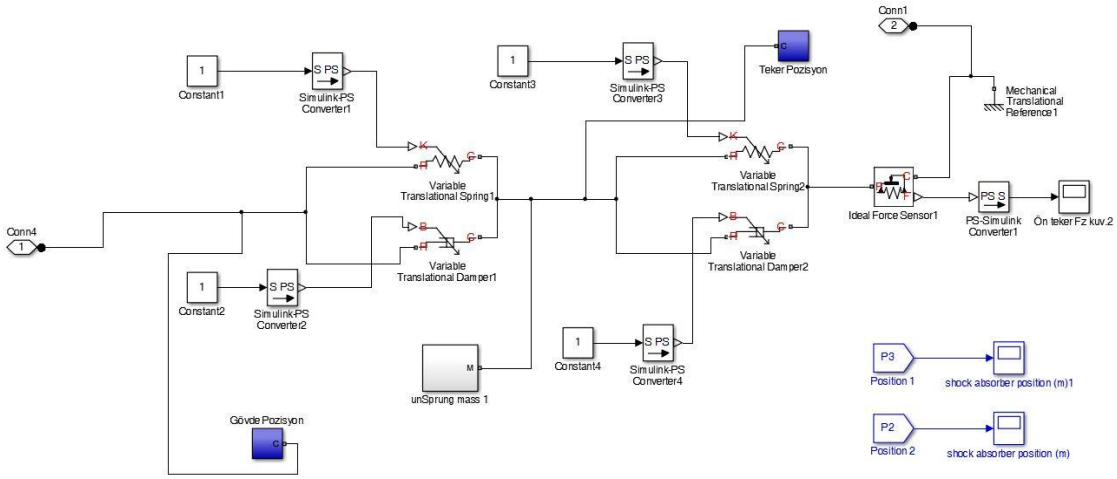
Şekil 6. 25 Phileas süspansiyon sisteminden bir görünüş

Model hazırlanırken öncelikle şok emiciler ile modelleme yapılmıştır. Fakat daha sonradan modelin geliştirilmesinde yarı aktif veya tam aktif kontrol yapılabilmesi için modelleme simscape modülü içerisindeki variable spring ve variable damper blokları kullanılarak oluşturulmuştur. Oluşturulan bu yapı çeyrak taşıt modeli için tek lastik üzerine monte edilmiştir. Sonuçlar tamamen burada kurulu olan süspansiyon modeli üzerinden alınmıştır. Aynı zamanda sisteme giriş olarak 3 adet farklı sinüs giriş sinyali uygulanmıştır. Araç düz bir yolda ilerlerken bu sinyaller sisteme dahil edildiğinde aracın düşey yöndeki yer değiştirmeleri incelenmiştir.

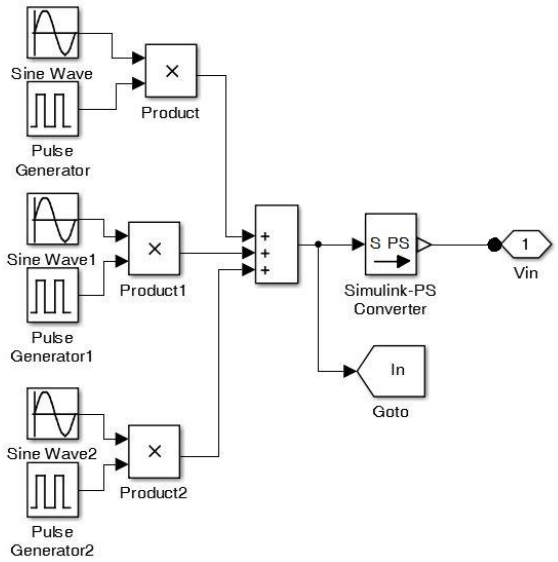


Şekil 6. 26 Süspansiyon sisteminin komple araç modeline uygulanması

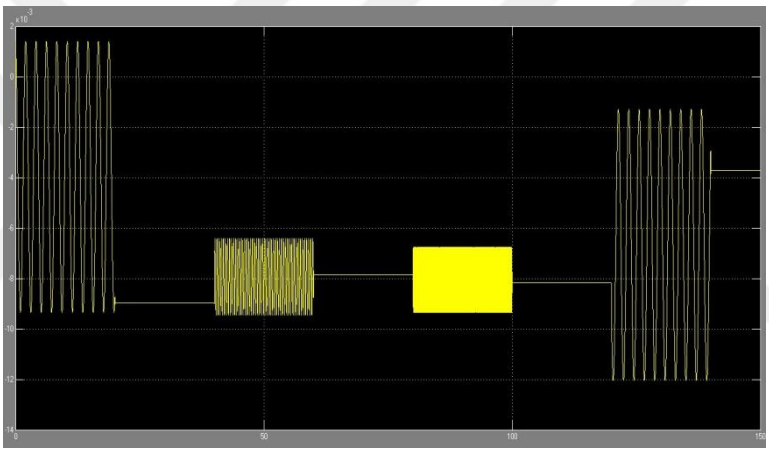
Burada sol tarafta gördüğümüz Conn4 yazan kısımdan verdiğimiz giriş sinyali uygulanmaktadır. Burada görüldüğü üzere bir kaskad yapı bulunmaktadır. Gövde tarafındaki yay katsayısı: 300000 N/m, sönüm katsayısı: 20000 Ns/m olarak seçilmiştir. Lastiğin modeli dikkate alındığında yay katsayısı: 1600000 N/m, sönüm katsayısı: 150 Ns/m olarak seçilmiştir. Bu değerler yayını yapılan bir makale üzerinden alınmıştır. Kaynaklar kısmında bulunmaktadır.



Şekil 6. 27 Süspansiyon sistemi tasarımı



Şekil 6. 28 Sistemi tahrik etmek için 3 farklı sinüs giriş sinyali oluşturulması



Şekil 6. 29 Süspansiyon sistemi sonucunda oluşan düşey yönlü yerdeğiştirme cevabı

BÖLÜM 7

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bölüm 4' te Phileas Metrobüs aracının ana probleminin sebepleri detaylı bir şekilde ortaya konmuştur. Problemi ortadan kaldırmak veya en aza indirmek için aracın üstüne yerleştirilecek yardımcı güç ünitesinin şaft üzerindeki etkisi yapılan analizler ile açıklanmıştır. Bu bağlamda 3. Aksa yerleştirilen elektrik motorları sayesinde aracın ana aksındaki ömürün %26 oranında artacağı hesaplanmıştır.

Bölüm 4' te hesaplamaları ve tasarımı yapılan güç aktarma sisteminin en kritik parçası olan akson tasarımından bahsedilmiştir. Akson tasarımı 4 farklı tasarım değişikliği sonrasında nihai halini almıştır. Şekil 4.21' de tasarımın ilk hali bulunmaktır. Aracın her bir tekerinin kendi ekseni etrafında steering(dönebilme) özelliği olduğundan dolayı tasarım revize edildi. Şekil 4.35 te ki optimizasyon sınır koşulları Şekil 4.16' daki nihai tasarım ortaya çıkmıştır. Bu bölümde hibrit elektrikli araç güç aktarma organları tasarımı ve imalatı ile ilgili ayrıntılar sunulmuştur.

Bölüm 5' te aracın yük hesaplamalrı ve elektrik motoru seçiminden bahsedilmiştir. Araca etkiyen ivmelenme, aerodinamik, yuvarlanma ve yokuş dirençleri farklı değerlerde hesaplanmış ve bu ortaya çıkan sonuca gore elektrik motoru seçimi yapılmıştır. Araç hızı 10 m/sn iken ve yokuş direnci olmaksızın düz yolda ilerlemesi durumunda otobüse etkiyen kuvvet 67kN dur ve 220 kW güç ihtiyacı bulunmaktadır. Araç hızı 5 m/sn eğimli yolda sabit hızda ilerlemesi durumunda araca etkiyen kuvvet 81 kN ve 267 kW güç ihtiyacı bulunmaktadır. En kötü seneryoyu ise araç hızı 10 km/sa iken maksimum eğimde tam dolu araç için etkiyen yük değeri 145 kN ve güç ihtiyacı 472 kW tır. Bu değerin 250 Kw değerini İYM sağlamaktadır. Geri kalanını çalışma sonucu ortaya çıkarılan yardımcı tahrik sistemi sağlayacaktır. Bu bölümde herhnagi bir araç için güç, tork ihtiyacı hesaplamaları teorik olarak yapılmış olup, pratik olarak sonuca ulaşılmıştır.

Bölüm 5' te elektrik motorunun alınmasından sonra bir test laboraturanın kurulmasından bahsedilmiştir. Araç üzerinden Gamble GPS ve MOOG ivme sensörü bağlanarak metrobüs hattının modeli çıkarılmıştır. Bu model ilgili kurumlar ile paylaşılmış olup daha farklı alanlarda kullanılmasını sağlamıştır. Aynı zamanda aracın kendi arayüzünden belirli değerlerde tork, hız gibi datalar toplanıp bu datalar bir Matlab modeli üzerinde kullanılmıştır. Ayrıca aracın boylamsal Matlab modeli hazırlanmış ve kontrol algoritması geliştirilmiştir. Test laboratuarında bu testler

gerçekleştirilmiş ve sonuca ulaşılmıştır. Bu bölümde data toplama, datayı kullanma, matematiksel model hazırlama, fiziksel modeli matlab modeline dönüştürme ve birçok alt sistemin tasarımını yapabilme kabiliyeti edinilmiştir. Hazırlanan bu datalar ileriki çalışmalara temel oluşturarak dahada geliştirilecektir.

Bölüm 6’ da Phileas aracının bütün modeli MATLAB/Simulink Simscape arayüzü ile modellenmiştir. Bu kısımda herhagi bir aracı oluşturan alt sistemler bloklar halinde tanımlanmış olup Phileas aracının özelliklerinin girilmesiyle araç modellenmiştir. Bu çalışma ile teorik hesaplamaları yapılan elektrik motor seçimi hesabı bu model ile de doğrulanmıştır. Modele sınır koşulları girildiğinde çıkan sonuç bir motor için 80 kW değerindedir. Teorik hesaplama sonucunda ise aracın ihtiyacı motor başına 90 kW idi. Model üzerinde ayrıca süspansiyon sistemide modellenmiştir. Süspansiyon sisteminden sonuçlar elde edilmiş fakat araç üzerinden bununla ilgili herhangi bir data alınamadığı için doğrulama işlemi yapılamamıştır. Gelecek çalışmalarda bu model geliştirilmeye açıktır. Herhangi bir alt sistemin modellemesi yapılıp ana modele eklenebilir. Bu sayede araç kontrol sistemi, batarya kontrol sistemi, elektrik motoru kontrol sistemi ,süspansiyon kontrol sistemi ve daha birçok alt sistemin kontrolü yapılabilir.

KAYNAKLAR

[1] Musardo, C. Ve Staccia, B., (2003). Energy Management Strategies For Hybrid Electric Vehicle, M.S. Thesis, Politecnico Di Milano, Milano.

[2] Rajamani, R., (2006). Vehicle Dynamics and Control: Mechanical Engineering Series,Springer.

[3] Remy, (2014). Remy Hybrid Application Manuel Rev. 2.0, Remy. Inc.

[4] Rinehart Motion Systems,(2014). Rinehart PM100DX- PM Family Data Sheet, RMS.

[5] Lithium Balance, (2013). s-BMS Housed Battery Management System, Lithium Balance A/S

[6] Çoban, U., (2012). 12m'lik Otobüsün Çift Enine Yön Vericili Askı Sisteminin Sayısal Modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, İzmir.

[7] Sezer, V., (2008). Paralel Hibrit Elektrikli Aracın Modellenmesi ve Optimal Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Bilal TİMUÇİN

Doğum Tarihi ve Yeri : 30/12/1986-KADIKÖY

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : bilaltimucin@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	**Alan**	**Okul/Üniversite**	**Mezuniyet Yılı**
Yüksek Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Üni.	2016
Lisans	Anadal: Makine Müh.	Erciyes Üni.	2010
	Yandal: Elektrik/Elektronik Müh.	Erciyes Üni.	2010
Lise	Sayısal	Nuri Cıngıllıoğlu Lisesi	2004

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	**Firma/Kurum**	**Görevi**
2008	TOFAŞ	Stajyer Mühendis
2008	HONDA TÜRKİYE	Stajyer Mühendis
2012	İSTANBUL ULAŞIM A.Ş	Ar-Ge Mühendis

YAYINLARI

Bildiri

1. Timuçin, B. ve Sezer, V. ve Akçil, L. ve Muğan, A. ve Gökaşan, M. ve Kurar, A. ve Ünsal, A. (2015). “Metrobüs Çekiş Karakteristiğinin İyileştirilmesine Yönelik Veri Toplama-Modelleme Çalışmaları ve Güç Dağıtım Kontrolörü Geliştirilmesi”, Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, TOK’ 2015 Bildiriler Kitabı, 10-12 Eylül 2015, Denizli