

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HİBRİT ARAZİ TAŞITI TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Emre ERGENEKON

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

OCAK 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HİBRİT ARAZİ TAŞITI TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Emre ERGENEKON
(518091066)**

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Emin Faruk KEÇECİ

OCAK 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 518091066 numaralı Yüksek Lisans **Emre ERGENEKON** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**HİBRİT ARAZİ TAŞITI TASARIMI VE OPTİMİZASYONU** ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Emin Faruk KEÇECİ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Emin Faruk KEÇECİ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ata MUĞAN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç.Dr. Cemal BAYKARA
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **19 Aralık 2011**

Savunma Tarihi : **25 Ocak 2012**

ÖNSÖZ

Tez çalışmam sırasında değerli yardımlarıyla bana yol gösteren, bilgi birikimini ve tecrübelerini benimle paylaşıp desteğini esirgemeyen tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Faruk KEÇECİ' ye ve yüksek lisans eğitimim boyunca sağladıkları maddi ve manevi katkılardan dolayı TÜBİTAK' a teşekkür ederim.

Ocak 2012

Emre ERGENEKON

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
2. ARAZİ TAŞITI (ATV) KAVRAMI	5
2.1 Arazi Taşıtlarında Güvenlik	6
3. KOL SÜSPANSİYON SİSTEMİ.....	7
4. HİBRİT ELEKTRİKLİ ARAÇ	9
4.1 Seri ve Paralel Hibrit Sistemlerin Karşılaştırılması	9
4.2 Elektrik Motorları.....	11
4.3 Jeneratör	12
4.3.1 Alternatif akım jeneratörü (alternatör).....	12
4.3.2 Doğru akım jeneratörü (dinamo)	12
4.3.3 DC jeneratörün avantajları.....	12
4.4 Elektrik Enerjisi Depolama Birimleri.....	14
5. TASARIM VE HESAPLAMALAR	17
5.1 İstenilen Teknik Özellikler	18
5.2 Kol Ve Gövde Boyutlandırması	20
5.2.1 Burulma kolu tasarım ve boyutlandırması.....	20
5.2.1.1 Süspansiyon kolunun mukavemet analizi.....	23
5.2.2 Gövdenin mukavemet analizi	27
5.3 Motor Gücü Hesabı	33
5.4 Batarya Ve Jeneratör Seçimi	37
5.5 Taşıt Ağırlığı Ve Ağırlık Merkezinin Konumu.....	42
5.5.1 Taşıt ağırlık dağılımı	42
5.5.2 Ağırlık merkezinin konumu.....	43
6. SEYİR DİNAMİĞİ VE SİMULASYONU.....	45
6.1 Yalpa Merkezleri Ve Yalpa Eksenı.....	45
6.2 Taşıt Tasarımında Uygulanan Sürücü Ve Yolcu Güvenliğine Yönelik Test Ve Simülasyonlar	46
6.2.1 Euro NCAP	46

6.2.2 Şerit değiştirme testi	48
6.2.3 Devrilme testi.....	49
6.3 Taşıtın Taşıt Dinamiği Açışından İncelenmesi	49
6.3.1 Y¼k transferi ve çapraz hareket açısı.....	49
6.3.2 Yalpa açısı	52
6.3.3 D¼z yolda s¼r¼ř analizi.....	52
6.3.4 Şerit değiştirme analizi	53
7. İMALAT AşAMALARI.....	55
7.1 Şasenin İmalatı	55
7.1.1 Orta g¼vdenin imalatı	55
7.1.2 Koruyucu kafesin imalatı.....	56
7.1.3 Alt şasenin imalatı	57
7.1.4 Koruma kafesi ve orta g¼vdenin birbirine montajı.....	59
7.1.5 Alt g¼vdenin orta şaseye montajı	60
7.2 Levhaların Konumlandırılması.....	61
7.3 Diğer Ekipmanların İmalatı.....	62
7.3.1 S¼r¼c¼ ve yolcu koltuğunun montajı.....	62
7.3.2 Ak¼lerin konumlandırılması.....	63
7.3.3 Jenerat¼r¼n konumlandırılması	63
7.3.4 Benzin deposunun konumlandırılması	64
7.3.5 Far stop lambası ve ¼n camın konumlandırılması	64
8. SONUÇ VE ¼NERİLER.....	69
8.1 Amaç	69
8.2 Tasarım Prosesi	69
8.3 Sonuç ve ¼neriler.....	71
KAYNAKLAR	73
EKLER.....	75
¼ZGEMİř.....	79

KISALTMALAR

ANSI	: Amerikan Ulusal Standartlar Enstitüsü
Euro NCAP	: The European New Car Assessment Programme
AC	: Alternatif Akım
ATV	: Arazi Taşıtı (All Terrain Vehicle)
DC	: Doğru Akım
HEV	: Hibrit Elektrikli Araç (Hybrid Electrical Vehicle)
ICE	: İçten Yanmalı Motor
SVIA	: Specialty Vehicle Institute Of America

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 4.2: Enerji depolama sistemleri karşılaştırması.....	14
Çizelge 5.1: Motorun karakteristik özellikleri.....	36
Çizelge 5.2: MAST30S hub motor tork ve güç değerleri.....	37
Çizelge 5.3: Farklı seyir koşullarında menzil değerleri.....	42
Çizelge 7.1: Taşıtın özellikleri.....	68

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1: Tasarım başlıkları ve hesap prosesi.	3
Şekil 3.1: Burulma milinin yüksüz (solda) ve yük altındaki (sağda) durumu.	8
Şekil 3.2: Önden çekişli araçların arka akslarında kullanılan burulma milli süspansiyon sisteminin, durağan halde (a), iki teker birlikte engel üzerinden geçerken (b), tek tekerlek engel üzerinden geçerken (c) ve tek teker çukurdan geçerkenki (d) durumları.[4].....	8
Şekil 4.1: Paralel hibrit sistemin yapısı.	9
Şekil 4.2: Seri hibrit sistemin yapısı.	10
Şekil 5.1: Arazi taşıtı tasarım basamakları.	19
Şekil 5.2: Taşıtın boyutlandırmasında birbirine etkisi olan parametreler.....	20
Şekil 5.3: Burulma kolunun çalışma prensibi.....	21
Şekil 5.4: Burulma kolu.....	22
Şekil 5.5: Süspansiyon kolunun 3mm lineer quadratic mesh görüntüsü.	23
Şekil 5.6: Süspansiyon kolunun 15000 N değerindeki maksimum yük altında analiz sonucu.....	24
Şekil 5.7: Süspansiyon kolunun 15000 N değerindeki maksimum yük altında analiz sonucu maksimum gerilmenin oluştuğu noktalar.	24
Şekil 5.8: Süspansiyon kolunun simülasyon modeli.	25
Şekil 5.9: Tekerleklerin her birine ait hareket yayları içerisinde birbirleri ile temas etmemeleri için gerekli şekilde konumlandırılması.....	26
Şekil 5.10: Gövde imalatında Alüminyum kullanıldığı durumdaki analiz basamağı için gövde yapısı.....	28
Şekil 5.11: Materyal olarak alüminyum kullanıldığı durumdaki gövdenin 20 mm lineer tip meshli hali.	28
Şekil 5.12: Materyal olarak alüminyum kullanıldığı durumda, aracın önünden uygulanan 20 kN yük altında gövdede meydana gelen deformasyonlar. 29	29
Şekil 5.13: Materyal olarak çelik seçildiği durumda, aracın önünden uygulanan 20 kN'luk yük etkisi altında gövdede meydana gelen deformasyonlar.	30

Şekil 5.14: Materyal olarak çelik seçildiği durumda, aracın önünden uygulanan 20 kN'luk yük etkisi altında alt şaseye meydana gelen deformasyonlar.	30
Şekil 5.15: Analizin üçüncü basamağında, alt şaseye iki adet 50x50*3,2 metal profil eklenerek elde edilen gövde yapısı.....	31
Şekil 5.16: Analizin üçüncü basamağında alt şaseye iki yeni bar eklenmesi durumu ile ikinci aşamadaki durumun göre aracın alt şaseye meydana gelen deformasyonları açısından karşılaştırması.	31
Şekil 5.17: Koruyucu kafeste meydana gelen iyileştirmenin ardından dördüncü analiz için kullanılacak gövde yapısı.	32
Şekil 5.18: Koruyucu kafeste meydana gelen iyileştirmenin ardından dördüncü analiz sonucu.....	32
Şekil 5.19: Yapılan hesaplamalar ışığında farklı zemin koşullarında hıza bağlı olarak güçteki değişim.	35
Şekil 5.20: Yapılan hesaplamalar ışığında farklı zemin koşullarında eğime bağlı olarak torktaki değişim.	35
Şekil 5.21: MAST30S Hub motorun karakteristik özellikleri.....	36
Şekil 5.22: MAST30S hub motor tork ve güç eğrileri.....	37
Şekil 5.23: Seri hibrit tasarımda jeneratör ve bataryalardan istenen enerji dağılımı.	39
Şekil 5.24: Seri hibrit tasarımda jeneratör ve bataryalardan istenen enerji miktarı dağılımı.....	39
Şekil 5.25: Taşıtta kullanılan Li ion batarya iç yapısı.	40
Şekil 5.26: Taşıtta kullanılan bataryaların Avrupa standart şebeke elektriği karakteristiği olan 230V/50Hz değerlerinde şarj olmasını sağlayan plug-in hibrit elektrikli taşıt sistem şeması.....	41
Şekil 5.27: Taşıtın ağırlık dağılımı.	43
Şekil 5.28: Ağırlık merkezinin konumu.	44
Şekil 6.1: Düzgün dairesel seyir halinde dış kuvvetler etkisiyle taşıt üzerinde meydana gelen yalpa açısı ve oluşma mekanizması.....	45
Şekil 6.2: Euro NCAP ön çarpışma test prosedürü.	47
Şekil 6.3: Euro NCAP yan çarpışma test prosedürü.....	48
Şekil 6.4: Yalpa merkezinin konumu.	49
Şekil 6.5: 70 km/h hızda, 400m yarıçaplı viraj içerisinde meydana gelen yük transferi değerleri.....	51
Şekil 6.6: Taşıt üzerinde kullanılan teker için çapraz hareket diyagramı.....	51
Şekil 6.7: Taşıtın yalpa açısının hesaplanması.	52

Şekil 6.8: 70 km/h hızda, 400 m yarıçaplı virajda meydana gelen yalpa açısı.....	52
Şekil 6.9: Zamandan bağımsız ve zamana bağlı kuvvet girdisi altında süspansiyon kolunun deformasyon karşılaştırması.	53
Şekil 6.10: 50 km/h ve 70km/h hızlarda şerit değiştirme esnasında taşıtın denge konumuna gelmesi için geçen süre.....	54
Şekil 7.1: A,B,C,D profillerinin montajı.	56
Şekil 7.2: Orta gövdenin konumu.....	56
Şekil 7.3: Koruma kafesinin montajı.	57
Şekil 7.4: Üst gövdenin montajlanmış hali.....	57
Şekil 7.5: Alt şase profillerinin montajlanmış hali.	58
Şekil 7.6: M12 civata somun bağlantısı motor ve burulma kolu montajı.....	58
Şekil 7.7: M15 civata somun bağlantısı yardımcı ile kolu ve şase montajı.	59
Şekil 7.8: Alt gövdenin tamamlanmış hali.	59
Şekil 7.9: Üst gövde ile orta gövde bağlantısı	59
Şekil 7.10: Alt şase ile orta gövde bağlantısı.....	60
Şekil 7.11: Koruma kafesi, alt şase ve orta gövdenin birbirine monte edilmiş durumu.	60
Şekil 7.12: Çamurluk levhalarının konumlandırılması.....	61
Şekil 7.13: Ön ve arka levhalarının konumlandırılması.	61
Şekil 7.14: Ön ve arka levhaların konumlandırılması.	62
Şekil 7.15: Koltukların konumu.	62
Şekil 7.16: Akülerin konumu.....	63
Şekil 7.17: Jeneratörün konumu.	63
Şekil 7.18: Benzin deposunun konumu ve montajı montajı.	64
Şekil 7.19: Benzin deposunun konumu ve montajı montajı.	64
Şekil 7.20: Far ve ön camın montajı.....	65
Şekil 7.21: Stop lambaların montajı.	65
Şekil 7.22: Montajı tamamlanan araç.	66
Şekil 7.23: Montajı tamamlanan araç.	66
Şekil 7.24: Montajı tamamlanan araç.	67
Şekil 7.25: Montajı tamamlanan araç.	67

HİBRİT ARAZI TAŞITI TASARIMI

ÖZET

Arazi taşıtları kavramı, genel anlamda engebeli arazi koşulları için tasarlanmış, üç ya da daha fazla tekere sahip, bir ya da iki kişilik eğlence, sivil savunma veya askeri amaçlı kullanım için özelleştirilmiş taşıtlardır. Yaygın olarak kullanılan arazi taşıtları (ATV), 4x2 ya da 4x4 çekiş özelliğine sahip, yakıt olarak benzin kullanan ve güç aktarım sistemleri bakımından konvansiyonel binek otomobillerine benzer şekilde kavrama, vites kutusu ve diferansiyel kullanan araçlardır. Askeri amaçlı uygulamalarda 6x6 ya da 8x8 çekiş özellikli uygulamalar olmakla birlikte klasik ATV' lere oranla bu tasarımlar hacim, ağırlık bakımından daha büyük, ilk yatırım ve kullanım maliyetleri açısından çok daha masraflıdır.

Bu tez çalışmasında, klasik arazi taşıtı tasarımlarıyla, askeri kullanım amaçlı geliştirilmiş arazi taşıtı tasarımlarının avantajlı taraflarını içerisinde barındıran bir arazi taşıtı tasarımı gerçekleştirilmek amaçlanmıştır. Engebeli arazide sahip olduğu yüksek sürüş performansı ve yüksek menzil değeri bakımından askeri arazi taşıtlarına benzeyen, bununla birlikte daha küçük bir hacme, daha düşük ağırlık değerine ve basit yapısı dolayısı ile daha düşük üretim ve kullanım maliyetine sahip bir arazi tasarımı yapılmak istenmiştir. Böylece bu avantajlı taşıt tasarımının bireysel, ticari, sportif veya askeri amaçlı kullanım için ulaşılabilir olması amaçlanmıştır.

Tasarlanan araç, hibrit bir arazi taşıtı olması ve kol süspansiyon sistemi ve hub motorları birlikte kullanarak küçük hacimlerde yüksek arazi performansı ve hareket menzili sunabilmesi yönleriyle benzer arazi taşıtlarından avantajlıdır.

Taşıttan beklenen zorlu arazi koşullarındaki sürüş, güvenlik ve ekonomi performansı göz önünde bulundurularak, tüm tekerlerden tahrike olanak sağlayacak bağımsız süspansiyon asılışlarına sahip bir süspansiyon sistemi tasarlanmış, MSC ADAMS simülasyon programı kullanılarak süspansiyon sisteminin dinamik modellemesi yapılmıştır. Süspansiyon sisteminin ve taşıt gövdesinin koruma kafesinin yapısal mukavemet analizi CATIA programında yapılmıştır. Taşıtın süspansiyon sistemine uygun olacak şekilde boyutlandırılması ve modellenmesi SOLIDWORKS programında gerçekleştirilmiştir. Taşıttan beklenen seyir performansı için gerekli tork ve hız değerleri hesapları yardımıyla gerekli motor seçimi yapılmıştır. Taşıt için seri hibrit elektrikli bir sistem tasarlanmış, batarya ve jeneratör için boyutlandırma hesapları yapılarak uygun batarya ve jeneratör seçimi yapılmıştır.

Süspansiyon yalpa sertlik değeri taşıtın seyir dinamiği açısından kritik öneme sahiptir. Yalpa sertlik değeri azaldıkça taşıtın arazi performansı artmakla birlikte güvenli seyir hızı azalmaktadır. Tasarlanan araca ait süspansiyon sisteminin yalpa sertlik değerleri bu koşullar göz önünde bulundurularak optimize edilmiştir.

HYBRID ALL TERRAIN VEHICLE DESIGN AND OPTIMISATION

SUMMARY

All terrain vehicle is a term of the concept of a vehicle which is designed and optimized to provide a successful drive at extreme terrain and climate conditions. As the name implies, they are designed to give high performance at wider variety of terrain than most other vehicles. ATVs have three or more wheel and are mostly designed for one or two passenger.

Generally 4x2 or 4x4 type ATVs are used for individual drive. They generally use internal combustion engine to produce torque and they have conventional power-train mechanism like transmission, differential and shaft.

For benefiting their terrain performance, some ATVs are specialized for military use. 6x6 or 8x8 type all terrain vehicles are designed with high performance and range value. However these designs are bigger, heavier and more expensive machines than conventional 4x2 or 4x4 ATV's.

In this master of engineering thesis a concept vehicle has been designed and optimized which has benefit the both advantages of military and classic designs. It was expected that in this concept, the designed vehicle could provide an extreme driving performance close to military used ATVs, and had small volume and lower weight value. It is also wanted to be economical choice than the military all terrain vehicle design.

It is assumed that, having an 8x8 traction system could provide better terrain driving performance to the vehicle. Most of military-used all terrain vehicles have six or eight wheel to improve the stability and areal ability. The terrain performance of the vehicle could be risen when two wheel located on an axle could move independently.

For each traction wheel, eight hub electrical motors were used to provide 8x8traction. These choices were provide us to size the vehicle in a smaller volume.

Taking into consideration of expectance of driving, safety and economic performance; an independent suspension system has designed which gives possibility to transfer torque from all the wheels of the vehicle to the ground. The computer aided dynamic analysis of suspension system was performed by MSC ADAMS simulation program. The structural analysis of suspension system was examined by CATIA.

Sizing of vehicle dimensions and 3D modeling of the car was done by SOLIDWORKS according to suspension system design parameters and diameter of wheel. The suspension arm length and rolling hardness were determined. The diameter of wheel is chosen due to geometrical conditions and length of the suspension bar. After determining the length of the vehicle, the structural analysis of body (chassis) was also performed by CATIA.

Calculating of the torque and speed value was done according to prerequisite. In dry weather and asphalt condition it is expected from vehicle to have 70 km/h speed value. It is expected from the vehicle to have 20 km/h speed value at high rolling resistance road condition. It is also wanted to 45 degree slope performance from the vehicle and sufficient passenger volume which is needed for one operator and one passenger could locate properly.

Electric motors which are used for traction and the current type which is an important parameter for choosing electric motors and generator type were determined according the technical parameters. To solve to the difficulty of the independent suspension design, hub type DC electric motors were used for each eight wheels. A serial hybrid electric power system was designed. The current value and capacity of the batteries were calculated and picked a proper generator to recharge batteries and support the hub motors.

The serial hybrid electric system was used to transmit energy to hub motors due to increase the range of the vehicle. Using a hybrid cycle provide a range to vehicle up to 700 km. The battery supply gives about 50 km. In other words, designed car have a range of 50 km without recharging. The rest of range is provided internal combustion engine and generator. The nominal current value is about 40 mA at 48 V for each motor and the maximum current value is about 425 mA.

The weight of the vehicle obtained from the measurement of the chassis and the other equipments. The battery and generator pack has an important role on weight value of the vehicle. It is an advantage to minimize the weight value because, it affect directly all the other design steps. Reducing the needed torque and power value allow us to solve the problem of traction in a smaller volume, weight and price value.

Total weight of the vehicle whose design stages were completed was obtained as 1030 kg. The chosen electric motor of the vehicle was about 11 kg. Dc motor, wheel and the controller of the motor weighs about 21 kg. The suspension arm and the holding elements were about 5 kg for each wheel. The weight of the battery pack was about 160 kg. The selected generator was about 75 kg. The total passenger weight was predicted as 200 kg. Including the fuel tank and other elements, the weight of the all terrain vehicle was calculated as 1030 kg.

After determining the weight value of the car and the position of the weight point, the computer aided vehicle dynamics analysis of the vehicle is examined. For the analysis, ADAMS multibody dynamics simulation software was used. The weight transfer between the wheels and rolling behavior of the vehicle were investigated. Lane changing and moose tests were performed.

The analysis of the weight transfer between inside and outside wheels was performed. It is assumed that the vehicle was cornering in a curve which has a radius value as 400m at 70 km/h constant speed. The weight transfer between wheels was calculated as 195 N and the angle of the cross motion was obtained as 1 degree from the wheel characteristic charts. The of rolling angle of the vehicle in same analysis condition was calculated as 2,2 degree. Same angle values were calculated for different speed and curve radius values and it is understood that, at higher speeds, the weight transfer could cause higher cross motion and rolling angle values and had a negative effect on dynamic performance of the vehicle.

For avoiding critical driving characteristic, suspension system optimized. The hardness of suspension system is a design parameter which has a critical effect on driving performance. Softer suspension coefficient provides better terrain performance. However, softer suspension system has a negative effect on driving condition at high speed. Lower suspension hardness value reduces the speed of the car which is acceptable for safety driving performance. For these reasons, the hardness of suspension system is optimized for the designed car.

The body of the vehicle is designed in three parts. The security cage is optimized to protect the operator and the passenger. The middle body part designed for combining security cage and the bottom chassis.

The middle body is also creating the volume of operator and passenger. The bottom chassis is the part of body which carrying the suspension arm, hub, and wheel assembly. The three part of the body are mounted by welding method from steel profile elements. The bottom chassis element is mounted with using flexible wedge element to the middle body.

Driver and passenger seat positioned according to anthropometric parameters. The battery and generator elements are positioned and mounted. The safety equipments such as seat belt, front and rear lighting equipments are mounted.

The battery and generator are isolated against weather conditions. A front windshield is mounted to the vehicle to protect operator and passenger from negative effects of high wind force.

The optimization of the vehicle body is examined in forth step. In first step, aluminum is chosen as material for designed vehicle body due to minimize the weight of the vehicle. Under loading condition, it is seen that, critical stress values were higher than the maximum stress value of the used material. The most critical stress value was measured as 1131 MPa at the edge of security cage.

In second step, material type was chanced and assign as steel. After analysis the most critical stress value was measured as 513 MPa. This value was also higher than the maximum stress value of the material, so the construction of the body was strengthened.

In third step of the optimization, the bottom chassis was upgraded by two longitudinally steel bars. The analysis result showed us that, the maximum stress value and the amount of deformation at the bottom chassis was decrease. The maximum stress value was measured as 224 MPa.

The forth step of the optimization of the vehicle body was performed. Weaker points of the security cage were determined and the security cage was reinforced by supporting bars. Improved the cage construction was provide to measure lower stress values. The maximum stress point was determined as 171 MPa at the security cage. Because of the maximum stress value was lower than the maximum stress strength of the material, optimization of the vehicle body assumed as completed.

1. GİRİŞ

Arazi taşıtları kavramı genel anlamda engebeli arazi koşulları için tasarlanmış, üç ya da daha fazla tekere sahip, bir ya da iki kişilik eğlence, spor, sivil savunma veya askeri amaçlı kullanım için özelleştirilmiş taşıtlardır. Günümüzde arazi taşıtlarının özellikle askeri tip uygulamalarda tercih edilirliliği önemli ölçüde artmaktadır. Yaygın olarak piyasada ulaşılabilir olan arazi taşıtlarında, 4x2 ya da 4x4 çekiş özelliği bulunur ve yakıt olarak benzin kullanılır. Güç aktarım sistemleri bakımından konvansiyonel binek otomobillerine benzer şekilde kavrama, vites kutusu ve diferansiyel kullanılır. Askeri amaçlı uygulamalarda 6x6 ya da 8x8 çekiş özellikli uygulamalar mevcuttur, fakat bu tasarımlar boyut, ağırlık, ilk yatırım ve kullanım maliyetleri klasik ATV' lere oranla çok daha fazladır. Örneğin DARPA firmasının 2006 yılında tanıttığı insansız kara taşıtı Crusher, tam 6 ton ağırlığındadır. [1]

Bu tez çalışmasında, klasik arazi taşıtı tasarımları ile askeri kullanım amacıyla özelleştirilmiş tasarımların avantajlı taraflarını içerisinde barındıran bir Arazi taşıtı tasarımı gerçekleştirilmek amaçlanmıştır. Engebeli arazide yüksek sürüş performansı ve yüksek menzil değeri bakımından askeri arazi taşıtlarına benzeyen, bununla birlikte daha küçük bir hacme, daha düşük ağırlık değerine ve basit yapısı dolayısı ile daha düşük üretim ve kullanım maliyetine sahip bir arazi tasarımı yapılmak istenmiştir.

Bu amaçlar doğrultusunda, birbirinden bağımsız tekerlek asılışlarına sahip, tüm tekerlerinden hareket alan, zorlu ve engebeli arazi koşullarında hareket edebilen, enerji kaynağı olarak paralel hibrit şekilde çalışan elektrikli motorları ile benzinli motorlarını kullanan, biri sürücü biri yolcu olmak üzere iki kişiyi taşıyabilen bir konsept araç tasarımı ve optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

Bu tasarımla birlikte 8x8 tahrik sitemine sahip, burulma kolu ve hub motorlar kullanılarak elde edilen yapı dolayısıyla hacim ve ağırlık bakımından çok büyük bir avantaja elde eden, arazi performansına oranla maliyeti düşük olan çevreci bir arazi taşıtı elde edilmiştir.

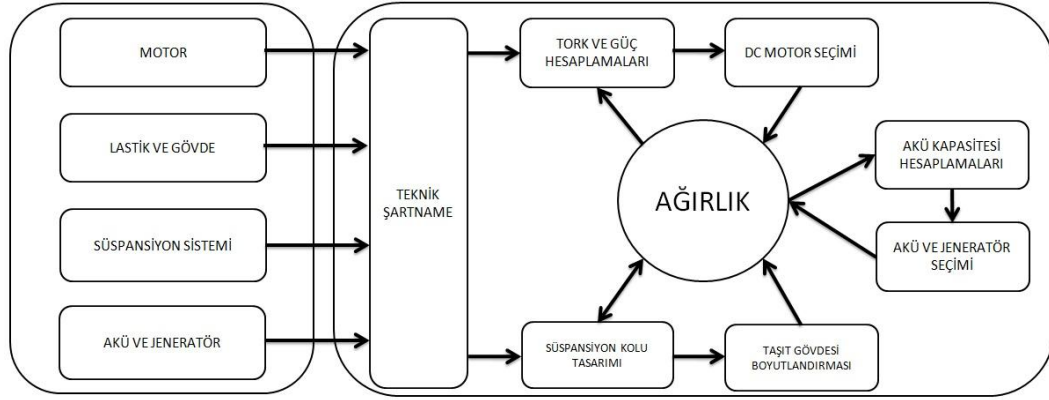
Tez konusu olan çalışma, mevcut bir araç projesinin değiştirilmesi ya da iyileştirilmesi çalışmasından ziyade, farklı fikirlerle yeni bir konseptte ait bir araç tasarımını amaçladığı için, sıfırdan bir tasarım süreci gerektirmektedir. Böyle bir çalışma esnasında tasarımda kullanılacak pek çok parametre birbiri ile ilintilidir. Dolayısı ile bir taraftan belirlenen yol haritası ile çalışma yürütülürken, elde edilen yeni verilerin tasarımın önceki basamaklarındaki kabul ve yaklaşımlarla uyumlu olup olmadığının sürekli kontrol edilmesi gerekmektedir. Aracın tasarımı, süspansiyon sistemi tasarımı, kullanılacak tahrik sistemine ait motorların seçimi, hibrit elektrik sistemin seçimi ve boyutlandırması ve taşıtın gövdesinin boyutlandırılması olmak üzere dört ana başlık içinde incelenmiştir.

Arazi taşıtlarının daha güvenli hale gelmesi için kullanıcı ve yolcuların alması gereken bireysel güvenlik önlemleri yanında (kask vb.) taşıtın özellikle yüksek hız değerlerindeki gezi mekaniğinin dikkatli şekilde incelenmiş ve optimize edilmiş olması gerekmektedir. Konvansiyonel taşıtlar tasarımı için kritik seviyede önem arz eden taşıtın dinamik performansı, daha basit direksiyon sistemine, konstrüksiyona ve daha düşük seyir hız değerlerine sahip olsalar da arazi taşıtları için de incelenmesi gereken konuların başındadır. Bu tip araçlar için en sık rastlanılan kaza tipi olan devrilme esnasında sürücü ve yolcuyu koruyacak bir kafes sisteminin tasarlanması, taşıtın viraj esnasında ya da düz yolda yan etkiler sonucu oluşacak tekerlekler arası yük aktarımları ve yalpa davranışının incelenmesi güvenlik açısından çok önem taşımaktadır.

Taşıttan beklenen zorlu arazi koşullarındaki sürüş performansı, güvenlik ve ekonomi kriterleri ışığında, taşıtın boyutlandırması, kullanılacak mekanik güç kaynaklarının seçimi, mekanik güç kaynaklarını beslemek için ihtiyaç duyulan hibrit enerji sisteminin tasarımı, hem bağımsız tekerlek asılışlarına hem de tüm tekerleklerden yola tork aktarılmasına olanak sağlayacak süspansiyon sisteminin tasarımı, süspansiyon sisteminin ve taşıtın konstrüksiyonunun mukavemet analizleri, taşıtın seyir dinamiğinin incelenmesi ve optimizasyonu amacıyla ADAMS programı ile dinamik simülasyonu gerçekleştirilmiştir.

Tasarlanacak süspansiyon sisteminde taşıt ağırlığının kullanılacak en önemli parametrelerden biri olacak ve bağımsız tekerlek asılışlarına izin verecek süspansiyon yapısı için üretilecek çözüm, araçtan istenen özelliklere ulaşılabilmesi için gerekli tekerlek çapı ve tekerlek konumları benzeri tasarım şartlarını

belirleyecektir. Dolayısı ile taşıt ağırlığını kullanarak tasarlanan süspansiyon sistemi aracın boyutlandırılmasına önemli ölçüde etki edeceğinden aynı zamanda taşıt ağırlığına etki edecektir. Bu sebeple tasarımının ilk adımlarında tahmini bir araç ağırlığı parametre olarak kabul edilip, aşamaların sonlarında elde edeceğimiz gerçek taşıt ağırlığı ile karşılaştırılacak, tasarımı sıkıntıya sokacak bir fark gözlemlendiğinde hesaplamaların başına dönelecektir. (Şekil 1.1)



Şekil 1.1: Tasarım başlıkları ve hesap prosesi.

Bu benzer durum taşıt için gerekli tork ve güç değerlerinin tespitinde yaşanacaktır. Hesap aşamasında kabul edilen ağırlık değeri sonucu seçilen motorlar, gerçek taşıt ağırlığına etki edecektir. Tüm aşamalar sonucunda elde edilmiş gerçek taşıt ağırlığı öngörülenden fazla ise, seçilen motorlar ile taşıttan istenilen performansın elde edilemeyeceği anlamına geldiğinden, yeni bir tork ve güç hesabına gidilecektir.

Taşıttın boyutlandırma problemi ele alındığında, taşıttın en genel anlamda uzunluk ve genişlik ölçülerinin saptanabilmesi için öncelikle tekerlek çapının ve kol süspansiyonun hareket ettiği doğrultu olan yayın bilinmesi gerekmektedir. Benzer şekilde motor seçimi gibi kritik hesaplar için kullanılması gereken taşıt ağırlığının tahmini olarak hesabı için, taşıttın ebatlarının, kullanılacak malzemenin yoğunluğunun, oldukça büyük bir etkisi vardır. Bu sebeplerle, taşıt boyutlandırması sırasında ilk adım olarak kol süspansiyon elemanının boyutlandırma ve analizlerinin yapılması daha uygun bulunmuştur.

Taşıttın 8 tekerinin her birinin gövde bağlantısını teşkil eden, taşıttın zemindeki engebeleri aşmasını sağlayan, yol ile taşıt arasında süspansiyon mekanizması vazifesi görecek kol süspansiyonu tasarımında kullanılan arazi şartları şu şekilde tanımlanmıştır:

- i. Taşıt, kum zemin gibi yüksek yuvarlanma direnci ve düşük tutunma koşullarının olduğu zorlu zemin şartında hareketini sürdürebilecek,
- ii. Taşıt 20 cm yükseklikteki engellerin üzerinden geçebilecek,
- iii. Süspansiyon kolu sıfır konumundan 20 cm yukarı hareket edebilecek,
- iv. Yan yana bulunan tekerler birbirinden bağımsız olarak hareket edeceğinden, birbirlerine temas etmeyecek şekilde konumlandırılacak.

Tasarımı yapılan süspansiyon koluna CATIA programında mukavemet analizi uygulanmış, analiz sonucu kolun maruz kalabileceği maksimum yükler altındaki davranışı incelenmiş ve optimizasyon gerçekleştirilmiştir.

Süspansiyon sistemi tasarımı yapıldıktan sonra, mevcut burulma kolunun uzunluğundan taşıtta kullanılması gereken lastik çapı hakkında fikir sahibi olunmuş ve taşıtın boyutlandırılması ve tekerleklerin konumlandırılması bu bilgi ışığında gerçekleştirilmiştir. Burulma koluna bağlanacak tekerin hareket alanı taşıtın uzunluğunu, burulma kolunun uzunluğu ise taşıtın genişliğinin tespitinde rol oynamıştır. Ayrıca taşıtı kullanacak operatör ve yolcu için yeterli ve konforlu bir oturma alanı sağlamak amacıyla antropometrik verilerden yararlanmak suretiyle ergonomik bir yolcu hacmi tayin edilmiştir. Ayrıca taşıt üzerine konumlandırılacak batarya, motor sürücüleri, jeneratör, benzin deposu gibi pek çok donanım için yeterli alan sağlanması gerekliliği göz önünde bulundurulmuştur.

Taşıtta içten yanmalı motor ve elektrikli motorların kullanılacağı hibrit bir sistem tasarlanmıştır. Jeneratör ve bataryalar aynı anda DC motorları besleyebilmekte, böylece yüksek akım gerektiren zorlu arazi koşullarında motorlara ihtiyaç duyulan akım değerleri sağlanabilmiştir. Taşıtta bulunan jeneratör ve bataryalar yardımı ile taşıtın 50 km/h sabit hızda, düz ve asfalt zemin koşulunda yaklaşık 700 km' lik bir menzile sahip olması amaçlanmış ve sağlanmıştır.

2. ARAZİ TAŞITI (ATV) KAVRAMI

Arazi taşıtları (All terrain vehicle), konfor beklentisi yüksek olan konvansiyonel binek taşıtlarının sürüş için uygun olmadığı doğa ve iklim koşullarında sürüşe imsak sağlamak için tasarlanmış taşıtlardır. Günümüzde çok kullanılan ve dengeli bir düz yol ve arazi performansı sunan SUV (Sport utility vehicle) konseptinin yanı sıra, ATV' ler düz yoldan çok arazi performansları için tercih edilen araçlardır. Dolayısı ile arazi taşıtlarında daha yüksek bir arazi sürüşü performansı beklentisi vardır. Yaygın olarak piyasada ulaşılabilir olan Arazi taşıtları (ATV), 4x2 ya da 4x4 çekiş özelliğine sahip, yakıt olarak benzin kullanan ve güç aktarım sistemleri bakımından konvansiyonel binek otomobillerine benzer şekilde kavrama, vites kutusu ve diferansiyel kullanılır. Askeri amaçlı uygulamalarda 6x6 ya da 8x8 çekiş özellikli uygulamalar mevcuttur, fakat bu tasarımlar boyut, ağırlık, ilk yatırım ve kullanım maliyetleri klasik ATV' lere oranla çok daha fazladır.

Bir arazi taşıtının sürüş performansı, maksimum süspansiyon strokuna, taşıtın yerden yüksekliğine, motor gücüne ve düşük devirlerdeki tork değerine, seyir sınırı olan maksimum doğrusal ya da yanal eğim değerlerine ve ekonomikliğine bakılarak değerlendirilir. Arazi taşıtları için maksimum hız değeri, konfor gibi binek otomobiller için önemli kriterler, arazi taşıtı tasarımında ikinci plandadır. Bununla birlikte, konvansiyonel taşıtlar tasarımı için kritik seviyede önem arz eden taşıtın dinamik performansı, daha basit direksiyon sistemine, konstrüksiyona ve daha düşük seyir hız değerlerine sahip olsalar da arazi taşıtları için de incelenmesi gereken konuların başındadır.

Klasik 4x2 ya da 4x4 arazi taşıtları, maliyetin düşük tutulması amacıyla benzinli ya da dizel içten yanmalı motora sahiptir. Motordan alınan güç tekerleklerle diferansiyel yoluyla aktarılır. Direksiyon sistemi olarak ise genellikle motosikletlere benzer şekilde gidon kullanılır. Bu tür arazi taşıtları daha çok eğlence amaçlı kullanım için uygun olup, alt yüksekliği 20- 25 cm civarında değişir ve maksimum tırmanma eğim değerleri 25 30 derece civarında olmaktadır. Bu nedenlerle sürüş güvenliği ve arazi performansı daha düşük seviyelerdedir. Bazı askeri amaçlı uygulamalarda ise 6x6 ve 8x8 tahrik sistemlerine sahip insansız kata taşıtı uygulamaları görülmektedir.

Askeri taşıtlarda arazi performansını artırmak için çok tekerli bir yapı kullanıldığı gerçeğinden yola çıkarak tasarlanmak istenen arazi taşıtının 8x8 çekiş sistemine sahip bir tasarım yapılması uygun bulunmuştur. Taşıtın 20 cm' lik bir engel üzerinden tekerlekleri yardımıyla geçebilmesi istenmektedir. Ayrıca taşıtın iki tekeri arasında kalan boşluktan faydalanarak 20x20 ebatlarındaki bir engelin üzerinden tekerleri yerde iken geçebilmesi istenmektedir. Taşıtın yüksek arazi performansı için 45 derecelik doğrusal ve yanal eğimli arazide ve kum zemin gibi yuvarlanma direncinin çok yüksek olduğu yol şartlarında seyredebilmesi istenmektedir. Taşıtın hacmini ve ağırlığını minimumda tutmak üzere biri sürücü biri yolcu olmak üzere iki kişilik olması öngörülmüştür.

2.1 Arazi Taşıtlarında Güvenlik

Arazi taşıtları, özellikle motosikletlere benzer sürüş yapısı nedeniyle genç kullanıcılar tarafından eğlence amaçlı çok tercih edilen taşıtlardır. Bununla birlikte, arazi, taşıtları yaygınlaştıkça güvenlik önemli bir sorun haline gelmiştir. Pek çok kullanıcının bireysel önlem (kask vb) alma konusunda motosikletlere göre daha temkinsiz davranmasının yanında, özellikle yüksek seyir hızlarında taşıtın sert süspansiyon sistemi dar aks ve tekerler arası açıklıkları nedeniyle arazi taşıtları savrulmaya ya da takla atmaya meyilli taşıtlardır. Bu sebeple klasik 4x2 ve 4x4 tek kişilik ATV' lerde koruyucu kafes bulunmamasına rağmen tasarlanacak araçta sürücü ve yolcuyla olası devrilme ve darbelere karşı koruyacak bir koruyucu kafesin tasarıma eklenmesine karar verilmiştir. [2] [3]

Tasarlanmak istenen arazi taşıtında yüksek performans beklentisi olduğundan, ihtiyaç duyulan enerji klasik ATV' lerdeki gibi benzinli motor ile sağlanacak olsa, 8x8 tasarım için oldukça komplike bir diferansiyel sistemine, hacme ihtiyaç duyulacak, önemli ölçüde ek ağırlık getirecektir. Tasarlanan aracın daha küçük boyutta ve daha hafif olması ve yüksek performans talebinin yanında uzun bir menzile sahip olması istendiğinden benzinli motorla kombine edilmiş elektrikli bir tasarımın daha iyi olacağına karar verilmiştir.

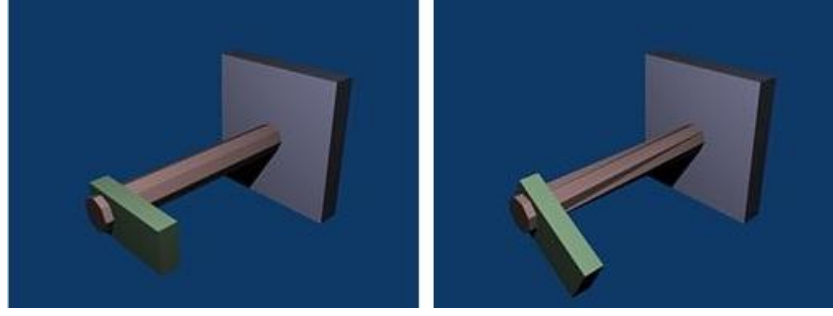
3. KOL SÜSPANSİYON SİSTEMİ

Tasarlanan arazi aracının, yüksek arazi performansı elde edebilmesi için 8x8 şekilde tasarlanması istenmiştir. Taşıtın 8x8 çekiş özelliğini kazanabilmesi için elektrik motorundan çıkan torkun diferansiyeller vasıtasıyla 8 tekerde aktarılabilmesi gerekmektedir. Ayrıca yük aktarımı şaft tarafından gerçekleştirilirken, her tekerden düşey doğrultuda yüksek hareket elde edebilmek gerekecek, bu da komplike bir süspansiyon sistemi gerektirecektir. Bu çözümler getireceği aşırı ağırlıktan ve hacim değerlerinden dolayı istenmemektedir. Bunun yerine her teker için bir elektrik motoru olacak şekilde bir tasarım gerçekleştirip, mekanik elemanlar olmadan motor kontrolü ile her tekerden 8x8 çekiş sistemi sağlanabileceği düşünülmüştür. Böyle bir tasarımda kol süspansiyon sistemi kullanarak, basit şekilde tekerlere düşey doğrultuda yüksek hareket stroku sağlanabilmektedir.

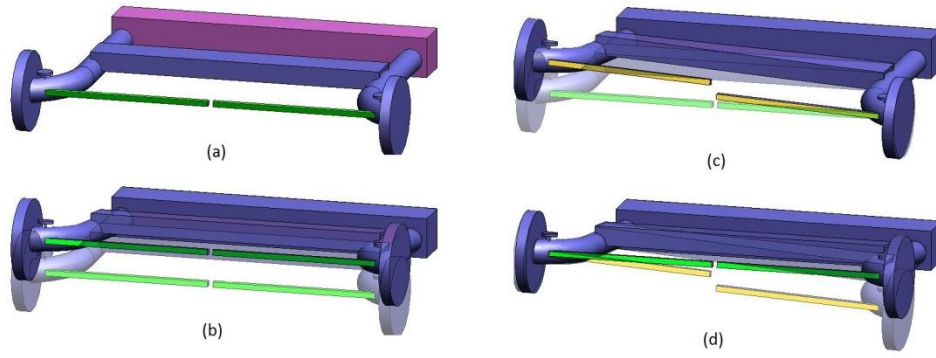
Kol süspansiyon sistemi ya da başka bir deyişle burulma milli süspansiyon sistemi, genel olarak bir burulma yayı ya da çubuğu kullanarak tasarlanmış sistemlere verilen addır. Burulma milinin bir ucu gövdeye bağlı iken, diğer serbest ucu moment oluşturulabilmesi için belli uzunluktaki bir kola bağlıdır. Bu kolun ucuna bağlı olan tekerere gelen kuvvetler, kol yardımıyla moment oluşturarak yayı ya da mili kurar.

Kuvvetin miktarına göre milde lineer sayılabilecek açısal bir elastik deformasyon meydana gelir. Kuvvet ortadan kalktığında kol ilk açısal pozisyonuna döner. (**Şekil 3.1**)

Burulma milleri dayanıklılık, sürüş yüksekliği ve kolay ayarlanabilirlik açısından avantajlı olmakla birlikte, helezon yaylara oranla, taşıtın dinamik sürüş özelliklerinde büyük öneme sahip olan taşıt yüksekliği değerinin kolayca değişebilmesine olanak sağlaması nedeniyle dezavantajdır. Bu sebeple burulma milli süspansiyon sistemine sahip araçlar yüksek hızlı seyir açısından helezon yaylı araçlara göre daha güvensizdir. Bu tür süspansiyon sistemleri, çoğunlukla tanklarda ve askeri amaçlarla tasarlanmış taşıtlarda tercih edilmektedir. (**Şekil 3.2**)



Şekil 3.1: Burulma milinin yüksüz (solda) ve yük altındaki (sağda) durumu.



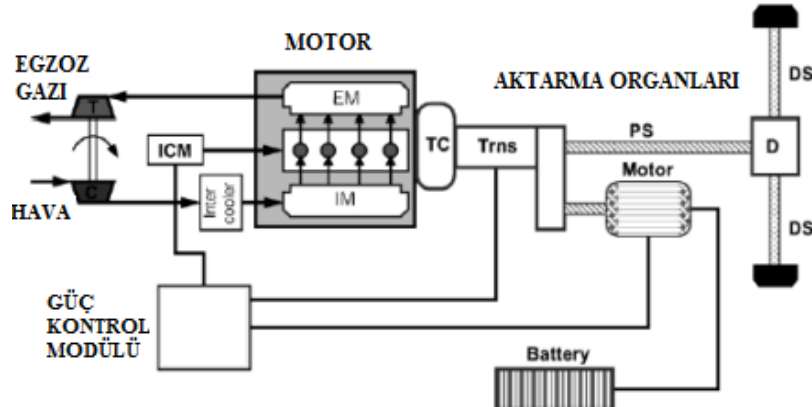
Şekil 3.2: Önden çekişli araçların arka akslarında kullanılan burulma milli süspansiyon sisteminin, durağan halde (a), iki teker birlikte engel üzerinden geçerken (b), tek tekerlek engel üzerinden geçerken (c) ve tek teker çukurdan geçerkenki (d) durumları.[4]

4. HİBRİT ELEKTRİKLİ ARAÇ

Tahrik organı olarak hem içten yanmalı motor hem de elektrik motoru kullanan araçlara hibrit araç denir. Çalışma prensibine göre hibrit araçlar seri hibrit ve paralel hibrit olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. [5]

4.1 Seri ve Paralel Hibrit Sistemlerin Karşılaştırılması

Paralel hibrit araçlarda hem içten yanmalı motor hem de elektrik motoru aynı anda şanzımanı döndürebilir, şanzıman da aksa bağlı olduğu için araç hem içten yanmalı motorla hem de elektrik motor tarafından tahrik edilmiş olur. [5] (Şekil 4.1)

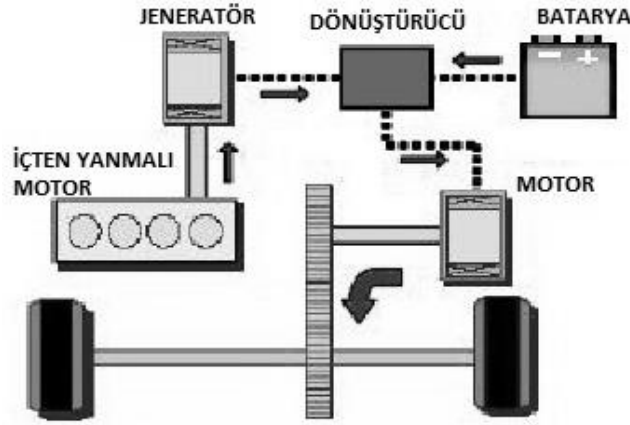


Şekil 4.1: Paralel hibrit sistemin yapısı. [5]

Seri hibrit sistemlerde, sadece elektrik motorunun aktardığı güç taktik tekerlerine iletilir. İçten yanmalı motor bir jeneratörü çalıştırır, bu durumda jeneratör aküyü şarj eder. [5] (Şekil 4.2)

Üzerinde taşıdığı bataryaları, dışarıdan bir güç kaynağı yardımıyla şarj edilebilen hibrit taşıtlara plug-in hibrit taşıt (PHEV) adı verilmiştir. Standart bir şebeke elektriği yardımıyla şarj olabilen araç, bu amaçla priz bağlantısı taşır. Daha düşük maliyetli seyir ve taşıt çalışmaz durumda geçen süreden faydalanılmak amacıyla uygulanır. [6]

Bir hibrit elektrik aracın yalnızca batarya desteği ile ulaşabileceği maksimum menzil koşulu ayrı tanımlanır ve bu sürüş koşulu AER (all electric range) olarak adlandırılır.



Şekil 4.2: Seri hibrit sistemin yapısı.

Bir hibrit elektrik aracın yalnızca batarya desteği ile ulaşabileceği maksimum menzil koşulu ayrı tanımlanır ve bu sürüş koşulu AER (all electric range) olarak adlandırılır. Bu sürüş moduna da EV adı verilir. Bu menzil arttıkça gerekli batarya büyüklüğü artacak, bu durum da bataryaların oldukça pahalı ekipmanlar olması dolayısı ile aracın maliyetini önemli ölçüde artıracaktır. En çok tanınan hibrit otomobillerden biri olan Toyota Prius'un 2012 yılında çıkacak olan beşinci versiyonu olan Prius V'in AER değeri düz ve asfalt yol şartında 90 km/h sabit hız değeri için 12 km; aynı yol şartında 50 km sabit hız değeri için de, 51 km olarak belirtilmiştir. Yuvarlanma direnç katsayısının 0.012 ile 0.05 arasında; hızın 0-90 km/h arasında değişim gösterdiği karışık bir çevrim için ise AER değeri 24 km olarak tanımlanmıştır.[7] Prius'un toplam menzili ise düz, asfalt yol şartında ve 90 km/h sabit hızda 746 km olarak belirtilmiştir. Bu sonuçlar Japonya Emlak, Altyapı, Ulaştırma ve Turizm Bakanlığı tarafından tasdik edilmiş JC08* Japonya test sürüşlerine dayanmaktadır. [7]

Genel olarak, hibrit elektrikli taşıtların ortalama koşullarda AER değerlerinin 10 - 30 km arasında değiştiği görülmektedir. Toplam menzil olarak ise 400 - 1200 km arasında farklı amaçlar için tasarlanmış araçlar bulunmaktadır. Toyota 'nın 2012 yılınca çıkacak olan modeli Camry modeli bataryalar yardımıyla 23 km giderken, toplam aldığı mesafe 936 km olarak belirtilmiştir. Benzer şekilde Toyota firmasına ait Hilux modeli ise 17 km' lik AER menziline sahipken toplam 700 km gidebilmektedir. Mazda firmasının 2012 yılında çıkacak olan SUV hibrit aracı Tribute, bataryalar yardımı ile 15 km giderken toplam menzili 440 km dir. [8]

Bu inceleme ve değerler göz önüne alındığında, tasarlanacak hibrit sistemde, tekerleklerin her biri için bir elektrik motoru konulmasına ve böylece 8x8 çekiş özeliğinin kazandırılmasına, kullanılacak batarya ve jeneratörün beraber olarak elektrik motorlarını besleyerek yüksek performans için ihtiyaç duyulacak yüksek akım değerlerinin böylece elde edilmesine kadar verilmiştir. Jeneratör motorları beslerken bir yandan da bataryayı şarj edecektir. Nominal değerlerde jeneratörden alınacak akım değeri taşıtın ortalama sürüşü için yeterli olmalıdır. Karşılaşılma yüzdesi düşük olan maksimum güç gereksinimi doğan durumlarda bataryadan da akım çekilecek istenen akım miktarına ulaşılacaktır. Taşıt arazi koşulları için dizayn edildiğinden, AER değerinin konvansiyonel otomobillere göre daha yüksek olması tercih edilir. Bu durum ekstra batarya ağırlığı, hacmi ve maliyeti demektir. Bu sebeple düz ve asfalt zeminde 50 km/h sabit hızla seyir esnasında 50 km' lik menzile yetecek büyüklükte bir batarya tasarlanmasına, taşıtın toplam menzilinn ise bazı SUV tipi arazi araçlarına yakın şekilde 700 km olmasına karar verilmiştir.

4.2 Elektrik Motorları

Elektrikli araç uygulamalarında, genellikle AC elektrikli motorlar kullanılır. Bunun nedeni maliyetlerinin daha düşük olması ve bir otomobil için gerekli güç miktarı için daha küçük hacimli bir AC elektrik motorunun yeterli olabilmesidir. Bununla birlikte, tasarlanacak hibrit araçta tek bir elektrik motoru değil esiz tekerin her birine bir adet elektrik motoru kullanılacak, dolayısı ile mekanik aktarma organlarını kullanmadan 8x8 çekiş sistemi elde edilecektir. Bu zm mekanik basitlik ve ağırlı ve hacim bakımından tasarruf sağlasa da başka bir sorunu beraberinde getirir. Her teker için seçilecek motorun, süspansiyonun, dolayısıyla tekerin hareketine engel olmaması için hacim olarak küçük ve hafif olması gerekmektedir. Taşıt için gerekli tork ve g değerleri sekize bölündüğünde ortaya çıkan değerler söz konusu olduğunda AC elektrik motorları avantajını yitirmektedir. 2.5 kW' lık bir AC motor 28-30 kg arasında iken aynı g daha küçük ve çok daha hafif bir DC elektrik motoru ile elde edilebilir. Üstelik DC motorlar verimlilik ve kontrol edilebilirlik açısından da daha avantajlı motorlardır. Bu sebeple taşıtın tahriki için kullanılacak motorlar DC olarak seçilmiştir.

DC motorların, özellikle motosikletlerde kullanılan fakat gün geçtikçe elektrikli araç uygulamalarında görmeye başladığımız hub (tekerlek içi) tipi gövde yapısına sahip

olanları bulunmaktadır. Bu motorlar Teker jantına yerleştirilmekte ve hacim açısından büyük avantaj sağlamaktadır. Tüm bu nedenlerle taşıt tasarımında uygun güç ve tork değerinde 8 adet hub DC motor kullanılmasına karar verilmiştir.

4.3 Jeneratör

4.3.1 Alternatif akım jeneratörü (alternatör)

Alternatör, mekanik enerjiyi alternatif akıma çeviren elektromekanik bir ayardır. Çoğu alternatör bu işi yapmak için dönen bir manyetik alan kullanır. Aslında çoğu alternatif akım jeneratörü alternatör olarak adlandırılabilir fakat genelde hareketini içten yanmalı motorların sağladığı alternatif akım üreteçlerine bu isim verilir. [9]

4.3.2 Doğru akım jeneratörü (dinamo)

Dinamolar, Faraday' ın indüksiyon kanununca bobin ve manyetik alanını kullanarak mekanik hareketi doğru akıma çeviren araçlardır. Dinamolar, sabit bir manyetik alan sağlayan bir stator ve armatür olarak adlandırılan döner elemandan oluşur. Manyetik alan içerisindeki bobinin hareketi metal üzerindeki elektronları harekete zorlayan bir etki doğurur ve tel üzerinde bir akım meydana getirir.

4.3.3 DC jeneratörün avantajları

- i. DC jeneratör sistemi, akü şarj ve işletim DC yükler için gerekli düşük voltaj seviyelerinde yüksek akımları sunmak için tasarlanmış ve optimize edilmiştir. pil şarj veya güç kaynakları gerektirmez.
- ii. DC jeneratörlerin bir transfer anahtarı gerekmez. Transfer anahtarları sistem güvenilirliğini azaltır.
- iii. Asal güç uygulamalarda DC jeneratör sisteminin toplam maliyeti düşürür.
- iv. Bazı AC jeneratörleri ve switch mode güç kaynakları birbirleriyle uyumsuzdur. Polar DC jeneratörlerin bir bataryaya bağlandığında bu uyumsuzluk yaşanmaz.
- v. DC jeneratörler daha fazla yakıt tasarrufu sağlar. En az yakıt ile en uzun çalışma süresi tasarım açısından çok önemli bir unsurdur.
- vi. Kutup DC jeneratörler, tasarımı basit, çok az bakım gerektiren ve AC jeneratörlerden daha güvenilir ekipmanlardır.
- vii. Polar DC jeneratörlerin alternatörü aşırı ısınmaktan ve motoru aşırı yüklemekten korumak için akım limit kontrolü vardır. Bu özellik özellikle

bataryaların şarj edilmesinde inanılmaz derecede önemlidir, çünkü düşük şarj seviyesindeki bir batarya jeneratörden jeneratörün ya da şarj devresinin taşıyabileceğinden daha fazla güç çekmek isteyebilir. Polar DC jeneratörler, bataryaların şarjını artırıp akım ihtiyaçlarını düşürecek şekilde beslemeye devam edecek şekilde akım limiti kontrolü altında güç beslemeye devam eder. AC jeneratörler aşırı yüklemeyi önlemek için genelde sigorta kullanırlar. Aşırı yükleme durumunda sigorta nedeniyle bataryaların şarjı yarıda kesilebilir.

- viii. Eş güçteki AC jeneratörlere göre DC jeneratörler daha düşük gürültü seviyelerinde çalışır.
- ix. Polar DC jeneratörler genellikle daha küçük motorlar kullanır, bu da hareket kolaylığı açısından avantaj sağlar.
- x. İçten yanmalı motorlar gerçek güç değerlerine ulaşabilmek için ısınmayı beklemek zorundadırlar. Bu durum AC tipi bir jeneratör için sabit bir frekans ve voltaj sağlanmasında problem yaratır. DC jeneratörler ilk çalışmada daha düşük fakat sabit bir güç değeri sağlar, ısınma periyodunun ardından tam güce geçer. Ayrıca soğuk bir motorda gözlenen hız farklılaşması DC jeneratörlerde görünmeyecektir.
- xi. Değişken motor hız seçeneği vardır. [10]

Tasarlanan taşıtta hareket sağlayıcı olarak DC motorların kullanılmasına karar verildikten sonra, tasarlanacak besleme sisteminin elemanlarının da bu seçimden nasıl etkileneceğine bakılmalıdır. Eğer AC bir motor seçilmiş olsa idi, DC jeneratör seçimi durumunda motorlar ile jeneratör arasında bir dönüştürücü kullanılması gerekecekti. Taşıt için seçilecek jeneratörün, DC motorları sürekli beslemesi istenmektedir. Başka bir deyişle, DC motorlar belli bir akım değerinin altında akıma ihtiyaç duyduğu sürece, taşıtı jeneratör sürecektir denilebilir. Yüksek akım ihtiyacında ise fark bataryalardan çekilecektir. Bu sebeple AC jeneratör ile DC motorlar arasında bir dönüştürücüye ihtiyaç duyulacak, bu tasarımdan ekstra bir performans kaybı anlamına gelecektir.

Ayrıca, AC jeneratörler DC jeneratörlere göre daha ucuz makineler olmalarına rağmen, boyut, ağırlık ve verim dezavantajları da taşırlar. Taşıt için uygun bir AC jeneratör ile DC jeneratör arasında yaklaşık 70 kg ağırlık farkı gözlenmiştir. Başka bir dezavantaj ise AC jeneratörün bataryaları şarj ederken yine bir dönüştürücüye

gerek duyacak olmasıdır. Bu da bataryaların dolun sürelerinin bir DC jeneratöre nazaran daha uzun olacağı anlamına gelebilir. Tüm bu sebeplerle, yüksek maliyetine rağmen, sürüş performansı açısından sağladığı avantajlar yeterli bulunarak taşıtta benzinli bir DC jeneratörün kullanılmasına karar verilmiştir.

4.4 Elektrik Enerjisi Depolama Birimleri

Hibrit araçlarda enerji depolama birimi olarak Li-on, NiMH bataryaları ve süper kapasitörler kullanılmaktadır. Çizelge 1’de enerji depolama sistemleri karşılaştırılmıştır. Süper kapasitörler batarya sistemlerine göre daha uzun ömürlü olup kısa sürede yüksek enerji depolayabilir. Fakat fiyatları yüksektir. Hibrit araçlar için en uygun çözüm Lion bataryalar gözükmeaktadır. Hibrit araçların verimliliğini maksimum seviyeye çıkarmak ve darbeli akımlara karşı bataryanın ömrünü artırmak için Lion ve süper kapasitör sisteminden oluşan ortak bir yapı kullanılmalıdır. (Çizelge 4.2)

Çizelge 4.2: Enerji depolama sistemleri karşılaştırması.[11]

Karşılaştırma	Süper Kapasitör	NiMH	Lion
Gerilim	125 VDC	288 VDC	324 VDC
Maksimum Akım	750A	190A (10s)	270A (15s)
Özgül Güç	1.7Wh/kg	40Wh/kg	90Wh/kg
HEV Özgül Güç	1Wh/kg	4Wh/kg	18Wh/kg
Güç Kapasitesi	100Wh	2400Wh	14,6KWh
HEV Güç Kapasitesi	70Wh	240 Wh	2920 Wh
Ağırlık	55 kg	88 kg	160 kg

Hibrit otomobil teknolojisinde kullanılan bataryaların ömrü genellikle 250 bin ile 350 bin km arasında değişmektedir. Buna göre batarya ömrünün sınırlı olması taşıtın kullanım masraflarını artırdığı gerçektir. Hibrit elektrik araçlarda kullanılan enerji depolama sistemi olarak, enerji depolama kapasitelerinin yüksekliği ve yüksek güç kapasiteleri nedeniyle genellikle NiMH ve Li-on piller tercih edilmektedir. Li-on pillerden elde edilen akım değeri, genellikle otomobiller için yeterli olmakla birlikte, yüksek akım gereklerinde seri bağlı piller kullanılarak, Li-on pillerin getirdiği avantajlardan yararlanılmaya devam edilebilmektedir. Ayrıca hızlı dolun imkanı

tanıldığı için Lİ-on piller hibrit uygulamalar için daha avantajlıdır. NiMH piller ise daha küçük hacimli ve hafif olduklarından, hacim kısıtı olan durumlarda birim hacim başına Li-on pillere göre daha başarılı uygulamalar sağlar.

Bu tür bataryalar tasarlanırken küçük modüllerin birbirine seri bağlanması ile istenilen potansiyel ve akım değerleri elde edilir. hibrit otomobilin ikinci versiyonunda (2003-2009) NiMH tipi batarya kullanılmışken, 2012 yılında satışa sunulan yeni versiyon Toyota Prius V Plug-in için Lİ-on tipi batarya tercih edilmiştir. NiMH tipi batarya 28 adet her biri altı tane 1.2 V'luk hücre taşıyan Panasonic prizmatik metal hidrat modülün seri bağlanması ile oluşmakta ve 1.2kWh enerji depolayabilmektedir. Yeni versiyonda kullanılan Li-on tipi batarya ise 80 kiloluk ağırlığıyla ağırlık bakımından NiMH pillerin iki katı olmakla birlikte toplamda yaklaşık 4.4 kWh enerji depolayabilmektedir. Ayrıca Avrupa standardındaki 230 V'luk priz ile bir buçuk saatte tam dolu halde şarj olabilmektedir. Hibrit otomotiv sektörünü için gelecekte yüksek enerji depolama kapasitelerinin yüksekliği nedeniyle Li-on bataryaların daha çok tercih edileceği öngörülmektedir.[12]

5. TASARIM VE HESAPLAMALAR

Tez konusu olan çalışma, mevcut bir araç projesinin değiştirilmesi ya da iyileştirilmesi çalışmasından ziyade, farklı fikirlerle yeni bir konseptte ait bir araç tasarımını amaçladığı için, sıfırdan bir tasarım süreci gerektirmektedir. Böyle bir çalışma esnasında tasarımda kullanılacak pek çok parametre birbiri ile ilintilidir. Dolayısı ile bir taraftan belirlenen yol haritası ile çalışma yürütülürken, elde edilen yeni verilerin tasarımın önceki basamaklarındaki kabul ve yaklaşımlarla uyumlu olup olmadığının sürekli kontrol edilmesi gerekmektedir. Aracın tasarımı dört ana başlık içinde incelenmiştir.

Tasarlanacak süspansiyon sisteminde taşıt ağırlığının kullanılacak en önemli parametrelerden biri olacak ve bağımsız tekerlek asılışlarına izin verecek süspansiyon yapısı için üretilecek çözüm, araçtan istenen özelliklere ulaşılabilmesi için gerekli tekerlek çapı ve tekerlek konumları benzeri tasarım şartlarını belirleyecektir. Dolayısı ile taşıt ağırlığını kullanarak tasarlanan süspansiyon sistemi aracın boyutlandırılmasına önemli ölçüde etki edeceğinden aynı zamanda taşıt ağırlığına etki edecektir. Bu sebeple tasarımının ilk adımlarında tahmini bir araç ağırlığı parametre olarak kabul edilip, aşamaların sonlarında elde edeceğimiz gerçek taşıt ağırlığı ile karşılaştırılacak, tasarımı sıkıntıya sokacak bir fark gözlemlendiğinde hesaplamaların başına dönülecektir.

Bu benzer durum taşıt için gerekli tork ve güç değerlerinin tespitinde yaşanacaktır. Taşıt ağırlığı, gerekli tork ve güç değerlerini bulurken kullanılan en önemli parametredir. Hesap aşamasında kabul edilen ağırlık değeri sonucu seçilen motorlar, gerçek taşıt ağırlığına etki edecektir. Tüm aşamalar sonucunda elde edilmiş gerçek taşıt ağırlığı öngörülenden fazla ise, seçilen motorlar ile taşıttan istenilen performansın elde edilemeyeceği anlamına geldiğinden, yeni bir tork ve güç hesabına gidilecektir.

5.1 İstenilen Teknik Özellikler.

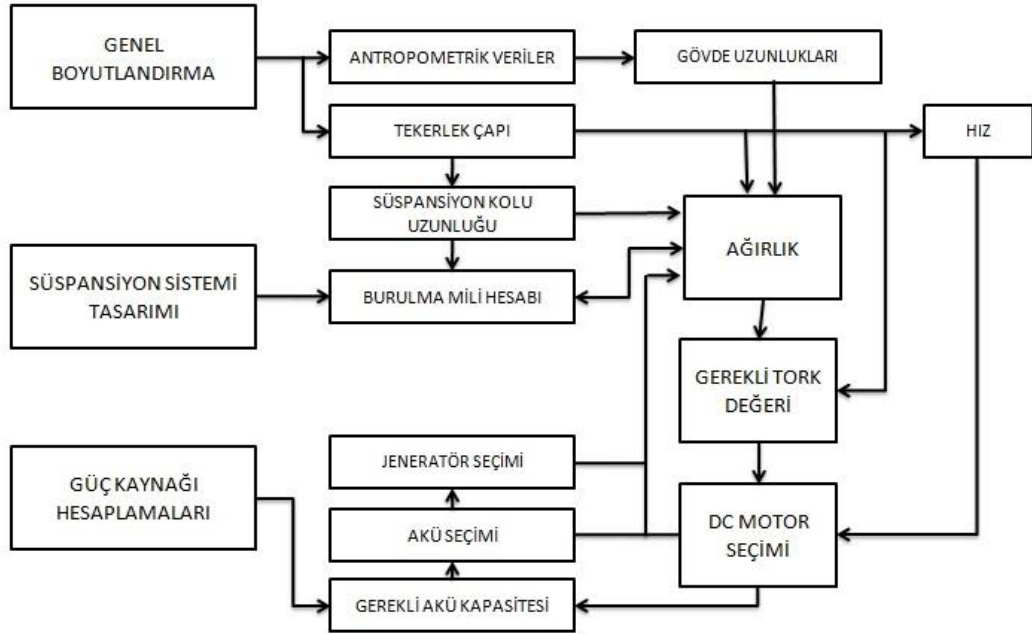
- i. Taşıt, %50 eğim şartında (45 derece) tırmanışını sürdürebilmelidir..
- ii. Taşıtın tilt (yan yatma) açısı en az 45 derece olmalıdır.
- iii. Taşıt maksimum yüklü olduğu durumda, düz ve asfalt zemin koşulunda 70 km/h hıza ulaşabilmelidir.
- iv. Taşıt maksimum yüklü olduğu durumda, kum zemin gibi zorlu arazi koşulunda 20 km/h hıza ulaşabilmelidir.
- v. 20 cm boyutlarındaki engel üzerinden bir tekeri engel üzerindeyken geçebilmelidir.
- vi. Taşıtın karşılıklı iki tekeri arasında, 20x20 cm boyutlarındaki engel üzerinden geçebilecek kadar açıklık bulunmalıdır.
- vii. Taşıt üzerindeki bataryalar yardımıyla, jeneratör yardımı olmadan, tek şarjda, düz ve asfalt zemin koşulunda 50 km/h sabit hızda en az 50 km gidebilmelidir.
- viii. Taşıt üzerindeki bataryalar ve jeneratör yardımı ile, tek şarjda, düz ve asfalt zemin koşulunda en az 700 km gidebilmelidir.
- ix. Taşıtta biri yolcu vebürü sürücü olmak üzere iki kişi seyahat edebilmelidir.
- x. Taşıtın gövdesi sürücüyü ve yolcuyla devrilmelerden koruyacak şekilde tasarlanmış olmalıdır.

Taşıttan istenen teknik özellikler ışığında ilk olarak taşıtın süspansiyonunu oluşturacak burulma kolu tasarıma yapılacaktır. Tahmini teker başına düşey ağırlık değeri belirlenecek ve bu değer ile yayın burulma açısının ne olması gerektiği belirlenecektir. Bu açısal değer kullanılacak burulma çubuğunun çapını ve uzunluğunu belirleyecektir. (Şekil 5.1)

Tasarlanan burulma kolu, mukavemet açıdan sağlamlığının testi amacıyla sonlu elemanlar analizine sokulacaktır. Ayrıca MSC ADAMS programı ile dinamik bir model hazırlanacak süspansiyon sisteminin istenen açısal deformasyonu sağlayıp sağlamadığı araştırılacaktır.

Burulma kolu tasarımı tamamlandıktan sonra, tekerleklerin birbirine temas etmeden hareket edebilecekleri minimum mesafe değerleri kullanılarak taşıtın eni ve boyu tayin edilecektir. Bu değerler ışığında taşıtın gövdesi ve koruma kafesinin tasarımı

yapılacaktır. Tasarlanan taşıt gövdesi, yolcu ve sürücü güvenliği açısından sonlu elemanlar analizi ile test edilerek yapısal bütünlüğü kontrol edilecektir.



Şekil 5.1: Arazi taşıtı tasarım basamakları.

Tasarlanan süspansiyon sistemi ve tahmini taşıt ağırlıkları kullanılarak, taşıttan beklenen teknik özellikler doğrultusunda gerekli tork ve güç değerleri hesaplanacaktır. Hesaplanan değerler ışığında, uygun hacim ve ağırlık değerlerine sahip bir motor seçimi yapılacaktır.

Taşıta tahrik sağlayacak motorların seçiminden sonra, tahrik motorlarını besleyecek enerji sisteminin tasarımı yapılacaktır. Bu sistem için gerekli batarya kapasitesi teknik şartlar doğrultusunda belirlenecek ve seçimi yapılacaktır. Motorların nominal ve maksimum akım ihtiyaçları doğrultusunda jeneratör seçimi yapılacak, batarya ve jeneratörlerin çalışma şekilleri tayin edilecektir.

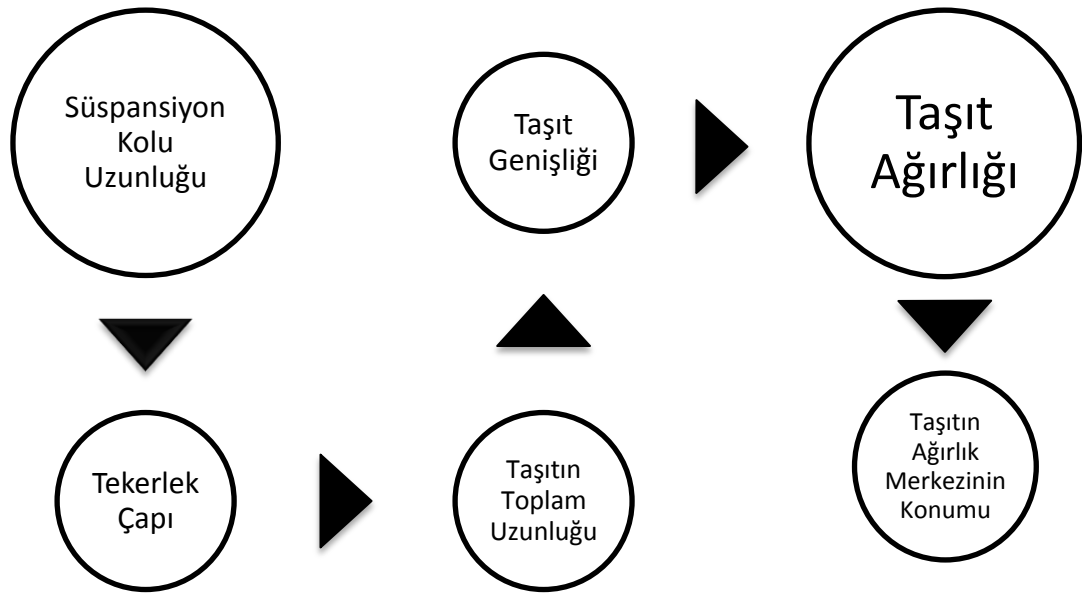
Süspansiyon sistemi, gövde boyutlandırması, hibrit enerji sistemi tasarlandıktan sonra taşıtın ağırlığı ve ağırlık merkezinin konumu daha kesin olarak hesaplanacaktır. Elde edilen değerler ile ön kabuller arasında büyük farklar var ise önceki basamaklardaki hesaplar tekrarlanacaktır.

Ağırlık merkezinin konumu tespit edilen taşıtın, dinamik sürüş performansının incelenmesi amacıyla maksimum hız koşulunda yan kuvvet etkisi altında tekerlekler arasında meydana gelen yük transferleri ve taşıtın yalpa açısı hesaplanacak, MSC

ADAMS programı yardımıyla tek teker modeli üzerinden sürüş ve şerit değiştirme davranışı izlenecektir. Sürüş performansının iyileştirilmesi amacıyla süspansiyon sistemi ya da taşıt ağırlığında optimizasyona gidilecektir.

5.2 Kol Ve Gövde Boyutlandırması

Taşıtın boyutlandırma problemi ele alındığında, her başlığın bir diğeri üzerinde etkisi olduğu görülmektedir. Taşıtın en genel anlamda uzunluk ve genişlik ölçülerinin saptanabilmesi için öncelikle tekerlek çapının ve kol süspansiyonun hareket ettiği doğrultu olan yayın bilinmesi gerekmektedir. Benzer şekilde motor seçimi gibi kritik hesaplar için kullanılması gereken taşıt ağırlığının tahmini olarak hesabı için, taşıtın ebatlarının, kullanılacak malzemenin yoğunluğunun, oldukça büyük bir etkisi vardır. Bu sebeplerle, taşıt boyutlandırması sırasında ilk adım olarak kol süspansiyon elemanının boyutlandırma ve analizlerinin yapılması daha uygun bulunmuştur. (Şekil 5.2)



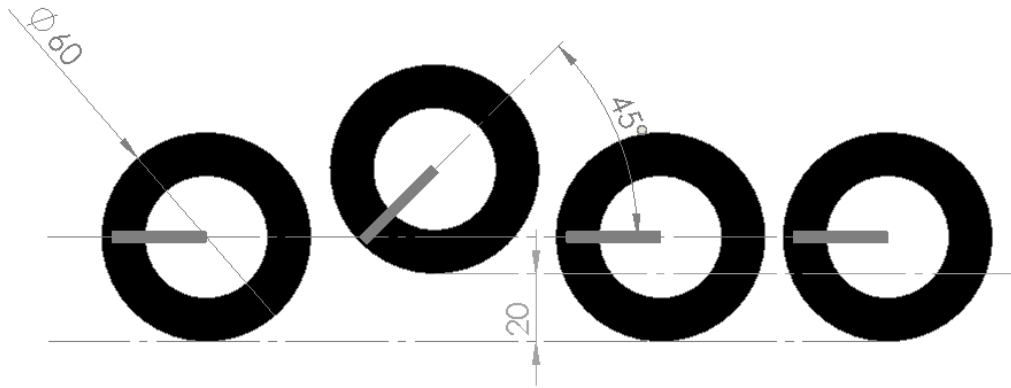
Şekil 5.2: Taşıtın boyutlandırmasında birbirine etkisi olan parametreler.

5.2.1 Burulma kolu tasarım ve boyutlandırması

Taşıtın 8 tekerinin her birinin gövde bağlantısını teşkil eden, taşıtın zemindeki engebeleri aşmasını sağlayan, yol ile taşıt arasında süspansiyon mekanizması vazifesi görecektir. kol süspansiyonu tasarımında kullanılan arazi şartları şu şekilde tanımlanmıştır.

- i. Taşıt, kum zemin gibi yüksek yuvarlanma direnci ve düşük tutunma koşullarının olduğu zorlu zemin şartında hareketini sürdürebilecek.
- ii. Süspansiyon kolu sıfır konumundan 25 cm yukarı hareket edebilecek.
- iii. Yan yana bulunan tekerler birbirinden bağımsız olarak hareket edeceğinden, birbirlerine temas etmeyecek şekilde konumlandırılacak.

Aracın üzerinden geçebileceği maksimum yükseklik olan 250 mm gözetilerek tasarlanacak süspansiyon kolu, aracın kendi ağırlığı ile ön yüklenmiş olacaktır. Araç bir engeli aşarken süspansiyon kolunun kurularak engelin geçebileceği alanı oluşturması ve engel ortadan kalktığında ilk konumuna geçmesi öngörülmüştür. (Şekil 5.3) (Şekil 5.4)

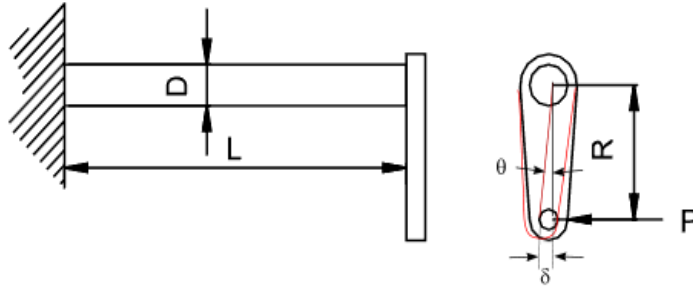


Şekil 5.3: Burulma kolunun çalışma prensibi.

Süspansiyon kolunun boyutlandırması yapılırken, ilk olarak teker başına düşey yük bilinmelidir. Çünkü bu yük altında kolun kaç derecelik açıyla ön yükleneceği saptanmalıdır. Bu açısal değer aynı zamanda kolun engel üzerinden geçerken maksimum burulma açısıdır. Ağırlık merkezinin ortada olduğu kabulüyle, taşıt ağırlığının yaklaşık 10000 N olacağı ön kabulüyle tekerlek başına 125 N' luk yük geleceği kabul edilmiştir. Örneğin kol boyu yaklaşık 42 cm seçilirse, taşıtın 25 cm' lik engeli aşabilmesi için 40 derece burulması gerekirken, kol boyu 29 cm seçilirse aynı açı 80 derece olmaktadır. Kol boyu 42 cm seçildiğinde taşıt için seçilecek tekerin çapı en az 85 cm civarında olacaktır. Bu durumda taşıtın istenen zemin koşullarında sürüş performansını sağlayabilmesi için gerekli tork çok yüksek olacak ve bu değeri sağlayacak uygun bir DC motor, ağırlık, hacim ve maliyet gibi nedenlerle bulunamayacaktır. Bu sebeple uygun hacim, ağırlık ve maliyette bir dc motordan elde edilebilecek maksimum tork ve güç değeri incelenerek kol boyu bu

veriler ışığında 29 cm seçilmiştir. Tekerlek çapı da yaklaşık 60 cm olursa gerekli olan tork değerine uygun şekilde bir motor seçimi yapılmıştır.

Milin 29 cm kol boyunda 20 cm engel üzerinden geçebilmesi için 45 derece burulması gerekmektedir. Bu açı değeri için mil çapı küçük tutulmak ve mil uzunluğu ise yüksek tutulmak zorunda kalınacaktır. Mil çapı, süspansiyon sisteminin mukavemeti için önemli bir değer olduğu için ince seçilmemelidir. Seçilen mil çapının uygunluğu, burulma çubuğu mukavemet analizine tabi tutularak analiz edilecektir.



Şekil 5.4: Burulma kolu.

$$\text{Açısal Sapma } \delta: 32PRL/(\pi GD^4)$$

$$\text{Açısal Yay Sabiti } k_A: P/\theta * \pi GD^4/(32RL)$$

(5.1)

Araç Ağırlığı 1030 kg

Bir tekere düşen ağırlık =128,75 kg

İstenen Açısal Sapma Değeri: 0,06 rad

R=0.29 m

L=0.5 m

G=Kayma Modülü

Yalpa Sertliği: 6000 Nm/rad

D mil çapı belirlenirken maksimum gerilme altında ortalama bir elastiklik modülüne sahip malzemeden yapılmış milin dayanımı incelenmiştir. Bu incelemeler esnasında mil çapının 20 mm' den aşağı olduğu durumlarda dayanım problemleri yaşanacağı görülmüştür.

D=0.025 m

Hesaplanan elastiklik modülü yardımıyla, Malzeme olarak DIN 51CrV4 seçildi. Genel olarak yay çeliği olarak kullanılan malzemenin sönüm değerini de yüksek olması kullanımı açısından avantaj sağlamaktadır.

5.2.1.1 Süspansiyon kolunun mukavemet analizi

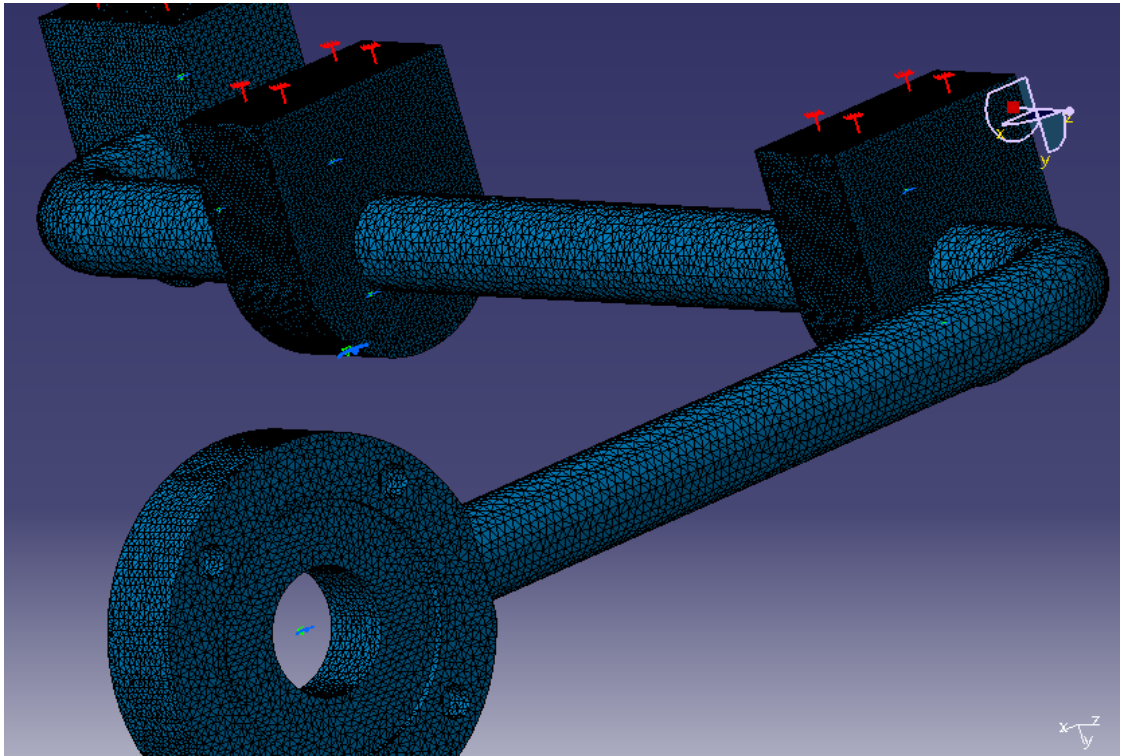
Yapılan hesaplamalar sonucu seçilen malzeme ve belirlenen çap değerinin uygunluğunun kontrolü açısından, süspansiyon kolu sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla dayanım yönünden analiz edilmiştir. Kolun gövdeye bağlantılı köşesi sabit alınmış, tekerin bağlı olacağı noktadan düşeyde 15000 N uygulanarak analiz gerçekleştirilmiştir.

Malzeme olarak DIN 51CrV4 seçilmiştir. Kol tutucuların üst kısımdan şaseye bağlandığı kabul edilmiştir.

Mesh boyutu: 3mm

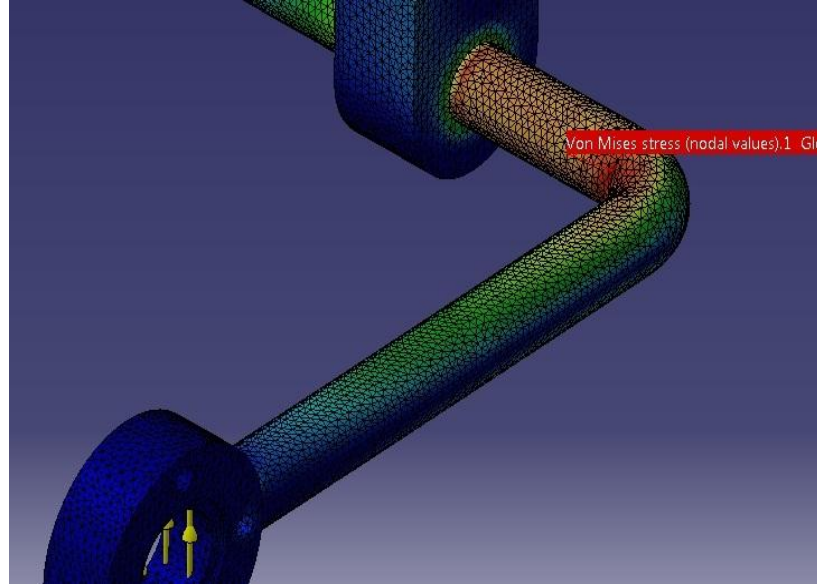
Absolute Sag: 0.3 mm

Mesh Tipi: lineer quadratic (Şekil 5.5)

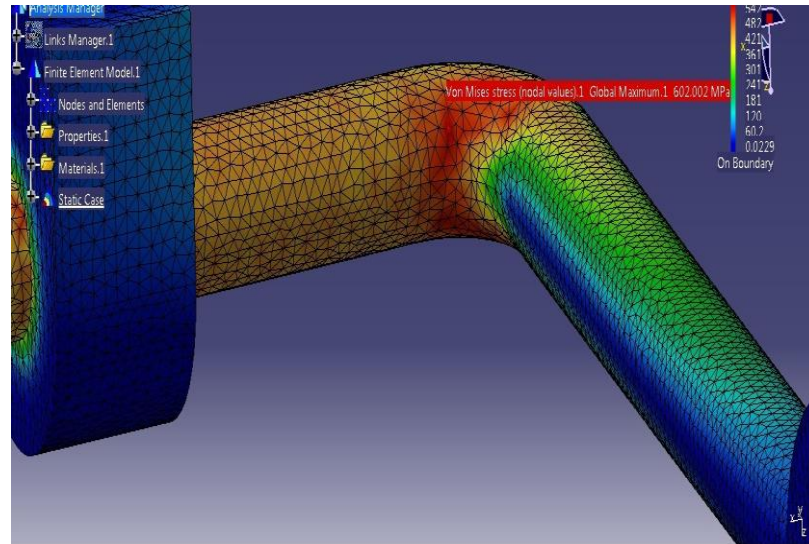


Şekil 5.5: Süspansiyon kolunun 3mm lineer quadratic mesh görüntüsü.

Analiz sonucunda Şekil 6.8,6.9, 6.10’da görüldüğü üzere burulma kolunun maruz kalacağı maksimum gerilme değeri olan, kolu 45 derece kurmak için gerekli kuvvetin üzerinde olan 15000N yükleme altında elde edilen gerilmelerin tehlike teşkil edecek seviyede olmadığı görüldü. Tasarımı yapılan kol etkiyen kuvvetler altında sadece kurulmuş ve düşme etkisi tekerlek ve süspansiyondan gövdeye geçmemiştir.(Şekil 5.6) (Şekil 5.7)



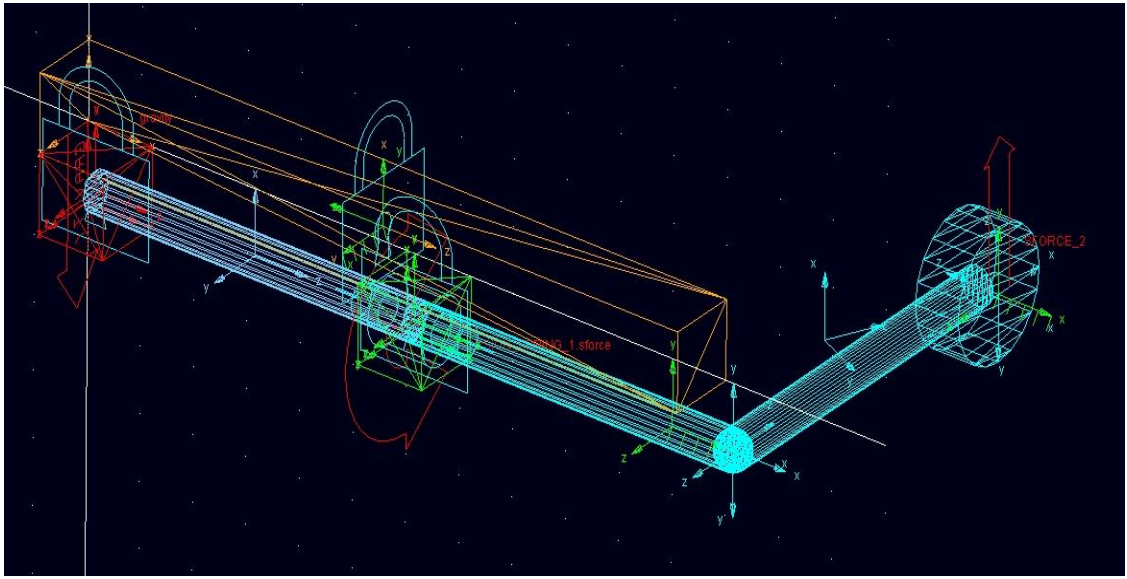
Şekil 5.6: Süspansiyon kolunun 15000 N değerindeki maksimum yük altında analiz sonucu.



Şekil 5.7: Süspansiyon kolunun 15000 N değerindeki maksimum yük altında analiz sonucu maksimum gerilmenin olduğu noktalar.

Süspansiyon sisteminin, istenildiği gibi 15000 N kuvvet altında yaklaşık 45 derece (0,787 rad) kurulup kurulamayacağını anlaşılmaması, süspansiyon ile gövdenin hareket esnasındaki yer değişimleri arasındaki ilişkinin tayini amacıyla süspansiyon sistemi Adams MSC programı yardımıyla modellenmiş ve incelenmiştir. (Şekil 5.8)

Benzer şekilde tutucular yardımıyla şaseye bağlanmış burulma kolunun ucuna, tekerden gelen kuvvetleri temsil etmesi amacıyla 15000 N'luk bir yük uygulanmış ve bu yük altında kolun burulma açısı ölçülmüştür. Yay malzemesinin elastiklik yalpa sertliği 6000 Nm/rad olarak atanmıştır. Programdan elde edilen sonuçlar, uygulanan kuvvetin mili istenildiği gibi yaklaşık 45 derece kurduğunu göstermektedir.

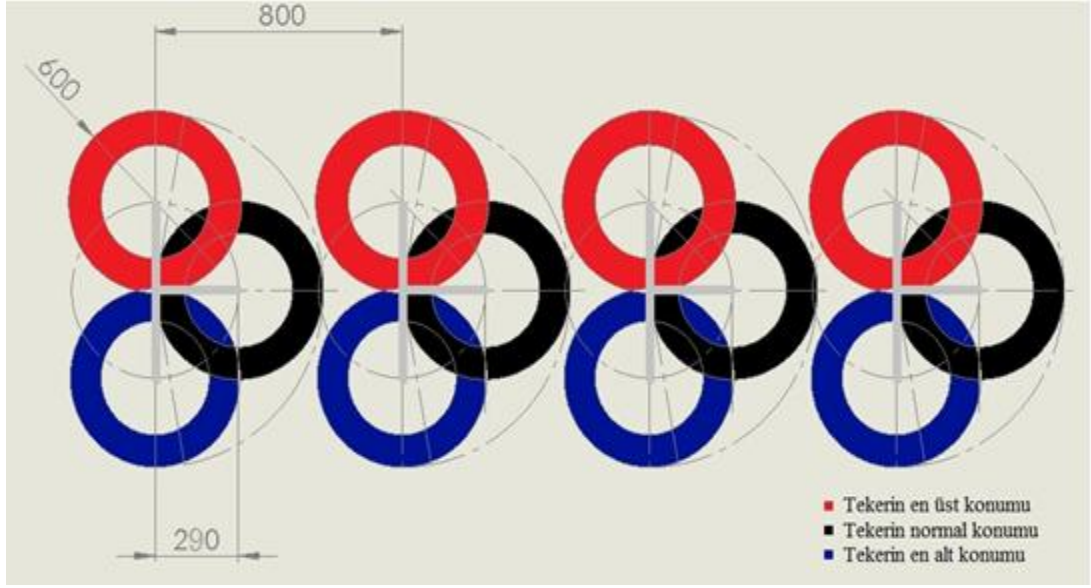


Şekil 5.8: Süspansiyon kolunun simülasyon modeli.

Taşıt bir engelle karşılaştığında, engelle ilk temasın lastik ile olması istenmektedir. Bunun nedeni yüksek sayılabilecek bir seyir hızında engelle ilk karşılaşılabilecek parçanın ciddi bir hasar ile karşı karşıya kalabilme ihtimalidir. Bu nedenle taşıt lastiğinin yarıçapı, kol boyundan fazla olmalıdır. Kol boyu 290 mm olarak belirlendikten sonra, lastik çapının 600 mm olması uygun ve yeterli bulunmuştur.

Bir tekerlek, hareket edebileceği yayın en alt ya da en üst noktasında, bir yanındaki tekere en yakın halini alır. Bu durumda iki tekerin birbirine temas etmemesi için iki kol tutucu eksenleri arasındaki gerekli mesafenin en az 800 mm olması gerektiği geometrik çıkarımlardan elde edilerek saptanmıştır. (Şekil 5.9)

Taşıtın tekerlek çapı ve konumlandırmasına karar verildikten sonra taşıt boyu bu kabuller nedeniyle en az 3000 mm olmak durumundadır.



Şekil 5.9: Tekerleklerin her birine ait hareket yayları içerisinde birbirleri ile temas etmemeleri için gerekli şekilde konumlandırılması.

Taşıt tekerleri dönme esnasında açısal sapma yapamayacağından, taşıt seyri bakımından taşıt uzadıkça, dönme hareketi esnasında tekerlerdeki sürtünmede artış gözlenecektir. Ayrıca taşıt ebatlarının artması taşıt ağırlığına da olumsuz yansıyacağından taşıtın minimum uzunluk değeri olan 3000 mm uzunluğunda olması uygun bulunmuştur.

Kol boyutlandırması sırasında yüksek hareket açısı ihtiyacını karşılayabilmek amacıyla kol boyu 500 mm seçilmiştir. Bu değerle birlikte tekerler için gerekli çamurluk açıklığı hesaba katıldığında araç genişliğinin en az 1500 mm olması gerektiği görülmektedir. Benzer sebeplerle, taşıtın ebatlarını minimumda tutma amacıyla 1500 mm uygun görülmüştür.

Taşıtı kullanacak kişi ve yolcu olmak üzere iki kişinin araç içinde konforlu şekilde hareket edebilmesi için aracın ergonomik standartlar ölçüsünde belirlenmiş yüksekliğe ve hareket alanına sahip olması gerekmektedir. 180 cm boyunda bir insanın konfor ve antropometri verileri ışığında, sürücü ve yolcunun aracın içine rahat girip araçtan rahat çıkabilmesi için gerekli yükseklik 1475 mm olarak belirlenmiştir. Araç yüksekliğinin artması taşıtın ağırlık merkezini yukarı çekip taşıtın seyir halindeki dinamik davranışını olumsuz etkileyeceği için mümkün olduğunca düşük tutulmak istenmiştir.

Taşıtın orta gövdesinde, iki çamurluk arasında kalan ve sürücü ve yolcunun güvenli ve konforlu seyri için ayrılmış 550 mm genişlikte ve taşıt boyunca uzanan bir bölüm mevcuttur. Bu bölümde sürücü ve yolcu koltuğunun yanı sıra, jeneratör ve aküler de konumlandırılacaktır.

5.2.2 Gövdenin mukavemet analizi

Süspansiyon sistemi ile ilgili büyüklükler belirlendikten sonra tekerlek çapı seçilmiştir. Tekerlek çapı taşıtın boyutlarına etki ederek onların belirlenmesinde antropometrik verilerle birlikte rol oynamıştır.

Bu aşamaya kadar boyutlandırmalar ışığında tasarlanan konstrüksiyona, koruyucu kafesin sürücü ve yolcuyu devrilme ve çarpmalara karşı koruyuculuğunu test etmek amacıyla gövde, farklı malzemeler kullanılarak ve gerekli eklemeler yaparak sonlu elemanlar metodu ile mukavemet analizi uygulanmıştır.

Analiz sonucunda elde edilmek istenen durum, sürücü ve yolcu üzerindeki koruyucu kafeste oluşacak deformasyonun, sürücü ve yolcuyu önemli yaralanmalardan korumak amacıyla yüzde 10 mertebelerinde tutulmasıdır. Başka bir deyişle taşıtın ön tarafından etkiyen 20000 N' luk kuvvet altında koruyucu kafesin ilk hacminin yüzde 90'ını koruması amaçlanmaktadır.

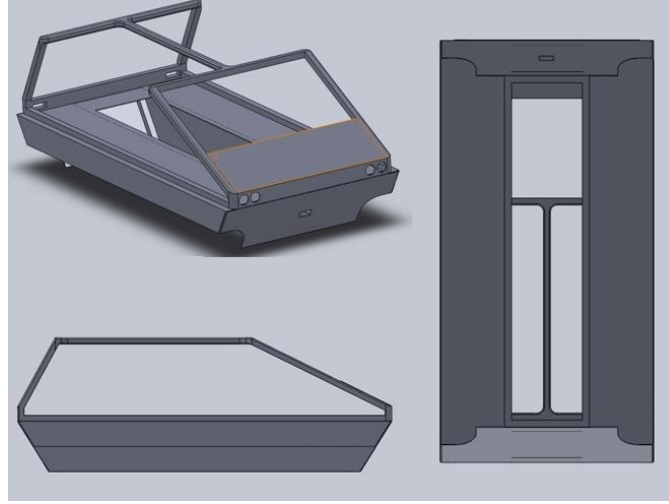
Taşıt ağırlığı, önemli bir tasarım parametresidir. Taşıt ağırlığı azaldıkça süspansiyon sisteminden, ihtiyaç duyulacak tork değerlerine kadar önemli tasarım basamaklarında maliyet ve hacim açısından daha iyi çözümler elde edilecektir. Bu sebeple ilk önce gövde malzemesi olarak alüminyum kullanılması denenmiştir. Böylece taşıt ağırlığının önemli bir yüzdesini teşkil eden gövde ağırlığından tasarruf edilmek amaçlanmıştır. Sonraki basamaklarda ise öncelikle daha sağlam bir malzeme tercih edilerek istenen mukavemet şartının sağlanıp sağlanmadığı araştırılmıştır. Sürücü ve yolcuyu korumakla görevli koruyucu kafese optimizasyon basamaklarında gerekli durumlarda ek destek barları dahil edilerek analize devam edilmiştir.

i. Analizin Birinci Basamağı

İlk adımda taşıt ağırlığını önemli ölçüde düşüreceği için alüminyum profiller kullanılarak gerçekleştirilen tasarım test edilmiştir. Taşıtın ön kısmından, taşıtın seyir esnasında sert bir cisme çarpmasını temsil etmesi için 200000 N'luk bir yük uygulanmıştır. Tasarlanan modele malzeme olarak 5250-H32 alüminyum alaşımı seçildi. (Şekil 5.10)

Malzeme Özellikleri:

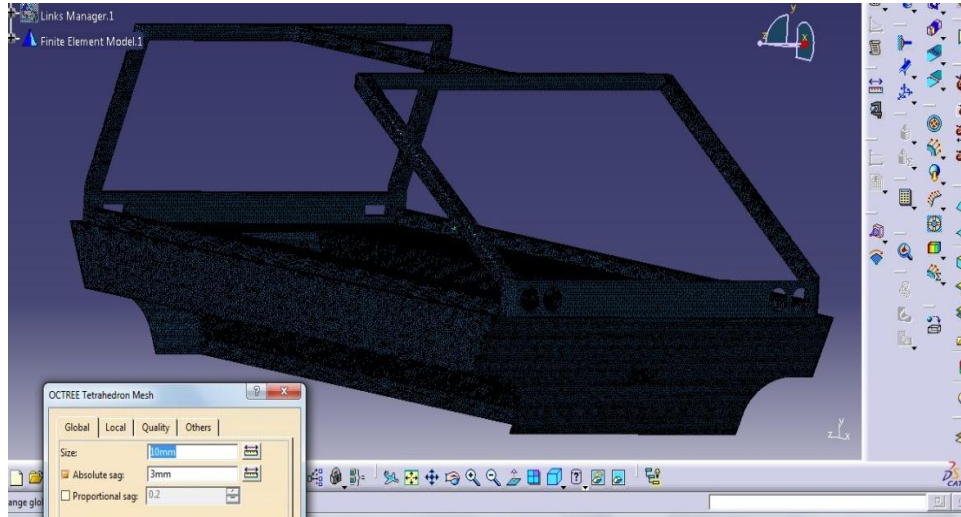
Elastikiyet Modülü	7e+010	N/m ²
Yırtılma Modülü	2.59e+010	N/m ²
Gerilme Mukavemeti	230000000	N/m ²
Akma mukavemeti	195000000	N/m ²



Şekil 5.10: Gövde imalatında Alüminyum kullanıldığı durumdaki analiz basamağı için gövde yapısı.

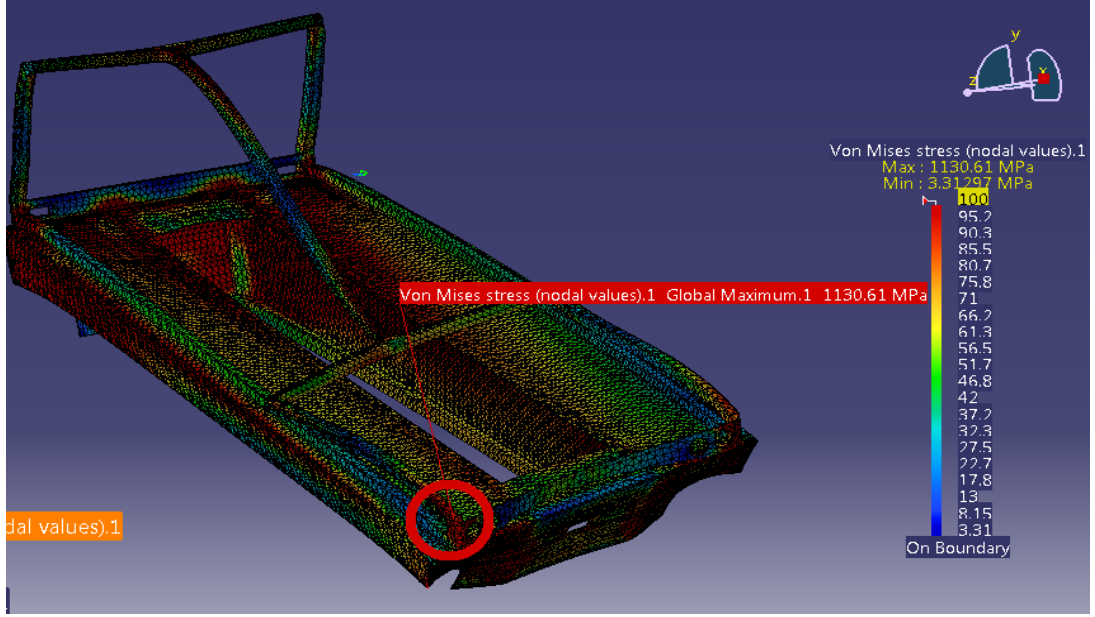
Gövdenin Mesh özellikleri: Size: 20 mm

Absolute Sag: 10 mm olarak seçildi. Mesh tipi lineer mesh olarak atandı. (Şekil 5.11)



Şekil 5.11: Materyal olarak alüminyum kullanıldığı durumdaki gövdenin 20 mm lineer tip meshli hali.

Analiz sonucunda, şekil 5.12’de görüldüğü gibi gövde tasarımında önemli bir eksik saptanmamasına rağmen, uygulanan kuvvet sonucunda gövdenin bazı kısımlarında atanmış malzeme olan 5250-H32 alüminyum alaşımının akma sınırı olan 195000000 N/m^2 değerinden daha yüksek gerilmeler saptanmıştır. (Maksimum gerilme değeri 334 MPa)(Şekil 5.12). Analizin ikinci aşamasında malzeme cinsinde değişikliğe gidilmiştir.



Şekil 5.12: Materyal olarak alüminyum kullanıldığı durumda, aracın önünden uygulanan 20 kN yük altında gövdede meydana gelen deformasyonlar.

ii. Analizin İkinci Basamağı

Malzeme olarak 1020 malzeme çeliği seçildi.

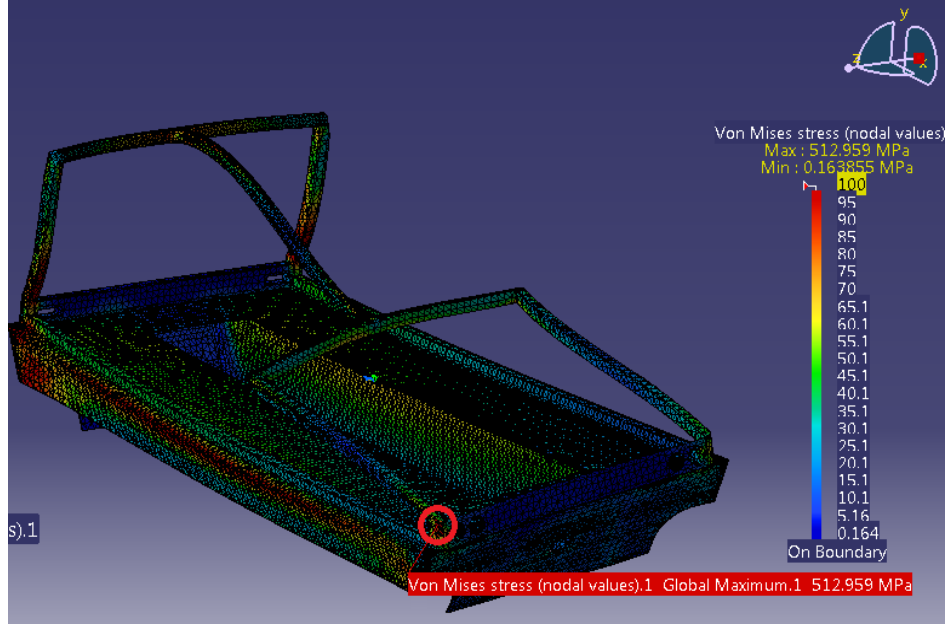
Mesh boyutu ve tipi değiştirilmedi.

Malzeme Özellikleri;

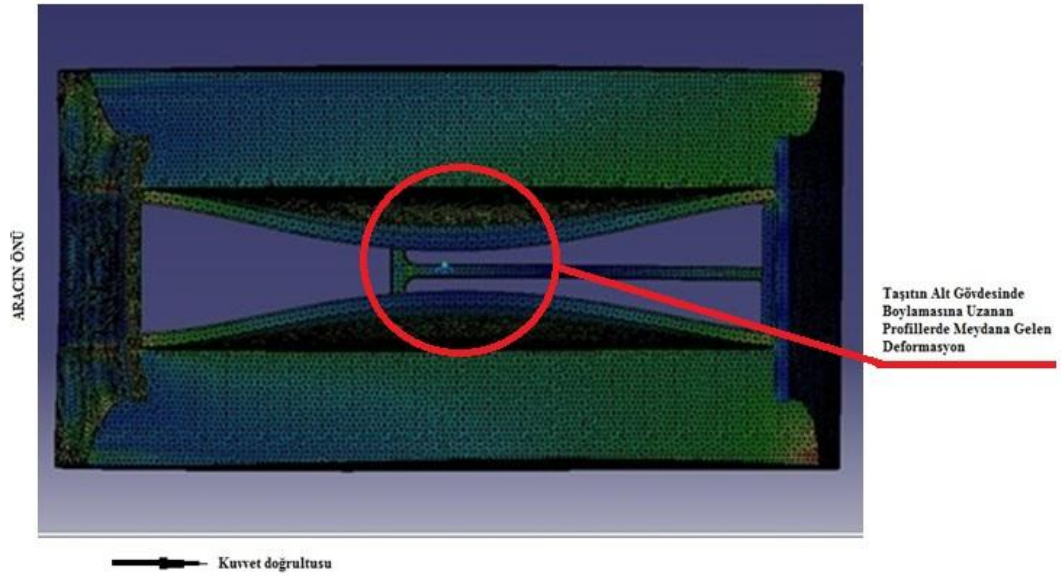
Ela stikiyet Modülü	2e+011	N/m^2
Yırtılma Modülü	7.7e+010	N/m^2
Gerilme Mukavemeti	420507000	N/m^2
Akma mukavemeti	351571000	N/m^2

İkinci analiz sonucunda, 1020 çeliğinin akma gerilme değeri olan 351571000 N/m^2 değerinden daha yüksek gerilmeler saptanmamıştır. (Maksimum gerilme değeri 242 Mpa). Bununla birlikte, gövdenin alt kısmında ve özellikle koruma barlarında

önemli deformasyonlar gözlenmiştir. Optimizasyonun üçüncü basamağında gövde tasarımında değişikliğe gidilmiştir. (Şekil 5.13) (Şekil 5.14)



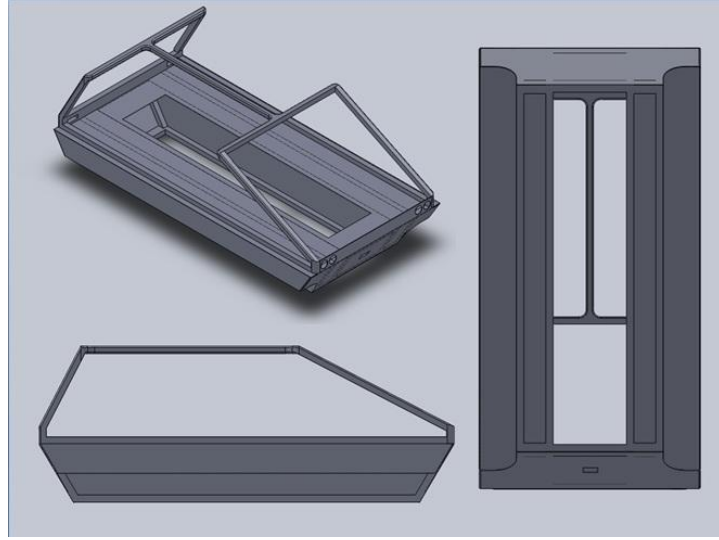
Şekil 5.13: Materyal olarak çelik seçildiği durumda, aracın önünden uygulanan 20 kN'luk yük etkisi altında gövde meydana gelen deformasyonlar.



Şekil 5.14: Materyal olarak çelik seçildiği durumda, aracın önünden uygulanan 20 kN'luk yük etkisi altında alt şasede meydana gelen deformasyonlar.

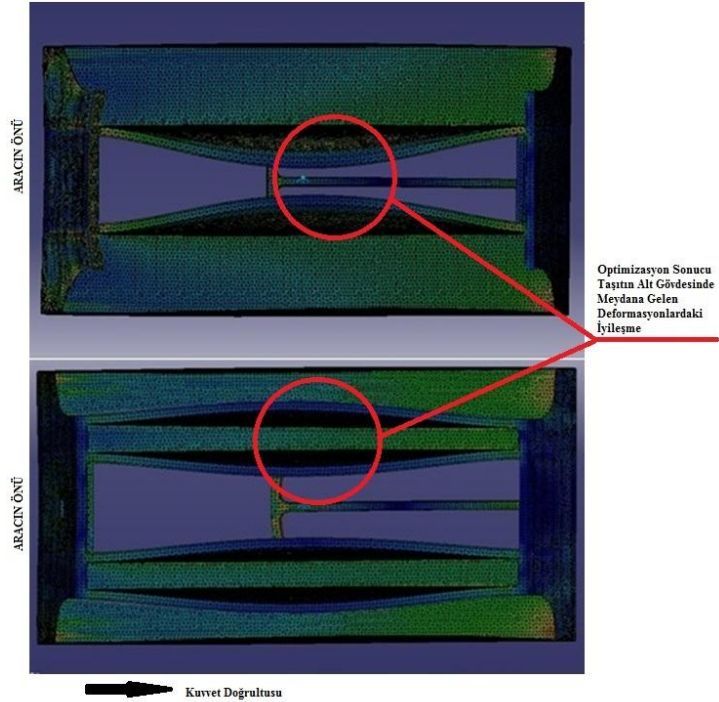
iii. Analizin Üçüncü Basamağı

Malzeme değiştirilmedi. Gövdenin alt kısmına 50*50 profilden 2 adet bar eklendi. Mesh boyutu ve tipi değiştirilmedi. (Şekil 5.15)



Şekil 5.15: Analizin üçüncü basamağında, alt şaseye iki adet 50x50*3,2 metal profil eklenerek elde edilen gövde yapısı.

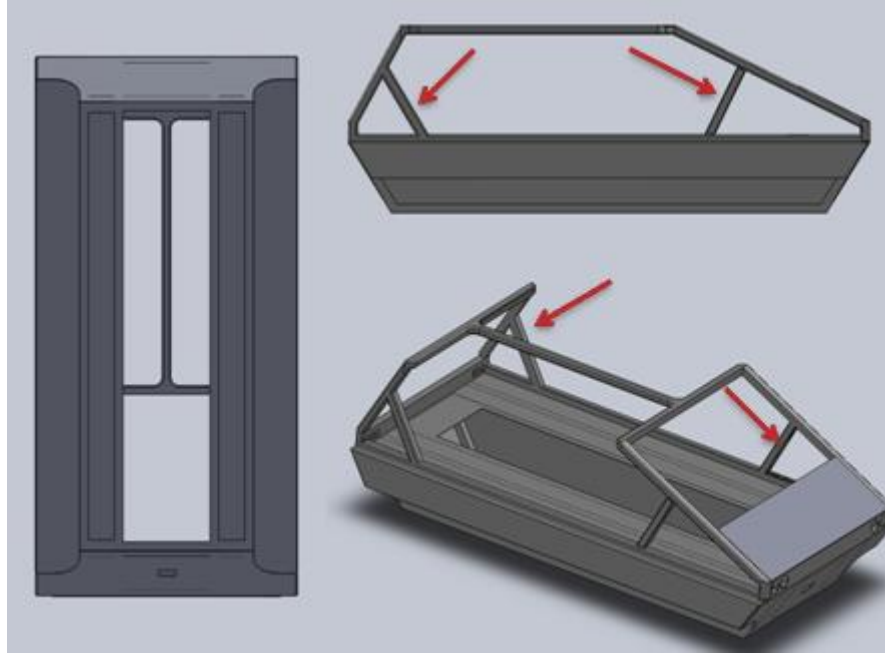
Üçüncü analiz sonucunda, gövdenin alt kısmında meydana gelen sehimde önemli ölçüde azalma görüldü. Optimizasyonun dördüncü basamağında koruma barlarının güçlendirilmesi üzerine çalışıldı. (Şekil 5.16)



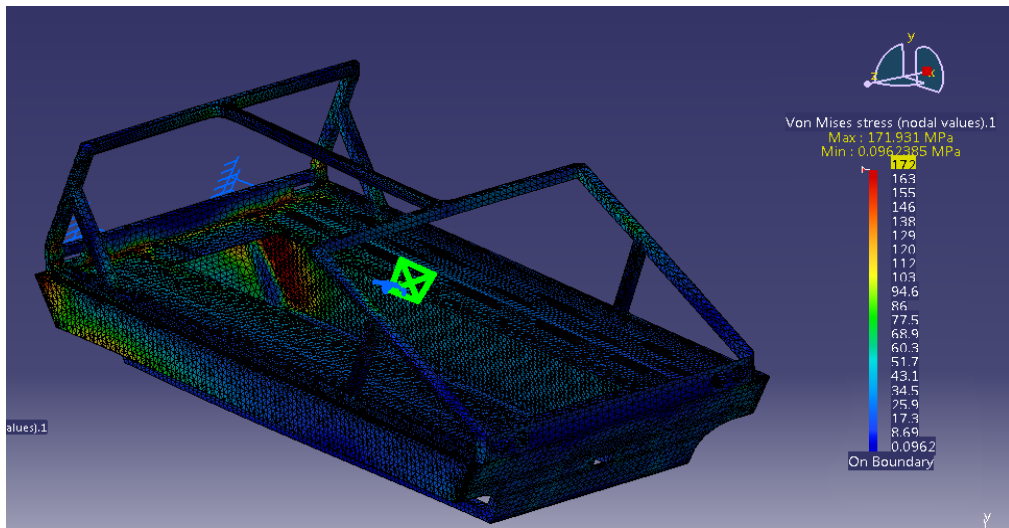
Şekil 5.16: Analizin üçüncü basamağında alt şaseye iki yeni bar eklenmesi durumu ile ikinci aşamadaki durumun göre aracın alt şasede meydana gelen deformasyonları açısından karşılaştırması.

iv. Analizin Dördüncü Basamağı

Malzeme değiştirilmedi. Koruma barlarına 90 derecelik iki adet destek eklendi. Mesh boyutu ve tipi değiştirilmedi. (Şekil 5.17) (Şekil 5.18)



Şekil 5.17: Koruyucu kafeste meydana gelen iyileştirmenin ardından dördüncü analiz için kullanılacak gövde yapısı.



Şekil 5.18: Koruyucu kafeste meydana gelen iyileştirmenin ardından dördüncü analiz sonucu.

Kritik Gerilme Değeri: 171 MPa

Malzemenin Maksimum Akma Mukavemeti: 420 MPa

Yapılan dördüncü analiz sonucunda, koruma barlarının deformasyonunda istenen ölçüde azalma gözlemlendi. Yapılan dört analiz sonunda, aracın gövdesinde oluşan

maksimum gerilmelerin, malzemenin akma sınırının altında kalması ve kritik noktalardaki deformasyonların kabul edilebilir seviyelerde görülmesi nedeniyle optimizasyon tamamlandı.

5.3 Motor Gücü Hesabı

Süspansiyon ve gövde boyutlandırması yapılan taşıtta, hub DC motorların kullanılması ağırlık, hacim avantajları dolayısıyla kullanılmasına karar verildiği belirtilmiştir. Taşıtın motor gücü belirlenirken her motor için bir hız ve tork değeri belirlemek gerekmektedir. Bu sebeple daha önce yapıldığı gibi taşıt ağırlığının 10000 N ve ağırlık merkezinin ortada olduğu kabulüyle hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. İhtiyaç duyulan en yüksek güç ve hız değeri belirlenirken taşıtın maksimum hız değeri kabulü kullanılmıştır. Zorlu zemin koşullarındaki yuvarlanma direnç katsayısı 0.3, düz yol içinse 0.015 alınmıştır. 0.3 değeri sahil gibi kum kaplı zeminler için kabul edilen yüksek bir yuvarlanma direncidir.

Hesaplama tork ve güç ihtiyaçları sırasıyla Düz, asfalt yolda, maksimum hızda seyir halinde; maksimum tırmanışta, asfalt yolda düşük seyir hızında; düz, kum yolda, maksimum hızda seyir halinde ve maksimum tırmanışta, kum yolda düşük seyir hızında iken hesaplanmıştır. Hesap sonucunda uygun bir motor seçimi için düşük seyir hız değerleri düşürülerek tekrarlanmıştır.

Taşıtın motor gücü hesabında kullanılan değerler aşağıdadır:

Düz yolda en yüksek hız: 70 km/h

En yüksek tırmanma eğimi: 45derece

Yuvarlanma direnç katsayısı: Asfalt yol için 0.015

Kum üzerinde 0.3

Taşıt ağırlığı: 1030 kg

Aracın iz düşüm alanı: 1.7 m²

Havanın yoğunluğu: 1,25 kg/m³

Aerodinamik Direnç Katsayısı: 0.8

Düz, asfalt yolda, maksimum hızda seyir halindeyken toplam direnç;

Yuvarlanma Direnci,

$$W_R = 151,56 N$$

Rüzgar Direnci;

$$W_w = 340 N$$

Eğim olmadığı için yokuş direnci yoktur.

$$W_T = 491,56 N$$

Gerekli tork ve güç;

$$T = 16,6 Nm$$

$$P = 1.22 kW$$

Maksimum tırmanışta, asfalt yolda düşük seyir hızında toplam direnç,

Yuvarlanma Direnci $W_R = 107.17 N$, Rüzgar Direnci $W_w = 0.85 N$, Yokuş direnci,

$W_B = 7144.81 N$ Toplam direnç, $W_T = 7252.84 N$ dur.

Gerekli tork ve güç $T = 244,78 Nm$; $P = 0.9 kW$ olur.

Düz, kum yolda, maksimum hızda seyir halindeyken gerekli tork ve güç $T = 113,78 Nm$, $P = 8,42 kW$ olur.

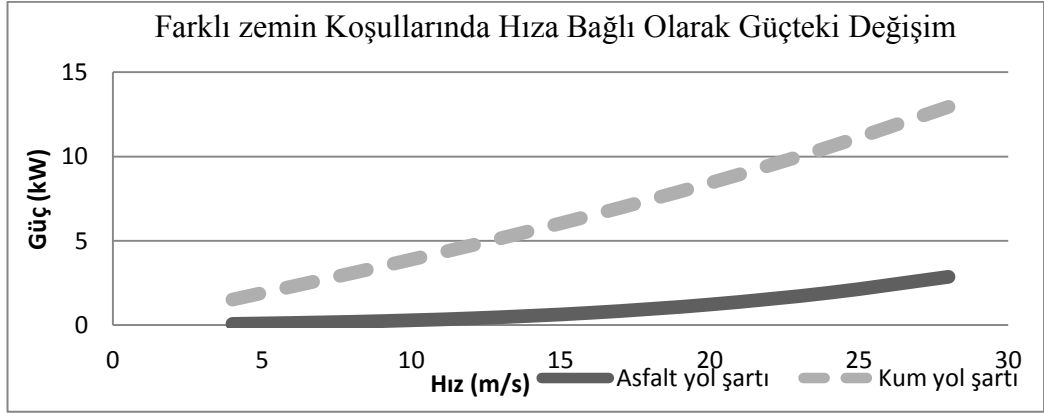
Maksimum tırmanışta, kum yolda düşük seyir hızında gerekli tork ve güç ,

$T = 313,50 Nm$, $P = 1.16 kW$ olur.

Taşıtın düz ve asfalt yolda, 70 km/h hızla ilerlemesi için gerekli güç değeri 1,22 kW iken, sadece yolun yuvarlanma direnç katsayısının değiştiği durumda, aynı hızda seyredebilmesi için gerekli güç değeri 8 kW değerini geçmektedir. Kum zeminde 70 km/h hız yerine 20 km/h bir hızı yeterli kabul ettiğimizde ihtiyaç duyulan güç 2,21 kW değerlerine düşmektedir. **(Şekil 5.19)**

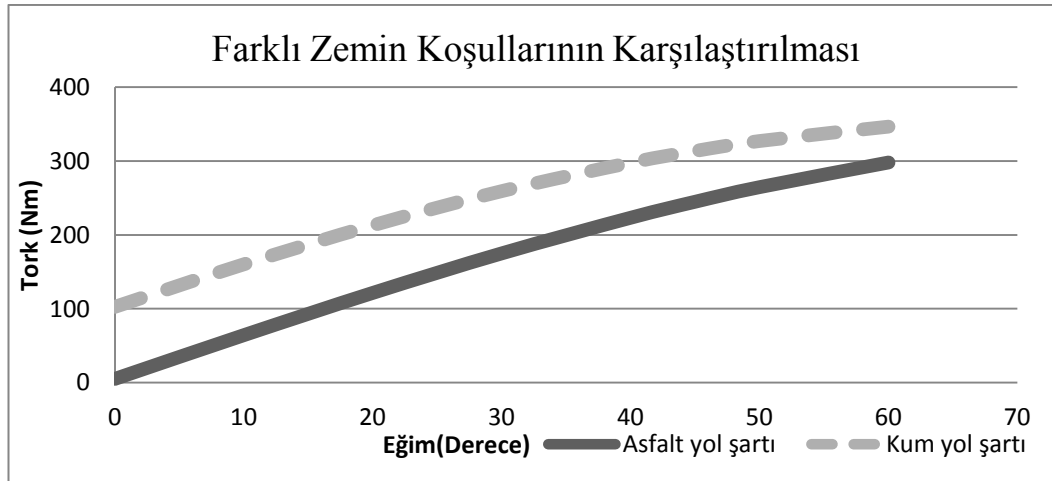
Aracın kum gibi zorlu zemin koşullarında seyir oranının düşük olması nedeniyle bu hız değeri makul kabul edilebilir. Benzer şekilde taşıtın maksimum yokuş direncine maruz kalacağı 45 derece eğimli yolda seyri sırasında araçtaki tork ve güç ihtiyacı çok büyük ölçüde artış gösterecektir. Asfalt zemindeki bir tırmanma prosesinde, 3,6 km/h seyir hızı için gerekli güç değeri 5 kW civarında olacakken, 3,6 km/h 'lık bir hızda bu değer 0,9 kW dolaylarına inecektir. Kum zeminde gerekli güç değeri daha

da artacak, 45 derece eğimli yolda 10km/h hızda seyir halindeyken gerekli güç değeri 3,22 kW olurken, hız 3,6 km/h seviyelerine indiğinde güç değeri önemli ölçüde düşecek ve 1,16 kW olacaktır. (Şekil 5.20)



Şekil 5.19: Yapılan hesaplamalar ışığında farklı zemin koşullarında hıza bağlı olarak güçteki değişim.

Sürüş esnasında en fazla tork ihtiyacı, eğimli zemin koşullarında oluşacaktır. Taşıtın asfalt zemin üzerinde 45 derecelik eğimli yol şartında, lastik ile yol arası tutunmanın yeterli olduğu kabulüyle ve 3,6 km/h sabit hızla yaklaşık 250 Nm'lik bir momente ihtiyacı olacaktır. Kum zeminde ise bu ihtiyaç yaklaşık 313 Nm değerlerine çıkacaktır.



Şekil 5.20: Yapılan hesaplamalar ışığında farklı zemin koşullarında eğime bağlı olarak torktaki değişim.

Hesaplamalardan elde edilen fikirler ışığında taşıt için gerekli tork ve güç değerinin minimum, aracın asfalt yol şartında 70 km/h ve kum yol şartında 20 km/h hızla

seyrine imkan sağlayacak, 45 derece eğimli arazi şartında ve yüksek yuvarlanma direnç katsayılarında sürüşünü devam etmesine olanak sağlayacak yeterlilikte olması gerektiğine kanaat getirilmiştir. Genel olarak 1,2 emniyet faktörü ile genişletilmiş tork ve moment değerleri kullanılarak istenilen motor karakteristiği elde edilmiştir.

Gerekli tork değeri,376 Nm;Gerekli güç değeri 2,50 kW hesaplanır. (**Çizelge 5.1**)

Çizelge 5.1’ deki tork ve güç değerlerini istenilen devirlerde sağlayan, hub motor olduğu için taşıt tasarımı için hacim ve ağırlık anlamında avantaj sağlayan, benzeri hibrit uygulamalarda kullanılmış olan Mitsuba marka MAST30S model isimli hub motorun her teker için bir adet olmak üzere kullanılmasına karar verilmiştir. (**Şekil 5.21**) (**Şekil 5.22**)

Çizelge 5.1: Motorun karakteristik özellikleri.

HIZ (km/h)	DEVİR (rpm)	TORK (Nm)	GÜÇ (Kw)
3,6	9,8	376	1,39
20	196,5	123,8	2,54
70	687,9	19,8	1,464

MAST30S		Motor Controller	
Voltage	48V	Nominal voltage	48V
Current	40A	Workable voltage	40V~60V
Power	2.7kW	Current limit	50A
Speed	850rpm	Peak current/30 sec	100A
Torque	41Nm	Cooling	Air / fan
Efficiency	>92%	Weight	2.3kg
Weight	11kg	Regenerative/Battery protection	



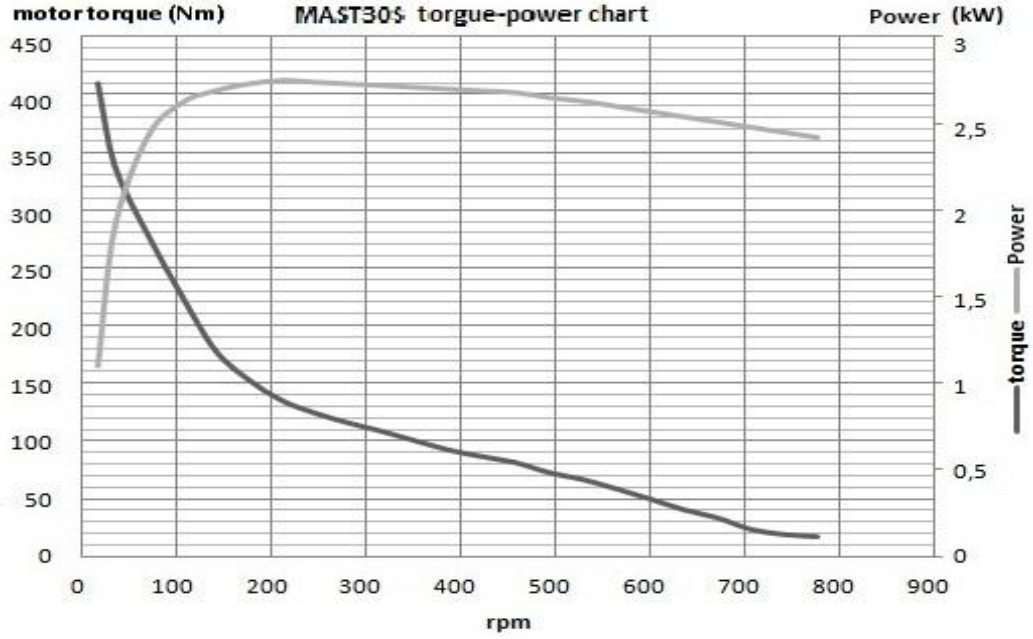
Şekil 5.21: MAST30S Hub motorun karakteristik özellikleri.

Maksimum güç: 2,7 kW, Maksimum Tork: 411 Nm, Verimlilik:%92

Motorun gerçek tork ve güç değerini görmek için verimlilik değeri kaybı sonucu elde edilecek net güç ve tork değerine bakmamız gerekir.

$$2,7*0,92=2,484 \text{ kW}$$

$$411*0,92=378,12 \text{ Nm}$$



Şekil 5.22: MAST30S hub motor tork ve güç eğrileri.

Belirlenmiş hız değerlerinde (3,6, 20, 70 km/h) istenilen tork ve güç değerlerine ulaşılabildiği görülmektedir. (Çizelge 5.2)

Çizelge 5.2: MAST30S hub motor tork ve güç değerleri.

HIZ (km/h)	DEVİR (rpm)	TORK (Nm)	GÜÇ (Kw)
3,6	9,8	397	1,45
20	196,5	139,4	2,74
70	687,9	24,2	2,48

5.4 Batarya Ve Jeneratör Seçimi

Günümüz hibrit elektrikli araç uygulamalarında, yüksek maliyet ve ağırlık dezavantajları dolayısıyla, bataryalarının depolama kapasiteleri düşük tutulmak zorundadır. Günümüzde en çok bilinen hibrit elektrikli araçlarda tamamen batarya desteği ile alınan ortalama mesafe 15 ile 25 km arasında değişmektedir. Daha büyük bir kapasite seçimi menzili artıracak olmasına rağmen, ek ağırlık, ek hacim ve ek maliyet problemlerini beraberinde getirdiği için, belli bir sınırın korunması zorunludur. Tasarımı yapılan araç, kullanım özellikleri bakımından geleneksel

otomobillerden daha fazla güç gerektireceği için daha büyük kapasiteli bir akü yapılandırması gerekmektedir.

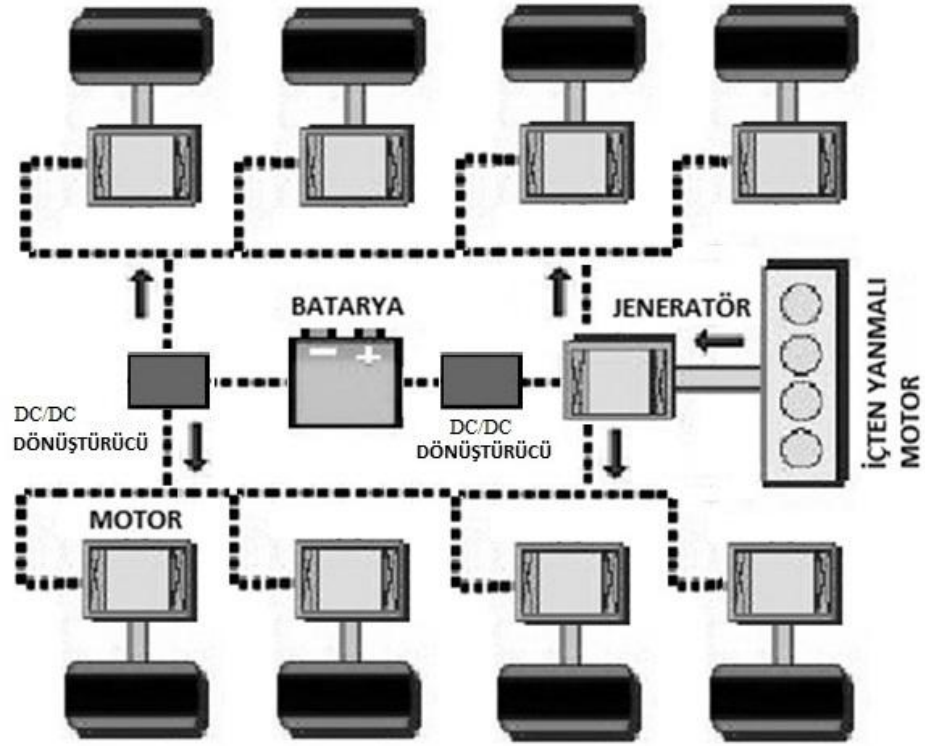
Ağırlık ve ilk yatırım maliyeti gözetilerek benzer uygulamalar ışığında, taşıtın üzerindeki bataryalar yardımıyla, jeneratör yardımı olmadan, tek şarjda, düz ve asfalt zemin koşulunda 50 km/h sabit hızda en az 50 km gidebilmesi istenmektedir. Ayrıca taşıtın zorlu arazi ve iklim şartlarında çalışması istendiği için seçilecek olan bataryaların da zorlu ilkim koşullarına dayanıklı olması gerekmektedir. Seçilecek olan akülerin aşırı sıcak ve soğuk hava koşullarına dayanıklı, suyla temas halinde sıkıntı yaşatmayacak ve sürücü ve yolcu güvenliği açısından tehlike yaratmayacak özellikleri taşıması beklenmektedir.

Benzer şekilde, mevcut hibrit elektrikli araç uygulamalarında, içten yanmalı motor desteği ile alınabilecek maksimum menzil 400 ile 1200 km arasında değişmektedir. Bu geniş menzil aralığının nedeni taşınan yakıt miktarına ve aracın güç gereksinimine göre değişmektedir. Arazi kullanımına yönelik tasarlanmış off-road ve SUV tipi hibrit elektrikli araçlarda bu sınır 400-700 km arasında değişmektedir. Bu uygulamalar ışığında Tasarımı yapılan taşıtın, üzerindeki bataryalar ve jeneratör yardımı ile, tek şarjda, düz ve asfalt zemin koşulunda 50 km/h sabit hızda en az 700 km gidebilmesi istenmektedir. Başka bir deyişle, taşıtın batarya desteği ile alması öngörülen mesafe 700 km' den düşüldüğünde kalan kısmın jeneratör tarafından tamamlanması istenmektedir.

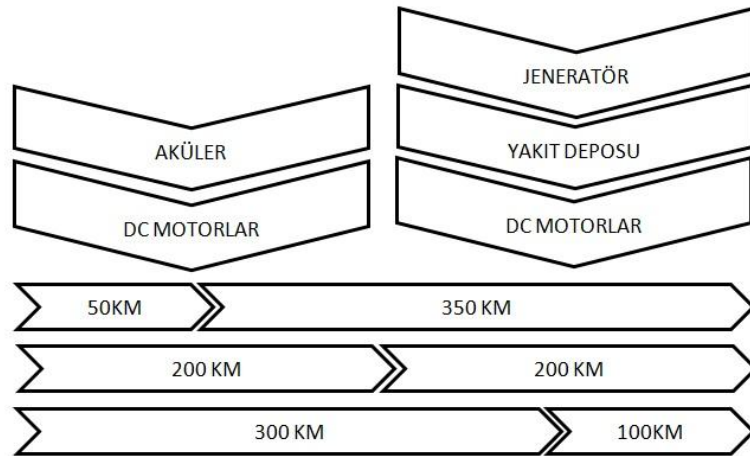
Bunun sağlanabilmesi için iki çözüm mevcuttur. Birincisi seri hibrit sistemdir. İkinci çözüm ise paralel hibrit sistemdir.

5.4.1 Seri hibrit sistem tasarımı

Seri hibrit elektrikli araç tasarımında, kullanılan jeneratör hem bataryaları şarj edecek hem de hareketi sağlayan hub motorları besleyecektir. Yüksek akım gereklerinde bataryalar devreye girerek akım farkını taşıta sağlayacaklardır. Bu durumda 700 km' lik menzilin 50 km' den az olmamak kaydıyla kaç km' lik kısmının bataryaların ilk şarjıyla alınacağını öngörülmesi gerekmektedir. Bu mesafe arttıkça, akülerin Ah cinsinden kapasiteleri artacak, bu da akü sayısı, hacmi ve ağırlığının artmasına neden olacaktır. Gerçekçi bir analiz yapılabilmesi için birinci çözüm üç basamakta incelenecek, bataryalar 50 km, 200km ve 300 km menzil için boyutlandırılıp maliyet ve ağırlık değerleri karşılaştırılacaktır. (Şekil 5.23) (Şekil 5.24)



Şekil 5.23: Seri hibrit tasarımda jeneratör ve bataryalardan istenen enerji dağılımı.



Şekil 5.24: Seri hibrit tasarımda jeneratör ve bataryalardan istenen enerji miktarı dağılımı.

Taşıtın üzerindeki bataryalar yardımıyla, jeneratör yardımı olmadan, tek şarjda, düz ve asfalt zemin koşulunda 50 km/h sabit hızda sırayla en az 50, 200 ve 300 km gideceği kabul edilmiştir.

$$50 \text{ km/h} = 13.89 \text{ m/s}$$

$$\text{tekerçapı } D = 600 \text{ mm}$$

Tekerlek çevresi=1.88m

Gerekli motor devri

443.3 rpm

443.3 devirde motorlardan her birinin vereceği güç maksimum yaklaşık 2700 W olacaktır. Gerekli tork ve güç 5.3 numaralı denklemden;

$T = 16,6 \text{ Nm}$; $P = 0,54 \text{ kW}$ olarak bulunur.

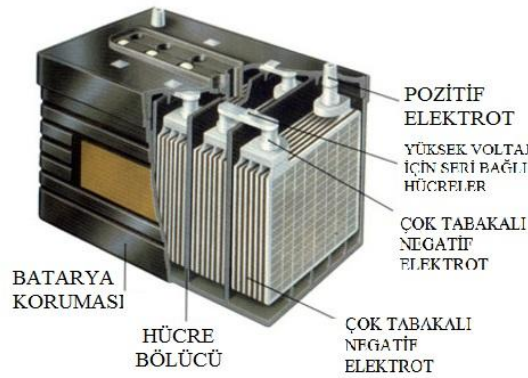
İhtiyaç duyulan güçte, bir motor için her biri üzerinde 6 tane 1.2 V'luk hücre taşıyan 19 adet plakanın birbirine seri bağlanması ile elde edilmiş her biri 1.44 kWh, 136,8 V gerilim değerine sahip bataryalardan her bir motor için çekilecek akım miktarı,

$$P=V \cdot I \quad (5.2)$$

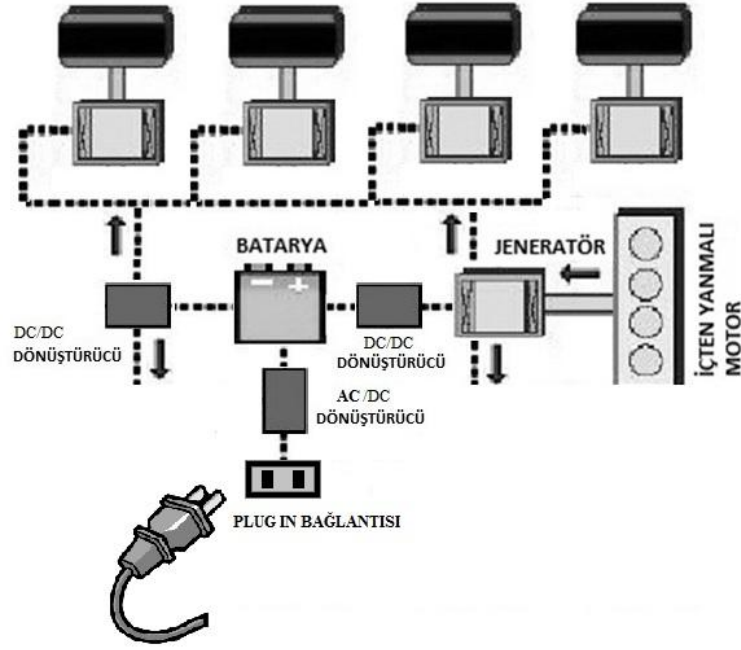
$I=4 \text{ A}$ dir.

İstenilen hız değerinde 50 km' lik mesafede gerekli batarya kapasitesi,16 Ah olur. İstenilen hız değerinde 200 km' lik mesafe için gerekli pil kapasitesi 64 Ah; 300 km' lik mesafede gerekli batarya kapasitesi ise 96 Ah olur. Bu da 50 km için 4, 200 km için 16, 300 km için ise 24 batarya gerekecektir. Kullanılan li on bataryaların çok pahalı olması ve 25 bataryanın çok büyük ağırlık ve hacim gerektirmesi nedeniyle en fazla 50 km' lik menzil seçilmek durumunda kalınmıştır. (Şekil 5.25)

Seçilen bataryaların Avrupa standartlarındaki 230 V' luk bir alternatif kaynağınca da şarj edilebilir olması istenmektedir. Bu nedenle tasarıma bir AC/DC dönüştürücü eklenmiştir. Şebekeden gelen akım değeri ile bataryaların tam dolu olması için 8 saatlik süre gerekecektir. (Şekil 5.26)



Şekil 5.25: Taşıtta kullanılan Li ion batarya iç yapısı.



Şekil 5.26: Taşıtta kullanılan bataryaların Avrupa standart şebeke elektriği karakteristiği olan 230V/50Hz değerlerinde şarj olmasını sağlayan plug-in hibrit elektrikli taşıt sistem şeması.

Seri hibrit sistemde hem bataryaları şarj edecek, hem de hub DC motorlar besleyecek DC bir jeneratör seçimi yapılmıştır. Jeneratör boyutlandırılırken düz ve asfalt bir yolda, 50 km/h sabit hızda motorların ihtiyaç duyacağı toplam akım değeri hesaplanır.

$$I_{\text{toplam}}=90 \text{ A}$$

Jeneratörün toplamla 48 V gerilim değerinde 90 A akım verebilmesi gerekmektedir. Motorların maksimum zorlanma durumlarında anlık ihtiyaç duyacakları anlık toplam akım değeri,

$$I_{\text{max}}=425 \text{ A}$$

425 A değerini verebilecek jeneratör seçimi, taşıtın taşıyabileceği jeneratör büyüklüğünün çok üzerinde ve aşırı güçlü bir seçim olacağından mümkün değildir. Taşıtın yüksek zorlanma anında gerekli bu akım değerlerine ulaşabilmesi gerektiğinden çözüm olarak, taşıtın anlık yüksek akım ihtiyaçlarını karşılamak için mevcut olan bataryalar jeneratöre paralel olarak bağlanıp istenilen akım jeneratör ve bataryalardan ortak olarak çekilecektir. Maliyet, ağırlık ve nominal akım değerleri göz önünde bulundurularak, taşıtın düz ve asfalt bir yolda 50 km/h hıza ulaşması için gerekli 8 motor için toplam akım ve güç değerini sağlayabilecek bir doğru akım

jeneratörü seçimi yapılmıştır. Seçilen jeneratör 86 kg olup, 48 V gerilim değerinde 156 A akım sağlamaktadır. Maksimum DC çıkış güç değeri 5.5 kW olan jeneratör dizel yakıt ile çalışmaktadır. Jeneratörün yakıt tüketimi 4,2 lt/sa olarak verilmiştir.

Çizelge 5.3'te boyutlandırması tamamlanan bataryaların farklı yol ve eğim koşullarında yaklaşık olarak verebileceği maksimum menzil değerleri görülmektedir.

Çizelge 5.3: Farklı seyir koşullarında menzil değerleri.

SEYİR KOŞULU	Menzil (km)	
	Batarya	Toplam
Düz ve asfalt yolda 50 km/h sabit hızlı seyir koşulunda	50	700
Düz ve kum zeminde 20 km/h sabit hızlı seyir koşulunda	17	240
%50 eğimde, asfalt yolda, 20 km/h sabit hızlı seyir koşulunda	23	320
%50 eğimde, kum zeminde, 3,6 km/h sabit hızlı seyir koşulunda	4,5	63

5.5 Taşıt Ağırlığı Ve Ağırlık Merkezinin Konumu

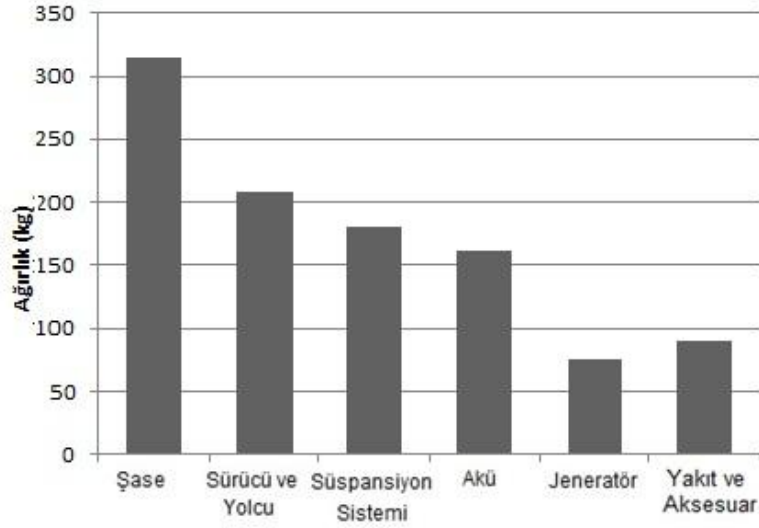
5.5.1 Taşıt ağırlık dağılımı

Taşıt ağırlığını teşkil eden parametreler, şase ve kaporta elemanları, dc motorlar, süspansiyon kolu tutucu ve bağlantı elemanları, dc motor sürücüleri, aküler, jeneratör, koltuk ve diğer çevre elemanlarıdır

Kol süspansiyon parçasının tasarımında, teker başına düşen taşıt ağırlığının burulma çubuğunun ön yükleme değeri olarak kullanıldığından, tasarım aşamasında olcukça önemli bir parametre olduğu belirtilmiştir. Motor seçimi ve hibrit sistem boyutlandırması esnasında kullanılan ağırlık değeri, ağırlı değıştikçe modifiye edilmiş ve kabul edilebilir hata payına ulaşınca kadar hesaplar tekrar edilmiştir.

Taşıtın kol boyutlandırması, gövde boyutlandırması, motor seçimi ve hibrit sistem tasarımı sonucunda elde edilen ağırlığına, 180 kg sürücü ve yolcu ağırlığı ve 50 kg akaryakıt miktarı ve koltuk ve far gibi diğer ekipmanlar için de tahmini olarak 50 kg eklenmiştir. Tasarımı tamamlanan şasenin kaporta elemanları ile birlikte toplam ağırlığı 315 kg' dır. Taşıt için seçilmiş dc motorların her birinin ağırlığı 11kg olup sürücüleri ve lastikleriyle birlikte her biri 21 kg olmaktadır. Süspansiyon kolu ve kol

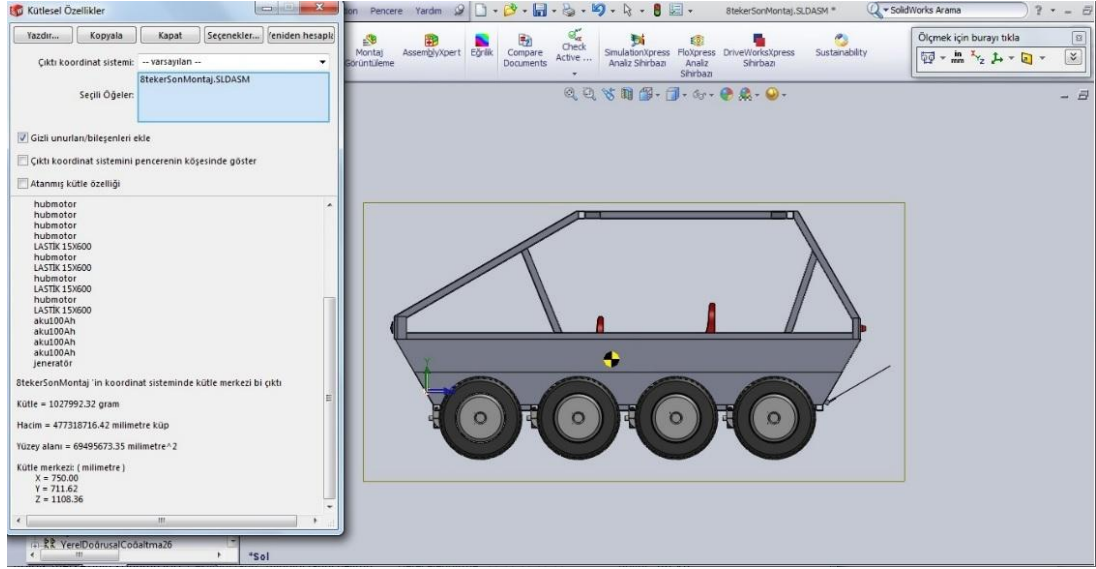
tutucular her bir teker için 5 kg' dır. Taşıt için seçilen 4 adet akü, her biri 40 kg olmak üzere 160 kg tutmaktadır. Seçilen jeneratör ise 75 kg' dır. Aracın iki kişilik yolcu ağırlığı 200 kg olarak alınmıştır. koltuk ve diğer kontrol ekipmanları ile birlikte aracın toplam ağırlığının 1030 kg civarı olduğu hesaplanmıştır. (Şekil 5.27)



Şekil 5.27: Taşıtın ağırlık dağılımı.

5.5.2 Ağırlık merkezinin konumu

Taşıtın ağırlık merkezinin konumu, süspansiyon sisteminin tasarımı açısından çok önemlidir. Düz bir zeminde, tekerlerin her birine yaklaşık olarak aynı ağırlık kuvvetinin etki etmesi, aracın stabilize için oldukça önem taşımaktadır. Bu sebeple araç içerisindeki parçalar konumlandırılırken, ağırlık merkezinin aracın ortasında ve mümkün olduğunca yere yakın olmasına dikkat edilmiştir. Şasenin simetrik yapısı, bu istenilen özelliğe büyük ölçüde yardım etmektedir. Bu amaçla araca ait aküler aracın orta konumuna yerleştirilmiştir. Yer darlığı nedeniyle jeneratör aracın arkasına konumlandırılrsa da, sürücü, yolcu koltuğu ve motor sürücülerini aracın ön tarafına yakın konularak dengelemeye gidilmiştir. Taşıtın ağırlık merkezi sürücü ve yolcu ağırlıklarının göreceli olmasından dolayı tam kestirilememekle birlikte, deposu tam dolu halde boş aracın ağırlık merkezi saptanmıştır. Taşıtın ağırlık merkezinin taşıtın boyuna ekseninde ve enine eksenine yaklaşık 80 mm arkaya daha yakın olduğu hesaplanmıştır. Şaseyi oluşturan profiller dahil ağırlığı oluşturan yapıların büyük çoğunluğunun yere yakın olması nedeniyle, ağırlık merkezinin düşey konumu istenildiği gibi yere yakın olmuştur. Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği yaklaşık 71 cm olarak belirlenmiştir. (Şekil 5.28)



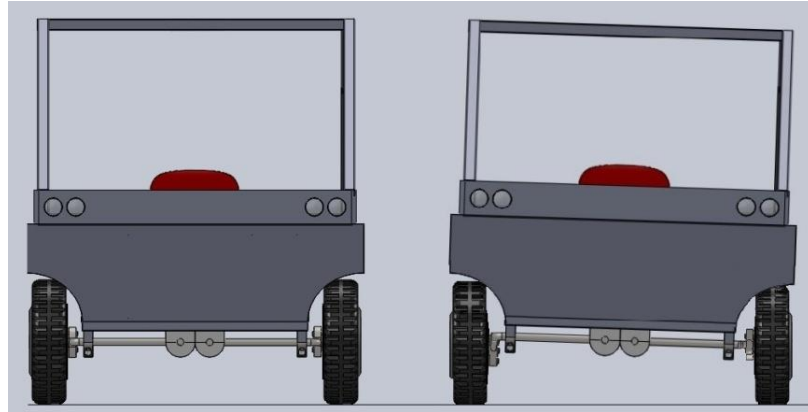
Şekil 5.28: Ağırlık merkezinin konumu.

6. SEYİR DİNAMİĞİ VE SİMULASYONU

Otomotiv endüstrisi, teknolojik gelişimlerin tümünden fazlasıyla yararlanan ve gelişimini sürekli hale getirmiş yeniliğe son derece açık bir sektör olmakla birlikte, motorlu bir kara taşıtı son derece karmaşık teknik bir sistem haline gelmiş olup, geliştirilmesi yolunda her adım büyük gayret gerektirmektedir. Karoserinin, yürüyen aksamın, aktarma organlarının ve tahrik mekanizmalarının optimizasyonu amacıyla bilgisayar destekli yazılımların kullanımı kaçınılmaz hale gelmiştir. MSC ADAMS gibi dinamik simülasyon ve analiz programları ile taşıt tasarımında kritik öneme sahip parametreler hakkında oldukça önemli veriler elde etmek artık mümkün hale gelmiştir. Bu ve benzeri paket yazılımlar yardımıyla arazi taşıtı tasarımı yapılırken seyir dinamiği açısından güvenli sürüş sınırı tayini amacıyla standartlar hale gelmiş çeşitli analizler yapılmaktadır.

6.1 Yalpa Merkezleri Ve Yalpa Eksen

Yalpa, taşıtın uzayda yaptığı başlıca hareketlerden boyuna eksen etrafındaki açısall salınım hareketidir. (Şekil 6.1)



Şekil 6.1: Düzgün dairesel seyir halinde dış kuvvetler etkisiyle taşıt üzerinde meydana gelen yalpa açısı ve oluşma mekanizması.

Taşıt yan kuvvet etkisi altında iken, tekerlekler arasında yük transferi meydana gelir. Bu farklılaşma, tekerlek karakteristiğine de bağlı olarak taşıtın güvenli seyir bölgesinden çıkmasına neden olur. Tekerleklerden biri yan yük taşıma kapasitesinin

üzerinde yan yüke maruz kalırsa araç savrulur, yük transferi bir tekerdeki doğrusal yükü sıfıra düşürürse taşıt takla atabilir. Bu sebeplerle tasarlanan aracın belirlenmiş bir hız ve yol koşulunda yük transferinin incelenmesi gerekmektedir.

Merkezkaç kuvvet aks yalpa merkezlerine dağıtıldığında:

$$F_{\ddot{o}} = mg (v^2/r) L_A / L$$

$$F_A = mg (v^2/r) L_{\ddot{o}} / L \quad (6.1)$$

$$M = mg (v^2/r) h' + mg g h' \chi$$

$$M = MF_{\ddot{o}} + MF_A = (C_{\ddot{o}} + C_A) \chi L \quad (6.2)$$

(merkezkaç ivme katsayısı: $a = v^2/g/r$)

$$x = \frac{mg(r^2/\rho)h'}{C_{\ddot{o}} + C_A - G_g h'} = \frac{G_g h'}{C_{\ddot{o}} + C_A - G_g h'} \cdot \frac{r^2}{\rho g} \text{ bulunur. Tekerleklerde oluşan yük farkları ise;}$$

$$\Delta F_{ZA} = G_g \frac{V^2}{\rho * g} \left[\frac{L_{\ddot{o}} * P_A}{L * s_A} + \frac{C_A * h'}{(C_{\ddot{o}} + C_A - G_g * h') * s_A} + \frac{G_A h_A}{G_g h_A} \right]; \quad (6.3)$$

$$\Delta F_{ZO} = G_g \frac{V^2}{\rho * g} \left[\frac{L_A * P_{\ddot{o}}}{L * s_{\ddot{o}}} + \frac{C_{\ddot{o}} * h'}{(C_{\ddot{o}} + C_A - G_g * h') * s_{\ddot{o}}} + \frac{G_{\ddot{o}} h_{\ddot{o}}}{G_g h_{\ddot{o}}} \right] \text{ olarak bulunur.} \quad (6.4)$$

6.2 Taşıt Tasarımında Uygulanan Sürücü Ve Yolcu Güvenliğine Yönelik Test Ve Simülasyonlar

Taşıtlar, belirli güvenlik koşullarını yerine getirip getiremediklerinin sınanması amacıyla, standartlaşmış bir takım test ve analizlerden geçirilirler. Bu analizler, tasarım esnasında bilgisayar destekli yazılım programlarından faydalanılarak, seri üretim öncesi ise gerçek çarpışma koşulları simüle edilerek gerçekleştirilir. MSC ACAMS, CARSIM gibi yazım programları yardımıyla taşıtın dinamik sürüş özellikleri hakkında pek çok bilgiye ulaşmak mümkündür. Gerçek çarpışma testleri ise farklı standartlarda uygulanmasına rağmen, en yaygın olarak kabul göreni Euro NCAP tarafından gerçekleştirilen testlerdir.

6.2.1 Euro NCAP

The European NCAP, yeni üretilecek olan otomobillerin güvenlik performanslarının derecelendirilmesi amacıyla kurulmuş, temelleri Taşımacılık Araştırma Laboratuvarı

(Transport Research Laboratory) ve Birleşik Krallıklar Taşımacılık Departmanı (UK Department for Transport) tarafından 1997’de Belçika’da atılmış bir oluşumdur.[13]

Euro NCAP, yeni araçlar için yaptığı çarpışma testlerinde “yıldız” lı bir puanlama sistemi kullanmaktadır. Yapılan bu testlerde ön, yan ve direk çarpışmalarından elde edilen veriler belirli prosedüre uygun şekilde sürücü, yolcu, çocuk ve yaya güvenliği alanında ayrı ayrı değerlendirilerek bu “yıldız”larla değerlendirilir. (Şekil 6.2) (Şekil 6.3)

Ön çarpışma testinde 64 km/h (40mph) hızındaki araç duran bir bariyere çarpmaktadır. Yan çarpışma testinde ise 50 km/h (31mph) hızındaki bir bariyer aracın sürücü kapısı tarafından çarpmakta, direk ile yapılan çarpışma testi ise 29 km/h (18mph) hızında yanal hareket eden araç 259 mm çapındaki durağan bir direğe yine sürücü kapısı kısmından çarptırmak suretiyle gerçekleştirilir.

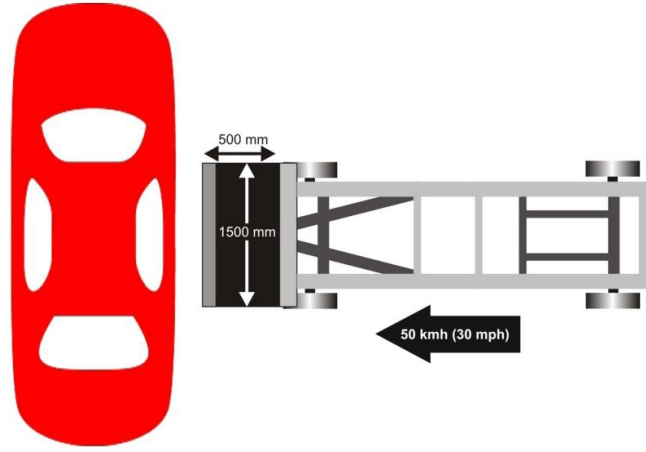
Yapılan bu testler otomobil üreticilerinin güvenlik donanımlarını geliştirmesi ve standart hale getirmesini sağlayarak trafik güvenliğini artırmayı amaçlamaktadır.



Şekil 6.2: Euro NCAP ön çarpışma test prosedürü.

Euro NCAP testlerinde derecelendirme, benzer konseptteki taşıtlar arasında yapılır. Bu nedenle farklı araç tipleri için farklı derecelendirme kriterleri mevcuttur. Euro NCAP, taşıtları şu başlıklar altında sınıflandırır:

- i. Otomobil (Passenger car),
- ii. MPV (multi purpose vehicle),
- iii. Arazi Araçları (Off-roader),
- iv. Roadster
- v. Pickup.



Şekil 6.3: Euro NCAP yan çarpışma test prosedürü.

Euro NCAP test derecelendirmelerinin yanı sıra Sociation for Standardisation of Automation and Measuring Systems tarafından belirlenmiş, yolcu güvenlik kafesinin deformasyonu ile ilgili bazı kısıtlama ve standartları mevcuttur. Buna göre 50 km/h hızla bir bariyere çarpma şeklinde gerçekleşen senaryoda araç için güvenlik kafesi deformasyonunun antropometrik veriler gözetilerek, ölümcül kafa yaralanmalarının önüne geçebilmek amacıyla ilk durumunun yüzde yirmisini geçmemesi koşulu getirilmiştir.

Euro NCAP tarafından yapılan yapısal dayanım testleri dışında otomobiller için öngörülen genel dinamik test metotları ISO 15037-1:2006; ağır ticari taşıtlar ve otobüsler içinse ISO 15037-2:2002 standartlarınca belirtilmiştir. devrilme ve tilt açısı testi ISO 11026:2010 ve ISO 16333:2011; Bunun dışında ağır taşıtlar ve otomobiller için frenleme davranışı testleri de ISO 14794:2003 ve ISO 16234:2006 standartları ile belirtilmiştir.

6.2.2 Şerit değiştirme testi

Taşıt şerit değiştirirken taşıta ani bir direksiyon girdisi uygulanır. İncelenmek istenen iki özellik, taşıtın açısal savrulma miktarı ve taşıt dengeye gelinceye kadarki geçen süredir. Eğer savrulma miktarı çok fazla ise tekerlekler arasındaki yük transferi fazla olur ve taşıt savrulur. Taşıtın denge konumuna gelme süresi eğer uzun olursa, ani bir direksiyon hareketi gerektiren durumlarda taşıtın cevabı gecikmiş olacağından seyir güvenliği açısından tehlikeli olacaktır. Taşıt hızı arttıkça tehlike de artacaktır. Genel anlamda konvansiyonel binek otomobilleri için bu değer 0.5 ile 0.7 ms arasında değer alır.

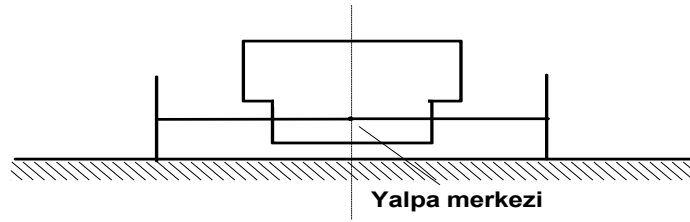
6.2.3 Devrilme testi

Taşıtın bir tarafı yükseltilmiş eğimli yolda seyrini sürdürebileceği maksimum eğimin tespiti amacıyla yapılır. Genellikle durağan taşıt bir tarafı yükseltilen platformda test edilerek devrilmenin gerçekleştiği açı tespit edilir. Özellikle zorlu arazi koşulları için tasarlanan araçlarda aranan önemli bir davranış karakteristiğini analiz etme şansı tanıdığından önemli bir testtir.

6.3 Taşıtın Taşıt Dinamiği Açısından İncelenmesi

Süspansiyon tasarımı yapılan, boyutlandırılan, ağırlığı ve ağırlık merkezinin konumu tespit edilen taşıt, sürüş güvenliği açısından dinamik seyir karakteristiklerinin belirlenmesi amacıyla MSC ADAMS dinamik simülasyon programı kullanılarak şerit değiştirme davranışı, düz yol seyri esnasında taşıt gövdesi ile tekerleğin dikey doğrultudaki hareketleri incelenmiştir. Analiz gerçekleştirilirken tek tekerkek modeli kullanılmıştır. Bunun dışında taşıtta kullanılan kol süspansiyon tasarımının, taşıt seyir halindeyken yan kuvvetler etkisi altında tekerleklerinde meydana gelen yük transferleri hesaplanmış ve taşıtın yalpa eksenini etrafındaki açisal hareketinin ifadesi olan yalpa açısının değeri farklı hız ve kol koşullarında incelenmiştir.

Kol süspansiyon için yalpa merkezi, taşıt ile burulma yayının birbirine bağlı oldukları nokta ile tekerin yere temas ettiği mesafe sürekli değişmektedir. Sarkaç kollu aks asılışına benzer şekilde bu askı sisteminde tekerlek kolları taşıtın ortasında ortak bir noktaya bağlanmışlardır. Bu nedenle de yalpa merkezi de bu nokta olmaktadır. (Şekil 6.4)



Şekil 6.4: Yalpa merkezinin konumu.

6.3.1 Yük transferi ve çapraz hareket açısı

Taşıtın ağırlığı: 1030 kg

Taşıtın uzunluğu: 2,55 m

Ağırlık merkezinin ön ve aksa göre konumu: $L_0=1,208$ m

Ön ve arka iz genişlikleri: $s_A=s_0=1,3$ m

Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği: 0.71 m

Tüm akslar için yalpa merkezinin yerden yüksekliği: $0,3$ m

Pnömatik kaster mesafesi: $0,04$ m

Dönemeç yarıçapı: 400 m

Yalpa sertlikleri: $C=6000$ Nm/rad

Taşıt 70 km/h hızla, 400 m yarıçaplı bir viraja girdiğinde, tekerlekler arası meydana gelecek yük transferi,

$$\Delta FZ_A = m_g \cdot g \left[l_0 p_A / l s_A + C_1 h' / ((C_1 + C_2 + C_3 + C_4 - m_g g h') s_A) \right] v^2 / r / g \quad (6.5)$$

$$\Delta FZ_0 = m_g \cdot g \left[l_A p_0 / l s_0 + C_1 h' / ((C_1 + C_2 + C_3 + C_4 - m_g g h') s_0) \right] v^2 / r / g \quad (6.6)$$

$$\Delta FZ_0 = 195 \text{ N}$$

$$\Delta FZ_A = 183 \text{ N}$$

Ağırlık merkezinin konumuna göre taşıt ağırlığının düz yol şartında tekerlere dağılımı,

$$Fz_1 = Fz_2 = Fz_3 = Fz_4 = 1328 \text{ N}$$

$$Fz_5 = Fz_6 = Fz_7 = Fz_8 = 1196 \text{ N}$$

$$Fz_1 = Fz_3 = 1523 \text{ N } (\%57,4)$$

$$Fz_2 = Fz_4 = 1133 \text{ N } (\%42,6)$$

$$Fz_5 = Fz_7 = 1379 \text{ N } (\%57,6)$$

$$Fz_6 = Fz_8 = 1013 \text{ N } (\%42,3)$$

Merkezkaç ivme katsayısı,

$$F_Y = 1000 \text{ N}$$

$$Fy_1 = Fy_2 = Fy_3 = Fy_4 = 131 \text{ N}$$

$$Fy_5 = Fy_6 = Fy_7 = Fy_8 = 118,4 \text{ N}$$

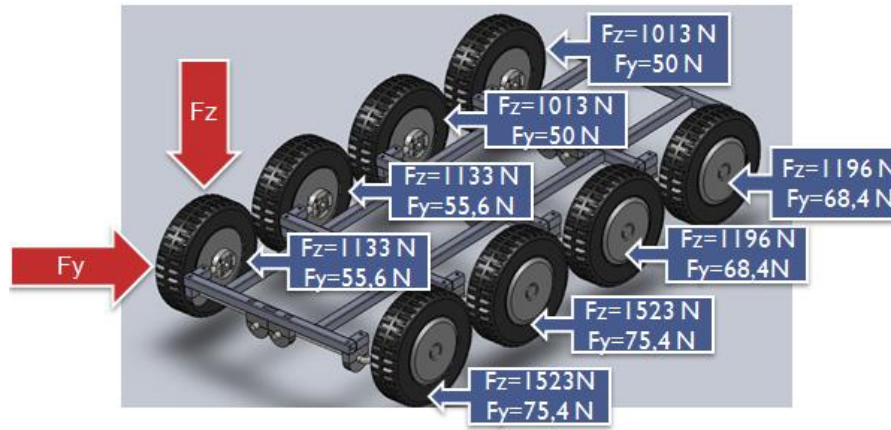
$$Fy_1 = Fy_3 = 75,4 \text{ N}$$

$$F_{y2} = F_{y4} = 55,6 \text{ N}$$

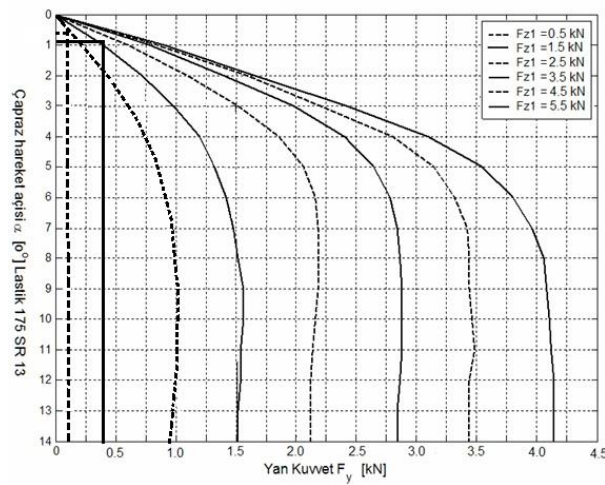
$$F_{y5} = F_{y7} = 68,4 \text{ N}$$

$$F_{y6} = F_{y8} = 50 \text{ N}$$

Dış tekerler için ve iç tekerler için de $F_{z1}=1523 \text{ N}$, $F_{y1}=75,4 \text{ N}$ ve $F_{z2}=1133 \text{ N}$, $F_{y2}=55,6 \text{ N}$ değerleri diyagramdan okunarak taşıtın 70 km/h hızla girdiği 400 m yarıçaplı virajda taşıtta oluşan çapraz hareket açısı yaklaşık 1 derece (0.017rad) olarak bulunur. Bu değer 3 derece'nin altında kaldığı durumlar sürüş açısından güvenli kabul edilmektedir. 3 derece ve üzeri çapraz hareket açılarında sürücünün taşıt üzerindeki hakimiyetini etkileyecek yan ivmelerin oluşması tehlikesi nedeniyle güvenli olarak kabul edilmez. (Şekil 6.5) (Şekil 6.6)



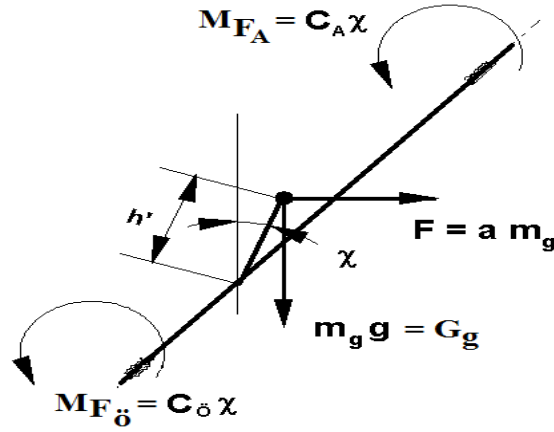
Şekil 6.5: 70 km/h hızda, 400m yarıçaplı viraj içerisinde meydana gelen yük transferi değerleri.



Şekil 6.6: Taşıt üzerinde kullanılan teker için çapraz hareket diyagramı.

6.3.2 Yalpa açısı

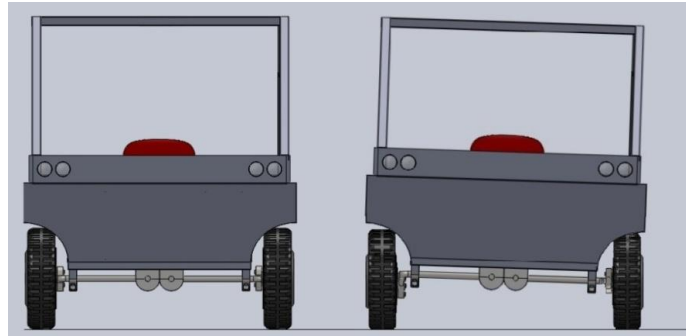
Taşıtın hesaplanan yük transferleri kullanılarak bulunan yalpa açısı 2,2 derecedir. Tasarlanan bir arazi taşıtı olduğu ve maksimum hızdaki yalpa açısına bakıldığı için bu değer kabul edilebilir sınırların içinde olmakla birlikte, sınıra yakın bir değerdir. Bu değer üzerindeki bir yalpa açısı sürücüyü paniğe sevk edebilir. Bu yüzden, bu viraj çapından daha küçük çaptaki bir viraj dönülürken taşıtın hızı azaltılmalıdır. (Şekil 6.7) (Şekil 6.8)



Şekil 6.7: Taşıtın yalpa açısının hesaplanması.

$$(C_1 + C_2 + C_3 + C_4 - Ggh') \chi = F h' \quad (5.5)$$

$$\chi = 0,0285 \text{ rad} = 2,2 \text{ derece}$$

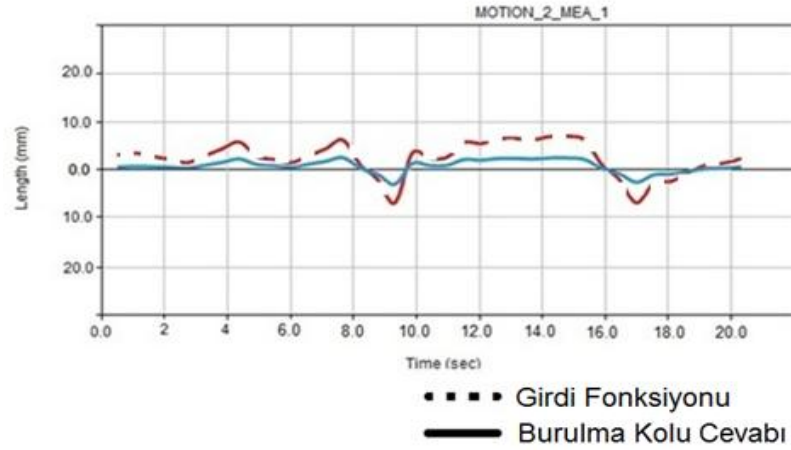


Şekil 6.8: 70 km/h hızda, 400 m yarıçaplı virajda meydana gelen yalpa açısı.

6.3.3 Düz yolda sürüş analizi

Burulma kolunun yalpa sertliği değeri arttıkça süspansiyon sistemi sertleşerek yüksek hızda taşıtın viraj davranışına olumlu katkı yapacaktır. Bununla birlikte, çok sert seçilmiş bir süspansiyon mekanizması, araçtan beklenen arazi performansını önemli ölçüde düşürecektir. Bu analizin amacı, süspansiyon koluna gelen yüklere karşılık süspansiyon kolunun deformasyon açısından verdiği cevabı incelemektir. Bu

amaçla taşıt süspansiyon sistemine zamana bağlı bir girdi fonksiyonu yol datası olarak verilmiştir. Çıkış fonksiyonu olarak taşıtın süspansiyon kolunun düşeyde yer değiştirmesi alınmaktadır. Şekil 6.40' ta, düz çizgi ile gösterilen taşıtın seyir esnasında yatay ile yer değiştirmesidir. Kesikli çizgi ise, uygulanan kuvvet zamandan bağımsız olduğu durumda süspansiyon kolunda görülmesi beklenen deformasyondur. tahrik tekerinin dikey doğrultuda yer değiştirmesini göstermektedir. (Şekil 6.9)



Şekil 6.9: Zamandan bağımsız ve zamana bağlı kuvvet girdisi altında süspansiyon kolunun deformasyon karşılaştırması.

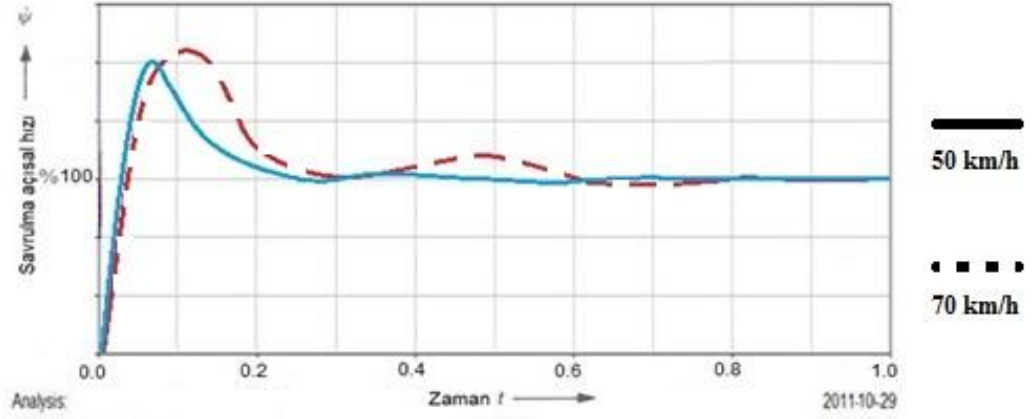
Grafikten anlaşılabileceği üzere, zamanla değişen bir kuvvet girdisi söz konusu olduğunda burulma kolunun düşeyde yer değiştirmesi, aynı kuvvet zamandan bağımsız şekilde uygulandığında görülmesi beklenen deformasyondan daha az kalmaktadır. İki eğri arasındaki farkın azalması için süspansiyon yalpa sertliğinin azaltılması gerekmektedir. Bu durumda taşıtın güvenli seyir sınırları azaltılmak zorunda kalacaktır.

6.3.4 Şerit değiştirme analizi

Taşıt şerit değiştirirken taşıta ani bir direksiyon girdisi uygulanır. Tasarlanan taşıtta direksiyon sistemi yerine motor sürücülerine aynı girdi fonksiyonu uygulanmış ve taşıtın cevabı incelenmiştir. Taşıt 50 ve 70 km/h hızdayken aynı test ayrı ayrı uygulanmış ve taşıtın dengeli hale gelmesi için geçen süre incelenmiştir.

Taşıtın hızı 70 km/h olduğu durumda, taşıtın maksimum savrulma açısını gördüğü değer 0.12 ms civarında iken, 50 km/h hızda bu değer 0.07 ms mertebesine gerilemektedir. Bu süre konvansiyonel bir taşıt için büyük bir değer olsa da, bir arazi taşıtı için kabul edilebilir mertebelerdedir. Taşıtın denge durumuna geri dönmesi için ise 70 km/h hızda yaklaşık 1 sn gerekirken, 50km/h hızda 0,5 ms ‘ lik zamanda taşıt

dengeye ulaşmaktadır. Hızlar arasında büyük fark olmamasına karşılık, güvenli sürüş açısından 50 km/h hız değerinde 70km/h hız değerine oranla iki kat hızlı bir performans görülmektedir. Taşıtın denge konumuna gelme süresi taşıt güvenliği açısından çok önemli olduğu için Taşıtın 70 km/h ‘ ten daha hızlı seyretmesi durumunda, taşıtın güvenli sürüş davranışından uzaklaşacağı açıkça görülmektedir. (Şekil 6.10)



Şekil 6.10: 50 km/h ve 70km/h hızlarda şerit değiştirme esnasında taşıtın denge konumuna gelmesi için geçen süre.

7. İMALAT AŞAMALARI

Tasarlanan aracın imalatında izlenecek sıra şu şekildedir. Öncelikle taşıtın gövdesi üç aşamada montajlanacaktır. Alt şase, orta gövde ve koruyucu kafes ayrı ayrı imal edildikten sonra birleştirilecektir. Daha sonra gövde levhaları montajlanacaktır.

Alt şaseye, süspansiyon kolu tutucuları ve süspansiyon kolu montajlanacaktır. Süspansiyon kolunun serbest ucuna ise gub motor-tekerlek kompleksi takılarak alt gövde ile tekerlerin bağlantısı yapılmış olacaktır. Yan çamurluk, ön ve arka levhaları montajlandıktan sonra sürücü ve yolcu için ayrılan hacmi ayıran levhalar monte edilecektir. Daha sonra koltukların takılacağı profiller yerlerine yerleştirilecektir. Koltukların montajından sonra, taşıt için tasarlanan dört adet batarya, koltukların altında profillerce izole edilmiş kısımlara yerleştirilecektir. Bataryaların ardından Jeneratör aracın arka tarafındaki bölümde konumlandırılacaktır. Benzin deposu yerleştirilecek ve jeneratör ile bağlantısı yapılacaktır. Farlar ve stop lambaları takıldıktan sonra ön cam yerine monte edilecektir.

7.1 Şasenin İmalatı

Taşıtın gövdesi montaj kolaylığı bakımından üç parçaya ayrılmıştır. Sürücü ve yolcunun güvenliğini sağlayan koruyucu kafes olan üst gövde; motor, lastik ve süspansiyon kompleksini taşıyan alt şase ve iki gövde arasında yer alan orta gövde ayrı olarak monte edilip birleştirilerek esas gövde oluşturulması planlanmıştır. Aracın tasarımında kullanılacak profiller uygulama kolaylığı bakımından harflendirilmiştir.

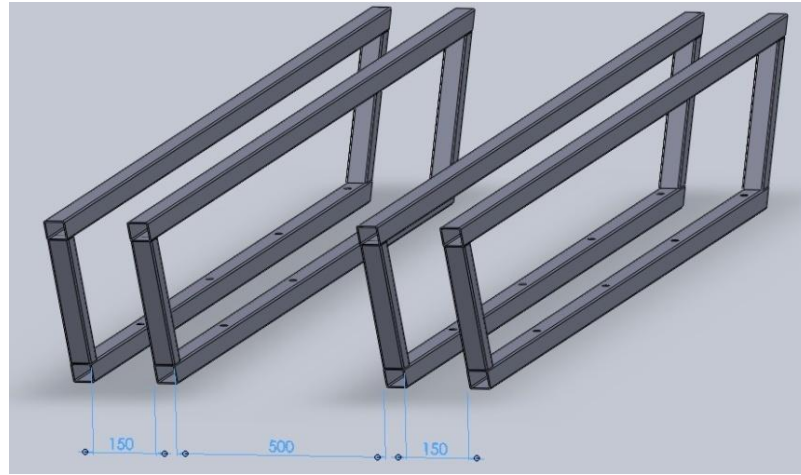
7.1.1 Orta gövdenin imalatı

A, B, C profilleri, bir dörtgen oluşturacak biçimde şekildeki gibi kaynak bağlantısı ile birleştirilmiştir. (Şekil 7.1)

Birbirine eş dört dörtgen aralarındaki mesafe sırayla 150, 500 ve 150 mm olacak şekilde alt ve üst gövdelere kaynak bağlantısıyla monte edilecektir. (Şekil 7.2)



Şekil 7.1: A,B,C,D profillerinin montajı.

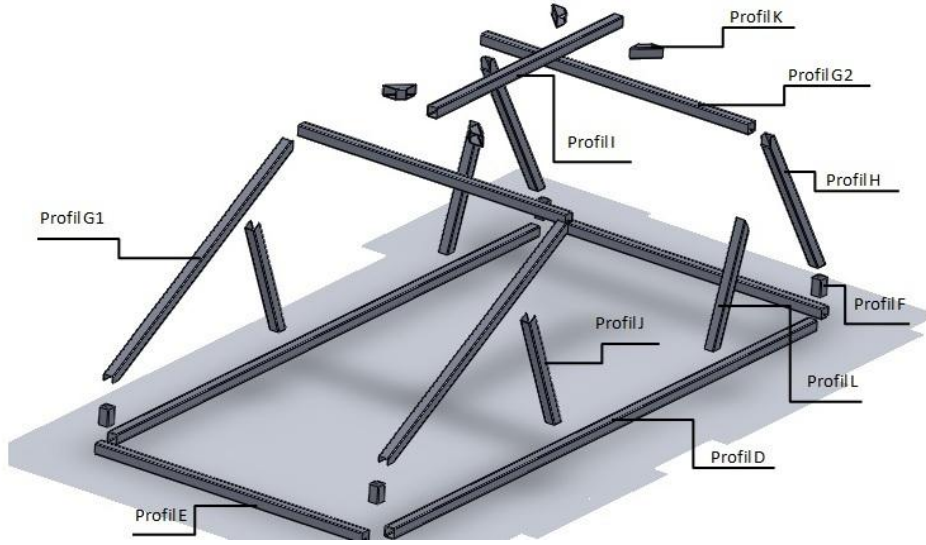


Şekil 7.2: Orta gövdenin konumu.

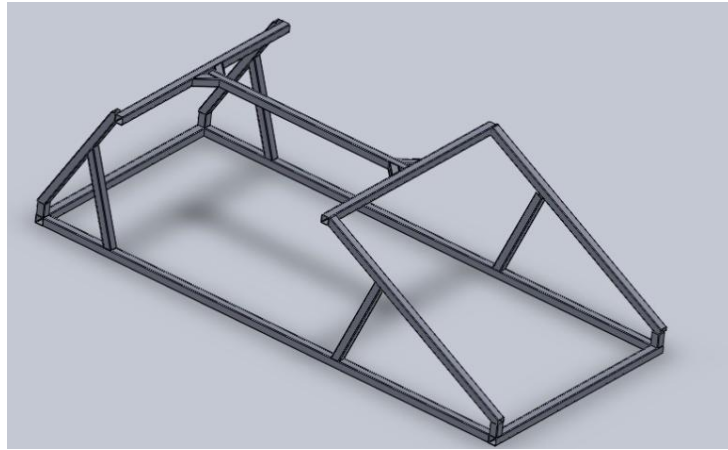
7.1.2 Koruyucu kafesin imalatı

Koruyucu kafesin montajına D ve E profilleriyle bir dikdörtgen oluşturarak başlanmıştır. Ardından 4 adet F profili dikdörtgenin köşelerine kaynakla bağlanmıştır. Aracın ön ve arka çatısını teşkil eden H , G1 ve G2 profilleri dikdörtgen yapıya kaynaklanmıştır. G1 aracın ön yüzündeki koruma barlarıdır ve G2 profiliyle birbirine bağlanan iki G1 profili yatayla 30 derece açı yapacak şekilde F profillerine kaynatılarak araca montajlanmıştır. Arka kısımda kalacak H profili ise yatayla 60 derece açı yapacak şekilde gövdeye kaynatılmıştır. I profili ön ve arka koruma çerçevelerini orta noktadan birbirine bağlamaktadır. K profili I ve G2 profilleri arasında payanda vazifesi görmektedir. (Şekil 7.3)

I profilinin iki yanından G2 profillerine kaynatılarak montajı gerçekleştirilecektir. J ve L profilleri yan koruma barlarıdır. J ön tarafa aittir ve bir köşesi D, bir köşesi G1 profilinde olacak şekilde kaynak bağlantısıyla araca montajı gerçekleştirilmiştir. Benzer şekilde L profili H ve D profilleri arasına destek amaçlı montajlanacaktır. (Şekil 7.4)



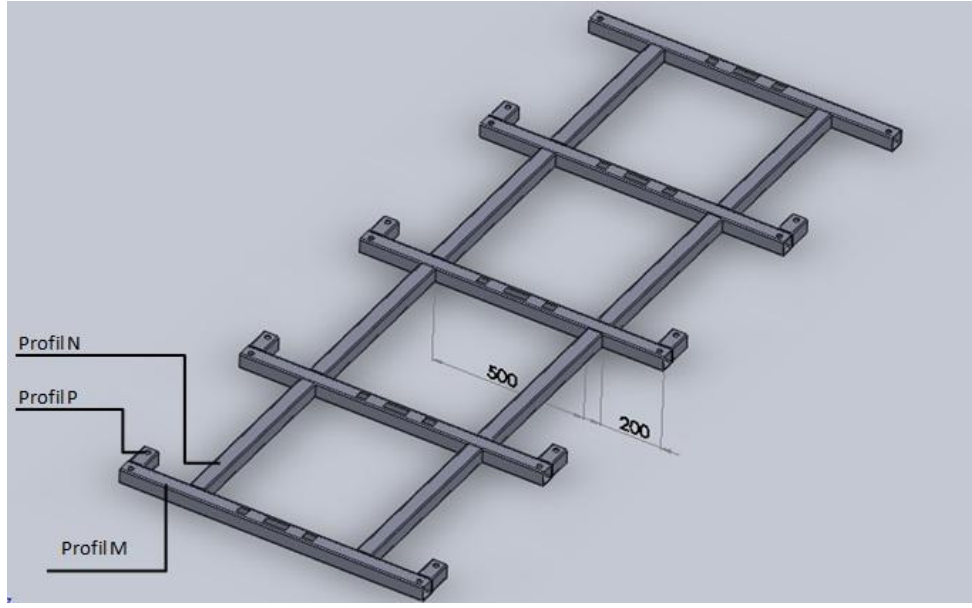
Şekil 7.3: Koruma kafesinin montajı.



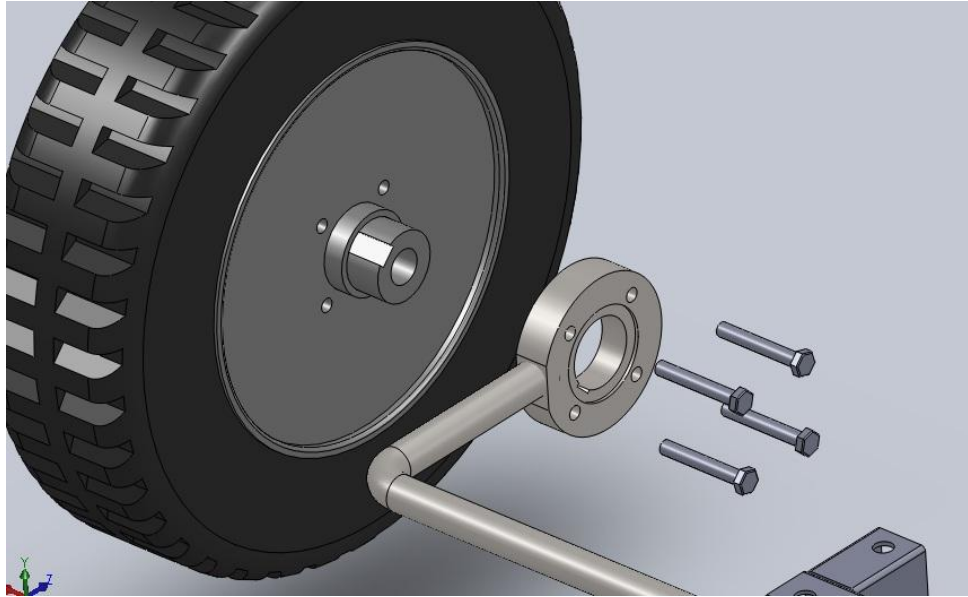
Şekil 7.4: Üst gövdenin montajlanmış hali.

7.1.3 Alt şaseinin imalatı

Taşıtın alt gövdesi tekerlek motor ve süspansiyon parçalarının gövdeyle birleşiminin gerçekleştirildiği kısım olarak tasarlanmıştır. M, N ve P profilleri kullanılarak alt şase şekilde belirtilen şekilde kaynak bağlantısıyla birbirine bağlanmıştır. (Şekil 7.5) M porfilinin bir yüzünün üzerinde 6 adet 15 mm çaplı delik diğer yüzünde ise bu deliklere ulaşım kolaylığı açısından açılmış boşaltmalar bulunmaktadır. Tekerlek ve DC motor kompleksi, motora montajlanmış burulma kolu ile birlikte kol tutucular vasıtasıyla bu şaseye bağlanacaktır. Burulma kolunun ucu motora M12 ebatında 4 adet altı köşe cıvata ile bağlanacaktır. Ayrıca motor bağlantı noktası ile kolun bağlama noktası arasında kama bağlantısı mevcuttur. (Şekil 7.6)

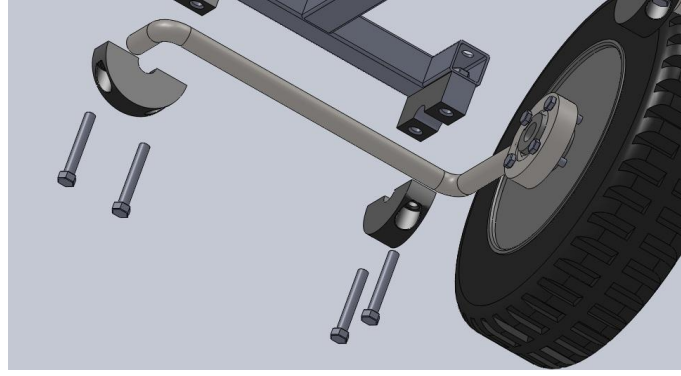


Şekil 7.5: Alt şase profillerinin montajlanmış hali.

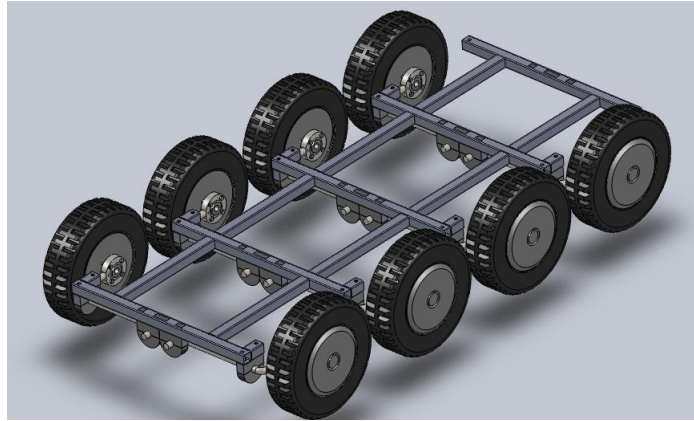


Şekil 7.6: M12 civata somun bağlantısı motor ve burulma kolu montajı.

Kol tutucu parçalar alt ve üst olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Alt kol tutucu, M,N ve P profilleriyle oluşturulan şasenin deliklerine karşılıklı gelen kısımlarına kaynak bağlantısı ile montajlanmıştır. Alt kol tutucu içerisindeki yatağa burulma kolu uygun şekilde oturtulduktan sonra üst kol tutucu parçası alt kol tutucuya M15lik iki altı köşe civata yardımıyla montajlanır. Civata somun bağlantısının somun kısmı ise M profilindeki boşaltmalar yardımıyla sıkıştırılacaktır. Bu işlem her tekerlek için gerçekleştirildiğinde alt gövde montajı tamamlanacaktır. (Şekil 7.7) (Şekil 7.8)



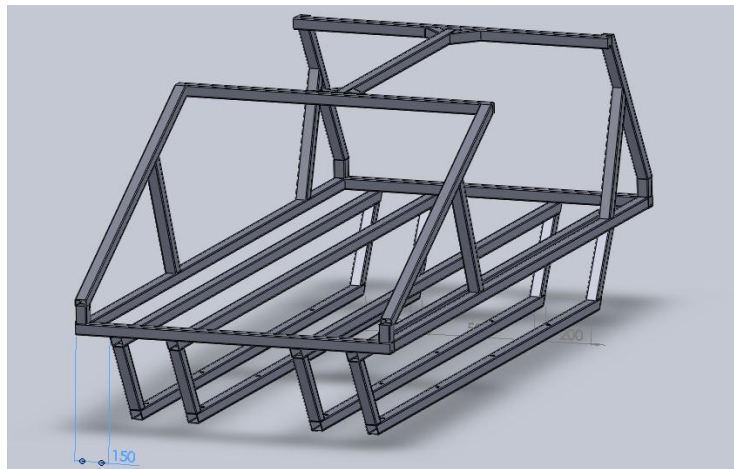
Şekil 7.7: M15 civata somun bağlantısı yardımı ile kolu ve şase montajı.



Şekil 7.8: Alt gövdenin tamamlanmış hali.

7.1.4 Koruma kafesi ve orta gövdenin birbirine montajı

Koruma kafesi orta gövdeye kaynaklanarak bağlanmıştır. Orta gövdenin C profili ile üst gövdenin D profilleri simetrik biçimde konumlandırılarak aracın hem ön hem arka kısmından kaynaklanmıştır. (Şekil 7.9)



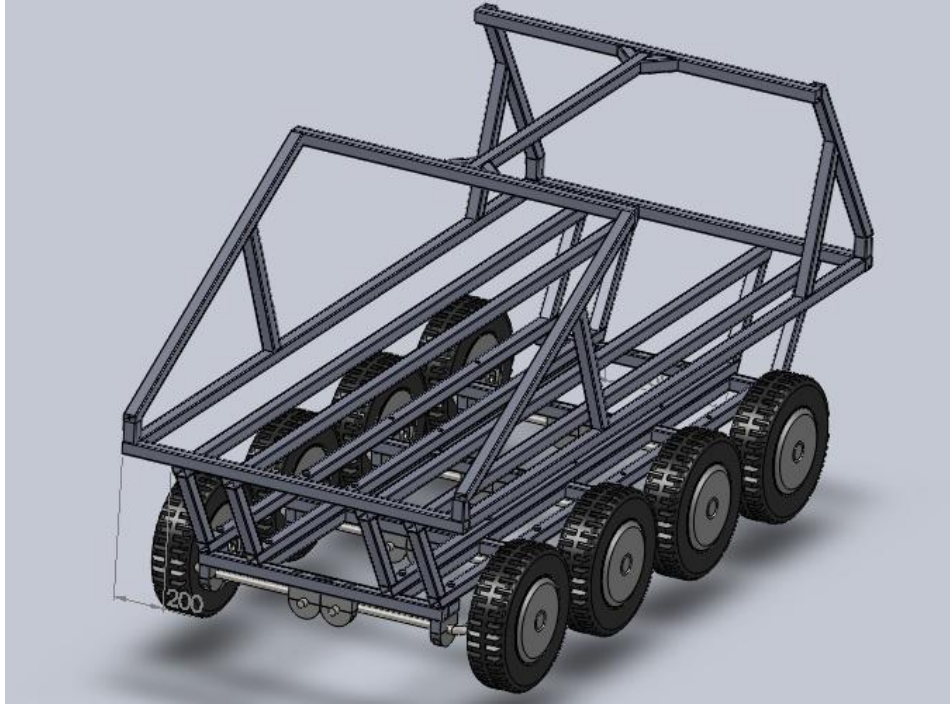
Şekil 7.9: Üst gövde ile orta gövde bağlantısı.

7.1.5 Alt gövdenin orta şaseye montajı

Alt gövdeye ait dikey sütunlar, orta gövdedeki dikey sütunlarla üst üste ve çakışık vaziyettedir. At gövde ile orta gövde arasına şase takozu yerleştirilmiştir. Takozlar vidalı bağlantı yardımıyla orta gövde ve alt şaseye tutturulmuştur. (Şekil 7.10) (Şekil 7.11)



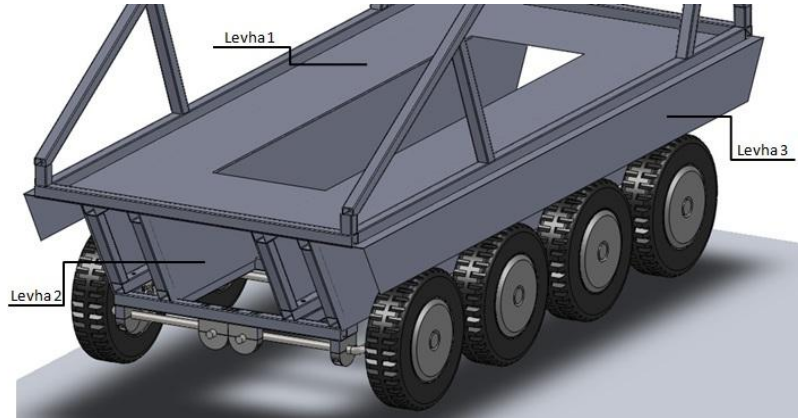
Şekil 7.10: Alt şase ile orta gövde bağlantısı.



Şekil 7.11: Koruma kafesi, alt şase ve orta gövdenin birbirine monte edilmiş durumu.

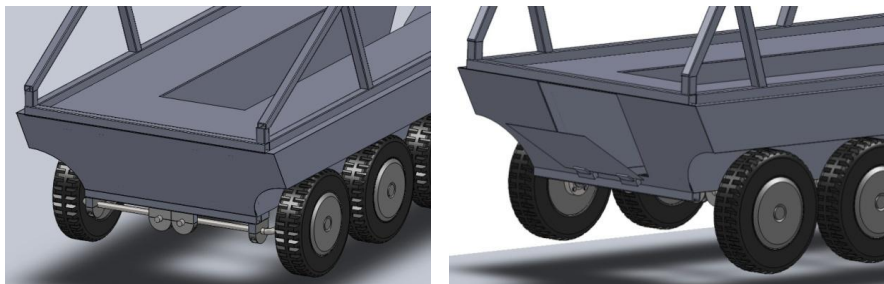
7.2 Levhaların Konumlandırılması

Taşıtın metal iskeletinin üzerine, 0.8 mm metal levhalardan yapılmış kaporta elemanları giydirilmiştir. Levhalar eş malzemeden yapılmış profillere punto kaynağı ile tuttularak montajı gerçekleştirilmiştir. Anlatım kolaylığı amacıyla levhalara rakamsal karşılıklar verilmiştir. 1 numaralı kaplama sacı üst ve orta gövde arasına yerleştirilmiş parçadır. Çamurluğun üst kısmını oluşturur. 2 numaralı levha, sürücü ve yolcu boşluğunu iki taraftan örten ve çamurluğun iç kısmını oluşturan saç parçadır. Çamurluğun dış kısmını oluşturan parça 3 numaralı saç levhadır. 1, 2 ve üç numaralı levhalar monte edilirken ilk olarak simetrik biçimde hizalanmış 1 numaralı levha yerine puntalanacaktır. 3 numaralı levha 1 numaralı levhanın uçlarındaki çıkıntılara, 2 numaralı levha ise iç taraftaki profillerin yüzüne punta kaynağı ile sabitlenecektir. (Şekil 7.12)



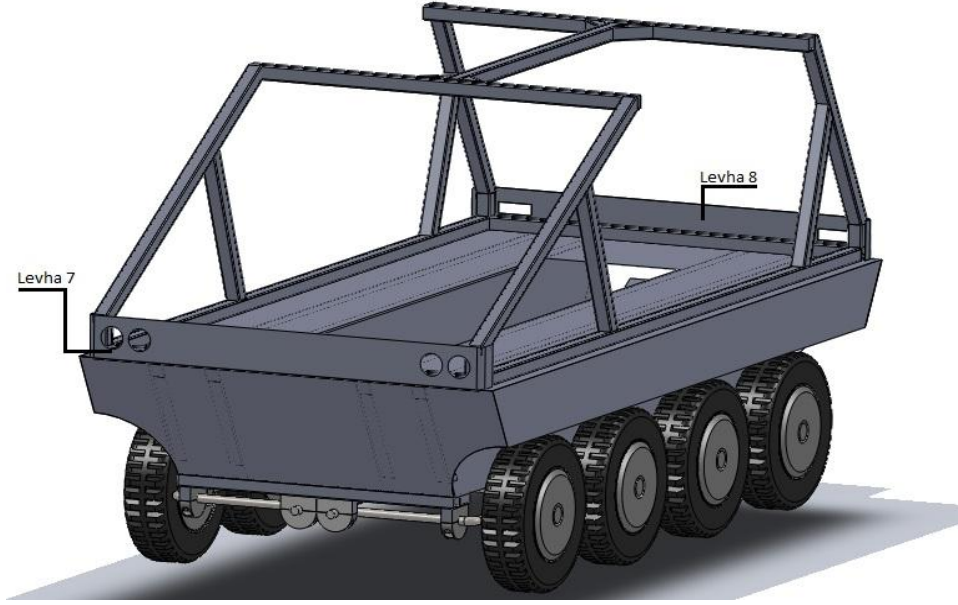
Şekil 7.12: Çamurluk levhalarının konumlandırılması.

4 numaralı levha orta gövdenin ön kısmına yerleştirilecek olan levhadır. Benzer şekilde 5 numaralı levha da arka kısma monte edilecek parçadır. % numaralı levhanın üzerinde bir kapak mevcuttur. Bu kapağın sürücü alanına yükleme indirme amacıyla kullanılması öngörülmüştür. (Şekil 7.13) (Şekil 7.14)



Şekil 7.13: Ön ve arka levhalarının konumlandırılması.

6 numaralı kaplama sacı taşıtın alt gövde ile üst gövdenin arasına yerleştirilen ve sürücü bölgesinin tabanını oluşturan parçadır. 7 numaralı parça ön far boşluğunu taşıyan üst gövdeye monte edilecek olan saç parçadır. Benzer şekilde 8 numaralı saç parça arka farları taşımaktadır.



Şekil 7.14: Ön ve arka levhaların konumlandırılması.

7.3 Diğer Ekipmanların İmalatı

7.3.1 Sürücü ve yolcu koltuğunun montajı

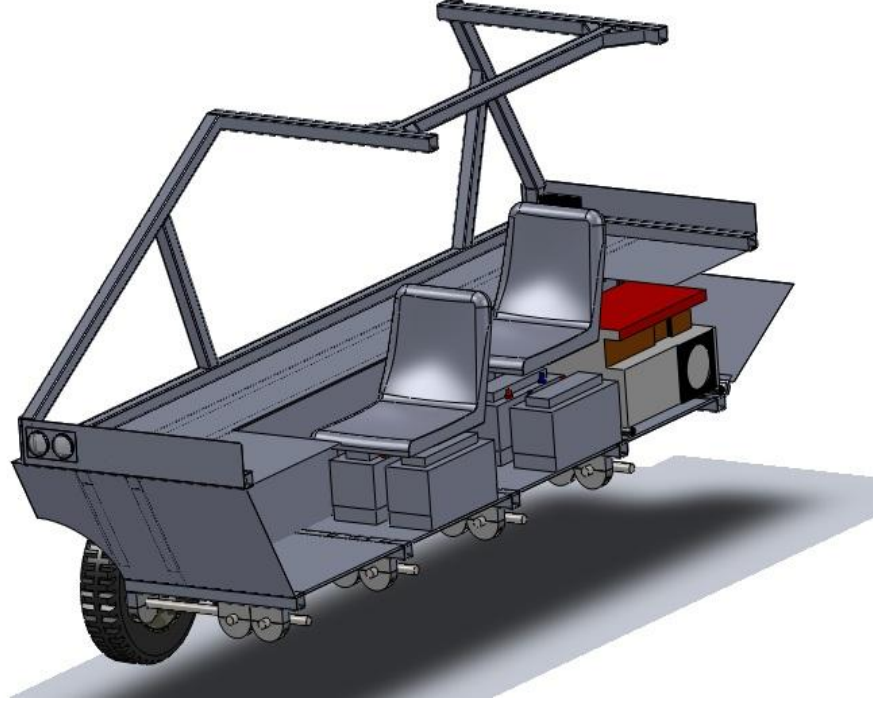
Yolcu koltuğunda oturan kişinin görüş açısını artırmak amacıyla iki koltuk birbirinden farklı yükseklikte monte edilecektir. Öndeki sürücü koltuğu yerden 270mm, yolcu koltuğu ise 360mm yükseklikte olacak şekilde araca monte edilecektir. Koltukları yükseltmek için profil tablalardan faydalanılacaktır. Ayrıca bu tablalar akü muhafazası olarak da kullanılacaklardır. (Şekil 7.15)



Şekil 7.15: Koltukların konumu.

7.3.2 Akülerin konumlandırılması

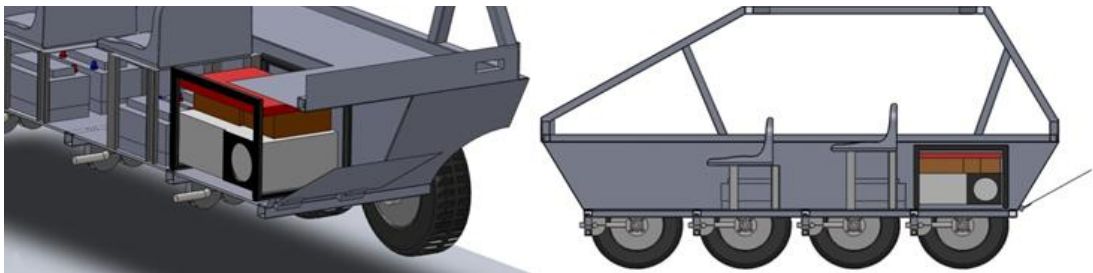
Taşıt için öngörölmüş dört adet akü, ağırlık merkezinin aracın ortasına yakın olmasını istediğimiz için, sürücü ve yolcu koltuklarının altındaki boş alana sabitlenmiştir. Aküler L şeklindeki profiller yardımıyla koltukların altındaki profil yapıyla montajlanmıştır. (Şekil 7.16)



Şekil 7.16: Akülerin konumu.

7.3.3 Jeneratörün konumlandırılması

Bataryaların şarjı için gerekli olan jeneratör, sürücü ve yolcu boşluğunun tasarımını doğrudan etkilemiştir. Jeneratörün geniş hacmi nedeniyle sığabileceği minimum yükseklik ve genişlik tasarım sınırlarını oluşturmuştur. Jeneratörün taşıtın arka kısmına konulması planlanmıştır. Gerekli durumlarda hareket kolaylığı bakımından arka kapağa yakın olması istenmiştir. (Şekil 7.17)

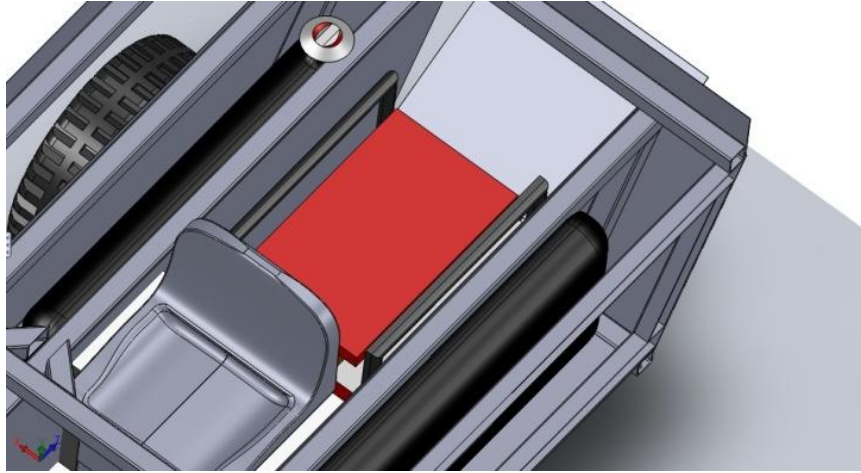


Şekil 7.17: Jeneratörün konumu.

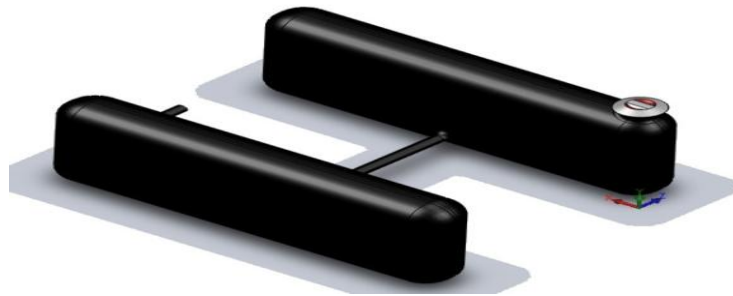
7.3.4 Benzin deposunun konumlandırılması

Aracın hareket menzilini artırmak için jeneratörün üzerinde bulunan benzin deposunun yanı sıra, sürücü ve yolcu boşluğu ile çamurluk arasında kalan bölgeye iki adet toplam 108 litrelik benzin deposu yerleştirilmiştir. Aracın seyir dinamiği açısından, ağırlık merkezinin boyuna eksenden sapmaması için iki depo alt kısımdan birbirine bağlanmış, böylece iki deponun da aynı seviyede kalması sağlanmıştır. Depoda biri benzin girişi diğeri de jeneratörün pompasına bağlanacak çıkış olmak üzere iki çıkışı vardır.

Depolar, altlarındaki kulakçıklardan alt gövde profillerine ve çelik kelepçeler yardımıyla da orta gövdenin sürücü ve yolcu boşluğuna komşu profillerine sabitlenmiştir. (Şekil 7.18) (Şekil 7.19)



Şekil 7.18: Benzin deposunun konumu ve montajı montajı.

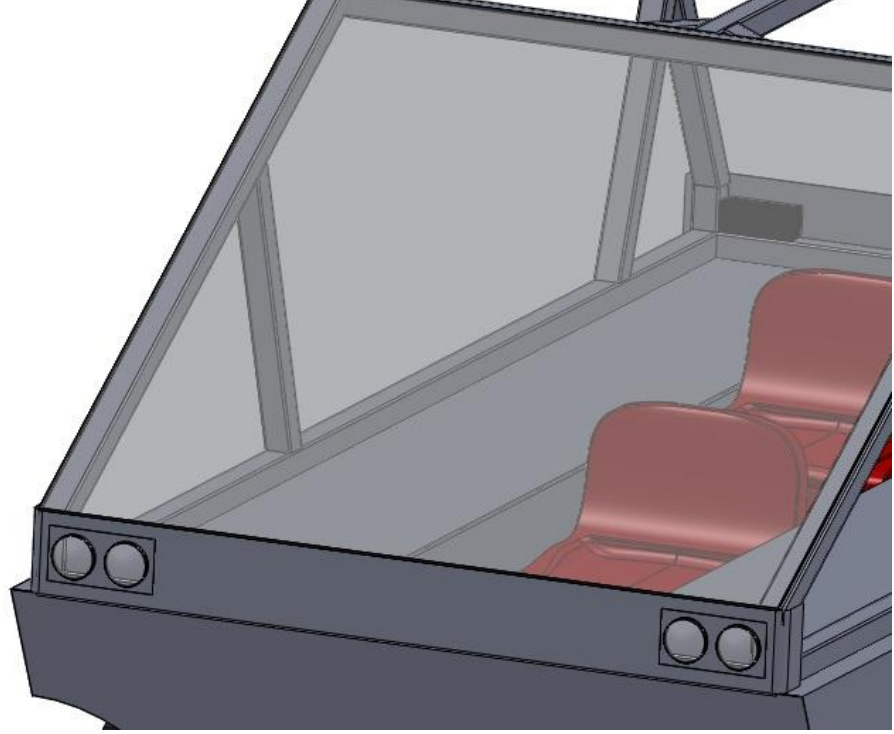


Şekil 7.19: Benzin deposunun konumu ve montajı montajı.

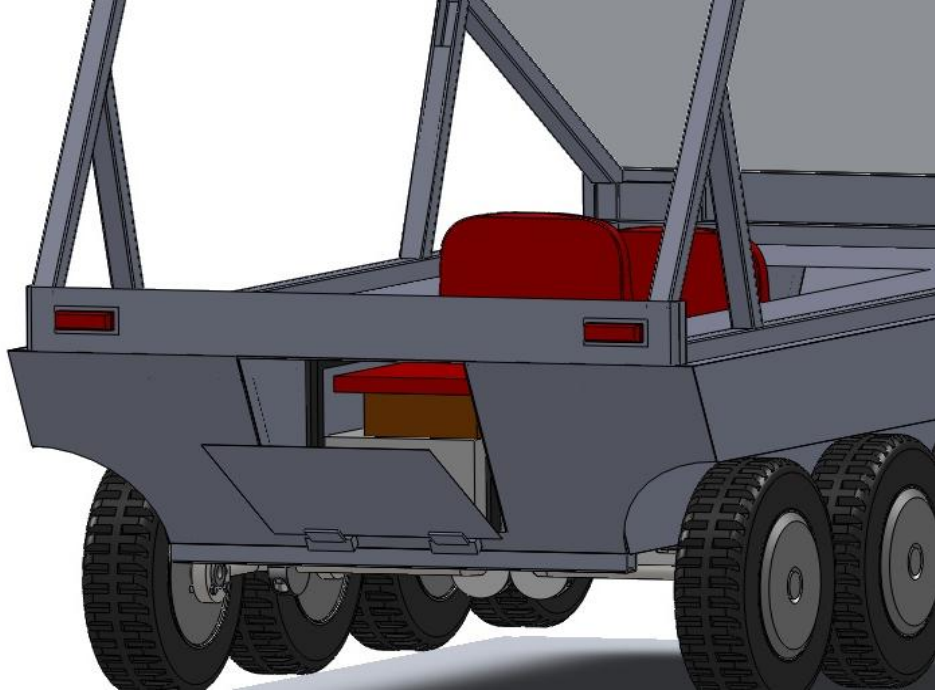
7.3.5 Far stop lambası ve ön camın konumlandırılması

Taşıtın güvenli seyir şartlarından biri de far ve stop lambası bulundurması zorunluluğudur. Bu sebeple taşıtın ön ve arka levhalarında far ve stop lambalarının montajı için delikler açılmıştır.

Taşıta ait ön cam 1440x1400 ebatlarında olup koruyucu kafesin ön profillerine yapıştırılarak sabitlenmiştir. 8cm çaplı ön far, ön levhadaki boşluğa geçirilip cıvata vida bağlantısı ile tutturulmuştur. (Şekil 7.20) (Şekil 7.21)

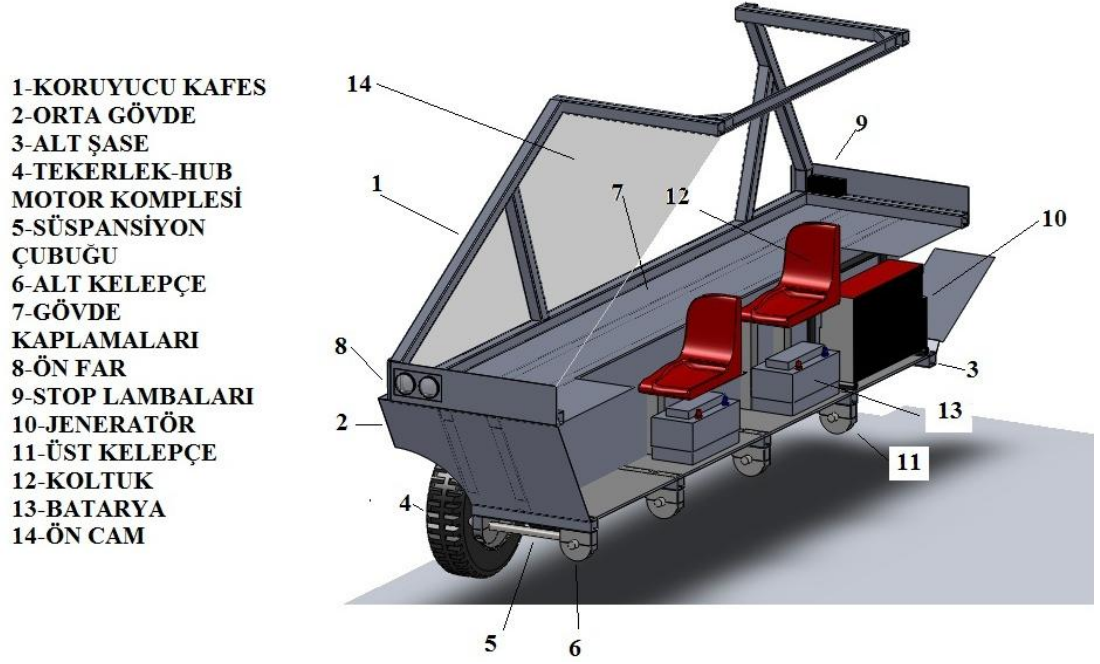


Şekil 7.20: Far ve ön camın montajı.



Şekil 7.21: Stop lambaların montajı.

Montajı tamamlanan taşıta ait özellikler çizelge 7.1’ de gösterilmektedir. Tamamlanan araç şekil 7.22, 7.23 7.24 ve 7.25’te görülmektedir.



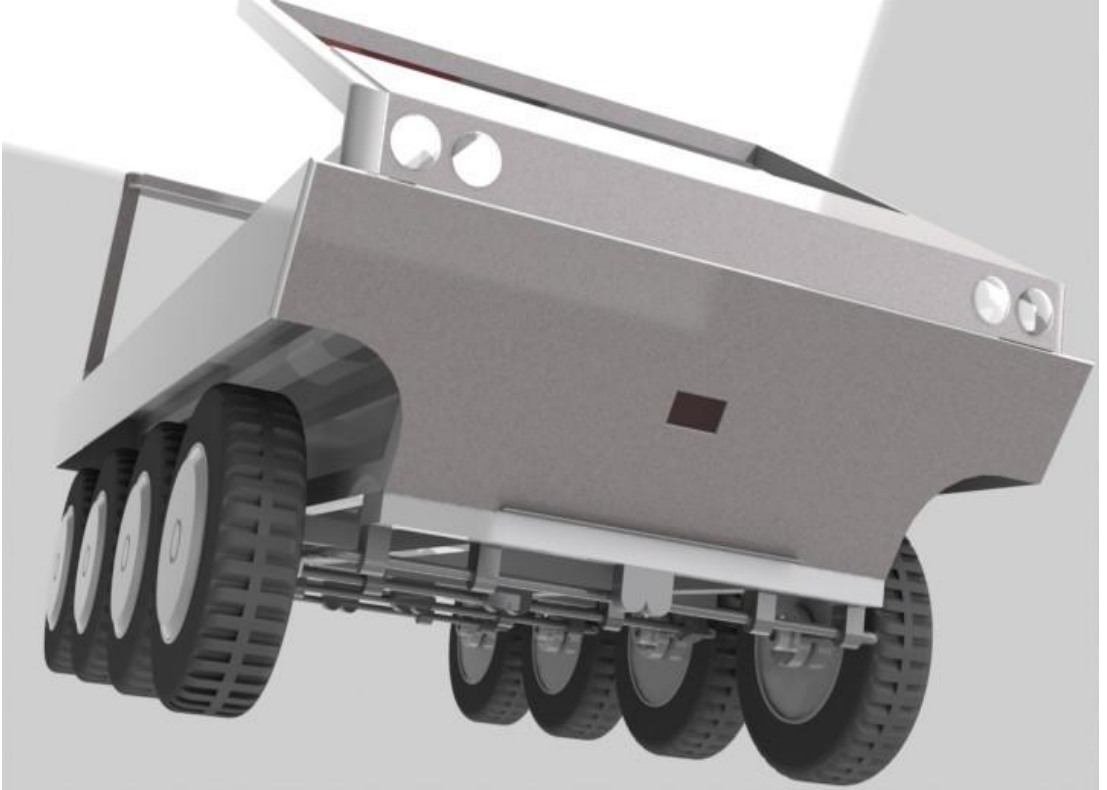
Şekil 7.22: Montajı tamamlanan araç.



Şekil 7.23: Montajı tamamlanan araç.



Şekil 7.24: Montajı tamamlanan araç.



Şekil 7.25: Montajı tamamlanan araç.

Çizelge 7.1: Taşıtın özellikleri.

Taşıtın Uzunluğu	3 m
Taşıtın Genişliği	1.5 m
Taşıtın Yüksekliği	1.47 m
Ağırlık Merkezinin Yerden Yüksekliği	0.71 m
Taşıtın Ağırlığı	1030 kg
Taşıtın Bataryalar ile Alabileceği Mesafe	50 km
Taşıtın toplam Alabileceği Mesafe	700 km

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

8.1 Amaç

Bu tez çalışmasının konusunu oluşturan arazi taşıtı tasarımının, klasik arazi taşıtı tasarımları ile, askeri kullanım amacıyla özelleştirilmiş ATV tasarımlarının avantajlı taraflarını içerisinde barındıran; zorlu arazi koşullarında başarılı bir seyir performansına ve uzun bir menzile sahip, basit mekanik çözümler içermesi dolayısıyla hızlı üretime uygun, farklı uygulamalar için (askeri, ticari, sportif, bireysel vb.) uyarlanmaya olanak sağlayabilecek, çevreci ve düşük maliyetli bir arazi taşıtı tasarımı olması amaçlanmıştır.

8.2 Tasarım Prosesi

Mevcut bir araç projesinin değiştirilmesi ya da iyileştirilmesi çalışmasından ziyade, farklı fikirlerle yeni bir konseptte ait bir araç tasarımı amaçlandığı için, sıfırdan bir tasarım süreci gerekmiş, kullanılan pek çok tasarım parametresi (ağırlık, tork, güç, değerleri vb.) birbiri ile ilintili olduğu için, yapılan çalışmaların birbirleri ile uyumluluğu sürekli kontrol edilmiştir.

Tasarlanmak istenen taşıtta, askeri amaçlı geliştirilmiş arazi taşıtlarında bulunan süspansiyon ve güç aktarım sistemlerine benzer şekilde; taşıtın bağımsız tekerlek asılışlarına sahip olmasının ve her birinden tork iletilebilen dörtten fazla tekere sahip olmasının engebeli arazi koşullarında seyrederken avantaj sağlayacağı görülmüş ve şartı olarak kabul edilmiştir.

Geleneksel bir taşıtın tüm tekerlerinden yola tork aktarımı sağlamak, mekanik donanım gereksinimleri nedeniyle komplike, geniş hacim gerektiren ve ağır bir çözüm gerektirir. Ek ağırlık ve büyük hacim taşıtın tasarım şartlarında istenmeyen durumlar oldukları için, daha az hacimle aynı performans ulaşabilmek amacıyla, her bir tekere bir hub DC motor atanmış ve süspansiyon sistemi olarak burulma kollu süspansiyon sistemi seçilmiştir. Seçilen kol boyutlandırılması, tekerlek başına düşmesi öngörülen düşey yük miktarı göz önünde bulundurularak, burulma milinin

apı mukavemet açısından tehlike yaratmayacak büyüklükte olacak şekilde yapılmıştır. Boyutlandırılmada süspansiyon tasarımıının mukavemetinin yeterli olduğunun tespiti için, CATIA programı yardımıyla süspansiyon sonlu elemanlar analizine sokulmuştur. Süspansiyon sisteminin, MSC ADAMS simülasyon programı ile dinamik analizi gerçekleştirilmiş, istenilen açısal sapma değerine öngörülen kuvvet etkisi altında ulaşıp ulaşmadığı incelenmiştir.

Süspansiyon sistemi boyutlandırıldığında, taşıtın sahip olması gereken minimum teker çapı, aracın uzunluğu ve genişliği gibi boyutsal değerlere bir kısıt getirilmiş, yapılan seçimler bu şartlara uygun olacak şekilde yapılmıştır.

Taşıtın boyutlandırmasının ardından taşıt gövdesine, sürücü ve yolcunun can güvenliğini olası bir devrilme ya da çarpma durumunda koruyup koruyamadığının tespiti için CATIA programı sonlu eleman analizi yapılmıştır. Koruyucu kafesin nden gelen 20000 N'luk ani bir kuvvet etkisi altında deformasyonu incelenmiş, dört basamakta optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Taşıtın boyutlandırması ve modellenmesi, süspansiyon sistemi ve araçtan beklenen özelliklere dayanarak SOLIDWORKS ile yapılmıştır. Taşıtın, MSC ADAMS programı yardımıyla tek tekerli modeli oluşturulmuş, taşıt dinamik analize sokulmuş, yük transferi, yalpa davranışı, şerit değiştirme davranışı gibi önemli taşıt dinamiği karakteristikleri bakımından incelenmiş ve optimize edilmeye çalışılmıştır.

Bir arazi taşıtının, zorlu arazi koşullarında seyredebilmesinin yanı sıra, yüksek bir menzil değerine sahip olması beklenir. Özellikle askeri kullanımlar için kullanılacak arazi taşıtlarında, ekonomiklik faktörü ikinci plana itilirken, taşıtın bağımsız olarak alabileceği mesafe değeri önem kazanmaktadır. Bu amaçla taşıta hareket sağlayan DC motorları beslemek amacıyla seri hibrit elektrikli bir enerji sistemi tasarlanmıştır. Taşıt için öngörülen en zorlu arazi koşulunda ihtiyaç duyacağı 425A akım değerini sağlayabilmesi için, bir DC jeneratör ile bataryaların paralel olarak çalışması uygun bulunmuştur. Bu sistemde DC jeneratör hub motorları sürekli beslerken, bataryalardan yüksek akım gereksinimlerinde başvurulacaktır. Bataryalar, tek dolumda 50 km/h sabit hızda, düz ve asfalt yol şartında minimum 50 km'lik menzil sağlayabilecek şekilde boyutlandırılmıştır.

Taşıta eklenen yakıt deposu, taşıta 50 km/h sabit hızda, düz ve asfalt yol şartında yaklaşık 700 km yol aldırabilecek şekilde boyutlandırılmıştır.

8.3 Sonuç ve Öneriler

Analizler sonucunda, kullanılan süspansiyon sisteminin yapısı dolayısıyla taşıtın ağırlık merkezinin stabil olmayışının, ağırlık merkezinin yerden yüksek oluşunun ve burulma kolunun sönüm özelliğinin yeterince yüksek olmamasının getirdiği olumsuzluklar gözlenmiştir. Tekerleklerin dikey hareketinin fazla olması nedeniyle, yüksek sayılabilecek yalpa açılarının oluştuğu, bunun da taşıtın seyir güvenliği açısından yüksek hızlarda kullanımının sakıncalı sonuçlar doğurabileceği gözlemlenmiştir. Bu da bu tip bir süspansiyon sisteminin, arazi taşıtları gibi konfor ve hız beklentilerinin düşük olduğu konseptlerde tercih edilebilir olsa da, seyir güvenliği açısından yüksek hızlı seyrinde, yüksek yan rüzgar altında veya dar açılı bir viraj içerisinde tehlike arz edebilir karakterde olduğu kabul edilmelidir.

Tasarımda kullanılan hub motorlar, basit şekilde çok akstan tahrikli taşıt tasarımına olanak sağlamakla büyük avantaja sahiptir. Günümüzde piyasadaki hibrit elektrikli araçların tümüne yakını güç aktarımı için konvansiyonel sistemleri kullanmasına rağmen, henüz yeni sayılan bu tasarımın, tekerlek içi motorların güç ve verimlilik anlamında hızlı şekilde gelişim göstermesi nedeniyle, yakın gelecekte yeni elektrik hibrit araç tasarımlarında yerini almaya başlayacağı öngörülmektedir.

Bu şartlar altında, tasarımı yapılan taşıtın, batarya kapasitesi süspansiyon ve gövde boyutları, dc motor ve jeneratör güç değerlerinde duruma göre değişime gidilmek suretiyle; iki veya daha fazla kişi taşıma kapasitesine sahip askeri amaçlı bir taşıt, tarım ve bahçecilikte kullanıma elverişli arazi taşıtı, ekstrem doğa sporları ya da golf sahalarında kullanılan bit taşıt gibi çok yüksek hız gerektirmeyen, görece olarak küçük ve hafif bir tasarıma ve yüksek arazi sürüşü performansına ihtiyaç duyulan uygulamalarda kullanılması mümkündür. Taşıtta kullanılan kol süspansiyon sistemi düşük hızla engebeli arazi seyrinde kabul edilir bir performans sergilemesine rağmen, ağırlık merkezinin ve taşıt yüksekliğinin değişimi yüksek hızlı seyir koşuluna uygun olmadığından, ticari araç uygulamalarından önce daha stabil bir süspansiyon sistemi tasarlanması gerektiği görülmüştür.

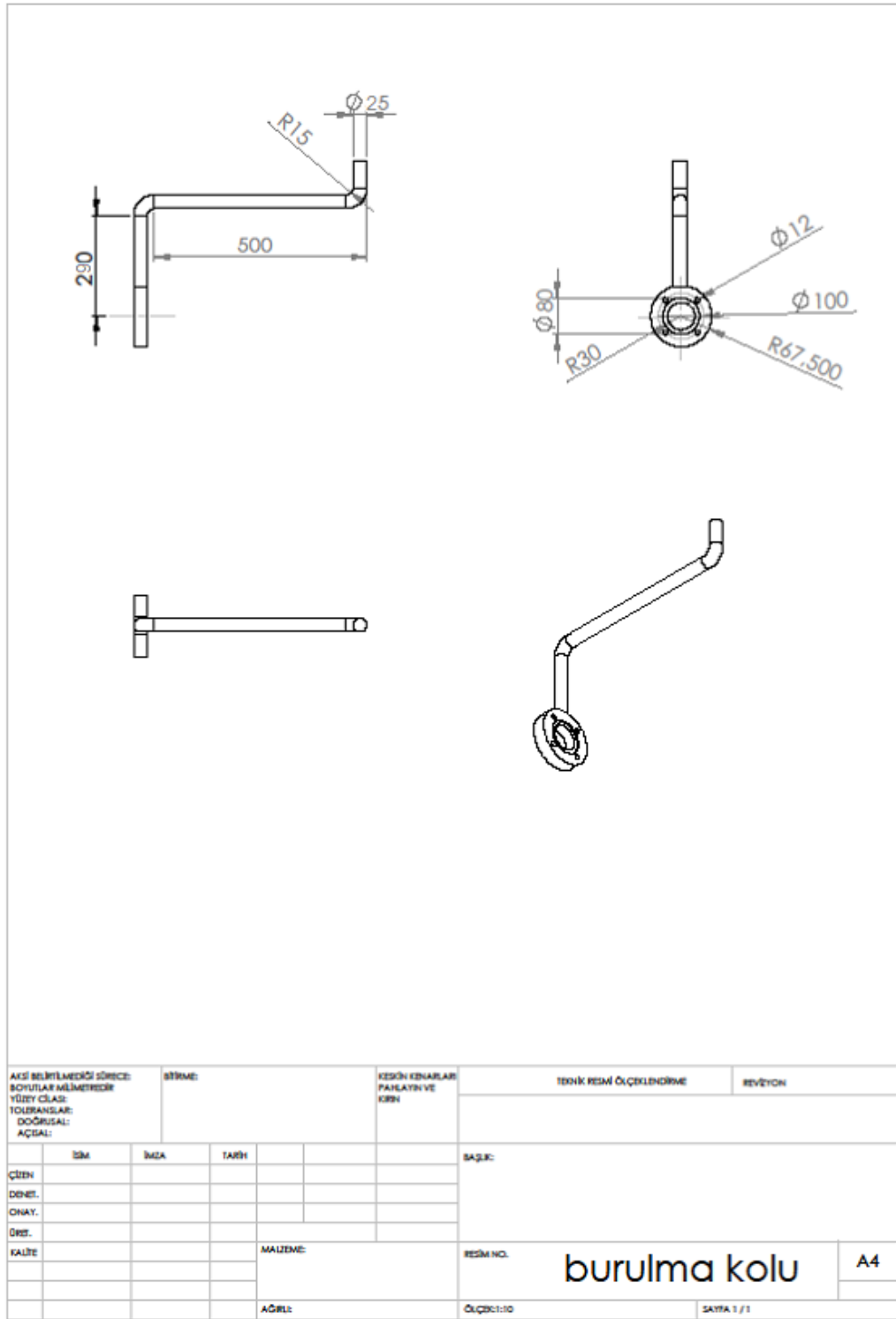
KAYNAKLAR

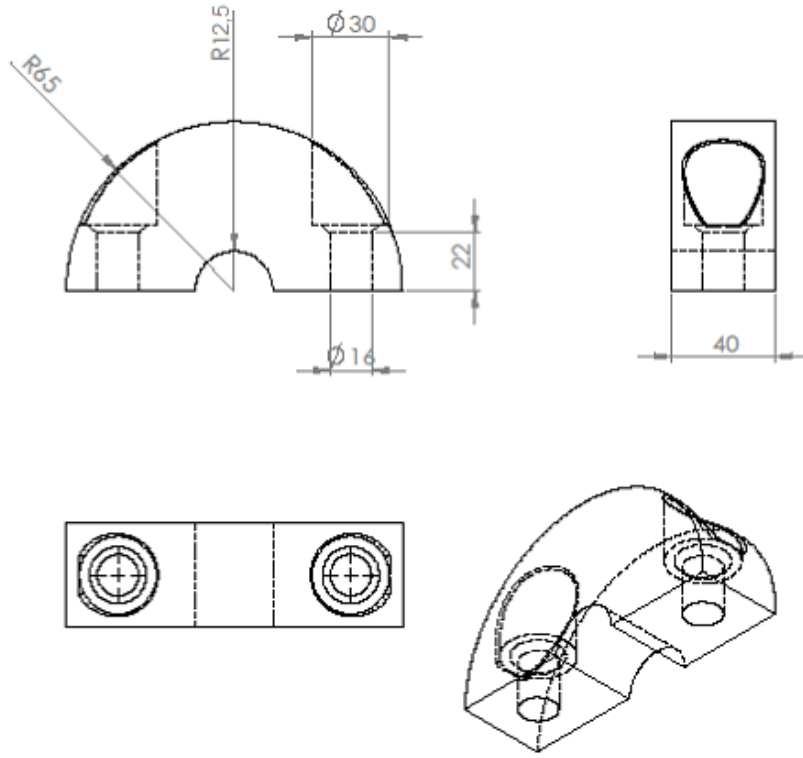
- [1] **Url-1** <http://www.rec.ri.cmu.edu/projects/crusher/Crusher_Press_Release_DARPA.pdf>, alındığı tarih: 15.10.2011
- [2] **Url-2** <http://pods.dasnr.okstate.edu/docushare/dsweb/Get/Document-2160/F-1228web.pdf> , alındığı tarih: 10.10.2011
- [4] **Url-3** <http://www.worldautosteel.org/uploaded/ULSAS_EngRpt_Twistbeam_Design.pdf>, alındığı tarih:20.10.2011
- [5] "**Hybrids Under the Hood (Part 2)**, (2010). Drivetrains, Union of Concerned Scientists. Retrieved 2010-03-17. Adres: <http://www.hybridcenter.org/hybrid-center-how-hybrid-cars-work-under-the-hood-2.html>.
- [6] **Sherry B.** (2006). Plug-in Hybrids: The Cars that will Recharge America. Gabriola Island, Canada: New Society Publishers. ISBN 978-0-86571-571-4. pp. 30-32
- [7] **Url-4** <<http://www.toyota.com/prius-plug-in/ebrochure.html>>, alındığı tarih:30.10.2011.
- [8] **Url-5** <http://eartheasy.com/move_hybrid_cars.html>, alındığı tarih: 15.10.2011
- [9] **Thompson, Sylvanus P** (2008). Dynamo-Electric Machinery.
- [10] **Url-6** <<http://polarpowerinc.com/products/generators/whydcaltor.htm>>, alındığı tarih:20.10.2011
- [11] **Iker Özelgin, Dr. Murat Yıldırım (2008)**, Hibrid Araç Bileşenlerinin Gelişimi. Adres: http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/f5bbd97c09f5cd5_ek.pdf, alındığı tarih 15.10.2011
- [12] **John Stewart** (2010). "2010 Toyota Prius Plug-In Hybrid First Drive". Edmunds.com. Retrieved 2010-04-26.
- [13] **Url-7** <<http://www.euroncap.com/testprocedures.aspx>>, alındığı tarih: 15.10.2011

EKLER

EK A.1: Teknik resimler

EK A.1





AKSI BİRLİMLEMEKİ GİRİŞİ: BOYUTLAR MİLMETRELER YÜREY ÇİLAZ: TOLRANSLAR: DOĞRUSAL: AÇIAL:				KESİK KENARLAR: PAKİLATIN VE KİRN		TEKNİK RESİM ÖLÇEKLİNDİRME	REVİZYON
ÇİZİM	İSM	İNGİZA	TARİH			SAĞLIK:	
DENET.							
ONAY.							
ÖRİT.							
KALİTE							
				MALZEME:		RESİM NO.	A4
				AĞIRLI:		ÖLÇEK:1:2	SAYFA 1 / 1

kelpçe üst

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Emre ERGENEKON

Doğum Yeri ve Tarihi: İSTANBUL - 29.07.1987

Adres: Seyitömer Mah. Cevdetpaşa Cad. No.6/5 Şehremini
İstanbul

E-Posta: emreergenekon@hotmail.com

Lisans: Yıldız Teknik Üniversitesi – Makine Fakültesi - Makine Mühendisliği Bölümü

