

**ÖZEL AMAÇLI ELEKTRİKLİ BİR KARA
ARACININ TASARIMI VE PROTOTİPİNİN
GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Osman Bahadır ÖZDEN
DANIŞMAN
Dr. Öğr. Üyesi Barış GÖKÇE

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Haziran 2018

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ÖZEL AMAÇLI ELEKTRİKLİ BİR KARA ARACININ TASARIMI
VE PROTOTİPİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Osman Bahadır ÖZDEN

DANIŞMAN
Dr. Öğr. Üyesi Barış GÖKÇE

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Haziran 2018

TEZ ONAY SAYFASI

Osman Bahadır ÖZDEN tarafından hazırlanan “Özel Amaçlı Elektrikli Bir Kara Aracının Tasarımı ve Prototipinin Geliştirilmesi” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 29.06.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından **oy birliği** ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği **Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Barış GÖKÇE

İmza

Başkan : Prof. Dr. Mehmet KARALI

Necmettin Erbakan Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi

Üye : Prof. Dr. Hüseyin BAYRAKÇEKEN

Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Barış GÖKÇE

Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi



Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun

...../...../..... tarih ve

..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....

Prof. Dr. İbrahim EROL

Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

29/06/2018

Osman Bahadır ÖZDEN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ÖZEL AMAÇLI ELEKTRİKLİ BİR KARA ARACININ TASARIMI VE PROTOTİPİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Osman Bahadır ÖZDEN

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Barış GÖKÇE

Kara Araçları (KA) bir operatör tarafından uzaktan kontrol edilen otonom veya yarı otonom özelliğe sahip ve belirlenen bir amaç için tasarlanmış araçlardır. Bu araçlar içten yanmalı motora sahip şanzımanlı araçlar olduğu gibi elektrik motorlu da olabilmektedir. KA'ların gerek endüstriyel uygulamalarda ve gerekse savunma sanayi uygulamalarında yaygınlaşması sayesinde can kaybı, zaman kaybı ve maddi kayıplar gibi birçok kaybı azalttığı için daha çok talep oluşmaktadır. Bu tür araçlar şimdiye kadar özellikle askeri amaçlı kullanılmıştır. Önümüzdeki yıllarda bu araçlarında sivil hatlarda kullanılacağı öngörülmektedir. Bu yüzden görme engelliler için ulaşım aracı, toprak işleme ve hasat işlemleri için tarım aracı, keşif yapma, yangın söndürme ve sivil birçok kurumlarda KA'lara ihtiyaç olması sebebiyle de geleceğin gözde robotik araçlarından birisi olmaktadır. Bu tez çalışmasında elektrikli bir engelli aracı referans alınarak hem insan kontrollü elektrikli bir araç hem de insansız olarak otonom veya yarı otonom şekilde hareket edebilecek bir aracın tasarımı, analizleri ve prototip üretimi gerçekleştirilmiştir. Aracın geliştirilmesinde parametrik tasarım için bir yazılım geliştirilmiştir. Bu yazılım sayesinde ağırlık merkezini hesaba katarak tırmanma ve devrilme açılarını hesaplama, yönlendirme ve süspansiyon sistemi gibi mekanik özellikler göz önünde bulundurularak en uygun mekanik tasarım belirlenmiştir. Aracın tasarımı yapıldıktan sonra yapısal analizleri gerçekleştirilmiş ve son olarak imalatı yapılarak hayata geçirilmiştir.

2018, xi + 93 sayfa

Anahtar Kelimeler: Parametrik Tasarım, Kara Aracı, Yapısal Analiz

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

DESIGN OF SPECIAL PURPOSE AN ELECTRICAL GROUND VEHICLE AND DEVELOPMENT OF PROTOTYPE

Osman Bahadır ÖZDEN

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Barış GÖKÇE

Ground Vehicles (GV) are vehicles designed for an intended purpose with an autonomous or semi-autonomous feature controlled remotely by an operator. These vehicles can be electric vehicles as well as gearbox vehicles with an internal combustion engine. Due to the widespread use of GVs both in industrial applications and in defense industry applications, the demand for preference is increasing as it reduces many losses such as loss of life, time loss and material losses. Such tools have been used especially for military purposes until now. It is anticipated that these vehicles will be used on civilian lines in the coming years. Therefore, it is one of the future robotic vehicles because of the transportation means for the disabled people, agriculture tool for tillage and harvesting operations, reconnaissance, fire fighting and the necessity of GV in many civilian institutions. In this study, the design, analysis and production of an electric powered vehicle as well as a vehicle that can move autonomously or semi-autonomously without human hands have been realized with reference to an electric vehicle for disabled. In the development of the vehicle, a software for parametric design was developed. With this software, the most suitable mechanical design has been parametrized by taking account of the mechanical properties such as climbing and centering of the center of gravity and calculation of tilting angles, guidance and suspension system. After the design of the vehicle, the structural analyzes and manufacturing process were carried out.

2018, xi + 93 pages

Keywords: Parametric Design, Ground Vehicle, Structural Analysis

TEŞEKKÜR

Bu araştırmanın konusu, deneysel çalışmaların yönlendirilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve yazımı aşamasında yapmış olduğu büyük katkılarında dolay tez danışmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Barış GÖKÇE, araştırma ve yazım süresince yardımlarını esirgemeyen Sayın Leman ÖZDEN, Selami ÖZDEN, Feyza Nur ÖZDEN, Fatma İŐCAN her konuda öneri ve eleştirileriyle yardımlarını gördüğüm hocalarıma ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Osman Bahadır ÖZDEN
AFYONKARAHİSAR, 2018

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
KISALTMALAR DİZİNİ	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xi
1.GİRİŞ.....	1
1.1 İnsansız Kara Araçlarının Tarihi	2
1.2 İnsansız Kara Araçlarının Kullanım Alanları	3
1.3 Tez Çalışmasının Kapsamı.....	4
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ	6
2.1 Kara Araçlarının İncelenmesi	6
2.1.1 İnsansız Kara Araçları.....	6
2.1.2 İnsanlı Kara Araçları.....	8
2.1.3 Kara Araçlarının Mekanik Sistem Tasarım Ve Analizleri.....	10
2.1.3.1 Yönlendirme Sistemi ve Tasarımı	10
a) Ackerman Prensibi.....	10
2.1.3.2 Tekerlek Sistemleri.....	15
2.1.3.3 Ön Aksam Geometrisi	16
a) Kamber Açısı	17
b) King Pim Açısı	18
c) Kaster Açısı	18
d) Toe-in Açısı	19
2.1.3.4 Şasi Tasarım ve Özellikleri	20
2.1.3.5 Karoser Tasarım ve Özellikleri.....	21
2.1.3.6 Hareket, Kuvvet ve Güç Sınırları	23
a) Yokuş Sınırı	26
b) İvme Sınırı	29
c) Çeki Sınırı	30
d) Virajlarda Kayma Sınırı	32

e) Güç ve Hız Sınırı	33
2.1.3.7 Taşıtlarda Güç ve Güç Aktarma Sistemleri	34
a) Kavrama Sistemi	35
b) Vites Kutusu	37
c) Şaft	38
d) Diferansiyel	39
2.1.3.8 İnsansız Kara Araçlarının Kontrol Sistemleri	40
2.2 Benzer Literatür Çalışmaları	40
3. MATERYAL ve METOT	45
3.1 Tasarım Ve Analiz	45
3.1.1 Tasarım Özellikleri	45
3.1.2 Parametrik Tasarımı	47
3.1.3 Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Yapısal Analizi	49
3.1.4 Araç Hareket Sınırları Belirleme Analizi	50
3.1.5 Bağımsız Süspansiyon ve Yönlendirme Sistemi Tasarımı ve Simülasyonu ..	51
3.1.6 Taguchi Yöntemi	51
3.2 İmalat	53
3.2.1 Kullanılan Hammadde ve İmalat Türleri	53
3.2.2 Gövde İmalatı	54
3.2.3 Salıncak ve Yönlendirme Sistemi İmalatı	54
3.3 Mekaniksel Donanımlar	55
3.3.1 Redüktör	55
3.3.2 Tekerlek Seçimi	55
3.3.3 Profiller, Saclar ve Yaylar	56
3.4 Elektriksel Donanımlar	57
3.4.1 Akü Grubu	57
3.4.2 Step Motor	58
3.4.3 Doğru Akım Motorları	58
4. BULGULAR	60
4.1 Tasarım	60
4.1.1 Şasi Parametrik Tasarımı ve Yazılımı	61
4.1.2 Bağımsız Süspansiyon ve Yönlendirme Sistemleri Parametrik Tasarımı ve Yazılımı	65
4.2 Analiz	67
4.2.1 Şasi Yapısal Analiz	67

4.2.2 Hareket Sınırları Analizi.....	76
4.3 Nihai Tasarım ve Analiz Sonuçları.....	79
4.4 Özel Amaçlı Elektrikli Kara Aracının İmalatı.....	81
4.4.1 Özel Amaçlı Elektrikli Kara Aracı Şasi İmalatı.....	81
4.4.2 Özel Amaçlı Elektrikli Kara Aracı Süspansiyon ve Yönlendirme Sistemi İmalatı.....	83
4.4.3 Özel Amaçlı Elektrikli Kara Aracı Montajı.....	86
5. TARTIŞMA ve SONUÇ.....	87
6. KAYNAKLAR.....	89
ÖZGEÇMİŞ.....	93

KISALTMALAR DİZİNİ

Kısaltmalar

CAD	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CAE	Computer Aided Engineering (Bilgisayar Destekli Mühendislik)
CAM	Computer Aided Manufacture (Bilgisayar Destekli İmalat)
API	Application Programing Interface (Uygulama Programlama Arayüzü)
İKA	İnsansız Kara Aracı
İHA	İnsansız Hava Aracı
FEM	Finite Element Method (Sonlu Elemanlar Metodu)
FEA	Finite Element Analysis (Sonlu Elemanlar Analizi)
DC	Direct Current (Doğru Akım)
Euro NCAP	The European New Car Assessment Program (Avrupa Yeni Araç Değerlendirme Programı)
AISI	American Iron And Steel Institute (Amerikan Demir ve Çelik Enstitüsü)
S/N	Sinyal / Gürültü
ATV	All-Terrain Vehicle (Her Türlü Arazi Aracı)
KA	Kara Aracı

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Hidrostatik transmisyonla çalışan insansız tarım aracı (A) ve İsrail savunma sanayi için geliştirilmiş bir İKA aracı (B).....	1
Şekil 1.2 1921 yılında uzaktan kumandalı insansız araç.....	3
Şekil 2.1 Sojourner.....	6
Şekil 2.2 Hymach.....	7
Şekil 2.3 Guardium.....	7
Şekil 2.4 Scarab Tx.....	8
Şekil 2.5 Husky.....	8
Şekil 2.6 S-05 Apego akülü tekerlekli aracı.....	9
Şekil 2.7 Meyra Optimus 2 akülü tekerlekli aracı.....	9
Şekil 2.8 Ackerman geometrisi.....	11
Şekil 2.9 Negatif, nötr ve pozitif kamber açıları.....	17
Şekil 2.10 İki salıncaklı bir araç için King Pim açısı.....	18
Şekil 2.11 Pozitif ve negatif kaster açısı.....	19
Şekil 2.12 Pozitif ve negatif Toe-in açısı.....	19
Şekil 2.13 Bir şasi tasarımı örneği-Rock Bouncer aracı.....	21
Şekil 2.14 Audi markasına ait bir karoser tasarım örneği.....	22
Şekil 2.15 Taşıt hareket sınırları serbest cisim diyagramı genel denklemi.....	24
Şekil 2.16 Güç aktarma organları.....	35
Şekil 2.17 Kavrama sistemi.....	37
Şekil 2.18 Vites kutusu.....	37
Şekil 2.19 Şaft sistemi.....	39
Şekil 2.20 Diferansiyel sistemi.....	39
Şekil 3.1 Tasarım süreçleri.....	45
Şekil 3.2 Solidworks programında parametrik tasarım metodu ve yöntemleri.....	48
Şekil 3.3 Sonlu elemanlar yönteminden örnek bir model.....	50
Şekil 3.4 Redüktör.....	55

Şekil 3.5 Tekerlek.	56
Şekil 3.6 Araçta kullanılan profil, sac ve yaylar.	57
Şekil 3.7 Akü grubu.	57
Şekil 3.8 Step motor.	58
Şekil 3.9 Doğru akım motoru.	59
Şekil 4.1 Şasi temel genişlik, uzunluk ve yükseklik ölçü yerleri.	61
Şekil 4.2 Şasi parametrik tasarım profil parametrik ölçü seçim arayüzü.	62
Şekil 4.3 Şasi parametrik tasarım ön görünüm parametrik ölçü arayüzü.	63
Şekil 4.4 Şasi parametrik tasarım sol yan görünüm parametrik ölçü arayüzü.	64
Şekil 4.5 Şasi parametrik tasarımı yapılmış bir örnek.	64
Şekil 4.6 Süspansiyon sistem parçaları.	65
Şekil 4.7 Salıncak parametrik tasarım yazılımı.	66
Şekil 4.8 Aracın diğer sekmelerde bulunan ölçülerle oluşturulan geometri 3 boyutlu görünümleri.	66
Şekil 4.9 Taguchi L9 ortagonal dizisine göre çıkarılmış tasarımlar.	68
Şekil 4.10 Önden çarpma kuvvet ve mesnet tanımları.	70
Şekil 4.11 Yanal çarpma kuvvet ve mesnet tanımları.	70
Şekil 4.12 Burulma analizi kuvvet ve mesnet tanımları.	71
Şekil 4.13 Ön çarpma analizi parametre seviye etki grafiği (A) Ortalamaya göre (B) S/N Oranına Göre.	73
Şekil 4.14 Yanal çarpma analizi parametre seviye etki grafiği (A) Ortalamaya göre (B) S/N Oranına Göre.	74
Şekil 4.15 Burulma analizi parametre seviye etki grafiği (A) Ortalamaya, (B) S/N Oranına Göre.	75
Şekil 4.16 Araç nihai tasarım şasi ölçüleri.	76
Şekil 4.17 Aracın sol yan düzlemine göre hareket sınırları hesaplama arayüzü.	77
Şekil 4.18 Aracın sol yan düzlemine göre hareket sınırları hesaplama arayüzü.	78
Şekil 4.19 Aracın ön düzlemine göre hareket sınırları hesaplama arayüzü.	78
Şekil 4.20 Araç ana montaj tasarımı.	79

Şekil 4.21 Ön çarpma analizine göre şekil değiştirme miktarı (A) ve von-misses gerilmesi (B).	79
Şekil 4.22 Yanal çarpma analizine göre şekil değiştirme miktarı (A) ve von-misses gerilmesi (B).	80
Şekil 4.23 Burulma analizine göre şekil değiştirme miktarı (A) ve von-misses gerilmesi (B).	80
Şekil 4.24 KA şasi parçalarının imalatı.	82
Şekil 4.25 KA şasi parçalarının birleştirilmesi.	82
Şekil 4.26 KA şasi parçalarının kaynak ile birleştirildikten sonra bir bütün haline getirilmesi.	82
Şekil 4.27 Ön süspansiyon sistem imalatı ve montajı.	83
Şekil 4.28 Arka süspansiyon sistem imalatı ve montajı.	84
Şekil 4.29 Tekerlek, salıncaklar ve yönlendirme sistemi bağlantı parçası (porya).	84
Şekil 4.30 Yönlendirme sistemi ile porya bağlantısı.	85
Şekil 4.31 Yönlendirme sistemi imalatı ve montajı.	85
Şekil 4.32 Aracın montajı.	86
Şekil 4.33 Kara aracının tasarım ve imalat.	86

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Kara araçlarının farklı sayıda tekerleklere göre farklı yönlendirme sistemleri	12
Çizelge 4.1 Şasi için belirlenen temel genişlik, uzunluk ve yükseklik ölçüleri	61
Çizelge 4.2 Taguchi L9 Ortogonal dizi tasarım ve analiz listesi.....	68
Çizelge 4.3 AISI 1020 malzeme özellikleri	71
Çizelge 4.4 Taguchi en düşük en iyi sinyal gürültü oranına (S/N) göre yapısal analiz sonuçları.	72
Çizelge 4.5 Ön Çarpma analizi parametre ve seviye yanıt tablosu	72
Çizelge 4.6 Yanal Çarpma analizi parametre ve seviye yanıt tablosu	73
Çizelge 4.7 Burulma analizi parametre ve seviye yanıt tablosu.....	75
Çizelge 4.8 Önden çarpma, yanal çarpma ve burulma dayanımlarına göre en düşük gerilme değerine sahip parametreler ve seviyeler.....	76
Çizelge 4.9 Nihai tasarıma göre analiz sonuçları	81

1. GİRİŞ

Hızla gelişen teknolojiyle beraber insan hataları, can ve mal kaybı, maddi kayıplar gibi birçok olumsuz nedenlerle beraber insansız sistemlere ihtiyaç ve ihtiyaçtan dolayı bu tür sistemleri üretilmesi gün geçtikçe artmaktadır. Sanayi devrimiyle beraber günümüze kadar gelişen makineleşme endüstrisi günümüzde insansız sistemlere iş gücünden ve zaman kaybından kazanç sağlamaktadır. İnsansız sistemler, zor şartlarda insan kullanımını rahatlatmak ve daha pratik bir hale getirebilmek için görev yapabilmektedirler.

İnsansız sistemler, çalışır durumdayken senkronize çalışan algılayıcılar sayesinde çevresindeki nesne bilgilerini algılayıp bilgileri kontrol merkezine göndererek yarı otonom kontrol ünitelerinde operatör komutuyla istenilen görev doğrultusunda yeni görevler alabilmektedirler.

Bu tür insansız sistemler savunma sanayi alanında; keşif, sınır güvenliği, terörü bitirme, istenilen hedefi vurma, mayın tarama gibi amaçlarla da kullanılabilir. Diğer sektörler olarak; tarım, arama-kurtarma, yangın söndürme, maden tarama gibi alanlarda da kullanılabilir. Şekil 1.1'de hidrostatik transmisyonlu tarım aracı ve İsrail savunma sanayine ait araçlar gösterilmiştir.



(A)

(B)

Şekil 1.1 Hidrostatik transmisyonla çalışan insansız tarım aracı (A) ve İsrail savunma sanayi için geliştirilmiş bir İKA aracı (B) (İnt.Kyn.1 ve 3).

İnsansız kara araçlarında ihtiyaç duyulan mikroişlemcilerin, bilgisayarların, algılayıcılar

gibi elektronik nesnelerin son yıllarda hızlı gelişmesiyle araçların bilgi toplanması ve bu bilgi hesaplamalarıyla daha doğru sonuçlar elde edilerek daha düzgün bir şekilde komut gönderilmesini sağlayabilmektedir.

İnsansız karar aracının komutları için kullanılan kontrol algoritmaları, nesnelere algılama ve nesnelere uzaklaşabilme, GPS verisi ile harita üzerinden yol noktaları gibi komutlarla en düzgün bir şekilde kontrol edebilmesi kullanılan elektronik donanımların kalitesi ve bazı hesaplamalarla oluşturulan iyi bir kontrol algoritmasıyla orantılı olarak değişkenlik gösterebilmektedir.

Böyle kontrol edilen bu tür insansız kara araçları savunma sanayi alanında insan kaybının büyük öneminden dolayı daha çok ihtiyaç duyulmaktadır. Askeri alanda silahlı insansız kara araçları sayesinde günümüzde askerlerin yerini de alabilmektedirler.

Kullanım alanlarına göre ağırlık, maksimum yükseklik, maksimum genişlik, ağırlık merkezi gibi birçok parametre değişkenlik göstererek tasarımın önemini güçlendirmektedir.

Dar yollu araziler, dar aralıklı kapılar, engebeli araziler gibi farklı yol spektrumlarına göre güç gereksinimi, tırmanma açısı, devrilme açısı gibi hareket sınırları parametreleri göz önüne alınarak ağırlık, ağırlık merkezi ve aracın ölçüleri gibi parametrelerle birlikte değişkenlik gösterebilmektedir.

1.1 İnsansız Kara Araçlarının Tarihi

1921 yılında Ohio'da World Wide Wireless dergisinin yayınlamasıyla uzaktan telsizle kontrol edilebilen ilk insansız araç ilan edilmiş oldu. Şekil 1.2'de 1921'de üretilen uzaktan kumandalı insansız araç gösterilmiştir.



Şekil 1.2 1921 yılında uzaktan kumandalı insansız araç (İnt.Kyn.4).

1930 yıllarında Sovyetler Birliği o zamanki teknoloji koşullarına rağmen uzaktan kontrollü silah mekanizmalı teletanks adı verilen bir araç geliştirdi. Bu araç Finlandiya'ya karşı savaş koşullarında kullanıldı (İnt.Kyn.4).

II. Dünya Savaşında da İngiltere 1940'lı yıllarda radyo frekansı ile uzaktan kontrol edilen Matilda II'yi geliştirerek bir İKA geliştirdiler. 1942 yılında Almanya radyo frekansı ile uzaktan kontrol edilebilen Goliath adında patlayıcı taşıyabilen paletli bir İKA geliştirdi (İnt.Kyn.4).

Shakey adı verilen ilk mobil robot üretimi 1960 yıllarında Savunma İleri Araştırma Projeleri Ajansı (DARPA-AI) tarafından geliştirildi. Shakey üzerindeki kamera, algılayıcılar ve bir bilgisayar bulunan ve tahta parçalarını algılayıp toplama amacıyla komut oluşturan ve belirli nesnelere alıp götürülmesi istenilen başka bir yere ilk mobil araç olan bir çalışma oldu (İnt.Kyn.4).

Günümüz gelişen teknolojiyle beraber insansız sistemler ve insansız kara araçları 1920'lerden bugüne kadar gelen gelişme süreci ilerleyerek devam etmektedir (İnt.Kyn.4).

1.2 İnsansız Kara Araçlarının Kullanım Alanları

Günümüzde birçok çeşitte İKA'lar bulunmaktadır. Bu araçlar daha çok insanların ek güç harcamamaları için, insanların kolaylıkla gidemediği yerlere götürebilmek için veya can kaybını önlemek amacı gibi insan değerlerinin önemde olduğu alanlarda daha çok

ağırlıkta kullanılmaktadır. Askeri sistemler olarak gözetim amacıyla, hedef edinme amacıyla, keşif amacıyla, hedef belirleyip vurabilme amacıyla kullanılabilir. Ayrıca tarım, inşaat, makine, madencilik, denizcilik, astronomi, üretim, lojistik, askeri alanlarında da kullanılabilirler. İKA'lar ayrıca polislerin yapabileceği kapı bekçisi, gözetleme gibi birçok alanlarda da kullanılabilirler.

Uzay uygulamalarında Amerikan Ulusal Havacılık Uzay Dairesi (NASA) Mars'a İKA aracı gönderip keşif amaçlı Mars arazi koşullarına göre tasarım gerçekleştirip birçok İKA aracı göndermiş ve hala daha bu araçlar üzerinde yazılımsal, fonksiyonel ve tasarımsal faaliyetlerini sürdürmektedir.

Tarım alanlarında traktörlerin yazılımsal faaliyetleri daha da ilerletilmiş insansız traktörler kullanılabilir. Ayrıca hidrostatik transmisyon sistemiyle çalışan insansız tarım araçları birçok ülkede hızla yayılmakta ve gelişmektedir.

Üretim sektöründe malzemelerin taşınması amacıyla kullanımı hızla yayılmaktadır. Bu tür araçlar üretim prosesini azaltıp hem seri üretim için hem de endüstri 4.0 sanayi alanıyla uyum sağlayıp sistem entegrasyonu ile senkronize bir şekilde çalışabilirler.

Madencilik sektöründe maden tünelleri için haritalama amacıyla lazer tarayıcı, algılayıcılar, radar gibi elektronik donanımlar sayesinde kayalar gibi 3 boyutlu yeryüzü şekillerini haritalama uygulaması geliştirebilirler (Coşkun 2016).

1.3 Tez Çalışmasının Kapsamı

Bu tez çalışmasında, kara aracı üzerinde araç hareketini etkileyebilecek mekanik sistemlerin tasarımlarının üzerinde durulup bu tasarım parametrik bir tasarım haline getirildikten sonra parametrik tasarım yazılımı sayesinde birçok tasarım yapılmıştır. Parametrik tasarım yazılımındaki değerler belirlenmiş ve bu değerlere göre geometriler oluşturulmuştur. Parametrik tasarım yazılımında farklı uzantılarda kaydedilerek şasi yapısal analize hazır hale getirilmiştir. Yapısal analizler de araç şasisi için burulma

analizi, yanal çarpma analizi ve n çarpma analizleri uygulanarak analizler tamamlanmıştır. Farklı geometrilere göre yapılan yapısal analizler sonucunda von-mises gerilme değerleri taguchi metodu ile en optimum değerler olacak şekilde nihai geometri ölçüleri belirlenmiştir. Bu tasarıma göre belirlenen imalat yöntemlerine göre iş planı yapılmış ve bu sürece göre hammadde ihtiyaı, farklı imalat türlerine göre firma ve tedarikçilerden istenilen işlemler gerçekleştirilmiştir. Kontrol sistem tasarımı ve geliştirilmesi daha sonra yapılacak çalışmalara bırakılmıştır.

2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

2.1 Kara Araçlarının İncelenmesi

2.1.1 İnsansız Kara Araçları

İnsansız kara araçları birçok uygulamalarda istenilen görevi gerçekleştirmek için kablosuz uzaktan bağlantı ile veya otonom bir yazılım ile kontrol edilen bir makine olarak tanımlanabilmektedir. İnsansız kara aracı üzerinde bulunan sistemler bir veya daha çok mesafe sensörü, görüntü işleme yazılımı ile kamera algılayıcısı gibi nesnelere gerekli bilgiler toplanıp aracın frenlemesi, ilerlemesi için gaz kontrolü, sağ veya sola yönlendirme gibi birçok elemanlar için bazı prensipler ile matematiksel model ile algoritma oluşturularak programlanan mikroişlemcilerle komutlar verebilmektedir.

Sojourner 1997 yılında üretilen bu araç NASA'nın Mars'ta hava yastıkları ve paraşütler sayesinde Mars'a başarılı iniş yapan ilk insansız kara aracı olarak tarihe geçmiştir (İnt.Kyn.5). Şekil 2.1'de Marsta kullanılan ilk insansız araç Sojourner gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Sojourner (İnt.Kyn.5).

Son yıllarda tarım sektöründe de ihtiyaçlara binaen birçok insansız kara araçları ve insansız traktörler gelişmektedir. Hymach hidrostatik transmisyon sistemiyle çalışan radyo frekansı ile kontrolü sağlanan, 2.7 m x 1.5m x 1.2 m boyutlara sahip, 40 hp dizel motoru olan insansız kara aracıdır. Açılabilen paletleri sayesinde hareket sınırları

değerleri daha yüksek olması sağlanmış ve 55° derece tırmanma açısı, 55° derece ön düzleme göre hareket sınırlarına sahiptir. Son yıllarda çıkan tarım sektöründeki tarım araçları için engebeli arazi ve tarım makineleri için yüksek güç gereksinimi olduğu için ve yüksek hız gerektirmedikleri için güç aktarım sistemi olarak hidrostatik transmisyon sistemi tarım sektöründe tercih edilmekte ve hızla yayılmaktadır (İnt.Kyn.3). Şekil 2.2’de hidrostatik transmisyonla çalışan insansız tarım aracı Hymach gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Hymach (İnt.Kyn.3).

Guardium İsrail’in askeri amaçlı otonom olarak da kullanılabilen insansız kara aracıdır. Hızı 80 km/h ulaşabilen bu araç kaliteli sensorler, kameralar, mikrofonlar gibi donanımlarla donatılmıştır. 1.2 ton ağırlığına 2.95 m x 1.8 m x 2.2 m ebatlarına sahip bu araç engebeli arazilere karşı bağımsız süspansiyonlu olup güç aktarım sistemi olarak içten yanmalı motor kullanılmaktadır (İnt.Kyn.1). Şekil 2.3’de İsrail savunma sanayine ait Guardium aracı gösterilmiştir.



Şekil 2.3 Guardium (İnt.Kyn.1).

Scarab Tx 2016 yılında Fransa da üretilen modüler bir insansız kara aracı olup yangın söndürme aracı olarak da kullanılabilir. 400 kg ve 1.4 m x 0.7 m x 0.6 m ölçülerine

sahip olup 45° açığı kadar tırmanma açısı, ön düzleme göre ise 40°'ye kadar hareket sınırları bulunmaktadır. Yürüyüş aktarım sistemi olarak paletli bir araç olup devir sayısı farkıyla yönlendirme sağlanmaktadır. Güç aktarım sistemi 24 V DC motor ile sağlanmaktadır (İnt.Kyn.7). Şekil 2.4'de yangın söndürme amacıyla kullanılan Scarab Tx aracı gösterilmiştir.



Şekil 2.4 Scarab Tx (İnt.Kyn.7).

Husky 0.99m x 0.67m x 0.39m boyutlarına sahip, 50 kg, farklı seçeneklerde DC motor düzeneği ile mayın tarama, haritalama, tarım gibi birçok sektörde kullanılabilen modüler bir insansız kara aracıdır (İnt.Kyn.6). Şekil 2.5'de tarama amacıyla kullanılan Husky aracı gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Husky (İnt.Kyn.6).

2.1.2 İnsanlı Kara Araçları

İnsanlı kara araçları bir insanın ergonomisi düşünülerek tasarlanarak bir konumdan farklı bir konuma ulaştırılması için sağlanan araçlardır. Engelli araçları, ulaşım araçları,

yangın söndürme araçları gibi farklı amaçlı bir çok çeşit insanlı kara araçları bulunabilmektedir.

S-05 Apego aracı 1.12m x 0.74m x 0.47m boyutlarına sahip ve 4 adet 320W DC motor ile toplamda 1280W'lık güce sahiptir. Tırmanma açısı maksimum 15⁰, maksimum hız 8 km/s, akü 75 Ah, taşıma kapasitesi 250 kg özelliklerine sahip elektrikli insanlı kara aracıdır. Bağımsız süspansiyon sistemi bulunmamaktadır ve elektronik diferansiyel sürüş sistemi ile yönlendirme sağlanılmaktadır (İnt.Kyn.23). Şekil 2.6'da akülü insanlı Apego aracı gösterilmiştir.



Şekil 2.6 S-05 Apego akülü tekerlekli aracı (İnt.Kyn.23).

Meyra optimus 2 aracı 15 km/s hızına kadar ulaşabilmektedir. Farklı değerlerde akü seçenekleride bulunabilmektedir. Motoru maksimum 950W değerine kadar çıkarılabilmektedir. Taşıma kapasitesi 150 kg'dır. 1.34m x 0.72m x 0.56m boyutlarına kadar ulaşabilmektedir. 18⁰ derece tırmanma açısı ve ön görünümüne göre 30⁰ derece devrilme açısına sahiptir ve yönlendirme sistemi ile yönlendirme sağlanılmaktadır (İnt.Kyn.24). Şekil 2.7'de akülü insanlı Meyra Optimus 2 aracı gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Meyra Optimus 2 akülü tekerlekli aracı (İnt.Kyn.24).

2.1.3 Kara Araçlarının Mekanik Sistem Tasarım Ve Analizleri

Kara araçlarının harekete başlayabilmesi için öncede yapılmış mekanik sistem tasarımlarına göre imalatının bitirilip montajının tamamlanmış olması gerekmektedir. Yönlendirme sistemi, aracın ilerleyebilmesi, aracın yük taşınması gibi özellikler için birçok sistemin tasarımı ve analizi yapılabilmektedir. Yapılan tasarımlar sonucunda analizler yapılarak tasarımda geliştirilmeler ve iyileştirilmeler sonucunda imalata hazır hale getirilebilmektedir.

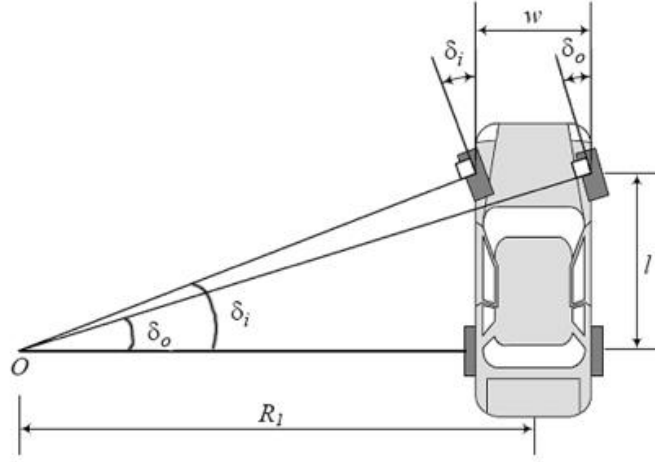
2.1.3.1 Yönlendirme Sistemi ve Tasarımı

Tekerlek ile yürüme aksamı sağlanılan taşıtlarda yönlendirme sistemi için en çok kullanılan yöntem ön tekerleklere yönlendirmeye sağlanılan dümenleme olarak adlandırılan metottur. Ön tarafta bulunan tekerlekler bir direksiyon simidi vasıtasıyla dairesel hareketi direksiyon kutusundaki kramayer dişlisi mekanizmasıyla veya dairesel hareketi sağ veya sola yönlendirebilecek mekanizmalarla iletimi sağlayıp rot kolları vasıtasıyla yönlendirmeyi sağlayabilmektedir. Bu rot kolları sabit tek kol veya bağımsız iki koldan oluşabilmektedir (Burha 2010). Araçlarda yönlendirme sistemi için önden yönlendirmeli arkadan itişli araçlar için Ackerman prensibi kullanılarak hesaplamalar yapılmaktadır. Tasarım yapılırken Ackerman prensibi dikkate alınarak üretim için hazırlanmaktadır.

a) Ackerman Prensibi

Düzlemsel olarak hareket eden dört tekerlekli bir taşıtın dönüş hareketi yapmakta iken her bir tekerleği yay çizgisi şeklinde hareketini sürdürmektedir. Aracın kararlı bir şekilde ilerlemesini sağlamak ve tekerleklerin aşınmalarını azaltmak için tekerleklerde kayma olayı olmadan yuvarlanmasının sağlanması gerekmektedir. Kayma olayı tekerleklerin ani dönme merkezlerinin birbirleriyle çakışık olması durumunda gerçekleşmektedir. Başka bir deyişle ani dönme merkezi noktasından tekerleklerin iz düşüm merkezlerine çizilen bir çizgi dik olmalıdır. Bu prensibe Ackerman geometrisi denilmektedir.

Ackerman geometrisine göre tekerleklerin sapma açıları (δ_i ve δ_o), tekerleklerin iz düşüm merkez noktalarının genişliği (w), ön ve arka aks mesafeleri (l) ve dönüş yarıçapı (R_1) olarak şekil 2.8’ de gösterilmektedir (Burha 2010). Arkadan itişli önden yönlendirmeli araçlar için ackerman prensibi için aracın üstten görünümü şekil 2.8’ de gösterilmiştir.




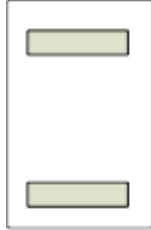
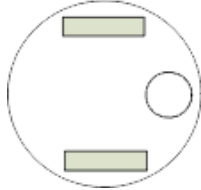


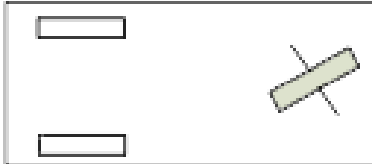
Şekil 2.8 Ackerman geometrisi (Burha 2010).

$$\tan \delta_i = \frac{l}{R_1 - \frac{w}{2}} \quad (2.1)$$

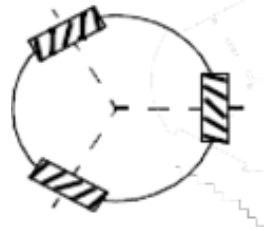
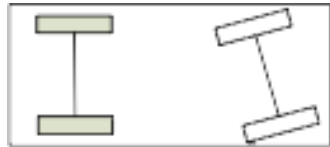


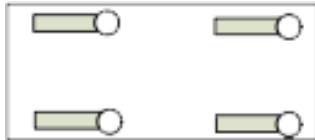
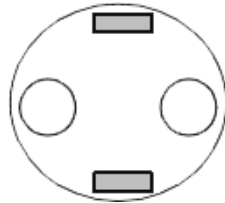
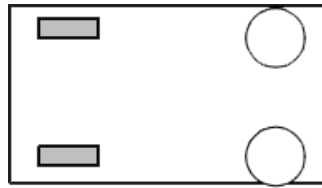
$$\tan \delta_o = \frac{l}{R_1 + \frac{w}{2}} \quad (2.2)$$

Ackerman prensibindeki denklem 2.1 ve 2.2’ye göre aracın dönüş yarıçapını etkileyen etkenler tekerleklerin açıları, ön ve arka aks mesafesi ve tekerleklerin iz düşüm merkez noktaları arasındaki mesafe olarak görülmektedir. Ön ve arka aks mesafe uzunluğu belirlenirken toplam ağırlık, hareket sınırları, ağırlık merkezinin konumu gibi parametrelere göre belirlenmektedir (Burha 2010). Bu metot dışında arka aksların yönlendirilebildiği araçlarda bulunabilmektedir. Bu yöntem nadirde olsa bazı araçlarda görülebilmektedir. Arka aksın yönlendirilebildiği arka tekerleklerin döndürülebildiği araçlar dönüş yarıçapı değerini azaltmak, hareket kabiliyeti sağlamak, kayma olayını minimize etmek, tekerlek aşınmalarını azaltmak gibi amaçlarla bu yöntem kullanılabilir. Fakat bu yöntem yüksek hızla hareket edebilen araçlarda kullanılmamaktadır (Burha 2010). Kara araçlarında farklı tasarım ve mekanizmalara göre bir çok yönlendirme sistemi çizelge 2.1’ de gösterilmiştir.

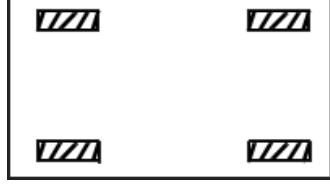

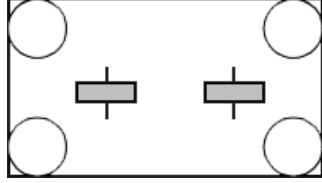







Çizelge 2.1 Kara araçlarının farklı sayıda tekerleklere göre farklı yönlendirme sistemleri (Siegwart and Nourbakhsh 2004).

Tekerlek Sayısı	Yönlendirme Düzeni	Açıklama
2		Ön yönlendirmeye sahip, arka güç tahriki olan tekerlekler
2		Yan yana iki güç tahriki olan tekerlekler
3		Önde güç tahriki olmayan küresel, arkada güç tahriki olan tekerlekler
3		Önde güç tahriki olmayan küresel, arkada güç tahriki olan tekerlekler
3		Ön tarafta yönlendirmeye sahip, arkada birbirine bağlı tekerlekler
3		Önde yönlendirme ve güç tahriki olan, arkada güç tahriki olmayan tekerlekler

Çizelge 2.1 (Devamı) Kara araçlarının farklı sayıda tekerleklere göre farklı yönlendirme sistemleri (Siegwart and Nourbakhsh 2004).

3		Güç tahriki olan üç ayrı tekerlekler
4		Birbirine bağlı yönlendirmeye sahip güç tahriki olmayan ön tekerlek, birbirine bağlı güç tahriki olan arka tekerlekler
4		Birbirine bağlı yönlendirmeye sahip güç tahriki olan ön tekerlek, güç tahriki olmayan arka tekerlekler
4		Birbirine bağlı yönlendirmeye sahip güç tahriki olan ön ve arka tekerlekler
4		Güç tahriki olan ve yönlendirmeye sahip nakliye tekerlekler
4		Yanlar da iki güç tahriki olan, önde güç tahriki olmayan tekerlekler
4		Arka iki güç tahriki olan, güç tahriki olmayan tekerlekler

Çizelge 2.1 (Devamı) Kara araçlarının farklı sayıda tekerleklere göre farklı yönlendirme sistemleri (Siegwart and Nourbakhsh 2004).

4		Güç tahriki olan dört isveç tekerlekler
6		Ortada diferansiyel sürüş sistemi güç tahriki olan ve diğerleri küresel mafsallı olan tekerlekler
6		Yönlendirmeye sahip güç tahriki olan ve diğerleri küresel mafsallı olan tekerlekler
	Güç tahriki olmayan küresel tekerlek	
	Güç tahriki olan isveç tekerlek	
	Güç tahriki olmayan tekerlek	
	Güç tahriki olan tekerlek	
	Güç tahriki olan ve yönlendirme olan tekerlek	
	Yönlendirmeye sahip olan tekerlek	
	Birbirine bağlı tekerlek	

Yönlendirme sistemi tasarımında ideal ve kayma olayı olmadan bir dönme hareketi sağlayabilmek için ackerman prensibini sağlaması gerekmektedir, bu da ön tekerlek açılarının farklı ve hesaplara uygun bir şekilde belirlenmesiyle sağlanmaktadır ve denklem 2.3’de gösterilmektedir (Burha 2010).

$$\tan \delta_i = \frac{\frac{L}{w} \cdot \tan \delta_0}{\frac{L}{w} - \tan \delta_0} \quad (2.3)$$

Bu denkleme göre $\delta_i = 0^0$ ile 35^0 arasındaki herhangi bir açığa karşılık gelen diğer tekerleğin δ_0 açısı denklemindeki açı değerini sağlayarak kaymasız dönme şartını sağlayabilmektedir. δ_i açısı denkleme göre hesaplanan açılardan farklı olabilmektedir. Bu değer farkının en fazla $1/2^0$ fark olması gerekmektedir. Yönlendirme sisteminde istenilen çözüm mekanizmadan ziyade tasarlanan yönlendirme sisteminin hata değerinin üstüne çıkmamasına bağlı olarak tasarlanması yönlendirme sistemi tasarımını ideal hale getirmektedir. Bağımsız olmayan yönlendirme sistemindeki rot kollarının uzunlukları ve bağlantı yerlerinin uzaklıkları için ise Schlaefke Metodu denklemleri yardımıyla hesaplanabilmektedir. Bağımsız olan yönlendirme sistemlerinde ise kullanılan mekanizma türünün mekanizma tekniği yöntemleriyle hesaplanabilmektedir (Burha 2010).

2.1.3.2 Tekerlek Sistemleri

Tekerlek sistemi motordan aldığı tahrik gücünü yer ile teması sağlayan ve aracın harekete geçmesini sağlayan sistemdir. Motordan alınan tork değeri tekerlekteki yuvarlanma direncini, araçta oluşan sürtünme kuvvetini, hava direnci gibi etkilerin değerlerini yenince araç ilerlemeye başlamaktadır (Özdalyan 2018).

Yuvarlanma direnç kuvveti tekerleklerin şekil değiştirmelerinin meydana gelmesinden dolayı kaynaklanmaktadır. Tekerlek yüzeyin sertliğine bağlı olarak temas ettiği zaman tekerleğin yapısından dolayı şekil değiştirmeler meydana gelmektedir. Böyle şekil değiştirmeler neticesinde tekerlekte basınç değişimlerin meydana gelmektedir.

Tekerlek üzerinde ilerleme yönündeki basınç diğer taraftaki basınca nispeten daha yüksek olmaktadır. Buna bağlı olarak tekerleğin basınç merkezi bir miktar yer değiştirir. Bu yer değiştirme tekerlek eksenine göre moment oluşturur. Burada oluşan momente yuvarlanma direnç momenti denilmektedir. Tekerleğin denge koşullarının sağlanması için zemin ile tekerlek arasında temas edilen yerden bir kuvvet oluşması gerekmektedir. Bu kuvvete ise yuvarlanma direnç kuvveti adı verilmektedir (Özdalyan 2018). Yuvarlanma direnç katsayısının genel denklemi (f_{ro}) yuvarlanma direnç kuvvetinin normal yüke olan oranı denklem 2.4’de gösterilmektedir.

$$W_r = G * f_{ro} \quad (2.4)$$

W_r = Yuvarlanma direnci (N)

f_{ro} = Yuvarlanma direnç katsayısı

G = Taşıtın ağırlığı (N)

Yuvarlanma direnç katsayıları etkileyen birçok faktör bulunmaktadır. Aracın toplam ağırlığı, aracın hızı, zemin durumu ve türü, lastik yapısı, lastik basıncı gibi etkiler bunlardan bazılarıdır (Özdalyan 2018). Çizelge 2.2’de zemin türüne göre yuvarlanma direnç katsayıları gösterilmiştir.

Çizelge 2.2 Zemin türüne göre yuvarlanma direnç katsayıları (Çetinkaya 1999).

Zemin Türü	f_{ro}
Asfalt, beton	0,0015
Taş döşenmiş zemin	0,0015
Şose	0,02
Çamurlu yol	0,05
Yumuşak toprak, kum	0,1...0,35

2.1.3.3 Ön Aksam Geometrisi

Araç tasarımı yapılırken araç ön aksam geometrileri için bazı özelliklere dikkat edilerek tasarımlar yapılmaktadır. Araçların aşağıda sıralanan özelliklere göre ön aksam

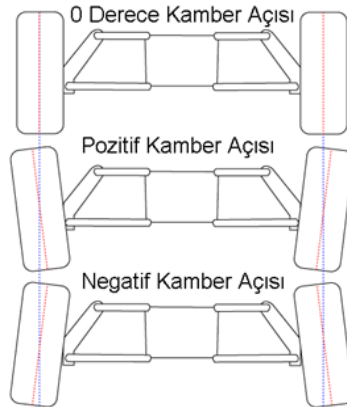
geometrileri incelenmektedir:

- a) Kamber açısı
- b) King Pim açısı
- c) Kaster açısı
- d) Toe-in açısı

a) Kamber Açısı

Tekerlek düşey ekseninin zeminin düşey eksenine arasındaki açısına kamber açısı denilmektedir. Tekerleğin sol yan düzleminin konumuna göre pozitif kamber, negatif kamber ve nötr kamber açıları olarak üç konumda ele alınmaktadır (Yelkencioğlu 2010).

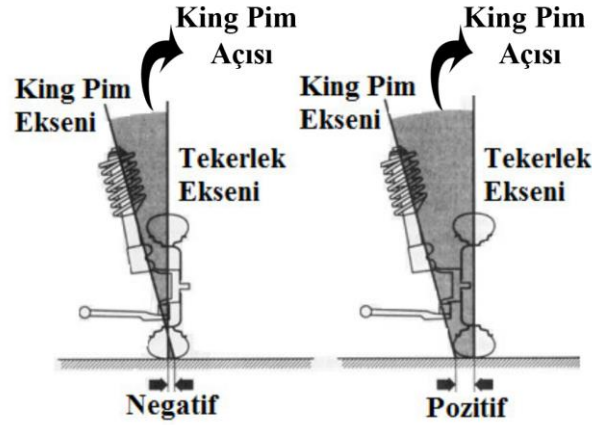
Bu konumlara göre negatif ve pozitif olmasının kendisine göre avantajları bulunmaktadır. Negatif kamber açısı verilmesi durumunda aracın tutunma kabiliyetini artırmaktadır. Ayrıca negatif kamber açısı durumunda tekerlekler yönü birbirine olan kuvvet oluşturmaktadır. İki tekerlekte zemin ile temas ettiğinden dengelenmektedirler. Nötr kamber açısı durumunda araç ilerlerken zemin ile olan teması zorlanabilecektir ve böyle bir konumda dönüşte tekerlekler üzerinde yüksek aşınmalar meydana gelebilmektedir. Pozitif kamber açısı konumunda ise direksiyon sistemi daha ağır tepkiler verebilmektedir fakat aracın daha düzgün bir şekilde yol alması sağlanmaktadır (Yelkencioğlu 2010). Şekil 2.9'da farklı kamber geometrilerine göre geometriler gösterilmiştir.



Şekil 2.9 Negatif, nötr ve pozitif kamber açıları (İnt.Kyn.17).

b) King Pim Açısı

King pim açısı tekerleğin düşey eksenini ile yol düzleminin düşey eksenini arasındaki açıdır. King Pim açısı yönlendirme sistemindeki mekanizmadaki kuvveti azaltıp direksiyonun döndürülmesi için daha rahat bir mekanizma sağlayabilmektedir, lastiklerin aşınmasını azaltabilmektedir, dönüşlerde tekerleklerin daha kararlı hale getirip düzgün bir şekilde yol almasını sağlayabilmektedir. 2 salıncaklı bir ön aksam geometrisi için King Pim mesafesi tekerlek sol yan düzleminin yer ile kesiştiği nokta merkezi ile rot kollarının bağlandığı 2 bağlantı yeri arasındaki eksenin yer ile kesiştiği nokta arasındaki mesafedir (Yelkencioğlu 2010). Şekil 2.10'da farklı King Pim açılara göre geometriler gösterilmiştir.



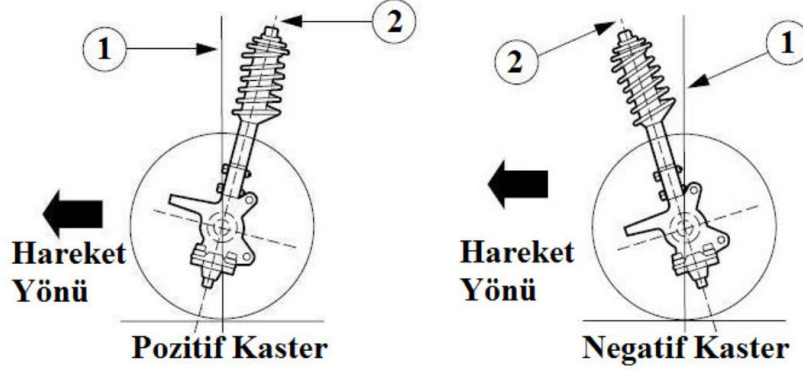
Şekil 2.10 İki salıncaklı bir araç için King Pim açısı (Yelkencioğlu 2010).

c) Kaster Açısı

Aracın zemine düşey yöndeki eksen ile yayın merkez eksenini arasındaki açıya kaster açısı denilmektedir. Yay ekseninin yönüne göre pozitif, nötr ve negatif kaster açısı olarak ayrılmaktadır. Farklı açılardaki kaster açılarının kendilerine göre avantajları vardır.

Pozitif kaster açısı durumunda aracın virajlar da açısı değerine göre devrilme ihtimali artmaktadır. Kaster açısı nötr olması durumunda, taşıtın dönme açısını artırmak daha rahat olmaktadır fakat azaltmak zorlaşmaktadır ve aracın düzgün bir şekilde ilerlemesi daha da zorlaşmaktadır. Negatif kaster koşulunda taşıtın dönüş açısını artırmak daha zor fakat dönüş açısını azaltmak daha kolaydır. Aracın düzgün bir şekilde ilerlemesi daha

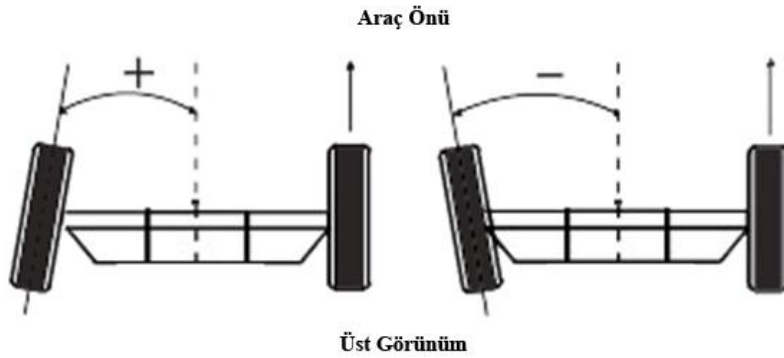
stabil olabilmektedir. Negatif kaster açısının lastik ile zemin arasındaki temas yüzey alanı daha fazladır, dönüş kabiliyeti daha stabil ve düzgündür. Kaster açılarının değerlerinin miktarları aracın ağırlığına, motorun konumuna ve aracın ağırlık merkezine göre değişkenlik gösterebilmektedir (Yelkencioğlu 2010). Şekil 2.11’de farklı kaster açılara göre geometriler gösterilmiştir.



Şekil 2.11 Pozitif ve negatif kaster açısı (Yelkencioğlu 2010).

d) Toe-in Açısı

Aracın üst görünümüne göre aracın yatay merkez eksenine ile tekerlek yatay eksenine arasındaki açıdır. Tekerleklerin bu duruma toe-in adı verilmektedir. Araç ileriye doğru harekete başladığı zaman pozitif toe-in açısı için daha da azalmaktadır. Bu durum sayesinde aracın lastik aşınmalarını minimize edip, yuvarlanma direncinde azaltma meydana getirebilmektedir. Negatif toe-in açısı için ise ileriye hareket başlanması halinde toe-in açısı artmaktadır (Yelkencioğlu 2010). Şekil 2.12’de farklı toe-in açılara göre geometriler gösterilmiştir.



Şekil 2.12 Pozitif ve negatif Toe-in açısı (İnt.Kyn.19).

2.1.3.4 Şasi Tasarım ve Özellikleri

Tüm araçlarda kendi yüklerini ve üzerinde taşıdıkları yükleri taşıyan bir gövdeye sahiptirler. Araçlarda kullanım alanlarına göre şasi ve karoser parçaları olarak adlandırılan iki kısımdan oluşmaktadır.

Araçlarda şasi vücudumuzdaki iskelet gibi tüm ağırlıkları tüm sistemleri üzerinde taşıyan parçadır. Şasinin kullanım alanı ve amaçlarına göre birçok mekanik özelliği bulundurması gerekir. Ağırlık az, dayanımı yüksek, düşük maliyet, yüksek atalet momenti olan profil seçimi, kolay erişilebilirlik, imalatı kolaylığı gibi özellikler farklı amaç ve alanlara göre değişkenlik gösterebilmektedir (Ereke 2015).

Şasi tasarımları yapılırken dört zorlanma türüne dikkat edilmesi gerekmektedir.

- Boyuna eğilmeye zorlanma
- Enine düşey eğilmeye zorlanma
- Yatay eğilmeye zorlanma
- Burulmaya zorlanma

Boyuna eğilmeye zorlanma aracın ağırlığı ve yükünden dolayı, eğimli arazilerde ilerlerken yük transferinden dolayı, kalkış ve fren kuvvetlerinden dolayı gibi sebeplerden oluşan zorlanma türüdür.

Enine düşey eğilmeye zorlanma, enine giriş olarak tarif edilen traverslere yayılı yük kuvvetlerinin maruz bıraktığı zorlanma tipidir.

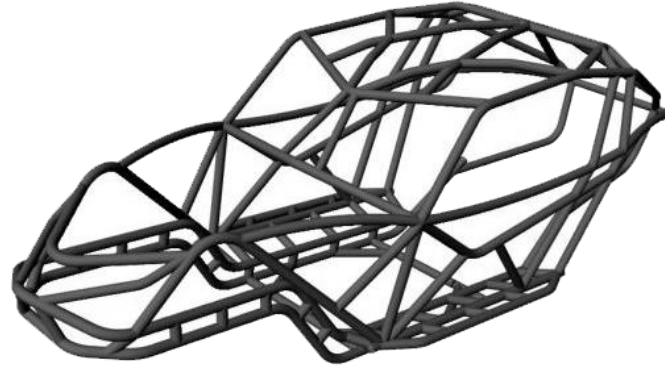
Yatay eğilmeye zorlanma tipi aracın dönüşlü yollarda meydana gelen merkez kaç kuvveti etkisiyle zorlanmaya maruz kalmasıdır.

Burulmaya zorlanma ise aracın engebeli araziler sonucunda meydana gelen şasinin bükülmesine zorlanmasıyla ortaya çıkan zorlanma tipidir (Ereke 2015).

Ayrı tip, birleşik tip, dikdörtgen dip, trapez şasi, x şasi, çatal şasi, platform şasi olarak farklı şasi tipleri bulunmaktadır. I profil, kare profil, boru profil, dikdörtgen profil, u profil gibi farklı kesitte profil seçenekleriyle veya sac ile imalatı mümkündür.

Kaynak, perçin ve cıvatayla imalat bağlantıları yapılabilmektedir. Yapılacak imalat türü hammaddenin cinsine göre maliyet, imalat kolaylığı gibi faktörler düşünülerek değişiklik gösterebilmektedir. St42 en çok kullanılan şasi malzemesidir. St50, St52, St60, St70 gibi farklı malzeme çeşitleriyle farklı mekanik özelliklerine göre malzeme seçimi yapmak mümkündür.

Şasi tasarımı yapılırken malzeme türüne dikkat edildiği gibi ham madde türünün seçimi de önemlidir. İmalat türü, ağırlığı, maliyeti, burulmaya ve eğilmeye karşı gösterdiği direnç gibi kavramlar ham madde türüne göre değişiklik gösterebilmektedir. Örnek olarak kapalı kesitli profiller burulmaya ve eğilmeye diğer profil türlerine göre daha fazla direnç gösterebilmektedir fakat imalat yönünden kaynaklı imalatı daha uygun olmaktadır. Bu parametreler aracın kullanıldığı alana araç türüne göre değişerek tasarım için seçimler yapılmaktadır (Ereke 2015). Şekil 2.13’de Rock Bouncer aracına ait şasi tasarım örneği gösterilmiştir.



Şekil 2.13 Bir şasi tasarımı örneği-Rock Bouncer aracı (İnt.Kyn.8).

2.1.3.5 Karoser Tasarım ve Özellikleri

Karoser şasiye bağlanabilen veya kafes yapısında olup şasi görevi görebilen aracın dış kabuğu olarak birçok fonksiyonu yerine getirebilen aracın görünümüne şekil veren diğer

bir gövdesini oluşturmaktadır. Yeni nesil otomobil, otobüs gibi araçların tasarımları genelde şasisiz olarak imalatı gerçekleştirilmektedirler. Bu açıdan araç ağırlığını şasi yerine tasarlanan gövde taşımaktadırlar. Karoser gövdeleri şasi görevi göre de veya hazır bir şasiye bağlanmış olsa da rijitliğe sahip olmalıdır. Şasi görevi göre karoserlerin tabanları zorlanmalara karşı kuvvetlendirilmiş bir yapıya sahip olmaktadır. Şekil 2.14’de Audi markasına ait karoser tasarım örneği gösterilmiştir.



Şekil 2.14 Audi markasına ait bir karoser tasarım örneği (İnt.Kyn.21).

Karoser gövdesi saçtan oluşmaktadır ve gerekli yerlere takviyeler atılarak ve şekil bağlı mukavemeti sayesinde daha dayanıklı hale getirilebilmektedir. Böylelikle eski araçlarda yapılan sert ve kalın şasi yapılarının yerine tek bir kabuk şeklinde kafes biçimli ağırlığı hafifletilen karoser gövdeleri yer almaktadır. Eski katı şasiyle üretilen otomobillerde herhangi bir kaza durumunda aracı şasi sayesinde iyi koruyor fakat araçta bulunan yolculara darbe etkileri aktarılıyordu. Kazalarda aracı korumak için uygun fakat yolcu konforu açısından olumsuz etkiler yaratmaktaydı. Şasi görevi gören karoser gövdeleri üretilerek kaza durumunda yolculara zarar vermeyecek şekilde ve darbeyi sönümleyecek şekilde tasarlanmakta ve bu sayede de yolcu konforu sağlanarak koruyucu bir kafesi şeklinde üretilmektedirler (Ereke 2015).

Şasi görevi gören kafesi biçimindeki karoser gövdeleri tasarlanan aracın pres kalıpları ile standart bir şekilde üretimi gerçekleştirilmektedir ve karoser gövde parçaları birbirlerine nokta kaynağı şeklinde bağlanabilmektedirler. İmalatının kolaylığı, hammadde malzeme tasarrufu, ağırlığın minimize edilmesi sayesinde yakıt tasarrufu sağlayabilmesi,

aerodinamik hava akışı açısından optimum bir akış sağlayabilmesi gibi birçok olumlu nedenleri sayesinde tercih edilmektedir.

Karoser tasarımı yapılırken ayrıca gövde rijitliği, mekanik titreşim, akustik titreşim yorulma dayanımı, yapısal dayanım gibi nitelikler için gerekli araştırma ve deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen verilere göre gerekli tasarımlar yapılmaktadır.

Yapılan tasarımdan sonra aracın performansını artırmak içinde birçok çalışmalar yapılmaktadır. Aracın ivmelenme, yakıt tasarrufu, yuvarlanma direncini azaltma gibi performansı artırıp ağırlığı azaltılabilecek çalışmalar sonraki süreçlerde de yapılabilmektedir. Araç havayla temas içerisinde olduğu için hızlı ilerlediği zamanlarda da hava akışı aracın performansını çok etkileyebilmektedir. Bu etkiyi en optimum seviyeye getirmek için aerodinamik direnç en ideal bir değer olana kadar performans artırıcı çalışmalar yapılmaktadır. Güç aktarım organlarının da en verimli şekilde çalışabilmesi için testler ve analizler yapılmaktadır (Ereke 2015).

2.1.3.6 Hareket, Kuvvet ve Güç Sınırları

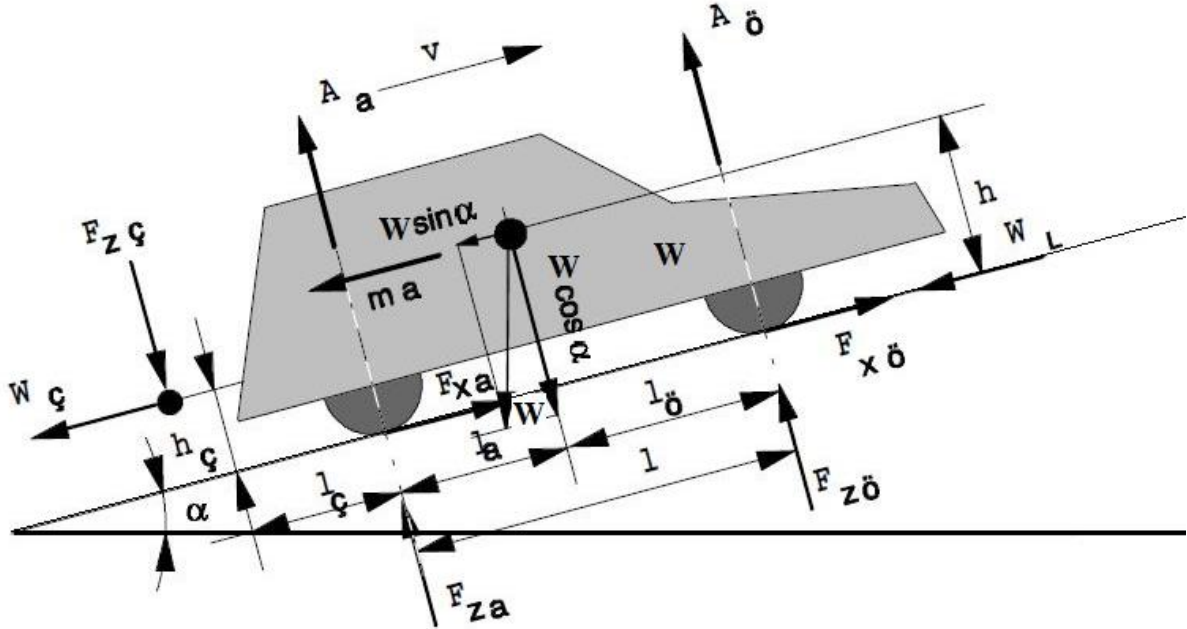
Araçlarda istenilen hareket kabiliyetlerini sağlayabilmek için aracı tahrik edebilecek transmisyon sistemi ve kuvvetler gerekmektedir. Bu kuvvetlerin iletiminin uygulandığı parça yer ile teması olan tekerleklerdir. Tekerleklerle zemin arasında olan bu bölgede oluşacak sınırlar aracın hareket sınırları da olmaktadır.

Aracın harekete geçmesi için öncelikle tekerlek ile yer arasındaki teması kesmek için gereken kuvvet sınırlarını aşip tekerleğin ilerleyebilmesidir. Ayrıca tekerleğin zeminde arasında olan kuvvet bağıntı katsayısına da bağlıdır.

Aracın hareket sınırları çıkabileceği maksimum yol eğimi, maksimum ivme, maksimum çeki sınırı ve virajlarda ki kayma sınırıdır. Bu değerler aracın ağırlık merkezi, ağırlığı, motor tahrik gücü, çeki kuvveti ve konumu, tekerlekler arasındaki mesafe gibi parametrelere bağlıdır (Kuralay 2017).

Taşıtın gücünü (P), torkunu (T), devrini (N), yuvarlanma direnci (f), tekerleklere olan tepki kuvvetlerini (F_{za} , F_{xa} , F_{zo} , F_{xo}), ağırlık ve ağırlık merkezini (W), aracın arkasına çeki kuvvetini ($F_{zç}$, $W_{ç}$), akslarda oluşan aerodinamik direnç kuvvetlerini (A_{δ} , A_a) ve bunların mesafelerini (Şekil 2.15) gösteren serbest cisim diyagramı ve aşağıda bu özelliklere göre oluşturulan denklemler bulunmaktadır.

Genel denklem taşıtın V hızında, a ivmesiyle ve atalet kuvveti arkaya doğru düşünülerek oluşturulmaktadır. Aracın genel denklemi katı bir nesne gibi düşünülerek statik denklemler ile hesaplanmaktadır. Statik denklemler olarak kuvvetler dengesi prensibi düşünülerek iki yöndeki kuvvetler toplamı sıfır alınacaktır ve bir noktaya göre momentlerin toplamı sıfır alınarak denklemler oluşturulmaktadır (Erzi 2001).



Şekil 2.15 Taşıt hareket sınırları serbest cisim diyagramı genel denklemi (Erzi 2001).

Aracın dikey yönündeki kuvvetlerin dengesi denklemi 2.5' de gösterilmiştir.

$$F_{z\ddot{o}} + F_{za} - F_{z\check{c}} + A_{\ddot{o}} + A_a - G \cdot \cos \alpha = 0 \quad (2.5)$$

Aracın yatay yönündeki kuvvetlerin dengesi denklemi 2.6' da verilmiştir.

$$F_{x\ddot{o}} + F_{xa} - W_L - m \cdot a - W_{\check{c}} - G \cdot \sin \alpha = 0 \quad (2.6)$$

Arka tekerleğin aksına göre alınan moment dengesi denklem 2.7 ve 2.8’de gösterilmiştir.

$$(F_{z\ddot{o}} + A_{\ddot{o}}).l + G. \sin \alpha . h + m. a. h + W_{\zeta}. h_{\zeta} + F_{z\zeta}. l_{\zeta} - G. \cos \alpha . l_a = 0 \quad (2.7)$$

$$F_{z\ddot{o}} = \frac{l_a}{l}. G. \cos \alpha - \frac{h}{l}. G. \sin \alpha - m. a. \frac{h}{l} - \frac{h_{\zeta}}{l}. W_{\zeta} - \frac{l_{\zeta}}{l}. F_{z\zeta} - A_{\ddot{o}} \quad (2.8)$$

Ön tekerleğin aksına göre alınan moment dengesi denklem 2.9 ve 2.10’da gösterilmiştir.

$$-(F_{za} + A_z).l + G. \sin \alpha . h + m. a. h + W_{\zeta}. h_{\zeta} + F_{z\zeta}. (l + l_{\zeta}) + G. \cos \alpha . l_{\ddot{o}} = 0 \quad (2.9)$$

$$F_{za} = \frac{l_{\ddot{o}}}{l}. G. \cos \alpha + \frac{h}{l}. G. \sin \alpha + m. a. \frac{h}{l} + \frac{h_{\zeta}}{l}. W_{\zeta} + \frac{l+l_{\zeta}}{l}. F_{z\zeta} - A_a \quad (2.10)$$

Tekerlekleri etkileyen ve hareket sınırlarını belirleyecek kuvvetlerin sınırları denklem 2.11 ve 2.12’de gösterilmiştir.

$$f_{\ddot{o}} = \frac{F_{x\ddot{o}}}{F_{z\ddot{o}}} \leq \mu_h \quad (2.11)$$

$$f_a = \frac{F_{xa}}{F_{za}} \leq \mu_h \quad (2.12)$$

Aerodinamik kuvvet hesaplama denklemleri denklem 2.13 ve 2.14’te gösterilmiştir (Erzi 2001).

$$A_{\ddot{o}} = C_{w\ddot{o}}. V^2 \quad (2.13)$$

$$A_a = C_{wa}. V^2 \quad (2.14)$$

$C_{w\ddot{o}}$, C_{wa} aerodinamik yapısını etkileyen parametre aracın boyutlarıdır. Taşıtlar önden veya arkadan güç aktarım sistemiyle tahrik edilmektedir. Tahrik edildiği aksa göre denklemler değişmektedir. Arka aksa göre hesaplamalar denklem 2.15 ve 2.16’da gösterilmiştir.

$$F_{x\ddot{o}} = -F_{z\ddot{o}} \cdot f_a \quad (2.15)$$

$$F_{xa} = F_{z\ddot{o}} \cdot f_a + W_L + m \cdot a + W_\zeta + G \cdot \sin \alpha \quad (2.16)$$

Aracın düzgün bir şekilde ilerleyebilmesi için hareket sınırlarını geçmemesi gerekmektedir. Araç için gereken hareket sınırları çeşitleri aşağıda sıralanmaktadır:

- a) Yokuş sınırı
- b) İvme sınırı
- c) Çeki sınırı
- d) Virajlarda kayma sınırı
- e) Güç ve hız sınırı

a) Yokuş Sınırı

$W_L=A\ddot{o}=A_a=0$, $a=0$, $W_\zeta=0$, $F_{z\zeta}=0$ durumları ile taşıtların genel denklem hesaplarındaki denklemler kullanılarak yokuş sınırı için hesaplanan denklemler denklem 2.17, denklem 2.18 ve denklem 2.19'da gösterilmiştir.

$$F_{x\ddot{o}} + F_{za} - G \cdot \sin \alpha = 0 \quad (2.17)$$

$$F_{z\ddot{o}} = \frac{l_a}{l} \cdot G \cdot \cos \alpha - \frac{h}{l} \cdot G \cdot \sin \alpha \quad (2.18)$$

$$F_{za} = \frac{l_{\ddot{o}}}{l} \cdot G \cdot \cos \alpha + \frac{h}{l} \cdot G \cdot \sin \alpha \quad (2.19)$$

Ön tekerleğin aksından güç aktarımı olduğu durumda yokuş sınırı değeri için hesaplamalar denklem 2.20, denklem 2.21, denklem 2.22 ve denklem 2.23'de gösterilmiştir (Erzi 2001).

$$F_{x\ddot{o}} = G \cdot \sin \alpha + F_{za} \cdot f_R \quad (2.20)$$

$$\mu_h \geq f_{\delta} = \frac{F_{x\delta}}{F_{z\delta}} = \frac{G \cdot \sin \alpha + F_{za} \cdot f_R}{\frac{l_a}{l} \cdot G \cdot \cos \alpha - \frac{h}{l} \cdot G \cdot \sin \alpha} \quad (2.21)$$

$$\mu_h \geq \frac{G \cdot \sin \alpha + \left(\frac{l_{\delta}}{l} \cdot G \cdot \cos \alpha + \frac{h}{l} \cdot G \cdot \sin \alpha \right) \cdot f_R}{\frac{l_a}{l} \cdot G \cdot \cos \alpha - \frac{h}{l} \cdot G \cdot \sin \alpha} \quad (2.22)$$

$$\tan \alpha \leq \frac{\frac{l_a}{l} \cdot \mu_h - \frac{l_{\delta} \cdot f_R}{l}}{1 + \frac{h}{l} \cdot (\mu_h + f_R)} \quad (2.23)$$

Arka tekerleğin aksında güç aktarımı olduğu durumda yokuş sınırı değeri için hesaplamalar denklem 2.24 ve denklem 2.25’de gösterilmiştir.

$$\mu_h \geq f_a = \frac{F_{xa}}{F_{za}} = \frac{F_{z\delta} \cdot f_R + G \cdot \sin \alpha}{\frac{l_{\delta}}{l} \cdot G \cdot \cos \alpha + \frac{h}{l} \cdot G \cdot \sin \alpha} \quad (2.24)$$

$$\tan \alpha \leq \frac{\frac{l_{\delta}}{l} \cdot \mu_h - \frac{l_a \cdot f_R}{l}}{1 - \frac{h}{l} \cdot (\mu_h + f_R)} \quad (2.25)$$

Ön ve arka akstan güç aktarımı sağlanıldığı düşünüldüğü zaman ve ön ve arka aksın aynı hızlarla döndüğü varsayılarak hesaplanan yokuş sınırı hesaplamaları için şartlar denklem 2.26 ve denklem 2.27’de gösterilmiştir.

$$\mu_h \cdot F_{z\delta} + \mu_h \cdot F_{za} = \mu_h \cdot (F_{z\delta} + F_{za}) < G \cdot \sin \alpha \quad (2.26)$$

$$\tan \alpha < \mu_h \quad (2.27)$$

Denklem 2.28’den denklem 2.32’e kadar olan denklemler ön ve arka tekerleklerin aksları farklı hızlarda hareket etmeleri durumlarında hesaplanması gereken denklemlerdir (Erzi 2001).

$$k = \frac{F_{x\ddot{o}}}{F_{xa}} \quad (2.28)$$

$$(1 + k).F_{xa} - G. \sin \alpha = 0 \quad (2.29)$$

$$F_{xa} = \frac{1}{(1+k)}. G. \sin \alpha \quad (2.30)$$

$$F_{x\ddot{o}} = \frac{k}{(1+k)}. G. \sin \alpha \quad (2.31)$$

$$F_{\ddot{o}} = \frac{k}{(1+k)}. \frac{\tan \alpha}{\frac{l_a}{l} - \frac{h}{l}} \tan \alpha \quad (2.32)$$

$$F_a = \frac{1}{(1+k)}. \frac{\tan \alpha}{\frac{l_{\ddot{o}}}{l} + \frac{h}{l}} \tan \alpha \quad (2.33)$$

Bu denklemlere sonucunda ön aks için hesaplanan denklemlere göre yokuş sınırı denklemini denklem 2.34'de gösterilmiştir.

$$\tan \alpha_{\ddot{o}} \leq \frac{(1+k) \frac{l_a}{l} f_{\ddot{o}}}{k + (1+k) \frac{h}{l} f_{\ddot{o}}} \quad (2.34)$$

Arka aks için hesaplanan denklemlere göre yokuş sınırı denklemini denklem 2.35'de gösterilmiştir.

$$\tan \alpha_a \leq \frac{(1+k) \frac{l_{\ddot{o}}}{l} f_a}{k - (1+k) \frac{h}{l} f_a} \quad (2.35)$$

Denklemleriyle aracın yokuş sınır açısı hesaplanabilmektedir. Aracın maksimum çıkabileceği açı yokuş sınır açısıdır. Araç bu açıdan daha yüksek açılara çıkar ise araç devrilecektir (Erzi 2001).

b) İvme Sınırı

İvme sınırı denklemleri hesaplanırken aynı şekilde hareket sınırı genel denklemlerdeki hesaplamalar kullanılarak ivme sınırı belirlenmektedir ve $W_L=A_{\delta}=A_a=0$, $\alpha=0$, $W_{\dot{\varphi}}=0$, $F_{z\dot{\varphi}}=0$ değerleri alınarak hesaplamalar yapılmaktadır.

Ön tekerleklerin aksından güç aktarımı olduğu durumlarda ivme şartı denklem 2.36'da gösterilmiştir.

$$\alpha_{\delta} \leq \frac{\frac{l_a \cdot \mu_h \cdot l_{\delta} \cdot f_R}{l} \cdot g}{1 + \frac{h}{l} \cdot (\mu_h + f_R)} \quad (2.36)$$

Arka tekerleklerin aksından güç aktarımı olduğu durumlarda ivme şartı denklem 2.37'de gösterilmiştir.

$$\alpha_a \leq \frac{\frac{l_{\delta} \cdot \mu_h \cdot l_a \cdot f_R}{l} \cdot g}{1 - \frac{h}{l} \cdot (\mu_h + f_R)} \quad (2.37)$$

İki tekerlek aksından güç aktarımı olduğu durumlarda ön aksın ivme şartı denklem 2.38'de gösterilmiştir.

$$\alpha \leq \frac{(1+k) \cdot \frac{l_a \cdot f_{\delta}}{l} \cdot g}{k + (1+k) \cdot \frac{h}{l} \cdot f_{\delta}} \quad (2.38)$$

İki tekerlek aksından güç aktarımı olduğu durumlarda arka aksın ivme şartı denklem 2.39'de gösterilmiştir.

$$\alpha \leq \frac{(1+k) \cdot \frac{l_{\delta} \cdot f_a}{l} \cdot g}{k - (1+k) \cdot \frac{h}{l} \cdot f_a} \quad (2.39)$$

Denklemleriyle hesaplamalar yapılarak maksimum çıkabildiği ivme sınırı değeri bulunmaktadır (Erzi 2001).

c) Çeki Sınırı

Çeki sınırı denklemleri hesaplanırken aynı şekilde hareket sınırı genel denklemlerdeki hesaplamalara benzer bir şekilde kullanılarak çeki sınırı belirlenmektedir ve $W_L=A_{\delta}=A_a=0$, $\alpha=0$, $F_{z\zeta}=0$ değerleri alınarak hesaplamalar yapılmaktadır.

Bu değerlere göre kuvvet denge prensibine göre denklem 2.40, denklem 2.41 ve denklem 2.42 oluşturulmuştur.

$$F_{x\ddot{o}} + F_{xa} - W_{\zeta} = 0 \quad (2.40)$$

$$F_{x\ddot{o}} + F_{xa} - W_{\zeta} = 0 \quad (2.40)$$

$$F_{z\ddot{o}} = \frac{l_a}{l} \cdot G - \frac{h_{\zeta}}{l} \cdot W_{\zeta} - \frac{l_{\zeta}}{l} \cdot F_{z\zeta} \quad (2.41)$$

$$F_{za} = \frac{l_{\ddot{o}}}{l} \cdot G + \frac{h_{\zeta}}{l} \cdot W_{\zeta} + \frac{l+l_{\zeta}}{l} \cdot F_{z\zeta} \quad (2.42)$$

Ön akstan güç aktarımı olduğu durumda oluşturulan çeki sınırı şart denklemleri denklem 2.43, denklem 2.44 ve denklem 2.45’de verilmiştir.

$$f_{\ddot{o}} = \frac{F_{x\ddot{o}}}{F_{z\ddot{o}}} = \frac{W_{\zeta} + \left(\frac{l_{\ddot{o}}}{l} \cdot G + \frac{h_{\zeta}}{l} \cdot W_{\zeta} + \frac{l+l_{\zeta}}{l} \cdot F_{z\zeta} \right) \cdot f_R}{\frac{l_{\ddot{o}}}{l} \cdot G + \frac{h_{\zeta}}{l} \cdot W_{\zeta} + \frac{l+l_{\zeta}}{l} \cdot F_{z\zeta}} \leq \mu_h \quad (2.43)$$

$$W_{\zeta} \leq \frac{\mu_h \cdot \left(\frac{l_a}{l} \cdot G - \frac{l_{\zeta}}{l} \cdot F_{z\zeta} \right) - \left(\frac{l_{\ddot{o}}}{l} \cdot G + \frac{l+l_{\zeta}}{l} \cdot F_{z\zeta} \right) \cdot f_R}{1 + \frac{h_{\zeta}}{l} \cdot (f_R + \mu_h)} \quad (2.44)$$

$$\frac{W_{\zeta}}{G} \leq \frac{\mu_h \cdot \left(\frac{l_a}{l} - \frac{l_{\zeta}}{l} \cdot \frac{F_{z\zeta}}{G} \right) - f_R \cdot \left(\frac{l_{\ddot{o}}}{l} + \frac{l_{\zeta}}{l+l_{\zeta}} \cdot \frac{F_{z\zeta}}{G} \right)}{1 + (f_R + \mu_h) \cdot \frac{h_{\zeta}}{l}} \quad (2.45)$$

$F_{z\zeta}=0$ olduğu durumda oluşan hesaplama formülü denklem 2.46’da gösterilmiştir (Erzi 2001).

$$\frac{W_{\zeta}}{G} \leq \frac{\mu_h \cdot \left(\frac{l_a}{l}\right) - f_R \cdot \left(\frac{l_{\delta}}{l}\right)}{1 + (f_R + \mu_h) \cdot \frac{h_{\zeta}}{l}} \quad (2.46)$$

Arka akstan güç aktarımı olduğu durumda oluşturulan çeki sınırı şart denklemleri denklem 2.47, denklem 2.48 ve denklem 2.49’da verilmiştir.

$$f_z = \frac{F_{xa}}{F_{za}} = \frac{W_{\zeta} + \left(\frac{l_a}{l} \cdot G - \frac{h_{\zeta}}{l} \cdot W_{\zeta} - \frac{l_{\zeta}}{l} \cdot F_{z\zeta}\right) \cdot f_R}{\frac{l_{\delta}}{l} \cdot G + \frac{h_{\zeta}}{l} \cdot W_{\zeta} + \frac{l + l_{\zeta}}{l} \cdot F_{z\zeta}} \leq \mu_h \quad (2.47)$$

$$W_{\zeta} \leq \frac{\mu_h \cdot \left(\frac{l_{\delta}}{l} \cdot G + \frac{l + l_{\zeta}}{l} \cdot F_{z\zeta}\right) - \left(\frac{l_a}{l} \cdot G - \frac{l_{\zeta}}{l} \cdot F_{z\zeta}\right) \cdot f_R}{1 - \frac{h_{\zeta}}{l} \cdot (f_R + \mu_h)} \quad (2.48)$$

$$\frac{W_{\zeta}}{G} \leq \frac{\mu_h \cdot \left(\frac{l_{\delta}}{l} + \frac{l + l_{\zeta}}{l} \cdot \frac{F_{z\zeta}}{G}\right) - f_R \cdot \left(\frac{l_a}{l} - \frac{l_{\zeta}}{l} \cdot \frac{F_{z\zeta}}{G}\right)}{1 - (f_R + \mu_h) \cdot \frac{h_{\zeta}}{l}} \quad (2.49)$$

$F_{z\zeta}=0$ olduğu durumda oluşan hesaplama formülü denklem 2.50’de gösterilmiştir.

$$\frac{W_{\zeta}}{G} \leq \frac{\mu_h \cdot \left(\frac{l_{\delta}}{l}\right) - f_R \cdot \left(\frac{l_a}{l}\right)}{1 - (f_R + \mu_h) \cdot \frac{h_{\zeta}}{l}} \quad (2.50)$$

İki tekerlek aksından güç aktarımı olduğu durumda ön aksa göre çeki sınırı şart denklemleri denklem 2.51 ve denklem 2.52’de gösterilmiştir.

$$W_{\zeta\delta} \leq \frac{(1+k) \cdot \left(\frac{l_a}{l} \cdot G - \frac{l_{\zeta}}{l} \cdot F_{z\zeta}\right) \cdot \mu_h}{k + (1+k) \cdot \frac{h_{\zeta}}{l} \cdot \mu_h} \quad (2.51)$$

$$\frac{W_{\zeta\delta}}{G} \leq \frac{(1+k) \cdot \left(\frac{l_a}{l} - \frac{l_{\zeta}}{l} \cdot \frac{F_{z\zeta}}{G}\right) \cdot \mu_h}{k + (1+k) \cdot \frac{h_{\zeta}}{l} \cdot \mu_h} \quad (2.52)$$

İki tekerlek aksından güç aktarımı olduğu durumda arka aksa göre çeki sınırı şart denklemleri denklem 2.53 ve denklem 2.54'de gösterilmiştir (Erzi 2001).

$$W_{\zeta a} \leq \frac{(1+k) \cdot \left(\frac{l_{\delta}}{l} \cdot G + \frac{l_{\zeta}}{l} \cdot F_{Z\zeta} \right) \cdot \mu_h}{k - (1+k) \frac{h_{\zeta}}{l} \cdot \mu_h} \quad (2.53)$$

$$\frac{W_{\zeta a}}{G} \leq \frac{(1+k) \cdot \left(\frac{l_{\delta}}{l} + \frac{l_{\zeta}}{l} \cdot \frac{F_{Z\zeta}}{G} \right) \cdot \mu_h}{k - (1+k) \frac{h_{\zeta}}{l} \cdot \mu_h} \quad (2.54)$$

$F_{Z\zeta}=0$ olduğu durumda ön aks için oluşan hesaplama formülü denklem 2.55'de gösterilmiştir.

$$\frac{W_{\zeta \delta}}{G} \leq \frac{(1+k) \cdot \left(\frac{l_{\delta}}{l} \right)}{k + (1+k) \frac{h_{\zeta}}{l} \cdot \mu_h} \quad (2.55)$$

$F_{Z\zeta}=0$ olduğu durumda arka aks için oluşan hesaplama formülü denklem 2.56'da gösterilmiştir.

$$\frac{W_{\zeta a}}{G} \leq \frac{(1+k) \cdot \left(\frac{l_{\delta}}{l} \right)}{k - (1+k) \frac{h_{\zeta}}{l} \cdot \mu_h} \quad (2.56)$$

d) Virajlarda Kayma Sınırı

Araca ait ivmeye bağlı oluşan atalet kuvveti denklem 2.57'de gösterilmiştir.

$$F_{atalet} = m \cdot a \quad (2.57)$$

Aracın atalet momentine ve ağırlığına bağlı olarak kuvvetler dengesi prensibi ile oluşturulan formüller denklem 2.58 ve 2.59'de gösterilmiştir.

$$F_{düsey} = mg \cdot (\cos \alpha + a \cdot \sin \alpha) \quad (2.58)$$

$$F_{yatay} = mg. (a. \cos \alpha - \sin \alpha) \quad (2.59)$$

Aracın kayma sınırı şartı formülü denklem 2.60 ve denklem 2.61’da gösterilmiştir (Erzi 2001).

$$\mu_h \geq \frac{H}{N} = \frac{mg.(a.\cos \alpha - \sin \alpha)}{mg.(\cos \alpha + a.\sin \alpha)} \quad (2.60)$$

$$\alpha \leq \frac{\mu_h + \tan \alpha}{1 - \mu_h \cdot \tan \alpha} \quad (2.61)$$

e) Güç ve Hız Sınırı

Araçlarda bulunan motorların gerekli olan güç ve tork değerleri aracın ağırlığına bağlı olarak eğim de veya düz yolda istenilen hız değerlerine göre değişebilmektedir. Aracın 1 d/dak devirle hareketi için gereken minimum tork ve güç değeri denklemi arkadan güç aktarımı düşünülerek denklem 2.62 - 2.65 arasındaki denklemler ile gösterilmiştir.

$$V = N. \pi. D_{teker} \quad (2.62)$$

$$T > \frac{G.\sin \alpha + Fx\dot{\alpha}.D_{teker}/2 + Fxa.D_{teker}/2}{h} \quad (2.63)$$

$$P = \frac{N.T}{9550} \quad (2.64)$$

$$P > \frac{T}{9550} \quad (2.65)$$

Aracın belirlenen motor seçimine göre maksimum gidebileceği hız miktarı denklem 2.66’de gösterilmiştir (Özdalyan 2018).

$$V_{max} = \frac{9550.P.\pi.D_{teker}}{T.60} \quad (2.66)$$

2.1.3.7 Taşıtlarda Güç ve Güç Aktarma Sistemleri

Bir aracın ilerleyebilmesi için bir motor ile üretilen tork değerini aracın tork gereksinimi kadar artırarak tekerleklerin akslarına kadar iletip ve aracın yapıldığı tasarıma göre aracın yapısının olanak sağladığı oradan da çekişi sağlamak için tüm bu fonksiyonları sağlayabilen parçalara güç aktarma organları denilmektedir.

İçten yanmalı motorların güç ve tork üretebilmesi için belirli bir devir sayısına ihtiyaç vardır. Araç statik halde iken ilerleyebilmesi daha yüksek bir moment değeri ile mümkün olmaktadır. Bu yüksek moment değeri güç aktarma organları ile uygulanabilmektedir. İçten yanmalı motorun tork ve güç özellikleri aracın gerektirdiği optimum değerlerden daha farklıdır. Bu özellikler güç aktarma organları ve dönüştürücüler ile sağlanabilmektedir.

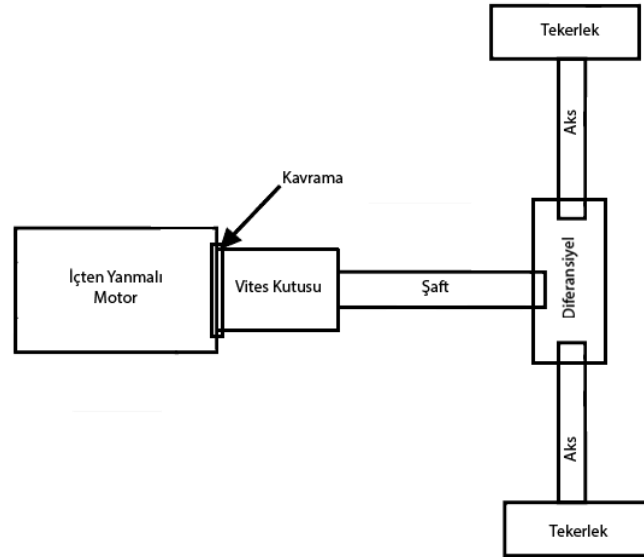
Taşıtın durgun ve statik halde aktarma organları olmadan ilerleyebilmesi için aracın eylemsizlik kuvvet değerinden daha fazla bir tork gerektirmektedir. Aktarma organlar ile aktarım yapılmadan tork değeri motordan tekerleklere iletilirse araç ilerleme hareketini yapamaz. Çünkü motor tork değeri aracın eylemsizlik kuvvet değerini yenemez. Ayrıca araç üzerinde oluşabilecek güç aktarım direnci, hava direnci, tekerleklerin yuvarlanma direnci gibi etkileri de yenebilmesi gerekmektedir. Aracın bu direnç kuvvetlerini yenip belirli bir değerde ivmelenmesi için içten yanmalı motorun tork değerinin çok daha fazla olması ve hız değerinin ise az olması sağlanmaktadır. Bu direnç kuvvetleri hız değerlerine göre değişebilmektedir ve bu direnç kuvvetlerine göre de motorun tork değeri değişebilmektedir.

Araç hareket ettirildikten sonra yol spektrumları, eğim durumları gibi etkenlerden dolayı hareket sınırları değerlerine yaklaştığı durumlarda daha yüksek tork değeri ve hız değerlerinin değiştirilebilmesi gerekmektedir. Bu tork ve hız değerlerini sağlayabilmek için çap değerleri dişli çarkların birbirlerine güç aktarmasıyla sağlanabilmektedir. Otomobillerde bulunan başlıca güç aktarım organları şunlardır:

a) Kavrama sistemi

- b) Vites kutusu
- c) Şaft
- d) Diferansiyel ve aks

Araçların farklı yol spektrumlarında ve farklı ağırlık durumlarında çalışabilmesi için optimizasyon yapıp gerekli tasarımlar yapılmaktadır. Güç aktarım organlarının tasarımları da farklı araç modellerine göre değişkenlik gösterebilmektedir. Güç aktarma organlarının özellikleri araç performansını önemli derece de etkileyebilmektedir. Aracın performansı yokuş sınırını, ivme sınırı, direnç kuvvetlerini aşabilme ve farklı yol durumlarına göre dayanıklılık gösterebilme gibi özelliklere bağlıdır (Yavuz 2005). Şekil 2.16'da otomobillerde kullanılan güç aktarma organları gösterilmiştir.



Şekil 2.16 Güç aktarma organları.

a) Kavrama Sistemi

Kavrama sistemi başka bir parçaya güç aktarmak veya bu aktarmayı kesmek için kullanılan parçalardan oluşmaktadır. Otomobillerde kavrama sistemi içten yanmalı motorun krank milindeki dairesel hareketi vites kutusuna bağlayan güç aktarımını sağlayan veya güç aktarımını kesen parçadır. Vites durumunda diferansiyel ve aks gibi parçalara da bağlanabilmektedir.

Kavramanın mekanik kumanda yardımıyla ayrılmış iken vites kutusuna güç aktarılmaz ve hareket sağlanamaz. Kavrama diski sayesinde vites kutusundaki dişli çarkların konumlarının değiştirilmesiyle aracın hız ve tork değeri değişebilmektedir. Eğer kavrama sistemi olmasaydı motordaki güç dişli çarkların konumlandırılması yapılırken dişli çarkların hızları farklı olması sebebiyle ve bu sırada güç aktarılacağı için kırılmalar veya aşınmalar gibi büyük hasarlara sebep olabilecekti. Kavrama diskinin sayesinde güç aktarımı boşa çıkıp dişli çarkların birbirlerine geçişi daha rahat olmaktadır. Böylelikle vites geçişleri yapılabilmektedir. Bu yüzden otomobillerde kavrama sisteminin büyük bir önemi vardır.

Kavrama sistemleri çeşitleri olarak dört tür sistem bulunmaktadır:

- Sürtünme diskli kavrama sistemi
- Hidrolik kavrama sistemi
- Tamburlu kavrama sistemi
- Tork konvetörlü kavrama sistemi

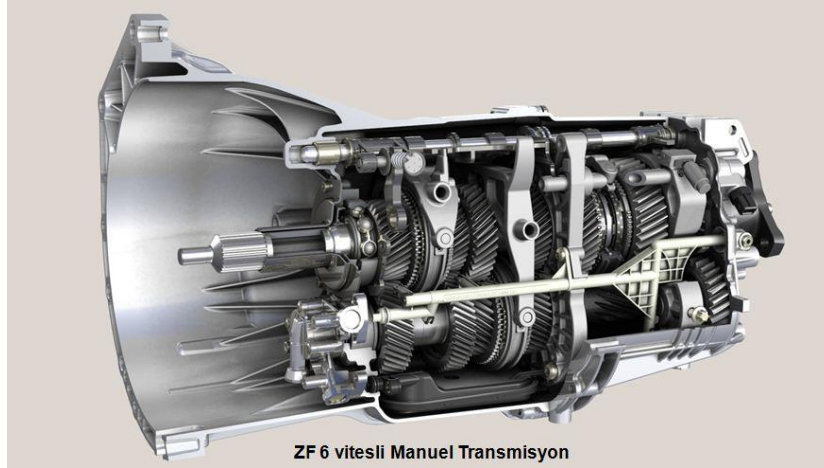
Kavrama kontrol edilebilmesi bakımından mekanik, hidrolik ve elektrik kumanda ile kontrollü olarak üçe ayrılmaktadır. Kavrama sisteminde baskı plakası, yay ve kavrama diski olarak üç ana parça vardır. Kavrama diskleri tipleri kuru disk ve yağlı kavrama olarak ayrılıp disk sayılarına göre de tek ve çok diskli kavrama olarak ayrılmaktadır. Kavramalar ayırma sistemleri olarak Nong tip kavrama, yarı santrafuj Nong kavrama, Borg ve Berg kavrama, diyafram yaylı kavramalar olarak dörde ayrılmaktadırlar. En çok tercih edilen kavrama çeşidi yaylı mekanik kontrol edilen tek diski bulunan kavramadır (Çetinkaya 1999).



Şekil 2.17 Kavrama sistemi (İnt.Kyn.12).

b) Vites Kutusu

Dişli kutusu olarak adlandırılan hız kutusu olarak da bilinen vites kutuları araçlarda içten yanmalı motorun torkunu dişli çarklarla ayarlayan güç aktarma organlarından birisidir. Vites kutusunun çıkış mili ile içten yanmalı motordan tahrik edilen güç şafta aktarılmaktadır. Maksimum tork içten yanmalı motorun belirli bir devriyle sağlanabilmektedir.



Şekil 2.18 Vites kutusu (İnt.Kyn.13).

Vites kutularında ki dişli çarklar sayesinde tork farklılıkları ayarlanabilmektedir. Tork hesabı yapılırken dişli çarkların diş sayılarının oranları etki edebilmektedir. Dişli çarkın

çapı da o dişli çarkının atabileceği tur sayısını, çıkış torkunu, gücünü etkilemektedir. Tüm viteslerde de yüksek bir tork, yüksek hız, gerekli derece de ivmelenme, yakıt tasarrufu gibi özellikler istenmektedir ve vites kutusunda bulunan dişli çarkların oranlarının içten yanmalı motorun ürettiği devre göre iyi seçim yapılarak sisteme entegre edilmesi istenmektedir (Çetinkaya 1999).

Tahrik eden az diş sayısı ve düşük değerde çapta ki dişli çark ile çok diş sayısı ve yüksek değerde çapta ki dişli çarkın vites kutusundaki çıkış miline daha yüksek güç fakat daha düşük hız aktarabilmektedir. Tahrik eden çok diş sayısı ve yüksek değerde çapta ki dişli çark ile az diş sayısı ve düşük değerde çapta ki dişli çarkın vites kutusundaki çıkış miline ise daha düşük bir güç fakat daha yüksek hız sağlayabilmektedir. Tasarım yaparken aracın iyi derecede ivmelenme performansına göre, farklı yol durum şartlarına göre, hareket sınırlarına göre gibi aracın performansını artırıcı yönde dişli oranları seçilip vites kutusunun imalatı gerçekleştirilmektedir.

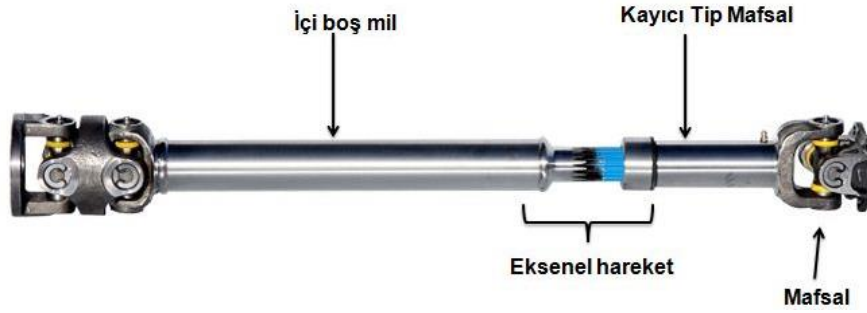
Aracın içerisinde vites kontrolü vites koluyla sağlanabilmektedir. Sürücü aracın ivmelenme, yakıt tasarrufu, güç, hız gibi istediği özelliklere göre vites tercihi yapılabilmektedir. Aracın içerisinde ve içten yanmalı motorun bulunduğu bölümde titreşimler olabilmektedir. Bu titreşimlerin vites koluna aktarılması gerekmektedir. Vites kolunun daha düzgün geçmesi için ve titreşimi absorbe etmek için gerekli tasarımlar yapılabilmektedir. Vites kutusundaki dişli çarkların birbirine daha kolay geçebilmesi için birbirine geçecek dişli çarkların hızlarını eşit değere getiren senkromeç adı verilen parçalar kullanılmaktadır (Çetinkaya 1999).

c) Şaft

İçten motordan tahrik edilen güç vites kutusundaki dişli çarklar ile vites kutusunun çıkış miline aktarılmakta ve bu çıkış milindeki diferansiyelle güç aktaran güç aktarım organı şaft veya kardan mili adı verilen parçayla sağlanabilmektedir. Vites çıkış miline ve diferansiyelle bağlantı elemanları ile bağlanabilmektedir.

Bu bağlantı elemanları bağlantı elemanı olarak kullanıldığı gibi titreşimleri de absorbe

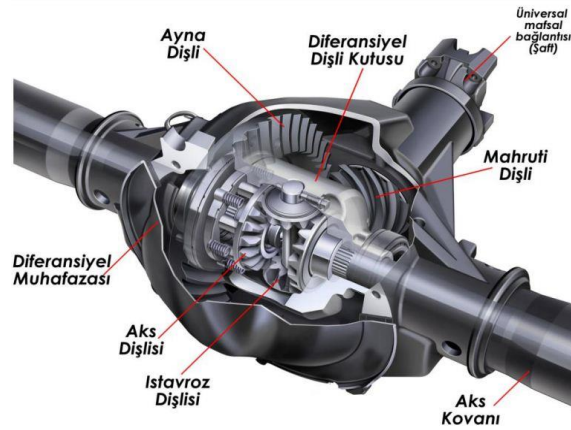
edebilmektedir. Esnek, üniversal ve sabit hız mafsalları olarak üç tipte incelenebilmektedir. Şaftlarda dairesel hareket olmakta ve hızlarında ani değişiklikler olabilmektedir. Bu dairesel hareketten dolayı merkezkaç kuvveti oluşmaktadır. Bu kuvvetten dolayı mili eğilmeye zorlanmaya maruz kalmaktadır (Çetinkaya 1999).



Şekil 2.19 Şaft sistemi (İnt.Kyn.14).

d) Diferansiyel

Tekerleklere giden iki farklı aksa güç aktarımı sağlayan güç aktarım organına verilen isim diferansiyeldir. Güç aktarırken eşit ve farklı hızlarda döndürebildiği gibi farklı yönlerde de güç aktarabilme mekanizmasına sahiptir. Bu mekanizma farklı türlerde dişli çarklar içermektedir (Çetinkaya 1999).



Şekil 2.20 Diferansiyel sistemi (İnt.Kyn.15).

Diferansiyeli oluşturan bu dişli çarkların türleri:

- İstavroz Dişlileri
- Aks Dişlileri

- Ayna Dişli
- Mahruti dişli

2.1.3.8 İnsansız Kara Araçlarının Kontrol Sistemleri

İnsansız kara araçlarının mekanik sistemleri tasarımı önemli olduğu kadar kontrol sistem tasarımının da önemi bulunmaktadır. Farklı haberleşme protokolleriyle araç üzerinde bulunan donanımların sistem ve yazılım entegrasyonu yapılarak kontrol sistemi kurulmaktadır.

Arduino, pix-hawk, ardu-pilot gibi geliştirici kontrol kartlarına veya PIC gibi mikroişlemciler veya mikro kontrolörler gibi elektronik donanımlara uygun programlama dilleriyle gerekli matematiksel denklemler ve komutlar tanıtılarak sisteme yüklenebilmektedir. Araçtan istenilen verilere göre lidar sensörü, mesafe sensörleri, kamera, enkoder gibi donanımlar belirlenerek veri toplama işlemleri yapılabilir ve bu verilere komutlar da verilebilmektedir.

Yarı otonom bir araç için komutlar genellikle manuel olarak kontrol edilen radyo frekansı adı verilen uzaktan kablosuz bağlantı kurularak yapılabilmektedir. Otonom araçlarda ise kontrol, yapılan bir yazılım ile aracın belirli noktalara görev verilerek aracın o noktalara otomatik ilerlemesini sağlamaktadır. Otonom araçlar da çevresinde ki nesnelere tanıyabilmesi için kaliteli ve çok sayıda sensörler bulundurulması gerekmektedir. Günümüz teknolojisinde kameralar ile görüntü işleme yazılımı yapıp nesnelere tanıyan ve yapay sinir ağları ile veri girişleri yapıp aracın kendisinin karar vermesini sağlayan ve bunu sistemle entegrasyonunu yapan birçok otonom araç bulunmaktadır. Bu yönüyle kaliteli donanımları ve yazılımıyla yüksek maliyet isteyen araç türleridir.

2.2 Benzer Literatür Çalışmaları

Behera vd. (2016) “Arazi Aracı Şasi ve Süspansiyon Sisteminin Tasarımı, Statik ve Dinamik Analizi” başlıklı çalışmada standart ATV olarak bilinen arazi aracının şasi ve

süspansiyon sistemlerinin tasarımı ve yapısal analizleri üzerine bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada şasi üç boyutlu olarak modellenmiş ve sonlu elemanlar analiz yöntemi ve yazılımı kullanılmıştır. Yazılımda araca ön, arka, yan çarpma ve burulma için sırası ile 8G, 8G, 4G ve 2G kuvvetleri uygulanarak bir analiz gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda ön çarpmadan hasarın 6 mm ile düşük yan ve arka çarpma analizlerinde ise 13 ve 18 mm ile daha fazla olduğu görülmüştür. Burulma analizinde yine 7 mm ile deformasyonun düşük olduğu görülmüştür. Yapılan bu tez çalışmasında literatürde ki bu çalışmaya benzer analizler yapılmıştır ancak tasarlanan şasi standart bir ATV şasisi değil tamamen özgün olarak tasarlanmış ve analizleri yapılmıştır.

Jia ve Ulfvarson (2005) “Trapez Sertleştiriciler Ve Araç Güvertesi Dinamikleri Kullanarak Yüksek Gerilimli Çelik Güverte Yapısal Davranışları Etkileşimler” başlıklı çalışmada trapez şaside bulunan konstrüksiyon ile statik ve dinamik davranışlar incelenilerek analiz çalışmaları yapılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan analizler ile maksimum gerilmeler, maksimum şekil değiştirme miktarları, frekanslar gibi şasi mekanik özelliklerini etkileyen sonuçlar incelenmiştir.

Patil vd. (2016) “Ortogonal Dizi Yöntemini Kullanarak Traktör Arabası Şasisinin Optimizasyonu” başlıklı çalışmada farklı traktör şasi tasarımları yapılarak yapısal analizler yapılarak sonuçlar değerlendirilerek sonuçlar değerlendirilmiştir. Analizler sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmış olup farklı geometrikler üç boyutlu bilgisayar destekli bir program ile yapılmıştır. Analiz sonuçlarında gerilme değerleri, şekil değiştirme miktarı değerleri analizler sonucunda bulunarak geometrilerin sonuçlarının farkları değerlendirilmiştir.

Raagul ve Jawagar (2007) “Arazi Aracının Tasarım Analizi ve Üretimi” başlıklı çalışmada bir ATV arazi aracının tasarımı üç boyutlu bir bilgisayar destekli tasarım programında yapılarak Euro NCAP standartlarında belirlenen hız değerine göre oluşan G kuvvetine göre önden, yandan ve arkadan etki kuvvetleri girilerek yapısal analizler yapılmıştır. Bu üç analiz türünde farklı G kuvvetleri etki ederek sonlu elemanlar yöntemiyle analizler yapılmıştır. Yapılan bu analizlerin sonucunda maksimum von-misses gerilmesi, maksimum deformasyon miktarı sonucunda emniyet katsayısı

belirlenerek sonuçlar değerlendirilmiştir.

Karaoğlan vd. (2016) “Hafif Hizmet Aracı Şasi Analizi Ve Optimizasyonu” başlıklı çalışmada bir çöp toplama aracının yük durumları düşünülerek aracın şasisinin analizi ve optimizasyonu yapılmıştır. Yapısal analiz olarak sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Analiz sonucunda oluşan gerilme değerine göre şasi kalınlıkları, şaside farklı delik ölçüleri gibi farklı geometride düzenlemeler yapılmış ve sonlu elemanlar yöntemiyle tekrar analizler yapılarak farklı geometrilere göre analiz sonuçları değerlendirilmiştir.

Öztürk ve Kaya (2008) “Otomobil Ön Tampon Çarpışma Analizi Ve Optimizasyonu” başlıklı çalışmada bir otomobil için ön tamponun ve darbe emişi için analizler yapılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak lineer olmayan bir model ile analizler yapılmıştır. Deney tasarımı yöntemiyle fonksiyonlar oluşturulmuş ve farklı ağırlık ve boyut değerlerine göre optimizasyon yapılmıştır. Bu çalışma sonucunda çarpışma için en uygun darbe emici sistemiyle ön tampon model geometrisi optimize edilmiştir.

Saravaan vd. (2018) “Değişen Geometri ve Malzeme İle Hava Soğutmalı İçten Yanmalı Motorun Optimum Tasarım ve Soğutucu Seçimi” başlıklı çalışmada motorun maliyet azaltma ve performans artırıcı çalışmalar yapılarak optimizasyonlar yapılmıştır. Minimum malzeme gereksinimi ve ısı transferi optimizasyonu yönünden analizler yapılmıştır. Farklı malzeme, kalınlık ve geometrilere analizler için sonlu elemanlar yöntemi ve deney tasarımı analizi için Taguchi metoduyla analizler değerlendirilip en uygun deney çalışması değerlendirilmeye çalışılmıştır.

Naiju vd. (2012) “Tüm Arazi Araçlarının Darbe Yükleme ve Yolcuların Güvenliğini Düşürmek Üzerine İncelenmesi” başlıklı çalışmada üç boyutlu bilgisayar destekli tasarım programı ile bir arazi aracının şasisi tasarlanmış ve bu tasarıma göre sonlu elemanlar yöntemiyle analizler yapılmıştır. Bu analizler yapılırken arazi araçlarının sıkça rastladığı kazalar düşünülerek önden etki, yandan etki ve yuvarlanma durumları düşünülerek gerekli malzeme seçimleri ve tanımları yapılmış ve girilen etki kuvvetlerindeki tanımlamalara göre ortaya çıkan analiz sonuçları değerlerine göre değerlendirilmiştir.

Mat ve Ghani (2012) “Eco Aracının Şasisinin Tasarımı Ve Analizi” başlıklı çalışmada eco arabalarının yakıt verimliliği için toplam ağırlığın hafif olması sürtünme direncinin azaltılması amacıyla çalışmalar yapılmıştır. Aracın kaza durumu halinde sürücüyü koruma, istenilen ağırlık değerindeki hafifliği sağlayabilmesi için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analizler yapılmıştır. Aracın şasi tasarımında ise üç boyutlu bilgisayar destekli tasarım programı kullanılmış ve sonlu elemanlar yöntemiyle kullanılan programa aktarılmıştır. Gerekli etki kuvvetleri ve malzeme seçimi tanımlanarak analiz sonuçları alınarak değerlendirmeler yapılmıştır.

Patil vd. (2016) “Lineer Statik Analiz ile Üç Tekerlekli Aracın Şasisinin Optimizasyonu” başlıklı çalışmada dünyada sık kullanılan üç tekerlekli bir aracın üç boyutlu bilgisayar destekli tasarım programında tasarlanarak ağırlık, maliyet azaltma gibi parametreler düşünülerek ve atalet yükleri, frenleme yükü ve hızlanma yükü gibi kuvvet değerlerine karşı oluşabilecek gerilmeleri güvenli bir şekilde sağlaması amacıyla sonlu elemanlar yöntemiyle analizler yapılmıştır. Malzeme ve kuvvet tanımlamaları yapıldıktan sonra analiz yaptırılarak analiz sonuç değerleri değerlendirilmiştir.

Geren vd. (2017) “Bilgi Ve Özellik Tabanlı Bilgisayar Destekli 3D Modelleme Kullanarak Değişken Tasarım Metodolojisine Dayalı Otomotiv Bilyalı Ekleminin Parametrik Tasarımı” başlıklı çalışmada otomobillerde kullanılan bilyalı mafsalarda farklı geometrilerde yüzlerce geometriyi değişken ölçülerde hızlı bir şekilde çiziminin tamamlanması öncelikli amacıyla yapılmıştır. Sıradan kullanılan tasarım yöntemlerinde çok fazla zaman kaybına neden olabilmekte ve fazla bir maliyete neden olabilmektedir. Bu çalışmada tasarıma ayrılan vakti kısaltarak maliyeti azaltmakta ve üç boyutlu bilgisayar destekli tasarım programı kullanılarak bilyalı mafsal için parametrik tasarım arayüzü oluşturulmuştur. Bu arayüz sayesinde parça ve montaj tasarımı değiştirilebilmektedir. Bu çalışma sayesinde kullanıcı kullanışı kolay işlem sırası belirli sistematik bir tasarım arayüzü ile farklı konfigürasyonlarla tasarım pratik hale getirilmiştir.

Demoly ve Roth (2017) “Geometrik İskeletlerle Yapılandırılabilir Biyomekanik

Yapıların Bilgi Tabanlı Parametrik CAD Modelleri” başlıklı çalışmasında üç boyutlu bilgisayar destekli bir tasarım programıyla iskelet modellenerek biyomekanik alanı ile bir parametrik tasarım arayüzü gelişimi sağlanmıştır ve bu farklı iskelet tasarım modelleri simülasyon için simülasyon programına hızlı bir hale getirilmiştir. Son yıllarda farklı mühendislik dallarında tasarım modellemelerini geliştirmek için süreç hızlandırmak amacıyla birçok çalışmalar yapılmıştır. Biyomekanik mekanik bilim alanına girdiği için tıp ve makine mühendisliği arasında bağlantılar sağlamaktadır. İskelet sisteminde biyomekanik özellikleri düşünülerek tasarımı yapılmıştır. İskeletin birçok ölçüleri parametrik hale getirilmiş ve tasarım ilişkileri buna uygun bir şekilde yapılmıştır. Bu parametrik ölçülere göre ise programlama dili ile arayüz hazırlanarak kullanım kolaylığı ve pratiklik sağlanmıştır. Bu arayüz sayesinde zamandan kazanç sağlanarak biyomekanik alanında tasarlanmış iskeletin tasarımını hızlı bir şekilde farklı simülasyonlar için hazır bir hale getirmiştir.

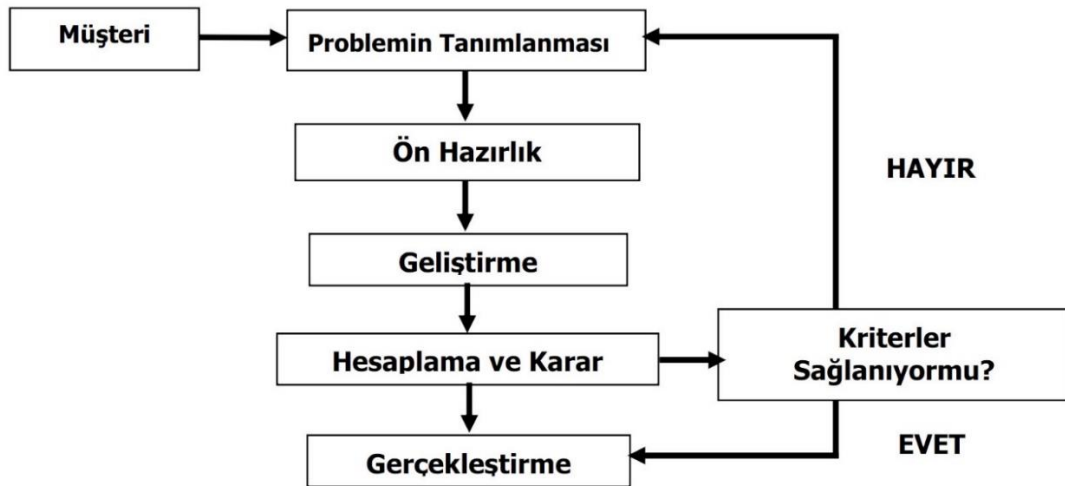
3. MATERYAL ve METOT

3.1 Tasarım Ve Analiz

Aracın imalat aşamasına geçilmeden önce tasarım aşaması hızlı bir şekilde tamamlanılarak yapısal analiz ve hareket sınırları analizleri için hazır hale getirilmesi sağlanılmıştır. Tasarım tamamlandıktan sonra yapısal analizler için gerekli kuvvet yerleri belirlenip analizler yaptırılmıştır. Hareket sınırları için ise gerekli geometrik özellik verileri elde edilmiş ve tüm sonuçlar değerlendirilmiştir.

3.1.1 Tasarım Özellikleri

Tasarım süreçlerini, bilgisayar destekli tasarım kavramlarını ve programlarını iyi derecede bilmek tasarım alanlarında çalışan mühendisleri başarıya götürebilmektedir. Ürün ihtiyacının duyulması ve bununla birlikte ihtiyaç duyan kişinin memnuniyetinin sağlanması tasarım alanının önemli ilkelerinden birisidir. Tasarım ayrıca imalatını, üretecek personeli, üretim hattını, maliyeti gibi kavramları etkileyen geniş bir alandır. Tasarım süreçlerini oluşturan etkenler şekil 3.1’de gösterilmektedir (Fırat ve Özsoy 2015).



Şekil 3.1 Tasarım süreçleri (Fırat ve Özsoy 2015).

Problemin tanımlanması bu sürecin oluşturduğu önemli bir adımdır. İyi bir şekilde tanımlanması ürünün gerçekçiliğini ve müşteri memnuniyetini artırmaktadır. Ön hazırlık sürecinde problem tanımlandıktan sonra fikirler üretilmektedir. Malzeme cinsi ürünün maliyeti gibi fikirler bu süreçte oluşturulabilmektedir.

Geliştirme sürecinde oluşturulacak ürünün boyutları, büyüklüğü gibi özellikler tanımlanabilmektedir. Başlangıç çizimleri, ölçülendirme gibi özellikler bu süreçte gerçekleştirilebilmektedir. Hesaplama ve karar sürecinde ise maliyet, ürün oluşturulduktan sonra ürün talep miktarı, hızlı üretim, kalite, imalat türlerinin belirlenmesi gibi hesaplamalar yapıldıktan sonra optimum sonuçları değerlendiren süreçtir. Gerçekleştirme sürecinde tüm bu özelliklerin sağlanması ile birlikte detaylı bir şekilde planlama yapılır ve bu adımdan sonra ürün üretimi gerçekleşmektedir.

Bu tasarım süreçlerin de bilgisayar kullanımının olması süreci daha fazla hızlandırmak için bir yol olmaktadır. Bu tür tasarımlara bilgisayar destekli tasarım denilmektedir. Günümüz teknolojisiyle beraber gelişen CAD programları ve modülleri sayesinde bu süreçler çok daha hızlı bir hale getirebilmektedir.

Günümüzde birçok farklı özellikleri gelişmiş CAD programları ve bunların modülleri bulunabilmektedir. CAD programları sistemsel olarak donanım, işletim sistemi, yazılım olarak üç elemandan oluşmaktadır. Örnek olarak bilgisayarlar donanım grubuna, Linux ve Windows gibi sistemler işletim sistemine, Solidworks ve Catia gibi programlar yazılım grubuna girmektedirler.

Mekaniksel alanlarda, mimari alanlarda ve ürün görselliği gibi farklı birçok tür alanlarda kullanılabilir. 2 boyutlu, 3 boyutlu, yüzey modelleme, tel kafes modelleme, katı modelleme gibi birçok modelleme türü bulunmaktadır.

CAD programlarının ilk adımı geometrik modellemedir ve temelidir. Ürün üzerinde analizlerinin oluşturulması, imalat işlemlerinin belirlenmesi, teknik resimlerin oluşturulması, montaj şartlarının denetlenmesi gibi birçok faaliyet günümüz teknolojisindeki CAD teknolojisi sayesinde çok hızlı bir şekilde

gerçekleştirilebilmektedir. İlk CAD programlarında sadece çizimi yapan teknik ressamların biraz daha hızlı ve verimliliğini artırması yönündeydi. Fakat günümüz de ürün geometrik modelinin teknik belgelerinden imalatına kadar çok sayı da mühendislik işlemleri yerine getirilebilmektedir (Fırat ve Özsoy 2015).

Geometrik model türleri üç modelleme tekniğiyle oluşmaktadır:

- Tel kafes modelleme
- Yüzey modelleme
- Katı modelleme

Tel kafes modelleme noktanın ve çizgilerin oluşturulmasıyla tanımlanmaktadır. Yüzeyleriyle tanımlanamamaktadır. Yüzey modelleme araba kaportası gibi farklı eğri türlerinde oluşturulan eğrilerin yüzeylerini oluşturabilecek şekilde ürünün tasarlanmasını sağlayan modelleme türüdür. Katı modelleme ürünlerin iç hacminin oluşturulmasıyla ürünün gerçek görünümüne yaklaşıtırlan modelleme türüdür (Fırat ve Özsoy 2015).

3.1.2 Parametrik Tasarımı

Birçok müşterinin piyasa da farklı ölçüde parçaların çok sayı da üretim ihtiyacı bulunmaktadır. Bu sebeple birçok parçanın kısa sürede farklı boyutlarda tasarımlarının tamamlanması gerekmektedir. Yeni bir tasarım sürecindeki problemin tanımlanması aşamasından gerçekleştirme aşamasına kadar olan süreçte birçok ölçü analizler ve hesaplamalar yapıldıktan sonra hızlıca ürünün boyutlarını değiştirmeye gerek duymaktadır. Bu ihtiyaç ürünlerin gerekli ölçülerini parametrik hale getirilip tasarımlar yapılabilen yöntemleri doğurmuştur. Belirli ölçüleri hızlı ve kolay bir hale getiren bu tür tasarımlara parametrik tasarım denilmektedir.

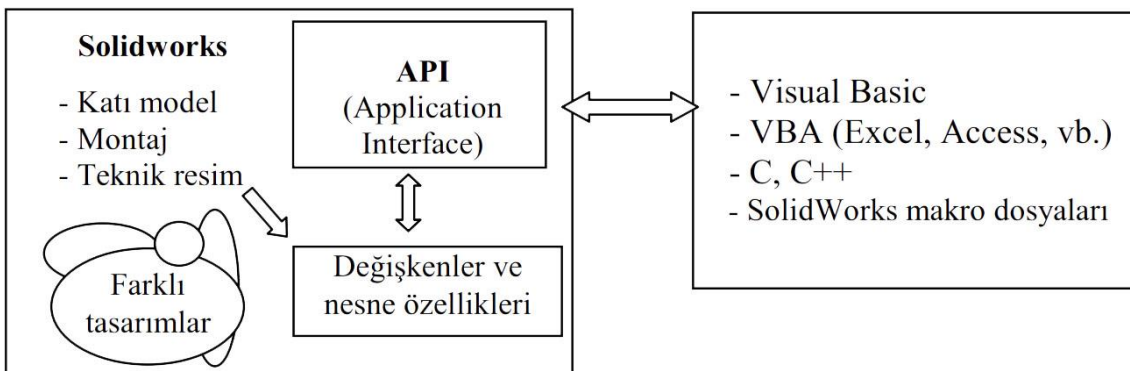
Parametrik tasarım ölçüleri, boyutları geometrik şekli mühendislik özelliklerinin kısıtlanmasıyla da değişebilmektedir. Örnek olarak bir ürünün alanı veya ağırlığı belirli bir kısıtlılıkta olup bu özelliklere göre parametrik halde tasarım yaptırılması istenilebilmektedir. Bu sınırlamalar matematiksel bir denklemlerle algoritmalarla programa

veya bir excel de tanıtılarak belirlenebilmektedir (Halkacı ve Yiğit 2004).

Bir CAD programı ile parametrik tasarım yapılması düşünüldüğü zaman yapılacak ürünün bütünüyle düşünüp montaj ve parçaların tüm ilişkileri uygun bir şekilde yapılması gerekmektedir. Uygun olmayan ilişkilerle yapılması durumunda birçok hatalar meydana gelebilmektedir. Bu sebepten dolayı düzgün bir şekilde parametrik tasarımın tamamlanması için ilişkilerin uygun şekilde yapılması zorunludur.

CAD programının çizimin içindeki ölçüler değiştirilebildiği gibi katılaştırma unsurlarının özellikleri ve ölçüleri de değiştirilebilmektedir. Ayrıca montaj halde ise verilen ilişkilerin cinsleri veya ölçüleri de değiştirilebilmektedir. Oluşturulmak istenilen teknik resim parametrik ölçülerde tekrar güncellenebilmektedir. Yani bir ürün tasarımı baştan sona kadar komple farklı ölçülerde, farklı özelliklerde çizilip farklı uzantılarda istenilen konuma kaydedilebilmektedir.

Yapılan parametrik tasarımlar CAD programlarının API kodlarını referans alarak visual basic, C++, C# gibi programlama dilleriyle kullanıldığı zaman istenilen uzantıda gerekli algoritmalarla istenilen komutları gerçekleştirilebilmektedir. Ayrıca CAD programının modüllerine göre excel tabanlı bir tasarım tablosuyla da parametrik hale getirilebilmektedir (Halkacı ve Yiğit 2004). Şekil 3.2’de Solidworks programı ile parametrik tasarım için kullanılan metot ve yöntemler gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Solidworks programında parametrik tasarım metodu ve yöntemleri (Halkacı ve Yiğit 2004).

3.1.3 Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Yapısal Analizi

Yapısal analizler de gerilme değerleri hesaplanırken deneysel yöntemlerden ziyade günümüzde sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplamalar yapılabilmektedir. Günümüz teknolojisiyle beraber gelişen bilgisayar sistemleri sonlu elemanlar yöntemi ile oluşturulan denklemleri çözebilmektedir. Deneysel metotlarla sonuç verileri karşılaştırıldığı zaman sonlu elemanlar yöntemi ile oluşan sonuç verilerine göre benzer değerler çıkmaktadırlar.

CAD programlarında parametrik tasarım olabildiği gibi analizlerde de parametrik analiz olabilmektedir. Belirli bir unsur veya ölçü parametrik hale getirilip analizlerde de hızlı ve pratik çözümler elde edilebilmektedirler. Bu yüzden mühendislerin zamanını kısaltarak mühendislik maliyetini de azaltabilmektedir.

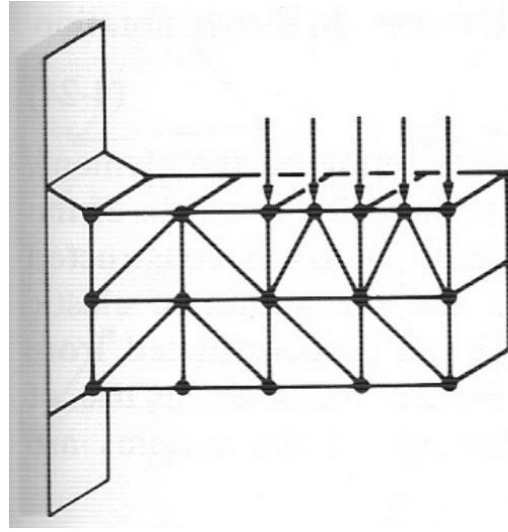
Günümüzde bir çok bilgisayar destekli mühendislik- computer aided engineering (CAE) programları bulunabilmektedir. Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan CAE programlarına finite element analysis (FEA) programları denilmektedir. Her programın kendine özgü iyi olduğu farklı alanlar bulunabilmektedir. Hepsinin kullanım arayüzü farklıdır ve arayüz ve kullanım alanlarına göre Ansys, Abaqus, Nastran gibi farklı programlar tercih edilebilmektedirler.

Sonlu elemanlar yöntemi bilgisayar destekli işlemler yapılarak elde edilen sayısal yöntemdir. Bu metot mekanik problemlerde, akışkanlar dinamiğinde, ısı transferi, talaş kaldırma analizi gibi birçok alanlar da kullanılabilirler. Düzgün şekilli veya karmaşık geometriye sahip ürünlerde analizleri için sonlu elemanlar yöntemi avantajlı bulunmaktadır.

Sonlu elemanlar yöntemi ile ileri seviye matematik gerektiren matris denklemlerine bağlıdır. Binlerce bilinmeyen denklemler bulunan sonlu elemanlar yöntemi ile günümüz bilgisayarlarında matrisleri hızlı bir şekilde çözülebilmektedir.

Sonlu elemanlar analizlerinde katı, gaz veya sıvı olan cisimler birçok küçük

parçacıklardan oluştuğu düşünülerek analizler meydana gelmektedirler. Bu parçacıklar birbirlerine birbirlerine düğüm noktaları ile bağlı olmaktadır. Parçacıkların her biri rijitlik denklemleriyle matrislerle tanımlıdır. Parçacıklar tüm kuvvetler dengeleninceye kadar deformasyona uğramaktadırlar. Tüm denklemler matrislerle denklemlere tanıtılıp analizler sağlanabilmektedir (Karpaz 2005). Şekil 3.3’de sonlu elemanlar yönteminden örnek bir model gösterilmiştir.



Şekil 3.3 Sonlu elemanlar yönteminden örnek bir model (Karpaz 2005).

3.1.4 Araç Hareket Sınırları Belirleme Analizi

Literatür bilgilerinde de bulunan hareket sınırları denklemleri ölçüleri araç tasarımı sürecinde sık sık değişebilmektedir. Bu ölçüleri el ile hesaplamak yerine Excel ile, Visual Studio programlama dilleriyle veya Matlab, Labview gibi grafiksel programlama dilleriyle yapılabilmektedir. Bu yöntemlerin herbirinin kendine özgü kodları, arayüzü ve yöntemi bulunabilmektedir. Bu yöntemler ile hareket sınırları hesaplamaları daha pratik bir çözüm haline gelebilmektedir.

Örnek olarak Matlab grafiksel programı içerisinde birçok mühendislik problemleri için çözüm modülleri bulunabilmektedir. Matlab’ın kendine özgü diliyle denklemler tanıtılıp bu denklemler çözümlenebilmektedirler. Ayrıca Matlab GUI arayüz hazırlamak için daha kullanışlı bir hale getirilebilen modülleri de bulunabilmektedir. Oluşturulan arayüz her

bilgisayarda da kullanılabilir türde Exe uzantısı halinde paketlenmektedir. Ayrıca C veya C++ gibi dillere de derlenebilmektedirler.

Labview programı da benzer yöntemler bulunabilmektedir. Fakat denklemlerin oluşturulduğu arayüzleri ve tanıtılma biçimleri farklıdır. Labview programında da Exe haline getirilip daha kullanışlı hale getirilebilmektedir. Kullanım alanlarına göre programlama dillerinin performanslarına göre değişiklik gösterip performanslara göre tercih edilebilmektedirler.

3.1.5 Bağımsız Süspansiyon ve Yönlendirme Sistemi Tasarımı ve Simülasyonu

Araçların tasarımlarında literatür bilgilerinde de anlatıldığı gibi yol etkileri, araç içi konforu, yol tutuşu gibi özellikler etki edebilmekte ve analizlere göre tasarımı değiştirebilmektedir. Süspansiyon sistemleri tasarımı tüm bu özellikleri etkileyebilmektedir. Süspansiyon sistemini oluşturan salıncakların (lades kemikleri), yay gibi sistem elemanlarının konumları ve boyutları istenilen aracın tüm özelliklerini değiştirebilmektedir. En iyi tasarım ölçüleri ve konumlarını belirleyebilmek için parametrik tasarım uygulanıp bu süreci pratik hale getirip analizler yapılabilir. Strok analizi, yönlendirme bağlantı kollarının analizi, titreşim analizi gibi istenilen verilere göre analizler yapılabilir (Boyalı 2002).

3.1.6 Taguchi Yöntemi

Taguchi metodu farklı tasarım yöntemleri üzerine kurulmuş bir deney ve optimizasyon metodudur. Sistem tasarımları üzerinde toparlanan bilgilerin istatistiksel analizinde kullanılmaktadır. Farklı parametrelerin analizleri yapılırken farklı seviyeler arasında farklı kombinasyonlar ile en optimum değerleri sağlamak için yararlı bir yöntemdir.

Taguchi yöntemi literatür de akademisyenler ve bilim insanları tarafından sık kullanılan deney analiz yöntemlerinden birisidir. Enjeksiyon kalıpları, frezeleme işlemleri, karmaşık parçaların gerilme değerlerine göre optimize edilmesi gibi farklı alanlarda gerekli

parametrelerin deneyleri gerekli sayıda ortogonal dizilere göre Taguchi metodu analizlerine yapılabilmektedir.

Taguchi metodunda aşamalar sistem tasarımı, parametre tasarımı ve tolerans tasarımı olarak farklı gruplara ayrılmaktadır. Taguchi metodunun ilk yöntemi olan sistem tasarımı sahip olunan materyaller değerlendirilir, ayrıca teknolojik yenilikler incelenebilir ve maliyet azaltma, tasarımı optimize etme gibi aşamalar bu aşamada gerçekleştirilebilmektedir (Taşgetiren ve Gökçe 2009).

Parametre tasarımı ise Taguchi metodunun ikinci bir aşamasıdır. Süreç yenilenmesinin ve ürün iyileştirilmesinin en önemli aşamasıdır. Ürünün en uygun seviyeye getirilebilmesi için iyileştirilmesi sağlanmaktadır. Bu aşama uygulanırken Taguchi yönteminin ortogonal dizileri kullanılmaktadır. Ayrıca gürültü oranı ile (S/N) analizi ile hesaplama yapılabilmektedir.

Parametre tasarımı sonucunda ise istenilen değerlere ulaşılabilmek için son aşama olarak tolerans tasarımı kullanılmaktadır. Tolerans tasarımında ise istenilen değerler dışında sapmalar belirlenip bu sapmalar düzenlenmektedir. Gürültü oranı (S/N), ilk gözlem (y_i), son gözlem (y), gözlem sayısı (n) tanımlamaları ile ilgili denklemler aşağıda gösterilmiştir. Sonucun en düşük olduğu durumda:

$$S/N = -10 \log\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2\right) \quad (3.1)$$

En büyük olduğu durumda:

$$S/N = -10 \log\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2}\right) \quad (3.2)$$

En iyi olduğu durumda:

$$S^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - y)^2 \quad (3.3)$$

Tüm aşamalar tamamlanarak Taguchi yöntemiyle optimal değerler belirlenmektedir

(Taşgetiren ve Gökçe 2009).

3.2 İmalat

Tasarımlar, hareket analizleri, yapısal analizler, süspansiyon analiz ve simülasyonu tamamlandıktan sonra optimizasyon işlemi tamamlanıp optimum değerlerin ve özelliklerin olduğu tasarıma karar verilmiştir. Tasarım süreçlerinden problemin tanımlanması, ön hazırlık, geliştirme, hesaplama ve karar tasarım süreçleri tamamlandıktan sonra gerçekleştirme sürecine geçilmiştir.

3.2.1 Kullanılan Hammadde ve İmalat Türleri

Gerekli optimizasyonlar ve tasarım süreçleri işlemleri uygulandıktan ve karar verildikten sonra gerçekleştirme süreci yapılırken önceden belirlenen hammaddelere göre imalat türleri önceden belirlenip gerçekleştirme aşamasında gerçekleştirilmektedir. Kara aracı tasarımında belirlenip imalatında kullanılan hammadde ve hazır alınan parçalar:

- Kare profiller
- St37 malzemesine göre farklı kalınlıklarda saclar
- Birleştirme elemanları (Cıvata, somun...)
- İşlenmesi gereken mil malzemeleri
- Rot başı
- Rulmanlar

Kara aracı için hammaddeler tedarikçiden elde edildikten sonra üretimde kullanılan imalat türleri:

- Lazer ile kesim
- Torna ile işleme
- Matkap ile delme
- Gazaltı ark kaynağı

- Taşlama
- Testere ile kesme
- Montaj

3.2.2 Gövde İmalatı

Yapısal analiz, hareket sınırları analiz ve süspansiyon analiz ve simülasyonları sonucunda tasarımı kararlaştırılan kara aracının şasi imalatı teknik resimler çıkarıldıktan sonra gerçekleştirilmeye başlanmıştır. Aracın şasisi tasarımında belirlenen ölçülere göre 30x30x2 mm'lik kare profiller kullanılmıştır. Şasinin imalatında kaynak kullanıldığı için malzemelerin çarpılma durumuna dikkat edilerek ölçülerin imalat sahasında değiştirilmemesi için malzemeleri sabitleyerek ve gereken yerlere kalıplar yapılarak aracın tüm yüklerini taşıyacak olan şasi imalatı gerçekleştirilmiştir.

3.2.3 Salıncak ve Yönlendirme Sistemi İmalatı

Salıncak ve yönlendirme sistem imalatı yapılırken önceden tasarlanan parçalar standart bir şekilde lazer kesim ile kesilmektedir. Bu parçalar tasarlanırken kaynatılacak sacların şekil bağlı olarak tasarlanmıştır ve hem kaynatılacağı konumu hem de mukavemeti yönünden olumlu etkiler bırakmıştır. Step motor sacı şasiye kaynatılmış ve bir kaplin ile redüktörün giriş miline bağlanmıştır. Redüktörün çıkış miline ise lazer ile kesilmiş sac kaynatılmıştır.

Tekerlekle bu sac arasındaki bağlantıyı ise tekerleğe bağlanan porya parçasının deliği ile redüktörün çıkış miline kaynatılan sacın delikleri rot kolları ile birbirine bağlanmıştır. Porya tekerleğe bağlanmadan önce şekil bağlı birçok parçanın kaynatılmasıyla parça oluşturulmuştur. Rot kolları imalatında ise içine kılavuz ile dış açılmış bir burç ile hazır bir rot kolu kesilmiş tornada işlenmiş ve pafta ile dış çekilmiştir. Böylelikle hem mesafe ayarlanabilmekte hem de yönlendirme sağlanabilmektedir.

3.3 Mekaniksel Donanımlar

3.3.1 Redüktör

Aracın yönlendirme sistemi için step motordan alınan gücü artırmak ve devir sayısını değiştirmek için kullanılmaktadır. Yapılan tasarımlara göre 90 derece yön değiştirici redüktör gibi farklı redüktör seçimleri de yapılabilmektedir. Bu tez çalışmasında kullanılan aracın redüktörünün özellikleri:

- Çevrim oranı 60:1
- Giriş devir sayısı 1400
- Çıkış devir sayısı 23,3
- Güç 0,17 hp

Şekil 3.4'de kara aracın üzerinde kullanılan redüktör gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Redüktör.

3.3.2 Tekerlek Seçimi

Araçlarda kullanılan tekerlekler aracın yükünün taşınması, yönlendirme sistemi ile verilen yönü izlemek, motordan alınan gücü ileri veya geri yöne doğru aktarma gibi

birçok işlevi yerine getirebilmektedir. Araç üzerinde kullanılan tekerlek için dış çapı 350mm'lik tekerlekler tercih edilmiştir. Şekil 3.5'de kara aracı üzerinde kullanılan tekerlek gösterilmiştir.



Şekil 3.5 Tekerlek.

Radyal lastik kullanımlarında diğer lastiklere göre düşük ve yüksek hızlarda merkezkaç kuvvetinden kaynaklanan etkilerde lastik geometrik değişimi daha az olarak deformasyon miktarı az olmakta ve diğer lastiklere göre daha stabil olmaktadır. Tasarım aşamasında bu özelliklerden dolayı radyal lastik tercih edilmiştir. Aracın maksimum hız değeri 8 km/s düşünülerek aracın tekerlek çapı için bu değerlere uygun bir seçim yapılmıştır. Aracın tekerlek sisteminde araç üzerinde kullanılan tekerlek özellikleri:

- 175/70-6
- Radyal Lastik
- M8 4 delikli flanş

3.3.3 Profiller, Saclar ve Yaylar

Profiller aracın şasi parçaları için kullanılmış aracın ağırlığını taşıyan rijit olması istenilen birbirleriyle kaynak ile birleştirilip bir bütün hale getirilmiş parça olarak araç üzerinde kullanılmıştır. Saclar ise lazer kesim ile şekil alarak arka ve ön süspansiyon sistemlerinde alt ve üst salıncak amacıyla kullanılmıştır. Yaylar ise ön bağımsız süspansiyon sisteminde alt salıncağı şasiye bağlayarak farklı yol durumlarına göre tekerleklerin tepki kuvvetlerini sönmölemek amacıyla kullanılmıştır. Arka bağımsız süspansiyon sisteminde ise motorun bağlandığı sac ile şasi arasında bağlanarak arka tekerleklerdeki tepki kuvvetlerini de sönmöleyebilmektedir. Şekil 3.6'de araç üzerinde kullanılan ön görünüme göre profil, sac

ve yaylar gösterilmiştir.



Şekil 3.6 Araçta kullanılan profil, sac ve yaylar.

3.4 Elektriksel Donanımlar

3.4.1 Akü Grubu

Aracın sensör, mikro işlemci gibi elektriksel donanımlarının beslemesini sağlamak amacıyla tasarım ve imalata göre sürücünün altına konumlanmıştır. Motorların besleme gerilimi 24V olduğu için 2 adet 12V ve 75Ah jel akü seri bağlanarak aracın üzerindeki tüm elektriksel donanımların beslemelerini sağlamaktadır. Şekil 3.7’de araç üzerinde kullanılan akü grubu gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Akü grubu.

3.4.2 Step Motor

Motor çıkış milinin açısal dönüş değerini küçük adımlar ile değiştirilen mikro işlemcilerle hassas bir şekilde sürülebilen adım motorlarıdır. Araç üzerinde yönlendirme sistemi için kullanılmaktadır. Step motorunun çıkış mili tork artırmak amacıyla bir kaplin vasıtasıyla redüktörün giriş miline bağlanmıştır. Şekil 3.8’de araç üzerindeki step motor gösterilmiştir. Araç üzerinde kullanılan Nema 34 step motorunun özellikleri:

- Adım açısı: 1.8 Derece
- Çevre sıcaklığı: -20°C - $+50^{\circ}\text{C}$
- Radyal kuvvet: 220 N
- Maksimum eksen kuvveti: 60N
- Dönme yönü: Saat yönünde
- Tork: 4.5 N.m
- Maksimum akım değeri: 4.24 A



Şekil 3.8 Step motor.

3.4.3 Doğru Akım Motorları

Doğru akım motorları besleme gerilmesi verilerek geçen akımın manyetik ortamdan farklı yöne doğru itilmesi prensibiyle çalışmaktadır. Şekil 3.9’de araç üzerinde kullanılan doğru akım motoru gösterilmiştir.



Şekil 3.9 Doğru akım motoru.

Doğru akım motorları aracın ilerlemesi amacıyla 2 adet kullanılmış olup toplamda 640W güç sağlamaktadır. Araç üzerinde kullanılan doğru akım motorlarının özellikleri:

- 320 W güç
- 24 V besleme
- 3500 rpm (26:1)
- Saat yönünde dönüş hareketi
- 6.5 A maksimum akım değeri

4. BULGULAR

Tez çalışması tasarım, analiz ve imalat olmak üzere üç ana aşamadan oluşmaktadır. Tasarım aşamasında araç hem elektrikli engelli veya günlük kullanım aracı şeklinde düşünülmüştür. Aracın tasarım, analiz ve imalat aşamaları alt başlıklar halinde verilerek detaylandırılmıştır.

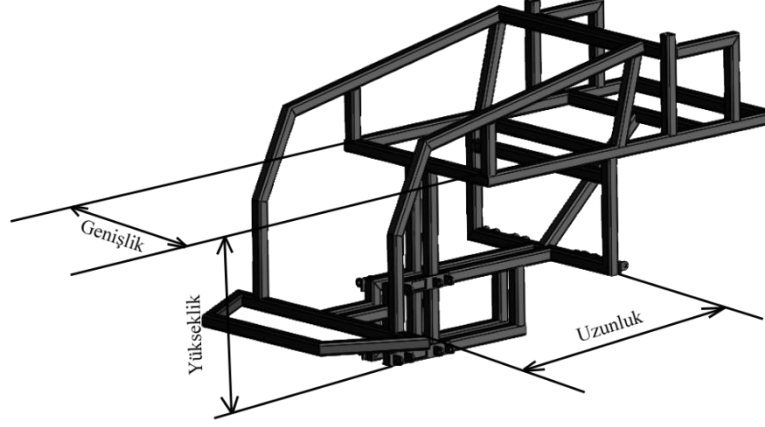
4.1 Tasarım

Araç tasarımında öncelikli olarak tek kişilik bir engeli aracı, günlük kullanım aracı veya özel amaçlı kara aracı olarak kullanımı dikkate alınmıştır. Tasarımda dikkate alınan temel kısıtlar ve özellikler şunlardır;

1. Tek kişilik araç için bir kapıdan geçebilecek genişlikte olmalı,
2. Bir engellinin araca erişiminin kolay bir şekilde olabileceği yükseklikte olmalı,
3. İki kişilik olabilecek şekilde parametrik olarak tasarım değişebilmeli,
4. Sürtünme kuvveti ve hareket sınır değerlerini sağlayabilecek geometrik ölçülere sahip olmalı,
5. Devrilme ve tırmanma sınır değerleri içerisinde düzgün hareket sağlayabilmeli,
6. Araç direksiyon yönlendirmesi bir uzaktan kumandalı veya joy-stick ile elektronik olarak yapılabilmeli,
7. Sürüş konforu için aracın ön ve arkasında bağımsız süspansiyon sistemi olmalı
8. İnsansız araç modeli için sensör ve ekipmanlarının bağlanabileceği çıkarılabilir platformlar olmalıdır.

Bu kısıtlar ve istekler doğrultusunda şekil 4.1’de gösterilen araç temel şase ölçüleri için temel genişlik, uzunluk ve yükseklik ölçü konumları belirlenmiştir. Genişlik ölçüsü için araca oturacak bir kişinin rahat bir şekilde oturabilmesi ve maksimum iki kişinin oturabileceği şekilde düşünülerek bu ölçü gerekli analizler için değişken hale getirilmiştir. Yükseklik ölçüsü için alt salıncağın bağlı olduğu profilin alt kenarı ile akü grubunun üstü ve araca oturan yerin altındaki profilin üst kenarı arasındaki uzaklık baz alınarak gerekli analizler için değişken hale getirilmiştir. Uzunluk ölçüsü ise arka

salıncağın profilinin kenarı ile ayak konulan profilin kenarı arasındaki uzaklık baz alınarak gerekli analizler için değişken hale getirilmiştir.



Şekil 4.1 Şasi temel genişlik, uzunluk ve yükseklik ölçü yerleri.

Çizelge 4.1’de şasi için belirlenen temel genişlik, uzunluk ve yükseklik ölçüleri aracın tasarımı için belirlenmiştir. Bu ölçüler için şasi geometrisi ölçüleri parametrik hale getirilerek analizler için farklı tasarımlar oluşturulmuştur.

Çizelge 4.1 Şasi için belirlenen temel genişlik, uzunluk ve yükseklik ölçüleri.

Genişlik	Uzunluk	Yükseklik
450	680	360
770	880	460
1070	1080	560

4.1.1 Şasi Parametrik Tasarımı ve Yazılımı

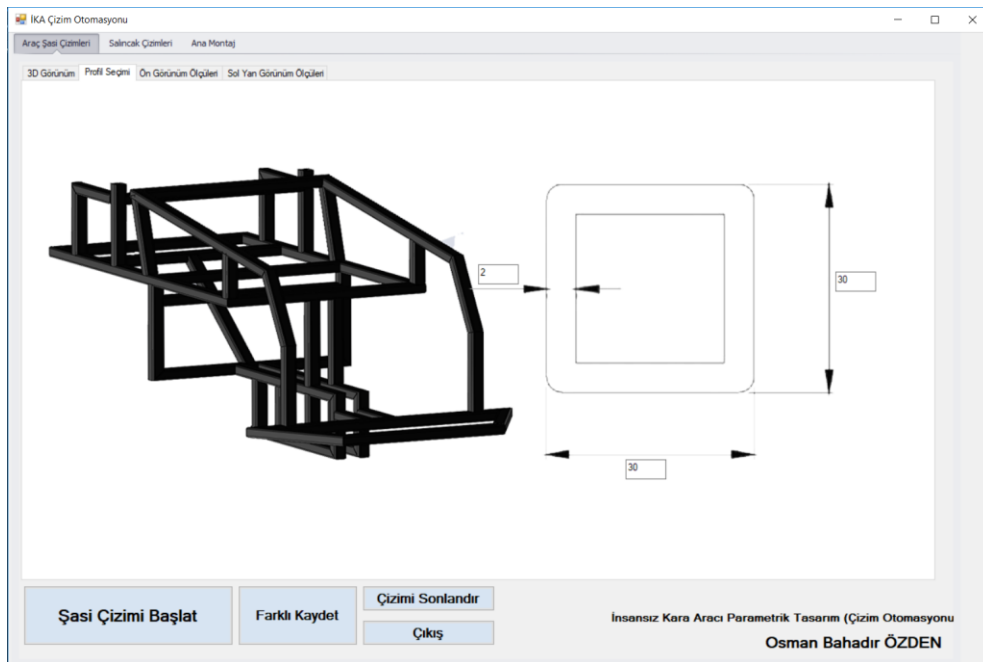
Şasi için belirlenen temel genişlik, uzunluk ve yükseklik ölçüleri ile aracın şasi boyutlarını doğrudan etkilemeyecek diğer ölçüleri de dikkate alarak bir masa üstü yazılımı geliştirilmiştir. Bu masa üstü yazılımın geliştirilmesinde tasarım programlarının standart geliştirime kitleri (SDK) ve uygulama programı arayüzü (API) kütüphaneleri kullanılmıştır. Geliştirilen uygulama ile kullanışlı bir arayüz oluşturulmuş ve çizim programları bilgisi olmayan kişilerinde yapabileceği exe uzantılı masa üstü bir program hazırlanmıştır. Program ölçüler girildikten sonra aracı arka planda çizebilmektedir.

Böylelikle farklı tasarımların çizimini hızlı yapıp pratik bir şekilde step uzantısına çevrilip analizler yapabilmek mümkündür.

Şasi parametrik tasarım yazılımı sayesinde profil kalınlıkları, profil ölçüleri, toplam genişlik gibi belirlenen parametrik ölçüleri istenilen şekilde oluşturup pratik ve hızlı bir şekilde çizim yapıp çözüm sağlanabilmektedir. Geliştirilen yazılım oluşturulan çizimin uzantısını step, igs gibi farklı uzantılara da çevrilebilmektedir.

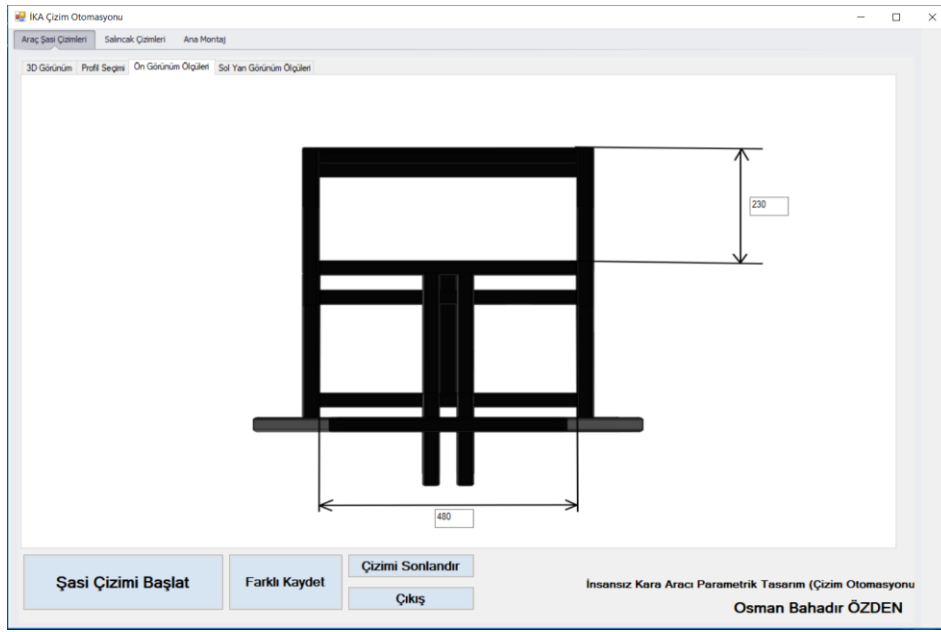
Çizimde ağırlık, ağırlık merkezi, atalet momenti gibi istenilen özellikler de elde edilebilmektedir. Şasi tasarımı böylelikle çok pratik bir hale gelmiştir. Tasarım ve analiz işlemleri tamamlandıktan sonra optimizasyon sonucunda gerekli ölçüler belirlenip teknik resimleri hazırlanarak imalata hazır hale getirilmiştir.

Aracın şasi parametrik tasarım yazılımında arayüz kullanımı kolaylığı açısından parametrik ölçüler resimler ile belirtilerek farklı sekmelerde oluşturulmuştur. Profil için kalınlık, genişlik ve yükseklik boyutları parametrik tasarım yazılımında bir sekmede tanımlanmıştır. Profil boyutları seçimi için oluşturulan parametrik tasarım yazılımı sekme arayüzü şekil 4.2’ de gösterilmiştir.



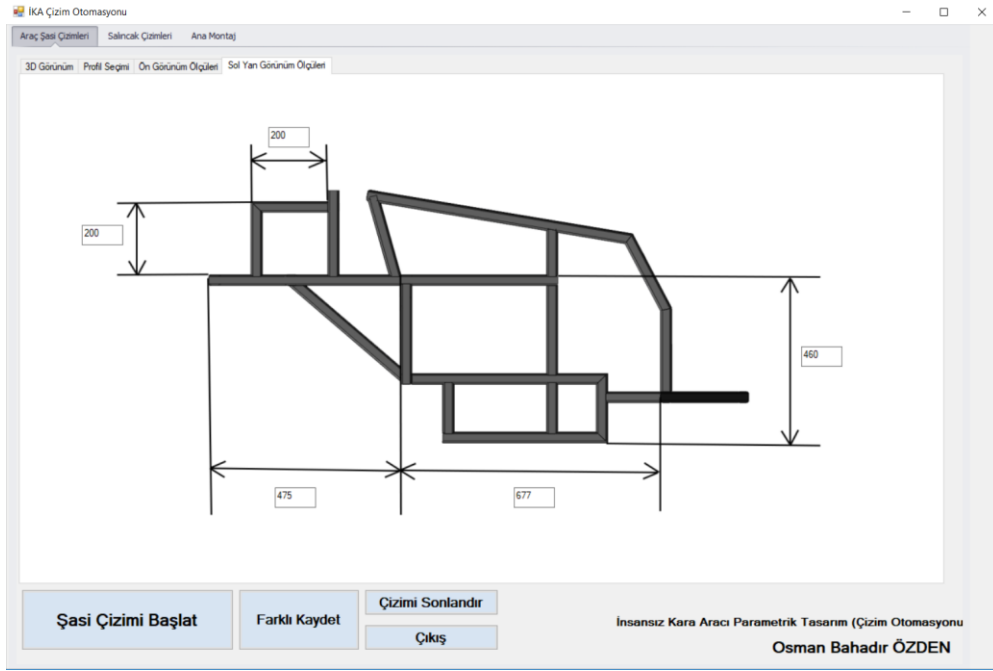
Şekil 4.2 Şasi parametrik tasarım profil parametrik ölçü seçim arayüzü.

Aracın şasi ön görünümüne göre belirlenmiş parametrik ölçüler için arayüz sekmesi şekil 4.3’ de gösterilmiştir. Şekildeki altta verilen genişlik ölçüsü aracın komple tasarımını etkileyen ilişkili bir ölçüdür. Bu ölçü değiştiği zaman ağırlık merkezi, devrilme sınır açısını etkilemektedir. Şekilde üstte verilen yükseklik ölçüsü ise opsiyonel bir ölçü olarak araca oturan kişinin sırt ve kol dayaması için geometriyi doğrudan etkilemeyen bir ölçüdür.



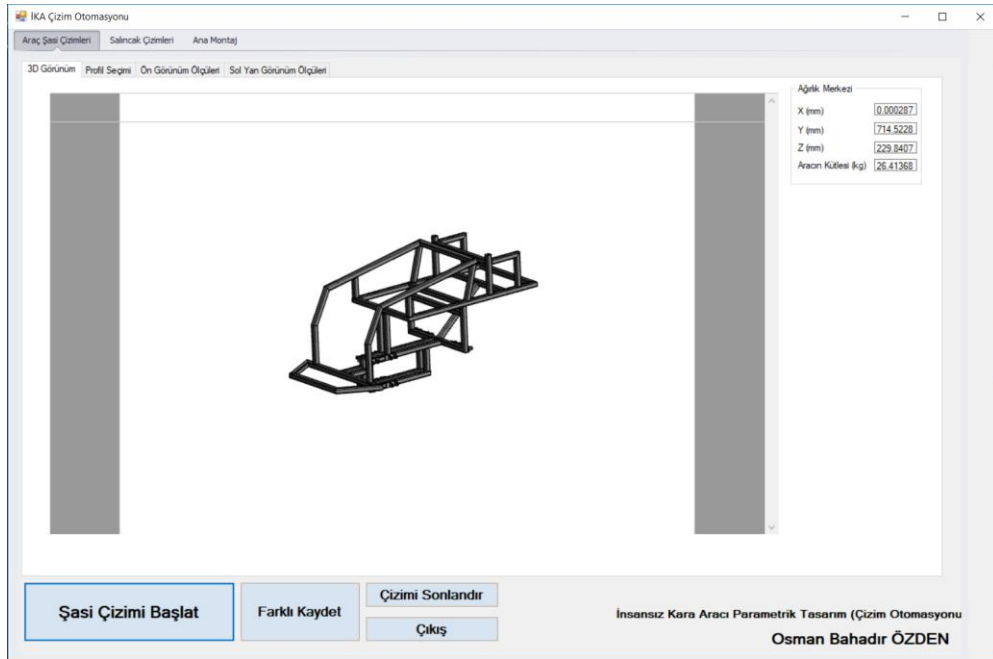
Şekil 4.3 Şasi parametrik tasarım ön görünüm parametrik ölçü arayüzü.

Aracın şasi sol görünümüne göre belirlenmiş parametrik ölçüler için arayüz sekmesi şekil 4.4’de gösterilmiştir. Şekildeki ön taraf için bulunan uzunluk ve sağ tarafında bulunan yükseklik değerleri aracın komple tasarımını etkileyen ilişkili bir ölçüdür. Bu ölçüler değiştiği zaman aracın hareket sınırları, ağırlık merkezi gibi özellikleri etkilemektedir. Şekilde sol tarafında ve üstünde bulunan ölçüler ise opsiyonel ölçüler olup aracın arka tasarımında bulunan uzunlukları değiştiren fakat aracın tasarımını doğrudan etkilemeyen uzunluk ölçüleridir.



Şekil 4.4 Şasi parametrik tasarım sol yan görünüm parametrik ölçü arayüzü.

Aracın şasisinde diğer sekmelerde olan parametrik ölçülere göre oluşturulan tasarımın 3 boyutlu görünümü, ağırlık merkezi konumları ve ağırlık değerleri için sekme arayüzü şekil 4.5’ de gösterilmiştir.

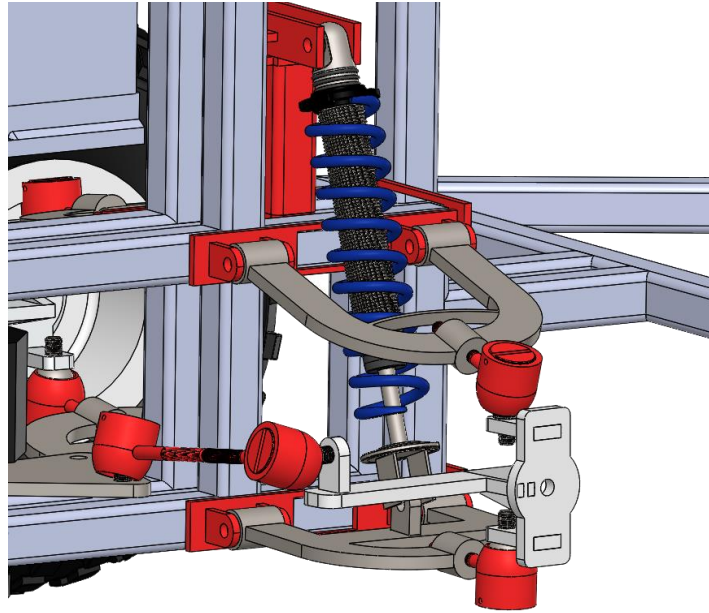


Şekil 4.5 Şasi parametrik tasarımı yapılmış bir örnek.

4.1.2 Bağımsız Süspansiyon ve Yönlendirme Sistemleri Parametrik Tasarımı ve Yazılımı

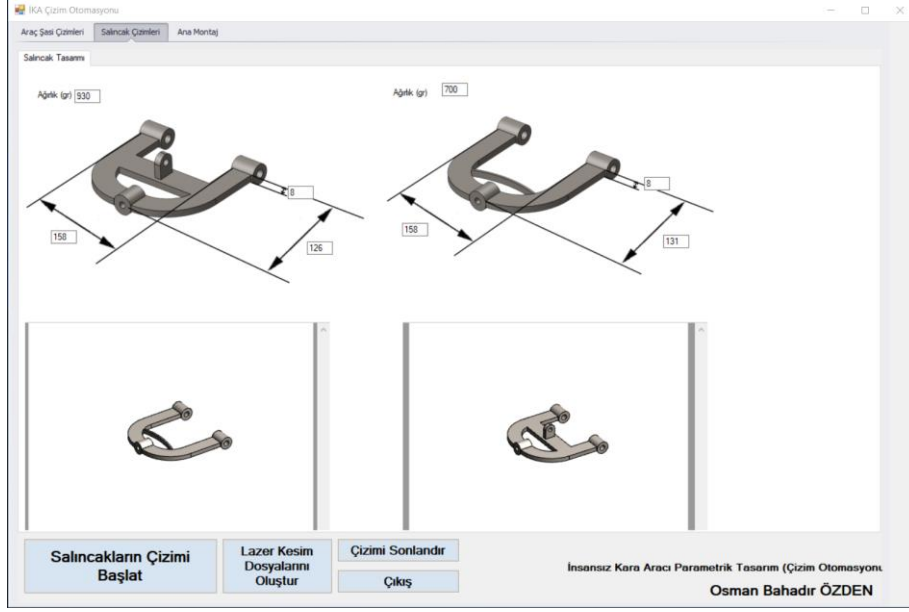
Bağımsız süspansiyon da salıncaklar, yayların bağlantı deliklerinin konumu, tekerleğe bağlanan porya parçaları mümkün olan imalat türlerine göre tasarlanmış ve bu şekilde geliştirilmeler yapılmıştır. Süspansiyon sistemi tasarımı yaparken tüm parçaların standart bir şekilde imalatını yapabilmek için lazer kesimle imalatı düşünülmüş ve bu yüzden birçok parça sac tasarımlarıyla yapılmıştır. Ayrıca mukavemeti artırıcı bir yön olarak şekil bağlı tasarımlar yapılmaya özen gösterilmiştir. Böylelikle bağımsız süspansiyon tasarımı tamamlanmış ve analize hazır hale getirilmiştir.

Bağımsız süspansiyon sisteminin ve yönlendirme sisteminin tasarımında bulunan parçalar ve tasarımın tekerleksiz montajı yapılmış görünümü şekil 4.6' da gösterilmiştir.



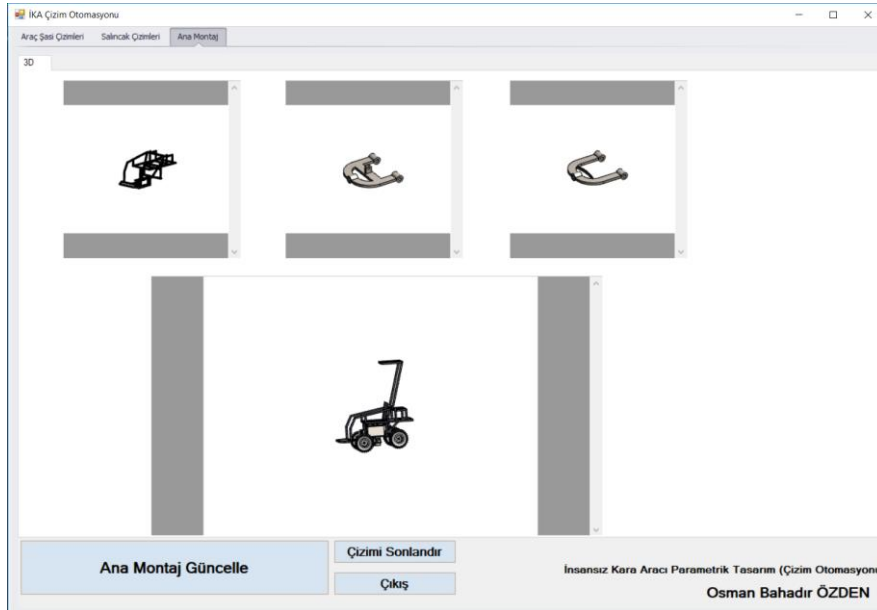
Şekil 4.6 Süspansiyon sistem parçaları.

Bağımsız süspansiyon sisteminde bulunan salıncaklar kalınlık, uzunluk ve genişlik olarak üç ölçü değişken hale getirilmiştir. Bu ölçüler aracın ağırlık merkezini, ağırlığını, yay bağlantı açısı değişken hale getirildiği için aracın sehim miktarını değiştirebilmektedir. Bu değiştirilebilen ölçüler ve oluşturulan geometrinin 3 boyutlu görünümü şekil 4.7' de gösterilmiştir.



Şekil 4.7 Salıncak parametrik tasarım yazılımı.

Parametrik tasarım yazılımları için uygun tasarım ve montaj ilişkileri yapılmış ve yazılım vasıtasıyla değişen ölçüler uygulandığı zaman hatasız bir şekilde tasarımlar ve montaj ilişkileri oluşturulmuştur. Bu tasarımlara ve parametrik sekme arayüzlerinde girilen ölçülere göre oluşturulan montaj tasarımının 3 boyutlu görünümü, ağırlık değeri ve ağırlık merkezleri konumları için hazırlanmış araç montajının sekme arayüzü şekil 4.8’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.8 Aracın diğer sekmelerde bulunan ölçülerle oluşturulan geometri 3 boyutlu görünümü.

4.2 Analiz

Çizelge 4.1’de verilen şasi için belirlenen temel genişlik, uzunluk ve yükseklik ölçüleri ile Taguchi yöntemi kullanılarak bir tasarım analizi yapılmıştır. Tasarım için oluşturulan parametreler ortogonal dizilerden oluşmaktadır. Ortogonal dizi için 3 ölçü parametresi (genişlik, uzunluk ve yükseklik) ve bu üç parametre için üçer adet seviye belirlenmiştir. Parametrelerin ve seviyelerin önemini belirlemek için L9 ortogonal dizi (OA) kullanılmıştır. Standart bir ortogonal dizi L9 ile Taguchi deneyi tasarımı, minimum sayıda gerekli tasarım ve analize sahiptir. Bu L9 ortogonal dizisi tatmin edici bir sonuç sağlamıştır. L9 ortogonal dizinin dokuz parametre seviye ayarına karşılık gelen dokuz satırı vardır ve dizinin her bir satırı bir denemeyi temsil etmektedir. Farklı ölçü parametrelerinin kombinasyonları ile dokuz tasarımın analizi yapılmıştır. Bu yaklaşımda şase üzerinde belirtilen genişlik, uzunluk ve yükseklik ölçüler dikkate alınmıştır.

4.2.1 Şasi Yapısal Analiz

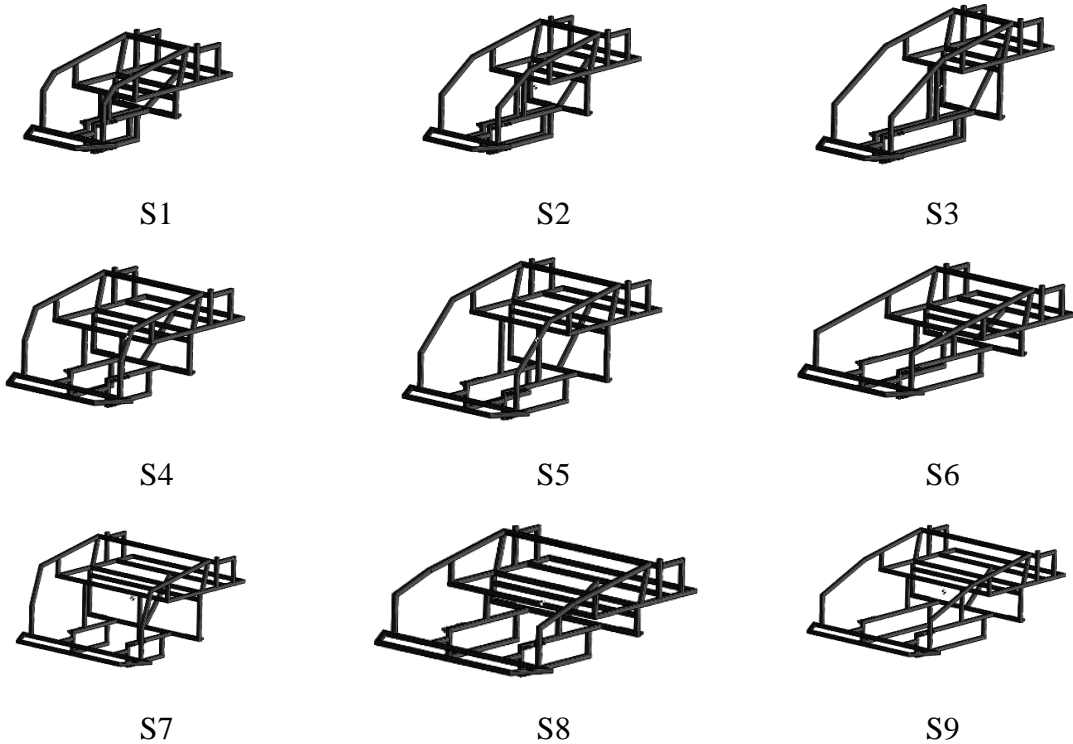
CAD programlarında tasarlanan kara aracında şasi dayanımını ve gerilmeleri görebilmek için FEM programıyla yapısal analizler yapılmıştır. Deformasyonlardaki maksimum ve minimum şekil değişim miktarlarını, her noktadaki maksimum ve minimum gerilmeleri bu analiz sonuçları sayesinde değerlendirilmiştir. Parametrik tasarım yazılımında yapılan çizimler yazılımda step uzantılı kaydedilerek FEM programında analiz için hazırlanmıştır. Step uzantılı dosya FEM programının yapısal analiz modülüne aktarılarak analizler ve simülasyonlar yapılmıştır. Taguchi, kayıp fonksiyonu olarak bilinen ve aynı zamanda gürültü oranı (S/N - Signal/Noise) fonksiyonu olarak da ifade edilen fonksiyonlardan denklem 4.1’de gösterilen en düşük en iyi sinyal gürültü fonksiyon kullanılmıştır (Gökçe ve Taşgetiren 2009). Çizelge 4.2’de gösterildiği gibi Taguchi L9 ortogonal dizi tasarım ve analiz listesi oluşturulmuştur. Bu listeye göre 9 adet tasarım ve analiz için bir deneysel model oluşturulmuştur. Geliştirilen parametrik tasarım yazılımında L9 listesinde verilen ölçüler girilerek 9 adet tasarım yapılmış ve bu tasarımlar analiz için hazır hale getirilmiştir. Ayrıca geliştirilen yazılımdan oluşturulan tasarımların ağırlık ve ağırlık merkezi değerleri alınmış ve çizelge 4.2’de gösterilmiştir.

$$S/N = -\log\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2\right) \quad (4.1)$$

Çizelge 4.2 Taguchi L9 Ortogonal dizi tasarım ve analiz listesi.

Seri No.	Genişlik	Uzunluk	Yükseklik	Ağırlık (N)	Ağırlık Merkezi x (mm)	Ağırlık Merkezi y (mm)	Ağırlık Merkezi z (mm)
1	450	680	360	25,4162	0	720,922	172,879
2	450	880	460	28,2121	0	846,7712	219,2881
3	450	1080	560	31,039	0	973,0097	262,116
4	770	680	460	31,7028	0	729,3877	235,6996
5	770	880	560	34,4609	0	862,3138	282,6567
6	770	1080	360	34,5369	0	990,6926	164,9759
7	1070	680	560	37,7461	0	734,0829	299,7385
8	1070	880	360	37,5199	0	875,9972	173,8397
9	1070	1080	460	40,3218	0	1007,249	224,7085

Parametrik tasarım yazılımında çizelge 4.2’ de verilen serilere bağlı olarak ölçülere göre şekil 4.9’de gösterilen geometriler çizdirilmiş step ve part uzantılı olarak kaydedilmiştir.



Şekil 4.9 Taguchi L9 ortogonal dizisine göre çıkarılmış tasarımlar.

Araçların yapısal analizlerinde Euro NCAP (The European new car assessment program)

yandan, arkadan kuvvet etkileri oluşturarak ve ayrıca burulma analizi, süspansiyon yapısal analiz sonuçları da değerlendirilmektedir. Bu kuvvet değerleri bulunurken denklem 2.61 - 2.63'e kadar olan denklemler ile denklem 4.2 – 4.6 arasında ki denklem sonuçları çıkarılmıştır.

$$P = \frac{N.T}{9550} \longrightarrow T = \frac{9550.0,64}{134,61} \longrightarrow T = 45 \text{ N.m} \quad (4.2)$$

$$T = F.D_{teker}/2 \longrightarrow 45 = F.0,175 \longrightarrow F = 257,143 \text{ N} \quad (4.3)$$

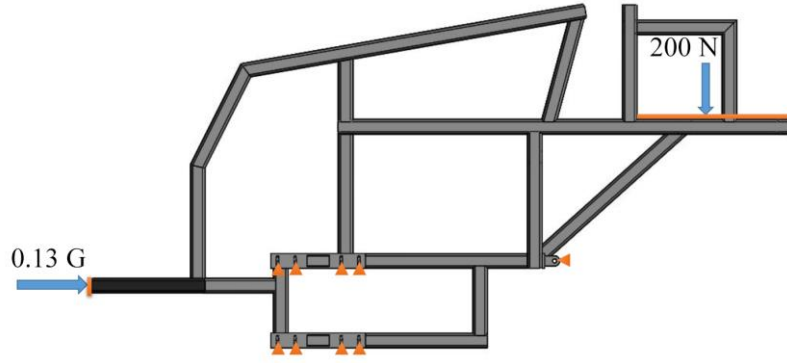
$$F = m.a \longrightarrow 257,143 = 200.a \longrightarrow a = 1,29 \text{ m/s}^2 \quad (4.4)$$

$$G = 1,29/9,81 \longrightarrow 0,13 \text{ G} \quad (4.5)$$

$$V = N.\pi.D_{teker} \longrightarrow V = 134,61.(1/60).\pi.0,35 \longrightarrow V = 2,46 \text{ m/s} \quad (4.6)$$

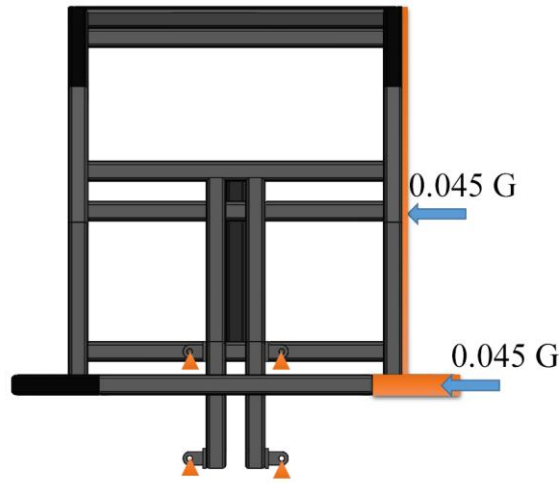
Tasarlanan araçta Euro NCAP standartlarındaki hız ve G kuvvet değerlerine ulaşılamayacağı için bozucu etkiler ihmal edilip maksimum hız ve maksimum G kuvveti değerlerine göre analizde kullanılarak maksimum değerler oluşturulmak istenmiştir. Ön çarpma etkisinde 0.13 G kuvveti, yan çarpma etkisinde 0.09 G ve burulma analizinde 0.09 G değerleriyle analizler yapılmıştır. Parametrik tasarım yazılımında bulunan ağırlık ve ağırlık merkezi verilerine göre FEM programında tanımlanan etki kuvvetleri değerleri ve konumları uygulanmıştır.

Ön çarpma analizine göre önden 0.13G kuvvetiyle etki tanımlanmış olup aracın arka kısmında yaklaşık olarak 20 kg'lık bir kuvvet tanımlanmıştır. Ön ve arka salıncak bağlantı delikleri ise mesnet yerleri kabul edilerek tüm eksenlerde şekil değiştirmemesi için tanımlanmıştır. Şekil 4.10'da kuvvet ve mesnet yerleri gösterilmiştir.



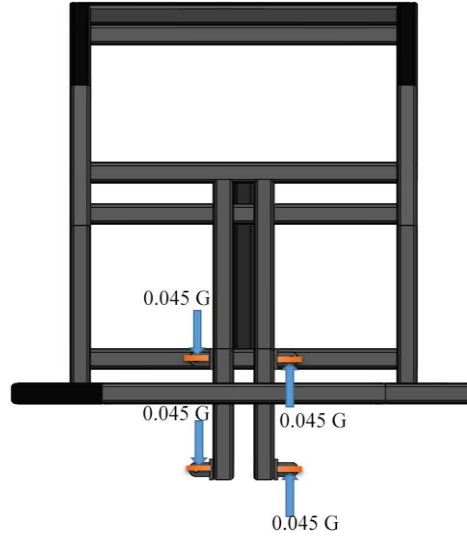
Şekil 4.10 Önden çarpma kuvvet ve mesnet tanımları.

Yanal çarpma analizinde ön ve arka salıncak bağlantı delikleri mesnet yerleri kabul edilerek tüm eksenler için tanımlanmıştır. Yanal çarpma analizinde yanal ivme formülünden bağımsız olarak ön çarpma analizinde kullanılan maksimum 0.13 G'lik ivmeyle hareket eden aracın 2/3 katı alınmış 0.09 G'lik bir kuvvet ile yanal çarpma analizi kuvvet ve mesnet tanımlamaları şekil 4.11'de gösterilmiştir.



Şekil 4.11 Yanal çarpma kuvvet ve mesnet tanımları.

Burulma analizinde ön ve arka salıncak bağlantı delikleri mesnet yerleri kabul edilerek tüm eksenlerde şekil değiştirmemesi için tanımlanmıştır. Burulma analizinde yanal çarpma analizinde kullanılan 0.09 G değeri alınarak salıncak (lades kemikleri) bağlantı yerlerindeki kuvvet ve mesnet tanımlamaları şekil 4.12'de gösterilmiştir.



Şekil 4.12 Burulma analizi kuvvet ve mesnet tanımları.

Şasi malzeme cinsi olarak AISI 1020 çeliği kullanılmıştır. FEM programında şasi malzemesi olarak tanımlanan AISI 1020 çeliğinin malzeme özellikleri çizelge 4.3’ de gösterilmiştir.

Çizelge 4.3 AISI 1020 malzeme özellikleri (Srinivasan and Shrehari 2016).

Özellik	Değeri
Yoğunluk	7,87 g/cm ³
Kopma Mukavemeti	420 MPa
Akma Dayanımı	350 MPa
Elastikiyet Modülü	205 MPa
Kesme Modülü	80 GPa
Poisson Oranı	0,29

L9 Ortogonal dizide verilen 9 adet tasarımın ön çarpma, yan çarpma ve burulma analizleri ile Von-Mises (MPa) gerilim değerleri çıkartılmıştır. Bu gerilim değerleri ayrıca denklem 4.1’de verilen en düşük en iyi sinyal gürültü fonksiyonu hesaplanmış ve çizelge 4.4’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.4 Taguchi en düşük en iyi sinyal gürültü oranına (S/N) göre yapısal analiz sonuçları.

N.	Genişlik	Uzunluk	Yükseklik	Ön Çarpma		Yanal Çarpma		Burulma	
				Von-Mises (MPa)	SN Oranı	Von-Mises (MPa)	SN Oranı	Von-Mises (MPa)	SN Oranı
S1	450	680	360	54,49	-34,726	30,3	-29,617	44,52	-32,971
S2	450	880	460	47,3	-33,497	32,6	-30,255	35,21	-30,933
S3	450	1080	560	54,04	-34,655	53,9	-34,627	37,35	-31,446
S4	770	680	460	65,52	-36,328	33,3	-30,443	30,89	-29,797
S5	770	880	560	66,29	-36,429	35,4	-30,975	53,73	-34,605
S6	770	1080	360	58,2	-35,298	39,3	-31,879	174,7	-44,844
S7	1070	680	560	66,69	-36,481	75	-37,499	62,61	-35,933
S8	1070	880	360	56,1	-34,979	59,5	-35,488	79,66	-38,025
S9	1070	1080	460	55,59	-34,900	51,8	-34,281	99,95	-39,996

Çizelge 4.5’de ortalamaya ve S/N oranına göre ön çarpma analizi parametre ve seviye yanıt tablosu verilmiştir. Bu tabloya bakıldığında ortalamaya ve S/N oranına göre rankı en yüksek olan genişlik parametresinin en etkin parametre olduğu görülmektedir.

Ortalamaya göre yükseklik ikinci etkin parametre iken S/N oranına göre ikinci etkin parametre uzunluktur. Ancak hem ortalamaya göre hem de S/N oranında göre ikinci ve üçüncü parametrelerin delta fark değerleri bir birine çok yakın olduğundan birinin diğerine göre etkisi çok yüksektir denilemez bu yüzden her iki parametreyi de eşit oranda etkilidir demek daha doğru olacaktır.

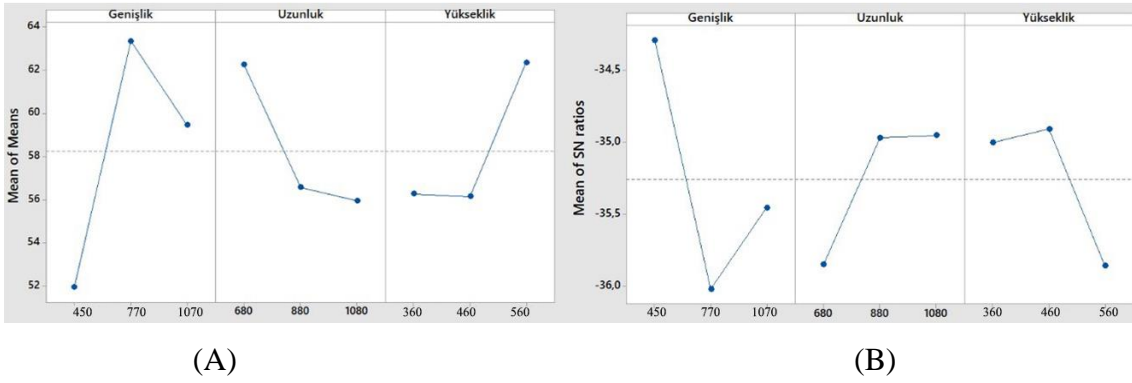
Çizelge 4.5 Ön Çarpma analizi parametre ve seviye yanıt tablosu.

Parametre ve Seviye Yanıt Tabloları						
Seviye	S/N Oranına Göre			Ortalamaya Göre		
	Genişlik	Uzunluk	Yükseklik	Genişlik	Uzunluk	Yükseklik
1	-34,29	-35,84	-35	51,94	62,23	56,26
2	-36,02	-34,97	-34,91	63,34	56,56	56,14
3	-35,45	-34,95	-35,85	59,46	55,94	62,34
Delta	1,73	0,89	0,95	11,39	6,29	6,2
Rank	1	3	2	1	2	3

Şekil 4.13’de Ön çarpma analizi parametre seviye etki grafiği ortalamaya ve S/N oranına göre verilmiştir. Her iki grafiğe bakıldığında etkin seviyelerin aynı olduğu görülmektedir. En düşük ön çarpma analiz gerilim değeri sonuçlarını elde etmek için genişlik 450 mm, uzunluk 1080 mm ve yükseklik ise 460 mm olduğu hem ortalamaya göre hem de S/N

oranına göre aynı olduğu görülmektedir.

Ön çarpma analizinde uzun şasinin dayanıma etkisinin yüksek olmasından dolayı en uzun şase ölçüsünün etkin çıkması normaldir. Şasi genişliğinin küçük olması ön çarpma dayanımını arttırmaktadır. Bu yüzden en küçük şasi genişliğinin etkin olması da normaldir. Ön çarpma analizinde yüksekliğin arttıkça dayanımın azaldığı gözlemlenmektedir. Bu noktada ara değer olan 460 mm ideal ölçüdür.



Şekil 4.13 Ön çarpma analizi parametre seviye etki grafiği (A) Ortalamaya göre (B) S/N Oranına Göre.

Çizelge 4.6’de ortalama ve S/N oranına göre yanal çarpma analizi parametre ve seviye yanıt tablosu verilmiştir. Bu tabloya bakıldığında ortalama ve S/N oranına göre etkinlik sıralaması (Rank) en yüksek olan genişlik parametresinin en etkin parametre olduğu görülmektedir. Ortalamaya göre ve S/N oranına göre ikinci etkin parametre yüksekliktir. Üçüncü etkin parametre ise her iki analiz sonucuna göre uzunluk değeri olmak üzere çizelge 4.6’ da gösterilmiştir.

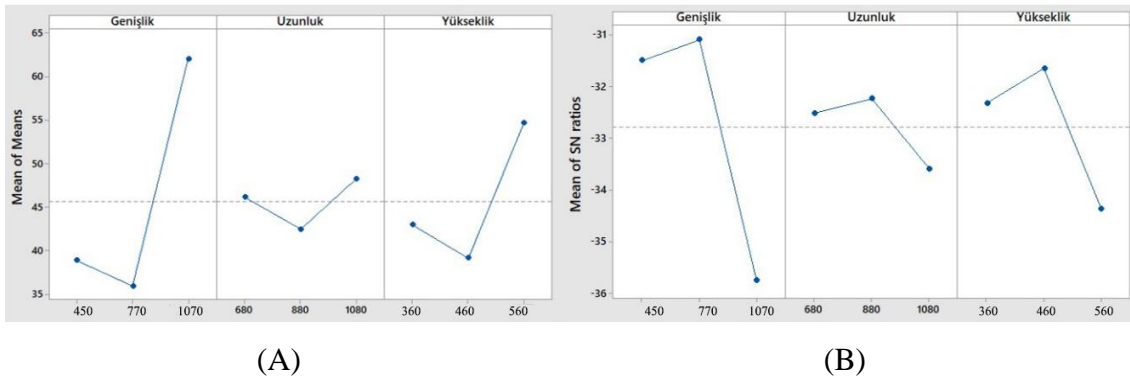
Çizelge 4.6 Yanal Çarpma analizi parametre ve seviye yanıt tablosu.

Seviye	Parametre ve Seviye Yanıt Tabloları					
	S/N Oranına Göre			Ortalamaya Göre		
	Genişlik	Uzunluk	Yükseklik	Genişlik	Uzunluk	Yükseklik
1	-31,5	-32,52	-32,33	38,9	46,17	43
2	-31,1	-32,24	-31,66	35,97	42,48	39,2
3	-35,76	-33,6	-34,37	62,08	48,3	54,74
Delta	4,66	1,36	2,71	26,1	5,82	15,54
Rank	1	3	2	1	3	2

Şekil 4.14’de yanal çarpma analizi parametre seviye etki grafiği ortalama ve S/N

oranına göre verilmiştir. Her iki grafiğe bakıldığında etkin seviyelerin aynı olduğu görülmektedir. En düşük yanal çarpma analiz von misses gerilme değeri sonuçlarını elde etmek için genişlik 770 mm, uzunluk 880 mm ve yükseklik ise 460 mm olduğu hem ortalamaya göre hem de S/N oranına göre aynı olduğu görülmektedir.

Yanal çarpma analizinde şekil 4.14’ de görülen grafik değerlerine göre ön çarpma analizine göre nispeten üç parametre içinde ara değerler daha von misses gerilme değerinin daha az çıkmasını sağlamaktadır.



Şekil 4.14 Yanal çarpma analizi parametre seviye etki grafiği (A) Ortalamaya göre (B) S/N Oranına Göre.

Çizelge 4.7’de ortalamaya ve S/N oranına göre burulma analizi parametre ve seviye yanıt tablosu verilmiştir. Bu tabloya bakıldığında ortalamaya göre en etkin parametre uzunluk iken S/N oranına göre ise en etkin parametre genişlik çıkmaktadır.

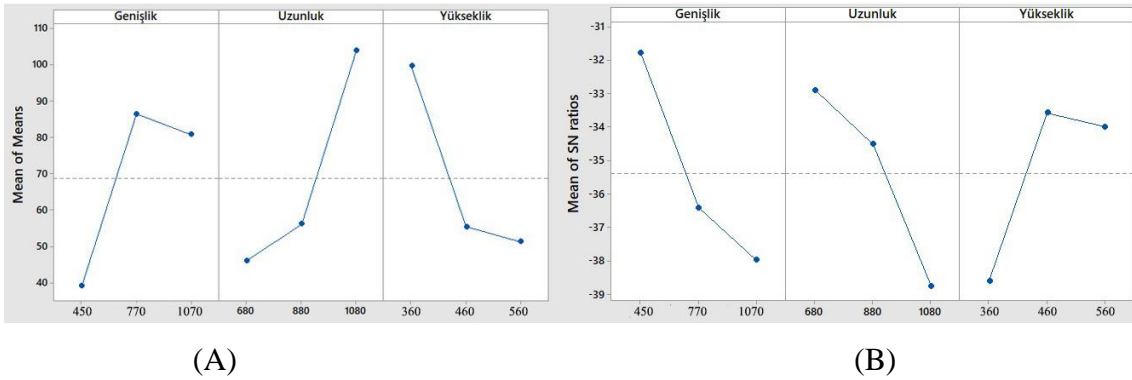
Ortalamaya göre yükseklik ikinci etkin parametre iken S/N oranına göre ikinci etkin parametre uzunluktur. Hem ortalamaya göre yapılan analizin delta değerleri ile hem de S/N oranında göre yapılan analizin delta değerlerine bakıldığında ilgili parametre sonuçlarının birbirlerine çok yakın olduğu görülmektedir. Buda parametrelerin etkinlik düzeylerinin birbirine çok yakın olduğu ve bu yüzden analiz sonuçlarını yaklaşık olarak aynı düzeyde etkileyeceği anlamına geldiği söylenebilir.

Çizelge 4.7 Burulma analizi parametre ve seviye yanıt tablosu.

Parametre ve Seviye Yanıt Tabloları						
S/N Oranına Göre				Ortalamaya Göre		
Seviye	Genişlik	Uzunluk	Yükseklik	Genişlik	Uzunluk	Yükseklik
1	-31,78	-32,9	-38,61	39,03	46,01	99,62
2	-36,42	-34,52	-33,58	86,43	56,2	55,35
3	-37,98	-38,76	-33,99	80,74	103,99	51,23
Delta	6,2	5,86	5,04	47,41	57,98	48,39
Rank	1	2	3	3	1	2

Şekil 4.15’de burulma analizi parametre seviye etki grafiği ortalamaya ve S/N oranına göre verilmiştir. Her iki grafiğe bakıldığında etkin seviyelerin genişlik ve uzunluk parametresinde aynı olduğu görülmektedir. Yükseklik de az bir oran değeri ile en etkin değeri farklılık göstermektedir. En düşük burulma analiz von misses gerilme değeri sonuçlarını elde etmek için genişlik 450 mm, uzunluk 680 mm hem ortalamaya göre hem de S/N oranına göre aynı olduğu ve yükseklik ise ortalamaya göre 560 mm S/N oranında göre de 560 mm olduğu görülmektedir.

Burulma analizinde şekil 4.15’ de görülen grafik değerlerine göre genişlik ve uzunluk ölçüleri için minimum ölçü, yükseklik değeri için ise maksimum ölçü en etkin değer olarak görülmektedir.



Şekil 4.15 Burulma analizi parametre seviye etki grafiği (A) Ortalamaya, (B) S/N Oranına Göre.

Çizelge 4.8’de önden çarpma, yanal çarpma ve burulma dayanımlarına göre en düşük gerilme değerine sahip parametreler ve seviyeler verilmiştir. Bu veriler doğrultusunda ve istenen kısıtlar doğrultusunda uygun bir ölçü seçilmesi gerekmektedir.

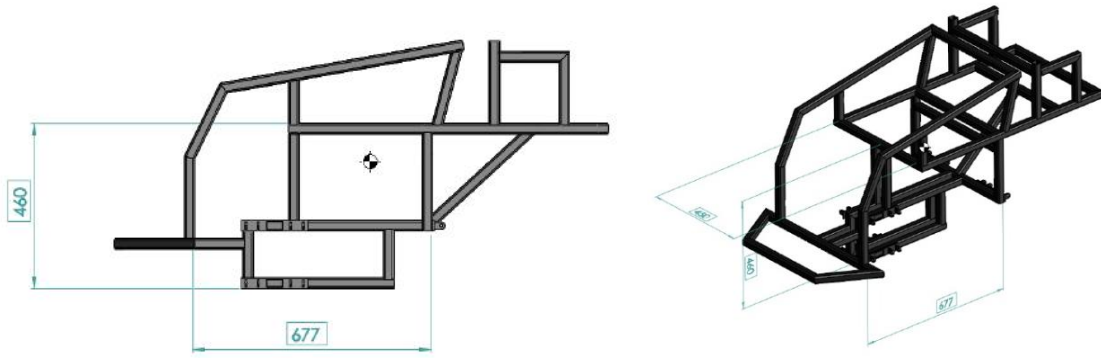
Çizelge 4.8 Önden çarpma, yanal çarpma ve burulma dayanımlarına göre en düşük gerilme değerine sahip parametreler ve seviyeler.

Analiz Türü	Genişlik	Uzunluk	Yükseklik
Önden Çarpma	450	1080	460
Yanal Çarpma	770	880	460
Burulma	480	680	560

Bu çalışmada çizelgede verilen ölçüler ve istenen kısıtlar dikkate alınarak geliştirilecek aracın temel ölçüleri şu şekilde belirlenmiştir.

- Genişlik:450 mm
- Uzunluk: 680 mm
- Yükseklik: 460 mm

Aracın nihai tasarımı için belirlenen ölçüler Taguchi L9 ortogonal dizisi içerisinde olan bir ölçü kombinasyonu değildir. Bu yüzden parametrik tasarım programına girilerek yeniden çizilmiş ve analiz işlemleri yapılmıştır. Şekil 4.16'de nihai ölçüler verilerek oluşturulmuş aracın şasi tasarımı görülmektedir.

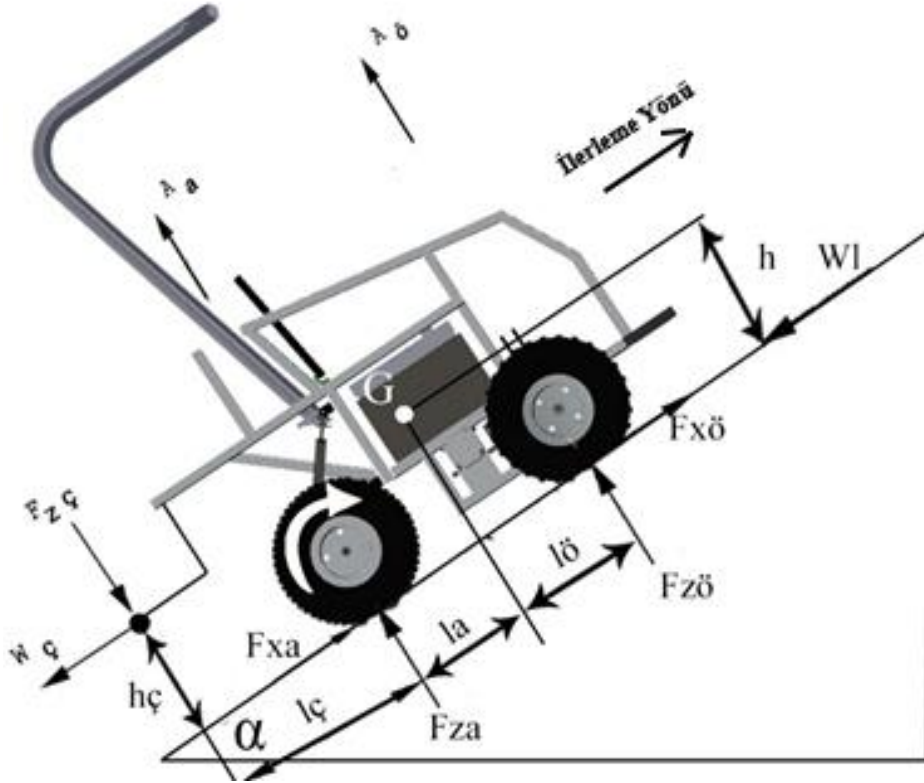


Şekil 4.16 Araç nihai tasarım şasi ölçüleri.

4.2.2 Hareket Sınırları Analizi

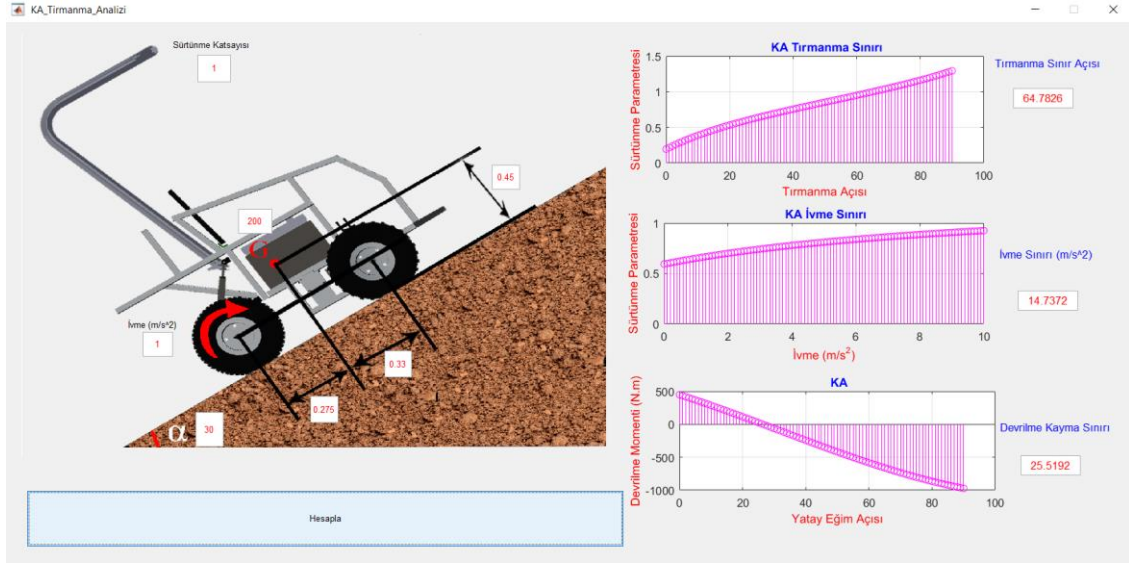
İnsanlı kara araçlarında aracın eğimli arazilerde devrilmesi ve bazı eğimlerde yokuşu çıkamaması sıkça rastlanılan bir durumdur. Bu yüzden aracın parametrik değişen geometrisine binaen grafiksel programlama diliyle bir arayüz hazırlanılması düşünülmüştür. Bu arayüzün arka planında denklem 2.17 – denklem 2.60 arasındaki

denklemlerden faydalanılarak denklemler gerekli kodlar ve algoritmalarla tanımlanmıştır. Araçta oluşan serbest cisim diyagramını şekil 4.17 'de gösterilmiştir.



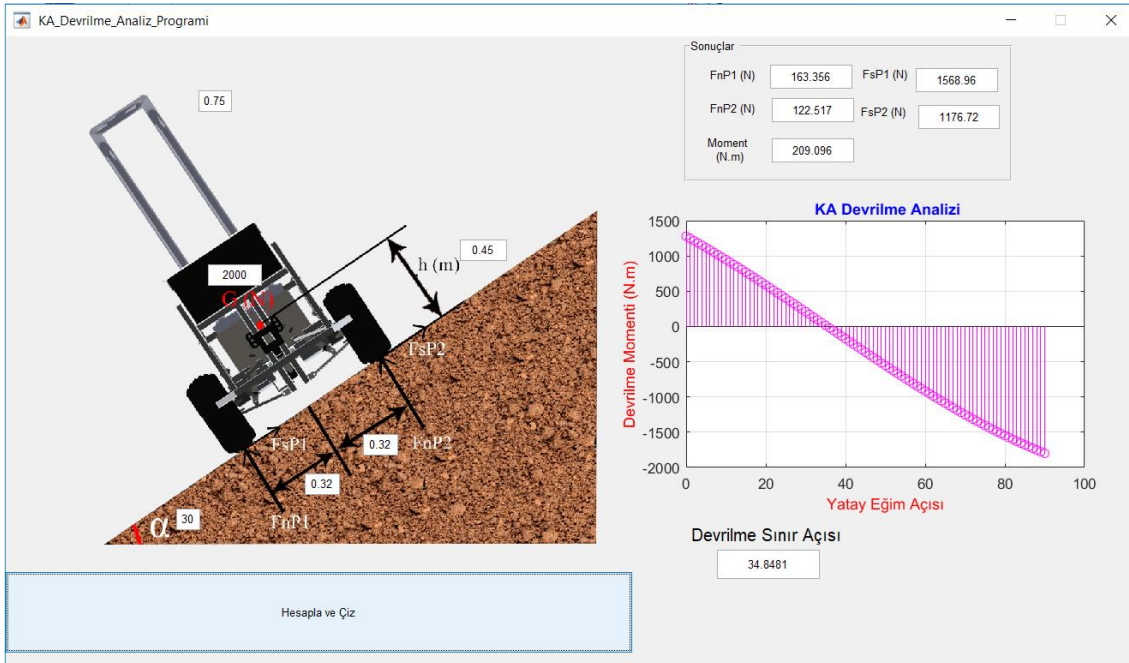
Şekil 4.17 Aracın sol yan düzlemine göre hareket sınırları hesaplama arayüzü.

Her aracın geometrisine göre devrilme açısı, tırmanabilme açısı ve maksimum ivmelenme değeri değişebilmektedir. Aracın farklı ivmelenme değerinde, farklı arazi çeşitlerinde hareket sınırları değişebilmektedir. Parametrik tasarım yazılımı ile tasarlanan kara aracı aynı zamanda hareket sınırları da düşünülerek aracın sol yan düzlemine göre hesaplamaların anlık olarak yapılabilmesi için şekil 4.18 gösterilen arayüz geliştirilmiştir. Aracın nihai geometrisine göre aracın tırmanma durumunda tırmanma sınır açısı 64.78° , ivme sınırı 14.74 m/s^2 , devrilme açısı ise 25.52° olarak çıkmıştır. Araç maksimum bu değerler içerisinde düzgün bir şekilde tırmanabilmektedir.



Şekil 4.18 Aracın sol yan düzlemine göre hareket sınırları hesaplama arayüzü.

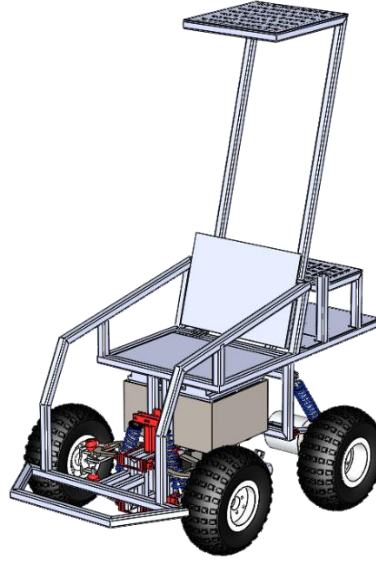
Aracın ön düzlemine göre devrilmesi düşünülerek devrilecek ani dönme merkezine göre moment alınmış ve o noktadaki moment değerini 0 yapan açı devrilme açısı olarak kabul edilmiştir. Programa göre aracın eğimli arazide ön düzlemine göre devrilme açısı 34.85° çıkmıştır. Bu açının altında olan eğimli arazilerde araç düzgün bir şekilde ilerleyebilmektedir. Aracın ön düzlemine göre geliştirilmiş arayüz şekil 4.19’de gösterilmiştir.



Şekil 4.19 Aracın ön düzlemine göre hareket sınırları hesaplama arayüzü.

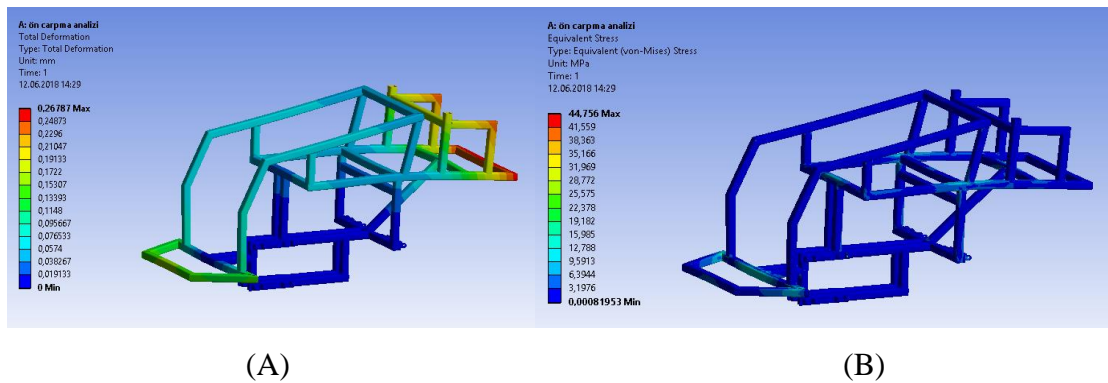
4.3 Nihai Tasarım ve Analiz Sonuçları

Aracın tüm sistemlerinin tasarımı ve parametrik tasarım yazılımları tamamlandıktan sonra değişebilen ölçülerin hatasız bir şekilde montajının oluşturulması için ilişkiler tamamlanmıştır. Taguchi yöntemi sonucunda belirlenen genişlik 450mm, uzunluk 680mm ve yükseklik 460mm değerlerine göre geometri şekil 4.20’ de montaj halinin tamamlanmış görünümü ile gösterilmiştir.



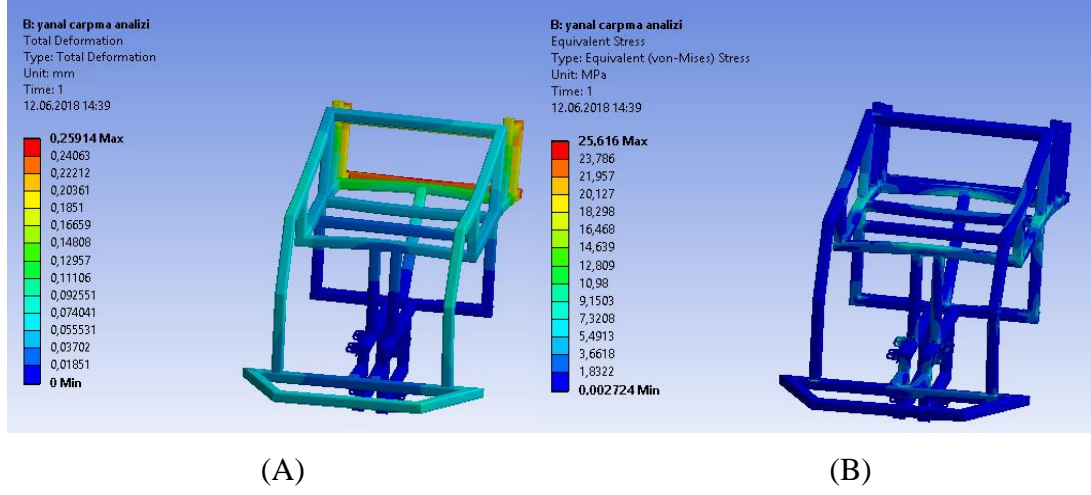
Şekil 4.20 Araç ana montaj tasarımı.

Nihai tasarımda belirlenen geometrik ölçülere göre parametrik tasarım yazılımında geometri oluşturulmuş ve sonlu elemanlar yöntemi programına aktarılarak yapılan ön çarpma analiz sonuçları için şekil değiştirme miktarı ve von-mises gerilmesinin 160x ölçeklendirmesine göre sonuçları şekil 4.21’de gösterilmiştir.



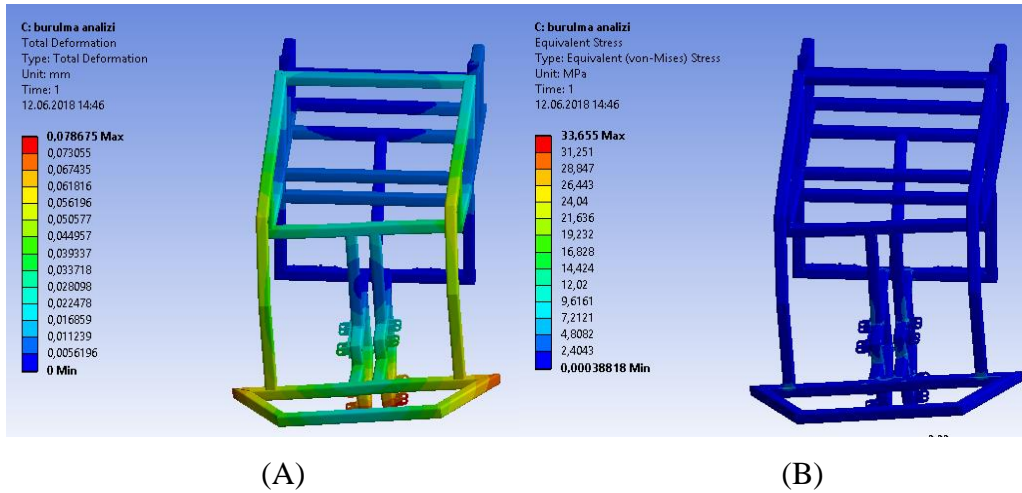
Şekil 4.21 Ön çarpma analizine göre şekil değiştirme miktarı (A) ve von-mises gerilmesi (B).

Nihai tasarıma göre yapılmış geometri yanal çarpma analizi için farklı bir sonlu elemanlar yöntemi çalışmasına aktarılarak analiz yaptırılmış aracın yanal çarpma analizi sonuçları için şekil değiştirme miktarı ve von-misses gerilmesinin 160x ölçeklendirmesine göre sonuçları şekil 4.22’de gösterilmiştir.



Şekil 4.22 Yanal çarpma analizine göre şekil değiştirme miktarı (A) ve von-misses gerilmesi (B).

Nihai tasarıma göre yapılmış geometri burulma analizi için farklı bir sonlu elemanlar yöntemi çalışmasına aktarılarak analiz yaptırılmış aracın yanal çarpma analizi sonuçları için şekil değiştirme miktarı ve von-misses gerilmesinin 160x ölçeklendirmesine göre sonuçları şekil 4.23’de gösterilmiştir.



Şekil 4.23 Burulma analizine göre şekil değiştirme miktarı (A) ve von-misses gerilmesi (B).

Nihai tasarıma göre farklı türlerde yapılmış sonlu elemanlar yöntemi analiz sonuçları ile hareket sınırları değerleri için grafiksel programlama dili ile yapılmış analiz sonuçları çizelge 4.9' da gösterilmiştir.

Çizelge 4.9 Nihai tasarıma göre analiz sonuçları.

Analiz Türü	Değer
Ön Çarpma Analizi Maksimum Von-Misses Gerilmesi (MPa)	44,756
Ön Çarpma Analizi Maksimum Şekil Değişirme Miktarı (mm)	0,2678
Yanal Çarpma Analizi Maksimum Von-Misses Gerilmesi (MPa)	25,616
Yanal Çarpma Analizi Maksimum Şekil Değişirme Miktarı (mm)	0,2591
Burulma Analizi Maksimum Von-Misses Gerilmesi (MPa)	33,655
Burulma Analizi Maksimum Şekil Değişirme Miktarı (mm)	0,0787
Yokuş Sınırı (Derece)	64,78
İvme Sınırı (m/s ²)	14,73
Sol Yan Düzleme Göre Devrilme Açısı	25,52
Ön Düzleme Göre Devrilme Açısı	34,85

Nihai geometriye göre yapısal analizle sonucunda ön çarpma analizinde 44,756 MPa, yanal çarpma analizinde 25,616 MPa ve burulma analizinde 33,655 MPa maksimum Von-misses gerilmeleri çıkmış olup akma dayanımı 420 MPa olan 1020 çeliği için elastik şekil değişimi sağlanacağı tespit edilmiştir. Bu analiz sonuçları ve kuvvet tanımlamalarına göre araç şasisi kalıcı şekil değişimine uğramayacağı belirlenmiştir.

4.4 Özel Amaçlı Elektrikli Kara Aracının İmalatı

4.4.1 Özel Amaçlı Elektrikli Kara Aracı Şasi İmalatı

Özel amaçlı elektrikli kara aracı imalatı yapılırken ilk önce şasi üretimi gerçekleştirilmiştir. Tasarıma ve analize göre belirlenen ölçülere göre teknik resimleri çıkarılmış ve bu ölçülerde hassas toleranslara göre imal edilmiştir. Şasi imalatında birleştirme işlemi olarak kaynak işlemi uygulanmıştır. Kaynak çeşidi olarak gazaltı ark kaynağı kullanılmıştır. Malzeme çarpılması durumundan dolayı tüm parçalar sabitlenmiş

gerektiğinde kalıplar yapılmıştır. Bu yöntem sayesinde istenilen ölçülerle kara aracının şasisi imal edilmiştir. Aracın şasi parçaları kesildikten sonraki aracın şasi birleştirilmesi için ilk aşama olarak şasi parçalarının kaynatılmış görünümü şekil 4.24’de gösterilmiştir.



Şekil 4.24 KA şasi parçalarının imalatı.

Aracın şasi parçalarının kaynak ile birleştirilmesi için 2. İmalat aşaması şekil 4.25’de gösterilmiştir.



Şekil 4.25 KA şasi parçalarının birleştirilmesi.

Şasi imalatının 3. Aşaması ve şasi imalatının tamamlanmış görünümü şekil 4.26’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.26 KA şasi parçalarının kaynak ile birleştirildikten sonra bir bütün haline getirilmesi.

4.4.2 Özel Amaçlı Elektrikli Kara Aracı Süspansiyon ve Yönlendirme Sistemi İmalatı

Bağımsız ön süspansiyon imalatında standart ve ölçülerin tam değerinde olması için alt ve üst salıncakların lazer kesim imalatı düşünülerek işlemler uygulanmıştır. Mafsal bağlantıları ve rot başının bağlanıldığı yerler için kullanılan borular ise tornada işlenmiş ve salıncak sacları ile kaynatılarak birleştirilmiştir.

Yayların bağlandığı parçalar da lazer sac kesiminden yapılmış ve salıncak sistemine şekil bağlı olarak kaynatılmıştır. Tekerleğe bir saplama ile bağlı olan salıncak ve yönlendirme sisteminin bağlı olduğu porya parçası da lazer sac kesimi imalatına göre şekil bağlı olarak tasarlanmış ve kaynak ile birleştirilmiştir.

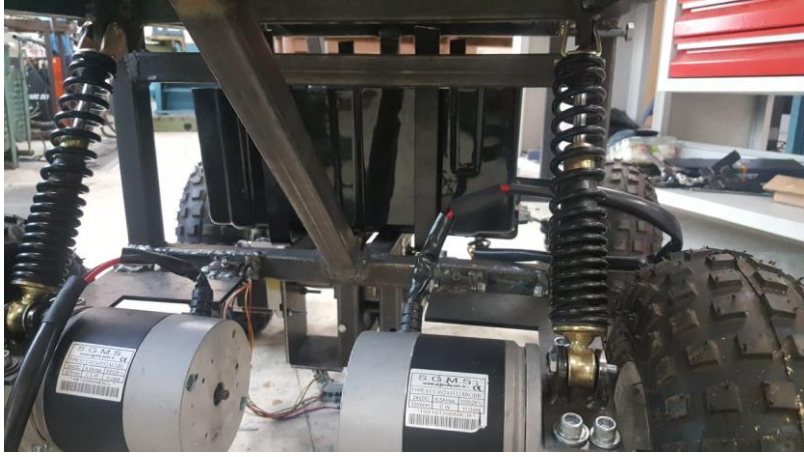
Arka süspansiyon sisteminde ise lazer kesimde kestirilmiş sac için tasarımda DC motor ve mafsal boruları için bağlantı yerleri konulmuştur. Lazer kesim işleminden sonra tornada işlenen mafsal borusu bu saca kaynatılmıştır.

Kaynakla birleştirilen salıncakların birleştirilmiş hali ve ön bağımsız süspansiyon sisteminin montaj hali şekil 4.27'de gösterilmiştir.



Şekil 4.27 Ön süspansiyon sistem imalatı ve montajı.

Kaynakla birleştirilen salıncakların birleştirilmiş hali ve arka bağımsız süspansiyon sisteminin montaj hali şekil 4.28'da gösterilmiştir.



Şekil 4.28 Arka süspansiyon sistem imalatı ve montajı.

Tekerlek, salıncaklar ve yönlendirme sistemi bağlantı parçası (porya) parçalarının birbirleriyle bağlanmış montaj hali şekil 4.29’da gösterilmiştir.



Şekil 4.29 Tekerlek, salıncaklar ve yönlendirme sistemi bağlantı parçası (porya).

Yönlendirme sistemi imalatında ise step motor sacı lazer kesim ile üretilmiş ve tasarımda yapılan çentik konumlarına göre abkant büküm makinasında doksan derece bükülmüştür. Bu sac şaside profillere kaynatılıp step motorun sabit bir konumda kalması sağlanmıştır. Step motor bu saca lazerde kestirilen bağlantı delikleri sayesinde civata ile bağlanmıştır.

Step motor çıkış milinden redüktörün giriş miline olan bağlantı ise tornada hassas toleranslarla işlenmiş bir kaplin sayesinde güç aktarımı sağlanmıştır. Redüktörün çıkış

milinden lazerde kesilen yönlendirme sacı bağlantı deliğine göre kaynatılmıştır. Bunun sayesinde güç aktarımı bu saclara aktarılmıştır. Sac ile tekerlek arasındaki bağlantı ise ayarlanabilir rot kolu tasarımına göre imalatı yapılmıştır. Redüktörün sabit kalması için ise şaside bulunan profil boydan delinmiş ve redüktör civataları ile bağlanmıştır.

Yönlendirme sistemi parçaları olan redüktör, redüktör sacı ve ayarlanabilir rot kolu parçalarının montajı şekil 4.30’de gösterilmiştir.



Şekil 4.30 Yönlendirme sistemi ile porya bağlantısı.

Yönlendirme sisteminin yönlendirmesini sağlayan step motor ve redüktör parçalarının görünümü şekil 4.31’de gösterilmiştir.



Şekil 4.31 Yönlendirme sistemi imalatı ve montajı.

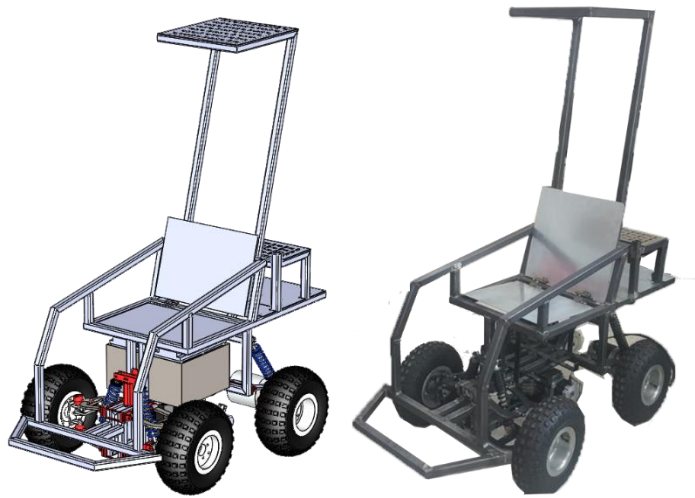
4.4.3 Özel Amaçlı Elektrikli Kara Aracı Montajı

Tüm sistemlerin imalatı tamamlandıktan sonra sistemlerin birbirleriyle entegrasyonu için montajı sağlanmıştır. Montaj için civata, somun, rondela ve pul gibi materyaller kullanılmıştır. Şekil 4.32’de aracın tüm sistemleriyle beraber mekanik olarak montajlanmış hali gösterilmiştir.



Şekil 4.32 Aracın montajı.

Şekil 4.33’ de tasarım hali ve imalattan sonraki hallerindeki görünümleri gösterilmiştir.



Şekil 4.33 Kara aracının tasarım ve imalat.

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Hem engelli aracı gibi insanların kullanabildiği hem de insansız olarak kullanım amacı olabilecek bir araç tasarlanıp imalatı gerçekleştirilmiştir. Standart kapı girişi ölçülerine göre tasarımda aracın genişliği kısıtlama olarak temel alınmıştır. Profil kalınlıkları ve boyutları, araç uzunluğu, tekerlekler arası mesafe gibi değerler parametrik hale getirilip farklı değerlere göre analizler ve simülasyonlar yapılmıştır. CAD ve CAE programları sayesinde bu işlemler yapılmıştır.

Tasarımın hızlı ve pratik olabilmesi için ise parametrik tasarım yapılabilen bir yazılım geliştirilmiştir. Çizim çıktısı olarak da sonlu elemanlar yöntemi programının gerektirdiği uzantıya göre step olarak kaydedilebilmektedir. CAD programının API kodlarına göre ayarlanmış bu yazılım kullanışlı bir arayüz sayesinde CAD programını açmadan farklı tasarımlar yapıp üç boyutlu geometri halini arayüz üzerinde görebilmek mümkündür.

Sonlu elemanlar yöntemi analizleri neticesinde aracın en verimli geometrisi optimize edilmiştir. İnsansız kara aracının birçok kısıtlamaları yerine getirebilmesi geometrik kısıtlamalar olarak düşünülmüştür. Parametrik tasarım yazılımında girilecek ölçüler belirlenerek farklı geometriler yazılım vasıtasıyla oluşturulmuş ve sonlu elemanlar yöntemi programının uzantısına göre kaydedilmiştir. Yapısal analizde ön çarpma, yanal çarpma ve burulma analizleri yapılarak sonuçlar değerlendirilmiştir.

Uzunluk, genişlik ve yükseklik ölçü değerleri parametrik hale getirilerek 9 farklı geometri oluşturulmuş ve analiz yaptırılmıştır. Bu analizler sonucunda Taguchi yöntemiyle sonuçlar değerlendirilmiş ve sonunda optimum von-misses gerilmesini sağlayacak geometrik ölçüler genişlik 450mm, uzunluk 680 mm ve yükseklik 460 mm olarak belirlenmiştir. Bu geometrik ölçülere göre tekrar parametrik tasarım yazılımında geometri oluşturulup step uzantısına göre kaydedilerek tekrar analizler yapılmıştır.

Analizler neticesinde ön çarpma analizinde maksimum von-misses gerilmesi 44,756 MPa, şekil değiştirme miktarı 0,2678 mm olarak çıkmıştır. Maksimum gerilmenin olduğu bölge şasinin ön kısmı olmuştur. Yanal çarpma analizinde maksimum von-

misses gerilmesi 25,616 MPa, şekil değiştirme miktarı 0,2591 mm olarak çıkmıştır. Maksimum gerilmenin olduğu bölge şasinin yan kısmı olmuştur. Burulma analizinde ise maksimum von-misses gerilmesi 33,655 MPa, şekil değiştirme miktarı 0,0787 mm olarak bulunmuştur. Burulma analizinde de maksimum gerilmenin olduğu bölge ön bölge olarak görülmüştür. AISI 1020 çeliğinin akma dayanımı 420 MPa olduğu düşünülerek analiz sonuçlarına göre optimize edilen geometri için diğer geometrilere göre de daha yüksek bir emniyet katsayısı sağlanılmıştır.

Aracın hareket sınırları için ise nihai geometriye göre sol yan düzlem görünümüne göre olan devrilme açısı $25,52^0$ derece çıkmış olup ön düzlem görünümüne göre ise $34,85^0$ derece çıkmıştır. Bu sonuçlar diğer araçlara göre değerlendirildiğinde S-05 Apego aracının özelliklerine bakıldığı zaman tırmanma açısı 15^0 derece olarak görülmektedir. Meyra optimus 2 aracında ise 18^0 derece tırmanma açısı ve 28^0 ön görünüme göre devrilme açısı olarak verilmektedir. Bu değerlere düşünüldüğü zaman diğer benzer araçların hareket sınırları bu tez çalışmasında yapılan aracın hareket sınırlarına göre daha az değerler çıkararak aracın hareket sınırları daha geniş olmuştur.

Aracın insansız halde kullanılabilmesi durumda modüler olabilmesi hem de lidar sensör, kamera gibi donanımların bağlanabileceği aracın üst kısmına parça tasarlanıp imalatı yapılmıştır. İnsanlı kullanıma geçileceği zaman takılıp sökülebilir türde ayarlanmıştır. Bu düzeneğin tasarımı ve imalatı yapılmıştır.

Bağımsız süspansiyon sisteminde benzer araçların tasarımları da incelenip hem işlevsellik açısından, mukavemeti açısından, lazer kesim imalat türüne sac ile kesim tercih edilip bu imalat türüne göre de tasarımlar yapılmıştır.

Güç aktarma organı olarak ise 24 VDC 320 Watt motor seçimi yapılmıştır. Tasarımda 12V 2 adet akü seri bağlanıp motorun beslemesini yapmıştır. Aküler tasarımda oturulabilen sacların altına konumlandırılacak şekilde tasarlanmış ve buna göre imalatı yapılmıştır. Mekanik sistemlerin tasarımı ve imalatı bu tez çalışmasında tamamlanmış kontrol sistemi tasarımı bir sonraki çalışmaya bırakılarak için tez aşaması sonlandırılmıştır.

6. KAYNAKLAR

- Behera, D. N., Kumar, R, Abhishek, K. and Panda, S. K. (2016). Design, Static and Dynamic analysis of an All Terrain Vehicle Chassis and Suspension System. *IJEDR*, **4**: 120-128.
- Boyalı, A. (2002). Yol Taşıtları Ön Süspansiyon Sistemlerinin Bilgisayar Destekli Analizi ve Optimizasyonu. Yüksek lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Burha, M. (2010). İki Akstan Dümenlenen Üç Akslı Özel Maksatlı Bir Taşıtlın Direksiyon Mekanizmasının Kinematik Tasarımı. Yüksek lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Coşkun, N. (2016). İnsansız Kara Aracı Kontrol Sisteminin Tasarımı Ve İmalatı. Yüksek lisans Tezi, Abant İzzet Baysal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bolu.
- Çetinkaya, S. (1999), Taşıtl Mekanikği, Nobel Yayın Dağıtlım, Yenişehir, Ankara.
- Demoly, F. and Roth, S. (2017). Knowledge-Based Parametric CAD Models Of Configurable Biomechanical Structures Using Geometric Skeletons. *Computers in Industry*, **92-93**: 104-117.
- Ereke, I. (2015). Şasi ve Karoseri Tasarımı. Ders Notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Erzi, I. (2001). Hareket Sınırları. Ders Notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Fırat, M. Ve Özsoy M. (2015). Makine Mühendisliğinde Bilgisayar Uygulamaları. Ders Notları, Sakarya Üniversitesi, Sakarya.
- Geren, N., Akçalı, O.O. and Bayramoğlu, M. (2017). Parametric Design Of Automotive Ball Joint Based On Variable Design Methodology Using Knowledge And Feature-Based Computer Assisted 3D Modelling. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, **66**: 87-103.

- Halkacı, H. S. ve Yiğit, O. (2004). Parametrik Tasarım ve Solidworks CAD Programı İle Bir Uygulama. *Mühendis ve Makina*, **537**: 17-24.
- Jia, J. and Ulfvarson, A. (2005). Structural Behaviour of a High Tensile Steel Deck Using Trapezoidal Stiffeners and Dynamics of Vehicle-Deck Interactions. *Marine Structures*, **18**: 1-24.
- Karaoğlan, M.U, Turnalı, Ö.Y. ve Kuralay, N.S. (2016). Hafif Hizmet Aracı Şasi Analizi Optimizasyonu. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, **54**: 502-512.
- Karpat, F. (2005). Asimetrik Evolvent Diş Sahip Düz Dişli Çarkların Analizi. Doktora Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- Kuralay, S. (2017). Araca Tesir Eden Kuvvetler ve Hareket Sınırları, Ders Notları.
- Mat, M. H. and Ghani, A.R. (2012). Design and Analysis of 'Eco' Car Chassis. *Procedia Engineering*, **41**: 1756-1760.
- Naiju, C.D. and Krishnamoorthy, A. (2012). Analysis of All Terrain Vehicle (ATV) for Impact Loading and Rollover Considering the Safety of Occupants. *Applied Mechanics and Materials*, **232**: 878-881.
- Özdalyan, B. (2018). Motorlu Taşıtlar Mekaniği, Ders Notları.
- Öztürk, İ. ve Kaya, N. (2008). Otomobil Ön Tampon Çarpışma Analizi Ve Optimizasyonu. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, **1**: 119-127.
- Patil, R.V., Lande, P.R., Reddy, Y.P. and Sahasrabudhe, A.V. (2017). Optimization of Three Wheeler Chassis by Linear Static Analysis. *Materials Today: Proceedings*, **4**: 8806-8815.
- Patil, R.V., Marathe J.U., Tadamalle, A.P. and Reddy, Y.P. (2017). Optimization of Tractor Trolley Chassis Using Orthogonal Array Method. *Materials Today: Proceedings*, **4**: 8796-8805.

- Raagul Srinivasan, K.A. and Jawagar Shrehari, J. (2016). Design Analysis and Fabrication of All-Terrain Vehicle (Quad-Bike). *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, **5**: 20112-20124.
- Saravanan, H., Raveendran, P., Alagarsamy, S.V. and Karthikeyan, K. (2018). Optimum Design and Selection of Heat Sink for Air Cooled I.C Engine by Varying Geometry and Material. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, **4**: 3792-3800.
- Siegwart, R. ve Nourbakhsh, I.R. (2004), Introduction to Autonomous Mobile Robots, The MIT Pres, Cambridge, Massachusetts.
- Taşgetiren, S. and Gökçe, B. (2009). Kalite Deney Tasarımı. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, **1**: 71-83.
- Yavuz, İ. (2005). Taşıtlarda Güç Aktarma Organlarında Hasar Analizi: Şaft Mafsalı ve Aks Örneği. Yüksek lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyon.
- Yelkencioğlu, E. (2009). Düzlemsel Beş Kollu Süspansiyon Sisteminde Kamber Açısının Kontrol Edilmesi. Yüksek lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

İnternet Kaynakları

- 1) <http://skylighttechnologies.blogspot.com.tr/2015/03/guardium-unmanned-ground-vehicle.html> , 09.07.2018
- 2) <http://www.janes.com/article/67916/phantom-sighted-idex17d2>, 09.07.2018
- 3) <http://www.lavoripubblici.net/herb-hy-il-nuovo-robot-di-hymach-dimostrazione-pian-del-cansiglio>, 09.07.2018
- 4) https://tr.wikipedia.org/wiki/insansiz_kara_araci, 09.07.2018
- 5) <http://lannyland.blogspot.com.tr/2009/04/robot-of-day-mars-pathfinder-and.html>, 09.07.2018

- 6) <https://www.clearpathrobotics.com/husky-unmanned-ground-vehicle-robot/>, 09.07.2018
- 7) <http://www.bssholland.com/product/fire-fighting-robot-scarab-tx/>, 09.07.2018
- 8) <https://www.wideopendesign.com/rock-bouncer-chassis>, 09.07.2018
- 9) <https://www.muhendisbeyinler.net/ackerman-prensibi-nedir/>, 09.07.2018
- 10) <http://www.vvracing.net/cms/index.php?page=cars> , 09.07.2018
- 11) <https://www.wideopendesign.com/rock-bouncer-chassis> , 09.07.2018
- 12) http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Kavrama%20Sistemleri.pdf , 09.07.2018
- 13) <https://otomobilteknoloji.blogspot.com.tr/2017/08/vites-kutusu-nedir-vites-kutusu-cesitleri-nelerdir.html> , 09.07.2018
- 14) <https://otomobilteknoloji.blogspot.com.tr/2016/02/saft-milinin-yapisi-cesitleri-ozellikleri.html> , 09.07.2018
- 15) <https://otomobilteknoloji.blogspot.com.tr/2017/07/diferansiyel-nasil-calisir-calisma-prensibi-tork-hiz.html> , 09.07.2018
- 16) <http://simulatemore.mscsoftware.com/adams-car-integration-with-simulation-process-and-data-management-spdm/> süspansiyon, 09.07.2018
- 17) <https://www.focusclubtr.com/topic/10220-lastik-y%C4%B1pranmas%C4%B1/>, 09.07.2018
- 18) <https://www.quora.com/What-is-kingpin-inclination>, 09.07.2018
- 19) <http://straightlinealignment.com/catid=6/>, 09.07.2018
- 20) http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/%C3%96n%20D%C3%BCzen%20Ve%20Tekerlekler.pdf, 09.07.2018
- 21) <http://ortizalvarosua12.blogspot.com.tr/2013/02/uso-del-aluminio-en-el-automovil.html>, 09.07.2018
- 22) <https://www.roboshop.com.tr/STM32F103C8T6-stm32-arm-stm-gelistirme-karti>, 09.07.2018
- 23) <http://www.sgms.com.tr/akulu-tekerlekli-sandalye/s-05-apego-a-4x4-akulu-tekerlekli-sandalye>, 09.07.2018
- 24) <https://euromedical.co.nz/wp-content/uploads/2016/12/BROCHURE-OPTIMUS-2.pdf>, 09.07.2018
- 25) <https://anlas.com/blog/radyal-lastik-nedir.html>, 09.07.2018

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Osman Bahadır ÖZDEN
Doğum Yeri ve Tarihi : Akşehir-02.01.1993
Yabancı Dili : İngilizce
İletişim (Telefon/e-posta) :0543 889 0376 / bahadir.ozden@outlook.com

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Afyon Anadolu Lisesi, (2009-2011)
Lisans : Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Bölümü, (2011-2015)
Yüksek Lisans : Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri
Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı,
(2016-2018)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Savrukoğlu Ziraat Makineleri (2015-2018)