
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

ASKERİ ZIRHLI KARA ARAÇLARI İÇİN DEĞİŞKEN YAPILI TEKERLEK-PALET SİSTEMİ TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ

Hasan Aytaç GÖK

YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ŞUBAT 2026

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Hasan Aytaç GÖK
02/02/2026

ASKERİ ZIRHLI KARA ARAÇLARI İÇİN DEĞİŞKEN YAPILI TEKERLEK-PALET SİSTEMİ TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Hasan Aytaç GÖK

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Şubat 2026

ÖZET

Zırhlı kara araçlarının savaş alanındaki etkinliği, sahip oldukları hareket kabiliyetine doğrudan bağlıdır. Geleneksel olarak tekerlekli ve paletli sistemler farklı operasyonel ihtiyaçlara göre tercih edilmektedir; ancak her iki sistemin de güçlü ve zayıf yönleri mevcuttur. Tekerlekli sistemler hız ve yol performansı açısından avantaj sağlarken, paletli sistemler zorlu arazilerde üstünlük sunar. Gelişen savaş öğretileri ve dinamik operasyon senaryoları, bu sistemlerin sabit yapılarla sınırlı kalmadan bir araya getirilebildiği yeni çözümlere olan ihtiyacı doğurmuştur. Bu tezde, değişken yapılı tekerlek-palet sistemi incelenmektedir. Tasarım ve çalışma prensibine ek olarak, LS-DYNA yazılımı kullanılarak alüminyum 6061-T6 çekme testi numunesinin deney sonucuna yakınsama çalışması yapılmış; tasarlanan süspansiyon bağlantı parçalarının dayanıklılığı LS-DYNA sonlu eleman modeli kullanılarak analiz edilmiştir. Ayrıca, aks yükü dağılımı ve yol yükleri altında oluşan deformasyonlar ayrıntılı olarak incelenmiştir. Amaç hem tekerlekli hem de paletli hareket yapısının avantajlarını tek bir platformda birleştirerek, zırhlı araçlarda çok yönlü mobilite sağlamaktır. Bu kapsamda, sistemin mekanik dönüşüm yapısı, tasarım kriterleri, kullanım senaryoları, yapısal dayanımı ve sahadaki uygulama potansiyeli değerlendirilmiştir. Tasarlanan süspansiyon elemanı ön ve arka bağlantı braketlerinin; statik aks yükü hesaplamaları sonucunda elde edilen bileşke kuvvetler altında davranışları incelenmiş, süspansiyon ön bağlantı braketi için Tip 5 – 17 mm et kalınlığının, süspansiyon arka bağlantı braketi için ise Tip 4- 17 mm et kalınlığının en uygun tip ve kalınlık olduğu yapılan sonlu elemanlar analizleri sonucunda belirlenmiştir.

Bilim Kodu	:	93013
Anahtar Kelimeler	:	Değişken yapılı tekerlek-palet sistemi, palet sistemleri; sonlu elemanlar analizi; tekerlek sistemleri; zırhlı askeri kara araçları
Sayfa Adedi	:	93
Danışman	:	Doç. Dr. Murat ALTIN

DESIGN AND FINITE ELEMENT ANALYSIS OF A RECONFIGURABLE WHEEL-TRACK SYSTEM FOR MILITARY ARMORED GROUND VEHICLES

(M. Sc. Thesis)

Hasan Aytaç GÖK

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

February 2026

ABSTRACT

The operational effectiveness of armored ground vehicles is directly dependent on their mobility capabilities. Traditionally, wheeled and tracked propulsion systems have been preferred according to differing operational requirements; however, both systems exhibit inherent advantages and limitations. While wheeled systems provide superior speed and road performance, tracked systems offer enhanced mobility over challenging terrains. Evolving military doctrines and dynamic operational scenarios have necessitated innovative solutions capable of integrating the advantages of both systems within a single platform, rather than relying on fixed structural configurations. This thesis investigates a variable configuration wheel-track system designed to enhance multi-terrain mobility for armored vehicles. In addition to presenting the system architecture and working principle, a material model validation study was conducted using LS-DYNA software through a convergence analysis of an Aluminum 6061-T6 tensile test specimen to correlate numerical and experimental results. The structural durability of the designed suspension connection components was evaluated via finite element analysis using LS-DYNA. Furthermore, axle load distribution and deformation behavior under road-induced loading conditions were examined in detail. The primary objective of this study is to combine the operational benefits of both wheeled and tracked mobility within a single integrated platform to provide versatile mobility for armored vehicles. Within this scope, the mechanical transformation mechanism, design criteria, operational scenarios, structural strength, and field applicability of the system were comprehensively assessed. Finite element analysis results under resultant forces derived from static axle load calculations indicate that Type 5 with 17 mm thickness is the optimal configuration for the front suspension connection bracket, while Type 4 with 17 mm thickness is the most suitable configuration for the rear suspension connection bracket.

Science Code	:	93013
Key Words	:	Finite element analysis, military armored ground vehicles; reconfigurable wheel-track system; track systems; wheel systems
Page Number	:	93
Supervisor	:	Assoc. Prof. Dr. Murat ALTIN

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmalarım boyunca, çok değerli yorumları ve yapıcı eleştirileriyle çalışmalarıma yön veren, bilgi ve tecrübelerini her zaman paylaşan değerli hocam Sn. Doç. Dr. Murat ALTIN'a sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans sürecimin tamamında benden manevi desteklerini bir an olsun esirgemeyen, sevgisinin her zaman benimle olduğunu bildiğim, tez sürecimde benimle birlikte streslenen, yükümü ve stresimi taşımama yardım eden, tüm dertlerimi dinleyen ve her birine tek tek çözüm bulan çok değerli eşim ve hayat arkadaşım Sn. Büşra Burcu GÖK'e teşekkürü bir borç bilirim.

Kıymetli annem Sn. Neriman GÖK, kardeşlerim Sn. Semanur GÖK ve Sn. Sedanur GÖK'e tüm manevi destekleri için çok teşekkür ederim.

Hem lisans hem de yüksek lisans sürecimde her zaman yanımda olan, gerek manevi desteğini, gerek maddi desteğini gerekse sektörde edindiği tecrübeleri tamamen benimle paylaşan, arkadaş olduğumuz ilk günden bugüne kadar her zor zamanımda bana yardım etmekten, her mutlu anımda ise mutluluğumu benimle yaşamaktan geri kalmayan çok kıymetli arkadaşım Sema Nur DEMİR'e çok teşekkür ederim.

Bu çalışmayı yapabilmem için edindiğim tecrübe, bilgi ve birikimi bana kattığı, bir şirketten çok bir okul olduğu hem kariyer yolculuğumda hem de akademik yolculuğumda bana oldukça kıymetli öğretiler kazandıran değerli firmam FNSS Savunma Sistemleri A.Ş.'ye teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca çalıştığım firma olan FNSS Savunma Sistemleri A.Ş.'de birim yöneticisi olarak görev yapan, bana hem bilgi ve tecrübesi ile hem de manevi olarak destek olan kıymetli yöneticim Sn. Dr. Halil Can ÖZAYDIN'a da desteklerinden dolayı sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmada bana manevi desteklerini her zaman belli eden ve beni düştüğüm her zaman motive eden, FNSS Savunma Sistemleri A.Ş. HVAC Sistemleri ekibinde bulunan ekip arkadaşlarımın her birine çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ x

ŞEKİLLERİN LİSTESİ xi

SİMGELER VE KISALTMALAR xiv

1. GİRİŞ 1

2. GENEL BİLGİLER 5

2.1. Askeri Zırhlı Kara Araçları 5

2.1.1. Zırhlı askeri kara araçları tarihçesi 5

2.2.2. Zırhlı askeri kara araçları genel özellikleri 6

2.2. Geleneksel Hareket Sistemleri ve Mobilite 9

2.2.1. Araç hareket sistemleri 9

2.2.2. Zırhlı askeri kara aracı hareket sistemleri 11

2.3. Değişken Yapılı Hareket Sistemleri 14

2.3.1. Endüstriyel değişken yapılı hareket sistemleri 14

2.3.2. Zırhlı askeri kara araçlarında değişken yapılı hareket sistemleri 18

3. TASARIM ÇALIŞMALARI 27

3.1. Değişken Yapılı Tekerlek-Palet Sistemi Konsept Tasarımı 27

3.1.1. Boyutsal tasarım ve değişim formunun belirlenmesi 29

3.1.2. Değişim ve hareket sistemlerinin tasarımı 30

3.1.3. Otomatik gergi mekanizması tasarımı 39

3.1.4. Fren sistemi tasarımı 42

Sayfa

3.1.5. Gövde tasarımı 43
3.1.6. Form değişim yaklaşımı ve değişim kurgusu 44
3.1.7. Tasarım hesaplamaları 46
4. LS-DYNA İLE SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ 57
4.1. LS-DYNA Birim Sistemleri 57
4.2. Çekme Testi Numunesinin Analizleri 57
4.2.1. Malzeme tanımlanması 58
4.2.2. Rijit bölgenin tanımlanması 60
4.2.3. Hız girdisinin tanımlanması 61
4.2.4. Çekme testi numunesinin sonlu elemanlar analiz sonuçları 62
4.2.5. Ağ boyutu hassasiyeti çalışması 64
4.3. Süspansiyon Elemanı Ön Bağlantı Braketinin Analizleri 65
4.3.1. Malzeme tanımlanması 65
4.3.2. Rijit bölgenin tanımlanması 66
4.3.3. Tasarım yüklerinin tanımlanması 66
4.3.4. Süspansiyon elemanı ön bağlantı braketinin analiz sonuçları 68
4.4. Süspansiyon Elemanı Arka Bağlantı Braketinin Analizleri 71
4.4.1. Malzeme tanımlanması 71
4.4.2. Rijit bölgenin tanımlanması 72
4.4.3. Tasarım yüklerinin tanımlanması 73
4.4.4. Süspansiyon elemanı arka bağlantı braketinin analiz sonuçları 74
5. SONUÇ VE ÖNERİLER 79
5.1. Sonuçlar 79
5.2. Öneriler 79
KAYNAKLAR 81
EKLER 85

Sayfa

EK-1. Lineer aktüatöre ait üretici teknik özellikler dokümanı 86

EK-2. Gazlı yaya ait üretici teknik özellikler dokümanı 92

ÖZGEÇMİŞ 93

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 3.1. Lineer aktüatör teknik bilgileri 31

Çizelge 3.2. Süspansiyon elemanı teknik bilgileri 39

Çizelge 4.1. LS-DYNA programındaki birim sistemleri 57

Çizelge 4.2. Alüminyum 6061-T6 için efektif gerilme-gerinim değerleri 59

Çizelge 4.3. 6061-T6 için malzeme özellikleri 59

Çizelge 4.4. Zamana bağlı hız değerleri 62

Çizelge 4.5. Farklı hız değerlerinin x eksenindeki maksimum gerilme miktarları 62

Çizelge 4.6. Geometri ve kalınlıklara göre efektif gerilme çizelgesi 68

Çizelge 4.7. Geometri ve kalınlıklara göre efektif gerilme çizelgesi 75

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 1.1. Tez çalışmasının akış şeması 3
Şekil 2.1. Steyr Pandur 6x6 askeri zırhlı muharebe aracı 6
Şekil 2.2. FNSS KAPLAN hibrit aracı 7
Şekil 2.3. Sürüş konforu ve titreşim sönümleme ilişkisi 8
Şekil 2.4. 1905-2020 arasındaki muharebe aracı türleri 9
Şekil 2.5. Case IH 8950 traktörü 10
Şekil 2.6. PARS ALPHA zırhlı askeri araç 11
Şekil 2.7. KAPLAN MT hafif sınıf tank 12
Şekil 2.8. 8x8 Zırhlı araç ve ZPT aracın şematik gösterimi 13
Şekil 2.9. Takviye halkası ve çelik jantının emniyet katsayısı 14
Şekil 2.10. Eklemli tekerlek palet sistemli robot 15
Şekil 2.11. Değişken yapılı tekerlek-palet sistemi 16
Şekil 2.12. Mod değiştirebilen tekerlek-palet sistemi 17
Şekil 2.13. Robotun kesit ve üstten görünümü 18
Şekil 2.14. Tekerlek-palet sistemi formları 19
Şekil 2.15. Değişken yapılı tekerlek-palet tasarımı 20
Şekil 2.16. Tekerlek-palet sistemi formları 20
Şekil 2.17. Tekerlek palet sistemi elemanları 21
Şekil 2.18. Farklı hareket formlarına sahip robot 22
Şekil 2.19. Tekerlek-palet sistemi test platformu 23
Şekil 2.20. Hareket modlarına sahip robot prototipi 24
Şekil 2.21. Tekerlek sistemi dönüşme prensibi 25
Şekil 2.22. Tekerlek-palet sistemi dönüşüm formları 26
Şekil 3.1. Değişken yapılı tekerlek-palet sistemi 27
Şekil 3.2. Değişken yapılı tekerlek-palet sistemi parça tanımları ve gösterimleri 28

Şekil **Sayfa**

Şekil 3.3. Değişken yapılı tekerlek-palet sisteminin sekiz adımda dönüşüm formları 28
Şekil 3.4. Boyutsal tasarım ve değişim formunun belirlenmesi..... 29
Şekil 3.5. Lineer aktüatör yükselme ve alçalma kursu gösterimi..... 30
Şekil 3.6. Lineer aktüatör görseli 31
Şekil 3.7. Cer dişlisi montaj komplesi tasarımı..... 32
Şekil 3.8. Cer dişlisi montaj komplesi tasarımına ait patlatılmış görünüm..... 33
Şekil 3.9. Cer dişlisi montaj komplesi teknik resim ölçüleri 34
Şekil 3.10. Tahrik elemanları gösterimi 35
Şekil 3.11. Zincir montaj gösterimi..... 36
Şekil 3.12. Sabit gergi mekanizması gösterimi 36
Şekil 3.13. Sabit gergi mekanizmasına ait patlatma görünümü 37
Şekil 3.14. Kanatçık gösterimleri..... 38
Şekil 3.15. Kanatçık - patlatma görünümü..... 38
Şekil 3.16. Süspansiyon elemanları gösterimi 39
Şekil 3.17. Otomatik gergi mekanizması sistem üzerinde gösterimi 40
Şekil 3.18. Otomatik gergi mekanizması gösterimi 41
Şekil 3.19. Otomatik gergi mekanizması patlatılmış görünüm..... 41
Şekil 3.20. Otomatik gergi mekanizması hareket prensibi..... 42
Şekil 3.21. Fren sistemi tasarımı ve sisteme ait parçaların gösterimi 43
Şekil 3.22. Kaynaklı gövde tasarımının önden ve izometrik görünüşleri 44
Şekil 3.23. Zemin modları ve mod seçimi için gerekli sensörler..... 45
Şekil 3.24. Askeri zırhlı aracın kabul alınan aks mesafeleri 46
Şekil 3.25. Askeri zırhlı araca ait aks yükü dağılımları 47
Şekil 3.26. Süspansiyon ön bağlantı braketine etki eden yükler..... 49
Şekil 3.27. Süspansiyon arka bağlantı braketine etki eden yükler..... 50
Şekil 3.28. Kanatçık bağlantı pimine uygulanan yüklerin gösterimi 52

Şekil **Sayfa**

Şekil 3.29. Kanatçık-süspansiyon bağlantı pimine uygulanan yüklerin gösterimi 53

Şekil 3.30. Süspansiyon elemanı bağlantı cıvatasına uygulanan yüklerin gösterimi..... 54

Şekil 3.31. Gövde bağlantı cıvatasına uygulanan yüklerin gösterimi 56

Şekil 4.1. ASTM E8 standardına uygun çekme testi numunesi ağ örgüsü 58

Şekil 4.2. Analiz için tanımlanan MAT-24 kartı..... 59

Şekil 4.3. Al 6061-T6 mühendislik gerilim-gerinim grafiği 60

Şekil 4.4. Sabit bölge için boundary kartı 61

Şekil 4.5. Hareketli bölge için boundary kartı 61

Şekil 4.6. Hızın 4,4 mm/ms olduğunda x ekseni gerilmesi analizi 63

Şekil 4.7. Mühendislik gerilme-gerinim grafiklerinin karşılaştırılması..... 63

Şekil 4.8. Çekme numunesi ağ boyutu-x ekseni gerilmesi grafiği..... 64

Şekil 4.9. Analiz için tanımlanan MAT-24 kartı..... 65

Şekil 4.10. Sabit bölge için boundary kartı 66

Şekil 4.11. Yük bölgeleri için load kartı 67

Şekil 4.12. Yüklerin uygulandığı eksenlerin analiz parçası üzerinde gösterimi 67

Şekil 4.13. Tip 5 – 17 mm et kalınlığına sahip parçanın efektif gerilme analizi 70

Şekil 4.14. Analiz için tanımlanan MAT-24 kartı..... 72

Şekil 4.15. Sabit bölge için boundary kartı 73

Şekil 4.16. Yük bölgeleri için load kartı 74

Şekil 4.17. Yüklerin uygulandığı eksenlerin analiz parçası üzerinde gösterimi 74

Şekil 4.18. Tip 4 – 17 mm et kalınlığına sahip parçanın efektif gerilme analizi 76

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
A	Amper
A	Alan
F	Yük
$\mathbf{f}_a$	Birinci aks ile ikinci aks arası mesafe
$\boldsymbol{F_B}$	Bileşke yük
$\mathbf{F_f}$	Ön Aks Yükü
$\mathbf{f_f}$	İkinci aksın ağırlık merkezine mesafesi
$\mathbf{F}_r$	Arka Aks Yükü
$\boldsymbol{F_S}$	Süspansiyon elemanı yükü
$\boldsymbol{F_T}$	Tekerlek yükü
$\boldsymbol{F_Y}$	Yol yükü
$\boldsymbol{F_w}$	Araç ağırlığı
$\boldsymbol{F_1}$	Birinci aks yükü
$\boldsymbol{F_2}$	İkinci aks yükü
$\boldsymbol{F_3}$	Üçüncü aks yükü
$\boldsymbol{F_4}$	Dördüncü aks yükü
GPa	Gigapascal
$\mathbf{r_r}$	Üçüncü aksın ağırlık merkezine mesafesi
$\mathbf{r}_a$	Üçüncü aks ile dördüncü aks arası mesafe
$\boldsymbol{G_K}$	Kanatçık ağırlığı
kg	Kilogram
kg/mm³	Kilogram bölü milimetre küp
km/sa	Kilometre bölü saat
kN	Kilonewton
mm	Milimetre

Simgeler	Açıklamalar
mm^3	Milimetre küp
mm/ms	Milimetre bölü milisaniye
mm/s	Milimetre bölü saniye
ms	Milisaniye
N	Newton
R	Yarıçap
s	Saniye
t	Zaman
t	Kalınlık
VDC	Volt doğru akım
$\boldsymbol{\upsilon}$	Hız
$\boldsymbol{\tau}$	Kesme gerilmesi
$\boldsymbol{\tau_{emniyet,6061-T6}}$	Alüminyum 6061-T6 emniyetli kesme gerilmesi
$\boldsymbol{\tau_{emniyet,M10\ 10,9}}$	M10-10,9 cıvata emniyetli kesme gerilmesi
$\boldsymbol{\tau_{gövde,civata}}$	Gövde cıvatası kesme gerilmesi
$\boldsymbol{\tau_{kanatçık-süspansiyon\ pim}}$	Kanatçık-süspansiyon pimi kesme gerilmesi
$\boldsymbol{\tau_{kanatçık\ pim}}$	Kanatçık pimi kesme gerilmesi
$\boldsymbol{\tau_{süspansiyon,civata}}$	Süspansiyon elemanı cıvatası kesme gerilmesi
$\boldsymbol{\sigma_E}$	Efektif gerilim
$\boldsymbol{\sigma_{x,max}}$	X eksenindeki maksimum gerilme
$\boldsymbol{\varepsilon}$	Uzama
Ø	Çap

Kısaltmalar	Açıklamalar
APC	Zırhlı personel taşıyıcı
CTIS	Merkezi lastik şişirme sistemi
GPS	Global konum belirleme sistemi
IFV	Zırhlı muharebe aracı

Kısaltmalar	Açıklamalar
İKA	İnsansız kara aracı
JAUS	İnsansız sistemler için ortak mimari
KBRN	Kimyasal, biyolojik, radyolojik, nükleer
NATO	Kuzey Atlantik Antlaşması Örgütü
ZPT	Zırhlı personel taşıyıcı

1. GİRİŞ

Askerî harekâtların niteliği, son yıllarda hem teknolojik gelişmeler hem de jeopolitik dinamiklerdeki değişimlerle birlikte önemli bir dönüşüm geçirmektedir. Günümüzde kara kuvvetleri, operasyonlarını yalnızca sabit ve bilinen arazi koşullarında değil, farklı coğrafi ve iklimsel ortamlarda da sürdürmek zorundadır. Bu durum, kullanılan zırhlı kara araçlarının yalnızca balistik koruma ve ateş gücü açısından değil, aynı zamanda hareket kabiliyeti ve esneklik bakımından da yüksek performans göstermesini gerektirmektedir. Özellikle şehir içi operasyonlardan dağlık bölgelere, çöl arazilerinden bataklık alanlara kadar geniş bir yelpazede görev alan araçların mevcut tasarım yaklaşımları bazı operasyonel koşullarda yetersiz kalabilmektedir.

Zırhlı kara araçlarının tasarımında geleneksel olarak iki temel yaklaşım öne çıkmaktadır: tekerlekli sistemler ve paletli sistemler. Tekerlekli araçlar, yüksek hız, düşük yakıt tüketimi ve karayolu taşımacılığına uygunluk gibi avantajlar sunar. Buna karşılık paletli araçlar, araziye uyum, engel aşma yeteneği ve yüksek çekiş kuvveti ile öne çıkar. Ancak her iki sistemin de avantajları, belirli koşullarda dezavantaja dönüşebilmektedir. Tekerlekli araçlar engebeli ve yumuşak zeminlerde zorlanırken; paletli araçlar asfalt yollarda düşük hız ve yüksek bakım maliyetleri nedeniyle operasyonel kısıtlamalara neden olmaktadır. Dolayısıyla, günümüzde hem hız hem de arazi kabiliyeti gerektiren operasyonlar için tek tip sistemlerin yeterli olmadığı görülmektedir.

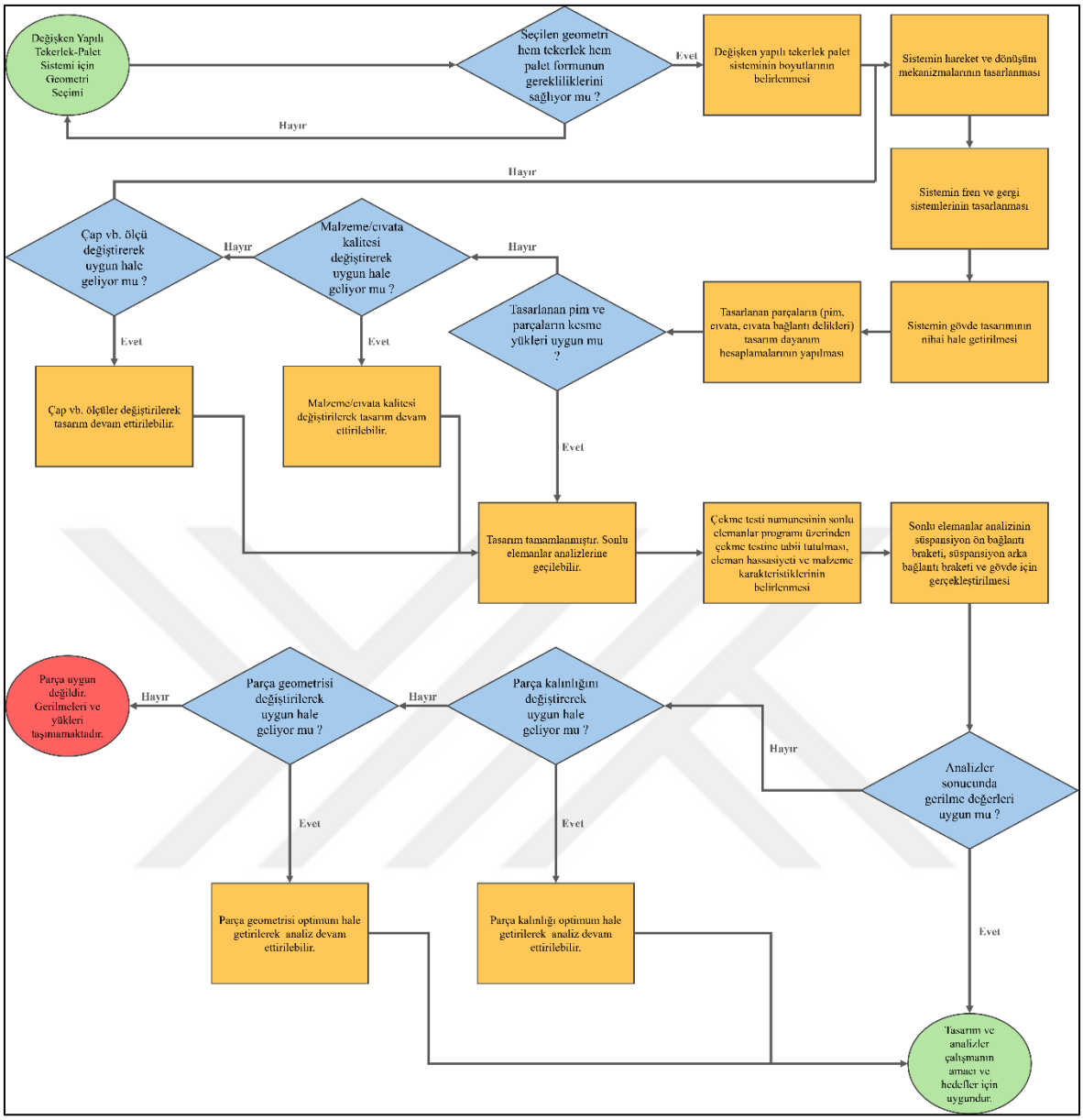
Bu bağlamda, değişken yapılı tekerlek-palet sistemleri, son yıllarda literatürde ve uygulamalarda öne çıkan yenilikçi bir yaklaşım olarak dikkat çekmektedir. Değişken yapıdaki bu sistemler, kullanıcıya farklı zemin koşullarına uyum sağlama imkânı tanıyarak operasyonel esneklik sunmaktadır. Araç, uygun zeminde tekerlekli modda yüksek hızla hareket edebilirken, zorlu arazi şartlarında palet moduna geçerek üstün manevra ve hareket kabiliyeti kazanabilmektedir. Bu tür bir sistem, özellikle modern harekâtların değişken yapısı göz önüne alındığında, klasik tasarımların ötesinde bir çözüm sunma potansiyeline sahiptir.

Bu araştırmanın önemi, yalnızca literatürdeki çalışmalara katkı sunmakla sınırlı değildir. Aynı zamanda, savunma sanayiinde uygulanabilir ve sürdürülebilir yenilikçi tasarım çözümleri geliştirmeye yönelik somut bir adım oluşturmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemiyle

elde edilen analiz sonuçları, tasarımın dayanıklılık ve performans parametrelerini nesnel olarak ortaya koymakta ve mühendislik açısından sistemin güçlü ve zayıf yönlerini göstermektedir. Bu da ilerleyen süreçlerde prototip geliştirme, saha testleri ve endüstriyel entegrasyon çalışmalarına temel teşkil edecek nitelikte bir katkıdır. Çalışmada, zırhlı kara araçları için değişken yapılı bir tekerlek-palet sistemi tasarlanmış ve sistemin yapısal performansı sonlu elemanlar analizleri aracılığıyla değerlendirilmiştir. Tasarım aşamasında sistemin yük taşıma kapasitesi, dayanıklılık kriterleri ve mekanik davranışları göz önünde bulundurulmuş; analiz sürecinde ise farklı yükleme senaryoları ve çalışma koşulları incelenmiştir. Böylelikle, önerilen sistemin hem teorik hem de mühendislik açısından uygulanabilirliği ortaya konulmuştur. Çalışma yalnızca kavramsal bir tasarım sunmamakta, aynı zamanda savunma sanayiinde gelecekte kullanılabilecek hibrit araç sistemleri için somut bir mühendislik yaklaşımı da geliştirmektedir. Şekil 1.1'de çalışma sürecine ait akış şeması verilmiştir.

Savunma sanayiinde teknolojik ilerleme ve yenilikçi tasarım çözümleri, operasyonel başarıyı doğrudan etkileyen unsurlar arasında yer almaktadır. Zırhlı kara araçları hem askerî personelin güvenliği hem de görevlerin etkinliği açısından stratejik öneme sahiptir. Bu nedenle, araç tasarımlarında farklı koşullara uyum sağlayabilen, bakım maliyetlerini azaltan ve görev etkinliğini artıran sistemler geliştirmek kritik bir gereklilik haline gelmiştir. Değişken yapılı tekerlek-palet sistemleri, bu noktada çok yönlülüğü ve pratikliği sayesinde önemli bir boşluğu doldurmaktadır.

Sonuç olarak, bu tez çalışması, mevcut zırhlı kara aracı tasarımlarında görülen sınırlamaları aşmak için yenilikçi bir çözüm olarak değişken yapıdaki tekerlek-palet sistemini ele almakta ve mühendislik yöntemleriyle bu çözümün uygulanabilirliğini değerlendirmektedir. Çalışmanın bulguları hem akademik araştırmalar hem de savunma sanayiindeki pratik uygulamalar için yeni bir perspektif sunmaktadır.



Şekil 1.1. Tez çalışmasının akış şeması

2. GENEL BİLGİLER

2.1. Askeri Zırhlı Kara Araçları

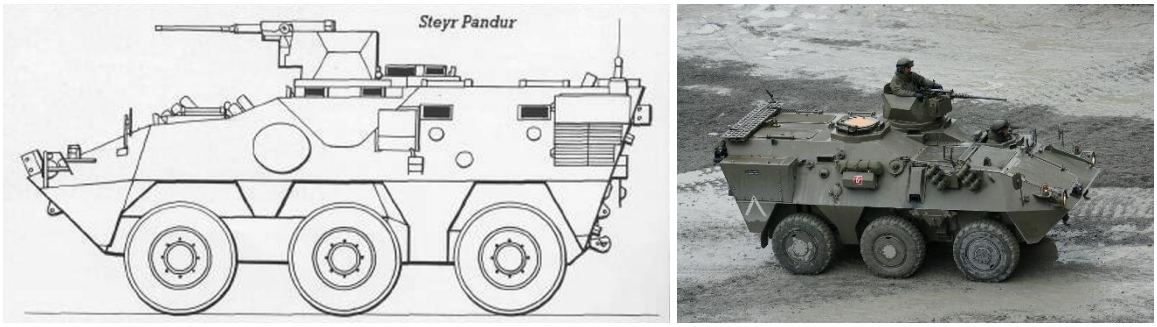
2.1.1. Zırhlı askeri kara araçları tarihçesi

Zırhlı askeri kara araçları, savaş öğretilerinin gelişimine paralel olarak evrimleşmiştir. İlk tankların ortaya çıkışı I. Dünya Savaşı sırasında gerçekleşmiş, İngiltere tarafından geliştirilen Mark I tankı, siper savaşlarının yarattığı çıkmazı aşmak amacıyla kullanılmıştır (Prior ve Wilson, 1991). Paletli yapısı sayesinde hendek, dikenli tel ve engebeli arazilerde hareket kabiliyeti sağlamış, aynı zamanda düşman mevzilerine doğrudan baskı unsuru olmuştur.

II. Dünya Savaşı'nda tank teknolojisi hızla gelişmiştir. Almanya'nın Tiger ve Panther tankları, kalın zırh ve güçlü toplarıyla öne çıkarken; Sovyetler Birliği'nin T-34 tankı eğimli zırhı ve seri üretim kapasitesiyle stratejik avantaj sağlamıştır. ABD'nin M4 Sherman tankı ise teknik olarak rakiplerinden zayıf olmasına rağmen lojistik üstünlük ve üretim kolaylığı sayesinde savaşın kaderinde kritik rol oynamıştır (Castaldi ve arkadaşları, 2009).

Soğuk Savaş döneminde tankların rolü genişlemiş, sadece balistik tehditlere karşı değil aynı zamanda nükleer, biyolojik ve kimyasal (KBRN) saldırılara karşı koruma sağlamak üzere tasarlanmıştır. Bu dönemde kompozit ve reaktif zırh teknolojileri geliştirilmiş, termal görüntüleme cihazları ve lazer mesafe ölçerler tankların standart donanımı haline gelmiştir (Yap, 2012).

Modern dönemde asimetrik tehditler, şehir içi muharebe senaryoları ve hibrit savaş doktrinleri ön plana çıkmıştır. Bu bağlamda ağır tankların yanı sıra daha hafif, hızlı ve modüler araçlar da geliştirilmiştir. Motorize ve mekanize piyadeler için APC (zırhlı personel taşıyıcı) ve IFV (zırhlı muharebe aracı) sınıfları yaygınlaşmış, zırhlı araç yelpazesi çeşitlenmiştir (O'Malley, 1996) (Purdy, 2022).



Şekil 2.1. Steyr Pandur 6x6 askeri zırhlı muharebe aracı (O'Malley, 1996)

2.2.2. Zırhlı askeri kara araçları genel özellikleri

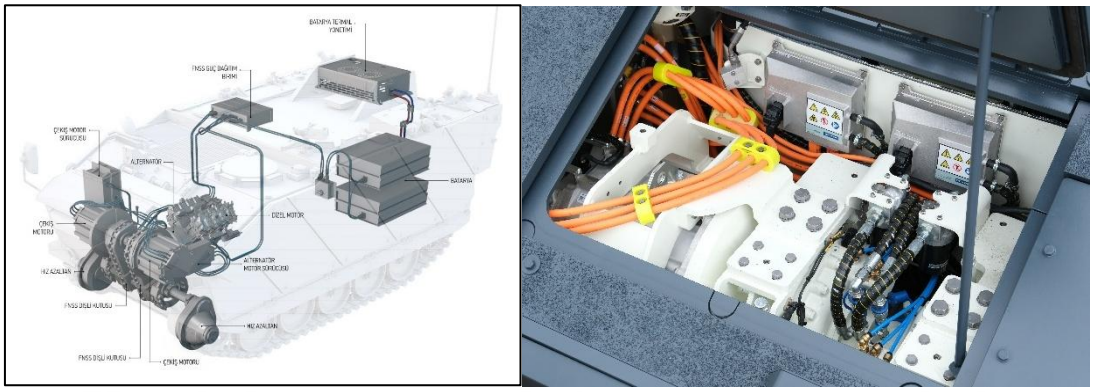
Modern zırhlı araçların tasarımında koruma, ateş gücü, mobilite, sürdürülebilirlik ve görev modülerliği başlıca kriterlerdir.

İlk dönemlerde kullanılan homojen çelik zırhlar, yüksek balistik direnç sağlasa da ağırlık dezavantajı yaratmıştır. Bunun üzerine kompozit zırh, seramik kaplama ve reaktif zırh çözümleri geliştirilmiştir (Yap, 2012). Günümüzde aktif koruma sistemleri (APS), yaklaşan mühimmatı radar veya kızılötesi sensörlerle algılayarak etkisiz hale getirebilmektedir.

Ana muharebe tanklarında 120–125 mm yivsiz toplar standart hale gelmiştir. IFV'lerde ise 25–40 mm otomatik toplar, makineli tüfekler ve tanksavar füze sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Modern ateş kontrol sistemleri, lazer mesafe ölçerler ve balistik bilgisayarlarla birleşerek isabet oranını artırmaktadır (Castaldi ve arkadaşları, 2009) (O'Malley, 1996).

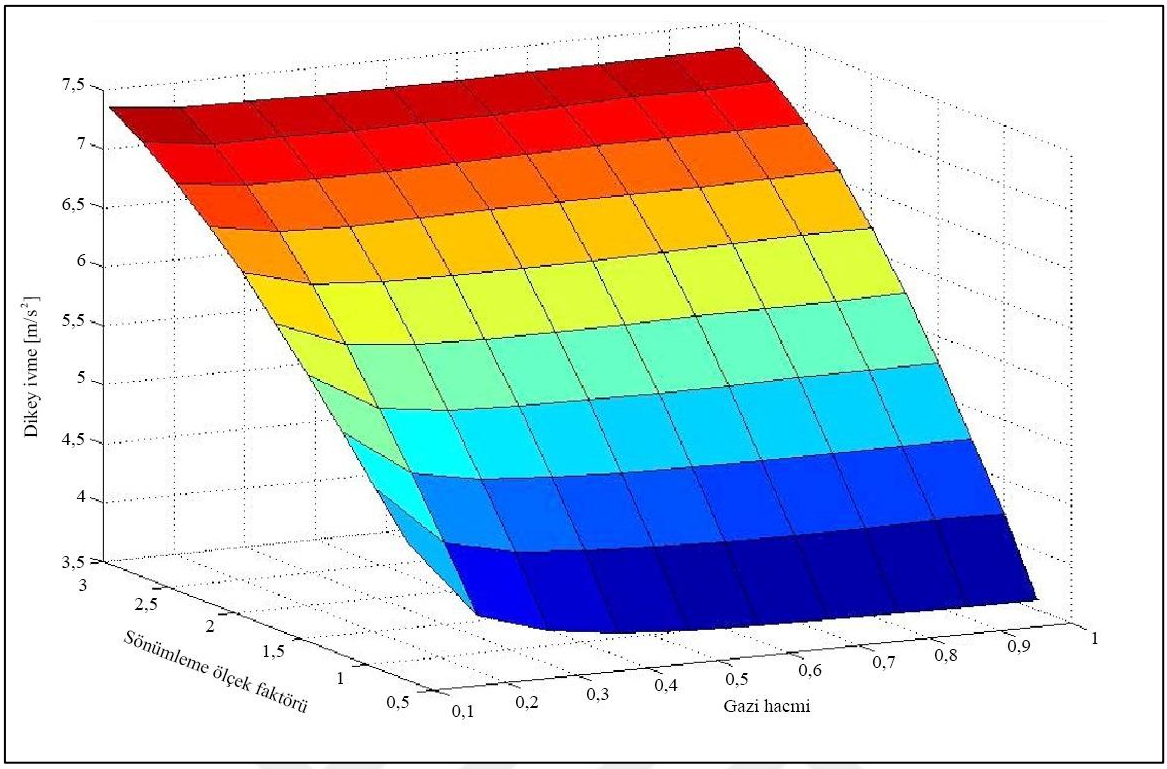
Piancastelli ve arkadaşları, seri hibrit elektrikli bir aktarma ve güç grubu çalışmasının, geleneksel dizel güç grubu ve otomatik şanzıman sistemlerine göre daha yenilikçi ve verimli olduğunu, karmaşık yapılardan uzaklaşarak geleneksel yapıların çok daha mükemmelleştirilebileceğini ve hibrit yapıların savaş alanına çok faydalı olabileceğini savunmaktadır. Yapılan çalışmada, 50 tonun oldukça üzerinde ağırlığa sahip çok ağır tanklar için seri hibrit elektrikli bir güç paketinin olası bir tasarımı anlatılmaktadır. Çalışmanın sonucunda ortaya çıkan hibrit güç sistemi, zırhlı araçların hem arazi hem de yol üzerindeki genel performansını artırmakta, ivmelenmeyi ve sürüşün akıcılığını geliştirmektedir. Ayrıca, içten yanmalı motor sabit devirde çalıştığından yakıt tüketiminin de geleneksel yöntemlere göre azaldığı gözlemlenmiştir. Elektrik motorlarının sıfır hızda bile çok yüksek tork

üretimleri sayesinde geleneksel motorlardan daha iyi performans gösterdiği öngörülmektedir (Piancastelli ve arkadaşları, 2023).



Şekil 2.2. FNSS KAPLAN hibrit aracı (URL-1)

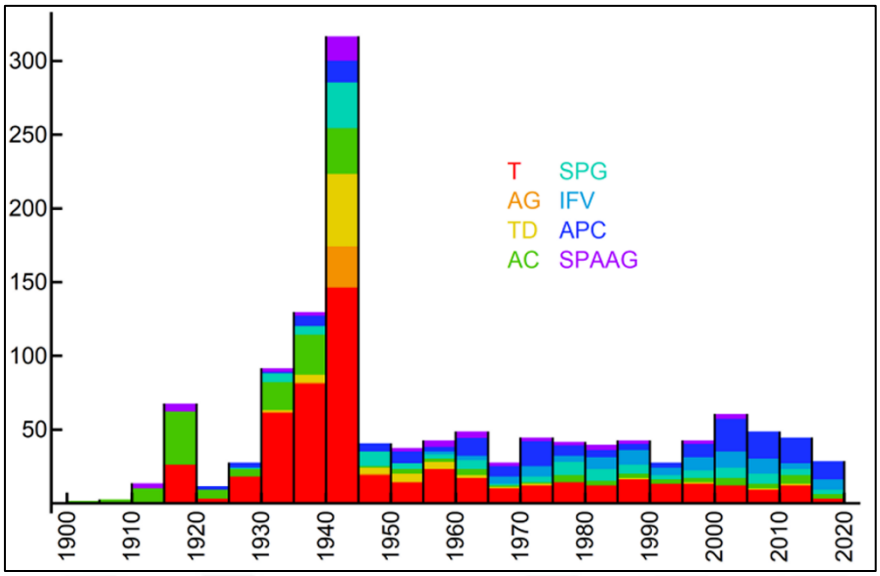
Els ve arkadaşları, üç farklı vaka analizi üzerinden arazi araçlarında sürüş konforu ve yol tutuşu arasındaki denge incelemişlerdir. Bulgular, sürüş konforu ile yol tutuşu için gereken yay ve sönümleyici özelliklerinin tasarım alanının zıt uçlarında yer aldığını göstermektedir. Bu soruna çözüm olarak, sürüş konforu ve yol tutuşu arasındaki dengeyi önemli ölçüde azaltabilecek, hatta ortadan kaldırabilecek yarı-aktif bir süspansiyon sistemi için tasarım kriterleri önermişlerdir. Sistem; yol tutuş için sert yay ve yüksek sönümleme, sürüş konforu için ise yumuşak yay ve düşük sönümleme modları arasında güvenli ve öngörülebilir bir şekilde geçiş yapabilmelidir. Bu dengeye yönelik olası bir çözüm olarak dört modlu, yarı-aktif hidropnömatik yay-sönümleyici sistemi önermişlerdir (Els ve arkadaşları, 2007).



Şekil 2.3. Sürüş konforu ve titreşim sönümleme ilişkisi (Els ve arkadaşları, 2007)

Modern araçlarda modülerlik büyük önem taşımaktadır. Aynı platform, keşif, bakım-onarım, komuta kontrol veya sağlık tahliye görevleri için farklı modüllerle donatılabilmektedir. Ayrıca KBRN koruma sistemleri, Yangın Söndürme ve İnfilak Bastırma Sistemleri ve iklimlendirme çözümleri uzun süreli operasyon kabiliyeti için kritik hale gelmiştir.

Sapunkov, 1. Dünya Savaşı'nda savaş alanlarında ilk kez ortaya çıkışlarından günümüze kadar muharebe araçlarının tarihsel evrimindeki eğilimleri incelemektedir. Ayrıca, tüm zırhlı muharebe araç sınıfları için geçerli olan temel performans sınırlarını ortaya koyarak, tasarımın fiziksel kısıtlarını değerlendirmektedir. Bu analiz, geleceğin muharebe araçlarının geliştirilmesinde önemli katkı sağlayabilecek başlıca araştırma alanlarını belirlemek amacıyla kullanılmaktadır (Sapunkov, 2022).



Şekil 2.4. 1905-2020 arasındaki muharebe aracı türleri (Sapunkov, 2022)

2.2. Geleneksel Hareket Sistemleri ve Mobilite

2.2.1. Araç hareket sistemleri

Kara araçlarının hareket sistemleri temelde tekerlekli ve paletli olmak üzere ikiye ayrılır. Tekerlekli sistemler, düşük yuvarlanma direnci ve basit mekanik yapıları sayesinde daha yüksek hız ve düşük yakıt tüketimi sağlar. Ancak yumuşak zeminlerde batma riski nedeniyle performansları sınırlıdır.

ISO 2631 sürüş konforu verilerini toplamak amacıyla, merkezi lastik şişirme sistemine (CTIS) sahip bir Case IH 8950 traktöre ölçüm ekipmanları yerleştirilmiştir. Veriler, bozulmuş tali yolları, orta derecede engebeli tarlaları ve en zorlu tarımsal koşulları temsil eden üç farklı parkurda, iki farklı hızda toplanmıştır. CTIS sistemiyle lastik basıncının düşürülmesi, lastiklerde daha fazla esneme sağladığı görüşmüş ve buna bağlı olarak daha konforlu bir sürüş elde edilmiştir. Sistem, uygun şekilde şişirilmiş lastiklere kıyasla traktörün sürüş konforunu ortalama %99 oranında, rezonans dışı koşullarda ise %177 oranında iyileştiği gözlemlenmiştir (Adams ve arkadaşları, 2004).



Şekil 2.5. Case IH 8950 traktörü (Heavy Equipment Specs, 2025)

Wong, yapmış olduğu çalışmada paletli araç dinamiği alanındaki güncel durumun genel bir değerlendirmesini sunmaktadır. Çalışmada; yumuşak zeminlerde hareket kabiliyeti, engebeli yüzeylerde sürüş dinamikleri ve manevra yeteneği konularını ele almıştır. Yumuşak zemin üzerindeki paletli araç hareketliliğini değerlendirmek ve tahmin etmek amacıyla geliştirilen analitik çerçevelerde önemli ilerlemeler kaydedildiği, bu modellerin zemin tepkisinin normal ve kayma yüklerine bağlı özelliklerini dikkate aldığı belirtilmiştir. Paletli araçların hareketliliğini inceleyen bazı bilgisayar simülasyon modelleri, endüstri ve kamu kurumları tarafından ürün geliştirme ve tedarik süreçlerinde giderek daha fazla kabul görmektedir. Bununla birlikte, paletli araçların sürüş dinamiği ve manevra kabiliyeti üzerine yapılan araştırmaların çoğunun hâlâ sert zemin koşullarıyla sınırlı olduğu görülmüştür. Gerçek saha koşullarında paletli araçların dinamik davranışlarını daha doğru biçimde değerlendirmek ve tahmin edebilmek için, zeminlerin dinamik yüklemelere verdiği tepkilerin — özellikle dinamik rijitlik ve sönümleme özelliklerinin — daha iyi anlaşılması gerektiği vurgulanmaktadır (Wong, 1997).

Bu iki sistemin performansı, terramekanik prensipler ile incelenmektedir. Çekiş–kayma ilişkisi, yuvarlanma direnci ve zemin taşıma kapasitesi gibi parametreler, zırhlı araçların mühendislik tasarımlarında kritik rol oynar (Reza, 2025).

2.2.2. Zırhlı askeri kara aracı hareket sistemleri

Zırhlı askeri araçlarda hareket sistemi seçimi, sadece mühendislik parametrelerine değil, aynı zamanda görev profiline, lojistik gereksinimlere ve askeri doktrinlere de bağlıdır.

Tanklar ve IFV'ler genellikle paletli sistemlerle donatılırken, APC'ler çoğunlukla tekerlekli yapıdadır. Paletli sistemler yüksek ateş gücü ve taktik mobilite için, tekerlekli sistemler ise hızlı intikal ve lojistik destek görevleri için uygundur (O'Malley, 1996) (Purdy, 2022).



Şekil 2.6. PARS ALPHA zırhlı askeri araç (FNSS Savunma Sistemleri A.Ş., 2025)

Son dönemde geliştirilen askerî araçlarda, lastik ile zemin arasındaki temas alanını artırarak yumuşak zeminlerde hareket kabiliyetini iyileştirmek amacıyla merkezi lastik şişirme sistemi (CTIS) kullanılmaktadır. Ancak CTIS tasarımı için deneysel verilere dayanan teknik çalışmaların sınırlı olduğu görülmektedir. İlgili çalışmada, farklı yol koşullarına uygun lastik basınç değerlerini belirlemek üzere, kum ve kil gibi yumuşak zeminlerde CTIS'in farklı çalışma modlarında bir dizi hareketlilik testi gerçekleştirilmiştir. Her modda aracın hareket kabiliyeti ile lastik basıncı arasındaki ilişki analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, CTIS sistemine sahip tekerlekli araçların yumuşak zeminlerde, bu sisteme sahip olmayan araçlara kıyasla daha üstün performans gösterdiğini doğrulamıştır (Kang ve arkadaşları, 2014).

Macdonald ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada NATO tarafından kullanılan üç farklı askerî araç – askerî nakliye araçları, zırhlı personel taşıyıcılar ve ana muharebe tankları – için toplam araç ağırlığı ve dingil yükleri olasılıksal olarak analiz etmişlerdir. Maksimum nominal yükün toplam nominal araç ağırlığına oranı esas alınarak askerî araçların olasılıksal toplam ağırlığını hesaplamaya yönelik genel bir yöntem önermişlerdir. Elde edilen veriler doğrultusunda, köprü değerlendirmelerinde askerî nakliye araçları ile muharebe araçlarının farklı kategorilerde ele alınması tavsiye etmişlerdir (MacDonald ve arkadaşları, 2017).

Askeri öğretilerde stratejik mobilite, uzun mesafeli intikal kabiliyetini; taktik mobilite ise savaş alanında engelleri aşabilme yeteneğini ifade eder. Tekerlekli araçlar stratejik mobilite açısından, paletli araçlar ise taktik mobilite açısından avantajlıdır (Purdy, 2022).

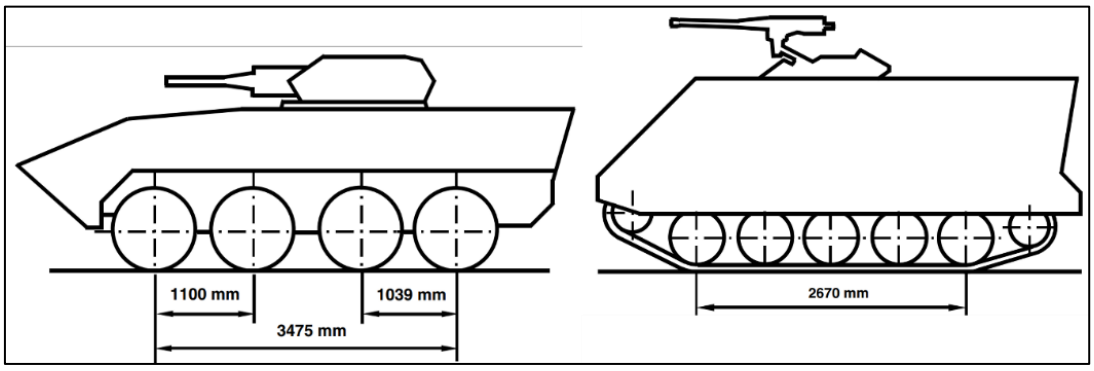


Şekil 2.7. KAPLAN MT hafif sınıf tank (FNSS Savunma Sistemleri A.Ş., 2025)

Türkiye'de yapılan akademik çalışmalar da bu seçimin çok kriterli karar verme yöntemleriyle sistematik hale getirilebileceğini göstermektedir. Çetinkaya ve Demirel, yaptıkları çalışmada 4 farklı operasyon sahasını incelemiş ve Türkiye'de kullanılan ve üretilen 28 farklı zırhlı aracı operasyonel ve lojistik performanslarını ölçebilmek amacı ile Bulanık AHP ve TOPSIS yöntemleri ile analiz etmişlerdir. Araç performansı, engel geçme yetenekleri, muharebe yetenekleri, araç hacmi, kapasiteleri ve elektronik özellikleri değerlendirme kriterleri olarak belirlenmiştir. Bu sınıflandırma metodu ile karar verici ve

seçici merciler için en uygun araç modelini ve sınıfını seçme konusunda yardımcı olabilmek amaçlanmıştır (Çetinkaya ve Demirel, 2023).

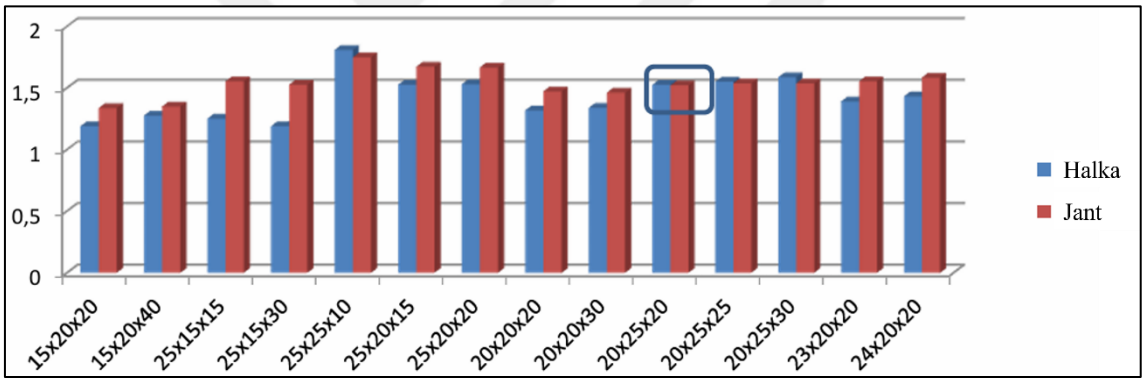
Wong ve Huang, yaptıkları çalışmada araç–zemin etkileşimi mekaniği açısından tekerlekli ve paletli araçların çekiş performansını değerlendirmeyi amaçlamaktadır. Lastik ve palet sistemlerinin itme kuvveti üretimindeki temel farklılıkları ortaya koymuşlardır ve her iki sistemin brüt çekiş gücünü etkileyen ana faktörleri belirlemişlerdir. Belirli basitleştirilmiş varsayımlar altında, çok akslı bir tekerlekli aracın ürettiği itme kuvveti ile bir paletli aracın ürettiği kuvvet genel olarak karşılaştırılmıştır. Arazi araçları ile hazırlıksız zeminler arasındaki etkileşimin oldukça karmaşık olması nedeniyle, bu tür bir karşılaştırmayı gerçekçi şekilde yapabilmek için kapsamlı bilgisayar simülasyon modellerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu kapsamda iki model oluşturulmuştur. Tekerlekli araçlar için NWVPM (Numerical Wheeled Vehicle Performance Model) ve paletli araçlar için NTVPM (Numerical Tracked Vehicle Performance Model). Bu modellerin uygulama örneği olarak, hafif zırhlı bir araca (LAV) benzer 8x8 tekerlekli bir araç ile zırhlı personel taşıyıcıya (APC) benzer bir paletli aracın hareket kabiliyetleri karşılaştırılmıştır. Çalışmanın amacı, tekerlekli araçların çekiş performansını sınırlayan temel faktörleri paletli araçlarla karşılaştırmalı olarak ortaya koymak ve bu sayede “tekerlek mi, palet mi?” sorusuna daha derinlemesine, mekanik temelli bir bakış açısı kazandırmaktır (Wong ve Huang, 2006).



Şekil 2.8. 8x8 Zırhlı araç ve ZPT aracın şematik gösterimi (Wong ve Huang, 2006)

Yol tekerlekleri, tanklar, zırhlı personel taşıyıcılar ve kundağı motorlu obüsler gibi muharebe araçlarında palet sistemi ile araç gövdesi arasında yer alan taşıyıcı tekerleklerdir. Bu tekerleklerin tasarımı ve dayanıklılığı, zırhlı aracın hareket kabiliyeti ve beka kabiliyeti açısından büyük önem taşımaktadır. Vurur ve Kılıç, yaptıkları çalışmada palet sistemi

içerisinde yer alan çelik jant ve üzerine kaplanmış kauçuk tabakadan oluşan yol tekerleğinin analizi ele almıştır. Yaklaşık 47 ton ağırlığındaki paletli zırhlı araçlarda kullanılabilecek yerli üretim yol tekerleklerinin geliştirilmesi ve tedarikçi çeşitliliğinin artırılması amacıyla, mevcut tekerlek tasarımlarında değişiklik yapılmasına yönelik alternatif çözümler araştırmışlardır. Bu kapsamda yapılan analizlerde, yol tekerleği üzerindeki takviye halkasının tasarım boyutları ve gövdeye montaj mesafesi değiştirilmiş; her bir tasarım varyasyonu, bilgisayar destekli analiz programı (Abaqus) kullanılarak mukavemet ve emniyet katsayısı açısından karşılaştırılmıştır. Analiz sonuçlarına göre, optimum emniyet katsayısına en yakın değeri sağlayan tasarım belirlenmiştir. Bu çalışma, paletli zırhlı araçlarda kullanılan yol tekerleklerinin yerli üretimle optimize edilmesi, tasarım güvenliğinin artırılması ve maliyet-etkin bir üretim altyapısının oluşturulmasına yönelik önemli bir mühendislik katkısı sunmaktadır (Vurur ve Kılıç, 2024).



Şekil 2.9. Takviye halkası ve çelik jantının emniyet katsayısı (Vurur ve Kılıç, 2024)

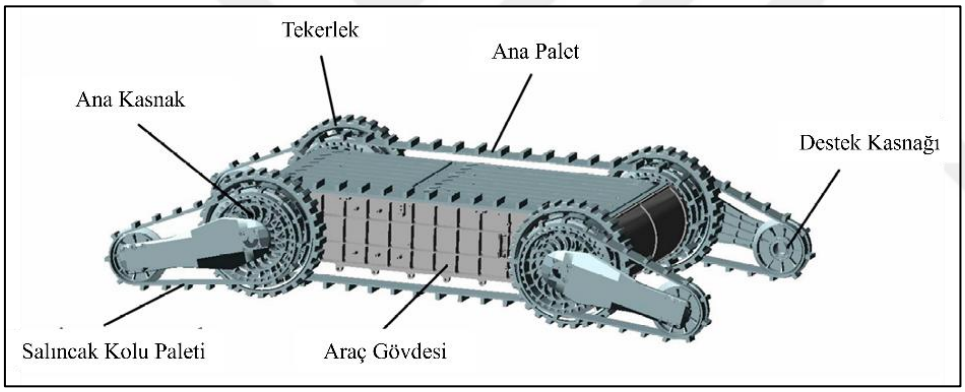
2.3. Değişken Yapılı Hareket Sistemleri

2.3.1. Endüstriyel değişken yapılı hareket sistemleri

Endüstride farklı zemin koşullarına uyum sağlayabilen hareket sistemleri uzun süredir kullanılmaktadır. Tarım makinelerinde toprağın sıkışmasını önlemek amacıyla düşük basınç lastikleri ve palet kitleri geliştirilmiş, madencilik ve inşaat sektörlerinde ise tekerlek–palet dönüşümlü sistemler uygulanmıştır (Adams ve arkadaşları, 2004)

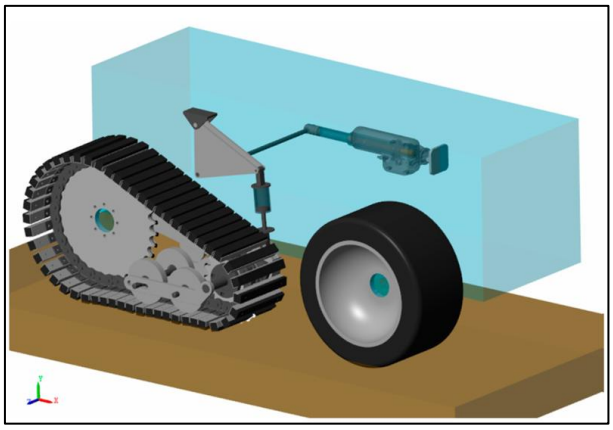
Son yıllarda hibrit eklemli tekerlek-palet sistemler öne çıkmıştır. Bu sistemlerde dar alanlarda bacaklı mod, düz arazide tekerlek veya palet modu kullanılabilmektedir. Gao ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada, çok eklemli bir paletli-tekerlekli bileşik mobil robot

önermiş ve farklı arazi koşulları ile engelleri aşabilmesi hedeflemişlerdir. Çok eklemli robotların karakteristiklerinden yola çıkarak, merdiven tırmanmaya yönelik iki farklı hareket modu tasarlamış, kara hareketi için kinematik ve dinamik denklemler oluşturmuşlardır. Robotun yokuş çıkış stabilitesi, merdiven tırmanmadaki statik dengesi ve hendek geçme kabiliyeti değerlendirilmiştir. Bu incelemeler sonucunda, engel aşma koşulları, tırmanabileceği maksimum merdiven yüksekliği ve geçebileceği maksimum hendek genişliği belirlenmiştir. Ayrıca, robotun farklı arazilerdeki performansını ve merdiven tırmanma yürüyüşünün güvenilirliğini doğrulamak amacıyla bir simülasyon modeli geliştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlarda, çok eklemli paletli-tekerlekli bileşik mobil robotun karmaşık arazilerde yüksek güvenilirlik ve uyum sağladığını, dolayısıyla farklı alanlarda ve uzay görevlerinde geniş bir kullanım potansiyeline sahip olduğunu öngörmektedirler (Gao ve arkadaşları, 2023).



Şekil 2.10. Eklemli tekerlek palet sistemli robot (Gao ve arkadaşları, 2023)

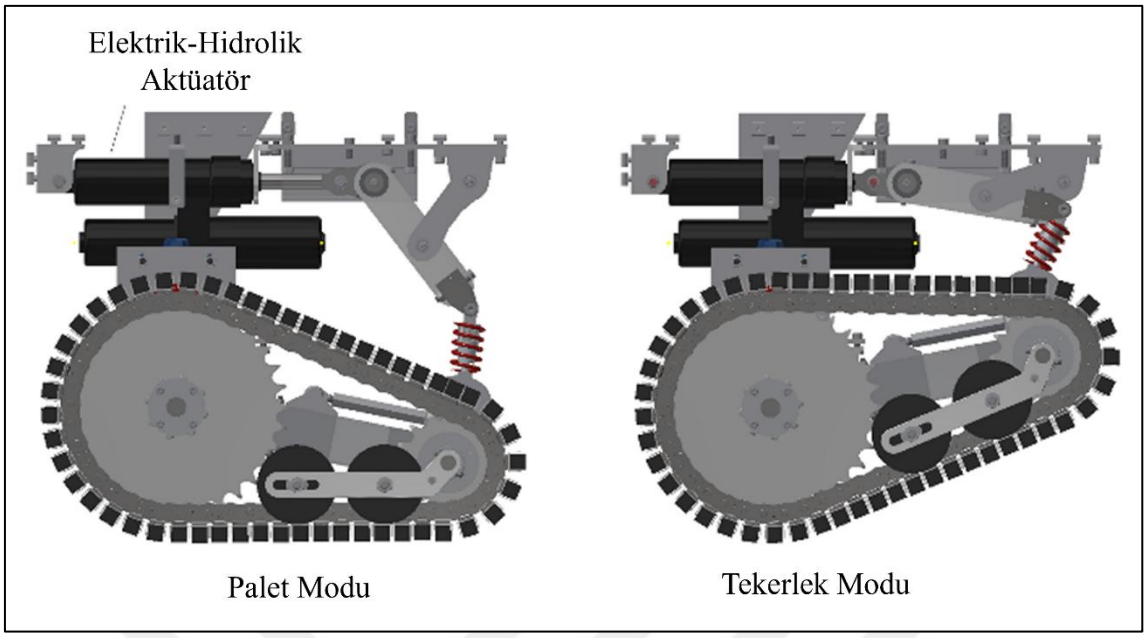
Grazioso ve diğerleri, gerçekleştirdikleri çalışmada ele aldıkları palet, küçük ölçekli bir tarım aracının yeniden yapılandırılabilir hareket sistemi parçasıdır. Araç, tekerlekli yapıdan yarı paletli yapıya geçiş yaparak basınç dağılımını değiştirebilmektedir. Böylece hem toprak hasarını en aza indirebilmeyi hem de performansı optimize etmeyi amaçlamışlardır. Modeli, aracın özelliklerini tanımlamak ve palet gerginliği, aracın ağırlık merkezinin konumu, palet üzerindeki yük dağılımı ve süspansiyon sisteminin rijitliği gibi değişken parametreler altında basınç dağılımını değerlendirmek için kullanmışlardır (Grazioso ve arkadaşları, 2022).



Şekil 2.11. Değişken yapılı tekerlek-palet sistemi (Grazioso ve arkadaşları, 2022)

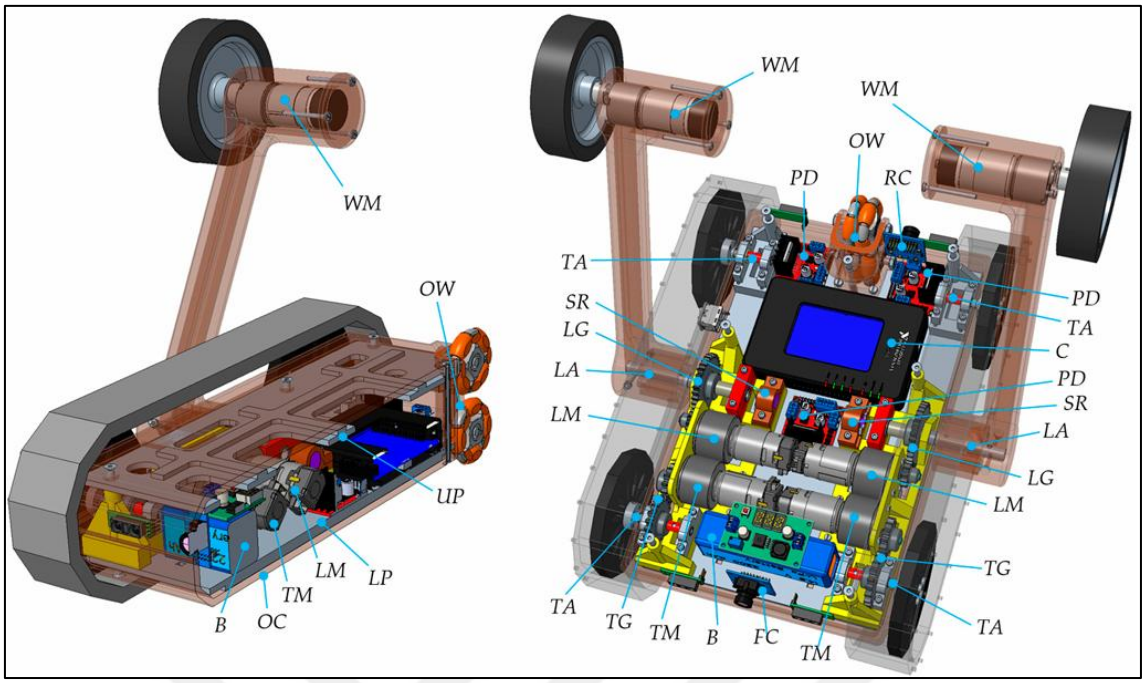
Abishek ve arkadaşları, İnsansız Kara Araçları (İKA) alanındaki gelişmeleri ve karşılaşılan zorlukları incelemekte, erken dönem araştırmalardan günümüz uygulamalarına kadar olan evrimlerini ortaya koymaktadır. Tekerlekli, paletli ve bacaklı sistemler gibi hareketlilik platformlarındaki ilerlemeler ve bunların askerî, tarımsal ve afet müdahale görevlerindeki kullanımları yapılan çalışmada özetlenmiştir. Çalışmada modülerlik, JAUS gibi birlikte çalışabilirlik standartları ve İKA sürülerinin kullanımı da vurgulanmaktadır. Bununla birlikte, güvenilir arazi otonomisi, GPS olmayan ortamlarda konumlandırma ve siber güvenliğin sağlanması gibi önemli zorlukların sürdüğü belirtilmektedir. Sonuç olarak, gelecekte daha dayanıklı, akıllı ve iş birliğine dayalı İKA sistemleri geliştirmek için kritik araştırma alanları ortaya konulmuştur (Abishek ve arkadaşları, 2025).

Kamon ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada toprak koşullarına bağlı olarak temas alanını ayarlayabilen, böylece toprak hasarını, enerji tüketimini en aza indiren ve geçiş kabiliyetini artıran tekerlek-palet yeniden yapılandırılabilir bir tarım robotunu ele almışlardır. Genel bir çerçeve sunulduktan sonra, hareket modları arasında geçişi sağlayacak bir kontrol stratejisi önermektedirler (Kamon ve arkadaşları, 2023).



Şekil 2.12. Mod değiştirebilen tekerlek-palet sistemi (Kamon ve arkadaşları, 2023)

Bruzzone ve arkadaşları, bu makalede WheTLHLoc (Wheel-Track-Leg Hybrid Locomotion) adı verilen, gözetleme ve denetim amaçlı kullanılan yeni bir hibrit bacak-tekerlek-paletli kara robotunun kavramsal ve işlevsel tasarımını incelemektedir. Çalışmanın amacı; düzensiz veya gevşek zeminlerde paletli hareket, düz ve sert zeminlerde yüksek enerji verimliliğine sahip tekerlekli hareket ve merdiven çıkma/iniş kabiliyetlerini bir araya getirebilen çok amaçlı bir mobil platform geliştirmektir. Öncelikle hibrit hareket sisteminin mimarisi tanımlanmış, ardından çoklu gövde dinamiği simülasyonları aracılığıyla robotun merdiven tırmanma manevra yeteneklerinin doğrulaması gerçekleştirilmiştir. Son olarak, sistemin dış tasarımı ve iç mekanik yerleşim düzeni detaylı biçimde tartışılmıştır (Bruzzone ve arkadaşları, 2021).

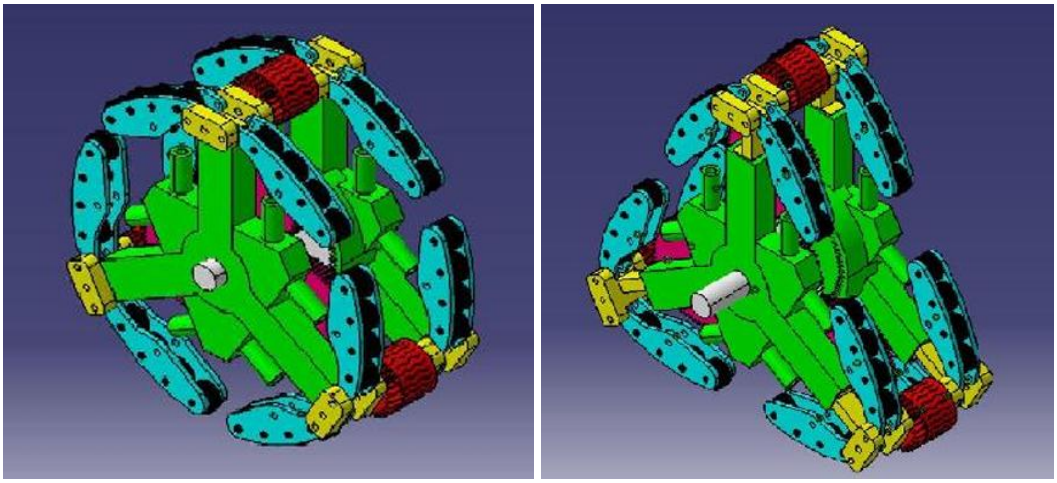


Şekil 2.13. Robotun kesit ve üstten görünümü (Bruzzone ve arkadaşları, 2021)

2.3.2. Zırhlı askeri kara araçlarında değişken yapılı hareket sistemleri

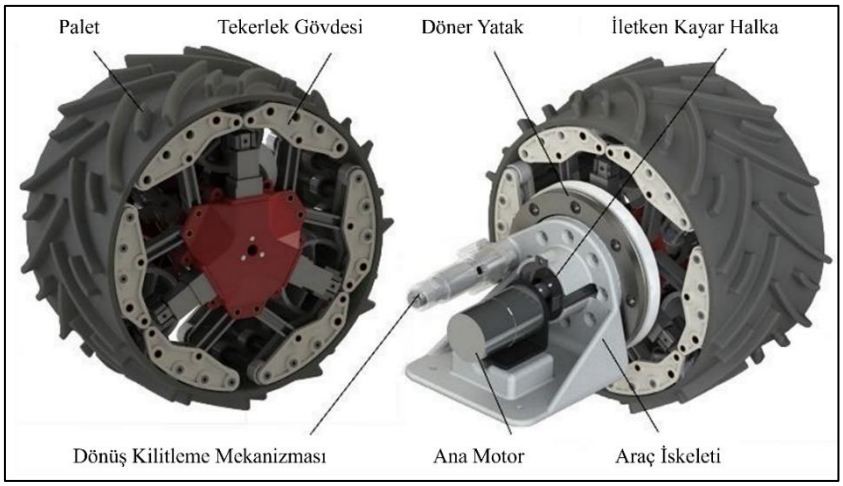
Askeri uygulamalarda değişken yapılı hareket sistemlerinin geliştirilmesinin temel amacı, tek platformda hem stratejik hem de taktik mobiliteyi bir araya getirmektir.

Raja ve arkadaşları, gerçekleştirmiş oldukları çalışmada tekerlek ve palet sistemlerinin avantajlarını birleştiren yeni bir hibrit yeniden yapılandırılabilir tekerlek tasarlamış ve analiz etmişlerdir. Önerilen tekerlek mekanizması, aracın hızına bağlı olarak otomatik şekilde değişen üçgen ve dairesel konfigürasyonlara sahiptir. Üçgen konfigürasyon daha yüksek çekiş ve stabilite sağlarken, dairesel konfigürasyon kolay mobilite sunmaktadır. Mekanizmanın gerekli bileşenlerini CATIA V5 R6 kullanılarak tasarlamış, ANSYS R18.2 ile ayrıntılı gerilme ve yer değiştirme analizleri gerçekleştirmişlerdir. Bu doğrultuda optimum tasarım parametreleri elde etmişler ve tekerleğin simülasyonu yapmışlardır. Yeniden yapılandırılabilir tekerlek, hız 20 km/sa'nın altında olduğunda üçgen forma geçmektedir ve hız bu değerin üzerine çıktığında ise dairesel forma dönüşerek zırhlı aracın hem stabilitesini hem de mobilitesini güvence altına almaktadır (Raja ve arkadaşları, 2020).



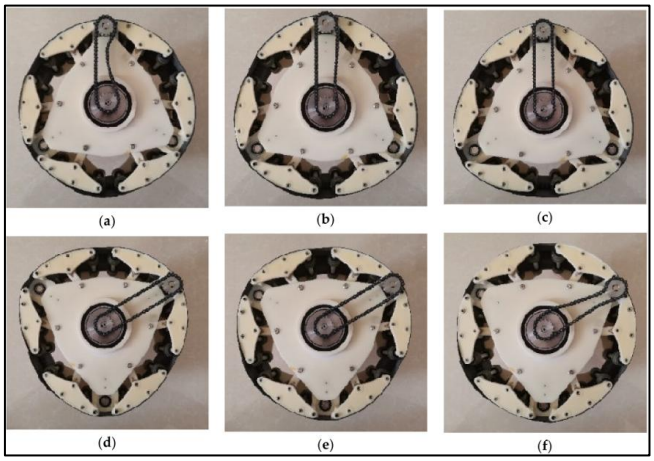
Şekil 2.14. Tekerlek-palet sistemi formları (Raja ve arkadaşları, 2020)

Li ve arkadaşları, farklı arazi özellikleri ve tekerlekli ile paletli hareket mekanizmalarının karakteristiklerini dikkate alarak, çoklu hareket biçimlerine sahip yeniden yapılandırılabilir hibrit bir tekerlek-palet sistemi geliştirmişlerdir. Bu sistem; palet, tekerlek gövdesi, döner yatak ve iletken slip ring (kayar bilezik) bileşenlerinden oluşmaktadır. Geliştirdikleri sistem, tekerlek gövdesinde yer alan deformasyon mekanizması, frenleme mekanizması ve devrilme kilitleme mekanizması sayesinde tekerlekli form ve üçgen paletli form gibi dört farklı hareket modu gerçekleştirilebilmektedir. Önerilen sistem için ilgili parametre modeli üzerinden deformasyon mekanizmasının statik ve dinamik analizleri yapılmıştır. Dinamik analiz kapsamında, deformasyon sürecinde ortaya çıkan rijit darbe problemine iki çözüm önerilmiş ve ikinci çözüm sistematik olarak modellenmiştir. Bu çözümün standart ikinci mertebeden bir sistem olarak ifade edilebildiği belirlenmiş, özelliklerine göre simülasyon parametreleri ayarlanarak önerilen yaklaşımın uygulanabilirliği doğrulanmıştır (Li ve arkadaşları, 2022).



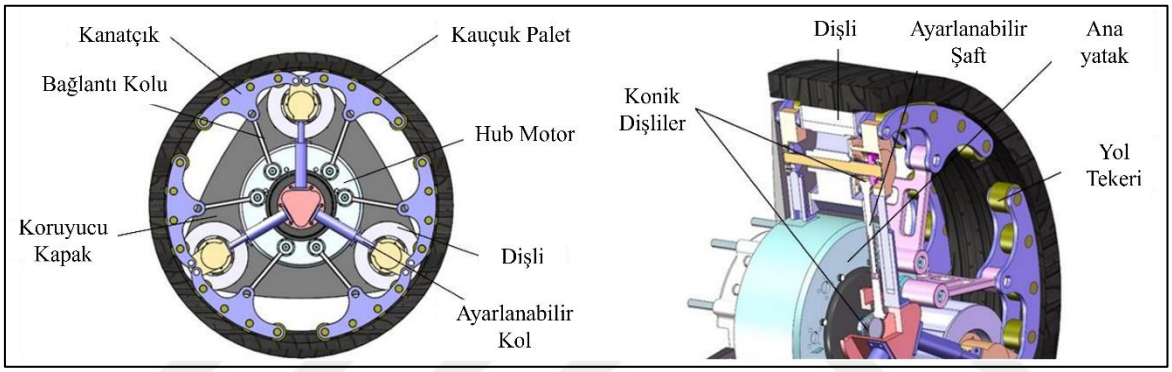
Şekil 2.15. Değişken yapılı tekerlek-palet tasarımı (Li ve arkadaşları, 2022)

Zhou ve arkadaşları, Qinghai–Tibet Platosu istasyonunda kullanılan bilimsel araştırma robotunun düzensiz arazi geçiş performansını artırmak amacıyla, yeniden yapılandırılabilir tekerlek–paletli yürüme mekanizmasının palet pabucu parametreleri incelenmiştir. Tipik bir palet pabucu batma etkisi modeline dayanarak yüzey yanıt yöntemine göre deneysel tasarım yapılmış, ayrıca mekanizmanın üçgen palet modu için dinamik model oluşturulmuş ve RecurDyn V9R3 yazılımı ile test edilmiştir. Simülasyon sonuçlarının analiziyle diş (grouser) parametrelerinin etkileşimi daha net ortaya konmuş ve yürüme mekanizmasının çekiş kuvvetine ilişkin regresyon denklemi elde edilmiştir. Maksimum çekiş sağlayan diş parametreleri belirlenmiş olup, bu sonuçlar prototip yürüme mekanizmasının üretim sürecine rehberlik etmek üzere kullanılacaktır (Zhou ve arkadaşları, 2023).



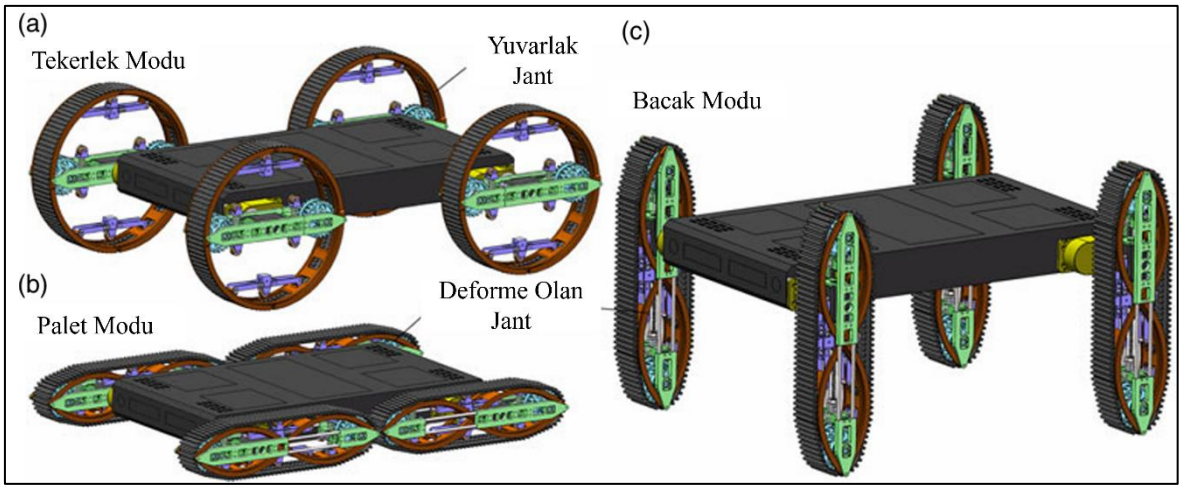
Şekil 2.16. Tekerlek-palet sistemi formları (Zhou ve arkadaşları, 2023)

Yan ve diğerleri, yeni bir aktarma şemasını temel alınarak dönüşüm mekanizmasının mekanik özelliklerine odaklanmışlar ve yapısal optimizasyona teorik destek sağlanmasını amaçlanmışlardır. Dönüşüm süreci boyunca ana bileşenlerin maruz kaldığı kuvvetleri analiz ederek mekanik model oluşturmuş, ardından bu bileşenlerin gerilme ve şekil değiştirmeleri, modelden elde edilen veriler doğrultusunda sonlu elemanlar analiz yazılımı kullanılarak incelemişlerdir. Sonuçlar, zeminle doğrudan temas eden parçaların diğerlerine kıyasla daha fazla kuvvet taşıdığını göstermiştir. Parçaların maksimum gerilme değerlerinin malzeme dayanım sınırları içerisinde kaldığı ancak zayıf bölgelerin yapısında gerilme yığılmasını azaltacak iyileştirmeler yapılması gerektiği belirlenmiştir (Yan ve arkadaşları, 2022).



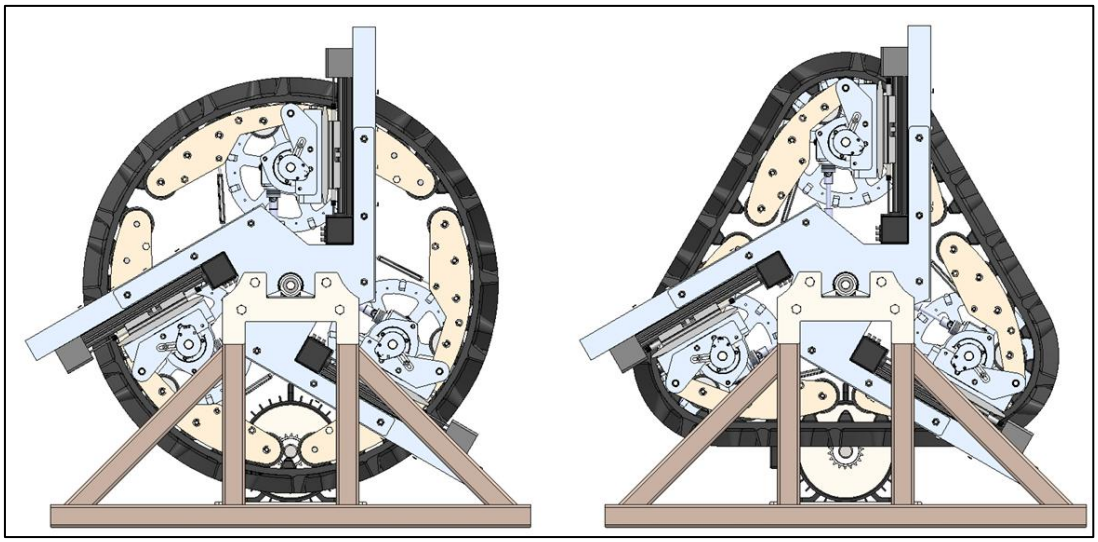
Şekil 2.17. Tekerlek palet sistemi elemanları (Yan ve arkadaşları, 2022)

Zhou ve arkadaşları, gerçekleştirdikleri çalışmada tekerlek, palet ve bacak işlevlerini bir araya getiren yeniden yapılandırılabilir bir robotun konfigürasyon tasarımına odaklanılmıştır. Robot tekerleğinin hareket modunu değiştirebilmesi için şekil değiştirilebilir bir jant tasarımı kullanılmıştır. Bu doğrultuda, şekil değiştirilebilir jant, palet-tekerlek seti ve teleskopik jant telleri analiz edilerek tasarlanmıştır. Yeniden yapılandırılabilir tekerleğin bir prototipi 3D baskı ile üretilmiş, farklı modlardaki hareket işlevleri, modlar arası geçişi ve yük taşıma kabiliyeti test edilerek tasarımın etkinliği doğrulanmıştır. Ayrıca, üretilen robot prototipi, yeniden yapılandırılabilir tekerlek yapısının tasarımını doğrulamak için kullanılmıştır. Geleneksel hibrit robotların ayrı tekerlek, palet ve bacak yapılarına kıyasla bu yeniden yapılandırılabilir tasarım, çok modlu robota hem üstün arazi uyumu hem de kompakt bir yapı kazandırmıştır. Bu nedenle, arama-kurtarma görevleri ve patlayıcı imha operasyonlarında evrensel bir mobil platform olarak geniş kullanım potansiyeline sahip olduğu ortaya konmuştur (Zhou ve arkadaşları, 2020).



Şekil 2.18. Farklı hareket formlarına sahip robot (Zhou ve arkadaşları, 2020)

Lyness ve Apostolopoulos, ortaya koydukları çalışmada Ulusal Robotik Mühendisliği Merkezi'nin geliştirdiği hareket hâlindeyken paletten tekerleğe dönüşebilen yenilikçi sistemin akım tüketimi, sıcaklık değişimi ve frenleme özelliklerini içeren testlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu sistemin amacı, farklı arazi koşullarında performans optimizasyonu sağlamak için tekerlek ve paletlerin avantajlarını bir araya getirmektir. Geliştirmenin ilk aşamasında, iki masaüstü prototip üretilmiştir. Biri hareketli döner gövdede tekerlek formunun palete geçişi test etmek, diğeri ise dairesel şekilden üçgen şekle sabit yönelimli geçişi test etmek içindir. İlk test düzenekleriyle yapılan deneylerde, yaklaşık 5–35 km/sa yer hızı aralığında, tekerlek ile palet modları arasında 5 ile 60 saniye içinde gerçekleşen geçişlerde istenilen hızın ±%6 sapma ile korunduğu gösterilmiştir. İkinci sistemin testlerinde ise düzenek yapısındaki asimetri tespit edilmiş ve tekerlek ile palet modları arasında geçiş sırasında 10–50 mm/s hız aralığında, 42 mm'lik dişli konumu değişimi boyunca tutarlı yükleme desenleri elde edilmiştir. Bu testlerden elde edilen değerlendirmeler, yeniden yapılandırılabilir tekerlek-palet projesinin sonraki aşamasında küçük bir kara aracını hareket ettirebilen daha büyük bir prototipin tasarımına yön vermektedir (Lyness ve Apostolopoulos, 2021).



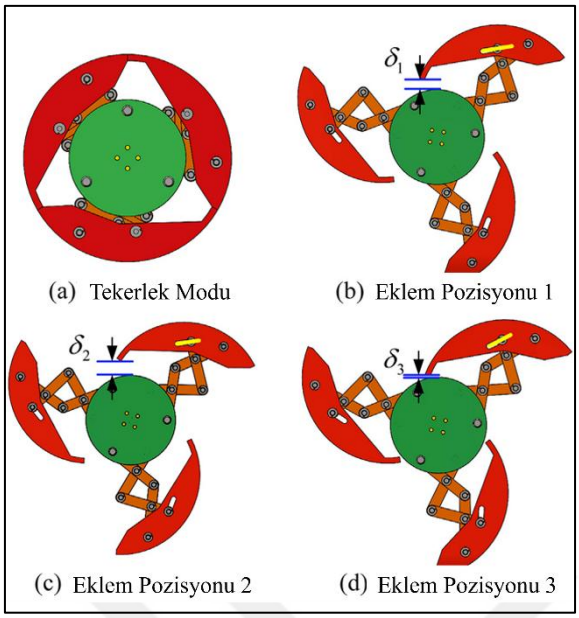
Şekil 2.19. Tekerlek-palet sistemi test platformu (Lyness ve Apostolopoulos, 2021)

Rachkov ve diğerleri, yapısını hareket yüzeyine göre yeniden yapılandırabilme özelliği sayesinde çeşitli engelleri aşabilen ve düz zeminlerde yüksek hızla hareket edebilen yeni bir ulaşım robotu türüne yönelik araştırma gerçekleştirmişlerdir. Bu robot, insan sağlığı için tehlikeli bölgelerde ve erişilmesi zor alanlarda çeşitli işlerin otomatikleştirilmesine olanak tanımaktadır. Tasarımda, platformun yanlarında konumlandırılmış iki paletli tahrik ve ön ile arka kısımlara, palet grupları arasına yerleştirilmiş iki tekerlekli tahrik bulunmaktadır. Tekerlek tahrik milleri, kollar aracılığıyla platforma bağlanmıştır. Bu yapı sayesinde robot, engebeli arazilerde geniş hareket imkânına sahip olmakta ve palet gruplarının yüksekliğinden daha fazla olan engelleri dahi aşabilmektedir. Robotun farklı hareket modlarını incelemek amacıyla kinematik bir model geliştirmişlerdir. Standart bileşenlere dayalı uzaktan kumandalı bir deneysel model uygulanmış ve bu modelin verimliliği radyo kanalı üzerinden manuel kontrol ile test edilmiştir. Ayrıca sistemin kararlılığı yazılım tabanlı yöntemlerle değerlendirilmiş, simülasyon ve deneysel sonuçlar elde edilmiştir (Rachkov ve arkadaşları, 2019).



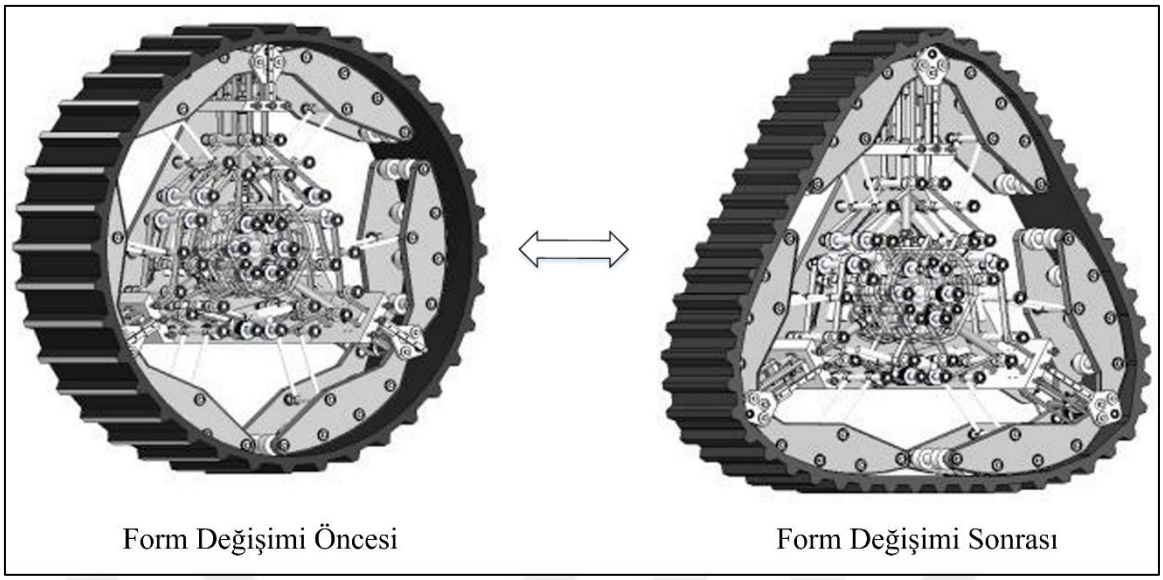
Şekil 2.20. Hareket modlarına sahip robot prototipi (Rachkov ve arkadaşları, 2019)

Zhang ve arkadaşları, makas benzeri bir mekanizmaya dayalı uyarlanabilir tekerlek-eklem yöntemi ile şekil değiştirebilen bir mobil robotu, karmaşık arazilerde engel tespiti ve aşma amacıyla önermektedir. Robot, çevre koşullarına bağlı olarak dinamik şekilde kendi formunu ayarlayabilmekte ve tekerlek formundan eklem formuna ve tekrar tersine dönüşümü gerçekleştirebilmektedir. Her bir tekerlek-eklem mekanizması tek serbestlik derecesine sahip olup, yalnızca iç ve dış disklerin göreceli hareketiyle form değişimini sağlamaktadır. Çalışmada öncelikle mekanizmanın dönüşüm sürecine ilişkin kuvvet analizi yapılmış, dönüşüm tetiklenmediği ve tetiklendiği durumlarda sürtünme katsayısı ile tahrik torku arasındaki ilişki elde edilmiştir. Bulgular, tetikleme noktasındaki sürtünme katsayısının artırılmasının şekil dönüşümünü daha verimli kıldığını göstermiştir. Ardından robotun kinematik analizi gerçekleştirilmiş ve engel, merdiven ve hendek tırmanma hareketleri incelenmiş, eklemlerin uçlarının hareketi üzerinden katlanma oranı ve aşılabilir engel yüksekliği türetilmiştir. Yapının parametreleri, daha yüksek stabilite ve engel aşma kabiliyeti sağlamak üzere optimize edilmiştir. Son olarak ADAMS yazılımı ile dinamik simülasyon modeli oluşturulmuş, robotun engel aşma performansı ve yürüyüş rasyonalitesi doğrulanmış, ayrıca prototip deneyleri yapılmıştır. Sonuçlar, robotun aşabileceği engel yüksekliğinin eklem kolu yarıçapının yaklaşık 3,05 katı olduğunu ortaya koymuştur. Böylece robot, geleneksel tekerlek mekanizmalarının stabilitesi ile eklem mekanizmalarının engel aşma kabiliyetini bir araya getirerek, saha keşif ve araştırma görevlerine daha uygun hale gelmiştir (Zhang ve arkadaşları, 2022).



Şekil 2.21. Tekerlek sistemi dönüşme prensibi (Zhang ve arkadaşları, 2022)

Liu ve arkadaşları, karmaşık dış ortam yol koşullarını, özellikle yumuşak zeminleri ve engelleri dikkate alarak, bu çalışmada robot hareketliliğine uygun yeni bir yeniden yapılandırılabilir tekerlek önermektedir. Önerilen tekerlek, tekerlek modu ve palet modu olmak üzere iki farklı hareket moduna sahiptir. Yol koşullarına bağlı olarak adaptif şekilde mod değiştirebilen sistem, sert zeminlerde sıradan tekerlekler kadar hızlı hareket edebilirken, yumuşak zeminlerde yüksek performans gösterebilmekte ve palet modunda engelleri kolaylıkla aşabilmektedir. Bu adaptif gereksinimlere göre tekerleğin mekanik yapısı tasarlanmış, ayrıca yumuşak zemin üzerindeki davranışını incelemek için mekanik modeli oluşturulmuştur. Tekerlek modunda dikey engel aşma senaryosu için mekanik model geliştirilmiş ve bu yaklaşımın geçerliliği doğrulanmıştır. Ayrıca, bazı kritik bileşenlere sonlu elemanlar analizi uygulanarak tasarımın sağlamlığı incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda, yeniden yapılandırılabilir tekerleğin çevresel koşullara yüksek uyum sağladığını ve çalışma verimliliğinin yüksek olduğu kanıtlamışlardır (Liu ve arkadaşları, 2020)

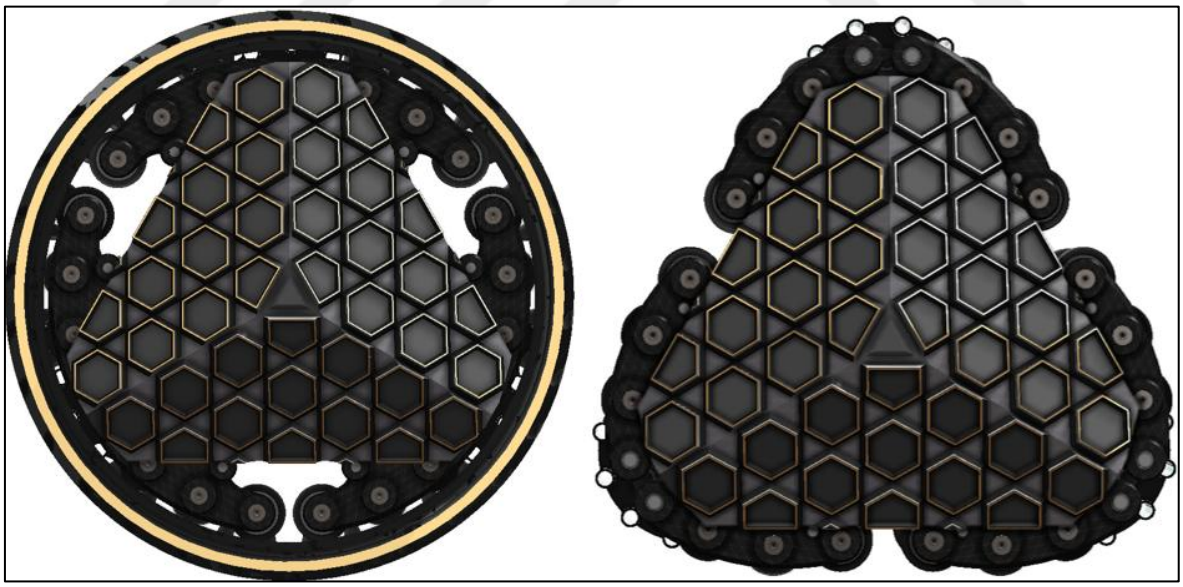


Şekil 2.22. Tekerlek-palet sistemi dönüşüm formları (Liu ve arkadaşları, 2020)

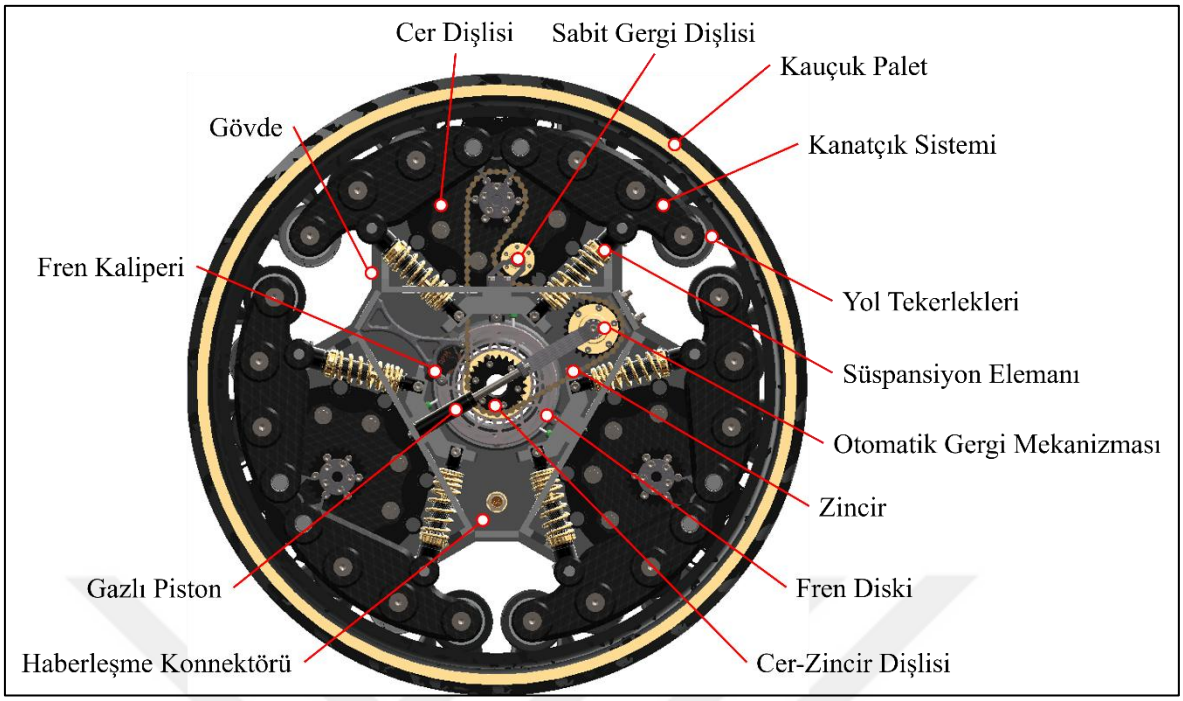
3. TASARIM ÇALIŞMALARI

3.1. Değişken Yapılı Tekerlek-Palet Sistemi Konsept Tasarımı

Literatürde bulunan çalışmalara bakıldığında, tarım sektöründen robotik sektörüne, savunma sanayiinden otomotiv sektörüne kadar birçok alanda ortaya çıkan operasyonel ihtiyaçlar, doktrinlerin gelişmesi ve farklılaşması, mobilite kazanımları ve arttırımları, ağırlık kazanımları ve fonksiyonellik kazanımları sebebi ile birçok tasarım ve prototip çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu tez çalışmasında ise konsept olarak ortaya konmuş, parça bazlı analizler ile desteklenmiş, 8x8 zırhlı bir askeri araca göre kurgulanmış, sabit gövdeli, mekanik tahrikli ve elektro-mekanik dönüşüm formlu bir tekerlek-palet sistemi üretilebilecek şekilde tasarlanmıştır. Bu tasarım yapılırken boyutsal kısıtlamalar, sahada karşılaşılabilecek sızdırmazlık, deformasyon, yol yükleri, anlık darbeler, kopma ve kırılma vb. etkenler göz önünde bulundurulmuştur. Bu yaklaşımla birlikte seçilen elektronik komponentler IP-67 sınıfında seçilmiştir. Tasarlanan nihai dönüşüm mekanizması, form değişimleri ile Şekil 3.1 ve Şekil 3.2'de gösterilmektedir.

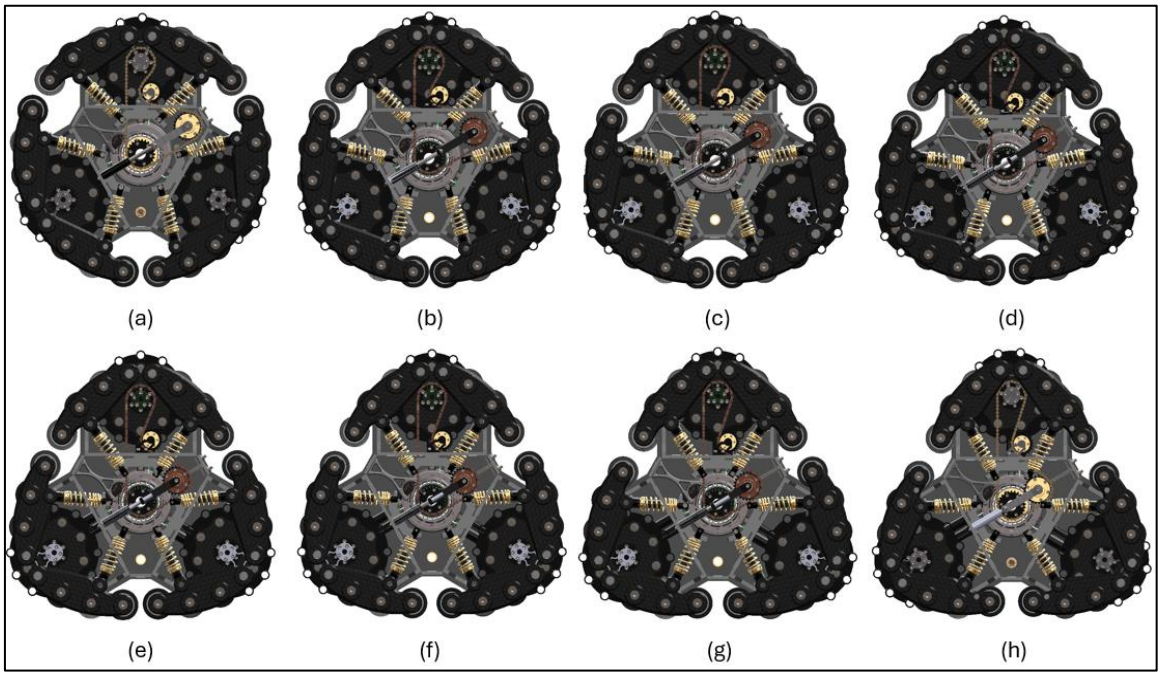


Şekil 3.1. Değişken yapılı tekerlek-palet sistemi



Şekil 3.2. Değişken yapılı tekerlek-palet sistemi parça tanımları ve gösterimleri

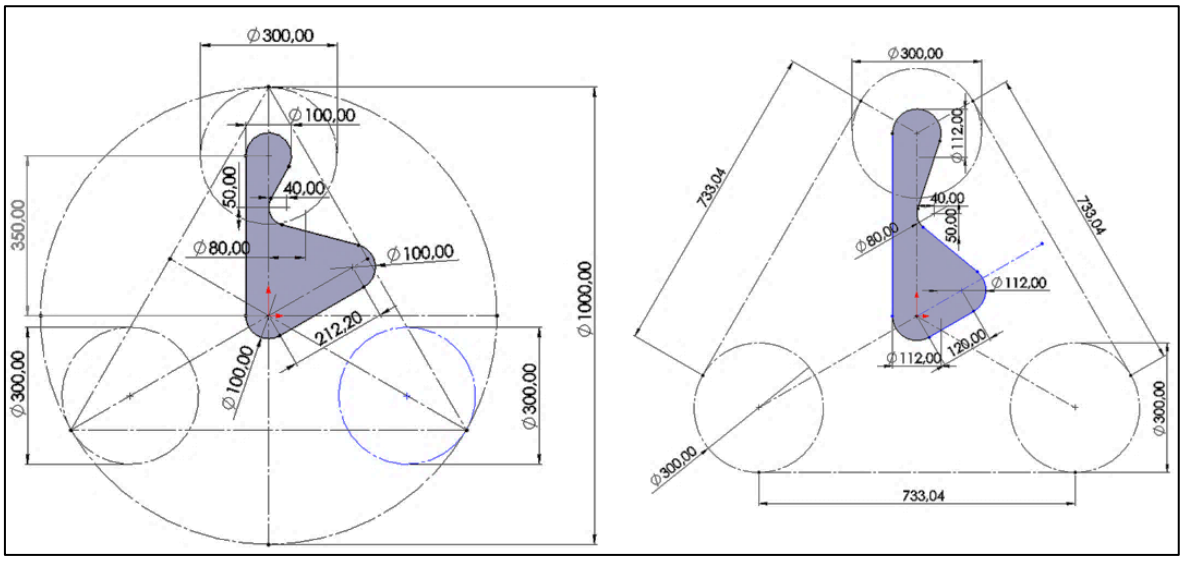
Form değişim aralıkları ise 8 adımda Şekil 3.3'te belirtilmiştir.



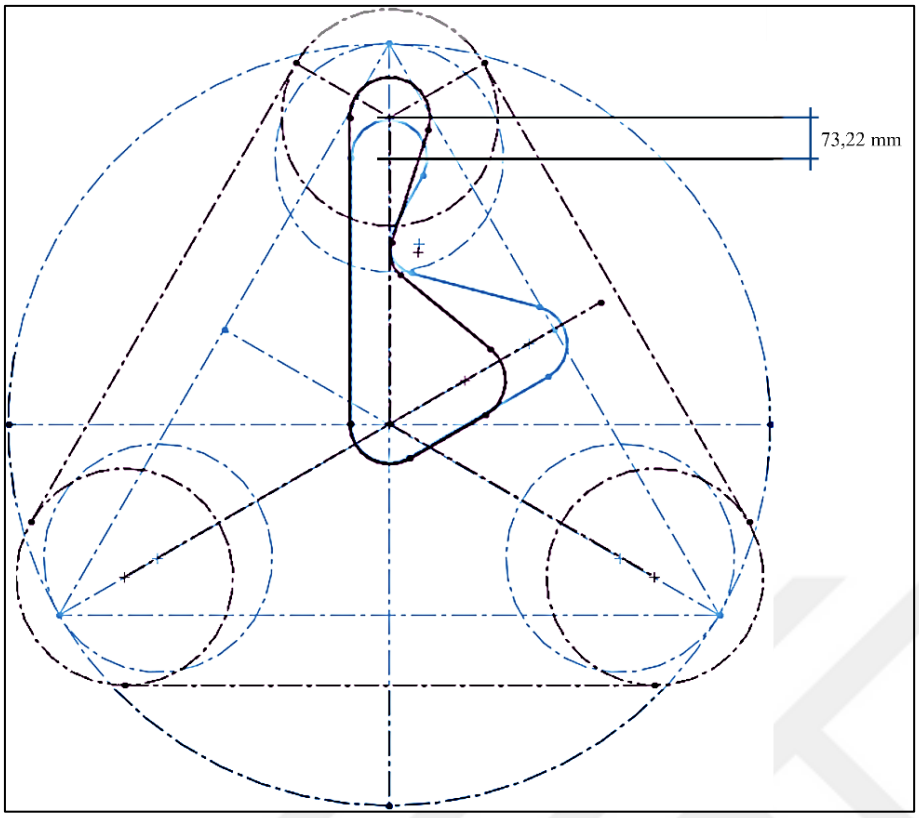
Şekil 3.3. Değişken yapılı tekerlek-palet sisteminin sekiz adımda dönüşüm formları

3.1.1. Boyutsal tasarım ve değişim formunun belirlenmesi

Boyutsal tasarım olarak önce dönüşüm mekanizmasının tekerlek formuna göre dış çap belirlenmiştir. Devamında ise iç yapıya doğru tasarım şekillendirilmiştir. Bu çap, kauçuk paletin en dış ölçüsü baz alındığında 1180 mm, dönüşüm mekanizmasının en dış ölçüsü baz alındığında 1000 mm olarak kabul alınmıştır. 1000 mm çap ölçüsü yaklaşık olarak 39 inç ölçüsüne denk gelmektedir. İç yapı şekillendirilirken ve palet formunun genel şekli belirlenirken tekerlek-palet dönüşüm form geçişlerindeki kauçuk palet uzunluğunun farklılaşmaması ve tekerlek formu ile aynı kalması sağlanmıştır. İlgili hesaplamalar ve kısıtlar ışığında, değişim mekanizması ve palet formu için en ideal geometrik şeklin eş kenar üçgen olduğu belirlenmiştir. Tekerlek ve palet formlarının ölçümsel kısıtlarının belirlenmesinde, dönüşüm formları arasındaki kauçuk palet uzunluğunun ve mekanik tahrik sistemindeki zincir montajının uzunluğunun sabit tutulması kısıtlarındaki açısal ve konumsal hesaplamalarda, lineer aktüatör ile birlikte sağlanacak dönüşüm hareketinin, cer dişlisi yükselme-alçalma miktarları hesaplamalarında SOLIDWORKS programı kullanılarak, ilgili hesaplamalar daha verimli ve görsel bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Yapılan ölçümsel belirlemeler Şekil 3.4 ve 3.5'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Boyutsal tasarım ve değişim formunun belirlenmesi



Şekil 3.5. Lineer aktüatör yükselme ve alçalma kursu gösterimi

Şekil 3.3'te belirtilen 73,22 mm lineer aktüatör yükselme-alçalma kurs boyu, kauçuk paletin çevre uzunluğunun korunması ile belirlenmiştir. Palet ve tekerlek dönüşüm formlarında kauçuk paletin çevre uzunluğunun korunabilmesi adına cer dişlisi komplesinin palet formunda her üç dönüşüm ekseninde de eş zamanlı olarak 73,22 mm yükselmesi gerekmektedir.

İlgili ölçü kısıtı, lineer aktüatör seçimini, tahrik ve dönüşüm mekanizmasının temelini ve tasarım başlangıç noktasını oluşturmaktadır. Tüm tasarım ve standart parça seçimi, ilgili ölçü kısıtına göre belirlenmiştir.

3.1.2. Değişim ve hareket sistemlerinin tasarımı

Bu çalışmada değişim mekanizması elektronik olarak lineer aktüatörler aracılığı ile yapılmaktadır. Lineer aktüatörler için operasyonel olarak belirlenen kurs boyu 3.1.1 bölümünde belirtilmiştir. Bu operasyonel kurs boyuna istinaden yapılan tasarımda, lineer aktüatör seçimi 100 mm kurs boyunda doğrusal hareket yapabilen BIBUS marka, JC35W5 modelinden yana yapılmıştır. Şekil 3.6'da lineer aktüatör görseli yer almaktadır.



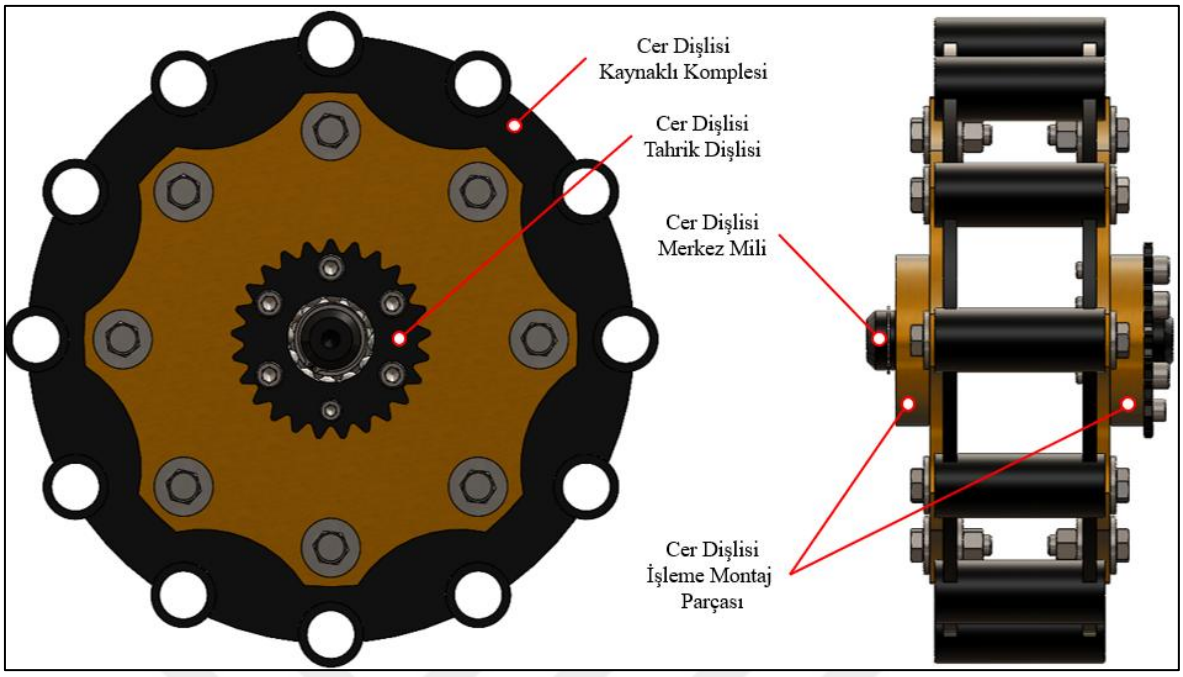
Şekil 3.6. Lineer aktüatör görseli

Çizelge 3.1'de ilgili lineer aktüatöre dair üretici dokümanından alınan teknik bilgiler yer almaktadır. EK-1'de ise BIBUS marka, JC35W5 modeline ait üretici teknik özellikler dokümanına ve bu dokümanda bulunan teknik resimlere yer verilmiştir.

Çizelge 3.1. Lineer aktüatör teknik bilgileri

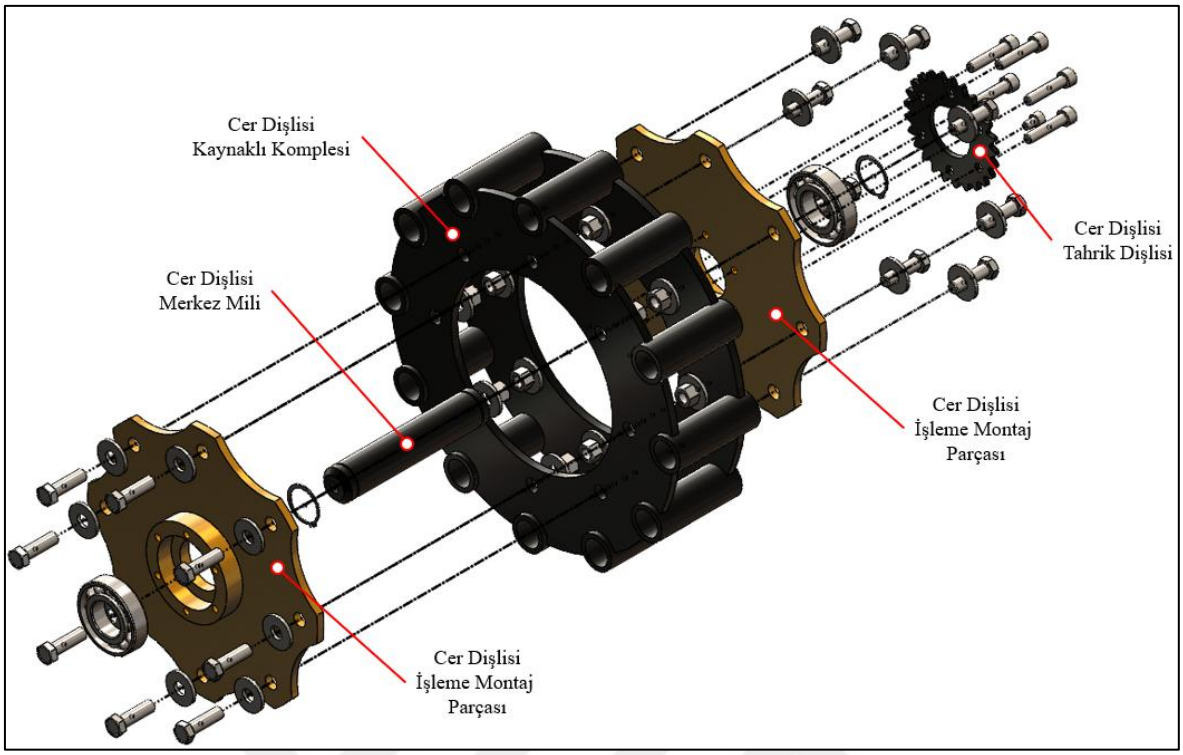
Giriş Voltajı [VDC]	Mil Adımı [mm]	İtme Anındaki Maksimum Yük [N]	Çekme Anındaki Maksimum Yük [N]	Mekanik Kendiliğinden Kilitleme Yükü [N]	Yüksüz/Yük Altında Hız [mm/s]	Yük Altında Çekilen Akım [A]
12	4	2000	2000	1500	7/4,5	≤6
24	4	3000	3000	3000	7,4/4,8	≤5
24	7,5	2000	2000	1500	13,2/8,3	≤5
24	10	1000	1000	600	18,2/11	≤4

Lineer aktüatör seçimi sonrasında, standart uzunluk ve genişlik ölçüleri baz alınarak lineer aktüatörlerin gövde üzerindeki konumu belirlenmiştir. Belirlenen konumlar özelinde gövdeye kaynatılarak bağlanacak şekilde lineer aktüatör braketleri tasarlanmıştır ve gövdede ilgili konumlara boşaltmalar açılmıştır. Sistemde toplamda üç adet (eşkenar üçgenin her bir köşesine denk gelecek şekilde) lineer aktüatör kullanımı kurgulanmıştır. Lineer aktüatör konumuna göre ise cer dişlisi montajı, cer dişlisi bağlantı poryası vb. parçalar tasarlanmıştır.



Şekil 3.7. Cer dişlisi montaj komplesi tasarımı

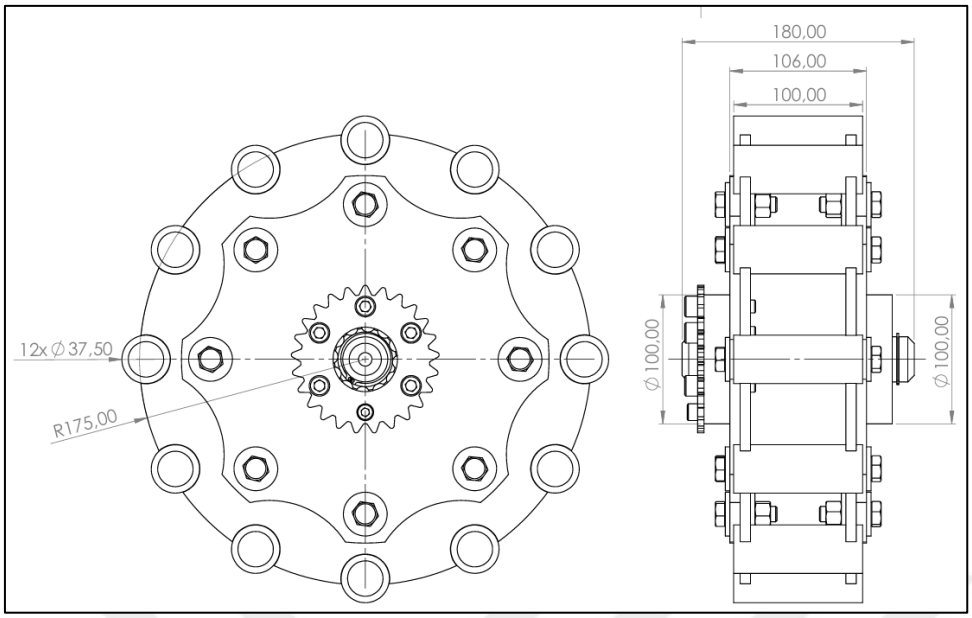
Cer dişlisi tasarımı yapılırken tank ve paletli araçlarda olduğu gibi geleneksel cer dişli-palet yapısı kullanılmamıştır. Geleneksel tank ve paletli araçlarda dişler cer dişlisi üzerinde, oluklar ise paletler üzerindedir. Paletlerin zemin ile teması palet baklaları üzerinde bulunan pedler ile yapılmakta ve paletin tahriki, palet baklaları arasına giren cer dişlileri ile sağlanmaktadır. Tasarlanan değişken yapılı tekerlek-palet sisteminde, palet yapısı tamamen kauçuk olarak ve içeriden dişli yapıda tasarlanmış, cer dişlisi oluklu olarak tasarlanmıştır. Kauçuk palet yapısının getirmiş olduğu dönüşüm esnekliği ile bu tasarım kararı alınmış, oluklu palet baklaları kullanılmamıştır. Her cer dişlisi üzerinde toplamda on iki oluklu yapı kullanılmıştır. Kauçuk palet dişlerinin yüksekliği, genişliği, açıları ve aralıkları ise on iki adet oluklu yapıya göre tasarlanmıştır. Araçtan gelen mekanik tahrikin, gövde sabit kalacak şekilde paletlere aktarımı için çeşitli sistemler tasarlanmıştır. Bu sistemin ise son elemanı cer dişlisi montaj komplesi üzerinde bulunan cer dişlisi tahrik dişlisidir. Bu dişli, zincir ile sürülür ve bu sürüm işlemi yapılırken aynı zamanda yükselme-alçalma hareketini de cer dişlisi komplesinin sağlaması gerekmektedir. Bu sebeple cer dişlisi işleme montaj parçası üzerinde rulmanlar, rulmanların merkezinden geçerek lineer aktüatöre bağlanan merkez mili yer alır. Bu yapının iki amacı vardır. Birinci amacı, sistem tahrik altında iken hareketin devamlılığını sağlamaktadır. İkinci amacı ise, sistem tahrik altında iken dönüşüm ihtiyacı doğması halinde tahriki kesmeden eş zamanlı olarak yapının yükselip alçalabilmesidir. Rulmanlar, merkez mili, kaynaklı komple ve tahrik dişlisi bu yapıya göre kurgulanmıştır.



Şekil 3.8. Cer dişlisi montaj komplesi tasarımına ait patlatılmış görünüm

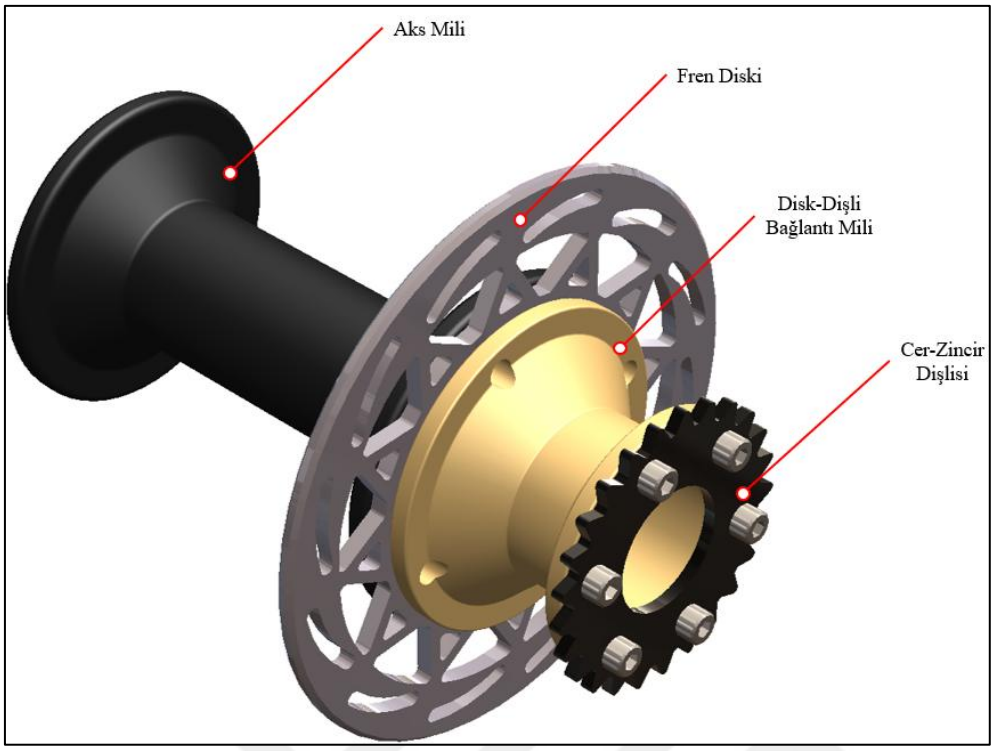
Tahrik dişlisi, bağlantı elemanları ile işleme montaj parçasına bağlıdır. İşleme montaj parçası ise yine bağlantı elemanları ile kaynaklı kompleye bağlıdır. Bu sayede tüm cer dişli komplesi tahrik anında dönüş hareketine maruz kalmaktadır. Merkez mili ise rulmanlar sayesinde bu yapıdan harici olarak dönme işlemi gerçekleştirir. Sistemdeki amacı, lineer aktüatörlere doğrudan bağlantı elemanları ile bağlanarak yükselme-alçalma hareketinde tahrike engel olmadan sistemin ilgili hareket işlemini yapabilmesidir.

Yapının daha iyi anlatılabilmesi amacı ile Şekil 3.7'de cer dişlisi montaj komplesi tasarımı, Şekil 3.8'de cer dişlisi montaj komplesinin patlatılmış görünümü, Şekil 3.9'da cer dişlisi tasarımının genel ölçüleri gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Cer dişlisi montaj komplesi teknik resim ölçüleri

Tasarlanan değişken yapılı tekerlek-palet sisteminde araçtan gelen tahrikin cer dişlilerine aktarılmasında cer-zincir dişlisi, zincir montajı, otomatik gergi mekanizması ve sabit gergi mekanizması önemli bir rol oynamaktadır. Cer-zincir dişlisi, tahrikin ilk aktarıldığı parçadır. Bu parça, yapılan tasarımda aks mili üzerine bağlı olan disk-dişli bağlantı miline montajlanan bir dişlidir. Amacı, akstan gelen dönme hareketi ile sistemin tahrikini başlatmaktır. Şekil 3.10'da aks mili, disk-dişli bağlantı mili ve cer-zincir dişlisi gösterilmiştir. Aks mili temsili olarak üç boyutlu tasarım modeline eklenmiştir.

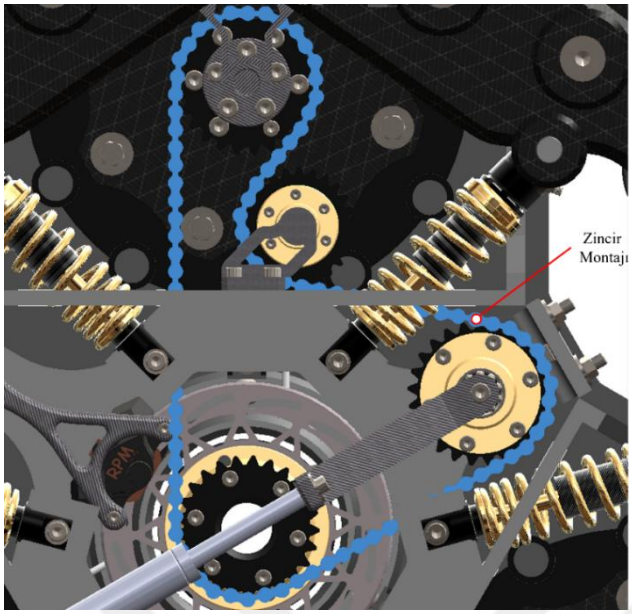


Şekil 3.10. Tahrik elemanları gösterimi

Zincir montajı, sistem için tasarlanmış ve uzunluğu Şekil 3.5'te de gösterildiği üzere SOLIDWORKS tasarım programı üzerinden, her iki değişim formu için de tahriki kesintisiz aktaracak şekilde hesaplanmıştır. Zincir montajının sistem üzerindeki gösterimi Şekil 3.11'de ifade edilmiştir. Sistem tasarımında zincir mekanizmasının dış ortamla teması, özel keçeli sızdırmazlık elemanları ve kapalı bir muhafaza kutusu ile minimize edilmiştir. Bu muhafaza, toz ve çamur girişini engellerken içerideki yağlamanın sürekliliğini sağlamaktadır.

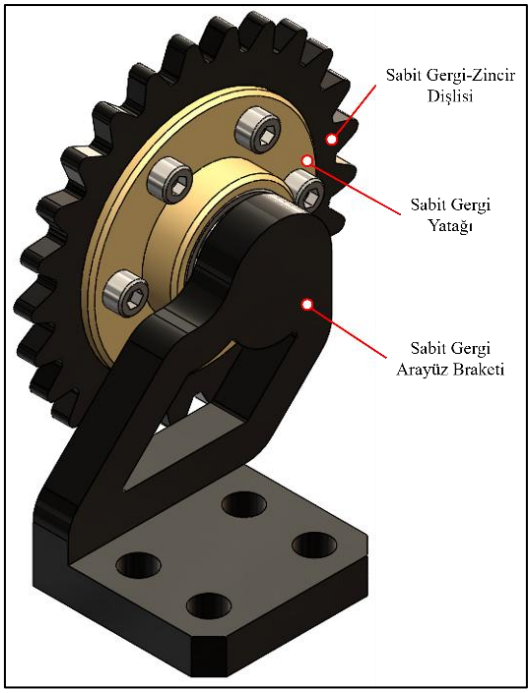
Zincir tasarımı gerçekleştirilirken, yüksek tork altında aşınmayı önlemek için yüksek dayanımlı alaşımlı çelik zincir elemanları seçilmiş ve pim noktalarında indüksiyonla sertleştirme gibi yüzey işlemleri öngörülmüştür.

Askeri standartlara uygun, yapışkanlığı yüksek ve sıcaklık dayanımı geniş gres kullanımı ile zincir bakımı periyotları, prototip üretim ve sahaya uygulanabilirlik anlamında sistemde bulunan zincirin çalışma sürekliliği için uygulanması planlanmıştır.



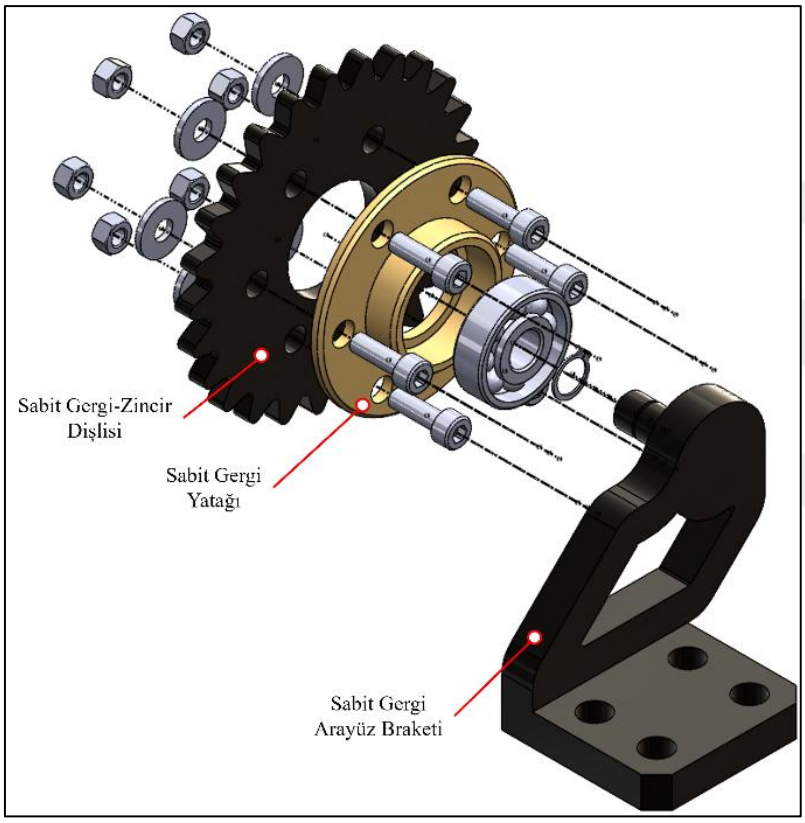
Şekil 3.11. Zincir montaj gösterimi

Sistemde, zincir montajının değişim formları arasında gevşememesi, dişlilerden çıkmaması ve tahrikin devamlılığının dönüşüm hareketi esnasında da sağlanması adına otomatik gergi mekanizması ve sabit gergi mekanizması bulunmaktadır. Otomatik gergi mekanizması 3.1.3 bölümünde detaylı olarak anlatılmaktadır.



Şekil 3.12. Sabit gergi mekanizması gösterimi

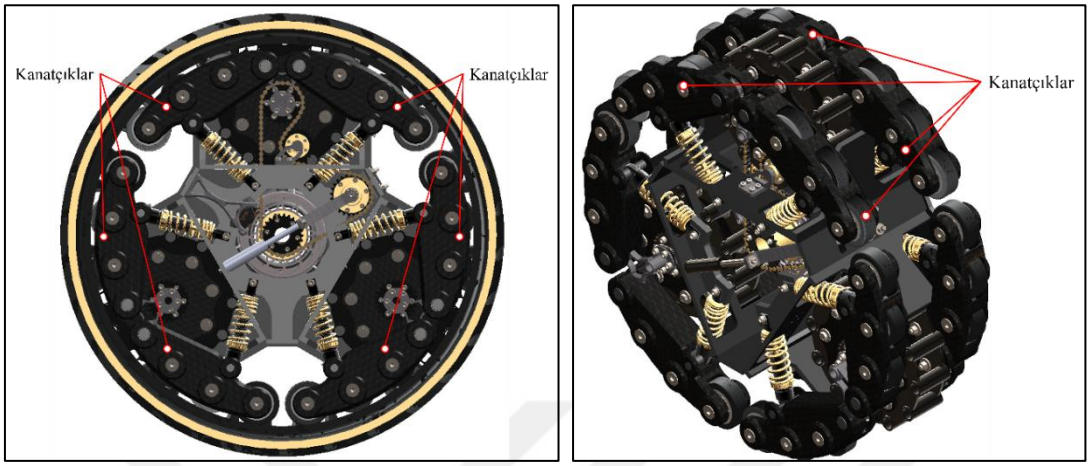
Sabit gergi mekanizması, otomatik gergi mekanizmasını destekleyecek, palet formundaki yükselme farkını tolere edebilecek şekilde ölçülendirilmiş ve konumlandırılmıştır. Konumu ve boyutları Şekil 3.4'te de gösterildiği üzere SOLIDWORKS tasarım programı üzerinden hesaplanmış ve kurgulanmıştır. Sabit gergi mekanizması, sabit gergi-zincir dişlisi, sabit gergi yatağı, sabit gergi arayüz braketi, rulman ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Bu mekanizmanın gösterimine ve patlatılmış görünümlerine Şekil 3.12 ve 3.13'te değinilmiştir.



Şekil 3.13. Sabit gergi mekanizmasına ait patlatma görünümü

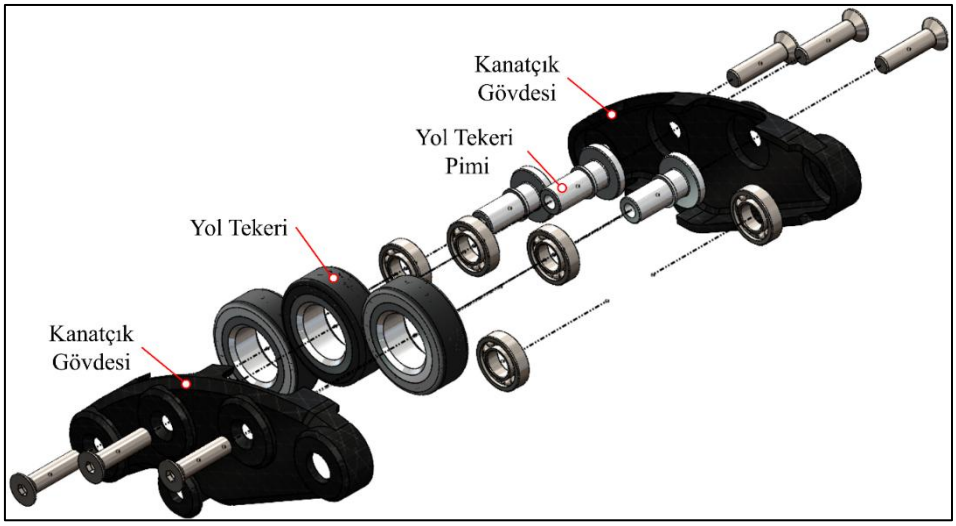
Tahrikin; dişliler, zincir montajı, otomatik ve sabit gergi mekanizmaları ve cer dişlisi tarafından palete aktarılması ve kauçuk paletin dönüşü ile birlikte sistem hareket kurgusu tamamlanmaktadır. Hareket kurgusuna ve dönüşüm kurgusuna destek verebilmek, devamlılıklarını sağlamak ve form oluşumunu destekleyebilmek için sistemde kanatçıklar ve süspansiyon elemanları yer almaktadır. Kanatçıkların görevi, içerisinde yer alan yol tekerlekleri ile hareketin devamlılığını sağlamak, şekli sebebi ile form değişimine katkıda bulunmaktır. Süspansiyon elemanının amacı ise yol yüklerini sönümlemeye yardımcı olmak ve form değişimi gerçekleştirilirken kanatçık hareketini sınırlayarak tekerlek ve palet formlarını korumaktır. Kanatçıkların bir diğer ucu ise cer dişli merkez miline montajlı

kanatçık-cer dişli bağlantı braketlerine bağlıdır. Bir diğer deyişle, kanatçıklar sistem içerisinde yükselme ve alçalma hareketlerini lineer aktüatör sayesinde gerçekleştirmektedir.

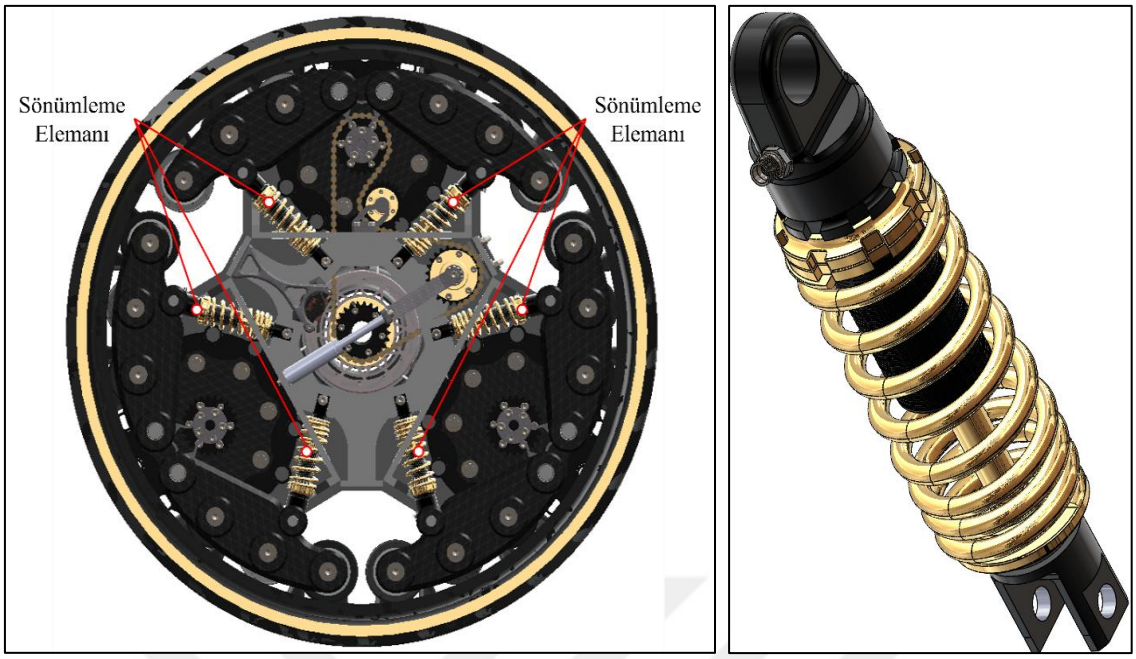


Şekil 3.14. Kanatçık gösterimleri

Sistemde, her kenarda sağ-sol, ön-arka olarak dört adet, toplamda ise on iki adet kanatçık bulunmaktadır. Yine bu sayıları destekleyebilmek için sistemde, her kenarda sağ-sol, ön-arka olmak üzere dört adet, toplamda ise on iki adet sönümleyici eleman yer almaktadır. Kanatçıklar, kanatçık patlatma görünümleri ve süspansiyon elemanı Şekil 3.14, 3.15 ve 3.16'da gösterilmiştir.



Şekil 3.15. Kanatçık - patlatma görünümü



Şekil 3.16. Süspansiyon elemanları gösterimi

Çizelge 3.2. Süspansiyon elemanı teknik bilgileri (URL-2)

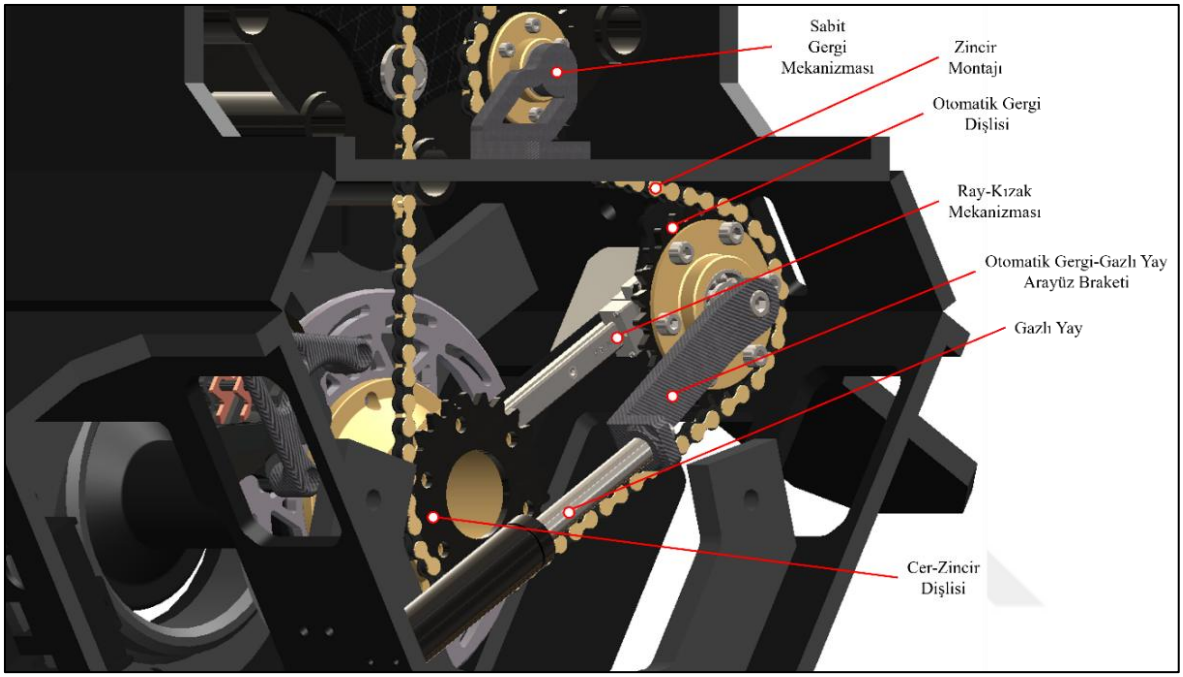
Kurs Boyu [mm]	235
Bağlantı Çapı [mm]	12,10
Yay Kalınlığı [mm]	7
Yay Genişliği (Yaklaşık) [mm]	60
Yük Kapasitesi [kg]	<=150

3.1.3. Otomatik gergi mekanizması tasarımı

Otomatik gergi mekanizması, değişken yapılı tekerlek-palet sistemi dönüşüm ve tahrik kurguları için son derece kritik bir öneme sahiptir. Sistem içerisindeki amacı, zincir montajını gergide tutarak hem tahrikin devamlılığını sağlamak hem de dönüşüm yapısını korumaktır.

Otomatik gergi mekanizması, ray-kızak montajından, otomatik gergi dişlisinden, otomatik gergi bağlantı braketinden, gazlı yay ve gazlı yay-gergi arayüz braketinden oluşmaktadır. Çalışma prensibi, tekerlek formundan palet formuna, palet formundan tekerlek formuna dönüşüm işlemlerinde, cer dişlisi yükseliş ve alçalış hareketlerine göre otomatik gergi dişlisi konumunu, belirli bir eksen üzerinde değiştirmektir. Bu işlem yapılırken, tekerlek formunda

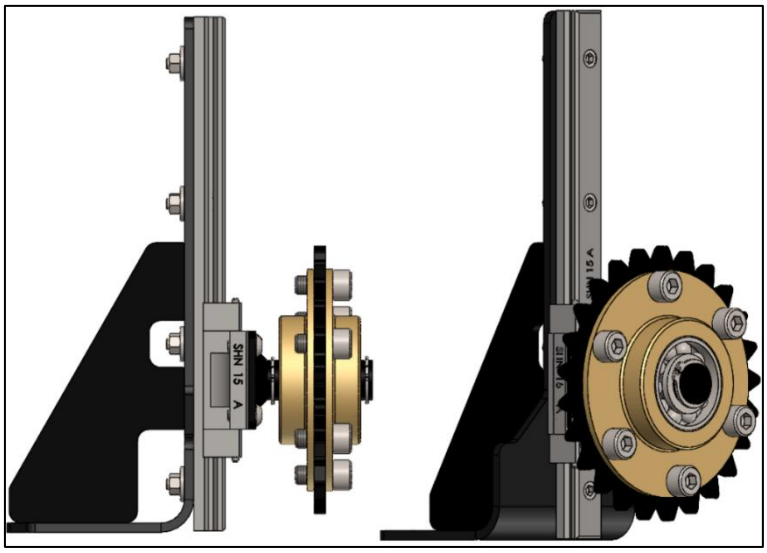
gazlı yay kurs boyu maksimumdadır. Tekerlek formunda bu sistem kendi ekseninde sıfır noktasında bulunur. Palet formuna dönüşümde, gazlı yay kursu, cer dişlisinin yükselmesi ve zincirin gerginleşmesi ile kısalır. Bu kısalma miktarı, sistem tam palet formundayken 92 mm'dir. Bu hesaplama, Şekil 3.4'te de gösterildiği üzere SOLIDWORKS tasarım programı üzerinden hesaplanmış ve kurgulanmıştır.



Şekil 3.17. Otomatik gergi mekanizması sistem üzerinde gösterimi

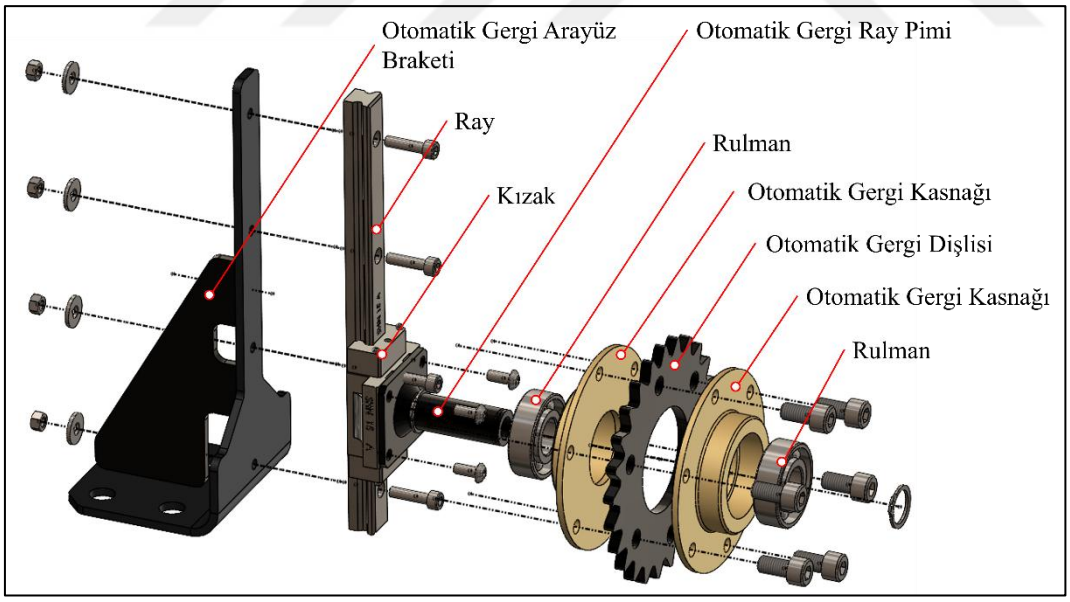
Gazlı yay, içerisinde bulunan azot gazı sayesinde yük altında bir gazlı piston gibi davranarak sıkışır. Üzerine uygulanan yük azaldığında ve tamamen ortadan kalktığında ise sıkışma işlemi biter ve genişlemeye başlar. Bu sıkışma hareketi kullanılarak otomatik gergi mekanizması kurgulanmıştır. Operasyonel ömrü uzatmak için toz ve kirden kaynaklı oluşabilecek uzamaları kompanse eden gazlı yay içeren bir otomatik gerdirme mekanizması tasarıma entegre edilmiştir.

Mekanizmada ray ve kızak kullanılmasının sebebi ise, otomatik gergi dişlisinin belirli bir eksen üzerinde hareket etmesidir. Gazlı yay bunu kısmen sağlasa da dişli ve gazlı yayın farklı düzlemlerde olması sebebi ile ek bir eksenleme ihtiyacı doğmuştur. Bu da ray ve kızak mekanizması ile sağlanmıştır.

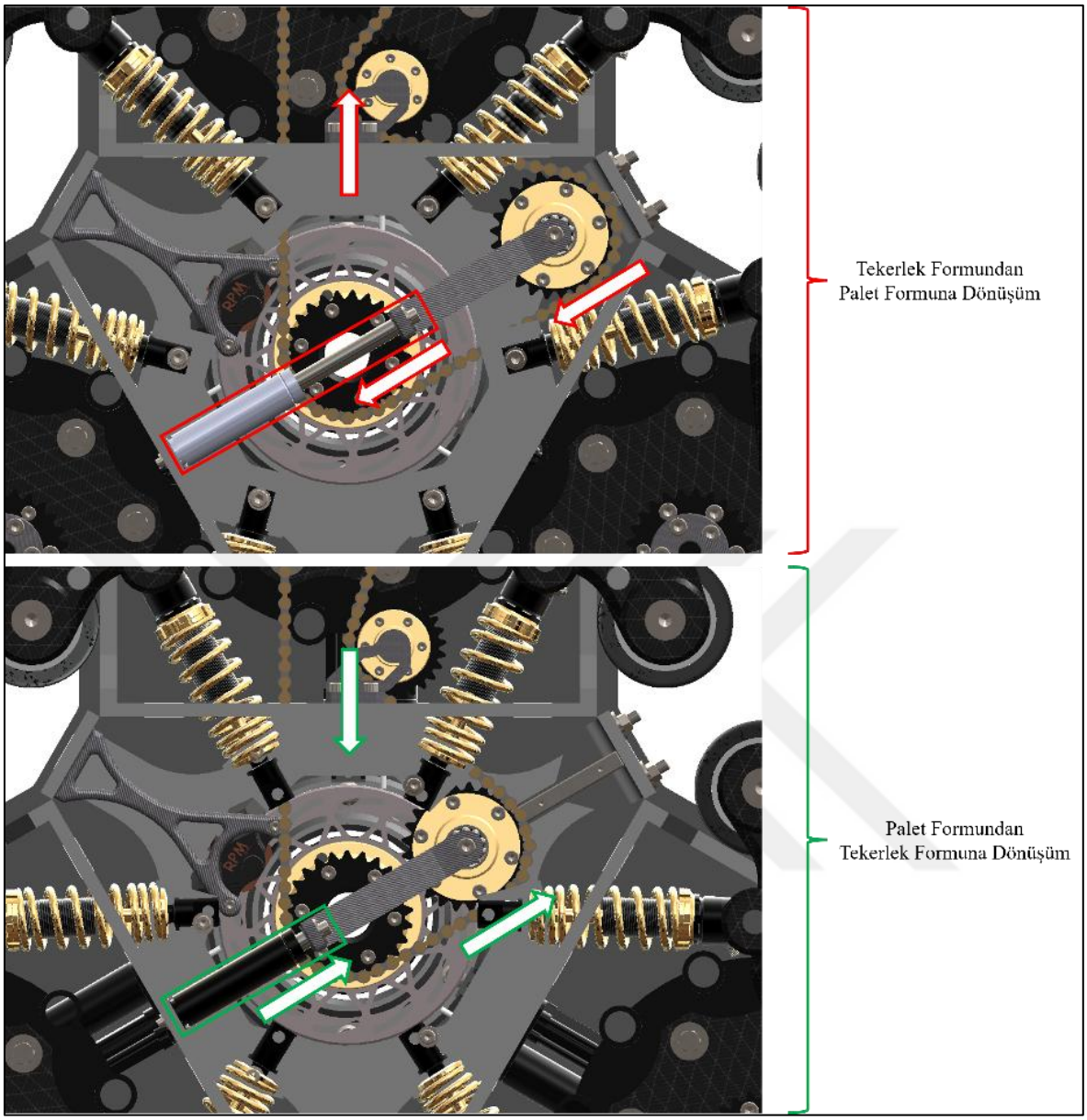


Şekil 3.18. Otomatik gergi mekanizması gösterimi

Mekanizmanın görselleri, patlatma görünümleri, çalışma prensibi ve şeması Şekil 3.17, 3.18, 3.19 ve 3.20'de belirtilmiştir. EK-2'de gazlı yayın üretici tarafından sağlanan teknik bilgileri, teknik resimleri ve bağlantı arayüz görselleri yer almaktadır.



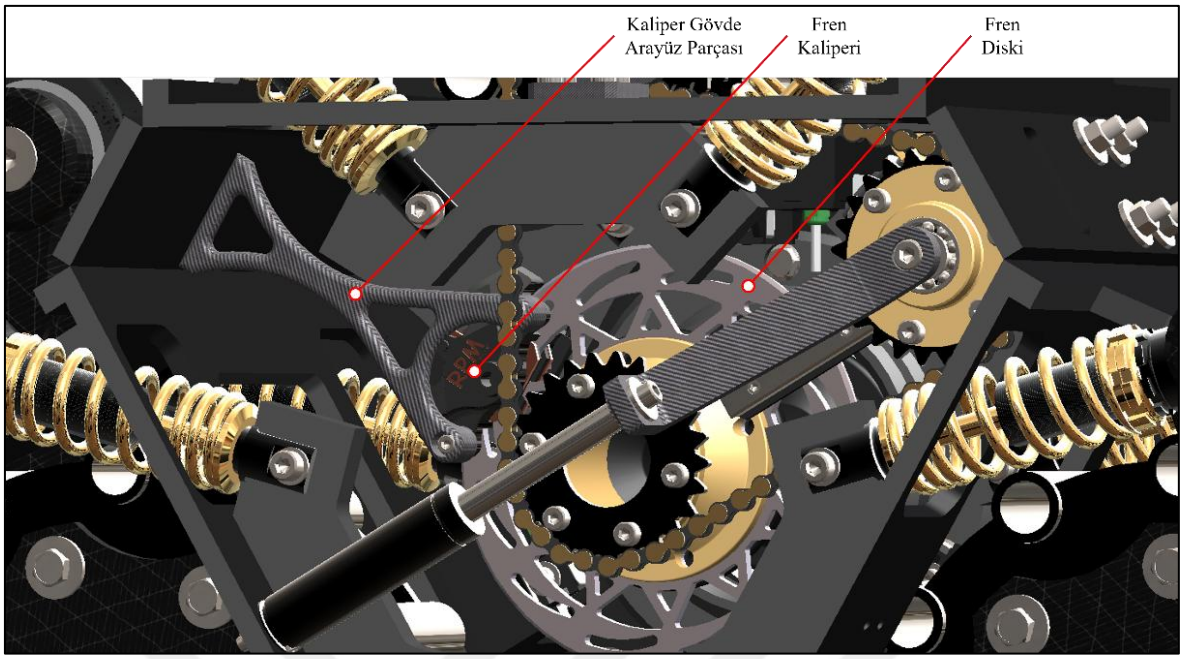
Şekil 3.19. Otomatik gergi mekanizması patlatılmış görünüm



Şekil 3.20. Otomatik gergi mekanizması hareket prensibi

3.1.4. Fren sistemi tasarımı

Konsept olarak tasarlanan değişken yapılı tekerlek-palet sisteminde, fren sistemi aracın yavaşlaması ve tamamen durdurulması için büyük bir öneme sahiptir. Literatürde yapılan çalışmalarda, tahrik genellikle elektrik motorları tarafından verildiğinden dolayı mekanik bir frenleme elemanına ihtiyaç duyulmamaktadır. Fakat bu çalışmada, tahrik tamamen mekanik olduğundan dolayı, bu sistemin frenlemesi yine mekanik ve geleneksel yöntemler ile yapılmaktadır.



Şekil 3.21. Fren sistemi tasarımı ve sisteme ait parçaların gösterimi

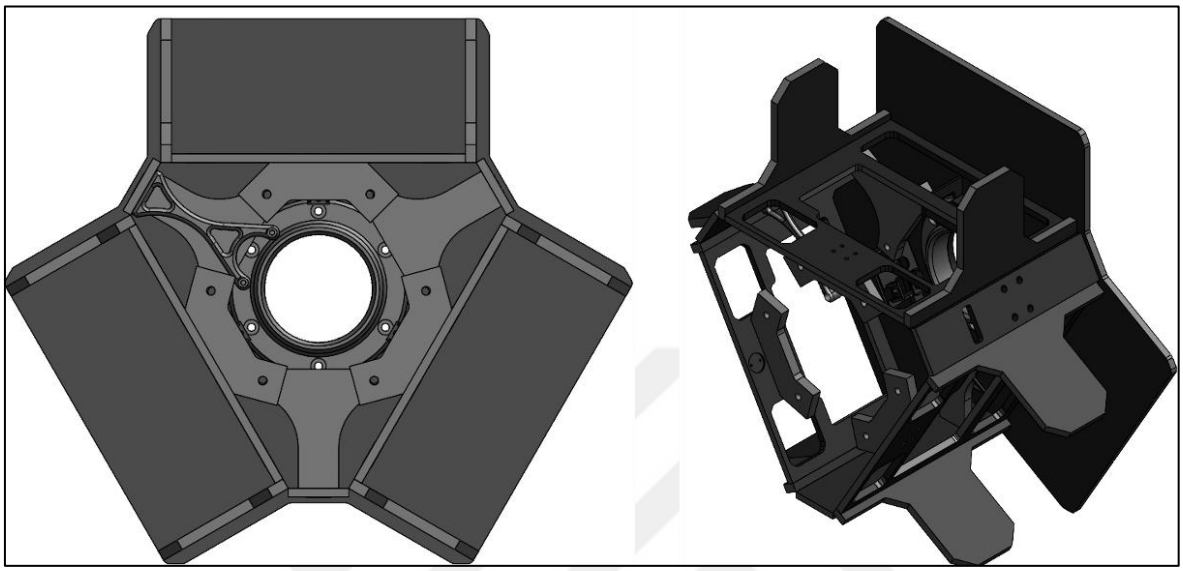
Frenleme sistemi tasarlanırken fren kaliperleri, diskler ve fren kaliperi sabitleme parçası kullanılmıştır. Fren diski, aks milinden gelen tahriki sisteme ileten disk-dişli bağlantı miline doğrudan bağlıdır. Buna karşılık, fren kaliperi de disk ile hizalanacak şekilde, gövdeye kaynatılan bir arayüz parçası ile disk üzerinde konumlanmaktadır. Fren sisteminin tasarımı Şekil 3.21'de gösterilmektedir. Fren sistemini besleyecek hidrolik ve pnömatik hortum hatları, araçtaki hidrolik ve pnömatik tankların, pompaların ve motorların yerleşimleri değişkenlik gösterebileceğinden dolayı sistem üzerinde gösterilmemiştir.

3.1.5. Gövde tasarımı

Gövde, değişken yapılı tekerlek-palet sisteminin en temel parçasıdır. Hem sistem hareketini engellemeyecek hem sistemin iskeletini oluşturacak hem de dışarıdan gelebilecek darbelere karşı sistemi koruyan önemli bir unsurdur. Sistemin bağlantı arayüzlerinin büyük bir çoğunluğunu üzerinde bulundurur.

Üretimi esnasında gövde parçaları birbirine kaynaklanırken, kaynak çarpılmasına uğramaması adına birbirine geçmeli yapılardan oluşturulmuştur ve kaynak işlemi sırasında metot kaynak uygulamasının yapılacağı kurgulanarak tasarım gerçekleştirilmiştir. Literatürde yer alan değişken yapılı tekerlek-palet sistemi ana gövdeleri genellikle tamamen işleme veya döküm gibi süreçler ile üretilmektedir. Bu üretim metotlarının, bu çalışmada

yüksek maliyet getireceği ön görüldüğünden dolayı gövde çatım işlemi kaynak metodu ile planlanmıştır. Bu sayede maliyet etkin bir tasarım çözümü ortaya konmuştur. Gövde tasarımı Şekil 3.22'de gösterilmiştir.



Şekil 3.22. Kaynaklı gövde tasarımının önden ve izometrik görünüşleri

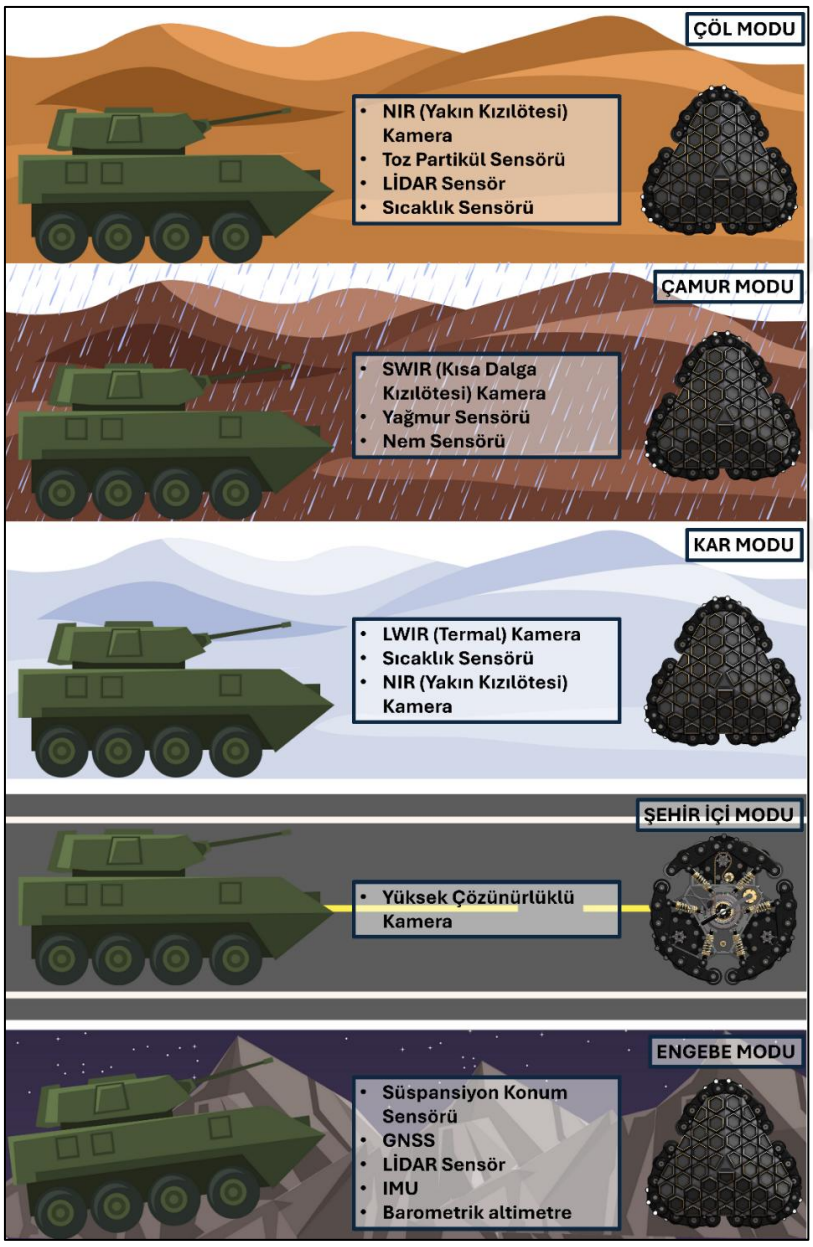
3.1.6. Form değişim yaklaşımı ve değişim kurgusu

Değişken yapılı tekerlek-palet sistemi tasarımı gerçekleştirilirken, bu değişimin farklı arazi koşullarında yüksek mobilite avantajları getirmesi planlanmıştır. Bu sistem dönüşümü mekanik veya elektromekanik şekilde yapılsa da bu değişimin sensörler vasıtası ile tetiklenmesi gerekmektedir.

Form değişimi kurgulanırken de bu yöntemler baz alınmış ve zırhlı aracın çevresinde yer alan farklı sensör tiplerinden alınacak verilerin, araç içerisinde yer alan kontrolcüler tarafından işlenerek yol modlarının oluşturulması planlanmıştır.

Farklı zemin koşullarını (yağmurlu hava, asfalt yol, çöl, tozlu hava, karlı arazi şartları, yüksek engebeli ortamlar, bataklıklar vb.) tanımlayan yüksek doğruluktaki yol modları, sensörlerden alınan veriler ile derlenerek önce kullanıcıya (sürücü veya komutan) aktarılır. Devamında ise araç teknolojisine bağlı olarak sürücü veya komutanın önünde bulunan akıllı ekranlara bilgi kutucuğu olarak aktarılır. Aktarım sonrasında sürüş modu seçilerek sistemin dönüşümü başlatılır. Bu mod seçimi bilgisi, sistemin hasar aldığında mobilite kaybına yol

açmaması gerektiğinden dolayı hem kablolar üzerinden gönderilen sinyaller ile hem de CANBUS arayüzü ile sisteme aktarılır. Bu sayede araç içerisindeki CANBUS hattının herhangi bir arızada kaybının, sistemin dönüşümünü etkilememesi planlanmaktadır. Farklı yol ve sürüş modları, modlar belirlenirken hangi sensörlerden bilgilerin alınacağı ve hangi dönüşüm formunun kullanılması gerektiği Şekil 3.23'te gösterilmektedir.



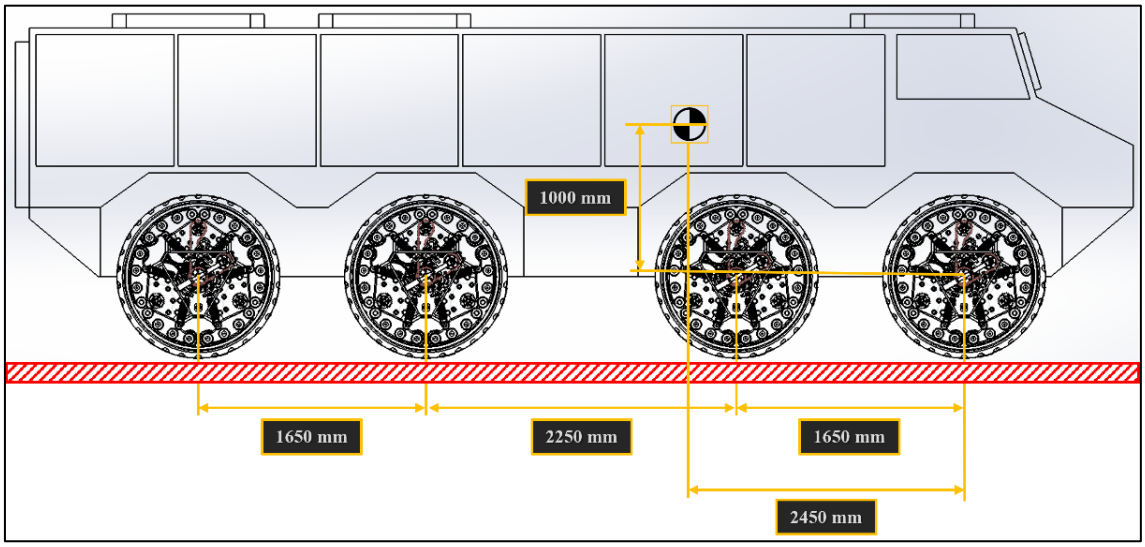
Şekil 3.23. Zemin modları ve mod seçimi için gerekli sensörler

3.1.7. Tasarım hesaplamaları

Değişken yapılı tekerlek-palet sistemi tasarlanırken, tasarım fazını eş zamanlı olarak teorik dayanım hesaplamaları ile desteklemek hem üretim için hem de maliyetler için önemlidir. Özellikle tasarımda kullanılan pim ve cıvataların üzerine düşen yükleri belirlemek ve bunlar ile ilgili gerekli hesaplamaları yapmak hem sistemin üretimi sonrasında yaşanabilecek aksaklıkları hem de sistemin testleri esnasında veya operasyonel koşullarda kırılma, kesme gibi hata ve deformasyonların oluşmasını engeller.

Bu çalışmada bahsedilen değişken yapılı tekerlek-palet sisteminde sonlu elemanlar analizlerine girdi sağlayabilmek adına maksimum aks ve tekerlek yükleri hesaplanmıştır. Tekerlek ve aks yüklerinden türetilerek, süspansiyon ön ve arka braketlerinin bağlantı arayüzlerine etki eden bileşke yükler ve gövdenin bağlantı arayüzlerine etki eden yükler hesaplanmış ve LS DYNA programı ile yapılacak sonlu elemanlar analizlerine girdi olarak verilmiştir.

Aks yükü ve tekerlek yükleri hesaplanırken 30 000 kg muharebe yüklü ağırlığa, 8 m uzunluğa sahip askeri zırhlı araç kabul alınmıştır. Aks yükü hesapları gerçekleştirildikten sonra önce tekerlek yükü bulunmuş, devamında ise tekerlek yükü, parça ağırlıkları ve sönümleyici süspansiyon elemanı kuvveti de dahil edilerek sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilecek parçaların bağlantı elemanlarına düşen bileşke yükler hesaplanmıştır.

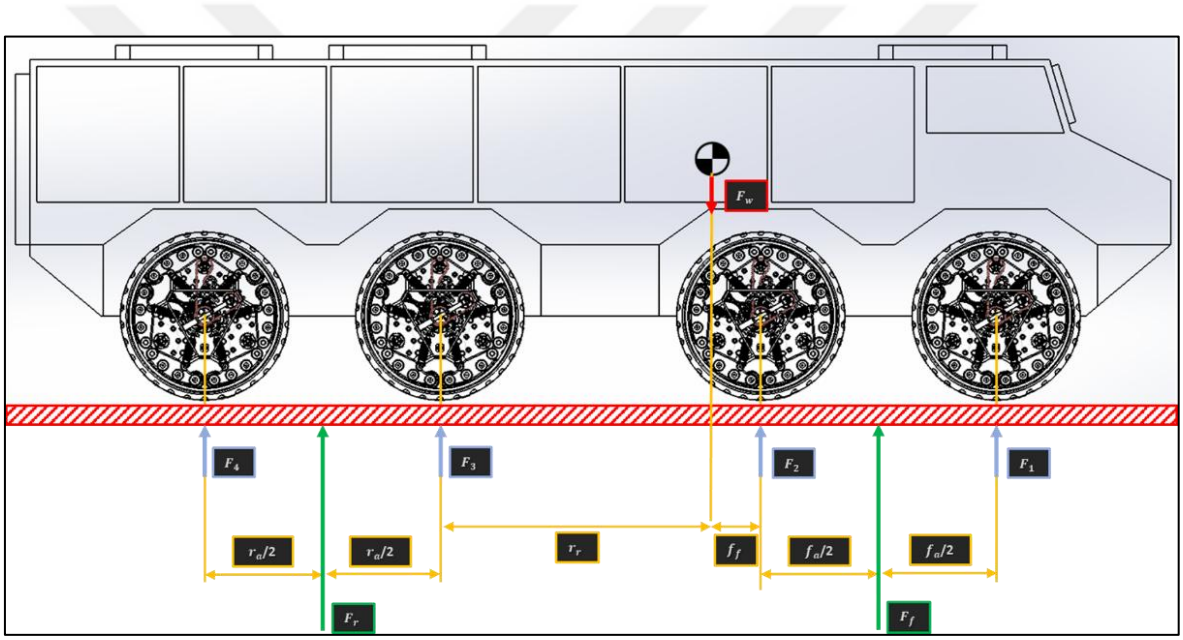


Şekil 3.24. Askeri zırhlı aracın kabul alınan aks mesafeleri

Elde edilen yük hesapları ile ise sönümleyici süspansiyon elemanının, kanatçığa bağlantısında kullanılan pimin, kanatçığın cer dişlisi ile bağlantısında kullanılan pimin kesme yükleri hesaplanmış ve malzeme seçimi gerçekleştirilmiştir.

Sönümleyici süspansiyon elemanının gövdeye bağlantısında kullanılan cıvatanın boyut ve kalitesinin, gövdenin aksa bağlantısında kullanılan cıvatanın boyut, sayı ve kalitesinin belirlenmesinde de yine kesme yük hesapları gerçekleştirilmiştir.

Şekil 3.24 ve Şekil 3.25'te askeri zırhlı aracın kabul alınan aks mesafeleri, aks yükü dağılımları gösterilmiştir.



Şekil 3.25. Askeri zırhlı araca ait aks yükü dağılımları

Aks yükleri moment dengesi, Eş. 3.1 ve Eş. 3.6 arasında gösterilmiştir;

$$F_w\left(f_f+\frac{f_a}{2}\right)=F_r\left(\frac{f_a}{2}+f_f+r_r+\frac{r_a}{2}\right) \tag{3.1}$$

$$F_r=F_w\frac{\left(f_f+\frac{f_a}{2}\right)}{\left(\frac{f_a}{2}+f_f+r_r+\frac{r_a}{2}\right)} \tag{3.2}$$

$$F_w\left(r_r + \frac{r_a}{2}\right) = F_f\left(\frac{f_a}{2} + f_f + r_r + \frac{r_a}{2}\right) \quad (3.3)$$

$$F_f = F_w \frac{\left(r_r + \frac{r_a}{2}\right)}{\left(\frac{f_a}{2} + f_f + r_r + \frac{r_a}{2}\right)} \quad (3.4)$$

$$F_1 = F_2 = \frac{F_f}{2} \quad (3.5)$$

$$F_3 = F_4 = \frac{F_r}{2} \quad (3.6)$$

Değerler yerine koyulduğunda ve Eş. 3.2 ile Eş. 3.4 numaralı eşitlikler tekrardan çözüldüğünde;

$r_a = 1650\ mm$

$r_r = 1450\ mm$

$f_f = 800\ mm$

$f_a = 1650\ mm$

$$F_r = (30\ 000)\frac{(800 + 825)}{(825 + 800 + 1450 + 825)}$$

$F_r = 12\ 500$ kg olarak bulunur.

$$F_f = (30\ 000)\frac{(1450 + 825)}{(825 + 800 + 1450 + 825)}$$

$F_f = 17\ 500$ kg olarak bulunur.

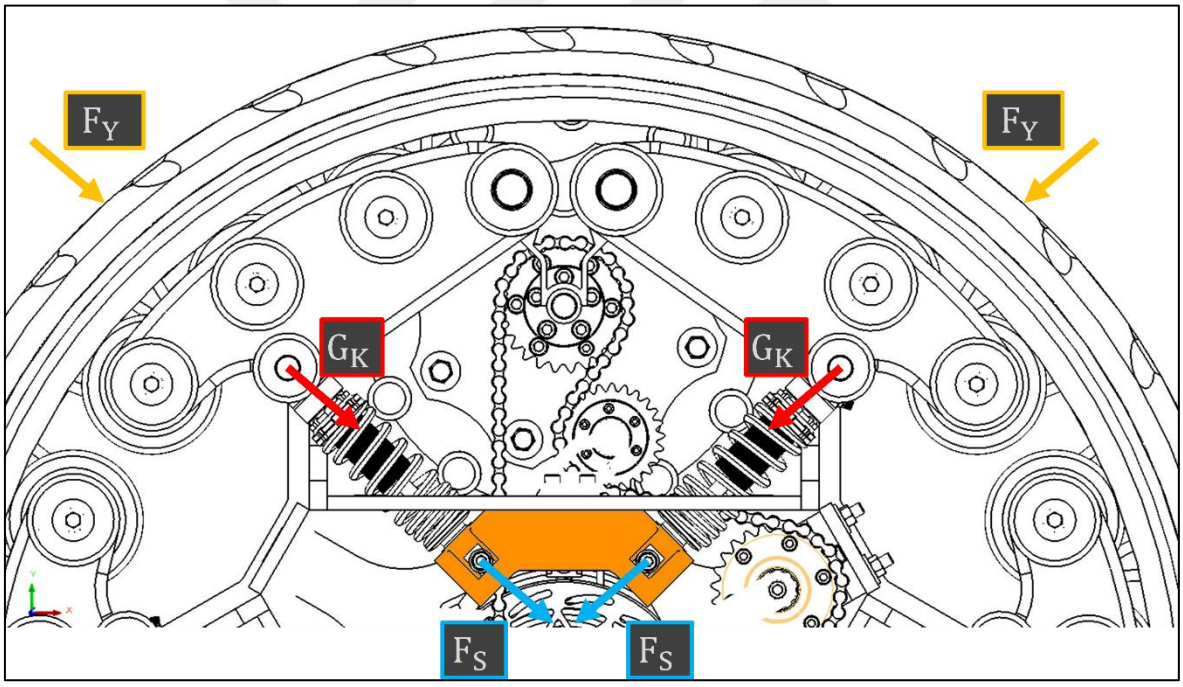
Bulunan F_r ve F_f değerleri Eş. 3.5 ve Eş. 3.6 numaralı eşitliklerde yerine koyulduğunda;

$$F_1 = F_2 = \frac{17500}{2} = 8750\ kg$$

$F_3 = F_4 = \frac{12500}{2} = 6250\ kg$ olarak bulunur.

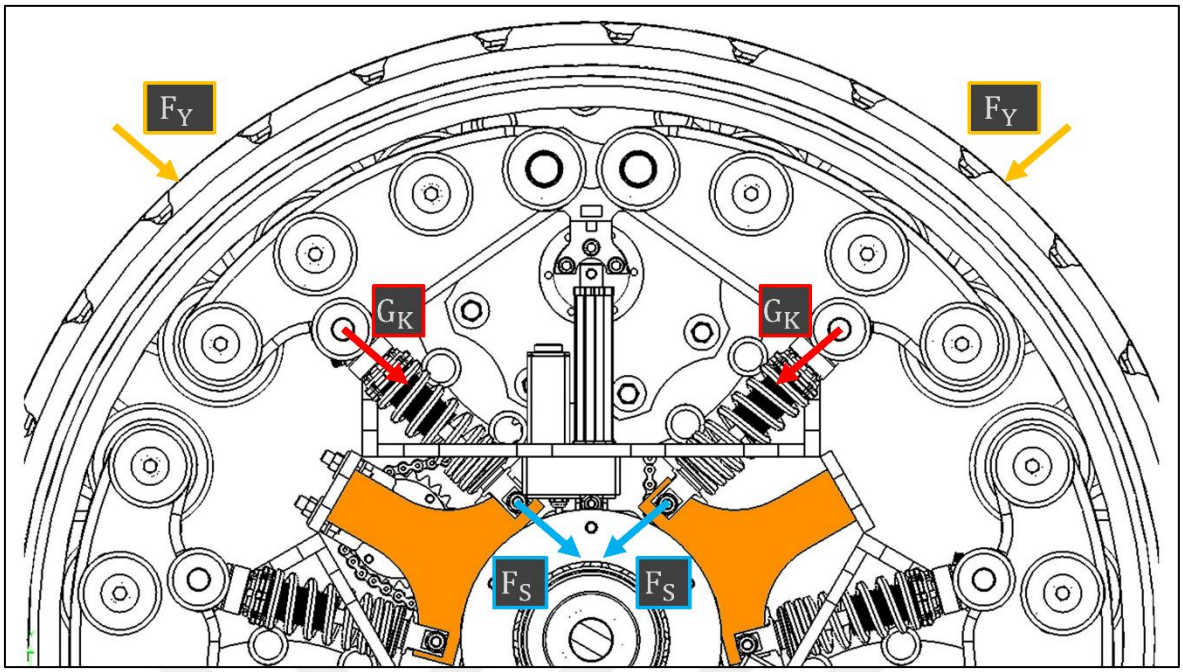
Bu hesaplamalara göre maksimum aks yükü analizler için 8750 kg olarak kabul alınmıştır. Her aks, 2 adet değişken yapılı tekerlek-palet sistemi içermektedir. Bu durum sebebi ile aks yükünün yarıya bölünmesi ile tekerlek yükü elde edilmektedir.

Sistem güvenlik katsayısı 2 kabul alınmıştır. Sistem güvenlik katsayısının maksimum tekerlek yüküne dahil edilmesi ile, maksimum tekerlek yükü 8750 kg olarak kabul edilmiştir.



Şekil 3.26. Süspansiyon ön bağlantı braketine etki eden yükler

Şekil 3.26 ve 3.27'de sönümleyici süspansiyon elemanının gövde ile bağlantısını sağlayan ve gövdeye kaynaklanan ön ve arka süspansiyon bağlantı braketlerinin, süspansiyon bağlantı deliğine etkiyen yükleri gösterilmiştir.



Şekil 3.27. Süspansiyon arka bağlantı braketine etki eden yükler

Süspansiyon ön ve arka bağlantı braketlerine etki eden yüklerin gösterildiği görsellerde, F_S, süspansiyon elemanının teknik dokümanında yer alan maksimum yükü belirtmektedir. İlgili belge, satıcı firma internet sitesinde yer almamaktadır fakat satıcı tarafından ilgili bilgiler doğrulanmıştır. Doğrulanan değerler Çizelge 4.2'de gösterilmiştir. Bu değer 150 kg · G'dir. $F_S = 1471{,}5\ N$'dur [12].

G_K, kanatçık elemanının açısız şekilde süspansiyon elemanı üzerine uyguladığı tam ağırlığını belirtmektedir. Bu değer, $G_K = 7{,}122$ kg · G'dir. $G_K = 69{,}86\ N$'dur.

Maksimum tekerlek yükü her iki kanatçık üzerine yarı yarıya dağıtılmıştır ve kanatçık üzerine binen yol yükü olarak belirlenmiştir. Bu değer, $F_Y = 4375$ kg · G olarak belirlenmiştir. $F_Y = 42\,918{,}75\ N$'dur.

Süspansiyon ön ve arka bağlantı braketlerinin her iki bağlantı noktasına da bu üç yükün bileşkesi olan F_B uygulanacaktır. $F_B = F_S + G_K + F_Y$'dur. Buna göre, $F_B = 44\,460{,}11\ N$'dur.

Yapılan hesaplamalar hem LS-DYNA'da yapılacak olan parça bazlı statik analizlere girdi sağlamak için hem de sistem tasarımında kullanılan cıvata, pim vb. bağlantı elemanlarının

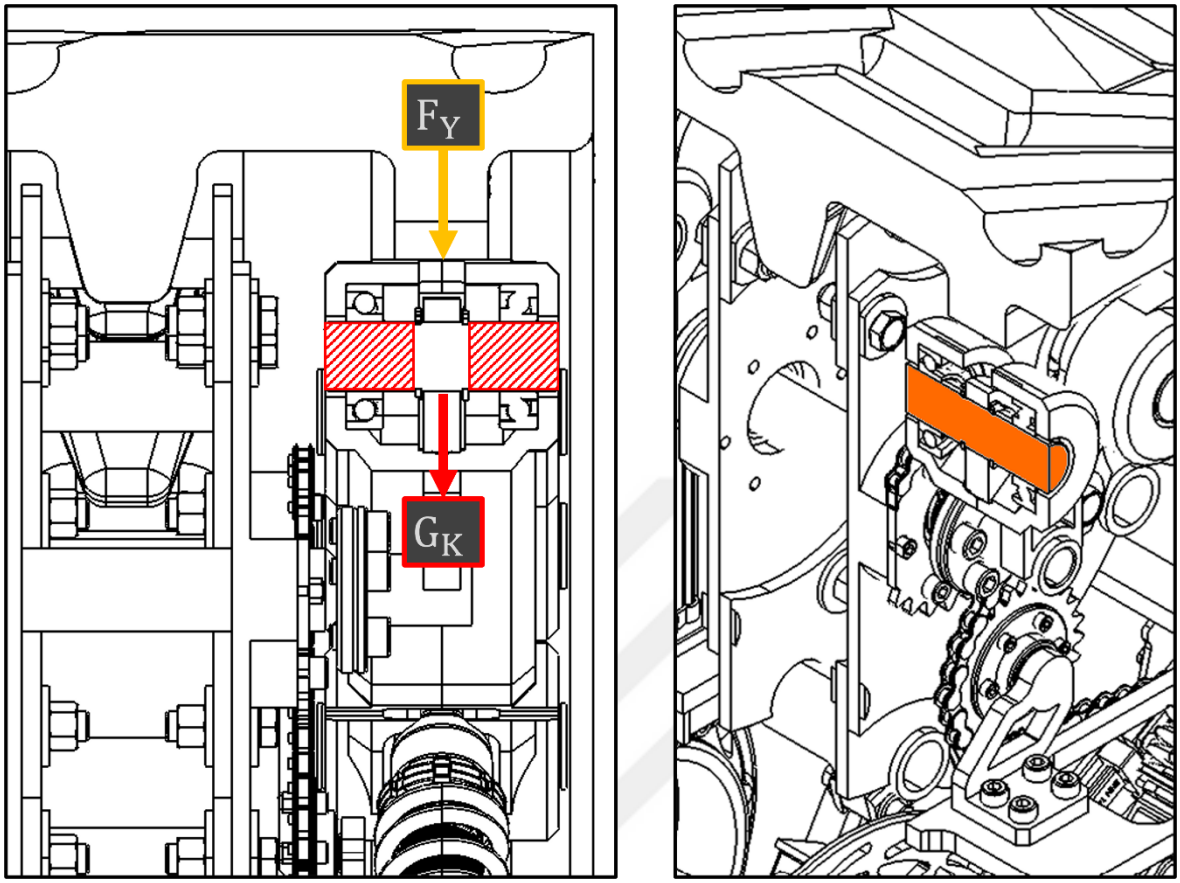
üzerine etkiyen yüklerin hesaplanmasına girdi sağlamak için gerçekleştirilmiştir. Sistemde yer alan, süspansiyon elemanı bağlantı cıvatasının kesme gerilmesi hesabı, kanatçık bağlantı pimi kesme gerilmesi hesabı, kanatçık-süspansiyon elemanı bağlantı pimi kesme gerilmesi hesabı ve gövde bağlantı cıvatalarının kesme gerilmesi hesapları gerçekleştirilmiş, bu hesaplamalar sonucunda ilgili pim ve cıvatalara uygulanan kesme gerilmelerine göre uygun boyutlandırma ve cıvata kalitesi seçimi sağlanmıştır.

Kesme gerilmesi hesaplanırken kullanılan Eş. 3.7 ve Eş. 3.8'de gösterilmiştir;

$$\tau = \frac{F}{2A} \tag{3.7}$$

$$\tau = \frac{F}{A} \tag{3.8}$$

Kanatçık bağlantı pimi kesme gerilmesi hesaplaması



Şekil 3.28. Kanatçık bağlantı pimine uygulanan yüklerin gösterimi

Şekil 3.28'de gösterilen kanatçık bağlantı pimi, kanatçık elemanı ile kanatçık-cer bağlantı braketinin birbirlerine bağlantısı için kullanılır. Kanatçıklar ve braket içerisindeki rulmanlar içerisine sıkı geçme yöntemi ile yataklanmaktadır. Üzerine yol ve kanatçık yüklerinin bileşkesi etki etmektedir. Kanatçık bağlantı piminin kesme gerilmeleri, Eş. 3.7 yerine koyularak tekrar çözüldüğünde;

$$\tau_{kanatçık\ pim} = \frac{F}{2A}$$

$$\tau_{kanatçık\ pim} = \frac{G_K + F_Y}{2A}$$

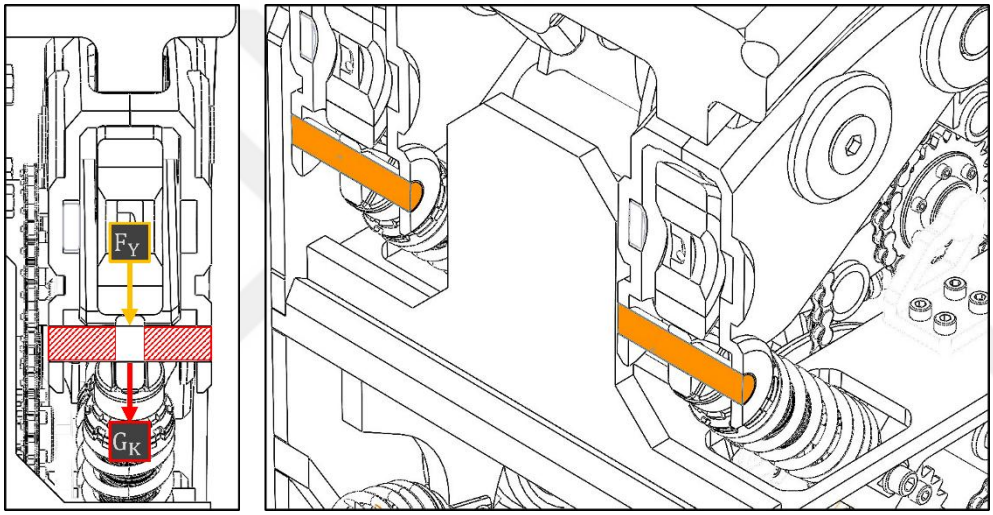
$$\tau_{kanatçık\ pim} = \frac{42\,918{,}75 + 69{,}86}{2\pi\left(\frac{29{,}9^2}{4}\right)}$$

$\tau_{kanatçık\ pim} = 30{,}61\ MPa$'dır.

$\tau_{emniyet,6061-T6} = \frac{285}{2} = 142{,}5$ MPa'dır.

$\tau_{emniyet,6061-T6} > \tau_{kanatçık\ pim}$ olduğundan dolayı kanatçık bağlantı piminin malzemesinin alüminyum 6061-T6 ve pim çapının 29,9 mm olması uygundur, kesme yükü hesaplamalarında güvenli bölgede kalmaktadır.

Kanatçık-süspansiyon bağlantı pimi kesme gerilmesi hesaplaması



Şekil 3.29. Kanatçık-süspansiyon bağlantı pimine uygulanan yüklerin gösterimi

Şekil 3.29'da gösterilen kanatçık- süspansiyon elemanı bağlantı pimi, kanatçık elemanı ile süspansiyon elemanının birbirlerine bağlantısı için kullanılır. Kanatçıklar ve süspansiyon elemanları, içerisindeki rulmanlara sıkı geçme yöntemi ile yataklanmaktadır. Üzerine yol ve kanatçık yüklerinin bileşkesi etki etmektedir. Kanatçık- süspansiyon elemanı bağlantı piminin kesme gerilmeleri, Eş. 3.7 yerine koyularak tekrar çözüldüğünde;

$$\tau_{kanatçık-süspansiyon\ pim} = \frac{F}{2A}$$

$$\tau_{kanatçık-süspansiyon\ pim} = \frac{G_K + F_Y}{2A}$$

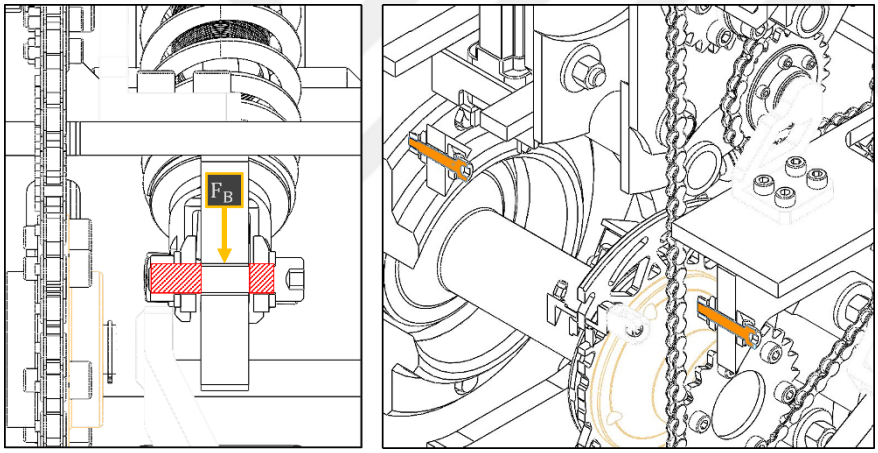
$$\tau_{kanatçık-süspansiyon\ pim} = \frac{42\,918{,}75 + 69{,}86}{2\pi\left(\frac{21{,}7^2}{4}\right)}$$

$\tau_{kanatçık-süspansiyon\ pim} = 58{,}11\ MPa$'dır.

$\tau_{emniyet,6061-T6} = \frac{285}{2} = 142{,}5$ MPa'dır.

$\tau_{emniyet,6061-T6} > \tau_{kanatçık-süspansiyon\ pim}$ olduğundan dolayı kanatçık-süspansiyon elemanı bağlantı piminin malzemesinin alüminyum 6061-T6 ve pim çapının 21,7 mm olması uygundur, kesme yükü hesaplamalarında güvenli bölgede kalmaktadır.

Süspansiyon bağlantı cıvatası kesme gerilmesi hesaplaması



Şekil 3.30. Süspansiyon elemanı bağlantı cıvatasına uygulanan yüklerin gösterimi

Şekil 3.30'da gösterilen süspansiyon elemanı bağlantı cıvatası, süspansiyon elemanı ile süspansiyon ön ve arka bağlantı braketlerinin birbirlerine bağlantısı için kullanılır. Süspansiyon elemanları ve bağlantı braketleri, bağlantı deliklerinden ilgili cıvatanın geçmesi ile birbirlerine montajlanmaktadır. Üzerine yol, süspansiyon elemanı yükü ve kanatçık yüklerinin bileşkesi (F_B) etki etmektedir. Süspansiyon elemanı bağlantı cıvatası kesme gerilmeleri, Eş. 3.7 yerine koyularak tekrar çözüldüğünde;

$$\tau_{süspansiyon,cıvata} = \frac{F}{2A}$$

$$\tau_{süspansiyon,cıvata} = \frac{F_B}{2A}$$

$$\tau_{süspansiyon,cıvata} = \frac{44\,460{,}11}{2\pi\left(\frac{10^2}{4}\right)}$$

$\tau_{süspansiyon,cıvata} = 283{,}04\ MPa$'dır.

$\tau_{emniyet,M10\ 10{,}9} = \frac{900}{2} = 450$ MPa'dır.

$\tau_{emniyet,M10\ 10{,}9} > \tau_{süspansiyon,cıvata}$ olduğundan dolayı süspansiyon elemanı bağlantı cıvatası kalitesinin 10,9 ve cıvatanın M10 olması uygundur, kesme yükü hesaplamalarında güvenli bölgede kalmaktadır.

Gövde bağlantı cıvatası kesme gerilmesi hesaplaması

Şekil 3.31'de gösterilen gövde bağlantı cıvatası, kaynaklı gövde ile aracın birbirlerine bağlantısı için kullanılır. Kaynaklı gövde ve araç, bağlantı deliklerinden ilgili 6 adet cıvatanın geçmesi ile birbirlerine montajlanmaktadır. İlgili cıvataların üzerine tekerlek yükü (F_T) etki etmektedir. Gövde bağlantı cıvatası kesme gerilmeleri, Eş. 3.8 yerine koyularak tekrar çözüldüğünde;

$$\tau_{gövde,cıvata} = \frac{F}{A}$$

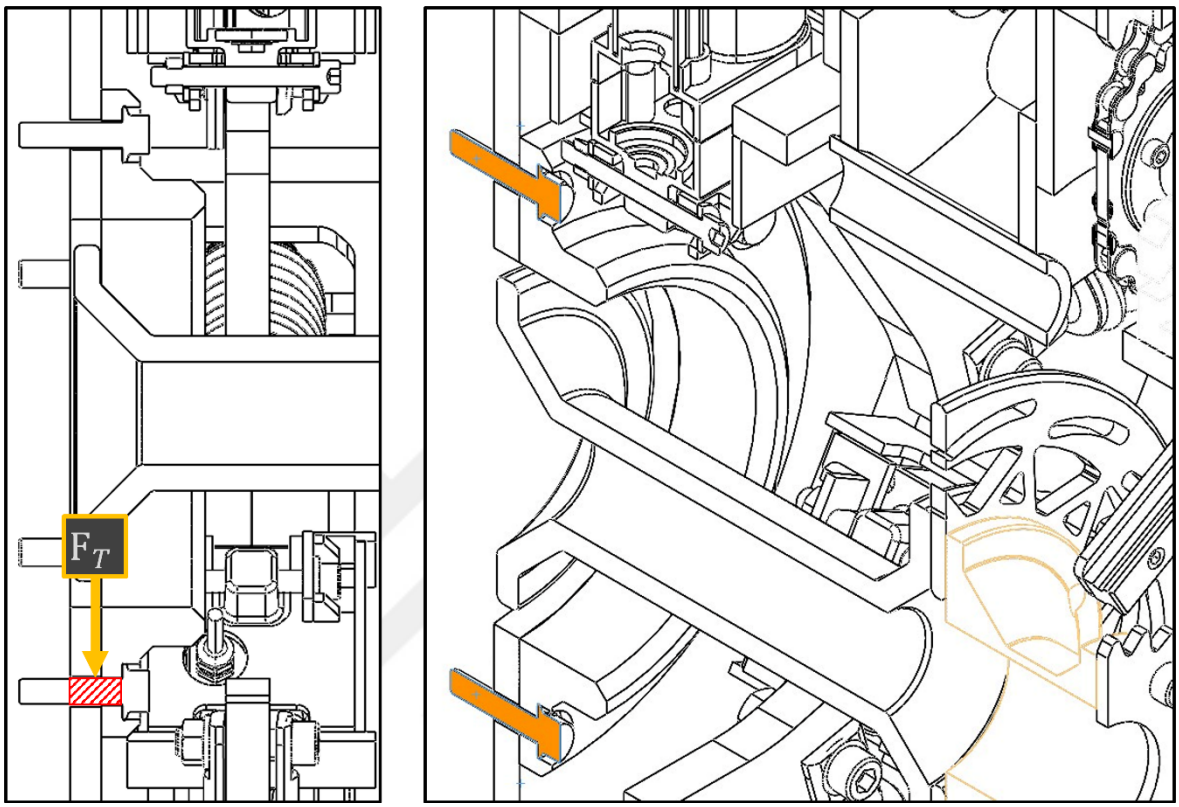
$$\tau_{gövde,cıvata} = \frac{\frac{F_T}{6}}{A}$$

$$\tau_{gövde,cıvata} = \frac{14\,306{,}25}{\pi\left(\frac{10^2}{4}\right)}$$

$\tau_{gövde,cıvata} = 182{,}15\ MPa$'dır.

$\tau_{emniyet,M10\ 10{,}9} = \frac{900}{2} = 450$ MPa'dır.

$\tau_{emniyet,M10\ 10,9} > \tau_{gövde,cıvata}$ olduğundan dolayı süspansiyon elemanı bağlantı cıvatası kalitesinin 10,9 olması, bağlantının altı adet cıvata ile yapılması ve cıvatanın M10 olması uygundur, kesme yükü hesaplamalarında güvenli bölgede kalmaktadır.



Şekil 3.31. Gövde bağlantı cıvatasına uygulanan yüklerin gösterimi

4. LS-DYNA İLE SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ

Tez çalışmasının bu bölümünde değişken yapılı tekerlek-palet sisteminin, süspansiyon elemanı ön ve arka braketlerinin süspansiyon elemanı bağlantı delikleri ve kaynaklı gövde elemanının zırhlı araca montajlandığı bağlantı deliklerinin, 3.1.7 bölümünde gerçekleştirilen yük hesapları ile birlikte sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir.

4.1. LS-DYNA Birim Sistemleri

LS-Dyna sonlu elemanlar analizi programında doğru sonuçlar elde edebilmek adına birim sistemlerinin doğru girdi olarak hazırlanması, birbirleri ile uyumlu olmaları, analiz sonuçlarının doğruluğu ve gerçeğe yakınlığı adına kritik bir öneme sahiptir. Birim sistemi seçimi, analizi gerçekleştirecek olan kişi veya kişilerin kendi kararlarına, bulundukları ülkede yaygın olarak kullanılan ve kabul gören birim sistemine göre seçilebilmektedir. Bu tez çalışmasında analizler ve hesaplamalar gerçekleştirilirken Çizelge 4.1'de yer alan ve 2 numaralı sütunda bulunan birim sistemi kullanılmıştır. Uzunluk olarak milimetre(mm), zaman olarak milisaniye (ms), kütle olarak kilogram (kg), kuvvet olarak kilo Newton (kN), gerilme olarak gigapascal (GPa), enerji birimi olarak ise kilo Newton x milimetre (kN x mm) olarak kullanılmaktadır (URL-3).

Çizelge 4.1. LS-DYNA programındaki birim sistemleri

Birim Adı	1	2	3	4
Uzunluk	m	mm	mm	in
Zaman	s	ms	s	s
Kütle	kg	kg	Ton	lb
Kuvvet	N	kN	N	lbf
Gerilme	Pa	GPa	MPa	psi
Enerji	J	kN x mm	N x mm	lbf x in

4.2. Çekme Testi Numunesinin Analizleri

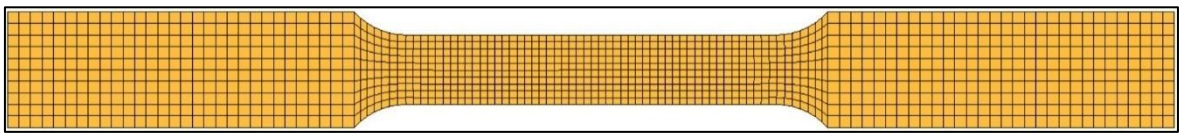
Literatürden kabul alınan mühendislik gerilme-gerinim grafiği değerleri ilk olarak gerçek ve efektif gerilme-gerinim değerlerine dönüştürülmüştür. Devamında ise bu değerler ve yine literatürden kabul alınan malzeme bilgileri LS DYNA programı ile çekme testine tabii tutulmuş, sonlu elemanlar analizi ile literatürden kabul alınan deney sonuçları

yakınsanmıştır. Bu çalışmanın amacı parça bazlı yapılacak olan sonlu elemanlar analizleri için ağ örgüsü, malzeme değerleri, malzeme eğrileri elde edebilmektir.

ASTM E8 standardında ve Alüminyum 6061-T6 malzemesine sahip çekme testi numunesi ilk olarak SOLIDWORKS programında, standarda uygun ölçülerde modellenmiş ve Hypermesh programında sonlu elemanlarına ayrılmıştır. Sonrasında ise literatürde yer alan çalışmalara bakılarak, uygun 6061-T6 malzeme değerleri alınmış, LS-DYNA yazılımına eklenmiş ve deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırılarak optimum ağ boyutu ve analiz girdileri belirlenmiştir.

Tasarımda kullanılan alüminyum 6061-T6 bileşenler, sistemin hafifletilmesi adına en yüksek riskin alındığı ve tasarımın en özgün olduğu kısımlardır. Çelik bileşenler (genellikle yapısal şasi parçaları) standart profil ve yüksek emniyet payı ile seçildiği için, alüminyumun non-lineer davranışını ve LS-DYNA programındaki malzeme modelini doğrulamak önceliklendirilmiştir. Çelik malzemeler için kullanılan malzeme modelleri literatürde ve yazılım kütüphanelerinde çok yüksek doğrulukla tanımlanmıştır. Ancak alüminyumun darbe ve yüksek deformasyon altındaki davranışı üretim yöntemine göre daha fazla değişkenlik gösterdiği için, deneysel verilerle (çekme testi) modelin kalibrasyonu zorunlu görülmüştür. Bu doğrultuda, kaynak ve zaman verimliliği gözetilerek, analiz sonuçlarına en çok etki edeceği düşünülen kritik ve hafif bir malzeme olan alüminyum 6061-T6 üzerine odaklanılmıştır.

Şekil 4.1'de ASTM E8 standardına tabii tutulan çekme testi numunesi ağ örgüsü görülmektedir.

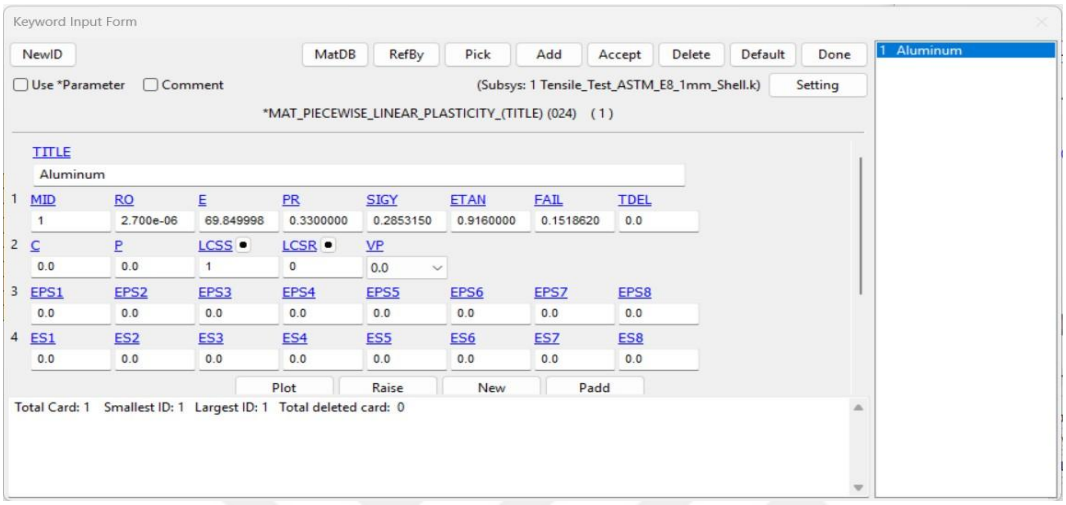


Şekil 4.1. ASTM E8 standardına uygun çekme testi numunesi ağ örgüsü

4.2.1. Malzeme tanımlanması

Çekme testi numunesinin malzemesi LS-Prepost ön hazırlık programında tanımlanırken MAT-24 PIECEWISE LINEAR PLASTICITY malzeme kartı kullanılmıştır. Alüminyum

6061-T6 malzemesi, Şekil 4.2'de de gösterildiği üzere MAT24 malzeme kartı ile tanımlanmıştır. Malzemenin mekanik özellikleri MAT24 kartına girilerek malzeme tanımlanması gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.2. Analiz için tanımlanan MAT-24 kartı

Sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmeden önce, ön analiz sürecinde, malzeme kartı ile seçilen malzemeye ait efektif gerilim- efektif gerinim grafiğinin de LS Prepost programına tanıtılması gerekmektedir. Bu doğrultuda programa tanıtılacak efektif gerilim- efektif gerinim grafikleri, literatürden bulunan mühendislik gerilim-mühendislik gerinim grafiğinin efektif gerilim- efektif gerinim grafiğine çevrilmesi ile elde edilmiş ve LS Prepost programına tanıtılmıştır. Tanıtılan değerler Çizelge 4.2'de gösterilmiştir.

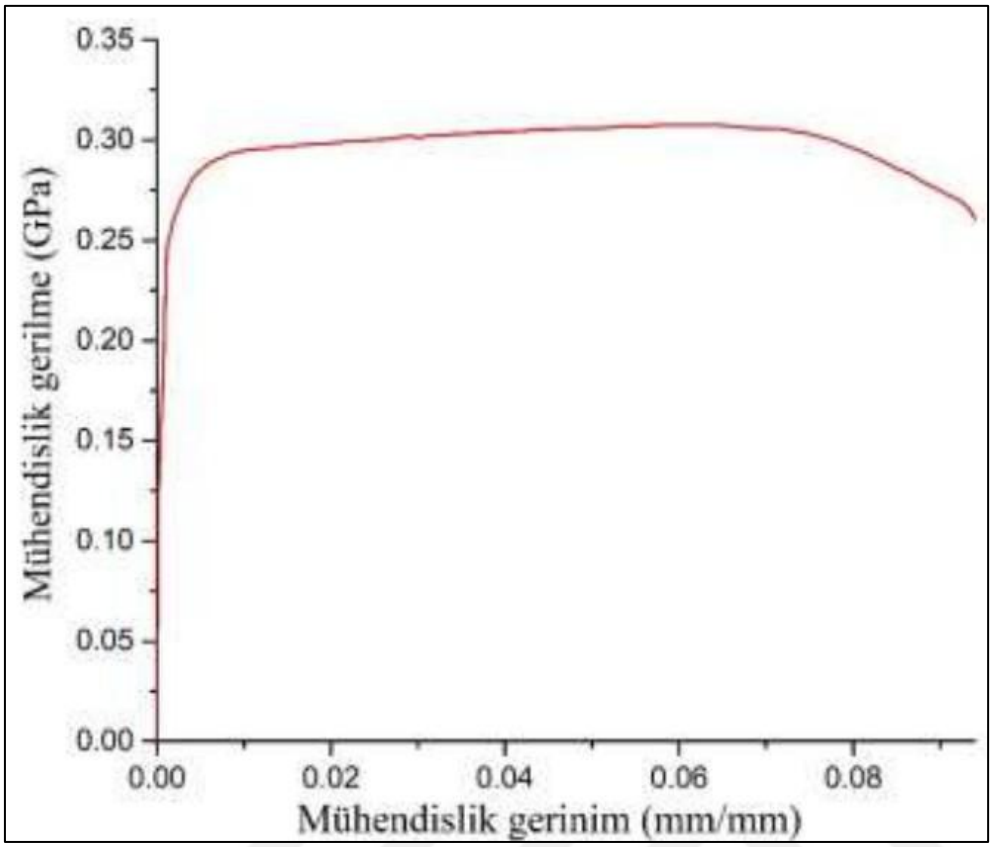
Çizelge 4.2. Alüminyum 6061-T6 için efektif gerilme-gerinim değerleri

ε	0,000	0,001	0,003	0,006	0,010	0,011	0,013	0,015	0,026	0,039
σ_E [GPa]	0,285	0,287	0,295	0,300	0,306	0,307	0,309	0,310	0,318	0,323

Çizelge 4.3'te 6061-T6 malzemesinin özellikleri, Şekil 4.3'te deney sonucu oluşturulan mühendislik gerilim-gerinim grafiği gösterilmiştir.

Çizelge 4.3. 6061-T6 için malzeme özellikleri (Aktaş, 2021)

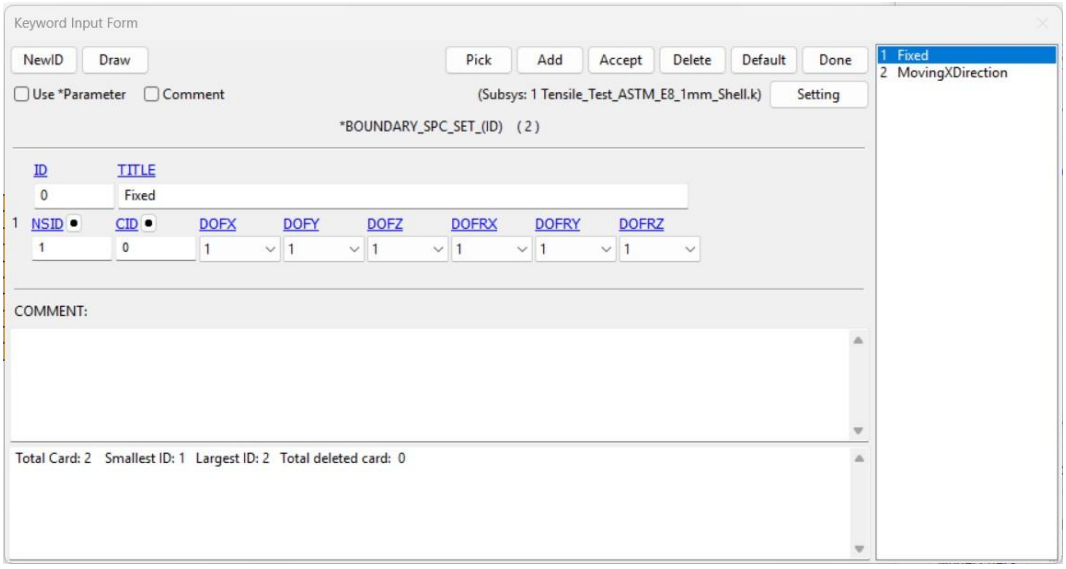
Yoğunluk [kg/mm³]	Poisson Oranı	Elastisite Modül [GPa]	Akma Dayanımı [GPa]
$2{,}7\text{x}10^{-6}$	0,33	68,85	0,285



Şekil 4.3. Al 6061-T6 mühendislik gerilim-gerinim grafiği (Aktaş, 2021)

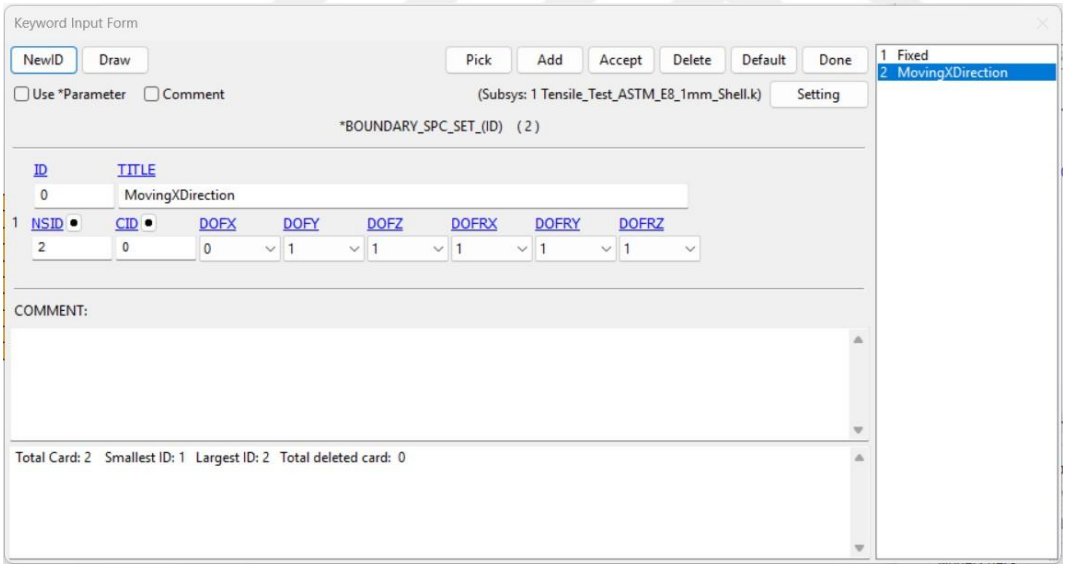
4.2.2. Rijit bölgenin tanımlanması

Yapılacak olan sonlu elemanlar analizinde çekme testi numunesi üzerindeki deformasyonun gözlemlenebilmesi için parçaya rijit bölgeler tanımlanması gerekmektedir. Rijit bölge, deneysel çekme testlerinde olduğu gibi çekme testi numunesinin bir ucuna tanımlanmıştır. Bu tanımlama gerçekleştirilirken NODE SET ile ilgili rijit bölge elemanları seçilmiş, BOUNDARY-SPC SET sekmesinden ise bu bölgenin tüm eksenlerde (DOFX, DOFY, DOFZ, DOFRX, DOFRY, DOFRZ) 1, yani hareketsiz olacak şekilde LS Prepost üzerinde analize hazırlanmıştır. Şekil 4.4'te LS Prepost üzerindeki sabit bölgenin BOUNDARY kartı gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Sabit bölge için boundary kartı

Şekil 4.5'te LS Prepost üzerindeki hareketli bölgenin BOUNDARY kartı gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Hareketli bölge için boundary kartı

4.2.3. Hız girdisinin tanımlanması

Gerçekleştirilecek olan sonlu elemanlar analizinin ön hazırlık aşamasında parçaya etki edecek hızın tanımlanarak parçayı yavaş yavaş çekerek koparması ve deforme etmesi beklenmektedir.

İlgili analizde hız girdisi CURVE sekmesinden zamana bağlı bir hız grafiği oluşturularak tanımlanmıştır. Tanımlanan zamana bağlı hız değerleri Çizelge 4.4'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.4. Zamana bağlı hız değerleri

υ [mm/ms]	0	4,4
t [ms]	0	500

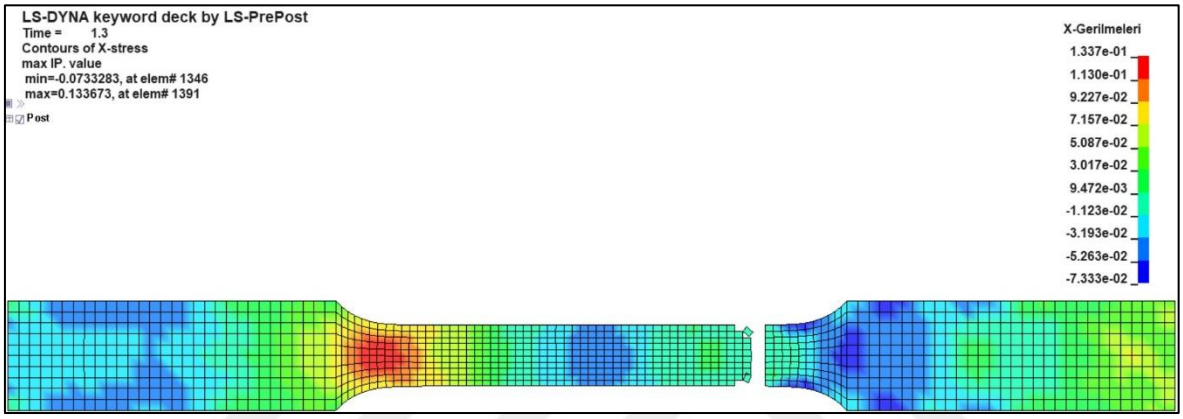
4.2.4. Çekme testi numunesinin sonlu elemanlar analiz sonuçları

Çekme testi numunesinin analizleri gerçekleştirilirken numune et kalınlığı ve ağ boyutu sabit tutularak hız üzerine doğrulamalar gerçekleştirilmiştir. Numune et kalınlığı 3 mm, ağ boyutu 1 mm'dir. Çekme testi numunesi için 0,4 ile 9,9 mm/ms aralığında 0,5 mm/ms artışlar ile 20 farklı hız değerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler ile elde edilen x eksenindeki gerilme değerleri Çizelge 4.5'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.5. Farklı hız değerlerinin x eksenindeki maksimum gerilme miktarları

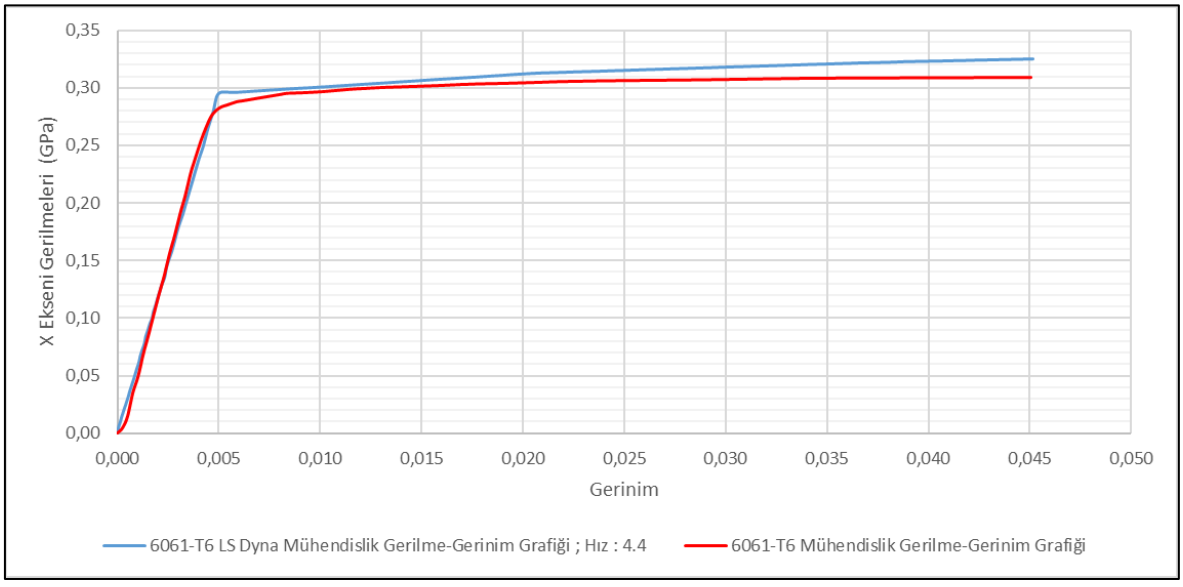
υ [mm/ms]	$\sigma_{x,max}$ [GPa]
0,4	3,697
0,9	3,700
1,4	3,687
1,9	3,695
2,4	3,693
2,9	3,695
3,4	3,689
3,9	3,690
4,4	3,673
4,9	3,680
5,4	3,682
5,9	3,674
6,4	3,659
6,9	3,659
7,4	3,669
7,9	3,622
8,4	3,653
8,9	3,682
9,4	3,611
9,9	3,636

Çizelge 4.5'te yer alan sonlu elemanlar analiz sonuçları ve elde edilen mühendislik gerilim-gerinim grafikleri incelendiğinde hız değerinin 4,4 mm/ms olduğu analizde x eksenindeki gerilme değerlerinin, literatürden alınan mühendislik gerilim-gerinim grafiğinde yer alan akma ve kopma gerilme değerlerine oldukça yakınsadığı gözlemlenmiştir. Diğer hız değerlerinde ise x ekseni gerilmeleri, 4,4 mm/ms hız değerindeki kadar yakınsamadığı gözlemlenmiştir. Şekil 4.6'da 4,4 mm/ms hız değerine ait x ekseni gerilme analiz sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Hızın 4,4 mm/ms olduğunda x ekseni gerilmesi analizi

Şekil 4.7'da 4,4 mm/ms hız değerine ait mühendislik gerilim-gerinim grafiği ile literatürden alınan mühendislik gerilim-gerinim grafiğinin karşılaştırma sonuçları gösterilmiştir.

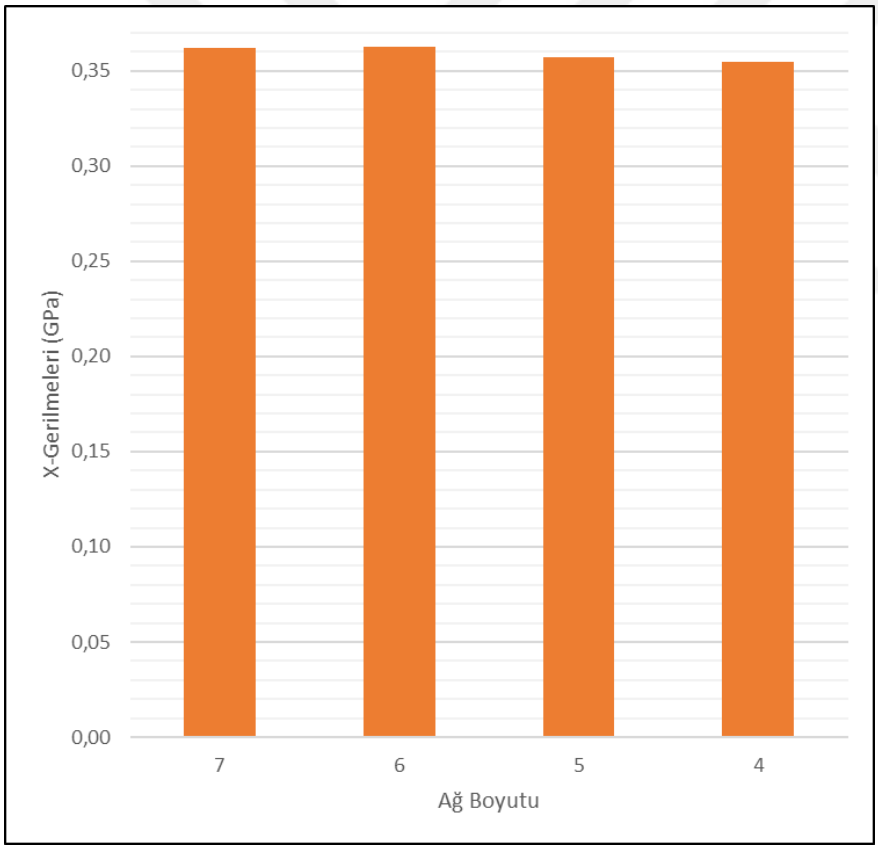


Şekil 4.7. Mühendislik gerilme-gerinim grafiklerinin karşılaştırılması

4.2.5. Ağ boyutu hassasiyeti çalışması

Bu bölümde, alüminyum 6061-T6 malzemesine sahip çekme testi numunesinde, x ekseninde oluşan gerilmenin ve deneysel değerlere yakınsayabilmesi için analiz parametrelerinin sonuçlara etkisi incelenmiştir.

Çekme testi numunesinin et kalınlığı ve hız girdisi değeri sabit tutularak ağ boyutunun x ekseninde oluşan gerilmeye etkisi incelenmiştir. Çekme testi numunesinin et kalınlığı 3 mm, hız değeri 4,4 mm/ms'dir. Ağ boyutu, 4-7 mm arasında 1 mm'lik artışlar ile analiz edilmiştir. Şekil 4.8'de ağ boyutu-maksimum x ekseni gerilme değerinin karşılaştırmalı grafiği gösterilmektedir.



Şekil 4.8. Çekme numunesi ağ boyutu-x ekseni gerilmesi grafiği

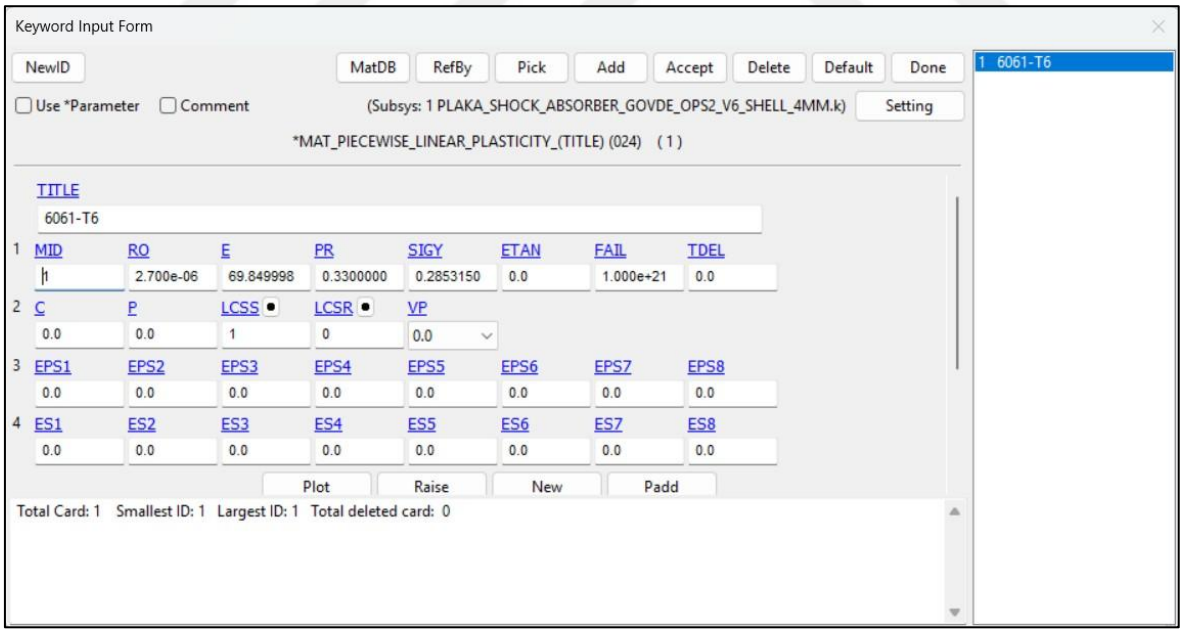
Yapılan karşılaştırma sonrasında, 4 mm ağ boyutu, süspansiyon elemanı bağlantı braketlerinin analizleri için ideal ağ boyutu olarak belirlenmiştir.

4.3. Süspansiyon Elemanı Ön Bağlantı Braketinin Analizleri

Çekme testi analizinden toplanan çeşitli analiz girdileri ve 3.1.7 bölümünde gerçekleştirilen tasarım hesaplamaları ile, süspansiyon elemanı ön bağlantı braketinin sonlu elemanlar analizlerinin icrası için yeterli analiz girdileri elde edilmiştir. Önce 4 mm ağ boyutu ile, Hypermesh programında süspansiyon elemanı ön bağlantı braketi bölüntülere ayrılmıştır. Devamında ise bölüntülerine ayrılan model LS Prepost programına alınarak sınır koşulları, malzeme kartları, diğer analiz girdileri tanımlanmıştır.

4.3.1. Malzeme tanımlanması

Süspansiyon elemanı ön bağlantı braketi malzemesi LS Prepost ön hazırlık programında tanımlanırken MAT-24 PIECEWISE LINEAR PLASTICITY malzeme kartı kullanılmıştır. Alüminyum 6061-T6 malzemesi, Şekil 4.9'da da gösterildiği üzere MAT24 malzeme kartı ile tanımlanmıştır. Malzemenin mekanik özellikleri MAT24 kartına girilerek malzeme tanımlanması gerçekleştirilmiştir.

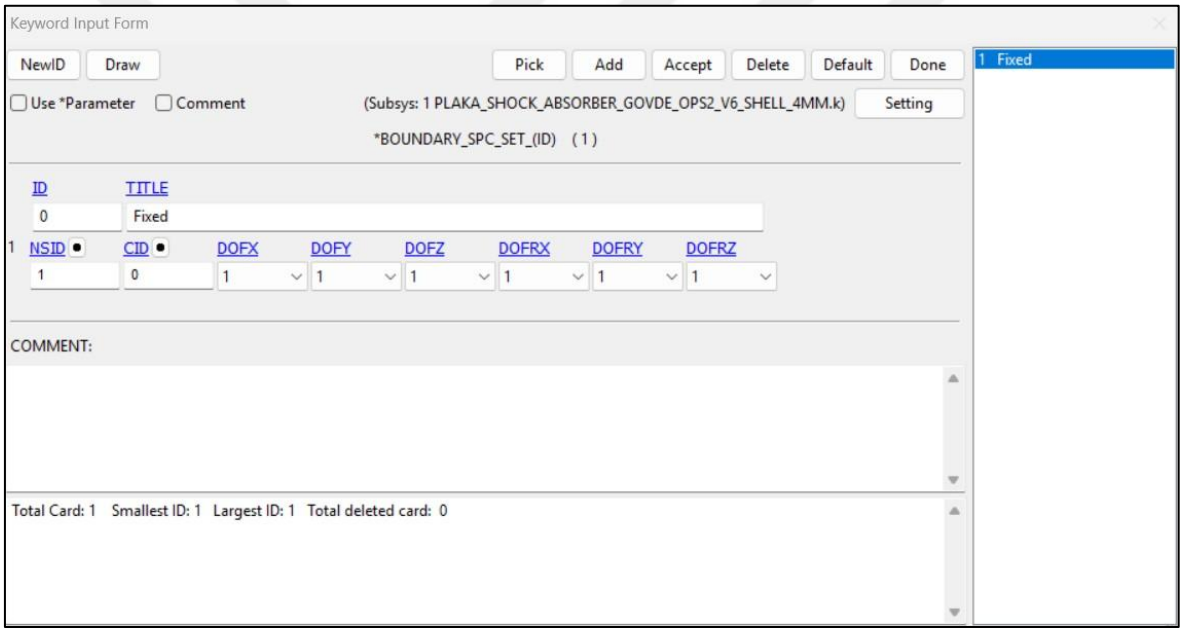


Şekil 4.9. Analiz için tanımlanan MAT-24 kartı

Sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmeden önce, ön analiz sürecinde, malzeme kartı ile birlikte seçilen malzemeye ait efektif gerilim-efektif gerinim grafiğinin de LS Prepost programına tanıtılması gerekmektedir. İlgili değerler Çizelge 4.2'de gösterilmiştir.

4.3.2. Rijit bölgenin tanımlanması

Yapılacak olan sonlu elemanlar analizinde süspansiyon elemanı ön bağlantı braketi üzerindeki deformasyonun gözlemlenebilmesi için parçaya rijit bölgeler tanımlanması gerekmektedir. Rijit bölge, süspansiyon elemanı ön bağlantı braketi için, kaynaklı gövdeye kaynatıldığı yüzeyde bulunan elemanlara tanımlanmıştır. Bu tanımlama gerçekleştirilirken NODE SET ile ilgili rijit bölge elemanları seçilmiş, BOUNDARY-SPC SET sekmesinden ise bu bölgenin tüm eksenlerde (DOFX, DOFY, DOFZ, DOFRX, DOFRY, DOFRZ) 1, yani hareketsiz olacak şekilde LS Prepost üzerinde analize hazırlanmıştır. Şekil 4.10'da LS Prepost üzerindeki sabit bölgenin BOUNDARY kartı gösterilmiştir.



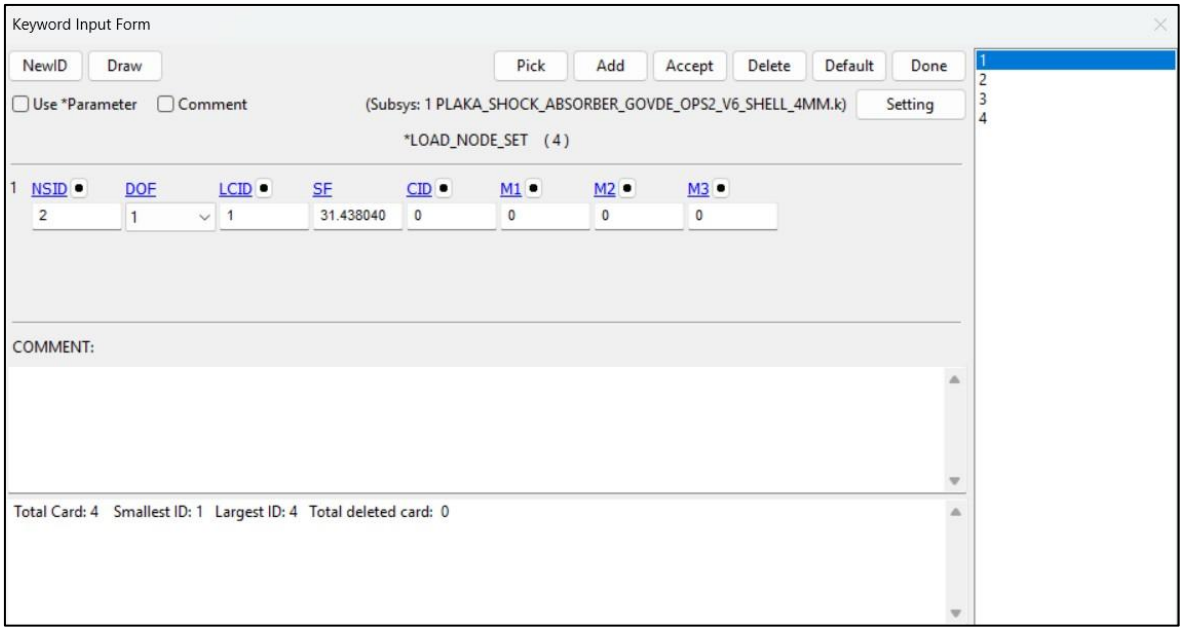
Şekil 4.10. Sabit bölge için boundary kartı

4.3.3. Tasarım yüklerinin tanımlanması

Gerçekleştirilecek olan sonlu elemanlar analizinin ön hazırlık aşamasında parçaya etki edecek yüklerin doğru şekilde tanımlanması oldukça önemlidir. Bölüm 3.1.7'de belirlenen ve F_B ile tanımlanan bileşke yükün, uygulanacağı doğrultuda braket delikleri üzerinde tanımlanması gerekmektedir. Bu ön çalışma gerçekleştirilirken bileşke yükün, rijit bölge ile yaptığı açı 45°'dir. Bu sebeple F_B yükü sinüs 45° ve kosinüs 45° ile çarpılarak x ve y eksenlerindeki bileşenlerine ayrılmış, yükün doğru açıda ve doğru eksenlerde tanımlanması

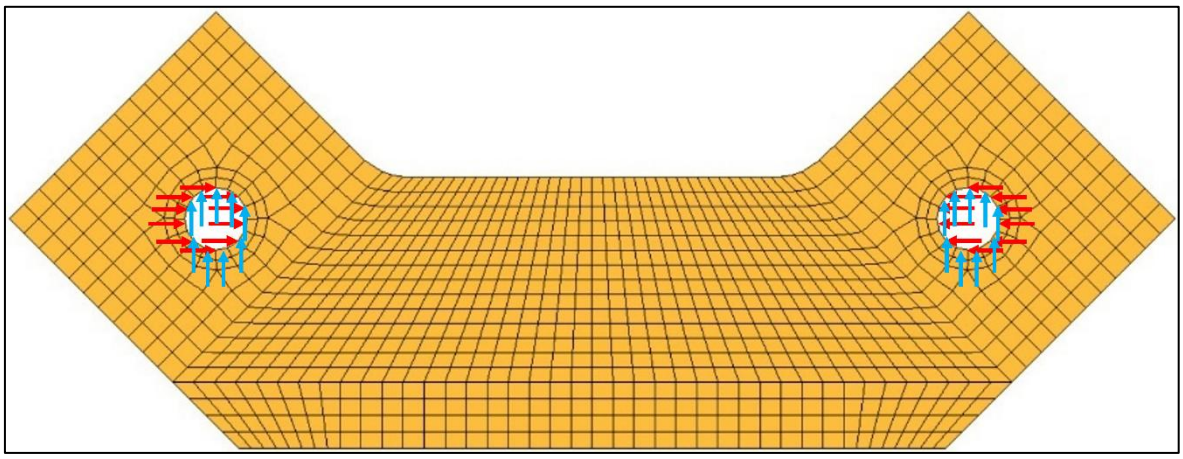
sağlanmıştır. Bu değerler, açının 45° olması sebebi ile birbirlerine eşittir ve 31,43804 kN olarak bulunmuştur.

Delik ve çevresindeki elemanlar yine rijit bölge tanımlanmasında kullanılan NODE SET ile birlikte seçilerek LOAD-NODE SET kartında tanımlanmış, LOAD kartı Şekil 4.11'de gösterilmiştir.



Şekil 4.11. Yük bölgeleri için load kartı

Şekil 4.12'de yükün uygulandığı eksenler, analiz parçası üzerinde gösterilmiştir.

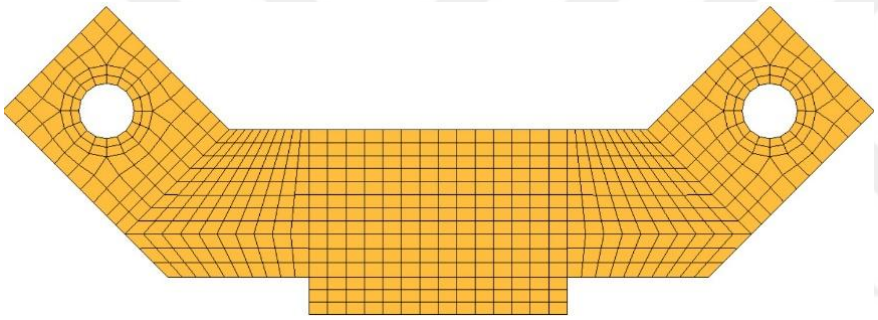
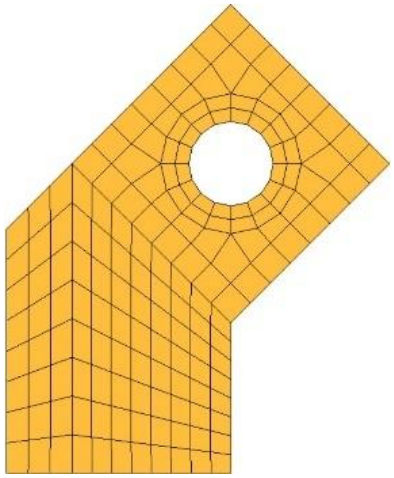


Şekil 4.12. Yüklerin uygulandığı eksenlerin analiz parçası üzerinde gösterimi

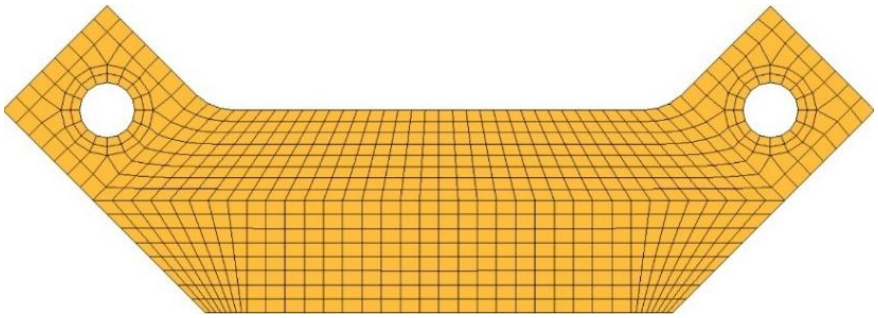
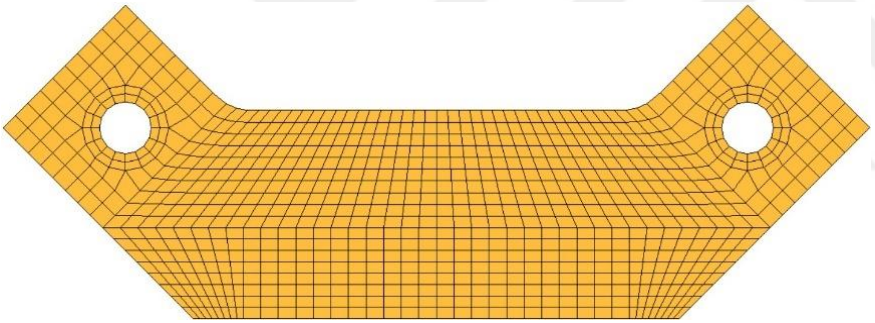
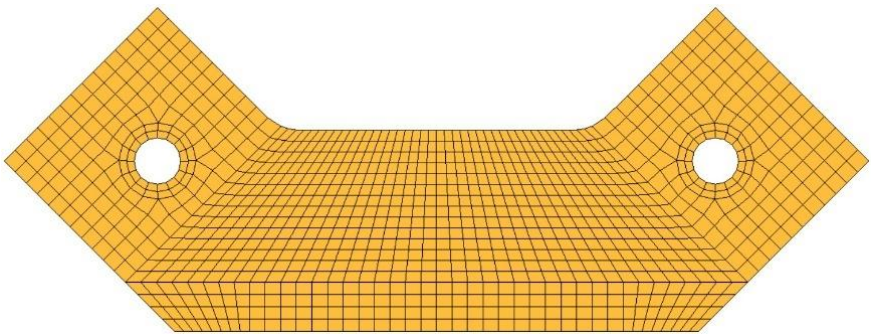
4.3.4. Süspansiyon elemanı ön bağlantı braketinin analiz sonuçları

Süspansiyon elemanı ön bağlantı braketi sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilirken optimum kalınlık ve geometri elde edilmeye çalışılmış ve minimum kalınlıkta, minimum efektif gerilme elde edilmeye çalışılmıştır. Süspansiyon elemanı ön bağlantı braketi için 5 farklı geometri ve 14-25 mm aralığında 12 farklı kalınlıkta analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler ile elde edilen efektif gerilme miktarları Çizelge 4.6'da gösterilmiştir.

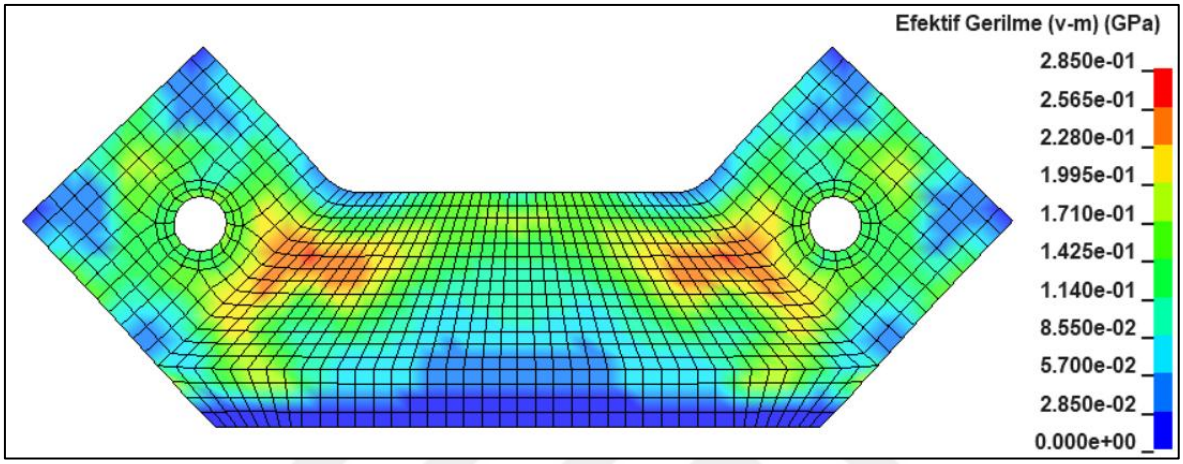
Çizelge 4.6. Geometri ve kalınlıklara göre efektif gerilme çizelgesi

Geometri	Kalınlık [t]	Efektif Gerilme [GPa]
Tip 1 	14	0,6912
	15	0,6230
	16	0,5713
	17	0,5271
	18	0,5017
	19	0,4896
	20	0,4784
	21	0,4672
	22	0,4576
	23	0,4488
	24	0,4403
	25	0,4319
Tip 2 	14	0,6340
	15	0,6088
	16	0,5454
	17	0,4601
	18	0,4157
	19	0,4054
	20	0,4031
	21	0,4016
	22	0,3995
	23	0,3971
	24	0,3949
	25	0,3923

Çizelge 4.6. (devam) Geometri ve kalınlıklara göre efektif gerilme çizelgesi

Geometri	Kalınlık [t]	Efektif Gerilme [GPa]
Tip 3 	14	0,6859
	15	0,6145
	16	0,5537
	17	0,5005
	18	0,4639
	19	0,4298
	20	0,4132
	21	0,4053
	22	0,3983
	23	0,3919
	24	0,3813
	25	0,3600
Tip 4 	14	0,6326
	15	0,5525
	16	0,4965
	17	0,4503
	18	0,4130
	19	0,3775
	20	0,3527
	21	0,3273
	22	0,3243
	23	0,3140
	24	0,3031
	25	0,2940
Tip 5 	14	0,5077
	15	0,3687
	16	0,2973
	17	0,2766
	18	0,3207
	19	0,3339
	20	0,3332
	21	0,3329
	22	0,3328
	23	0,3327
	24	0,3326
	25	0,3325

Çizelge 4.6'da yer alan sonlu elemanlar analiz sonuçları incelendiğinde Tip 5'e ait geometrinin ve bu geometri ile gerçekleştirilen kalınlık doğrulama çalışmalarında, 17 mm et kalınlığının, diğer tip ve kalınlıklara ait analiz sonuçlarına göre daha az efektif gerilmeye sahip olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 4.13'te Tip 5 ve 17 mm et kalınlığına ait efektif gerilme analiz sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 4.13. Tip 5 – 17 mm et kalınlığına sahip parçanın efektif gerilme analizi

Gerçekleştirilen iterasyonlarda Tip 1, Tip 2 ve Tip 3 geometrilerine ait efektif gerilme değerleri, 14-25 mm et kalınlığı aralığında hiçbir şekilde akma ve kopma gerilmesinin altına düşemediği gözlemlenmiştir.

Tip 4 geometrisine ait efektif gerilme değeri ise akma gerilmesinin ancak 26 mm et kalınlığında altına düşebilmektedir. Fakat kalınlık optimizasyonu sebebi ile ilgili geometri ve ilgili et kalınlığı tasarım için tercih edilmemiştir.

Tip 5 ve 17 mm et kalınlığına sahip parçanın analiz sonucu incelendiğinde, delik ve delik çevresi, yani yükün uygulandığı bölgenin tasarım için uygun olduğu fakat parça üzerinde kırmızı renk ile görülen yüksek gerilme bölgelerinin emniyetli gerilme değerinin üzerinde kaldığı gözlemlenmiştir. Söz konusu bölgenin mukavemetinin yeterli olmamasından dolayı 17 mm'nin üzerindeki kalınlık değerlerinde ilgili bölgelerde kopma meydana gelmiş ve efektif gerilme değerleri 0,32 GPa'ın üzerinde seyretmiştir. Kırmızı renk ile görülen yüksek gerilme bölgeleri, parçanın genelinde değil, genellikle keskin köşelerde, cıvata delikleri çevresinde veya kuvvet uygulama noktalarında tekil gerilme (stress singularity) kaynaklı gözlemlenebilmektedir. Bu bölgelerin sistemin yapı bütünlüğünü bozup bozmadığı, plastik

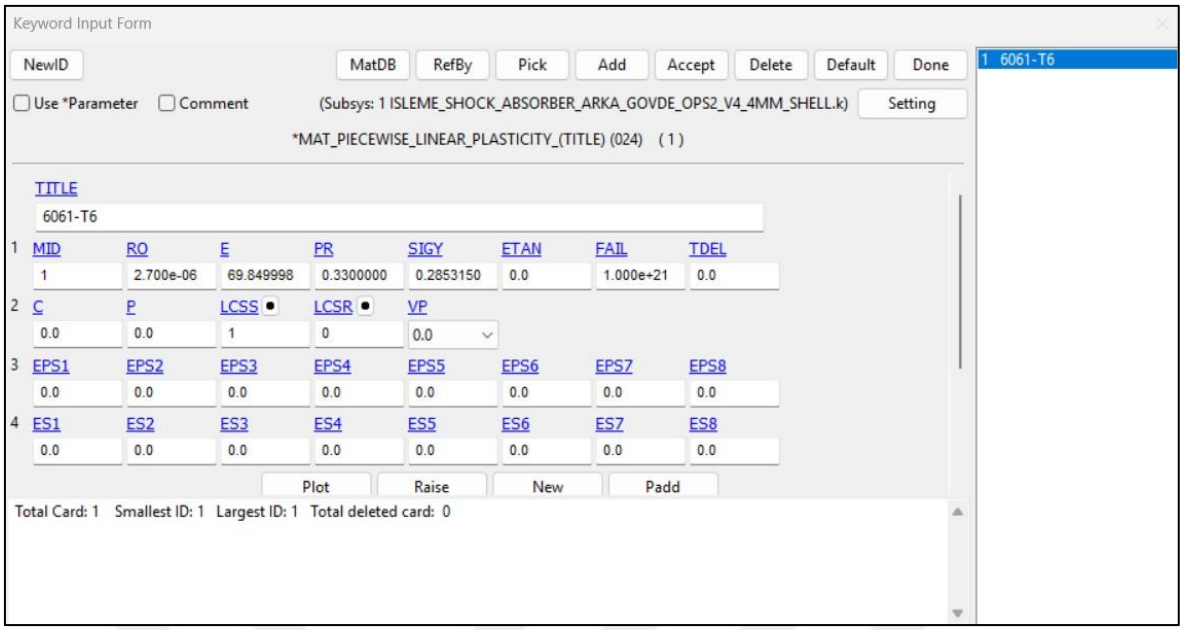
deformasyonun derinliğine bakılarak değerlendirilmiştir. Askeri zırhlı kara aracı tasarımında, parçaların içerisinde bulunan bölgelerin tamamını mavi renk ile görülen çok düşük gerilme seviyesinde tutmak, aşırı tasarıma (over-design) ve dolayısıyla aracın hareket kabiliyetini kısıtlayan, mobiliteyi düşüren ağırlık artışlarına neden olur. Yüksek gerilme bölgeleri, tasarımın limitlerinde olduğunu ve gerçek prototipte bu bölgelerin özel ısıl işlemler veya ufak geometrik iyileştirmelerle (pah kırma, radyus büyütme, lokal kalınlık artışı ve optimizasyonu) tolere edilebileceğini göstermektedir. Sistem genelinde hedeflenen emniyet katsayısı korunmuştur. Kırmızı bölgeler, malzemenin akma sınırını anlık zorlamalarda geçtiğini gösterse de kopma sınırının altında kalındığı ve yapının katastrofik bir başarısızlığa uğramadığı simülasyon çıktılarından teyit edilmiştir.

4.4. Süspansiyon Elemanı Arka Bağlantı Braketinin Analizleri

Çekme testi analizinden toplanan çeşitli analiz girdileri ve 3.1.7 bölümünde gerçekleştirilen tasarım hesaplamaları ile, süspansiyon elemanı arka bağlantı braketinin sonlu elemanlar analizlerinin icrası için yeterli analiz girdileri elde edilmiştir. Önce 4 mm ağ boyutu ile, Hypermesh programında süspansiyon elemanı arka bağlantı braketi bölüntülere ayrılmıştır. Devamında ise bölüntülerine ayrılan model LS Prepost programına alınarak sınır koşulları, malzeme kartları, diğer analiz girdileri tanımlanmıştır.

4.4.1. Malzeme tanımlanması

Süspansiyon elemanı arka bağlantı braketi malzemesi LS Prepost ön hazırlık programında tanımlanırken MAT-24 PIECEWISE LINEAR PLASTICITY malzeme kartı kullanılmıştır. Alüminyum 6061-T6 malzemesi, Şekil 4.14’te de gösterildiği üzere MAT24 malzeme kartı ile tanımlanmıştır. Malzemenin mekanik özellikleri MAT24 kartına girilerek malzeme tanımlanması gerçekleştirilmiştir.

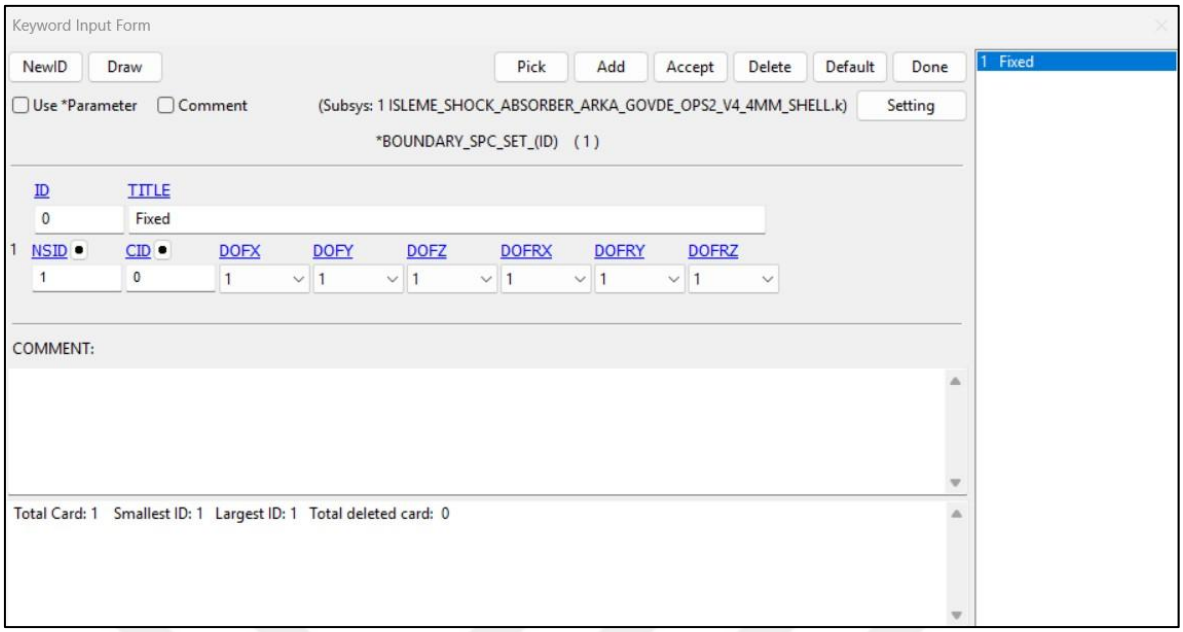


Şekil 4.14. Analiz için tanımlanan MAT-24 kartı

Sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmeden önce, ön analiz sürecinde, malzeme kartı ile seçilen malzemeye ait efektif gerilim-gerinim grafiğinin de LS Prepost programına tanıtılması gerekmektedir. İlgili değerler Çizelge 4.2'de gösterilmiştir.

4.4.2. Rijit bölgenin tanımlanması

Yapılacak olan sonlu elemanlar analizinde süspansiyon elemanı arka bağlantı braketi üzerindeki deformasyonun gözlemlenebilmesi için parçaya rijit bölgeler tanımlanması gerekmektedir. Rijit bölge, süspansiyon elemanı arka bağlantı braketi için, kaynaklı gövdeye kaynatıldığı yüzeyde bulunan elemanlara tanımlanmıştır. Bu tanımlama gerçekleştirilirken NODE SET ile ilgili rijit bölge elemanları seçilmiş, BOUNDARY-SPC SET sekmesinden ise bu bölgenin tüm eksenlerde (DOFX, DOFY, DOFZ, DOFRX, DOFRY, DOFRZ) 1, yani hareketsiz olacak şekilde LS Prepost üzerinde analize hazırlanmıştır. Şekil 4.15'te LS Prepost üzerindeki sabit bölgenin BOUNDARY kartı gösterilmiştir.

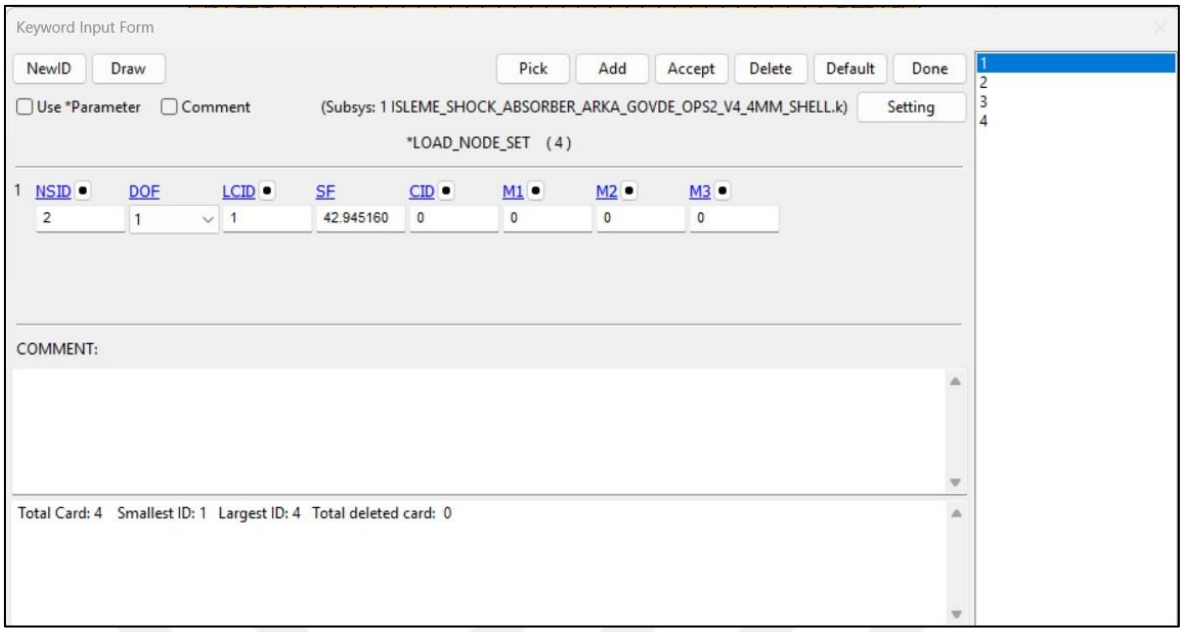


Şekil 4.15. Sabit bölge için boundary kartı

4.4.3. Tasarım yüklerinin tanımlanması

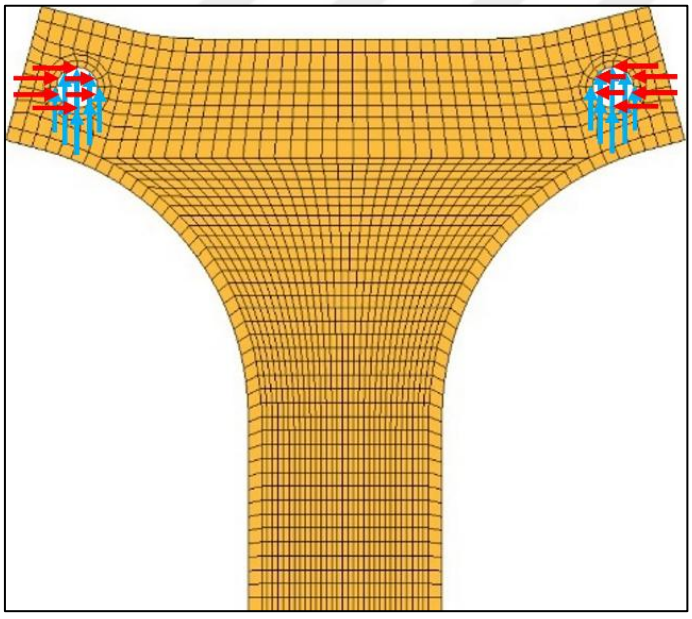
Gerçekleştirilecek olan sonlu elemanlar analizinin ön hazırlık aşamasında parçaya etki edecek yüklerin doğru şekilde tanımlanması oldukça önemlidir. Bölüm 3.1.7'de belirlenen ve F_B ile tanımlanan bileşke yükün, uygulanacağı doğrultuda braket delikleri üzerinde tanımlanması gerekmektedir. Bu ön çalışma gerçekleştirilirken bileşke yükün, rijit bölge ile yaptığı açı 75°'dir. Bu sebeple F_B yükü sinüs 15° ve kosinüs 15° ile çarpılarak x ve y eksenlerindeki bileşenlerine ayrılmış, yükün doğru açıda ve doğru eksenlerde tanımlanması sağlanmıştır. Bu değerler, sinüs 15° için 11,50712 kN olarak, kosinüs 15° için 42,94516 kN olarak bulunmuştur.

Delik ve çevresindeki elemanlar yine rijit bölge tanımlanmasında kullanılan NODE SET ile birlikte seçilerek LOAD-NODE SET kartında tanımlanmış, LOAD kartı Şekil 4.16'da gösterilmiştir.



Şekil 4.16. Yük bölgeleri için load kartı

Şekil 4.17'de yükün uygulandığı eksenler, analiz parçası üzerinde gösterilmiştir.



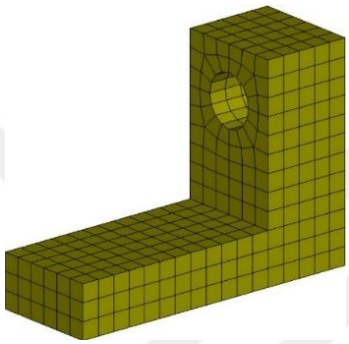
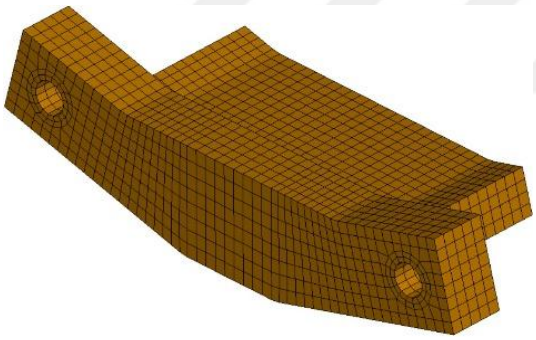
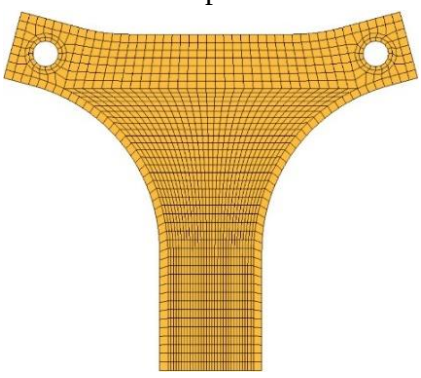
Şekil 4.17. Yüklerin uygulandığı eksenlerin analiz parçası üzerinde gösterimi

4.4.4. Süspansiyon elemanı arka bağlantı braketinin analiz sonuçları

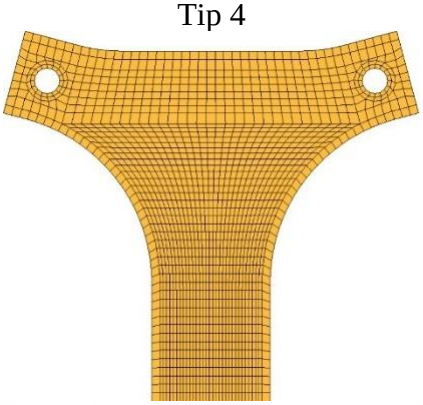
Süspansiyon elemanı arka bağlantı braketi sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilirken optimum kalınlık ve geometri elde edilmeye çalışılmış ve minimum kalınlıkta, minimum

efektif gerilme elde edilmeye çalışılmıştır. Süspansiyon elemanı arka bağlantı braketi için 4 farklı geometri ve Tip 3 ile Tip 4 özelinde 14-25 mm aralığında 12 farklı kalınlıkta analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler ile elde edilen efektif gerilme miktarları Çizelge 4.7'de gösterilmiştir.

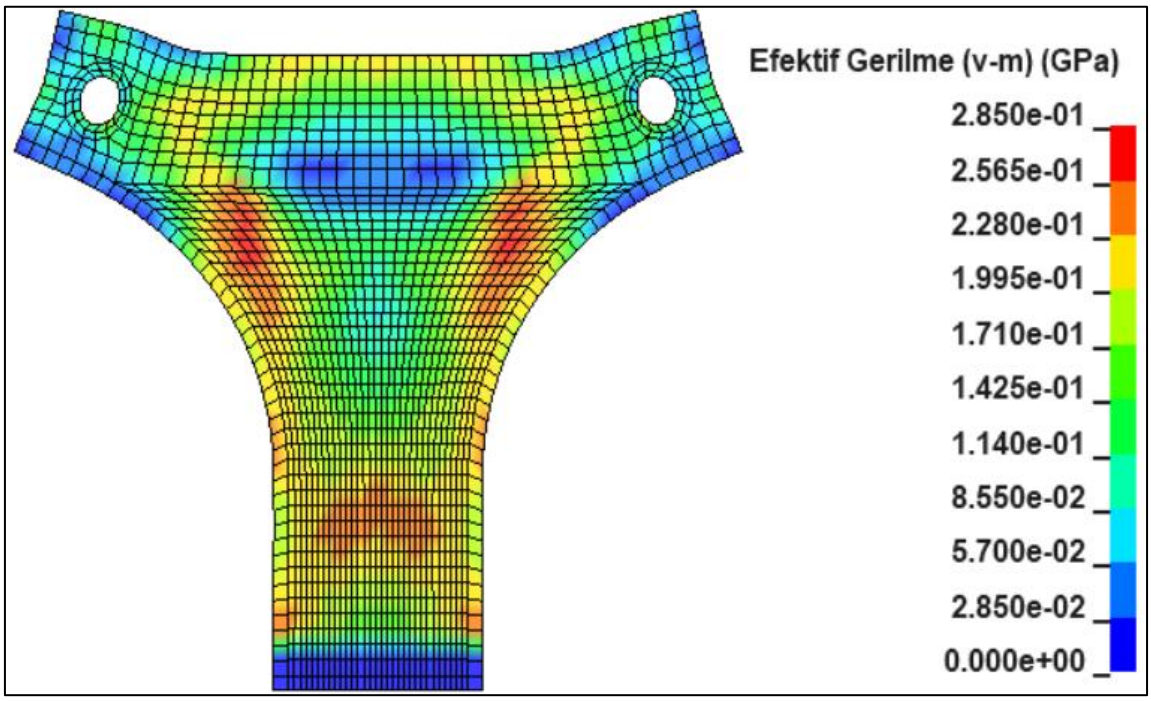
Çizelge 4.7. Geometri ve kalınlıklara göre efektif gerilme çizelgesi

Geometri	Kalınlık [t]	Efektif Gerilme [GPa]
Tip 1 	Geometri 3D olarak oluşturulmuştur ve bağlantı konumu farklıdır. Kalınlık iterasyonu bulunmamaktadır.	2,547
Tip 2 	Geometri 3D olarak oluşturulmuştur ve bağlantı konumu farklıdır. Kalınlık iterasyonu bulunmamaktadır.	0,3277
Tip 3 	14	0,8400
	15	0,7628
	16	0,7674
	17	0,6868
	18	0,6263
	19	0,5660
	20	0,4969
	21	0,4405
	22	0,4163
	23	0,4045
	24	0,3803
	25	0,3284

Çizelge 4.7. (devam) Geometri ve kalınlıklara göre efektif gerilme çizelgesi

Geometri	Kalınlık [t]	Efektif Gerilme [GPa]
Tip 4 	14	0,4953
	15	0,4000
	16	0,2952
	17	0,2734
	18	0,2740
	19	0,2854
	20	0,2857
	21	0,2861
	22	0,2865
	23	0,3042
	24	0,3095
	25	0,3120

Çizelge 4.7'de yer alan sonlu elemanlar analiz sonuçları incelendiğinde Tip 4'e ait geometrinin ve bu geometri ile gerçekleştirilen kalınlık doğrulama çalışmalarında, 17 mm et kalınlığının, diğer tip ve kalınlıklara ait analiz sonuçlarına göre daha az efektif gerilmeye sahip olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 4.18'de Tip 4 ve 17 mm et kalınlığına ait efektif gerilme analiz sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 4.18. Tip 4 – 17 mm et kalınlığına sahip parçanın efektif gerilme analizi

Gerçekleştirilen iterasyonlarda Tip 1 ve Tip 2 geometrilerine ait efektif gerilme değerlerinin bağlantı arayüzlerinin farklı olması ve geometrinin yeterli olmaması sebebi ile hiçbir şekilde akma ve kopma gerilmesinin altına düşemediği gözlemlenmiştir.

Tip 3 geometrisine ait efektif gerilme değerleri, 14-25 mm et kalınlığı aralığında hiçbir şekilde akma ve kopma gerilmesinin altına düşemediği gözlemlenmiştir.

Tip 4 ve 17 mm et kalınlığına sahip parçanın analiz sonucu incelendiğinde, delik ve delik çevresi, yani yükün uygulandığı bölgenin tasarım için uygun olduğu fakat parça üzerinde kırmızı renk ile görülen yüksek gerilme bölgelerinin emniyetli gerilme değerinin üzerinde kaldığı gözlemlenmiştir. Et kalınlığının 18 mm olduğu iterasyon incelendiğinde efektif gerilmenin akma gerilmesinin altında olduğu gözlemlenmiştir fakat ağırlık optimizasyonu ile ilgili kalınlık değeri tercih edilmemiştir. Et kalınlığının 19 mm ve 20 mm olduğu iterasyonlar incelendiğinde efektif gerilmenin akma gerilmesine eşit olduğu gözlemlenmiştir. Hem efektif gerilmenin akma gerilmesi sınırında olmasından hem de ağırlık optimizasyonundan kaynaklı olarak ilgili et kalınlıklarına sahip iterasyonlar tasarım için tercih edilmemiştir.

Tip 4 ve 17 mm et kalınlığına sahip parçada yer alan kırmızı renk ile görülen yüksek gerilme bölgelerinin mukavemetinin yeterli olmamasından dolayı 20 mm'nin üzerindeki kalınlık değerlerinde ilgili bölgelerde kopma meydana gelmiş ve efektif gerilme değerleri 0,286 GPa'nın üzerinde seyretmiştir. Kırmızı renk ile görülen yüksek gerilme bölgeleri, parçanın genelinde değil, genellikle keskin köşelerde, cıvata delikleri çevresinde veya kuvvet uygulama noktalarında tekil gerilme (stress singularity) kaynaklı gözlemlenebilmektedir. Bu bölgelerin sistemin yapı bütünlüğünü bozup bozmadığı, plastik deformasyonun derinliğine bakılarak değerlendirilmiştir. Askeri zırhlı kara aracı tasarımında, parçaların içerisinde bulunan bölgelerin tamamını mavi renk ile görülen çok düşük gerilme seviyesinde tutmak, aşırı tasarıma (over-design) ve dolayısıyla aracın hareket kabiliyetini kısıtlayan, mobiliteyi düşüren ağırlık artışlarına neden olur. Yüksek gerilme bölgeleri, tasarımın limitlerinde olduğunu ve gerçek prototipte bu bölgelerin özel ısıl işlemler veya ufak geometrik iyileştirmelerle (pah kırma, radyus büyütme, lokal kalınlık artışı ve optimizasyonu) tolere edilebileceğini göstermektedir. Sistem genelinde hedeflenen emniyet katsayısı korunmuştur. Kırmızı bölgeler, malzemenin akma sınırını anlık zorlamalarda geçtiğini gösterse de kopma

sınırının altında kalındığı ve yapının katastrofik bir başarısızlığa uğramadığı simülasyon çıktılarından teyit edilmiştir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Çalışmanın ilk aşamasında 8x8 zırhlı askeri araca uygun olacak şekilde tasarım ölçülendirme çalışması gerçekleştirilmiş, devamında ise değişken yapılı tekerlek-palet sisteminin tasarımı bu ölçülendirmeye bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasında değişken yapılı tekerlek-palet sisteminin form değişim senaryoları belirlenmiş ve devamında ise mekanizmanın üzerine etkiyen aks ve tekerlek yükleri hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar ile tasarlanan parçaların üzerine etkiyen bileşke yükler bulunmuştur. Tasarlanan pimler, kullanılması gereken ve kritik bölgelere ait cıvataların kesme gerilmeleri hesaplanmış, emniyetli gerilmelerin altında kalacak şekilde boyutlandırma gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın son aşamasında önce çekme numunesi analizi sonlu elemanlar programı ile gerçekleştirilerek analiz verileri elde edilmiş, sonrasında ise değişken yapılı tekerlek-palet sistemine ait parçaların parça bazlı sonlu elemanlar analizleri ve doğrulama çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Yapılan tez çalışmasında elde edilen bulgular ve sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

1. Kesme gerilmesi hesaplamaları sonucunda kanatçık bağlantı pimi için 29,9 mm ve kanatçık-süspansiyon elemanı bağlantı pimi için 21,7 mm çap ölçülerinin, süspansiyon bağlantı civatası ve gövde bağlantı civatası için ise M10-10.9 cıvata ölçü ve kalitelerinin emniyetli gerilmenin altında kaldığı ve uygun olduğu belirlenmiştir.
2. Süspansiyon ön bağlantı braketi için Tip 5 – 17 mm et kalınlığının, süspansiyon arka bağlantı braketi için ise Tip 4- 17 mm et kalınlığının en uygun tip ve kalınlık olduğu yapılan sonlu elemanlar analizleri sonucunda belirlenmiştir.

5.2. Öneriler

1. Aks yükü hesaplamaları dinamik ortam koşulları ile gerçekleştirilebilir. Buna bağlı olarak değişken yapılı tekerlek-palet sistemine ait tüm bileşenler dinamik yol analizlerine tabii tutulabilir.
2. Aks yükü hesaplamaları gerçekleştirilirken emniyet katsayısı mayın patlaması ve hendek atlama vb. gibi zırhlı araç operasyonel durumları göz önünde bulundurularak tekrardan hesaplanabilir.

KAYNAKLAR

Abishek, A., Sunil Shirwal, S., Satish, S., Maheshwari, M., ve Nikita, G. (2025). Advancements & challenges in unmanned ground vehicles. *Archives of Current Research International*, 25(8), 619–634.

Adams, B., Reid, J., Hummel, J., Zhang, Q., ve Hoeft, R. (2004). Effects of central tire inflation systems on ride quality of agricultural vehicles. *Journal of Terramechanics*, 41, 199-207.

Aktaş, C. (2021). *Tetra Kiral ve İçe Girintili Çarpışma Kutularının Performanslarının Deneysel ve Sayısal Yöntemlerle İncelenmesi ve Optimizasyonu*. Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Bruzzone, L., Baggetta, M., Nodehi, S. E., Bilancia, P., ve Fanghella, P. (2021). Functional design of a hybrid leg-wheel-track ground mobile robot. *Machines*, 9(1), 10.

Castaldi, C., Fontana, R., ve Nuvolari, A. (2009). 'Chariots of fire': the evolution of tank technology, 1915–1945. *Journal of Evolutionary Economics*, 19, 545–566.

Çetinkaya, A. F., ve Demirel, N. (2023). Askeri operasyonlarda araç seçimi: karar verme sürecinde kullanılabilecek analitik yaklaşımlar. *Uluslararası Türk Dünyası Araştırmaları Dergisi*, 6(3), 35-74.

Els, P., Theron, N., Uys, P., ve Thoresson, M. (2007). The ride comfort vs. handling compromise for off-road vehicles. *Journal of Terramechanics*, 44, 303-317.

Gao, X., Guan, X., Yang, Y., ve Zhang, J. (2023). Design and ground performance evaluation of a multi-joint wheel-track composite mobile robot for enhanced terrain adaptability. *Applied Sciences*, 13(12), 7270.

Grazioso, A., di Maria, E., Giannoccaro, N. I., ve Ishii, K. (2022). Multibody modeling of a new wheel/track reconfigurable locomotion system for a small farming vehicle. *Machines*, 10(12), 1117.

İnternet: FNSS Savunma Sistemleri A.Ş. (2026). *Fotograflar*. URL-1: https://www.fnss.com.tr/tr/medya/fotograflar, Son Erişim Tarihi: 25.02.2026

İnternet: RFY. (t.y.). *Rfy motorcycle rear shock absorber 235 mm for Yamaha Jog ZR 50 (Model 99-38)*. URL-2: https://ln2989ln.en.made-in-china.com/product/jxvrbZwCGyhT/China-Rfy-Motorcycle-Rear-Shock-Absorber-235mm-for-YAMAHA-Jog-Zr-50.html, Son Erişim Tarihi: 24.08.2025.

İnternet: LS Dyna Support. (2026). *Consistent units*. URL-3: https://www.dynasupport.com/howtos/general/consistent-units, Son Erişim Tarihi: 25.02.2026RFY. (t.y.). *Rfy motorcycle rear shock absorber 235 mm for Yamaha Jog ZR 50 (Model 99-38)*. URL-3: https://ln2989ln.en.made-in-china.com/product/jxvrbZwCGyhT/China-Rfy-Motorcycle-Rear-Shock-Absorber-235mm-for-YAMAHA-Jog-Zr-50.html, Son Erişim Tarihi: 24.08.2025.

Kamon, S., Maria, E. D., ve Ishii, K. (2023, 10-12 February). *Control strategy to change the locomotion mode of a reconfigurable wheel/track robot based on the soil conditions*. Paper presented at the International Conference on Artificial Life and Robotics (ICAROB 2023), Japan.

Kang, D., Lee, M. C., ve Cho, S. (2014). Experimental study on mobility of a vehicle with CTIS in soft soil. *International Journal of Automotive Technology*, 15, 71–77.

Li, Z., Xu, L., ve Sui, J. (2022). Mechanism design and mechanical analysis of reconfigurable wheel-track wheel based on offset guide rod mechanisms. *Journal of Physics: Conference Series*, 2402, 1-10.

Liu, L., Xu, L., Liu, J., Chen, S., Cheng, G., ve Shi, J. (2020, 10-12 June). *Analysis on the environmental adaptability of a reconfigurable wheel-tracked wheel*. Paper presented at the 3rd International Conference on Mechatronics, Robotics and Automation (ICMRA), Shanghai.

Lyness, H., ve Apostolopoulos, D. (2021). Validation of two reconfigurable wheel-track testbeds for military vehicles. *Journal of Terramechanics*, 98, 34-41.

MacDonald, A., Bartlett, F., ve Wight, G. (2017). Probabilistic gross vehicle weights and associated axle loads for military vehicles in bridge evaluation and code calibration. *Advances in Military Technology*, 12, 11-25.

O'Malley, T. J. (1996). *Fighting Vehicles: Armoured Personnel Carriers and Infantry Fighting Vehicles* (1. Baskı). London: Greenhill Books, 1-160.

Piancastelli, L., Toccaceli, M., Sali, M., Leon-Cardenas, C., ve Pezzuti, E. (2023). Electric hybrid powertrain for armored vehicles. *Energies*, 16(6), 2605.

Prior, R., ve Wilson, T. (1991). 15 September 1916: The dawn of the tank. *The RUSI Journal*, 136(3), 61–65.

Purdy, L. (2022). Motorised, mechanised and armoured infantry: A short history of the development of Armoured Vehicle-Borne Infantry and its relevance to the Australian Army today. *Australian Army Journal*, 18(1), 114–133.

Rachkov, M., Emelyanov, A., ve Kolot, V. (2019, 10-12 June). *Reconfigurable autonomous wheel-tracked robot*. Paper presented at the International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), Sochi.

Raja, D. E., Singh, S. P., ve Prabhuram, T. (2020). Design and analysis of hybrid reconfigurable wheel for armoured vehicles. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 764, 1-8.

Reza, N. J. (2025). *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. New York: Springer Cham, 1-450.

Sapunkov, O. (2020, 11-13 August). *Historical trends and parameter relationships in the design of armored fighting vehicles*. Paper presented at the Ground Vehicle Systems Engineering and Technology Symposium (GVSETS), Novi, 1-35.

Vurur, T., ve Kılıç, R. (2024). Design optimization of road wheel used in tracked armored vehicles. *International Journal of Computational and Experimental Science and Engineering*, 10(4), 0(0).

Wong, J. Y. (1997). Dynamics of tracked vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 28(2–3), 197–219.

Wong, J., ve Huang, W. (2006). “Wheels vs. tracks” – a fundamental evaluation from the traction perspective. *Journal of Terramechanics*, 43(1), 27-42.

Yan, L., Xu, X., Tang, Y., ve Jiang, Y. (2022). The static analysis of reconfigurable wheel-track transformation mechanism. *Journal of Physics: Conference Series*, 2383, 1-12.

Yap, C. H. (2012). *The Impact of Armor on the Design, Utilization and Survivability of Ground Vehicles: The History of Armor Development and Use*. Yüksek Lisans Tezi, University Name, City, 1-150.

Zhang, S., Yao, J., Wang, Y., Liu, Z., Xu, Y., ve Zhao, Y. (2022). Design and motion analysis of reconfigurable wheel-legged mobile robot. *Defence Technology*, 18, 1023-1040.

Zhou, F., Xu, X., Xu, H., Chang, Y., Wang, Q., ve Chen, J. (2020). Implementation of a reconfigurable robot to achieve multimodal locomotion based on three rules of configuration. *Robotica*, 38(8), 1478–1494.

Zhou, P., Tang, S., ve Sun, Z. (2023). Simulation research on the grouser effect of a reconfigurable wheel-crawler integrated walking mechanism based on the surface response method. *Applied Sciences*, 13(7), 4202.

EKLER

EK-1. Lineer aktüatöre ait üretici teknik özellikler dokümanı

JC35W5 Linear Actuator



JC35W5 is a kind of actuator with low noise, compact installation size and high speed. It has following specifications: JC35W5-3000N; JC35W5-2000N;JC35W5-1000N. JC35W5 is characterized by high speed, compact installation size, IP grade up to IP67 and low noise;
It is suitable for medical bed, nursing bed, patient lifter, comfort bed, TV lifter, engineering machinery and other fields.

Stock Code: JC35W5-3-5.5-24-100-220-4s-V-B
JC35W5-3-5.5-24-150-270-4s-V-B
JC35W5-3-5.5-24-200-320-4s-V-B
JC35W5-3-5.5-24-250-370-4s-V-B
JC35W5-3-5.5-24-300-420-4s-V-B

Features And Options

Dynamic load push(N):	3000 | 2000 | 1000
Dynamic load pull (N):	3000 | 2000 | 1000
Colour:	Black
IP Grade:	Max. IP67
Stroke Length:	3000N: 50-250mm 2000N: 50-400mm 1000N: 50-400mm
Installation Dimensions:	L = 170(S≤50) L = S+120(50≤S≤400)
Noise Level:	≤55dB, (environmental noise≤40dB)
optional:	Hall sensor
Limit Switch:	Built-in (electrical)
Weight:	About 1.413kg (different stroke length and installation dimensions with different weight)
Static bending moment:	lateral load is not allowed
Approval:	IEC60601-1: 2012 EN 60601-1: 2006+A12: 2014 ANSI/AAMI ES60601-1: 2005/(R)2012 and A1: 2012 C1: 2009/(R)2012 and A2: 2010/(R)2012

EK-1. (devam) BIBUS marka JC35W5 modeline ait üretici teknik özellikler dokümanı

Usage

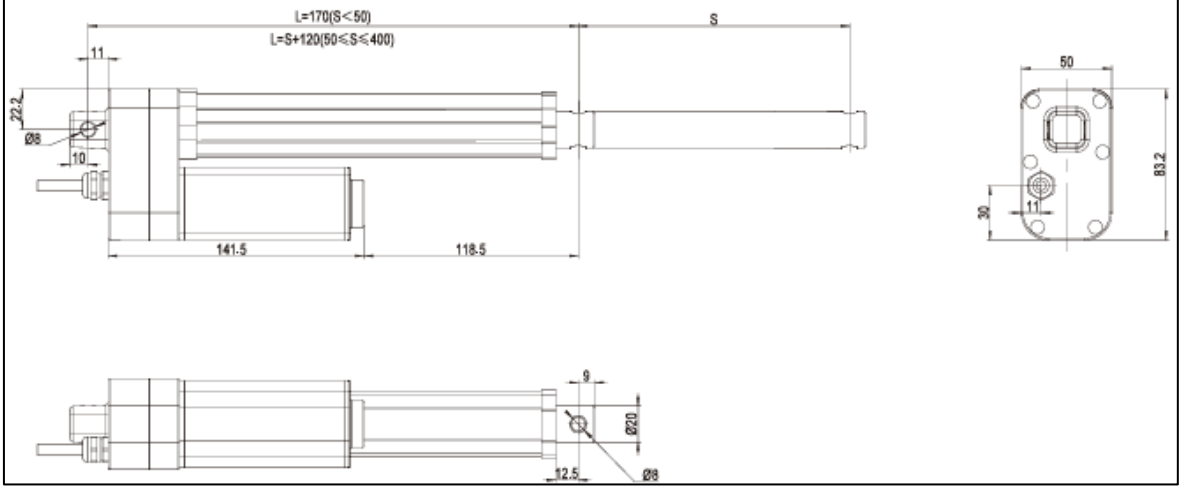
Duty Cycle:	10%, max. 2min.continuous working and 18 min.off
Operating Temperature:	+5 °C to +40°C
Reserve Temperature:	-10°C to 50°C
Supporting Control Box:	match with JIECANG control box
Relative Humidity:	20% to 90% at 30 °C, non condensing
Atmospheric Pressure:	700 to1060hPa

Additional use in industry

Duty Cycle:	10%, max. 2min.continuous working and 18 min.off
Operating Temperature:	-30°C~70°C, IP67 test qualified

The vibration standard is GBT31467.3-2015. After the vibration is completed, the IP67 test is qualified, and the linear actuator works normally.
After 480 hours of salt spray test, the IP67 test is qualified, and the linear actuator works normally.
The linear actuator extends and retracts once, the push-pull force is 200KG, the number of tests is 20,000 times, the IP67 test is qualified, and the linear actuator works normally.

Dimension Drawing



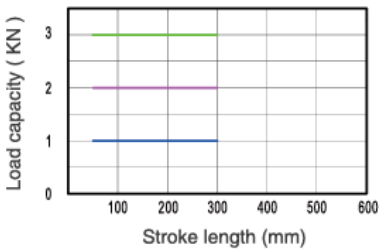
EK-1. (devam) BIBUS marka JC35W5 modeline ait üretici teknik özellikler dokümanı

Technical Data-Standard Value

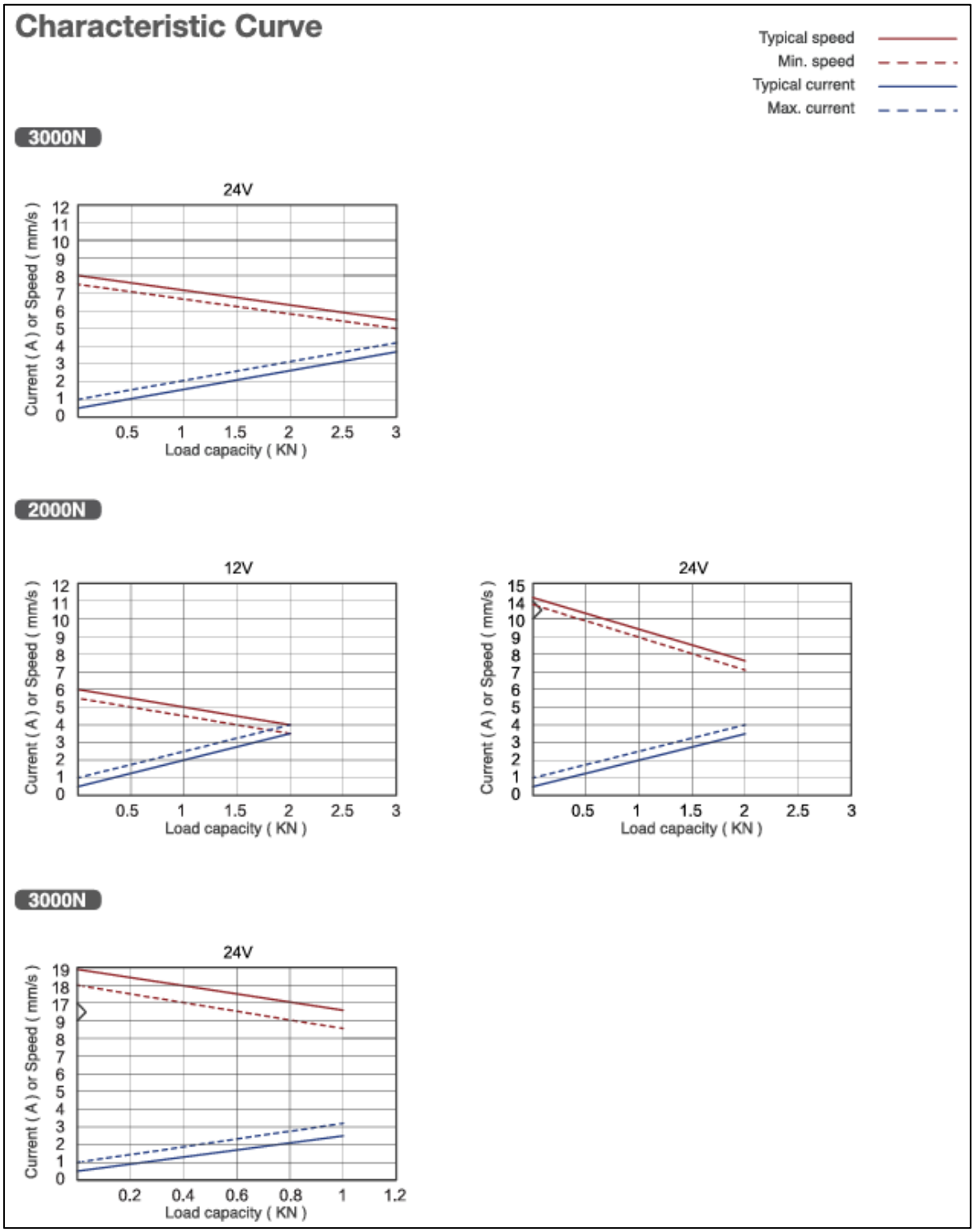
Input voltage (VDC)	Spindle pitch (mm)	Max. load in push (N)	Max. load in pull (N)	Mechanical self-lock (N)	Speed at no load/full load (mm/s)	Current at full load (A)
12	4	2000	2000	1500	7/4.5	≤6
24	4	3000	3000	3000	7.4/4.8	≤5
24	7.5	2000	2000	1500	13.2/8.3	≤5
24	10	1000	1000	600	18.2/11	≤4

Remarks: It can achieve better self-locking ability with Jiecang control box;
The above data is the standard value of the test data (inspection specification) at room temperature of 25□.

Diagram of relationship between stoke length and load



EK-1. (devam) BIBUS marka JC35W5 modeline ait üretici teknik özellikler dokümanı

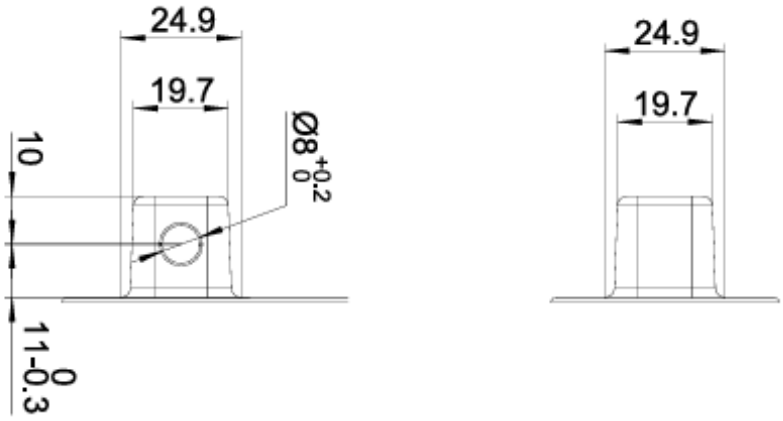


EK-1. (devam) BIBUS marka JC35W5 modeline ait üretici teknik özellikler dokümanı

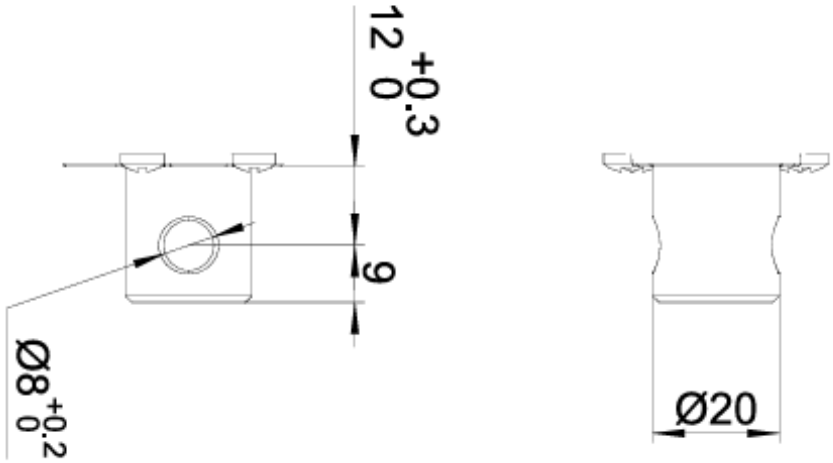
Ordering Details

Dimension drawing of clevis

End clevis: 37



Top clevis: F47



EK-1. (devam) BIBUS marka JC35W5 modeline ait üretici teknik özellikler dokümanı

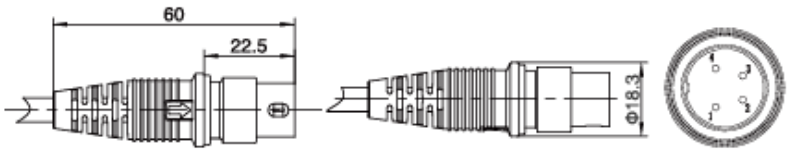
Motor wire

4-pin straight plug (standard)

Matching control box :
JCB35Q / JCB35T / JCB35R /
JCB35R1 / JCB35S

Pin	Color	Function
1	NC	Not connected
2	Brown	power with positive voltage, actuator going down
3	Blue	power with positive voltage, actuator going up
4	NC	Not connected
Outer Circle	NC	Not connected



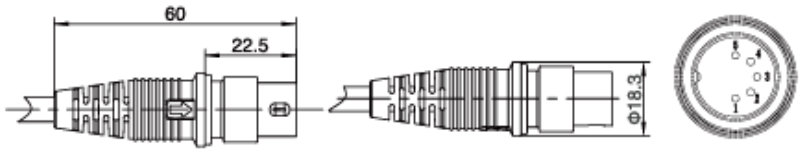


5 pin DIN plug
(actuators with Hall sensor)

Matching control box :
JCB35Q / JCB35T / JCB35R /
JCB35R1 / JCB35S

Pin	Color	Function
1	Red	5V
2	Brown	power with positive voltage, actuator going down
3	Black	GND
4	Blue	power with positive voltage, actuator going up
5	Yellow	Hall sensor signal 1
Outer Circle	Orange	Hall sensor signal 2





EK-2. Gazlı yaya ait üretici teknik özellikler dokümanı

E 00300 A

ISO 11901 - 3
VDI 3003 - Blatt 3

B2 4005 (BMW)
075.90.60 (FCA)

B8 3180 220 000 004 (MB)
39D 997 (VW)

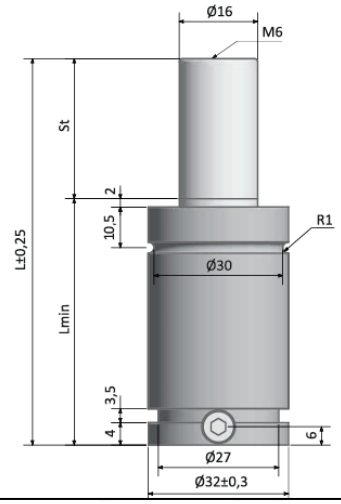
W-DX35-6204 (Ford)

APPROVED PED 2014/68/EU

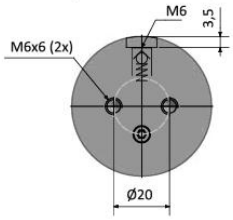
S ≤ Max | Flex ≤ Rod | P ≤ Max | V ≤ Max

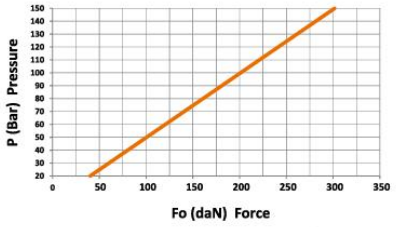
F_{1p} Polytropic End Force
Değişken Sıcaklıktaki Kuvvet
Vo Initial Gas Volume
Başlangıç Hacmi

Fo Initial Force
Başlangıç Kuvveti
F_{1i} Isothermal End Force
Sabit Sıcaklıktaki Kuvvet



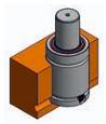
CODE KOD		St	L	L min	F_0 ± %5	F_{1i}	F_{1p}	Vo	
OLD ESKİ	NEW YENİ	mm	mm	mm	daN	daN	daN	cm^3	(Kg)
E 00300 010	**E 00300 010 A**	**10**	**50**	**40**		**478**	**557**	**6,3**	**0,21**
E 00300 013	E 00300 013 A	13	56	43		482	563	8,0	0,22
E 00300 016	**E 00300 016 A**	**16**	**62**	**46**		**486**	**568**	**9,8**	**0,23**
E 00300 019	E 00300 019 A	19	68	49		500	591	11,0	0,24
E 00300 025	**E 00300 025 A**	**25**	**80**	**55**		**512**	**609**	**14,0**	**0,26**
E 00300 032	E 00300 032 A	32	94	62	+ 20 °C	530	639	17,0	0,30
E 00300 038	**E 00300 038 A**	**38**	**106**	**68**		**544**	**661**	**19,5**	**0,32**
E 00300 050	E 00300 050 A	50	130	80	300	556	680	25,0	0,38
E 00300 063	**E 00300 063 A**	**63**	**156**	**93**		**579**	**717**	**30,0**	**0,44**
E 00300 075	E 00300 075 A	75	180	105	150 bar	590	735	35,0	0,49
E 00300 080	**E 00300 080 A**	**80**	**190**	**110**		**595**	**742**	**37,0**	**0,52**
E 00300 100	E 00300 100 A	100	230	130		623	791	44,0	0,62
E 00300 125	**E 00300 125 A**	**125**	**280**	**155**		**676**	**881**	**51,0**	**0,76**





Pressure Medium **Basınç Ortamı**	N_2	Area of Sealing, Rod or Piston **Piston veya Mildeki Sızdırmazlık Alanı**	2,01 cm^2
Working Temp. **Çalışma Sıcaklığı**	0-80 °C	Force Increase By Temperature **Sıcaklık Etkisiyle Kuvvet Artışı**	± 0,33 %/ °C
Min. Filling Pressure **Minimum Dolum Basıncı**	20 bar	Recommended Max Stroke/Min **Tavsiye Edilen Maximum Strok/Dk**	~ 20-100 (20°C)
Max Filling Pressure **Maximum Dolum Basıncı**	150 bar	Max. Working Speed **Maximum Çalışma Hızı**	1,8 m/s


Bottom Mount


Drop - in


D 032


DK 032


TA 032
TD 032


CB 032
CA 032



Gazili olmak ayrıcalıktır