

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇ NOKTA ALGORİTMASI KULLANILARAK
MUHAREBE TANKI SÜSPANSİYONUNUN ÇOK AMAÇ FONKSİYONLU
PARETO OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Emre ERTÜRK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimlerin Mekaniği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ata MUĞAN

ARALIK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇ NOKTA ALGORİTMASI KULLANILARAK
MUHAREBE TANKİ SÜSPANSİYONUNUN ÇOK AMAÇ FONKSİYONLU
PARETO OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Emre ERTÜRK
(503121517)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimlerin Mekaniği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ata MUĞAN

ARALIK 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121517 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Emre ERTÜRK, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “İÇ NOKTA ALGORİTMASI KULLANILARAK MUHAREBE TANKI SÜSPANSİYONUNUN ÇOK AMAÇ FONKSİYONLU PARETO OPTİMİZASYONU” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Ata MUĞAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Uğur GÜVEN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 27 Kasım 2015
Savunma Tarihi : 24 Aralık 2015

ERTÜRK ve AKALIN ailesine,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam süresince değerli zamanını her türlü zorluğa karşın bilgi ve tecrübelerini aktarmak için tarafıma ayıran, akademik çalışmayı sevmemde büyük katkısı olan danışman hocam Sayın Prof. Dr. Ata MUĞAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Beni bugünlere getiren, her zaman her konuda yanımda olan canım annem Filiz ERTÜRK'e, canım babam Ali İlhami ERTÜRK'e, çok sevgili ablam ve kardeşim Öykü ERTÜRK ÇELİK ile Ertuğ ERTÜRK'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bölüm müdürüm Sayın Dr.Namık KILIÇ ile birim yöneticim Sayın Kadir ELİTOK'a hem iş hayatımda hem de yüksek lisans tez dönemimde kendimi geliştirmem için her türlü fırsatı tanıdıkları için sonsuz teşekkür ederim.

Ayrıca çalışmalarım süresince her zaman yanımda olan ve her türlü desteğini benden esirgemeyen sevgili eniştem Ali ÇELİK ve nişanlım Beyza AKALIN'a çok teşekkür ederim.

Aralık 2015

Emre ERTÜRK
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR.....	xii
SEMBOLLER	xiv
ÇİZELGE LİSTESİ	xvi
ŞEKİL LİSTESİ	xviii
ÖZET	xx
SUMMARY	xxii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	2
2. ARAÇ SÜRÜŞ MODELİ	5
2.1 M113 Zırhlı Personel Taşıyıcı	5
2.2 M113 Paletli Araç Sürüş Dinamik Modeli	11
2.2.1 İdealize edilmiş süspansiyonlu çok tekerlekli araç dinamik modeli Model-I	11
2.2.2 İdealize edilmiş süspansiyonlu paletli araç dinamik modeli Model II.....	17
2.2.3 Taşıyıcı – burulma çubuk süspansiyonlu çok tekerlekli araç sürüş dinamik modeli (Model III)	21
2.2.4 M113 araç parametreleri	26
3. OPTİMİZASYON	29
3.1 Optimizasyon Probleminin İfadesi	30
3.2 Eğim Tabanlı Algoritmalar.....	31
3.2.1 Doğrusallaştırma ve ardışık doğrusal programlama	31
3.2.2 Ardışık ikinci derece programlama	33
3.2.3 Genişletilmiş lagrange yöntemi	34
3.2.4 İç nokta algoritması.....	35
3.3 Ayrık Değişkenli Problemler İçin Algoritmalar	38
3.3.1 Dal ve sınır yöntemleri	39
3.3.2 Benzetimli tavlama	39
3.3.3 Genetik algoritmalar.....	40
3.3.4 Tamsayı programlama	41
3.3.5 Ardışık doğrusallaştırma yöntemleri.....	41
3.3.6 Yuvarlanma teknikleri.....	42
3.3.7 Komşu araştırma metodu.....	42
3.4 Çok Amaçlı Optimizasyon	43
3.4.1 Terminoloji ve temel kavramlar	43
3.4.2 Çözüm metotları.....	44
4. PALETLİ ARAÇ MODEL OPTİMİZASYONLARI	47
4.1 Hareket Denklemlerinin Çözümü	47
4.2 Optimizasyon Problemi ve Çözümü	49

4.2.1 Model-I	50
4.2.2 Model-II	53
4.2.3 Model-III.....	56
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	61
KAYNAKLAR.....	63
ÖZGEÇMİŞ.....	65

KISALTMALAR

ZPT	: Zırhlı personel taşıyıcı
KKT	: Karush Kuhn Tucker
RMS	: Root mean square
COG	: Center of gravity

SEMBOLLER

a_{dr}	: Gövde ağırlık merkezi ile sürücü lokasyonu yatay mesafesi
a_{Id}	: Gövde ağırlık merkezi ve gergi kasnağı yatay mesafesi
a_i	: Gövde ağırlık merkezi ve 'i'. tekerlek arası yatay mesafe
a_{sp}	: Gövde ağırlık merkezi ve cer dişlisi arası yatay mesafe
a_{si}	: Gövde ağırlık merkezi ve 'i'. amortisör yatay mesafesi
a_{ti}	: Gövde ağırlık merkezi ve 'i'. burulma çubuğu yatay mesafesi
b_{dr}	: Gövde ağırlık merkezi ve sürücü lokasyonu düşey mesafesi
b_{Id}	: Gövde ağırlık merkezi ve gergi kasnağı düşey mesafesi
b_{sp}	: Gövde ağırlık merkezi ve cer dişlisi düşey mesafe
b_s	: Gövde ağırlık merkezi ve amortisör düşey mesafesi
b_t	: Gövde ağırlık merkezi ve burulma çubuğu düşey mesafe
c_b, c_{0b}	: Darbe takozları temas faktörü
d_c	: Tekerlek ve darbe takozu arasındaki boşluk
F_{bi}	: 'i'. Tekerlek-darbe takozu arası temas kuvveti
F_{Di}	: 'i'. Tekerlekteki amortisör sönüm kuvveti
F_{fi}	: 'i'. Tekerlekteki süspansiyon sürtünme kuvveti
F_{fLi}, F_{fsi}	: 'i'. Süspansiyon bağlantısı ve amortisörün oluşturduğu sürtünme kuvveti
F_L, F_{sa}	: Sürtünme kuvveti şiddetleri
F_{Ki}, F_{Ci}, F_{sui}	: 'i'. Tekerlekteki toplam süspansiyon yayı/sönüm kuvvetleri
F_{tri}	: Palet ve/veya tekerlek lastik esneklik kuvveti
F_{0bi}	: Yol kolu ve darbe takozu temas kuvveti
g	: Yer çekimi ivmesi
K_b, K_p, K_{wi}	: Sırasıyla darbe takozu, palet kauçuğu ve 'i'. tekerlek lastiği katılık katsayısı
K_i	: 'i'. Tekerlek süspansiyon yay katsayısı
K_{tri}	: Yol tekerlek lastiği ve palet tamponu efektif yay sabiti
K_{0b}	: Darbe takozunu temsil eden eşdeğer burulma katılık katsayısı
K_{0i}	: 'i'. burulma çubuğunun sertlik katsayısı
m_{wi}	: 'i'. Tekerlek kütlesi
R	: Yol kolu uzunluğu
S	: Yol kolu menteşesinden amorsitör 'Ai' bitişine olan mesafe
$[M]$	: Kütle/atalet matrisi (NxN)
N	: Serbestlik derecesi
T_i^l, T_i^r	: 'i'. Tekerleğin sırasıyla sağına ve soluna palet gergisi sebebiyle etkileyen kuvvetler
T_l, T_s	: Sırasıyla 5. Tekerlek/gergi kasnağı ve 1. Tekerlek-cer dişlisi arasındaki palet gergisinin oluşturduğu kuvvetler
y_h	: Gövde ağırlık merkezinin düşey deplasmanı
β_0	: Amortisör eğimi
γ_0	: $\theta_0 + \beta_0 + \zeta_0 - \pi/2$
ϕ_h	: Gövde ağırlık merkezi yunuslama açısı
θ_c	: Yol kolu ve darbe takozu arasındaki açısal boşluk

θ_{wi}	: 'i'. yol kolunun yunuslama hareketi
ζ_0	: Yol kolu merkezi ve çıkıntısını ikiye bölen çizgi arasındaki açı
[C]	: Sönüm matrisi
[K]	: Katılık matrisi
θ_0, θ_s	: Yol kolunun sırasıyla başlangıç ve statik eğim açısı
μ_I, μ_s, μ_w	: Sırasıyla takip eden, öncelik eden ve tekerlekler arasındaki palet dilimleri katılık katsayıları
y_{trs}	: Palet tamponu-lastikler statik çökme miktarı
y_{oi}, y_{oi}, y_{os}	: Sırasıyla 'i'. yol tekerleğinin, takip eden ve öncülük eden palet kısımlarının düşey koordinatları
y_{wi}	: 'i'. yol tekerleğinin düşey deplasmanı
y_{hs}	: Tekerlek süspansiyonunun statik çökmesi
m_h	: Gövdeye ait yaylanan kütle
I_h	: Gövde kütle merkezine göre gövde kütle atalet momenti
C_{ji}	: Kuvvet-hız eğrisinin 'j'. eğimine karşılık gelen 'i'. amortisör yüksek /düşük sönüm katsayıları
v_p	: Amortisör eğrisinde yüksek/alçak sönüm katsayısına karşılık gelen geçiş hızı
v_i	: Süspansiyon sisteminin 'i'. amortisörü boyunca izafi hız
v_{Ai}, v_{Bi}	: 'i'. amortisör bağlantı hızları
($\cdot$)	: Zamana göre türev
Φ	: Pshenichny'e ait iniş fonksiyonu

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Palet geometrisi ve özellikleri.....	26
Çizelge 2.2 : Çok tekerlekli / paletli M113 A1 araç parametreleri.	27
Çizelge 4.1 : Model-I Optimizasyon problemi parametreleri.....	50
Çizelge 4.2 : Model-II Optimizasyon problemi parametreleri.	53
Çizelge 4.3 : Model-III Optimizasyon problemi parametreleri.	56
Çizelge 4.4 : Optimizasyon öncesi - sonrası sonuçlar.....	59

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1 : M113 Zırhlı personel taşıyıcı.	6
Şekil 2.2 : M113 Aracın kesit görünüşleri.	7
Şekil 2.3 : M113 Paletli zırhlı personel taşıyıcı süspansiyon sistemi.	8
Şekil 2.4 : Yol kolu.	9
Şekil 2.5 : M113 aracı takozları.	10
Şekil 2.6 : Palet ve yol tekeri.	10
Şekil 2.7 : İdealize edilmiş süspansiyon yapısı ile M113 çok tekerlekli araç modeli (Model I)	12
Şekil 2.8 : Takozların kuvvet-deplasman karakteristiği.	13
Şekil 2.9 : Takozların idealize edilmiş görünüşleri	13
Şekil 2.10 : Askeri araç amortisörü	14
Şekil 2.11 : Amortisör kuvvet-hız grafiği.	14
Şekil 2.12 : Çok tekerlekli araç serbest cisim diyagramı.	15
Şekil 2.13 : İdealize edilmiş süspansiyonlu M113 paletli araç modeli (Model II) ..	18
Şekil 2.14 : Palet segment modeli.....	19
Şekil 2.15 : Paletli araç serbest cisim diyagramı (Model II)	19
Şekil 2.16 : Süspansiyon bağlantı modeli.	23
Şekil 2.17 : Süspansiyon bağlantılarıyla M113 çok tekerlekli araç modeli (Model III)	24
Şekil 3.1 : İki boyutlu uzayda eşitsizlik sınırlarıyla makul bölge gösterimi.	31
Şekil 4.1 : Sinüs yol girdisi.....	49
Şekil 4.2 : Model I için Hedef-1 ve Hedef-2 fonksiyonları Pareto takımlar.	51
Şekil 4.3 : Model I için Hedef-2 ve Hedef-3 fonksiyonları Pareto takımlar.	51
Şekil 4.4 : Model-I optimizasyon öncesi ve sonrası gövde düşey deplasman.....	52
Şekil 4.5 : Model-I optimizasyon öncesi ve sonrası gövde düşey ivme.	52
Şekil 4.6 : Model-I optimizasyon öncesi ve sonrası gövde açısal ivme.....	53
Şekil 4.7 : Model II için Hedef-1 ve Hedef-2 fonksiyonları Pareto takımlar.....	54
Şekil 4.8 : Model II için Hedef-2 ve Hedef-3 fonksiyonları Pareto takımlar.....	54
Şekil 4.9 : Model-II optimizasyon öncesi ve sonrası gövde düşey deplasman.	55
Şekil 4.10 : Model-II optimizasyon öncesi ve sonrası gövde düşey ivme.	55
Şekil 4.11 : Model-II optimizasyon öncesi ve sonrası gövde açısal ivme.	56
Şekil 4.12 : Model III için Hedef-1 ve Hedef-2 fonksiyonları Pareto takımlar.....	57
Şekil 4.13 : Model III için Hedef-2 ve Hedef-3 fonksiyonları Pareto takımlar.....	57
Şekil 4.14 : Model-III optimizasyon öncesi ve sonrası gövde deplasman.	58
Şekil 4.15 : Model-III optimizasyon öncesi ve sonrası gövde düşey ivme.	58
Şekil 4.16 : Model-III optimizasyon öncesi ve sonrası gövde açısal ivme.	59

İÇ NOKTA ALGORİTMASI KULLANILARAK MUHAREBE TANKI SÜSPANSİYONUNUN ÇOK AMAÇ FONKSİYONLU PARETO OPTİMİZASYONU

ÖZET

Optimizasyon çalışmaları insanoğlunun en iyiye ulaşma içgüdüğü için çok önemli bir araç olması bakımından geçmişten günümüze oldukça önem verilen konular arasında yer almıştır. Optimizasyon çalışmalarının gelişim süreci içerisinde özellikle doğada gerçekleşen ve sonucunda optimuma ulaşılan birçok olaydan faydalanılmış, doğadaki bu davranışlar matematik olarak modellenerek benzer biçimde en iyiye elde etme çalışmalarında kullanılabilecek algoritmalar haline getirilmiştir. Sonuç olarak bilgisayar teknolojisinin de bu gelişime dahil olması ile birçok farklı tipte optimizasyon probleminin çözümü için birçok farklı algoritma geliştirilmiş, bu algoritmalar bilimin arzu edilen her dalında en iyiye elde etme çalışmalarda kullanılır hale gelmiştir.

Otomotiv endüstrisi optimizasyon çalışmalarına oldukça ihtiyaç duyulan alanlardan biridir. Özellikle araçların sayı olarak yüksek adetlerde üretilmeleri herhangi bir optimizasyon sonucunda elde edilecek düşük miktarda bir iyileşmenin dahi ekonomik anlamda çok büyük fayda elde edilmesine olanak sağlamaktadır. Ekonomik getirilerin dışında optimizasyon çalışmaları bu araçların içerisinde bulunan canlıların huzuru ve sağlığı açısından da önem arz etmektedir. Araç süspansiyon sisteminin optimizasyonu huzur ve sağlığı ilgilendiren en önemli konulardandır.

Bu tez çalışmasında muharebe tankı süspansiyon sisteminin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında üzerinde optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiş olan, Manuel F.R. Afonso'nun "ride dynamic analysis of tracked vehicles" adlı çalışmasında M113 zırhlı personel taşıyıcı araç için geliştirmiş olduğu, aynı zamanda çok tekerlekli zırhlı araçlar ve muharebe tankları için de kullanılabilecek olan matematik modeller sunulmuştur.

İkinci aşamada optimizasyon metoduna giriş, günümüzde yaygın olarak kullanılmakta olan bazı optimizasyon algoritmaları hakkında temel kavramlar, bilgiler ile çalışmada kullanılan algoritma hakkında kısa bilgi verilmiştir.

Üçüncü aşamada zırhlı aracın matematik modellerine ait olan diferansiyel denklemlerin çözümü hali hazırda araç üzerinde kullanılan parametreler kullanılarak gerçekleştirilmiş, aracın dinamik davranışları elde edilmiştir. Elde edilen diferansiyel denklem çözümü tasarım değişkenleri içeren hedef fonksiyonları olacak şekilde çok hedef fonksiyonu kullanılarak iç nokta algoritması içine gömülüp araç dinamik davranışının sürüş konforu açısından optimize edilmesi sağlanmıştır. Sonuçta hem başlangıç parametreleri ile hem de optimize edilmiş parametrelerle elde edilen araç dinamik davranışı, gövde kütle merkezi düşey deplasmanı, düşey ivme ve açısız ivme yönünden karşılaştırılmıştır.

Hem diferansiyel denklemlerin çözümünde hem de optimizasyon işleminin gerçekleştirilmesinde Matlab yazılımı kullanılmıştır.

SUSPENSION SYSTEM OPTIMIZATION OF A BATTLE TANK USING MULTIOBJECTIVE INTERIOR POINT ALGORITHM

SUMMARY

Optimization studies be one of the most important subjects due to its role as a tool for humanity's instinct to reach the optimum from past. In optimization tool development process, scientists have benefited from many natural events trying to achieve the optimum result. This behavior of nature is mathematically modeled and has been turned into algorithms that can be used by optimization studies in a similar manner. As a result, by involving the computer technologies to this development stage, many different algorithms for the solution of many different types of optimization problems were developed and these algorithms has come to be used in many branches of science and technology.

The automotive industry is one of the sectors that utilize optimization studies in product design and development stages. Especially as the number of vehicles to be produced is in large quantities, even a small improvement obtained by using optimization results in great economic benefits. Optimization studies have more important benefits than economic ones in terms of comfort and health of people transported in these vehicles. Vehicle suspension system optimization is one of the most important topics concerning the tranquility and health. The vibrations occurred by existing irregularities on the way be sometimes not felt while it can sometimes reach to annoying or even unbearable levels and may expose a health treat. When the subject is road cruise condition of military vehicles, it is much more severe and service periods of these vehicles may be much longer. Also in the majority of these vehicles, there are weapon systems which need to hit the target while the vehicle passing from obstacles that makes a suspension optimization problem inevitable to be studied. Therefore, the suspension system which has to fulfill the vibration damping function must have optimum suspension components.

When the vehicle suspension system is discussed, both driving comfort and road holding performance are important. Damping the vibrations occurring in the vehicle body, the displacement occurring in the body-wheel interface etc. contribute to road handling and driving comfort. This is why the acceleration of the sprung – unsprung mass, velocity and displacement values play a critical role in selection of the optimum parameters for the suspension system design.

In this thesis, a battle tank which plays a critical role among military vehicles is considered and its suspension system optimization is carried out. The mathematical model to be optimized is taken from Manuel F.R. Afonso's study titled "Ride dynamic analysis of tracked vehicles" in which four different mathematical models that belong to the M113 armoured personel carrier are examined. These mathematical models were useful for both multi wheeled armored vehicles and for battle tanks also.

In the study of Manuel F.R. Afonso, four different mathematical models of armored vehicles of different complexity are presented. In this thesis, three of these four mathematical models were optimized using the interior point algorithm. In model I, the trailing arm road wheel suspension is idealized by a parallel combination of linear spring and viscous damper. The kinematics due to the suspension linkage and dynamic due to the track are neglected. The ride dynamic performance of a multi-wheeled vehicle can be investigated using this model. In model II, the kinematic and dynamic due to the suspension linkage are neglected; however, the dynamics of the track is incorporated via restoring force generated by coupling springs between the sprocket and first road wheel, adjacent road wheels, and idler and last road wheel. The elastic properties of the track are represented by point contact springs in series with road wheel tire springs. In model III, kinematics of the trailing road arm linkage suspension are taken into consideration involving torsional stiffness due to the torsion bars and damping force due to inclined shock absorber. The dynamics due to the track are neglected.

While in the first stage of our study, the content was about Manuel F.R. Afonso's mathematical models which belongs to a M113 armoured personnel carrier, in the second stage an introduction to optimization methods, some basic concepts about gradient based algorithms which are also suitable for use in this thesis and the method called interior point algorithm used in this study are given.

In the third stage, the solution of differential equations of armoured vehicle's mathematical model is carried out using preoptimization parameters which are already used in the vehicle and the vehicle's dynamic behavior is obtained. Solutions of the differential equations of the three models are obtained by reducing the equations to the state space form and using the Matlab function called 'lsim'. After obtaining the solution of seven degrees of freedom differential equations, numerical displacement and velocity solutions that belong to each degree of freedom are obtained. By using the numerical velocity results, acceleration values are then calculated by forward difference method. The solutions of differential equations which belong to preoptimized vehicle parameters are then used to create infrastructure of the objective function with unknown stiffness and damping variables. By using a weighting technique among the multiobjective functions, the interior point algorithm in Matlab program converted the three objective functionals into a single objective function to get a more realistic and true result despite of more difficulty. Due to the nature of the weighting technique, each of the three objective functions are multiplied by a weighting factor and thus a new composite single objective function is obtained. Optimal point for all loops (Pareto optimal solutions) are obtained. Then, selection of the Pareto optimal solution is done by considering a relative importance of the objective functions in relation to each other. RMS values of vertical directional displacement of the vehicle hull COG, vertical directional and angular acceleration of the hull COG are chosen as the objective functions. Here, RMS values of each of the three objective functions are used not to minimize the local picks but to minimize the system vibrational oscillations.

Finally, dynamic responses obtained using preoptimized parameters as well as those of optimized parameters are compared in terms of vertical, angular acceleration and vertical displacement. When Model I results are examined, it is concluded that while the hull COG vertical displacement RMS value is increased by 2.76%, the RMS values of vertical and angular accelerations of the body COG are decreased by 18.1% and 0.48%, respectively. In Model II, the hull COG vertical displacement RMS

value, hull COG vertical acceleration and hull COG angular acceleration values are decreased by 2.68%, 0,23% and 6,05%, respectively. Model III RMS value of the vertical displacement of the hull COG remained stable, while the hull COG vertical and angular acceleration RMS values are reduced by 29.77% and 1.85%, respectively.

The codes employed in this study for obtaining both the solutions of differential equations as well as implement the optimization procedure are written in Matlab software.

1. GİRİŞ

Optimizasyon, bir sistemde varolan parametrelerin en verimli biçimde kullanılarak hedeflenen amaçlara ulaşılmasını sağlayan bir araç olarak tanımlanabilir. Optimizasyon teknolojisinin karar verme sürecini hızlandırma ve karar kalitesini artırmadaki başarısı şüphesizki bu konunun temel mühendislik bilimlerinden ekonomiye belki de yaşamın her anında kullanılmasını kaçınılmaz kılmaktadır. Optimizasyonu modelleme ve çözümlemeden oluşan bir bütün olarak ifade edebiliriz. Burada modelleme terimi optimize edilecek problemin matematiksel olarak ifade edilmesi anlamına gelmektedir. Matematik olarak modellenen problemin sonrasında çeşitli algoritmalar yardımıyla en iyinin elde edilmesi sağlanır.

Optimizasyonun bu çalışmanın da konusu olan uygulanma alanlarından biri de motorlu taşıtlardır. Son yıllarda askeri ve ticari taşıtlar için gerçekleştirilmiş çok sayıda optimizasyon çalışması literatürde bulunmaktadır. Bunlardan birçoğu aracın içerisinde yer alan kişilerin sağlığını-konforunu ilgilendiren, aracın yol tutuş ve sürüş kalitesini doğrudan etkileyen süspansiyon sistemi optimizasyonu konusundadır.

Savaş tankları, paletli zırhlı personel taşıyıcı araçlar ya da zırhlı çok tekerlekli araçlar gibi ağır yol şartlarında kullanılmak üzere tasarlanmış araçlarda süspansiyon optimizasyonuna daha da ihtiyaç duyulmaktadır. Sürücünün ve taşınan mürettebatın çoğu zaman araç-zemin etkileşiminden kaynaklanan yüksek genlikte düşük frekansta titreşime maruz kaldığı bu araçlarda, uzun süre kullanım sonrasında sağlık ve güvenlik sorunları oluşabilmektedir. Şürüş kalitesi ve yol tutuş kabiliyeti süspansiyon sisteminin etkilediği en önemli parametrelerdendir. Bahsedilen durumlardan farklı olarak askeri araçlar için süspansiyon sistemi tavan bölgesinde bulunan kule-silah yapısı için de önem arz etmektedir. Özellikle de stabilizasyonlu silah kulelerinin hedefi vurma oranlarının istenilen düzeyde olması için araç gövdesinin belirli titreşim genliklerinin altında kalması gerekmektedir.

Gerçekleştirilen çalışmanın ikinci bölümünde üzerinde optimizasyon çalışmasının gerçekleştirildiği Manuel F.R. Afonso'nun "ride dynamic analysis of tracked

vehicles” adlı çalışmasında M113 zırhlı personel taşıyıcı araç için geliştirmiş olduğu, aynı zamanda muharebe tankları ve çok tekerlekli askeri araçlar için de kullanılabilecek matematik modeller anlatılmıştır.

Çalışmanın üçüncü bölümünde hem çalışmada kullanılan iç nokta algoritması hem de probleme uygun bazı diğer optimizasyon algoritmaları hakkında temel bilgi ve kavramlar verilmiş ayrıca çok hedef fonksiyonlu optimizasyon hakkında da özet bilgi sunulmuştur.

Çalışmanın dördüncü bölümünde her üç matematik modele ait diferansiyel denklemlerin çözümü hakkında bilgi verilmiş, optimizasyon öncesinde elde edilen sonuçlar paylaşılmıştır. Sonrasında diferansiyel denklem çözümünün çok amaçlı iç nokta algoritması içine hedef fonksiyonu olarak gömülmesiyle gerçekleştirilen optimizasyon sonrası elde edilen parametrelerle yeni sonuçlar üretilip, optimizasyon öncesi ve sonrası araç dinamiği karşılaştırılmıştır.

Son bölümde ise gerçekleştirilen optimizasyon çalışmasının araç dinamik davranışında oluşturduğu olumlu etkinin altı çizilmiş, gelecekte gerçekleştirilebilecek çalışmalar için fikir verilmiştir.

1.1 Tezin Amacı

Bu tezde, literatürden alınan Manuel F.R. Afonso’nun “ride dynamic analysis of tracked vehicles” adlı çalışmasında M113 zırhlı personel taşıyıcı araç için geliştirmiş olduğu, aynı zamanda muharebe tankları için de kullanılabilecek matematik modellerin çok hedef fonksiyonlu iç nokta algoritması kullanılmak suretiyle araç dinamiği yönünden optimizasyonlarının gerçekleştirilerek daha iyi süspansiyon tasarım parametreleri elde etmek amaçlanmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Literatür incelendiğinde optimizasyon algoritmaları kullanılarak daha iyi sonuçların elde edildiği birçok problem tipi görülmektedir. Ancak özellikle askeri araçlar üzerinde gerçekleştirilen çalışmaların gizli tutulması sebebiyle çok tekerlekli zırhlı araçlar, paletli zırhlı araçlar ve muharebe tankları süspansiyon optimizasyonu ile ilgili çalışmalar yok denecek kadar azdır. Bu sebeple genelde ticari araçlar üzerinde gerçekleştirilen optimizasyon çalışmaları verilmiştir.

Gündoğdu (2007) çalışmasında dört serbestlik dereceli çeyrek araç koltuk ve süspansiyon modeli kullanarak sürücü adına en iyi performansın elde edilmesi için ilgili parametreleri genetik algoritma kullanarak optimize etmiştir. En az aracın stabilizasyonu kadar önemli olduğu düşünülen sürücü sağlığı, oluşturulan çok amaçlı hedef fonksiyonu içerisinde süspansiyon ve tekerlek çökme parametrelerinin yanında sürücü baş kısmına gelen ivme parametresinin de ilave edilmesiyle ele alınmıştır. Sonuç olarak başlangıç durumuna göre hem sağlık açısından hem de araç stabilizasyonu açısından daha uygun bir tasarım elde edilmiştir.

Mahmoodabadi ve diğ. (2012) gerçekleştirdikleri çalışmada öncelikle parçacık sürüsü optimizasyon ve genetik algoritma yöntemlerini özgün olarak birleştirmişlerdir. Oluşturulan hibrit yöntem mutasyon, çaprazlama, çoklu çaprazlama ve parçacık sürü optimizasyon formülasyonunu içermektedir. Bu operatörlerin her bir iterasyondaki seçim işlemleri bulanık olasılık ile gerçekleştirilmiştir. Ortaya konan hibrit algoritma hem tek amaçlı hem de çok amaçlı optimizasyon yöntemlerinde denenmiş ve sonuçları bilinen referans problemler ile kıyaslanmıştır. Sunulan çok amaçlı optimizasyon yönteminin başarısı ortaya konulduktan sonra da beş serbestlik dereceli bir araç titreşim modelinin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen uygulamada birbiri ile çelişen hedef fonksiyonları olarak koltuk ivmesi, ön ve arka teker hızları, yaylanan kütle ile ön teker arasındaki izafi hareket ve yaylanan kütle ile arka teker arasındaki izafi hareket seçilmiştir.

Zadeh ve diğ. (2009) çalışmalarında çok amaçlı ϵ eliminasyon algoritması olarak adlandırılan, çeşitliliği koruyan yeni bir genetik algoritma kullanarak beş serbestlik dereceli araç titreşim modelinin Pareto optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir. Hedef fonksiyonları olarak birbiri ile çelişen koltuk ivmesi, ön ve arka teker hızı, yaylanan kütle ile ön ve arka tekerlekler arasındaki deplasman değerleri alınmıştır. Beş hedef fonksiyonlu çözümün yanında, bahsedilen hedef fonksiyonları ikili kombinasyonlar şeklinde seçilerek iki hedef fonksiyonlu optimizasyonlar da gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak beş hedef fonksiyonlu optimizasyon sonuçlarının iki hedef fonksiyonlu optimizasyon sonuçlarını da kapsadığı görülmüştür.

Mitra ve diğ. (2015) çalışmalarında ardışık araştırma metodu adı verilen yöntemi kullanarak araç pasif süspansiyon sisteminin ISO 2631-1: 1997 standardına göre titreşim sönümünü optimize etmişlerdir. On serbestlik dereceli bir model üzerinde

alışılmıştır. Birbiri ile çelişen parametreler olmalarına rağmen sürüş konforu, yol tutuşunda olumsuzluğa yol açmadan yay rijitlikleri ve sönüm katsayıları optimize edilerek geliştirilmiştir. Sonuç olarak sürüş konforu %15.79 değerinde iyileşmiş, yuvarlanma açısı ve sürücü baş bölgesi ivme değerleri sırasıyla %46.79 ve % 0.16 azaltılmıştır.

Shirahatti ve diğ. (2008) alışmalarında bir yolcu aracının tasarım aşamasında hem aktif hem de pasif süspansiyon parametreleri için ISO 2631 standardı performansını karşılayacak optimum değerlerin bulunması amacıyla uygun bir optimizasyon yöntemi uygulamışlardır. Koltuk ve yaylanan kütlenin maksimum sıçrama ivmesi, koltuk ve yaylanan kütlelerin ağırlıklı ivmeleri (karekök ortalama değerler), sarsıntı, süspansiyon hareketi, yol tutuş ve tekerlek çökme değeri bazı sınır koşullarına göre minimize edilmiştir. Sınır koşulları olarak yolcu koltuğu maksimum düşey ivme değeri, tekerlek düşey hareketi ve süspansiyon çalışma uzayı sınırlandırılmıştır. Çalışmada problem hem genetik algoritma ile hem de benzetimli tavlama yöntemiyle çözülmüş, sonuçlar kıyaslandığında oldukça benzer sonuçlar elde edildiği görülmüştür. Sonuç olarak sırasıyla yolcu şırama mesafesi, yolcu ivmesi ve tekerlek yer değişimi %74.2, %88.72 ve %28.5 oranında iyileştirilmiştir.

2. ARAÇ SÜRÜŞ MODELİ

Gerçekleştirilen tez çalışmasında Manuel F.R. Afonso'nun "ride dynamic analysis of tracked vehicles" adlı çalışmasında M113 zırhlı personel taşıyıcı araç için geliştirmiş olduğu dört farklı matematik modelden üçü kullanılmıştır. Optimizasyon işlemi bu modeller üzerinde uygulanmış yani bu araç modelleri üzerinde çalışılmıştır. Bu bölümde baştan sona kadar Afonso'nun geliştirmiş olduğu modellerden üçü ve M113 zırhlı personel taşıyıcı hakkında genel bilgiler Afonso'nun kendi anlatımıyla paylaşılmıştır.

Paletli araçların dinamik davranışları öncelikle palet-arazi etkileşimi ve araç süspansiyon sistemi ile ilgilidir. Bu yüzden palet ve tekerlek süspansiyonu ile bağdaşan dinamiğin karakterize edildiği kapsamlı bir matematik model kurulmalıdır. Modelleme aşamasında olabildiğince sade ve dinamik özellikleri tamamen yansıtması bakımından gerçeğine yakın bir model kurmak arzu edilir. Araç modelinin sade olması modelin serbestlik derecelerinin az olması ile sağlanırken modelin güvenilirliği aracın davranışlarının gerçeği yansıtma kabiliyeti ile ilgilidir.

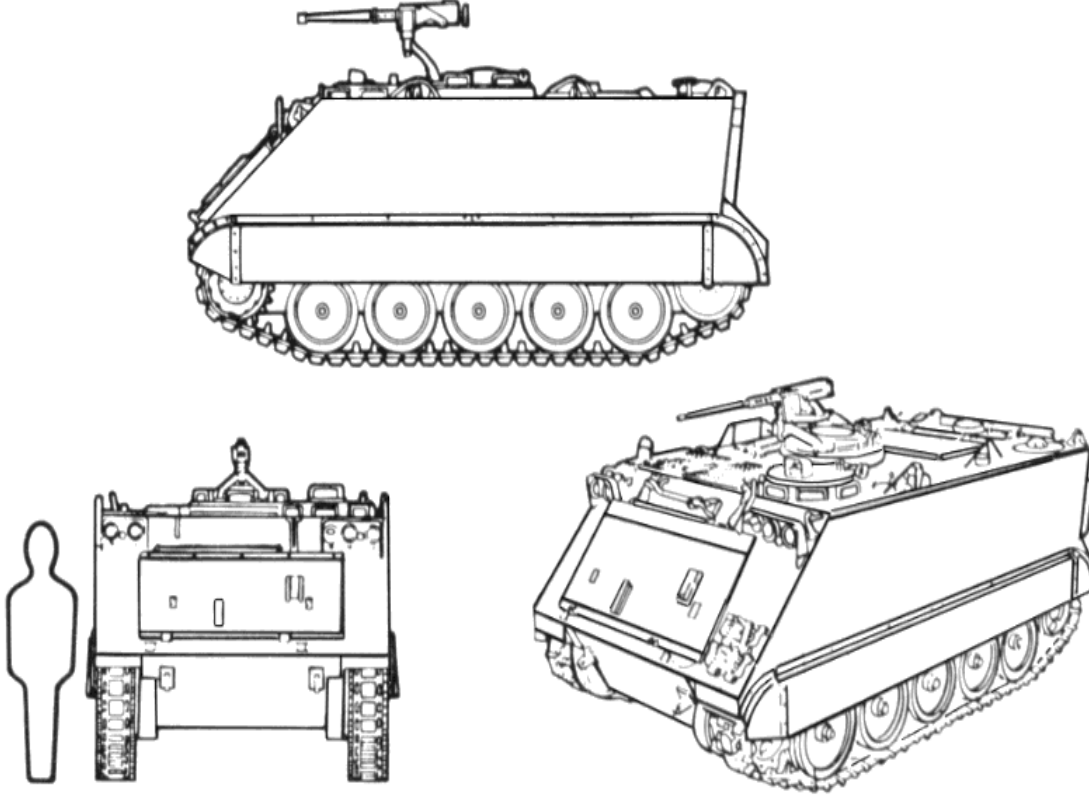
Söz konusu paletli araçlar olduğunda; palet-arazi etkileşimi, palet gergisi, süspansiyon yay yükleri, coulomb ve viskoz sönüm kuvvetleri ve yol kolu bağlantı mekanizması sebebiyle yüksek derecede karışıklık söz konusudur (Afonso, 1989). Sözü edilen parametreler de göz önüne alınarak Manuel F.R. Afonso tarafından M113 paletli personel taşıyıcı araç için farklı süspansiyon kuvvetleri ve palet yükleri içeren değişik karmaşıklıkta üç farklı zırhlı araç modeli kurulmuştur.

2.1 M113 Zırhlı Personel Taşıyıcı

Şekil 2.1'de her paletinde beş adet yol tekerleği bulunan tipik M113 zırhlı personel taşıyıcı araç gösterilmektedir.

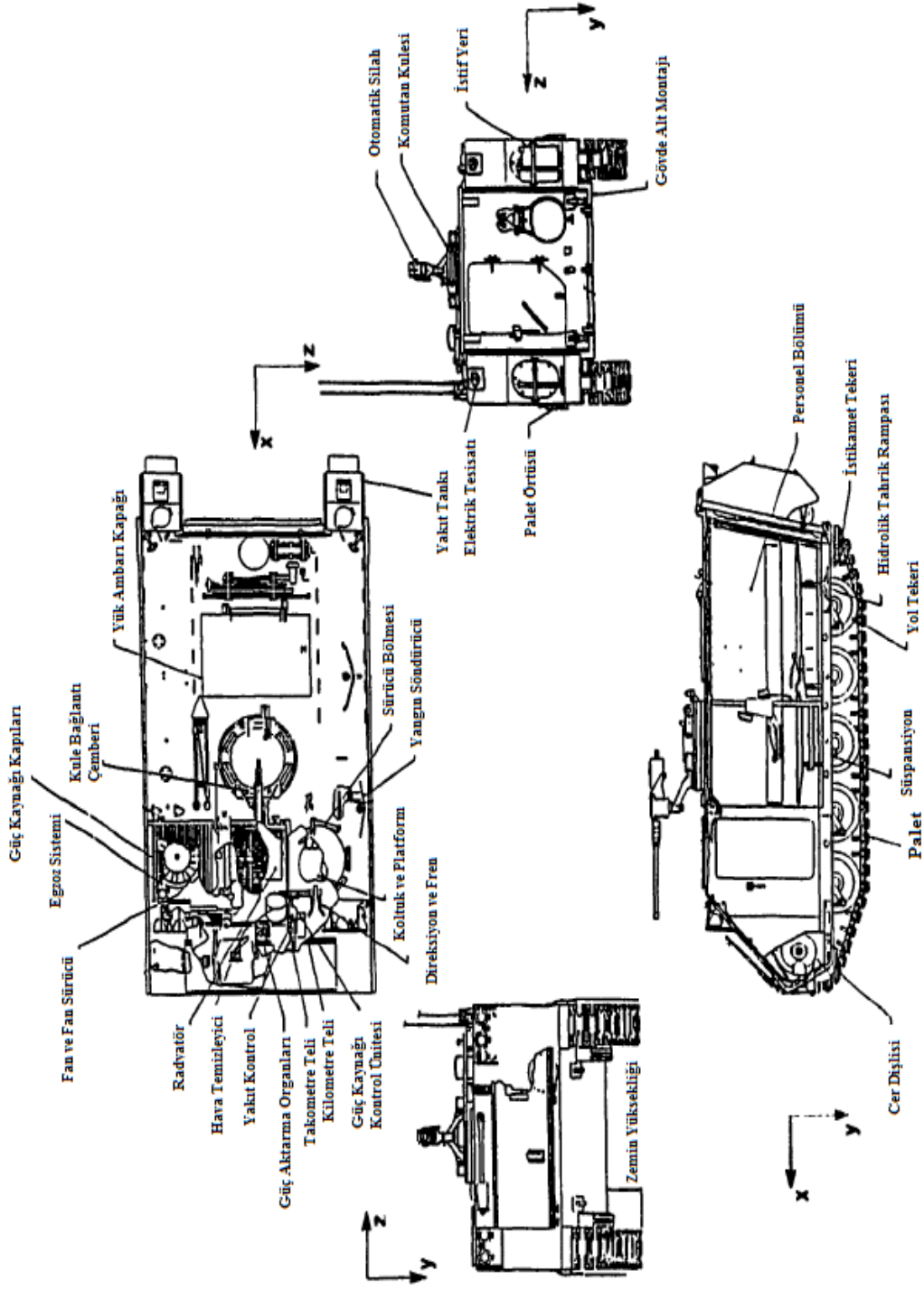
M113 paletli araç, mürettebatın yer aldığı yaylanan kütle olarak adlandırılan gövdeden ve hareket donanımından oluşmaktadır. Hareket donanımı; cer dişlisi, istikamet tekeri, bağımsız yol teker süspansiyonu ve paletten oluşmaktadır. Yol

tekerleri gövdeye taşıyıcı çubuk vasıtasıyla bağlanırken, paletler aracın her iki yanında en başta olan cer dişlisi, en sonda olan istikamet tekeri ve diğer tekerlekleri sarmaktadır.



Şekil 2.1 : M113 Zırhlı personel taşıyıcı. (Url-1)

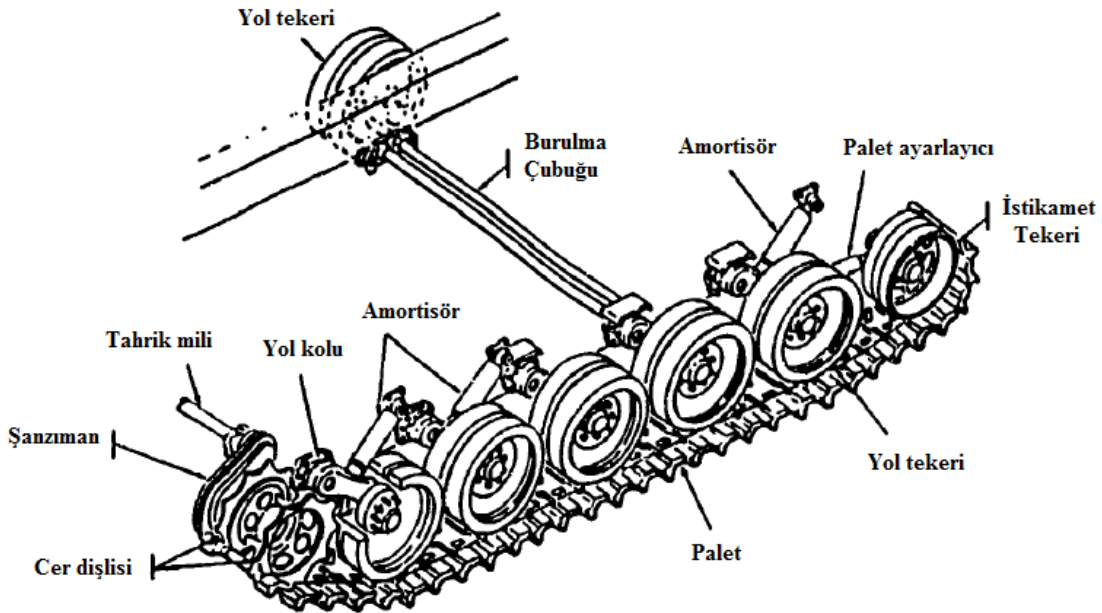
Gövde içerisinde motor bölmesi, sürücü odası ve mürettebat kabini bulunmaktadır. Şekil 2.2’de paletli aracın farklı kesit görünüşleri görülmektedir. Sürücü odası yanında yer alan motor bölmesi aracın güç kaynağı ve güç aktarma organlarını içermektedir. Güç kaynağı olarak cer dişlisini döndüren 210hp V6 dizel motor ve 3 ileri 1 geri vites dişli kutusu bulunmaktadır. Direksiyon manevraları bir diferansiyel sayesinde gerçekleştirilirken, frenleme disk fren sayesinde gerçekleştirilmektedir. Aracın yakıt tankı iç kısma veya dış kısma monte edilebilir. Sürücü odası, direksiyon, fren ve yakıt kontrolü sistemlerini içermektedir. Mürettebat kabini sürücü hariç 12 kişilik olup, kabin savaş sırasında gerekli yük ve mühimmat depolamak için de kullanıma uygundur. Gövde üst kısmına monte edilmiş kule ve üzerinde makineli tüfek bulunmaktadır.



Şekil 2.2 : M113 Aracın kesit görüntüleri.(Afonso, 1989)

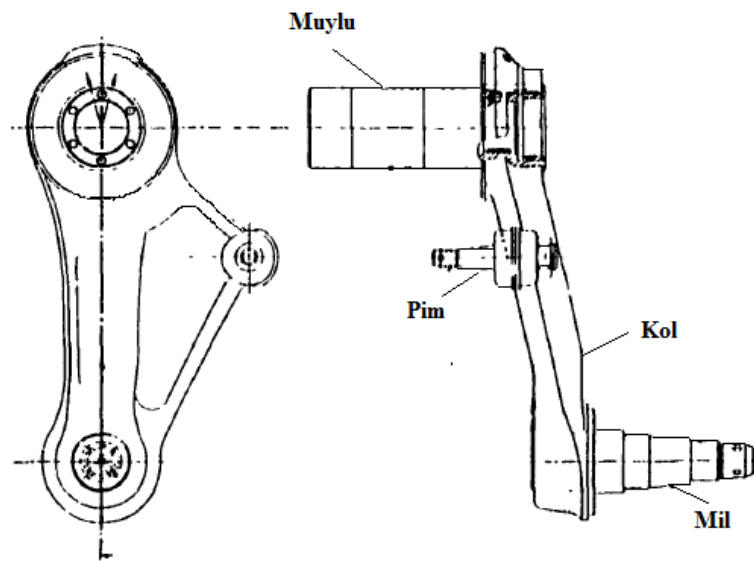
M113 zırhlı personel taşıyıcı süspansiyon sistemi bağımsız taşıyıcı çubuk ile burulma çubuğu şeklindedir. Her bir yol tekeri burulma çubuğuna bağlı olan bir yol koluna bağlıdır. Burulma çubukları Şekil 2.3’de gösterildiği gibi ana gövde eni boyunca uzanmaktadır. Yol kolu ve gövde arasında açılı bir şekilde monte edilmiş amortisörler bulunmaktadır. Yol kolu maksimum ve minimum konumlarında yol tekerleklerinin gövde şasisine çarpmasını ve aracın zemin içerisine doğru hareketini önleyen lastik takozlar bulunmaktadır. Süspansiyon bileşenleri Şekil 2.3, 2.4 ve 2.5’de gösterilmiştir.

M113 aracı A1, A2 ve A1½ olarak adlandırılan farklı üç tip süspansiyon konfigürasyonu kullanmaktadır. Her üç süspansiyon tasarımı da taşıyıcı çubuk ile burulma çubuğundan oluşmakta ancak amortisörlerin sayısı ve yerleri her tasarımda farklılık göstermektedir. A1 süspansiyon tasarımında her palet üzerindeki birinci ve beşinci tekerlekte eğimli montajlanmış amortisör bulunmaktadır. A2 ve A1½ tasarımlarında ise her palette birinci, ikinci ve beşinci tekerlekte amortisör bulunmaktadır. Kullanılan farklı sayıda amortisör dışında M113 A1, M113 A2 ve M113 A1½ araçları, araç geometrisi, burulma çubuğu katılık değeri, amortisör sönüm karakteristikleri, tekerler ağırlıkları ve toplam araç ağırlığı bakımından farklılık göstermektedir. A1½ süspansiyon yapısı A2 ile aynı olup, A2 burulma çubukları yerine A1 burulma çubukları kullanılarak elde edilmektedir.

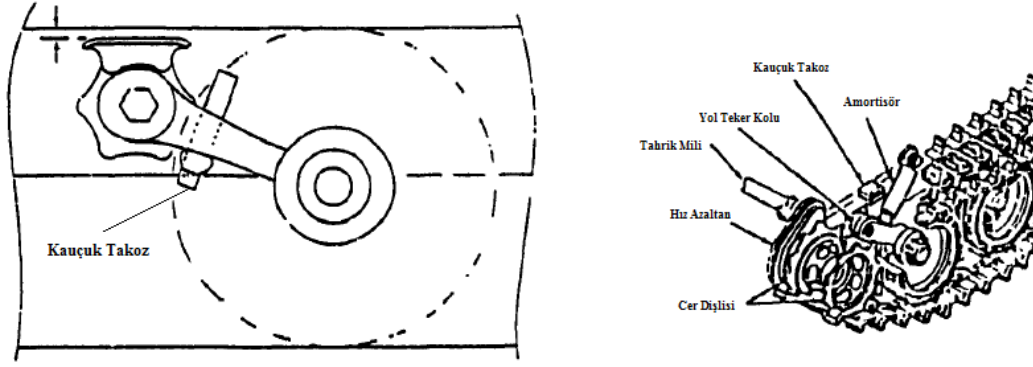


Şekil 2.3 : M113 Paletli zırhlı personel taşıyıcı süspansiyon sistemi.(Afonso, 1989)

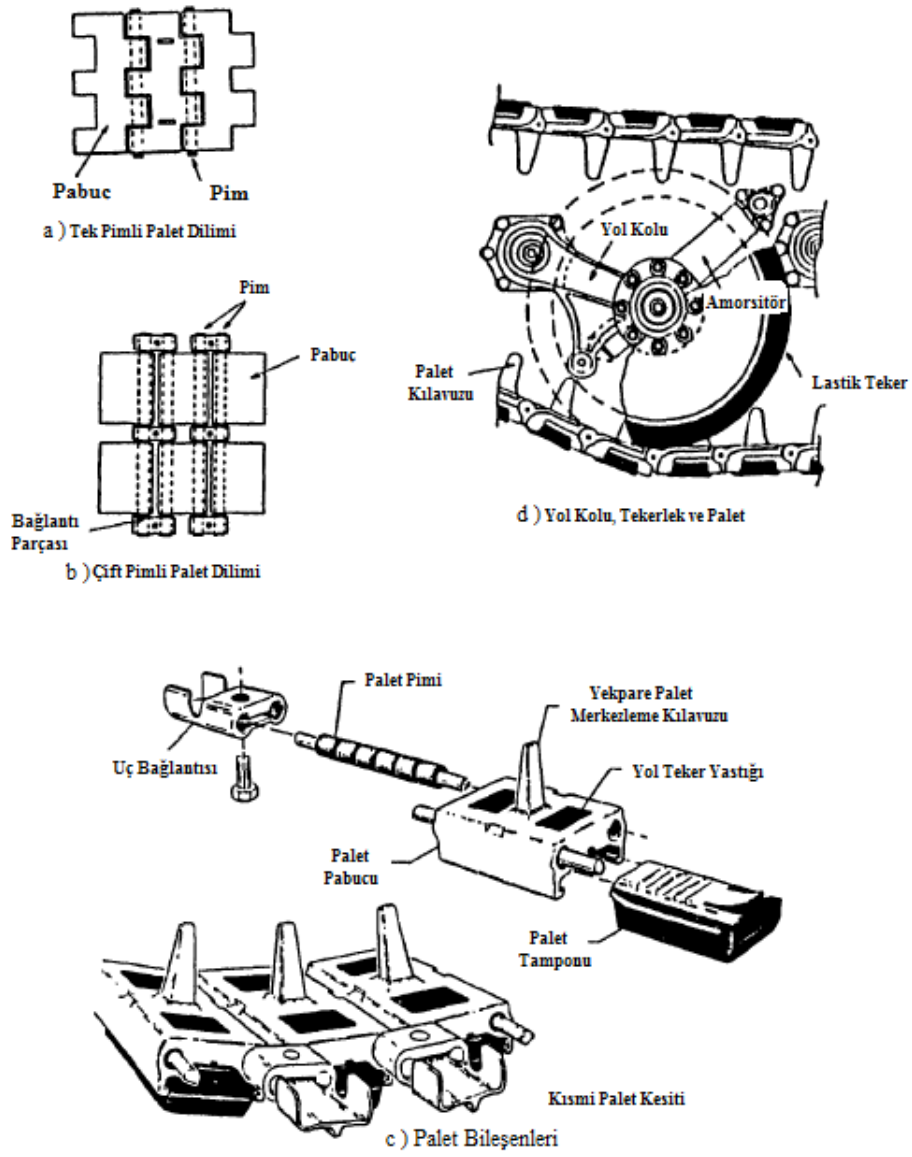
M113 ZPT'nin paletleri sökülebilir lastik tamponlar içeren çelik konstrüksiyondan oluşmaktadır. Askeri araçlarda tek pimli ve çift pimli olmak üzere iki çeşit palet kullanılmaktadır. Tek pimden oluşan paletler birbiri üzerine gelecek şekilde yerleştirilen palet pabuçlarının kapı menteşesi gibi tek pimle birbirleri ile bağlanarak Şekil 2.6a'da gösterildiği gibi oluşturulur. Çift pimli paletler ise komşu palet pabuçların ara parçalar ve çift pim kullanılarak Şekil 2.6b'de gösterildiği gibi oluşturulur. M113 araçlarının çoğu Şekil 2.6c'de gösterilen Alman yapımı olan çift pimli yapıdan oluşmaktadır. Araç sağ paleti 64 adet metal palet pabucundan, sol palet ise 63 adet metal pabuçtan oluşmaktadır. Bu pabuçların iç ve dış yüzeylerinde lastik tamponlar bulunmaktadır. İç yüzey tamponları pabuç – tekerler arayüzünde metal-metal teması önlerken, dış yüzey tamponları pabuç-zemin arayüzünü yumuşatarak aracın asfalt yollara zararını önlemektedir. Tekerlekler titreşim izolasyonuna yarayan üzerine kauçuk lastik volkanize edilmiş komple metalden oluşmaktadır. Palet çözümlerini önlemek amacıyla tekerlekler, cer dişlisi ve istikamet tekeri çevresi boyunca yerleştirilmiş palet kılavuzları bulunmaktadır. İstikamet tekeri üst paletin dengesini sağlarken aynı zamanda palet dilimlerinin son tekerlek üzerinden uygun olan eğimle geçmesini de sağlar. Palet gergisinin artırılması veya azaltılması amacıyla istikamet tekeri konum ayarı hidrolik tahrik kaynağı ile gerçekleştirilmektedir. Aktarma organlarıyla araç motoruna bağlı olan cer dişlisi aracın hareketinin sağlanması için gerekli palet gergisini sağlamaktadır (Afonso, 1989).



Şekil 2.4 : Yol kolu.(Afonso, 1989)



Şekil 2.5 : M113 aracı takozları.(Afonso, 1989)



Şekil 2.6 : Palet ve yol tekeri.(Afonso, 1989)

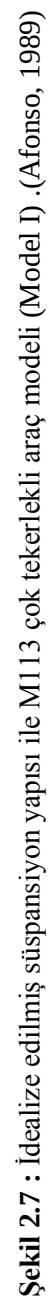
2.2 M113 Paletli Araç Sürüş Dinamik Modeli

Araç sürüş dinamik model geliştirme çalışmaları, yaylar ve amortisörler gibi tekerlekleri gövde yapısına bağlayan süspansiyon bileşenleri; yaylanan ve yaylanmayan kütleler ve ataletler; lastik ve darbe sönümleyiciler gibi birçok parametreyi içermektedir. Paletli araçlar söz konusu ise palet gergisi, palet pabucu elastikliği gibi parametreler de dinamik davranışın incelenmesi amacıyla göz önüne alınır. Araç gövde titreşimlerinin değerlendirilmesi amacıyla farklı süspansiyon kuvvetlerinde palet yükleri modele dahil edilmiştir (Afonso, 1989). Aşağıda bu tez çalışmasında kullanılmış olan, Afonso'nun *Building Block* yöntemini kullanarak geliştirmiş olduğu dört farklı komplekslikte modelden üçü açıklanmıştır.

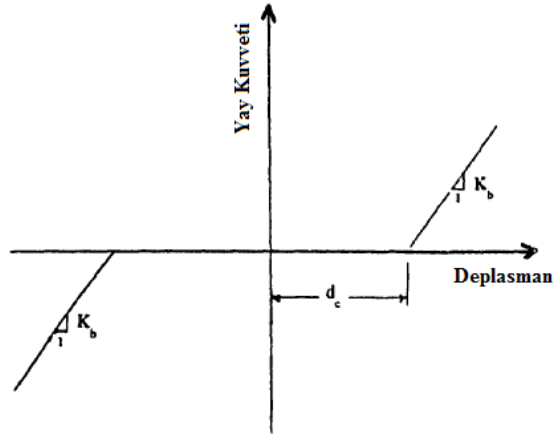
2.2.1 İdealize edilmiş süspansiyonlu çok tekerlekli araç dinamik modeli Model-I

Araç modeli geliştirme sürecinde ilk olarak palet yüklerinin ve süspansiyon bağlantı kinematığının ihmal edildiği Model-I formüle edilmiştir. Şekil 2.7'de görüldüğü gibi araç gövdesinin düşey yönlü hareketini, araç gövdesinin açılal dönme hareketini ve her bir tekerleğin düşey hareketini içeren yedi serbestlik dereceli model formüle edilmiştir. Model-I ile ilgili bazı kabuller aşağıdaki gibidir :

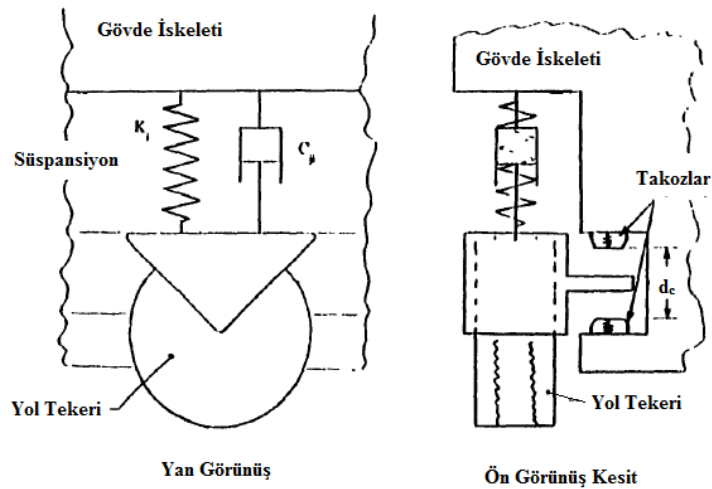
- Taşıyıcı çubuk - yol teker süspansiyonu, doğrusal yay ve viskoz sönümleyici paralel kombinasyonu kullanılarak idealize edilmiş, dolayısıyla yol kolu ve amortisör bağlantı kinematığı ihmal edilmiştir.
- Süspansiyon yay ve damperleri yalnızca düşey koordinatlarda hareket edebilecek şekilde sınırlandırılmışlardır.
- Orifis sönümünün sebep olduğu doğrusal olmayan haller ihmal edilmiştir.
- Tekerlek lastikleri noktasal temas eden yaylar ile temsil edilmiştir.
- Tekerleklerin gövdeye çarpmasını engelleyen lastik takozlar tekerlek süspansiyonuna paralel yaylar ile temsil edilmiştir.
- Paletin sebep olduğu dinamik etki ihmal edilmiştir.
- Tekerleklerin zemin ile temasının sürekli olduğu kabul edilmiştir.
- Hareketin serbest olduğu yönlerde hareketin büyüklüğünün küçük olduğu kabul edilmiştir.



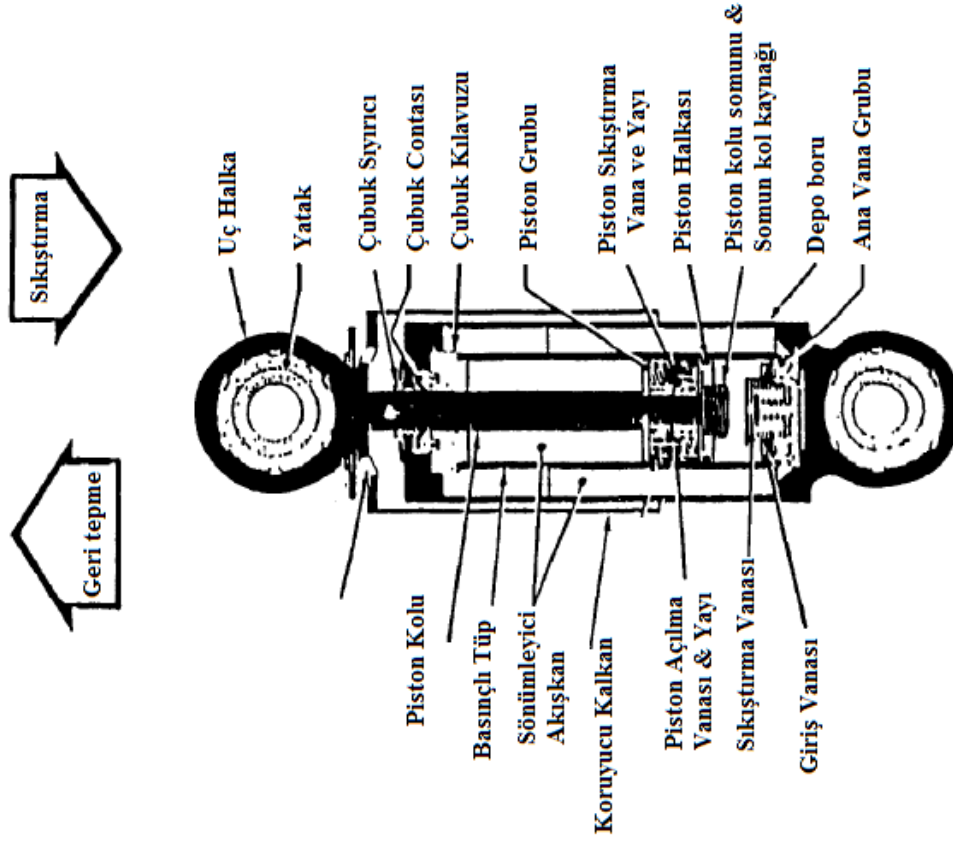
Tekerlek süspansiyonunun sönüm ve katılık karakteristikleri sırasıyla kuvvet-hız ve kuvvet-deplasman ilişkilerinden alınmıştır. Burulma yayları sebebiyle oluşan yay oranı temel burulma teorisi kullanılarak hesaplanmıştır. Lastik takoz katılık değeri Şekil 2.8’de verilen kuvvet-deplasman karakteristikleri ile elde edilmiştir. İdealize edilmiş süspansiyon-lastik takoz Şekil 2.9’da gösterilmiştir. Tekerlek süspansiyonunun sönüm katsayısı amortisörlerin kuvvet-hız karakteristikleri kullanılarak elde edilmiştir. Şekil 2.11’de M113 aracının sönümünde kullanılan tipik kuvvet-hız karakteristikleri verilmiştir. Tipik bir amortisör kesiti Şekil 2.10’da verilmiştir. Şekil 2.11’de verilen kuvvet-hız grafiği iki kısımdan oluşmaktadır. Amortisörlerin kuvvet-hız karakteristiği düşük hızlarda yüksek sönüm katsayısı gösterirken eşik bir hız değeri geçildiğinde sönüm katsayısı yüksek oranda düşmektedir.



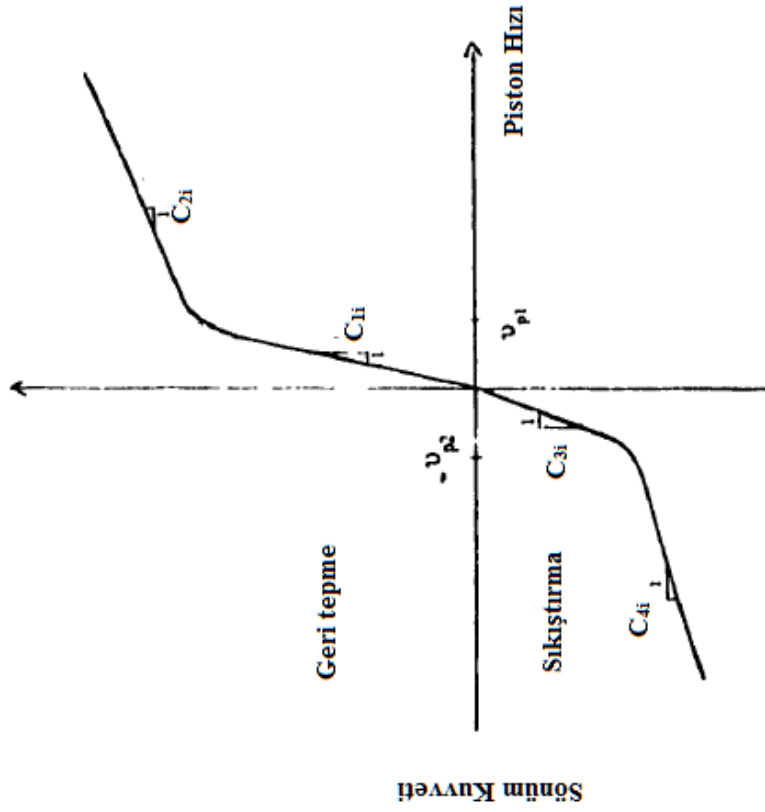
Şekil 2.8 : Takozların kuvvet-deplasman karakteristiği.(Afonso, 1989)



Şekil 2.9 : Takozların idealize edilmiş görüşleri .(Afonso, 1989)

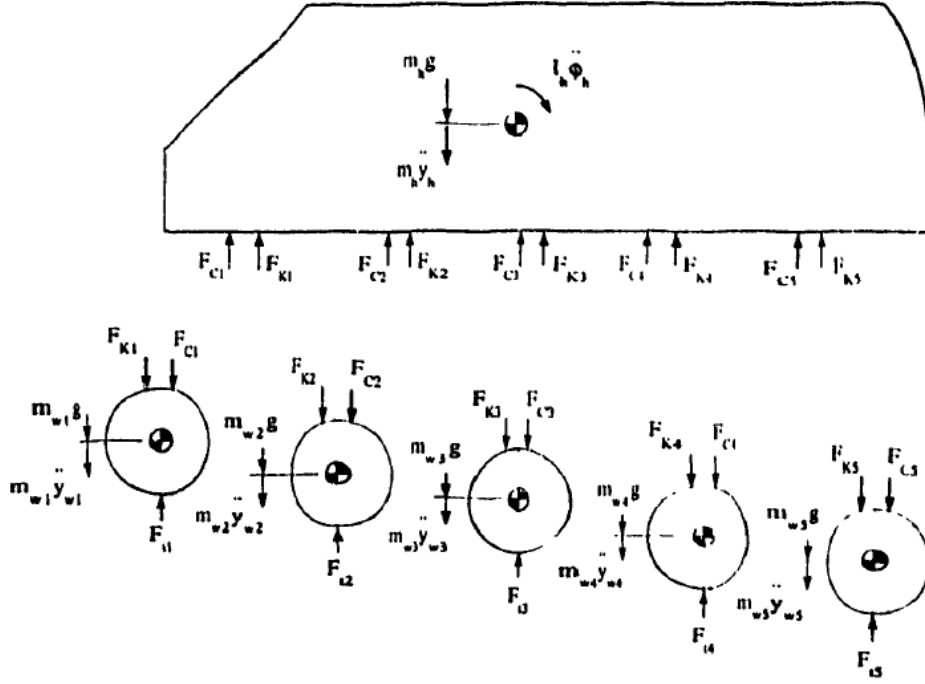


Şekil 2.10 : Askeri araç amortisörü .(Afonso, 1989)



Şekil 2.11 : Amortisör kuvvet-hız grafiği.(Afonso, 1989)

Hareketin diferansiyel denklemi gövdeye ve tekerleklere etkiyen çeşitli kuvvetler tanımlanarak çıkarılmıştır. Araca ait yaylanan ve yaylanmayan kütlelerin sebep olduğu süspansiyon yayları ve lastiklerin statik çökmeleri, yaylanan kütlelerin on adet tekerleğe homojen yayıldığı kabulü ile statik kuvvet dengesinden elde edilmiştir. Şekil 2.12’de çok tekerlekli araç için serbest cisim diyagramı verilmiştir. *d’Alembert* prensibi kullanılarak elde edilen hareket denklemleri aşağıdaki gibidir :



Şekil 2.12 : Çok tekerlekli araç serbest cisim diyagramı.(Afonso, 1989)

Gövde Yaylanma Hareketi;

$$m_h \ddot{y}_h + 2 \sum_{i=1}^n (F_{Di} + F_{fi}) + 2 \sum_{i=1}^n K_i (y_h - a_i \phi_h - y_{wi} + y_{hs}) + 2 \sum_{i=1}^n F_{bi} = m_h g \quad (2.1)$$

Gövde Yunuslama Hareketi;

$$I_h \ddot{\phi}_h - 2 \sum_{i=1}^n a_i (F_{Di} + F_{fi}) - 2 \sum_{i=1}^n a_i K_i (y_h - a_i \phi_h - y_{wi} + y_{hs}) - 2 \sum_{i=1}^n a_i F_{bi} = 0 \quad (2.2)$$

Tekerlek Yaylanma Hareketi;

$$m_{wi} \ddot{y}_{wi} - F_{Di} - F_{fi} - K_i (y_h - a_i \phi_h - y_{wi} + y_{hs}) - F_{bi} + K_{wi} (y_{wi} - y_{oi} + y_{ws}) = m_{wi} g ; \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (2.3)$$

Burada darbe tutucu kuvvet aşağıdaki gibi tanımlanmıştır :

$$F_{bi} = K_b c_b [y_h - a_i \phi_h - y_{wi} - d_c \operatorname{sgn}(y_h - a_i \phi_h - y_{wi})] \quad (2.4)$$

Denklemden K_b darbe tutucu katılık katsayısı, d_c müsaade edilen tekerlek hareket mesafesi ve c_b temas katsayısı olup aşağıdaki gibi tanımlanmıştır :

$$c_b = \begin{cases} 1, & |y_h - a_i \phi_h - y_{wi}| \geq d_c \\ 0, & |y_h - a_i \phi_h - y_{wi}| < d_c \end{cases} \quad (2.5)$$

$\operatorname{sgn}(o)$ fonksiyonu şu şekilde tanımlanmıştır :

$$\operatorname{sgn}(o) = \begin{cases} 1, & o \geq 0 \\ -1, & o < 0 \end{cases} \quad (2.6)$$

Sönüm kuvvetleri ' F_{Di} ' Şekil 2.11'de verilen kuvvet-hız eğrileriyle tanımlanmıştır. Genel olarak M113 aracında kullanılan amortisör eğrileri aşağıdaki yaklaşımla verilebilir :

$$F_{Di} = \begin{cases} C_{1i} v_{p1} + C_{2i}(v_i - v_{pi}) & , \quad v_1 > v_{p1} \\ C_{1i} v_i & , \quad 0 \leq v_1 \leq v_{p1} \\ C_{3i} v_i & , \quad v_{p2} \leq v_1 < 0 \\ C_{3i} v_{p2} + C_{4i}(v_i - v_{p2}) & , \quad v_1 < v_{p2} \end{cases} \quad (2.7)$$

Burada C_{ji} kuvvet-hız eğrisinin J . eğimine karşılık gelen yüksek/alçak sönüm katsayısı olup v_1 ise aşağıdaki gibi tanımlanmış olan amortisör bağıl hızıdır :

$$v_1 = \dot{y}_h - a_1 \dot{\phi}_h - \dot{y}_{wi} \quad (2.8)$$

Amortisör ve süspansiyon bağlantılarının oluşturduğu sürtünme kuvvetleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır :

$$F_{fi} = (F_{sa} + F_L) \operatorname{sgn}(v_i) \quad (2.9)$$

Burada F_{sa} ve F_L sırasıyla amortisör ve süspansiyon bağlantısı sürtünme kuvveti büyüklüğüdür.

(2.1), (2.2) ve (2.3) denklemleri palet ve süspansiyon bağlantı dinamiğini ihmal eden, idealize edilmiş süspansiyon içeren, yedi serbestlik dereceli çok tekerlekli araç hareketin davranışını tanımlamaktadır. Denklem 2.3 on tekerlekli bir araç için beş çift diferansiyel denklem vermektedir. Düzlemde hareket denklemleri her tekerlekte bir amortisör olacak varsayımıyla geliştirilmiştir. Yine de M113 A1 ve A2 araçlarının sürüş dinamiği (2.1)'den (2.3)'e kadar olan denklemlerde sönümsüz istasyonlar için sönüm katsayısı sıfır alınarak simüle edilebilir (Afonso, 1989).

2.2.2 İdealize edilmiş süspansiyonlu paletli araç dinamik modeli Model II

Model-I idealize edilmiş süspansiyon ile çok tekerlekli araç sürüş dinamiğini temsil etmekteydi. Modelde palet dinamiği tamamen ihmal edilmiş olmasına rağmen süspansiyon kuvvetleri sebebiyle, tekerlekler ve gövde dinamiği hakkında önemli ölçüde bilgi elde edilebilmektedir. Yine de palet aksamının palet pabucu sayesinde tekerleklerin altında yumuşak bir zemin sağladığı düşünüldüğünde paletin elastik özelliklerinin modele dahil edilmesi önem kazanmaktadır. Ayrıca paletli araçlar dinamiği üzerine gerçekleştirilen bazı analitik ve deneysel çalışmalar dinamik palet gergisinin araç dinamiğine etkisi göstermiştir. Paletli aracın sürüş dinamik modeli Şekil 2.13’de gösterildiği gibi palet gergisinin tekerlekler üzerine etkiyen geri getirici kuvvet şeklinde ifade edilmesiyle elde edilmiştir. Paletli araç modeli üzerindeki bazı kabuller aşağıdaki gibidir :

- Palet, arazi ile teması hiçbir zaman kesilmeyen sürekli bir kemer gibi düşünülmüştür.
- Tekerlek- palet arayüzündeki elastik özellikler arka arkaya noktasal temas yayları şeklinde gösterilmiştir.
- Paletin sebep olduğu atalet ihmal edilmiştir. Yine de palet kütlesinin belirli bir kısmı yaylanan kütle içerisine dahil edilmiştir.
- Tekerleklerin palet ile temasının kesilmediği varsayılmıştır.

Her palet diliminde art arda gelen tekerlekler arasındaki gerginlik, Şekil 2.13’de gösterildiği gibi tekerlekler arasına konmuş olan ve geri çağırıcı kuvvet oluşturan doğrusal yaylar ile sağlanmıştır. Art arda gelen tekerleklerin izafi hareketleri sonrasında oluşan palet gergisi, tekerleklerdeki izafi hareketle orantılı olacak şekilde geri çağırıcı kuvvet olarak modellenmiştir. Her palet dilimi arasındaki yay sabiti Şekil 2.14’de verilen tekerleklere ve yaylanmayan kütleleyen etkiyen süspansiyon kuvvetlerinden elde edilmiştir. Yay sabiti μ_w şu şekilde ifade edilmiştir:

$$\mu_w = \frac{F_{sui} + m_{wi}g}{y_w} \quad (2.10)$$

Burada F_{sui} tekerlekler üzerine etkiyen bileşke süspansiyon kuvveti, y_w ise birbirine komşu tekerlekler arasındaki izafi yer değiştirmedir.

F_{sui}

m_{wig}

y_w

F_{sui} = Süspansiyon tepki bileşke kuvveti

19

d'Alambert prensibi kullanılarak elde edilen idealize edilmiş süspansiyonlu paletli araç diferansiyel denklemi aşağıdaki gibi verilmiştir :

Gövde Yaylanma Hareketi;

$$m_h \ddot{y}_h + 2 \sum_{i=1}^n (F_{Di} + F_{fi}) + 2 \sum_{i=1}^n K_i (y_h - a_i \phi_h - y_{wi} + y_{hs}) + 2 \sum_{i=1}^n F_{bi} = m_h g \quad (2.11)$$

Gövde Yunuslama Hareketi;

$$I_h \ddot{\phi}_h - 2 \sum_{i=1}^n a_i (F_{Di} + F_{fi}) - 2 \sum_{i=1}^n a_i K_i (y_h - a_i \phi_h - y_{wi} + y_{hs}) - 2 \sum_{i=1}^n a_i F_{bi} = 0 \quad (2.12)$$

Tekerlek Yaylanma Hareketi;

$$m_{wi} \ddot{y}_{wi} - F_{Di} - F_{fi} - K_i (y_h - a_i \phi_h - y_{wi} + y_{hs}) - F_{bi} + K_{tri} (y_{wi} - y_{oi} + y_{trs}) - T_i^l - T_i^r = m_{wi} g \quad (2.13)$$

Burada y_{trs} lastik/palet arayüzündeki statik çökmeyi temsil etmektedir. Tekerlek – zemin etkileşimi sebebiyle meydana gelen kuvvetler aşağıdaki gibi tanımlanan eşdeğer katılık katsayısı K_{tri} cinsinden ifade edilmiştir :

$$K_{tri} = \frac{K_p K_{wi}}{K_p + K_{wi}} \quad (2.14)$$

Burada K_p ve K_{wi} sırasıyla palet pabucu ve tekerlek lastiklerinin yay katsayılarıdır. Her bir tekerleğin sağ ve sol yanından etkiyen düşey gergi kuvvetleri T_i^l ve T_i^r aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır :

$$T_i^l = \begin{cases} -T_s & , \quad i = 1 \\ -\mu_w (y_{wi} - y_{wi-1}) & , \quad i = 2, \dots, n \end{cases} \quad (2.15)$$

$$T_i^r = \begin{cases} \mu_w (y_{wi+1} - y_{wi}) & , \quad i = 1, \dots, n-1 \\ -T_l & , \quad i = n \end{cases}$$

Burada μ_w ardışık tekerlekler arasındaki palet bölümleri yay katsayısıdır. Yay katsayıları eşit boşluklarda montaj edilmiş tekerlekler için aynı olmaktadır.

T_s , araç zemin ile temas halindeyken cer dişlisi ve ilk tekerlek arasındaki bölümde oluşan gerilmenin düşey bileşenidir. Şu şekilde ifade edilmiştir:

$$T_s = \mu_s (y_{os} - y_{w1}) \quad (2.16)$$

Burada μ_s öncülük eden palet bölümünün yay sabitidir. Y_{os} ise aynı bölgede meydana gelen düşey deplasmandır.

Benzer şekilde T_I son tekerlek-istikamet tekeri arasındaki bölümde oluşan gerilmenin düşey bileşenidir. Şu şekilde ifade edilmiştir :

$$T_I = \mu_I (y_{oI} - y_{w5}) \quad (2.17)$$

Burada μ_I takip eden palet kısmının yay sabitidir. y_{oI} de aynı bölgede meydana gelen düşey deplasmandır.

(2.11)'den (2.17)'e kadar olan yedi çift ikinci dereceden homojen olmayan denklemler idealize edilmiş süspansiyonlu paletli araç sürüş modelini karakterize eden diferansiyel denklemleridir (Afonso, 1989).

2.2.3 Taşıyıcı – burulma çubuk süspansiyonlu çok tekerlekli araç sürüş dinamik modeli (Model III)

Önceki modellerde M113 zırhlı personel taşıyıcı aracın süspansiyon sistemi yalnızca düşey yönde hareket edebilen yay ve sönüm elemanlarının kombinasyonu şeklinde tanımlanmıştı. Tekerleklerin yalnızca düşey yönde yer değiştirdiği kabul edilmişti. M113 aracının süspansiyonu aracın gövdesi boyunca uzanan burulma çubuklarına geçmiş yol kolu ile destekli tekerleklerden oluşmaktadır. Yol kolunu şasiye bağlayan amortisörler açısız bir şekilde montajlanmıştır. Dolayısıyla tekerlekler yalnızca düşey hareket değil, dönüş hareketi de yapmaktadırlar. Bu yüzden taşıyıcı çubuk – burulma çubuğu kinematikliğini ve dinamikliğini de içeren bir araç modeli M113 aracının sürüş davranışını daha gerçekçi ve doğru yansıtması açısından önemlidir.

Şekil 2.17'de burulma çubuğu, yol kolu ve amortisörlerden oluşan bağlantı mekanizmasının kinematik ilişkisini içeren yedi serbestlik dereceli çok tekerli araç modeli, palet dinamiği ihmal edilerek verilmiştir. Model taşıyıcı çubuk süspansiyonu dışında Model-I ile oldukça benzerdir. Modelde basitlik için yapılan bazı kabuller aşağıdaki gibidir :

- Her tekerlek gövde şasisine bir taşıyıcı çubuk süspansiyonu ile bağlıdır.
- Yol kolu ve amortisör bağlantı kinematikliği dikkate alınmış ve süspansiyon elemanları doğrusal ya da parçalı doğrusal katılık ve sönüm katsayıları ile karakterize edilmiştir.

- Orifis sönümün sebep olduğu doğrusal olmayan durumlar ihmal edilmiştir.
- Tekerlek lastiklerinin elastik özellikleri noktasal temas yayları şeklinde gösterilmiştir.
- Çarpma tamponları burulma çubuğu yaylarına paralel eşdeğer burulma yayları şeklinde gösterilmiştir.
- Palet dinamiği ihmal edilmiştir.
- Tekerleklerin zemin ile her zaman temas halinde olduğu kabul edilmiştir.
- Araç düşey yöndeki hareket büyüklüğünün küçük olduğu kabul edilmiştir.

Şekil 2.17’de gösterilen paletli araç süspansiyon konfigürasyonu, taşıyıcı çubuk – burulma çubuğu süspansiyonunun yatay ve düşey sönüm kuvvetleri haricinde araç yaylanan kütlesi üzerinde yay torkuna da neden olduğunu göstermektedir. Gövde yaylanma, gövde yunuslama ve tekerlek yaylanma hareketlerini içeren yedi serbestlik dereceli diferansiyel denklem Lagrange enerji metodu kullanılarak çıkarılmıştır :

Gövde Yaylanma Hareketi;

$$\begin{aligned}
& \left[m_h + 2 \sum_{i=1}^n m_{wi} \tan^2 \theta_0 \right] \ddot{y}_h - \left[2 \sum_{i=1}^n m_{wi} (b_t + a_{ti} \tan \theta_0) \tan \theta_0 \right] \ddot{\phi}_h \\
& - 2 \sum_{i=1}^n m_{wi} \tan^2 \theta_0 \ddot{y}_{wi} + 2 \sum_{i=1}^n (F_{Di} + F_{fSi}) \frac{S \cos \gamma_0}{R \cos \theta_0} \\
& + 2 \sum_{i=1}^n \frac{K_{\theta i} (\phi_h - \theta_{wi} - \theta_s)}{R \cos \theta_0} + 2 \sum_{i=1}^n (F_{b\theta i} + F_{fLi}) = m_h g \quad (2.19)
\end{aligned}$$

Gövde Yunuslama Hareketi;

$$\begin{aligned}
& \left[I_h + 2 \sum_{i=1}^n m_{wi} (b_t + a_{ti} \tan \theta_0)^2 \right] \ddot{\phi}_h - \left[2 \sum_{i=1}^n m_{wi} (b_t + a_{ti} \tan \theta_0) \tan \theta_0 \right] \ddot{y}_h \\
& + 2 \sum_{i=1}^n (F_{Di} + F_{fSi}) \left[(a_{ti} - a_{si}) \sin \beta_0 + (b_s - b_t) \cos \beta_0 - \frac{S}{R} a_{ti} \frac{\cos \gamma_0}{\cos \theta_0} \right] \\
& + 2 \sum_{i=1}^n K_{\theta i} (\phi_h - \theta_{wi} - \theta_s) \left[1 - \frac{a_{ti}}{R \cos \theta_0} \right] + \sum_{i=1}^n (F_{b\theta i} + F_{fLi}) \left[1 - \frac{a_{ti}}{R \cos \theta_0} \right] = 0 \quad (2.20)
\end{aligned}$$

Tekerlek Yaylanma Hareketi;

$$\begin{aligned}
 & [m_{wi}(1 + \tan^2 \theta_0)]\ddot{y}_{wi} - [m_{wi}\tan^2 \theta_0]\ddot{y}_h + [m_{wi}(b_t + a_{ti} \tan \theta_0)\tan \theta_0]\ddot{\phi}_h \\
 & - (F_{Di} + F_{fsi}) \frac{S \cos \gamma_0}{R \cos \theta_0} - \frac{K_{\theta i}(\phi_h - \theta_{wi} - \theta_s)}{R \cos \theta_0} - F_{\theta bi} - F_{fLi} \\
 & + K_{wi}(y_{wi} - y_{oi} + y_{ws}) = m_{wi}g
 \end{aligned} \quad (2.21)$$

Burada,

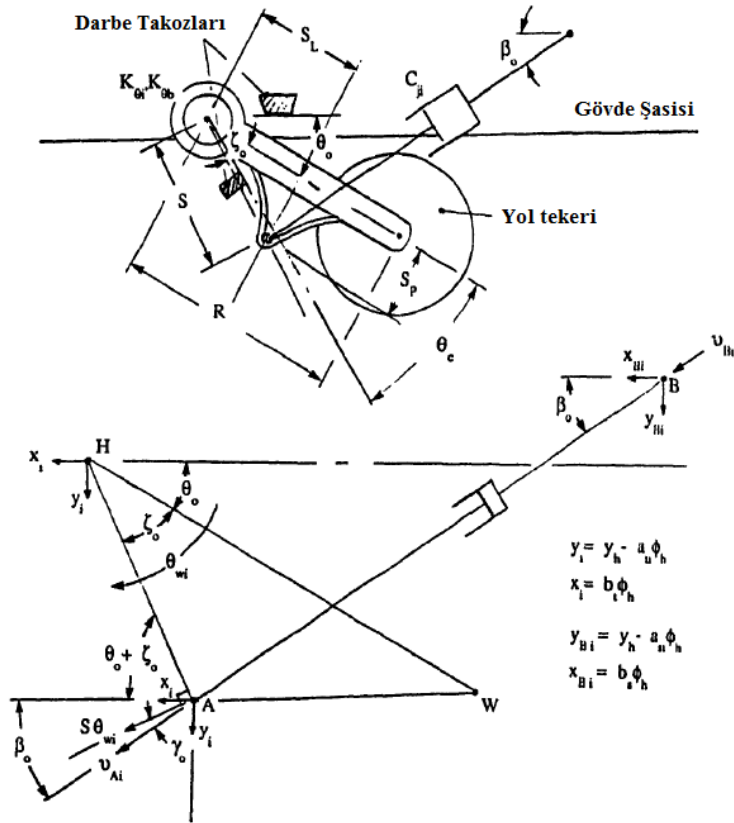
$$\gamma_0 = \beta_0 + \theta_0 + \xi_0 - \frac{\pi}{2} \quad (2.22)$$

Küçük deplasmanlar gerçekleştiği varsayımı sonrası yol kolu ve tekerlek montajının yunuslama ve doğrusal hareket denklemleri aşağıdaki sınır denklemlerinden türetilmiştir.

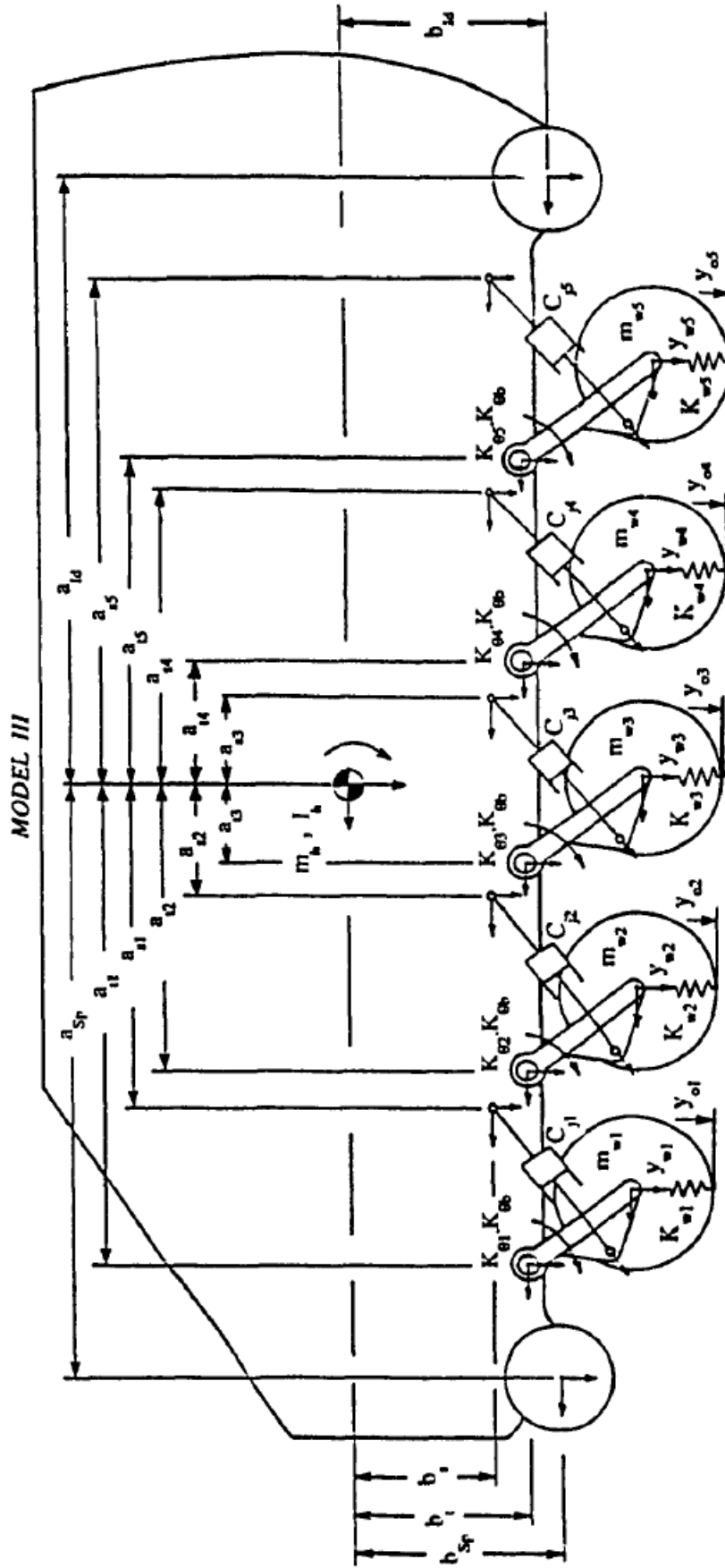
$$\theta_{wi} = \frac{(y_{wi} - y_h + a_{ti}\phi_h)}{R \cos \theta_0} \quad (2.23)$$

$$x_{wi} = b_t\phi_h + (y_{wi} - y_h + a_{ti}\phi_h)\tan \theta_0 \quad (2.24)$$

$$x_{fi} = b_t\phi_h \quad (2.25)$$



Şekil 2.16 : Süspansiyon bağlantı modeli.(Afonso, 1989)



Şekil 2.17 : Süspansiyon bağlantıları M113 çok tekerlekli araç modeli (Model III) .(Afonso, 1989)

Burada θ_{wi} yol kolunun dönme açısıdır. x_{wi} tekerleklerin doğrusal hareketi ve x_{fi} gövdenin doğrusal hareketidir. Yol kolunun statik çökmesi θ_s statik süspansiyon çökmesinden hesaplanmıştır.

$$\theta_s = \frac{y_{hs}}{R \cos \theta_0} \quad (2.26)$$

Sönüm kuvveti F_{di} i. tekerleğe bağlı olan amortisörün bağlantı bölgelerinin izafi hızının fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Amortisörlerin sebep olduğu sönüm kuvveti Şekil 2.11'deki kuvvet-zaman grafiğinde gösterildiği gibi asimetrik olduğu kabul edilmiştir.

$$F_{Di} = \begin{cases} C_{1i}v_{p1} + C_{2i}(v_{Bi} - v_{Ai} - v_{p1}), & (v_{Bi} - v_{Ai}) > v_{p1} \\ C_{1i}(v_{Bi} - v_{Ai}), & 0 \leq (v_{Bi} - v_{Ai}) \leq v_{p1} \\ C_{3i}(v_{Bi} - v_{Ai}), & v_{p2} \leq (v_{Bi} - v_{Ai}) < 0 \\ C_{3i}v_{p2} + C_{4i}(v_{Bi} - v_{Ai} - v_{p2}), & (v_{Bi} - v_{Ai}) < v_{p2} \end{cases} \quad (2.27)$$

Burada v_{p1} ve v_{p2} eşik izafi hızlar, v_{Bi} ve v_{Ai} Şekil 2.16'da gösterilen bağlantı kinematiğinden elde edilen sönüm bağlantı hızlarıdır.

$$v_{Ai} = (\dot{y}_{wi} - a_{ti}\dot{\phi}_h)\sin\beta_0 + b_t\dot{\phi}_h\cos\beta_0 + \frac{S}{R}(\dot{y}_{wi} - \dot{y}_h + a_{ti}\dot{\phi}_h) \quad (2.28)$$

$$v_{Bi} = (\dot{y}_h - a_{si}\dot{\phi}_h)\sin\beta_0 + b_s\dot{\phi}_h\cos\beta_0 \quad (2.29)$$

Amortisör ve süspansiyon bağlantılarının oluşturduğu sürtünme kuvvetleri şu şekilde tanımlanmıştır :

$$F_{fsi} = F_{sa} \operatorname{sgn}(v_{Bi} - v_{Ai}) \quad (2.30)$$

$$F_{fLi} = F_L \operatorname{sgn}(\phi_h - \theta_{wi}) \quad (2.31)$$

Burada F_{sa} ve F_L sırasıyla amortisör ve süspansiyon bağlantı sürtünme kuvveti şiddetleridir.

Çarpma tamponlarının oluşturduğu kuvvetler Şekil 2.16'da verilen şemadan türetilmiştir. Bu kuvvet, yol kolu menteşesinde yer alan eşdeğer burulma yayı şeklinde düşünülmüştür.

$$F_{\theta bi} = \frac{\zeta_{\theta bi}}{R \cos \theta_0} \quad (2.32)$$

Burada $\zeta_{\theta bi}$ yol kolu-çarpma tamponu arasındaki tork olup şu şekilde tanımlanmıştır:

$$\zeta_{\theta bi} = K_{\theta bi} \cdot c_{\theta b} [\phi_h - \theta_{wi} - \theta_c \operatorname{sgn}(\phi_h - \theta_{wi})] \quad (2.33)$$

Burada θ_c yol kolu ve bump stop arasındaki açısal boşluğu göstermekte olup, $K_{\theta bi}$ çarpma tamponunu sembolize eden eşdeğer burulma katılık katsayısıdır. $C_{\theta b}$ ise temas faktörü olup şu şekilde verilmiştir :

$$c_{\theta b} = \begin{cases} 1, & |\phi_h - \theta_{wi}| \geq \theta_c \\ 0, & |\phi_h - \theta_{wi}| < \theta_c \end{cases} \quad (2.34)$$

(2.19), (2.20) ve (2.21) denklemleri taşıyıcı çubuk süspansiyonlu çok tekerlekli araç sürüş dinamiğini tanımlayan yedi çift ikinci derece diferansiyel denklemi göstermektedir. Yol kolu ve tekerlek sisteminin dönüş ve doğrusal hareketleri (2.23) ve (2.24) de verilen sınır denklemleri ile elde edilmiştir (Afonso, 1989).

2.2.4 M113 araç parametreleri

Aşağıdaki çizelgelerde M113 araç A1 konfigürasyonuna ait parametreler verilmiştir. Tezde başlangıçta çözümü gerçekleştirilen diferansiyel denklemler bu parametreler kullanılarak çözülmüştür.

Çizelge 2.1: Palet geometrisi ve özellikleri.(Afonso, 1989)

Tanım	Sembol	M113 Araç Parametreleri
Palet Parametreleri		
Palet pabuç katılığı (N/m)	K_p	1500000
Palet etkisi eşdeğer katılık katsayısı		
Palet kılavuz kısmı (N/m)	μ_s	105075
Tekerler arası kısım (N/m)	μ_w	65672
Takip eden kısım (N/m)	μ_l	51622,5
Palet uzunluğu		
Cer dişlisi ve komşu teker arası (m)	L_s	0,654
Komşu tekerlekler arası (m)	L_w	0,667
Gergi kasnağı ve komşu teker arası (m)	L_l	0,655
Paletin zemine olan eğimi		
Palet kılavuz kısmı (derece)	a_s	0,419
Palet takip eden kısım (derece)	a_l	0,219
Birim boya düşen palet ağırlığı	m_{tr}	560
Palet boşluğu		
Kılavuz kısmı ortasından zemine olan (m)	d_s	0,146
Takip eden kısımdan zemine olan (m)	d_l	0,0696

Çizelge 2.2 : Çok tekerlekli / paletli M113 A1 araç parametreleri.(Afonso, 1989)

Tanım	Sembol	M113 Araç Parametreleri	Tanım	Sembol	M113 Araç Parametreleri
Kütle / Atalet Parametreleri			Model III Araç Geometrisi		
Gövde kütlesi (kg)	m_h		Süspansiyon yerleşimi		
Paletsiz araç		8351	Ağırlık merkezinden yatay mesafeler		
Paletli araç		8869	Cer dişlisi (m)	a_{sp}	1,939
Gövde yalpa atalet momenti (kgm^2)			Gergi kasnağı (m)	a_{Id}	-2,037
Paletsiz araç	I_h	17360	1. burulma çubuğu (m)	a_{t1}	1,577
Paletli araç		18437	2. burulma çubuğu (m)	a_{t2}	0,911
Yol tekerlek kütlesi (kg)			3. burulma çubuğu (m)	a_{t3}	0,244
1. istasyon	m_{w1}	113,5	4. burulma çubuğu (m)	a_{t4}	-0,423
2. istasyon	m_{w2}	113,5	5. burulma çubuğu (m)	a_{t5}	-1,089
3. istasyon	m_{w3}	113,5	Amortisör B1 bitişi (m)	a_{s1}	1,048
4. istasyon	m_{w4}	113,5	Amortisör B2 bitişi (m)	a_{s2}	0,381
5. istasyon	m_{w5}	113,5	Amortisör B3 bitişi (m)	a_{s3}	-0,286
Tekerlek Parametreleri			Amortisör B4 bitişi (m)	a_{s4}	-0,952
Lastik yay oranı (N/m)	K_{wi}	612900	Amortisör B5 bitişi (m)	a_{s5}	-1,619
Süspansiyon Parametreleri			Ağırlık merkezinden düşey mesafeler		
Burulma çubuğu yay oranı (Nm/rad)	$K_{\theta i}$	9884	Cer dişlisi (m)	b_{sp}	0,518
Eşdeğer düşey yay oranı (N/m)	K_i	115675	Gergi kasnağı (m)	b_{Id}	0,65
Amortisör sönüm oranı (Ns/m)	C_{1i}	22520	Burulma çubukları (m)	b_t	0,606
	C_{2i}	5126	Amortisör Bi bitişi (m)	b_s	0,506
	C_{3i}	22520	Darbe takozu - Yol kolu boşluğu (derece)	θ_c	23
	C_{4i}	4187.5	Yol kolu uzunluğu (m)	R	0,3175
Kesim nokta hızı (m/s)	v_{p1}	0,4064	Kol çıkma boyu		
	v_{p2}	-0,4064	Ai noktasından yol kolu menteşesine (m)	S_L	0,198
Sürtünme kuvvet şiddeti			Ai noktasından yol kolu merkezine (m)	S_p	0,175
Süspansiyon bağlantısı sürtünme kuvveti (N)	F_L	222,4	Yol kolu açısı (derece)	θ_0	23
Amortisör sürtünme kuvveti (N)	F_{sa}	222,4	Amortisör açısı (derece)	β_0	40
Darbe takozu katılık katsayısı (N/m)	K_b	1500000	Yol kolu çıkma açısı (derece)	ζ_0	41,5
Darbe takozu eşdeğer burulma katılık katsayısı (Nm/rad)	$K_{\theta b}$	151250	Çaplar		
Model I ve II Araç Geometrisi			Cer dişlisi (m)	D_s	0,498
Süspansiyon yerleşimi			Yol kolu (m)	D_w	0,61
Ağırlık merkezinden yatay mesafeler			Gergi kasnağı (m)	D_t	0,498
Cer dişlisi (m)	a_{sp}	1,939	Sürücü koltuğu konumu		
Gergi kasnağı (m)	a_{Id}	-2,037	yatay (m)	a_{dr}	0,9997
1. süspansiyon (m)	a_1	1,285	düşey (m)	b_{dr}	-0,356
2. süspansiyon (m)	a_2	0,618			
3. süspansiyon (m)	a_3	-0,048			
4. süspansiyon (m)	a_4	-0,715			
5. süspansiyon (m)	a_5	-1,382			
Darbe takozu boşluğu (m)	d_c	0,1254			
Sürücü pozisyonu (m)					
yatay	a_{dr}	0,9997			
düşey	b_{dr}	-0,356			

3. OPTİMİZASYON

Optimizasyon; var olan koşullar altında en iyi olan sonuca ulaşma hareketine denir. Mühendisler tasarım, konstrüksiyon, bakım vb. bütün durumlarda karar verme haliyle karşı karşıya kalırlar. Bu karar durumlarında yapılan tercihlerin başlıca hedefi ya çabayı minimize etmek ya da faydayı maksimize etmektir (Astolfi, 2006).

Çaba ya da fayda, çoğu zaman belli tasarım değişkenlerinin fonksiyonu olarak tanımlanabilir. Bu yüzden optimizasyon, bir fonksiyonu minimum ya da maksimum yapan değer bulunması süreci olarak da tanımlanabilir. (Astolfi, 2006).

Eğer x^* , $f(x)$ fonksiyonunu minimum yapan değer ise aynı değer $-f(x)$ fonksiyonu için maksimum değeri vereceği açıktır. Dolayısıyla optimizasyon hem minimize hem de maksimize etme sürecidir. (Astolfi, 2006).

Bütün optimizasyon problemlerini verimli bir şekilde çözen tek bir metot yoktur. Bu yüzden farklı problemlerin çözümleri için birçok metot geliştirilmiştir. En iyiyi arayan metotlar aynı zamanda yöneylem araştırmasının bir dalı olan matematik programlama teknikleri olarak da isimlendirilir. Matematik programlama matematik ve mühendislikte oldukça geniş bir alan olup aşağıdaki bileşenlerden oluşur :

- Değişkenler hesabı ve en iyi denetim;
- Doğrusal, ikinci derece ve doğrusal olmayan programlama;
- Geometrik programlama;
- Tamsayı programlama;
- Ağ metotları;
- Oyun kuramı.

Optimizasyonun var oluşu Newton, Lagrange ve Cauchy'nin çalışmaları sonucunda gerçekleşmiştir. Newton ve Leibnitz'in optimizasyona katkıları sayesinde optimizasyon, üzerinde farklı metotlar geliştirilebilir bir hal almıştır. Sınırlı optimizasyon ilk olarak Lagrange tarafından çalışılırken, iniş fonksiyon notasyonu Cauchy tarafından takdim edilmiştir. Geride kalan bu katkılardan sonra, 20. yüzyıla kadar konu üzerinde oldukça az ilerleme gerçekleştirilmiştir. Sonrasında bilgisayar

gücünün optimizasyon uygulamalarında kullanılmaya başlanmasıyla ileri araştırmalar hız kazanmıştır

Sayısal metotlar içinde kısıtsız optimizasyon için güçlü gelişim İngiltere’de sağlanmıştır. Bunlar; simplex metodu (Dantzig,1947), en iyilik prensipleri (Bellman,1957), en iyilik için gerek ve yeter şartlar (Kuhn ve Tucker, 1951).

Optimizasyon en geniş anlamıyla herhangi bir mühendislik probleminin çözümünde kullanılabilir. Örneğin :

- Minimum ağırlığa sahip bir hava taşıt tasarımı;
- Uzay görevleri için optimum (en kısa zaman) yörünge;
- Deprem için en hafif yapı tasarımı;
- Elektrik ağlarının optimum tasarımı;
- Optimum üretim planlama, kaynak dağılımı, zamanlama;
- En kısa güzergâh;
- Optimum boru hattı tasarımı;
- Üretim sistemlerinde minimum işlem süresi (Astolfi, 2006).

3.1 Optimizasyon Probleminin İfadesi

Bir optimizasyon veya matematik programlama problemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$x = (x^1, x^2, \dots, x^n) \quad (3.1)$$

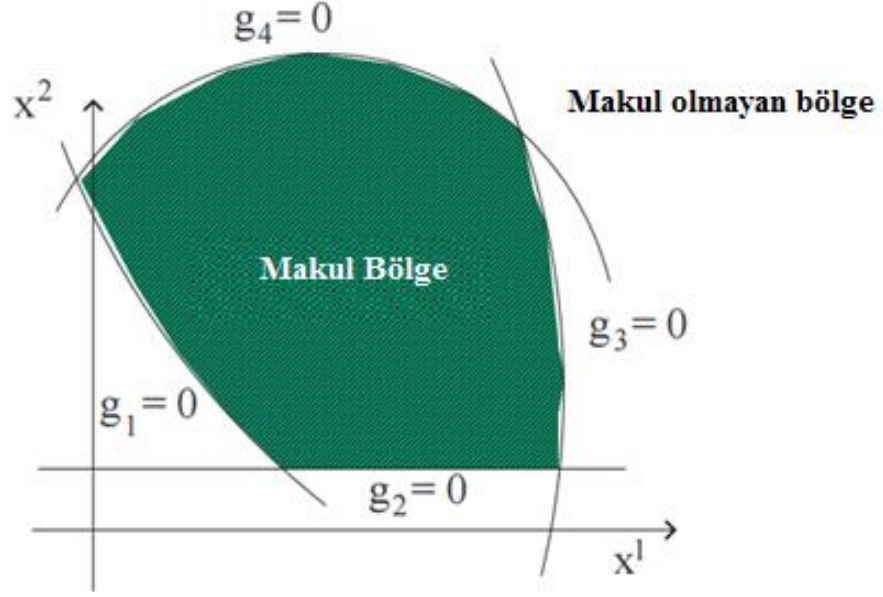
$$f(x) \quad (3.2)$$

$$g_j(x) \leq 0, \quad j = 1, \dots, m \quad (3.3)$$

$$l_j(x) = 0, \quad j = 1, \dots, p \quad (3.4)$$

Yukarıdaki ifadeler optimizasyon problemini sembolize etmektedir. Burada g ve l sınır koşullarına uyan aynı zamanda f(x) değerini minimize eden x değerinin bulunması istenmektedir.

Burada değişken olan x’ler tasarım vektörü, f(x) hedef fonksiyonu, g_j(x) eşitsizlik sınırları ve l_j(x) eşitlik sınırları olarak adlandırılır. Değişkenlerin sayısı n ve sınırların sayısı olan p+m değeri birbiri ile ilişkili olmak zorunda değildir. p+m toplamının 0 değerini aldığı problemler kısıtsız problemler olarak adlandırılır (Astolfi, 2006).



Şekil 3.1 : İki boyutlu uzayda eşitsizlik sınırlarıyla makul bölge gösterimi (Astolfi, 2006).

3.2 Eğim Tabanlı Algoritmalar

Sürekli ve süreksiz değişkenli optimizasyon problemleri ile kısıtlı ve kısıtsız optimizasyon problemleri için günümüze kadar birçok algoritma geliştirilmiştir. Bunlardan eğim tabanlı optimizasyon metotları sürekli değişkenli ve türevlenebilir fonksiyonlu problemler için uygundur. Bunun sebebi ise metotların problem fonksiyonlarının eğimlerinden istifade ediyor olmalarıdır. Bu metotlar uzun süredir bütün ayrıntılarıyla araştırılmış olup ilgili konuda oldukça kalıplaşmış bir literatür birikimi bulunmaktadır. Ardışık ikinci dereceden programlama, genişletilmiş Lagrange yöntemleri bunlardan bazılarıdır. Aşağıda bu metotlarla ilgili temel kavramlardan bahsedilmiştir (Arora, 2007).

3.2.1 Doğrusallaştırma ve ardışık doğrusal programlama

Bütün araştırma metotları hedeflenen optimum noktaya ulaşmak için tahmini bir başlangıç noktası ile başlayıp tekrarlı olarak bu başlangıç noktasını geliştirirler. Gelişme, hedef fonksiyonu ve kısıt fonksiyonları için Taylor açılımı yapılarak elde edilen yaklaşık alt problemlerin çözülmesiyle hesap edilir. $x^{(k)}$ k'nci iterasyondaki optimum nokta için ilk tahmin değeri olarak düşünölsün. $\Delta x^{(k)}$ da arzu edilen değışim. $\Delta x^{(k)}$ yı hali hazırdaki noktanın değışimi için kullanmak yerine, sıklıkla kullanılan yöntem bir araştırma yönü $d^{(k)}$ ve bu araştırma yönünde yeni noktayı bulmak için

kullanılacak bir adım büyüklüğü belirlemektir. $x^{(k)}$ noktasında hedef fonksiyonunun ve kısıt fonksiyonlarının Taylor açılımını aşağıdaki gibi doğrusallaştırılmış bir alt problem elde etmek için kullanırız.

$$\text{minimize et } (c \cdot d) \quad (3.5)$$

Şu doğrusallaştırılmış eşitlik sınırlarına göre,

$$(\nabla_{gj} \cdot d) = e_j; j = 1, \dots, p \quad (3.6)$$

Şu doğrusallaştırılmış eşitsizlik sınırlarına göre,

$$(\nabla_{gj} \cdot d) \leq e_j; j > p \text{ ve } j \in I_k \quad (3.7)$$

Burada,

$$e_j = -g_j(x^{(k)}) \text{ ve } c = \nabla f(x^{(k)}) \quad (3.8)$$

$$I_k = \{i | i = 1 \text{ den } p \text{ ye } , i > p , (g_i + \varepsilon) \geq 0\} \quad (3.9)$$

Denklem (3.7)'de eşitsizlik sınır koşulu için potansiyel sınır stratejisi kullanılmıştır. Eğer kullanılmamış olsaydı denklem (3.9)'da yer alan I_k index setinin tanımlanmasında ε çok büyük bir değer alabilirdi.

Denklem (3.5) (3.6) ve (3.7)'deki d_i değişkenlerindeki bütün fonksiyonlar doğrusal olduğundan d_i lerin çözümü için doğrusal programlama kullanılabilir. Bu yöntemle ardışık doğrusal programlama denir. (3.5)'den (3.7)'ye tanımlanmış olan problemin sınırları yoktur. Bu yüzden değişkenlerin değişimi için limit konmalıdır. Bu kısıtlar optimizasyon literatüründe hareketli limitler olarak adlandırılır ve şu şekilde ifade edilir :

$$-\Delta_i \leq d_i \leq \Delta_i ; i = 1' \text{ den } n' \text{ e kadar} \quad (3.10)$$

Burada Δ_i k. İterasyondaki i . değişkendeki müsaade edilen maksimum artış veya azalıştır. Problem d_i açısından hâlâ doğrusaldır. Bu yüzden doğrusal programlama yöntemi hala çözüm için kullanılabilir. Her iterasyonda hareketli limitlerin seçimi önemlidir. Çünkü ardışık doğrusal programlama yönteminin başarısı onlara bağlıdır. Yine de hareketli limitlerin doğru bir şekilde seçiminin pratikte oldukça zor olduğu unutulmamalıdır (Arora, 2007).

3.2.2 Ardışık ikinci derece programlama

Ardışık ikinci derece programlama yöntemleri, ardışık doğrusal programlama yöntemlerinin kusurlarını gidermek amacıyla geliştirilmiştir. Bu yöntemlerde araştırma doğrultusunun bulunması amacıyla ikinci derece bir alt problem çözülürken, bu doğrultu boyunca gidilecek adım için ise bir iniş fonksiyonu kullanılır (Arora, 2007).

İkinci Derece Programlama Alt Problemi

$$\text{Minimize et } (c \bullet d) + \frac{1}{2}(d \bullet Hd) \quad (3.11)$$

Şu doğrusallaştırılmış eşitlik sınırlarına göre,

$$(\nabla_{gj} \bullet d) = e_j; j = 1, \dots, p \quad (3.12)$$

Şu doğrusallaştırılmış eşitsizlik sınırlarına göre,

$$(\nabla_{gj} \bullet d) \leq e_j; j > p \text{ ve } j \in I_k \quad (3.13)$$

Burada H, Lagrange fonksiyonunun Hessian'ına bir yaklaşım olan n x n lik bir matristir. Alt problemin farklı tanımlandığı her durumda, farklı bir araştırma doğrultusu oluşur. Araştırma doğrultusu belirlendikten hemen sonra iniş fonksiyonu minimize edilerek ilgili doğrultu boyunca ilerlenecek adım büyüklüğü belirlenir. Sınırlı problemler için iniş fonksiyonu, hedef fonksiyona sınır ihlalleri için bir ceza terimi eklenerek oluşturulur.

İniş fonksiyonunun özelliklerinden biri de optimum noktada aldığı değerini hedef fonksiyonu için de aynı olmasıdır. İniş fonksiyonu ayrıca her iterasyonda araştırma doğrultusu boyunca azalmalıdır. Bir başka deyişle arama doğrultusu fonksiyon için iniş doğrultusu olmalıdır. Çeşitli iniş fonksiyonları geliştirilmiş ve bunlar farklı algoritmalarda kullanılmıştır. Bunlardan biri olan Pshenichny'nin iniş fonksiyonu olan Φ basitliği ve birçok problemin çözümündeki başarısıyla öne çıkmaktadır. Kesin hata fonksiyonu şu şekilde tanımlanır :

$$\Phi(x) = f(x) + RV(x) \quad (3.14)$$

Burada $R > 0$ ceza parametresi ve $V(x) \geq 0$ bütün sınırlar içerisinde maksimum sınır ihlalidir. Burada R sonlu bir değer ve bütün Lagrange katsayılarının toplamından büyük olmalıdır.

Arama doğrultusunda kesin minimum noktası için iniş fonksiyonu hesabı oldukça maliyetli olmaktadır. Bu yüzden optimizasyon algoritmalarının birçok pratik uygulamasında yalnızca yaklaşık bir adım büyüklüğü tanımlanır. Bu da kusurlu veya doğru olmayan hat arayışı olarak adlandırılır. Kusurlu hat arayış prosedüründe bir deneme adım büyüklüğü ile başlanır. İniş fonksiyonunun sağlanamaması halinde önceki deneme adımı yarıya düşürülür. İniş fonksiyonunun tekrar sağlanamaması halinde deneme adımı tekrar yarıya düşürülür. İniş şartı sağlanana kadar bu prosedür devam eder (Arora, 2007).

3.2.3 Genişletilmiş Lagrange yöntemi

Sınırlı problemleri sınırlı olmayan problemlere dönüştüren ve onları sınırlı olmayan optimizasyon yöntemleri ile çözen hesaplamalı türler vardır. Bunlar ardışık kısıtsız minimizasyon teknikleri olarak adlandırılır. Bu metotların temel düşüncesi; hedef fonksiyona ceza terimi ekleyerek genişletilmiş bir fonksiyon tanımlamaktır. Ceza terimi ceza parametreleriyle çarpılmış sınır fonksiyonlarından oluşur. Ceza parametreleri seçilir ve sınırsız fonksiyon minimize edilir. Daha sonra ceza parametreleri artırılır ve sınırsız fonksiyon tekrar minimize edilir. Sonuçlarda çok küçük bir sapma oluşuncaya kadar bu prosedür devam eder.

Bu metotların bir avantajı kısıtsız optimizasyon algoritmaları ve karşılık gelen yazılım kısıtlı problemlerin çözümünde kullanılabilir. Yöntemin eksiklerinden biri ise optimum sonuca ulaşılması için ceza parametrelerinin sonsuza gitmelerinin gerekmesidir. Bu da sayısal hesaplamalarda kararsızlığa sebep olabilir.

Yukarıda sözü edilen metotların zorluklarının üstesinden gelmek adına ceza parametrelerinin sonsuz olması gerekmeyen farklı sınıf metotlar geliştirilmiştir. Ceza parametreleri yeterli miktarda büyük ve sonlu olmalıdır. Bu yöntemler genişletilmiş Lagrange yöntemleri veya Çarpan yöntemleri olarak anılır. Genişletilmiş fonksiyon şu şekilde tanımlanır :

$$\Phi = f(x) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^p r_i (g_i + \theta_i)^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=p+1}^m r_i [(g_i + \theta_i)_+]^2 \quad (3.15)$$

Burada $r_i > 0$ ceza parametreleri, θ_i $i=1$ den p ye kadar eşitlik sınırları için katsayılar, $\theta_i \geq 0$, $i=1$ den p ye kadar eşitsizlik sınırları için katsayılar ve $(x)_+ = x$ eğer $x > 0$, ve $(x)_+ = 0$ eğer $x \leq 0$ ise. Çarpan metotlarının fikri r_i ve θ_i parametreleri için bazı

değerlerle başlayıp denklem (3.15)'deki geliştirilmiş fonksiyonu minimize etmektedir. Ardından bu parametreler bazı prosedürler ile ayarlanır ve süreç en iyilik şartları sağlanıncaya kadar devam eder.

Denklem (3.15)'de verilen gibi geliştirilmiş fonksiyonun birçok ardışık ikinci derece programlama metodunda araştırma doğrultusu boyunca alınacak adım büyüklüğü hesabı için iniş fonksiyonu olarak kullanıldığı unutulmamalıdır (Arora, 2007).

3.2.4 İç nokta algoritması

Gerçekleştirilen tez çalışmasında kullanılan eğim tabanlı algoritmalarından olan iç nokta algoritmasının daha iyi anlaşılması için öncelikle “sınırlı en iyilik” teorisi tanımlanmıştır :

Sınırlı bir problem için, eşitlik ve eşitsizlik sınırlarını temsil eden g ve h vektörleri ile hedef fonksiyon,

$$\min_x f(x) \text{ şu şartlar altında ; } g(x) \leq 0, \quad h(x) = 0 \quad (3.16)$$

Burada en iyilik tanımı KKT (Karush Kuhn Tucker) şartlarına dayanmaktadır. KKT şartları, minimum noktada eğimin sıfır'a eşit olması gerektiği düşüncesiyle paralel işleyip ondan farkı sınır koşullarını da değerlendirmeye almasıdır.

KKT şartları aşağıda verilen yardımcı Lagrange fonksiyonunu kullanır,

$$L(x, \lambda) = f(x) + \sum \lambda_{g,i} g_i(x) + \sum \lambda_{h,i} h_i(x), \quad (3.17)$$

λ_g ve λ_h 'nin birleştirme vektörü olan λ vektörü Lagrange çarpanı olarak adlandırılır. Çarpanın uzunluğu kısıt sayısı kadardır.

KKT şartları;

$$\nabla_x L(x, \lambda) = 0, \quad (3.18)$$

$$\lambda_{g,i} g_i(x) = 0, \forall_i \quad (3.19)$$

$$\begin{cases} g(x) \leq 0, \\ h(x) = 0, \\ \lambda_{g,i} \geq 0, \end{cases} \quad (3.20)$$

Denklem (3.20) genellikle kullanılmayıp, en iyilik ölçütü denklem (3.18) için aşağıda verilmiştir;

$$\|\nabla_x L(x, \lambda)\| = \left\| \nabla f(x) + \sum \lambda_{g,i} \nabla g_i(x) + \sum \lambda_{h,i} \nabla h_{h,i}(x) \right\| \quad (3.21)$$

Denklem (3.19) için en iyilik ölçütü ise;

$$\|\overrightarrow{\lambda_g g}(x)\| \quad (3.22)$$

Denklem (3.22)'de yer alan normun anlamı $\overrightarrow{\lambda_{g,i} g_i}(x)$ vektörünün maksimum değeridir. Birleşik en iyilik ölçüsü denklem (3.21) ve (3.22)'den elde edilen maksimum değerlerdir.

Sınırlı minimizasyon için iç nokta yaklaşımı bir dizi yaklaşık minimizasyon probleminin çözümünden oluşur. Problem başlangıçta denklem (3.16) da olduğu gibi düşünüldüğünde $\mu > 0$ olmak üzere, yaklaşık problem şu şekilde olmaktadır ;

$$\min_{x,s} f_\mu(x, s) = \min_{x,s} f(x) - \mu \sum_i \ln(s_i), \text{ şu şartlarda ; } h(x) = 0, \quad g(x) + s = 0 \quad (3.23)$$

Burada eşitsizlik sınırları olan g fonksiyonlarının sayısı kadar s_i (artış yapan değişken) yer almaktadır. S_i değerleri $\ln(s_i)$ değerini sınırlamak amacıyla pozitif olarak kısıtlanırlar. μ değeri 0'a yaklaştıkça f_μ 'nın minimum değeri, f 'in minimum değerine yaklaşır. Denklem 3.16'da hedef fonksiyona ilave edilen logaritmik terim bariyer fonksiyonu olarak adlandırılır.

(3.23)'de verilen yaklaşık problem bir dizi sınırlı eşitlik probleminden oluşur. Bu problemlerin çözümü denklem (3.16)'da verilen başlangıç sınırlı eşitsizlik problemlerine göre oldukça kolaydır. Yaklaşık problemin çözümü için algoritma her iterasyonda aşağıda verilen adımlardan birini gerçekleştirir:

- (x,s) içinde direkt adım. Bu adım yaklaşık problem için doğrusal yaklaşım kullanarak KKT denklemlerini çözmek için çalışır. Newton adımı olarak da anılır.
- Güvenilir bölge kullanarak eşlenik eğim adımı.

Tez çalışmasında kullanılan Matlab programı başlangıçta direkt adım kullanmaya çalışır. Bunu başaramadığı zaman ise eşlenik adımı dener. Direkt adımın uygulanamadığı durumlardan biri yaklaşık problemin o anlık iterasyonun yanında lokal olarak konveks olmamasıdır.

Algoritma her bir iterasyonda aşağıda verilen değer fonksiyonunu azaltmaya çalışır,

$$f_{\mu}(x, s) + v\|h(x), g(x) + s\| \quad (3.24)$$

Burada v parametresi, sonucu makul yöne doğru götürmesi amacıyla iterasyon sayısı ile birlikte artar. Denenen adımlardan herhangi biri bu değer fonksiyonda azalma meydana getiremezse, algoritma uygulanan bu adımı reddeder ve yeni bir adım denenir. Hedef fonksiyon veya doğrusal olmayan kısıt fonksiyonu, karmaşık sayı bir değer aldığı anda algoritma değer fonksiyonunda olduğu gibi değişkeni reddeder ve yeni bir adım dener (Url-2).

Direkt Adım

Denklem 3.25 direkt adımın tanımını vermektedir.

$$\begin{bmatrix} H & 0 & J_h^T & J_g^T \\ 0 & S_{\Lambda} & 0 & -S \\ J_h & 0 & I & 0 \\ J_g & -S & 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta s \\ -\Delta y \\ -\Delta \lambda \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \nabla f - J_h^T y - J_g^T \lambda \\ S\lambda - \mu e \\ h \\ g + s \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

Burada;

- H Lagrange f_{μ} 'nin Hessian'ı olup şu şekilde tanımlıdır,

$$H = \nabla^2 f(x) + \sum_i \lambda_i \nabla^2 g_i(x) + \sum_j \lambda_j \nabla^2 h_j(x) \quad (3.26)$$

- J_g ve J_h sırasıyla sınır fonksiyonu olan g ve h 'nin jakobiyanı
- S, s matrisinin köşegen elemanları
- λ , sınır g ile ilgili olan Lagrange çarpan vektörü
- Λ, λ matrisinin köşegen elemanları
- e, g ile aynı boyutta olan birim vektörü göstermektedir.

Direkt adımın tanımı olan denklem (3.25), denklem (3.18) ve (3.19)'un doğrusallaştırılmış Lagrange kullanılarak çözülmesinden elde edilir. Bu denklemin $(\Delta x, \Delta s)$ çözümü için algoritma matrise LDL faktörizasyonu yapmaktadır. Bu adım hesaplamalı olarak en maliyetli kısımdır. Bu faktörizasyonun bir sonucu da tasarlanan Hessian'ın pozitif tanımlı olup olmadığının tanımlanmasıdır. Hessian'ın pozitif tanımlı olmadığı durumda algoritma eşlenik eğim adımını kullanır (Url-2).

Eşlenik Eğitim Adımı

Bu metot yaklaşık problem olan denklem (3.23) çözümünde, s ler pozitif olacak şekilde x ve s değerlerini ayarlar. Yaklaşım, güvenli bölgede olan yaklaşık bir problemin ikinci derece bir yaklaşımı doğrusallaştırılmış sınırlara bağlı kalarak minimize eder.

Burada R güvenli bölge yarıçapı, diğer değişkenler ise direkt adımda tanımlandığı gibidir. Algoritma KKT denklemlerini yaklaşık olarak en küçük kareler algısında λ 'nın pozitif değer alma durumunda çözerek Lagrange çarpanlarını elde eder.

$$\nabla_x L = \nabla_x f(x) + \sum_i \lambda_i \nabla g_i(x) + \sum_j y_j \nabla h_j(x) = 0 \quad (3.27)$$

Sonrasında aşağıdaki ifadenin yaklaşık olarak çözümü için bir adım $(\Delta x, \Delta s)$ atılır.

$$\min_{\Delta x, \Delta s} \nabla f^T \Delta x + \frac{1}{2} \Delta x^T \nabla_{xx}^2 L \Delta x + \mu e^T S^{-1} \Delta s + \frac{1}{2} \Delta s^T S^{-1} \Lambda \Delta s \quad (3.28)$$

Aşağıdaki doğrusallaştırılmış sınırlara bağlı kalarak,

$$g(x) + J_g \Delta x + \Delta s = 0, \quad h(x) + J_h \Delta x = 0 \quad (3.29)$$

Denklem (3.29)'un çözümü için yarıçap R ile orantılı bir bölgede doğrusallaştırılmış sınırların bir normunu minimize etmeye çalışır. Denklem (3.28), yarıçapı R olan güvenli bölge içerisinde kalınarak ve s değeri pozitif tutularak denklem (3.29)'un çözümünden arta kalan sınırlarla çözülür (Url-2).

3.3 Ayırık Değişkenli Problemler İçin Algoritmalar

Sürekli değişkenli optimizasyon problemleri sonsuz sayıda makul noktaya sahiptirler. Bunun aksine ayırık değişkenli problemler optimum çözümün tanımlanması için gerekli olan yalnızca bir adet sonlu makul noktaya sahiptirler. Buna rağmen ayırık değişkenli problem için optimum sonuç bulmak, sürekli değişkenli problemler için optimum sonuç bulmaya kıyasla daha zor ve daha uzun sürmektedir. Bunun sebebi sayısal araştırma işlemi için rehberlik yapacak bir en iyilik durumunun olmamasıdır. En iyi çözümü bulmak için çoğu zaman ayırık noktaları sıralamak ve minimum nokta tanımını kullanmak gerekir. Birçok metot bu hesaplamalı yükü tahmini fikirlerle veya sezgisel kurallarla azaltmaya çalışır. Temelde ayırık değişkenli problemlerin çözümünde iki sınıf yöntem vardır:

- a) Dal ve sınır algoritması gibi implicit veya explicit sayım metotları
- b) Genetik algoritma ve benzetilmiş tavlama algoritması gibi stokastik veya evrimsel metotlar

Aşağıda bu metotlarla ilgili temel bilgiler özet halinde verilmiştir (Arora, 2007).

3.3.1 Dal ve sınır yöntemleri

Bu yöntemler ayrık değişkenli problemlerin çözümünde en uygun kullanılan metotlardır. Metotlar aynı zamanda bütün sayım sistematik olarak azaltılmaya çalışıldığı için kesin sayım olarak da adlandırılmaktadır. Yöntem başlangıçta global sonucun elde edildiği doğrusal programlama problemleri için geliştirilmiştir. Yöntem aynı zamanda en iyiyi ve hatta herhangi bir uygun çözümü garantilemeyen doğrusal olmayan problemlere de uygulanabilir. Metot optimumu araştırma işlemini gerçekleştirirken dallama, sınırlama ve budama kavramlarını kullanmaktadır. Problem için çözüm uzayı ters çevrilmiş bir ağaç dalları gibi sunulur. Ağacın her bir düğüm noktası mümkün olan bir ayrık çözümü gösterir. Eğer çözüm mümkün değilse, hedef fonksiyonu daha önceden belirlenen bir üst limiti aşar ya da ilgili düğümden daha iyi sonuçlar için diğer dallar aranırsa budama gerçekleşir. Bir düğüm, o düğümden sonraki dallanmalarda daha iyi bir çözüm yoksa budanmış olarak adlandırılır. Bir düğümdeki çözüm mümkün olduğunda bu, eğer hedef fonksiyonu önceden belirlenen sınırdan daha düşükse optimum için yeni üst limit anlamına gelir ya da düğüm devamı dallarda daha iyi bir çözüm yoksa budanmış olabilir. Metot iki farklı yoldan uygulanabilir. Birincisinde ayrık değişkenler için ayrık olmayan değerlere çözüm süresince müsaade edilmez. Bu yüzden ayrık değişkenler üzerinde sayım yukarıda açıklandığı gibi olmalıdır. İkinci uygulamada değişkenler için ayrık olmayan değerlere müsaade edilir.

Bir değişkenin ayrık bir değer almaya zorlanması ağacın her bir düğümünü oluşturmaktadır. Bu da değişken için ayrık bir değer çıkarmak için değişken üzerine uygun sınırları koyarak bir alt problem tanımlamak yoluyla gerçekleştirilir. Alt problem doğrusal ya da doğrusal olmayan programlama yöntemleriyle çözülür(Arora, 2007).

3.3.2 Benzetimli tavlama

Benzetimli tavlama, karışık değişkenli doğrusal olmayan bir problemde global minimumu bulmak için kullanılan tahmini bir metottur. Yöntem problem

fonksiyonlarının sürekli ya da diferansiyellenebilir olmasını gerektirmez. Yöntemdeki temel fikir; var olan en iyi noktanın civarında rastgele noktalar oluşturmak ve problem fonksiyonlarını buralarda değerlendirmektedir. Eğer bu noktalardan herhangi birinde hedef fonksiyon (sınırlı problemler için ceza fonksiyonu) değeri halihazırdaki değerden daha düşük ise nokta kabul edilir ve en iyi fonksiyon değeri güncellenir. Bu şekilde olmadığı takdirde nokta kimi zaman kabul edilirken kimi zaman da reddedilir. Kabul ediliş Boltzman-Gibbs dağılımının olasılık yoğunluk fonksiyonunun değerine bağlı olarak değişir. Eğer olasılık yoğunluk fonksiyonu rastgele seçilmiş bir numaradan büyük olursa deneme noktası en iyi çözüm olarak kabul edilir. Olasılık yoğunluk fonksiyonu sıcaklık adı verilen bir parametre kullanır. Optimizasyon problemi için sıcaklık amaç fonksiyonu için hedef olabilir. Başlangıçta büyük bir hedef değeri seçilir. Denemeler süresince hedef değer düşürülür (soğuma programı) ve süreç çok sayıda denemeden sonra son bulur. Sıcaklık düşerken kabul olasılığı da sabit bir şekilde sıfıra düşer. Dolayısıyla başlangıç evrelerinde daha kötü noktalar kabul edilirken final evrelerinde çoğunlukla daha kötü noktalar reddedilir. Bu strateji yerel minimumlara düşmedeki tuzağı önler. Yöntemin temel eksiklikleri hedef seviyenin düşürülme hızının bilinmeyişi ve toplam denemelerin sayısının belirsizliğidir (Arora, 2007).

3.3.3 Genetik algoritmalar

Genetik algoritmalar, benzetimli tavlama da olduğu gibi tahmini araştırma metotları kategorisinde yer almaktadır. Bu metotlarda yeni noktaların bulunmasında nüfus adı verilen bir dizi nokta ve nesil adı verilen bir dizi tekrarlama kullanılır. Bu süreçte hali hazırdaki noktalardan daha iyi noktalar elde etmek için var olan noktaların en arzu edilen karakteristiklerinin kombinasyonları kullanılır. Böylelikle ardışık noktaların ortalama uygunluğu, uygunluk fonksiyonu için daha iyi değerler verme doğrultusunda gelişir. Burada uygunluk, hedef fonksiyonu veya sınırlı problemler için ceza fonksiyonu kullanılarak tanımlanır. Uygunluk değeri nüfustaki her bir eleman için hesap edilir. Bu yöntemin avantajlarından biri fonksiyonların türevlerine ihtiyaç duyulmamasıdır. Rastgele oluşturulmuş bir dizi nokta ile başlanır. Noktayı ifade etmek için genellikle ikili 0 lar veya 1 ler gibi sonlu uzunlukta diziler kullanılır. Algoritmayı uygulamak için üç operatör kullanılmaktadır. :

- Çoğalma

- Çaprazlama
- Mutasyon

Çoğalma önceki dizinin (noktanın) uygunluk değerine göre yeni nüfusa kopyalanmasını sağlayan bir operatördür. Daha küçük uygunluk değerlerine sahip olan noktalar daha fazla sayıda yavru denilen yeni noktalar elde ederler.

Çaprazlama operatörü, nüfustaki seçilen elemanların (noktalar) kendi aralarında karakteristik özelliklerin takas edilmesini sağlar. Çaprazlama, eşleşen bir çift dizinin (nokta) rastgele bir şekilde başlangıç ve bitiş noktalarının seçimine, basitçe 0 ve 1 dizilerinin seçilen noktalara göre yer değiştirilmesine neden olur.

Mutasyon, nüfus içerisindeki elemanlardan (noktalar) seçilip onlara dizi üzerinde rastgele yerler tanımlayıp 0 ı 1 e veya tam terisi olacak şekilde değiştirir.

Yukarıda bahsedilen üç adım, nüfusun nesillerinin uygunluk değerinde ilerleme elde edilemeyecek hale gelene kadar ya da limit olarak belirlenen nesil sayısı elde edilene kadar devam eder (Arora, 2007).

3.3.4 Tamsayı programlama

Değişkenlerin tamsayı değer alması gerektiği durumlarda problem tamsayı programlama olarak adlandırılır. Bütün fonksiyonlar doğrusal iseler, bir tamsayı doğrusal programlama problemi elde edilirken aksi durum söz konusu ise doğrusal olmayan programlama problemi elde edilir. Tamsayı doğrusal programlama problemi 0-1 programlama problemine dönüştürülebilir. Ayrık değişkenli doğrusal problemler de 0-1 programlama problemlerine dönüştürülebilir. Bu tip problemlerin çözümü için dal ve sınır yöntemleri gibi birçok algoritma mevcuttur (Arora, 2007).

3.3.5 Ardışık doğrusallaştırma yöntemleri

Doğrusal olmayan ayrık optimizasyon problemleri ayrıca ardışık doğrusallaştırma yöntemleri ile de çözülebilir. Bu yöntemin kullanımı için probleme ait fonksiyonların türevlenebilir olmaları gerekmektedir. Doğrusal olmayan problem öncelikle güncel olan noktada doğrusallaştırılır. Daha sonra bir tamsayı doğrusal programlama yöntemi bu doğrusal problemi çözmede kullanılır. Bu yaklaşıma bir değişiklik olarak öncelikle optimum bir noktanın alınması ardından doğrusallaştırılması ve tamsayı programlama yöntemleriyle çözülmesidir. Bu süreç çözülecek tamsayı doğrusal programlama problem sayısını düşürmektedir. Sürekli çözüm etrafındaki komşu

ayrık değerleri kısıtlamak da tamsayı doğrusal programlama problemlerinin boyutlarını dūřürmektedir (Arora, 2007).

3.3.6 Yuvarlanma teknikleri

Yuvarlanma tekniği bütün değişkenlerin sürekli olacağı varsayımı ile ilk olarak optimum bir çözüm elde edilen bir yöntemdir. Sonrasında değişkenler, ayrık çözüm elde etmek amacıyla uygun olan en yakın ayrık değerlere sezgisel olarak yuvarlanırlar. Bu prosedür çözüm süresince ayrık değişkenlerin ayrık olmayan değerler alabildiği sınırlandırılmış problem türlerine uygulanabilir. Süreç ayrık değişkenli problem için uygun nokta ile sonuçlanmayabilir. Bütün değişkenlerin en yakın ayrık üst komşularına yuvarlanması řart değildir. Kimi değer yukarı yuvarlanırken kimi dūřrlebilir. Bu yaklaşımda karşılaşılan zorluk değişkenlerin artırılacak veya azaltılacak olmalarının seçimidir. Yöntem aşırı doğrusal olmayan durumlarda ve oldukça ayrılmış ayrık değerler söz konusu olduğunda yakınsamayabilir. Bu durumda ayrık minimum edici sürekli çözümün herhangi bir komşusu olması gerekmez. Alternatif olarak tek bir zamanda tek bir değişkenin ayrık komşusuna ötelendiği dinamik yuvarlanma stratejisi kullanılmaktadır. Seçilen değişken sonrasında ayrık değerinde sabitlenir ve problem tekrar optimize edilir. Bu süreç bütün değişkenler seçilip ayrık değişkenlerinde sabitlenene kadar devam eder (Arora, 2007).

3.3.7 Komşu araştırma metodu

Bazı zamanlar özellikle değişkenlerin sayısı küçük olduğunda ayrık değişkenleri sıralamak makul olmaktadır. Seçilmiř değerlerinde sabitlenmiş bütün ayrık değişkenler sürekli değişkenler için optimize edilir. Bu yaklaşım var olan doğrusal olmayan programlama çözücülerine kolaylıkla uyarlanabilir ve ayrık değişkenlere göre eęim bilgisine ihtiyaç duyulmaz. Buna rağmen yöntem açık sıralama metotlarına göre ayrık değişkenlerin sayısı ve ayrık setlerin büyüklüğünün fazla olması sebebiyle daha verimsizdir. Sıralanmış durumların sayısını dūřrmek için öncelikle sürekli olarak dūřnlen bütün ayrık değişkenlerden sürekli bir sonuç elde eden komşu araştırma metodu kullanılır. Sonrasında sürekli çözümün yakınında birkaç ayrık değer açık sıralama için seçilir (Arora, 2007).

3.4 Çok Amaç Fonksiyonlu Optimizasyon

İki veya daha fazla hedef fonksiyonunun eşzamanlı olarak optimize edilmesi gereken oldukça fazla sayıda uygulama vardır. Bunlar çok hedefli, çok kriterli veya vektör optimizasyon problemleri olarak adlandırılır. Aşağıda konunun temel kavramları, terminolojisi ile çözüm yöntemleri hakkında özet bilgi verilmiştir (Arora, 2007).

3.4.1 Terminoloji ve temel kavramlar

Öncelikle sıradan tek hedef fonksiyonlu bir optimizasyon problemi tanımlansın.

P problemi

Burada aşağıda verilen eşitlik ve eşitsizlik sınırlarına maruz hedef fonksiyonu olan $f(x)$ fonksiyonunu minimize edecek optimizasyon değişken vektörünün $x=[x_1 \ x_2 \dots \ x_n]^T$ bulunması P problemi olarak tanımlansın.

$$g_j(x) = 0, \quad j = 1 \text{ den } p \text{ ye} \quad (3.30)$$

$$g_j(x) \leq 0, \quad j = p + 1 \text{ den } m \text{ ye} \quad (3.31)$$

Burada S sınır koşullarını sağlayan bütün noktaların yer aldığı bir kümedir.

$$S = \{x | g_j(x) = 0, j = 1 \text{ den } p \text{ ye}; g_j(x) \leq 0, j = p + 1 \text{ den } m \text{ ye}\} \quad (3.32)$$

Optimizasyon problemi şu şekilde ifade edilebilir.

$$\underset{x \in S}{\text{minimize et}} \quad f(x) \quad (3.33)$$

Yukarıda tanımı yapılan P problemini çok amaçlı optimizasyon programına modifiye edilsin. Aşağıda tanımı yapılmış $f(x)$ i minimize edecek $x \in S$ değeri bulunsun,

$$f(x) = (f_1(x), f_2(x), \dots, f_k(x)) \quad (3.34)$$

Burada k , $f(x)$ vektörü içindeki hedef fonksiyon sayısıdır. Bütün hedef fonksiyonlarını içeren $f(x)$ vektörü kriter uzayı olarak adlandırılır. Makul kriter uzayı olan Z , değişken uzayındaki makul noktalara karşılık hedef fonksiyon değerleri olarak tanımlanır.

$$Z = \{f(x) | x \in S\} \quad (3.35)$$

Tek hedef fonksiyon çözümü için olan algoritmalar hedef fonksiyon için lokal minimum değerlerini verirler. Eğer bütün lokal minimum değerler bulunabilirse o zaman yerel minimum nokta tanımlanabilir. Tersine, çok amaçlı optimizasyon problem çözüm süreci daha az belirlidir. Genellikle bu problem tipi tek bir özel

çözümüne sahip değildir. Örneğin bütün hedef fonksiyonlarını aynı anda minimize eden bir x değerinden söz edilemez. Bu yüzden çok hedef fonksiyonlu bir durumun minimum değeri almasının anlamı tam olarak net değildir. Çoğu zaman hedef fonksiyonları zıt karakteristiğe sahip olmakta, bir hedef fonksiyon değerinde artış meydana getiren nokta diğer bir hedef fonksiyonda azalışa sebep olmaktadır. Pareto en iyilik algısında sonsuz sayıda çözüm noktası olabilir. Pareto algısı çok hedef fonksiyonlu optimizasyon problemlerinin çözümü için temel kavramlardan ilkidir.

Pareto İdeal Noktalar

$x^* \in S$ olan bir nokta yalnızca ve yalnızca başka bir $x \in S$ değeri en azından bir $f_i(x) < f_i(x^*)$ için $f(x) \leq f(x^*)$ olmuyorsa bu nokta Pareto idealdir. Bir başka deyişle, $x^* \in S$ olan bir nokta dışında başka hiçbir nokta hedef fonksiyonlardan herhangi başka birini artırmadan azaltamıyorsa o nokta Pareto idealdir. Pareto ideal noktalar, makul olan küme S içerisindeki verimli noktalar olarak da adlandırılır.

3.4.2 Çözüm metotları

Çok amaçlı optimizasyon problemleri Pareto ideal takım olarak adlandırılan sonsuz çözüme sahip olduğundan kullanıcıların uygulamanın gereklerini yerine getiren bir çözüm seçmeleri gerekmektedir. Bu yüzden bütün Pareto ideal takımın oluşturulması ya da en azından kullanıcının arzu ettiği çözümü seçebileceği güzel bir durumun oluşturulması gerekmektedir. Çok amaçlı optimizasyon problemlerinin çözüm yöntemlerinin bir çoğu problem için farklı hedef fonksiyonlarını bir araya getirerek kompozit bir fonksiyon oluşturur. Böylelikle problemin çözümü için tek hedef fonksiyon çözüm yöntemleri kullanılabilir. Oluşturulan kompozit fonksiyonun parametrelerinin değiştirilmesiyle farklı optimum çözümler elde edilebilir. Kimi yöntemler bazı noktaları gözden kaçırmak suretiyle Pareto en iyi takımları bulabilirken, kimileri ise Pareto en iyi takımların hepsini ve ayrıca Pareto olmayanları da bulmaktadır. İlk bahsedilen yöntem tek bir çözüm elde edilmesi düşünüldüğünde avantajlıyken, sonraki yöntem bütün Pareto çözüme ihtiyaç duyulduğu durumlarda kullanışlıdır. Burada çözüm metotlarından tez çalışmasında kullanılan yöntem ağırlıklandırma tekniğinden bahsedilecektir (Arora, 2007).

3.4.2.1 Ağırlıklandırma tekniği

Ağırlıklandırma tekniği çok amaçlı optimizasyon problemleri için kullanılan en yaygın yaklaşımdır. Yöntemde her bir hedef fonksiyonu ağırlık unsuru olan $w_i > 0$ ile $w_i f_i(x)$ olacak şekilde ölçeklendirilir. Sonrasında bütün hedef fonksiyonları kullanılarak en iyilenme süresince kullanılacak kompozit tek bir hedef fonksiyonu oluşturulur:

$$U = \sum_{i=1}^k w_i f_i(x) \quad (3.36)$$

Hedef fonksiyonları çoğu zaman ağırlık unsurları atanmadan önce normalize edilirler. Ağırlıkların relatif değerleri çoğu zaman hedef fonksiyonların relatif önemlerini etkiler. Bu yöntemin genel karakteristiklerinden biridir. Eğer bütün ağırlıklar çıkarılır veya birim olarak uygulanırsa bütün hedef fonksiyonları eşit olarak davranır. Yöntemin en zor yanı doğru ağırlıklandırmaların seçilmesi aşamasıdır. Bu aşamada hedef fonksiyonları ile ilgili bilgi birikimi ve bunların relatif önemleri seçim aşamasında önemli rol oynamaktadır (Arora, 2007).

4. PALETLİ ARAÇ MODEL OPTİMİZASYONLARI

Bu tez çalışmasında, muharebe tankını ifade eden üç farklı tank matematik model üzerinde iç nokta algoritması kullanılarak çok amaçlı süspansiyon sistemi optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optimizasyonlarda hedef fonksiyonu olarak sürüş konforunu oldukça etkilediği bilinen, aracın sinüs şeklinde bir engelden geçerken gövde ağırlık merkezinin düşey deplasman, düşey ivme ve açısal ivme karekök ortalama değerleri alınmıştır. Burada optimizasyon algoritmasının lokal büyüklükleri minimuma indirgemesi yerine, davranışın bütünü minimum yapabilmesi amacıyla her üç hedef fonksiyon karekök ortalama değerleri cinsinden alınmıştır. Optimizasyon sonrasında başlangıç ve optimum parametreler kullanılarak elde edilen sonuçlar; araç ağırlık merkezi düşey deplasman, düşey ivme ve açısal ivme değerleri yönünden kıyaslanmıştır. Optimizasyon işlemleri Matlab yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

4.1 Hareket Denklemlerinin Çözümü

Optimizasyon probleminin kurulmasında gerekli olan hedef fonksiyonlarının elde edilmesi için öncelikle her üç matematik modelin çözümü gerçekleştirilmiştir. Yedi serbestlik dereceli matematik modellere ait olan yedi çift ikinci dereceden homojen olmayan diferansiyel denklemin çözümü, matematik modellerin alındığı kaynakta yer alan parametrelere göre çözülmüştür. Çözüm 100s süre içinde Şekil 4.1’de verilen sinüs şeklinde engel fonksiyonu girdi olarak kullanılarak araç hızının yaklaşık 44,5 km/saat olduğu varsayılarak gerçekleştirilmiştir.

Denklemlerin çözümü Matlab yazılımının *lsim* komutu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Aşağıda diferansiyel denklemlerin Matlab programında çözülebilmesi için durum uzay formunun elde edilişi anlatılmıştır.

Durum uzay formuna dönüştürülen problem Matlab de Şekil 4.1’de verilen yol girdisi kullanılarak 100s süre için çözdürülmüş, araç gövde ağırlık merkezinin düşey deplasman, düşey ivme ve açısal ivme değerleri elde edilmiştir. Başlangıçta

bahsedilen çözüm ile deplasman ve hız değerleri elde edilirken, sonrasında ileri fark metodu kullanılarak ivme değerleri de elde edilmiştir. Bu sonuçlar optimizasyon sonrası elde edilen parametreler kullanılarak yeniden çözdürülen denklemlerin sonuçları ile kıyaslanmıştır.

$$\begin{aligned}
 & \underbrace{\begin{bmatrix} a_1 & b_1 & a_{w11} & a_{w12} & a_{w13} & a_{w14} & a_{w15} \\ a_2 & b_2 & a_{w21} & a_{w22} & a_{w23} & a_{w24} & a_{w25} \\ a_3 & b_3 & a_{w31} & a_{w32} & a_{w33} & a_{w34} & a_{w35} \\ a_4 & b_4 & a_{w41} & a_{w42} & a_{w43} & a_{w44} & a_{w45} \\ a_5 & b_5 & a_{w51} & a_{w52} & a_{w53} & a_{w54} & a_{w55} \\ a_6 & b_6 & a_{w61} & a_{w62} & a_{w63} & a_{w64} & a_{w65} \\ a_7 & b_7 & a_{w71} & a_{w72} & a_{w73} & a_{w74} & a_{w75} \end{bmatrix}}_M \begin{Bmatrix} \ddot{y}_h \\ \ddot{\phi}_h \\ \ddot{y}_{w1} \\ \ddot{y}_{w2} \\ \ddot{y}_{w3} \\ \ddot{y}_{w4} \\ \ddot{y}_{w5} \end{Bmatrix} + \\
 & \underbrace{\begin{bmatrix} \hat{a}_1 & \hat{b}_1 & \hat{a}_{w11} & \hat{a}_{w12} & \hat{a}_{w13} & \hat{a}_{w14} & \hat{a}_{w15} \\ \hat{a}_2 & \hat{b}_2 & \hat{a}_{w21} & \hat{a}_{w22} & \hat{a}_{w23} & \hat{a}_{w24} & \hat{a}_{w25} \\ \hat{a}_3 & \hat{b}_3 & \hat{a}_{w31} & \hat{a}_{w32} & \hat{a}_{w33} & \hat{a}_{w34} & \hat{a}_{w35} \\ \hat{a}_4 & \hat{b}_4 & \hat{a}_{w41} & \hat{a}_{w42} & \hat{a}_{w43} & \hat{a}_{w44} & \hat{a}_{w45} \\ \hat{a}_5 & \hat{b}_5 & \hat{a}_{w51} & \hat{a}_{w52} & \hat{a}_{w53} & \hat{a}_{w54} & \hat{a}_{w55} \\ \hat{a}_6 & \hat{b}_6 & \hat{a}_{w61} & \hat{a}_{w62} & \hat{a}_{w63} & \hat{a}_{w64} & \hat{a}_{w65} \\ \hat{a}_7 & \hat{b}_7 & \hat{a}_{w71} & \hat{a}_{w72} & \hat{a}_{w73} & \hat{a}_{w74} & \hat{a}_{w75} \end{bmatrix}}_C \begin{Bmatrix} \hat{y}_h \\ \hat{\phi}_h \\ \hat{y}_{w1} \\ \hat{y}_{w2} \\ \hat{y}_{w3} \\ \hat{y}_{w4} \\ \hat{y}_{w5} \end{Bmatrix} + \\
 & \underbrace{\begin{bmatrix} \hat{\hat{a}}_1 & \hat{\hat{b}}_1 & \hat{\hat{a}}_{w11} & \hat{\hat{a}}_{w12} & \hat{\hat{a}}_{w13} & \hat{\hat{a}}_{w14} & \hat{\hat{a}}_{w51} \\ \hat{\hat{a}}_2 & \hat{\hat{b}}_2 & \hat{\hat{a}}_{w21} & \hat{\hat{a}}_{w22} & \hat{\hat{a}}_{w23} & \hat{\hat{a}}_{w24} & \hat{\hat{a}}_{w52} \\ \hat{\hat{a}}_3 & \hat{\hat{b}}_3 & \hat{\hat{a}}_{w31} & \hat{\hat{a}}_{w32} & \hat{\hat{a}}_{w33} & \hat{\hat{a}}_{w43} & \hat{\hat{a}}_{w53} \\ \hat{\hat{a}}_4 & \hat{\hat{b}}_4 & \hat{\hat{a}}_{w41} & \hat{\hat{a}}_{w42} & \hat{\hat{a}}_{w43} & \hat{\hat{a}}_{w44} & \hat{\hat{a}}_{w54} \\ \hat{\hat{a}}_5 & \hat{\hat{b}}_5 & \hat{\hat{a}}_{w51} & \hat{\hat{a}}_{w52} & \hat{\hat{a}}_{w53} & \hat{\hat{a}}_{w54} & \hat{\hat{a}}_{w55} \\ \hat{\hat{a}}_6 & \hat{\hat{b}}_6 & \hat{\hat{a}}_{w61} & \hat{\hat{a}}_{w62} & \hat{\hat{a}}_{w63} & \hat{\hat{a}}_{w64} & \hat{\hat{a}}_{w56} \\ \hat{\hat{a}}_7 & \hat{\hat{b}}_7 & \hat{\hat{a}}_{w71} & \hat{\hat{a}}_{w72} & \hat{\hat{a}}_{w73} & \hat{\hat{a}}_{w74} & \hat{\hat{a}}_{w57} \end{bmatrix}}_K \begin{Bmatrix} y_h \\ \phi_h \\ y_{w1} \\ y_{w2} \\ y_{w3} \\ y_{w4} \\ y_{w5} \end{Bmatrix} = \underbrace{\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \\ f_6 \\ f_7 \end{Bmatrix}}_u \quad (4.1)
 \end{aligned}$$

$$\underline{M} \underline{\ddot{d}} + \underline{C} \underline{\dot{d}} + \underline{K} \underline{d} = \underline{f_{statik}} + \underline{f_{dinamik}} = \underline{u}$$

Durum uzay formu;

$$\dot{x} = Ax + Bu, \quad y = Cx + Du \quad (4.2)$$

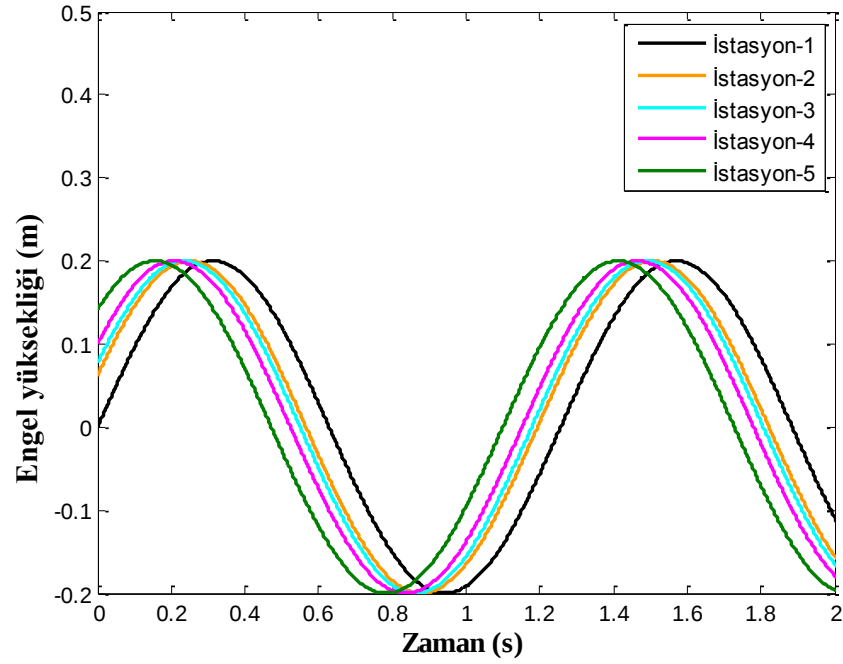
$$\underline{\dot{d}} = x \rightarrow \underline{\dot{x}} = \underline{\dot{d}} \quad (4.3)$$

$$\underline{\ddot{d}} = \underline{M}^{-1} \left(-\underline{C} \underline{\dot{d}} - \underline{K} \underline{d} + \underline{f_{statik}} + \underline{f_{dinamik}} \right) \quad (4.4)$$

$$\dot{\underline{x}} = -\underline{M}^{-1} \underline{C} \underline{x} - \underline{M}^{-1} \underline{K} \underline{d} + \underline{M}^{-1} \underline{u} \quad (4.5)$$

$$\begin{Bmatrix} \underline{\dot{d}} \\ \underline{\dot{x}} \end{Bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0_{7 \times 7} & \underline{I} \\ -\underline{M}^{-1} \underline{K} & -\underline{M}^{-1} \underline{C} \end{bmatrix}}_A \begin{Bmatrix} \underline{d} \\ \underline{x} \end{Bmatrix} + \underbrace{\begin{Bmatrix} 0_{7 \times 7} \\ \underline{M}^{-1} \end{Bmatrix}}_B \underline{u} \quad (4.6)$$

$$\underline{y} = \begin{Bmatrix} \underline{d} \\ \underline{x} \end{Bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} I_{7 \times 7} & 0_{7 \times 7} \\ 0_{7 \times 7} & I_{7 \times 7} \end{bmatrix}}_C \begin{Bmatrix} \underline{d} \\ \underline{x} \end{Bmatrix} + \underbrace{\begin{Bmatrix} 0_{14 \times 7} \end{Bmatrix}}_D \underline{u} \quad (4.7)$$



Şekil 4.1 : Sinüs yol girdisi.

4.2 Optimizasyon Problemi ve Çözümü

Bu çalışmada çok hedef fonksiyonlu optimizasyon gerçekleştirilmiş olup her üç model için de hedef fonksiyonu olarak; araç gövde ağırlık merkezi düşey deplasman, düşey ivme ve açısal ivme karekök ortalama değerleri alınmıştır. Bu fonksiyonlarda yapılacak iyileştirmelerin araç sürüş konforuna doğrudan etkiyeceği düşünülmüştür.

Problemde Model-I ve Model-II için süspansiyon yay sabiti K ile sönüm sabiti C tasarım değişkeni olarak alınırken, Model-III de burulma çubuğu açısal yay sabiti K_θ ve sönüm sabiti C alınmıştır. Her model için yedi adet olan tasarım değişkenleri alt ve üst sınırlar konularak kısıtlanmıştır.

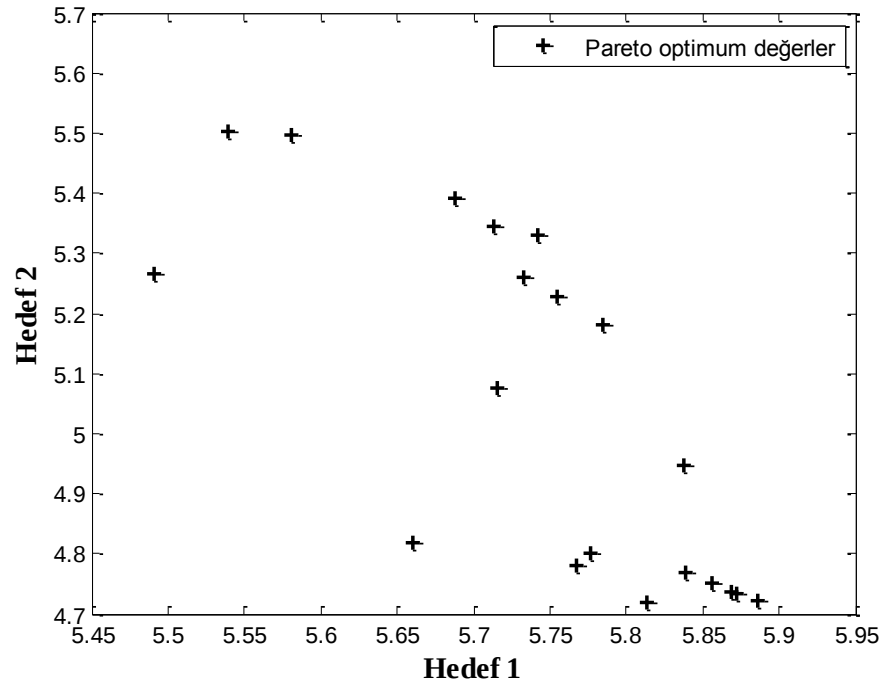
Tanımlanan optimizasyon problemleri Matlab programında, çok hedef fonksiyonlu optimizasyon çözüm metotlarından ağırlıklandırma metodu kullanılarak yazılan bir program ile iç nokta algoritması kullanılarak çözdürülmüştür. Bu programa hedef fonksiyonu olarak içerisinde süspansiyon tasarım değişkenlerini içeren diferansiyel denklem çözüm algoritması gömülmüştür. Ağırlıklandırma metodu ile sayısı üç olan hedef fonksiyonları değişken ağırlıklarla çarpıldıktan sonra toplanarak tek bir hedef fonksiyonuna indirgenmiş çözüm bu hedef fonksiyonunun geliştirilmesiyle elde edilmiştir.

4.2.1 Model-I

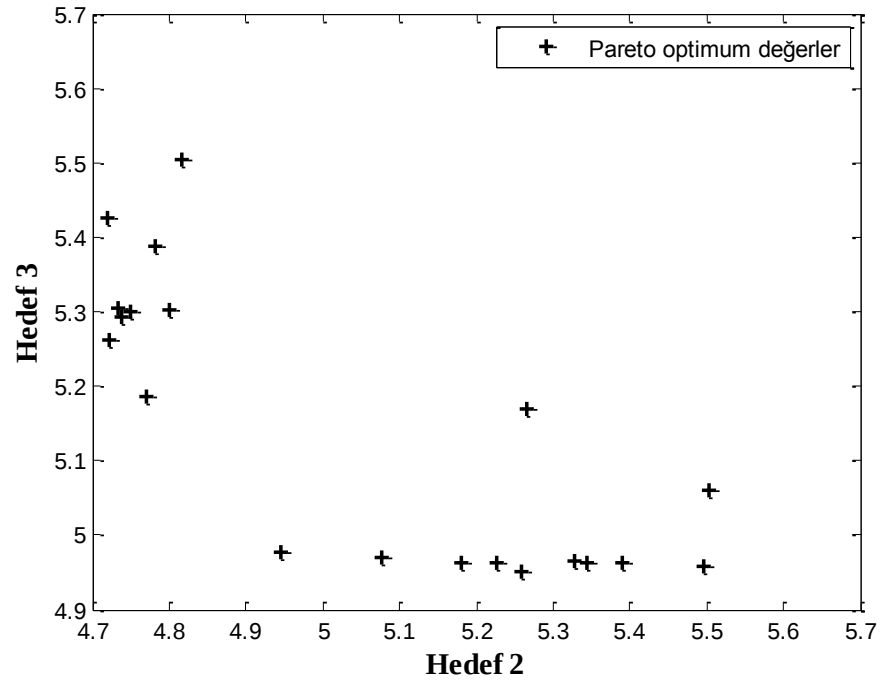
Model-I için Çizelge 4.1’de detayları verilen optimizasyon problemi tanımlanmıştır. Üç hedef fonksiyonunun optimizasyonu sonrasında elde edilen Pareto takımlar verilmiştir. Pareto takım sonuçlarından, hedef fonksiyonlarının izafi önemi de göz önüne alınarak en uygun hedef fonksiyon değerleri seçilmiş, bu hedef fonksiyon değerini oluşturan değişkenler yani optimum tasarım değişkenleri bulunmuştur. Şekil 4.2 ve 4.3’de pareto optimum noktalar, şekil 4.4, 4.5 ve 4.6’da ise optimizasyon öncesi ve sonrası araç dinamik davranış sonuçları verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Model-I Optimizasyon problemi parametreleri.

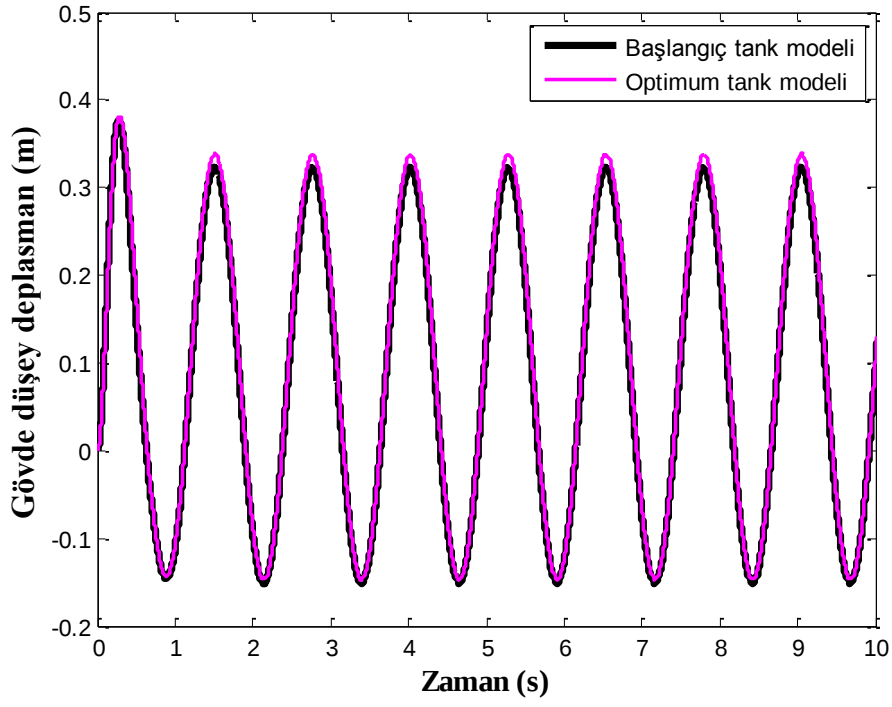
Hedef Fonksiyonları	Hedef-I	min (Gövde ağırlık merkezi düşey deplasman karekök ortalama değeri)					
	Hedef-II	min (Gövde ağırlık merkezi düşey ivme karekök ortalama değeri)					
	Hedef-III	min (Gövde ağırlık merkezi açisal ivme karekök ortalama değeri)					
Değişkenler	K1 (N/m)	K2 (N/m)	K3 (N/m)	K4 (N/m)	K5 (N/m)	C1 Ns/m	C5 Ns/m
Değişken Üst Sınır	135000	135000	135000	135000	135000	25898	25898
Değişken Alt Sınır	90000	90000	90000	90000	90000	19142	19142
Algoritma Başlangıç Değerleri	105000	105000	105000	105000	105000	20000	20000
Optimum Değişkenler	135000	110120	102600	94944	96520	25898	25898



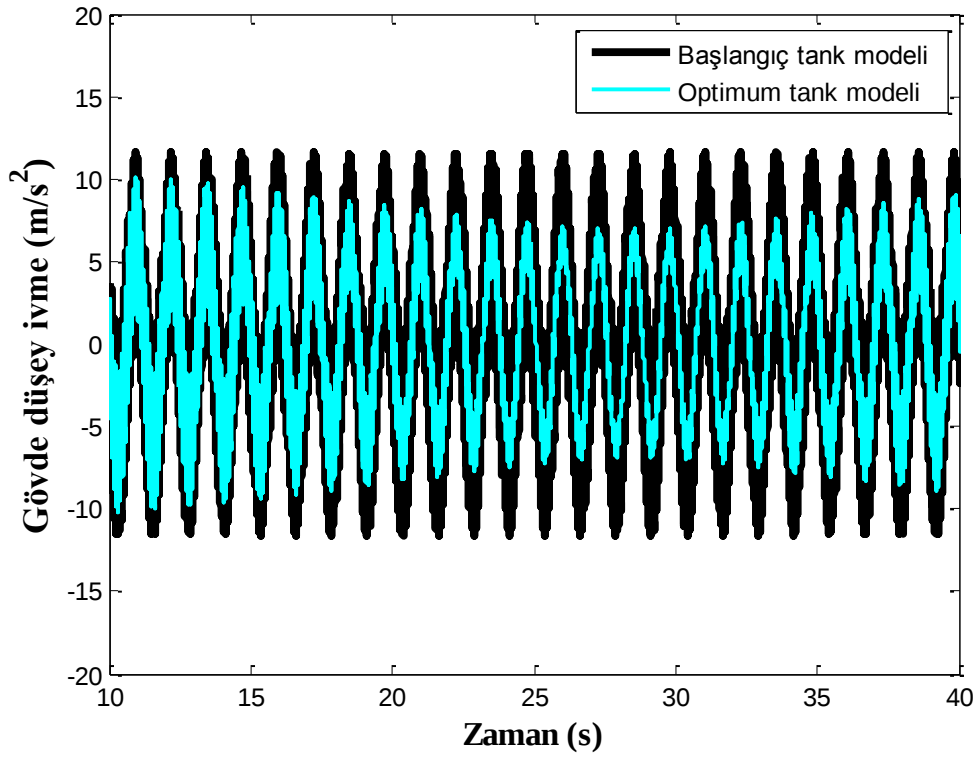
Şekil 4.2 : Model I için Hedef-1 ve Hedef-2 fonksiyonları Pareto takımları.



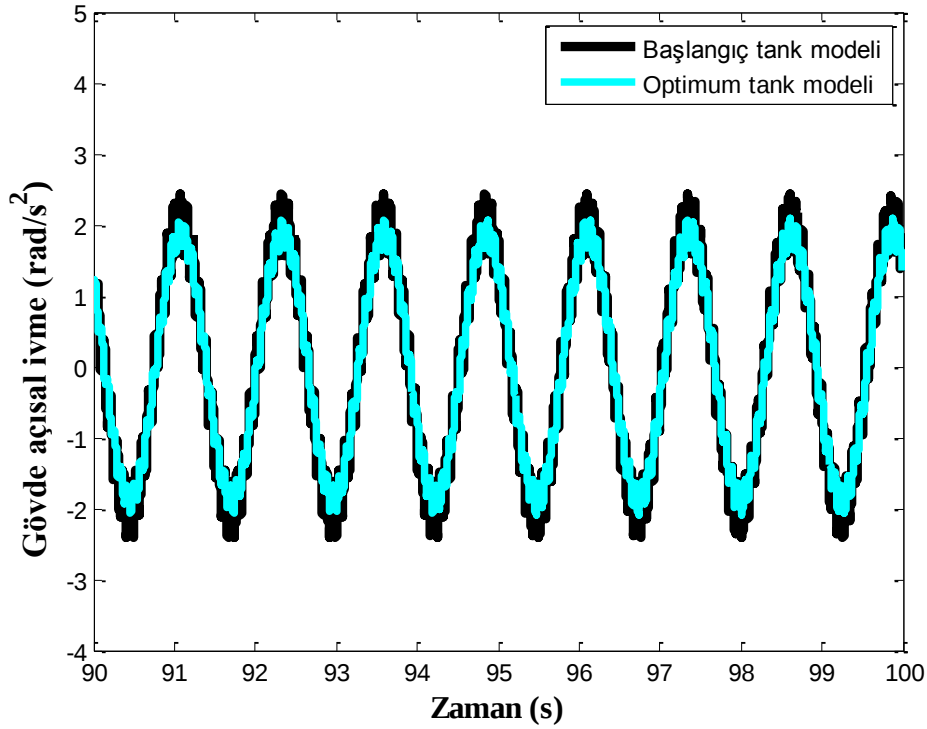
Şekil 4.3 : Model I için Hedef-2 ve Hedef-3 fonksiyonları Pareto takımları.



Şekil 4.4 : Model-I optimizasyon öncesi ve sonrası gövde düşey deplasmanı.



Şekil 4.5 : Model-I optimizasyon öncesi ve sonrası gövde düşey ivmesi.



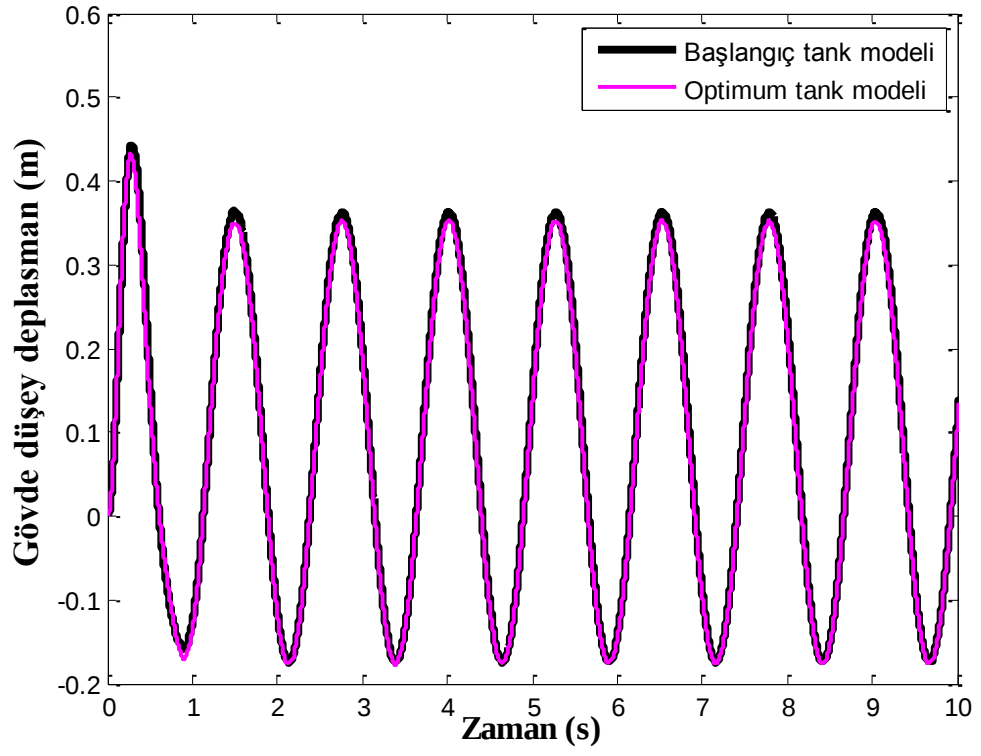
Şekil 4.6 : Model-I optimizasyon öncesi ve sonrası gövde açısai ivmesi.

4.2.2 Model-II

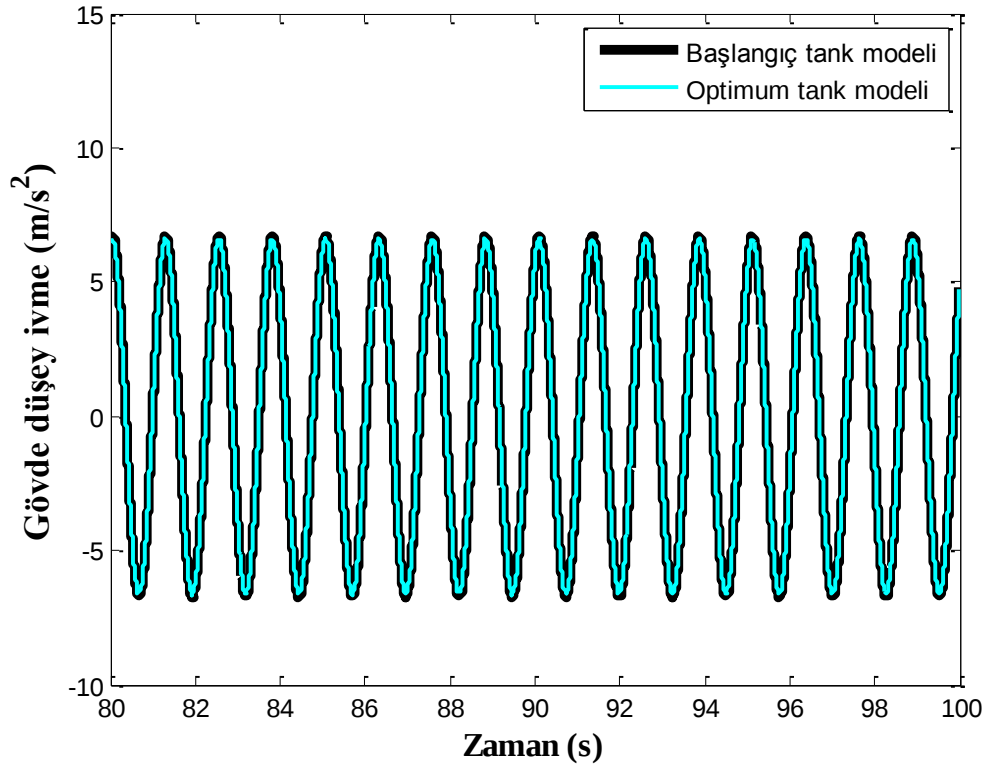
Model-II için Çizelge 4.12’de detayları verilen optimizasyon problemi tanımlanmıştır. Üç hedef fonksiyonunun optimizasyonu sonrasında elde edilen Pareto takımlar verilmiştir. Pareto takım sonuçlarından, hedef fonksiyonlarının izafi önemi de göz önüne alınarak en uygun hedef fonksiyon değerleri seçilmiş, bu hedef fonksiyon değerini oluşturan değişkenler yani optimum tasarım değişkenleri bulunmuştur. Şekil 4.7 ve 4.8’de pareto optimum noktalar, şekil 4.9, 4.10 ve 4.11’de ise optimizasyon öncesi ve sonrası araç dinamik davranış sonuçları verilmiştir.

Çizelge 4.2 : Model-II Optimizasyon problemi parametreleri.

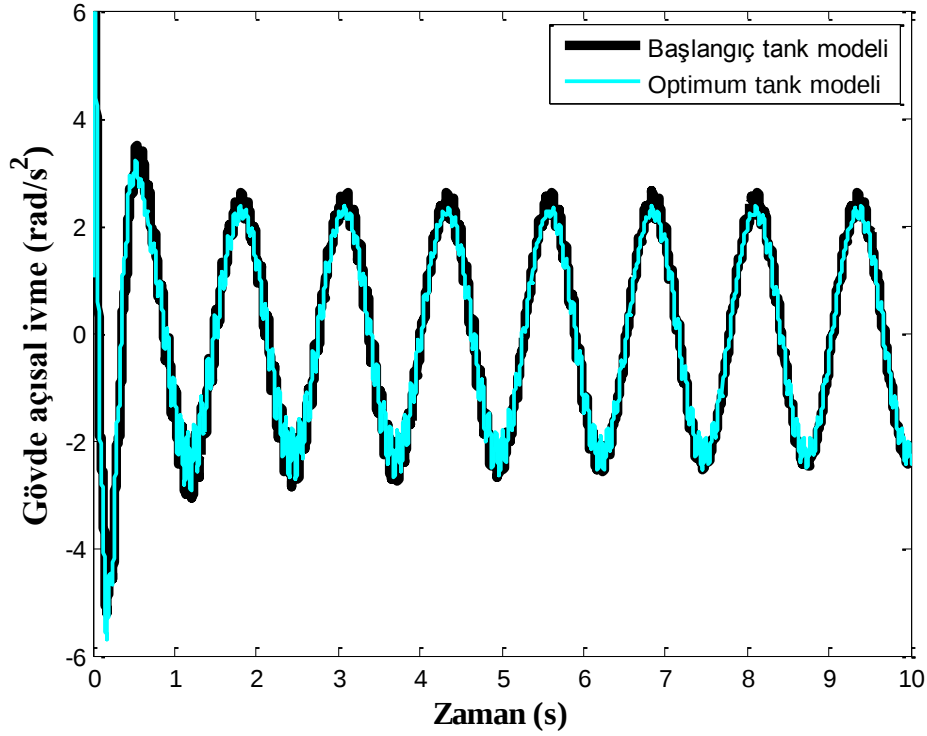
Hedef Fonksiyonları	Hedef-I	min (Gövde ağırlık merkezi düşey deplasman karekök ortalama değeri)					
	Hedef-II	min (Gövde ağırlık merkezi düşey ivme karekök ortalama değeri)					
	Hedef-III	min (Gövde ağırlık merkezi açısai ivme karekök ortalama değeri)					
Değişkenler	K1 (N/m)	K2 (N/m)	K3 (N/m)	K4 (N/m)	K5 (N/m)	C1 Ns/m	C5 Ns/m
Değişken Üst Sınır	135000	135000	135000	135000	135000	25898	25898
Değişken Alt Sınır	90000	90000	90000	90000	90000	19142	19142
Algoritma Başlangıç Değerleri	105000	105000	105000	105000	105000	20000	20000
Optimum Değişkenler	125030	135000	135000	126610	109930	25898	25898



Şekil 4.9 : Model-II optimizasyon öncesi ve sonrası gövde düşey deplasmanı.



Şekil 4.10 : Model-II optimizasyon öncesi ve sonrası gövde düşey ivmesi.



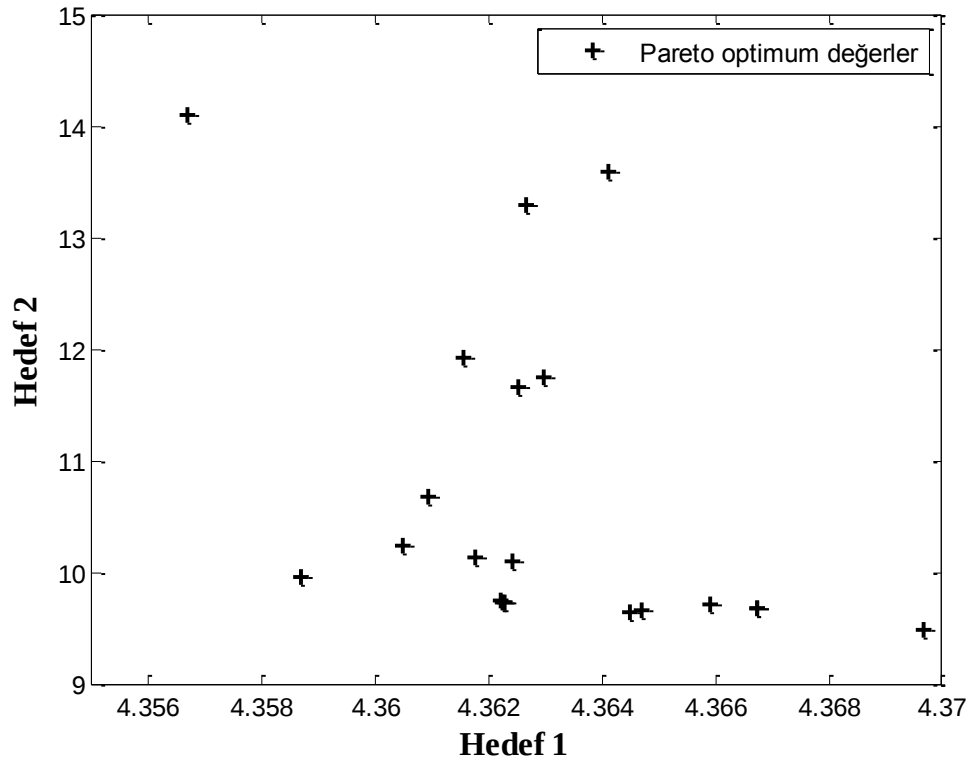
Şekil 4.11 : Model-II optimizasyon öncesi ve sonrası gövde açısai ivmesi.

4.2.3 Model-III

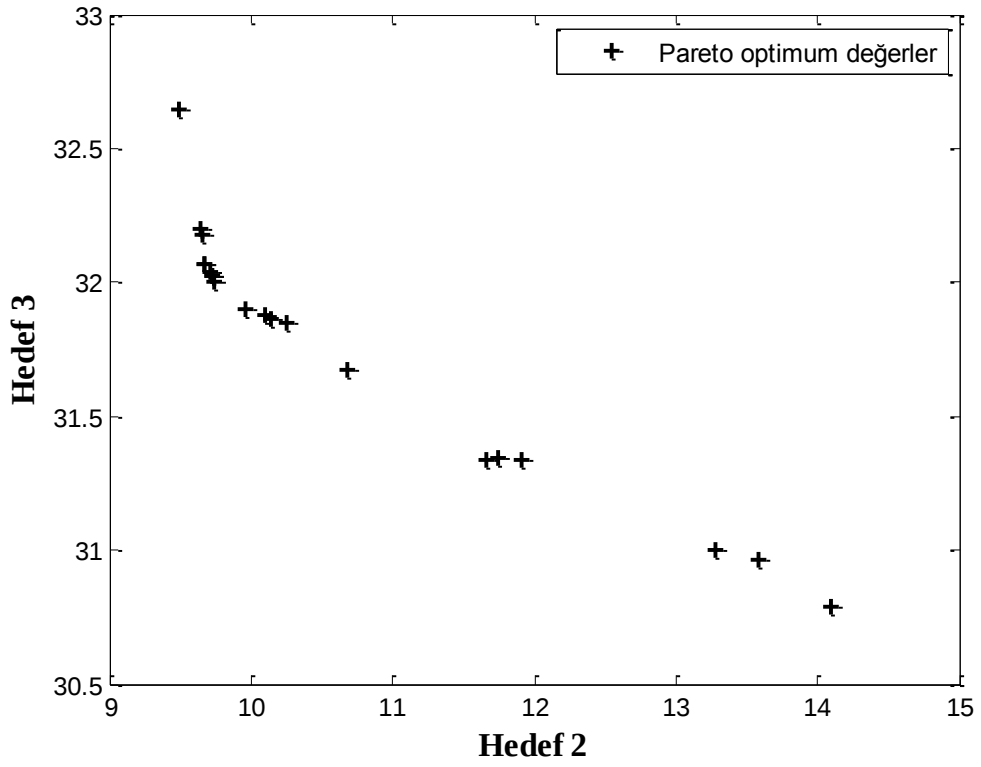
Model-III için Çizelge 4.3’de verilen optimizasyon problemi tanımlanmıştır. Üç hedef fonksiyonunun optimizasyonu sonrasında elde edilen Pareto takımlar verilmiştir. Pareto takım sonuçlarından, hedef fonksiyonlarının izafi önemi de göz önüne alınarak en uygun hedef fonksiyon değerleri seçilmiş, bu hedef fonksiyon değerini oluşturan değişkenler yani optimum tasarım değişkenleri bulunmuştur. Şekil 4.12 ve 4.13’de pareto optimum noktalar, şekil 4.14, 4.15 ve 4.16’da ise optimizasyon öncesi ve sonrası araç dinamik davranış sonuçları verilmiştir.

Çizelge 4.3 : Model-III Optimizasyon problemi parametreleri.

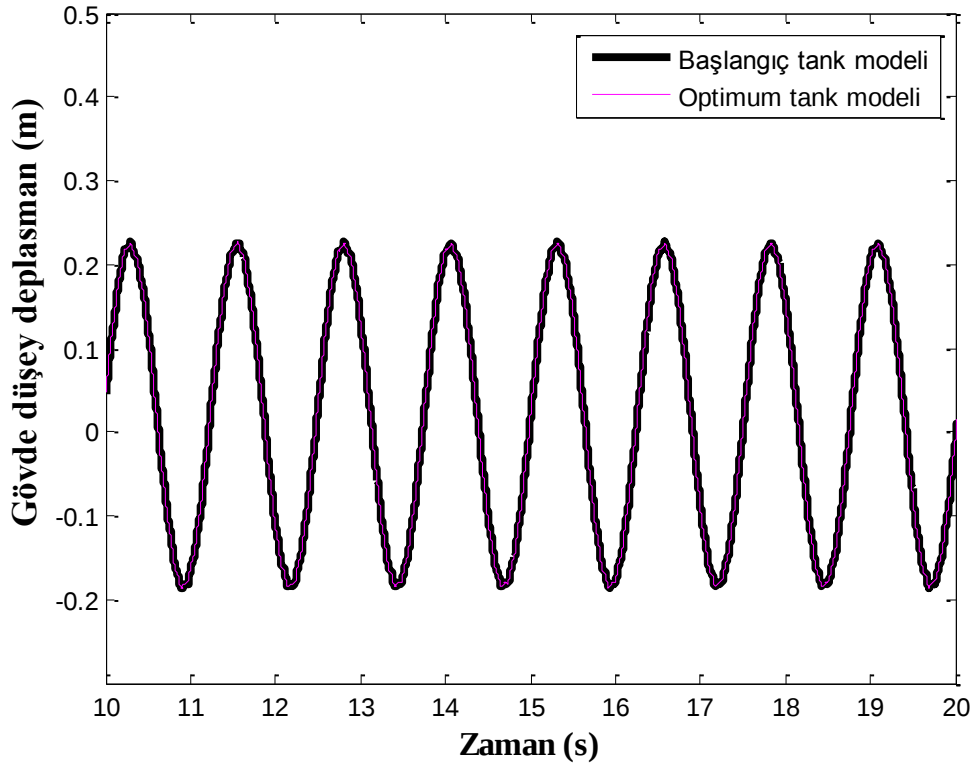
Hedef Fonksiyonları	Hedef-I	min (Gövde ağırlık merkezi düşey deplasman karekök ortalama değeri)					
	Hedef-II	min (Gövde ağırlık merkezi düşey ivme karekök ortalama değeri)					
	Hedef-III	min (Gövde ağırlık merkezi açısai ivme karekök ortalama değeri)					
Değişkenler	$K_{\theta 1}$ (Nm/rad)	$K_{\theta 2}$ (Nm/rad)	$K_{\theta 3}$ (Nm/rad)	$K_{\theta 4}$ (Nm/rad)	$K_{\theta 5}$ (Nm/rad)	C1 Ns/m	C5 Ns/m
Değişken Üst Sınır	11366	11366	11366	11366	11366	25898	25898
Değişken Alt Sınır	8401	8401	8401	8401	8401	19142	19142
Algoritma Başlangıç Değerleri	9600	9600	9600	9600	9600	20000	20000
Optimum Değişkenler	11367	9823,3	9947,9	9851,9	8401,4	19142	25898



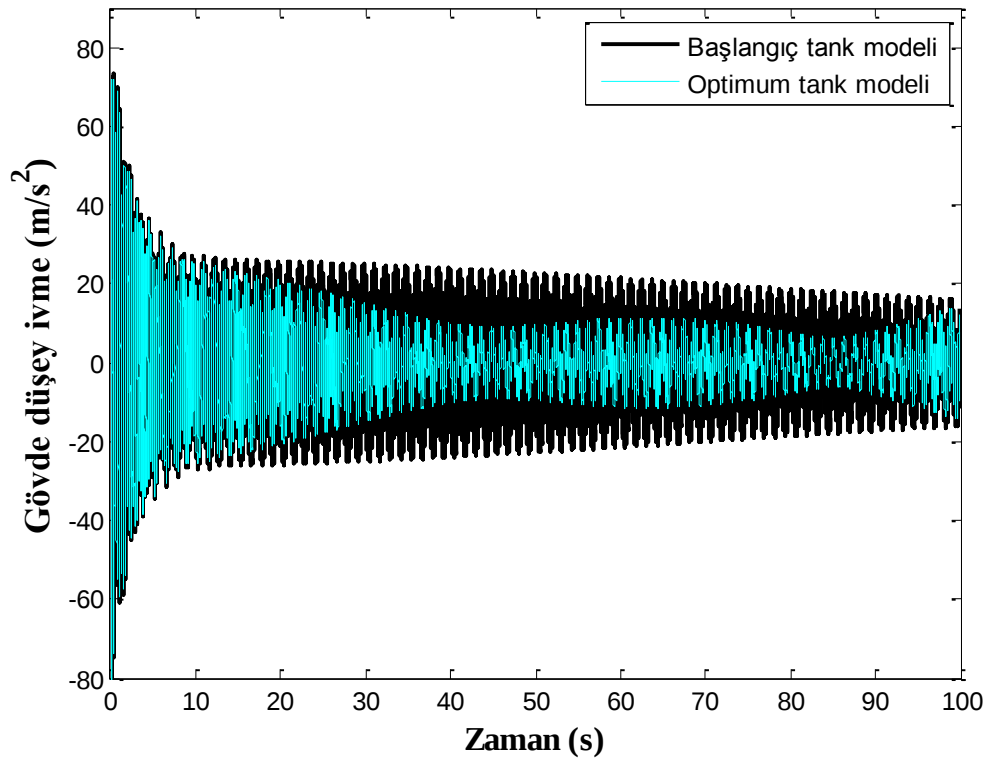
Şekil 4.12 : Model III için Hedef-1 ve Hedef-2 fonksiyonları Pareto takımları.



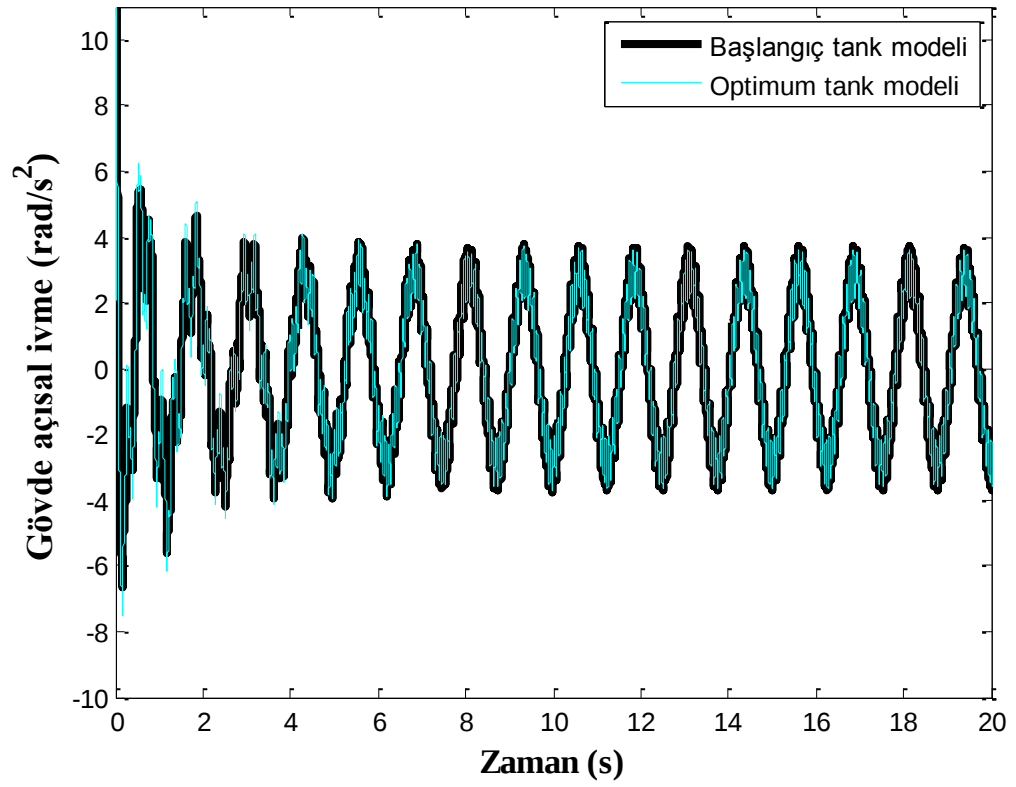
Şekil 4.13 : Model III için Hedef-2 ve Hedef-3 fonksiyonları Pareto takımları.



Şekil 4.14 : Model-III optimizasyon öncesi ve sonrası gövde deplasmanı.



Şekil 4.15 : Model-III optimizasyon öncesi ve sonrası gövde düşey ivmesi.



Şekil 4.16 : Model-III optimizasyon öncesi ve sonrası gövde açışal ivmesi.

M113 zırhlı personel taşıyıcı araç matematik modellerinin iç nokta algoritması kullanılarak gerçekleştirilen çok hedefli optimizasyonu sonucunda elde edilen sonuçların özeti Çizelge 4.4’de verilmiştir.

Çizelge 4.4 : Optimizasyon öncesi - sonrası sonuçlar.

Model Numarası & Hedef Fonksiyonu		Optimizasyon Öncesi Fonksiyon Değerleri	Optimizasyon Sonrası Fonksiyon Değerleri	% Değişim
MODEL-I	Hedef-I	0,1887	0,1939	-2,76
	Hedef-II	5,8856	4,8206	18,1
	Hedef-III	1,4728	1,4658	0,48
MODEL-II	Hedef-I	0,2124	0,2067	2,68
	Hedef-II	5,017	5,0055	0,23
	Hedef-III	1,7243	1,62	6,05
MODEL-III	Hedef-I	0,1456	0,1456	0
	Hedef-II	13,9062	9,7658	29,77
	Hedef-III	2,1741	2,1338	1,85

Sonuçlar incelendiğinde birbiri ile çelişen üç hedef fonksiyonun başarılı bir şekilde optimizasyon çözümünün elde edildiği görülmektedir. Özellikle de Hedef II yani gövde kütle merkezi düşey ivme değerlerinin düşürülmesinin sürüş konforunu olumlu yönde etkilediği düşünüldüğünde sonuçlardaki gelişmenin önemli boyutlarda olduğu değerlendirilmiştir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada literatürden alınan M113 paletli zırhlı personel taşıyıcı tank için geliştirilmiş olan matematik modellerin diferansiyel denklemlerinin çözümü yapılmıştır. Matlab yazılımı kullanılarak geliştirilen bir program üzerine bu diferansiyel denklem çözüm sonuçları hedef fonksiyonlar olacak şekilde gömülmüştür. Ağırlıklandırma yöntemi kullanılarak çok amaç fonksiyonlu optimizasyon haline getirilen iç nokta algoritması kullanılarak tankın süspansiyon parametrelerinin çok hedefli optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

Optimizasyon sonuçları incelendiğinde her üç hedef fonksiyonunun birbirleri ile çelişmelerine karşın her bir model için sürüş konforu açısından en uygun olduğu öngörülen Pareto takım çözümleri elde edilmiştir. Optimum parametreler kullanılarak elde edilen gövde kütle merkezi düşey deplasman, düşey ivme ve açısal ivme değerleri, başlangıç parametreleri ile elde edilen değerlere göre kıyaslanmış ve daha iyi sonuçlar elde edildiği görülmüştür.

Literatür incelendiğinde muharebe tankları – zırhlı paletli araçlar üzerinde benzer bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu çalışmada optimizasyon probleminin çözümü iç nokta algoritması kullanılarak elde edilmiştir. Benzer çalışmalarda veya bu çalışma devamında genetik algoritma, benzetimli tavlama, ardışık ikinci derece programla vb. algoritmalar kullanılarak modellerin optimizasyonları gerçekleştirilebilir, bu farklı algoritmaların sonuçları birbiri ile kıyaslanabilir. Farklı tank matematik modellerinin kurulması, tasarım değişkenlerinin veya kısıtların değiştirilmesiyle farklı parametrelerin optimizasyonu da diğer bir çalışma konusu olabilir.

KAYNAKLAR

- Afonso, F.R. Manuel** (1989). Ride dynamic analysis of tracked vehicles. (Yüksek lisans tezi). Concordia University, Canada-Quebec.
- Arora, S. Jasbir** (2007). Introduction to optimization. The university of Iowa, USA.
- Astolfi, A** (2006). Optimization - an introduction lecture notes
- Gündoğru, O.** (2007). Optimal seat and suspension design for a quarter car with driver model using genetic algorithms. Atatürk University, Turkey.
- Mahmoodabadi,M.J., Safai, A.,Bagheri,A., Zadeh,N.,** A novel combination of particle swarm optimization and genetic algorithm for pareto optimal design of a five-degree of freedom vehicle vibration model.
- Mitra,A., Desai, G., Patwardhan, S., Shirke, P., Kurne, W. Benerjee, N.** (2015). Optimization of vehicle suspension system by sequential search method. *Discovery*, 2015, 29(112), 127-137
- Shirahatti,A.,** Prasad, P., Panzade, P., Kulkarni, M. (2008). Optimal design of passenger car suspension for ride and road holding. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng.* vol.30 no.1 Rio de Janeiro Jan./Mar. 2008
- Zadeh, N., Salehpour, M., Jamali, A.,Hanghgo, E.** (2009). Pareto optimization of a five-degree of freedom vehicle vibration model using a multi objective uniform-diversity genetic algorithm (MUGA).
- Url-1,** <http://www.inetres.com/gp/military/cv/inf/M113.ht>, alındığı tarih: 18.12.2015,
- Url-2,**<http://www.mathworks.com/help/optim/ug/constrained-nonlinear-optimization-algorithms.html>, alındığı tarih: 10.12.2015,

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Emre ERTÜRK
Doğum Tarihi ve Yeri : 16.02.1990 / Malatya
E-posta : itu.emre.erturk@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

2014 - 2015 : Vestel Beyaz Eşya Sanayi ve Tic. A.Ş. Mekanik Tasarım Mühendisi

2015- : Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş. Yapısal Analiz Mühendisi