

**ARKA AKSIN YENİ YAKLAŞIMLAR İLE
TASARIMININ EN İYİLENMESİ**

Emre İsa ALBAK



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ARKA AKSIN YENİ YAKLAŞIMLAR İLE TASARIMININ EN İYİLENMESİ

Emre İsa ALBAK

0000-0001-9215-0775

Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ

(Danışman)

DOKTORA TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020

TEZ ONAYI

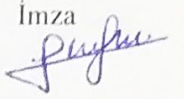
Emre İsa ALBAK tarafından hazırlanan "ARKA AKSIN YENİ YAKLAŞIMLAR İLE TASARIMININ EN İYİLENMESİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ

Başkan : Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK
ORCID ID: 0000-0001-5767-8312
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

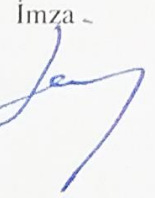

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ
ORCID ID: 0000-0001-9369-3552
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Üye : Prof. Dr. Necmettin KAYA
ORCID ID: 0000-0002-8297-0777
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Üye : Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ
ORCID ID: 0000-0003-3350-1509
Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa
Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Anabilim
Dalı

İmza


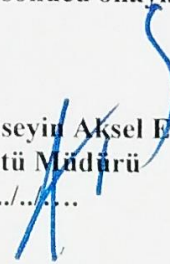
Üye : Dr. Öğr. Üyesi Erdem UZUNSOY
ORCID ID: 0000-0002-6449-552X
Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa
Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Anabilim
Dalı

İmza


Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Akşel EREN
Enstitü Müdürü

..../..../..../



U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

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

beyan ederim.

23/06/2020

Emre İsa ALBAK

ÖZET

Doktora Tezi

ARKA AKSIN YENİ YAKLAŞIMLAR İLE TASARIMININ EN İYİLENMESİ

Emre İsa ALBAK

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ

Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemleri sahip oldukları montaj kolaylığı, hafiflik ve maliyet gibi avantajları nedeniyle önden çekişli araçlarda sıklıkla kullanılmaktadır. Burulma kirişli arka süspansiyon sistemlerinin kinematik davranışı burulma kirişinin elastik özellikleri ile belirlendiğinden, burulma kirişi bu süspansiyon sisteminin en kritik bileşenidir. Bu tez çalışmasında, araç tasarımının ilk aşamasında tasarımcılara en uygun burulma kirişi yapısını sunmak için basitleştirilmiş bir optimizasyon modeli sunulmuştur. Sunulan optimizasyon modeli ile tasarımcılar çok kısa sürede burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin genel hatlarını ortaya koyabileceklerdir. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin yol tutuş özellikleri sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan zıt tekerlek hareketi analizleriyle bulunmuştur. Burulma kirişinin kesiti, konumu ve yönelim açısı bu süspansiyon sisteminin performansını etkileyen en önemli parametrelerdir. Bu çalışmada sunulan basitleştirilmiş optimizasyon modelinde burulma kirişinin kesiti, konumu ve yönelim açısının da içinde bulunduğu 25 adet tasarım değişkeni bulunmaktadır. Optimizasyon modelinin amaç fonksiyonu ağırlık azaltma, kısıtları ise temel yol tutuş parametreleri olan toe açısı ve kamber açısının belirlenen değerler arasında kalması olarak belirlenmiştir. Optimizasyon modeli ile hem çok hızlı bir şekilde konsept tasarım elde edilebilmiş hem de ilk tasarıma göre % 24 oranında bir hafifletme sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Burulma kirişi, optimizasyon, toe açısı, kamber açısı, sonlu elemanlar modeli

2020, x + 107 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

OPTIMIZATION OF THE DESIGN OF THE REAR AXLE WITH NEW APPROACHES

Emre İsa ALBAK

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Automotive Engineering

Supervisor: Dr. Erol SOLMAZ

Twist beam rear suspension systems are frequently used in front-wheel drive cars owing to their compactness, lightweight and cost-efficiency. Since the kinematic behavior of twist beam rear suspension systems are determined by the elastic properties of the twist beam, the twist beam is the most critical component of this suspension system. In the study, a simplified optimization model is presented to offer designers the most suitable beam structure in the early stage of the vehicle system development. With the optimization model, designers will be able to obtain the most suitable twist beam structure in a very short time. Opposite wheel travel analysis based on finite element modelling of twist beam is conducted to examine the kinematic performance of the twist beam rear suspension. The cross-section, position and direction of the twist beam are the most important parameters affecting the performance of the twist beam rear suspension system. In this study, optimization studies with 25 design variables including variable cross-sections, twist beam position and twist beam orientation are performed. In the study, main handling parameters (toe angle and camber angle) are decided as constraints, and weight as the objective function. With the optimization model, a concept design is achieved very quickly, and a 24 % reduction is achieved compared to the initial design.

Keywords: Twist beam, optimization, toe angle, camber angle, finite element model
2020, x + 107 pages.

TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca hiçbir zaman maddi ve manevi desteğini esirgemeyen değerli aileme ve her zaman yanımda olan eőime teşekkür ederim.

Lisansüstü eğitimim sürecinde ve akademik hayatımın başından itibaren hiçbir zaman desteklerini üzerimden eksik etmeyen değerli hocalarım Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ ve Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK'e teőekkürlerimi sunarım.

Ayrıca lisans eğitimimin sonundan kurulan ve kurucu üyelerinden olduğum Uludağ Racing Formula SAE takımı bana akademik, maddi ve manevi konularda çok değerli katkılar sağlamıştır. Bu nedenle başta bu takımın kurucuları olan değerli dostlarıma, bugüne kadar bu takıma içinde yer almıő ve yer alacak olan özverili ve istekli öğrenci ve öğrenci ailelerine, danışman, sponsor ve destekçilerinin yanı sıra böyle bir takımın kurularak öğrencilerin akademik, maddi ve manevi manada gelişmesine katkı sunan saygın Bursa Uludağ Üniversitesi'ne sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Emre İsa ALBAK
23/06/2020

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Süspansiyon Sistemleri	3
2.2. Arka Aks Süspansiyon Sistemleri.....	7
2.2.1. Katı arka aks süspansiyon sistemleri.....	7
2.2.2. Bağımsız arka aks süspansiyon sistemleri	8
2.2.3. Yarı bağımsız arka aks süspansiyon sistemleri.....	9
2.3. Burulma Kirişli Arka Aks Süspansiyon Sistemi.....	9
2.3.1. Burulma kirişi.....	12
2.3.2. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi parametreleri	18
2.4. Kaynak Araştırması.....	22
2.5. Burulma Kirişli Arka Aks Süspansiyon Sistemi Analitik Hesaplaması	27
3. MATERYAL VE YÖNTEM	29
3.1. Mekanik Sistem Dinamiği Metodu	29
3.1.1. Adams	30
3.1.2. Adams/View.....	31
3.1.3. Adams/Car.....	32
3.1.4. Adams/Car burulma kirişli arka aks süspansiyon modeli oluşturma	33
3.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi	38
3.2.1. HyperMesh programı	39
3.2.2. OptiStruct	40
3.2.3. HyperView ve HyperGraph programları	41
3.3. Deneysel Tasarım Yöntemleri.....	42
3.4. Metamodelleme Yöntemleri.....	43
3.4.1. En küçük kareler yöntemi	43
3.4.2. Hareketli en küçük kareler yöntemi	44
3.4.3. Kriging yöntemi	45
3.4.4. Radyal temelli fonksiyonlar	45
3.5. Optimizasyon Yöntemleri	46
3.5.1. Genetik algoritmalar (GA)	47
3.5.2. Karınca aslanı optimizasyonu (KAO).....	48
3.5.3. Güve alevi optimizasyonu (GAO)	49
4. BULGULAR	50
4.1. Burulma Kirişli Arka Aks süspansiyon Sisteminin Unsurlarının Etkilerinin İncelenmesi	50
4.1.1. Burulma kirişi kesit analizi	52
4.1.2. Burulma kirişi kalınlık analizi.....	53
4.1.3. Burulma kirişi yönelim analizi.....	54
4.1.4. Burulma kirişi X eksen konum analizi.....	55

4.1.5. Burulma kiriş Z eksen konum analizi	56
4.1.6. Taşıyıcı kol kalınlık analizi.....	57
4.1.7. Yay katsayısı değişimi analizi.....	58
4.1.8. Yay X eksen konum analizi	59
4.1.9. Damper sönümlenme katsayısı analizi.....	60
4.1.10. Gövde bağlantı burcu açısı analizi	61
4.1.11. Gövdeye bağlantı burcu katsayı analizi	62
4.2. Değişken Burulma Kiriş Kesitine Sahip Süspansiyon Sistemlerinin İncelenmesi .	63
4.3. Değişken Kesite Sahip Burulma Kirişli Arka Aks Süspansiyon Sistemi Optimizasyonu	69
4.4. Basitleştirilmiş Burulma Kirişli Arka Aks Süspansiyon Sistemi Optimizasyonu ...	76
4.4.1. Basitleştirilmiş optimizasyon sonlu elemanlar modeli	77
4.4.2. Bağlantı burcunun katsayılarının belirlenmesi.....	81
4.4.3. Optimizasyon modeli tasarım değişkenleri.....	84
4.4.4. Optimizasyon tanımlamaları	90
4.4.5. Metamodellerin oluşturulması	91
4.4.6. Optimizasyon metodu	93
4.4.7. Optimizasyon sonuçları.....	93
5. TARTIŞMA ve SONUÇ	97
KAYNAKLAR	99
ÖZGEÇMİŞ	105

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
\overrightarrow{PQ}	P noktası ile Q noktası arasındaki vektör
A	Gövde montaj noktası ile kayma merkezinin boylamsal mesafesi
c	Bağlantı burçları arası mesafe
h_e	Burulma kirişinin kayma merkezi ile bağlantı burcu merkezi arasındaki dikey mesafedir.
\vec{u}	X eksenini birim vektörü
\vec{v}	Y eksenini birim vektörü
\vec{w}	Z eksenini birim vektörü
$\overrightarrow{\Delta\alpha_{PQ}}$	P noktası ve Q noktası arasındaki dönme eksenini vektörü
$\overrightarrow{u_{PQ}}$	P noktası ve Q noktası arasındaki dönme eksenini birim vektörü
$ \overrightarrow{\Delta\alpha_{PQ}} $	P noktası ve Q noktası arasındaki dönme eksenini şiddeti
c^j	Radyal tabanlı fonksiyon temel fonksiyon merkezi
λ	Radyal tabanlı fonksiyon model parametreleri
Φ	Kümülatif standart normal dağılım
β	Güvenilirlik indisi
$p^T(x)$	Eğilim modeli
$Z(x)$	Sistematik sapma
Kısaltmalar	Açıklama
TD	Tasarım değişkeni
ISO	International Standards Organization
SAE	Society of Automotive Engineers
LHÖ	Latin hiperküp örnekleme
EKK	En küçük kareler regresyon yöntemi
HEKK	Hareketli en küçük kareler yöntemi
RTF	Radyal temelli fonksiyonlar
GA	Genetik algoritmalar
KAO	Karınca aslanı optimizasyonu
GAO	Güve alevi optimizasyonu

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Örnek bir araç üzerinde yer alan süspansiyon sistemleri ve parçaları	4
Şekil 2.2. Çeşitli yaprak yaylar	5
Şekil 2.3. Helezon yay çeşitleri.....	5
Şekil 2.4. Yük taşıtı üzerinde pnömatik bir yay.....	6
Şekil 2.5. Amortisör	6
Şekil 2.6. Yaprak yaylı dingilli sabit süspansiyon sistemi.....	7
Şekil 2.7. Bağımsız arka aks süspansiyon sistemi	8
Şekil 2.8. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi ve parçaları	11
Şekil 2.9. Golf marka araca ait burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi	13
Şekil 2.10. Megane marka araca ait burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi	13
Şekil 2.11. Örnek bir burulma kirişi.....	14
Şekil 2.12. Hyundai i30 marka araca ait burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi .	14
Şekil 2.13. Mazda 3 marka araca ait burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi	15
Şekil 2.14. Örnek bir burulma kirişi.....	15
Şekil 2.15. Audi A1 marka araca ait burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi	16
Şekil 2.16. Ford marka araca ait literatürde bulunan burulma kirişi tasarımı.....	16
Şekil 2.17. Örnek bir burulma kirişi kesiti	16
Şekil 2.18. Örnek formlanmış boru kesitli bir burulma kirişi.....	17
Şekil 2.19. Örnek formlanmış boru kesitli bir burulma kirişi	17
Şekil 2.20. ISO eksen takımı.....	18
Şekil 2.21. SAE eksen takımı.....	19
Şekil 2.22. Toe Açısı.....	20
Şekil 2.23. Araç yönlendirme durumları.....	21
Şekil 2.24. Kamber açısı	22
Şekil 2.25. Burulma kirişi modeli	27
Şekil 3.1. Çeşitli mekanik sistem dinamiği unsurları.....	30
Şekil 3.2. Adams/View modülü arayüzü.....	32
Şekil 3.3. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi şablonu.....	35
Şekil 3.4. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi şablonu (akssız)	36
Şekil 3.5. Burulma kirişli arka aks süspansiyon alt sistemi	37
Şekil 3.6. Parçayı elemanlara bölme	38
Şekil 3.7. HyperMesh programı arayüzü	40
Şekil 3.8. OptiStruct çözücüsü arayüzü	40
Şekil 3.9. HyperView programı arayüzü.....	41
Şekil 3.10. HyperGraph programı arayüzü	42
Şekil 3.11. Lineer eğilime sahip Kriging metamodeli ve tahmini	45
Şekil 3.12. Genetik algoritma çalışma diyagramı	48
Şekil 3.13. (a–c) Tuzak çukurlarının yapımı ve karıncaların çukura düşürülmesi; (d–f) Avın yakalanması ve tuzağın yeniden inşası	49
Şekil 3.14. Güvelerin ışık kaynağı etrafındaki spiral hareketi	49
Şekil 4.1. Adams/Car zıt teker simülasyon sonuç görselleri a) Sol teker Z yönünde +60 mm konumunda b) Sol teker Z yönünde 0 mm konumunda c) Sol teker Z yönünde -60 mm konumunda.....	51
Şekil 4.2. Burulma kirişi kesitleri	52
Şekil 4.3. Kesit değişiminin toe açısına etkileri.....	52
Şekil 4.4. Kesit değişiminin kamber açısına etkileri.....	53

Şekil 4.5. Kalınlık değişiminin toe açısına etkileri	53
Şekil 4.6. Kalınlık değişiminin kamber açısına etkileri	54
Şekil 4.7. Kiriş yönelim açısı değişiminin toe açısına etkileri	54
Şekil 4.8. Kiriş yönelim açısı değişiminin kamber açısına etkileri	55
Şekil 4.9. Burulma kirişi X eksen konumu değişiminin toe açısına etkileri	55
Şekil 4.10. Burulma kirişi X eksen konumu değişiminin kamber açısına etkileri	56
Şekil 4.11. Burulma kirişi Z eksen konumu değişiminin toe açısına etkileri	56
Şekil 4.12. Burulma kirişi Z eksen konumu değişiminin kamber açısına etkileri	57
Şekil 4.13. Taşıyıcı kol kalınlık değişiminin toe açısına etkileri	57
Şekil 4.14. Taşıyıcı kol kalınlık değişiminin kamber açısına etkileri	58
Şekil 4.15. Yay katsayısı değişiminin toe açısına etkileri.....	58
Şekil 4.16. Yay katsayısı değişiminin kamber açısına etkileri.....	59
Şekil 4.17. Yay X eksen konumu değişiminin toe açısına etkileri	59
Şekil 4.18. Yay X eksen konumu değişiminin kamber açısına etkileri	60
Şekil 4.19. Damper katsayısı değişiminin toe açısına etkileri	60
Şekil 4.20. Damper katsayısı değişiminin kamber açısına etkileri	61
Şekil 4.21. Gövdeye bağlantı burcu açısının değişiminin toe açısına etkileri	61
Şekil 4.22. Gövdeye bağlantı burcu açısının değişiminin kamber açısına etkileri	62
Şekil 4.23. Gövdeye bağlantı burcu eğrisinin toe açısına etkileri.....	62
Şekil 4.24. Gövdeye bağlantı burcu eğrisinin kamber açısına etkileri.....	63
Şekil 4.25. Burulma kirişi süspansiyon sistemi sonlu elemanlar modeli.....	64
Şekil 4.26. Burulma kirişi Z eksen kademeli modeller: a. Üst tarafı kademeli uzatılmış kiriş (Z1), b. Üst tarafı kademeli kısaltılmış kiriş (Z2), c. Alt tarafı kademeli uzatılmış kiriş (Z3), d. Alt tarafı kademeli kısaltılmış kiriş (Z4), e. Hem üst hem de alt tarafı kademeli uzatılmış kiriş (Z5), f. Hem üst hem de alt tarafı kademeli kısaltılmış kiriş (Z6)	65
Şekil 4.27. Burulma kirişi X eksen kademeli modeller: a. Ön tarafı kademeli uzatılmış kiriş (X1), b. Ön tarafı kademeli kısaltılmış kiriş (X2), c. Arka tarafı kademeli uzatılmış kiriş (X3), d. Arka tarafı kademeli kısaltılmış kiriş (X4), e. Hem ön hem de arka tarafı kademeli uzatılmış kiriş (Z5), f. Hem ön hem de arka tarafı kademeli kısaltılmış kiriş (Z6)	66
Şekil 4.28. Modellerin zıt tekerlek simülasyonu sonuçları a. Toe açısı grafiği b. Kamber açısı grafiği c. Burulma kirişi tekil ağırlık grafiği.....	67
Şekil 4.29. Tasarım değişkeni bölgeleri.....	69
Şekil 4.30. Tasarım değişkenleri.....	71
Şekil 4.31. Metamodel hata oranları	73
Şekil 4.32. Optimizasyon algoritmalarının yakınsama eğrileri.....	75
Şekil 4.33. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi sonlu elemanlar modeli.....	77
Şekil 4.34. Burulma kirişi sonlu elemanlar modeli.....	78
Şekil 4.35. Taşıyıcı kol.....	78
Şekil 4.36. Tekerlek bağlantı gövdesi	79
Şekil 4.37. Şasi bağlantı burcu gövdesi	79
Şekil 4.38. Şasi bağlantı burcu.....	80
Şekil 4.39. Burulma kirişi ile taşıyıcı kolu bağlayan bağlantı burcu	81
Şekil 4.40. Bağlantı burcu karşılaştırma modelleri	83
Şekil 4.41. Domain ve handleların görünümü	85
Şekil 4.42. Burulma kirişi üzerinde bulunan handle ve domainlar	85

Şekil 4.43. Basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi optimizasyonu tasarım değişkeni tanımlamaları ve limit değerleri.....	86
Şekil 4.44. Bütün tasarım değişkenlerine üst limit değerleri verildiği hal.....	89
Şekil 4.45. Bütün tasarım değişkenlerine alt limit değerleri verildiği hal	89
Şekil 4.46. Tasarım değişkenlerine rastgele değerler verildiği hal	90

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1. Tasarım değişkeni tanımlamaları ve alt üst limit değerleri.....	72
Çizelge 4.2. Optimizasyon sonuçları	74
Çizelge 4.3. Optimizasyonların verdiği en iyi değerler	74
Çizelge 4.4. Bağlantı burcu katsayı değerleri ile toe açısı ve kamber açısı için hata oranları	82
Çizelge 4.5. Bağlantı burçlu ve bağlantı burçsuz modellerin karşılaştırma sonuçları	84
Çizelge 4.6. Metamodellerin istatistiksel parametre sonuçları	92
Çizelge 4.7. GA parametreleri	93
Çizelge 4.8. Optimizasyon sonuçları	95

1. GİRİŞ

Artan emisyon kısıtları, yakıt tüketimini azaltma hedefleri ve araç performansının artırılması gibi nedenlerle otomotiv üreticileri araçlarını, araçları oluşturan parça ve sistemleri hafifletmek için sürekli çalışmalar yapmaktadır. Araçları hafifletirken, araç performansını korumak ve arttırmak otomotiv üreticilerinin diğer bir hedefidir. Bu nedenle tasarım süreci çok yönlü bir araştırmayı ve devamında optimizasyon çalışmalarını gerektirmektedir.

Süspansiyon sistemleri de hem hafiflik beklentisi hem de yüksek performans beklentisi olan taşıt sistemlerinden birisidir. Taşıt gövdesi ile tekerlekler arasına konumlandırılan süspansiyon sistemleri, yolun yapısından kaynaklanan titreşimleri sönmüleyerek konforlu ve güvenli bir sürüş sağlamak için tasarlanmışlardır. Süspansiyon sistemlerinin performansını belirleyen temel iki parametre yol tutuş ve sürüş konforudur. Yol tutuş, aracın yolla kurduğu bağlantı olarak tanımlanabilir. Sürüş konforu ise yol düzgünlüklerinin neden olduğu ve araç içi sürücü ve yolcuların hissettiği rahatsızlık olarak tanımlanabilir.

Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemleri genellikle önden itişli orta sınıf araçlarda kullanılan bir süspansiyon sistemidir. Bu süspansiyon sisteminin tercih edilmesinde hafiflik, basit ana yapı, düşük paketleme hacmi ve frenleme esnasında iyi yunuslama kabiliyeti gibi özellikleri öne çıkmaktadır. Burulma kirişli süspansiyon sistemleri sahip olduğu avantajları nedeniyle önümüzdeki yıllarda araçlarda kullanımının artarak devam etmesi öngörülmektedir. Bu nedenle burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemlerinin geliştirilmesi üzerine birçok çalışma yapılmaktadır. Bu süspansiyon sistemi üzerindeki çalışmalar genellikle sistemin performansını iyileştirmek ve sistemi hafifletmeye yönelik olmaktadır. Çalışmalarda sistemin performansını iyileştirmeye yönelik parametreler genel olarak toe açısı, kamber açısı, burulma rijitliği ve kayma merkezi gibi parametrelerdir. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi, burulma kirişi, taşıyıcı kollar, şasi bağlantı burcu, yay ve damperlerden oluşmaktadır. Buna karşın burulma kirişi, süspansiyon sisteminin burulma rijitliğinin ve ağırlığının büyük bir kısmını oluşturduğu için bu süspansiyon sisteminin temel parçasıdır. Ayrıca diğer süspansiyon

sistemlerinde tekerleğin hareketleri, bağlantı kollarının ve burçlarının özellikleri ile tanımlanırken bu süspansiyon sisteminde tekerleğin hareketleri yüksek oranda burulma kirişinin yapısına bağlıdır.

Bu tez çalışmasında burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin yol tutuş performansını arttırmak için optimizasyon modelleri önerilmiştir. Viraj esnasında burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin karakterini etkilediği için toe açısı ve kamber açısı bu çalışmada yol tutuş parametreleri olarak belirlenmiştir. Çalışmasının ilk aşamasında burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin parçalarının yol tutuş parametreleri üzerindeki etkileri incelenmiş ve etkili olan parametreler belirlenmiştir. Burada en önemli parametreler burulma kirişinin kesiti, konumu ve yönelim açısı olduğu ortaya konulmuştur. Burulma kirişleri bu süspansiyon sistemleri ilk ortaya çıktığında sabit kesite sahipken son zamanlarda sunulan çalışmalarda ve tasarımlar kesit boyunca değişken kesite sahiptir. Bu nedenle çalışmanın devamında sabit kesitli burulma kirişi yerine değişken kesitli burulma kirişlerinin etkileri incelenmiş ve optimizasyon çalışması yürütülmüştür. Çalışmanın sonunda ise basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks optimizasyon modeli sunulmuştur. Optimizasyon modelinin amacı ağırlık azaltma, kısıtları ise toe açısı ve kamber açısını ilk tasarıma göre $\pm\%$ 10 değişim aralığında tutmaktır. Model, değişken burulma kirişi kesiti, burulma kirişi konumu ve burulma kirişinin yönelim açısı da içinde olmak üzere 25 adet tasarım değişkeninden oluşmaktadır. Tasarım değişkeni sayısının çok fazla olması ve problemin karmaşık olması nedeniyle direkt çözüm yerine metamodelleme tekniği kullanılmıştır. Çalışmada dört farklı metamodelleme yönteminin bütün varyasyonları kullanılmış ve amaç ve kısıt fonksiyonlarını en iyi temsil eden varyasyon istatistiksel kriterler incelenerek belirlenmiştir. Tez çalışmasında sunulan basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi optimizasyon modeli ile araç tasarımının ilk aşamasında burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin konsept tasarımı çok hızlı ve doğru bir şekilde ortaya koyulabilecektir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

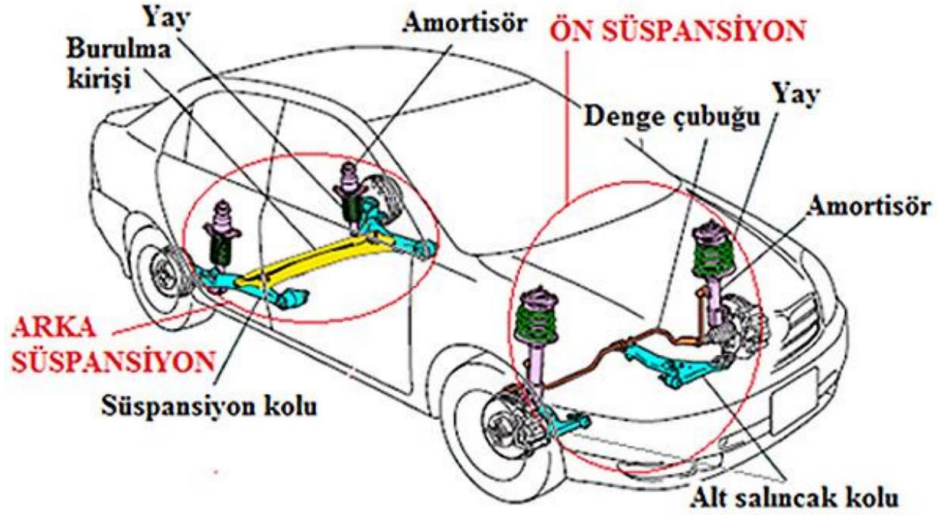
Tez çalışmasının bu bölümünde, araç süspansiyon sistemleri, burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi, bu süspansiyon sistemden beklenen yol tutuş özellikleri ile bu süspansiyon sistemi ile ilgili literatürde yer alan çalışmalara yer verilmiştir.

2.1. Süspansiyon Sistemleri

Araç gövdesi ile tekerlekler arasına konumlandırılan süspansiyon sistemleri, yolun yapısından kaynaklanan titreşimleri sönmüleyerek konforlu ve güvenli bir sürüş sağlamak için tasarlanmıştır. Süspansiyon sisteminden beklenen temel görevler şunlardır:

- 1) Lastik ile yol arasındaki teması sürekli olarak sağlamak,
- 2) Yol düzgünlüklerinden kaynaklanan titreşim, salınım ve ani şok etkilerini sönmüleyerek en aza indirmek,
- 3) Şasinin yalpa hareketine direnç sağlamak,
- 4) Akslar üzerinde gövdeyi taşımak ve şasi ile gövde arasında uygun geometrik ilişkiyi sağlamak.
- 5) Araç için ideal yüksekliği sağlamak.

Süspansiyon sistemleri şasi ile tekerlek arasında bağlantıyı sağlarlar. Süspansiyon sistemleri, araçların yol tutuş ve sürüş konforunu etkileyen temel sistemlerdir. Bu nedenle araçların kullanım şartlarına ve amaçlarına bağlı olarak farklı tiplerde süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Süspansiyon sistemlerinden beklenen performans ve maliyet parametrelerine bağlı olarak sistemlerin yol tutuş ve konfor seviyeleri farklılık göstermektedir. Kullanım amaçları doğrultusunda birçok farklı tipte süspansiyon sistemi araçların önünde ve arkasında bulunmaktadır. Şekil 2.1'de örnek bir araç üzerinde konumlandırılan süspansiyon sistemleri ve sistemlerin parçaları gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Örnek bir araç üzerinde yer alan süspansiyon sistemleri ve parçaları (Anonim 2013)

Şekil 2.1’de genel bir binek araca ait örnek ön süspansiyon sistemi, arka süspansiyon sistemi ve sistemlerin parçaları gösterilmiştir. Araçlarda kullanım amacına ve aracın sınıfına bağlı olarak farklı tipte süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada arka süspansiyon sistemlerinin optimizasyonu inceleneceği için tezin bundan sonraki kısmında arka süspansiyon sistemleri incelenmiştir.

Süspansiyon sistemlerinin tipleri farklı olmasına rağmen yay ve amortisör gibi temel parçalar birçok süspansiyon sisteminde ortak olarak kullanılmaktadır. Bu kısımda süspansiyon sistemlerinden en çok kullanılan temel sistem parçaları olan yay ve amortisöre yer verilmiştir.

Yaylar, tekerlekler hariç aracın bütün yükünü taşıyan parçalardır. Esnek yapıları sayesinde tekerlek hareketlerinin oluşturduğu etkileri azaltırlar. Araçların kullanım amacı ve sınıflarına göre yayların birçok farklı çeşidi bulunmaktadır. Genel olarak araçlarda yaprak yaylar, helezon yaylar ve pnömatik yaylar kullanılmaktadır.

Yaprak yaylar, yüksek mukavemete sahip olmaları nedeniyle yük taşıma amacıyla kullanılan kamyon gibi araçlarda kullanılmaktadırlar. Bu yay grubu ismini sahip oldukları şekli almaktadırlar. Yaprak yaylar, yay çeliğinden üretilmiş birçok yassı bant şeklinde çeliğin üst üste konulmasıyla elde edilir. Yassı bant şeklinde bulunan yaylar

uzundan kısaya doğru olacak şekilde üst üste konumlandırılırlar. Çeşitli yaprak yaylara ait resimler Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Çeşitli yaprak yaylar (Anonim 2013)

Helezon yaylar, isimlerini sarmal şeklindeki yapılarından almaktadırlar. Bu yaylar ısı ile işlem görmüş, bükülüp helezon şekiller verilen özel yay çeliklerinden elde edilirler. Helezon yaylar, hafif olmalarına rağmen yüksek konfor sağlayabilmektedirler. Fakat bu yayların dayanımları yaprak yaylara göre düşük olduğu için genellikle binek araçlarda kullanılmaktadırlar. Binek araçların hem ön süspansiyon hem de arka süspansiyon sistemlerinde bulunabilirler. Örnek helezon yaylar Şekil 2.3’de gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Helezon yay çeşitleri (Çallı 2015)

Pnömatik yaylar, havalı süspansiyon sistemlerinde kullanılırlar. Bu yaylar genellikle ağır yük taşıyan kamyon, tır ve otobüs gibi araçlarda kullanılmaktadır. Tekerleklerde yay yerine hava yastığı bulunur ve aracın bütün ağırlığı bu yastıklara biner. Yük arttıkça araç kasası, yastığın üzerine oturur; yastıklar çökünce seviye ayar supabı aracılığıyla yastıkların havası artar. Böylece kasa ile aks arasındaki ideal seviye korunur. Araç yükü azalınca da yastıkların havası azalır ve aynı seviye yine korunur.



Şekil 2.4. Yük taşıtı üzerinde pnömatik bir yay (Çallı 2015)

Yoldan gelen etkilere bağlı olarak yaylar uzama ya da kısalma hareketi yaparlar. Yoldan gelen etkilerin şiddetine bağlı olarak yaylarda salınım meydana gelmektedir. Bu salınım sürüş konforunu ve sürüş dinamiği açısından istenmeyen bir durumdur. Bu nedenle salınımları ortadan kaldırmak için amortisörler kullanılır. Amortisörler yayların salınımını kontrol eden parçalardır. Amortisörler, sıvıların sıkıştırılmaz olmaları ve bunun sonucunda oluşan yer değiştirme özelliğinden yararlanılarak yapılmıştır. Örnek bir amortisör Şekil 2.5’de gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Amortisör

2.2. Arka Aks Süspansiyon Sistemleri

Araçlarda kullanılan arka aks süspansiyon sistemleri; katı arka aks, yarı bağımsız arka aks ve bağımsız arka akslar olarak üç sınıfa ayrılmaktadır.

2.2.1. Katı arka aks süspansiyon sistemleri

Katı arka aks süspansiyon sistemi, iki tekerleği birbirine katı bir şekilde bağlayan ve bir tekerleğin hareketini diğerinin hareketine bağlı kılan yanal bir aks gövdesi olarak tanımlanır. Tekerlekler gelen kuvvetleri doğrudan birbirlerine aktarırlar. Arka aks süspansiyon sistemleri kolay tasarım, ucuzluk, sabit teker izi ve yüksek yük taşıma kapasitesi gibi avantajlara sahiptir. Buna karşın düşük konfor seviyesi bu aks sisteminin en önemli dezavantajıdır. Katı arka aks süspansiyon sistemleri sahip oldukları özellikler nedeniyle ve düşük konfor beklentileri nedeniyle genellikle ticari araçlarda kullanılırlar. Şekil 2.6'da yaprak yaylı dingilli sabit süspansiyon sisteminin görseli yer almaktadır.



Şekil 2.6. Yaprak yaylı dingilli sabit süspansiyon sistemi (Anonim 2019a)

2.2.2. Bağımsız arka aks süspansiyon sistemleri

Bağımsız arka aks süspansiyon sistemleri her bir tekerin yoldan gelen etkilere birbirinden bağımsız olarak tepki verebildiği arka süspansiyon sistemleridir. Bu süspansiyon sisteminin avantajları şu şekildedir:

- 1) Sağ ve sol tekerlekler birbirinden bağımsız olarak hareket ederler,
- 2) Yüksek yönlendirme kabiliyetine sahiptirler,
- 3) Paketleme hacmi düşüktür,
- 4) Düşük ağırlığı sahiptir,
- 5) Sürüş konforu iyidir,
- 6) Yol tutuşları iyidir.

Avantajlarının yanı sıra bağımsız arka aks süspansiyon sisteminin bazı dezavantajları aşağıda sıralanmıştır:

- 1) Parça sayıları fazladır,
- 2) Maliyeti yüksektir,
- 3) Yük taşıma kapasitesi düşüktür.

Bütün bu özellikleri göz önüne alındığında avantajlarının ağır basması nedeniyle bağımsız süspansiyon sistemleri binek araçlarda yüksek oranda kullanılmaktadır.



Şekil 2.7. Bağımsız arka aks süspansiyon sistemi (Anonim 2019b)

2.2.3. Yarı bağımsız arka aks süspansiyon sistemleri

Yarı bağımsız süspansiyon sistemleri katı arka aks süspansiyon sistemi ile bağımsız süspansiyon sistemlerinin karışımından oluşan ara bir süspansiyon sistemidir. Yarı bağımsız süspansiyon sistemleri katı arka aks sistemlerinde olduğu gibi her iki tekerlek aralarındaki bir aks ile birbirine bağlanırlar. Fakat yarı bağımsız süspansiyon sistemlerinde tekerleği birbirine bağlayan akslar tekerleklere gelen etkileri doğrudan diğer tekerlere iletilmesini engellemek amacıyla burulma hareketine izin verecek şekilde tasarlanırlar. Bu özelliği ile yarı bağımsız süspansiyon sistemleri bağımsız süspansiyon sistemlerine yakın seviyelerde konfor özellikleri taşımaktadır. Bu süspansiyon sisteminde en çok kullanılan sistem burulma kirişli süspansiyon sistemidir.

2.3. Burulma Kirişli Arka Aks Süspansiyon Sistemi

Burulma kirişli süspansiyon sistemi 1974 yılında ilk olarak Volkswagen Golf ve Audi 50 araçlarında kullanılmıştır. Daha sonra bu süspansiyon geliştirilerek önden çekişli orta sınıf araçlarda yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır (Held ve Hiemenz 2014). Heibing ve Ersoy (2011) burulma kirişli süspansiyon sisteminin avantajları ve dezavantajlarını göz önünde bulundurarak yaptığı incelemede, önümüzdeki yıllarda arkadan itişli olmayan araçlarda büyük oranda kullanılacağını öngörmektedir. Bu süspansiyon sisteminin avantajları genel olarak şu şekilde sıralanabilir:

- 1) Basit bir ana yapıya sahiptirler,
- 2) Paketleme hacimleri düşüktür,
- 3) Montajı kolaydır,
- 4) Süspansiyon sisteminde bulunan burulma kirişi aynı zamanda denge çubuğu görevi görmektedir,
- 5) Yük altında iz genişliği değişimi düşüktür,
- 6) Yaylanmayan kütle azdır,
- 7) Yalpa yönlendirmesi yükten bağımsızdır,
- 8) Frenleme esnasında iyi yunuslama kabiliyetine sahiptir.

Bu süspansiyon sisteminin avantajlarının yanı sıra var olan bir takım dezavantajları aşağıda belirtilmiştir:

- 1) Bağlantılarda yüksek anlık kuvvetler oluşur,
- 2) Yanal kuvvet dirençleri düşüktür,
- 3) Kaynaklı yapıya sahip olması nedeniyle yüksek aks yükleri için uygun değildir.

Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemleri sahip oldukları özellikleri nedeniyle genellikle A, B ve C segmenti araçlarda yüksek oranda kullanılmaktadır. Bu segment araçlarda kullanım örnekleri:

- A segmenti araçlar: Fiat 500 L, Hyundai i10, Suzuki Alto, Toyota IQ, Opel Agila, Fiat Panda.
- B segmenti araçlar: Audi A1(2011), Hyundai i20(2011), Kia Rio(2012), Toyota Verso(2013), Volkswagen Polo(2010).
- C segmenti araçlar: Renault Grand Scenic(2010), Opel Astra(2010), Toyota Auris(2007), Renault Megane(2008) (Çallı 2015).

Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi Şekil 2.8’de gösterilen bileşenlerden oluşmaktadır. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemleri, sistemin temel bileşeni olan burulma kirişi, taşıyıcı kolu, şasi bağlantı burcu, yay ve amortisör parçalarından oluşmaktadır. Bu parçalardan iki tekeri birbirine bağlayan burulma kirişi hariç diğer parçalar aracın her iki tarafında da bulunmaktadır.



Şekil 2.8. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi ve parçaları (Anonim 2019c)

Burulma kirişi tez kapsamında detaylı olarak ele alınacak parça olduğu için bir sonraki başlıkta detaylı olarak anlatılacaktır.

Taşıyıcı kollar burulma kirişinin her iki tarafında bulunan ve tekerlek bağlantılarının üzerine yapıldığı parçalardır. Taşıyıcı kollar, burulma kirişi yapısı ve araç boyutlarına bağlı olarak değişmektedir. Yol tutuş ve sürüş konforuna çok fazla etkisi olmazken sürüş esnasında oluşabilecek kuvvetleri karşılayabilecek dayanıma sahip olmalıdır.

Şasi bağlantı burcu taşıyıcı kolu şasiye bağlayan bir diğer manada da burulma kirişli süspansiyon sistemini şasiye bağlayan parçadır. Bu parçanın yol tutuşuna etkisi çok fazla olmamasına rağmen sürüş konforuna üzerinde önemli etkiye sahiptir. Ayrıca bu parçaların rijitliği yandan gelen yüklemelerde ve yönlendirmede önemli rol oynamaktadır.

Yayların hem yol tutuş hem de konfor üzerinde etkileri bulunmaktadır. Damperler ise genel olarak yol tutuşa çok fazla etki etmezken asıl etkileri sürüş konforu üzerinde olmaktadır.

2.3.1. Burulma kirişi

Burulma kirişi, burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin en önemli parçasıdır. Diğer süspansiyon sistemlerinde tekerleğin hareketleri, bağlantı kollarının ve burçlarının özellikleri ile tanımlanırken bu süspansiyon sisteminde tekerleğin hareketleri yüksek oranda burulma kirişinin yapısına bağlıdır. Yalpa merkezi, kamber açısı ve toe açısı gibi bütün parametreler yüksek oranda burulma kirişinin geometrisine bağlı olarak değişmektedir.

Burulma kirişi toplam burulma rijitliğinin ve ağırlığın % 75'inden fazlasını oluşturduğu için burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin en önemli parçasıdır (Seth ve ark. 2017). Viraj esnasında sağ tekerlek ile sol tekerlek arasında izafi bir mesafe oluşur, burulma kirişi oluşun boylamsal ve dikey eğilme momentlerini en az deformasyonlarla taşımali ve aynı anda yüksek burulma deformasyonuna izin vermelidir (Sugiura ve ark. 2000). Viraj esnasında burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin karakterini etkilediği için toe açısı ve kamber açısı, tasarım aşamasında hesaplanması gereken önemli parametrelerdir (Silveira ve ark. 2012).

Bütün bu özelliklerinde dolayı araçların segment özelliklerine bağlı olarak farklı burulma kirişi tasarımları mevcuttur. Burulma kirişi tasarımında; kirişin maliyeti, üretim teknolojisi, araç dinamiği ve yol tutuş performansı önemli rol oynamaktadır. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminde ilk başlarda daha basit kiriş kesitleri kullanılmaktaydı. Şekil 2.9 ve Şekil 2.10'da burulma kesiti boyunca aynı kesit ile oluşturulmuş süspansiyon sistemleri görülmektedir.

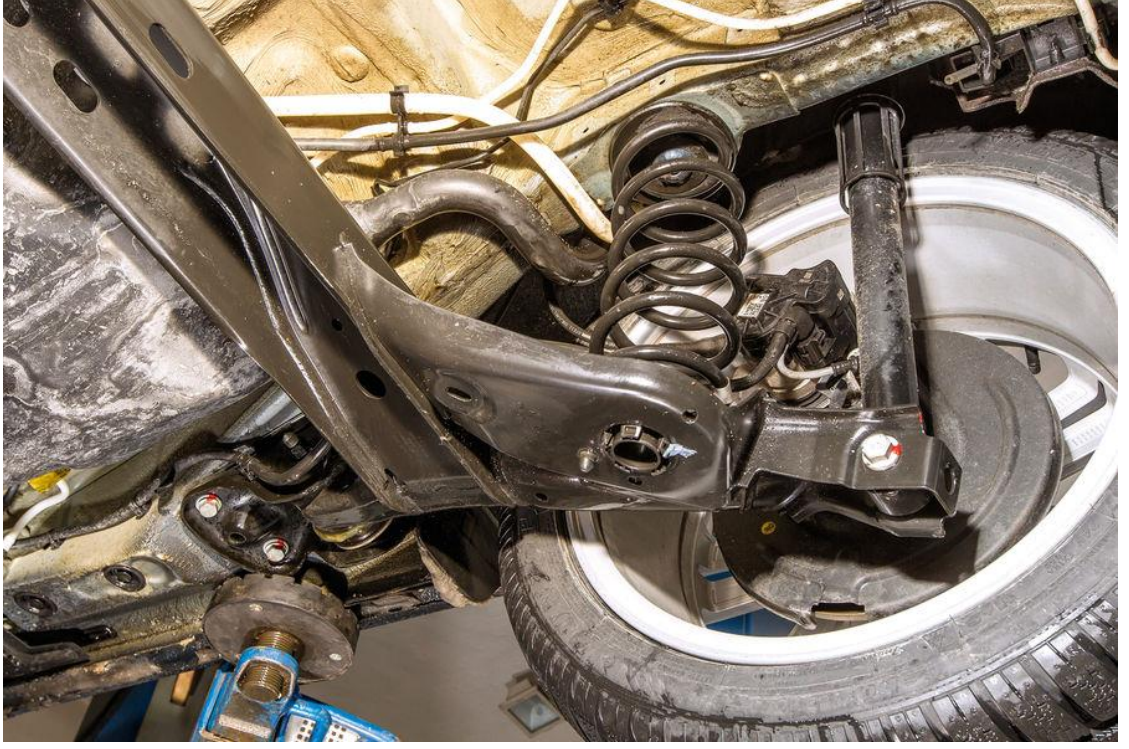


Şekil 2.9. Golf marka araca ait burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi



Şekil 2.10. Megane marka araca ait burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi

Burulma kirişleri üzerine araştırmaların artmasıyla ve beklentilerinde değişmesiyle yeni tasarımlar ortaya çıkmıştır. Yeni tasarımlarda sabit bir kesit yerine burulma kirişi boyunca değişken kesitli tasarımlar ortaya çıkmıştır. Ayrıca burulma kirişlerinin aşağı bakan kesimlerinde bir miktar girinti ya da çıkıntı bulunan tasarımlar ağırlık kazanmıştır. Şekil 2.11, Şekil 2.12 ve Şekil 2.13 bu tasarımlara örnek olarak verilmiştir.



Şekil 2.11. Örnek bir burulma kirişi (Anonim 2019h)



Şekil 2.12. Hyundai i30 marka araca ait burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi



Şekil 2.13. Mazda 3 marka araca ait burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi (Anonim 2019i)

Bir diğer tasarım grubunda ise burulma kirişlerinin belli bölgeleri diğer bölgelere göre daha yükseltilmiş ya da daha genişletilmiş formlara sahiptir. Şekil 2.14, Şekil 2.15, Şekil 2.16 ve Şekil 2.17’de burulma kirişleri orta kısımlarından yukarı doğru yükseltilmiştir.



Şekil 2.14. Örnek bir burulma kirişi (Anonim 2019c)



Şekil 2.15. Audi A1 marka araca ait burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi (Anonim 2019j)



Şekil 2.16. Ford marka araca ait literatürde bulunan burulma kiriş tasarımı (Seth ve ark. 2017)



Şekil 2.17. Örnek bir burulma kiriş kesiti (Anonim 2019k)

Sıcak şekillendirme ve boru formlama üretim yöntemleriyle üretilen burulma kirişleri de araçlarda kullanılmaktadır. Bu yöntemler bir miktar maliyet artışına neden olsalar da performans ve ağırlık açısından üstünlükleri nedeniyle üst segment araçlarda tercih edilmektedir. Şekil 2.18 ve Şekil 2.19 formlanmış boru tipinde burulma kirişli arka süspansiyon sistemleri gösterilmiştir.



Şekil 2.18. Örnek formlanmış boru kesitli bir burulma kirişi (Park ve ark. 2017)



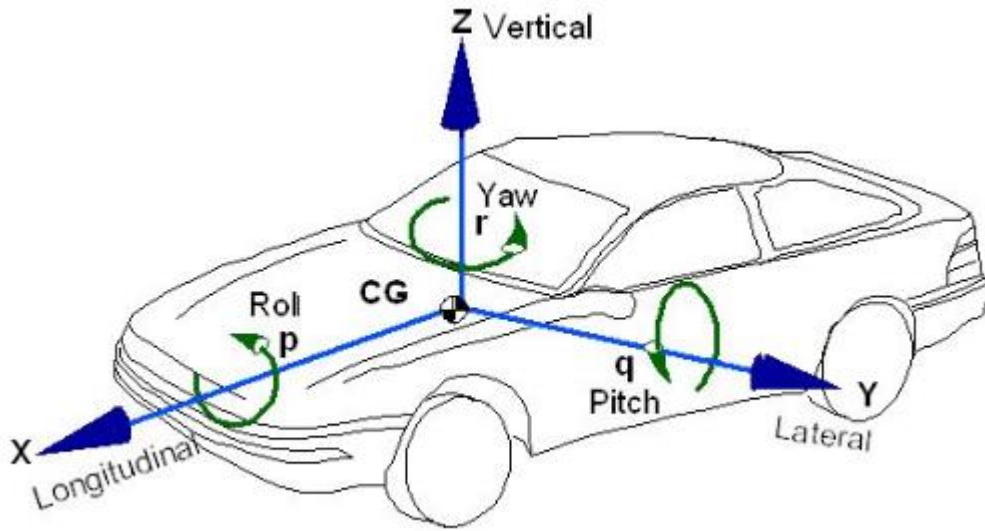
Şekil 2.19. Örnek formlanmış boru kesitli bir burulma kirişi (Anonim 20191)

2.3.2. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi parametreleri

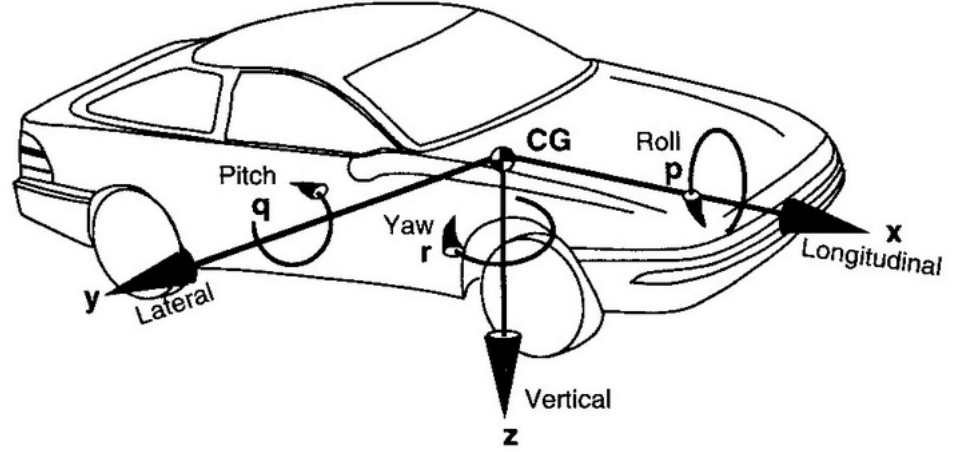
Araç üreticileri, süspansiyon sistemi tasarımı sürecinde yol tutuş ve sürüş konforu parametrelerine belli hedefler koymaktadırlar ve bu hedeflere yönelik tasarımlar yapmaktadırlar. Bu çalışmada burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin yol tutuşu üzerine etkileri incelendiği için yol tutuşuna etkileyen parametreler bu kısımda incelenmiştir.

Taşıt eksen takımları

Taşıt üzerinde belli tanımlamalar yapabilmek için taşıt üzerinde bütün tasarımcıların ortak olarak kullandığı bir eksen takımına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu kapsamda iki farklı eksen takımı ortaya atılmıştır. Bu eksen takımları ISO (International Standards Organization) tarafından yayınlanan ISO koordinat sistemi (Şekil 2.20) ve SAE (Society of Automotive Engineers) tarafından yayınlanan SAE (Şekil 2.21) koordinat sistemleridir. Eksen takımlarının arasındaki fark Y ve Z eksenlerinde olurken her iki eksen takımında da X aynı yöndedir.



Şekil 2.20. ISO eksen takımı



Şekil 2.21. SAE eksen takımı (Gillespie 1992)

Bir taşıtın dinamik davranışı sürüş esnasında araca etki eden kuvvetler nedeniyle değişmektedir. Araca etki eden kuvvetler yoldan tekerlekler aracılığıyla gelen kuvvetler, yer çekimi etkisiyle oluşan kuvvetler ya da aerodinamik etkilerden kaynaklanan kuvvetlerdir (Pir 2013, Abe 2009).

Eksen takımları göz önüne alındığında taşıt gövdesi toplamda altı serbestlik derecesine sahiptir (Albak 2014). Bunlar:

- 1- z eksenini boyunca dikey hareket (vertical)
- 2- y eksenini boyunca yanıl hareket (lateral)
- 3- x eksenini boyunca boylamasına hareket (longitudinal)
- 4- x eksenini etrafında yalpalama hareketi (roll)
- 5- y eksenini etrafında kafa vurma hareketi (pitch)
- 6- z eksenini etrafında savrulma hareketi (yaw)

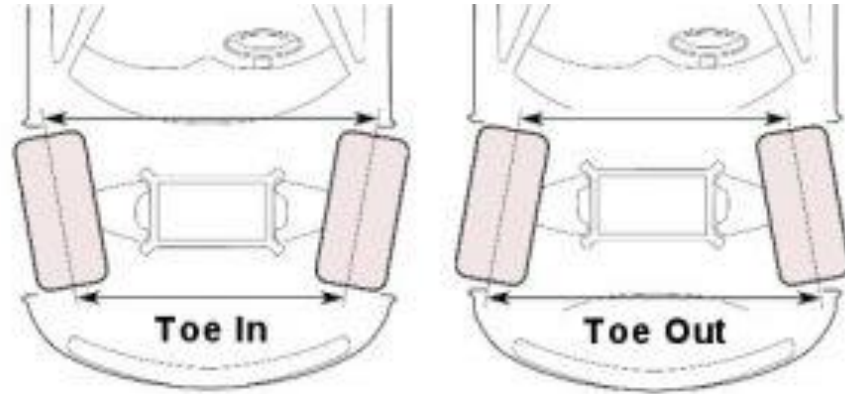
Taşıtın yapmış olduğu hareketler iki ana grupta incelenebilir. İlk grupta 1,3 ve 5 numaralı hareketler yer alır. İlk grupta yer alan taşıt hareketlerinin ortaya çıkış sebeplerinin taşıtın yönlendirilmesiyle doğrudan bir alakası yoktur. 1 numaralı hareket yol pürüzlülükleri nedeniyle oluşan dikey harekettir ve sürüş konforu ile ilgilidir. 3 numaralı hareket frenleme ve ivmelenme neticesinde ortaya çıkan boylamsal harekettir. 5 numaralı

harekete ise hem yol pürüzlülükleri hem de ivmelenme ve frenleme aktiviteleri sebep olmaktadır ve bu hareket de sürüş konforu ile ilişkilendirilmektedir (Abe 2009, Pir 2013).

İkinci gruptaki hareketler aracın yol tutuşunu etkileyen hareketlerdir ve yönlendirme ile ilgilidirler. 2 ve 6 numaralı hareketler, yanal hareket ve savrulma hareketi, temel olarak taşıtın yönlendirilmesine bağlı olarak ortaya çıkan taşıt hareketleridir. 4 numaralı hareketin ana sebebi 2 ve 4 numaralı hareketlerdir ama bununla beraber taşıtın bu hareketine yol pürüzlülükleri de sebep olabilmektedir (Abe 2009, Pir 2013).

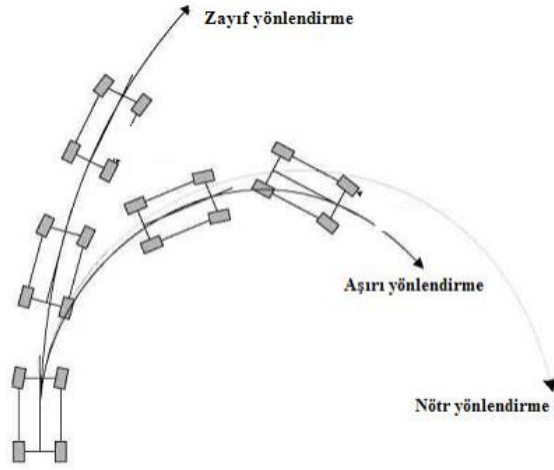
Toe açısı

Bir aracın ön tarafından ve üstten bakıldığında ön tekerlerin ön kısmının arka kısmına göre bir miktar kapalı olma durumuna toe-in denir. Bunun tam tersi olan duruma ise toe-out denir (Şekil 2.22).



Şekil 2.22. Toe Açısı (Anonim 2019m)

Toe açısı, statik durumdaki değişiminden ziyade viraj alma esnasındaki durumu daha önemlidir. Toe açısının virajlardaki değişimi aracın performansını etkileyen zayıf yönlendirme (understeer) ve aşırı yönlendirme (oversteer) karakteristiğini belirleyen en önemli parametredir. Aşırı yönlendirme ve zayıf yönlendirme araç viraja girdiğinde oluşan durumlardır (Şekil 2.23). Zayıf yönlendirme aracın direksiyon aracılığıyla verilen dönme açısına az tepki vermesi durumudur. Aşırı yönlendirme ise bu durumun tersi şeklinde açıklanabilir.

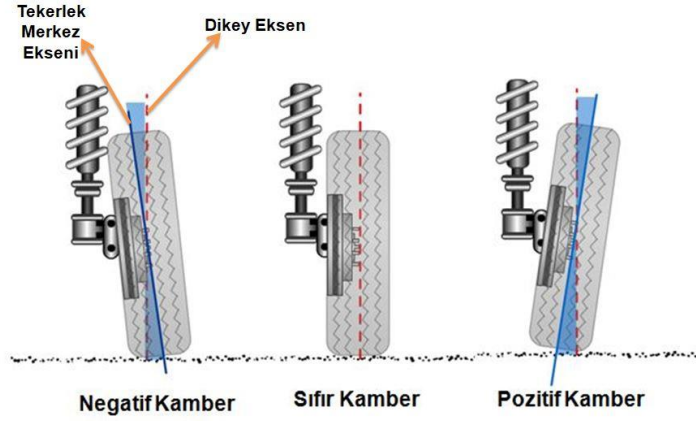


Şekil 2.23. Araç yönlendirme durumları (Kiencke ve Nielsen 2000)

Araç viraja girdiğinde yanal kuvvetlerden dolayı aşırı yönlendirme durumu oluşur. Bu etkiyi önlemek ve aracı nötr yönlendirme durumda tutmak için arka sistem süspansiyon sistemi tasarımında az yönlendirme davranışı tercih edilir. Araç hareketsiz halde olduğu durumda yuvarlanma direnci arka tekerleklerde moment oluşturarak tekerleklerde toe out davranışına neden olur. Bu davranışı engellemek ve sıfır toe in açısı sağlamak amacıyla tekerleklere az miktarda toe in açısı verilir (Leal ve ark. 2007). Yüksek burulma direnci, araç düzensizliğini azaltmak ve aşınmayı önlemek amacıyla viraj alma esnasındaki toe açısı değişimini minimize etmek önemlidir. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemlerinde düşük toe açısı değişimi elde edilebilir fakat sistemin esnekliğinden dolayı toe açısı değişimi sıfıra indirilemez.

Kamber açısı

Bir aracın önünden bakıldığında, tekerlek ekseninin düşey eksene göre yaptığı açığa kamber açısı denir. Tekerleğin aracın dışına doğru yaptığı açığa pozitif kamber açısı, aracın içine doğru yaptığı açığa ise negatif kamber açısı adı verilir (Şekil 2.24).



Şekil 2.24. Kamber açısı (Anonim 2019n)

Yüksüz araç projelerinde negatif kamber değerleri tercih edilir, çoğunlukla virajlardaki davranışları iyileştirmeyi, dış tekerlek davranışını iyileştirmeyi amaçlar (Leal ve ark. 2007). Kamber açısı viraj esnasında araç kararlılığını etkileyen temel parametrelerdendir (Silveira ve ark. 2012). Kamber ve toe açıları viraj esnasında araç davranışını etkileyen önemli parametreler olduğu için bu çalışmada incelenen yol tutuş parametreleri toe açısı ve kamber açısıdır.

2.4. Kaynak Araştırması

Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi sahip olduğu avantajları nedeniyle önden tahrikli otomobillerin arka süspansiyonlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Avantajlarının yanında var olan dezavantajlarını geliştirmek için teorik, deneysel ve nümerik birçok çalışma yapılmaktadır. Bu kısımda burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemlerini geliştirmeye yönelik yapılan çalışmalar özetlenecektir.

Chen ve ark. (2015), NSGA II ve yapay zeka yöntemlerini kullanarak çok amaçlı optimizasyon ile burulma kiriş optimizasyonu çalışmışlardır. Optimizasyon çalışmasını Adams paket programı kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Adams modelini doğrulamak amacıyla sonlu elemanlar yöntemi üzerinden iki farklı şartta analizler yapmışlardır. İlk şartta her iki tekere birbirlerine zıt yönlerde olacak şekilde dikey yönde 20 mm yer değiştirme tanımlamışlardır ve Adams programı ile sonlu elemanlar yöntemi sonuçlarını

kıyaslamışlardır. İkinci durumda ise her iki tekere bütün yönlerde 2000 N'luk kuvvetler vererek sonuçları incelemişlerdir. Her iki şartta da Adams modeli sonuçları sonlu elemanlar yöntemi iki çok yakın değerler vermiştir. Optimizasyon çalışmalarında şasi bağlantı burcunun rijitlik katsayıları ve bağlantı açılarını tasarım değişkeni olarak tanımlamışlardır. Optimizasyonda yanal ve boylamsal kuvvetler etkisindeki toe açısı sonuçlarını incelemişlerdir. Çalışma sonucunda burulma kirişi yöneliminin araç yol tutuşunda ve kararlılığında yüksek oranda etkili olduğunu ortaya koymuşlardır.

Silveira ve ark. (2012), 'C' şeklinde kesite sahip bir burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemini sonlu elemanlar yöntemini kullanarak incelemişlerdir. Çalışmalarında burulma kirişini 90° aralıklarla çevirerek kiriş yönelim açısının ve burulma kirişinin boylamsal yöndeki konumunun toe ve kamber açılarına etkilerini incelemişlerdir. Profil kesitinin yönelim açısını değiştirmenin X, Y ve Z eksenlerinde eylemsizlik momentlerinin değişmesine ve sistemin kinematik davranışının değişmesine yol açtığını ortaya koymuştur. Çalışmada kiriş yönelim açısının toe ve kamber açılarının değişimini çok aza indirebileceği hatta terse bile çevirebileceği ortaya koyulmuştur. Bu iki parametrenin kamber ve toe açıları üzerindeki etkisi tekerlek merkezlerine, burulma kirişinin burulmasıyla tekerlek açılarının değişimine ve dolayısıyla aracın viraj davranışına önemli etkiye sahip olan bu iki açının değişimleri tekerlek dikey hareket miktarına göre incelenmiştir. Sonuç olarak burulma kirişinin, arka aks taşıyıcısının dönme merkezine yaklaşması hem toe açısındaki hem de kamber açısındaki değişimi minimize edeceği sonucuna ulaşılmıştır.

Fichera ve ark. (2004), burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemini sonlu elemanlar yöntemi ve çoklu sistem dinamiği yöntemleriyle incelemiş ve sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Çalışmada paralel tekerlek hareketi, zıt tekerlek hareketi ve statik yükleme koşulları olmak üzere üç farklı durum için toe açısı, kamber açısı ve dingil mesafesi değişimlerini incelemişlerdir. Bu üç farklı durumu lineer ve lineer olmayan bağlantı burçlarının etkisi olmak üzere iki farklı grup altında incelemişlerdir. Lineer burç durumunu elde etmek için burcun öteleme rijitliğini çok yüksek bir değer, dönme rijitliği değerini ise sıfır olarak almışlardır. Paralel tekerlek analizlerinde burulma kirişlerinde burulma deformasyonu olmazken; dikey teker yükleri ve yay yüklerinden kaynaklanan

bir miktar eğilme deformasyonu oluşmuştur. Bu etkiler neticesinde sonlu elemanlar ile çoklu sistem dinamiği analizleri birbirine yakın sonuçlar vermiştir. Zıt tekerlek hareketinde ise tekerin dikey yöndeki hareketine bağlı olarak burulma deformasyonu artmaktadır. Bu durum lineer burç ile yapılan analizde çoklu sistem dinamiği yönteminin toe açısı ve dingil mesafesi sonuçlarının doğruluğunu azaltmaktadır. Lineer olmayan burç kullanıldığı durumda ise burcun rijitliğinin düşmesiyle toe açısı daha iyi sonuçlar vermiştir.

Choi ve ark. (2009) çalışmalarında, modal analiz, dinamik analiz ve yorulma analizini içeren çok disiplinli bir optimizasyon modeli öngörmüşlerdir. Çok disiplinli optimizasyon çalışmalarında kalınlık, kiriş kesit açısı ve kirişin taşıyıcı kol ile bağlantı bölgesinin mesafesi olmak üzere üç farklı tasarım değişkeni tanımlamışlardır. Optimizasyonun amacı yorulma olarak belirlenirken kısıtları ise maksimum yalpa yüksekliği, ağırlık, toplam burulma oranı ve yanal rijitlik olarak belirlemişlerdir. Sonuç olarak çok disiplinli optimizasyon çalışmasıyla bütün kısıtların belirlenen değerlere uygun olduğu çalışmada % 56,2 oranında yorulma iyileştirilmiştir. Ayrıca çok disiplinli yaklaşım ile normal tasarım sürecine göre % 80 oranında bir tasarım zamanından kazanç olmuştur.

Seth ve ark. (2017), ağırlık ve maliyeti iyileştirmek amacıyla burulma kirişi kesiti üzerine çalışmışlardır. Çalışmalarında yüksek burulma rijitliği, düşük kamber açısı, sabit kesit kayma merkezi, yüksek yorulma ömrü, kolay montaj edilebilirlik, ağırlık ve fiyat iyileştirmesi özellikleri üzerine odaklanmışlardır. Genel olarak araç üreticilerinin kullandığı U kesit, burulma çubuklu U kesit, omega kesit, flanşlı dikdörtgen kesit ve tüp kesite sahip burulma kirişi kesitlerinin artı ve eksi yönlerini karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında en çok kullanılan burulma kirişi kesitlerini odak parametrelerine göre incelediklerinde en iyi kesitin 'U' kesit olduğunu görmüşlerdir. U kesit üzerinde farklı tasarımlar yaparak ise en iyi kesitin 'J' şeklinde 'U' kesitin ucunun büküldüğü kesit olarak bulmuşlardır. Bu kesit, diğer kesitler ile kıyaslandığında yorulma ömrü ve diğer parametreleri daha iyi çıkmıştır. Elde edilen bu tasarımın patenti çeşitli bölgelerde alınmış ve yeni çıkacak araçlarda kullanılması planlanmaktadır.

Sugiura ve ark. (2000), burulma kirişinin burulma kesitli arka aks süspansiyon sistemi için en önemli parça olduğu tanımlamış ve kiriş tasarımını sürecini kısaltmak için çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında burulma kirişinin kesit özelliklerini Excel programı üzerinden oluşturdukları kendi kiriş matrisleriyle hesaplamış ve Adams programında ise toe açısı, kamber açısı ve burulma rijitliği değerlerini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda oluşturdukları yaklaşım ile deneysel sonuçların çok yakın olduğunu ve tasarım süresini kısalttıklarını ortaya koymuşlardır.

Sistla ve Kang (2010), burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi için deneysel tasarım metoduna dayalı bir optimizasyon çalışması yapmışlardır. Çalışmada Adams/Car programını kullanarak toe açısı, kamber açısı, yalpa yüksekliği ve yalpa rijitliği değerlerinin değişimini incelemişlerdir. Burulma kirişinin özellikleri üzerine yaptıkları çalışmada, kirişin kesit özelliklerinden toe açısına kayma merkezi ile kesit merkezi arasındaki mesafenin ve Y eksenindeki atalet momentinin; kamber açısına kirişin dikey konumu ve Z eksenindeki atalet momentinin; yalpa yüksekliğine kayma merkezi ile kesit merkezi arasındaki mesafenin ve kirişin dikey konumunun; yalpa rijitliğine ise burulma sabitinin etki ettiğini ortaya koymuşlardır. Optimizasyon çalışması sonucunda ise 'V' kesitli burulma kirişinin en iyi sonucu verdiğini ortaya koymuşlardır.

Jeong vs ark. (2017), 'H' kesitli bir burulma kirişine sahip burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin yol tutuşunu iyileştirmek için şekil optimizasyonunu çalışmışlardır. Kesitin geometrik parametrelerinden ve kesit kalınlığından oluşan altı tasarım değişkeni ile ilk olarak Taguchi metodunu kullanarak hassasiyet analizi yapmışlardır. Hassasiyet analizi sonucunda dört adet tasarım değişkeni ile şekil optimizasyonu yapmışlardır. Çalışma da 'H' kesit kullanma nedenlerini taşıtlarda yüksek oranda kullanılan 'U' ve 'V' kesitli burulma kirişlerinin eğilme rijitlikleri yüksek olmasına rağmen burulma rijitliklerinin düşük olmasına bağlamaktadırlar. 'H' kesitli burulma kirişi ile hem eğilmede hem de burulmada daha iyi yol tutuş değerleri verdiğini belirtmektedirler. Şekil optimizasyonunda amaç fonksiyonu olarak yalpa yönlendirme katsayısı kısıt fonksiyonları olarak ise ağırlık yalpa merkezi yükseklik değerini tanımlamışlardır. Optimizasyon sonucu oluşan modele dinamik analiz yaptıklarında ilk tasarıma göre az yönlendirme değerinin % 3,07 oranında daha yüksek çıkmaktadır.

Lee ve Yang (2013), tasarım aşamasında burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin temel hatlarını belirlemek için analitik bir yaklaşım ortaya koymuşlardır. Ortaya koydukları analitik yaklaşım ile yalpa yönlendirmesi, burulma rijitliği, yalpa merkezi, toe açısı, kamber açısı ve gerilme sonuçlarını hesaplayabilmektedirler. Analitik yaklaşımları ile test ve Adams paket program sonuçlarının çok yakın olduğunu yayınlarından paylaşmışlardır. Örnek olarak yaptıkları bir optimizasyon çalışmasında boru kesite sahip bir kiriş üzerinden optimizasyon yapmışlardır. Amaç olarak maksimum gerilme, tasarım değişkenleri olarak borunun et kalınlığı, kesiti ve kiriş ile taşıyıcı kolun bağlantı bölgesindeki mesafeleri tanımlarken kısıtlar olarak ise yalpa merkezi yüksekliği, ağırlık burulma rijitliği ve yanal rijitlik parametrelerini tanımlamışlardır. Sonuç olarak ortaya koydukları analitik yaklaşımın hem Adams programında hem de fiziksel test şartlarında doğru sonuç verdiğini ve tasarım aşamasında kullanılabilir bir yöntem olduğunu ortaya koymuşlardır.

Lyu ve ark. (2006), burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin elasto-kinematik özelliklerini doğru ve verimli bir şekilde modellemek için kiriş ve yay elemanlardan oluşan bir yöntem ortaya koymuşlardır. Sundukları yeni yöntemin toe açısı ve kamber açısı sonuçlarını Adams programı ile karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonucunda önerilen yeni yöntemin yeterli doğruluğa sahip verimli bir yaklaşım olduğunu ortaya koymuşlardır. Çalışma sonunda bu yöntem ile amaçları ağırlık azaltma ve kamber açısı ile toe açısının değişiminin bir fonksiyonu olan çok amaçlı bir optimizasyon çalışması sunmuşlardır.

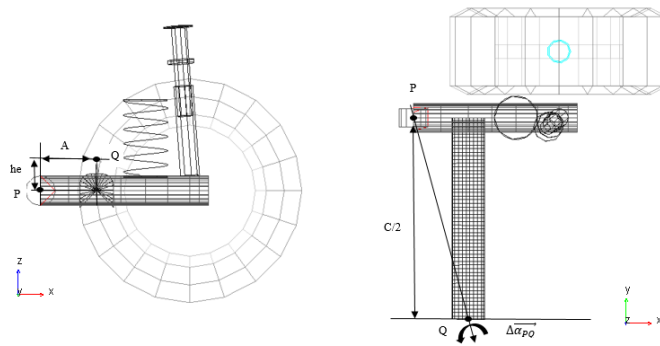
Mun ve ark. (2010), kapalı kesitli burulma kirişine sahip burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin burulma rijitliğini hesaplamak için lineer kiriş teoremini kullanan analitik bir yaklaşım öne sürmüşlerdir. Sundukları modelin doğruluğunu test etmek amacıyla Adams programını kullanmışlardır. Karşılaştırma sonucunda ortaya çıkan en büyük hata % 10'dan düşük olmuştur. Sundukları yöntem ile sadece burulma kirişinin geometrisi ve şasi bağlantı burcunun katsayıları ile ilk tasarım aşamasında temel kinematik verilerin elde edilmesi sağlanabilecektir.

Bir diğerk analitik yaklaşımda ise Kobelev (2012) yarı açık kesite sahip burulma kirişli süspansiyon sistemlerinin analiz ve optimizasyonu için analitik bir yaklaşım öne sürmüştür. Öne sürdüğü analitik yöntem ile yarı açık kirişli süspansiyon sisteminin burulma ve eğilme rijitliklerini hesaplayabilmektedirler. Son olarak öne sürdüğü analitik yöntemle tasarım değişkenleri burulma kirişinin kesit parametreleri olan optimizasyon çalışması sunmuştur.

2.5. Burulma Kirişli Arka Aks Süspansiyon Sistemi Analitik Hesaplaması

Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi için birçok analitik yöntem önerilmiştir. Bu yöntemlerden tez çalışmasında incelenen yol tutuş parametreleri olan toe açısı ve kamber açısı hesabını veren örnek bir teorik aşağıda incelenmiştir (Lee ve Yang 2013).

Burulma kirişli süspansiyon sisteminin yalpalama hareketi, arka süspansiyonun yalpa eksenini ve burulma kirişinin kayma merkezi üzerinde meydana gelir. Kayma merkezi süspansiyon sisteminin karakteristiğinin belirlenmesinde en önemli parametredir. Burulma kirişinin kayma merkezi hesaplanırsa kinematik modelleme sağlanabilir. Yalpa hareketi altında, kayma merkezi burulma kirişinin dönme merkezi olur, sağ ve sol tekerlekler bir tümsek üzerinde farklı hareket ederse kayma merkezi ve aracın orta düzlemi bir anlık merkez noktası oluşturur (Q noktası). Taşıyıcı kolun montaj noktası (P noktası) ve Q noktası arasındaki eksen arka süspansiyon sisteminin yalpa eksenini oluşturur ve tasarım parametreleri bu eksen üzerinden hesaplanabilir (Lee ve Yang 2013). Şekil 2.25’de noktaların ve birimlerin süspansiyon sistemi üzerindeki yerleri verilmiştir.



Şekil 2.25. Burulma kirişli model

Yalpa ekseninin hareketlerini incelemek için P noktası ve Q noktası arasında aşağıdaki vektör yazılır:

$$\vec{PQ} = \left\{ A\vec{u}, -\frac{c}{2}\vec{v}, h_e\vec{w} \right\}^T \quad (2.1)$$

Burada \vec{u} , \vec{v} ve \vec{w} vektörleri sırasıyla x,y ve z ekseninin birim vektörleridir. A gövde montaj noktası ile kayma merkezinin boylamsal mesafesi, c bağlantı burçları arası mesafe ve h_e ise burulma kirişi kayma merkezi ile bağlantı burcu merkezi arasındaki dikey mesafedir.

P noktası ve Q noktası arasındaki dönme eksen vektörü ($\Delta\vec{\alpha}_{PQ}$), onun birim vektörü (\vec{u}_{PQ}) ve şiddetinden $|\Delta\vec{\alpha}_{PQ}|$ hesaplanabilir.

$$\Delta\vec{\alpha}_{PQ} = |\Delta\vec{\alpha}_{PQ}| \cdot \vec{u}_{PQ} = |\Delta\vec{\alpha}_{PQ}| \cdot \frac{\left\{ A\vec{u} \quad -\frac{c}{2}\vec{v} \quad h_e\vec{w} \right\}^T}{|\vec{PQ}|} \quad (2.2)$$

P noktası ve Q noktası arasındaki dönme eksen vektörü şiddetinin ($|\Delta\vec{\alpha}_{PQ}|$), P noktası ve Q noktası arasındaki vektörün şiddetine ($|\vec{PQ}|$) oranının; gövde montaj noktası ile kayma merkezi arasındaki düşey mesafe (h_e) ile çarpılmasıyla toe açısı, gövde montaj noktası ile kayma merkezinin boylamsal mesafesi (A) ile çarpılmasıyla kamber açısı bulunur.

$$\beta = \frac{|\Delta\vec{\alpha}_{PQ}|}{|\vec{PQ}|} \cdot h_e \quad (2.3)$$

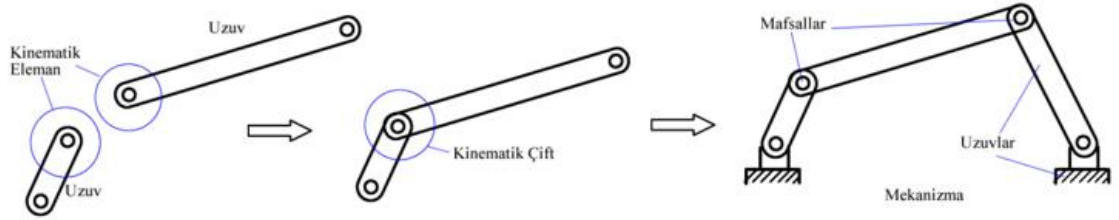
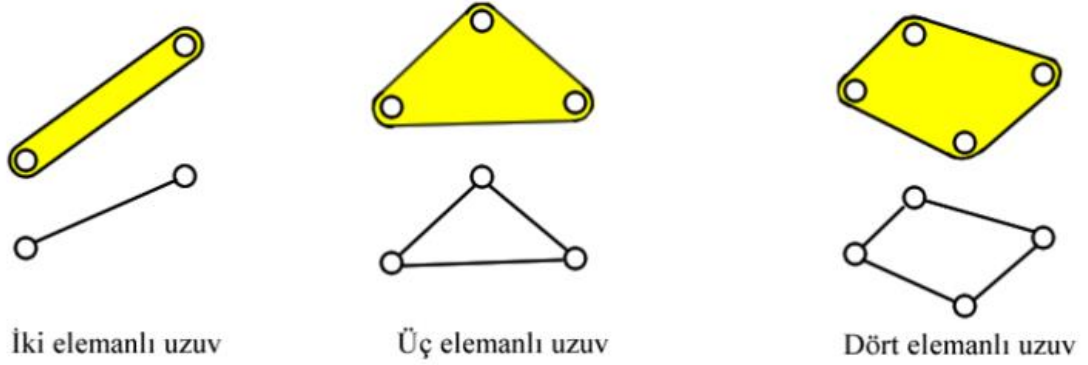
$$\gamma = \frac{|\Delta\vec{\alpha}_{PQ}|}{|\vec{PQ}|} \cdot A \quad (2.4)$$

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu tez çalışmasında burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin özelliklerini incelemek için mekanik sistem dinamiği yöntemi, sonlu elemanlar yöntemi, deney tasarım yöntemi, metamodelleme yöntemleri ve optimizasyon metotları kullanılmıştır. Mekanik sistem dinamiği analizleri için Adams/Car paket programı, sonlu elemanlar yöntemi için ise OptiStruct çözücüsü ve deney tasarımı, metamodelleme ve optimizasyon aşamasında HyperStudy ve Matlab programları kullanılmıştır. Adams/Car programı taşıt dinamiği üzerine özelleşmiş bir paket yazılım olduğu için süspansiyon sistemi ile ilgili bütün çıktılar bu yazılım aracılığıyla alınabilmektedir. Fakat burulma kirişinin esnek bir yapıya sahip olması ve hem burulma hem de eğilmeye maruz kaldığı için mekanik sistem dinamiği yöntemi her zaman iyi sonuç veremeyebiliyor. Bu nedenle mekanik sistem dinamiği programı olan Adams/Car programı başlangıç aşamasında burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi üzerindeki parçaların değişimlerinin etkilerini incelemek için kullanılmıştır. Optimizasyon çalışması aşamasında gerekli olan analizler için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Sonlu elemanlar yönteminde OptiStruct çözücüsü kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modeli hazırlandıktan sonra optimizasyon süreci üç aşamadan oluşmaktadır. Bu aşamalar deney tasarımı oluşturma, metamodelleme ve optimizasyondur.

3.1. Mekanik Sistem Dinamiği Metodu

Mekanik sistem dinamiği mekanizmaların davranışlarını incelemektedir. Birçok süspansiyon sistemi rijit parçalardan oluştuğu için mekanik sistem dinamiği yöntemi ile analizleri yapılabilmektedir. Mekanizma tekniğinde sistemler uzuvlar, kinematik elemanlar ve mafsallardan (kinematik çift) meydana gelmektedir. Mekanik sistemde kuvvet ve moment taşıyabilen rijit parçalara uzuv denir. Uzuvlar kinematik eleman sayısına göre farklı isimlerde adlandırılabilir (Şekil 3.1). Uzuvların birbirine göre bağlı hareket yapabilecek şekilde bağlamak için kullanılan uzvun bir kısmına kinematik eleman denir. Mekanizmayı oluşturan uzuvlar, kinematik eleman olarak adlandırılan temas noktalarından birbirine bağlanarak mafsalları oluşturur. Çeşitli uzuv ve mafsal örnekleri Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Çeşitli mekanik sistem dinamiği unsurları (Anonim 2019f)

3.1.1. Adams

Adams paket programı MSC Software şirketine ait mekanik sistem dinamiği metodu temelinde geliştirilmiş programların toplandığı paket programdır. Bu paket program altında temel mekanik sistem dinamiği analizleri için Adams/View, taşıt tasarımı ve analizi için ise Adams/Car özelleştirilmiş bir modüldür. Bu çalışmada Adams/Car programı burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin parçalarındaki değişimlerin etkilerinin incelenmesi için kullanılmıştır.

Adams modülleri ile mekanik sistemlerin, sanal test prototipleri bilgisayar ortamında modellenir, gerçek hayattaki çalışma şartlarında analizleri gerçekleştirilir. Adams, kinematik/hareket, statik, quasi-statik ve dinamik denklemlerini çözerek, sistemin gerçek fiziğini incelemektedir. Bu özellikleri ile çizim programlarının sahip olduğu hareket kabiliyetlerinden üstündür (Anonim 2019d).

Mekanik parçaları, pnömatik, hidrolik, elektronik ve kontrol sistemleri ile ortak çalıştırarak ve bu sistemlerin birbirleri ile etkileşimlerini sağlayarak, komple bir sistemin sanal ortamda modellenmesi mümkündür.

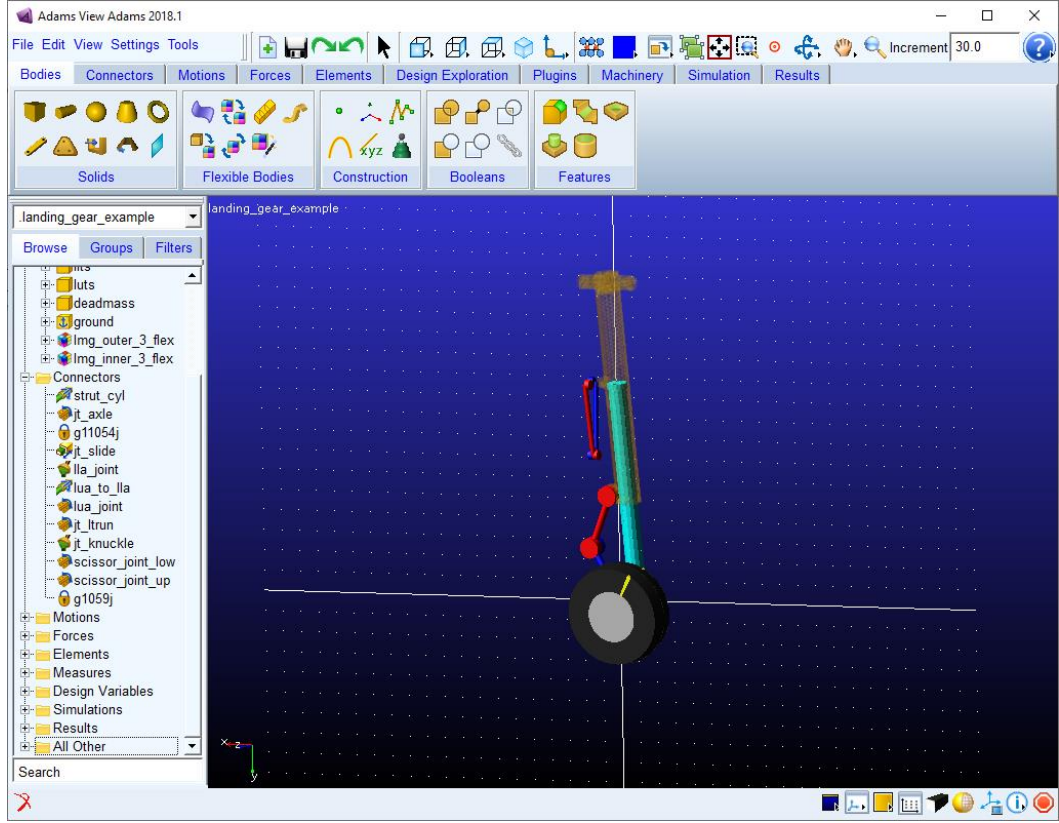
Otomotiv, savunma, uzay ve havacılık, makine üretimi gibi birçok alanda kullanılan Adams programlarının temel kabiliyetleri aşağıda belirtilmiştir:

- Kapsamlı mafsal ve kısıt kütüphanesi
- Kuvvet, ivme, hız, tork, deplasman ile hareket tanımlama
- Esnek cisim dinamiği, kontrol sistemi, mafsal sürtünmesi ve kayma
- Hidrolik ve pnömatik silindir tanımlama
- Parametrik model oluşturma ve model optimizasyonu
- Titreşim ve dayanıklılık hesaplamaları
- DOE ile hızlı iterasyon ve sonuç alma
- 2D ve 3D temas problemleri
- Kompleks hareket sistemleri için kapsamlı linear ve nonlinear sonuçlar
- Paralel işlem (Anonim 2019e)

Adams programında Adams/View, Adams/Car, Adams/Chassis, Adams/Durability, Adams/Vibration, Adams/Control gibi birçok alt modülü bulunmaktadır.

3.1.2. Adams/View

Adams/View modülü Adams paket programının temel modülüdür ve diğer bütün modüller bu modülün özelleşmiş halidir. Adams/View programında Şekil 3.2'de gösterilen arayüz içerisinde mafsal, uzuv, sınır şart, kontrol gibi tanımlamalar yapılarak gerçek problemin mekanik sistem dinamiği modeli oluşturularak analizleri yapılarak sonuçları incelenir. Adams/View modülü ile gerçek sistemler ya da makinaların modellenmesi mümkündür. Mafsallara sürtünme tanımlama, kütüphaneden rulman kayış kasnak gibi unsurların modele eklenmesi gibi gerçek şartlarda var olan birçok unsur modüle eklenebilmektedir. Mekanizmalarda bulunan esnek yapılarda modellenerek uzuvlar üzerine etki eden gerilme ve uzuma bilgileri de alınabilmektedir.



Şekil 3.2. Adams/View modülü arayüzü

3.1.3. Adams/Car

Adams/Car taşıt tasarımı ve analizi için özelleştirilmiş bir modüldür. Araçların tasarım ve geliştirilme süreçlerinde, standartlaşmış adımların otomatikleştirilmesi amacıyla geliştirilmiştir (Anonim 2019g).

Tam taşıt modeli, birbirini tanıyarak birleşebilen alt sistemlerden (süspansiyon, direksiyon, tekerlek vs.) oluşturulur. Bu alt sistemler bağımsız olarak incelenebileceği gibi, bütün araç modeli oluşturularak da incelenebilir. Alt sistemlere ait parçalar parametrik olarak oluşturulduğu için, çok kısa sürede farklı topolojileri analiz etme imkanı sunar.

Otomotiv alanında yaygın olarak kullanılan Adams/Car programlarının temel kabiliyetleri aşağıda belirtilmiştir (Anonim 2019g):

- Kapsamlı şablon ve alt sistem kütüphanesi
- Kapsamlı analiz/sanal test kütüphanesi
- Esnek cisim analizi
- Ağır vasıtalara ait şablon ve alt sistem kütüphanesi
- Aktarma organlarının ayrıntılı olarak modelleme
- Tekerlek ve yol kütüphanesi
- İstenen fiziksel özellikte yol modelleme
- HIL simülasyonu (ESP, ABS vs. kontrol modelleri ile entegrasyon)

3.1.4. Adams/Car burulma kirişli arka aks süspansiyon modeli oluşturma

Adams/Car programında bir araç modeli birçok alt sistemden oluşmaktadır. Bu alt sistemler aşağıda sıralanmıştır:

- 1) Ön süspansiyon sistemi,
- 2) Arka süspansiyon sistemi,
- 3) Direksiyon sistemi,
- 4) Ön lastik sistemi,
- 5) Arka lastik sistemi,
- 6) Araç gövde sistemi,
- 7) Fren sistemi,
- 8) Tahrik sistemi,
- 9) Diğer sistemler.

Tam araç modeli oluşturmak için fren, tahrik ve diğer sistemler hariç diğer sistemler zorunludur. Tam araç modeli haricinde bu çalışmada yapılacağı gibi tek bir sistem üzerinde de analizler yapılabilmektedir.

Adams/Car programında hazır modeller olduğu gibi kullanılabilir ya da özel modeller oluşturulabilir. Yeni model oluşturmak zahmetli ve uzun süren bir çalışma olması nedeniyle genellikle var olan model üzerinde düzenleyerek çalışmak daha uygun olabilir. Bunun nedeni her bir alt sistemin diğer sistemlerle ve çözüm adımlarıyla aralarında birçok bilgi alışverişi yapılmasıdır.

Adams/Car programında şablon (template), alt sistem (subsystem) ve montaj (assembly) olmak üzere üç temel yapı bulunmaktadır.

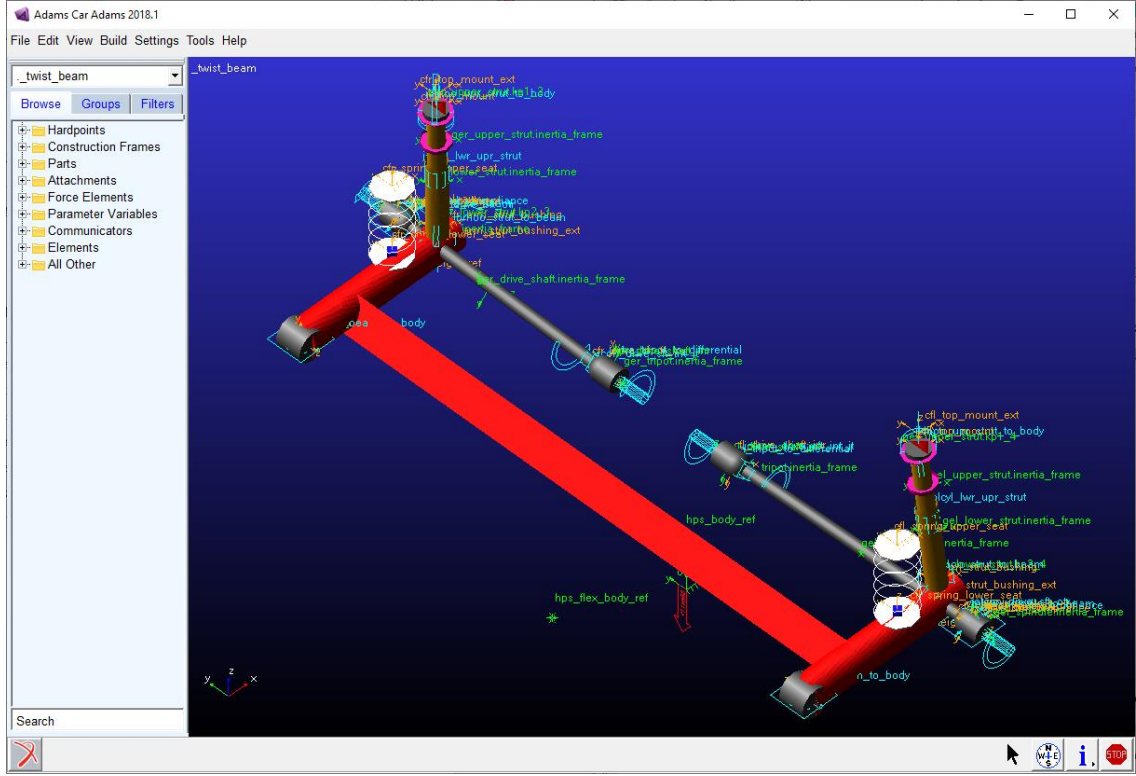
Şablon oluşturma

Şablonlar tam taşıt modelinin temel unsurlarıdır. Süspansiyon sistemi, fren sistemi, direksiyon sistemi gibi alt sistemlerin temel parçaları ve tanımları şablon ortamında tanımlanır.

Adams/Car programında McPherson süspansiyon sistemi, double wishbone süspansiyon sistemi, burulma kirişli süspansiyon sistemi, tekerlek, direksiyon sistemi, aktarma organı, fren sistemi gibi ve kullanıma göre birçok unsur için şablonlar mevcuttur. Ayrıca kullanım amacına uygun olarak yeni şablonlar Adams/Car programı altında tanımlanabilir.

Adams/Car modülünde 'standard' ve 'expert' olmak üzere iki farklı kullanıcı modu bulunmaktadır. Standard kullanıcı modunda yeni şablon oluşturma ve şablon üzerinde değişiklik yapılamazken var olan alt sistemler ve montajlar üzerinde değişiklikler ve analizler yapılabilir. Expert kullanıcı modu ise kütüphane de mevcut olan şablon bilgileri üzerinde değişiklik yapmak ve yeni şablonlar oluşturmak için kullanılır. Şablon tanımlamaları diğer birçok alt sistem tarafından bilgi alışverişi yapan ve detaylı bir çalışma gerektiğinden üretici firma tarafından kullanıcılar için yeniden şablon yazma yolunu kullanmak yerine mevcut şablonlar üzerinden değişiklik yapma yolunun tercih edilmesi tavsiye dilmektedir. Bu tez çalışmasında program veri tabanında bulunan burulma kirişli süspansiyon şablonu üzerinde değişiklik yapılarak kullanılmıştır.

Bu çalışmada kullanılan burulma kirişli arka aks şablonu Şekil 3.3'de verilmiştir. Bu şablon burulma kirişinin yanında aks da içermektedir. Fakat bu tez çalışmasında ele alınan burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminde aks kullanılmadığı için aks parçası şablondan çıkarılmıştır.

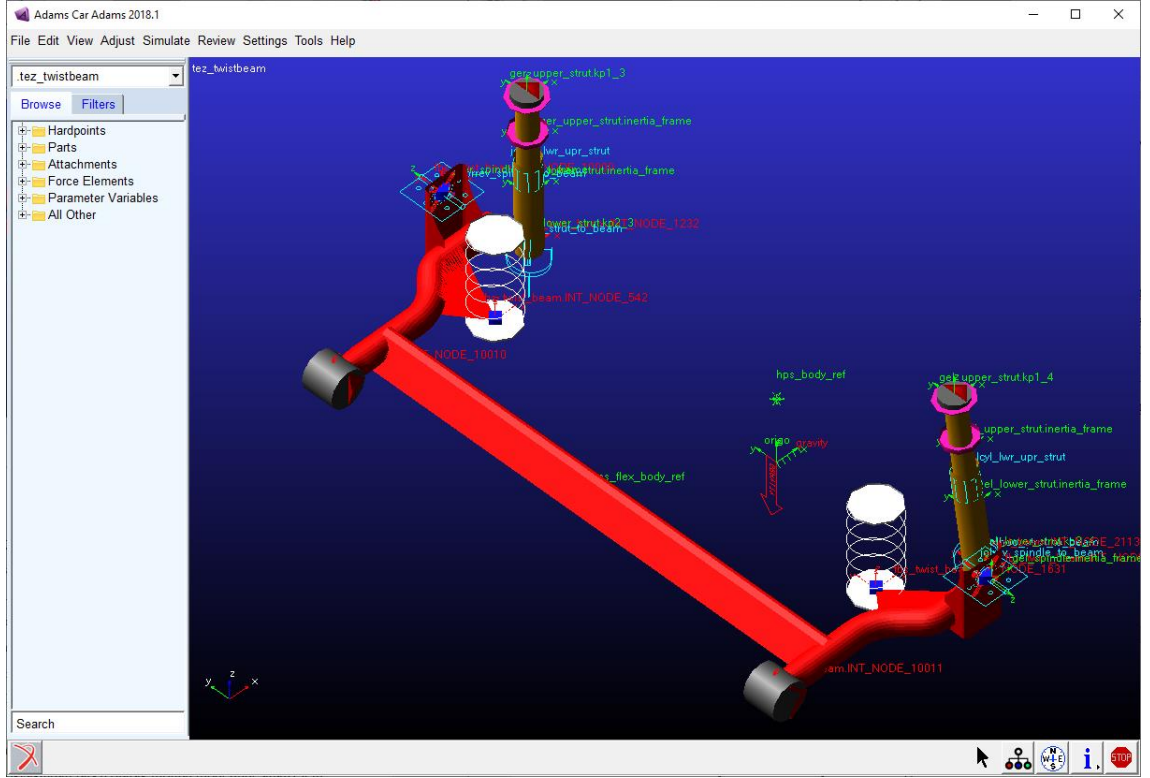


Şekil 3.3. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi şablonu

Alt sistem oluşturma

Alt sistemler Adams/Car modülünde aracın alt sistemleri olarak tanımlanırlar. Şablonlar oluşturularak Adams/Car programında analiz yapılamaz, şablonların anlamlı hale gelebilmeleri için bazı tanımlamalar yapılarak alt sistemlere dönüştürülmeleri gerekmektedir. Alt sistemler istenilirse uygun analiz tiplerinde tekil olarak kullanılıp analiz yapılır ya da alt sistemler birleştirilerek montaj dosyası oluşturulur ve tam taşıt analizleri gerçekleştirilir.

Bu çalışmada burulma kirişi şablonu kullanılarak elde edilen burulma kirişli aks süspansiyon alt sistemi Şekil 3.4’de gösterilmiştir.

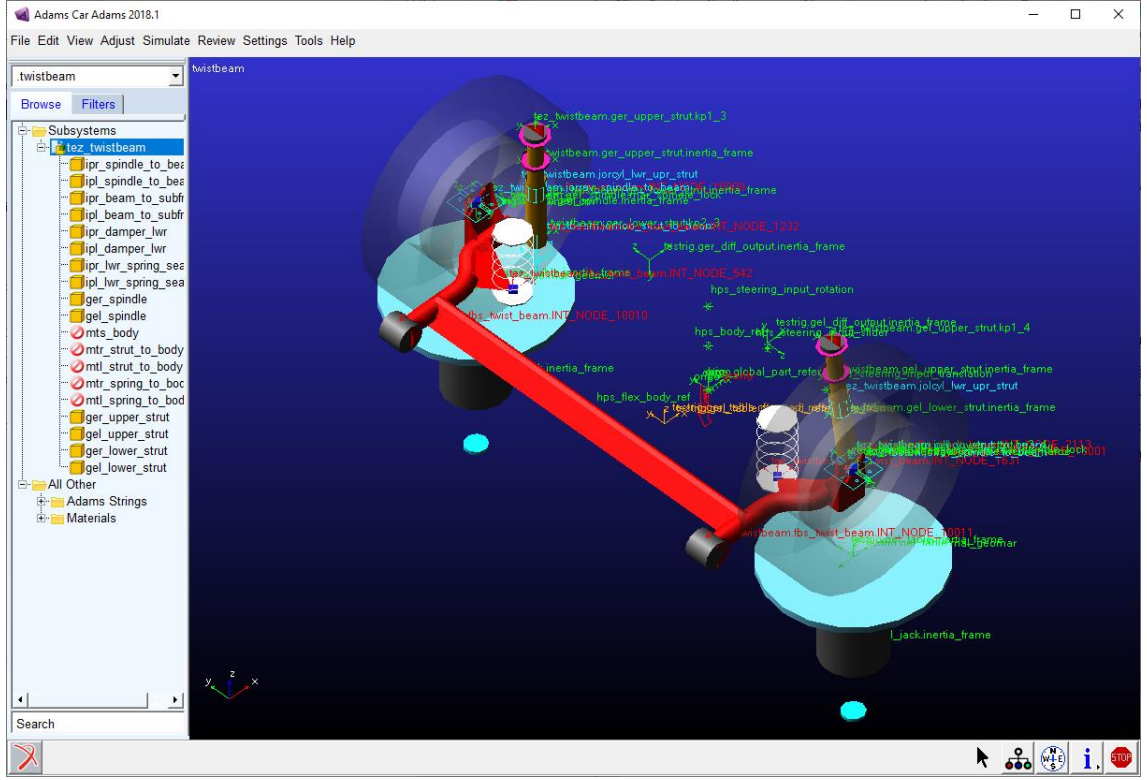


Şekil 3.4. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi şablonu (akssız)

Montaj modeli oluşturma

Montaj modeli, Adams/Car modülünde tam taşıt modeli analizleri ya da bir tek sistem analizleri için kullanılır. Adams/Car modülünde analizler sadece montaj dosyaları ile yapılabilmektedir. Montaj birden fazla alt sistemden oluşabileceği gibi tek bir sistemden de oluşabilir. Adams/Car programının parametrik algoritmasının avantajıyla montaj içerisinde yapılan değişiklikler alt sistemlere de etki eder böylece bir alt sistemi değiştirmek istenildiğinde alt sistemi tekrardan oluşturmaya gerek duyulmaz, montaj içerisinde değişiklik yapmak yeterli olur.

Tez çalışmasında kullanılan burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi montaj modeli Şekil 3.5’de verilmiştir. Alt sistem dosyasından farklı olarak montaj modelinde analiz için gerekli olan lastik ve test düzeneği de otomatik olarak gelmektedir.



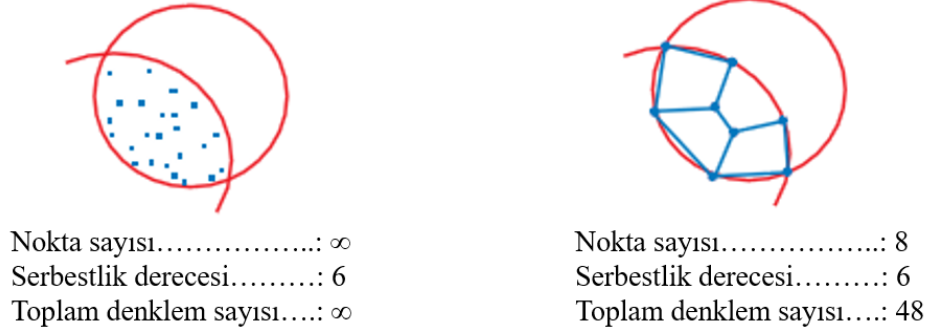
Şekil 3.5. Burulma kirişli arka aks süspansiyon alt sistemi

Esnek gövde oluşturma

Mekanik sistem dinamiği modelleri rijit parçalardan oluşmaktadır. Birçok süspansiyon sistemi modeli için rijit parçalar ile inceleme yapılabilirken burulma kirişinin çalışma koşullarında burulma ve eğilme hareketlerine maruz kalması ve bu hareketlerin araç dinamiği etkileyen temel parametreler olması nedeniyle burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi rijit olarak çalışılmamaktadır. Bu nedenle mekanik sistem dinamiği modellerinde burulma kirişi ya da bütün sistem rijit parçadan esnek gövdeye dönüştürülmektedir. Bu çalışmada burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemine ait parçaların sonuçlar üzerindeki etkilerini incelemek için Craig-Bampton metodu kullanılarak katı burulma kirişi esnek gövdeye dönüştürülmüştür.

3.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi, karmaşık mühendislik problemlerinin basite indirgenerek ve kontrollü parçalara ayrılarak çözümlenebilir hale getirilmesi amacıyla ortaya atılan bir yöntemdir. Yöntem ile çözülebilir zor olan problemler çözülebilir sayıda denkleme indirgenerek çözülebilir hale getirilmektedir. Şekil 3.6’da gösterildiği gibi sol taraftaki ki parça normal şartlarda sonsuz sayıda noktadan oluşmaktadır ve her bir noktanın uzayda 6 adet serbestlik derecesi vardır. Bu parçanın çözümü için sonsuz adet denklem ortaya çıkmaktadır. Sağ tarafta bulunan parçada ise aynı bölge eleman (mesh) denilen parçalara ayrılarak bölünmüştür. Toplam 4 adet elemana ve bu elemanları birleştiren 8 adet düğüm noktasına (node) ayrılmıştır. Her bir düğüm noktasının uzayda 6 adet serbestlik derecesi olduğuna göre bu parçanın çözümü için 48 adet çözüm yeterli olmaktadır. Bu sayede çözülmesi çok zor olan problemler çözülebilir hale gelmektedir.



Şekil 3.6. Parçayı elemanlara bölme

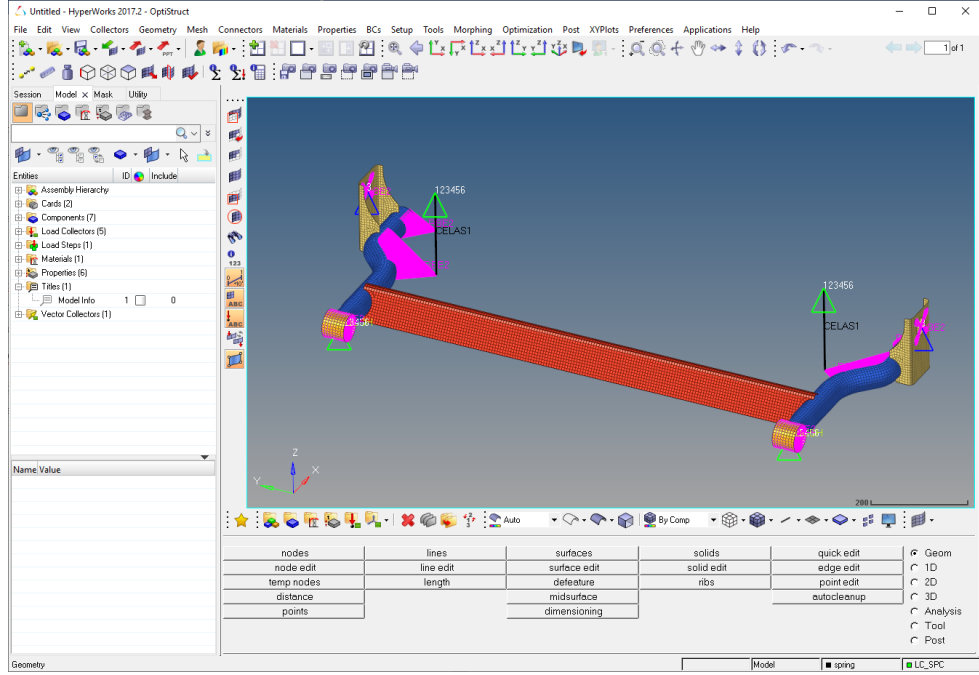
Sonlu elemanlar yöntemi temel olarak üç adımdan oluşmaktadır. İlk adım analizi yapılacak parça veya sisteminin sonlu elemanlar modelinin oluşturulması ve sınır şartlarının tanımlanmasıdır. Bu kısım analiz sonucunun doğruluğunu direkt olarak etkileyen parametreler arasındadır. Parça veya sisteminin sonlu elemanlar modeli oluşturulmasında parçanın geometrik yapısı, yapılacak analiz tipi ve elde bulunan bilgisayar donanımı önemli rol oynamaktadır.

Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi eğilme ve burulma etkilerine maruz kaldığı için bu süspansiyon sisteminin mekanik sistem dinamiği ile modellenmesi durumunda esnek olarak modellenmesi gerekliliği ortaya çıkar. Esnek model oluşturma işlemi harici bir işlem olduğu için direkt optimizasyona uygun değildir. Her zaman sonlu elemanlar modeli kadar doğru sonuç vermemesi nedeniyle bu çalışmanın optimizasyon aşamasında sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Ayrıca optimizasyon aşamasında her değişiklik için tekrar her bir modelin esnek yapıya dönüştürüp çoklu sistem dinamiği modeli içerisine aktarmak optimizasyon sürecini çok uzatmaktadır.

Sonlu elemanlar analizleri temel olarak model hazırlama, çözdürme ve sonuçları inceleme olarak üç temel adımdan oluşmaktadır. Model hazırlama aşamasında eleman ağının oluşturulması, sınır şartların tanımlanması ve malzeme özelliklerinin tanımlanma işlemleri yapılmaktadır. Çözdürme aşamasında probleme uygun çözücü program ile analizin koşturulması yapılır. Son olarak analiz sonuçlarının incelenmesi ise sonuçları inceleme kısmında yapılmaktadır. Bu tez çalışmasında model hazırlama sürecinde HyperMesh, çözücü olarak OptiStruct ve sonuçların incelenmesi aşamasında ise HyperView ve HperGraph paket programları kullanılmıştır. Bu paket programların hepsi HyperWorks isimli bir genel program altında olup Altair firmasına aittir.

3.2.1. HyperMesh programı

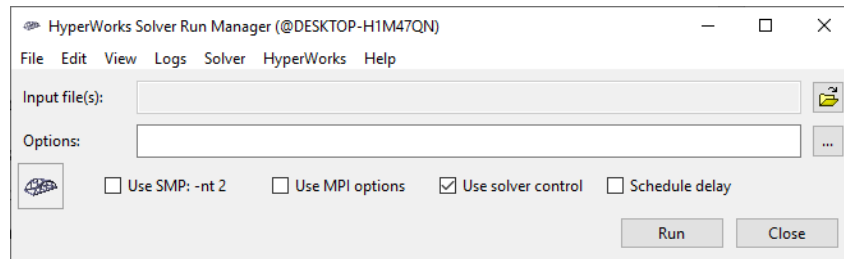
HyperMesh programı sonlu elemanlar modelleme, sınır şartlarının tanımlanmasında kullanılan ticari yazılımdır. Programın ara yüzü Şekil 3.7’de gösterilmiştir. Yazılım sahip olduğu özellikler nedeniyle otomotiv, savunma, uzay gibi birçok farklı alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. HyperMesh yazılımı ile yapısal, gürültü/titreşim/sertlik, çarpışma, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, mekanik sistem dinamiği analizleri için modelleri tek bir arayüzde oluşturabilir.



Şekil 3.7. HyperMesh programı arayüzü

3.2.2. OptiStruct

OptiStruct çözücüsü statik, dinamik ve termal yükler altında doğrusal ve doğrusal olmayan mekanik problemler için kullanılan bir yapısal analiz çözücüdür. Sonlu elemanlar ve çok gövdeli dinamik teknolojisine dayanan ve gelişmiş analiz ve optimizasyon algoritmaları sayesinde, OptiStruct tasarımcıların ve mühendislerin yenilikçi, hafif ve yapısal olarak verimli tasarımları hızla geliştirmelerine yardımcı olur. OptiStruct, dünya genelinde binlerce şirket tarafından güç, dayanıklılık, ses, titreşim, ısı transferi, yapı ve mekanik sistemleri analiz etmek ve optimize etmek için kullanılmaktadır. Şekil 3.8’de OptiStruct çözücüsünün arayüzü bulunmaktadır.

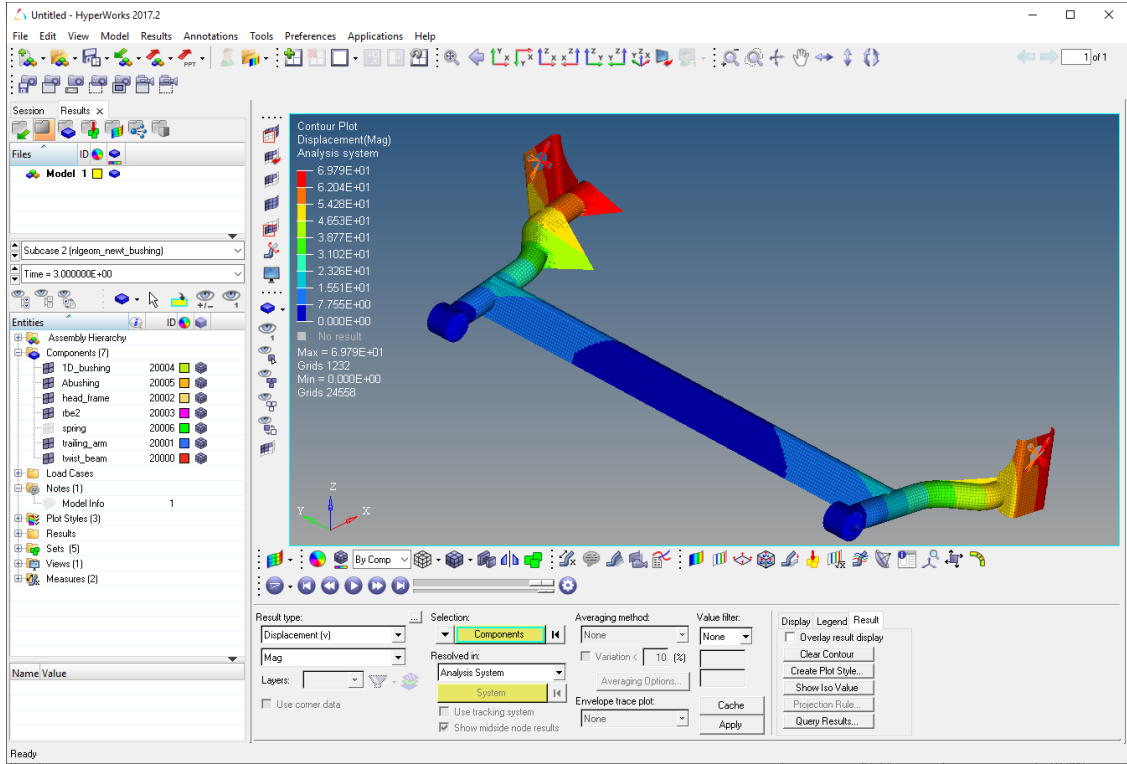


Şekil 3.8. OptiStruct çözücüsü arayüzü

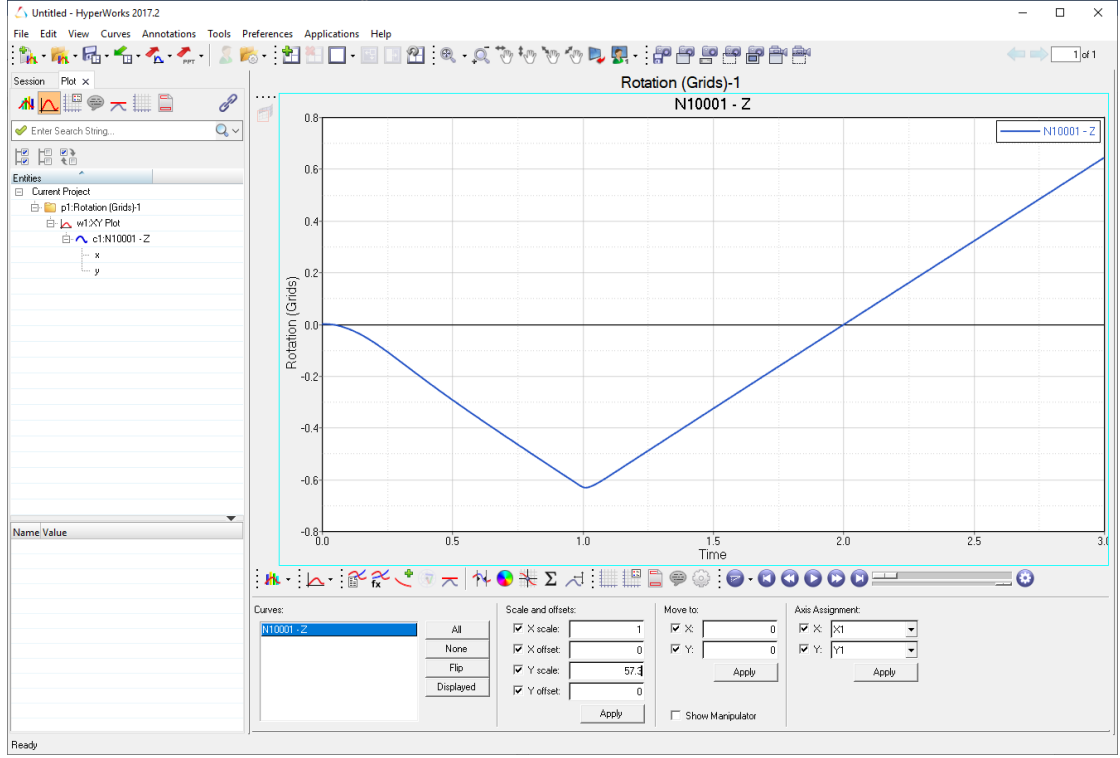
3.2.3. HyperView ve HyperGraph programları

HyperView, sonlu elemanlar analizi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, çoklu sistem dinamiği simülasyonu, dijital video ve mühendislik verileri için bir görselleştirme ortamıdır. Bu program aracılığıyla analiz sonuçları görsel olarak incelenebilmekte ve yapının hareketleri görselleştirilebilmektedir.

HyperGraph programı, analiz sonuçlarını grafiksel olarak inceleme ve veri işleme programıdır. HyperView ve HyperGraph programlarına ait arayüz görselleri sırasıyla Şekil 3.9 ve Şekil 3.10'da gösterilmektedir.



Şekil 3.9. HyperView programı arayüzü



Şekil 3.10. HyperGraph programı arayüzü

3.3. Deneysel Tasarım Yöntemleri

Deneysel tasarım yöntemleri, tek veya çok boyutlu parametre uzayında, sayısal veya deneysel olarak oluşturulmuş gerçek verilerinin verimli bir şekilde dağılım olmasını belirleyen yöntemlerdir. Taguchi (Günay, 2013), monte carlo (Kaymaz ve Sadeler 2002), latin hiperküp örnekleme (Albak ve ark. 2019) gibi deney tasarım yöntemleri mühendislik problemlerinin çözümünde sıklıkla kullanılmaktadır.

Bu tez çalışmasında deneysel tasarım yöntemi olarak latin hiperküp örnekleme (LHÖ) yöntemi seçilmiştir. Latin hiperküp örnekleme (McKay ve ark. 1979), çıktı değişkenlerinin fonksiyonlarının beklentilerini tahmin etmek için girdi değerleri üretmek üzere kullanılabilir bir örnekleme yöntemidir. LHÖ yönteminin avantajı az sayıda örnekleme ile sistemi temsil etme kabiliyetinin yüksek olmasıdır (Yıldız, 2016).

3.4. Metamodelleme Yöntemleri

Metamodel, yanıt yüzeyi, temsili model olarak da anılmaktadır (Aydın, 2013). Metamodelleme yöntemleri, yüksek çözüm zamanı gerektiren mühendislik simülasyonlarının hesaplama sürecini kısaltmak için önerilmiştir (Xiao ve ark. 2014). Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi optimizasyonu çok sayıda tasarım değişkeni içereceğinden sonlu elemanlar yöntemi ile direkt olarak çözülmesi zordur. Bu nedenle optimizasyon sürecinde metamodelleme yöntemi kullanılarak süreç kısaltılmıştır. Mühendislik problemlerinin çözümünde en küçük kareler regresyon yöntemi (EKK) (Albak ve ark. 2020), hareketli en küçük kareler yöntemi (HEKK) (Zadeh ve ark. 2009), kriging (Yang ve ark. 2015, Tüten 2016) ve radyal temelli fonksiyonlar (RTF) (Albak, 2020) en çok kullanılan yöntemlerdir. Bu çalışmada dört yöntemde incelenmiştir.

3.4.1. En küçük kareler yöntemi

Regresyon analizi yaparken en çok kullanılan yöntemlerden birisi de en küçük kareler (EKK) dir. En küçük kareler yöntemi, tıp, finans, mühendislik, ziraat, biyoloji ve sosyoloji gibi değişik bilim dallarında değişkenler arasındaki ilişkiler belirlenirken kullanılan en önemli araçlar arasındadır (Anonim 2019o).

$i = 1,2,3 \dots, n$ için (x_i, y_i) sonuçları elde edilmiş olsun. Burada her bir y_i nin x_i ye bağlı olarak değiştiği varsayılmaktadır. Ve her $i = 1,2,3 \dots, n$ için $y_i = f(x_i)$ olacak şekilde bir fonksiyonu olduğu kabul edilebilir. Örneğin, f fonksiyonu

$$y = f(x) = mx + b \quad (3.1)$$

ifadesinde olduğu gibi bir doğrusal fonksiyon veya

$$y = f(x) = ax^2 + bx + c \quad (3.2)$$

ifadesinde olduğu gibi bir karesel fonksiyon olabilir ki bu durumda belirlenmesi gereken parametreler a, b, c, m dir.

y_i değeri $f(x_i)$ için yaklaşık değer, $f(x_i) \approx y_i$ kabul edilince yapılan hata

$$hata = y_i - f(x_i) \quad (3.3)$$

dir ve amaç, bu hatalar minimum olacak şekilde bir f fonksiyonu bulmaktır.

En küçük kareler yönteminde aranan fonksiyon, ya da onun parametreleri, tüm artıkların kareleri toplamı olan

$$\sum_{i=1}^n (y_i - f(x_i))^2 = (y_1 - f(x_1))^2 + (y_2 - f(x_2))^2 + \dots + (y_n - f(x_n))^2 \quad (3.4)$$

ifadesini minimum yapacak şekilde belirlenir.

3.4.2. Hareketli en küçük kareler yöntemi

Hareketli en küçük kareler yöntemi (HEKK) 1981 yılında Lancaster ve Salkauskas tarafından ortaya atılmıştır (Kaplan 2015). Bu yaklaşım karmaşık problemler için metamodel oluşturulmasında sıklıkla kullanılmaktadır.

$u_i = u(x_i), i = 1, 2, \dots, N$ noktaları $u(x)$ fonksiyonunun (x_i) noktalarındaki gerçek değerleri, $u^h(x)$ fonksiyonu da $u(x)$ fonksiyonunun hareketli en küçük kareler yaklaşımı olmak üzere; $u^h(x)$ fonksiyonu

$$u^h(x) = \mathbf{p}^T(x) \mathbf{a}(x) \quad (3.5)$$

şeklinde tanımlanır. Bu denklemde

$$\mathbf{p}^T(x) = (p_0(x) \ p_1(x) \ \dots \ p_m(x)) \quad (3.6)$$

şeklinde olup $p_j(x), j = 0, 1, \dots, m$ taban fonksiyonları,

$$\mathbf{a}^T(x) = (a_0(x) \ a_1(x) \ \dots \ a_m(x)) \quad (3.7)$$

de $a_j(x), j = 0, 1, \dots, m$ taban fonksiyonlarının katsayılarını içeren bir vektördür.

Bir boyutlu problemler için hareketli en küçük kareler yaklaşımı

$$u^h(x) = a_0 \quad (3.8)$$

$$u^h(x) = a_0 + a_1 x \quad (3.9)$$

$$u^h(x) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 \quad (3.10)$$

$$u^h(x) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 \quad (3.11)$$

$$u^h(x) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 + a_4 x^4 \quad (3.12)$$

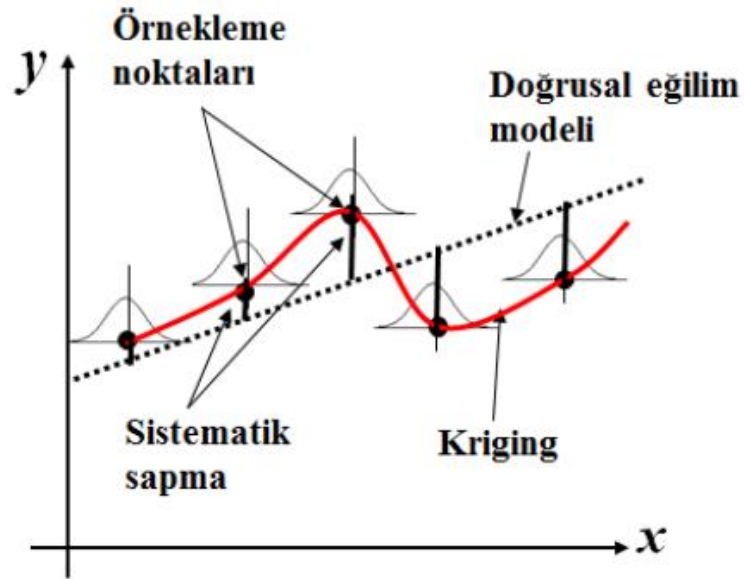
şeklinde olabilir. Burada daha yüksek dereceden polinom yaklaşımları da kullanılabilir.

3.4.3. Kriging yöntemi

Kriging yöntemi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\hat{y}(x) = p^T(x)\beta + Z(x) \quad (3.13)$$

Burada $p^T(x)\beta$ eğilim modelini temsil eder ve yanıtı yaklaşık olarak temsil eder. Sistemik sapma ise $Z(x)$ ile tanımlanır (Şekil 3.11) (Acar 2013).



Şekil 3.11. Linear eğilime sahip Kriging metamodeli ve tahmini (Acar 2013)

3.4.4. Radyal temelli fonksiyonlar

Radyal temelli fonksiyonlar, radyal olarak simetrik bir fonksiyon olan ϕ 'nin lineer kombinasyonlarının interpolasyonundan faydalanır (Wild ve ark. 2008).

$$f(x) = \sum_{j=1}^K \lambda_j \Phi(\|x - c^{(j)}\|) \quad (3.14)$$

Burada $\lambda = [\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_K]$ model parametreleri vektörü, $c^{(j)}, j = 1, 2, \dots, K$ temel fonksiyon merkezi olarak tanımlanır. Model parametreleri aşağıdaki denklemle hesaplanır:

$$\lambda = (\Phi^T \Phi)^{-1} \Phi^T f \quad (3.15)$$

burada Φ , radyal simetrik fonksiyondur ve aşağıdaki formlarda bulunabilir (Koziel ve Leifsson 2013).

$$\Phi(r) = \exp(-cr^2) \text{ (Gaussian)} \quad (3.16)$$

$$\Phi(r) = \sqrt{r^2 + c^2} \text{ (Çoklukare, multiquadratic)} \quad (3.17)$$

$$\Phi(r) = \frac{1}{\sqrt{r^2 + c^2}} \text{ (Ters çoklukare, inverse multiquadratic)} \quad (3.18)$$

3.5. Optimizasyon Yöntemleri

Optimizasyon, kısıt fonksiyonları sağlanacak şekilde amaç fonksiyonu ya da fonksiyonlarının minimum veya maksimum değerlerini veren tasarım değişkenlerinin en ideal değerlerinin bulunmasıdır (Arora 1989). Genel bir optimizasyon problemi için matematiksel modeli aşağıdaki gibi verilebilir:

Amaç fonksiyonu:

$$f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (3.18)$$

Kısıt fonksiyonları:

Eşitlik kısıtlayıcıları:

$$h_j(x) = h(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0; \quad j=1, \dots, p \quad (3.19)$$

Eşitsizlik kısıtlayıcıları:

$$g_i(x) = g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq 0; \quad i=1, \dots, m \quad (3.20)$$

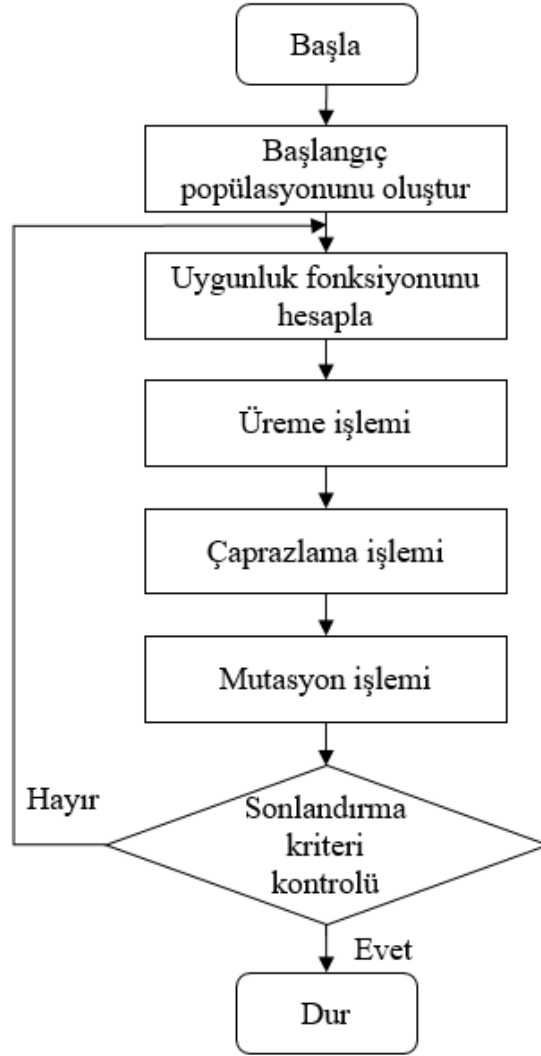
burada p eşitsizlik kısıtlayıcılarının toplam sayısını, m eşitsizlik kısıtlayıcılarının toplam sayısını ve $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ ise tasarım değişkenlerini tanımlamaktadır.

Optimizasyon yöntemleri kesin çözüm veren, iteratif yöntemler, evrim tabanlı, popülasyon tabanlı, vb. gibi çeşitli sınıflara ayrılabilir. Optimizasyon yönteminin seçimi optimizasyon probleminin yapısına bağlı olarak değişmektedir. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin optimizasyonu karmaşık ve fonksiyonunun elde edilmesi zor olduğu için evrimsel ve popülasyon tabanlı optimizasyon yöntemleri tercih edilmiştir. Bu çalışmada birden farklı çalışma optimizasyon çalışması yürütülmüştür. Çalışmada genetik algoritma, karınca aslanı optimizasyonu ve güve alevi optimizasyon yöntemleri kullanılmıştır.

3.5.1. Genetik algoritmalar (GA)

Genetik algoritmalar (GA), John Holland tarafından 1975 yılında sunulan popülasyon tabanlı evrimsel bir optimizasyon yöntemidir. Yöntem, genetik bilimindeki evrim prensiplerini ve kromozomal prosesleri bilgisayar ortamında taklit ederek çalışan, bir çeşit arama ve optimizasyon metodudur (Yıldız, 2006).

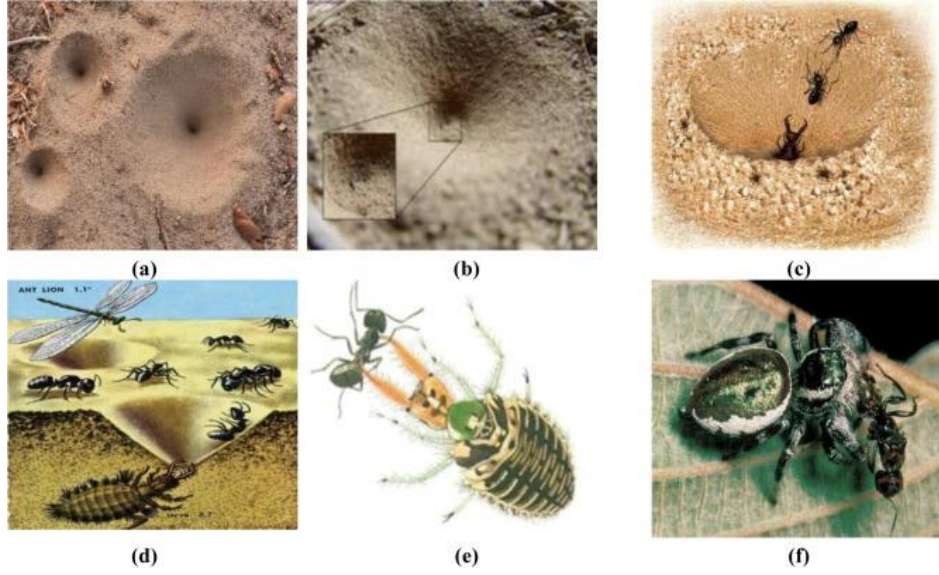
GA ilk olarak rastgele oluşturulan ve belirli sayıda birey içeren bir başlangıç popülasyonu ile başlar. Popülasyon içerisinde bulunan her bir bireyin uygunluk değeri hesaplanır. Uygunluk değeri yüksek olan dizilerin yaşama ve çoğalma şansı da yüksek olmaktadır (Taşkın ve Emel, 2009). Bireylerin uygunluk değerine göre üreme gerçekleşmektedir. Üreme operatörü, yeni bireylerin yaratılması için ebeveyn olacak kromozomların belirlenmesini sağlamaktadır. Çaprazlama ile seçilen iki kromozom arasında belirlenen parçaların yer değiştirmesi sağlanmaktadır. Bir sonraki aşamada mutasyon işlemi, bir bireydeki gen değerlerinin belirli bir mutasyon olasılığı ile ters çevrilmesi ile uygulanmaktadır. En son aşamada ise sonlandırma kriterinin sağlanıp sağlanmadığına bakılarak ya algoritma sonlandırılır ya da başa dönerek tekrar yeni popülasyon oluşturulur ve süreç devam eder. Sonlandırma kriteri genellikle belli bir iterasyon sayısına ulaşma ya da çözüm için belirlenen tolerans değerinin altına inilmesiyle sağlanmış olur.



Şekil 3.12. Genetik algoritma çalışma diyagramı

3.5.2. Karınca aslanı optimizasyonu (KAO)

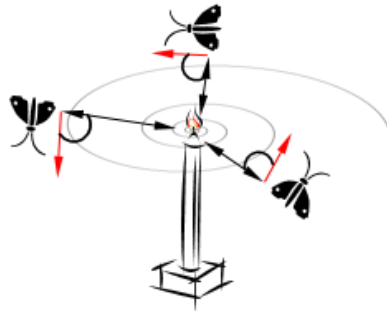
KAO, Mirjalili (2015a) tarafından geliştirilen doğadan ilham alan popülasyon bazlı bir optimizasyon tekniğidir. ALO, karınca aslanının üstün avlanma tekniğinden esinlenmektedir ve yöntem beş adımdan oluşmaktadır. Bu adımlar; karıncaların rastgele yürüyüşü, tuzak kurulması, karıncaların sıkıştırılması, avın yakalanması ve tuzağın yeniden inşa edilmesidir. Karınca aslanı açtığı konik şeklindeki çukuru içerisinde saklanarak etrafta dolaşan karıncaların tuzağa düşmesini beklerler. Tuzağa düşen karıncalara kum atarak avı yakalar. Avlanma sonrasında bozulan konik çukuru yeniden inşa ederek tekrar avlanmaya başlar (Şekil 3.13).



Şekil 3.13. (a–c) Tuzak çukurlarının yapımı ve karıncaların çukura düşürülmesi; (d–f) Avın yakalanması ve tuzağın yeniden inşası (Mouassa ve ark. 2017)

3.5.3. Güve alevi optimizasyonu (GAO)

GAO, güvelerin gece kullandığı özel navigasyon sisteminden esinlenen popülasyon bazlı bir optimizasyon yöntemidir. Yöntem Mirjalili tarafından 2015b yılında sunulmuştur. Güveler, geceleri Ay'ı hiza alarak hareket ederler. Ay çok uzakta olduğu için düz bir rotada hareket edebilirler (Gaston ve ark. 2013). Buna karşın yapay ışık kaynakları Ay kadar uzakta olmadığı için güveler düz rotada ilerleyemez. Aynı mesafeyi korumak için ışık kaynağı etrafında ölümcül bir döngü içine girerler ve güvelerin ölümüne neden olur (Van Langevelde ve ark. 2017). GAO algoritması aday çözümlerin güve olduğunu ve problem değişkenlerinin güvelerin arama alanındaki yerleri olduğunu varsayarak çalışır.



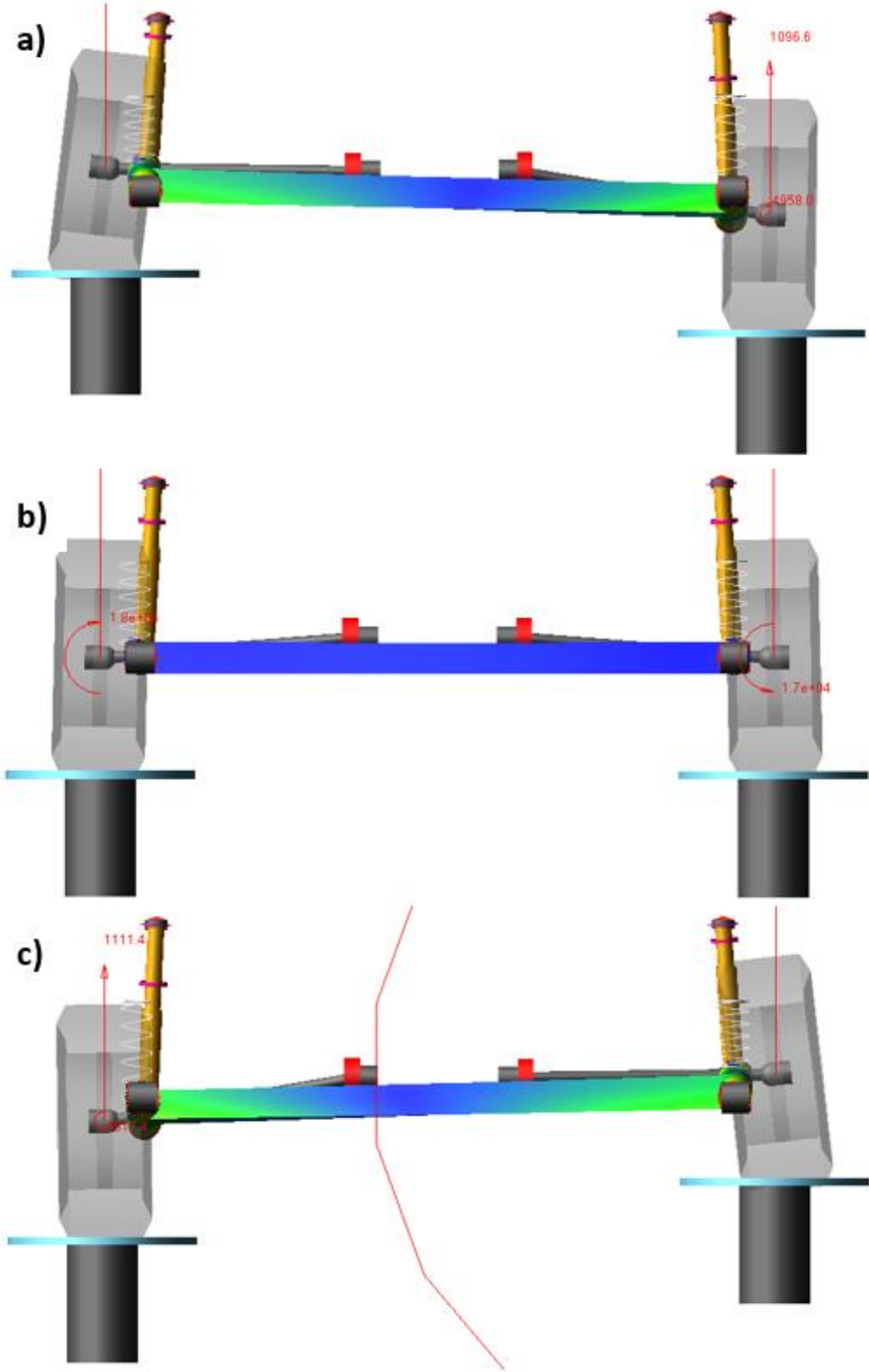
Şekil 3.14. Güvelerin ışık kaynağı etrafındaki spiral hareketi (Mirjalili, 2015b)

4. BULGULAR

Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi, burulma kirişi, taşıyıcı kollar, bağlantı burcu, yay ve amortisör temel parçalarından oluşmaktadır. Tez çalışmasının konusu olan yol tutuşuna her bir parametrenin etkisi farklı oranlarda olmaktadır. Bu kısımda ilk olarak burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin parçalarının yol tutuş parametreleri olan toe açısı ve kamber açısına olan etkileri incelenmiştir. Devamında etkin unsurlar ile tasarım çalışmaları yapılarak sonuçları karşılaştırılmış ve son olarak optimizasyon çalışmaları yürütülmüştür.

4.1. Burulma Kirişli Arka Aks süspansiyon Sisteminin Unsurlarının Etkilerinin İncelenmesi

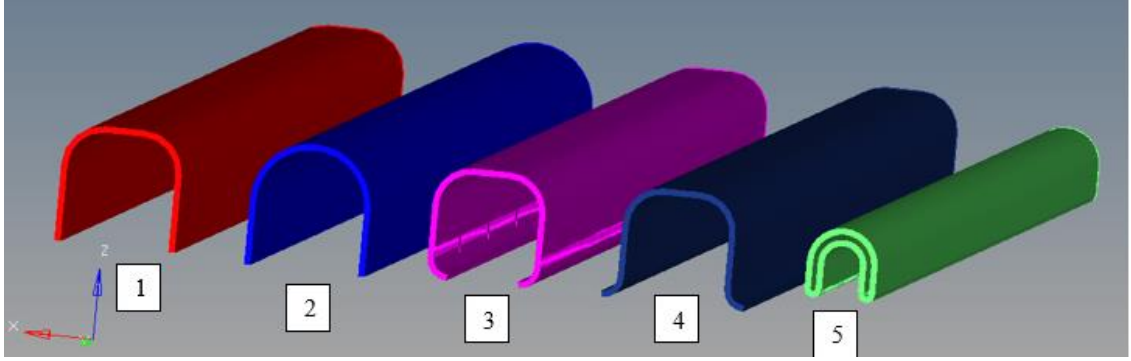
Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi, sistemin ana elemanı olan burulma kirişi, taşıyıcı kollar, yay, damper ve şasi bağlantı burcundan oluşmaktadır. Bu kısımda mekanik sistem dinamiği programı olan Adams/Car programı kullanılarak bu parçaların toe ve kamber açıları üzerindeki etkileri ± 60 mm zıt teker simülasyonu ile incelenmiştir. Zıt teker simülasyonlarında tekerlerin birisi +Z yönünde 60 mm hareket ederken diğer teker ise -Z yönünde 60 mm hareket etmektedir. Simülasyon sonuç görselleri Şekil 4.1'de verilmiştir. Simülasyon sonuçlarında sol tekerin başlangıç konumunda, en alt ve en üst konumdaki durumları verilmiştir.



Şekil 4.1. Adams/Car zıt teker simülasyon sonuç görselleri a) Sol teker Z yönünde +60 mm konumunda b) Sol teker Z yönünde 0 mm konumunda c) Sol teker Z yönünde -60 mm konumunda

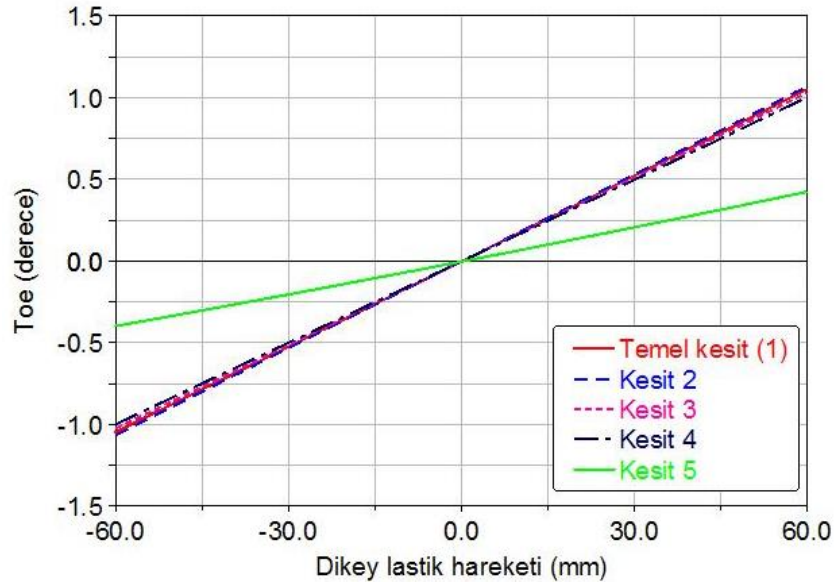
4.1.1. Burulma kirişi kesit analizi

Burulma kirişinin kesitinin toe ve kamber açıları üzerindeki etkilerini incelemek için Şekil 4.1’de verilen beş farklı kesit kullanılmış ve sonuçları incelenmiştir.

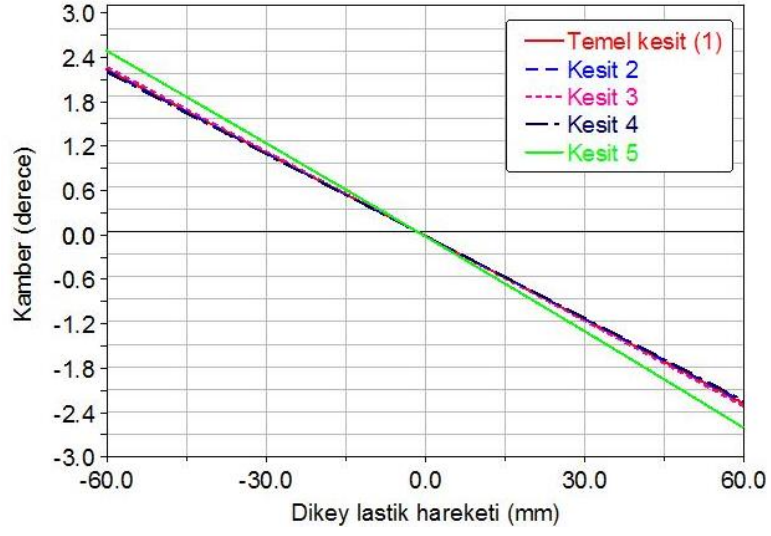


Şekil 4.2. Burulma kirişi kesitleri

Burulma kirişinin toe ve kamber açılarına etkileri Şekil 4.3 ve Şekil 4.4 de verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde toe açısına ve kamber açısına burulma kirişi kesitinin etkisinin olduğu görülmektedir.



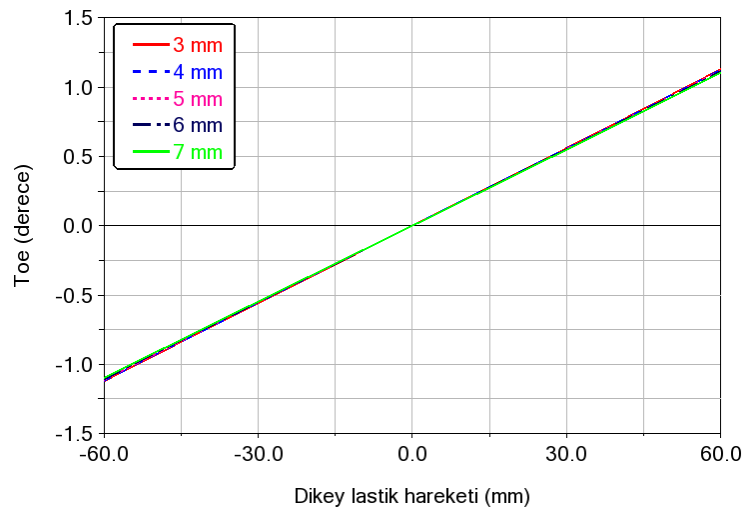
Şekil 4.3. Kesit değişiminin toe açısına etkileri



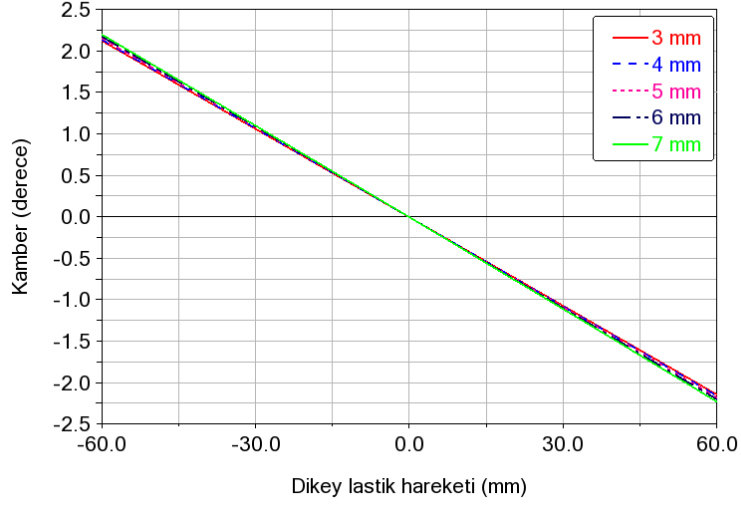
Şekil 4.4. Kesit değişiminin kamber açısına etkileri

4.1.2. Burulma kirişi kalınlık analizi

Burulma kirişinin kalınlığının etkisini incelemek için burulma kirişi kalınlığı 3 mm, 4 mm, 5 mm, 6 mm ve 7 mm olarak atanmış ve sonuçları incelenmiştir. Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da sırasıyla toe açısı ve kamber açısı değişim grafikleri verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde burulma kirişi kalınlık değişiminin toe ve kamber açıları üzerinde etkisinin olmadığı görülmektedir.



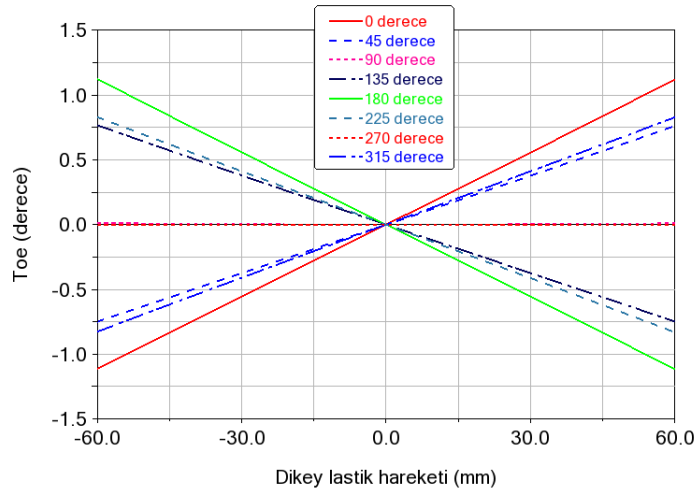
Şekil 4.5. Kalınlık değişiminin toe açısına etkileri



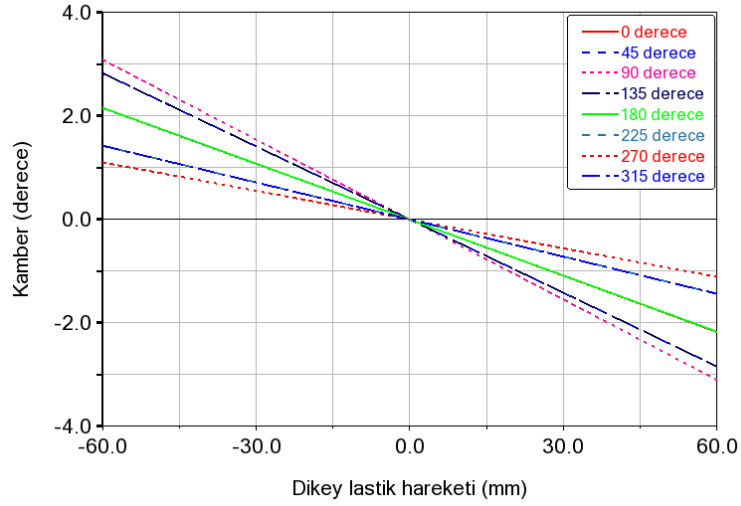
Şekil 4.6. Kalınlık değişiminin kamber açısına etkileri

4.1.3. Burulma kirişi yönelim analizi

Burulma kirişinin yönelimini incelemek amacıyla burulma kirişi 45 derece aralıklarla döndürülerek sonuçları incelenmiştir. Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de verilen sonuçlara göre hem toe açısının hem de kamber açısının kiriş yöneliminden etkilendiği görülmektedir. Toe açısı ve kamber açısının değişiminin nedeni sırasıyla toe ve kamberi etkileyen kayma merkezinin dikey ve boylamsal konumunun kiriş yönelimiyle değişiyor olmasıdır.



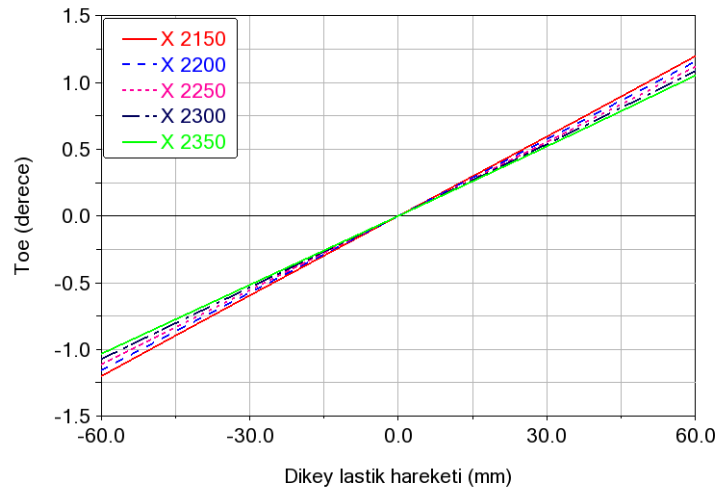
Şekil 4.7. Kiriş yönelim açısı değişiminin toe açısına etkileri



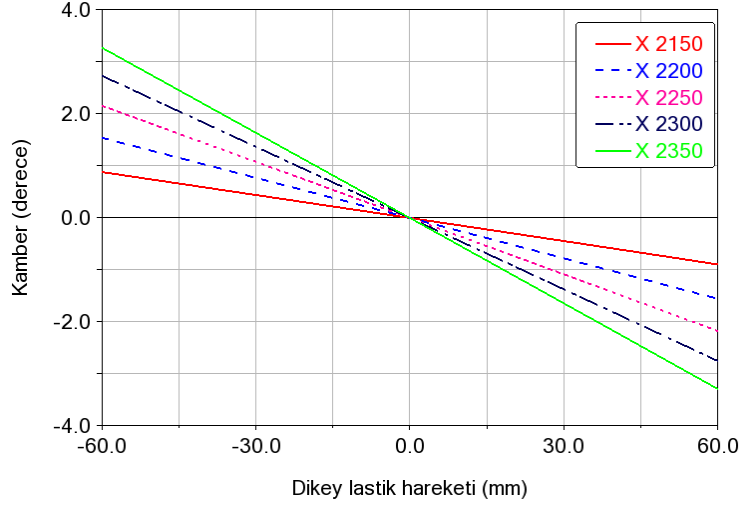
Şekil 4.8. Kiriş yönelim açısı değişiminin kamber açısına etkileri

4.1.4. Burulma kirişi X eksenini konum analizi

Burulma kirişinin X eksenindeki konumunun etkisini incelemek amacıyla başlangıçtaki X koordinatı 2250 olan burulma kirişi X ekseninde 2150 ve 2200 koordinatlarına ve ters yönde ise ise 2300 ve 2350 koordinatlarına yerleri değiştirilerek analizleri yapılmış ve sonuçları Şekil 4.9 ve Şekil 4.10.'da gösterilmiştir. Sonuçlara göre X eksenindeki konumun kamber açısına daha fazla etkisi olduğu görülmüştür.



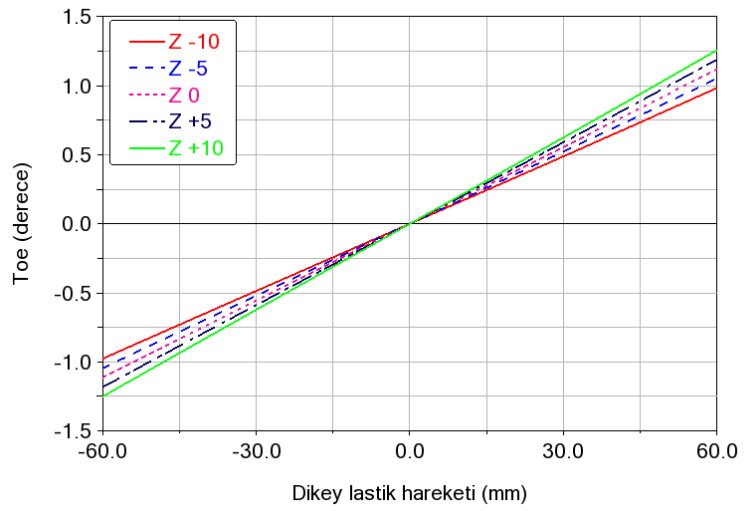
Şekil 4.9. Burulma kirişi X eksenini konumu değişiminin toe açısına etkileri



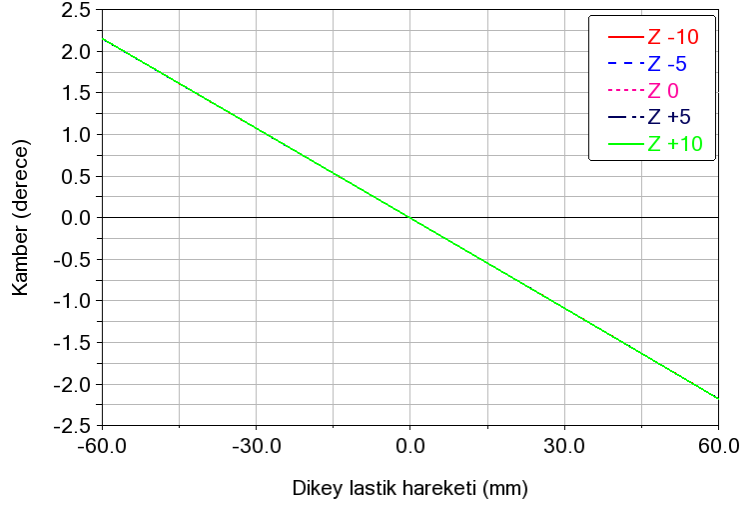
Şekil 4.10. Burulma kirişi X eksen konumu değişiminin kamber açısına etkileri

4.1.5. Burulma kirişi Z eksen konum analizi

Burulma kirişinin Z ekseninde ± 10 mm hareketi ettirilmesiyle elde edilen toe açısı ve kamber açısı sonuçları Şekil 4.11 ve Şekil 4.12’de görülmektedir. Şekilde göre Z eksenindeki değişimin kamber açısına etkisi olmamıştır. Fakat Z eksen değişiminden toe açısı büyük oranda etkilenmektedir.



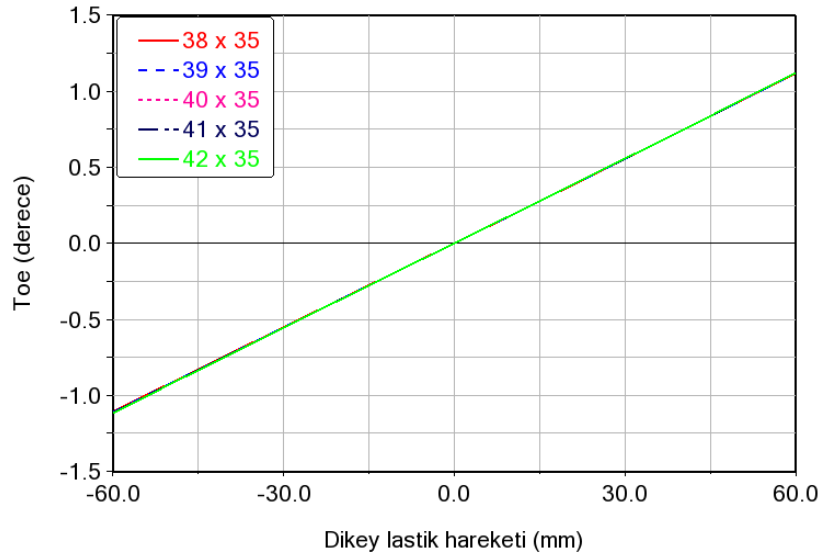
Şekil 4.11. Burulma kirişi Z eksen konumu değişiminin toe açısına etkileri



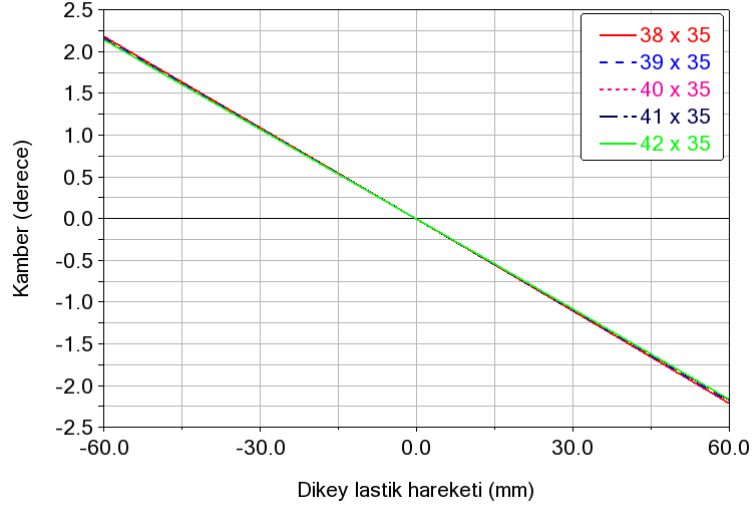
Şekil 4.12. Burulma kirişi Z eksen konumu değişiminin kamber açısına etkileri

4.1.6. Taşıyıcı kol kalınlık analizi

Daire kesitli kolun kalınlık analizinde dairenin dış çapı ± 1 mm değiştirilerek analizler yapılmıştır. Analiz sonuçları Şekil 4.13 ve Şekil 4.14’de görülmektedir. Analiz sonuçlarına göre taşıyıcı kolun sonuçlara bir etkisi bulunmamaktadır.



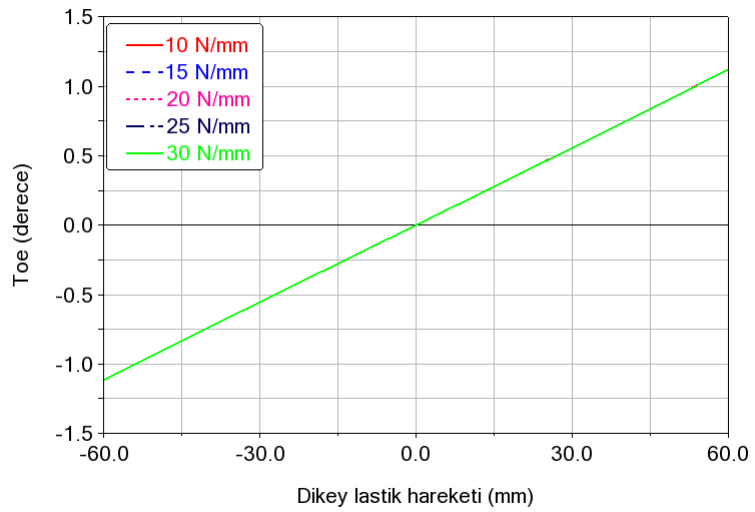
Şekil 4.13. Taşıyıcı kol kalınlık değişiminin toe açısına etkileri



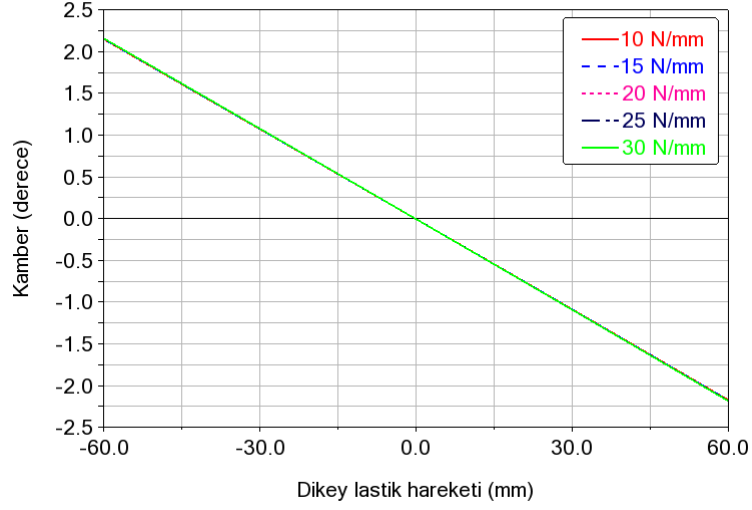
Şekil 4.14. Taşıyıcı kol kalınlık değişiminin kamber açısına etkileri

4.1.7. Yay katsayısı değişimi analizi

Yay katsayısının değişiminin incelenmesi için beş farklı yay katsayısı kullanılarak sonuçlar incelenmiştir. Toe açısı ve kamber açısı sonuçları sırasıyla Şekil 4.15 ve Şekil 4.16 da verilmiştir. Sonuçlara göre yay katsayısının bu iki parametreye bir etkisi görülmemiştir.



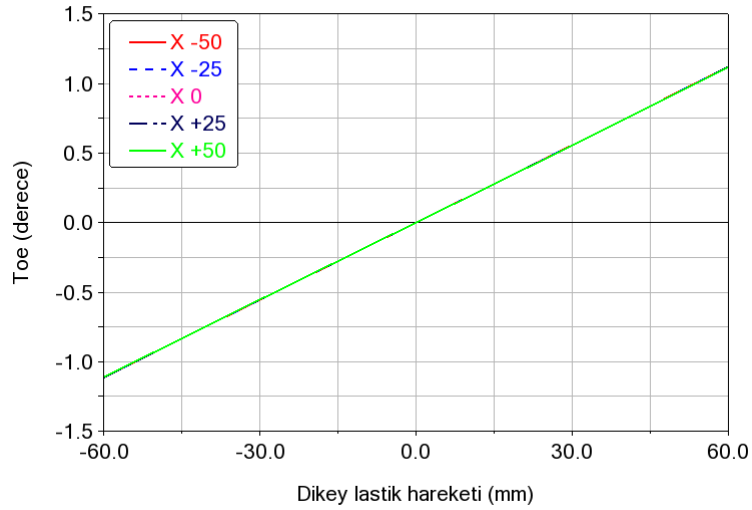
Şekil 4.15. Yay katsayısı değişiminin toe açısına etkileri



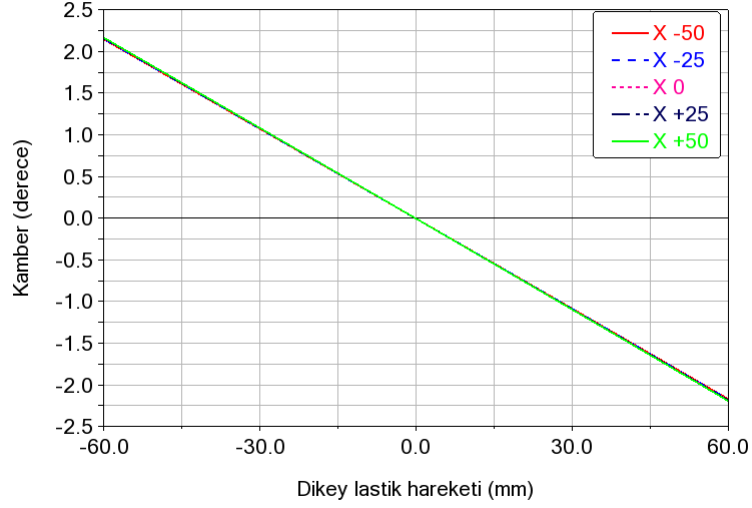
Şekil 4.16. Yay katsayısı değişiminin kamber açısına etkileri

4.1.8. Yay X eksenini konum analizi

Yay X ekseninde ilk haline göre ± 25 mm aralıklarla hareket ettirilerek analiz yapılmış ve sonuçları incelenmiştir. Şekil 4.17 ve Şekil 4.18’de verilen toe açısı ve kamber açısı sonuçlarına göre yayın X eksenindeki konumunun bu iki parametreye bir etkisi görülmemektedir.



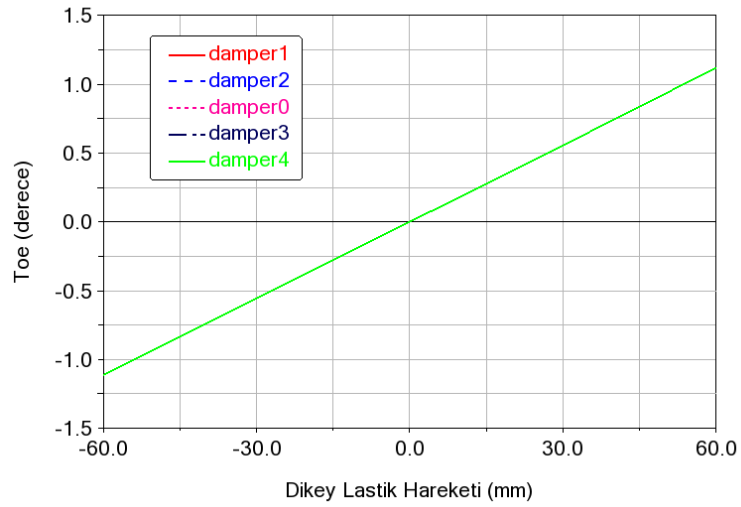
Şekil 4.17. Yay X eksenini konumu değişiminin toe açısına etkileri



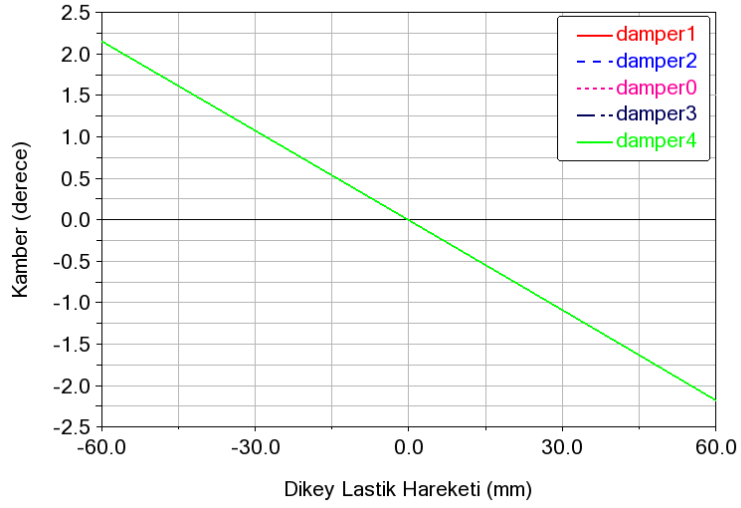
Şekil 4.18. Yay X eksenini konumu değişiminin kamber açısına etkileri

4.1.9. Damper sönümlenme katsayısı analizi

Damper sönümlenme katsayısı 0,5 kat aralıklarla değiştirilerek yapılan beş farklı analiz sonuçları Şekil 4.19 ve Şekil 4.20’de görölmektedir. Sonuçlar incelendiğinde damper sönümlenme katsayısının sonuçlara bir etki etmediği görölmektedir.



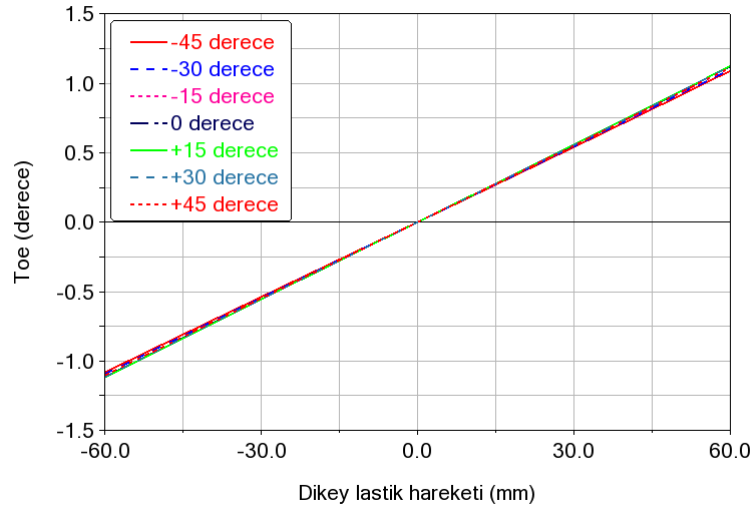
Şekil 4.19. Damper katsayısı değişiminin toe açısına etkileri



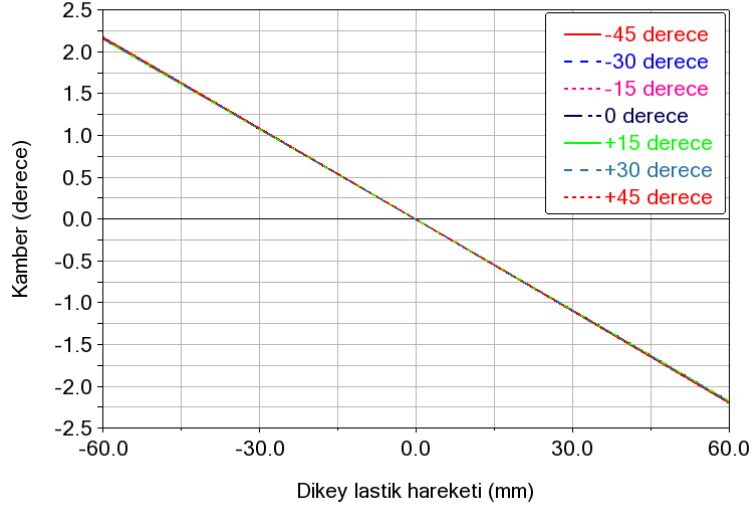
Şekil 4.20. Damper katsayısı değişiminin kamber açısına etkileri

4.1.10. Gövde bağlantı burcu açısı analizi

Gövde bağlantı burcu 15 derece aralıklarla döndürülerek toplam 7 farklı açıda analizleri yapılmıştır. Şekil 4.21 ve Şekil 4.22’de incelenen sonuçlara göre gövde bağlantı burcunun toe ve kamber açısına bir etkisi görülmemektedir.



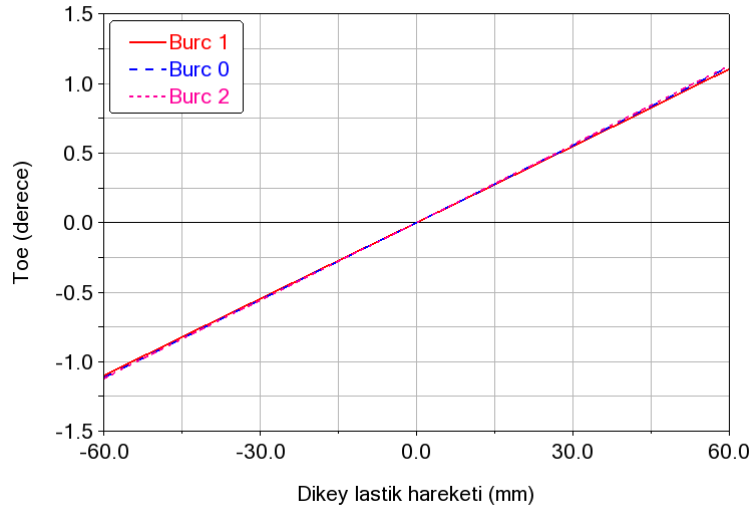
Şekil 4.21. Gövdeye bağlantı burcu açısının değişiminin toe açısına etkileri



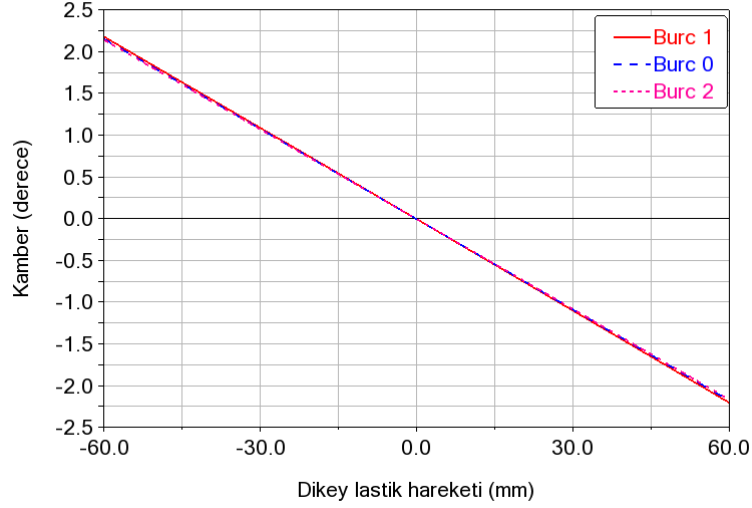
Şekil 4.22. Gövdeye bağlantı burcu açısının değişiminin kamber açısına etkileri

4.1.11. Gövdeye bağlantı burcu katsayı analizi

Gövde bağlantı burcunun 3 farklı sertliğine ait sonuçları Şekil 4.23 ve Şekil 4.24’de verilmiştir. Bu sonuçlara göre bağlantı burcunun katsayı değişiminin toe ve kamber açılarına etki etmediği görülmektedir.



Şekil 4.23. Gövdeye bağlantı burcu eğrisinin toe açısına etkileri



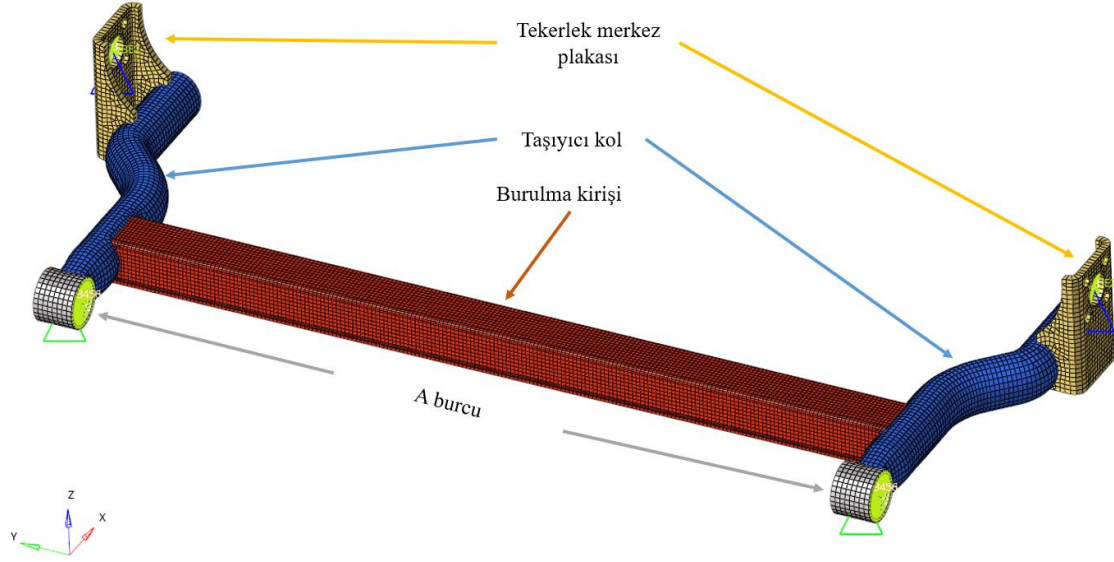
Şekil 4.24. Gövdeye bağlantı burcu eğrisinin kamber açısına etkileri

4.2. Değişken Burulma Kirişi Kesitine Sahip Süspansiyon Sistemlerinin İncelenmesi

Burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin parçalarının araç yol tutuş parametreleri olan toe açısı ve kamber açısı üzerindeki etkileri incelenmiştir. İncelemeler sonucunda en etkili parametreler burulma kirişinin kesiti, konumu ve yönelim açısı olarak görülmektedir. Burulma kirişleri bu süspansiyon sistemi ilk ortaya çıktığında sabit kesite sahip şekilde tasarlanıyordu. Fakat son zamanlarda değişken kesitli burulma kirişine sahip süspansiyon sistemleri kullanılmaya başlanmıştır. Tez çalışmasının bu kısmında değişken kesite sahip burulma kirişlerinin etkisini incelemiştir. Değişken kesite sahip burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi örnekleri bölüm 2’de verilmiştir.

Çalışmada kullanılan burulma kirişli süspansiyon sisteminin sonlu elemanlar modeli Şekil 4.25’de verilmiştir. Sonlu eleman modellenmesi oluşturulmasında HyperMesh ve sonlu eleman çözücüsü olarak OptiStruct (Altair, 2020) yazılımları kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modeli tekerlek merkez plakası, taşıyıcı kol, burulma kirişi, a burcu, a burcu merkezinde bushing eleman, a burcu ile a burcu merkezindeki bushing elemanı bağlayan rijit eleman ve tekerlek merkezinde bulunan rijit elemanlardan oluşmaktadır. A burcu merkezinde bushing elemanı bir boyutlu ‘bush’ eleman tipinde, ve rijit elemanlar bir

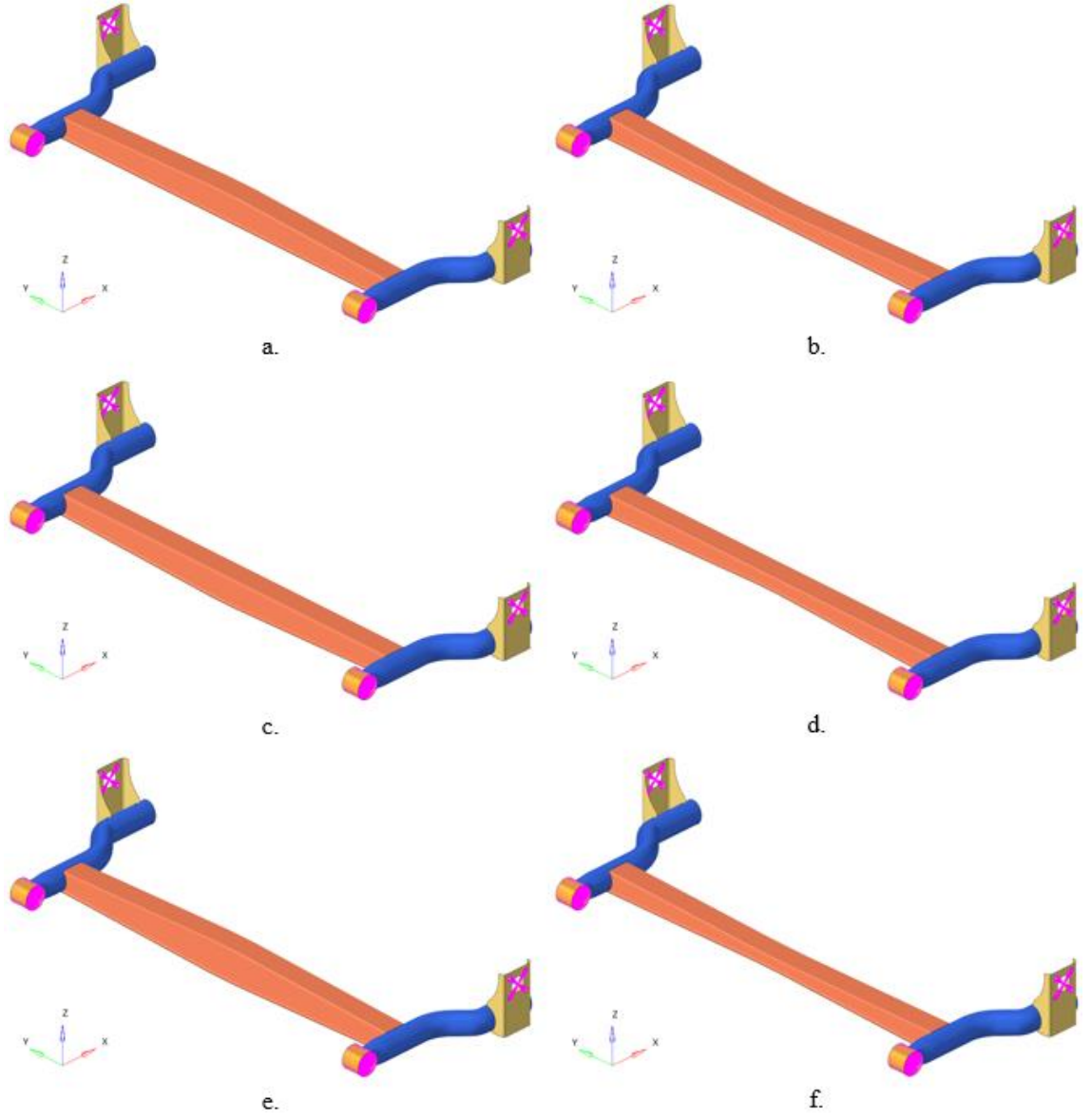
boyutlu ‘RBE2’ tipinde elemanlar ile modellenmiştir. Diğer parçalar için iki boyutlu elemanlar kullanılmıştır. Burulma kirişi için ortalama eleman boyutu 5 mm, diğer iki boyutlu parçalar için ise 6 mm olarak belirlenmiştir. Et kalınlıkları ise tekerlek merkez plakası için 10 mm, diğer iki boyutlu parçalar için 5 mm olarak tanımlanmıştır.



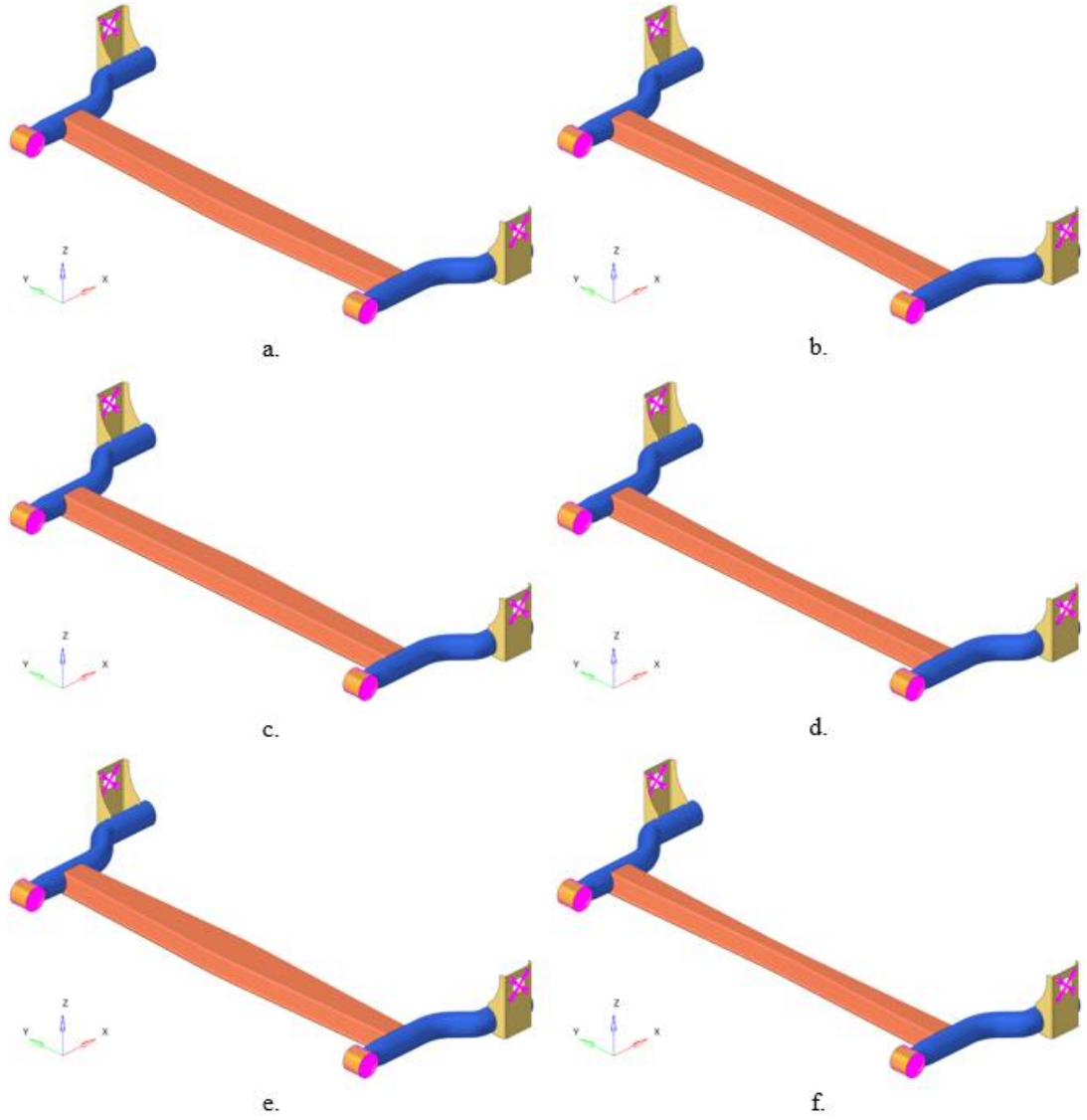
Şekil 4.25. Burulma kirişi süspansiyon sistemi sonlu elemanlar modeli

Burulma kirişli süspansiyon sisteminin kinematik performansını incelemek amacıyla literatürde en sık kullanılan yükleme şartları statik yükleme (Fichera ve ark. 2004) ve zıt tekerlek hareketi simülasyonlarıdır. Bu çalışmada ± 60 mm zıt tekerlek hareketi simülasyonları yapılarak süspansiyon sisteminin kinematik performansı incelenmiştir.

Değişken burulma kirişli süspansiyon sisteminin yol tutuş performansı üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla 12 farklı tasarım oluşturulmuştur. Bu tasarımların 6 tanesi burulma kirişinin Z eksenindeki yüksekliğiyle ilgili, diğer 6 tanesi ise burulma kirişinin X eksenindeki genişliği ile ilgili olarak oluşturulmuştur. Oluşturulan modeller Şekil 4.26 ve Şekil 4.27 de gösterilmiştir.

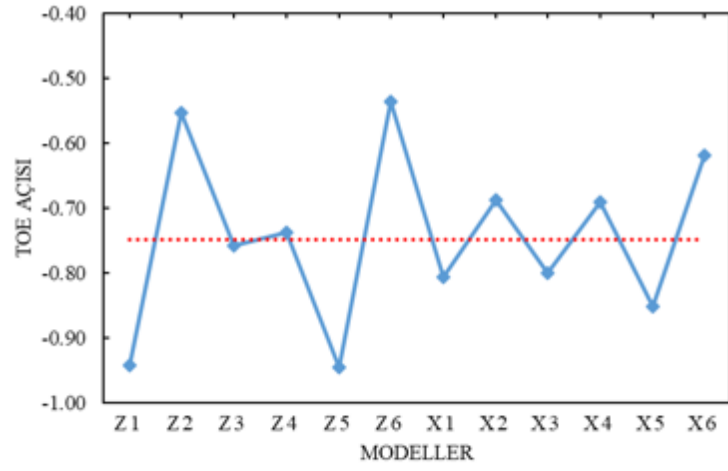


Şekil 4.26. Burulma kirişi Z ekseni kademeli modeller: a. Üst tarafı kademeli uzatılmış kiriş (Z1), b. Üst tarafı kademeli kısaltılmış kiriş (Z2), c. Alt tarafı kademeli uzatılmış kiriş (Z3), d. Alt tarafı kademeli kısaltılmış kiriş (Z4), e. Hem üst hem de alt tarafı kademeli uzatılmış kiriş (Z5), f. Hem üst hem de alt tarafı kademeli kısaltılmış kiriş (Z6)

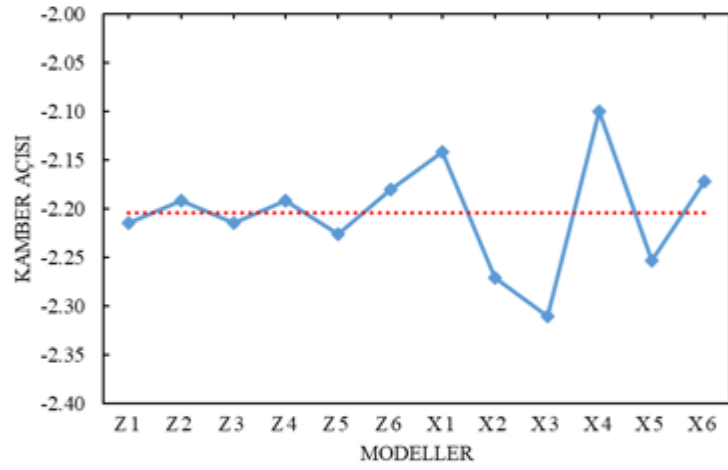


Şekil 4.27. Burulma kirişi X eksenli kademeli modeller: a. Ön tarafı kademeli uzatılmış kiriş (X1), b. Ön tarafı kademeli kısaltılmış kiriş (X2), c. Arka tarafı kademeli uzatılmış kiriş (X3), d. Arka tarafı kademeli kısaltılmış kiriş (X4), e. Hem ön hem de arka tarafı kademeli uzatılmış kiriş (Z5), f. Hem ön hem de arka tarafı kademeli kısaltılmış kiriş (Z6)

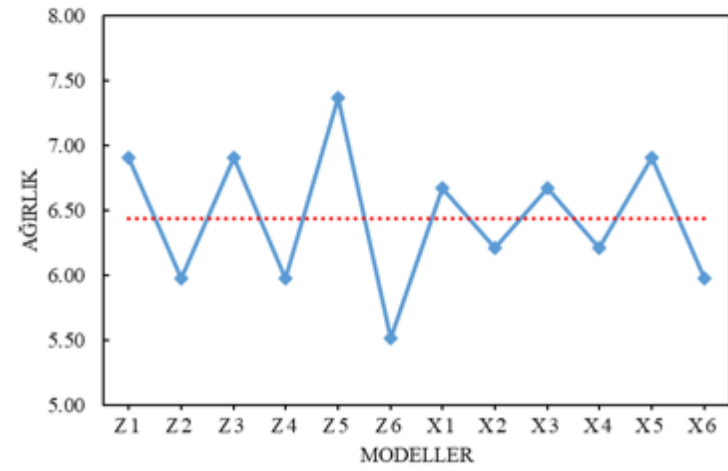
Kademeli kesite sahip burulma kirişi süspansiyon sistemleri ile sonlu elemanlar analizleri ile gerçekleştirilen zıt tekerlek hareketi simülasyonlarının toe açısı, kamber açısı sonuçları ve burulma kirişinin tekil ağırlık değerleri Şekil 4.28’de verilmiştir. Grafiklerde burulma kirişinin kademesiz ilk hal değerleri kırmızı kesikli çizgi ile belirtilerek kademe farklarının etkileri öne çıkarılmıştır.



a.



b.



c.

Şekil 4.28. Modellerin zıt tekerlek simülasyonu sonuçları: a. Toe açısı grafiği, b. Kamber açısı grafiği, c. Burulma kirişi tekil ağırlık grafiği

Toe açısı grafiği incelendiğinde ilk halde $-0,74^{\circ}$ olan toe açısı burulma kirişi modeline bağlı olarak $-0,54^{\circ}$ ile $-0,94^{\circ}$ arasında değişmektedir. Modeller incelendiğinde Z3 ve Z4 modelinin çok fazla toe açısına etki etmediği yani burulma kirişinin alt tarafının toe açısı üzerinde çok fazla etkisi olmadığı sđylenebilir. Diğer taraftan Z1 ve Z2'nin yksek oranda etki ettiği ve Z5 ile Z6 modellerindeki etkilerinde Z1 ve Z2 modellerinin temeli olan burulma kirişinin ust kısmındaki değişikliklerin etkili olduğu sđylenebilir. Burulma kirişinin genişliğinin etkisinin yksekliğinin etkisine gđre daha az olduğu yine grafikten okunabilmektedir.

Kamber açısı verileri incelendiğinde burulma kirişinin yksekliğinde yapılan değişikliklerin genişliğinde yapılan değişikliklere gđre etkisinin çok az olduğu sđylenebilir. En önemli unsurların ise burulma kirişinin arka tarafının genişliğinin değiştirilmesi olduğu grafikten elde edilebilmektedir. Başlangıç modelinde $-2,20^{\circ}$ olan kamber açısı değer X3 modelinde $-2,31^{\circ}$ ve X4 modelinde ise $-2,10^{\circ}$ değerlerine ulaşmaktadır.

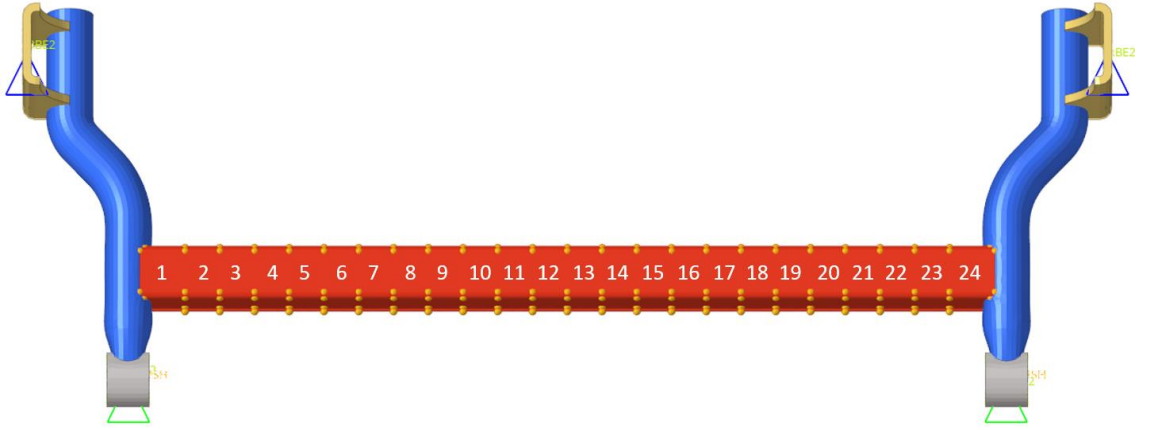
Burulma kirişinin tekil ağırlık grafiği incelendiğinde ise beklendiği üzere kısaltmalar ve daralmalarda ağırlık değer azalırken, uzatma ve genişletmelerde ağırlık değer artmaktadır. Başlangıç modelinde 6,44 kg olan burulma kirişinin tekil ağırlık değer incelenen modellerde en yksek 7,37 kg değerine Z5 modelinde en dđřuk değerine ise 5,51 kg ile Z6 modelinde ulaşmaktadır.

Bu sonuçlar ele alındığında tasarımcılar hem hafif hem de kendi kinematik performans isteklerine gđre burulma kirişi üzerinde kademeli ykseklik ve/veya genişlik ekleyebilirler. rnek olarak X6 ve Z6 modellerinde hem ağırlık değer azaltılmış hem de toe açısı ve kamber açısı değerleri yksetilmiştir.

4.3. Değişken Kesite Sahip Burulma Kirişli Arka Aks Süspansiyon Sistemi Optimizasyonu

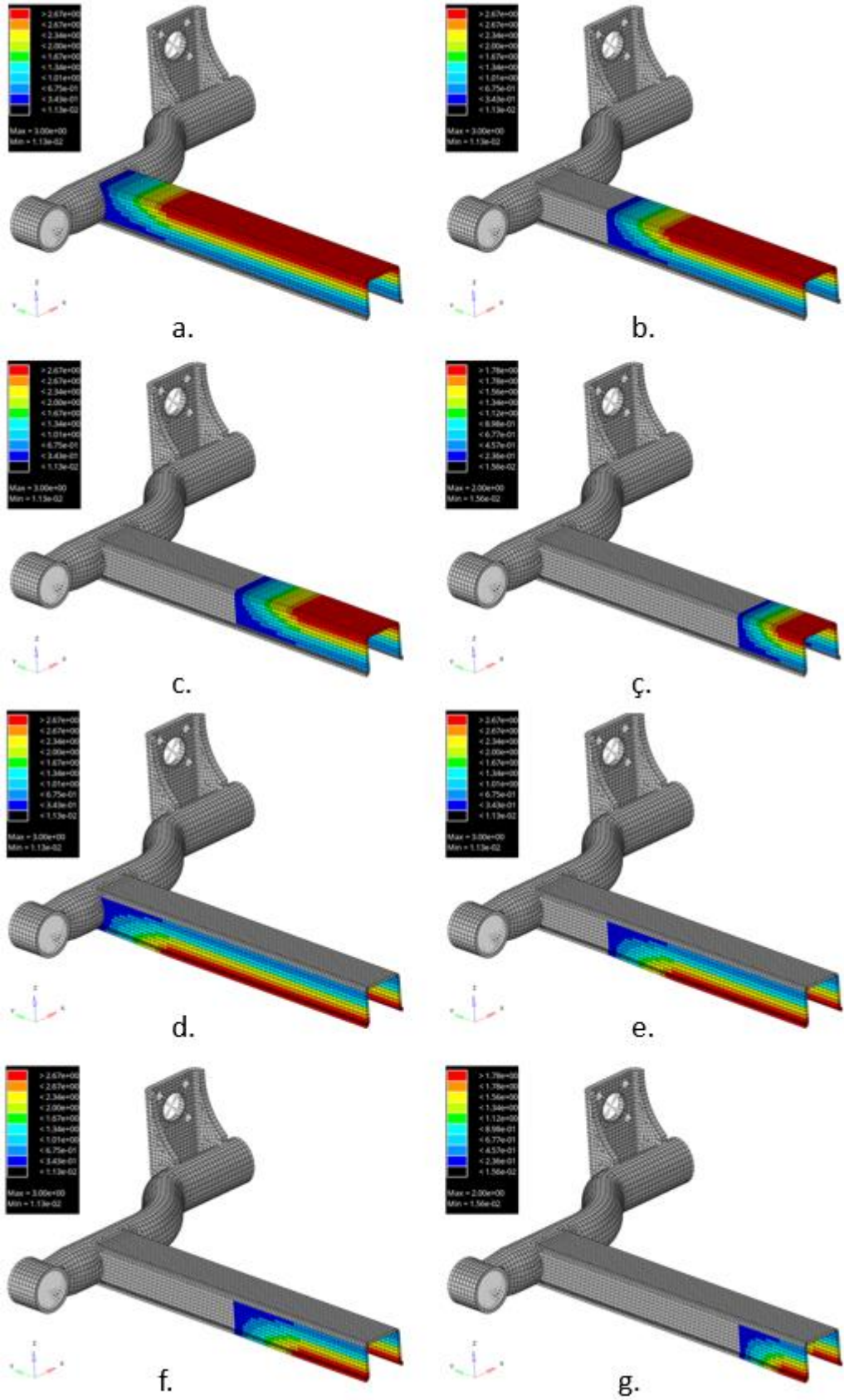
Önceki kısımda 6 farklı değişken kesitli burulma kirişine sahip burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin toe açısı, kamber açısı ve ağırlık üzerindeki etkileri incelenmiştir. İnceleme sonucunda değişken kesitin sonuçlar üzerinde büyük etkilerinin olduğu görülmüştür. Bu kısımda ise burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin performansını arttırmak amacıyla değişken kesite sahip burulma kirişi optimizasyonu sunulmuştur.

Optimizasyon çalışması bir önceki modelde anlatılan sonlu elemanlar modeli kullanılarak ve zıt teker hareketi yapılarak gerçekleştirilmiştir. Sadece burulma kirişi üzerinde tasarım değişkeni oluşturmak için kiriş 24 parçaya bölünmüş ve bu parçalar üzerinden tasarım değişkenleri oluşturulmuştur (Şekil 4.29).

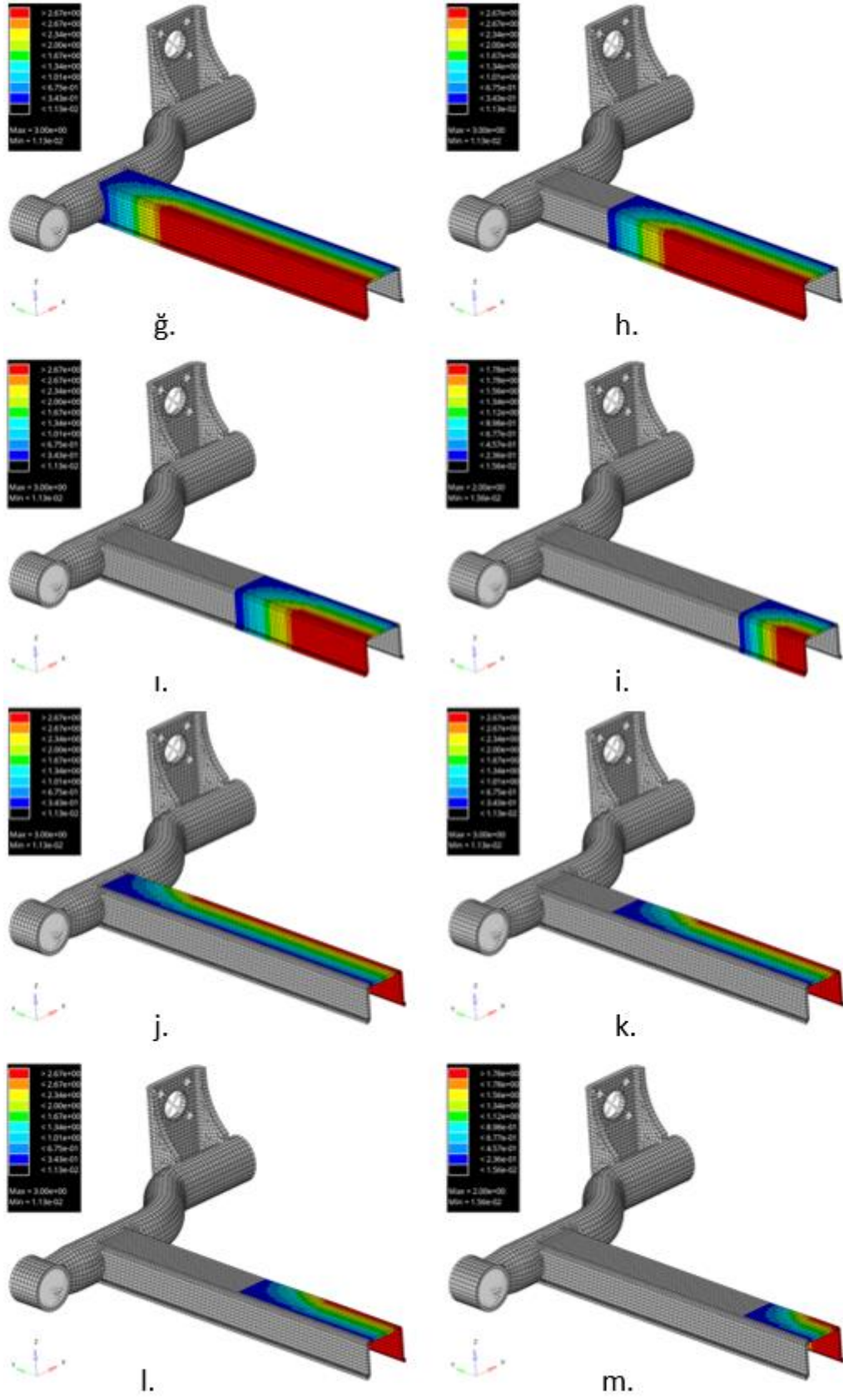


Şekil 4.29. Tasarım değişkeni bölgeleri

Tasarım değişkenleri Şekil 4.30'da gösterilmiştir. Burada tasarım değişkenleri bölgelerdeki boyut değişimi olarak verilmiştir. Tasarım değişkenleri olan bölgeler değişken boyutuna göre renklendirilmiş değişken olmayan kısımlar ise gri renkte gösterilmiştir. Tasarım değişkenlerinin alt üst limitleri ve eksenleri Çizelge 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.30. Tasarım değişkenleri



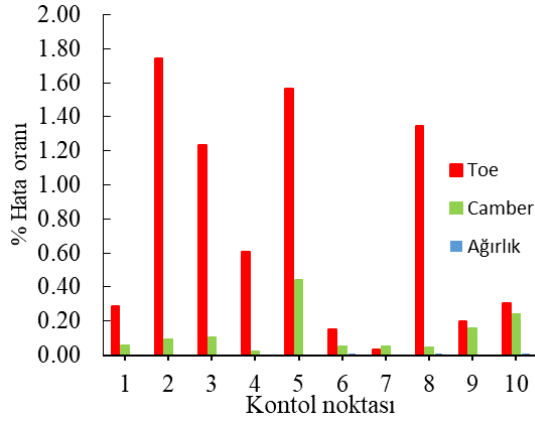
Şekil 4.30. Tasarım değişkenleri (devam)

Çizelge 4.1. Tasarım değişkeni tanımlamaları ve alt üst limit değerleri

Tasarım değişkeni	Yön	Alt limit (mm)	Üst limit (mm)
TD1	Z	-4,5	+4,5
TD2	Z	-4,5	+4,5
TD3	Z	-4,5	+4,5
TD4	Z	-3,0	+3,0
TD5	Z	-4,5	+4,5
TD6	Z	-4,5	+4,5
TD7	Z	-4,5	+4,5
TD8	Z	-3,0	+3,0
TD9	X	-4,5	+4,5
TD10	X	-4,5	+4,5
TD11	X	-4,5	+4,5
TD12	X	-3,0	+3,0
TD13	X	-4,5	+4,5
TD14	X	-4,5	+4,5
TD15	X	-4,5	+4,5
TD16	X	-3,0	+3,0

Değişken kesite sahip burulma kirişi optimizasyonu çalışmasında amaç olarak ağırlık hafifletme belirlenmiştir. Kısıtlar olarak ise toe ve kamber açılarının başlangıçtaki değerlerinin $\pm\%$ 10 aralığında kalması olarak belirlenmiştir. Tasarım değişkeni sayısının çok olması nedeniyle metamodelleme yöntemi kullanılarak optimizasyon çalışması yürütülmüştür. En küçük kareler regresyon yöntemi kullanılarak amaç ve kısıt fonksiyonlarının denklemleri elde edilmiştir. En küçük kareler regresyonu için gereken deney tasarımı ise Latin hiperküp yöntemi ile oluşturulan 169 adet analiz ile elde edilmiştir.

En küçük kareler regresyon yöntemiyle elde edilen denklemlerin doğruluğunu test etmek amacıyla Latin hiperküp yöntemiyle 10 adet yeni kontrol noktası oluşturulmuştur. Oluşturulan bu noktalar hem sonlu elemanlar analizine tabi tutulmuş hem de elde edilen denklemler ile sonuçları hesaplanarak denklemlerin hataları Şekil 4.31’ de verilmiştir.



Şekil 4.31. Metamodel hata oranları

Hata oranı aşağıdaki formül ile hesaplanmıştır:

$$Hata\ oranı = |(f_{SE} - f_{Meta})/f_{SE}| \quad (4.1)$$

burada f_{SE} sonlu elemanlar analizi sonucu, f_{Meta} ise metamodel ile elde edilen formülle elde edilen sonuçları temsil etmektedir. Hata oranları incelendiğinde bütün parametreler için hata oranları % 2'nin altında kalmıştır ve metamodelerin güvenilirliğinin yüksek olduğu söylenebilir.

EKK yöntemi ile elde edilen uygun metamodeler optimizasyona tabi tutulmuştur. Bu çalışmada burulma kirişli süspansiyon sistemi KAO, GA ve GAO yöntemleri kullanılarak optimize edilmiştir. Aynı zamanda bu yöntemler sonuç kalitesi, güvenilirlik ve yakınsama hızı bakımından kıyaslanmıştır. Kıyaslamaların yapılabilmesi için optimizasyon problemi her üç yöntem ile 50 defa çözdürülmüştür. Kıyaslamaların aynı şartlarda olması için her üç optimizasyon yöntemi içinde birey sayısı 100 ve maksimum iterasyon sayısı 1000 olarak seçilmiştir.

Çizelge 4.2'de optimizasyon yöntemlerinin kıyaslamaları verilmiştir. Tabloda her üç optimizasyon yöntemi için en iyi, ortalama, en kötü değer ve standart sapma değerleri verilmiştir. Veriler incelendiğinde GAO yönteminin bütün parametreler açısından en iyi değerlere sahip olduğu görülmektedir. GA ise en iyi değer hariç diğer parametreler açısından KAO yönteminden daha iyi sonuçlar vermiştir.

Çizelge 4.2. Optimizasyon sonuçları

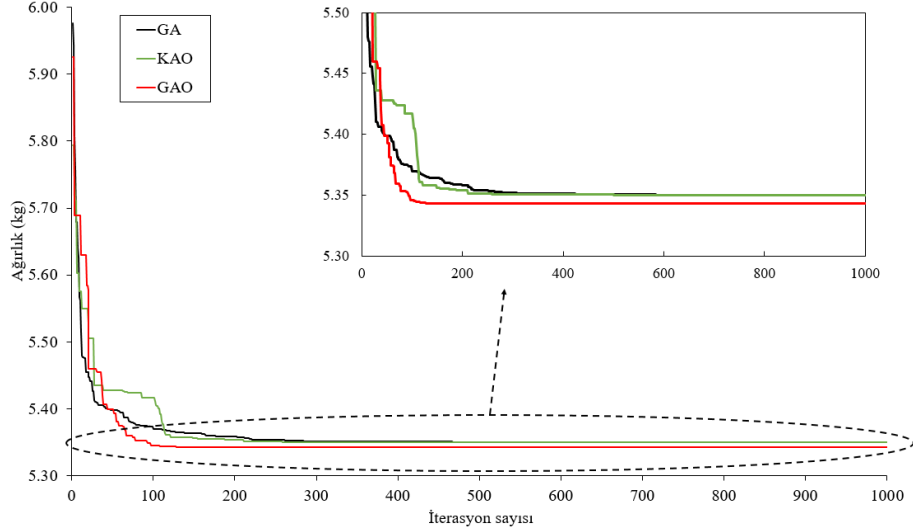
Yöntem	En iyi değer	Ortalama değer	En kötü değer	Standart sapma
GA	5,3498735946	5,3875887168	5,4526888907	0,02064
KAO	5,3497513266	5,3897306048	5,4575719872	0,02553
GAO	5,3428506891	5,3485715695	5,4137645530	0,01264

Her bir optimizasyon yöntemi için yapılan 50 optimizasyon içerisindeki en iyi optimizasyona ait tasarım değişkeni verileri, amaç fonksiyonu değerleri, optimum değerleri, sonlu elemanlar analizi sonucu ve bağıl hata değerleri Tablo 4.3’de verilmiştir. Bağıl hatalar incelendiğinde hataların çok küçük olduğu görülmektedir. Burulma kirişinin ilk ağırlığı 6,44 kg’dır. En iyi sonucu veren GAO optimizasyonu ile ilk tasarıma göre % 17 oranında daha hafif bir burulma kirişi tasarımı elde edilmiştir.

Çizelge 4.3. Optimizasyonların verdiği en değerler

	Yöntem	GA	KAO	GAO
Tasarım değişkeni	TD 1	-0,735	-1,279	-0,992
	TD 2	1,500	1,500	1,500
	TD 3	1,405	1,500	1,500
	TD 4	1,490	1,477	1,500
	TD 5	-1,500	-1,500	-1,500
	TD 6	-1,500	-1,500	-1,500
	TD 7	-1,500	-1,500	-1,500
	TD 8	-1,500	-1,500	-1,500
	TD 9	-1,500	-1,500	-1,500
	TD 10	-1,500	-1,500	-1,500
	TD 11	-1,314	-0,124	-1,500
	TD 12	-1,488	-0,224	1,500
	TD 13	-1,500	-1,500	-1,500
	TD 14	-1,408	-1,500	-1,500
	TD 15	-0,259	-0,041	0,056
	TD 16	-1,478	1,009	-1,496
Ağırlık (g)	Optimum	5,350	5,350	5,343
	SEY	5,351	5,351	5,345
	% Hata	0,02	0,02	0,03

Optimizasyon algoritmalarının yakınsama hızı grafikleri Şekil 4.32’de verilmiştir. Yakınsama hızı grafikleri her bir optimizasyon yöntemi ile yapılan 50 optimizasyondan en iyi amaç fonksiyonunu veren denemenin eğrileridir. GAO yöntemi diğer iki yöntemle göre çok daha hızlı yakınsamakta ve daha iyi değer vermektedir. KAO yöntemi ise GA dan biraz daha önce yakınsarken en iyi değerleri birbirine çok yakındır.



Şekil 4.32. Optimizasyon algoritmalarının yakınsama eğrileri

Sonuç olarak, bu kısımda değişken kesite sahip burulma kirişli arka süspansiyon sisteminin optimizasyonu çalışılmıştır. Sistemin en önemli parçası olan burulma kirişine kiriş kesiti boyunca 16 adet tasarım değişkeni uygulanmıştır. Latin hiperküp yöntemi ile 169 tasarım noktası ile tasarım uzayı oluşturulmuştur. En küçük kareler metamodelleme yöntemi ile oluşturulan tasarım uzayında optimizasyonun amaç ve kısıt fonksiyonları olan ağırlık, toe açısı ve kamber açısının fonksiyonları elde edilmiştir. Fonksiyonlar GA, KAO ve GAO yöntemleri ile optimize edilmiştir. Ayrıca optimizasyon yöntemleri sonuç kalitesi, güvenilirlik, ve yakınsama hızı bakımından kıyaslanmıştır. Kıyaslama için her bir yöntem 50 kez koşturulmuştur. GAO bütün parametreler açısından en iyi sonucu veren optimizasyon yöntemi olarak görülmüştür. GAO ile yapılan optimizasyon sonucunda oluşan yeni burulma kirişi ilk tasarıma göre % 17 oranında daha hafiftir. Yapılan çalışma sonucunda burulma kirişi optimizasyonunda kesit boyunca verilen tasarım değişkenlerinin optimizasyon kısıtlarını sağlayarak burulma kirişini hafifletmede uygun bir yöntem olduğu ortaya koyulmuştur.

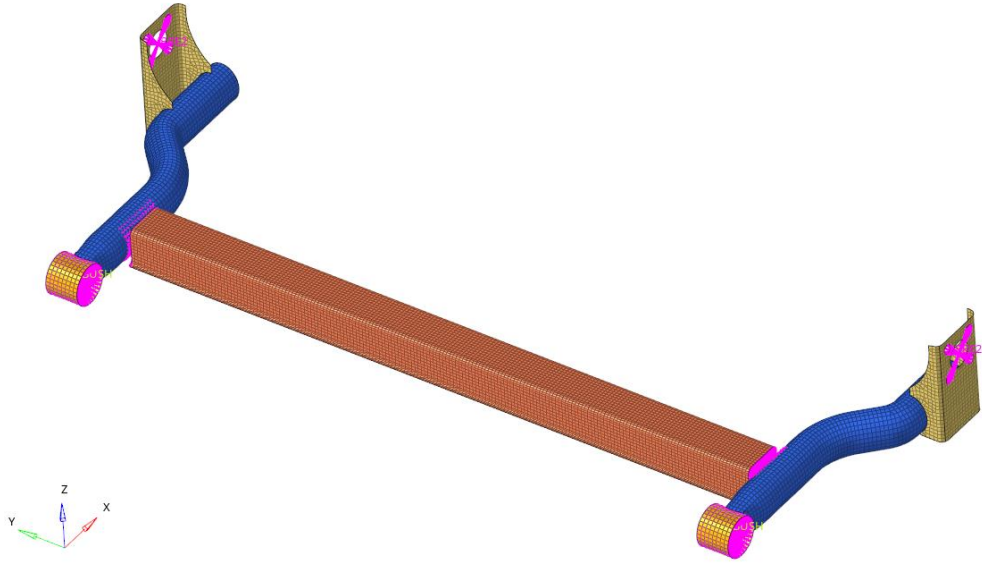
4.4. Basitleştirilmiş Burulma Kirişli Arka Aks Süspansiyon Sistemi Optimizasyonu

Önceki kısımlarda burulma kirişli süspansiyon sistemi parçalarının toe açısı ve kamber açısı üzerindeki etkileri incelenmiş ve en önemli parametrelerin burulma kirişinin kesiti, yönelim açısı ve konumu olduğu ortaya koyulmuştur. Literatür ve araç üreticilerinin son zamanlardaki tasarımlarında ise değişken kesitli burulma kirişlerinin ön plana çıktığı görülmektedir. Bu nedenle değişken kesitli burulma kirişi tasarımları incelenmiş ve toe açısı, kamber açısı ve ağırlık üzerinde büyük oradan etkili olduğu görülmüştür. Devamında ise değişken kesitli burulma kirişe sahip burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi optimizasyonu yapılmıştır. Tezin bu aşamasında ise burulma kirişi için önemli olan burulma kirişi yönelimi, konumu ve burulma kirişi kesitinin detaylı incelemelerinden oluşan daha kapsamlı bir optimizasyon modeli sunulacaktır. Bu optimizasyona basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi optimizasyonu ismi verilmiştir. Bu optimizasyon modeli ile araç tasarımının ilk aşamalarında çok hızlı bir şekilde konsept olarak burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin temel özellikleri ortaya koyulabilecektir.

Burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin eniyilenmesi için en uygun parametreler bir önceki kısımda detaylı olarak anlatılmıştır. Bu parametreler göz önüne alındığında en önemli unsur burulma kirişinin kesiti, burulma kirişinin yönelim açısı ve konumudur. Literatür incelendiğinde bu parametrelerin ayrı ayrı incelendiği örnekler bulunmasına rağmen hepsinin bir arada bulunduğu bir çalışma yoktur. Tez çalışmasında bu kısımda ise bütün bu parametrelerin ortak olarak kullanıldığı bir optimizasyon modeli ortaya konulmuştur. Burulma kirişinin yönelim açısını değiştirmek için her seferinde tekrar tekrar sonlu elemanlar modellenmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu durum hem zahmetli hem de parametrik tasarımı çok zor hale getirmektedir. Bu nedenle burulma kirişinin yönelim açısı değiştiğinde sonlu elemanlar modelinin bozulmadan analize sokulabileceği bir sonlu elemanlar modeline ihtiyaç duyulmaktadır. Problemin üstesinden gelebilmek amacıyla burulma kirişi ile taşıyıcı kollar arasına bağlantı burcu konulmuştur. Bağlantı burcu, burulma kirişinden ve taşıyıcı koldan gelen RBE3 elemanların ucuna bağlanarak her iki parçanın da etkisini birbirlerine aktarmaktadır. Aynı zamanda burulma kirişinin yönelimine bağlı olarak sonlu elemanlar modelinin tekrar modellenmesi gerekliliğini ortadan kaldırmaktadır.

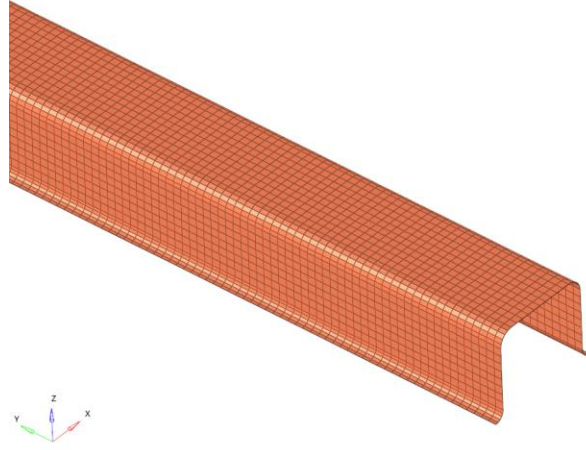
4.4.1. Basitleştirilmiş optimizasyon sonlu elemanlar modeli

Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi temel olarak burulma kirişi, taşıyıcı kollar, tekerlek bağlantı gövdesi, şasi bağlantı burcu, şasi bağlantı burcu gövdesi, burulma kirişi ile taşıyıcı kolu bağlayan bağlantı burcu, RBE2 bağlantı elemanları ve sınır şartlarını tanımlamak için oluşturulan kısıtlayıcılardan oluşmaktadır. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin sonlu elemanlar modeli Şekil 4.33’de verilmiştir. Her bir parçanın detaylı olarak anlatımı ilerleyen kısımlarda verilmiştir.



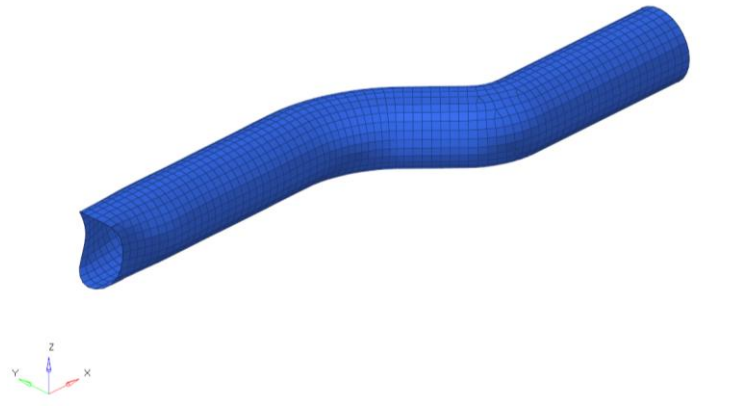
Şekil 4.33. Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi sonlu elemanlar modeli

Burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin burulma kirişi Şekil 4.34’de gösterilmiştir. Kesit 5 mm ortalama eleman boyutunda 2 boyutlu quad4 elemanlar ile modellenmiştir. Kesitin kıvrımlı bölgeleri ise daha iyi sonuç vermesi için eleman boyutu küçültülerek kıvrım boyunca 5 adet eleman olacak şekilde modellenmiştir. Quad4 elemanlar OptiStruct çözücüsünde kullanılan 4 adet düğüm noktasına sahip birinci dereceden, dörtgen şekle sahip 2 boyutlu elemanlardır. Bu eleman tipleri genellikle otomotivde araç gövdesi, kiriş elemanlar gibi kalınlığı değişmeyen parçaların sonlu elemanlarının modellenmesinde kullanılırlar. Burulma kirişi toplam 8832 düğüm noktası ve 9072 adet elemandan oluşmaktadır.



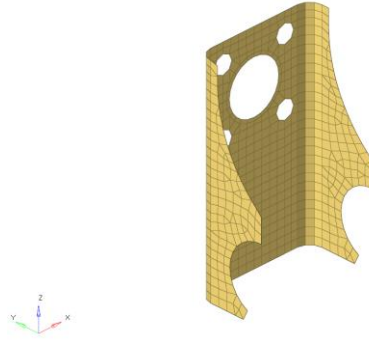
Şekil 4.34. Burulma kirişi sonlu elemanlar modeli

Taşıyıcı kollarda burulma kirişleri gibi quad4 eleman tipi ile modellenmiştir. Bu modelde ortalama eleman boyutu 5 mm olarak tanımlanmıştır. Taşıyıcı kollar her iki tarafta bulunmakta ve önce bir kol oluşturulup daha sonra diğer kol aynalama yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Aynalama yöntemi oluşturulan bir modelin belirlenen bir eksen yönünde belirlenen bir noktaya bağlı olarak aynalaması ile var olan modelin aynısının elde edilmesi işlemidir. Her bir taşıyıcı kol 2146 düğüm noktası ve 2126 adet elemandan oluşmaktadır. Taşıyıcı kolun sonlu elemanlar modeli Şekil 4.35’de gösterilmiştir.



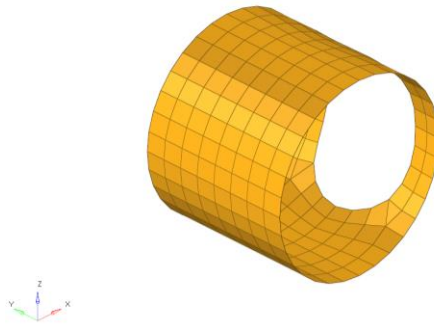
Şekil 4.35. Taşıyıcı kol

Tekerlek bağlantı gövdesi de quad4 2 boyutlu eleman tipi ile modellenmiştir. Modelleme için ortalama eleman boyutu 5 mm olarak seçilmiştir. Taşıyıcı kolda olduğu gibi aynalama yöntemi kullanılarak her iki taraftaki modelinde aynı olması sağlanmıştır. Her bir tekerlek bağlantı gövdesi toplam 737 düğüm noktası ve 676 adet elemandan oluşmaktadır. Tekerlek bağlantı gövdesinin sonlu elemanlar modeli Şekil 4.36'da gösterilmiştir.



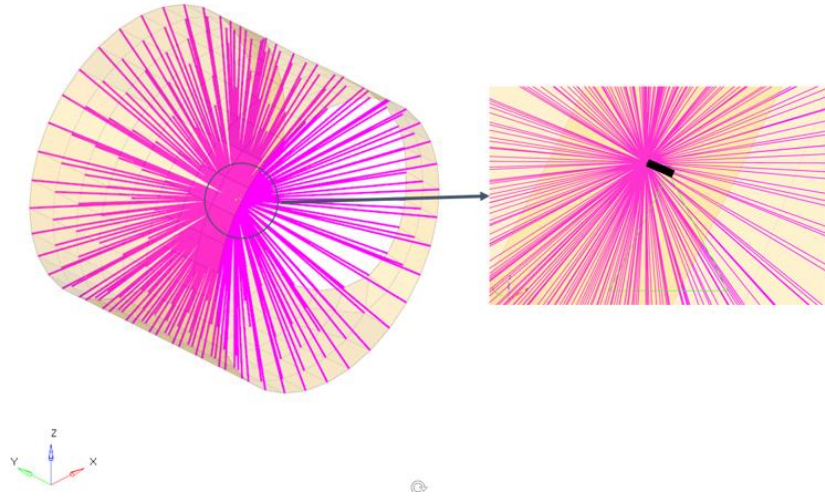
Şekil 4.36. Tekerlek bağlantı gövdesi

Şasi bağlantı burcu gövdesinde her yerinde kalınlığı aynı olması sebebiyle 2 boyutlu quad4 elemanlarla modellenmiştir. Ortalama eleman boyutu 5 mm olarak seçilmiştir. Bu parçada her iki taraf için simetrik olması nedeniyle ilk taraf oluşturulduktan sonra aynalama yöntemi kullanılarak diğer tarafa kopyası aktarılmıştır. Her bir şasi bağlantı burcu gövdesi toplam 271 adet düğüm noktası ve 228 adet elemandan oluşmaktadır. Şasi bağlantı burcu gövdesinin sonlu elemanlar modeli Şekil 4.37'de gösterilmiştir.



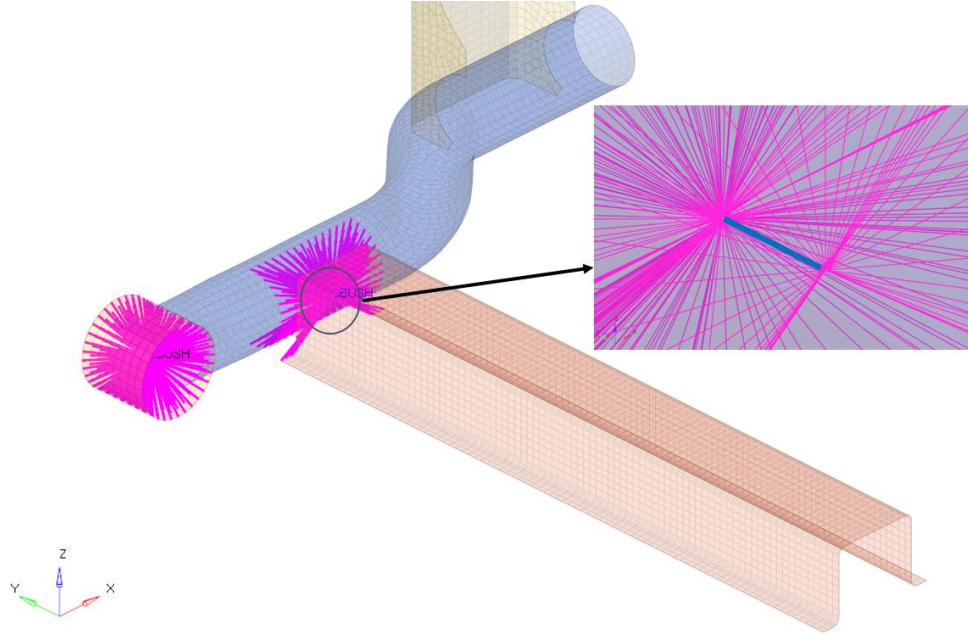
Şekil 4.37. Şasi bağlantı burcu gövdesi

Şasi bağlantı burcu, şasi ile burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin bağlantısını sağlayan burcu temsil etmektedir. 1 boyutlu olarak modellenen burç için CBUSH tipi eleman seçilmiştir. Her iki tarafta da bulunan bağlantı burcunun her biri tek eleman ile modellenmiştir. Şasi bağlantı burcunun sonlu elemanlar modeli Şekil 4.38’de gösterilmiştir. Burada 1 boyutlu burç şasi bağlantı burç gövdesi ile kısıtlayıcı sınır şart arasında tanımlanmıştır.



Şekil 4.38. Şasi bağlantı burcu

Burulma kirişi ile taşıyıcı kolu bağlayan bağlantı burcu Şekil 4.39’da gösterilmiştir. Bağlantı burcu bu tez çalışmasındaki en önemli yeniliktir. Normal bağlantı şartında burulma kirişi ile taşıyıcı kol direkt olarak birbirine bağlanacak ve burulma kirişinin optimizasyon aşamasındaki şekil değişikliklerinde taşıyıcı kolun elemanlarının kalitesi bozulacak ve geometriden sapacaktır. Bu durumu ortadan kaldırmak için bağlantı burcu modele eklenmiştir. Bağlantı burcu iki RBE2 eleman arasında tanımlanmıştır. RBE2 elemanlardan birisi taşıyıcı koldan gelirken diğeri ise burulma kirişinden gelmektedir. Her iki RBE2 elemanın merkezi ise bağlantı burcu ile bağlanmıştır. Bu sayede optimizasyon aşamasında tasarım değişimlerine uğrayan burulma kirişi bilgileri RBE2 üzerinden aktaracak ve taşıyıcı kol üzerinde herhangi bir bozulmaya neden olmayacaktır. Bağlantı burcu 1 boyutlu CBUSH eleman tipinde modellenmiştir.



Şekil 4.39. Burulma kirişi ile taşıyıcı kolu bağlayan bağlantı burcu

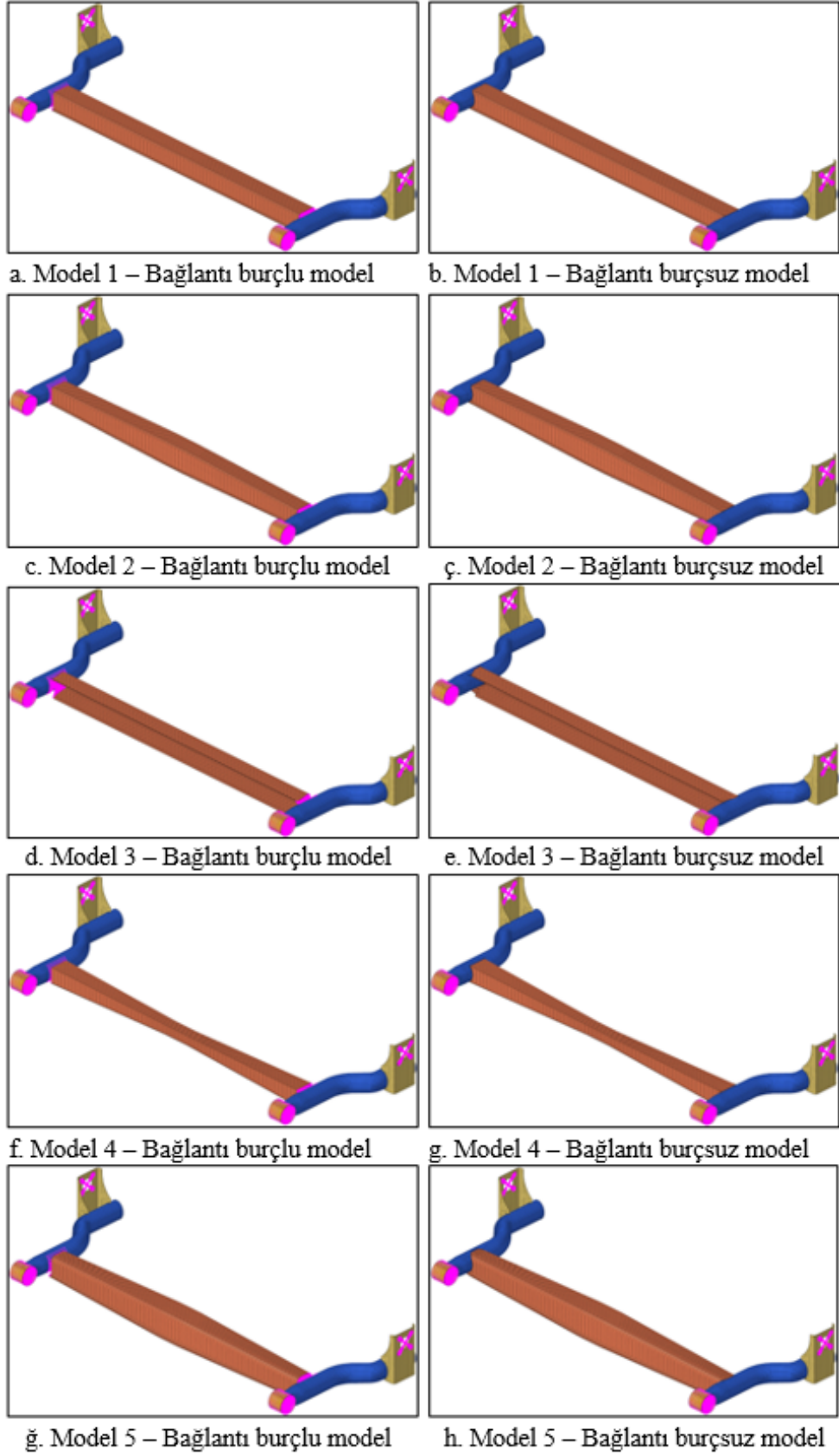
4.4.2. Bağlantı burcunun katsayılarının belirlenmesi

Basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi optimizasyonunun en önemli parçası bağlantı burcudur. Bağlantı burcunun 3 öteleme ve 3 dönme rijitliği bulunmaktadır. Bağlantı burcuna doğru katsayılar verilmesi optimizasyon modelinin doğruluğu açısından önemlidir. Bu nedenle bağlantı burcunun katsayılarını belirlemek amacıyla bağlantı burcu katsayılar 0,0 dan $1,0e+12$ ye kadar değiştirilerek bağlantı burcu olmayan model ile bağlantı burçlu modellerinde toe açısı ve kamber açısının yüzdesel hataları incelenmiş ve Çizelge 4.4.'de verilmiştir. Burada K1,K2,K3,K4,K5 ve K6 sırasıyla X,Y ve Z eksenlerinde öteleme ve dönme rijitlikleridir. Yüzdesel hatalar incelendiğinde $1,0e+10$ değerinde her iki parametrede yeterince artık yüzdesel olarak doğrulukta en yüksek seviyelerde yakınsadığı için bu değer bağlantı burcunun katsayıları olarak belirlenmiştir.

Çizelge 4.4. Bağlantı burcu katsayı değerleri ile toe açısı ve kamber açısı için hata oranları

K1 (N/mm)	K2 (N/mm)	K3 (N/mm)	K4 (Nmm/rad)	K5 (Nmm/rad)	K6 (Nmm/rad)	% Toe	% Kamber
0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	2.112,55	11,76
5,00E+00	5,00E+00	5,00E+00	5,00E+00	5,00E+00	5,00E+00	2.098,42	11,82
1,00E+01	1,00E+01	1,00E+01	1,00E+01	1,00E+01	1,00E+01	2.084,46	11,88
5,00E+01	5,00E+01	5,00E+01	5,00E+01	5,00E+01	5,00E+01	1.978,88	12,36
1,00E+02	1,00E+02	1,00E+02	1,00E+02	1,00E+02	1,00E+02	1.860,41	12,90
5,00E+02	5,00E+02	5,00E+02	5,00E+02	5,00E+02	5,00E+02	1.246,27	15,96
1,00E+03	1,00E+03	1,00E+03	1,00E+03	1,00E+03	1,00E+03	867,08	18,25
5,00E+03	5,00E+03	5,00E+03	5,00E+03	5,00E+03	5,00E+03	195,93	26,71
1,00E+04	1,00E+04	1,00E+04	1,00E+04	1,00E+04	1,00E+04	57,50	33,08
5,00E+04	5,00E+04	5,00E+04	5,00E+04	5,00E+04	5,00E+04	69,49	54,94
1,00E+05	1,00E+05	1,00E+05	1,00E+05	1,00E+05	1,00E+05	88,21	62,78
5,00E+05	5,00E+05	5,00E+05	5,00E+05	5,00E+05	5,00E+05	83,75	62,76
1,00E+06	1,00E+06	1,00E+06	1,00E+06	1,00E+06	1,00E+06	69,02	53,83
5,00E+06	5,00E+06	5,00E+06	5,00E+06	5,00E+06	5,00E+06	29,90	23,89
1,00E+07	1,00E+07	1,00E+07	1,00E+07	1,00E+07	1,00E+07	17,79	14,10
5,00E+07	5,00E+07	5,00E+07	5,00E+07	5,00E+07	5,00E+07	4,72	3,45
1,00E+08	1,00E+08	1,00E+08	1,00E+08	1,00E+08	1,00E+08	2,80	1,88
5,00E+08	5,00E+08	5,00E+08	5,00E+08	5,00E+08	5,00E+08	1,21	0,57
1,00E+09	1,00E+09	1,00E+09	1,00E+09	1,00E+09	1,00E+09	1,00	0,40
5,00E+09	5,00E+09	5,00E+09	5,00E+09	5,00E+09	5,00E+09	0,84	0,27
1,00E+10	1,00E+10	1,00E+10	1,00E+10	1,00E+10	1,00E+10	0,82	0,25
5,00E+10	5,00E+10	5,00E+10	5,00E+10	5,00E+10	5,00E+10	0,80	0,24
1,00E+11	1,00E+11	1,00E+11	1,00E+11	1,00E+11	1,00E+11	0,80	0,24
5,00E+11	5,00E+11	5,00E+11	5,00E+11	5,00E+11	5,00E+11	0,80	0,24
1,00E+12	1,00E+12	1,00E+12	1,00E+12	1,00E+12	1,00E+12	0,80	0,24

Bağlantı burcunun doğru çalıştığını denemek için basitleştirilmiş burulma kirişi arka aks optimizasyon modeli sonucunda oluşabilecek rastgele 5 adet model oluşturulmuştur. Modellerin hem burçlu sonlu elemanlar modelleri hem de bağlantı burçsuz sonlu elemanlar modelleri hazırlanarak bu modeller karşılaştırılmıştır. Şekil 4.40’da bağlantı burcu olan ve olmayan sonlu elemanlar modelleri verilmiştir. Modellerin toe açısı, kamber açısı ve hata oranları ise Çizelge 4.5’de verilmiştir. Hata oranları incelendiğinde en büyük hatanın % 3,75 toe açısında olduğu ve diğer hata oranlarının ise daha düşük olduğu görülmüştür. Bu sonuçlar ile bağlantı burcunun her şartta doğru çalıştığı ve optimizasyon modeli için güvenilir olduğu söylenebilir.



Şekil 4.40. Bağlantı burcu karşılaştırma modelleri

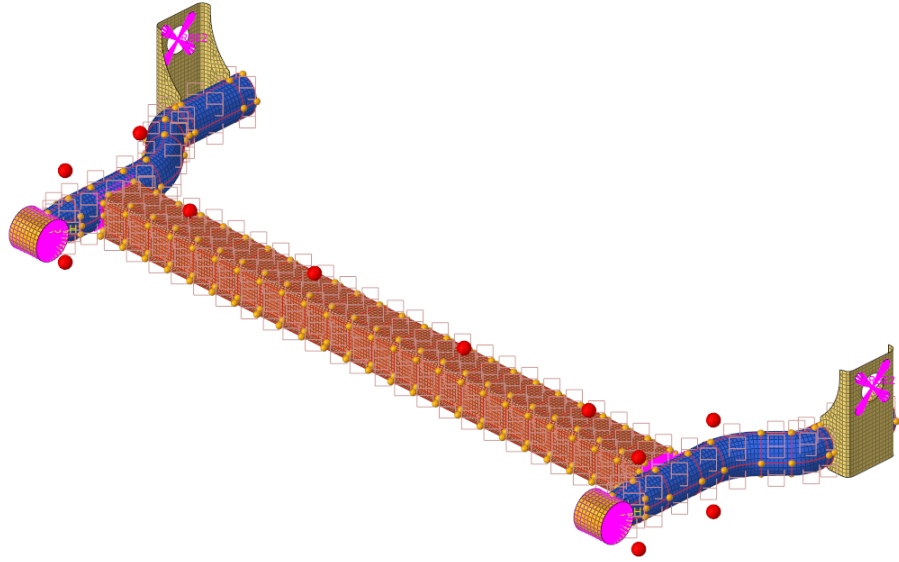
Çizelge 4.5. Bağlantı burçlu ve bağlantı burçsuz modellerin karşılaştırma sonuçları

	Bağlantı burçsuz model sonuçları		Bağlantı burçlu model sonuçları		Yüzde hata oranı (%)	
	Toe	Kamber	Toe	Kamber	Toe	Kamber
Model 1	-0,812	-2,233	-0,820	-2,229	-0,99	0,18
Model 2	-0,952	-2,070	-0,958	-2,083	-0,63	-0,60
Model 3	-0,144	-2,752	-0,139	-2,799	3,75	-1,71
Model 4	-0,425	-1,999	-0,423	-1,996	0,35	0,15
Model 5	-1,220	-2,154	-1,207	-2,188	1,08	-0,59

4.4.3. Optimizasyon modeli tasarım değişkenleri

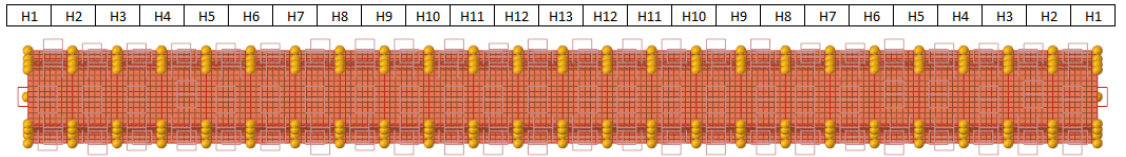
Optimizasyon modeli oluşturmanın ilk adımı olarak sonlu elemanlar modeli üzerinden parametrik tasarım değişkenleri tanımlamaktır. Parametrik tasarım değişkenleri HyperMesh programının bir modülü olan HyperMorph ile yapılmaktadır.

HyperMorph modülü ile optimizasyona hazırlık aşamasında domain ve handle adı verilen unsurlar oluşturulur. Bu unsurlar sayesinde sonlu elemanlar modeli üzerinde tasarım değişkenleri tanımlanarak belirlenen sınırlar dahilinde sonlu elemanlar modelinde tasarım değişimleri yeniden sonlu elemanlar oluşturma ya da yeniden sınır şartı tanımlama adımlarına gerek kalmadan otomatik olarak gerçekleştirilebilir. Bu yöntemle optimizasyon aşamasında kullanılacak her sonlu elemanlar modelini tekrar tekrar hazırlama gerekliliği ortadan kalkarak belirlenen kısıtlar dahilinde ve aynı sınır şartlar içerisinde çok hızlı bir şekilde optimizasyon için sonlu elemanlar modeli hazır hale gelmektedir. Şekil 4.41’de optimizasyon modeli üzerindeki domain ve handleler gösterilmiştir. Burada kırmızı noktalar global handle, sarı noktalar handle ve çakışık çift dikdörtgen semboller ise domainleri temsil etmektedir. Global handleler daha büyük değişiklikler için kullanılırken, handleler ise daha küçük değişiklikler için kullanılır.



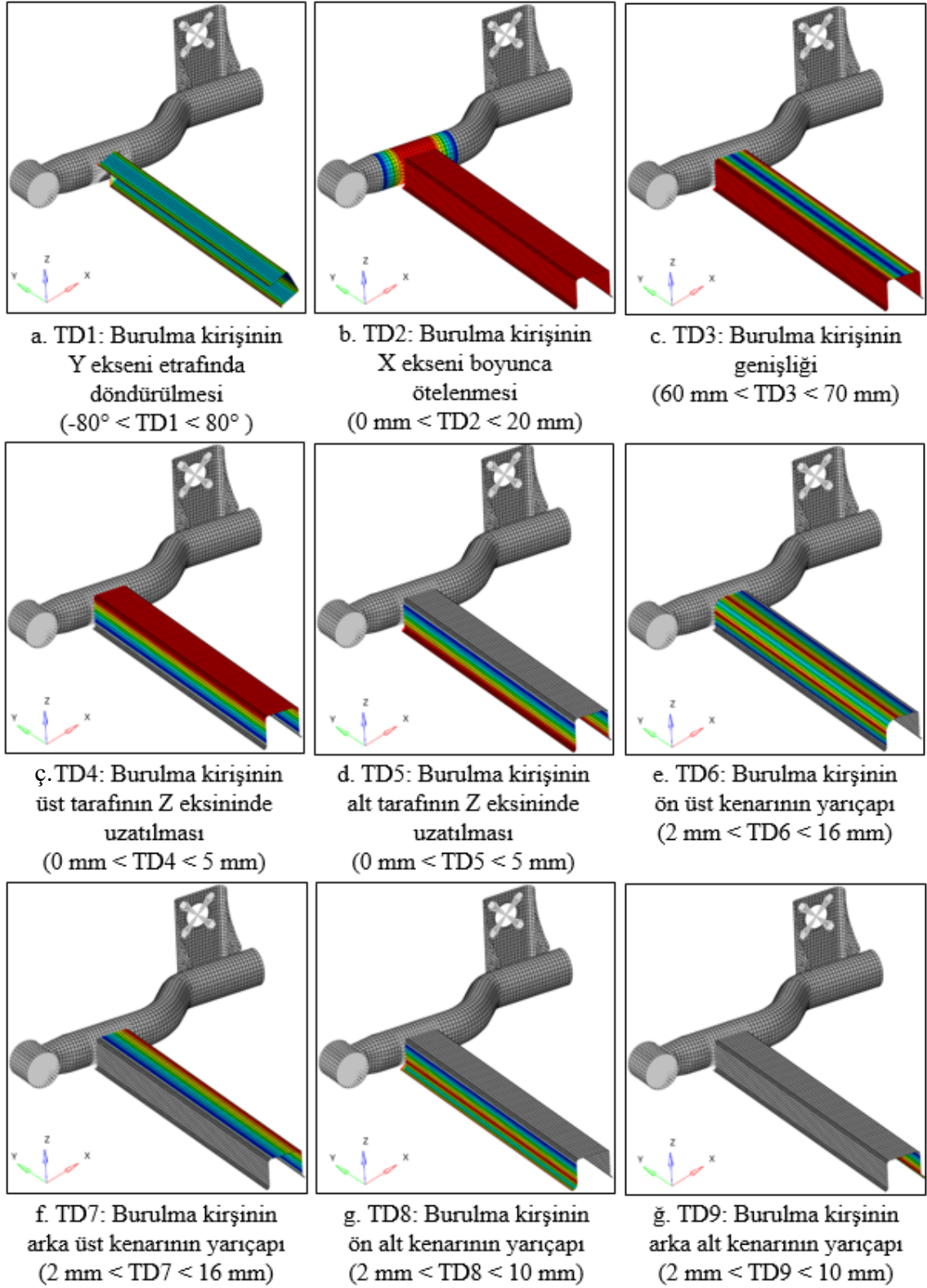
Şekil 4.41. Domain ve handleların görünümü

Domainler, tasarım değişikliklerinden etkilenecek bölgeleri belirtmektedir. Domainler birbirlerine handlelar aracılığıyla bağlanırlar. Tasarım değişimleri handlelara uygulanır ve ilgili handle ile bağlantılı olan domain içinde kalan elemanlar değiştirilerek yeni sonlu elemanlar modeli elde edilir. Bu çalışmada 318 handle ve 818 domain kullanılarak optimizasyon için model hazırlanmıştır. Tasarım değişkenlerini elde etmek için handlelar gruplandırılmıştır. Burulma kirişi Y ekseninde simetrik ve burulma kirişinin her iki tarafı 12 ayrı domain bölgesinden ve 12 handle grubundan oluşmaktadır (Şekil 4.42).

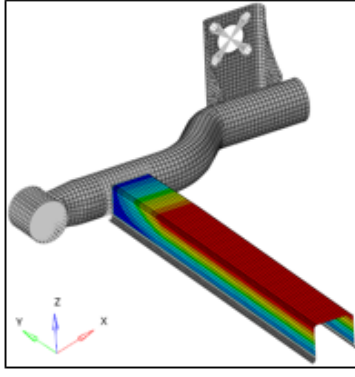


Şekil 4.42. Burulma kirişi üzerinde bulunan handle ve domainler

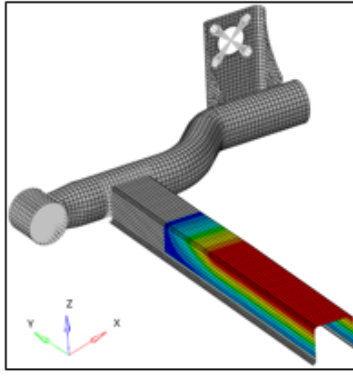
HyperMorph modülü ile handlelar hareket ettirilerek toplam 25 farklı tasarım değişkeni elde edilmiştir. Tasarım değişkenleri tanımlamaları ve limit değerleri Şekil 4.43'de verilmiştir. Şekilde tasarım değişkenleri, tasarım değişkeninin tanımı, tasarım değişkeni alt ve üst limitleri verilmiştir. Tasarım değişkenleri, sonlu elemanlar modeli üzerinde renklendirilerek verilmiş, tasarım değişkeninin etki etmediği kısımlar ise gri olarak renklendirilmiştir.



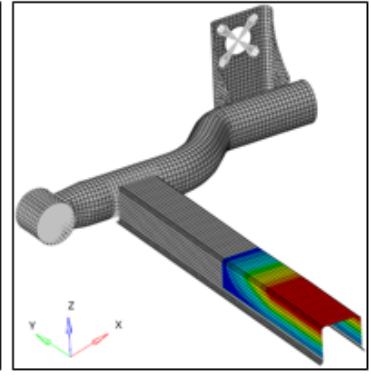
Şekil 4.43. Basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi optimizasyonu tasarım değişkeni tanımlamaları ve limit değerleri



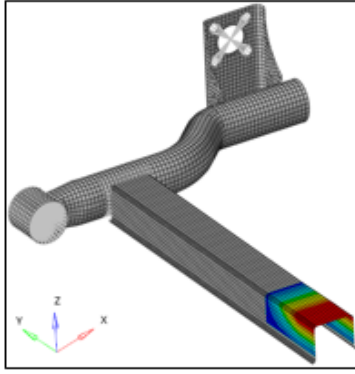
h. TD10: Kirişin üst tarafının Z ekseninde kısmi yer değiştirmesi ($-3 \text{ mm} < \text{TD10} < 3 \text{ mm}$)



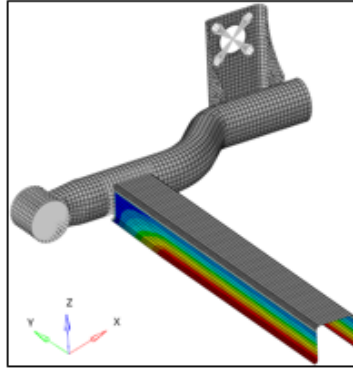
ı. TD11: Kirişin üst tarafının Z ekseninde kısmi yer değiştirmesi ($-3 \text{ mm} < \text{TD11} < 3 \text{ mm}$)



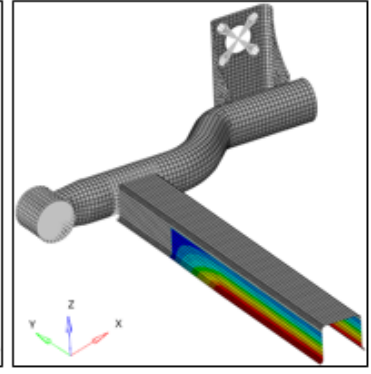
i. TD12: Kirişin üst tarafının Z ekseninde kısmi yer değiştirmesi ($-3 \text{ mm} < \text{TD12} < 3 \text{ mm}$)



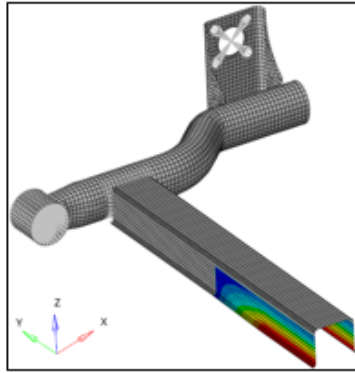
j. TD13: Kirişin üst tarafının Z ekseninde kısmi yer değiştirmesi ($-2 \text{ mm} < \text{TD13} < 2 \text{ mm}$)



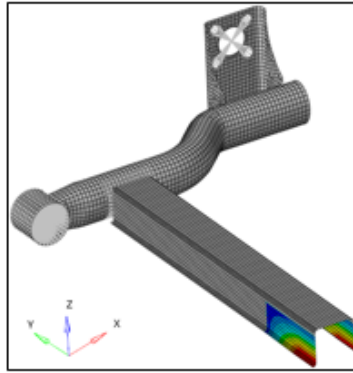
k. TD14: Kirişin alt tarafının Z ekseninde kısmi yer değiştirmesi ($-3 \text{ mm} < \text{TD14} < 3 \text{ mm}$)



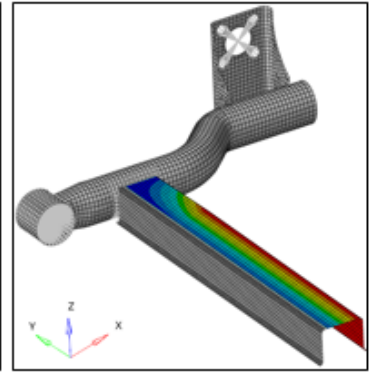
l. TD15: Kirişin alt tarafının Z ekseninde kısmi yer değiştirmesi ($-3 \text{ mm} < \text{TD15} < 3 \text{ mm}$)



m. TD16: Kirişin alt tarafının Z ekseninde kısmi yer değiştirmesi ($-3 \text{ mm} < \text{TD16} < 3 \text{ mm}$)

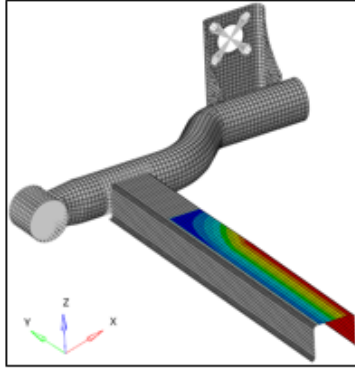


n. TD17: Kirişin alt tarafının Z ekseninde kısmi yer değiştirmesi ($-2 \text{ mm} < \text{TD17} < 2 \text{ mm}$)

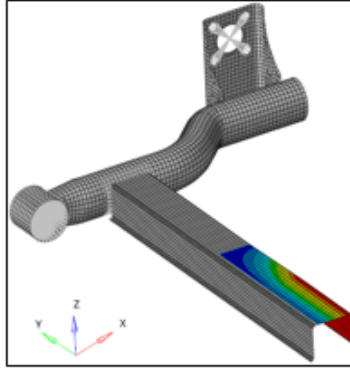


o. TD18: Kirişin arka tarafının X ekseninde kısmi yer değiştirmesi ($-3 \text{ mm} < \text{TD18} < 3 \text{ mm}$)

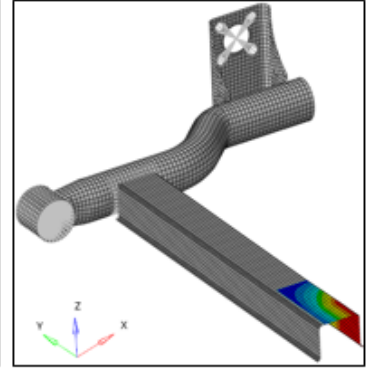
Şekil 4.43. Basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi optimizasyonu tasarım değişkeni tanımlamaları ve limit değerleri (devam)



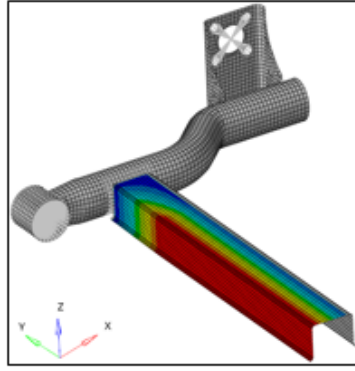
ö. TD19: Kirişin arka tarafının X ekseninde kısmi yer değiştirmesi
(-3 mm < TD19 < 3 mm)



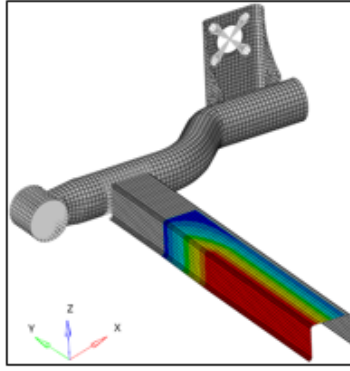
p. TD20: Kirişin arka tarafının X ekseninde kısmi yer değiştirmesi
(-3 mm < TD20 < 3 mm)



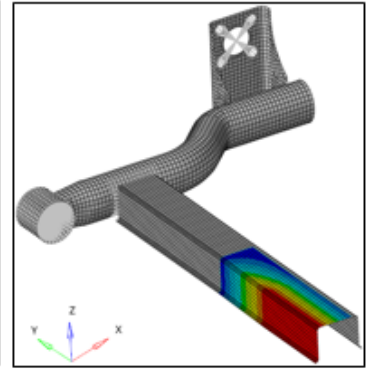
r. TD21: Kirişin arka tarafının X ekseninde kısmi yer değiştirmesi
(-2 mm < TD21 < 2 mm)



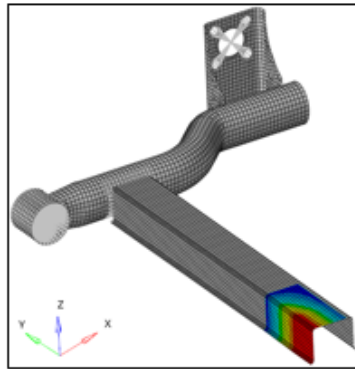
s. TD22: Kirişin ön tarafının X ekseninde kısmi yer değiştirmesi
(-3 mm < TD22 < 3 mm)



ř. TD23: Kirişin ön tarafının X ekseninde kısmi yer değiştirmesi
(-3 mm < TD23 < 3 mm)



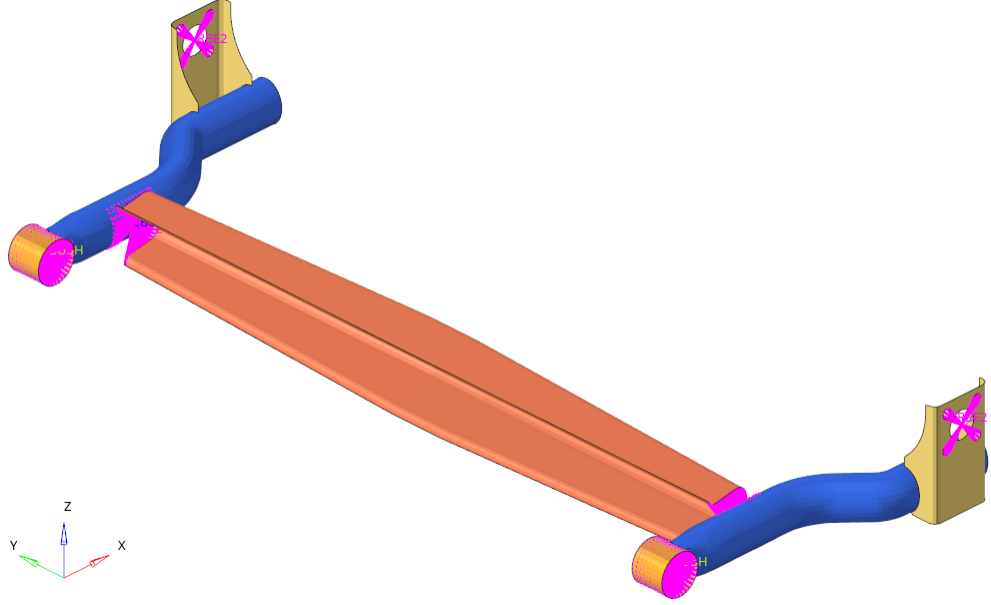
t. TD24: Kirişin ön tarafının X ekseninde kısmi yer değiştirmesi
(-3 mm < TD24 < 3 mm)



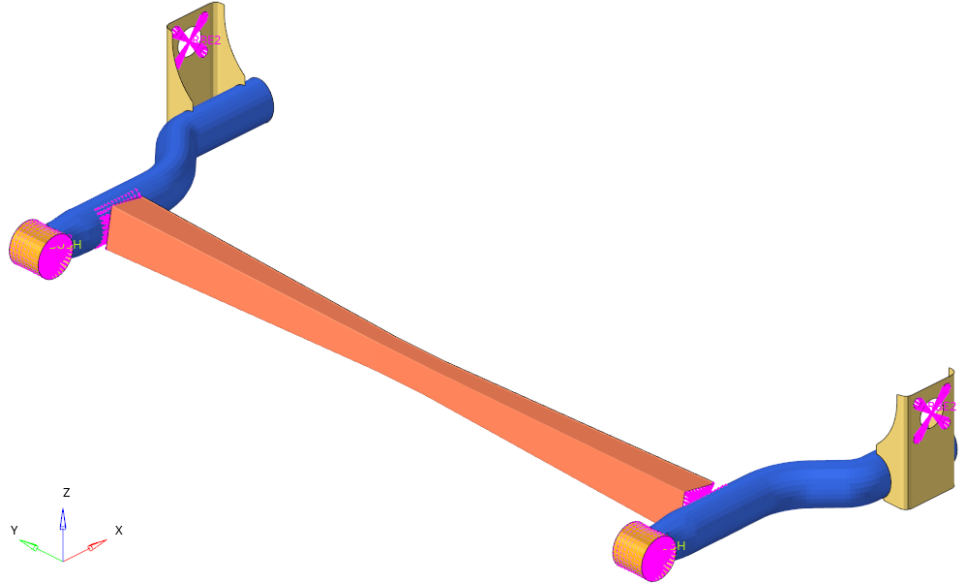
u. TD25: Kirişin ön tarafının X ekseninde kısmi yer değiştirmesi
(-2 mm < TD25 < 2 mm)

şekil 4.43. Basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks sũspansiyon sistemi optimizasyonu tasarımı değişkeni tanımlamaları ve limit değerleri (devam)

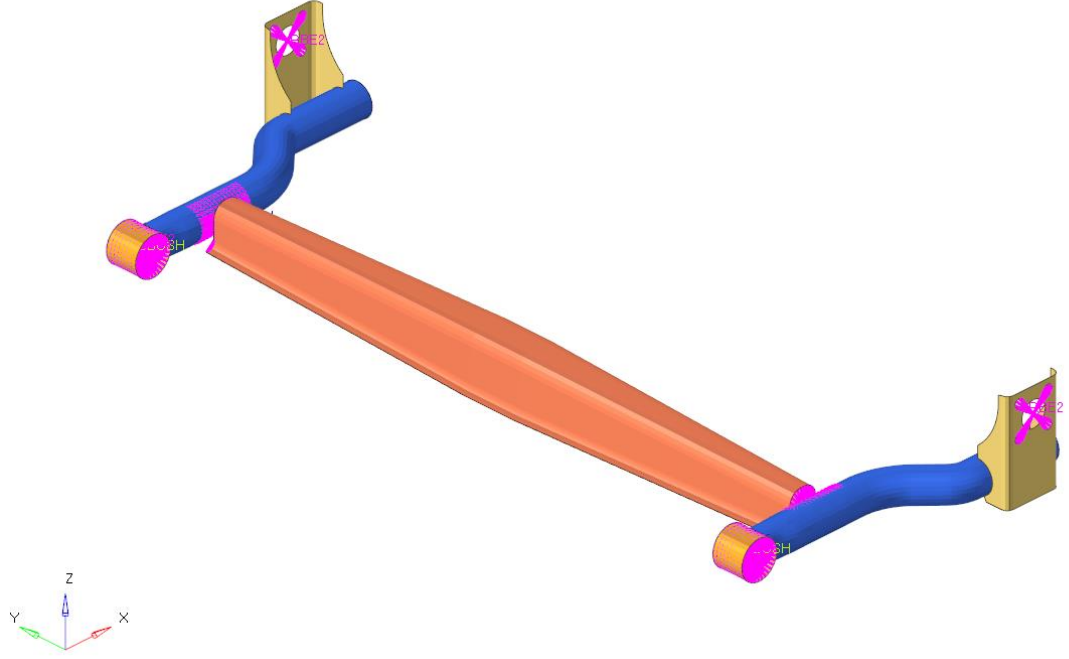
Tasarım değişkeni sayısını 25 olması ve farklı parametreleri kullanması nedeniyle çok geniş yelpazede tasarım elde edilebilmektedir. Aşağıdaki şekillerde oluşabilecek örnek tasarımlar verilmiştir.



şekil 4.44. Bütün tasarım değişkenlerine üst limit değerleri verildiği hal



şekil 4.45. Bütün tasarım değişkenlerine alt limit değerleri verildiği hal



Şekil 4.46. Tasarım değişkenlerine rastgele değerler verildiği hal

4.4.4. Optimizasyon tanımlamaları

Emisyon regülasyonlarındaki artış ve araç performans istemleri nedeniyle otomotiv üreticileri mümkün olduğunda hafif araç ve araç sistemleri tasarlamayı hedeflerler. Bu nedenle basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin optimizasyon amacı burulma kirişinin ağırlığını hafifletmek olarak belirlenmiştir. Hafifliğin yanı sıra otomobil üreticilerinin her bir sistem için belirledikleri performans kriterleri bulunmaktadır. Burulma kirişli süspansiyon sisteminin yol tutuşunu iyileştirmek tez çalışmasında performans kriteri olarak belirlenmiştir. Viraj esnasında burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin karakterini etkilediği için toe açısı ve kamber açısı, tasarım aşamasında hesaplanması gereken önemli parametrelerdir (Silveira ve ark. 2012). Bu nedenle toe açısı ve kamber açısı optimizasyon probleminin kısıtları olarak belirlenmiştir. Kısıt sınırları ise toe açısı ve kamber açısının burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin ilk değerlerinin ± 10 aralığında kalması olarak belirlenmiştir.

4.4.5. Metamodellerin oluşturulması

Basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi optimizasyonu çok sayıda tasarım değişkeni içermesi ve problemin karmaşık olması nedeniyle problemin direkt çözümü etkin bir yöntem değildir. Bu nedenle bu tip problemlerin çözümünde metamodeller kullanılmaktadır. Mühendislik problemlerinde en çok kullanılan yöntemler EKK, HEKK, kriging ve RTF yöntemleridir. Tez çalışmasında, problemi en iyi temsil eden metamodeli belirleyebilmek amacıyla bütün metamodeller ve metamodellerin detaylı alt modelleri incelenerek amaç ve kısıt fonksiyonları en iyi temsil eden metamodel varyasyonu aranmıştır. Metamodellerin doğruluğunu incelemek için bazı yöntemler bulunmaktadır. Bu yöntemlerden ilki tasarım uzayında rastgele noktalar belirleyerek metamodelin bu noktalar üzerindeki değeri ile bu noktalarda oluşan gerçek değer arasındaki yüzdellik farkın hesaplanmasıdır (Sun ve ark. 2017). İkinci yöntem ise istatistik parametreler ile metamodellerin doğruluğunun hesaplanmasıdır (Zhu ve ark. 2009). Bu parametreler bazıları R kare (R^2), bağıl ortalama mutlak hata, en büyük mutlak hata (EBMH) ve ortalama karekök hatası (OKH) dir. Bu parametrelerin bazıları diğeriyle orantılıdır (Jin ve ark. 2001). Bu nedenle metamodellerin kıyaslanması için EBMH ve OKH seçilmiştir. EBMH ve OKH için denklemler aşağıda verilmiştir:

$$EBMH = \max|y_i - \hat{y}_i|, i = 1, \dots, n_{error} \quad (4.2)$$

$$OKH = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_{error}} (y_i - \hat{y}_i)^2}{n_{error}}} \quad (4.3)$$

Metamodelin iyi sonuç verdiği EBMH ve OKH değerlerinin küçük olmasıyla anlaşılır. Bu çalışmada, EKK, HEKK, kiriging ve RTF yöntemlerinin bütün varyasyonları incelenerek amaç ve kısıt fonksiyonları olan ağırlık, toe açısı ve kamber açısının metamodelleri incelemeleri Çizelge 4.6'da verilmiştir. Toe açısı için metamodellerin bütün varyasyonları incelendiğinde en iyi OKH ve EBMH değerlerini HEKK-Squared-Gaussian varyasyonu vermiştir. Kamber açısı incelendiğinde ise en iyi OKH değerini HEKK-Cubic-gaussian varyasyonu vermiş olmasına rağmen EBMH değeri daha küçük

olan varyasyonlar bulunmaktadır. Ancak, tüm tasarım alanındaki ortalama doğruluğu gösterebilecek istatistik ölçütleri daha önemlidir (Jin ve ark. 2001). Bu nedenle kamber açısı için HEKK-cubic-gaussian metamodel varyasyonu seçilmiştir. Ağırlık için bütün varyasyonlar genel olarak iyi sonuç vermiştir. Ağırlık içinde en iyi sonuç verenler arasından toe açısı ile aynı olması için HEKK-squared-gaussian varyasyonu seçilmiştir.

Çizelge 4.6. Metamodellerin istatistiksel parametre sonuçları

Method			Toe		Kamber		Ağırlık	
			OKH	EBMH	OKH	EBMH	OKH	EBMH
EKK	Squared		0,0382	0,1375	0,0684	0,2081	0,0001	0,0002
	Cubic		0,0386	0,1720	0,0534	0,1926	0,0001	0,0002
	Full quadratic		0,0877	0,2769	0,2242	0,8381	0,0001	0,0005
HEKK	Linear	Gaussian	0,2027	0,4934	0,0613	0,1881	0,0002	0,0004
		Cubic	0,2078	0,4748	0,0628	0,1900	0,0002	0,0004
		Fourth order	0,2048	0,4623	0,0619	0,1853	0,0002	0,0004
		Fifth order	0,2059	0,4632	0,0623	0,1870	0,0002	0,0004
		Seventh order	0,2046	0,4594	0,0619	0,1845	0,0002	0,0004
	Squared	Gaussian	0,0367	0,1307	0,0623	0,1872	0,0001	0,0002
		Cubic	0,0374	0,1371	0,0643	0,1964	0,0001	0,0002
		Fourth order	0,0370	0,1342	0,0633	0,1928	0,0001	0,0002
		Fifth order	0,0371	0,1353	0,0637	0,1947	0,0001	0,0002
		Seventh order	0,0369	0,1339	0,0632	0,1934	0,0001	0,0002
	Cubic	Gaussian	0,0389	0,1670	0,0477	0,1933	0,0001	0,0002
		Cubic	0,0389	0,1756	0,0501	0,1938	0,0001	0,0002
		Fourth order	0,0388	0,1726	0,0488	0,1938	0,0001	0,0002
		Fifth order	0,0388	0,1742	0,0494	0,1939	0,0001	0,0002
		Seventh order	0,0388	0,1728	0,0489	0,1940	0,0001	0,0002
	Full quadratic	Gaussian	0,1030	0,3686	0,2054	0,7914	0,0001	0,0008
		Cubic	0,1027	0,3637	0,2033	0,7656	0,0001	0,0008
		Fourth order	0,1028	0,3652	0,2039	0,7748	0,0001	0,0008
		Fifth order	0,1028	0,3647	0,2036	0,7699	0,0001	0,0008
		Seventh order	0,1028	0,3658	0,2038	0,7740	0,0001	0,0008
Kriging			0,0447	0,1570	0,0714	0,2218	0,0001	0,0003
RTF	Constant	Multiquadratic	0,1876	0,4985	0,0648	0,2048	0,0231	0,1097
		CS21	0,1729	0,5188	0,0623	0,2042	0,0181	0,0925
		Gaussian	0,1951	0,4702	0,2473	0,6771	0,1636	0,6824
	Linear	Multiquadratic	0,1885	0,5064	0,0596	0,1759	0,0001	0,0003
		CS21	0,1729	0,5262	0,0621	0,1917	0,0001	0,0003
		Gaussian	0,1992	0,4871	0,0608	0,1849	0,0001	0,0004

4.4.6. Optimizasyon metodu

Basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin optimizasyonu için popülasyon temelli bir optimizasyon yöntemi olan Genetik Algoritmalar yöntemi seçilmiştir. Bu yöntemin ayrıntıları 3.bölümde detaylı olarak açıklanmıştır. Optimizasyon çalışmasında GA için kullanılan parametreler Çizelge 4.7’de verilmiştir.

Çizelge 4.7. GA parametreleri

Parametre	Değer
Maksimum iterasyon sayısı	50
Minimum iterasyon sayısı	25
Popülasyon boyutu	196
Mutasyon oranı	0,01
Elitizm oranı (%)	10%

4.4.7. Optimizasyon sonuçları

Burulma kirişli arka süspansiyon sistemini optimize etmek için dokuz farklı optimizasyon modeli oluşturulmuş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Böylece tasarım değişkenlerinin etkileri daha ayrıntılı olarak ortaya koyulmuştur. Modellerde kullanılan tasarım değişkenlerinin değerleri tabloda verilmiş, kullanılmayan tasarım değişkenleri için ise ‘-’ işareti koyulmuştur. Çizelge 4.8’de optimizasyon modellerinde kullanılan tasarım değişkenleri ve tasarım değişkenlerinin optimum değerleri verilmiştir. Ayrıca optimum değerlerde oluşan modellerin sonlu elemanlar modelleri oluşturularak sonuçları verilmiştir. Böylece optimizasyon sonucu çıkan modellerin hataları da verilmiştir. Ek olarak, optimizasyonlar sonucunda elde edilen amaç fonksiyonu ve kısıt fonksiyonlarının sonuçları sunulmaktadır.

Burulma kirişli süspansiyon sisteminin ilk tasarım ağırlığı 6,838 kg, toe açısı $-0,81^\circ$ ve kamber açısı ise $-2,23^\circ$ dir. Model1 ve Model2 incelendiğinde ağırlıkta bir değişim olmadığı görülmektedir. Bu durum TD1 ve TD2’nin burulma kirişinin yönelim açısı ve burulma kirişinin X eksenindeki konumuna bağlı tasarım değişkenleri olmasında kaynaklanmaktadır. Bu tasarım değişkenlerinin ağırlığa bir etkisi olmamasına rağmen toe

açısı ve kamber açısı üzerinde etkileri bulunmaktadır. Model3 den itibaren ise ağırlıkta azalma olduğu görülmektedir. Model3 de burulma kirişinin genişliğinin etkisi görülmektedir. Model4 de ise burulma kirişinin alt ve üst kısımlarının uzayıp kısılmasının etkisi görülmektedir. Model5 ise burulma kirişinin kenarlarında yer alan yarıçapların değişiminin etkisiyle kısıt değerleri sağlanarak yüksek oranda ağırlık kazancı sağlanabileceği görülmektedir. Model6'dan itibaren burulma kirişi üzerinde tanımlanan değişken kesitlerin etkileri görülmektedir. Burulma kirişinin üstünün Z ekseninde değişimin çok fazla ağırlık açısından etki etmediği söylenebilir. Model7 de ise önemli oranda ağırlık avantajı sağlanmıştır. Model7 de burulma kirişinin alt tarafında Z ekseninde yapılan kademeli değişikliklerin etkisi görülmüştür. Model8 de burulma kirişinin arka kısmının X eksenindeki kademeli değişimlerinin ağırlık kazancı sağlamada etkili olduğu görülmektedir. Model9 da ise burulma kirişinin ön tarafının X ekseninde kademeli değişiminin etkisi görülmektedir. Bazı parametrelerin direkt olarak ağırlığa bir etkisi olmamasına rağmen toe açısı ve kamber açısını ayarlama da önemli etkileri bulunmaktadır. En kapsamlı optimizasyon modeli olan Model9 bütün kısıt parametrelerini sağlayarak ilk tasarıma göre % 23,66 oranında hafifletme sağlamıştır. Böylece basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi optimizasyon modelinin yol tutuş kısıt parametrelerini sağlayarak ağırlığı azaltma önemli bir yöntem olarak sunulabileceği ortaya koyulmuştur.

Çizelge 4.8. Optimizasyon sonuçları

		Model 1	Model 2	Model 3	Model 4	Model 5	Model 6	Model 7	Model 8	Model 9
Opt.	Toe	-0,765	-0,748	-0,808	-0,737	-0,736	-0,737	-0,736	-0,736	-0,736
	Kamber	-2,460	-2,462	-2,462	-2,461	-2,042	-1,998	-2,331	-2,278	-2,279
	Ağırlık	6,838	6,838	6,644	6,255	5,843	5,860	5,345	5,204	5,220
SEY	Toe	-0,764	-0,752	-0,852	-0,703	-0,713	-0,728	-0,695	-0,683	-0,705
	Kamber	-2,460	-2,467	-2,472	-2,423	-2,025	-2,045	-2,291	-2,247	-2,319
	Ağırlık	6,838	6,892	6,793	6,255	5,843	5,860	5,345	5,204	5,219
% RE	Toe	-0,16	0,43	5,14	-4,93	-3,29	-1,27	-5,98	-7,84	-4,38
	Kamber	-0,01	0,18	0,40	-1,57	-085	2,25	-1,73	-1,39	1,76
	Ağırlık	0,00	0,79	2,19	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,01
Tasarım değişkeni	TD1	0,613	0,634	0,550	0,613	0,402	0,488	0,489	0,498	0,516
	TD2	-	0,363	1,000	0,552	0,589	0,093	0,996	0,972	0,920
	TD3	-	-	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
	TD4	-	-	-	0,000	0,000	0,323	0,023	0,091	0,021
	TD5	-	-	-	0,000	0,000	0,023	0,082	0,029	0,032
	TD6	-	-	-	-	1,000	0,999	1,000	1,000	1,000
	TD7	-	-	-	-	1,000	0,999	1,000	1,000	1,000
	TD8	-	-	-	-	0,000	0,000	0,029	0,000	0,013
	TD9	-	-	-	-	0,000	0,002	0,000	0,000	0,000
	TD10	-	-	-	-	-	0,352	0,076	0,000	0,621
	TD11	-	-	-	-	-	0,227	0,659	0,693	0,981
	TD12	-	-	-	-	-	0,602	0,671	0,614	0,442
	TD13	-	-	-	-	-	0,564	0,477	0,994	0,694
	TD14	-	-	-	-	-	-	0,000	0,000	0,000
	TD15	-	-	-	-	-	-	0,005	0,040	0,016
	TD16	-	-	-	-	-	-	0,091	0,000	0,037
	TD17	-	-	-	-	-	-	0,000	0,226	0,000
	TD18	-	-	-	-	-	-	-	0,000	0,028
	TD19	-	-	-	-	-	-	-	0,205	0,000
	TD20	-	-	-	-	-	-	-	0,413	0,293
	TD21	-	-	-	-	-	-	-	0,814	0,976
	TD22	-	-	-	-	-	-	-	-	0,000
	TD23	-	-	-	-	-	-	-	-	0,063
	TD24	-	-	-	-	-	-	-	-	0,148
	TD25	-	-	-	-	-	-	-	-	0,000

Basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi optimizasyon modelinin ağırlık kazancı sağlamasının yanında araç ilk tasarım aşamasında bu süspansiyon sisteminin konsept tasarımının oluşturulmasındaki tasarım sürecini de kısaltmaktadır. Optimizasyon modelinin oluşturmak yaklaşık olarak iki saat almaktadır ve her bir

iterasyon yaklaşık olarak yedi saniye sürmektedir. GA ile optimum değerleri bulmak ise beş dakika sürmektedir. En kapsamlı optimizasyon modelinde 387 adet çözüm ile metamodel oluşturularak optimizasyon yapılıyor. Genel olarak en kapsamlı optimizasyon modelinin oluşturulması ve çözüm alınması üç saat on dakika sürmektedir. Bu çalışma normal yöntemle yapılmış olsa en kapsamlı model için 25 tasarım değişkenli modelin her seferinde tek tek oluşturulması en az beş dakika sürecektir. 25 tane tasarım değişkenini doğru şekilde tanımlanması her seferinde mümkün olamayabilir. 387 adet çözüm gerektiren optimizasyon modeli için gereken yaklaşık olarak 32 saat alacak ve iş yükü de getirecektir. Bu tez çalışmasında önerilen yöntem hem çok daha kısa sürede sonuç vermekte hem de tasarım sürecinde oluşabilecek modelleme hatalarını ortadan kaldırmaktadır.

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Taşıt tasarım aşamasında, konsept tasarım oluşturmak otomotiv tasarımcıları için önemli bir adımdır. Oluşturulan tasarımın artan emisyon kısıtlamaları, araç ağırlığı ve performans gibi hedefler nedeniyle hem hafif hem de performanslı olması beklenmektedir. Bu çalışmada bu kriterleri gözeterek ve tasarım aşamasında kısa bir tasarım süreciyle en performanslı burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin tasarlanması için basitleştirilmiş optimizasyon modeli sunulmuştur. Optimizasyon modelinin amacı ağırlık hafifletme kısıtları ise toe açısı ve kamber açısıdır. Toe açısı ve kamber açısı manevra esnasında burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin performansını direkt olarak etkilemektedir. Bu nedenle burulma kirişli arka aks süspansiyon sisteminin yol tutuşunun eniyelenmesi amaçlandığından yol tutuşu ilgilendiren toe açısı ve kamber açısı incelenmiştir.

Burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi; burulma kirişi, taşıyıcı kol, yay ve damper gibi temel parçalardan oluşmaktadır. Çalışmanın ilk aşamasında sistem parçalarının süspansiyon sisteminin performansına etkileri incelenmiştir. En etkili parametrelerin burulma kirişinin kesiti, konumu ve kesitin yönelim açısı olduğu belirlenmiştir. Buna bağlı olarak optimizasyon çalışması burulma kirişi üzerinde yoğunlaştırılmıştır. Sistem ilk ortaya çıktığında sabit kesite sahip burulma kirişleri tercih edilmekteydi. Son zamanlarda ise literatürde ve araçlar üzerinde değişken kesite sahip burulma kirişleri öne çıkmaktadır. Çalışmanın devamında değişken kesitli burulma kirişli tasarımlar oluşturularak değişken kesitin toe açısı ve kamber açısı üzerindeki etkileri incelenmiştir. İnceleme sonucunda değişken kesitin toe açısı ve kamber açısı üzerinde önemli oranda etkili olduğu ortaya koyulmuştur. Çalışmanın devamında ise yukarıda belirtilen amaç ve kısıtları içeren sadece değişken kesitli bir optimizasyon modeli hazırlanmıştır. Oluşturulan optimizasyon modeliyle ilk tasarıma göre % 17 daha hafif bir tasarım elde edilmiştir. Bu nedenle çalışmanın devamında sabit kesit yerine değişken kesite sahip burulma kiriş parametresi de göz önünde bulundurularak optimizasyon çalışmasına katılmıştır.

Tez çalışmasının en önemli yeniliği basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi optimizasyonu modelidir. Basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi optimizasyon modeli burulma kirişinin değişken kesit parametreleri, konumu ve yönelimi de dahil olmak üzere 25 adet tasarım değişkeninden oluşmaktadır. Tasarım değişkeni sayısının çok olması ve problemin karmaşık olması nedeniyle direkt çözüm uygun olmamaktadır. Bu tip problemlerin çözümü için metamodelleme yöntemleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada EKK, HEKK, kriging ve RTF metamodellerinin bütün varyasyonları kullanılarak amaç ve kısıt fonksiyonlarının metamodelleri incelenmiştir. En iyi metamodel varyasyonunu seçmek için istatistiksel ölçüm kriterleri olan OKH ve EBMH incelenmiştir. İnceleme sonucunda hem amaç hem de kısıt fonksiyonları için en iyi sonucu HEKK yönteminin varyasyonları vermiştir. Elde edilen metamodeller kullanılarak GA yöntemi ile optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks optimizasyon yöntemi ile ilk tasarım göre % 24 oranında hafifletme sağlanırken kısıt değerleri de korunmuştur. Ayrıca sunulan model konvansiyonel bir tasarım yöntemine göre hem çok daha hızlı hem de tasarım değişkenleri tanımlama esnasında oluşabilecek hataları elimine etmektedir.

Sonuç olarak tez çalışmasında sunulan basitleştirilmiş burulma kirişli arka aks süspansiyon sistemi optimizasyon modeli taşıt ilk tasarım aşamasında konsept tasarım elde etmek için hem performanslı ve hızlı bir yöntem olarak sunulmuştur.

KAYNAKLAR

- Abe, M., 2009.** Vehicle Handling Dynamics. Elsevier Ltd., Amsterdam, The Netherlands, 287 pp.
- Acar, E. 2013.** Effects of the correlation model, the trend model, and the number of training points on the accuracy of Kriging metamodels. *Expert Systems*, 30(5): 418-428.
- Albak, E.İ. 2014.** Araç konfor özelliklerinin iyileştirilmesi için süspansiyon parametrelerinin optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, BUÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Albak, E.İ., Solmaz, E., Kaya, N., Öztürk, F. 2019.** Impact attenuator conceptual design using lightweight materials and meta-modeling technique. *Materials Testing*, 61(7): 621-626.
- Albak, E.İ., Solmaz, E., Öztürk, F. 2020.** Enhancing a twist beam suspension system conceptual design using population-based optimization methods. *Materials Testing*, 62(7): 672-677.
- Albak, E. İ. 2020.** Multi-objective crashworthiness optimization of thin-walled multi-cell tubes with different wall lengths. *International Journal of Crashworthiness*, DOI: 10.1080/13588265.2020.1724015.
- Altair.** 2020. Altair Hyperworks, OptiStruct User guide.
- Anonim, 2013.** http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/S%C3%BCspansiyon%20Sistemleri.pdf-(Erişim tarihi:13.09.2019).
- Anonim, 2019a.** <https://otomobilteknoloji.blogspot.com/2016/05/suspansiyon-sistemi-nedir-cesitleri-neler.html> -(Erişim tarihi:13.09.2019).
- Anonim, 2019b.** <https://www.whichcar.com.au/car-advice/car-suspension-what-it-is-and-how-it-works->(Erişim tarihi:13.09.2019).
- Anonim, 2019c.** <https://motor-car.net/innovation/suspension/item/14679-torsion-beam->(Erişim tarihi: 31.05.2019).
- Anonim, 2019d.** <https://www.mscsoftware.com/product/adams-car> (Erişim tarihi: 05.06.2019).
- Anonim, 2019e.** <https://bias.com.tr/10/17/yapisal/msc-adams.php>-(Erişim tarihi: 31.06.2019).

Anonim, 2019f. <http://www.ibrahimcayiroglu.com/Dokumanlar/MekanikSistemlerinDinamigi/MekanikSistemlerinDinamigi-1.Hafta.pdf>-(Erişim tarihi: 31.06.2019).

Anonim, 2019g. <https://bias.com.tr/13/32/tasit-dinamigi/adams-car.php>-(Erişim tarihi:05.06.2019).

Anonim, 2019h. <https://store.donanimhaber.com/91/08/9c/91089c34e271de1a1a8d8523c49e0fcc.jpg>-(Erişim tarihi: 19.09.2019).

Anonim, 2019i. <http://www.autos.ca/mazda-cx-3-rear-suspension-fwd/>-(Erişim tarihi:19.09.2019).

Anonim, 2019j. <https://www.audi-mediacyenter.com/en/photos/detail/audi-a1-sportback-70006/>-(Erişim tarihi: 19.09.2019).

Anonim, 2019k. <https://www.fitfreak.net/forums/2nd-generation-ge-08-13/66734-what-s-torsion-beam.html>-(Erişim tarihi: 19.09.2019).

Anonim, 2019l. https://www.tatasteleurope.com/static_files/Downloads/Construction/Tubes/Precision%20and%20Contiflo/Tata%20Steel%20AM%20-%20HR%20CP800-UC%20tube%20-%20case%20study%20EN.pdf-(Erişim tarihi: 19.09.2019).

Anonim, 2019m. <https://www.servispasaoglu.com.tr/blog/kamber-kaster-toe-in-toe-out-nedir>-(Erişim tarihi: 19.09.2019).

Anonim, 2019n. <https://otomobilteknoloji.blogspot.com/2018/06/kamber-nedir-kamber-acisi-ve-kamber-ayari.html>-(Erişim tarihi: 19.09.2019).

Anonim, 2019o. <http://www.kocaelimakine.com/wp-content/uploads/2013/04/en-kucuk-kareler-yontemi-afet-golayoglu.pdf>-(Erişim tarihi: 19.09.2019).

Arora, J. S. 2016. Introduction to optimum design. Elsevier Inc. California, USA. 968 pp.

Aydın, O. 2013. Kriging metamodelleme tekniği ve bir uygulaması. *Yüksek Lisans Tezi*, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstatistik Anabilim Dalı, İzmir.

Chen, J., Qin, M., Jiang, Y., Jin, L., Chang, Y.P. (2015). Modeling, analysis and optimization of the twist beam suspension system. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 8(1): 38-44.

Choi, B.L., Choi, D.H., Min, J., Jeon, K., Park, J., Choi, S., Ko, J.M. (2009). Torsion beam axle system design with a multidisciplinary approach. *International Journal of Automotive Technology*, 10(1): 49-54.

Çallı, M. 2015. V formlanmış ara bağlantı borusuna sahip bir otomobil arka dingilinin araç ağırlığı azaltmadaki etkileri ve sayısal analizleri. *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

Fichera, G., Lacagnina, M., Petrone, F. (2004). Modelling of torsion beam rear suspension by using multibody method. *Multibody System Dynamics*, 12(4): 303-316.

Gaston, K.J., Bennie, J., Davies, T.W., Hopkins, J. 2013. The ecological impacts of nighttime light pollution: a mechanistic appraisal. *Biological Reviews*, 88(4): 912-927.

Gillespie, T.D., 1992. Fundamentals of vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers, Inc. PA, USA, 519.

Günay, M. 2013. AISI 316l çeliğinin işlenmesinde takım radyüsü ve kesme parametrelerinin Taguchi yöntemiyle optimizasyonu. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 28(3): 437-444.

Heibing, B., Ersoy, M. 2011. Chassis Handbook. Springer. Berlin, Almanya, 591 pp.

Held, V., Hiemenz, R., 2014. Designing twist-beam axles: Chassis systems. Encyclopedia of Automotive Engineering Online, John Wiley & Sons, Ltd.

Holland, J.H. 1975. Adaptation in natural and artificial systems. University of Michigan Press, PA, USA, 183 pp.

Jeong, T., Lee, S.B., Yim, H.J. (2017). Shape optimization of a torsion beam axle for improving vehicle handling performance. *International Journal of Automotive Technology*, 18(5): 813-822.

Jin, R., Chen, W., Simpson, T.W. 2001. Comparative studies of metamodeling techniques under multiple modeling criteria. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 23(1): 1-13.

Kaplan, A. G. 2015. Bazı kısmi türevli diferansiyel denklemlerin hareketli en küçük kareler collocation metodu ile sayısal çözümleri. *Doktora Tezi*, Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Matematik Anabilim Dalı, Eskişehir.

Kaymaz, İ., Sadeler, R. 2002. Mühendislik tasarımında olasılığa dayalı tasarım yöntemlerinin kullanımı. *Makina Tasarım ve İmalat Dergisi*, 4(4): 248-256.

Kiencke, U., Nielsen, L. 2004. Automotive control systems: for engine, driveline and vehicle. Springer, Berlin, Germany, 512 pp.

- Kobelev, V.V. 2012.** Thin-walled rods with semi-open profile for semi-solid automotive suspension. *International Journal of Automotive Technology*, 13(2): 231-245.
- Koziel, S., Leifsson, L. 2013.** Surrogate-based modeling and optimization. Springer, New York, USA, 412 pp.
- Lancaster, P., Salkauskas, K. 1981.** Surface generated by moving least square methods. *Mathematics of Computation*, 37(155): 141-158.
- Leal, V., Landre, J., Bitencourt, R. (2007).** Twist beam rear suspension - influences of the cross section member geometry in the elastokinematics behavior. *SAE Technical Paper*, No. 2007-01-2860.
- Lee, D., Yang, C. 2013.** An analytical approach for design and performance evaluation of torsion beam rear suspension. *Finite Elements in Analysis and Design*, 63: 98-106.
- Lyu, N., Park, J., Urabe, H., Tokunaga, H., Saitou, K. 2006.** Design of Automotive Torsion Beam Suspension Using Lumped-Compliance Linkage Models. ASME 2006 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Chicago, Illinois, USA 5-10 November. pp. 219-228. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
- McKay, M.D., Beckman, R.J., Conover, W.J. 1979.** A comparison of three methods for selecting values of input variables in the analysis of output from a computer code. *Technometrics*, 21(2): 239-245.
- Mirjalili, S. 2015a.** The ant lion optimizer. *Advances in Engineering Software*, 83: 80-98.
- Mirjalili, S. 2015b.** Moth-flame optimization algorithm: A novel nature-inspired heuristic paradigm. *Knowledge-based Systems*, 89: 228-249.
- Mouassa, S., Bouktir, T., Salhi, A. 2017.** Ant lion optimizer for solving optimal reactive power dispatch problem in power systems. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 20(3): 885-895.
- Mun, K.J., Kim, T.J., Kim, Y.S. 2010.** Analysis of the roll properties of a tubular-type torsion beam suspension. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 224(1): 1-13.
- Park, J.K., Kim, Y.S., Suh, C.H., Kim, Y. S. 2017.** Hybrid quenching method of hot stamping for automotive tubular beams. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 231(9): 1599-1610.

Pir, F., 2013. Araç dinamiği analizi için model geliştirilmesi ve araç yol tutuş özelliklerinin incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, BUÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Seth, M., Glorer, J., Schellhaas, R. 2017. Design of a new weight and cost efficient torsion profile for twistbeam suspension. *SAE Technical Paper*, No. 2017-01-1491.

Silveira, M.E., de Vasconcelos, L.S., Christoforo, A. 2012. Numerical simulation of the kinematic behavior of a twist beam suspension using finite element method. *Journal of Mechanical Engineering and Automation*, 2(6): 150-158.

Sistla, P., Kang, H. 2010. Twist beam suspension design and analysis for vehicle handling and rollover behavior . *SAE Technical Paper*, No. 2010-01-0085.

Sugiura, H., Kojima, Y., Nishigaki, H., Arima, M. 2000. Trailing twist axle suspension design using ADAMS. *SAE Technical Paper*. No. 2000-05-0212.

Sun, G., Pang, T., Fang, J., Li, G., Li, Q. 2017. Parameterization of criss-cross configurations for multiobjective crashworthiness optimization. *International Journal of Mechanical Sciences*, 124: 145-157.

Taşkın, Ç., Emel, G.G. 2009. Sayısal yöntemlerde genetik algoritmalar. Alfa Aktüel Yayınları, Bursa, Türkiye, 153 s.

Tüten, N., 2016. Otomobil tork kolunun çevrimsel yükleme altında ağırlık eniyilemesi ve güvenilirlik tahmini. *Yüksek Lisans Tezi*, TOBB Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara.

Van Langevelde, F., Van Grunsven, R.H., Veenendaal, E.M., Fijen, T.P. 2017. Artificial night lighting inhibits feeding in moths. *Biology Letters* 13(3): 20160874.

Wild, S.M., Regis, R.G., Shoemaker, C.A. 2008. ORBIT: Optimization by radial basis function interpolation in trust-regions. *SIAM Journal on Scientific Computing*, 30(6): 3197–3219.

Xiao, N.C., Li, Y.F., Yang, Y., Yu, L., Huang, H.Z. 2014. A novel reliability method for structural systems with truncated random variables. *Structural Safety* 50: 57-65.

Yang, Y., Zeng, W., Qiu, W.S., Wang, T. 2016. Optimization of the suspension parameters of a rail vehicle based on a virtual prototype Kriging surrogate model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 230(8): 1890-1898.

Yıldız, B.S. 2016. Otomotiv sektöründe yenilikçi ürün tasarımı için yeni nesil bütünleşik tekniklerin geliştirilmesi. *Doktora Tezi*, BTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Yıldız, A.R., 2006. Tasarım optimizasyon problemlerinin çözümü için çok amaçlı arama tabanlı bir sistemin geliştirilmesi. *Doktora Tezi*, BUÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Zadeh, P.M., Toropov, V.V., Wood, A.S. 2009. Metamodel-based collaborative optimization framework. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 38(2): 103-115.

Zhu, P., Zhang, Y., Chen, G.L. 2009. Metamodel-based lightweight design of an automotive front-body structure using robust optimization. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 223(9): 1133-1147.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Emre İsa ALBAK
Doğum Yeri ve Tarihi : Kadıköy, 1989
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Hatice Bayraktar Lisesi
Lisans : Bursa Uludağ Üniversitesi - Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans : Bursa Uludağ Üniversitesi - Otomotiv Mühendisliği

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : DTA Mühendislik – Ar-Ge Mühendisi (2011-2013)
Bursa Uludağ Üniversitesi – Araştırma Görevlisi (2013-)

İletişim (e-posta) : emrealbak@uludag.edu.tr

Yayınları :

Albak, E.İ., Ersoy, O., Bahar, S., Özer, M.R., Ayçiçek, A., Solmaz, E., Kaya, N., Öztürk, F. 2016. Araç Arka Aks Süspansiyon Kirişi Optimizasyonu. 8.Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 23- 24 Mayıs 2016, Bursa, Türkiye.

Albak, E.İ., Solmaz, E., Kaya, N., Öztürk, F. 2016. Süspansiyon Parametrelerinin Değişiminin Araç Yol Tutuşuna Etkilerinin İncelenmesi. International Science and Technology Conference, 13-15 Temmuz 2016, Viyana, Avusturya.

Albak, E.İ., Yıldızhan, M. Efendioğlu, B. Öztürk, İ., Solmaz, E., Kaya, N., Öztürk F. 2016. Araç Yan Çarpışma Enerji Sönümleyicisinin Optimum Tasarımı. 8.Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 23-24 Mayıs 2016, Bursa, Türkiye,

Albak, E.İ., Kaya, N., Bozkurt, R., Böke, T.A., Ergül, M., Ayaz, C., Öztürk F. 2018. Extraction of Road Profile Data to Use for Veicle Ride Comfort Evaluation. 9th International Automotive Technologies Congress, 7-8 May 2018, Bursa, Turkey.

Albak, E.İ., Solmaz, E., Kaya, N., Öztürk F. 2018. Formula Sae Aracı için Darbe Sönümleyici Optimizasyonu. 9th International Automotive Technologies Congress, 7-8 May 2018, Bursa, Turkey.

Albak, E.İ., Solmaz, E., Kaya, N., Öztürk F. (2018). Burulma Kirişinin Arka Aks Süspansiyon Sistemi Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi. 9th International Automotive Technologies Congress, 7-8 May 2018, Bursa, Turkey.

Albak, E.İ., Solmaz, E., Kaya, N., Öztürk, F. 2018. Lightweight foam impact attenuator design for formula SAE car. *Turkish Journal of Engineering*, 2(1): 17-21.

Albak, E.İ. 2019. Formula SAE Aracında Ağırlık Azaltılmasına Yönelik Fren Pedalının Topoloji Optimizasyonu Yöntemiyle Optimum Tasarımı. *International Journal of Engineering Research and Development*, 11(1): 328-334.

Albak, E.İ., Solmaz, E., Kaya, N., Öztürk, F. 2019. Impact attenuator conceptual design using lightweight materials and meta-modeling technique. *Materials Testing*, 61(7): 621-626.

Albak, E. İ. 2020. Multi-objective crashworthiness optimization of thin-walled multi-cell tubes with different wall lengths. *International Journal of Crashworthiness*, DOI: 10.1080/13588265.2020.1724015.

Albak, E.İ. 2020. Effects of sections added to multi-cell square tubes on crash performance, *Materials Testing*, 62(5): 471-479.

Albak, E.İ., Solmaz, E., Öztürk, F. 2020. Enhancing a twist beam suspension system conceptual design using population-based optimization methods. *Materials Testing*, 62(7): 672-677.

Böke, T.A., Albak, E.İ., Kaya, N., Bozkurt, R., Ergül, M., Emiroğlu, S., Öztürk F. 2018. Subjective and Objective Evaluations of Vehicle Ride Comfort Based on Road Tests. 9th International Automotive Technologies Congress, 7-8 May 2018, Bursa, Turkey.

Öztürk, İ., Albak, E.İ., Yıldızhan, M., Efendioğlu, B., Solmaz, E., Kaya, N., Öztürk, F., 2015. Optimum Design of Vehicle Parts Using Simulation Based Approaches and Approximation Techniques. International Symposium on Engineering, Artificial Intelligence & Applications, 4-6 Kasım 2015, Girne, Kıbrıs.

Durgun, İ., Albak, E.İ., Ünsal, E., Karamangil, M.İ., Kuş, A., Solmaz, E., Öztürk, F. 2015. Formula Sae Aracı Kompozit Emme Manifoldu Üretimi. Uluslar Arası Katılımlı III. Ege Kompozit Malzemeler Sempozyumu, 5-7 Kasım 2015 Kuşadası İzmir, Türkiye.

Pir, F., Albak, E.İ., Kaya, N., Öztürk, F., Korkmaz, İ. 2014. Araç Yol Tutuş Ve Konfor Özelliklerinin Model Tabanlı Analizi Ve Optimizasyonu. 7.Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 26-27 Mayıs 2014, Bursa, Türkiye.

Pir F., Albak E.İ., Öztürk F., Kaya N., Korkmaz İ. 2016. Integrated model-based approach for the optimisation of vehicle ride comfort and handling characteristics: integrated vehicle dynamics model design. *International Journal of Vehicle Design* 71(1-4): 154-173.

Yıldız, B.S., Yıldız, A.R., Albak, E.İ., Abderazek, H., Sait, S.M., Bureerat, S. 2020. Butterfly optimization algorithm for optimum shape design of automobile suspension components, *Materials Testing*, 62(4): 365-370.

Yıldızhan, M., Efendioğlu, B., Kaya, N., Öztürk, İ., Albak, E.İ., Öztürk, F. 2016. Design of improved energy absorbing pads to reduce occupant injuries in vehicle side impact. *International Journal of Vehicle Design*, 71(1-4): 174-190.

Yıldızhan, M., Efendioğlu, B., Öztürk, İ., Albak, E.İ., Kaya, N., Öztürk, F. 2014. Araç Yan Çarpışma Enerji Sönümleyicilerin Optimum Tasarımı: Kapı Darbe Sönümleyici Tasarımı ve Analizi. 7.Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 26-27 Mayıs 2014, Bursa, Türkiye.