

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT ASKI SİSTEMİ ELEMANLARININ
FARKLI YOL KOŞULLARI İÇİN PARAMETRİK
KÜTLE OPTİMİZASYONU

Musa ÖZÇELİK

Ekim, 2011

İZMİR

**TAŞIT ASKI SİSTEMİ ELEMANLARININ
FARKLI YOL KOŞULLARI İÇİN PARAMETRİK
KÜTLE OPTİMİZASYONU**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makina Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı

Musa ÖZÇELİK

Ekim, 2011

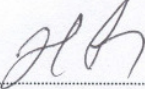
İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

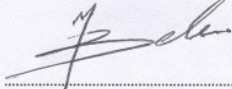
MUSA ÖZÇELİK, tarafından PROF.DR. N.SEFA KURALAY yönetiminde hazırlanan “TAŞIT ASKI SİSTEMİ ELEMANLARININ FARKLI YOL KOŞULLARI İÇİN PARAMETRİK KÜTLE OPTİMİZASYONU” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.


Prof. Dr. N. Sefa KURALAY

Yönetici


Prof. Dr. Hazan YILDIZ

Jüri Üyesi


Yrd. Doç. Dr. Melih Belevi

Jüri Üyesi


Prof. Dr. Mustafa SABUNCU

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜRLER

Bu çalışmada benden desteğini esirgemeyen başta ailem ve eőim olmak üzere saygıdeğer hocam Prof.Dr. N. Sefa KURALAY' a, çalışmalar süresince fikirleri ile bana destek olan Dr. M. Murat TOPAÇ' a ayrıca ZF Lemförder firmasına ve sonlu elemanlar analizi departmanındaki çalışma arkadaşlarıma teőekkürü bir borç bilirim.

Musa ÖZÇELİK

TAŞIT ASKI SİSTEMİ ELEMANLARININ FARKLI YOL KOŞULLARI İÇİN PARAMETRİK KÜTLE OPTİMİZASYONU

ÖZ

Bu çalışmanın amacı ekonomik parçalar üretmek ve yaylandırılmamış kütlelerin sürüş davranışı üzerine etkisini kontrol altına almak için askı sistemi bileşeninin kütlelerini azaltmaktır.

Tahrik edilmeyen bir binek aracın arka aksına çift enine yön vericili tekerlek askı sistemi uygulanmıştır. ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) standart sürüş manevralarından türetilen on üç yük şartını askı sistemine uygulamak ve alt bileşenlerin bağlantı noktalarında kuvvet ve moment sonuçlarını almak için kullanılmıştır. Bununla beraber vektör cebir hesaplamaları ile ADAMS sonuçları karşılaştırılmıştır. Sırayla gerilme analizi NASTRAN paket programı ile lineer malzeme özellikleri kullanılarak yapılmıştır. Gerilme analiz sonuçları topoloji optimizasyonu cevaplarının üst sınırı olarak girilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak Optistruct paket programıyla yapılmıştır. Optistruct optimum parça geometrisi için bir önerme verir ve bu önerme doğrultusunda yeni model lineer analiz ile doğrulanmalıdır.

Sonuç olarak optimizasyon önermelerine göre üst salıncak kolu tekrar modellenmiştir ve kütlesi azaltılmıştır.

Anahtar sözcükler : çoklu cisimler dinamiği, sonlu elemanlar analizi, topoloji optimizasyonu

PARAMETRIC MASS OPTIMIZATION OF VEHICLE SUSPENSION SYSTEM COMPONENT UNDER DIFFERENT LOAD CASES

ABSTRACT

The aim of this study is to decrease the mass of suspension system components in order to producing economical parts and controlling the effect of unsprung mass to the driving behavior of passenger cars.

A double wishbone suspension system is applied on non-driven rear axle of passenger car. ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) software is utilized on the multi body dynamic analysis aim to calculate force and moment on joint connections of sub-component according to the thirteen different load cases which is derived from the standard driving maneuvers. Simultaneously the vector theory is performed on double wishbone suspension system in order to correlate force and moment results of ADAMS software. Sequentially the strength analysis performed by linear material behavior using Nastran software. The strength analysis's results are set to the upper limit of the topology optimization response. The topology optimization is performed by finite element method using Optistruct software. Optistruct responses effective designs for optimum part geometry then new design iterations are confirmed by linear durability analysis.

As a result the upper control arm component of double wishbone suspension system is redesigned according to the optimization responses and different material iterations so mass of control arm is decreased.

Keywords : multi body dynamics, finite element analysis, topology optimization.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU.....	ii
TEŞEKKÜRLER.....	iii
ÖZ.....	iv
ABSTRACT.....	v
BÖLÜM BİR - GİRİŞ.....	1
1.1 Bağımsız Askı Sistemleri	1
1.1.1 Çift Enine Yön Vericili Askı Sistemi.....	2
BÖLÜM İKİ - DİNAMİK TEKERLEK YÜKLERİNİN HESAPLANMASI	6
2.1 Araç Özelliklerinin Tanımlanması	6
2.2 Tekerlek Dinamik Yüklerinin Hesaplanması	7
2.2.1 1. Yol Şartı (Araç Ağırlığı, Tekerlek Temas Noktasında).....	10
2.2.2 2. Yol Şartı (Dikey İvmelenme, Tekerlek Temas Noktasında).....	11
2.2.3 3. Yol Şartı (Yanal İvmelenme, Tekerlek Temas Noktasında).....	11
2.2.4 4. Yol Şartı (Sağ Viraj, Tekerlek Temas Noktasında)	12
2.2.5 5. Yol Şartı (Boyuna İvmelenme, Tekerlek Merkezinde).....	14
2.2.6 6. Yol Şartı (Frenleme, Tekerlek Temas Noktasında)	15
2.2.7 7. Yol Şartı (İvmelenme, Tekerlek Merkezinde)	16
2.2.8 8. Yol Şartı (İvmelenme, Tekerlek Merkezinde)	18
2.2.9 9. Yol Şartı (Geri Giderken Frenleme, Tekerlek Temas Noktasında)	19
2.2.10 10. Yol Şartı (Virajda Frenleme, Tekerlek Temas Noktasında)	20
2.2.11 13. Yol Şartı (Diyagonal Aks Yüklenmesi)	24

BÖLÜM ÜÇ - KUVVET VE MOMENTLERİN HESAPLANMASI.....	25
3.1 ADAMS Tanımı	25
3.2 Sistemlerin Modellenmesinde İzlenecek Yol	26
3.2.1 Katılıkların Atanması	27
3.2.1.1 Yay Katılıklarının Atanması	27
3.2.1.2 Amortisör Katılıklarının Atanması	28
3.2.1.3 Yatak Katılıklarının Atanması	28
3.2.1.4 Amortisör Durdurucu Katılıklarının Atanması.....	32
3.2.2 Kinematik Noktaların Atanması	32
3.2.3 Lineer Kolların ve Lokal Koordinat Sistemlerinin Yerleştirilmesi.....	33
3.2.4 Mafsalların Tanımlanması	34
3.2.5 Askı Parametrelerinin Atanması	35
3.3 Askı Modelinin ADAMS Programında Simülasyonu	36
3.3.1 Girdilerin Tanımlanması	36
3.4 ADAMS Sonuçları	38
3.4.1 Araç Özellikleri Değişimi	38
3.4.2 Kuvvet Sonuçları.....	42
3.4.3 Kuvvet Sonuçların Karşılaştırılması	46
BÖLÜM DÖRT - SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZLER	54
4.1 Yaylandırılmamış Kütlelerin Dezavantajı	54
4.2 Mevcut Parça Dizaynının Yapısal Analizi	56
4.2.1 Malzeme Seçimi.....	57
4.3 Mevcut Parça Dizaynının Optimizasyonu	61
4.3.1 Topology Optimizasyonu Girdileri	64
BÖLÜM BEŞ - SONUÇLAR	66
KAYNAKLAR.....	70

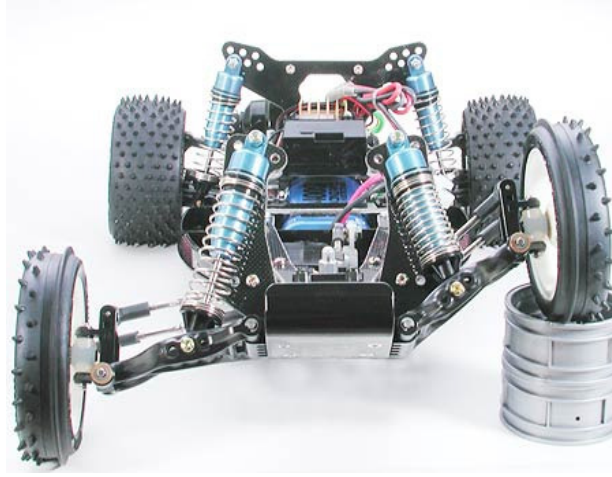
BÖLÜM BİR

GİRİŞ

1.1 Bağımsız Askı Sistemleri

Otomotiv endüstrisinin ilk yıllarında kullanılan sabit aksların zamanla kullanışsız hale gelmesi ağır olmaları, fazla yer işgal etmeleri ve daha teknolojik araçların üretilmesi ve istenilen sürüş dinamiklerini sağlayamaması yüzünden binek araçlarda yerini bağımsız askı sistemleri almıştır. Sabit akslara göre şu avantajları vardır; (Reimpell, Stoll, ve Betzler, 2004).

- Yaylandırılmamış kütlelerin düşük olması.
- Araç altında az yer kaplaması.
- Dış etkilerin tek tekerlek tarafında olması diğer tarafı etkilememektedir.
- Kolay yönlendirilebilir olması.

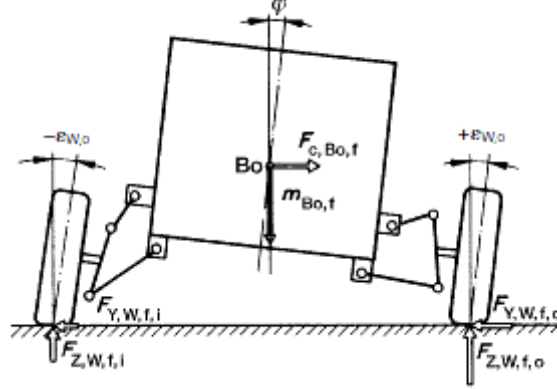


Şekil 1.1 Bağımsız askı sistemi hareket serbestliği örneği.

Dezavantajları;

- Sabit akslara göre ağırlık taşıma kapasiteleri çok düşüktür bu yüzden ağır ticari araçlarda kullanımı zordur.
- Çok bileşen ve bağlantı noktalarından dolayı tasarımı ve imalatı zordur.

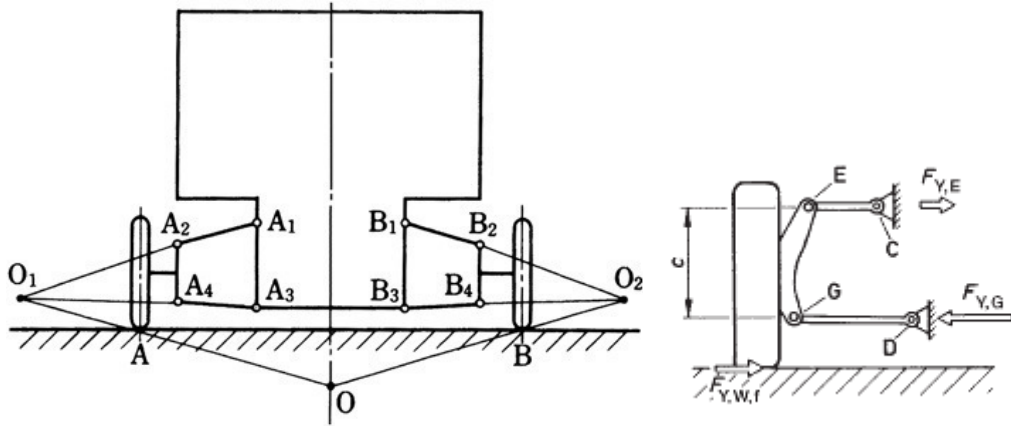
- Viraj hareketinde aracın eğim alması kamber açısı değişimine sebep olmaktadır bu yüzden ilave yalpa açısı engelleyici bileşenler uygulanmalıdır.



Şekil 1.2 Bağımsız askı sistemi kamber açısı değişimi
(Reimpell ve diğer, 2004).

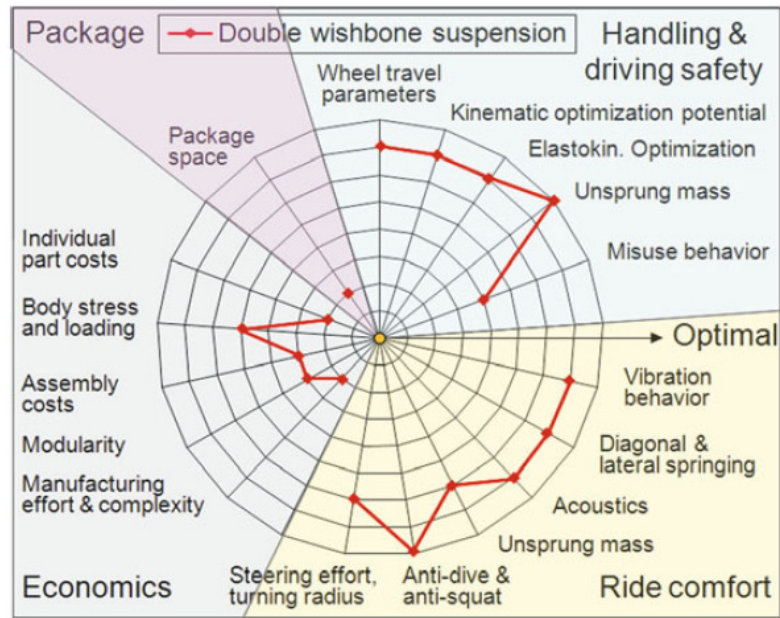
1.1.1 Çift Enine Yön Vericili Askı Sistemi

Tekerleğin araç şasisine iki adet araç enine doğru yerleştirilmiş üç noktalı kolla oluşturulan askı sistemleridir. Orijinal tasarımda enine kollar eşit boyuttadır ve kamber açısında değişme olmazken aracın iz genişliğindeki değişim fazla olmaktadır. Bu yüzden zamanla yerini üstte kısa altta uzun kolla tasarlanmaya başlanılmıştır ve kısa uzun kol (Short Long Arm) ismini buradan almıştır. Bu tür sistemlerde ise iz genişliği değişimi az olmaktadır fakat kamber açısı değişimi viraj hareketlerinde minimize edilmek zorundadır.



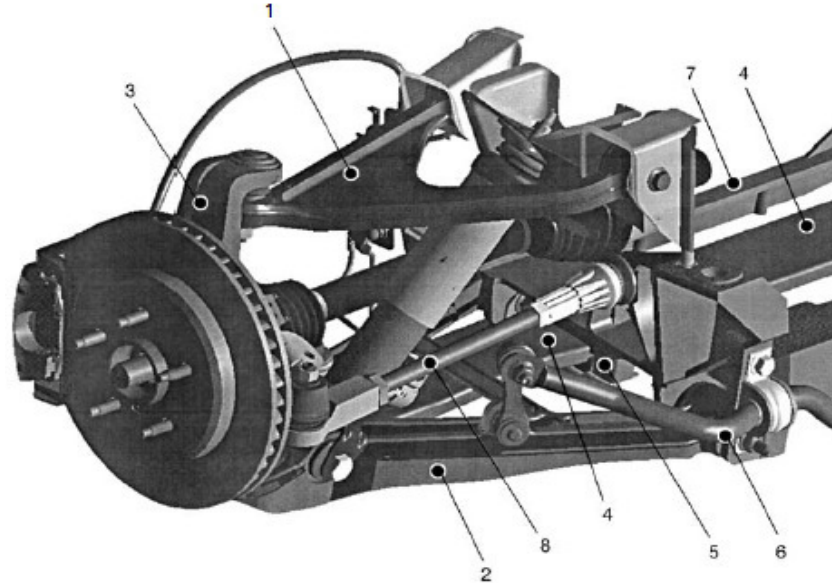
Şekil 1.3 Çift enine yön vericili askı sistemi yalpa merkezi ve kuvvet dağılımı (Reimpell ve diğer., 2004).

Sistem kol bağlantılarının yerleri değiştirilerek sistemin ani dönme merkezi yeri rahatlıkla değişebilmektedir. Bu sayede istenilen yere taşınır ve aracın viraj davranışları iyileştirilebilir. Ayrıca alt ve üst kollar arasındaki "c" mesafesi mümkün olduğunca uzun tutularak tekerleğe gelen yanıl kuvvetin sebep olduğu bağlantı noktaları reaksiyon kuvvetleri üst kolda düşürülebilir.



Şekil 1.4 Çift enine yön vericili askı sisteminin performans profili (Ersoy ve Heissing, 2011).

Yukarıdaki merkez etrafında noktalarla işaretlenmiş çift enine yön vericili askı sisteminin performans özellikleri verilmiştir. Merkezden dışa doğru açıldıkça daha optimum anlamına gelen noktalar vardır. İlk olarak bu sistem kapladığı alan kriterinde alternatifleri karşısında geride kalmaktadır çünkü altta ve üstte bulundurduğu iki adet üç noktalı salıncak kolu enine ve dikey doğrultuda fazlaca yer işgal etmektedir. Bu yüzden ön akslarda yerini büyük çoğunlukla McPherson askı sistemine bırakmıştır. Sürüş kontrolü ve güvenliği özellikleri açısından yüksek değerler taşımaktadır. Bağlantı kinematik noktaları geniş hacmi sayesinde değiştirilmesi kolaydır. Yaylandırılmamış kütlesi düşüktür ve tekerlek hareket parametreleri etkili elemanlar kullanılmış ise yüksek değildir. Sürüş konforu ise ilk olarak titreşim davranışı düşük olduğu ve az gürültü çıkardığı için yüksektir. Diyagonal ve dikine yay bağlanabilme özelliği vardır. Tekerlek yuvarlanma direnci de düşüktür. Ekonomik olması açısından ise biraz dezavantajlıdır. Her kolda üç bağlantı bulunuyor olması ve bu yatakların hassaslıklarının yüksek olması imalat maliyetini artırır hem malzeme açısından hem de montaj maliyeti açısından artırır. Bütün artı ve eksi yönleri doğrultusunda binek araçların orta seviye üstü modellerin bir çoğunda tercih edilmektedir.



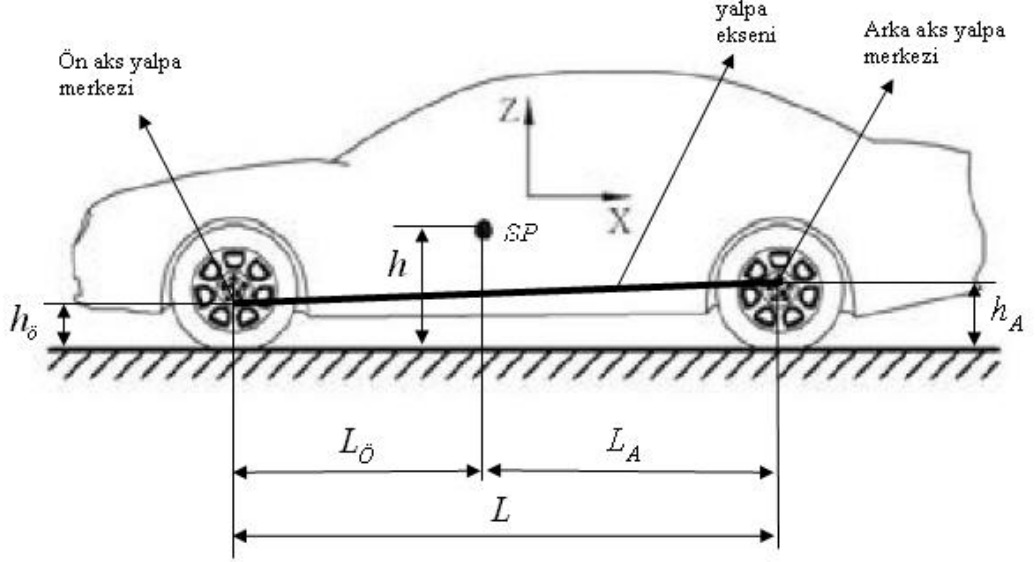
Şekil 1.5 Çift enine yön vericili tahrik edilen arka aks. (Reimpell ve diğer., 2004)

Tahrik edilen bir arka aksta kullanılan bu sistem bagaj hacmi kısıtlaması olmamasından dolayı torsiyon çubuğu ile benzer şekilde yaygın olarak tercih edilmektedir. Alt salıncak üzerine amortisör yerleştirilmiş ve askı sisteminin şasi ile dikey bağlantısını sağlamıştır ve gelen dikey dinamik kuvvetlerin büyük çoğunluğunu sönmüleyecektir. Yanal gelen kuvvetleri alt ve üst salıncak (1-2) birlikte almaktadır. Sistemin yalpa açısını azaltmak için kullanılan stabilizatör (6) de kısa bir parça ile alt salıncağa bağlanmıştır. Bu sistemde helisel yay yerine plastik yay (4) kullanılmıştır. Stabilizatör benzeri bir çalışma prensibi ile aracın yalpa açısını düşürmektedir. 8 numaralı kol ise aracın toe-in açısının değişimini çok katı ve sağlam bir biçimde engellemek için kullanılır.

BÖLÜM İKİ

DİNAMİK TEKERLEK YÜKLERİNİN HESAPLANMASI

2.1 Araç Özelliklerinin Tanımlanması



Şekil 2.1 Araç üzerinde boyutların gösterilmesi

Araç yaylandırılmış kütlesi (m_u) = 1590 kg

Ön aks kütlesi ($m_ö$) = 925 kg

Arka aks kütlesi (m_A) = 865 kg

Aks açıklığı (L) = 2640 mm

Ön iz genişliği ($S_ö$) = 1540 mm

Arka iz genişliği (S_A) = 1530 mm

Kütle merkezi yüksekliği (h) = 564 mm

Yaylandırılmamış kütle ön ($m_{uö}$) = 100 kg

Yaylandırılmamış kütle arka (m_{uA}) = 100 kg

Yaylandırılmamış kütle merkezi yüksekliği ön ($h_{uö}$) = 300 mm

Yaylandırılmamış kütle merkezi yüksekliği arka (h_{uA}) = 300 mm

Ön aks yalpa merkezi ($h_ö$) = 85,6 mm

Arka aks yalpa merkezi (h_A) = 93,3 mm

Dinamik tekerlek yarıçapı (r_{dyn}) = 291 mm

Tekerlek katılığı (C_1) = 200 N/mm

Ön aks yalpa katılığı ($C_{D\delta}$) = 1030 Nm/deg

Arka aks yalpa katılığı (C_{DA}) = 920 Nm/deg

Yukarıda araç bilgileri tanımlanmış olan orta sınıf bir binek aracın ön aksında McPherson arka aksında çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi kullanılmıştır. Önden çekişli ve önden motorlu araçlarda genellikle kullanıldığı gibi önde motorun fazla yer işgalinden dolayı McPherson bağımsız askı sistemi kullanılmıştır. Arka aksta da çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi kullanılmıştır.

2.2 Tekerlek Dinamik Yüklerinin Hesaplanması

ADAMS/car programında araç askı sistemleri ön ve arka ayrı ayrı modellenir. Bu modeller birleştirilip araç olarak da simülasyonu yapılabilir bunun yanında tek ön ya da arka model tekil olarak simülasyonu yapılabilir. Araç modeli yol şartlarında sürdürülebilir ve viraj, hendek, ivmelenme, frenleme, düz yolda hat değiştirme gibi durumlar incelenebilir. İlk olarak hesaplamalarda farklı durumlar inceleneceği için araç modeli yerine askı sistemi modelinden simülasyonlara devam edilecektir. Böylelikle ön ve arka akslar bağımsız olarak istenilen şartlara getirilir.

Askı sistemi tasarımın başlarında tekerlek yükleri genellikle mevcut değildir. Bu yüzden prototip üretiminin olmadığı durumlarda standart sürüş manevralarına (DIN 4138, DIN ISO 9816, DIN ISO 7975, DIN ISO 8725,...) bağlı olan standart yük durumları kullanılır. Standart yük durumları yarı statik yani zaman bağımsız olarak elde edilmiştir. Araç modeli aşağıda belirtilen yarı statik yol şartlarına maruz kalacaktır. Benzer standart yük durumları bir çok araç üreticisi tarafından kullanılmaktadır.

Tablo 2.1 Standart sürüş manevraları. (Ersoy ve Heissing, 2011)

Sürüş Performansı Standartları	
ISO 3888-1	Passenger cars - Test track for a severe lane-change maneuver - Part 1 : Double lane change
ISO 3888-2	Passenger cars - Test track for a severe lane-change maneuver - Part 2 : Obstacle avoidance
ISO 4138	Passenger cars - Steady - state circular driving behaviour - Open-loop test procedure
ISO 7401	Road vehicles - Lateral transient response test methods - Open-loop test methods
ISO 7975	Passenger cars - Braking in a turn - Open-loop test procedure
ISO/TR 8725	Road vehicles - Transient open-loop response test method with one period of sinusoidal input
ISO/TR 8726	Road vehicles - Transient open-loop response test method with pseudo-random steering input
ISO 9815	Road vehicles - Passenger-car and trailer combinations - Lateral stability test
ISO 9816	Passenger cars - Power-off reactions of a vehicle in a turn - Open-loop test method
ISO 12021-1	Road vehicles - Sensitivity to lateral wind - Part 1:Open-loop test method using wind generator input
ISO 13674-1	Road vehicles - Test method for the quantification of on-centre handling - Part 1: Weave test
ISO 14512	Passenger cars - Straight-ahead braking on surfaces with split coefficient of friction - Open-loop test procedure
ISO 15037-1	Road vehicles - Vehicle dynamics test methods - Part 1: General conditions for passenger cars
ISO 15037-2	Road vehicles - Vehicle dynamics test methods - Part 2: General conditions for heavy vehicles and buses
ISO 17288-1	Passenger cars - Free-steer behaviour - Part 1: Steering-release open-loop test method
ISO/TS 20119	Road vehicles - Test method for the quantification of on-centre handling - Determination of dispersion metrics for straight-line driving

Yol şartları aracın ömründe karşılaşılabileceği ekstrem durumları ve normal durumları içermektedir. Ekstrem durumlar parçaların dayanımlarını bulmak için normal durumlar ise yorulma ömrü hesapları için belirlenmiş durumlardır.

Tablo 2.2 Yük Durumları

S.No.	Yük Durumları(Yarı Statik)
1	Araç Ağırlığı
2	Dikey İvmelenme
3	Yanal İvmelenme
4	Viraj (Sağ)
5	Boyuna İvmelenme
6	Frenleme
7	İvmelenme
8	İvmelenme
9	Geriye giderken frenleme
10	Virajda Frenleme
11	Virajda İvmelenme (4x4)
12	Virajda İvmelenme
13	Diagonal Aks Yüklenmesi

Şirket standart yük durumlarının dışında bazı markaların uygulanmasını istediği kendilerine özel yada ek yük durumları mevcuttur. 32 adet yol şartı bulunan SAAB firması askı sistemlerinde özel yüklerinin uygulanmasını istemektedir. Buna ek olarak tabloda Jaguar firmasının kullandığı yük durumlarından bir kaçını mevcuttur;

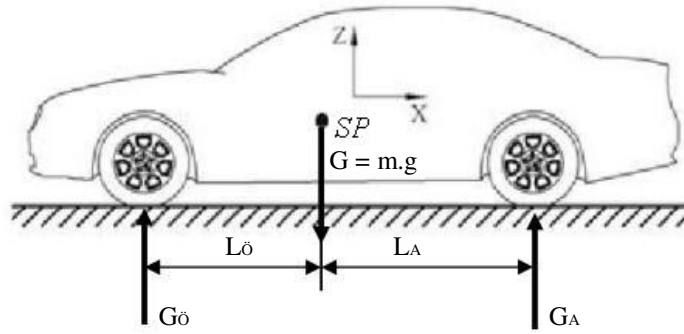
Tablo 2.3 Jaguar firmasına ait yük durumları (Blundell ve Harty, 2004)

Yük Durumu	F _x (N)	F _y (N)	F _z (N)
3g hendek	-	-	11180
2g çukur	-	-	-7460
0,75g viraj hareketi (dış tekerlek)	-	4290	5880
0,75g viraj hareketi (iç tekerlek)	-	-1180	1620
1g frenleme	5533	-	5530
0,35g geriye giderken frenleme	-2150	-	3330
Kaldırım darbesi	-	9270	4120
Çukurda frenleme	15900	-	12360

Firmalar arasında değişiklik göstermekle birlikte temel yük durumları Tablo 2.1'deki gibidir. Yük durumları yanlarında birim yer çekimi ivmesi olarak ifade edilmiş ivmeleri mevcuttur. Aracın kendi ağırlığı üzerindeki durumu 1g'lik ivme ile ifade edebiliriz. Benzer şekilde diğer durumlar için de ivme değerleri belirlenmiştir.

2.2.1 1. Yol Şartı (Araç Ağırlığı, Tekerlek Temas Noktasında)

Aracın hiçbir dış yük altında bulunmadan kendi ağırlığının etkisinin incelenmesi içindir. Araç kütle merkezinin durumuna göre hesaplanır ve yaylandırılmamış kütle de dahil edilmiştir. Araç kütle merkezi 1g'lik yer çekimi ivmesinin altındadır. Bu şartlarda tekerlek temas noktasında oluşan kuvvetler hesaplanmıştır.



Şekil 2.2 Araç ağırlığı altında stabil yük durumu şematik gösterimi.

$$G_A = \frac{G \times L_{\bar{o}}}{L} = \frac{m \times g \times L_{\bar{o}}}{L}$$

$$G_A = \frac{1790 \times 9,81 \times 1364,25}{2640} = 9074N$$

$$G_{\bar{o}} = \frac{G \times L_A}{L} = \frac{m \times g \times L_A}{L}$$

$$G_{\bar{o}} = \frac{1790 \times 9,81 \times 1275,75}{2640} = 8485N$$

$$G_{AA} = \frac{9074}{2} = 4537N$$

İki tekerlekte de aynı yük vardır.

$$G_{\ddot{O}A} = \frac{8485}{2} = 4243N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

2.2.2 2. Yol Şartı (Dikey İvmelenme, Tekerlek Temas Noktasında)

Dikey yönde 4g'lik bir ivmelenme durumu incelenmektedir. Gerçekte bir hendekten geçme ya da bir çukura düşme durumuna karşılık gelmektedir. 13 yol farklı yol durumu içinde en büyük kuvvetlere sebep olan yol durumudur. Araç ağırlığı durumu ile hesaplaması aynı şekildedir. Değişen sadece araç ağırlığına etkileyen yer çekimi ivmesidir.

$$G_A = \frac{G \times L_{\ddot{O}}}{L} = \frac{m \times 4g \times L_{\ddot{O}}}{L}$$

$$G_A = \frac{1790 \times 4 \times 9,81 \times 1364,25}{2640} = 36296N$$

$$G_{\ddot{O}} = \frac{G \times L_A}{L} = \frac{m \times 4g \times L_A}{L}$$

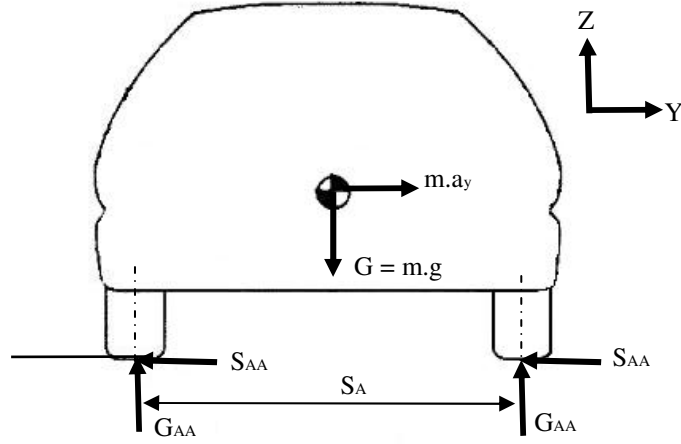
$$G_{\ddot{O}} = \frac{1790 \times 4 \times 9,81 \times 1275,75}{2640} = 33940N$$

$$G_{AA} = \frac{36296}{2} = 18148N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

$$G_{\ddot{O}A} = \frac{33940}{2} = 16970N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

2.2.3 3. Yol Şartı (Yanal İvmelenme, Tekerlek Temas Noktasında)

Bu durum viraj dönme benzeri bir duruma benzese de araç sağ sol tekerlek taraflarında yük değişimi olmamaktadır. Gerçekte yanal olarak bir kaldırıma çarpma gibi düşünebilir. 2g'lik yanal ivmenin yanında her sistemde kesinlikle olan 1g'lik yer çekimi ivmesi mevcuttur. Bu yük durumunda diğerlerinde olmayan tekerlek merkezi momenti de mevcuttur.



Şekil 2.3 Yanal ivmelenme yük durumu.

$$S_{\ddot{O}A} = m_{\ddot{O}} \times a_y = m_{\ddot{O}} \times 2g$$

$$S_{\ddot{O}A} = 925 \times 2 \times 9,81 = 18148N$$

$$S_{AA} = m_A \times a_y = m_A \times 2g$$

$$S_{AA} = 865 \times 2 \times 9,81 = 16971N$$

$$S_{\ddot{O}} = \frac{18148}{2} = 9074N$$

$$S_A = \frac{16971}{2} = 8486N$$

Boyuna yönde yük transferi olmadığı için G_{AA} ve $G_{\ddot{O}A}$ yükleri 1. yük durumu ile aynıdır.

$$G_{AA} = 4537N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

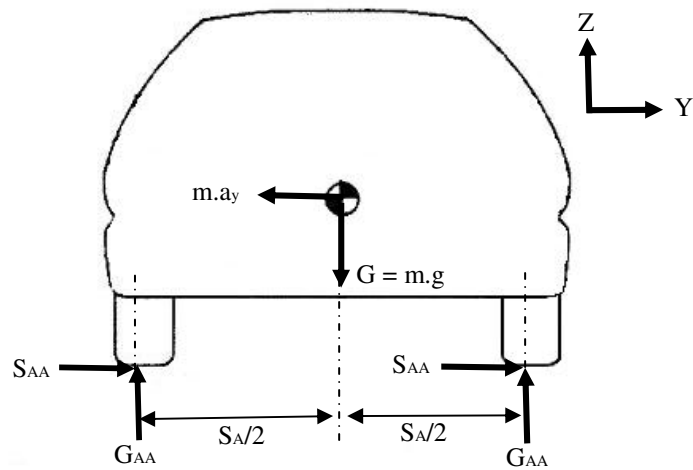
$$G_{\ddot{O}A} = 4243N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

2.2.4 4. Yol Şartı (Sağ Viraj, Tekerlek Temas Noktasında)

Aracın devrilmeden maksimum karşılayabileceği yanıl ivme değeri olarak kabul edilen 1,2g'nin araç kütle merkezine uygulanmasıdır. Sağ viraja giren aracın kütleinin sadece sol tekerlekler üzerinde taşınması durumudur.



Şekil 2.4 Devrilme öncesi viraj yük durumu; yarış arabasında görüldüğü gibi keskin bir virajı dönerken dinamik tekerlek yüklerinin sadece dış tekerlek üzerine gelmesi durumudur (Blundell ve Harty, 2004).



Şekil 2.5 Viraj yük durumu şematik gösterimi.

$$G_{\ddot{O}A(sol)} = m_{\ddot{O}} \times g$$

$$G_{\ddot{O}A(sol)} = 925 \times 9,81 = 9074N$$

$$G_{\ddot{O}A(sağ)} = 0$$

$$G_{AA(sol)} = m_A \times g$$

$$G_{AA(sol)} = 865 \times 9,81 = 8486N$$

$$G_{AA(sağ)} = 0$$

$$S_{\ddot{O}A(sol)} = m_{\ddot{O}} \times 1,2g$$

$$S_{\ddot{O}A(sol)} = 925 \times 1,2 \times 9,81 = 10889N$$

$$S_{\ddot{O}A(sağ)} = 0$$

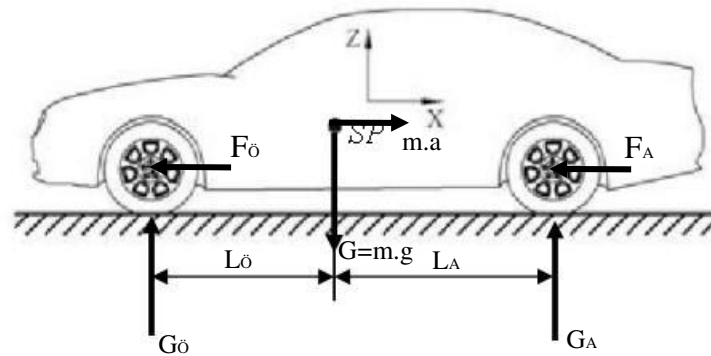
$$S_{AA(sağ)} = m_A \times 1,2g$$

$$S_{AA(sağ)} = 925 \times 1,2 \times 9,81 = 10183N$$

$$S_{AA(sol)} = 0$$

2.2.5 5. Yol Şartı (Boyuna İvmelenme, Tekerlek Merkezinde)

Aracın boyuna yönde $2g$ 'lik ivmelenmesi durumudur fakat aracın tahrik altında hızlanması durumu değildir. Statik düşünülerek aracın ön ve arka akslarda dinamik tekerlek yükü transferi olmaksızın hesaplanır. Bu ivmelenmeye sebep olan durumun tekerlek merkezinden uygulandığı varsayılmaktadır. Bu yüzden X yönündeki kuvvetler tekerlek temas noktasından değil tekerlek merkezinden okunacaktır.



Şekil 2.6 Boyuna ivmelenme yük durumu şematik gösterimi.

Boyuna yönde yük transferi olmadığı için G_{AA} ve $G_{\ddot{O}A}$ yükleri 1. yük durumu ile aynıdır.

$$G_{AA} = 4537N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

$$G_{\ddot{O}A} = 4243N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

$$F_{\ddot{O}} = m_{\ddot{O}} \times 2g$$

$$F_{\ddot{\theta}} = 925 \times 2 \times 9,81 = 18148N$$

$$F_A = m_A \times 2g$$

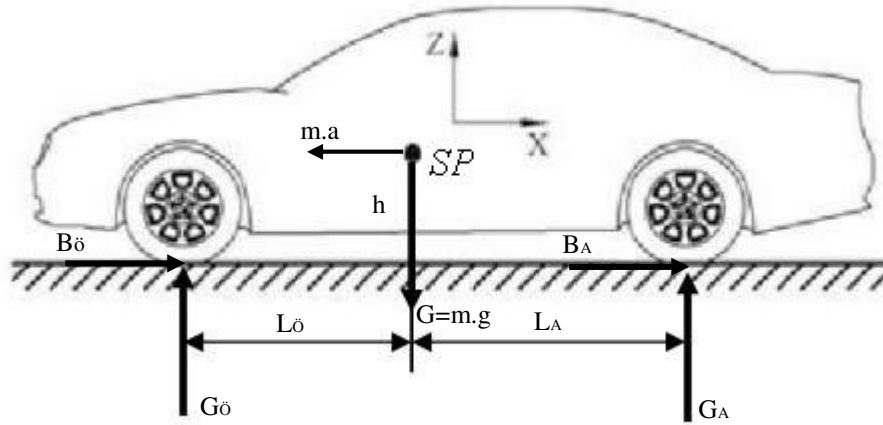
$$F_A = 865 \times 2 \times 9,81 = 16972N$$

$$F_{\ddot{\theta}A} = \frac{18148}{2} = 9074N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

$$F_{AA} = \frac{16972}{2} = 8486N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

2.2.6 6. Yol Şartı (Frenleme, Tekerlek Temas Noktasında)

Araç kütle merkezinin 1,1g'lik frenleme ivmesi ile yavaşlaması durumudur. Dinamik tekerlek yük değerleri yavaşlama ivmesinin kütle merkezinde oluşturduğu kuvvet ile moment dengesi kurularak hesaplanacaktır. Öne göre moment alıp arkayı, arkaya göre moment alıp ön tekerlek dinamik kuvvetini bulabiliyoruz. X yönünde tekerlek temas noktasında oluşan kuvvetin tekerlek merkezinde oluşturduğu moment de değerlendirmeye girecektir.



Şekil 2.7 Frenleme yük durumu

$$G_{\ddot{\theta}} = m \times g \times \left(\frac{L_A}{L} + a \times \frac{h}{L} \right)$$

$$G_{\ddot{O}} = 1790 \times 9,81 \times \left(\frac{1364,25}{2640} + 1,1 \times \frac{564}{2640} \right) = 13200N$$

$$G_A = m \times g \times \left(\frac{L_{\ddot{O}}}{L} - a \times \frac{h}{L} \right)$$

$$G_A = 1790 \times 9,81 \times \left(\frac{1275,75}{2640} - 1,1 \times \frac{564}{2640} \right) = 4360N$$

$$G_{\ddot{O}A} = \frac{13200}{2} = 6600N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

$$G_{AA} = \frac{4360}{2} = 2180N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

$$B_{\ddot{O}} = m_{\ddot{O},din} \times 1,1g$$

$$B_{\ddot{O}} = \frac{13200}{9,81} \times 1,1 \times 9,81 = 14520N$$

$$B_{\ddot{O}A} = \frac{14520}{2} = 7260N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

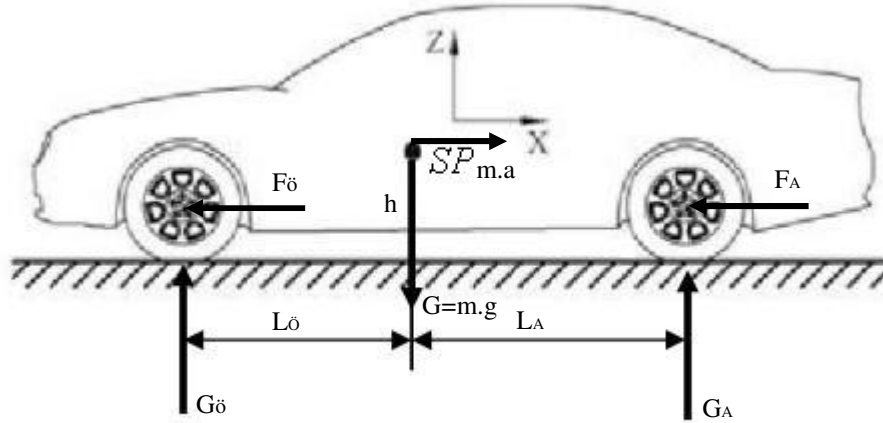
$$B_A = m_{A,din} \times 1,1g$$

$$B_A = \frac{4360}{9,81} \times 1,1 \times 9,81 = 4796N$$

$$B_{AA} = \frac{4796}{2} = 2398N$$

2.2.7 7. Yol Şartı (İvmelenme, Tekerlek Merkezinde)

Önden tahrikli olan aracın tahrik ivmesi altında oluşturduğu yük transferi incelenen bir durumdur. Araç tahrik momenti sadece ön aksta oluştuğu için arka aks onu takip etmektedir, yani arka aksta X yönünde kuvvet ve Y yönünde moment oluşmamaktadır. Bunun yanında bu durum için X yönündeki kuvvetlerin tekerlek merkezinden okunması istenmektedir.



Şekil 2.8 0,7g ivmelenme yük durumu şematik gösterimi

$$G_{\dot{o}} = m \times g \times \left(\frac{L_A}{L} - a \times \frac{h}{L} \right)$$

$$G_{\dot{o}} = 1790 \times 9,81 \times \left(\frac{1364,25}{2640} - 0,7 \times \frac{564}{2640} \right) = 6448N$$

$$G_A = m \times g \times \left(\frac{L_{\dot{o}}}{L} + a \times \frac{h}{L} \right)$$

$$G_A = 1790 \times 9,81 \times \left(\frac{1275,75}{2640} + 0,7 \times \frac{564}{2640} \right) = 11112N$$

$$G_{\dot{o}A} = \frac{6448}{2} = 3224N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

$$G_{AA} = \frac{11112}{2} = 5556N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

$$F_{\dot{o}} = m \times 0,7g$$

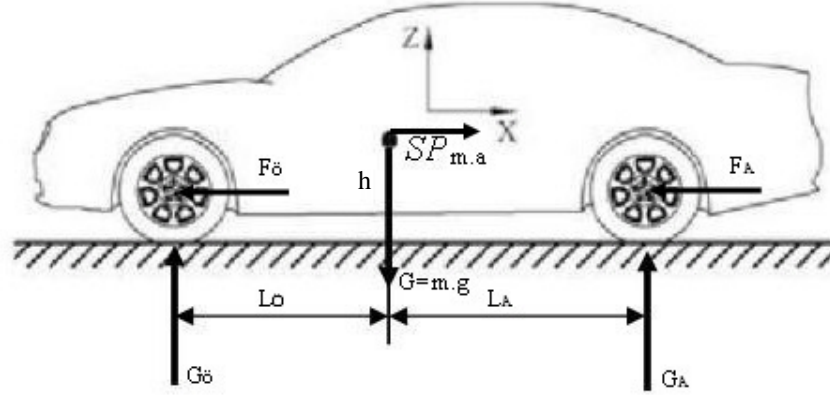
$$F_{\dot{o}} = 1790 \times 0,7 \times 9,81 = 12292N$$

$$F_{\dot{o}A} = \frac{12292}{2} = 6146N$$

$$F_{AA} = 0$$

2.2.8 8. Yol Şartı (İvmelenme, Tekerlek Merkezinde)

7. yük durumu ile tek farkı ivme değerinin 0,5g olmasıdır.



Şekil 2.9 0,5g ivmelenme yük durumu şematik gösterimi.

$$G_{\ddot{o}} = m \times g \times \left(\frac{L_A}{L} - a \times \frac{h}{L} \right)$$

$$G_{\ddot{o}} = 1790 \times 9,81 \times \left(\frac{1364,25}{2640} - 0,5 \times \frac{564}{2640} \right) = 7198N$$

$$G_A = m \times g \times \left(\frac{L_{\ddot{o}}}{L} + a \times \frac{h}{L} \right)$$

$$G_A = 1790 \times 9,81 \times \left(\frac{1275,75}{2640} + 0,5 \times \frac{564}{2640} \right) = 10362N$$

$$G_{\ddot{o}A} = \frac{7198}{2} = 3599N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

$$G_{AA} = \frac{10362}{2} = 5181N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

$$F_{\ddot{o}} = m \times 0,5g$$

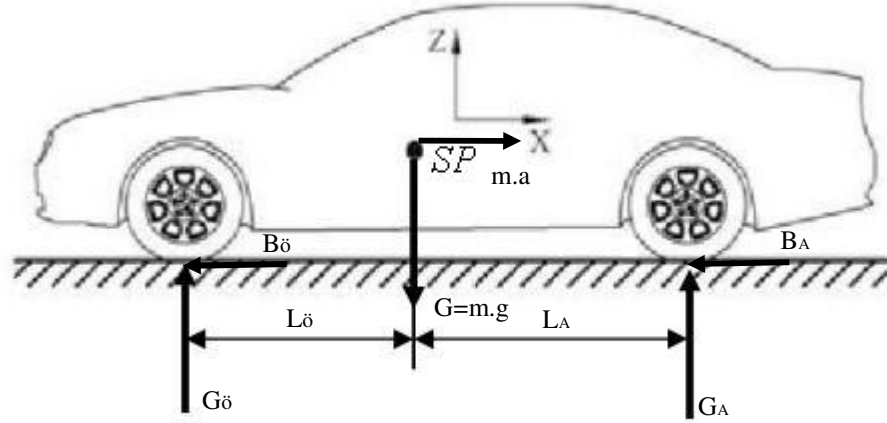
$$F_{\ddot{o}} = 1790 \times 0,5 \times 9,81 = 8780N$$

$$F_{\ddot{o}A} = \frac{8780}{2} = 4390N$$

$$F_{AA} = 0$$

2.2.9 9. Yol Şartı (Geriye Giderken Frenleme, Tekerlek Temas Noktasında)

Aracın geriye giderken frenleme durumunda oluşacak tekerlek dinamik yükleri bulunacaktır. Tekerlek temas noktasında bulunacak kuvvetlerin tekerlek merkezindeki momentleri de değerlendirilecektir.



Şekil 2.10 1g geriye giderken frenleme yük durumu

$$G_{\delta} = m \times g \times \left(\frac{L_A}{L} - a \times \frac{h}{L} \right)$$

$$G_{\delta} = 1790 \times 9,81 \times \left(\frac{1364,25}{2640} - 1 \times \frac{564}{2640} \right) = 5322N$$

$$G_A = m \times g \times \left(\frac{L_{\delta}}{L} + a \times \frac{h}{L} \right)$$

$$G_A = 1790 \times 9,81 \times \left(\frac{1275,75}{2640} + 1 \times \frac{564}{2640} \right) = 12238N$$

$$G_{\delta A} = \frac{5322}{2} = 2661N$$

İki tekerlekte de aynı yük vardır.

$$G_{AA} = \frac{12238}{2} = 6119N$$

İki tekerlekte de aynı yük vardır.

$$B_{\delta} = m_{\delta, din} \times g$$

$$B_{\ddot{o}} = \frac{5322}{9,81} \times 1 \times 9,81 = 5322N$$

$$B_{\ddot{o}A} = \frac{5322}{2} = 2661N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

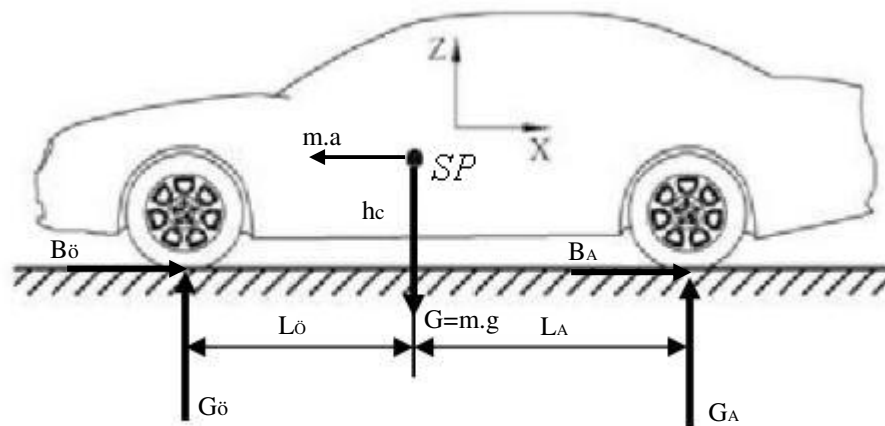
$$B_A = m_{A,din} \times 1g$$

$$B_A = \frac{12238}{9,81} \times 1 \times 9,81 = 12238N$$

$$B_{AA} = \frac{12238}{2} = 6119N$$

2.2.10 10. Yol Şartı (Virajda Frenleme, Tekerlek Temas Noktasında)

Aracın virajı 0,74g'lik yanal ivme ile dönme durumunda bununla birlikte 0,74g'lik frenleme ivmesinin oluşması durumudur. Bu durumdaki tekerlek dinamik yükleri hesaplaması bir kaç farklı şekilde yapılmaktadır. Bazıları araç askı sistemi katılıkları ihmal ederek ya da kütle merkezi yanal yönde değişmediği düşünülerek yapılan hesaplamalardır. Bu çalışmada yay katılıkları eklenecek fakat kütle merkezi yanal yöndeki değişimi ihmal edilecektir. Aracın boyuna yöndeki kütle transferi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.



Şekil 2.11 Virajda frenleme 1,04 g yük durumu.

$$G_{\ddot{o},1} = m \times g \times \left(\frac{L_A}{L} + a \times \frac{h}{L} \right)$$

$$G_{\ddot{o},1} = 1790 \times 9,81 \times \left(\frac{1364,25}{2640} + 0,74 \times \frac{564}{2640} \right) = 11848N$$

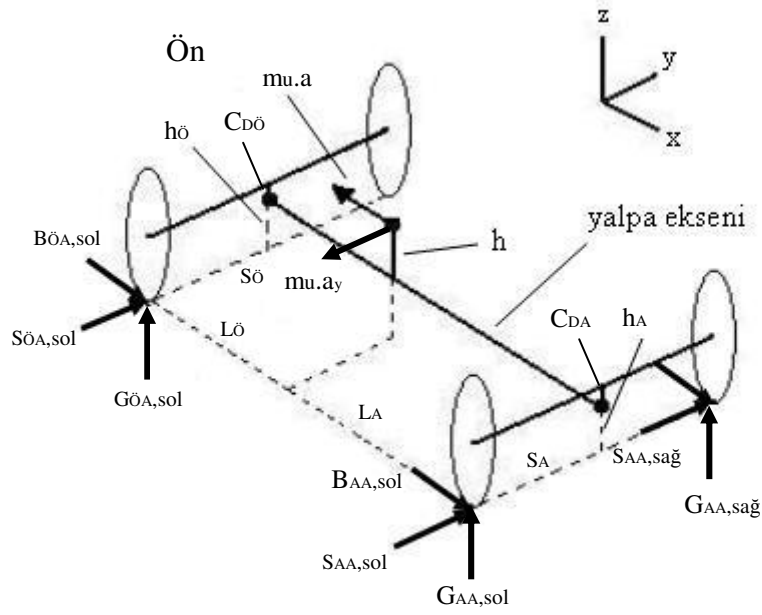
$$G_{A,1} = m \times g \times \left(\frac{L_{\ddot{o}}}{L} - a \times \frac{h}{L} \right)$$

$$G_{A,1} = 1790 \times 9,81 \times \left(\frac{1275,75}{2640} - 0,74 \times \frac{564}{2640} \right) = 5704N$$

$$G_{\ddot{o}A,1} = \frac{11848}{2} = 5924N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

$$G_{AA,1} = \frac{5704}{2} = 2852N \quad \text{İki tekerlekte de aynı yük vardır.}$$

Aracın 0,74g'lik frenleme ivmesinin altında ön ve arka akslarda tekerlek yük dağılımları bulunmuştur. İkinci aşamada viraj hareketinin oluşturduğu moment etkisi ile sol ve sağ tekerlekler arasında yük transferleri bulunacaktır. Ve ilk bulunan sonuçlardan çıkarılarak nihai tekerlek yüküne ulaşılabacaktır. İşlem sırasıyla, merkez kaç kuvvetinin etkisiyle oluşmuş d'Alembert kuvveti ve bunun oluşturduğu momentin ön ve arka akslara taşınması ve ilgili akslarda tekerlek temas noktasına göre momentlerin alınması ile sağ sol tekerlekler arasında yük transferi bulunur.



Şekil 2.12 Virajda frenleme 1,04 g yük durumu şematik gösterim.

$\Delta G_{\ddot{O},M}$ ve $\Delta G_{A,M}$ kuvvetleri yaylandırılmış kütlelerin sebep olduğu moment etkisi ile oluşturulmuş yanal yük transferidir. $\Delta G_{\ddot{O},Y}$ ve $\Delta G_{A,Y}$ kuvvetleri yaylandırılmış kütlelerin sebep olduğu yanal ivmelenme etkisi ile oluşturulmuş yanal yük transferidir.

$$G_{\ddot{O},sol} = G_{\ddot{O},1} + \Delta G_{\ddot{O},M} + \Delta G_{\ddot{O},Y}$$

$$G_{\ddot{O},sağ} = G_{\ddot{O},1} - \Delta G_{\ddot{O},M} - \Delta G_{\ddot{O},Y}$$

$$G_{AA,sol} = G_{AA,1} + \Delta G_{A,M} + \Delta G_{A,Y}$$

$$G_{AA,sağ} = G_{AA,1} - \Delta G_{A,M} - \Delta G_{A,Y}$$

$$\Delta G_{\ddot{O},M} = \frac{M_{\ddot{O}DM}}{s_{\ddot{O}}} = m_U \times a_y \times h \times \left(\frac{c_{D\ddot{O}}}{c_{DA} + c_{D\ddot{O}}} \right) \times \frac{1}{s_{\ddot{O}}}$$

$$\Delta G_{\ddot{O},M} = 1590 \times 0,74 \times 9,81 \times 475 \times \left(\frac{1030}{1030 + 920} \right) \times \frac{1}{1540} = 1880,5N$$

$$\Delta G_{A,M} = \frac{M_{ADM}}{s_A} = m_U \times a_y \times h \times \left(\frac{c_{DA}}{c_{D\ddot{O}} + c_{DA}} \right) \times \frac{1}{s_A}$$

$$\Delta G_{A,M} = 1590 \times 0,74 \times 9,81 \times 475 \times \left(\frac{920}{1030 + 920} \right) \times \frac{1}{1530} = 1690,6N$$

$M_{\ddot{O}DM}$ ve M_{ADM} Yaylandırılmış kütlelerin yalpa ekseninde oluşturduğu dönme momentidir.

$$\Delta G_{\ddot{O},Y} = F_{\ddot{O}DM} \times \left(\frac{h_{\ddot{O}}}{s_{\ddot{O}}} \right) = m_U \times a_y \times \left(\frac{L_A}{L_A + L_{\ddot{O}}} \right) \times \left(\frac{h_{\ddot{O}}}{s_{\ddot{O}}} \right)$$

$$\Delta G_{\ddot{O},Y} = 1590 \times 0,74 \times 9,81 \times \left(\frac{1364}{1364 + 1276} \right) \times \left(\frac{85,6}{1540} \right) = 331,5N$$

$$\Delta G_{A,Y} = F_{ADM} \times \left(\frac{h_A}{s_A} \right) = m_U \times a_y \times \left(\frac{L_A}{L_A + L_{\ddot{O}}} \right) \times \left(\frac{h_{\ddot{O}}}{s_{\ddot{O}}} \right)$$

$$\Delta G_{A,Y} = 1590 \times 0,74 \times 9,81 \times \left(\frac{1276}{1276 + 1364} \right) \times \left(\frac{93,3}{1530} \right) = 340,2N$$

$F_{\ddot{O}DM}$ ve F_{ADM} Yaylandırılmış kütlelerin yanal ivme sebebiyle oluşturduğu kuvvet değerleridir.

$$G_{\ddot{O}A,sol} = 5924 + 1880,5 + 331,5 = 8136N$$

$$G_{\ddot{O}A,sağ} = 5924 - 1880,5 - 331,5 = 3712N$$

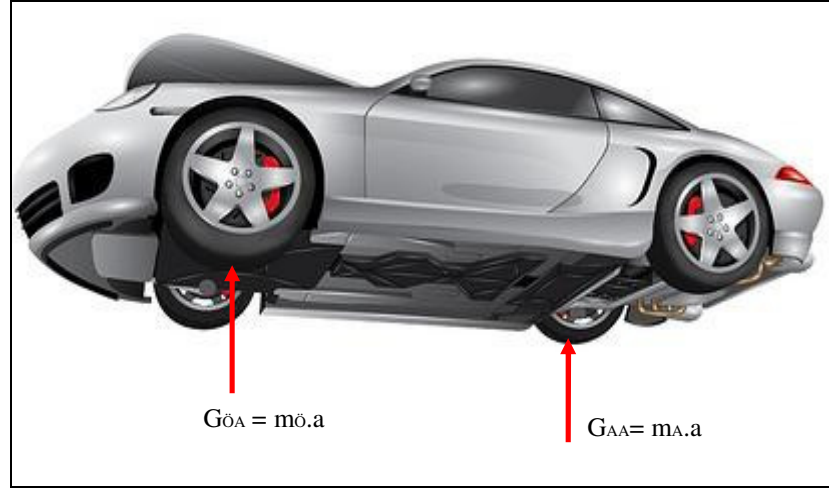
$$G_{AA,sol} = 2852 + 1690,5 + 340,2 = 4882,7N$$

$$G_{AA,sağ} = 2852 - 1690,5 - 340,2 = 821,3N$$

Dikey dinamik tekerlek yükleri yukarıdaki gibi bulunmuştur. Yanal tekerlek yüklerine ulaşabilmek için ön, arka ve sağ, sol arasındaki dikey dağılım oranları ile boyuna ve yanal tekerlek yükleri bulunabilir.

2.2.11 13. Yol Şartı (Diyagonal Aks Yüklmesi)

Aracın diyagonal olarak karşılıklı zıt yönlerdeki tekerlerinden yüklenmesi durumudur. Sol ön ve sağ arka tekerlekler 1,75g'lik ivmelenmeye maruzdur ve diğer tekerlekler hiç yük taşıyor kabul edilmektedir.



Şekil 2.13 Ön aks sol tekerlek ve arka aks sağ tekerlek yüklenmesi ile oluşan yük durumudur.

$$F_{\ddot{O}A,sol} = m_{\ddot{O}} \times a$$

$$F_{\ddot{O}A,sol} = 925 \times 1,75 \times 9,81 = 15880N$$

$$F_{\ddot{O}A,sağ} = 0$$

$$F_{AA,sağ} = m_A \times a$$

$$F_{AA,sağ} = 865 \times 1,75 \times 9,81 = 14850N$$

$$F_{AA,sol} = 0$$

BÖLÜM ÜÇ

KUVVET VE MOMENTLERİN HESAPLANMASI

3.1 ADAMS Tanımı

MSC.ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) programı günümüzün hızla gelişen otomotiv sektörü ağırlıklı çalışmalar için tasarlanmış fakat bunların yanında MBS (Multi Body System) üzerinde bütün çalışmaların ve hesaplamaların kolaylıkla yapılmasını sağlamıştır. ADAMS programının otomotiv sektöründe rahatlıkla ve yaygınlıkla kullanılmasını sağlayan içindeki modüllerdir. ADAMS/car, ADAMS/Chassis gibi modüller kurulumu ile birlikte standart araç, askı sistemi, yol, tekerlek, keş vb. şablonları içermesidir. Sabit askı sistemleri ve bağımsız askı sistemlerinin farklı türevlerini de şablon olarak kullanıma hazırdır. Sistem kinematik noktaları, yay, damper özelliklerinin değiştirilmesine izin vermesi açısından büyük kolaylık sağlamaktadır.

Hazır sistem modellerinin yanında simülasyon standartları da vardır. Tekil askı sistemi ve araç modeli simülasyonları olarak ikiye ayrılır. Tekil askı sistemlerinde;

- Paralel tekerlek hareketi
- Zıt tekerlek hareketi
- Yalpa ve dikey kuvvet
- Tek tekerlek hareketi
- Direksiyon yön vermesi
- Statik yükleme
- Dinamik yükleme

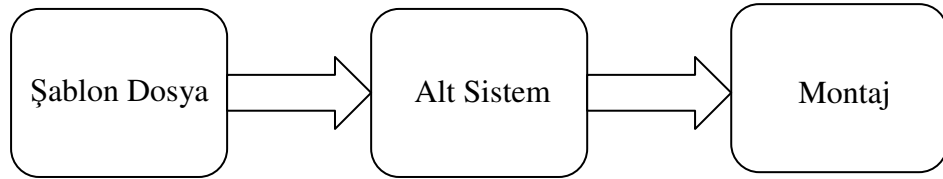
Gibi durumlar standart olarak mevcuttur. Her simülasyon çeşidi yapılabilmesi için gerekli durumları içeren girdiler istemektedir. Böylelikle girdi karmaşasından kaçınılmış oluyor. Araç modeli simülasyonları ise 4 ana başlıkta gruplanmıştır.

- Yönverme
- Viraj alma
- Düz yol
- Rota

Bu başlıklar altında hızlanarak, yavaşlayarak, sabit hızda, düz yolda, rampada, çukurlu yollarda uygulama modları vardır. Aracın modeli farklı yol durumları da oluşturularak bir pist ya da anlık olaylarda sürdürülebilir.

3.2 Sistemlerin Modellenmesinde İzlenecek Yol

ADAMS/car programında çalışma sistemi üç ana aşamadan oluşmaktadır. Şablon dosyadan alt sistemler oluşturulur. Alt sistemler de birleştirilerek montaj sistemleri oluşturulur.



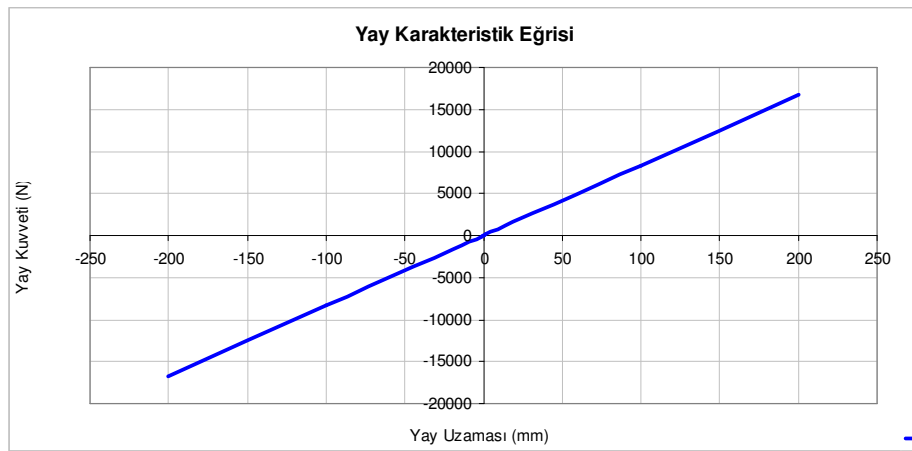
Şekil 3.6 Modelleme aşaması

Şablon dosyalar da bütün değişkenleri değiştirebilmek için yetki vardır. Şablon dosyalar oluşturulduktan sonra alt sistemlere geçilir. Yönlendirme şablonundan yönlendirme alt sistemine geçilmesi gibi. Alt sistemi geçildikten sonra kinematik noktaların konumlarının değiştirilmesi, katılık özelliklerinin değiştirilmesi gibi kısıtlı alanlar kalır. Bunun dışında yeni parçalar ekleme ve silme gibi özellikler kapalı haldedir. Alt sistemlerden de montaj dosyaları oluşturulur. Yönlendirme alt sistemi ile ön askı sistemi birleştirilerek montaj oluşturulur. Montaj dosya yetkileri de alt sistemlerdeki kadardır. Bu dosya türlerinden sadece montaj dosyalarının simülasyonu yapılabilmektedir. İstenildiği takdirde şablon dosyada değişiklikler yapılarak bütün sistemlere güncellenmesi sağlanabilir.

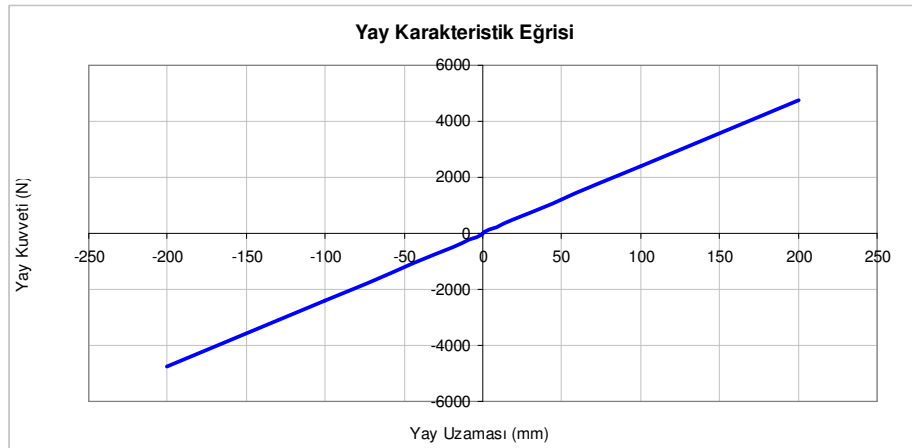
3.2.1 Katlıkların Atanması

3.2.1.1 Yay Katlıklarının Atanması

Askı sistemlerinde bağlantılarda ya da sistemde taşıyıcı, iletici ve sönümleyici olarak kullanılan rijit olmayan bileşenlerin katlıklarının girilmesi aşamasıdır. Lineer ya da lineer olmayan özellikler taşıyan bu elemanlar istenilen grafik girdilerine göre eğrileri sistemde tanımlanır. Lineer yayların tanımı aşağıdaki gibidir;



Şekil 3.7 Arka askı lineer yay karakteristiği.



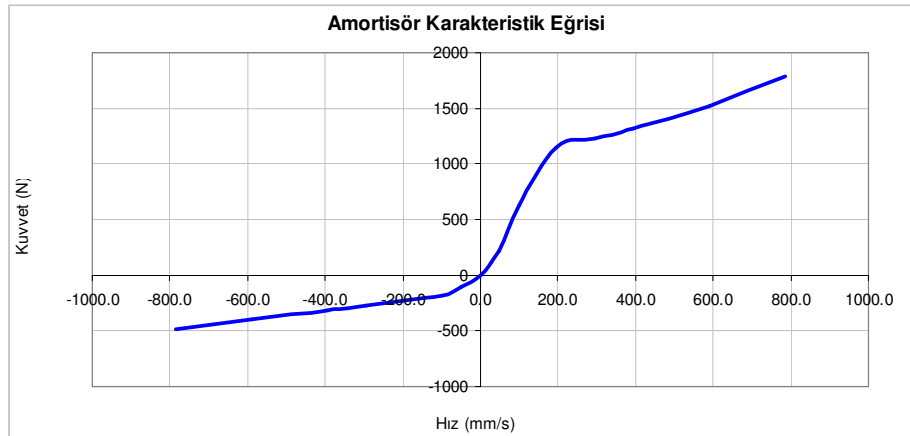
Şekil 3.8 Ön askı lineer yay karakteristiği

McPherson bağımsız askı sisteminden oluşan ön aksta damperin üzerinde helisel yay da kullanılmıştır. Çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminde ise alt salıncak

ile şasi arasında helisel yay kullanılmıştır. Hem bağlantı noktası ile arasındaki çevirimden dolayı hem de bagaj dolayısıyla arkada biraz daha katı bir yay kullanılmıştır. Koni ya da fıçı formu yerine lineer karakteristik veren düz helisel yaylar kullanılmıştır.

3.2.1.2 Amortisör Sönüm Katsayısı

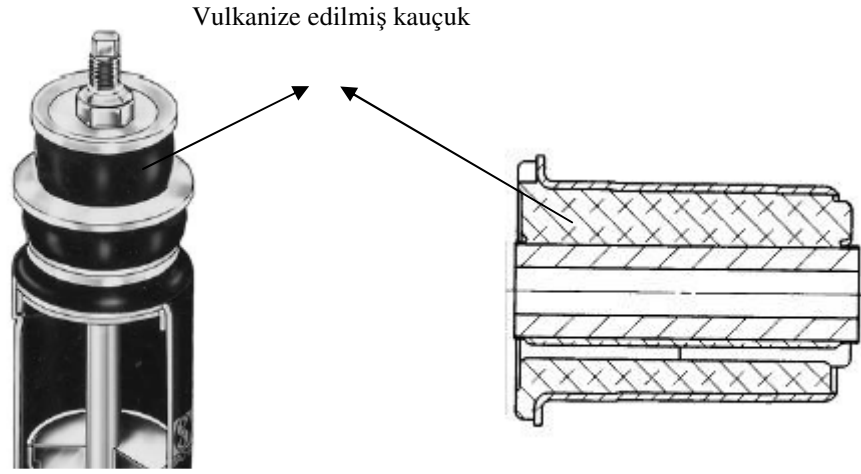
Akson ile şasi arasında uzanan, ön ve arka askı sistemlerinde yakın çevirim oranları mevcut olduğundan aynı karakteristikli amortisörler kullanılmıştır. Lineer olmayan bu damper karakteristiği hız - kuvvet olarak verilmiştir. Çeki yönünde eğri değişkenlik göstermesine rağmen bası yönünde lineere yakın ilerlemektedir. Bir hendek üzerinden geçerken amortisörün davranışı içeridekilere rahatsızlık vermeyecek şekilde olmalıdır. Yani bası yönünde lineere yakın olması kuvvet iletimini stabil yapmaktadır.



Şekil 3.9 Ön ve arka amortisör sönüm eğrisi

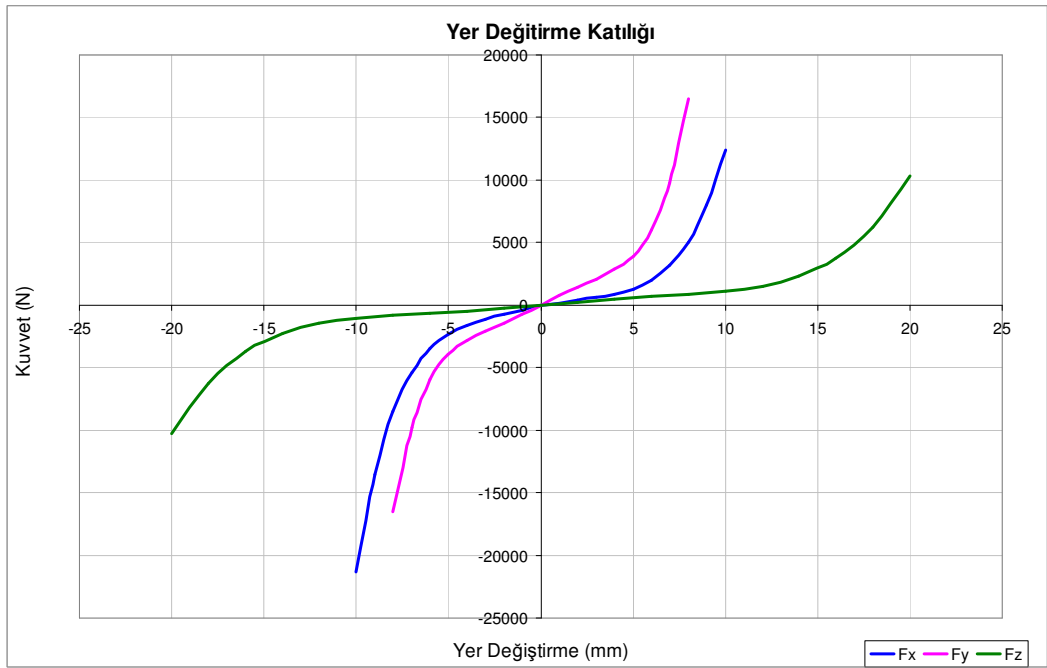
3.2.1.3 Yatak Katlıklarının Atanması

Askı sistemlerinde dinamik yüklerin fazla olmasından dolayı bileşenler arası bağlantıların kuvvet iletimi açısından önemi artmaktadır. Metal - metal bağlantılar yerine lastik takozlu bağlantılar kullanılmıştır. Lastik takozların titreşim sönümleme ve dinamik yüklenmelerde katı bir yay gibi görev yapması konfor açısından çok önemlidir.

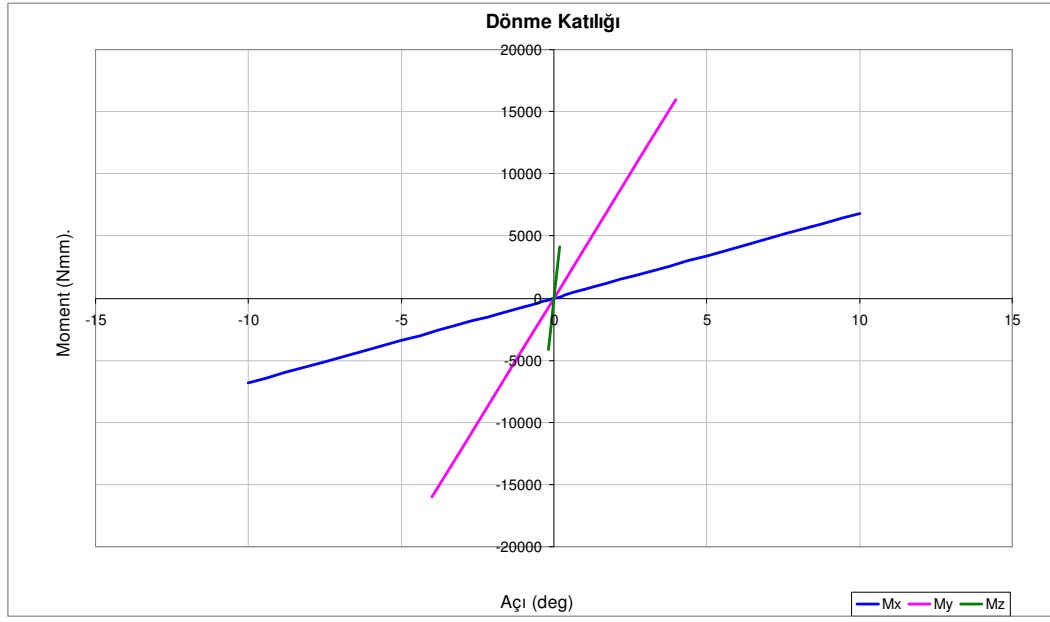


Şekil 3.10 Mil gövde arası bağlantılar (Reimpell ve diğer., 2004)

İmalatı tamamlanan mil ve yataklar arasına kauçuk vulkanize edilerek bağlantıları sağlanmış olur. Kauçuk o bölgenin ayrılmasını engelleyecek kadar sağlamdır bunun yanında rijit bağlantılar gibi darbe iletme kusurları yoktur.



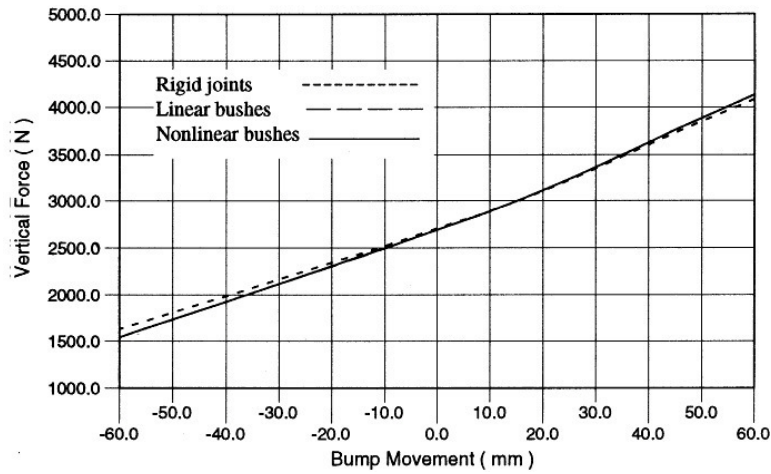
Şekil 3.11 Arka aks alt salıncak ile şasi arası bağlantı ilerleme katılığı.



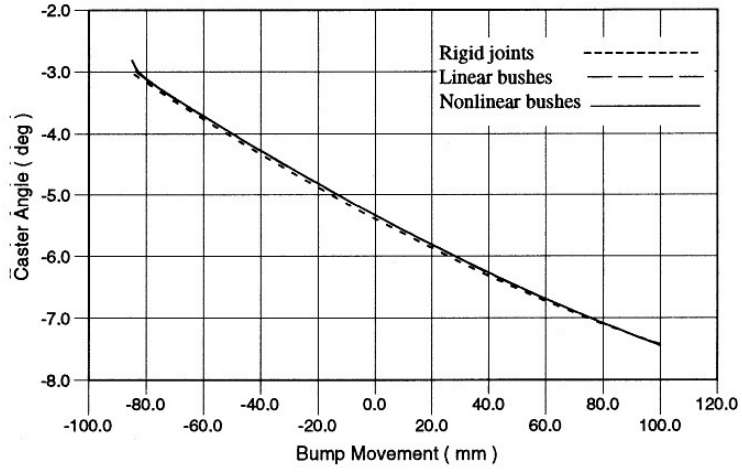
Şekil 3.12 Arka aks alt salıncak ile şasi arası bağlantı dönme katılığı

Arka askıda alt salıncak ile şasi arası bağlantının bulunduğu bölgede kullanılan katılıktır. Yatakların bazılarında tüm yönlerde de katılık değerleri farklıdır. Bunların yanında ilerleme katılıkları ile birlikte dönme katılıkları mevcuttur.

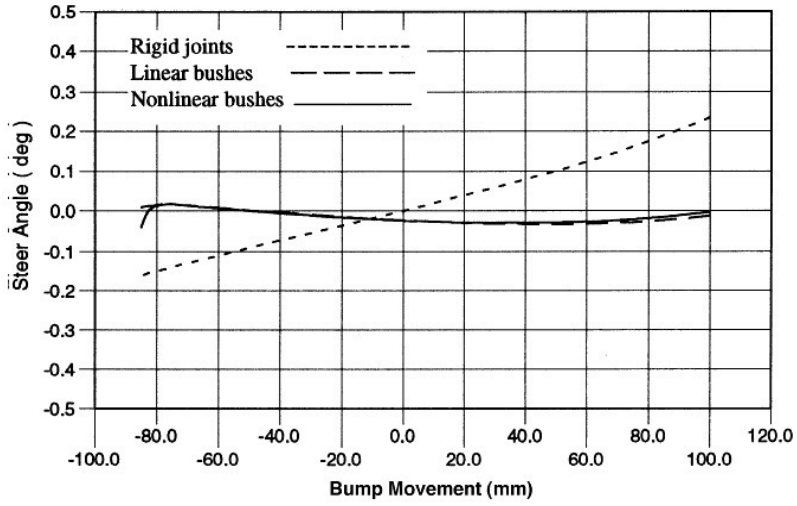
Yatak katılıklarının tanımlanmasından yönlerinin yerleştirilmesine kadar zaman alan bir işlemdir. Bu değerlerin atanmasının sonuçlar üzerinde etkisinin incelenmesi ne durumlarda gerekli olduğunu kanıtlayacaktır. Yatakların lineer, lineer olmayan, ya da rijit tanımlanmasının bazı durumlar üzerinde etkisi incelenmiştir.



Şekil 3.13 Hendekten geçişte yatak katılıklarının dikey kuvvete etkisi (Blundell , 1998).



Şekil 3.14 Hendekten geçişte yatak katılıklarının kaster açısına etkisi (Blundell , 1998).

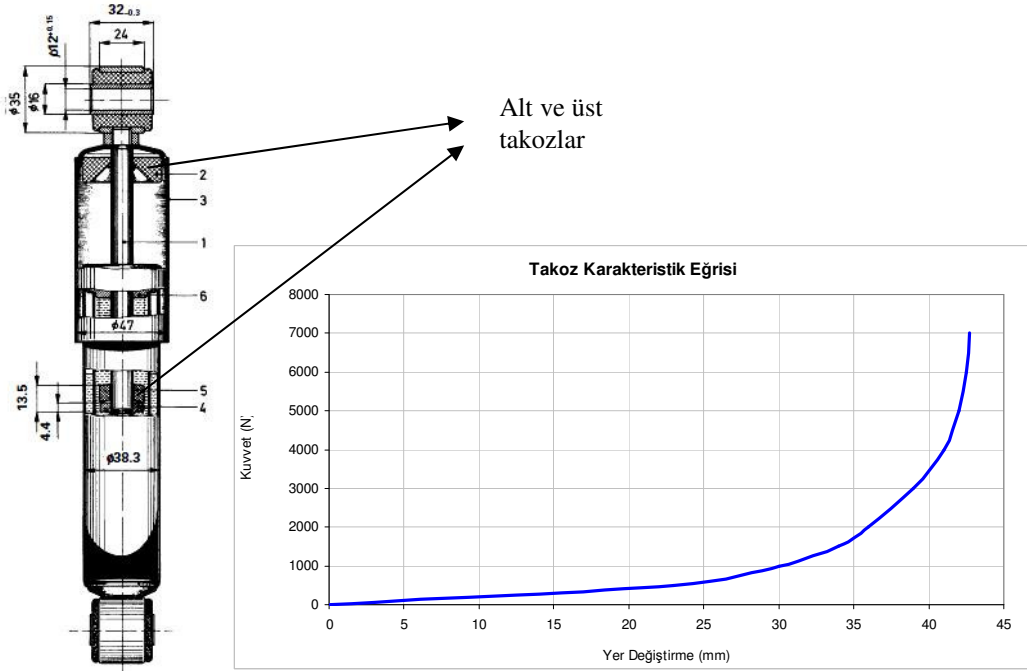


Şekil 3.15 Hendekten geçişte yatak katılıklarının yön verme açısına etkisi (Blundell , 1998).

Yatakların katılıklarının elde edilmesi için yapılan testler ve analizler düşünüldüğünde sarf edilen zaman ile rijit değerlerin girilmesi arasındaki karşılaştırma yapılmıştır. Hangi durumlarda katılıkların kullanılmasına karar verilmiştir. Elimizde mevcut olan değerler dinamik analizlerde de etkili olacağı için tüm yatak katılıkları atanmıştır.

3.2.1.4 Amortisör Durdurucu Katılıklarının Atanması

Amortisörlerin hareket mesafelerini alt ve üst kısımlarda kısıtlayan kauçuk parçalardır. Standart çalışma koşullarında aktif olmayan fakat hendek ya da çukurların geçişlerinde hareketlerin üst sınırlara yaklaşmasında temasa geçen kauçuk parçalardır. Sadece basmaya çalışan progresif özellikler gösteren yay elemanlarıdır.



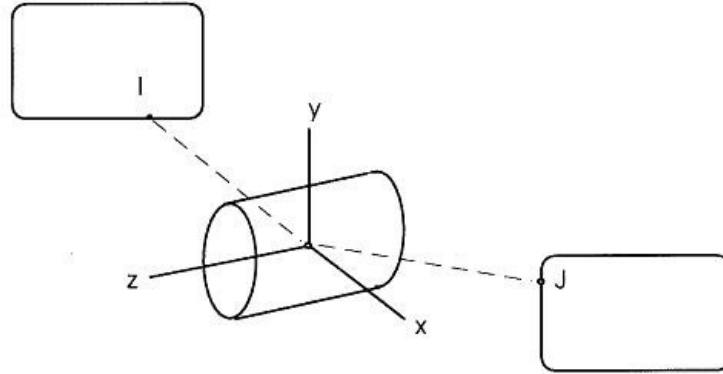
Şekil 3.16 Basma durdurucu ve karakteristik eğrisi (Reimpell ve diğer., 2004).

3.2.2 Kinematik Noktaların Atanması

ADAMS programına elimizde mevcut olan parçaların yerleştirilmesini, lokal koordinat sistemlerinin ve kauçuk yatakların yönlerinin ayarlanmasını sağlayacak olan noktalar sistem üzerine girilir. Her bağlantı noktası için 3 tane nokta mevcuttur, bir tanesi merkez diğer iki tanesi ise o noktaya yerleştirilecek olan kauçuk yatak ya da lokal koordinat sistemi için X ve Z eksen ayarlanmasını sağlayan noktalardır. Örnek resimde görüldüğü gibi global koordinat sistemi ile aynı yönleri taşımayan bir yatağın lokal koordinat sistemlerine göre yerleşimini X ve Z eksen noktaları sağlar.

Girdilerde verilen aksenal Z noktası eksen tarafını Z yönüne, radyal X noktası da X yönüne yerleştirilir.

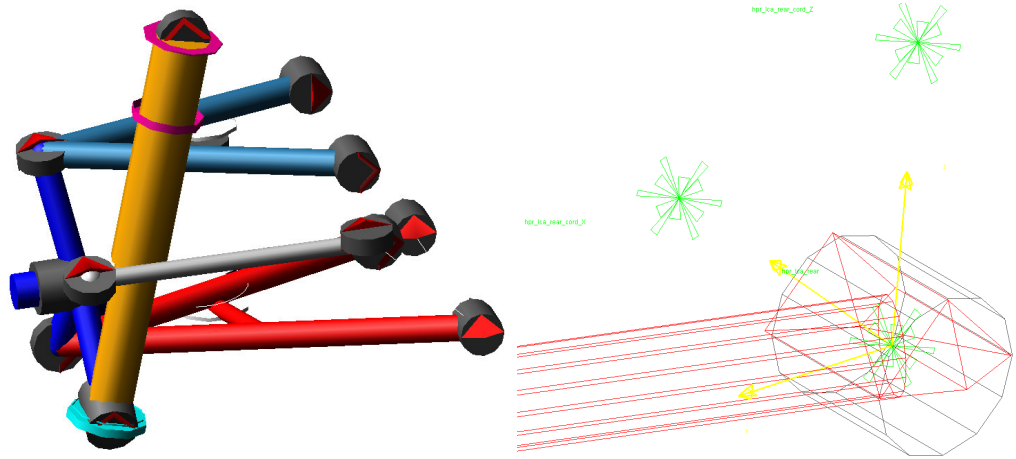
Eğer askı sistemi sıfırdan yaratılmıyorsa mevcut noktalar değiştirilerek sistem revize edilebilir. Eksik nokta ya da parçalar varsa eklenmelidir.



Şekil 3.17 İki parça arasındaki lastik takozun yerleştirilmesi (Blundell ve Harty, 2004).

3.2.3 Lineer Kolların ve Lokal Koordinat Sistemlerinin Yerleştirilmesi

Sıfırdan modellenen sistemlerde kinematik noktalar yerleştirildikten sonra lineer kollar halinde parçalar yerleştirilir. Eğer bir şablon üzerinden devam ediliyorsa mevcut kolların yerleri değiştirilebilir, kollar silinebilir ya da kollar eklenebilir. Kollara gerçekte olacağı düşünülen tahmini ağırlıkları atanabilir. Bu modelleme aşamasında birbirine temas açısından bir engel taşımamaktadır. Eğer demasta devreye girmesi istenilen özellikler varsa, durdurucu katılıkları gibi, gerekli tanımlamalar yapılarak bu durum sağlanabilir.



Şekil 3.18 Lineer kollar ve lokal koordinat sistemi

Parça ataması sırasında en önemli olan kısım lokal koordinat sisteminin yerleşiminin düzgün yapılmasıdır. ADAMS programı standart ayarlarda noktalarda okunan çıktı kuvvetleri ve momentleri lokal koordinat sistemlerine göre verilmektedir. Bu yüzden sonuçta okuyacağımız değerler parça atamasında oluşturulan lokal koordinat sistemine göre verilmektedir. Çıktı kuvvetlerinin yorumlanması açısından kuvvet değerlerinin parça üzerindeki bir referansa göre verilmesi kolaylık sağlamaktadır. Açılı duran basıya ve çekiye çalışan bir parçanın üzerine gelen kuvvetleri global koordinat eksenine göre alırsak bir kuvvet çevirimi yapmak zorunluluğu doğuyor.

Parçalar atandıktan sonra birleşme noktalarına kauçuk takoz ve plastik yatak katılıkları atanmalıdır. Her parçada yapılan lokal koordinat sistemi tanımları takoz ve yataklar için de yapılmalıdır. Farklı yönlerde farklı katılıklar içeren yatak ve takozlar için yön tanımları önemlidir.

3.2.4 Mafsalların Tanımlanması

Askı sisteminin serbestlik derecesi üzerindeki parçalar ve tanımlı mafsalların sayısına bağlıdır. Serbestlik derecesinin sıfırdan büyük olması sistemin çalışmamasına ya da çalışsa da tek girdiye karşılık tek çıktı alınamamaktadır. Sistem üzerindeki standart mafsallar ve yataklamalar ile serbestlik derecesi sıfırdan büyük çıkabilir. Şablon çalışmadan alt sistem ya da ana montaj sisteme geçiş aşamasında

program bazı serbestlikleri sınırlayarak çözüme uygun hale getirebilir. Kontrollü olması açısından bazı mafsallar hareketi bozmayacak şekilde farklı mafsallar haline dönüştürülebilir ya da bazı yerlere mafsallar eklenebilir. Kullanılacak bazı mafsallar ve serbestlik derece sınırlamaları;

Tablo 3.1 Bağlantı türleri ve serbestlik dereceleri

Bağlantı Türleri	İlerleme Sınırlamaları	Dönme Sınırlamaları	Toplam
Sabitleme	3	3	6
Düzlemsellik	1	2	3
Kayar Mafsalsal	2	3	5
Döner Mafsalsal	3	2	5
Silindirik Mafsalsal	2	2	4
Küresel Mafsalsal	3	0	3
Kardan Mafsalsal	3	1	4

Gruebler Denkleminde göre her parçanın uzayda 6 serbestlik derecesi vardır ve bağlantıların sınırlamaları da tablo 3.1'deki gibidir. ADAMS programının içinde model serbestlik derecesi kontrolü yapılabilmektedir.

$$DOF = 6 \times (\text{parça numarası}) - (\text{bağlantı ve hareket sınırlamaları})$$

3.2.5 Askı Parametrelerinin Atanması

Kinematik noktalar ve yatakların ayarlamalarının dışında direk girdi değeri ile belirlenen bazı özellikler atanmaktadır. Bu özellikler alt sistem ya da montaj olması durumuna göre değişmektedir. Alt sistemlerde kamber açısı, tahrik mili ötelenmesi ve toe açısı mevcuttur. Kamber açısı önde $-0,5^\circ$ arkada ise -1° 'dir. Negatif kamber açısı ön ve arka akslarda kullanılarak tekerleklerin yan kuvvet alma eğilimi artırılmıştır. Tahrik milinin tekerlek merkezine göre ötelenme değeri de girdi olarak mevcuttur. Bu değer ön için 55mm arka için 100mm'dir. Aracın önden tahrikli olmasına rağmen bu değer iki aks için de verilmiştir. Aracın ön ve arka aksında da toe açısı yoktur.

Montaj sistemler için tanımlanacak değerler ise biraz daha geniştir. Burada tekil yerine aracın bütünü ile ilgili parametreler mevcuttur. Aks açıklığı, tekerlek ağırlığı, yaylandırılmış kütle, tekerlek katılığı, tekerlek dinamik yarıçapı, tahrik oranı, fren oranı, araç projeksiyon alanı, hava yoğunluğu, hava direnç katsayısı ve diferansiyel çevirim oranı gibi özellikler girilmektedir. Bütün araç simülasyonları için girilen bu değerler sonuçlar açısından etkindir. İvmelenme ve frenleme analizleri yapılması düşünülüyorsa tahrik oranı, diferansiyel oranı ve fren oranı değerlerinin de gerçekçi girilmesi gerekmektedir.

3.3 Askı Modelinin ADAMS Programında Simülasyonu

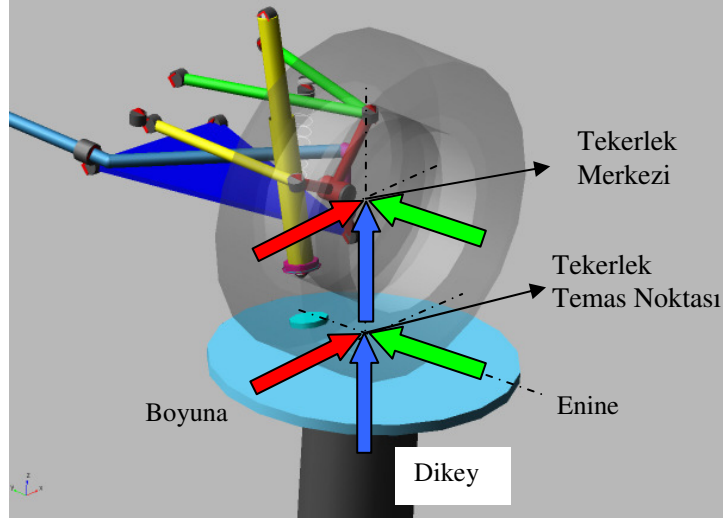
3.3.1 Girdilerin Tanımlanması

Tablo 3.2 deki yarı statik yol şartlarında elde edilen kuvvet bileşenlerinin tekerlek temas noktasından yada tekerlek merkezinden sisteme uygulanacaktır. Yük şartlarına göre ayrılmış kuvvetlerin her biri kendi sistemi içinde model üzerine uygulanarak bağlantı noktalarında sonuçlar okunacaktır.

Tablo 3.2 Yol şartlarındaki tekerlek yük dağılımları.

No.	Arka Süspansiyon											
	Sol Tekerlek						Sağ Tekerlek					
	Tekerlek Temas Noktası			Tekerlek Merkezinde			Tekerlek Temas Noktası			Tekerlek Merkezinde		
	Fx	Fy	Fz	Fx	Fy	Fz	Fx	Fy	Fz	Fx	Fy	Fz
LC1												
LC2	-	-	4243	-	-	-	-	-	4243	-	-	-
LC3	-	-	16971	-	-	-	-	-	16971	-	-	-
LC4	-	8486	4243	-	-	-	-	8486	4243	-	-	-
LC5	-	10183	8486	-	-	-	-	-	-	-	-	-
LC6	-	-	4243	8486	-	-	-	-	4243	8486	-	-
LC7	2397	-	2180	-	-	-	2397	-	2180	-	-	-
LC8	-	-	5556	-	-	-	-	-	5556	-	-	-
LC9	-	-	5181	-	-	-	-	-	5181	-	-	-
LC10	-6119	-	6119	-	-	-	-6119	-	6119	-	-	-
LC11	3688	3688	4883	-	-	-	600	600	821	-	-	-
LC12	-	4247	7723	-	-	-	-	1554	2826	-	-	-
LC13	-	3191	7090	-	-	-	-	1388	3084	-	-	-
LC14	-	-	-	-	-	-	-	-	14850	-	-	-

ADAMS/car'da tanımlanacak olan kuvvetlerin bazı örnek girdileri aşağıda tanımlanmıştır;



Şekil 3.19 Orijin noktaları ve kuvvet yönleri.

Yük girdileri ADAMS/car programının statik yükler bölümünden verilmektedir. Bu bölüm farklı temas noktalarının kuvvet ve moment değerleri içermektedir. Uygulanan bu değerler gerçekte araçta ne anlama geldiği düşünülerek isimlendirilmiştir. Analizlerde kullanılacak bazı yük girdilerinin tanımlaması aşağıdaki gibidir;

- Vertical Force (dikey kuvvet) = Tekerlek temas noktasından dikey yönde (Z) uygulanacak olan kuvvetler için kullanılır. Pozitif yönü +Z yönündedir.
- Cornering Force (viraj kuvveti) = Tekerlek temas noktasında enine yönde (Y) uygulanacak olan kuvvetler için kullanılır. Pozitif yönü -Y yönündedir.
- Traction Force (yol tutuş kuvveti) = Tekerlek merkez noktasından boyuna yönde (X) uygulanacak olan kuvvetler için kullanılır. Pozitif yönü -X yönündedir.
- Braking Force (fren kuvveti) = Tekerlek temas noktasından boyuna yönde (X) uygulanacak olan kuvvetler için kullanılır. Pozitif yönü X yönündedir.

Girdi tablosu üzerinde sol ve sağ tekerlek yüklemeleri ayrı ayrı da yapılabilmektedir. Bunun yanında kuvvet direk olarak maksimum değerlerinde verilebilir yada sıfırdan başlatılarak istenilen kuvvete kadar artırılması sağlanabilir. Kuvvet anlık yada artarak verilmesi dinamik bir anlam taşımamaktadır aynı sonuçları vermesine karşın ara kuvvetteki sonuçların da görülmesini sağlamaktadır.

	Lwr. Left	Upr. Left	Lwr. Right	Upr. Right
Aligning Torque				
Cornering Force				
Braking Force				
Traction Force				
Vertical Input	Actuator Vertical Force			
Vertical Force				
Overturning Tor.				
Roll. Res. Torque				
Damage Force				
Damage Radius				

Şekil 3.20 ADAMS modeli yük girdileri.

3.4 ADAMS Sonuçları

3.4.1 Araç Özellikleri Değişimi

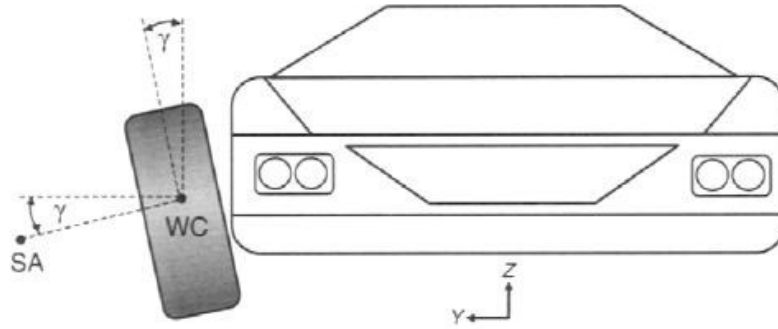
Askı sistemlerinin verilen 13 yol şartında simülasyonu farklı kuvvetler altında yapılacaktır. Simülasyon sonuçlarında 4 tane araç dinamik özelliği ve her parçanın

bağlantı noktalarında oluşan bütün yönlerdeki kuvvet ve moment değerleri alınacaktır.

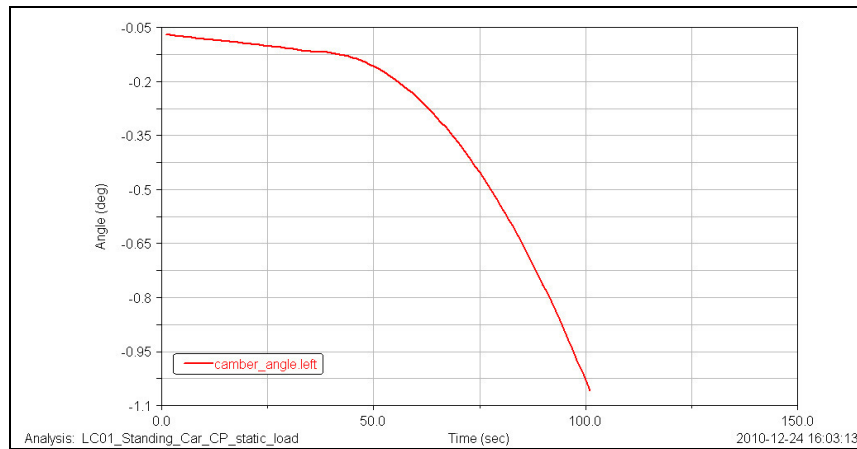
4 dinamik özellik şöyledir;

- 1) Kamber Açısı
- 2) Toe açısı
- 3) Tekerlek merkezi yer değişimi (x,y,z)
- 4) Amortisör yer değişimi

Bu özellikler araç sürüş dinamiği açısından önemlidir. Kamber açısı değişimi bağımsız askı sistemleri için kontrol altında tutulması gereken bir özelliktir. Viraj hareketi esnasında bir tarafın açısı artı yöne doğru ilerken diğer taraf da eksi yöne kayar. Pozitif kamber açısı değişimi ile tekerleklerin yanal kuvvet alma eğilimi azalmaktadır. Bu değişimin özellikle viraj durumlarında dış tekerleklerde yani tekerlek dinamik yükünün fazla olduğu taraflarda olması tutunma kaybına yol açabilir.

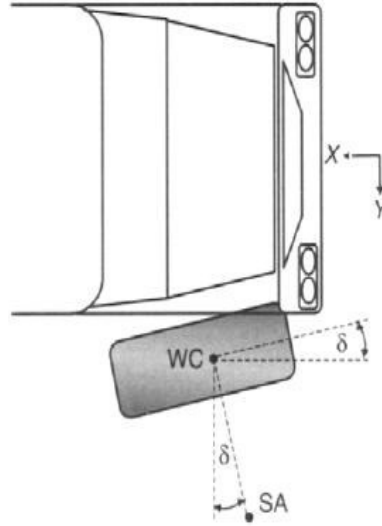


Şekil 3.21 Kamber açısı değişimi (Blundell ve Harty, 2004).

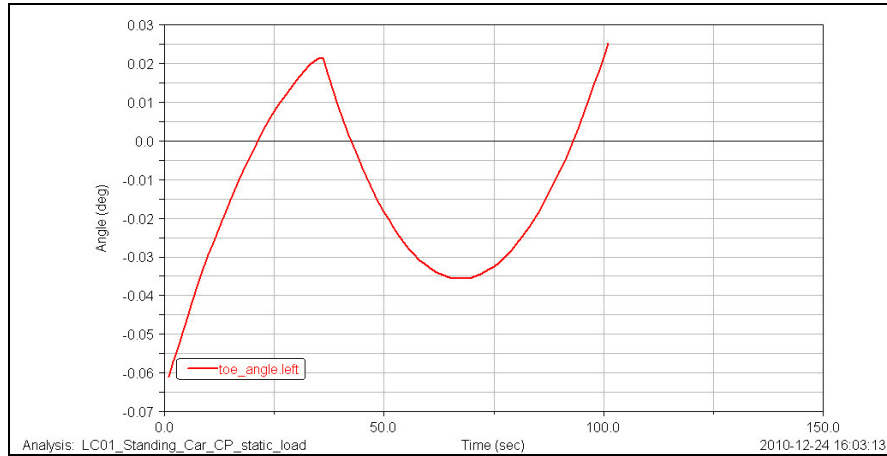


Şekil 3.22 1.Yük durumu altında kamber açısı değişimi (Blundell ve Harty, 2004).

Toe açısı başlangıçta ön ve arka askılarda sıfır olmasına karşın frenleme ve tahrik durumlarında tekerlek ile zemin arasında oluşan boyuna kuvvetin moment etkisinden dolayı 1,5°'ye kadar çıkmaktadır. Böyle durumlarda aracın özgül yönlenme davranışı değişmektedir.



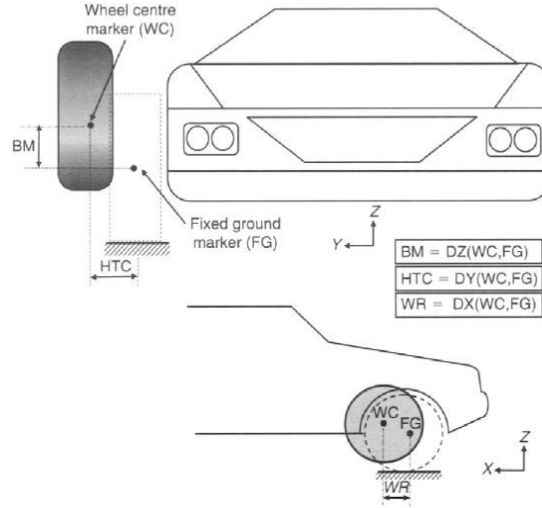
Şekil 3.23 Toe açısı değişimi
(Blundell ve Harty, 2004).



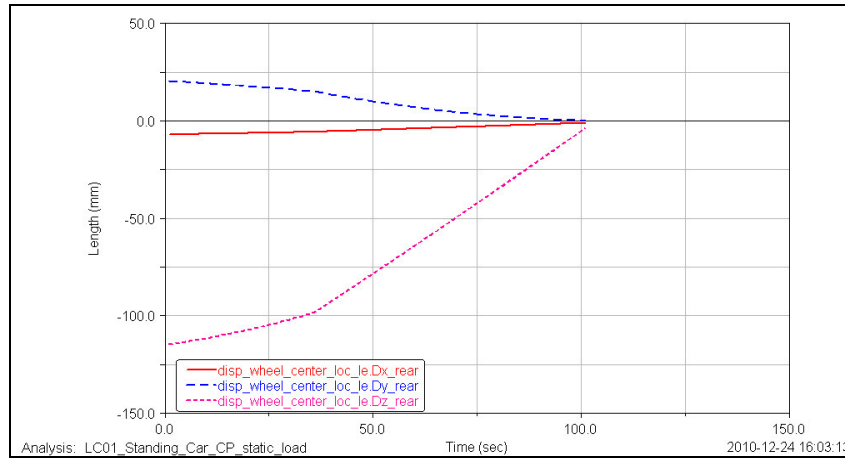
Şekil 3.24 1.Yük durumu altında toe açısı değişimi

Tekerlek merkezi yer değişimi ve amortisör yer değişimi tasarlanan sistemin yüksek dikey zorlamalarda nasıl davrandığını incelemek için çözdürülmektedir. Amortisörün hareketinin izin verilen sınırların dışına çıkması, askıdan araç şasisine amortisör eksenin yönünde bir zorlamaya sebep olacaktır. Bu da araçlarda yüksek

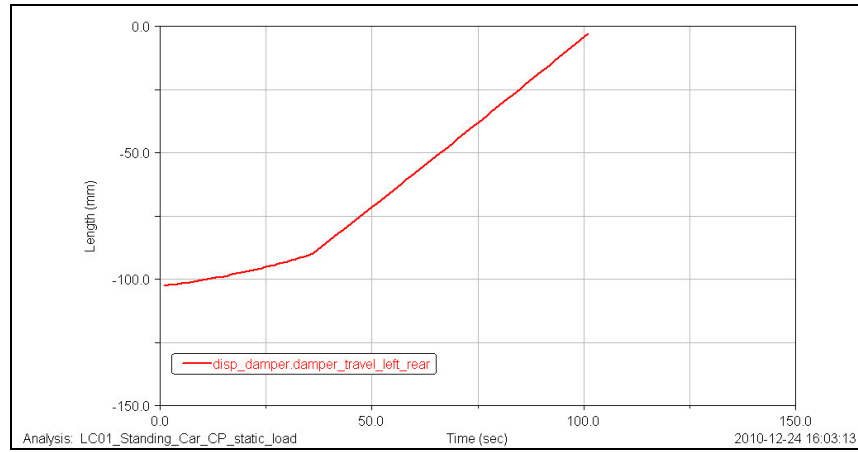
kasislerde hissedilen vurma etkisidir. Tekerlek merkezinin konum değişimi ise üç yönde de incelenmektedir. Z yönü amortisörün durumu, Y yönü iz genişliği, X yönü de aks açıklığı ile ilgilidir. Tek tarafta X ve Y yönündeki yer değiştirme değerleri 20mm ye kadar çıkmaktadır.



şekil 3.25 Tekerlek merkezi yer değişimi (Blundell ve Harty, 2004).



şekil 3.26 1. Yük durumu altında tekerlek merkezi değişimi (Blundell ve Harty, 2004).

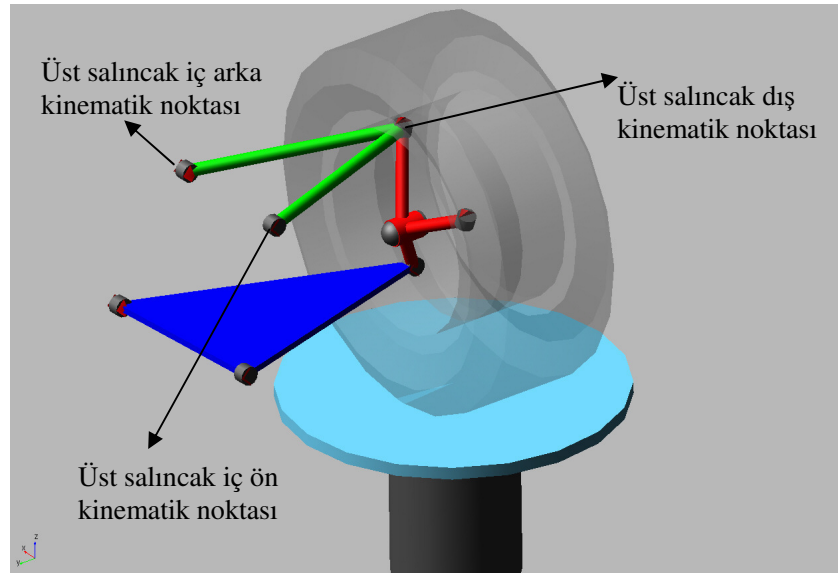


Şekil 3.27 1. Yük durumu altında amortisör yer değişimi (Blundell ve Harty, 2004).

Araç dinamikleri için hesaplanan değerlerden sonra her bileşen için bağlantı noktalarındaki kuvvet ve moment değer çıktıları alınır. Bu değerler sonlu elemanlar analizleri için gereklidir. Tasarlanan parçaların kinematik noktalarına uygulanan kuvvet ve moment değerleri ile optimum tasarımlara ulaşılmaya çalışılır. ADAMS modeli içinde tanımlanmış olan lokal koordinat sistemleri ve kinematik noktalarının tasarımcı tarafından modellenmesi yapılır. CAD modeller prototip üretimi hatta test aşamalarından önce sonlu elemanlar analizi ile optimum tasarımlar elde edilir.

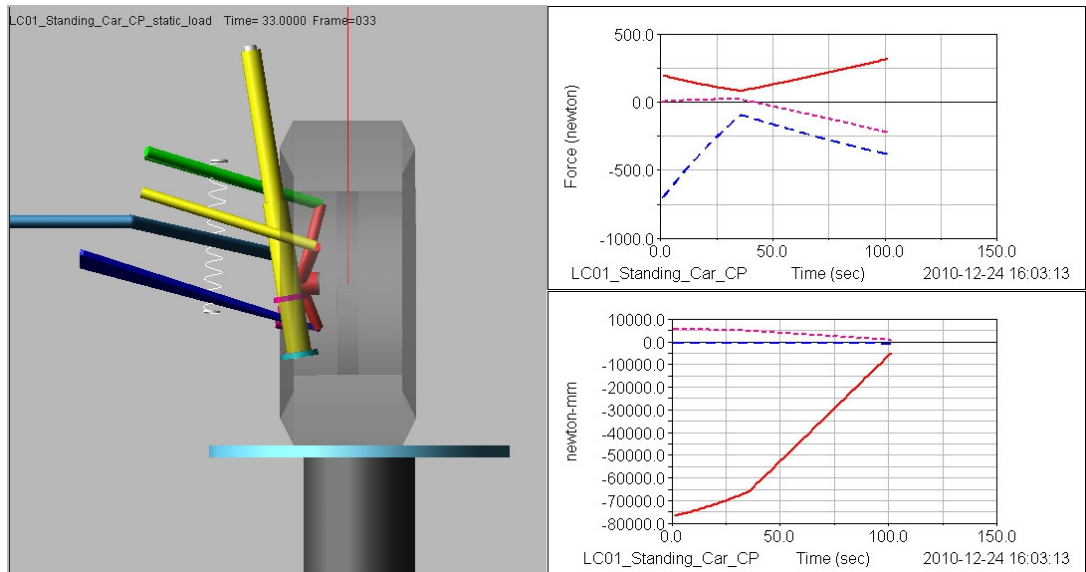
3.4.2 Kuvvet Sonuçları

ADAMS/car üzerinde oluşturulan askı sistemi modeline yol şartı kuvvetlerinin uygulanması ile araç parametreleri sonuçlardan okunabilir. Bunların dışında araç modelini oluşturan her parçanın birleşme noktalarında yani kinematik noktalarda kuvvet ve moment sonuçları okunabilmektedir. Parça üzerinde elde edilen sonuçlar dayanım, yorulma ömrü, optimizasyon gibi sonlu elemanlar analizlerinde girdi olarak kullanılabilir.

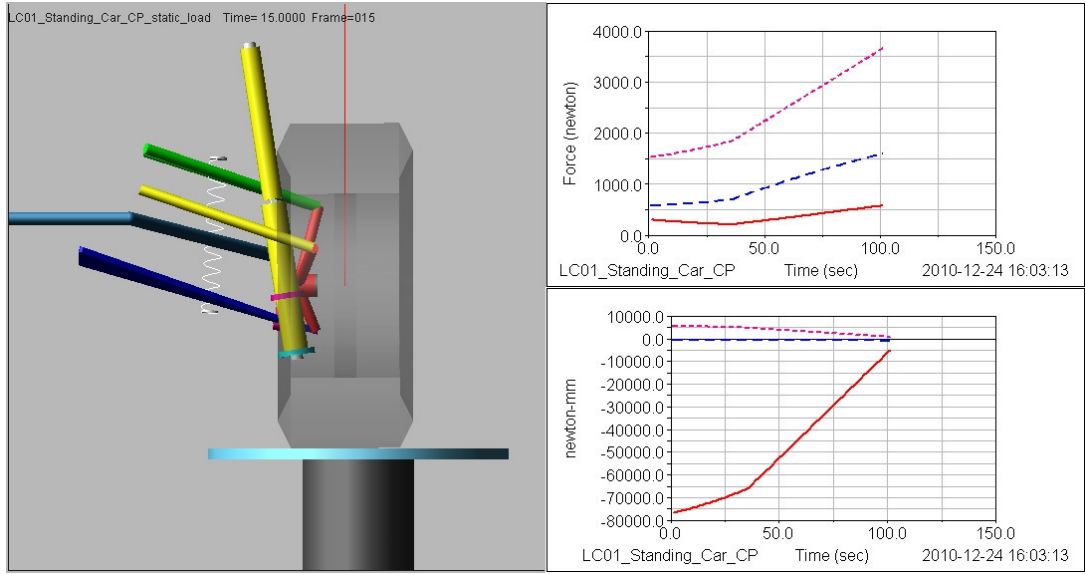


Şekil 3.28 Üst salıncak kinematik noktaları.

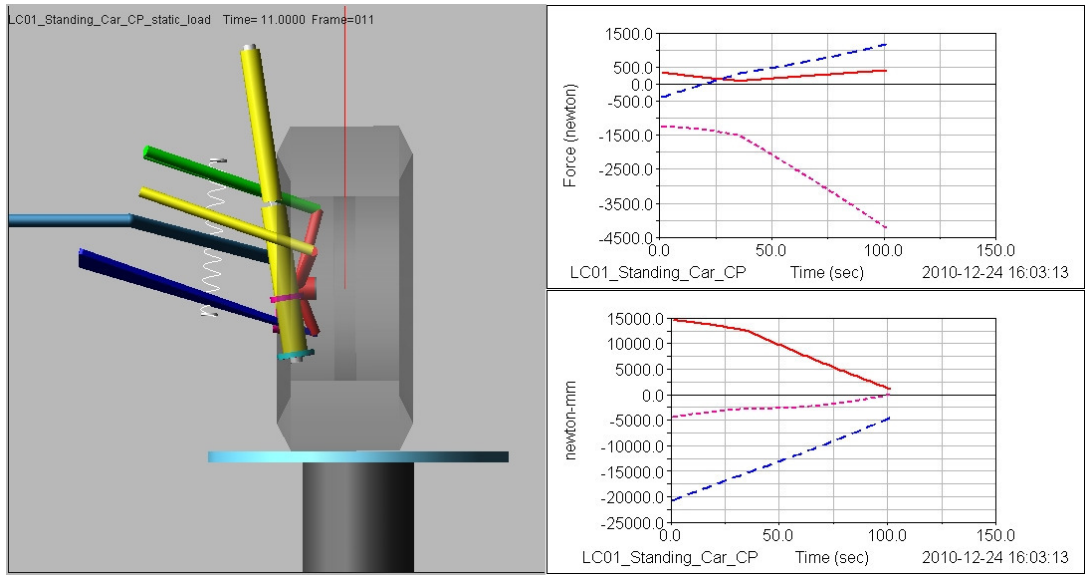
Sol taraftaki alt salıncak kolu ele alındığında diğer parçalarla bağlantısını sağlayan üç kinematik nokta üzerinde sonuçlar aşağıdaki gibi alınmıştır. Askı sistemine gelecek kuvvet değeri artırılarak uygulandığı için ara kuvvetlerdeki sonuçlar grafik olarak görülmektedir. Fakat bizi ilgilendiren gerçek sonuçlar eğrinin son noktasındaki değerler olacaktır. Bu parça için kinematik noktalarından alınmış sonuçlar aşağıdaki gibidir.



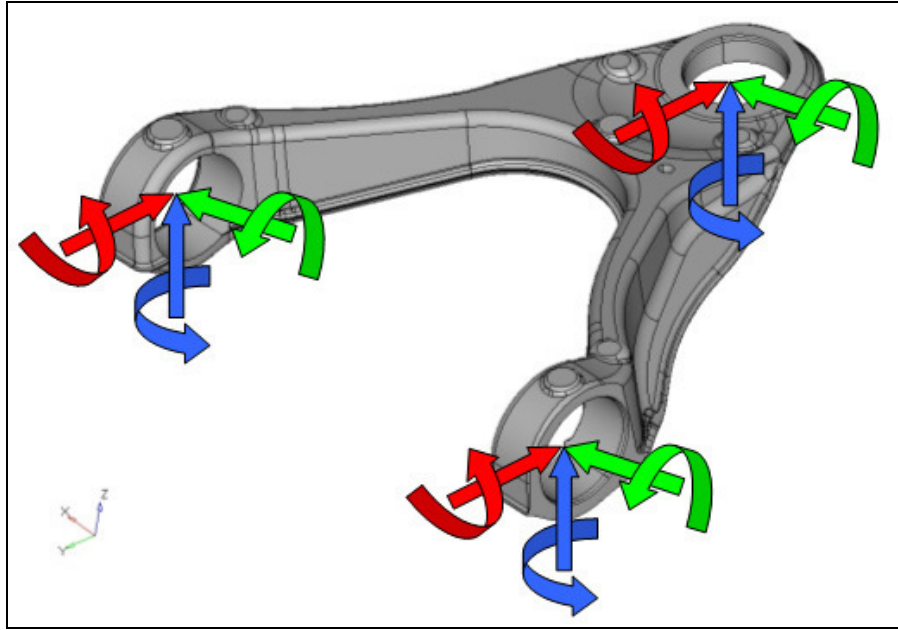
Şekil 3.29 1. Yük durumu altında, iç ön üst salıncak bağlantısı üzerinde kuvvet ve momentler.



Şekil 3.30 1. Yük durumu altında iç arka üst salıncak bağlantısı üzerinde kuvvet ve momentler.



Şekil 3.31 1. Yük durumu altında dış üst salıncak bağlantısı üzerinde kuvvet ve momentler.



Şekil 3.32 Örnek bir üst salıncak kolu üzerinde kuvvet ve moment gösterimi.

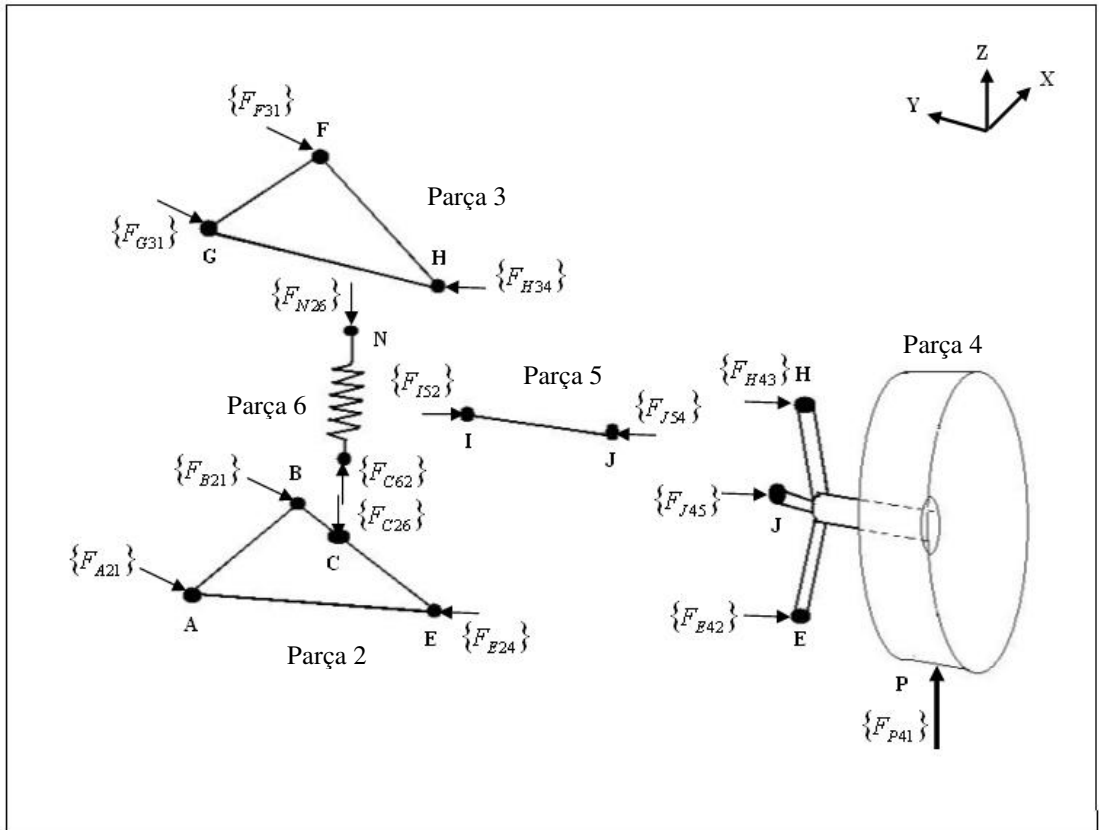
Tablo 3.3 1. Yük durumu altında üst salıncak kolu üzerindeki sonuçlar.

LC 01 Araç Ağırlığı Kuvvet ve Moment Sonuçları						
Kuvvetler N, Momentler Nm	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
Üst salıncak kolu iç ön	-170	55	9	-1333	-35	-1339
Üst salıncak kolu iç arka	-172	-1024	40	-1333	-35	-1339
Üst salıncak kolu dış	342	969	-39	-137	82	-15

Kuvvet ve moment değerleri sistemin tüm parçaları ve kinematik noktaları için toplanarak sonlu elemanlar analiz aşamalarına yeterli girdiler verilebilir.

3.4.3 Kuvvet Sonuçlarının Karşılaştırılması

ADAMS/car paket programının sonuçlarını vektör cebir hesapları ile kıyaslamak mümkündür. Bunun için askı sisteminin global uzayda kinematik bağlantı noktaları ve aralarındaki parçaların bağlantılarına ihtiyaç vardır. Yukarıda ADAMS sonuçlarının verildiği yol şartı olan, araç ağırlığı durumu için hesaplamalar yapılacaktır. Askı sistemine tekerlek temas noktasında ve araç Z ekseninde doğrultusunda bir kuvvet uygulanacaktır. Uygulanacak olan yöntem de her parçanın ayrı ayrı serbest cisim diyagramlarını çıkarmak ve kuvvet-moment dengeleri kurmaktır. Bilinmeyen sayısı kadar denklem elde edildiğinde sistem çözümü sağlanmaktadır. Bu yüzden bazı kabuller ve ihmaller gerekmektedir.



Şekil 3.33 Askı sistemi serbest cisim diyagramı.

Araç ağırlığı yol şartında dinamik bir durum oluşmadığı için amortisör elemanı yük taşıyor kabul edilebilir. Bunun yanında stabilizatör bağlantısı da viraj benzeri

bir durum olmadığından dolayı ihmal edilebilir bir bileşendir. Bu ihmaller ile yukarıdaki serbest cisim diyagramları oluşturulur.

Tekil bir noktada oluşan etki tepki kuvvetleri aynı doğrultuda ve diğerinin negatifi şeklindedir. Bu kabuller bilinmeyen sayısını azaltmaya yaramaktadır.

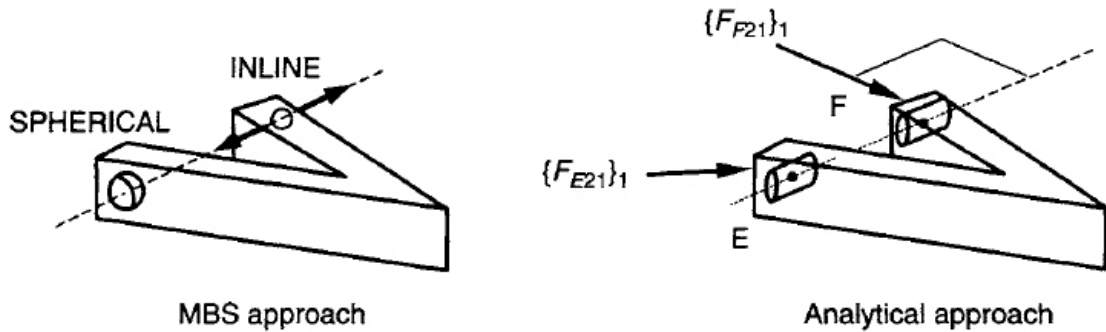
$$\{F_{E24}\} = -\{F_{E42}\}$$

$$\{F_{H34}\} = -\{F_{H43}\}$$

$$\{F_{J54}\} = -\{F_{J45}\}$$

$$\{F_{C26}\} = -\{F_{C62}\} = \{F_{N61}\}$$

Salıncak kolları ile şasi arasında iki tane bağlantı noktası vardır. Bu noktalardan bir tanesi küresel mafsalsı diğeri ise lineer kayar mafsalsı. Lineer kayar mafsalsın kinematik özelliğii sayesinde bir kabul daha yapılabılır.



Şekil 3.34 Lineer kayar mafsalsı kabulü (Blundell ve Harty, 2004).

$$\{F_{F31}\} \bullet \{R_{GF}\} = 0$$

$$\{F_{B21}\} \bullet \{R_{AB}\} = 0$$

Lineer parçalar için de kuvvet değeri konum vektörünün sabit bir katsayısı ile çarpılmış olarak ifade edilebilir;

$$\{F_{J54}\} = f_{S1} \{R_{IJ}\}$$

$$\{F_{C26}\} = f_{S3} \{R_{CN}\}$$

Parça 2 için kuvvet ve moment dengeleri aşağıdaki gibidir;

$$\triangleright \Sigma\{F_2\} = 0$$

$$\{F_{B21}\} + \{F_{A21}\} + \{F_{E24}\} + f_{S3} \{R_{CN}\} = 0$$

$$\begin{bmatrix} F_{B21x} \\ F_{B21y} \\ F_{B21z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{A21x} \\ F_{A21y} \\ F_{A21z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{E21x} \\ F_{E21y} \\ F_{E21z} \end{bmatrix} + f_{S3} \begin{bmatrix} -15 \\ 0 \\ -210 \end{bmatrix} = 0$$

$$1) F_{B21x} + F_{A21x} + F_{E24x} - 15f_{S3} = 0$$

$$2) F_{B21y} + F_{A21y} + F_{E24y} = 0$$

$$3) F_{B21z} + F_{A21z} + F_{E24z} - 210f_{S3} = 0$$

$$\triangleright \Sigma\{M_{E2}\} = 0$$

$$\{R_{BE}\} \times \{F_{B21}\} + \{R_{AE}\} \times \{F_{A21}\} + \{F_{E24}\} + \{R_{CN}\} \times f_{S3} \{R_{CN}\} = 0$$

$$\begin{bmatrix} 0 & -11.58 & 438.6 \\ 11.58 & 0 & -140.18 \\ -438.6 & 140.18 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{B21x} \\ F_{B21y} \\ F_{B21z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -34.7 & 438.6 \\ 34.7 & 0 & 183 \\ -438.6 & -183 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{A21x} \\ F_{A21y} \\ F_{A21z} \end{bmatrix} + f_{S3} \begin{bmatrix} 0 & 12.79 & 194.1 \\ -12.79 & 0 & -68.31 \\ -194.1 & 68.31 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -15 \\ 0 \\ -210 \end{bmatrix} = 0$$

$$4) -11.58F_{B21y} - 34.7F_{A21y} + 438.6F_{A21z} + 438.6F_{B21z} - 40761f_{S3} = 0$$

$$5) 11.58F_{B21x} + 34.7F_{A21x} + 183F_{A21z} - 140.18F_{B21z} + 14537f_{S3} = 0$$

$$6) -438.6F_{B21x} - 438.6F_{A21x} - 183F_{A21y} + 140.18F_{B21y} + 2911.5f_{S3} = 0$$

Parça 3 için kuvvet ve moment dengeleri aşağıdaki gibidir;

$$\triangleright \Sigma\{F_3\} = 0$$

$$\{F_{G31}\} + \{F_{F31}\} + \{F_{H34}\} = 0$$

$$\begin{bmatrix} F_{G31x} \\ F_{G31y} \\ F_{G31z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{F31x} \\ F_{F31y} \\ F_{F31z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{H34x} \\ F_{H34y} \\ F_{H34z} \end{bmatrix} = 0$$

$$7) F_{G31x} + F_{F31x} + F_{H34x} = 0$$

$$8) F_{G31y} + F_{F31y} + F_{H34y} = 0$$

$$9) F_{G31z} + F_{F31z} + F_{H34z} = 0$$

$$\triangleright \Sigma\{M_{H2}\} = 0$$

$$\{R_{FH}\} \times \{F_{F31}\} + \{R_{GH}\} \times \{F_{G31}\} = 0$$

$$\begin{bmatrix} 0 & -11.05 & 325.98 \\ -11.05 & 0 & -99.65 \\ -325.98 & 99.65 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{F31x} \\ F_{F31y} \\ F_{F31z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 5.85 & 326.14 \\ -5.85 & 0 & 125.78 \\ -326.14 & -125.78 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{G31x} \\ F_{G31y} \\ F_{G31z} \end{bmatrix} = 0$$

$$10) 11.05F_{F31y} + 325.98F_{F31z} + 5.85F_{G31y} + 326.14F_{G31z} = 0$$

$$11) -11.05F_{F31x} - 99.65F_{F31z} - 5.85F_{G31x} + 125.78F_{G31z} = 0$$

$$12) -325.98F_{F31x} + 99.65F_{F31y} - 326.14F_{G31x} - 125.78F_{G31y} = 0$$

Parça 4 için kuvvet ve moment dengeleri aşağıdaki gibidir;

$$\triangleright \Sigma\{F_4\} = 0$$

$$\{F_{P41}\} - \{F_{E24}\} - \{F_{H34}\} - f_{S1}\{R_{IJ}\} = 0$$

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 4243 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} F_{E24x} \\ F_{E24y} \\ F_{E24z} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} F_{H34x} \\ F_{H34y} \\ F_{H34z} \end{bmatrix} - f_{S1} \begin{bmatrix} -6.31 \\ 326.6 \\ 0 \end{bmatrix} = 0$$

$$13) -F_{E24x} - F_{H34x} + 6.31f_{S1} = 0$$

$$14) -F_{E24y} - F_{H34y} - 326.6f_{S1} = 0$$

$$15) -F_{E24z} - F_{H34z} = -4243$$

$$\triangleright \Sigma\{M_{E2}\} = 0$$

$$\{R_{PE}\} \times \{F_{P41}\} - \{R_{HE}\} \times \{F_{H34}\} - \{R_{JE}\} \times f_{S1}\{R_{IJ}\} = 0$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 209.75 & -57.25 \\ -209.75 & 0 & 23.39 \\ 57.25 & -23.39 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 4243 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 & -222.26 & -1.54 \\ 222.26 & 0 & -24.39 \\ 1.54 & 24.39 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{H34x} \\ F_{H34y} \\ F_{H34z} \end{bmatrix} - f_{S1} \begin{bmatrix} 0 & -143.23 & 7 \\ 143.23 & 0 & 148.75 \\ -7 & -148.75 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -6.31 \\ 326.6 \\ 0 \end{bmatrix} = 0$$

$$16) 222.26F_{H34y} + 1.54F_{H34z} + 46778.9f_{S1} = 242911.75$$

$$17) -222.26F_{H34x} + 24.39F_{H34z} + 903.78f_{S1} = -99243.77$$

$$18) -1.54F_{H34x} - 24.39F_{H34y} + 48537.58f_{S1} = 0$$

Kayar yatak üzerinden gelen denklemler;

$$\{F_{F31}\} \bullet \{R_{GF}\} = 0$$

$$\begin{bmatrix} F_{F31x} & F_{F31y} & F_{F31z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -225.43 \\ 0 \\ 5.20 \end{bmatrix} = 0$$

$$19) -225.43F_{F31x} + 5.2F_{F31z}$$

$$\{F_{B21}\} \bullet \{R_{AB}\} = 0$$

$$\begin{bmatrix} F_{B21x} & F_{B21y} & F_{B21z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -323.17 \\ 0 \\ 23.13 \end{bmatrix} = 0$$

$$20) -323.17F_{B21x} + 23.13F_{B21z}$$

$$[A] [X] = [B]$$

$$[X] = [A]^{-1} [B]$$

$$\begin{bmatrix}
1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -15 \\
0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -210 \\
0 & -34.7 & 438.6 & 0 & -11.58 & 438.6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -40761 \\
34.7 & 0 & 183 & 11.58 & 0 & -140.18 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 14537 \\
-438.6 & -183 & 0 & -438.6 & 140.18 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2911.5 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 5.85 & 326.14 & 0 & 11.05 & 325.98 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -5.85 & 0 & 125.78 & -11.05 & 0 & -99.65 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -326.14 & -125.78 & 0 & -325.98 & 99.65 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 6.31 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -326.6 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 222.26 & 1.54 & 46778.9 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -222.26 & 0 & 24.39 & 903.78 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1.54 & -24.39 & 0 & 48537.58 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -225.43 & 0.16 & 5.2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & -323.17 & 0 & 23.13 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
\end{bmatrix}
\begin{bmatrix}
F_{A21x} \\
F_{A21y} \\
F_{A21z} \\
F_{B21x} \\
F_{B21y} \\
F_{B21z} \\
F_{E24x} \\
F_{E24y} \\
F_{E24z} \\
F_{G31x} \\
F_{G31y} \\
F_{G31z} \\
F_{F31x} \\
F_{F31y} \\
F_{F31z} \\
F_{H34x} \\
F_{H34y} \\
F_{H34z} \\
f_{S1} \\
f_{S3}
\end{bmatrix}
=
\begin{bmatrix}
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0 \\
0
\end{bmatrix}$$

Kuvvet ve moment dengelerinde oluşturulan matris yardımcı bir çözücü program ile çözülür ve aşağıdaki sonuçlara ulaşılır. Aşağıdaki tabloda ADAMS/car programının ve vektör yöntem hesaplamaları yan yana yazılmıştır. Ufak ihmaller ve kabullerin sebep olduğu farklılıkların yanında birbirine çok yakın sonuçlara da ulaşılmıştır. Bu sayede hem işlemlerin bir sağlanması yapılmış hem de ADAMS programının hesaplamaları nasıl yaptığı ile ilgili bilgi sahibi olunmuştur.

Tablo 3.4 Vektör cebir ve ADAMS/car kuvvet sonuçlarının karşılaştırılması (birimler Newton'dur).

Sonuçların Karşılaştırılması			
Vektör hesaptan gelen kuvvet sonuçları	FA21x	728.2	317
	FA21y	-514	-383
	FA21z	-257	-222
	FB21x	262	582
	FB21y	1667	1593
	FB21z	3660	3661
	FE24x	-441	-346
	FE24y	-1152	-1084
	FE24z	4280	4244
	FG31x	-444	-170
	FG31y	207.3	55
	FG31z	4.695	9
	FF31x	-0.11	-172
	FF31y	-1193	-1024
	FF31z	32.03	40
	FH34x	444.6	342
	FH34y	985.9	969
	FH34z	-36.7	-39
	FJ54x	-3.22	-4
	FJ54y	166.4	186
FJ54z	0.01	2	
FC26x	-549	-552	
FC26y	0	-126	
FC26z	-7683	-7659	

BÖLÜM DÖRT

SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZLER

4.1 Yaylandırılmamış Kütlelerin Dezavantajı

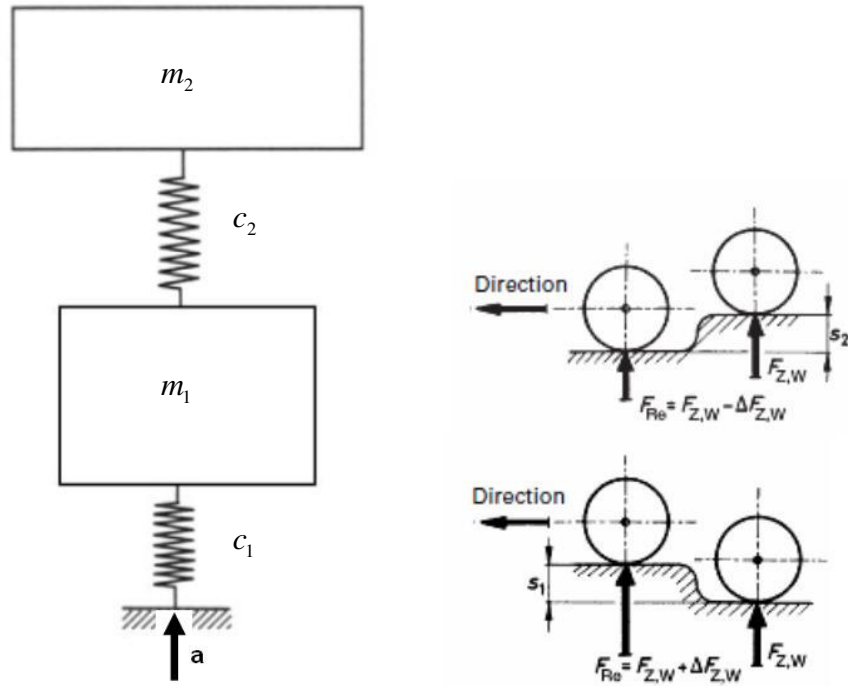
Askı sistemi bileşenlerinin ağırlıkları özel bir sistem kullanılmamış ise yaylandırılmamış kütleler grubuna girmektedir. Askı sistemlerinde büyük bir handikap olan yaylandırılmamış kütle azalımı için farklı askı sistemleri tasarlanmıştır. De Dion askı sistemi bunların en genel örneğidir. Bu sistemde içeriğine göre tahrik sistemlerini ve fren sistemlerini şasi üzerine sabit konumlandırılabilir. Böylelikle % 60'a kadar kütle azalımı yapılabilmektedir.

Askı sistemi tasarım aşamaları düşünüldüğünde kullanılacak bileşenlerin gerekli şartlara uygun seçilebilmesi de göz önünde bulundurulması gereken bir değişkendir. Askı sistemlerinde sönüm faktörü de yaylandırılmamış kütlelerin üzerinde etkisi büyük olan bir özelliktir. Aşağıdaki formülle ifade edilen sönüm faktörü kütlelerin büyük olması ile yay katsıyı büyütülerek dengede tutulabilir bu da çok istenilen bir şey değildir.

$$D_1 = \frac{k_2}{2\sqrt{(c_1 + c_2).m_1}}$$

Sönüm faktörü sürüş emniyeti sağlanması için binek araçlarda 0,25 ile 0,3 arasında olması gerekmektedir (Kuralay, 2008). Bu handikap yüzünden yaylandırılmamış kütle mümkün olduğunca küçük tutulmaya çalışılmıştır.

Çift enine yön vericili sistemde ise böyle bir durum söz konusu değildir. Yapılması gereken ise parça bazında kütle optimizasyonu ile yaylandırılmamış kütleleri azaltmak hem sürüş açısından iyileştirme sağlar hem de malzeme tasarrufu yaparak ucuzlatma yapılabilmektedir. Yaylandırılmamış kütlelerin sürüş üzerine etkisi aşağıda incelenecektir.



Şekil 4.1 Yaylandırılmamış kütle etkisi (Reimpell ve diğer., 2004).

- m_1 = tekerler başına düşen yaylandırılmış kütle
 m_2 = tekerler başına düşen yaylandırılmamış kütle
 c_2 = askı sistemi yay katılığı
 c_1 = tekerlek katılığı
 a = yoldan gelen darbe ivmesi

Araçların yol durumları etkisi altında tekerlek temas noktasında sisteme darbeler sebep olmaktadır. Bu darbeler yol düzlemi normaline doğrultusunda farklı yönlerde olabilir. Tekerlek üzerinde oluşan bu ivmelenmelerle beraber tekerlek katılığı ve sönümünü geçtikten sonra ilk etkilenecek olan bileşenler yaylandırılmamış kütlelerdir. Newton'un ikinci yasasına göre ivmelenme hareketi yapan bir kütle için sebep olduğu kuvvet aşağıdaki gibidir;

$$F = m_c \times a$$

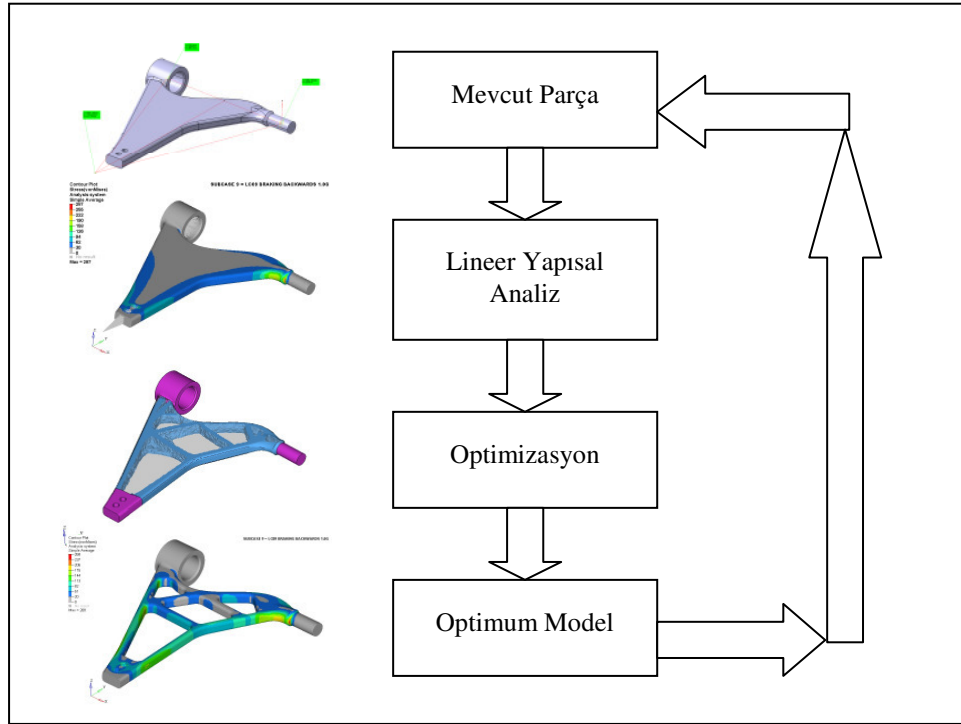
Askı sisteminde ise yaylandırılmamış kütle dinamik hareket sonucunda kuvvete etki eden önemli bir faktördür. Araçta kullanılan sistem göz önüne alınırsa mevcut hali ile çeyrek araç başına yaklaşık 50kg'dır. Diğer etken olan ivmelenme değeri ise yukarıda hesaplamalarda kullanılan yük durumlarının ivme değerleridir. Aralarında en büyük dikey ivmelenme 4,0g seçilirse ;

$$F = 50 \times 9.81 \times 4 = 1962N$$

Sonuç olarak tekerleğin yukarı yönde 4,0g'lik ivmelenmeye sebep olacak engelleri geçişinde tekerlek başına sönmelenmesi gereken 1962N oluşmaktadır. Bu yük durumuna benzer şekilde aşağıya yukarıya hareketlerin oluşturduğu dinamik kuvveti aza indirmek için yaylandırılmamış kütleler minimize edilmelidir. Günümüz otomotiv sanayisinde hem dinamik davranışı iyileştirmek hem de malzeme sarfiyatını azaltmak için kütle optimizasyonları kaçınılmaz olmaktadır.

4.2 Mevcut Parça Dizaynının Yapısal Analizi

Kullanımda olan mevcut parçanın kütle optimizasyonu yapılacaktır. Bunun için ilk sınırlayıcı mevcut kullanımda olan parçanın çalışma durumundaki dayanımını azaltmamak olacaktır. Bu yüzden optimizasyon işlemine ilk olarak kullanılan parçanın yapısal analizi ile başlanacaktır. 13 yük durumu için ayrı ayrı yapısal analiz sonuçları incelenecek ve mevcut dizaynın sağladıkları bozulmayacaktır. Sıradaki işlem olan topoloji optimizasyonuna oluşturulan sonlu elemanlar modeli ile devam edilecektir. 13 yük durumu için kütle azaltımı hedefi ve gerilme sınırı ile topoloji optimizasyonu yapılır. Önerilen parça geometri ile yeni tasarım oluşturulup doğrulanması yapılır.



Şekil 4.2 Optimizasyon yol çizelgesi.

4.2.1 Malzeme Seçimi

Aşağıda 6 farklı malzeme için akma noktası, uzama, elastik modül, yoğunluk, erime sıcaklığı ve birim ağırlık başına fiyat değerleri verilmiştir.

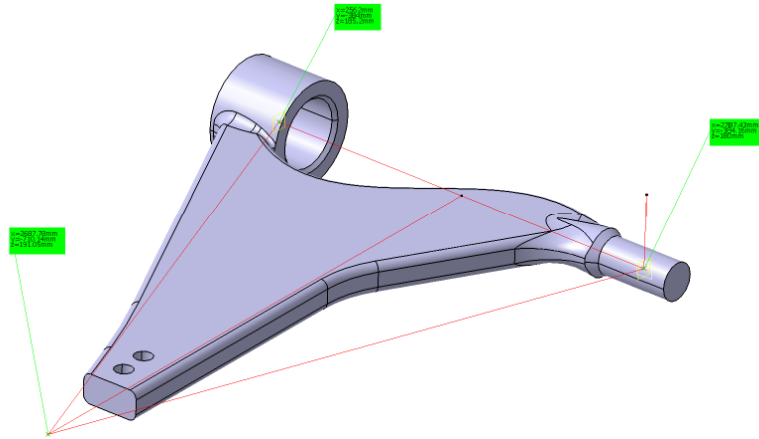
Tablo 4.1 Otomotiv için en önemli 6 malzemenin karşılaştırılması (Ersoy ve Heissing, 2011).

	Steel	GGG	Titanium	Aluminum	Magnesium	Plastic
Elastic Limit [N/mm ²]	1000	400	750	250	180	50–800
Elongation [%]	10–20	2–6	6–12	6–12	4–10	1–4
Modulus of Elasticity [N/mm ²]	210 000	150 000	120 000	70 000	45 000	10 000–100 000
Density [g/cm ³]	7.8	7.3	5.3	2.7	1.8	1–2.5
Temperature [°C]	1000	700	750	350	200	80–120
Cost [€/kg]	1	0.80	40	2.20	2.50	2–10
Cost-effectiveness [%]	100	90	2000	250	500	80–200

Titanyum ve magnezyum üst sınıf ve seri üretimi olmayan özel araçlarda kullanılmaktadır. Malzeme birim fiyatları çok yüksektir ve imalat yöntemleri zor ve yaygın değildir. Bu günlerde askı sistemi bileşenlerinde plastik parçaların kullanımı hızla artmaktadır. Plastik üretim teknolojilerinin gelişmesi ile kullanım alanı da her

sektöre girmiştir. Stabilizatör bağlantı kollarında metallerin yerini fazlasıyla almıştır. Gerekli dayanım şartlarını sağlaması durumunda kütle kazanımı çok fazladır. Akma dayanımı aralığı da çok geniştir. Alüminyum alaşımları ise jantlardan bütün askı sistemi parçalarına kadar geniş bir alanda kullanılmaktadır. Hafif bir metal olması ile alaşımlandırılarak çeliklere yakın dayanımlar vermektedirler. BMW 5 serisi ve Audi'lerin bazılarında askı sistemi bileşenleri ile yaylandırılmamış kütlelerin hepsi alüminyum olan sistemler kullanılmıştır. Araştırmada kullanılan araç için yüksek akma dayanımı ve ucuz olması ön planda olan çelik malzemesi kullanılmıştır.

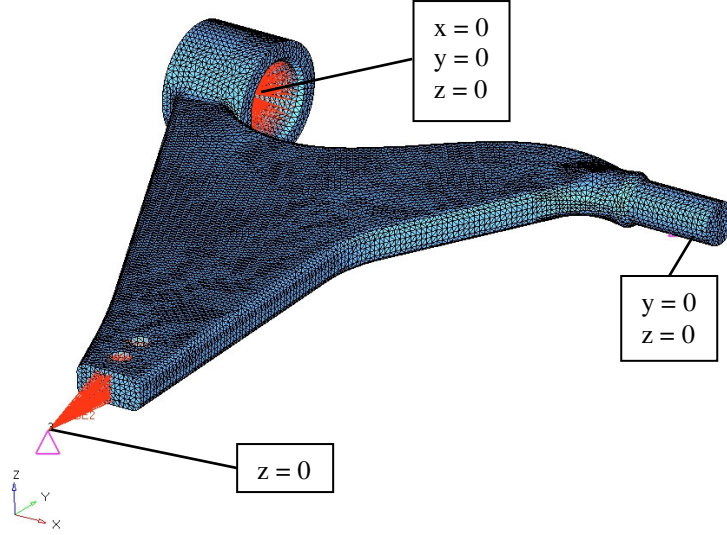
30MnVS6 (dövme çelik) malzemesi kullanılarak imal edilmiş üst salıncak kolu başlangıçta ağırlığı 3,7kg'dır. Dizaynından da anlaşılacağı üzere parça üzerinde bir optimizasyon çalışması yapılmamıştır. Bu basit tasarım bize kütle azaltımı için geniş bir oran sağlayabilir.



Şekil 4.3 Üst salıncak kolu CAD modeli.

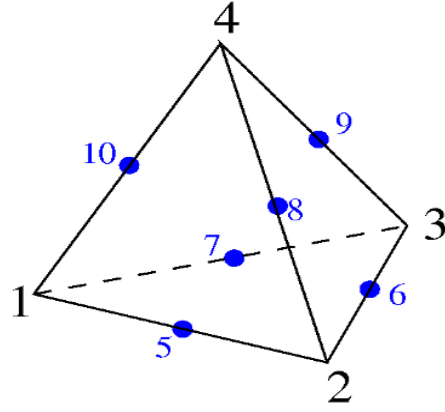
Lineer analizler için kullanılacak model ağ yapısını oluşturmak için HyperMesh programına alınır. HyperMesh programı analiz öncesi ağ yapısı, sınır koşulları, yükler, koordinat eksenleri gibi analiz için yardımcı ve ana girdileri oluşturmaya yarayan özellikle ağ yapısını elle yapmaya imkan veren ara yüzü hızlı çalışmaya uygun bir programdır. Programın bize sağladığı elle ağ yapısı girdisi ile kritik kesitlerde gerilme yığılması olacağı düşünülen bölgelerde eleman boyutlarında küçülme sağlanabilir. Çözücü bilgisayarın kapasitesine göre eleman sayısı yani serbestlik derecesi

ayarlanmalıdır. Ne çözemeyeceği kadar büyük ne de modelden saplamalar oluşturacak kadar küçük olmamalıdır.



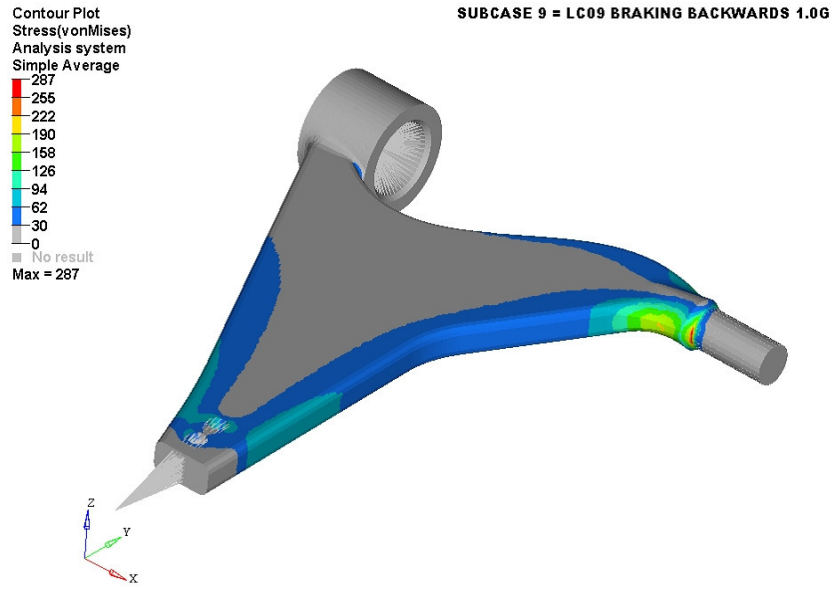
Şekil 4.4 Üst salıncak kolu sonlu elemanlar modeli.

HyperMesh programı ile oluşturulan üst salıncak kolu 88436 tet10(tetrahedron) eleman içermektedir. Tetrahedron elemanlar üçgenlerden oluşan 4 yüzeye sahiptir. Normal şartlarda 4 düğüm noktası içeren tetra4 elemanlar ile de çözümler yapılabilmektedir fakat bu elemanlar birim uzama ve gerilme sonuçlarında hatalara sebep olmaktadır. Bunun yerine 4 düğüm noktası ek olarak quadratic noktalara eklenmesi tetra10 elemanlar oluşturulur. Tetra10 elemanlar daha fazla serbestlik derecesine sahiptir ve çözüm süresinin uzamasına sebep olur. Bu model için oluşturulan sonlu elemanlar modeli 144690 düğüm noktasına ve katı elemanlarda her düğüm noktasında da 3 ilerleme serbestlik derecesine sahiptir bu da 430173 serbestlik derecesine tekabül etmektedir. Sınır koşullarını ve kuvvet girdilerini sonlu elemanlar modeli üzerine iletmek için kullanılan RBE(rijit çubuk elemanlar) elemanları mevcuttur. Sonsuz katılığa sahip olan bu elemanlar analiz içinde iletim elemanı olarak bulunmaktadır.

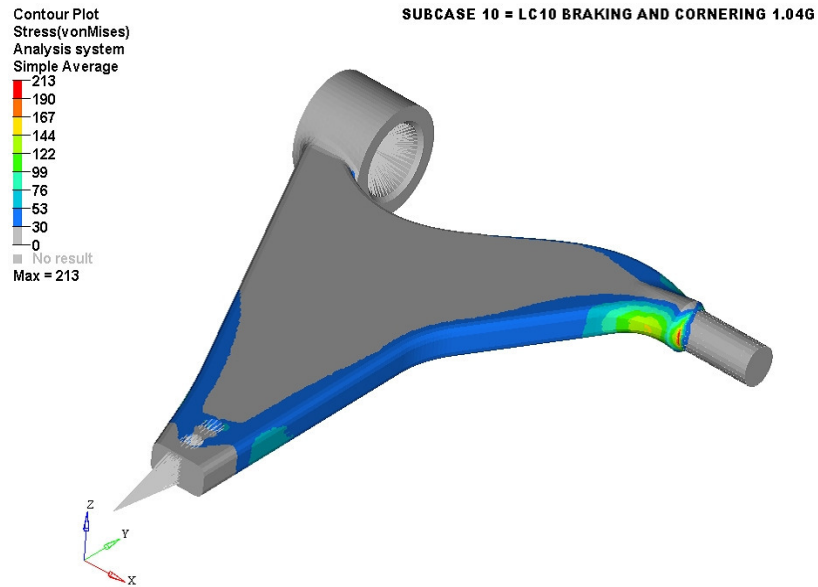


Şekil 4.5 10 düğüm noktalı tetrahedron eleman örnek resmi.

HyperMesh programında hazırlanan sonlu elemanlar modeli MSC.Nastran çözücü programına uygun girdi formatında çıktı alınır. Nastran NASA'nın 1960'ların sonunda geliştirmiş olduğu sonlu elemanlar analiz programıdır. MSC firması ise Nastran'ın ticari satışı ilk olarak alan ve hala elinde bulunduran firmadır. MSC.Nastran arayüzü olmayan sadece diline uygun hazırlanmış analizlerin çözümünü gerçekleştirmekte kullanılan bir programdır. Bu yüzden HyperWorks yazılımlarına ön işlemler ve son işlemler için ihtiyaç duyulmaktadır. 13 farklı yük durumu için hazırlanan girdi dosyası MSC.Nastran ile çözdürülmüştür ve aşağıda yüksek olan bazı sonuçların resimleri mevcuttur.



Şekil 4.6 Geriye giderken frenleme yük durumu için lineer statik analiz sonuçları.



Şekil 4.7 Virajda giderken frenleme yük durumu için lineer statik analiz sonuçları.

4.3 Mevcut Parça Dizaynının Optimizasyonu

Askı sistemi parçalarının optimizasyonu iki şekilde olabilir. Birincisi parça optimizasyonu tasarım uzayı yada parçanın hareket esnasında ve çevresindeki diğer

parçalara dokunmadan kaplayabileceği maksimum hacim belirlenir. İkincisi ise mevcut parça formu referans kabul edilip üzerinde boşaltmalar yapılabilir. Bu çalışmada incelenecek olan yöntem mevcut bir parça üzerinden devam edilecektir.

Araç üzerinde kullanımı sorunsuz şekilde devam eden bir parçanın kütle optimizasyonu yapılacağı için bazı sınırlayıcı katılık gibi özelliklerini parçanın ilk halinden alınabilir. Genel olarak optimizasyon çalışmalarında parçanın belirli bir noktasındaki 3 yönde olan katılıkları üzerinden analizler yapılabilir. Askı sistemi üreticileri için hesaplanmış değerlerin yanında standarda oturtulmuş değerler ile de parça tasarımı yapılabilmektedir. Salıncak kolları için tekerlek tarafında bağlanmış olan küresel mafsal noktasında araç boyuna yönde, araç normali doğrultusunda ve araç enine yönünde katılık sınırları ile topology optimizasyonu yapılması da çok yaygındır.

Bu çalışmada ADAMS/car programı yardımı ile askı sistemi kinematik noktalarında kuvvet sonuçları elde edilmiştir. 13 farklı yol durumu için elde edilmiş olan yükler parça üzerine ayrı ayrı uygulanırlar.

Bir çok değişkenli ve sınır koşullu fonksiyonların çözümü matematiksel programlama tekniği ile bulunması daha kullanışlıdır. Topology optimizasyonu için kullanılacak olan Optistruct programının yazılımsal hesaplama mantığı şu matematiksel problemle ifade edilebilir.

$$X = \left\{ \begin{array}{c} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{array} \right\} \text{ tasarım uzayını minimum yapacak } f(X) \text{ 'ler}$$

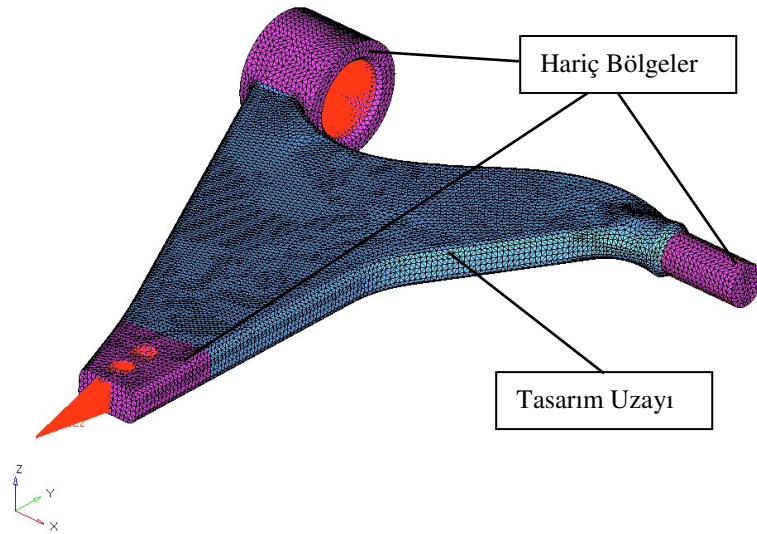
x'ler de tasarım değişkenleridir. Topology optimizasyonunda "design variables" olarak tanımlanan bölümde tasarım uzayına dahil olan bölge, imalat yöntemi sınırlayıcıları, çekme yönü, ekstürizyon, en küçük ve en büyük eleman boyutu ve gerilme sınırı özelliklerini içermektedir.

Sınır koşulları ise ;

$$g_j(X) \leq 0, \quad j = 1, 2, \dots, m$$

$$l_j(X) = 0, \quad j = 1, 2, \dots, p$$

X tasarım vektörü olarak tanımlanır ve n boyutlu bir vektördür. $f(X)$ 'de amaç fonksiyonudur ve programda tanımı minimum hacim, kütle yada maksimum katılık gibi girdilerle tanımlanabilir. $g_j(X)$ eşitsizlik ve $l_j(X)$ eşitlik sınır koşuludur. Bu değerler ise amaç fonksiyonu dışında optimizasyon programını başka değerler ile de sınırlamaya yararmaktadır ve daha tutarlı sonuçlar almayı sağlar. Gerilme değerleri ve katılık sınırları iki genel örnektir.



Şekil 4.8 Tasarıma dahil (tasarım uzayı) ve hariç bölgeler.

Burç bağlantı bölgeleri korunması gerektiği için resimde pembe renkli olan kısımlar farklı özellikler eklenerek tasarım uzayı dışında bırakılır. Eğer tasarım uzayı dışında bırakılması istenilen bölge kalıp çıkma açısı gibi imalat kriterlerini etkiliyor ise tasarım değişkenlerinde o bölge engel olarak tanımlanmalıdır. Üst salıncak kolu ve akson küresel mafsalları ile diğer iki bağlantı da silindirik burçlar ile alt traverse bağlanacaktır. Bu bağlantı noktalarında ise değişim yapılmasına izin verilmediği için tasarım uzayı dışında bırakılmıştır. Topology optimizasyonu için kullanılacak sonlu

eleman modeli lineer analizler için kullanılan modeller ile aynı olabilir. Bu konuda dikkat edilmesi gereken sistem serbestlik derecesi büyük olan bir modelin topology optimizasyonu çözüm süresini fazlasıyla etkilemesidir. Lineer analizler gibi tek bir model ile analiz yapmak yerine her iterasyon basamağında farklı sonlu elemanlar modeli oluşturup girilen değişkenler ile denemeler yapmaktır. Bu yüzden bilgisayar kapasitesi ve çözüm süresi göz önünde bulundurarak serbestlik derecesi daha düşük modeller hazırlanabilir. Bu çalışmada lineer analiz için kullanılan sonlu elemanlar modelinin aynısı kullanılmıştır. Sadece eleman tipi tetra10 dan tetra4'e dönüştürülmüştür. Tetra4 daha az düğüm noktası taşıdığı için daha küçük bir katılık matrisi ile çözüm süresinin azalmasını sağlar.

4.3.1 Topology Optimizasyonu Girdileri

Tablo 4.2 Optimizasyon parametreleri.

- Amaç	- Minimum şekil değiştirme enerjisi
- Sınırlayıcılar	- %30 hacim azaltımı
- Tasarım Değişkenleri	- Çıkma yönü, minimum uzuv kalınlığı

Amaç tanımlaması yapılırken hacim, kütle tanımlamalarının yanında minimum şekil değiştirme enerjisi girdisi tutarlı sonuçlar vermesine yardım etmektedir. Bu komut aynı anda katılığı maksimum yapmaya yarar.

Sınırlayıcılar ise %30 hacim azaltımı ile girilmiştir. Bu girdi bölümünde alt ve üst sınır belirlenerek bir aralıkta zorlanabilir. Ek olarak istenirse hacim yerine kütle sınırlayıcısı eklenebilir. Yük durumları ile optimizasyon yapmanın dışında katılık kontrolü ile yapılan optimizasyonlarda sınırlayıcı olarak belirli bir noktadaki deplasman koşulları da eklenebilir.

Tasarım değişkenleri grubunda minimum ve maksimum uzuv boyutları tanımlanabilir. Bu sayede döküm yada dövme ile üretilecek olan parçanın cidar kalınlıkları kontrol altında tutulabilir. Gerilme sınırı bir kaç farklı yerde tanımlanabilir bunlardan birisi de tasarım değişkenleridir. Bu tanımlamada gerilme

üst sınırı girdi yapılmıştır. Dövme ve döküm üretim yöntemleri için kalıp çıkma yönü tasarım açısından çok önemlidir. Parçanın geniş yüzeyinin normali doğrultusunda iki düğüm noktası ile çıkma yönü tanımlanmıştır. Böylelikle topology optimizasyonu önermesi imalat yöntemine uygun olmaktadır.

Optistruct optimizasyon çözüm programı lineer optimizasyon yapabilen bir programdır. Bazı paket programlar lineer olmayan malzeme tanımı ile de çözüm yapabilmektedir. Kullanmış olduğumuz program için lineer malzeme tanımı yapmak yeterlidir. Lineer analizler için gerekli olan elastisite modülü ve poisson oranı girdisi optimizasyon sırasında programın lineer analiz sonuçlarını da değerlendireceği için gereklidir. Ek olarak kütle hedefi ile yapılacak optimizasyon için yoğunluk girdisi de gereklidir.

Tablo 4.3 30MnVS6 Malzeme özellikleri.

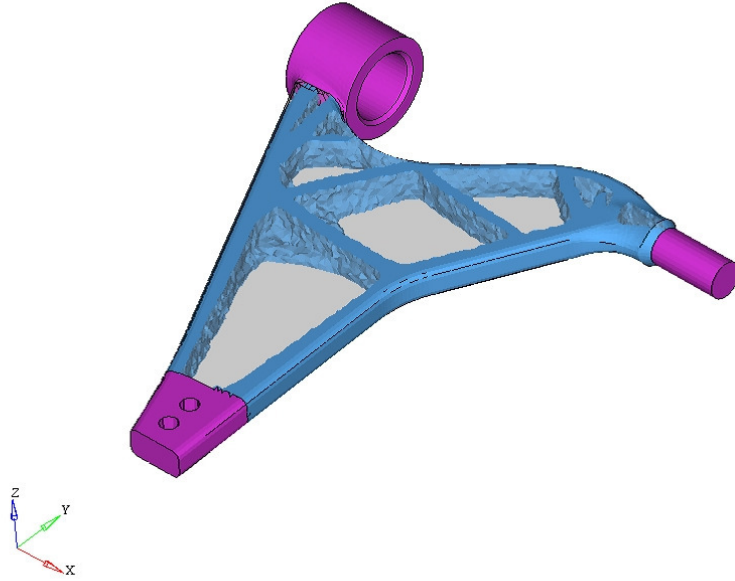
Elastisite Modülü(MPa)	Poisson Oranı	Yoğunluk(g/cm ³)
210000	0,3	7,8

BÖLÜM BEŞ

SONUÇLAR

Optimizasyon yazılımı girdi kriterlerine uygun tasarım uzayında sonuçlar çıkarabilmesi her zaman mümkün değildir. Bu sonuçlara girdilerin tutarlı olması hedef ve amaçların mantıklı seçilmiş olması gerekmektedir.

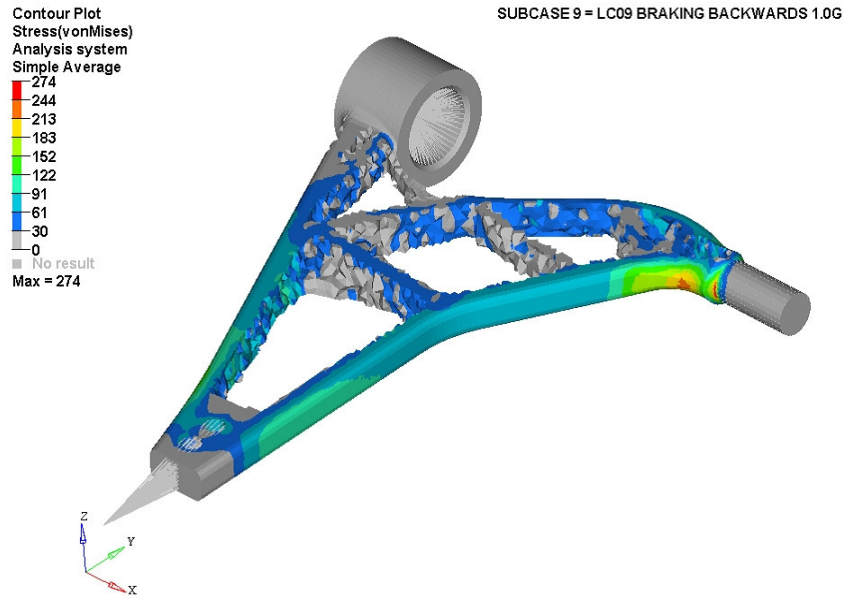
Yapılmış olan optimizasyon için 37 iterasyon sonunda program mantıklı bir sonuç hesaplanmıştır uyarısı ile analizi bitiriyor. Tasarım uzayı içindeki elemanları gerekli yerlerde yoğunlaştırıp gereksiz yerlerde de sadeleştirerek yeni model tasarımı için fikir vermektedir. Optistruct optimizasyonunun sonuç eleman dağılımları kesinlikle net bir sonlu elemanlar modeli vermemektedir sonuç dosyası üzerinde dağılım yoğunluğu 0 ile 1 arasında seçilerek sonuçlar görülebilir.



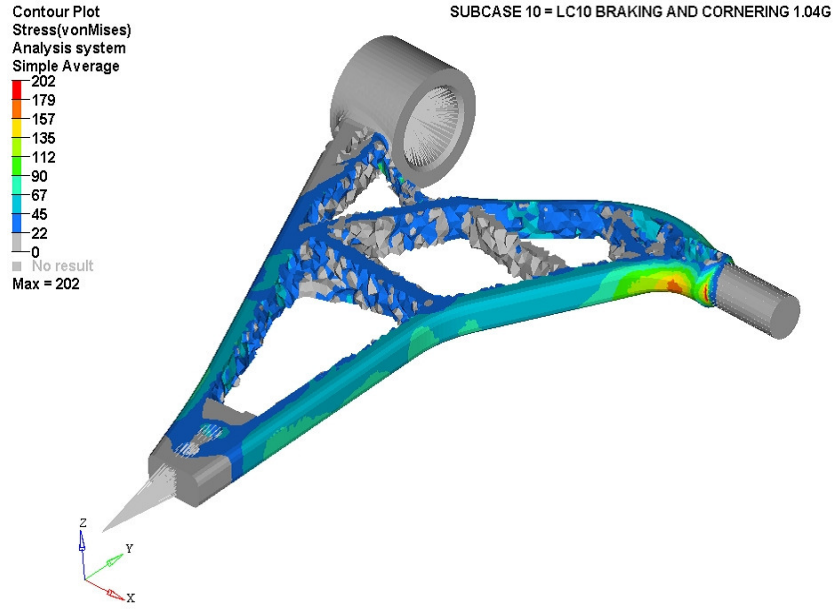
Şekil 5.1 0.25 faktör ile optimizasyon tasarım uzayı dağılımı.

Sonuç aralığında 0,2-0,5 faktör arasında bir yoğunlukta seçim yapıp katı model programlarında kullanılmak üzere HyperView yazılımından iso yüzeyler alınabilir. Bu yüzeyler daha önceden mevcut olan katı model üzerine açılıp yeni tasarım gerçekleştirilir. Ya da optimizasyon programının oluşturduğu sonlu elemanlar modeli ile tasarımı yenilemeden lineer analiz karşılaştırılması da yapılabilir. Aşağıda 9 ve 10

numaralı yük durumunun lineer analiz sonuçları verilmiştir. Aynı yük durumları orijinal parça için de incelenmiştir. Maksimum gerilme değerlerinde bir artış olmadan hatta azalma da sağlanarak oluşturulan modelin sonuçları aşağıdaki gibidir. Virajda frenleme ve geriye giderken frenleme durumlarının oluşturduğu yüksek zorlamaların altında optimize edilmiş modelin bağlantı noktasın kenarındaki maksimum gerilmeler görülmektedir. O bölgedeki gerilme yoğunluğundan dolayı program gerilmenin çıktığı kesitte hacim azalmasına izin vermemiştir.

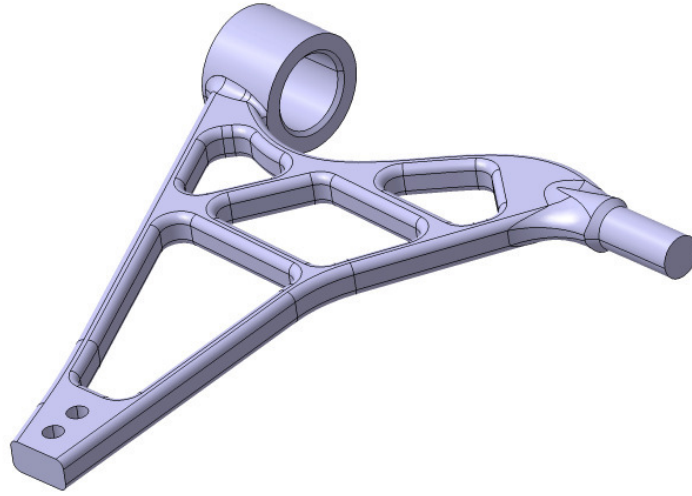


Şekil 5.2 9. Yük durumu için optimize edilmiş model lineer statik analiz sonuçları.

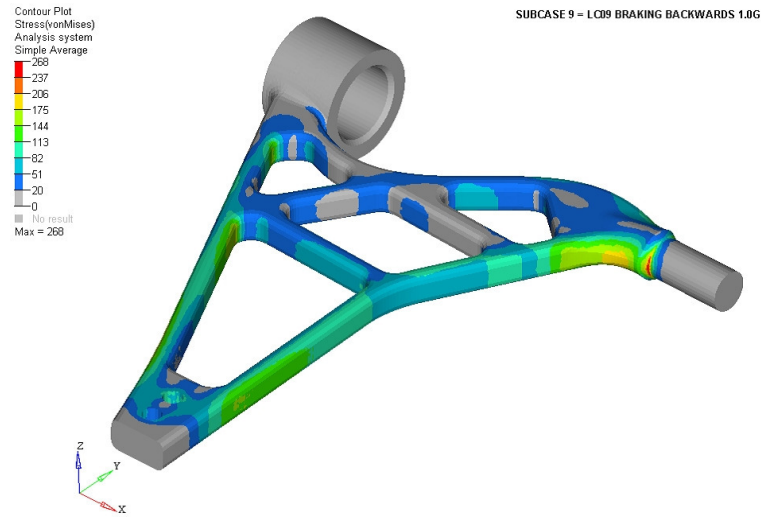


Şekil 5.3 10. Yük durumu için optimize edilmiş model lineer statik analiz sonuçları.

Tasarım uzayı sonucunun doğrulaması da yapıldıktan sonra HyperView programından alınan iso yüzeyler yardımı ile gerçek model tasarımı tekrardan türetilir. Bu işlem için Catia V5-R19 modelleme programı ile iso yüzeyler üzerinden yeni katı model oluşturulmuştur. Oluşturulan katı model HyperMesh programı ile ağ yapısı oluşturulup sonlu elemanlar modeli tekrardan 13 yol şartı ile lineer analiz yapılır. Böylelikle optimizasyon sonrası oluşturulan salıncak kolu 13 yol şartına göre denenmiş olur.



Şekil 5.4 Optimizasyon cevabına göre yeniden tasarlanmış üst salıncak kolu.



Şekil 5.5 Yeniden tasarlanmış salıncak kolu lineer analiz sonuçları.

Başlangıçta ağırlığı 3,7 kg olan alt salıncak kolunun ağırlığı kütle optimizasyonu sayesinde 2 kg'a kadar düşürülebilmiştir. Başta ve sonda sonlu elemanlar analizleri ile gerilme sonuçları kıyaslanarak dayanıklılık anlamında bir kayıp olmadan % 45 daha hafif bir parça elde edilmiştir. Bu sayede daha hafif ve daha ekonomik araçlar üretilebilmektedir.

KAYNAKLAR

- Abe, M. (2009). *Vehicle Handling Dynamics* (1st ed.). Oxford: Butterworth-Heinemann
- Bağımsız askı sistemi örnek resmi* (b.t.). 20 Mart 2011, <http://www.tamiya.com/english/products/49190dynastorm/bump.jpg>.
- Bendsoe, M.P. (1995). *Optimization of Structural Topology, Shape and Material* (1st ed.). Berlin: Springer-Verlag.
- Blundell, M.V. (1998). The influence of rubber bush compliance on vehicle suspension movement. *Material and Design*, 17, 29-37.
- Blundell, M. & Harty, D. (2004). *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics* (1st ed.). London: Elsevier Butterworth-Heinemann.
- Ersoy, M. & Heissing, B. (2011). *Chassis Handbook* (2nd ed.). Berlin: Springer Fachmedien.
- Gillespie, T.D. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics* (1st ed.). Michigan: SAE International.
- Kuralay, N. S. (2008). *Motorlu Taşıtlar* (1. Baskı). İzmir: Makina Mühendisleri Odası.
- Kuralay, N. S. (2003). *Motorlu Taşıtların Temel Esasları* (4. Baskı). İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Yayınları.
- Kuralay, N. S. (2003). *Motorlu Taşıtların Yapı Elemanları* (2. Baskı). İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Yayınları.
- Rao, S.S. (1996). *Engineering Optimization* (3rd ed.). Indiana: A Wiley-Interscience Publication.

Reimpell, J., Stoll, H. & Betzler, J.W. (2002). *The Automotive Chassis: Engineering Principles* (2nd ed.). Oxford: Butterworth-Heinemann

10 Dügüm noktalı tetrahedron eleman örnek resmi (b.t.) 06 Haziran 2011,
http://www.manual.impetus-afea.com/solver/?p=2&k=ELEMENT_QTET