

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**PALETLİ ARAÇLARDA SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN
MODELLENMESİ VE OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Alper ÇOBAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIMI VE İMALAT
Tez Danışmanı : Doç. Dr. İmdat TAYMAZ

Haziran 2010

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PALETLİ ARAÇLARDA SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN
MODELLENMESİ VE OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Alper ÇOBAN


Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE İMALAT

Bu tez 15 / 06 /2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.


Prof. Dr. Ertan YANIKOĞLU

.....
Jüri Başkanı


Prof. Dr. Recep KOZAN

.....
Üye


Doç Dr. İmdat TAYMAZ

.....
Üye

ÖNSÖZ

Paletli araçların süspansiyon sistemlerinin çeşitli yol şartlarındaki davranışını modellemek için birçok çalışma yapılmıştır. Çeşitli araçlarda değişik süspansiyon sistemleri kullanılmıştır. Günümüzde özellikle askeri araç uygulamalarında yoldan gelen titreşimin kule kısmına en az iletilmesini sağlayacak ve aynı zamanda aracın maksimum performansta kullanımını sağlamak amacı ile, pasif, yarı aktif ve aktif kontrollü hidropnömatik süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır.

Bu çalışmada bir paletli araçta kullanılan pasif hidropnömatik süspansiyon sistemi modellenerek, sistemde dinamik zorlanmalara maruz kalan biyel kolu sonlu elemanlar metodu ile incelenmiştir.

Bu çalışmanın yapılmasında, başta danışman hocam Doç.Dr.İmdat TAYMAZ olmak üzere bana destek olan eşim Ebru ÇOBAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Alper ÇOBAN

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	x
TABLolar LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xiv
SUMMARY.....	xv
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
1.1. Literatürün Değerlendirilmesi.....	2
1.2. Tezin Kapsam ve Amacı.....	6
BÖLÜM 2.	
SÜSPANSİYON ÇEŞİTLERİ.....	7
2.1. Pasif Süspansiyon Sistemleri.....	7
2.2. Adaptiv Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri.....	8
2.3. Aktif Süspansiyon Sistemleri.....	9
BÖLÜM 3.	
HİDROPNÖMATİK SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN MODELLENMESİ.....	11
3.1. Matematiksel Model.....	11
BÖLÜM 4.	
TASARIM VE MODELLEME.....	18

4.1. Tasarım.....	18
4.1.1. Bilgisayar destekli tasarım.....	19
4.1.1.1. Tarihçe.....	19
4.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi.....	19
4.2.1. Sonlu elemanlar yönteminin tarihsel gelişimi.....	20
4.3. Hidroprömatik Süspansiyon Ünitesinin Modellenmesi.....	24
BÖLÜM 5.	
DİNAMİK ANALİZLER.....	31
5.1. Bağlantılar ve Eklemler.....	36
5.1.1. C1550411_103DIS ile C1550411_103IC arasındaki dönel eklem.....	36
5.1.2. C1550411_103 ile C1550411_301 arasındaki sabit eklem....	37
5.1.3. C1550411_201 ile C1550411_206 arasındaki sabit eklem....	38
5.1.4. C1550411_201 ile C1550411_301 arasındaki sabit eklem....	39
5.1.5. C1550411_204 ile C1550411_205 arasındaki sabit eklem....	40
5.1.6. C1550411_204 ile C1550411_509 arasındaki genel eklem...	41
5.1.7. C1550411_205 ile C1550411_206 arasındaki dönel eklem...	42
5.1.8. C1550411_301 ile C1550411_302 arasındaki sabit eklem....	43
5.1.9. C1550411_301 ile C1550411_102IC arasındaki sabit eklem.	44
5.1.10. C1550411_016 ile C1550411_501 arasındaki silindirik eklem.....	45
5.1.11. C1550411_501 ile C1550411_509 arasındaki sabit eklem...	46
5.1.12. C1550411_102DIS ile C1550411_102IC arasındaki dönel eklem.....	47
5.1.13. Zemin ile C1550411_016 arasındaki sabit eklem.....	48
5.1.14. Zemin ile C1550411_102DIS ve Zemin ile C1550411_103DIS arasındaki sabit eklemler.....	49
5.2. Yay Tanımlanması.....	50
5.2.1. Yay sabitinin bulunması.....	51
5.2.2. Sönümleme sabitinin bulunması.....	55
5.3. Statik Çökmenin Bulunması.....	58
5.4. HSÜ'nin Yüklenmesi.....	59

5.5. Çözümlemeler.....	62
BÖLÜM 6.	
YORULMA ANALİZİ	65
6.1. Yorulma Analizi Tarihçesi.....	65
6.2. ANSYS WORKBENCH ile Yorulma Analizi.....	65
6.3. Analiz Tipi Seçimi.....	67
6.4. Yükleme Durumu Seçimi	67
6.4.1. Sabit genlikte yükleme.....	67
6.4.2. Değişken genlikte yükleme.....	68
6.4.3. Orantılı veya orantısız yükleme	68
6.5. Ortalama Gerilme Etkileri.....	69
6.5.1. Ortalama gerilme eğrileri.....	71
6.6. Çok Eksenli Gerilme Düzeltme Faktörü.....	72
6.7. Yorulma Modifikasyonları.....	72
6.7.1. Sonsuz ömür değeri.....	72
6.7.2. Yorulma mukavemet faktörü.....	75
6.7.3. Yük faktörü.....	75
6.7.4. Gerilme ömrü interpolasyonu.....	75
6.8. Sonuçların Değerlendirilmesi.....	76
6.8.1. Yorulma ömrü.....	76
6.8.2. Yorulma hasarı.....	76
6.8.3. Yorulma güvenlik faktörü.....	76
6.8.4. Çift eksenli belirtim.....	76
6.8.5. Yorulma hassasiyeti.....	77
6.8.6. Gerilme tanımları.....	77
BÖLÜM 7.	
BİYEL KOLU ANALİZLERİ.....	78
7.1. Biyel Kolunun Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması.....	78
7.2. Çözüm.....	81
7.2.1. Gerilme aracı ile emniyet katsayısının tespiti.....	81
7.2.2. Yorulma ömrü tayini.....	83

BÖLÜM 8.	85
SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	
KAYNAKLAR.....	88
ÖZGEÇMİŞ.....	90

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A_1	: Akışkan Alanı
A_2	: Akışkan Alanı
b_1	: Süspansiyon Sönümleyici Katsayısı
b	: Teker Lastiğinin Sönümlenme Sabiti
F_y	: Dikey Yönde Kola Etki Eden Kuvvet
HSÜ	: Hidropnömatik Süspansiyon Ünitesi
I_1	: Kol Atalet Momenti
I_2	: Krank Atalet Momenti
I_3	: Biyel Kolu Atalet Momenti
I_u	: Asılı Olmayan Kütlelerin Atalet Momenti
k	: Teker Lastiğinin Yay Sabiti
k_1	: Süspansiyon Yay Katsayısı
KDD	: Kısmi Diferansiyel Denklem
KE	: Kinetik Enerji
L	: Lagrange Denklemi
l_{BC}	: Biyel Kolu Uzunluğu
l_{CY}	: Silindir Ekseni ile Koordinat Sistemi Merkezi Arasındaki Mesafe
l_{OA}	: Kol Uzunluğu
l_{OB}	: Krank Uzunluğu
M	: Yolcu Kabini Kütlesi
m	: Aks Ve Teker Kütlesi
m_1	: Kol Kütlesi
m_2	: Krank Kütlesi
m_3	: Biyel Kolu Kütlesi
Mu	: Asılı Olmayan Kütleler

N_2	: Azot Gazı
P	: Gaz Basıncı
P_1	: Akışkan Basıncı
P_2	: Akışkan Basıncı
PE	: Potansiyel Enerji
P_{st}	: Statik Denge Durumunda Gaz Basıncı
Q	: Debi
r_p	: Piston Çapı
SEY	: Sonlu Elemanlar Yöntemi
T_d	: Sönümlemenin Koordinat Sistemi Merkezinde Oluşturduğu Tork
T_g	: Azot Gazının Sıkışmasının Koordinat Sistemi Merkezinde Oluşturduğu Tork
V	: Gaz Hacmi
V_1	: Akışkan Hızı
V_2	: Akışkan Hızı
V_{st}	: Statik Denge Durumundaki Hacim
X	: Araç Boyunca Olan Eksen
x_{1G}	: Kol Ağırlık Merkezi X Koordinatı
x_{2G}	: Krank Ağırlık Merkezi X Koordinatı
x_{3G}	: Biyel Kolu Ağırlık Merkezi X Koordinatı
x_p	: Pistonun X Eksenine Mesafesi
x_{st}	: Statik Durumda Pistonun X Eksenine Mesafesi
Y	: Araç Enince Olan Eksen
y_{1G}	: Kol Ağırlık Merkezi Y Koordinatı
y_{2G}	: Krank Ağırlık Merkezi Y Koordinatı
y_{3G}	: Biyel Kolu Ağırlık Merkezi Y Koordinatı
Z	: Araç Dikine Eksen
α	: Kol ile Yer Düzlemi Arasındaki Açık
β	: Biyel Kolu ile HSÜ Silindir Merkez Eksenine Arasındaki Açık
γ	: Krank ile Biyel Kolu Arasındaki Açık
θ	: Aracın Yana Yatma Açısı
ρ	: Akışkan Özgöl Ağırlık

σ : Gerilme
 φ : Aracın Kafa Vurma Açısı
 ω : Kol Açısal Hızı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1.	Pasif askı sistemi (çeyrek taşıt modeli).....	8
Şekil 2.2.	İdeal uzay-kanca sönümleyici.....	9
Şekil 2.3.	Uzay-kanca sönümleyicinin uygulanması.....	9
Şekil 2.4.	Aktif askı sistemi (çeyrek taşıt modeli).....	10
Şekil 3.1.	Hidropnömatik süspansiyon ünitesi şematik gösterim	11
Şekil 3.2.	Hidropnömatik süspansiyon ünitesine etki eden kuvvetler.....	12
Şekil 3.3.	Paletli araç modeli.....	14
Şekil 4.1.	HSÜ kompleksi.....	24
Şekil 4.2.	Porya kompleksi.....	25
Şekil 4.3.	Kol kompleksi.....	25
Şekil 4.4.	Kol kompleksi aksamaları.....	25
Şekil 4.5.	Gövde.....	26
Şekil 4.6.	Krank, biyel kolu ve biyel kolu yatağı.....	26
Şekil 4.7.	Askı kolu.....	27
Şekil 4.8.	Piston kompleksi.....	27
Şekil 4.9.	Sönümleme valfi.....	28
Şekil 4.10.	Yüzer piston.....	28
Şekil 4.11.	HSÜ montajı.....	29
Şekil 4.12.	HSÜ ölçüleri.....	29
Şekil 5.1.	Ansys design modeller ile alınan model.....	31
Şekil 5.2.	İthal etme (Import) İşlemi.....	32
Şekil 5.3.	Arkadan görünüş.....	33
Şekil 5.4.	Önden görünüş.....	33
Şekil 5.5.	Ansys mechanical ortamındaki model.....	34
Şekil 5.6.	C1550411_103DIS ile C1550411_103IC arasındaki dönel eklem	37
Şekil 5.7.	C1550411_103 ile C1550411_301 arasındaki sabit eklem	38

Şekil 5.8.	C1550411_201 ile C1550411_206 arasındaki sabit eklem.....	39
Şekil 5.9.	C1550411_201 ile C1550411_301 arasındaki sabit eklem.....	40
Şekil 5.10.	C1550411_204 ile C1550411_205 arasındaki sabit eklem.....	41
Şekil 5.11.	C1550411_204 ile C1550411_509 arasındaki genel eklem.....	42
Şekil 5.12.	C1550411_205 ile C1550411_206 arasındaki dönel eklem.....	43
Şekil 5.13.	C1550411_301 ile C1550411_302 arasındaki sabit eklem.....	44
Şekil 5.14.	C1550411_301 ile C1550411_302 arasındaki sabit eklem.....	45
Şekil 5.15.	C1550411_016 ile C1550411_501 arasındaki silindirik eklem....	46
Şekil 5.16.	C1550411_501 ile C1550411_509 arasındaki sabit eklem.....	47
Şekil 5.17.	C1550411_102DIS ile C1550411_102IC arasındaki dönel eklem	48
Şekil 5.18.	Zemin ile C1550411_016 arasındaki sabit eklem.....	49
Şekil 5.19.	Zemin ile C1550411_102DIS arasındaki sabit eklem.....	50
Şekil 5.20.	Zemin ile C1550411_103DIS arasındaki sabit eklem.....	50
Şekil 5.21.	Lineer yay tanımlanması.....	51
Şekil 5.22.	Piston yay kuvvetinin piston yer değiştirmesine göre değişimi....	53
Şekil 5.23.	Sarsıntı sırasında sönümlenme katsayısının değişimi.....	57
Şekil 5.24.	Geri gelme sırasında sönümlenme katsayısının değişimi.....	57
Şekil 5.25.	HSÜ'nin araca montaj edilmiş hali.....	58
Şekil 5.26.	Ansys programı ile yay modellenmesi.....	59
Şekil 5.27.	Ansys analiz ayarları.....	60
Şekil 5.28.	Analiz adımları ve analiz yükleri.....	61
Şekil 5.29.	Çözüm problemleri.....	62
Şekil 5.30.	Biyel kolunun eklem problemleri.....	63
Şekil 5.31.	Biyel kolunun eklemindeki kuvvet değişimi (Joint Probe).....	63
Şekil 5.32.	Biyel kolunun eklemindeki kuvvet değişimi (Joint Probe 2).....	64
Şekil 6.1.	Sabit genlikte yükleme.....	67
Şekil 6.2.	Değişken genlikte yükleme.....	68
Şekil 6.3.	Orantısız yükleme.....	69
Şekil 6.4.	Soderberg diyagramı ve formülü.....	70
Şekil 6.5.	Goodman diyagramı ve formülü.....	70
Şekil 6.6.	Gerber diyagramı ve formülü.....	71
Şekil 6.7.	Ortalama gerilme eğrileri.....	72
Şekil 6.8.	Verilen yükleme durumu için Rainflow matrisi.....	73

Şekil 6.9.	Hasar matris sonuçları (Toplam hasar 0.19, sonsuz ömür değeri 10^6).....	74
Şekil 6.10.	Hasar matris sonuçları (Toplam hasar 0.12, sonsuz ömür değeri 10^9).....	74
Şekil 6.11.	Stress life S-N ve Log-Log interposayon.....	75
Şekil 7.1.	Biyel kolunun ağ yapısı.....	79
Şekil 7.2.	Biyel koluna hareket kuvvetlerinin uygulanması.....	80
Şekil 7.3.	Biyel koluna etki eden yükler.....	80
Şekil 7.4.	Biyel kolundaki equivalent (von-Mises) gerilmeleri.....	82
Şekil 7.5.	Emniyet katsayısının değişimi.....	82
Şekil 7.6.	Biyel kolunun yükleme durumu ve yorulma teorisi.....	83
Şekil 7.7.	Biyel kolu yorulma ömrü.....	84

TABLolar LİSTESİ

Tablo 5.1.	HSÜ Hareketli Parçaları.....	35
Tablo 5.2.	Bağlantı ve Eklem Tanımları.....	36
Tablo 5.3.	Kuvvet ve Basınç Değişimi.....	54
Tablo 5.4.	Sarsıntı ve Geri Gelme Sırasındaki Basınç Düşümü.....	56
Tablo 5.5.	Ansys Dinamik Analiz Adım Süreleri.....	60
Tablo 8.1.	Analiz Edilen Malzemeler ve Sonuçları.....	86

ÖZET

Anahtar kelimeler: Paletli araç süspansiyon, hidropnömatik süspansiyon sistemleri

Paletli araçlarda gittikçe artan kontrol teknolojileri, araçların değişik yol şartlarındaki davranışının incelenmesi çalışmalarını arttırmakta ve süspansiyon sistemlerinin değişik yol profilleri için optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır.

Bu çalışmada bir paletli araçta kullanılan pasif hidropnömatik süspansiyon sistemi modellenmiştir. Aracın yol şartlarındaki dinamik etkilerine göre sistemin yük taşıyan parçaları sonlu elemanlar metodu ile incelenmiştir.

Birinci bölümde süspansiyon sistemleri ile ilgili literatürdeki çalışmalar hakkında bilgiler verilmiş ve yapılan çalışmanın kapsam ve amacı anlatılmıştır.

İkinci bölümde ise süspansiyon çeşitleri anlatılarak, genel tanımları ve çalışma prensipleri verilmiştir.

Üçüncü bölümde ise hidropnömatik süspansiyon sisteminin matematiksel modeli incelenmiştir. Hidropnömatik süspansiyon sistemine etki eden kuvvetler anlatılmıştır.

Dördüncü bölümde bilgisayar destekli tasarım ve sonlu elemanlar yöntemi hakkında bilgiler verilmiştir.

Beşinci bölümde sistemin bağlantıları ve eklemleri oluşturulmuş ve kinematik çözümleme bilgisayar destekli tasarım programı ile gerçekleştirilmiştir.

Altıncı bölümde yorulma teorisi hakkında bilgiler verilerek sonlu elemanlar yöntemi ile yorulma analizleri hakkında açıklamalarda bulunulmuştur.

Yedinci bölümde ise hidropnömatik süspansiyon sistemine ait biyel kolunun sonlu elemanlar yöntemi ile analizleri gerçekleştirilmiştir.

Sonuçlar değerlendirilmiştir.

MODELLING AND OPTIMIZATION OF TRACKED VEHICLE SUSPENSION SYSTEM

SUMMARY

Key words: Tracked vehicle suspension, hydropneumatic suspension systems

Rapidly growing control technologies leads to analysis of the vehicles at different terrain. Studies have been done to optimize the suspension system for different road profiles.

In this study, a passive suspension system is modeled for a tracked vehicle. Loaded parts with respect to dynamic effects of forces during road travel are inspected.

In the first section, information about suspension systems is given and scope and aim of the study is described.

In the second section, varieties of suspension is described and general introduction and working principles are given

In the third section mathematical model of the hydropneumatic suspension is investigated. Forces acting on the hydropneumatic suspension system are described.

In the fourth section, information about computer aided design and finite element analysis are given.

In the fifth section connections and joints of the system are constituted and kinematic solution via computer aided design software is carried out.

In the sixth section information about fatigue theory is given and fatigue analysis with finite element method is explained.

In the seventh section finite element analysis of connecting rod that belongs to of the hydropneumatic suspension is presented.

Finally, results are evaluated.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Tekerlekli araçların süspansiyon sistemlerinin dinamik davranışını modellemek ve analizini gerçekleştirmek için bir çok araştırma yapılmaktadır. Titreşim genliği ve ivmesi, kontrol uygulamaları, frekans cevapları, sonlu elemanlar yöntemi ile analizler gibi çeşitli konularda yapılmış ve yapılmaya devam eden bir çok çalışma mevcuttur. Paletli bir aracın dinamik analizi için ise, genel araç modellerine kıyasla çok az çalışma yapılmıştır.

Dinamik ortamlarda çalışan makine elemanlarının göstereceği yorulma ömrünü önceden saptamak için yapılan yorulma analizleri ise başlı başına ayrı bir araştırma konusu oluşturmaktadır.

Bu çalışmada ele alınan paletli aracın hidropnömatik süspansiyon ünitesinin (HSÜ) dinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Buradan elde edilen sonuçlara göre süspansiyon sisteminin en kritik parçalarından birisi olan biyel kolunun sonlu elemanlar analizi ile çeşitli malzemeler için emniyet katsayısı bulunmuş ve yorulma analizi gerçekleştirilerek yorulma emniyet katsayısı bulunmuş ve en uygun malzeme seçimi sağlanmaya çalışılmıştır. Başka bir deyişle, yukarıda açıklanan iki temel konu birleştirilip dinamik analizden elde edilen veriler ile yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir.

Bu yöntem ile HSÜ'nin içindeki diğer elemanlar için de yorulma ömrü tayin edilebilmektedir. Dolayısıyla HSÜ içerisindeki diğer parçaların da analizi yapılarak iki arıza arası ortalama süre değeri bulunabilmektedir Böylece paletli aracın süspansiyonun arızasız bir şekilde kullanılabilen ömrü tayin edilmeye çalışılmıştır.

1.1. Literatürün Değerlendirilmesi

Dinamik analiz ve yorulma konularında çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Özellikle tekerlekli taşıtlar için birçok çalışma mevcut olmasına rağmen paletli araçlar için bu tür çalışmalar oldukça azdır. Yorulma konusunda ise bilgilendirici ve yöntemlerin nasıl uygulanacağını gösteren kitaplar mevcuttur.

Paletli araçların dinamik karakteristikleri ve süspansiyon sistemleri ile ilgili yapılan çalışmalar şöyledir:

Paletli araçların dinamik karakteristiği kapsamında yapılan çalışmalarda Cleare (1971) "yüksek hıza uygun palet " kavramı üzerinde durmuştur. Bu terim, nispeten düşük hızlarda giden endüstriyel iş makineleri ile arazide giden palet serici taşıtlar arasındaki farkları ortaya koymak için oluşturulmuştur. Bir tekerlek çevresine palet sermenin önemli bir avantajı, zeminle temas yüzünü arttırmasıdır. Ancak paletin toprağa gömülmesi hareketini zorlaştırmaktadır. Paletli bir sistemin tekerlekli bir sisteme oranla avantaj ve dezavantajları (dezavantaj olarak manevra kabiliyetinin zor olması, hareket için büyük bir güç gerektirmesi ve her bir palet baklasının eklem noktalarında aşınma meydana gelmesi) anlatılmış ve arazide ilerlemeye etki edecek faktörler üzerinde durulmuştur. Aracın kütlesi arttıkça palet kullanmanın daha pratik olacağı savunulmuştur.

Ağırlık merkezinin konumunun tekerleklerinin yere yaptığı basınçları nasıl etkilediği hakkında bir çalışma yapıp sonuçları tablo olarak sunmuştur. Tabloda örnek bir tank için dururken, sabit hızda ilerlerken ve % 10 eğimde bir tepeye tırmanırken her bir tekerleğin kütlenin yüzde kaçının taşıdığı okunabilmektedir. Dolayısıyla bu değerler her bir tekerleğin toprağa ne kadar batacağını göstermektedir. Sonuç itibariyle araç hareket ederken ağırlık merkezinin konumunun nasıl kaydığı gösterilmeye çalışılmıştır [1].

Bodin (1999) çalışmasında karla kaplanmış bölgeler gibi yumuşak arazi tiplerinde değişik taşıt parametrelerinin hareketliliğe olan etkisini araştırmak için kullanılacak yeni bir paletli aracı tanıtmıştır. Çalışmasında yoğun karla kaplı bir test arazisinde

yere yapılan basıncın aracın çekiş performansına olan etkisini araştırmıştır. Testler sonucunda yoğun karlı zeminde yere yapılan basıncın çekiş performansına büyük etkisi olduğu görülmüştür. Testlerde kullanılan araç on adet portör tekerine sahiptir. Ayrıca gergi tekerleği önüne montaj edilmiş olan hidrolik silindir sayesinde palete istenilen ön gergi (veya boşluk) verilebilmektedir. Bu özellik aynı zamanda paletin kolaylıkla değiştirilebilmesini de sağlamaktadır. Sürüş esnasında hidrolik silindir kilitlenmekte ve palet sabit bir gerginlikte tutulmaktadır. Bu çalışma sayesinde paletli araçlara yumuşak zemindeki hareketi sırasında etki eden kuvvetler hakkında bilgi sahibi olunmuştur [2].

HUH ve diğerleri (1999) dinamik simülasyon ile palet gerginlik ayarını tespit etmeye çalışmıştır. Palet gerginliği paletli aracın manevra kabiliyetini önemli ölçüde etkilediğini ve gereksiz bir gerginlik oluşturmamak için palet gerginlik ayar kontrol sistemi çeşitli manevra durumları için incelenmiştir. Dinamik model ise 954 serbestlik derecesi olan oldukça karmaşık bir model kullanılmıştır. Ancak palet gerginliği kontrolü için ise bulanık mantık içeren bir kontroller kullanılmıştır ve dinamik simülasyona entegre edilmiştir [3].

Wong (2001) çalışmasında NTVPM-85 olarak bilinen bir bilgisayar simülasyon programı geliştirmiştir. Bu program ile paletli aracın çeşitli arazi tiplerinde seyrederken tasarım parametrelerinin genel performans üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. Çeşitli arazilerde taşıyıcı tekerlekler altında kalan palet baklaları üzerine gelen basınçlar ölçülmüştür. Sonuçta yumuşak arazilerdeki manevra kabiliyetinin paletin ön gerilmesinin önemli etkisi olduğu ancak bu etkinin arazi sertleştikçe azaldığı anlatılmıştır [4].

S.B.CHOI ve diğerleri (2001) elektro-reolojik süspansiyon ünitesi (ERSU) kullanılan bir paletli aracın titreşim kontrolü üzerine çalışma yapmıştır. ERSU modellenmiş, yay ve sönümleme karakteristikleri tespit edilmiştir. Ardından 16 serbestliğe sahip paleti araç dinamik modeli sinir ağları ve bulanık mantık ile kontrol edilmeye çalışmıştır. Bu kontrol sistemi ile sürüş konforu ve araca gelen titreşimlerin kontrolü eş zamanlı kontrol edilmeye çalışılmıştır. Kontrol sistemi algoritması ile aracın düşey yöndeki hızı ve portör tekerinin açılma hızı değişken olarak kabul edilerek

oluşturulmuştur. Bilgisayar simülasyonları ile tümsek ve gelişigüzel yol tahriklerinde istenmeyen titreşimleri izole etmek için kontrol performansı değerlendirilmiş.

Sonuçta kontrolcülü ve kontrolcüsüz olarak yapılan simülasyonlarda ER ekipmanlı modelin dikey ivme ile kafa vurma hareketinin ivmesini düşürdüğü tespit edilmiş. Kontrolcüsüz durumu sağlayabilmek için ER ekipmanları devre dışı bırakılmıştır, bu da elektrik alanının yok edilmesiyle sağlanmıştır. Aynı zamanda aracın sürücü koltuğuna gelen dikey ivmeler de incelenmiş ve kontrol sayesinde ivmelerin önemli derece düştüğü gözlemlenmiştir [5].

Zheng-Dong MA(2002) tarafından palet-portör tekeri ve arazi ilişkisini tanımlayana bir matematik model oluşturulmuş ve bu model ile paletli araçların dinamik simülasyonları gerçekleştirilmeye çalışılmıştır. Bu model ile palet gerginliği ve normal ve kesme kuvvetleri tespit edilmeye çalışılmıştır. Çözümler sonlu elemanlar formülasyonu ile bulunmaya çalışılmıştır [6].

Rubinstein ve Hitron (2004), yapılan çoğu paletli araç modelinde palet dinamiği ile her bir palet baklasının birbiriyle ve zeminle olan etkileşiminin araç dinamiğine yansıtıldığını vurgulamaktadır. Çalışmalarındaki araç modelini LMS – DADS simülasyon programını kullanarak oluşturmuşlardır. Modelde her bir palet baklası ayrı ayrı düşünülmüştür. Sonuçta palet dinamiğinin ve toprak – palet baklası etkileşiminin aracın genel dinamiğine etkisinin bu yeni model ile daha iyi tahmin edilebileceğini belirtmişlerdir [7].

Yamakawa ve Watanabe (2004) paletli araçları sürüş performansı, manevra kabiliyeti ve kararlılık açısından inceleyecek bir analiz yapmışlardır. Matematik model sayesinde sayısal simülasyon yapılmış ve buradan elde edilen sonuçlar, 1/10 ölçekli bir modelin ölçüleri belli yamuk kesitli bir hız tümseği üzerinden geçirilmesi suretiyle sınıanmıştır. Karşılaştırılan parametreler iki değişik araç hızı için dikey ivme ve kafa vurma hareketlerinin değişim hızıdır. Bu karşılaştırma sonucunda matematik model ile gerçek durumun karakterleri birbirine benzemelerine karşın sayısal değerlerde farklılıklar vardır. Bunun nedeni gerçekte paletin bazı kısımlarda süspansiyonun rahat çalışmasını önlemesindedir. Yine de matematik modelin araç

hareketlerini makul ölçüde tahmin edebileceği söylenebilir. Bu analizin ardından bir de sadece aracın sağ paletin engel üzerinden geçirilmesi suretiyle yana yatma hareketlerinin değişim hızı incelenmiştir. Yazarlar sayısal değerlerin birbirini tutmamasını yine paletin süspansiyonu kısıtlamasına bağlamaktadır [8].

Zhu ve Ishitobi (2004) nonlinear yay ve sönüm elemanlarına sahip dört serbestlik dereceli yarım taşıt modelinin titreşimini incelemişlerdir. Çalışmada lineer ve nonlinear yaylar arasındaki farklar $x - F$ diyagramında gösterilmiş. Sistem nonlinear olarak modellendiğinden statik çökme ve ağırlık ifadeleri ihmal edilmemiş ve $k = m \cdot g$ eşitliği kullanılmamıştır. Başka bir deyişle bu terim denklemlerde ilgili yerlerde kısaltmaya gidilmeden bırakılmıştır. Denklemlerin çözümü için dördüncü dereceden Runge- Kutta kullanılmış ve mutlak hatanın 10 mertebesinde kalması sağlanmıştır. Yazarlar zaman aralığının (başka bir deyişle adım aralığının) yeteri kadar küçük seçilmemesi durumunda hatalı sonuçlar çıkabileceğini vurgulamışlardır. Sonuç olarak model için frekans cevapları elde edilmiştir. Zorlayıcı frekansın değiştirilmesi suretiyle yapılan analizlerde sistem cevabının kararsız bölgeleri saptanmıştır [9].

Zhu(2005) tarafından magneto-reolojik (MR) akışkanın belli özellikleri (hızlılığı, geri dönüştürülebilir olması ve reolojik özelliklerin manyetik alan ile kolaylıkla değiştirilebilir olması) kullanılarak disk tipi MR akışkanlı bir damper üzerine çalışmalar yapılmıştır. MR damperin manyetik alanı sonlu elemanlar metodu ile değiştirilerek yapılan tasarım incelenmiştir. Yapılan çalışmada Disk tipi MR akışkan damperinin rotor içindeki pozisyonun uygun bir şekilde seçimi ile her bir titreşim modu için en uygun sönümlemeyi yapabilecek bir damper tasarlanmıştır [10].

Choi ve diğerleri (2005) paletli araçlar için kontrol edilebilir elektro-reolojik süspansiyon sistemini modellemiş ve elektro-reolojik akışkanın Bingham özellikleri tanımlanmış ve sönümleme karakteristiğinin elektrik alana göre davranışı incelenmiştir. Daha sonra paletli araç için ERSS'li bir paletli aracın hareket denklemi oluşturularak bir kontrol sistemi tasarlanmıştır. Kalman filtre kullanılarak optimum Kontrolcü tasarımı yapılmıştır. Kalman filtre istenmeyen titreşimleri engellenmek

üzere modellenmiş ve aracın ağırlık merkezinin dikey yöndeki ivmesinin zaman ve frekansa bağlı olarak değişimi hesaplanmıştır [11].

Q, Li ve diğerleri (2007) tarafından yatay düzlemede paletli araç tarafından oluşturulan ortam tepkilerinin öngörülmesi için analitik bir model geliştirilmiş ve test edilmiştir. Arazi tepkilerinin modeldeki girdileri aracın statik özellikleri, dinamik özellikleri ve arazi özellikleri oluşturmaktadır. M1A1 tankı, M577 Zırhlı Personel Taşıyıcısı ve 548 Kargo taşıyıcı araçları üzerinde çalışmalarda bulunulmuştur. Modeller daha sonra Yakima Training Center WA'da, Fort Rile KS.'de ve Camp Atterbury, Hindistan'da yapılan arazi testleri ile doğrulanmıştır [12].

Wang ve diğerleri (2007) tarafından dinamik simülasyon programı ADAMS kullanılarak burulabilen mile sahip paletli bir aracın süspansiyon sisteminin sanal prototipi modellenmiştir. Burulabilen milde oluşan düğüm noktalarında oluşan kuvvetler ile gerilmeler simülasyonlar ile tespit edilmiş ve malzeme özellikleri dikkate alınarak yorulma ömrü araştırılmıştır [13].

1.2. Tezin Kapsam ve Amaçları

Yapılan çalışmada;

- Paletli araçların dinamik karakteristikleri üzerine yapılmış olan literatürdeki çalışmalar incelenmiş,
- Araçların süspansiyon sistemleri araştırılmış,
- Paletli bir aracın hidropnömatik süspansiyon sistemi matematiksel olarak modellenmiştir.

Daha sonra bilgisayar destekli tasarım programı (Pro-engineer) ile HSÜ modellenmiş ve sonlu elemanlar analiz programı olan ANSYS ortamında dinamik analizi gerçekleştirilmiştir.

Dinamik analizlerde elde edilen yükler HSÜ'nin en kritik parçası olan biyel kolunun tasarımının ve malzeme seçiminin doğrulanması için ANSYS vasıtası ile gerçekleştirilen yorulma analizlerinde kullanılmıştır.

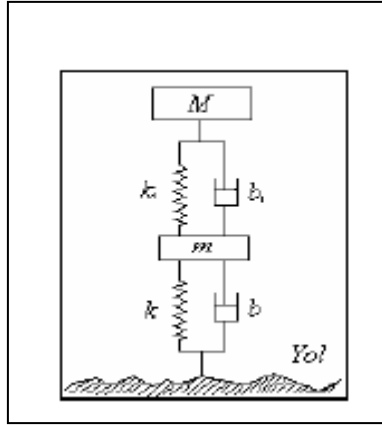
BÖLÜM 2. SÜSPANSİYON ÇEŞİTLERİ

2.1. Pasif Süspansiyon Sistemleri

Bu sistemler aynı zamanda standart süspansiyon sistemleri olarak da adlandırılmaktadır. Değişken şartlara göre enerji depolama ve enerjiyi uygulama özelliği bulunmayan sistemlerdir. Bu sistemlerde gerçek zamana bağlı olarak portör tekerinin araç gövdesine oranla hareketini ayarlamak mümkün değildir [14].

Pasif askı sistemleri günümüzde en yaygın bir şekilde kullanım sahası bulmaktadır. Bununla birlikte yatırım maliyetlerinin çok düşük olması, yapılarının karmaşık olmaması, arıza oranlarının düşük olması, istenilen bir sistemde uygulanabilirliği için sadece birkaç sistem parametresinin değiştirilmesiyle en uygun performansa getirilebilir olmasıdır.

Buna karşılık pasif askı sistemlerinin dezavantajları da vardır. Bunların en önemlisi, gelişen teknolojiyle birlikte yüksek hızlara ulaşabilen taşıtlarda veya kötü yol koşullarında yolcu konforu ve yol tutuş kabiliyetlerinin oldukça düşük olmasıdır. Pasif sistem en basit olarak çeyrek taşıt modeli olarak da adlandırılan Şekil 2.1'deki gibi modellenir. Burada M yolcu kabini kütlesini m , aks ve teker kütlesini, k_1 ve b_1 sırasıyla süspansiyon yayı katsayısını ve sönümleyici katsayısını göstermektedir. Yol ile teker arasında yer alan k ve b ise teker lastiğinin yay ve sönüm sabitleridir [15].



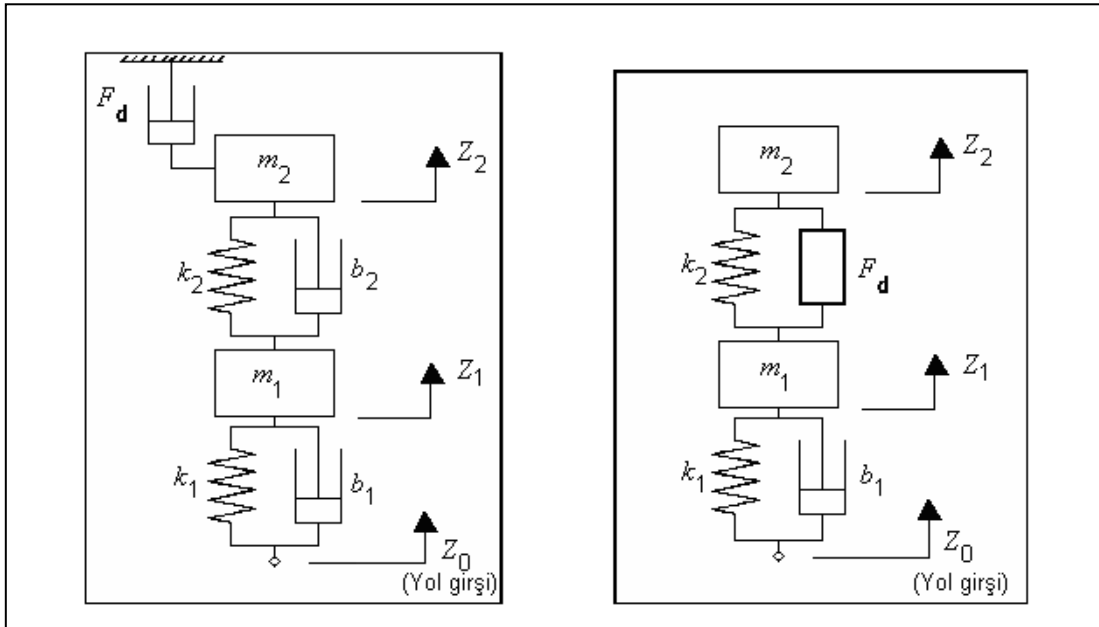
Şekil 2.1. Pasif askı sistemi (çeyrek taşıt modeli)

2.2. Adaptif Yarı Aktif Süspansiyon Sistemleri

Bu sistemlerde değişken şartlara göre enerji depolanabilir ve enerji uygulanabilir. Bu sistemler bir mantık algoritması çerçevesinde bir kontrolör ile kontrol edilir ve Çok az harici güce ihtiyaç duymaktadır [14].

Yarı-aktif askı sistemlerinde asılı olan kütleyle asılı olmayan kütle arasındaki yay veya sönümleyiciden birinin, genelde de sönümleyicinin, sabiti uygun şekilde değiştirilerek sistem performansı iyileştirilmeye çalışılır. Yani, asılı kütle için ivme değerini ve askı sistemi esnemelerini minimum yapan sönüm veya yay sabiti elde edilir. Yarı-aktif askı sistemlerinde, aktif sistemlerde olduğu gibi bir kuvvet üreticine gerek yoktur. Bunun sonucunda sistemin güç gereksinimi ortadan kalkar ve sistem yapısı oldukça basitleşir. Optimize edilen sönüm ya da yay sabitini en iyi performansı verecek biçimde değiştirmek için elbette güç gereksinimi vardır, ancak bu güç aktif sistemin gerektirdiği güce göre ihmal edilecek kadar azdır. Ayrıca yarı-aktif askı sistemlerinin ilk yatırım maliyetleri de çok fazla olmadığı için kullanım alanları gün geçtikçe artmakta, çoğu lüks ve askeri taşıtlar olmak üzere, bazı taşıtlarda opsiyonel olarak kullanılmaktadır. Askı sistemlerindeki titreşimlerin azaltılması üzerine yapılan çalışmaların temelinde sistem enerjisinin herhangi bir şekilde sistemden atılması vardır. Yarı-aktif sistemlerde yay sabitinin değiştirildiği sistemler üzerine yapılan çalışmalar oldukça az olmasına karşın, değişken sönümleyicilerin kullanıldığı sistemlerle ilgili çalışmalar oldukça fazladır. Yarı-aktif

sistemde değişken sönümleyicilerin kullanılmasıyla titreşimlerin azaltılabileceği fikrini 1970’li ortaya atılmış, bunu izleyen yıllarda ise yapılan çalışmada değişken sönüm oranlı çeyrek taşıt modeli kabul edilerek Lineer Karesel Gauss (LKG) optimum kontrol uygulanarak, değişken sönüm oranlı bir sistemin optimizasyonu yapılmıştır. Daha sonra aynı yöntemle çeyrek ve yarım taşıt modeli için yarı aktif askı sistemi optimizasyonu yapılmıştır. Kawabe [6] tarafından yapılan çalışmada, yarım taşıt modeli için aktif askı sistemi ve değişken sönüm oranlı yarı-aktif askı sisteminin karşılaştırmalı bir çalışması gerçekleştirilmiştir. Karakas ve Liu’nun [7] yaptığı bir çalışmada yarı-aktif bir askı sisteminin yaygın bir yöntem olan uzay kanca (sky-hook) algoritmasıyla kontrolü teorik olarak incelenmiştir [15].



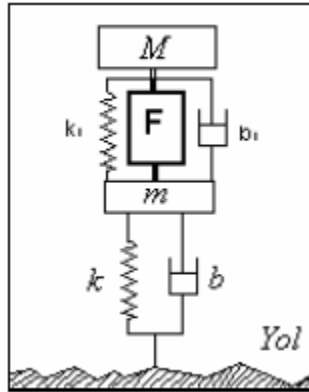
Şekil 2.2. İdeal uzay-kanca sönümleyici

Şekil 2.3. Uzay-kanca sönümleyicinin uygulanması

2.3. Aktif Süspansiyon Sistemleri

Değişken şartlara uyumlu olarak enerji depolayabilir ve değişik şartlara göre depolanan enerji ve uygulanan enerji değiştirilebilmektedir. Bu sistemler mantık algoritması kontrolör ve yarı aktif süspansiyonlara göre daha fazla harici enerji kaynağına ihtiyaç duyulmaktadır.

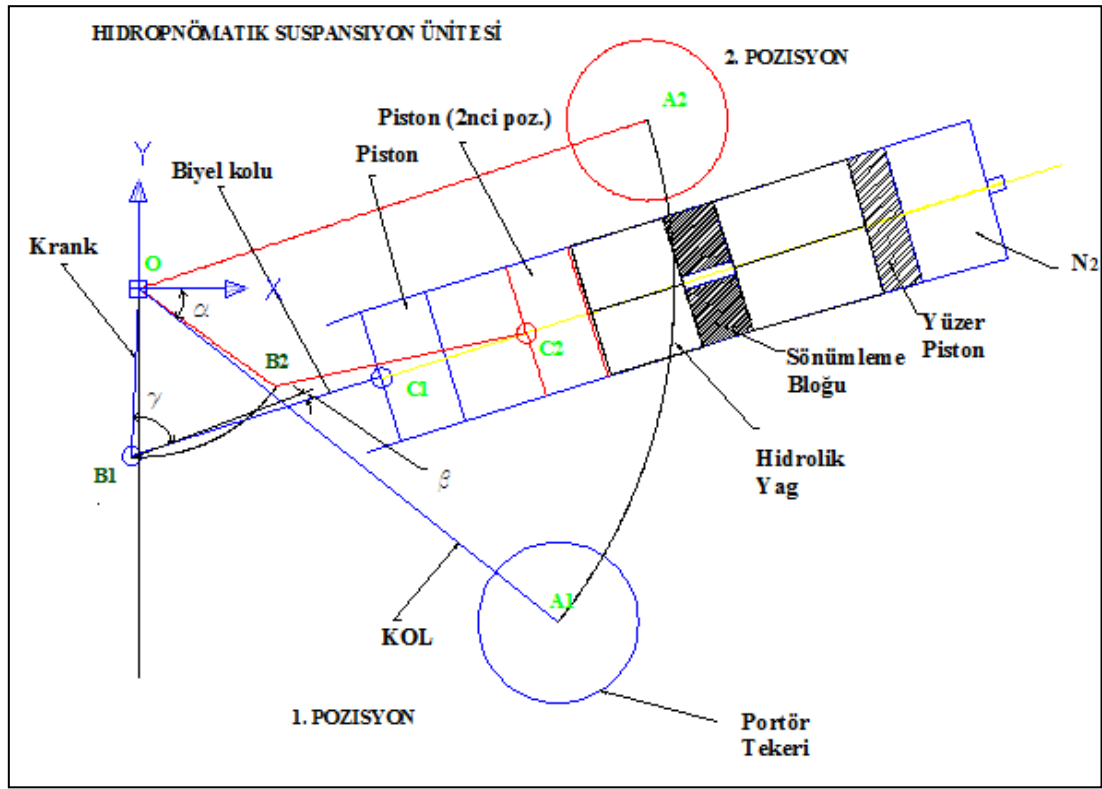
Süspansiyon sistemleri içerisinde karmaşık yapıları ve performans değerleri bakımından en üst kademede bulunan sistemler aktif sistemlerdir. Aktif sistemlerin maliyetleri yapılarının karmaşık olması sebebiyle yüksektir. Bu sistemler asılı kütle ile asılı olmayan kütle arasına yerleştirilen bir kuvvet servo mekanizması yardımıyla sistem performansını optimum yapmaya çalışırlar. Bu kuvvet servo mekanizmasının çalışabilmesi için dışarıdan bir güç sağlanması gereklidir. Servo mekanizma tarafından uygulanan kuvvet bazı sistem değişkenlerinin ölçülerek geri beslenmesi ve bir kontrol algoritmasının uygulanmasıyla belirlenir. Daha sonra bir servo mekanizma tarafından kontrol kuvvetinin uygulanması gereklidir. Bunlar ise sistemi karmaşıklaştıran elemanlardır. Aktif askı sistemleri, asılı olan kütlenin ivme değerlerini pasif askı sistemine göre çok düşük değerlere getirmelerine ve bu alanda birçok çalışma yapılmasına rağmen, yüksek maliyetleri ve sistem karmaşıklığı dolayısıyla çok az kullanım alanı bulmuştur [15].



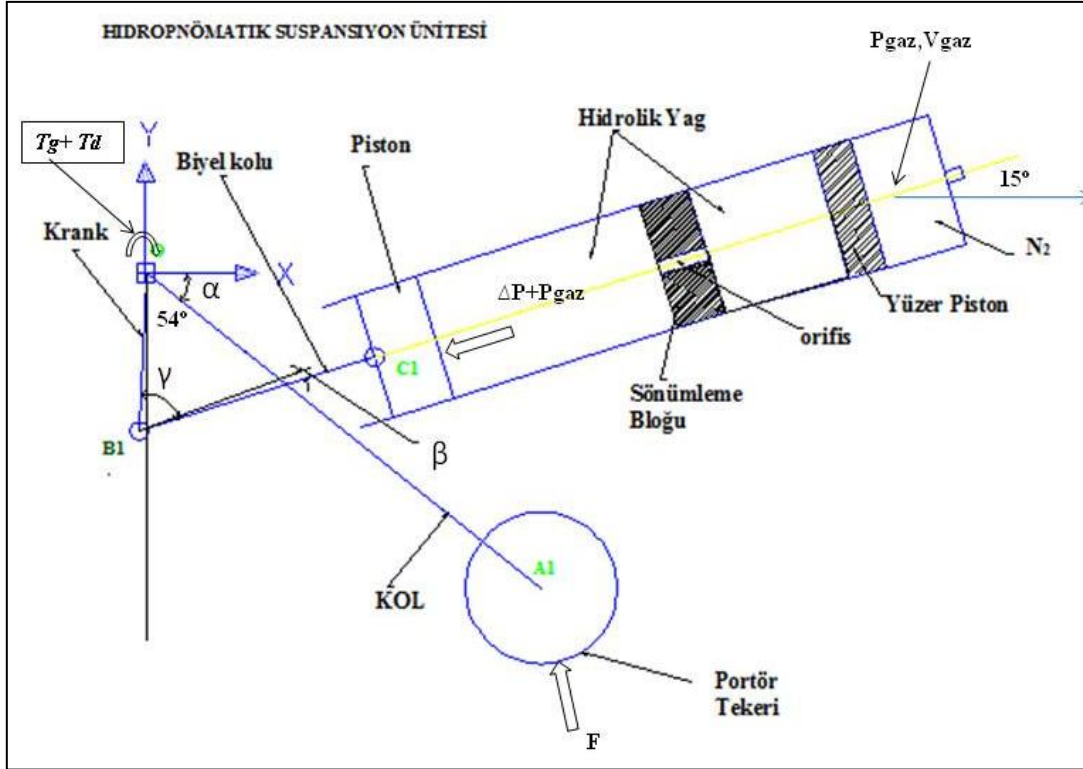
Şekil 2.4. Aktif askı sistemi (çeyrek taşıt modeli)

BÖLÜM 3. HİDROPNÖMATİK SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

3.1. Matematiksel Modelleme



Şekil 3.1. Hidropnömatik süspansiyon ünitesi şematik gösterim



Şekil 3.2. Hidropnömatik süspansiyon ünitesine etki eden kuvvetler

Şekil 3.1.'de hidropnömatik süspansiyon ünitesinin şematik görüntüsü sunulmuştur. Kol, krank, biyel kolu, piston, yüzer piston ve sönümleme bloğu HSÜ'nin ana parçalarını oluşturmaktadır. Kol portör tekerine montajı yapılmış ve portör tekeri de palet ile temas halindedir. Araç hareket halinde iken yoldaki çeşitli yükselti ve çukurlar nedeni ile palet portör tekerini yukarı doğru hareket ettirmektedir. Portör tekeri de yukarı hareketini kolun O merkezi etrafında dönmesi ile sağlamaktadır.

Şekil 3.1.'de HSÜ'nin iki konumu gösterilmiştir. Mavi renk ile 1. pozisyon ve kırmızı renk ile maksimum strok mesafesinde oluşan 2.pozisyon göstermektedir. HSÜ'nin bu iki pozisyon arasındaki hareketi sırasında oluşan kuvvetler ise Şekil 3.2.'de sunulmuştur. HSÜ'nin portör tekerine etki eden kuvvet F, HSÜ kol "O" merkezi etrafında dönerken sabit bir bağlantı ile kranka bağlı olduğu için krankta kol ile birlikte dönmektedir. Krank ile biyel kolu arasında ise dönel bir eklem mevcuttur. Biyel kolu da bir taraftan kranka dönel eklem ile diğer taraftan da pistonla bağlıdır. Piston önünde bulunan hidrolik yağı silindir içerisine montajı yapılmış olan sönümleme ünitesinden geçmesini sağlamak ve böylece basıncın düşürmektedir.

Sönümlenme ünitesinden geçen yağ önünde bulunan yüzer pistonu harekete geçirmektedir. Yüzer pistonun bir tarafında yağ diğer tarafında ise kapalı bir hacim içerisinde N_2 (azot gazı) bulunmaktadır.

Hareket esnasında sıkışan gaz P basıncını oluşturmakta bu basınç değerli pistonda $P+\Delta P$ olarak oluşmaktadır. Dolayısı ile Pistona gazın sıkışması nedeni ile oluşan basınç ile sönümlenme ünitesindeki ΔP kadar artan bir basınç etkilemektedir. Bu basınç HSÜ merkez noktası etrafında tork oluşturmaktadır.

Paletli aracın süspansiyon sisteminin araç ile olan bağlantısı Şekil 3.3.'de gösterilmiştir. Burada aracın motor ve transmisyonundan elde edilen güç bir cer kovanı vasıtası ile cer dişlisine iletilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi cer dişlisi aracın palet baklalarının içine geçmiş bir şekilde kuvveti palet bakllarına iletmektedir.

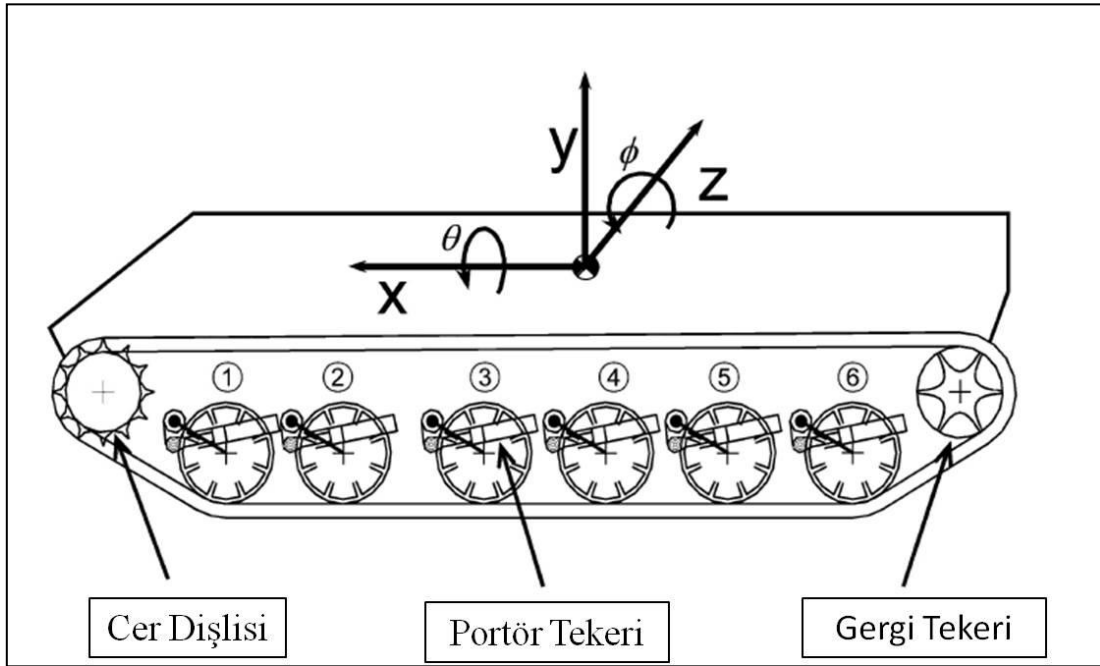
Aracın arka tarafında ise gergi tekeri bulunmaktadır. Palet sarmalı gergi tekeri ile cer dişlisi arasında hareket ederek aracın hareketini sağlamaktadır.

Gergi tekeri palet sarmalının gerginliğini ayarlamak için kullanılmaktadır. Gergi tekeri bir mekanizma ile araç gövdesine bağlantılı durumdadır. Bu mekanizma araç tasarımına göre değişiklikler gösterebilmektedir. Bazı araçlarda palet gergi mekanizması vidalı tiptedir ve gergi tekerinin -x- ekseni boyunca hareket etmesini sağlar. Bazı araçlarda ise bu mekanizma hidrolik yağ basıncı ile paletin gerginliğine göre dinamik olarak gergi tekerinin yer değiştirmesini sağlamaktadır.

Bu çalışmada aracın çeşitli hızlarda ve değişik arazilerde hareketi sırasında cer dişlisi ile gergi tekeri arasındaki portör tekerlerini araç gövdesine bağlayan ve yoldan gelen kuvvetleri sönümleyen hidropnömatik süspansiyon ünitesi incelenmiştir.

Şekil 3.3.'de aracın sağında ve solunda altışar adet istasyon bulunmaktadır. Bir başka deyişle araçta toplam 12 adet süspansiyon ünitesi ve 24 adet portör tekeri bulunmaktadır. Her bir süspansiyon ünitesine 2 adet portör tekeri montaj edilebilmektedir.

Bu çalışmada portör tekerlerinin palet sarmalı ile sürekli bir temas halinde olduğu durum incelenmiştir.



Şekil 3.3. Paletli Araç Modeli

Azot gazının oluşturduğu basınç değerinin hacim ile değişimi denklem (3.1.) ile ifade edilmiştir.

$$P = P_{st} \left(\frac{V_{st}}{V} \right)^{1.4} \quad (3.1)$$

Burada N_2 gazının ısı değişimi ihmal edilmiştir. P_{st} ve V_{st} ise sırasıyla statik denge konumundaki azot gazı bulunan bölmenin basınç ve hacim değerleridir. Gaz çemberinin hacmi ise aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır.

$$V = V_{st} + \pi r_p^2 (x_p - x_{st}) \quad (3.2)$$

Burada x_p pistonun konumu, x_{st} ise statik durumda iken konumunu göstermektedir.

$$x_p = -l_{OB} \cos(54 + 15 + \alpha) - l_{BC} \cos(\beta) \quad (3.3)$$

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{l_{CY} - l_{OB} \sin(69 + \alpha)}{l_{BC}} \right) \quad (3.4)$$

(3.4) nolu denklem ile değişken β açısı ile α açısı arasındaki bağıntı tanımlanmıştır.

α açısı amortisör kolunun yatay ile yaptığı açıdır

β açısı ise biyel kolunun biyel kolu pistonu ile arasındaki açıdır.

l_{cy} ise piston merkezinin orijin ile arasında kalan dikey mesafedir.

l_{ob} krank kolu uzunluğudur ki burada 125 mm.dir

l_{bc} ise biyel kolu uzunluğudur ki burada 220.5 mm.dir

Azot gazının sıkışması ile süspansiyon kolu etrafında elde edilen tork değeri ise aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$T_g = l_{OB} \sin(69 + \alpha) \pi r_p^2 P / \cos \beta \quad (3.5)$$

Damperde oluşan kuvvetlerin hesaplanması için HSÜ, HSÜ test tezgâhında değişik hızlarda test edilerek sönümlenme karakteristiği tespit edilmeye çalışılmıştır.

Akışkanın orifisten geçerken oluşturacağı basınç düşmesi hesaplanması için Bernulli denklemi yazılırsa;

(Burada akışın laminar ve sıkıştırılmaz olduğu varsayılmış ve aynı zamanda sürtünme kayıpları göz ardı edilmiştir.)

Bu durumda Bernulli denklemi aşağıdaki hali almaktadır.

$$P_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_1^2 = P_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho V_2^2 \quad (3.6)$$

ve

$$Q = A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 \quad (3.7)$$

ise

$$P_1 - P_2 = \Delta P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q}{A_2}\right)^2 - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{Q}{A_1}\right)^2 \quad (3.8)$$

Sönümlenme kuvvetinin hesaplanması için orifisten geçerken oluşan basınç düşmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Sönümlenme kuvveti aşağıdaki formül ile hesaplanabilmektedir:

$$T_g = l_{OB} \sin \frac{(54+15+\alpha)\pi r_p^2 \Delta P}{\cos(\beta)} \quad (3.9)$$

Burada Lagrange denklemleri yazılırsa;

Askı kolunu oluşturan parçalar için Kütle ve atalet momentleri aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

Kol için m_1, I_1 ;

Krank için m_2, I_2 ;

Biyel Kolu için m_3, I_3 ;

Yüzer piston kütlesi m_4 olarak alınmıştır.

Burada Kinetik enerji denklemi yazılırsa;

$$KE = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_3 \cdot \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot (x_{1G}^2 + y_{1G}^2) + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot (x_{2G}^2 + y_{2G}^2) + \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot (x_{3G}^2 + y_{3G}^2) + \frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot \dot{x}_P^2 \quad (3.10)$$

Potansiyel enerji denklemi ise;

$$PE = \frac{1}{2} \cdot (m_1 + m_2 + m_3 + m_4) \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{OA} + \int_0^\alpha T_g(\omega) d(\omega) \quad (3.11)$$

$$L = KE - PE \quad (3.12)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_k} = Q_k \quad (k = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (3.13)$$

Hareket denklemi Lagrange denklemlerinde yerine yazılırsa askı kolunun ivmelenmesi (3.14) nolu denklem ile ifade edilebilmektedir.

$$\ddot{\alpha} = \frac{-l_{OA} \cdot \cos(\alpha) \cdot F_y + T_g(\alpha) \cdot T_d(\alpha)}{I_U + l_{OA}^2 \cdot M_U} \quad (3.14)$$

BÖLÜM 4. TASARIM VE MODELLEME

4.1. Tasarım

Tasarım işlemleri birçok karmaşık sistemlerin bir araya gelmesi sonucu oluşmaktadır. Tasarım mühendislerinin yanında, üretim, finans ve pazarlama bilimlerini de içine almaktadır. Tasarım işlemlerinin temel girdisi, ürünün ya da hizmetin gereksindiği olguların tanınmasıdır. Bu nedenle tasarım işlemleri piyasanın ya da müşteri gereksinimlerinin güdüleri ile başlar. Tasarım yöntemleri tek bir yol izlemez; kişilere göre değişen farklılıklar gösterir.

Bilgisayar destekli tasarım bu sürecin temel doğasını değiştirmez. Burada problemin tanımlanmasından uygulama aşamasına kadar; bilgiyi, yaratıcılığı ve kontrolü sağlayan tasarım mühendisidir.

Bilgisayarın işlevi; tasarım işlemlerinin, istenilen tamlıkla üretilebilirliğinin ve yeterliliğinin sağlanmasıdır. Karmaşık yapıların analizinin daha kolay yapılabilmesi, yüksek hız, depo edilebilir ve tekrar kullanılabilir sağlam ve hızlı bilgi aktarımı sağlama özelliği ile de yardımcı olur.

Bundan dolayıdır ki CAD sadece sözel olarak kullanıldığı gibi tasarım değil bir "SİSTEM" dir. Mümkün olan en iyi tasarım ve üretimi elde etmek isteyen tasarımcı, insanların ve bilgisayarların en iyi karakteristiğini içeren bir karışımdır. Böylece bilgisayar destekli tasarım dendiğinde aslında bir çalışma bahsediliyor demektir.

4.1.1. Bilgisayar destekli tasarım

Bilgisayar destekli tasarım, günümüzde tüm endüstriyel alanlarda sanatsal üretimden (sinema, televizyon, fotoğraf, grafik...) mekanik tasarıma kadar etkin olarak

kullanılan bir kavramdır. Bu kavramın ortaya çıkmasında otomotiv, havacılık ve uzay endüstrileri lokomotif görevi üstlenmişlerdir.

4.1.1.1. Tarihçe

Bilgisayar destekli tasarım (CAD) sadece iki boyutlu çizimler yapılabilmesi amacıyla 1960lı yılların başında "Computer Aided Drafting" olarak başlamıştır. Daha sonra 1960lı yılların ikinci yarısında üç boyutlu tel kafes görüntülere (3D wireframe) ulaşılmış ve 1970li yılların başında yüzey modelleme (Surface Modelling) ve katı modelleme (Solid Modelling) teknikleri geliştirilmiştir. 1970lerin ikinci yarısından itibaren montaj modelleme (Assembly Modelling) ve 1980lerden itibaren parametrik modelleme ve 1980lerin ikinci yarısından bu yana da bilgisayara dayalı mühendislik (Knowledge-Based Engineering) uygulamaları ile bu alanda önemli bir aşama kaydedilmiştir. Böylece sonlu eleman modelleme, analiz işlemleri, üretim tasarımı, optimizasyon alanlarında önemli aşamalar kaydedilmiştir.

Bilgisayar destekli tasarım kavramı iki boyutlu çizim araçları ile başlamış, günümüzde ise tüm mühendislik hizmetlerini görececek bir yapıya ulaşmış ve CAD/CAM/CAE (Bilgisayar Destekli Tasarım/ Üretim/Mühendislik) şeklini almıştır. Bu konuda gelişmelerin hızı, bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak ilerlemektedir.

4.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi fizik ve mühendislikte karşılaşılan bir çok problemin çözümünde kullanılan bir yöntemdir.

Sonlu elemanlar metodu matematikçilerden daha çok mühendisler tarafından geliştirilmiştir. Metot ilk olarak gerilme analizi problemlerinde uygulanmıştır. Tüm bu uygulamalarda bir büyüklük alanının hesaplanması istenmektedir. Gerilme analizinde bu değer deplasman alanı veya gerilme alanı; ısı analizinde sıcaklık alanı veya ısı akışı; akışkan problemlerinde ise akım fonksiyonu veya hız potansiyel

fonksiyonudur. Hesaplanan büyüklük alanın almış olduğu en büyük değer veya en büyük gradyen pratikte özel bir öneme haizdir [16].

Sonlu elemanlar metodunda yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan birçok elemana bölünür. Elemanlar "nod" adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler. Bu şekilde bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler nodlardaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.

4.2.1. Sonlu elemanlar yönteminin tarihsel gelişimi

Sonlu elemanlar metodu inşaat mühendisliğindeki ve havacılık mühendisliğindeki kompleks elastisitelerin ve yapısal analiz problemlerinin çözümüne olan ihtiyaçtan ortaya çıkmıştır. İlk çalışmalar Alexander Hrennikoff (1941) ile Richard Courant (1942)'a dayanmaktadır. İlk çalışmalardaki yöntem oldukça farklıdır ve önemli bir karakteristiği paylaşmaktadırlar. Sürekli domainin ağ discretizasyonu yapılarak discrete alt domainler oluşturulmaktadır. Bunlara da element denir [16].

Argyis ve Kelsey (1960) virtüel iş prensibini kullanarak bir direkt yaklaşım metodu geliştirmiştir. Turner ve diğerleri (1956) bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuştur. Sonlu elemanlar terimi ilk defa Clough (1960) tarafından çalışmasında telaffuz edilmiştir. Metodun üç boyutlu problemlere uygulaması iki boyutlu teoriden sonra kolayca gerçekleşmiştir [16].

Hrennikoff'un çalışmaları domaini lattice analogy kullanarak discretize etmekte iken, Courant'ın çalışmalarında domain sonlu üçgen alt bölgelere bölünmektedir. Böylece ikincil mertebeden eliptik kısmi diferansiyel denklemlerin (KDD) çözülmesi için Courant'ın katkıları devrimsel olmuştur. İlk gerçek kabuk elemanlar aksenal simetrik elemanlar olup (Grafton ve Strome (1963)) bunları silindirik ve diğer kabuk elemanlar izlemiştir. (Gallagher (1969)). Araştırmacılar 1960'lı yılların başlarında non-linear problemlerle ilgilenmeye başlamıştır. Turner ve diğerleri (1960) geometrik olarak non-linear problemler için bir çözüm tekniği geliştirmiştir. Sonlu elemanlar

metoduyla stabilize analizi ise ilk Martin (1965) tarafından tartışılmıştır. Statik problemlerin yanı sıra dinamik problemlerin de sonlu elemanlar metodu incelenmeye başlanmıştır. (Zienkiewicz ve diğerleri (1966) ve Koenig ve Davids (1969)). 1943 yılına Courant bölgesel sürekli lineer yaklaşım kullanarak bir burulma problemi için çözüm üretmiştir [16].

Yapı alanı dışındaki problemlerin sonlu elemanlar metodu ile çözümü 1960lı yıllarda başlamıştır. Örneğin Zienkiewicz ve Cheung (1965) sonlu elemanlar metodu ile Poisson denklemini çözmüştür. Doctor (1960) ise metodu, potansiyel akışa uygulamıştır. Sonlu elemanlar metodu geliştirilerek ısı transferi, yer altı sularının akışı, manyetik alan ve diğer birçok alana uygulanmaktadır [16].

Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970li yıllardan itibaren ortaya çıkmaya başlamıştır. 1980li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanılmaya başlandı. 1990lı yılların ortaları itibarıyla sonlu elemanlar metodu ve uygulamalarıyla ilgili yaklaşık olarak 40.000 makale ve kitap yayınlanmıştır.

Bu yöntemde yapı "sonlu" boyutta çok sayıda "elemana" bölünerek analizler gerçekleştirilmektedir.

Matematik modelleme işleminin, modelin varyasyonel problem olarak ifade edilmesinden sonraki aşaması, bilgisayarda çözümlenmesi hedeflenen ayrık modelin oluşturulmasıdır. Günümüzde, diferansiyel denklemlerle ilgili matematik modellerin ayrık benzeşiklerinin oluşturulması ve elde edilen ayrık problemin bilgisayarda çözümlenmesi açısından en kapsamlı ve en evrensel yöntem, sonlu elemanlar yöntemi (SEY)'dir. Bu yöntemin klasik sonlu farklar yönteminden başlıca farkı bunun sınır değer problemi değil, varyasyonel problemi temel almasıdır.

Bu nedenle SEY, bilimsel ve teknolojik problemlerin sayısal çözümlenmesinde en çok kullanılan yöntemlerin başında gelmektedir. SEY'in boyutlarının büyüklüğünü göstermek için, bunun hem matematik analiz, hem diferansiyel denklemleri hem

sayısal yöntemler, hem bilgisayar bilimleri, hem de ayrıca çeşitli mühendislik bilim dallarıyla iç içe olduğu söylemek yeterlidir.

Sonlu elemanlar metodunu diğer metotlara üstün kılan başlıca hususlar şunlardır:

Sonlu elemanlar, boyutları ve şekillerinin esnekliği nedeniyle, verilen bir cismi temsil edebilir, hatta karmaşık şekilli bir cisimde daha güvenilir olabilir.

Çok bağlantılı bölgeler (yani bir veya çok delikli cisimler) veya köşeleri olan bölgeler zorluk çekilmeksizin incelenebilir.

Değişik malzeme ve/ya geometrik özellikleri bulunan problemler ek bir zorluk göstermez. Geometri ve malzeme non lineeriteleri, kalıtsal olsa bile (örneğin zamana bağlı) malzeme özellikleri kolaylıkla göz önüne alınabilir.

Sebeup-sonuç bağıntılarına ait problemler tümel direngenlik matrisi ile birbirine bağlanan genelleştirilmiş "kuvvetler" ve "yer değiştirmeler" cinsinden formüle edilebilir. Sonlu elemanlar metodunun bu özelliği problemin anlaşılmasını ve çözülmesini hem mümkün kılar, hem de basitleştirir. Sınır şartı kolayca uygulanır.

Sonlu eleman metodunun çok yönlülük ve esnekliği karmaşık yapılarda, sürekli ortam, alan ve diğer problemlerde sebeup sonuç ilişkilerini hesaplamak için çok etkin bir şekilde kullanılabilir. Analitik ve deneysel metotlardan daha hassas sonuç verir.

Sonlu elemanlar yönteminin günümüzdeki uygulamaları oldukça fazladır ve diferansiyel eşitliklerle düzenlenen fiziksel tüm problemleri kapsar. Sonlu elemanlar yönteminin yararları, genişçe kullanılmasına yardımcı olmaktadır. Bunların bazıları: Bitişik elemanlardaki malzeme özellikleri aynı olmayabilir. Bu özellik birkaç malzemenin birleştirildiği cisimlerde uygulanabilmesine imkan vermektedir.

Düzgün olmayan sınırlara sahip şekiller, eğri kenarlı elemanlar kullanılarak analiz edilebilir.

Eleman boyutları kullanıcı tarafından değiştirilebilir. Böylece önemli değişiklikler beklenen bölgelerde daha küçük elemanları kullanılarak hassas işlemler yapılabilirken, aynı parçanın diğer bölgeleri büyük elemanlara bölünerek işlem hızı artırılabilir.

Süreksiz yüzey yüklemeleri gibi sınır durumları yöntem için zorluk oluşturmaz. Karışık sınır durumları kolayca ele alınabilir.

Doğru eleman tipini seçmek analiz işleminin çok önemli bir parçasıdır. Bu adım için kullanıcının yeterince sonlu elemanlar yöntemi hakkında bilgi sahibi olması gerekir. Çözümü istenen cismin geometrisi, analizin tipi (mukavemet, ısı transferi, manyetik analiz tipi) ve sınır eleman seçimini etkiler.

Malzeme özellikleri, malzemenin elastikiyet modülü veya özgül ağırlık gibi geometriden bağımsız fiziksel özelliklerdir.

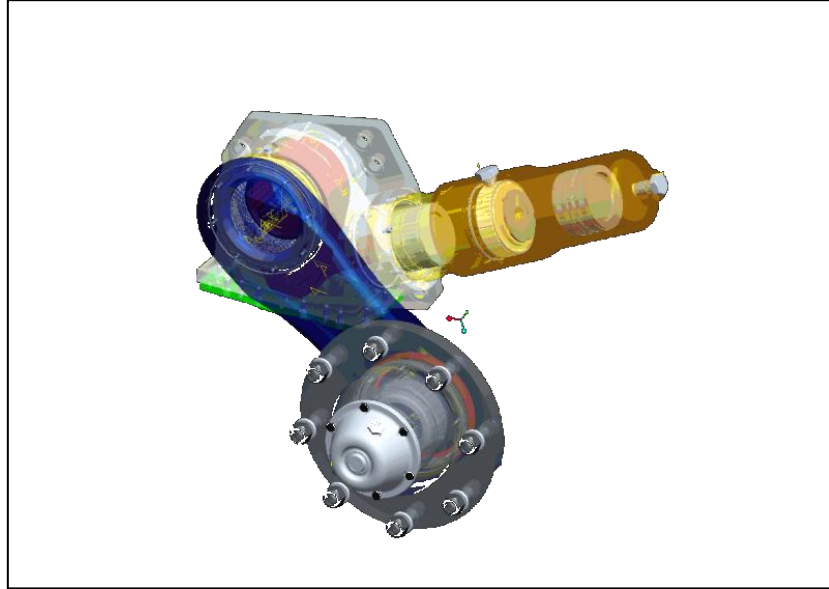
Bu noktada malzemenin fiziksel özelliklerini tanımlanır. Örneğin katı yapısal problemler için, elastikiyet modülü, poisson's oranı ya da malzemenin yoğunluğu tanımlanmalıdır.

Sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılan bir analiz işleminde ağ oluşturma işlemi sonlu elemanlar metodunun belkemiğidir. Termal, yapısal, mekanik, akışkan ve elektromanyetik gibi mühendisliğin temel alanlarında sayısal analiz işlemleri esnasında ağ oluşturma işlemi vazgeçilmez bir adımdır. Ağ oluşturma işlemi düğüm noktalarının ve elemanlarının koordinatlarını oluşturur. Aynı zamanda kullanıcı tarafından girilen minimum bilgiye karşılık optimum sürede otomatik olarak düğüm noktalarının elemanlarının sıralarını, numaralandırmasını oluşturur [16].

Çözümü istenen problemin geometrisi kullanılan sonlu elemanlar yöntemine dayalı paket programla veya bir CAD ortamında oluşturulabilir. Modelin başka CAD ortamında oluşturulması durumunda IGES,SAT gibi dönüştürücü formatlar ile model sonlu elemanlar programına transfer edilebilir.

4.3. Hidropnömatik Süspansiyon Ünitesinin Modellenmesi

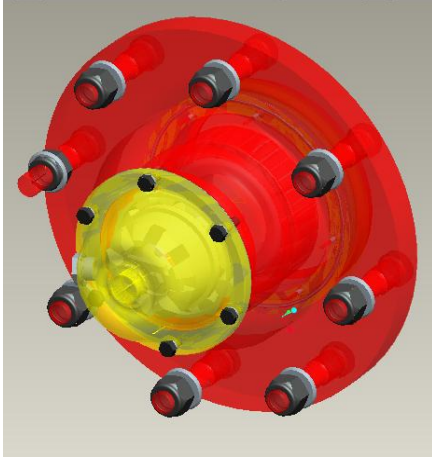
Hidropnömatik süspansiyon ünitesinin Pro-engineer programı ile modellenmiştir. Burada HSÜ'ni oluşturan her bir parça ayrı ayrı modellenmiş ve ayrı ayrı alt montajları yapılmış ve daha sonra ise komple sistemin montajı yapılmıştır.



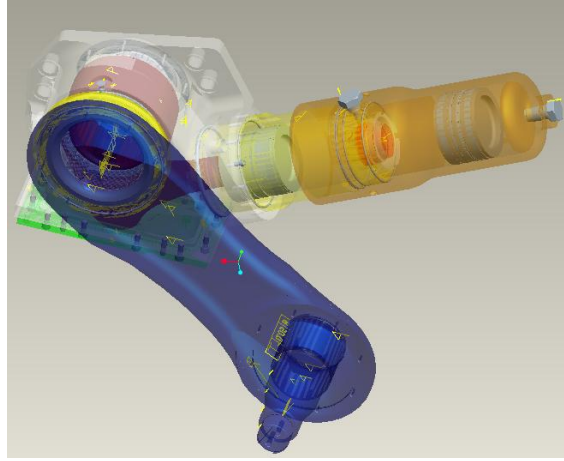
Şekil 4.1. HSÜ Kompleksi

HSÜ'ni oluşturan iki ana alt montaj kompleksi, porya kısmı ve kol kısmı olarak iki bölüme ayrılabilir. Porya kısmı portör tekerinin kola bağlantısının yapılmasını sağlayan kısımdır. Bu alt komponent kendi ekseninde serbest olarak dönebilir.

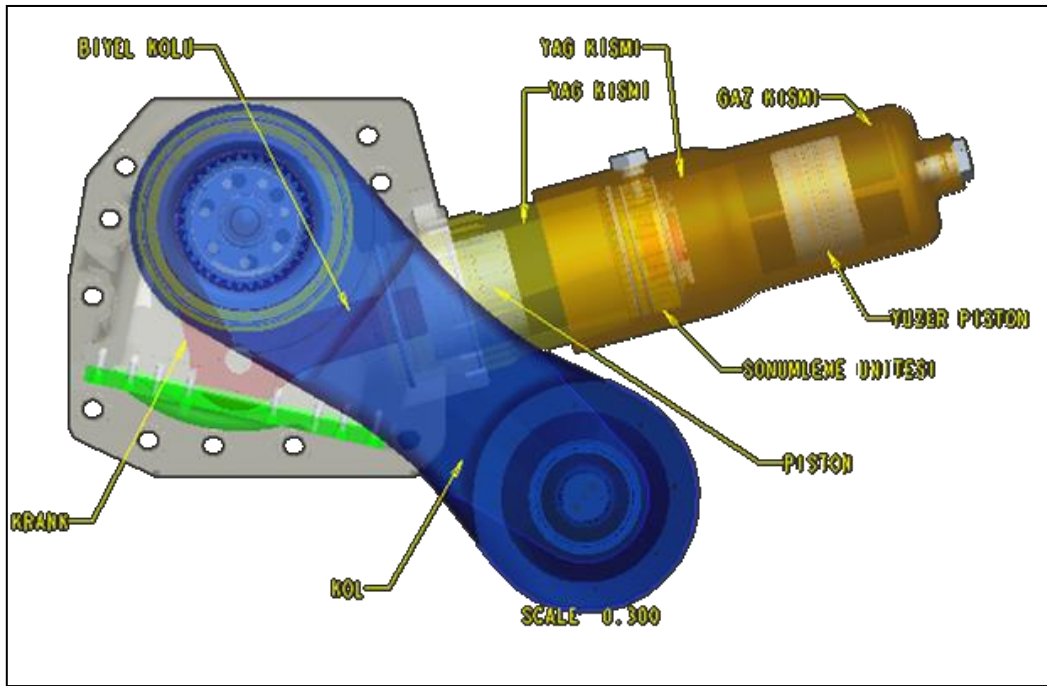
Kol kompleksi ise bir taraftan araç gövdesi ile bağlantılı, diğer taraftan ise porya kısmına bağlantılıdır. Yoldan gelen kuvvetler portör tekeri ve porya kompleksi vasıtasıyla kol kompleksine iletilmektedir.



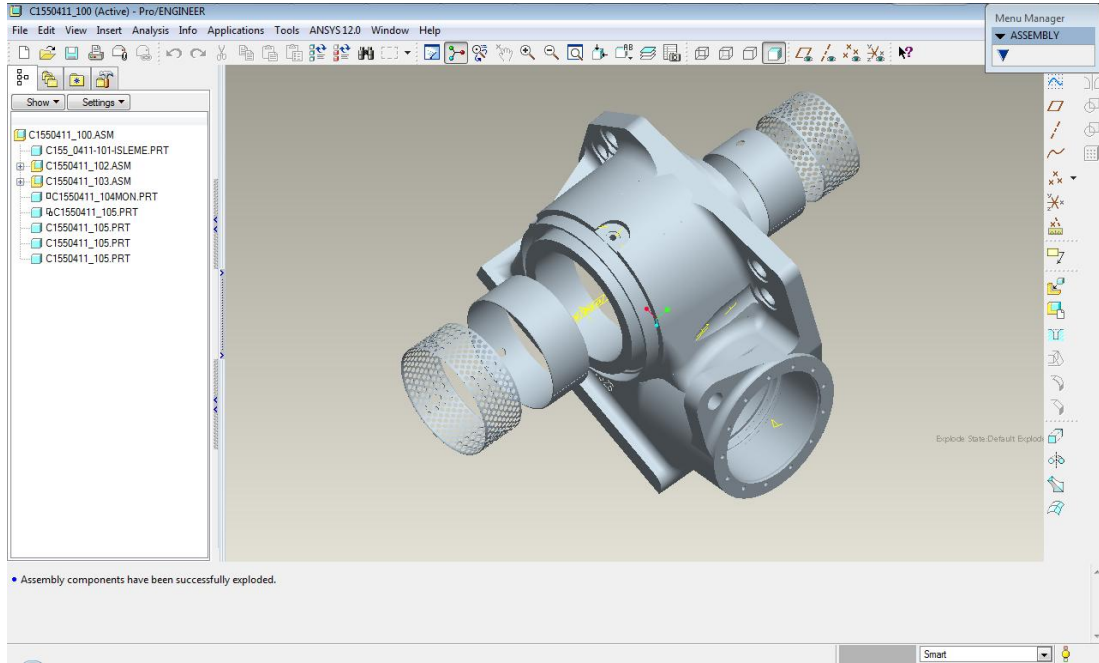
Şekil 4.2. Porya Komplesi



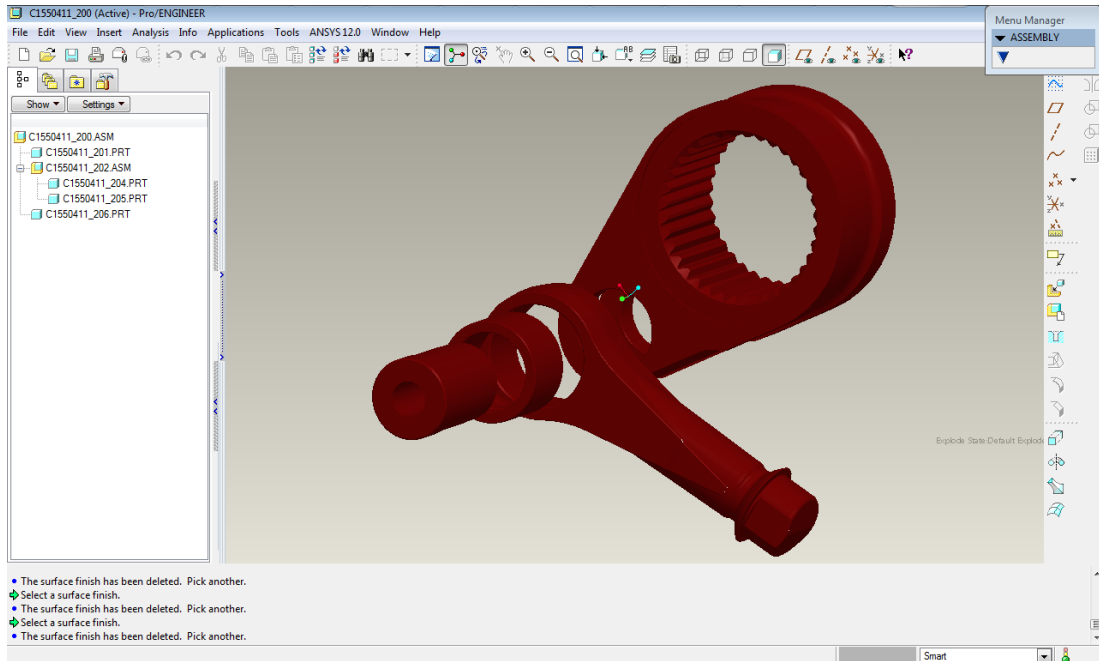
Şekil 4.3. Kol Komplesi



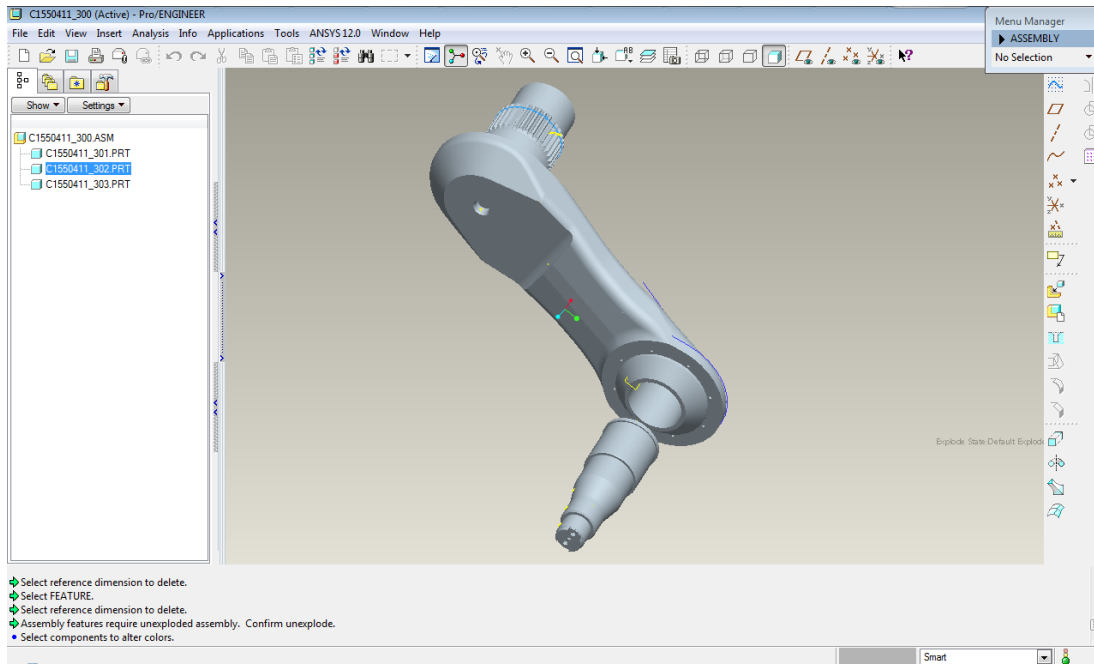
Şekil 4.4. Kol Komplesi ve Aksamları



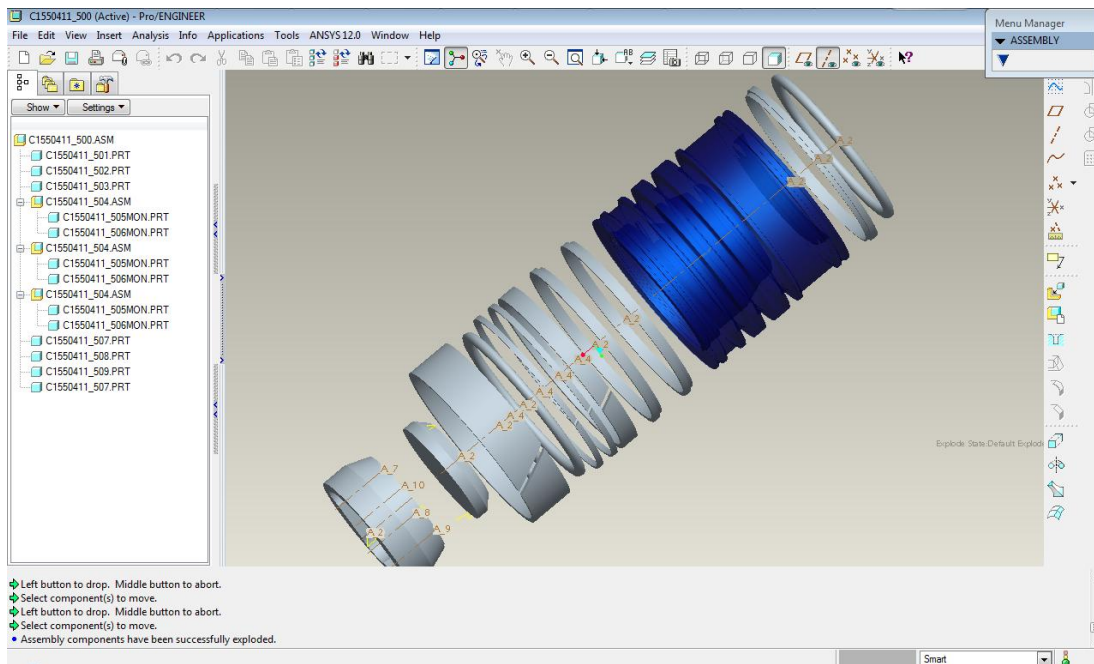
Şekil 4.5. Gövde



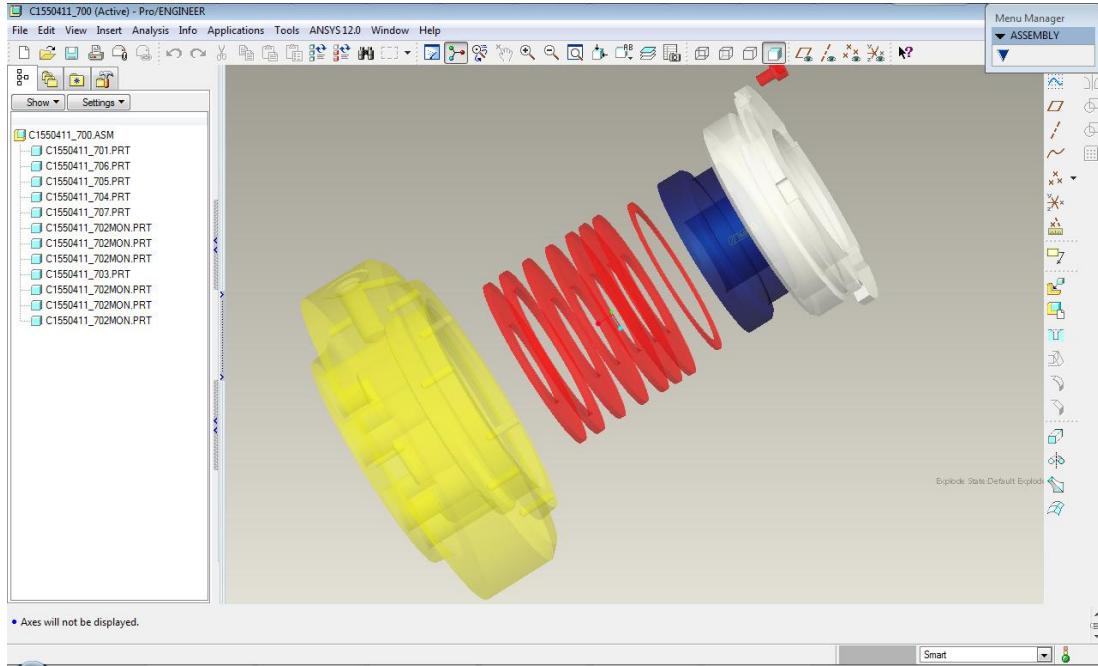
Şekil 4.6. Krank, Biyel Kolu ve Biyel Kolu Yatağı



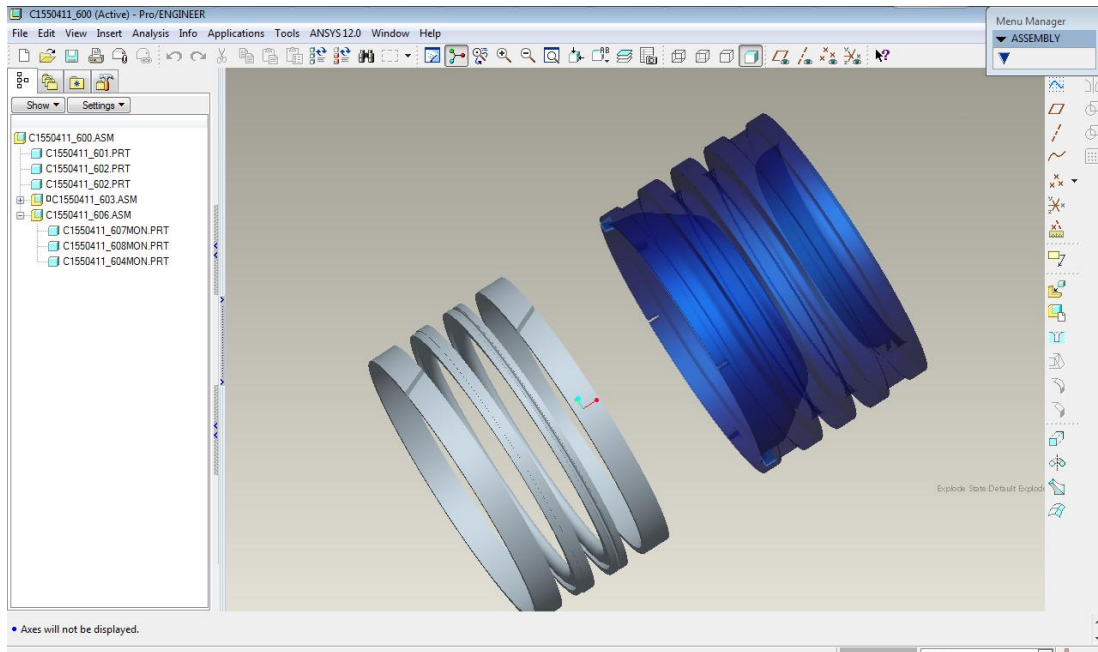
Şekil 4.7. Askı Kolu



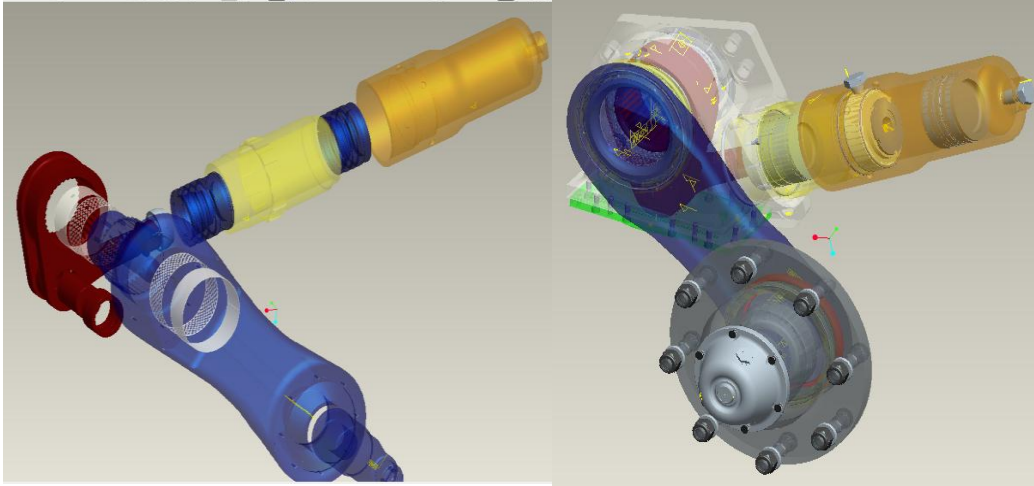
Şekil 4.8. Piston Kompleksi



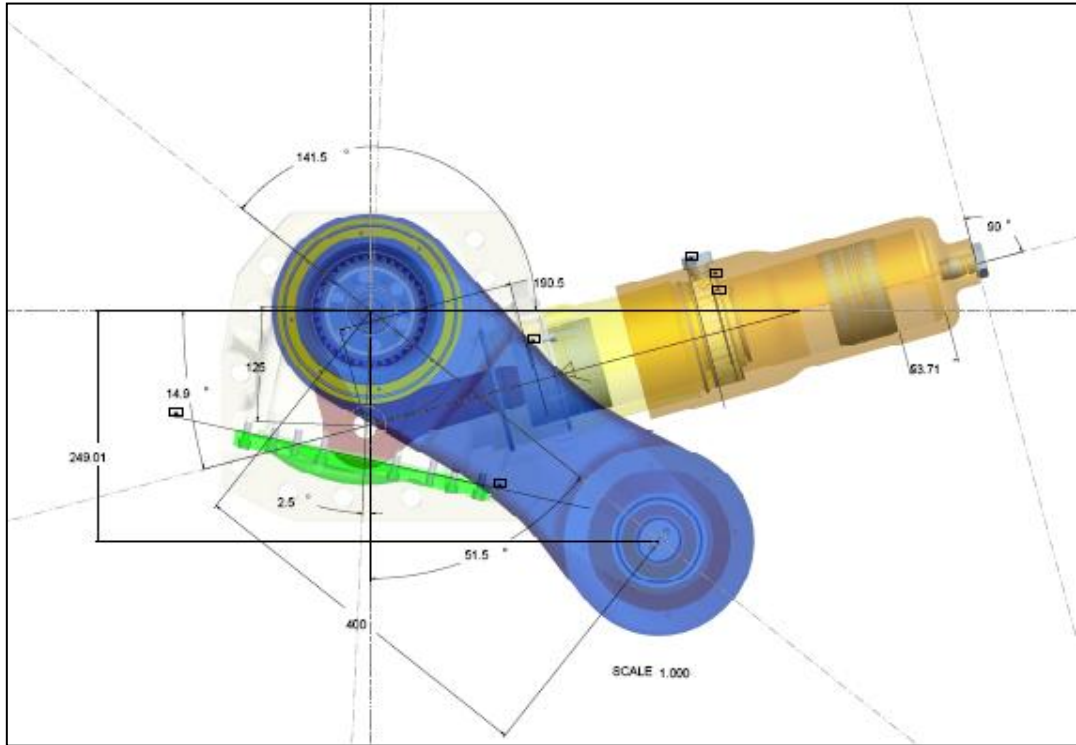
Şekil 4.9. Sönümlenme Valfi



Şekil 4.10. Yüzer Piston



Şekil 4.11. HSÜ Montajı



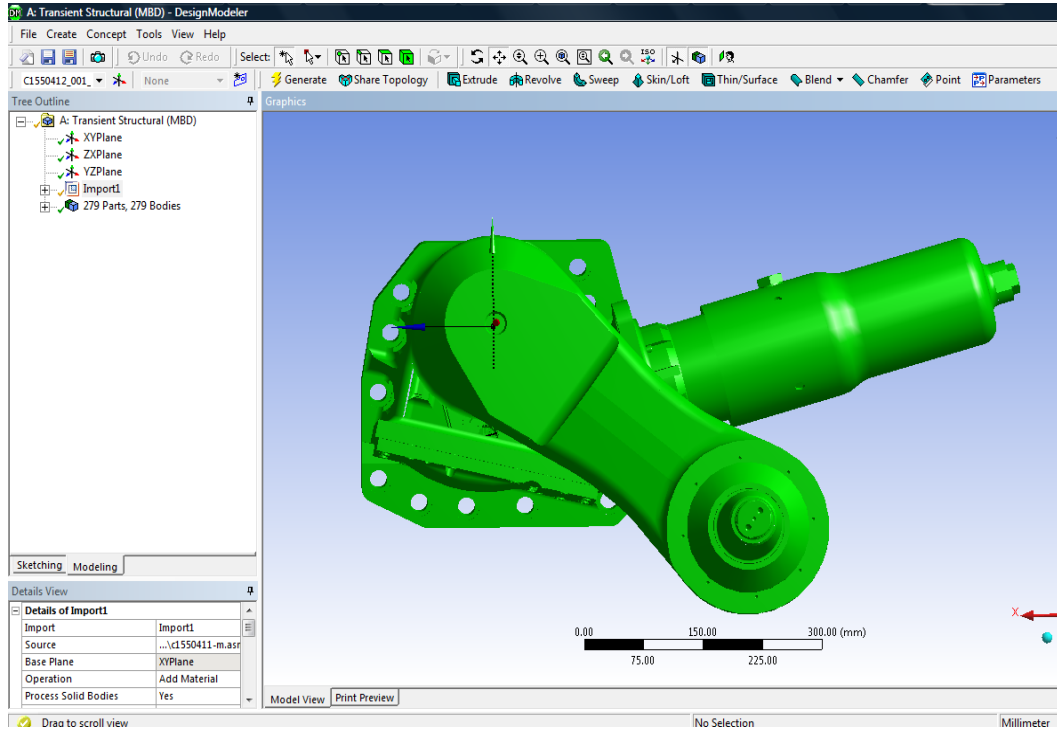
Şekil 4.12. HSÜ Ölçüleri

Modelin ANSYS programına aktarımı gerçekleştirildikten sonra gerekli olan parçalar korunmuş, diğer parçalar ise mekanizmanın çalışmasında etkisi olmaması nedeni ile incelenmemiştir.

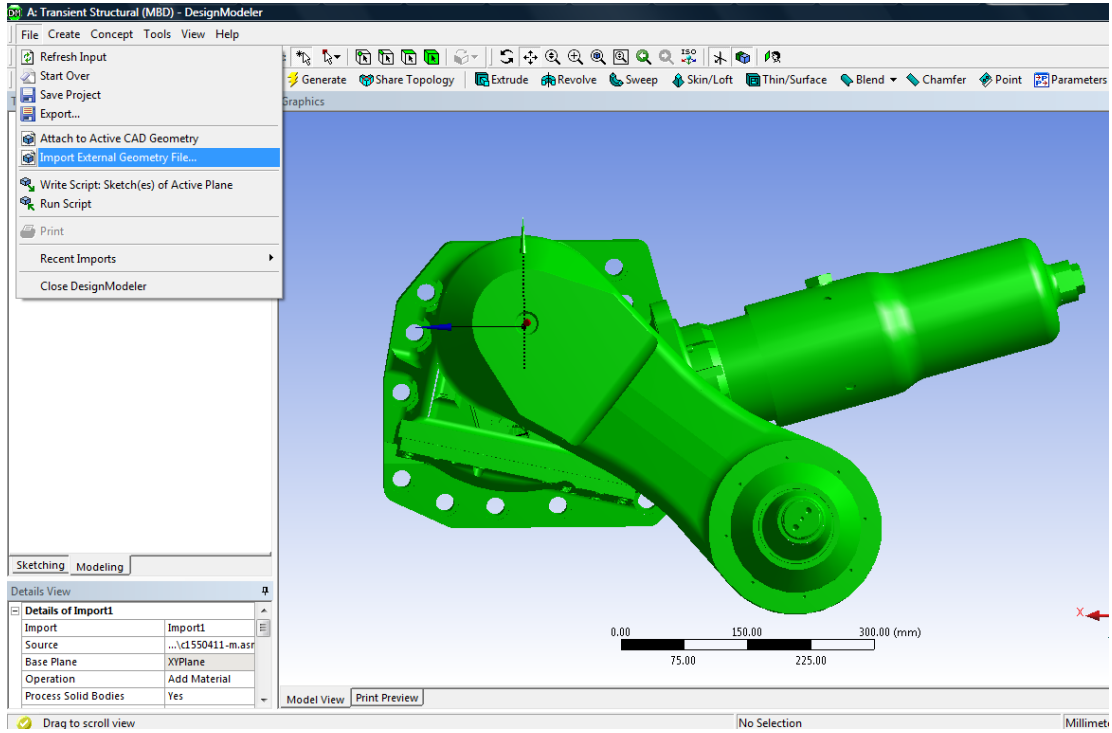
Araç, çeşitli yol profillerinde hareket ederken yol profiline göre askı kolu yukarı doğru hareket etmektedir. Askı kolunun yukarı hareketi askı koluna bağlı krankı harekete geçirmekte o da biyel kolunu hareketi iletmektedir. Biyel kolu ise pistonu bağlar. Biyel kolundan iletilen kuvvet pistonun alt silindir içerisinde hareket etmesini sağlamaktadır. Piston hareketi ile önünde bulunan yağ damperden geçmektedir. Damperden geçerken yağın basıncı düşmektedir. Bu da askı kolunun sönümlenme özelliğini oluşturmaktadır. Damper bölmesini geçen yağ daha sonra yüzer pistonu üst silindir içinde harekete geçirmektedir. Üst silindir içerisinde yüzer piston hareket ederek üst silindir ile arasındaki daha öncesinde doldurulmuş olan gazı sıkıştırmaktadır. Sıkışan gaz daha sonra askı kolunun yerine getirilmesini sağlayacak olan yay kuvvetini oluşturmaktadır.

BÖLÜM 5. DİNAMİK ANALİZLER

ANSYS Design Modeller da Pro-engineer programından alınan model Şekil 5.1.'de gösterilmiştir. ANSYS sonlu elemanlar analiz programına ithal etme işlemi (Import) "File>Import External geometry file" menusu kullanılarak yapılır.

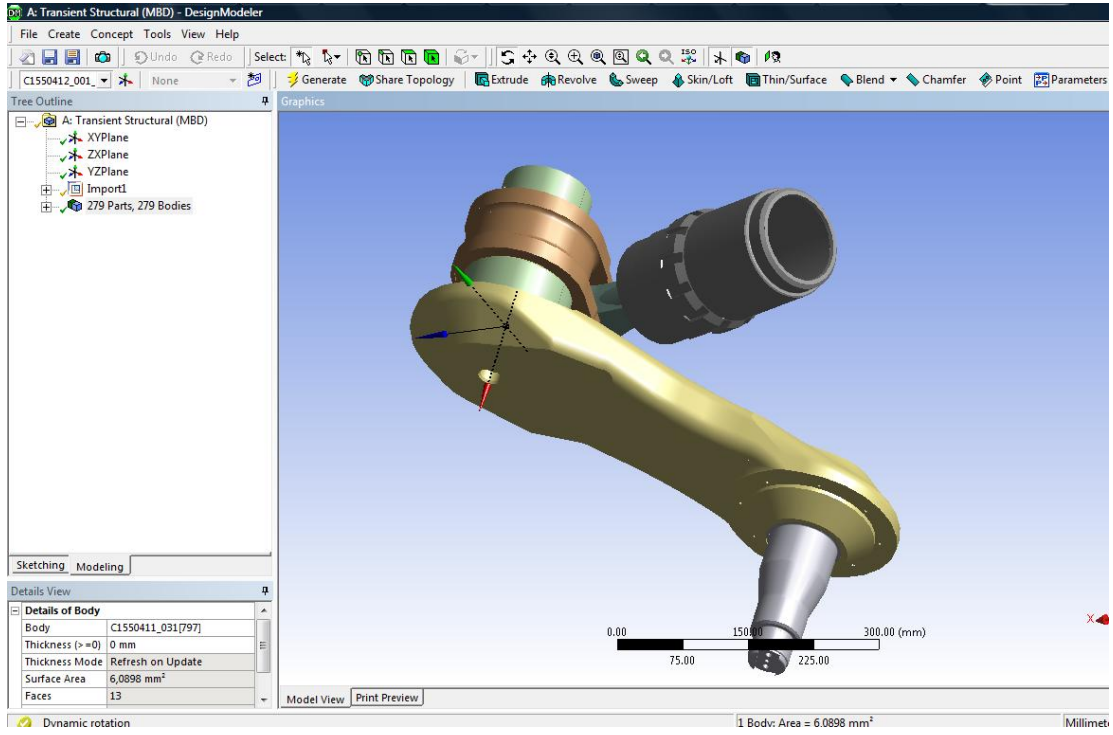


Şekil 5.1. ANSYS design modeller ile alınan model

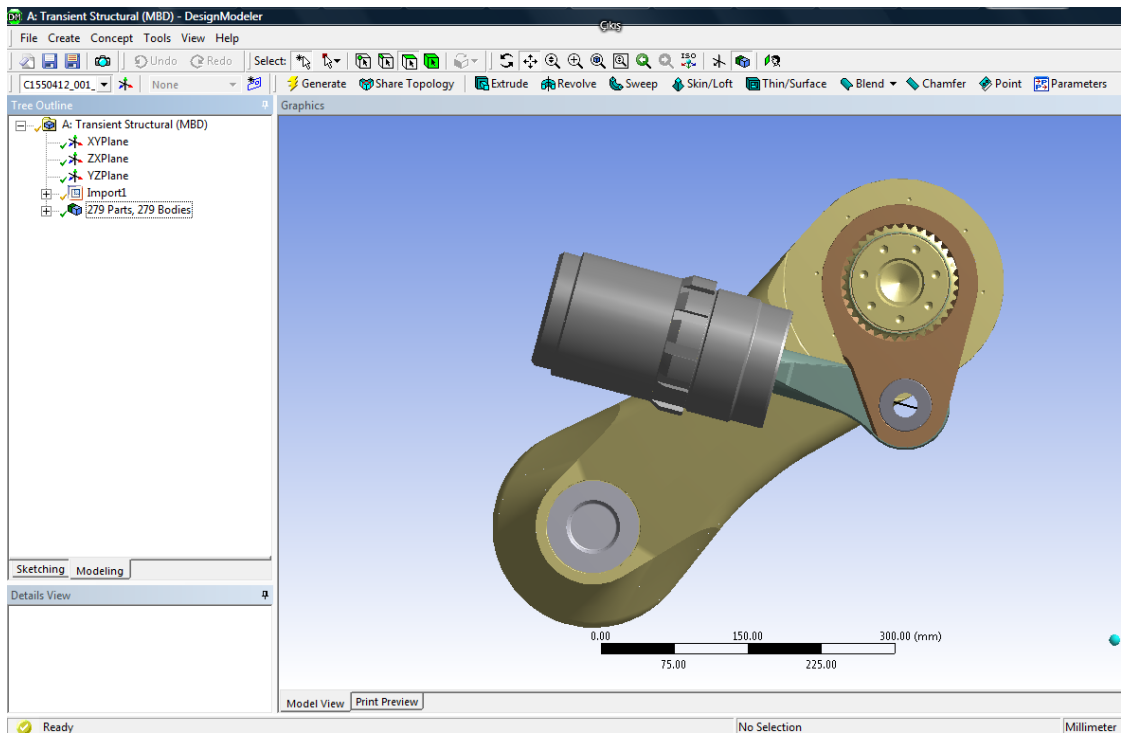


Şekil 5.2. İthal etme (Import) işlemi

Böylece ANSYS Design Modeller'da Pro-engineer programından ithal edilmiş geometri elde edilmiştir. Ancak ANSYS'de yapılacak olan dinamik analizler sırasında hareketli ve yük taşıyan parçaların modellenmesi ihtiyacı duyulmaktadır. Aksi takdirde süspansiyon ünitesi 279 ayrı parçadan oluşmaktadır ki bütün bu parçaların her biri için dinamik analiz sırasında birbiri ile olan eklem ilişkisini tanımlamak ve çözüm oluşturmak çok uzun zaman almaktadır. Bu nedenle ihtiyaç duyulmayan parçalar bastırma (suppress) komutu kullanılarak bastırılmıştır ve böylece kullanılan parça sayısı azaltılmıştır. Bastırma işlemi sonrasında HSÜ'nin model görüntüleri Şekil 5.3. ve Şekil 5.4.'de sunulmuştur.

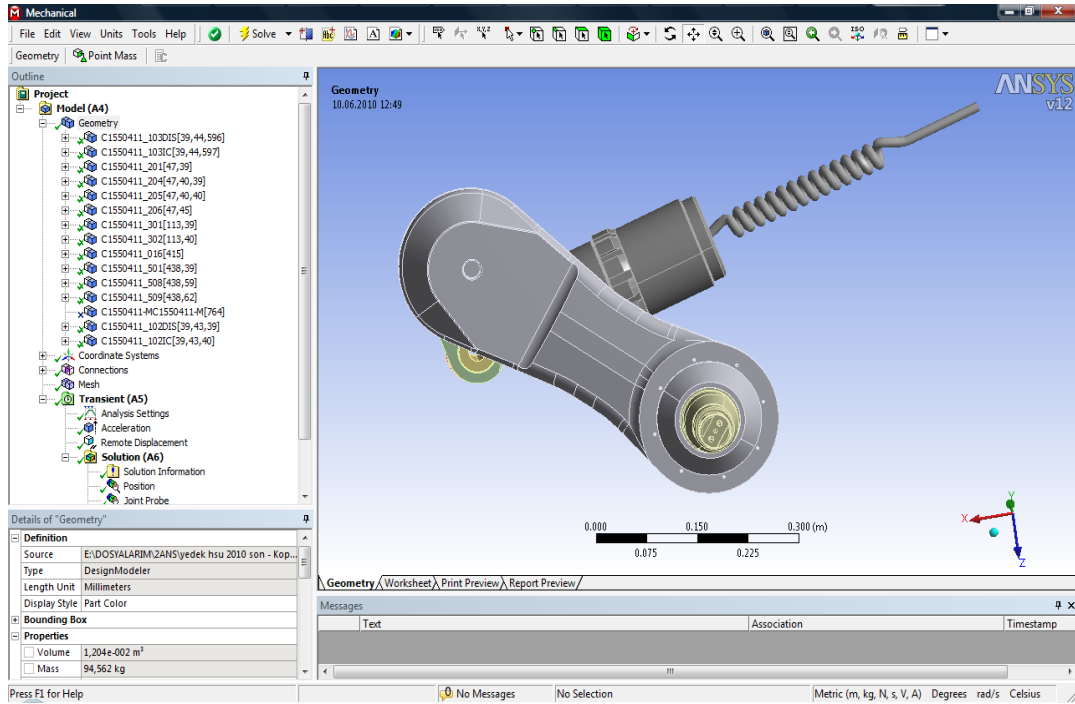


Şekil 5.3. Arkadan Görünüş



Şekil 5.4. Önden görünüş

Daha sonra oluşturulan bu model, ANSYS Mechanical ortamına alınır. Burada dinamik analiz yapılacağı için her bir parçanın diğer parçalar ile olan eklem ve bağlantı ilişkisini tanımlamak gereklidir. Bunun için Analiz ağacında bulunan Bağlantılar (Connections) menüsü kullanılır. MBD analizi sırasında bütün parçalar rijit olarak tanımlanmıştır.



Şekil 5.5. ANSYS mechanical ortamındaki model

HSÜ'nin hareketli parçaları Tablo 5.1.'de verilmiştir.

Tablo 5.1. HSÜ Hareketli Parçaları

Parça Nu.	Parça Adı
C1550411_201	Krank
C1550411_204	Biyel Kolu
C1550411_205	Bronz Burç
C1550411_206	Krank Kolu Pimi
C1550411_301	Kol
C1550411_302	Kol Mili
C1550411_016	Alt Silindir
C1550411_501	Piston Gövdesi
C1550411_508	Biyel Kolu Altlığı
C1550411_509	Biyel Kolu Yuvası

5.1. Bağlantılar ve Eklemler

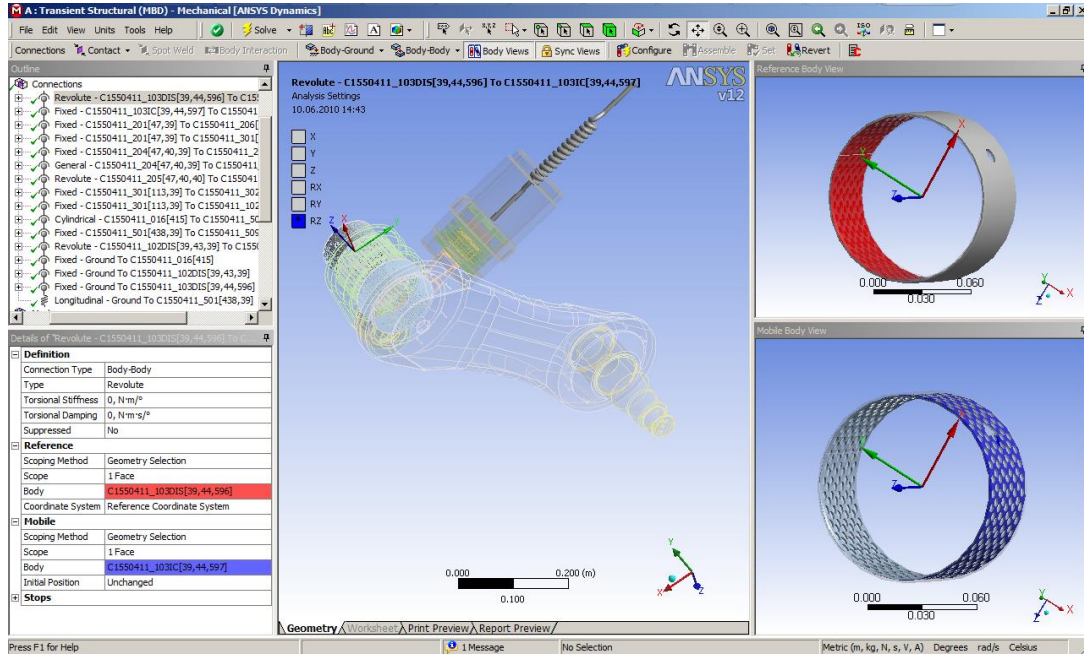
Burada oluşturulan bağlantılar ve eklemler Tablo 5.2.'de sunulmuştur.

Tablo 5.2. Bağlantı ve Eklem Tanımları

S. Nu.	İsmi	Eklem Tipi	İçeriği	Yer değiştirme			Dönme		
				X	Y	Z	X	Y	Z
1	C1550411_103DIS ile C1550411_103IC	Dönel	Cisim-Cisim	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Serbest
2	C1550411_103IC ile C1550411_301	Sabit	Cisim-Cisim	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit
3	C1550411_201 ile C1550411_206	Sabit	Cisim-Cisim	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit
4	C1550411_201 ile C1550411_301	Sabit	Cisim-Cisim	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit
5	C1550411_204 ile C1550411_205	Sabit	Cisim-Cisim	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit
6	C1550411_204 ile C1550411_509	Genel	Cisim-Cisim	Sabit	Sabit	Sabit	Serbest	Serbest	Serbest
7	C1550411_205 ile C1550411_206	Dönel	Cisim-Cisim	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Serbest
8	C1550411_301 ile C1550411_302	Sabit	Cisim-Cisim	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit
9	C1550411_301 ile C1550411_102IC	Sabit	Cisim-Cisim	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit
10	C1550411_016 ile C1550411_501	Silindirik	Cisim-Cisim	Sabit	Sabit	Serbest	Sabit	Sabit	Serbest
11	C1550411_501 ile C1550411_509	Sabit	Cisim-Cisim	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit
12	C1550411_102DIS ile C1550411_102IC	Dönel	Cisim-Cisim	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Serbest
13	Zemin ile C1550411_016	Sabit	Cisim-Zemin	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit
14	Zemin ile C1550411_102DIS	Sabit	Cisim-Zemin	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit
15	Zemin ile C1550411_103DIS	Sabit	Cisim-Zemin	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit	Sabit

5.1.1. C1550411_103DIS ile C1550411_103IC arasındaki dönel eklem

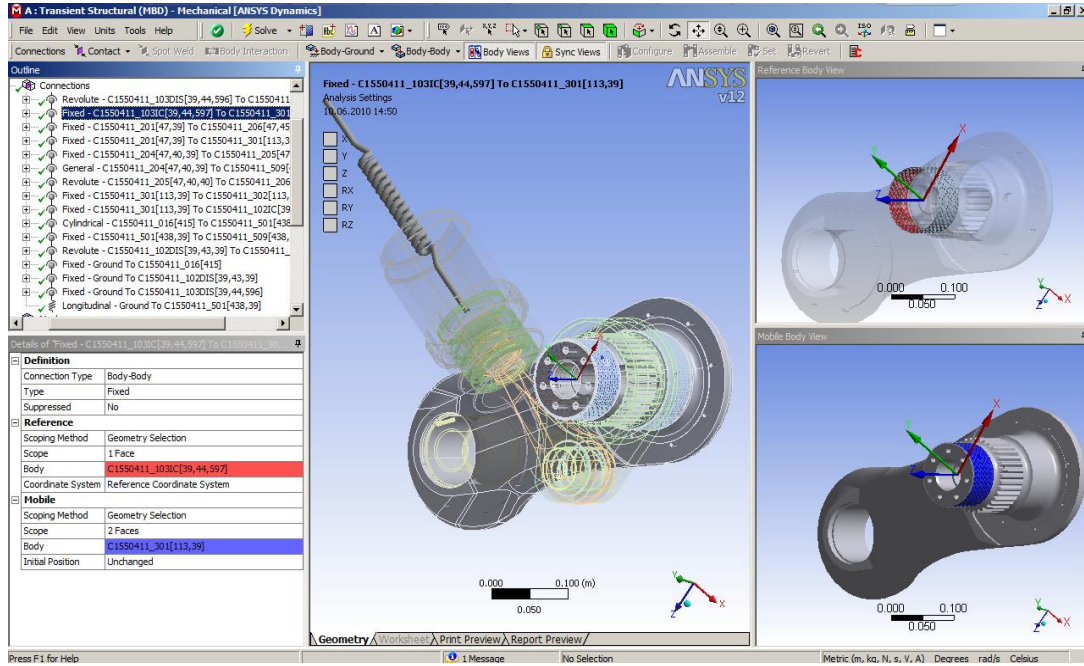
Şekil 5.6.'da Askı koluna yataklık yapan C1550411_103 nolu bronz yatağın iki parçası arasındaki dönel eklem (revolute) gösterilmiştir. Serbestlik sadece Z ekseninde döne şekline oluşturulmuştur. Burada referans parçanın iç yüzeyi (kırmızı renk ile belirtilen) ile hareketli parçanın dış yüzeyi (mavi renkli) arasında bir dönel bağlantı kurulmuştur.



Şekil 5.6. C1550411_103DIS ile C1550411_103IC arasındaki dönel eklem

5.1.2. C1550411_103 ile C1550411_301 arasındaki sabit eklem

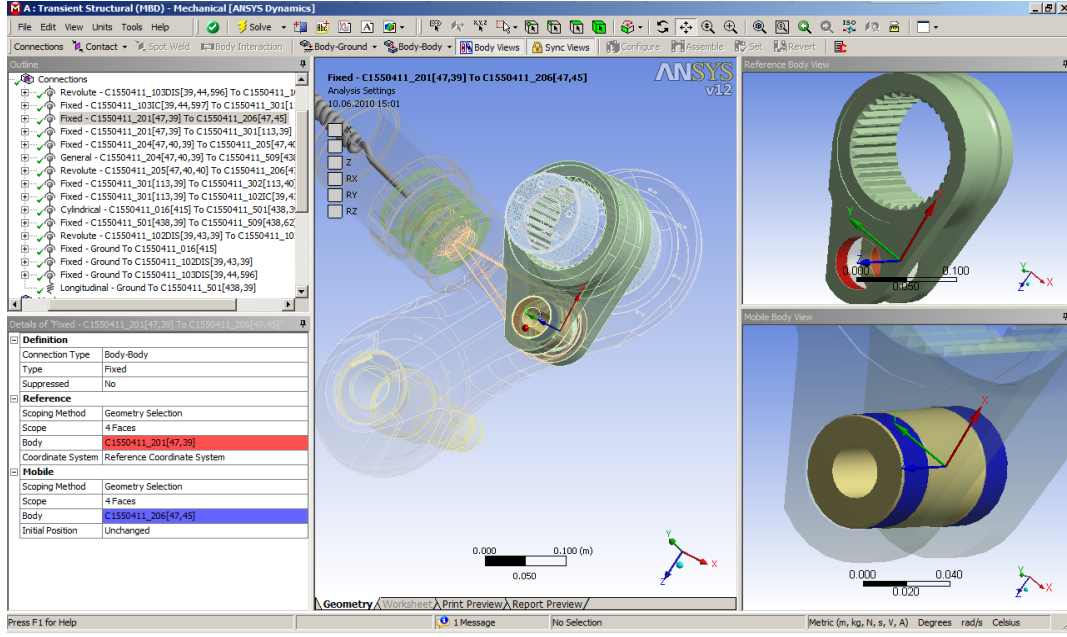
Şekil 5.7.'de Askı koluna yataklık yapan C1550411_103 nolu bronz yatağın iç ringi olan C1550411_103IC ile C1550411_301 parça numaralı kol arasındaki sabit bağlantı oluşturulmuştur. Herhangi bir serbestlik yoktur. İki parça beraber hareket etmektedir. Bu da üretim sırasında iç ringin kol üzerine sıkı geçme şeklinde montaj edilmesi ile sağlanmaktadır. Bir önceki bağlantıda olduğu gibi referans parçanın bağlantı yüzeyi kırmızı, hareketli parçanın bağlantı yüzeyi ise mavi renkte gösterilmektedir.



Şekil 5.7. C1550411_103 ile C1550411_301 arasındaki sabit eklem

5.1.3. C1550411_201 ile C1550411_206 arasındaki sabit eklem

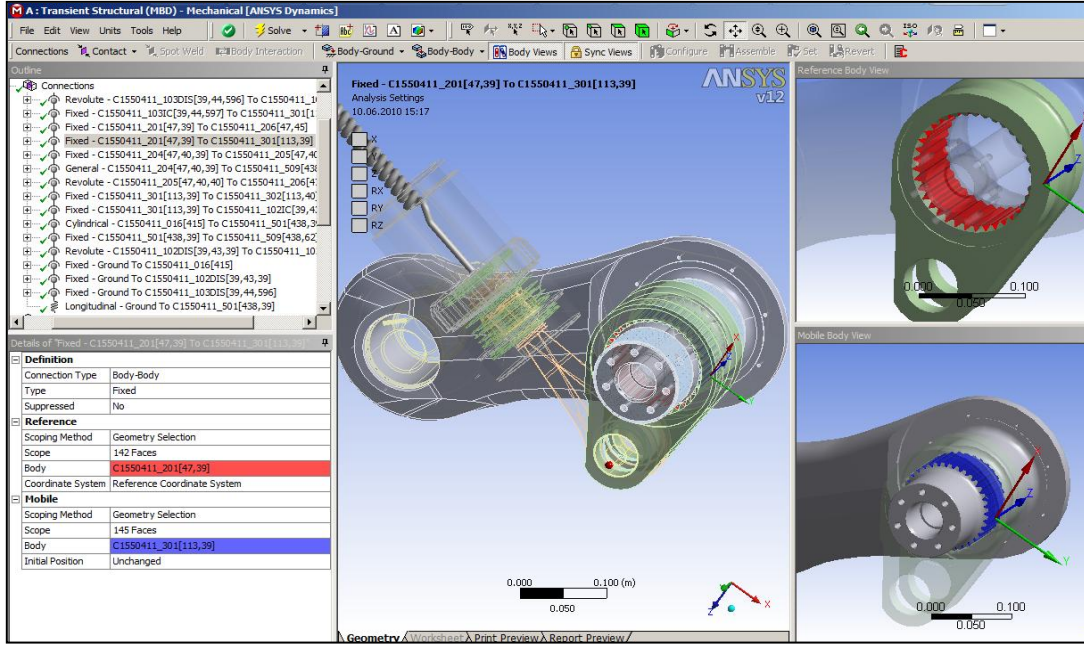
Şekil 5.8.'de krank(C1550411_201) ile krank kolu pimi (C1550411_206) arasındaki sabit bağlantı oluşturulmuştur. Herhangi bir serbestlik yoktur. İki parça beraber hareket etmektedir. Bu da üretim sırasında krank kolu piminin kranka sıkı geçme şeklinde montaj edilmesi ile sağlanmaktadır. Bir önceki bağlantıda olduğu gibi referans parçanın bağlantı yüzeyi kırmızı, hareketli parçanın bağlantı yüzeyi ise mavi renkte gösterilmektedir.



Şekil 5.8. C1550411_201 ile C1550411_206 arasındaki sabit eklem

5.1.4. C1550411_201 ile C1550411_301 arasındaki sabit eklem

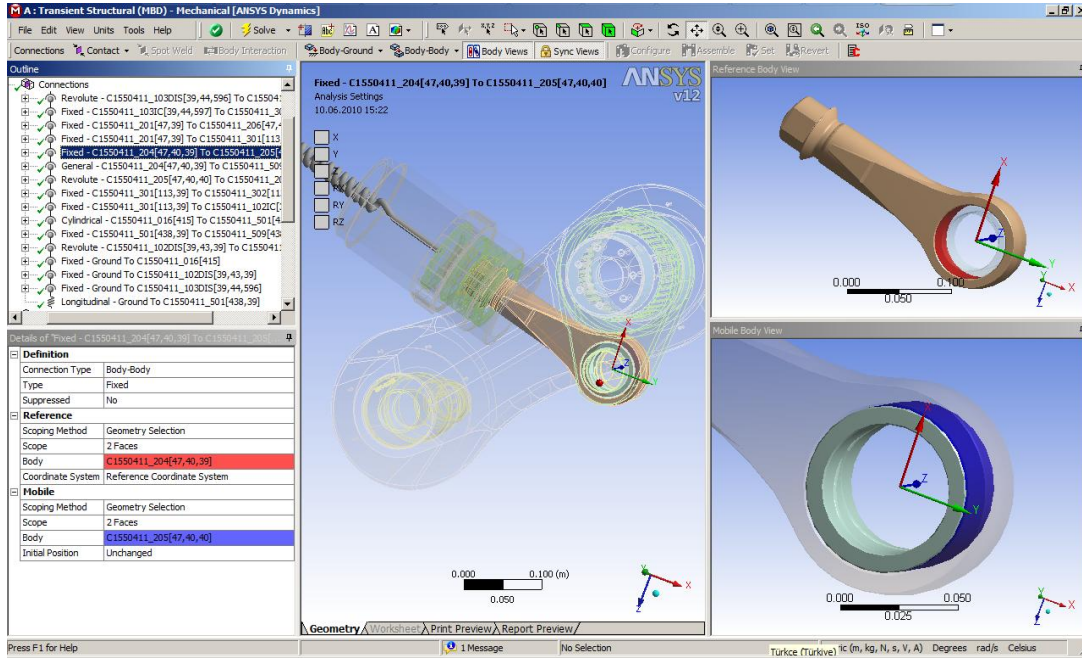
Şekil 5.9.'da krank (C1550411_201) ile kol (C1550411_301) arasındaki sabit bağlantı gösterilmektedir. Herhangi bir serbestlik yoktur. İki parça beraber hareket etmektedir. Krank ile kol birbirine freze dişlerinin geçmesi ile sabit bir bağlantı oluşturulmaktadır. Bir önceki bağlantıda olduğu gibi referans parçanın bağlantı yüzeyi kırmızı, hareketli parçanın bağlantı yüzeyi ise mavi renkte gösterilmektedir.



Şekil 5.9. C1550411_201 ile C1550411_301 arasındaki sabit eklem

5.1.5. C1550411_204 ile C1550411_205 arasındaki sabit eklem

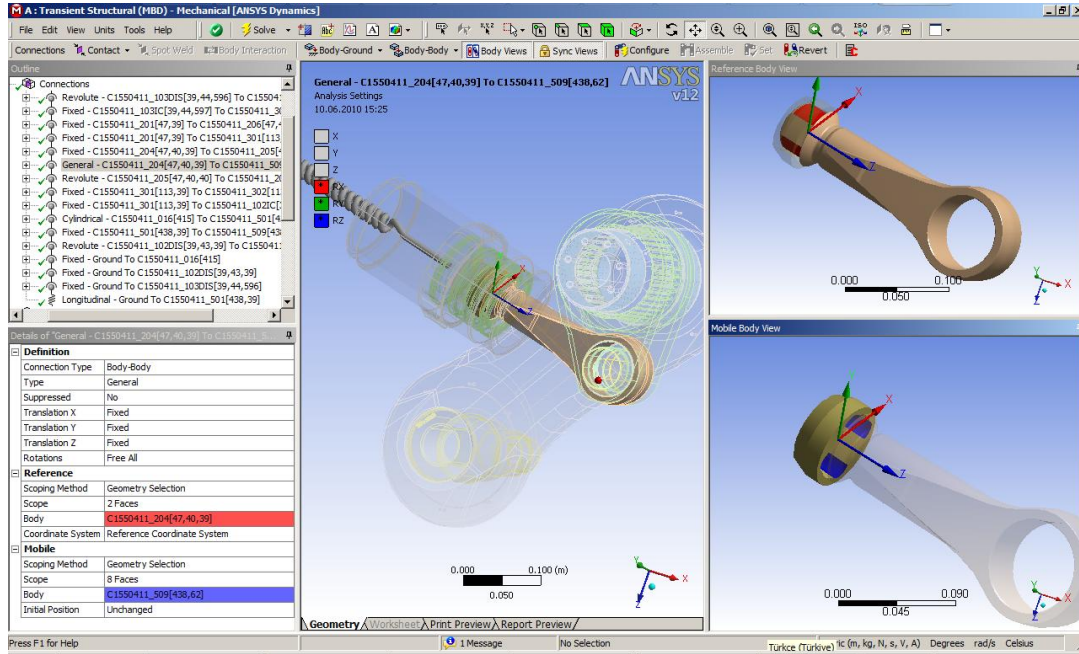
Şekil 5.10.'da biyel kolu (C1550411_204) ile biyel kol yatağı (C1550411_205) arasındaki sabit bağlantı gösterilmektedir. Herhangi bir serbestlik yoktur. İki parça beraber hareket etmektedir. Biyel kolu yatağı biyel koluna sıkı geçme olarak montaj edilmiştir. Referans parçanın bağlantı yüzeyi kırmızı, hareketli parçanın bağlantı yüzeyi mavi renkte gösterilmektedir.



Şekil 5.10. C1550411_204 ile C1550411_205 arasındaki sabit eklem

5.1.6. C1550411_204 ile C1550411_509 arasındaki genel eklem

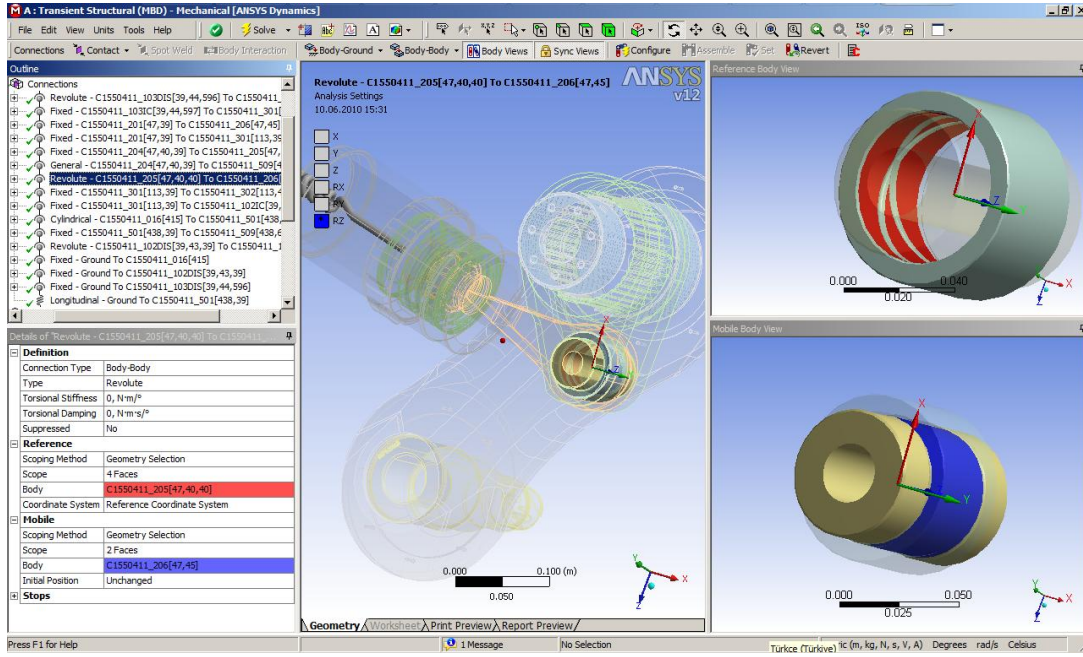
Şekil 5.11.'de biyel kolu (C1550411_204) ile biyel kolu yuvası (C1550411_509) arasındaki bağlantı gösterilmektedir. Burada genel tipi bir bağlantı tipi seçilmiş ve serbestlikler belirlenmiştir. Buradaki iki parçaya birbiri arasında yer değiştirme eksenlerinde herhangi bir serbestlik tanımlanmamıştır. Ancak iki parça dönme eksen takımlarında birbirine göre dönme serbestliğine sahiptirler. Referans parçanın yüzeyleri kırmızı, hareketli parçanın yüzeyleri ise mavi renkte gösterilmektedir.



Şekil 5.11. C1550411_204 ile C1550411_509 arasındaki genel eklem

5.1.7. C1550411_205 ile C1550411_206 arasındaki dönel eklem

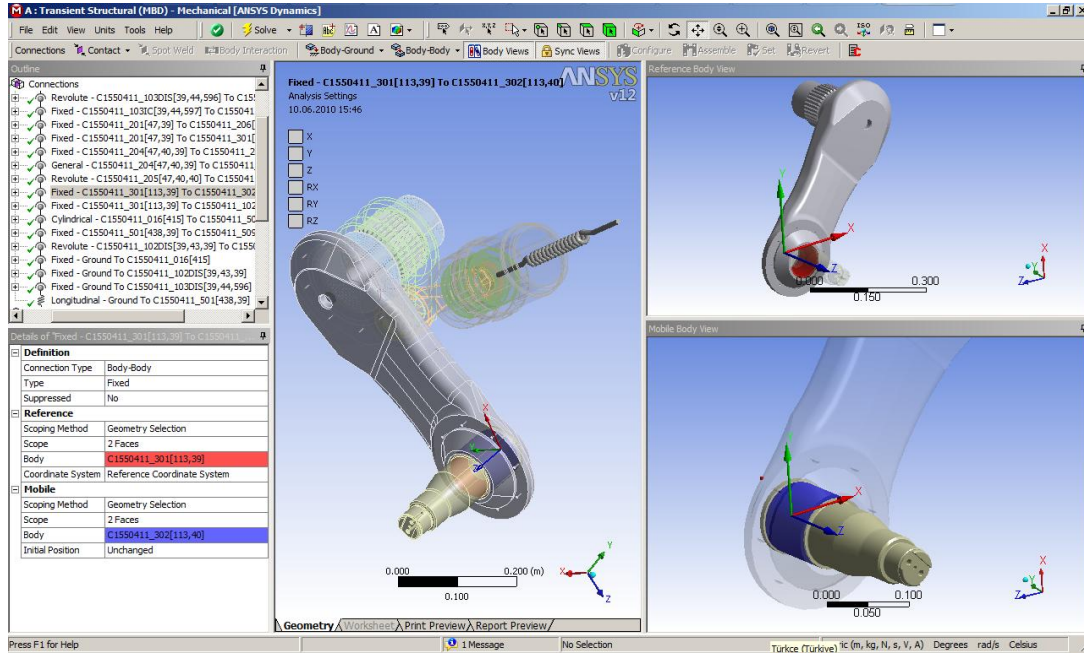
Şekil 5.12.'de bronz burç (C1550411_205) ile krank kolu pimi (C1550411_206) arasındaki dönel bağlantı gösterilmektedir. Buradaki iki silindirik parça birbirine göre dönme serbestliğine sahiptirler. Daha önceki bağlantılarda bronz burç ile biyel kolu arasında sabit bir bağlantı, krank kolu pimi ile krank kolu arasında sabit bir bağlantı kurulmuştu. Burada kurulan dönel bağlantı ile biyel kolu ile krank arasında dönme serbestliğine sahip bir bağlantı kurulmuş oldu. Krank ile kol arasında da sabit bir bağlantı olduğu değerlendirilirse, biyel kolu ile kol arasında dönel eklem ile bir bağlantı oluşturulmuş oldu. Referans parçanın yüzeyleri kırmızı, hareketli parçanın yüzeyleri ise mavi renkte gösterilmektedir.



Şekil 5.12. C1550411_205 ile C1550411_206 arasındaki dönel eklem

5.1.8. C1550411_301 ile C1550411_302 arasındaki sabit eklem

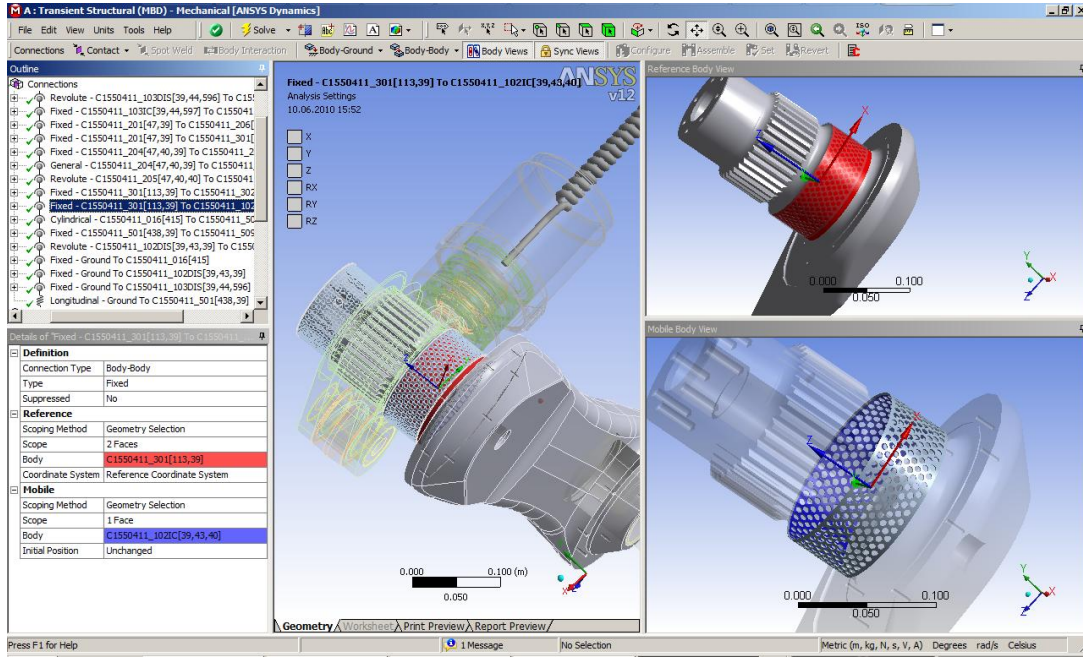
Şekil 5.13.'de kol (C1550411_301) ile kol mili (C1550411_302) arasındaki sabit bağlantı gösterilmektedir. Herhangi bir serbestlik yoktur. İki parça beraber hareket etmektedir. Kol mili, kol üzerindeki yuvasına sıkı geçme olarak montajı yapılmaktadır. Kol mili ile kolün birbiri içerisinde geçen yüzeyleri kırmızı ve mavi renkte gösterilmiştir.



Şekil 5.13.C1550411_301 ile C1550411_302 arasındaki sabit eklem

5.1.9. C1550411_301 ile C1550411_102IC arasındaki sabit eklem

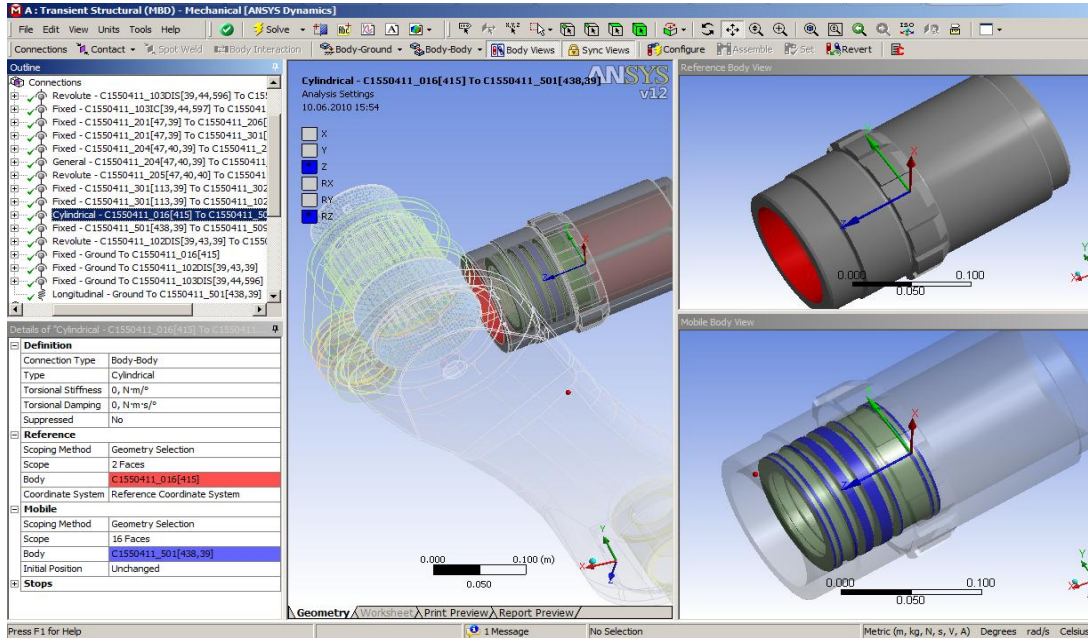
Şekil 5.14.'de kol (C1550411_301) ile kolun ikinci yatağının iç parçası (C1550411_102IC) arasındaki sabit bağlantı gösterilmektedir. Herhangi bir serbestlik yoktur. İki parça beraber hareket etmektedir. Bu da üretim sırasında iç ringin kol üzerine sıkı geçme şeklinde montaj edilmesi ile sağlanmaktadır. Kol ile yatak iç ringinin birbiri ile temas halinde olduğu yüzeyler mavi ve kırmızı olarak gösterilmektedir. Böylece kol iki ayrı yerde oluşturulan yataklar ile yataklanmıştır.



Şekil 5.14 C1550411_301 ile C1550411_302 arasındaki sabit eklem

5.1.10. C1550411_016 ile C1550411_501 arasındaki silindirik eklem

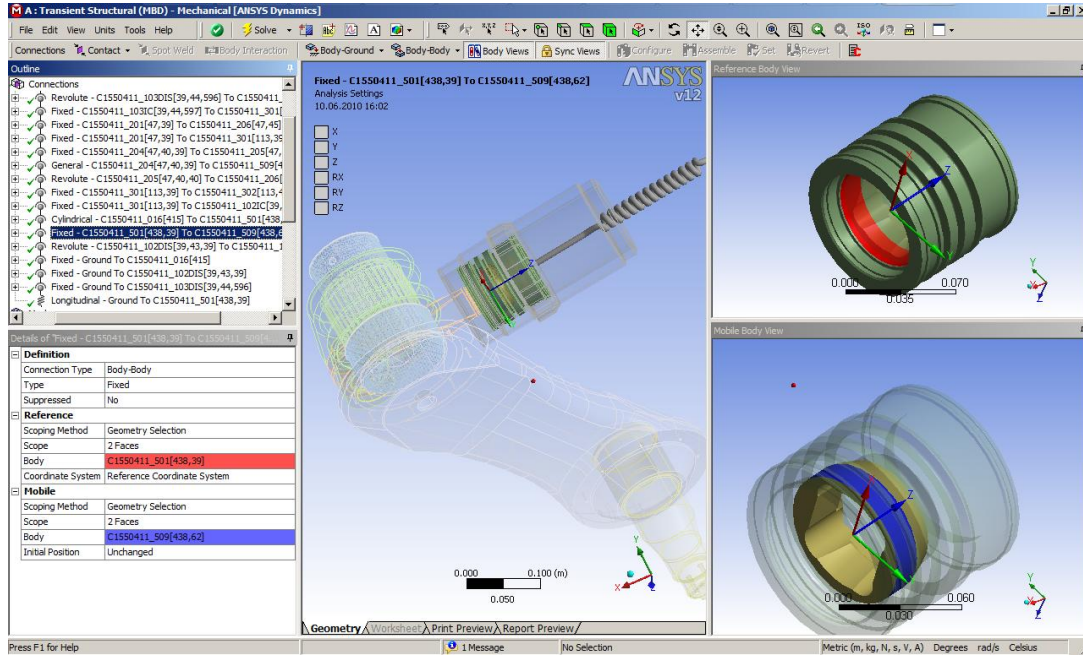
Şekil 5.15.'de silindir (C1550411_016) ile piston gövdesi (C1550411_501) arasındaki silindirik bağlantı gösterilmektedir. Burada piston, silindir gövdesi içerisinde Z eksenı boyunca yer değiştirme ve Z eksenı etrafında döne serbestliğine sahiptir. Böylece piston gövdesi silindir içerisinde maruz kaldığı kuvvetin büyüklüğüne göre +Z veya -Z doğrultusunda hareket edebilmekte ve dönebilmektedir. İki cismin birbiri ile temasta olan yüzeyler kırmızı ve mavi renkte gösterilmiştir.



Şekil 5.15. C1550411_016 ile C1550411_501 arasındaki silindirik eklem

5.1.11. C1550411_501 ile C1550411_509 arasındaki sabit eklem

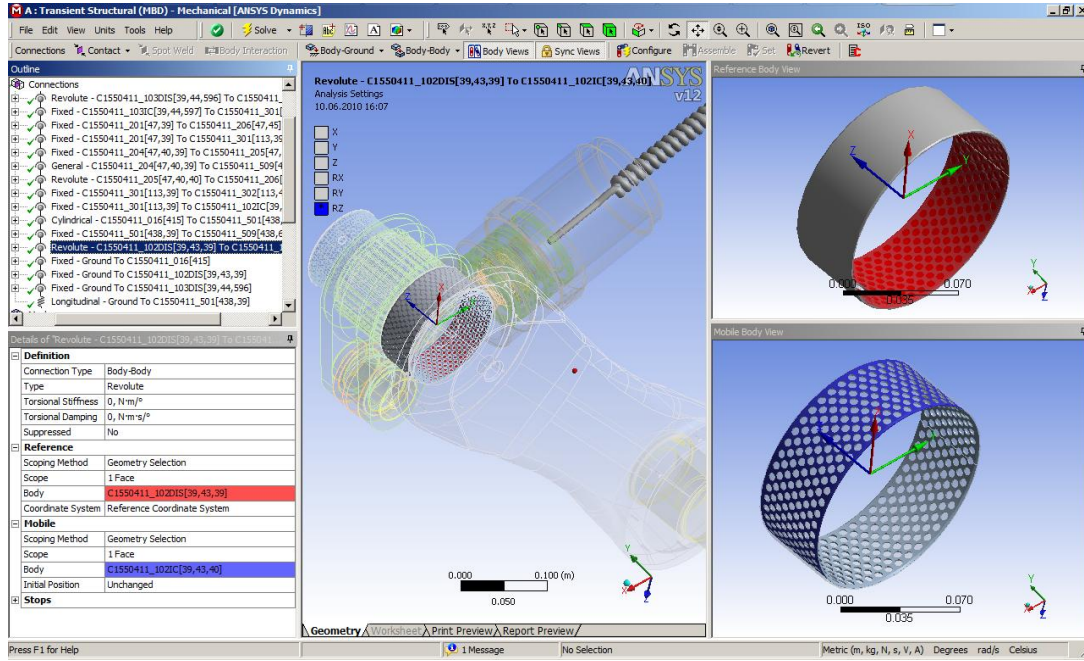
Şekil 5.16.'da piston gövdesi ile (C1550411_501) ile biyel kolu yuvası (C1550411_509) arasındaki sabit bağlantı gösterilmektedir. Herhangi bir serbestlik yoktur. İki parça beraber hareket etmektedir. Bu bağlantı ile biyel kolundan biyel kolu yuvasına aktarılan kuvvetler piston gövdesine iletilmektedir. Piston gövdesi ile biyel kolu yuvasının birbiri ile temas halindeki yüzeyleri kırmızı ve mavi renkte gösterilmektedir.



Şekil 5.16. C1550411_501 ile C1550411_509 arasındaki sabit eklem

5.1.12. C1550411_102DIS ile C1550411_102IC arasındaki dönel eklem

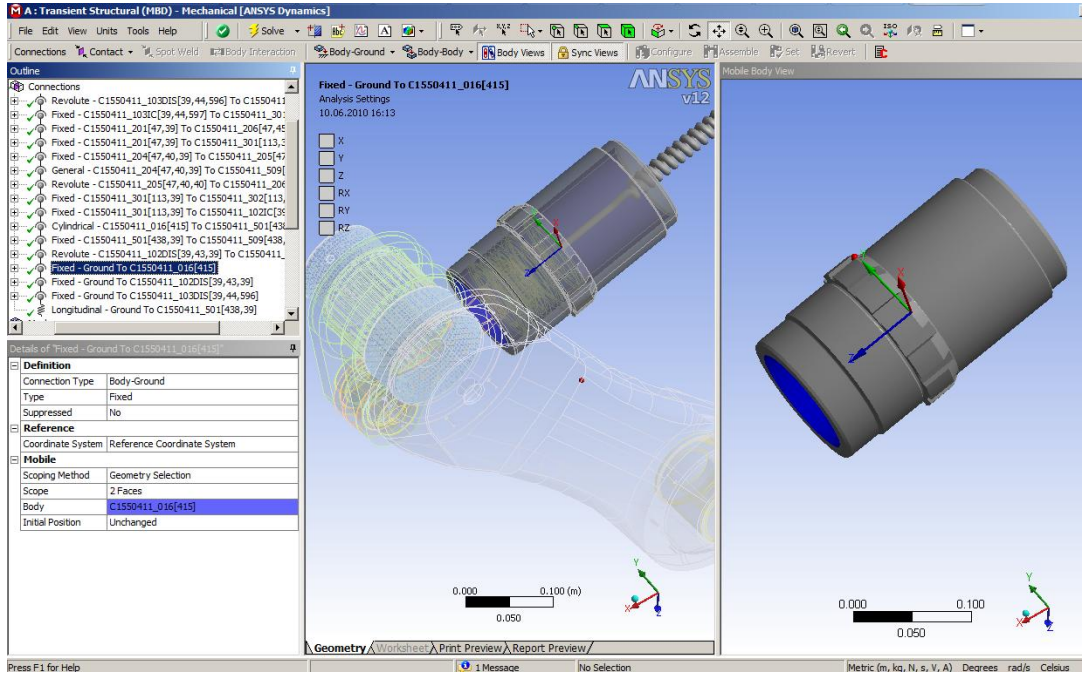
Şekil 5.17.'de kola ait ikinci yatağın bağlantısı gösterilmiştir. Burada yatak (C1550411_102) iki parçadan oluşmaktadır. İç ring ve dış ring olarak. Dış ringin iç yüzeyi kırmızı renkte, iç ringin dış yüzeyi mavi renkte birbiri ile temas halinde ve Z ekseninde dönme serbestliğine sahiptir. İç ring kola sıkı geçme olarak montaj edilmiştir. Dış ring ise zemine sabitlenmiştir.



Şekil 5.17. C1550411_102DIS ile C1550411_102IC arasındaki dönel eklem

5.1.13. Zemin ile C1550411_016 arasındaki sabit eklem

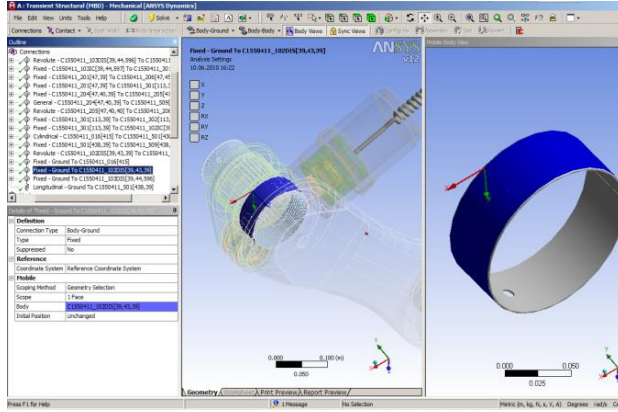
Şekil 5.18.'de silindir (C1550411_016)'in zemin ile olan sabit bağlantısı gösterilmiştir. Silindir iç yüzeyinden rijit olarak yere sabitlenmiştir.



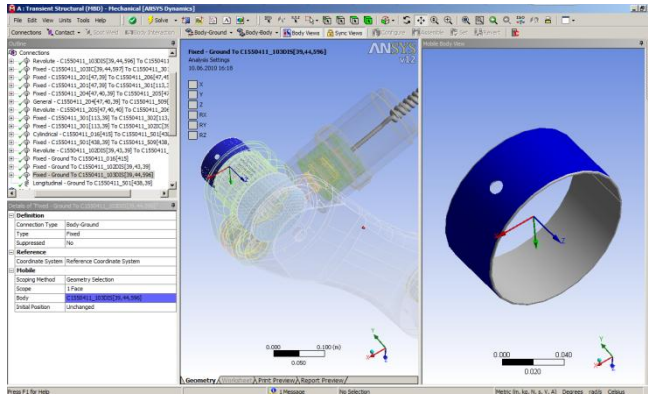
Şekil 5.18. Zemin ile C1550411_016 arasındaki sabit eklem

5.1.14. Zemin ile C1550411_102DIS ve Zemin ile C1550411_103DIS arasındaki sabit eklemler

Şekil 5.19. ve Şekil 5.20.'de kolun iki ayrı yatağının dış ringlerinin zemin ile olan sabit bağlantıları gösterilmiştir. Burada C1550411_102 ve C1550411_103 nolu silindirik yataklarının dış yüzeyi yere sıkı geçme ve sabit olarak tanımlanmıştır. Zemine sabitlenen yüzeyler mavi renk ile gösterilmiştir.



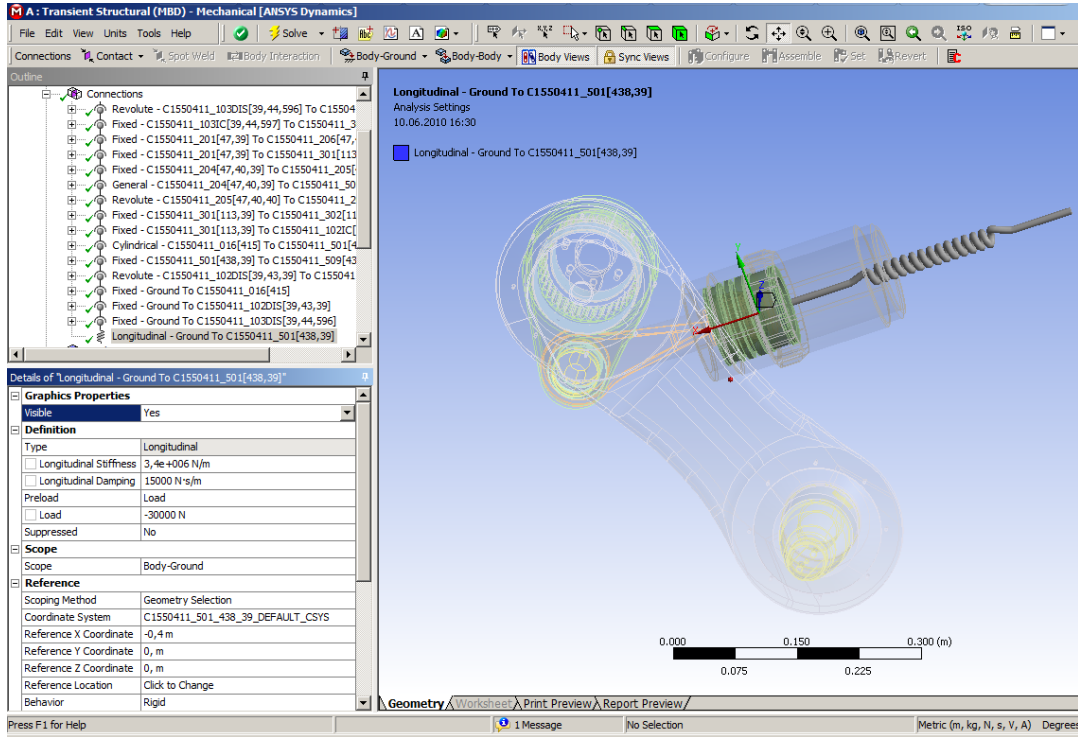
Şekil 5.19. Zemin ile C1550411_102DIS arasındaki sabit eklem



Şekil 5.20. Zemin ile C1550411_103DIS arasındaki sabit eklem

5.2. Yay Tanımlanması

Şekil 5.21.'de lineer olarak tanımlanan yay gösterilmiştir. Yayın bir ucu zemine, diğer ucu ise piston gövdesine bağlanmıştır. ANSYS MBD (Multi Body Dynamics) ile tanımlanan bu yay, azot gazının ve damperin yapmış olduğu fonksiyonu modellemek için kullanılmıştır. MBD'de yay sabiti ve sönümlenme (damping) sabiti kullanılarak yay modellenmiştir.



Şekil 5.21. Lineer yay tanımlanması

5.2.1. Yay sabitinin bulunması

Süspansiyon kolunda yay görevini azot gazı oluşturmaktadır. Azot gazı doğrusal olmayan bir yay karakteristiğine mevcuttur.

Buradaki yay kuvveti:

$$F=P.A$$

P = azot gazı basıncını,

A= piston alanını oluşturmaktadır.

Statik çökme anındaki basınç: $P_{st}= 155 \text{ bar}=155 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ dir.

Piston çapı= $r_p=0,05 \text{ m}$

$$\text{Piston alanı}= A=\pi * \frac{r_p^2}{4}=0,001963 \text{ m}^2$$

$$P = P_{st} \left(\frac{V_{st}}{V} \right)^{1.4} \quad (5.1)$$

$x_{st}=41,7 \text{ mm}$.dir. (Katı modelde oluşturulan değerdir.)

(5.1.) nolu denklemde değerler yerine yazılırsa basıncın piston hareketine göre fonksiyonu elde edilir.

$$P(x_p) = 155 * 10^5 * \frac{N}{m^2} * \left(\frac{\pi * \frac{r_p^2}{4}}{\pi * \frac{r_p^2}{4}} * \frac{41.7 \text{ mm}}{x_p} \right)^{1.4} \quad (5.2.)$$

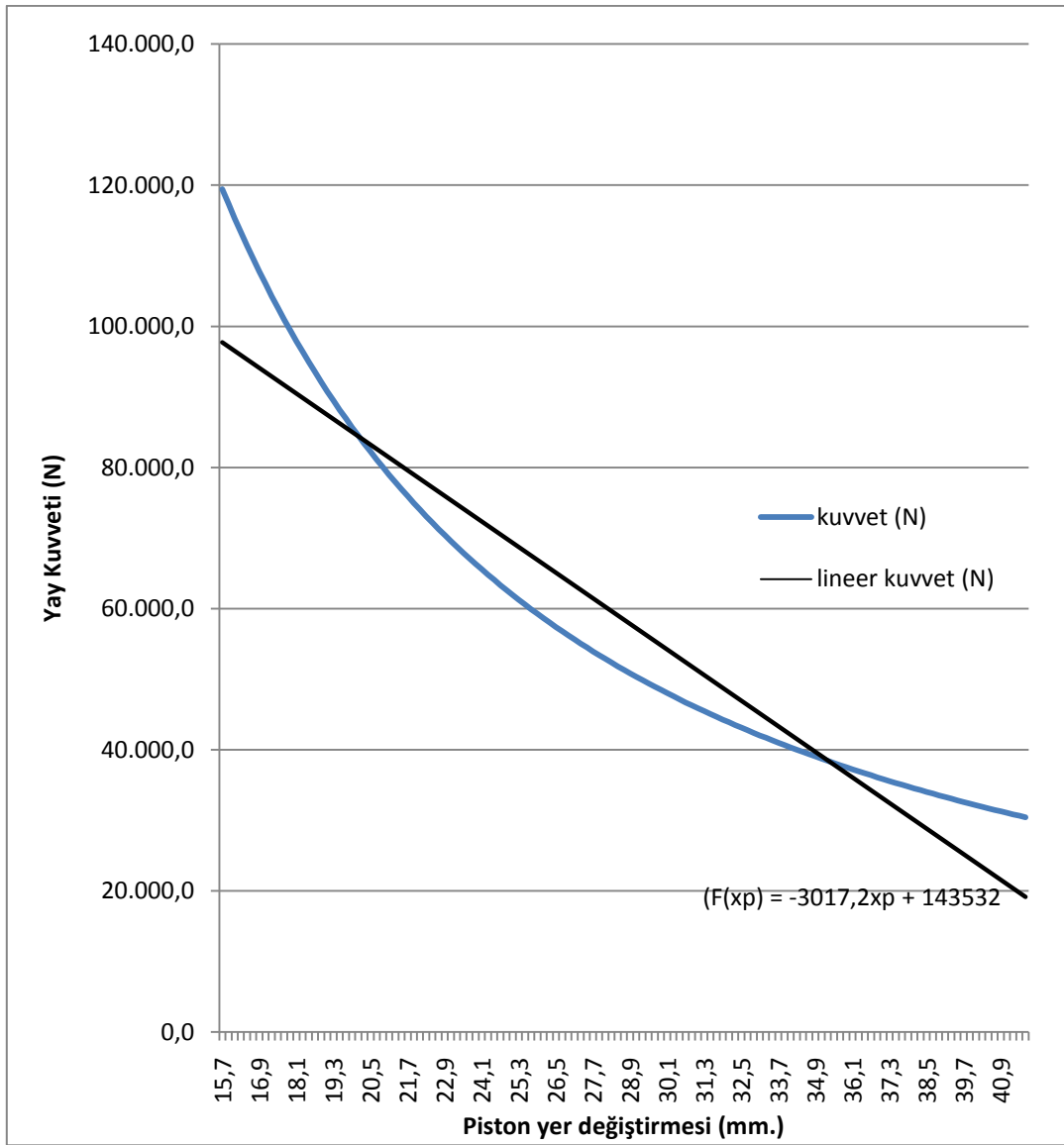
$$P(x_p) = 28742.34 * 10^5 * \frac{N}{m^2} * \left(\frac{1}{x_p} \right)^{1.4} \quad (5.3)$$

$$F(x_p) = P(x_p) * A_p \quad (5.4)$$

$$F(x_p) = 28742.34 * 10^5 * \frac{N}{m^2} * \left(\frac{1}{x_p} \right)^{1.4} * 0.001963 \text{ m}^2 \quad (5.5)$$

$$F(x_p) = 56.42 * 10^5 * \left(\frac{1}{x_p} \right)^{1.4} \text{ N}. \quad (5.6)$$

Bu denklem x_p 'nin fonksiyonu olarak çizildiğinde, Şekil 5.22.'deki piston yay kuvvetinin piston hareketine bağlı fonksiyonu elde edilmiş olur.



Şekil 5.22. Piston yay kuvvetinin piston yer değiştirmesine göre değişimi

Basınç ve Kuvvet değerleri Şekil 5.22'de gösterilen grafikten elde edildiğinde basınç ve Kuvvet değerleri Tablo 5.3.'de verilmiştir.

Tablo 5.3. Kuvvet ve Basınç Değişimi

(mm)	Kuvvet(N)	Basınç(bar)	(mm)	Kuvvet(N)	Basınç(bar)
xp	F(xp)	P(xp)	xp	F(xp)	P(xp)
41,7	30.425,8	155,0	28,7	51.333,2	261,5
41,2	30.944,0	157,6	28,2	52.611,9	268,0
40,7	31.477,5	160,4	27,7	53.946,3	274,8
40,2	32.027,0	163,2	27,2	55.339,7	281,9
39,7	32.593,2	166,0	26,7	56.795,9	289,3
39,2	33.176,7	169,0	26,2	58.319,2	297,1
38,7	33.778,3	172,1	25,7	59.913,8	305,2
38,2	34.398,9	175,2	25,2	61.584,6	313,7
37,7	35.039,3	178,5	24,7	63.337,0	322,7
37,2	35.700,4	181,9	24,2	65.176,6	332,0
36,7	36.383,2	185,3	23,7	67.109,7	341,9
36,2	37.088,7	188,9	23,2	69.143,3	352,2
35,7	37.817,9	192,7	22,7	71.284,8	363,1
35,2	38.572,1	196,5	22,2	73.542,6	374,6
34,7	39.352,5	200,5	21,7	75.925,8	386,8
34,2	40.160,3	204,6	21,2	78.444,6	399,6
33,7	40.996,9	208,8	20,7	81.110,0	413,2
33,2	41.863,9	213,3	20,2	83.934,6	427,6
32,7	42.762,8	217,8	19,7	86.932,1	442,9
32,2	43.695,3	222,6	19,2	90.118,0	459,1
31,7	44.663,2	227,5	18,7	93.509,3	476,4
31,2	45.668,5	232,6	18,2	97.125,5	494,8
30,7	46.713,2	238,0	17,7	100.988,2	514,5
30,2	47.799,5	243,5	17,2	105.121,9	535,5
29,7	48.929,9	249,3	16,7	109.554,4	558,1
29,2	50.106,8	255,3	16,2	114.317,3	582,4
			15,7	119.446,5	608,5

ANSYS programında gazın davranışını yay olarak modellenmesi için yay katsayısı değerinin girilmesi gerekmektedir. Bu da lineer bir yay davranışının modellenmesi ile sağlanmaktadır. Şekil 5.22.'deki grafiğe en uygun lineer karakteristik denklem (5.7) ile çıkartılmış ve Şekil 5.22'de siyah renkte doğru şeklinde gösterilmiştir.

$$k=\Delta F/\Delta X \quad (5.7)$$

Olarak lineer bir yay değeri alındığında;

$$F(x_p) = -3017,2 x_p + 143532 \quad (5.8)$$

Yay fonksiyonu, denklem (5.8) şeklinde ifade edilebilir ve buradaki yay katsayısı 3017,2 (N/mm)'dir.

5.2.2. Sönümlenme sabitinin bulunması

Sönümlenme sabitinin hesaplanması için test tezgâhından elde edilen değerler kullanılmıştır.

Piston önünde bulunan akışkan sönümlenme ünitesinden geçmesi sırasında basınç düşmesi oluşmakta ve böylece yüzer pistonu daha az basınç etki etmektedir. Başka bir deyişle, kolun yukarı hareketi sırasında piston önünde oluşan basınç değeri sönümlenme ünitesinden geçtikten sonra azalmakta ve yüzer pistonu etki etmektedir. Bu da sönümlenme ünitesinin kolun sarsıntı (yukarı) hareketi sırasında yoldan gelen kuvvetleri sönümlenmesi, kolun geri gelme (aşağı) hareketi sırasında ise sıkışan azot gazının basıncını düşürerek kolun hızla ve sert bir şekilde yerine gelmesini engellemektedir.

Sönümlenme kuvveti denklem (5.9)'da ifade edilmiştir.

$$F(\dot{x}_p) = C(\dot{x}_p) * \dot{x}_p \quad (5.9)$$

Burada;

\dot{x}_p piston hızını,

$C(\dot{x}_p)$ ise sönümlenme katsayısını göstermektedir.

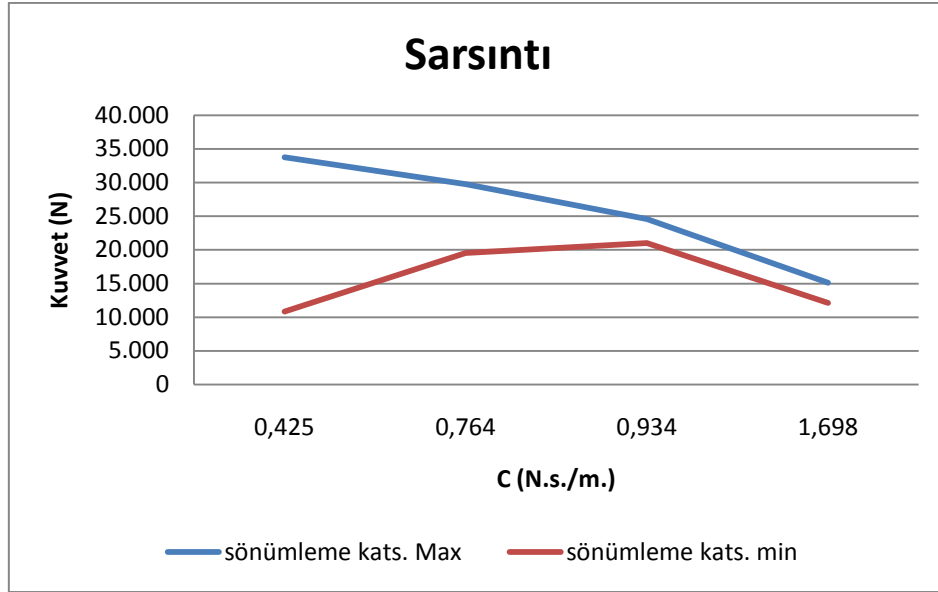
Buradaki sönümlenme işlemi sırasında sabit bir sönümlenme katsayısı bulunmamakta sönümlenme katsayısı pistonun hızına göre değişmektedir.

Yapılan testlerden alınan verilere göre sönümlenme ünitesindeki akış debisine göre basınç düşmesi tespit edilmiş ve Tablo.5.4.'de sunulmuştur.

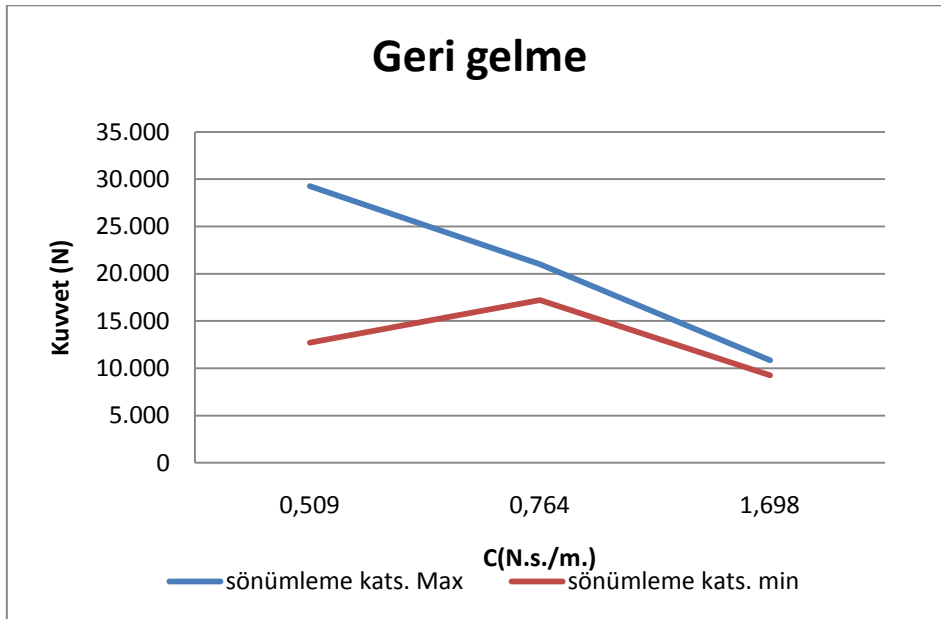
Tablo 5.4. Sarsıntı ve Geri Gelme Sırasındaki Basınç Düşümü

Q(debi)	bar	$V=Q/A_p$	V	Sarsıntı			
l/dk	ΔP	<i>hız(m/dak)</i>	<i>hız(m/s.)</i>	kuvvet(N)	c(N.s/m)	kuvvet(N)	c (N.s/m)
50	73	25,4	0,424	14.329,90	33.755,5	4.613,05	10.866,5
90	115,8	45,8	0,764	22.731,54	29.748,0	14.938,43	19.549,43
110	117	56,04	0,935	22.967,10	24.591,5	19.630	21.018,38
200	131	101,89	1,698	25.715,30	15.143,7	20.611,5	12.138,11
				$C_{min}=10.866,5$ N.s/m. $C_{max}=33.755,5$ N.s/m.			

Q(debi)	bar	$V=Q/A_p$	V	Geri Gelme			
l/dk.	ΔP	<i>hız(m/dak)</i>	<i>hız(m/s.)</i>	kuvvet(N)	c(N.s/m)	kuvvet(N)	c(N.s/m)
60	76	30,57	0,509	14.918,80	29.285,6	6.477,9	12.716,12
90	81,7	45,85	0,764	16.037,71	20.988,0	13.152,1	17.211,71
200	93,7	101,88	1,698	18.393,31	10.831,8	15.704	9248,086
				$C_{min}=9248$ N.s/m. $C_{max}=29.285,6$ N.s/m.			



Şekil 5.23. Sarsıntı sırasında sönümlenme katsayısının değışimi



Şekil 5.24. Geri gelme sırasında sönümlenme katsayısının değışimi

Şekil 5.23.'de belirtildiği gibi, sarsıntı (jounce) yani kolun yukarı hareketinde;

$C_{min}=10.866,5 \text{ N.s/m.}$

$C_{max}=33.755,5 \text{ N.s/m.}$

Şekil 5.24. incelendiğinde, geri gelme (rebound) yani kolun aşağı hareketinde;

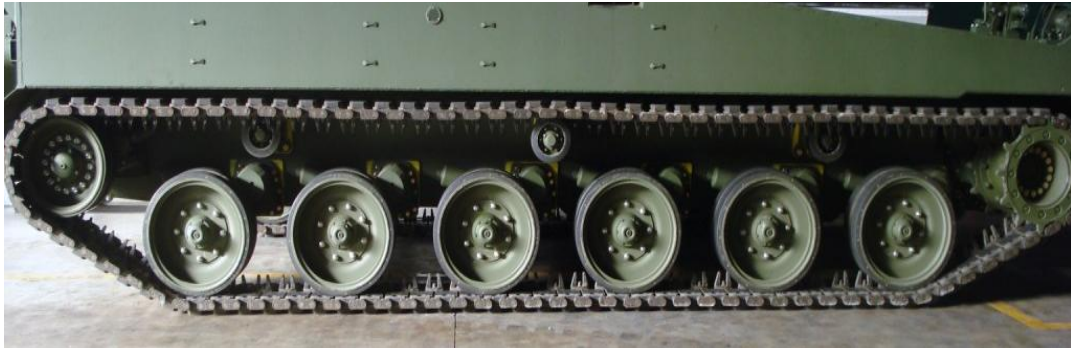
$C_{min}=9248 \text{ N.s/m.}$

$C_{max}=29.285,6$ N.s/m. arasında değişmektedir.

Yukarıdaki değerler incelendiğinde, HSÜ'deki en fazla zorlanmanın testlerde elde edilmiş olan sönümlenme sabitinin en yüksek değerine ulaştığında olduğu anlaşılmıştır. Bu nedenle dinamik analizlerde programda bu değer kullanılmıştır.

5.3. Statik Çökmenin Bulunması

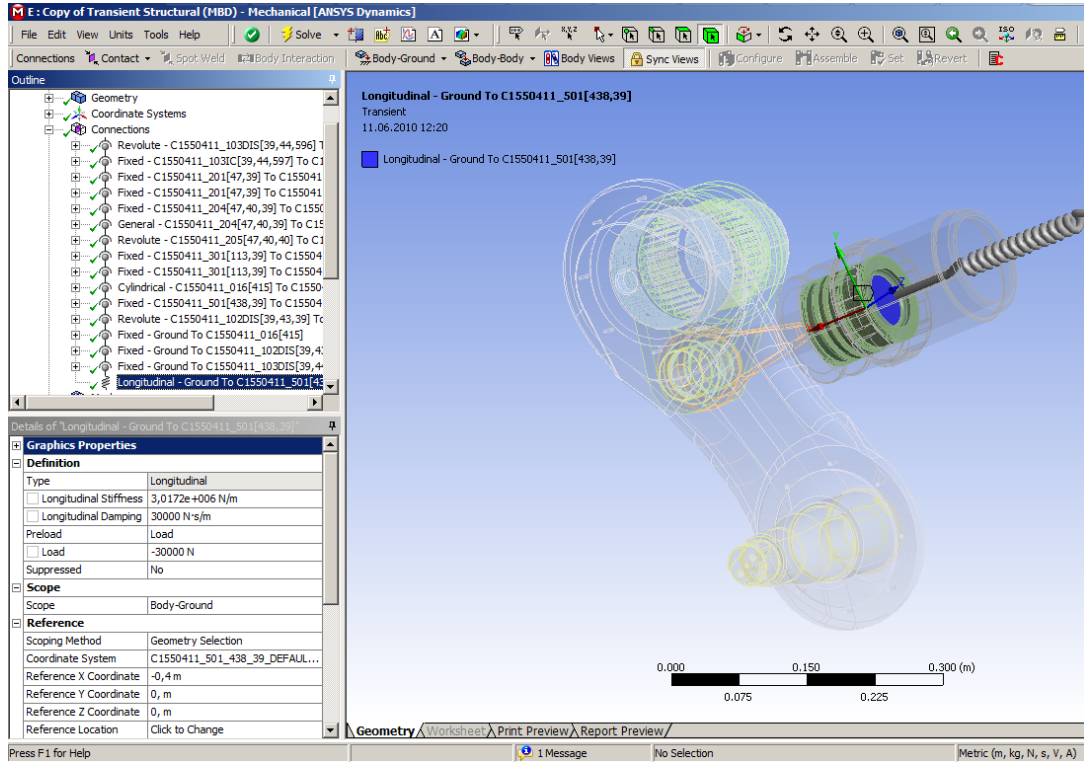
HSÜ'leri 6 adet sağda, 6 adet solda olmak üzere toplam 12 adet olarak kullanılmaktadır. Bazı tırtıllı araçlarda bu sayı 6 bazılarında ise 7 sıra olarak değişmektedir. Araca montajı yapıldıktan sonra araç ağırlığına göre bir miktar, azot gazını sıkıştırmaktadır. Şekil 5.25.'de araca montajı yapılmış olan HSÜ'leri gösterilmiştir.



Şekil 5.25. HSÜ'nin araca montaj edilmiş hali

Aracın çökme miktarında göre HSÜ'de oluşan azot gazının basınç değişim durumu azot gazı basma nozulundan ölçülmektedir. Yapılan ölçüm sonrasında 155 bar azot gazı basıncı olduğu ve bunun da Tablo 5.3.'den 30.000 Newton kuvvete eşdeğer olduğu anlaşılmaktadır. Böylece analizler için oluşturduğumuz yayda 30.000 Newton ön yükleme oluşturulması gerekmektedir.

Yay ve sönümlenme özellikleri ANSYS programında yay olarak modellenmiştir. ANSYS programında modellenmiş olan yay Şekil 5.26.'da gösterilmiştir.



Şekil 5.26. ANSYS programı ile yay modellenmesi

5.4. HSÜ'nin Yüklenmesi

HSÜ, +Z eksenini boyunca strok mesafesi 275 mm. dir. Bu da kolun 42° merkezi etrafında dönmesi ile sağlanmaktadır.

Ayrıca HSÜ'nün sönümleme (damping) özelliği de olması nedeni ile 42° dönme hareketinin gerçekleşme süresi de yani açısal hızı da önem kazanmaktadır. Saha testlerinde en yüksek hızın 10 rad/s. olduğu tespit edilmiştir. Burada;

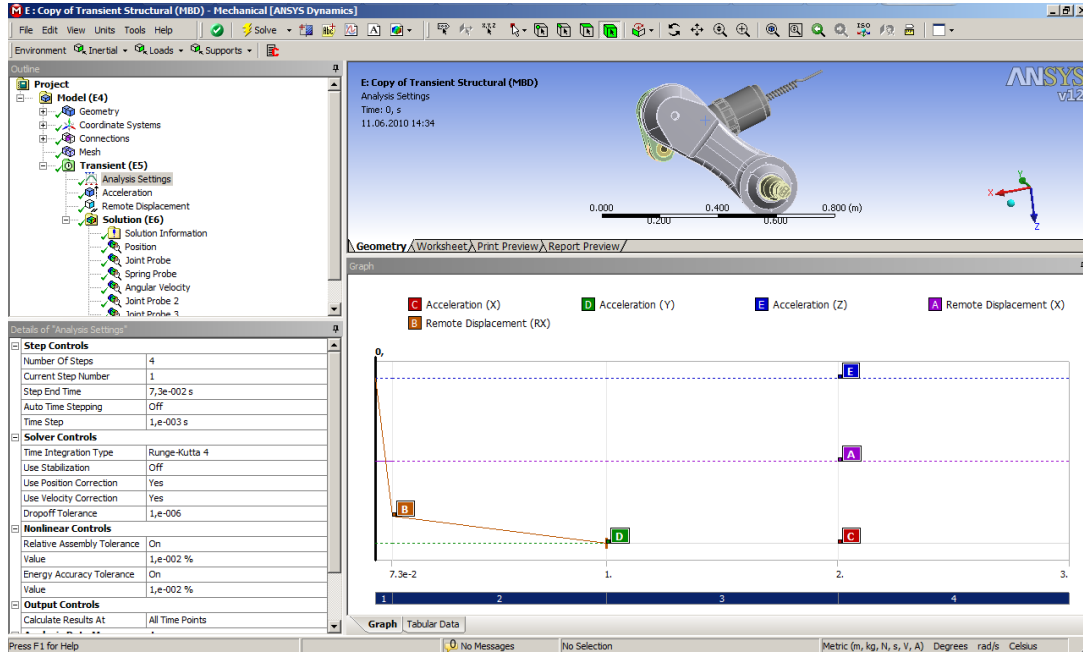
ω kolun açısal hızı, Θ_{\max} kolun açısıdır.

$$\omega_{\max} = 10 \frac{\text{rad}}{\text{sec}}$$

$$\Theta_{\max} = 42 \text{ deg} = 42 \times \frac{\pi}{180} \text{ rad.} = 0.733 \text{ rad.}$$

0.733 rad.'lık kol dönüşü için gerekli zaman ise;

$$t = \frac{\Theta_{\max}}{\omega_{\max}} = \frac{0.733 \text{ rad.}}{10 \text{ rad/sec}} = 0.0733 \text{ s.}$$



Şekil 5.27. ANSYS analiz ayarları

Analizler gerçekleştirilirken 4 adımda (steps) gerçekleştirilmiştir. Birinci adım 0.073 sn. olarak seçilmiştir ki bu maksimum açısal hıza sağlamak içindir. ANSYS programındaki analiz adım süreleri Tablo 5.5.'de sunulmuştur.

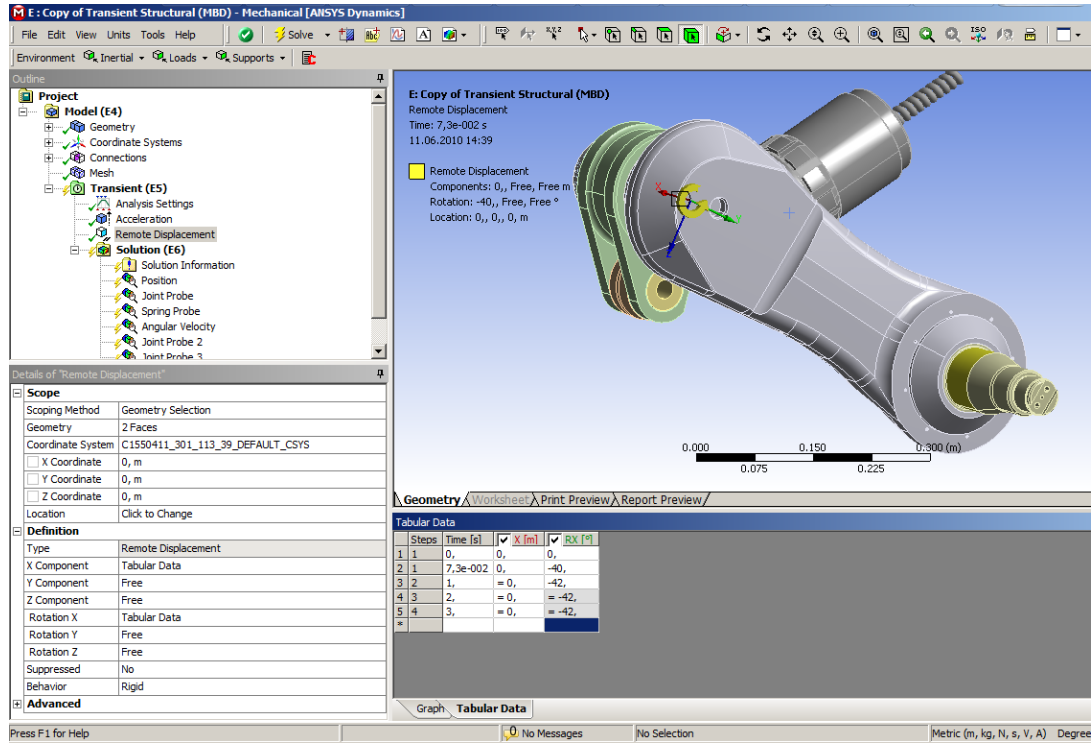
Tablo 5.5. ANSYS Dinamik Analiz Adım Süreleri

Adım1	0.073 sn
Adım2	1 sn
Adım 3	2 sn
Adım 4	3 sn

Burada kol 0.073 sn süresince 40°'ye ulaşmakta, 1 sn. sonunda ise 42°'ye ulaşmaktadır. Daha sonra kola herhangi bir tahrik uygulanmamaktadır. 2'nci sn. ve 3'üncü sn. süresince kol yayın sönümlenme ve yay katsayılarının etkisi altında hareketi sönümlenmektedir. Bu durumda 2'nci ve 3'üncü adımda tablo üzerinde ilgili adıma gelerek "Bu adımda çalıştır veya durdur" (Activate and Deactivate at This Step) işlemi gerçekleştirilmiştir ve Şekil 5.28'deki tabloda da bu adımlar gri renkte gözükmektedir. Sonuç olarak bu adımlarda kol X ekseninde serbest olarak hareket etmektedir.

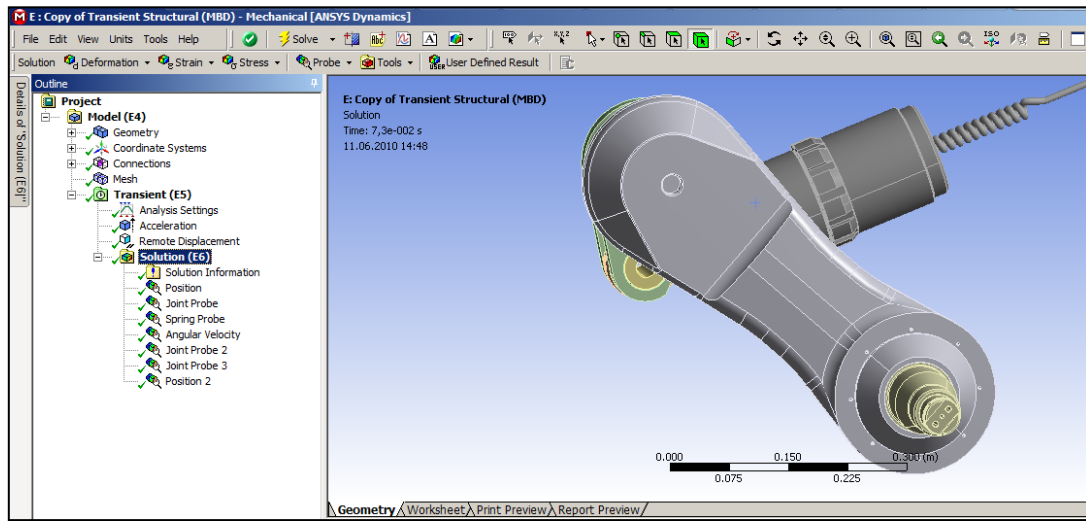
Tüm adımlar süresince yer çekimi ivmesi 9.81 m/sn^2 olarak alınmıştır.

Kolun 42°'lik hareketi ise Remote Displacement olarak tanımlanmıştır



Şekil 5.28. Analiz adımları ve analiz yükleri

5.5. Çözümlemeler



Şekil 5.29. Çözüm problemleri

Çözümlemeler için HSU'da birçok yere prob yerleştirilerek oluşan kuvvetler tespit edilebilmektedir. Yapılan analizlerde, daha sonra biyel koluna yorulma analizi gerçekleştirilecek olduğundan özellikle biyel kolunun her iki bağlantı mafsalına birer bağlantı probu (Joint probe) yerleştirilmiştir.

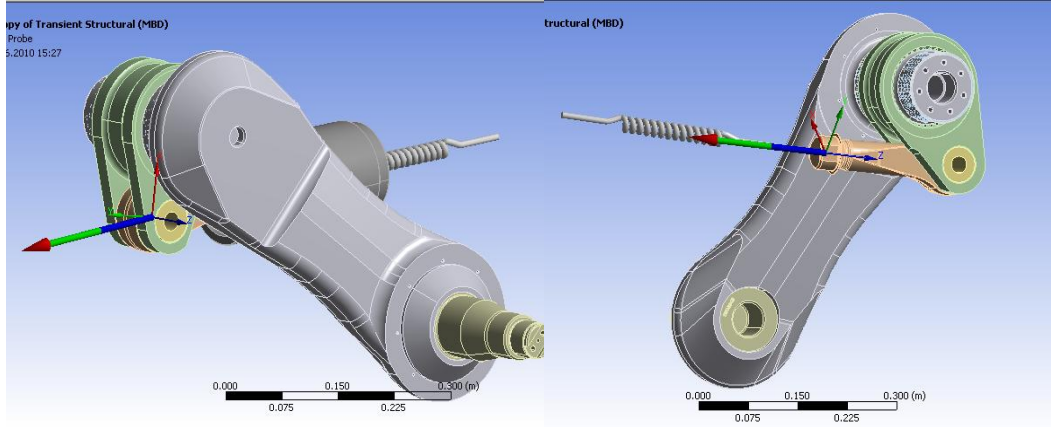
Bu problemler "Joint Probe" ve "Joint Probe1" olarak gösterilmektedir. Biyel kolunda oluşan kuvvetler bu problemler vasıtasıyla tespit edilmektedir.

Ayrıca pistonun hareket durumunu incelemek için konum probu (position probe),

Yayın hareketini incelemek için yay probu (spring probe);

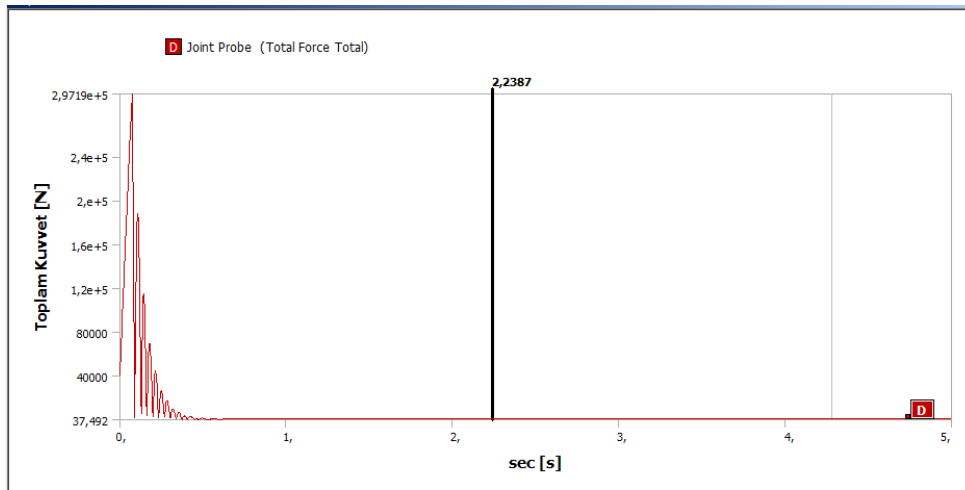
Kolun açısal hızını tespit etmek için açısal hız probu (angular velocity probe) yerleştirilmiştir.

Şekil 5.30.'da eklem problemleri olan Joint Probe ve Joint Probe_1 gösterilmiştir. Şekil 5.30.'da gösterildiği gibi bu problemler biyel kolunun krank ile ve biyel kolunun piston ile bağlantı yaptığı eklemlerde yerleştirilmiştir. Böylece hareket sırasında biyel kolunun iki ekleminde oluşan kuvvetler tespit edilebilmektedir.

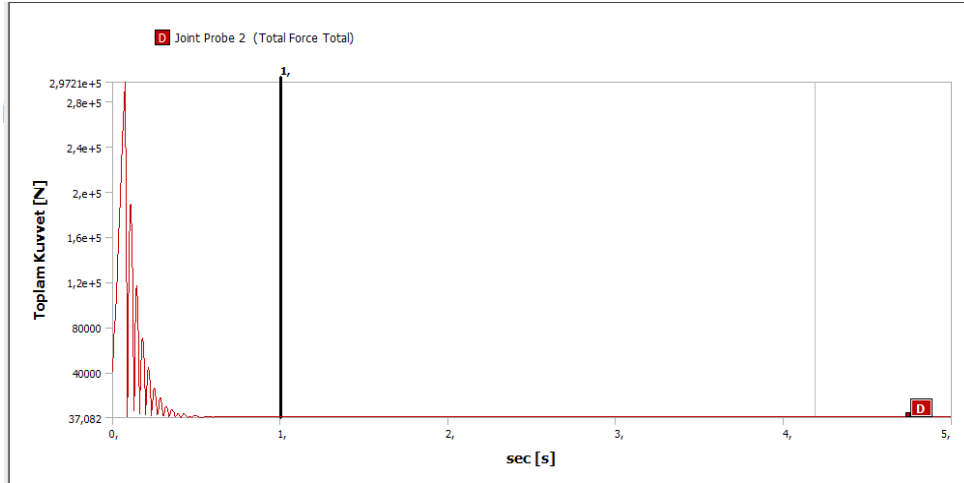


Şekil 5.30. Biyel kolunun eklem problemleri

Şekil 5.31. ve Şekil 5.32.'de biyel kolunun eklem probunda oluşan kuvvetin zamana bağlı olarak değişimi sunulmuştur. Her iki eklemde de kuvvet hızla artmakta ve daha sonra yay ve sönümleme damperi sayesinde kısa sürede azalmaktadır.



Şekil 5.31. Biyel kolunun eklemindeki kuvvet değişimi (joint probe)



Şekil 5.32. Biyel kolunun eklemindeki kuvvet değişimi (joint probe 2)

Her iki prob incelendiğinde biyel kolunun eklemlerinde oluşan maksimum kuvvetler Joint Probe için 2.9719×10^5 N. ve Joint Probe2 için ise 2.9721×10^5 N. olarak tespit edilmiştir.

BÖLÜM 6. YORULMA ANALİZİ

6.1. Yorulma Analizi Tarihçesi

Yorulma için tasarım faaliyetleri ondokuzuncu yüzyılın ortalarına, endüstri devriminin başlamasına ve böylece demiryollarının ilerlemesine dayanmaktadır. Yorulma, ilk olarak lokomotif ve vagon akslarının tasarımcısına dayanmaktadır. Wohler'in 1858 yılında akslar ile olan deneyleri yorulma limitini sayısal olarak tespit etmek amacı ile yapılan ilk laboratuvar deneysel çalışmaları olarak bilinmektedir.

Daha sonra bu çalışmalar, Gerber ve Goodman tarafından gerilmenin yorulma üzerindeki etkilerini araştırmak için detaylandırılmıştır. Araştırmacıların yirminci yüzyıldaki sürekli çalışmaları yeni teorilerin geliştirilmesine ivme kazandırmıştır şöyle ki; plastik deformasyonun yorulma üzerindeki etkileri üzerine yapılan detaylı çalışmalar ile Manson ve Coffin tarafından gerinim metodu bulunmuştur. Bu çalışmalara paralel olarak Grif, 1921 yılında çatlak yayılımına ait teori geliştirilmiş ve Paris tarafından da devam ettirilmiştir. Morrow, Socie ve diğer bir çok selef araştırmacı tarafından yapılan çalışmalar neticesinde yorulma analizi günümüzdeki halini almıştır [17].

6.2. ANSYS WORKBENCH İle Yorulma Analizi

Makine elemanları genel olarak değişken yüklerin ve gerilmelerin etkisi altındadır. Elemana etki eden yükler statik olsa bile kesitinde meydana gelen gerilmeler değişken olabilir. Örneğin dönen bir mile etki eden statik yükün oluşturduğu gerilmeler tam değişkendir. Değişken gerilmelerin etkisi altındaki elemanlarda bunların maksimum değerleri değil tekrar sayısı önemlidir. Çevrimsel olarak değişen gerilmeler malzemenin içyapısında bazı yıpranmalara sebep olur. Böylece kopma olayı statik sınırların çok altında meydana gelir. Değişken gerilmelerin etkisi altında

malzemenin içyapısındaki değişikliklere yorulma ve elemanın kopuncaya kadar dayandığı süreye de ömür adı verilir. Elemanın ömrü genellikle çevrim sayısı ile tarif edilir. Değişken zorlanmada kopma içyapıdaki veya dış yüzeydeki bir süreksizlik noktasından başlar. Bu nokta civarında malzeme yorulur ve bir çatlak meydana gelir. Zamanla bu çatlak derinleşir, sonunda çatlak dışındaki bölgedeki gerilme mukavemet sınırını aşarak elemanın birdenbire kırılmasına neden olur. Bu şekilde oluşan kırılma yüzeylerinde iki bölge görülür. Kırılma yüzeyinin bir kısmı mat ve düz, diğer kısmı ise parlak ve tanelidir. Birinci bölge önceden meydana gelen ve zamanla büyüyen çatlağı gösterir. İkinci bölge ise birden bire kopan bölgedir. Bir çok parça başlangıçta çok iyi çalışabilir yalnız belli bir süre sonra yüklemenin çevrim sayısına bağlı olarak yorulma hasarına uğrayarak işlevselliğini yitirir. Yorulma analizinin temel amacı malzemenin ömrü süresince ne kadarlık bir çevrime dayanabileceğini karakterize etmektir. Yorulma analizinde genel olarak 3 ana metot mevcuttur. Bunlar Strain Life, Stress Life ve Fracture Mechanics'dir.

ANSYS Workbench Fatigue Modülü bunların ilk ikisini kullanıcıya sunar. Strain Life yaklaşımı günümüzde oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır ve yorulmanın düşük çevrim sayılarını karakterize eden, tipik olarak çatlak başlangıcını kapsayan bir metottur. Diğer yandan Stress Life ise parçanın toplam ömrü ile ilgilenir bunun için çatlak başlangıcını ve çatlak ilerleyişini kapsamaz. Analizleri çevrim sayılarına göre sınıflandırırsak Strain Life düşük sayılı çevrimler için kullanılır ve bu yüzden Low Cycle Fatigue (LCF) olarak bilinir aynı zamanda yüksek sayıdaki çevrimler için de kullanılabilir. LCF genellikle 10^5 ve bundan daha düşük çevrimleri kapsar. Stress Life S-N (Stress-Cycle Curves) diyagramına dayanır ve genellikle yüksek çevrimleri kapsar bundan dolayı High Cycle Fatigue (HCF) diye bilinir. 10^5 ve üzeri çevrimleri kapsar. Fracture Mechanics (Kırılma Mekaniği) varsayılan bir kusur veya boyutu bilinen bir hasar ile başlar ve çatlağın ilerlemesini inceler bu yüzden bazen de "Crack Life" (Çatlak Ömrü) diye bilinir. Çatlağın büyüme hızı, çatlağın ömrü sürecindeki bölgeler ve kritik çatlak boyu hakkındaki bilgileri kapsar. Bu durumda Çatlak başlangıcı (Crack initiation) artı çatlak ömrü (Crack Life) parçanın toplam ömrüne eşittir.

6.3. Analiz Tipi Seçimi

Genel olarak yorulma sonuçlarının bağlı olduğu 5 adet girdi mevcuttur. Bunlar;

- Gerilim-gerinim Ömrü Seçimi
- Yükleme Durumu Seçimi
- Ortalama Gerilme Etkileri
- Çok Eksenli Gerilme Düzeltme Faktörü
- Yorulma Modifikasyon Faktörü

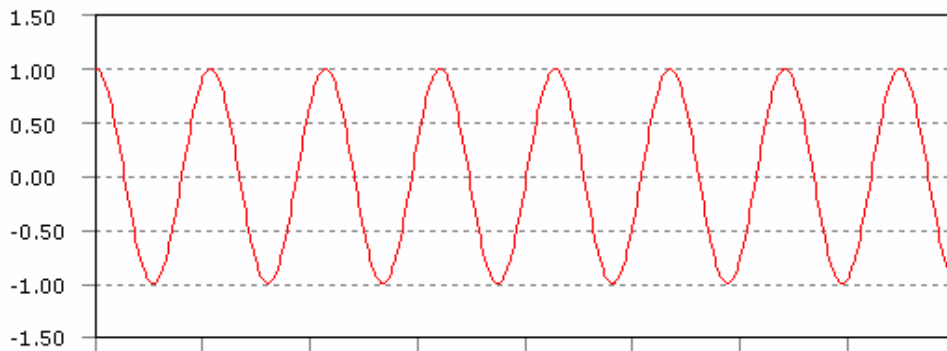
6.4. Yükleme Durumu Seçimi

ANSYS Workbench'in desteklediği 4 yükleme durumu mevcuttur. Bunlar:

- Sabit Genlikte ve Orantılı Yükleme
- Sabit Genlikte ve Orantısız Yükleme
- Değişken Genlikte Orantılı Yükleme
- Değişken Genlikte ve Orantısız Yükleme

6.4.1. Sabit genlikte yükleme

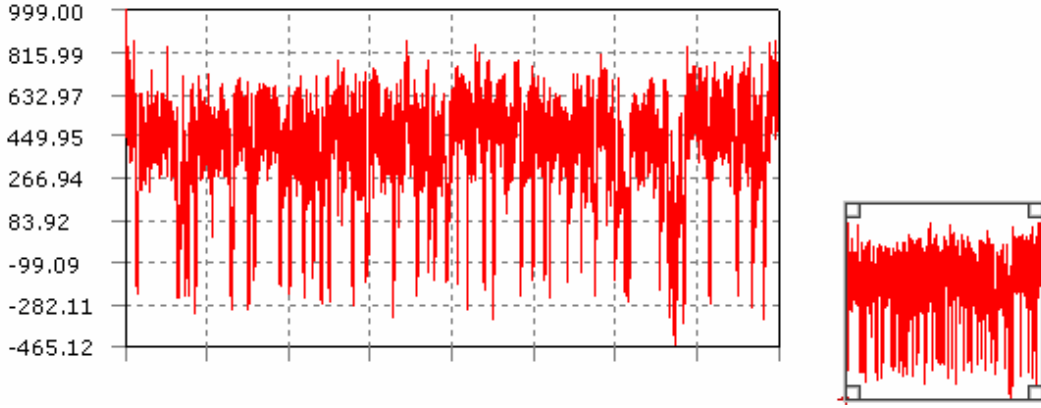
Yukarda belirtildiği gibi yorulma tekrarlanan yükler sonucu meydana gelir. Bu durumda parçaya uygulanan maksimum ve minimum gerilmelerin değişmediği yani sabit kaldığı uygulamalara Sabit Genlikli Yükleme adı verilir. En basit yükleme çeşididir.



Şekil 6.1. Sabit genlikte yükleme

6.4.2. Değişken genlikte yükleme

Burada yüklemenin orantılı olmasına rağmen gerilme genlikleri ve ortalama gerilme zamanla değişmektedir. Bu yükleme çeşidi için özel gereksinimlere ihtiyaç vardır.



Şekil 6.2. Değişken genlikte yükleme

6.4.3. Orantılı veya orantısız yükleme

Yükleme çeşitleri Orantılı veya Orantısız olabiliyor. Orantılı yüklemede, esas gerilmelerin oranı sabit olduğu ve zamanla değişmediği kabul edilir.

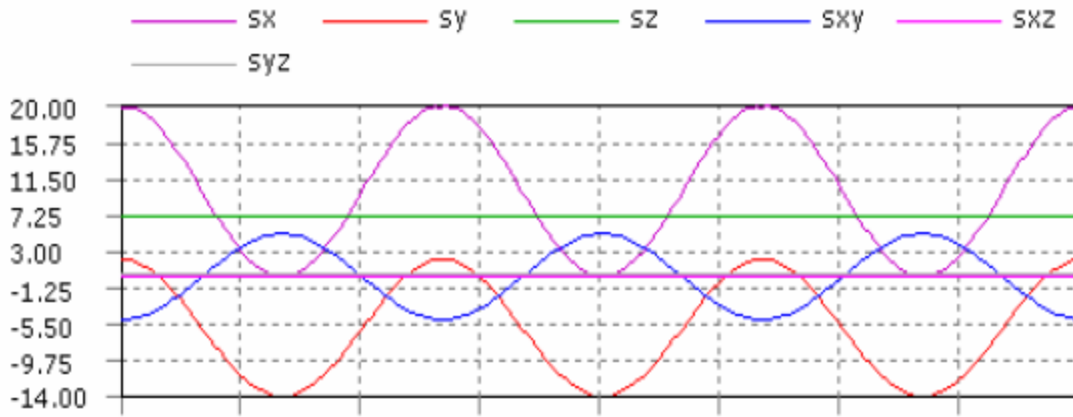
Orantısız yükleme durumu Şekil 6.3.'de gösterilmiştir.

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \text{sabit} \quad (6.1)$$

Orantısız yüklemede ise gerilme bileşenleri ile ilgili herhangi bir bağlantı yoktur.

Orantısız yükleme durumu aşağıda sıralanan durumlar için geçerlidir:

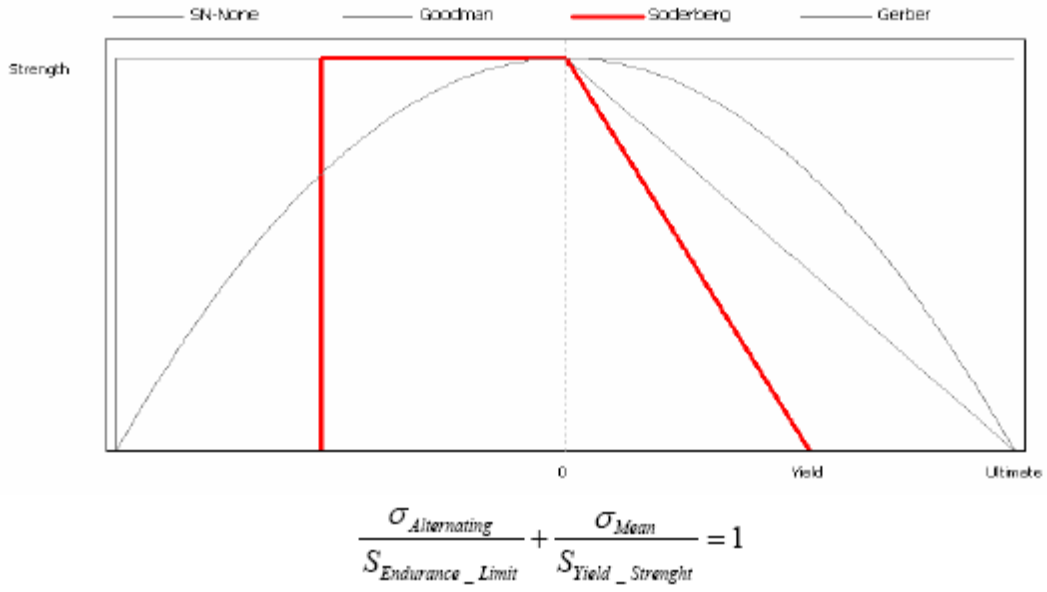
- Aynı noktaya iki farklı yükleme durumu söz konusu olduğunda,
- Statik bir yükleme üstüne değişken bir yükleme halinde,
- Nonlineer sınır şartlarında.



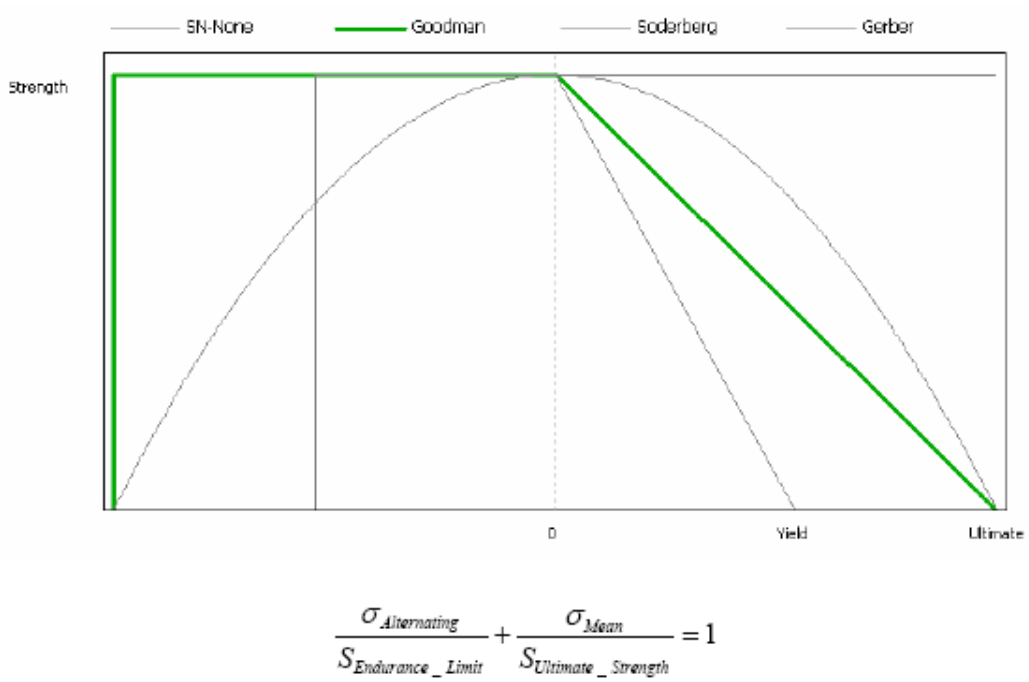
Şekil 6.3. Orantısız yükleme

6.5. Ortalama Gerilme Etkileri

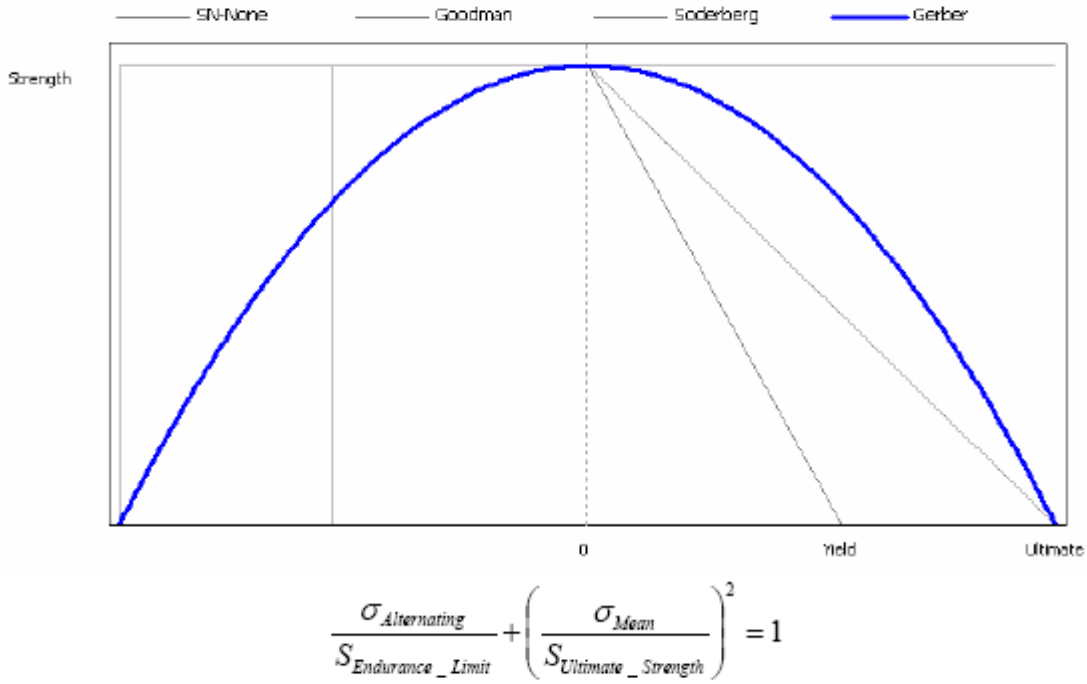
Analiz tipi seçimi ve yükleme şeklini tayin ettikten sonra bir sonraki adım ortalama gerilme etkilerinin kullanılıp kullanılmamasına karar vermektir. Malzemelerin yorulma ile ilgili özellikleri genellikle tam değişken, sabit genlikli testlerde elde edilir. Oysaki (bazı ortalama gerilmeler görülse de) pratikte bu tür yüklemelerin olması oldukça nadirdir. Yükleme tam değişkenden farklı ise o zaman ortalama gerilme mevcuttur ve hesaplanması gereklidir. Ortalama gerilmeleri hesaplamak için Soderberg, Goodman veya Gerber gibi teoriler kullanılır. Goodman bir yandan gevrek malzemeler için iyi bir tercih olurken diğer yandan Gerber de sünek malzemeler için seçilebilir. Soderberg ise düşük sünek malzemeler için kullanışlıdır. Şekil 6.4.'de Soderberg diyagramı ve formülü, Şekil 6.5.'de Goodman, Şekil 6.6.'da Gerber diyagramı ve formülü gösterilmiştir.



Şekil 6.4. Soderberg diyagramı ve formülü



Şekil 6.5. Goodman diyagramı ve formülü



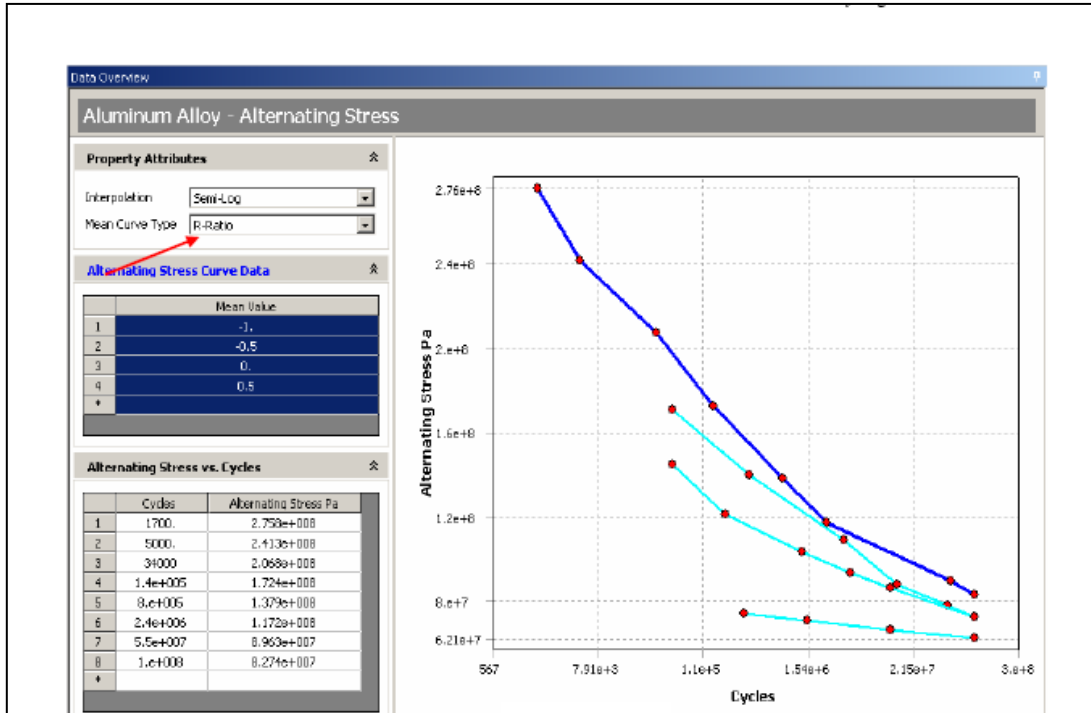
Şekil 6.6. Gerber diyagramı ve formülü

6.5.1. Ortalama gerilme eğrileri

Ortalama gerilme eğrileri, deneysel yorulma verilerini kullanarak ortalama gerilmelerin etkilerini hesaplamak için kullanılır. İki farklı eğri çeşidi mevcuttur:

-Ortalama Gerilme Değerleri Eğrileri: Burada deney parçasına değişken bir gerilme genliği uygulanırken sabit bir ortalama gerilmenin bindirilmesidir. Pratikte uygulanması oldukça zordur.

-R-oranı Gerilme Eğrileri: Ortalama gerilme değerleri eğrileri ile benzerdir yalnız tek fark deney parçasına belirli bir ortalama gerilmenin uygulanması yerine daha uygun ve tutarlı bir yükleme oranı uygulanmasıdır. Bunun pratikte uygulanması daha kolaydır.



Şekil 6.7. Ortalama gerilme eğrileri

6.6. Çok Eksenli Gerilme Düzeltme Faktörü

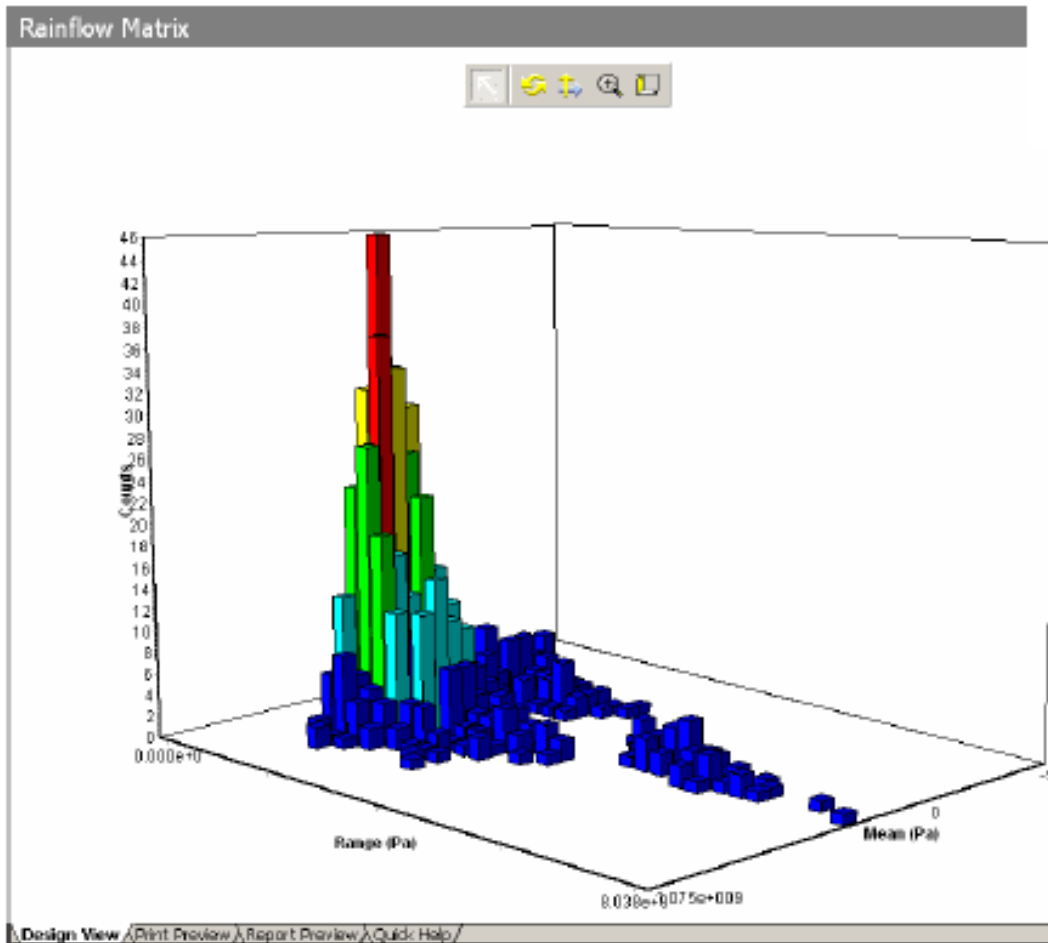
DeneySEL veriler genellikle tek eksenli gerilme sonuçlarından ibarettir. Oysa Yorulma analizi sonuçları genellikle çok eksenli gerilmelerden oluşmaktadır. Bazı noktalarda gerilmelerin çok eksenli durumdan tek eksenli duruma dönüştürülmesi gerekir. Von-Misses, Maximum kayma veya farklı gerilme bileşenleri tek eksenli deneysel verilerle karşılaştırılması için kullanılabilir.

6.7. Yorulma Modifikasyonları

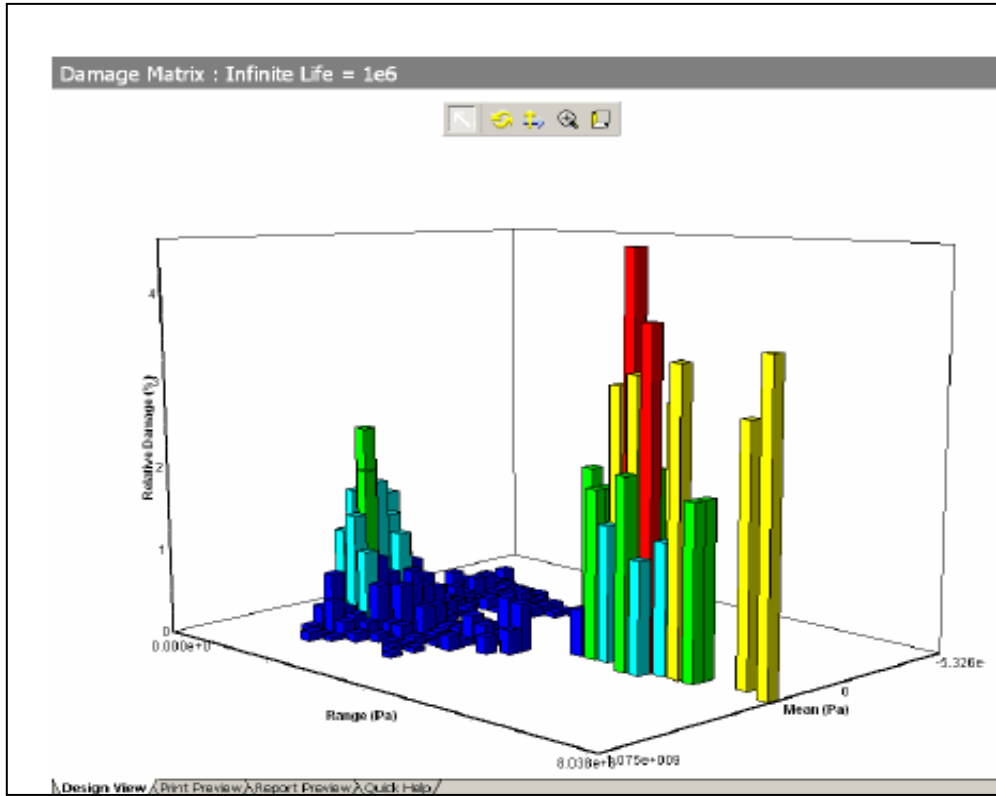
6.7.1. Sonsuz ömür değeri

Değişken genlikli yüklemelerde yorulma analizi yaparken kullanılacak diğer bir seçenek ise sonsuz ömür değeridir. Sabit genlikli yüklemelerde, meydana gelen gerilme genliği S-N diyagramına girilen en küçük gerilme genliğinden daha küçük ise parça ömrünü, S-N diyagramına girilen en küçük gerilme genliğine karşılık gelen çevrim sayısı olacaktır. (Birçok malzeme sınır limitinde bulunmadığı için bunu güvenlik

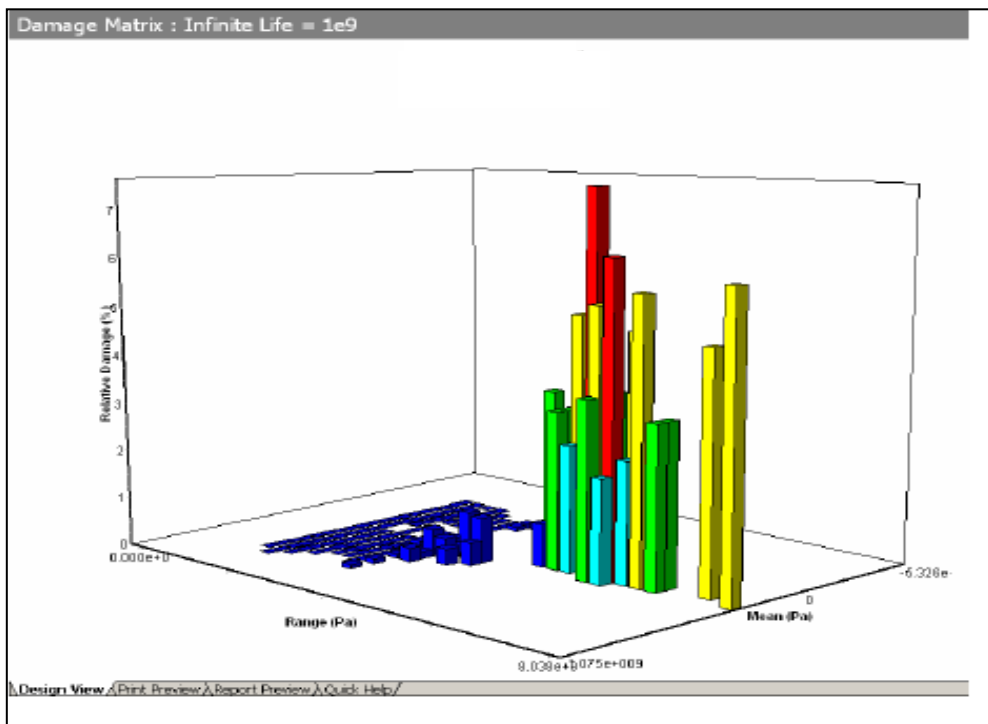
dolayısıyla yapar).Diğer yandan değişken genlikli yüklemelerde çok küçük gerilme genlikleri meydana gelse de eğer çevrim sayıları yeterince yüksek ise önceden tahmin edilemeyen deformasyonlara yol açabilir. Bunu kontrol etmek için bir sonsuz ömür değeri girilebilir. Bu değer analiz sırasında gerilme genliği S-N diyagramında belirtilen değerlerin dışında olursa kullanılır. Yüksek bir sonsuz ömür değerinin seçilmesi küçük gerilme çevrim sayılarının yüksek olması durumunda daha az deformasyon olmasına neden olur. Şekil 6.7.'de gösterilen rainflow ve damage matrixlerinde muhtemel sonsuz ömür etkileri gösterilmiştir. Her iki damage matrix de aynı yükleme historisinden oluşuyor yalnız birinin sonsuz ömür değeri 10^9 iken diğerinin 10^6 dır.



Şekil 6.8. Verilen yükleme durumu için Rainflow matrisi



Şekil 6.9. Hasar matris sonuçları (Toplam hasar 0.19, sonsuz ömür değeri 10^6)



Şekil 6.10. Hasar matris sonuçları (Toplam hasar 0.12, sonsuz ömür değeri 10^9)

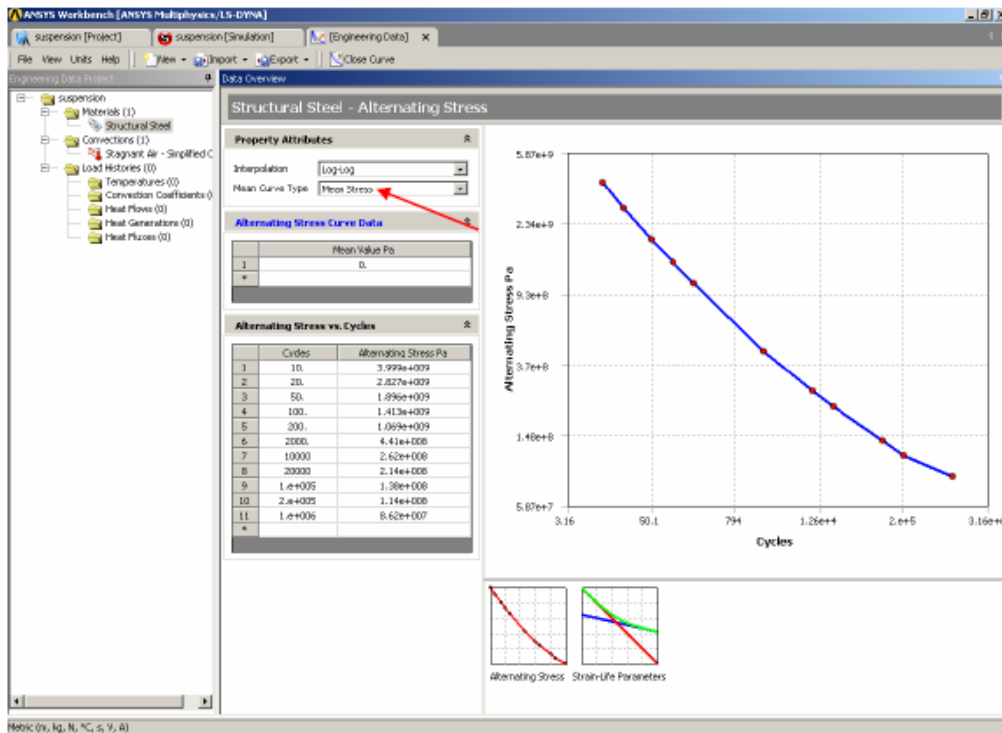
6.7.2. Yorulma mukavemet faktörü

Malzemenin yorulma özellikleri ile ilgili testler genellikle çok özel ve kontrollü koşullar altında gerçekleştirilir. Eğer analiz edilecek parça test koşullarından farklı ise bu modifikasyon faktörü aradaki farkları hesaplamak için kullanılabilir. Yorulma mukavemeti faktörü (K_f) yorulma mukavemetini düşürdüğü için birden küçük olmalıdır. Bu faktör sadece gerilme genlikleri için kullanılır ve ortalama gerilmeleri etkilemez.

6.7.3. Yük faktörü

Eğer istenirse girilen bir yük faktörü değeri için hem gerilme genlikleri hem de ortalama gerilmeleri ölçülüp bu değere göre dengelenebilir. Bu değer statik bir modelin üzerinde değişen ortalama ve gerilme genliklerin şiddetlerini görmek için her defasında çözüm bulmaktan kaçınmak için kullanışlıdır.

6.7.4. Gerilme ömrü interpolasyonu



Şekil 6.11. Gerilme Ömrü S-N ve Log-Log İnterposayon

Gerilme ömrü analizi S-N eğrisinde belli bir değeri bulmak istenirse her zaman mevcut olmayabilir. Bunun için gerilme ömrü interpolasyona gider. Gerilme ömrü analizinde bu işlemi gerçekleştiren 3 ayrı metot bulunur bunlar; log-log, Semi-log ve Lineer'dir. Sonuçlar seçilen metoda göre değişir. Ama genellikle S-N eğrisini ve karşılık gelen değerleri görmek açısından log-log metodunun kullanılması daha uygundur.

6.8. Sonuçların Değerlendirilmesi

6.8.1. Yorulma ömrü

Yorulma analizi yapılan parçanın muhtemel ömrünün tayini için kullanılır. Yorulmadan dolayı parçanın kopacağı ana kadarki çevrim sayılarını gösterir.

6.8.2. Yorulma hasarı

Verilen ömür için yorulma hasarını gösterir. Yorulma hasarı için birden büyük değerler ömür tamamlanmaya kadar olan hasarları gösterir.

6.8.3. Yorulma güvenlik faktörü

Verilen ömürde parçanın güvenilirliği hakkında bize bilgi verir. Maksimum güvenlik faktörü 15 değeridir ve 1'den küçük olan değerler ömür tamamlanmadan önceki güvensiz bölgeleri temsil eder.

6.8.4. Çift eksenli belirtim

Yorulma ile ilgili malzeme özellikleri tek eksenli gerilmeler altında belirlenir. Bu sonuç kullanıcıya bütün model üzerindeki gerilme durumları ve bunların yorumlanması hakkında bilgi verir. Tek eksenli gerilmeler 0, kayma gerilmeleri -1 ve çift eksenli gerilmeler 1 ile temsil edilir.

6.8.5. Yorulma hassasiyeti

Yorulma sonuçları kritik bölgelerdeki yüklemenin bir fonksiyonu olarak nasıl değiştiğini gösterir. Hassasiyet ömür, hasar veya güvenlik faktörü için bulunabilir.

6.8.6. Gerilme tanımları

Constant Amplitude, Proportional Loading durumunu ele alırsak maks. ve min. Gerilmeler σ_{maks} ve σ_{min} ise;

Eğer yükten dolayı malzemede oluşacak gerilme genliği S-N diyagramında belirttiğimiz gerilme genliklerinin en küçüğünden daha küçükçe, S-N diyagramında en küçük gerilme genliğine karşılık gelen çevrim sayısı bize parça ömrünü verir. Böylece yorulma sonuçlarında ‘‘Life’’ sonucunu görmek için tıkladığımızda parçamız tamamen kırmızı renkte gözükecektir ve minimum life, S-N diyagramında en küçük gerilme genliğine karşılık gelen çevrim sayısını gösterir. Çevrim sayısı arttıkça malzemenin taşıyacağı genlik azalacağından (çevrim sayısı arttıkça malzemede oluşan deformasyonda artacaktır dolayısıyla malzemenin taşıyacağı gerilmede azalacaktır) S-N diyagramındaki en küçük gerilme genliğinden daha küçük bir genlik elde edersek bu da daha fazla bir çevrim demektir. Diyagramda daha yüksek bir çevrim belirtilmediği için güvenlik açısından en küçük genliğe karşılık gelen çevrimi alması doğal olacaktır.

BÖLÜM 7. BİYEL KOLU ANALİZLERİ

7.1. Biyel Kolunun Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Biyel kolu özellikle otomotiv sektöründe birçok araştırmacının konusu olmuştur. Değişken yükler altında biyel kolunun ömür tayini üzerine bir çok araştırma yapılmıştır.

OMİD ve diğerleri (2008) U650 traktörlerinin biyel kolu üzerine sonlu elemanlar metodu ile analizlerde bulunmuştur. OMİD ve arkadaşları U650 biyel kolunun öncelikle basma ve çekme yüklemesi durumunda sonlu elemanlar metodu ile öncelikle statik yer değiştirmelerini tespit etmiş ve gerilmeleri hesaplamıştır. Daha sonra 1.000.000 çevirim yük altında yorulma analizini ANSYS yazılımı ile gerçekleştirmişlerdir. Hesaplamalar ile yorulma ömrünü optimize edilerek test ve prototip süresinin azaltılması amaçlanmıştır. Yaptıkları çalışmada kritik noktalar biyel kolunun ucu (shank) ve piston pernosunun olduğu tespit edilmiştir. Yapılan çalışmada 10^8 tam yükleme varsayımı yapılmış ve sonuçlar daha sonra biyel kolu üretimi için kullanılmıştır [18].

Önceki bölümlerde, HSÜ'nin biyel koluna gelen yükler ANSYS MBD modülü kullanılarak tespit edilmişti.

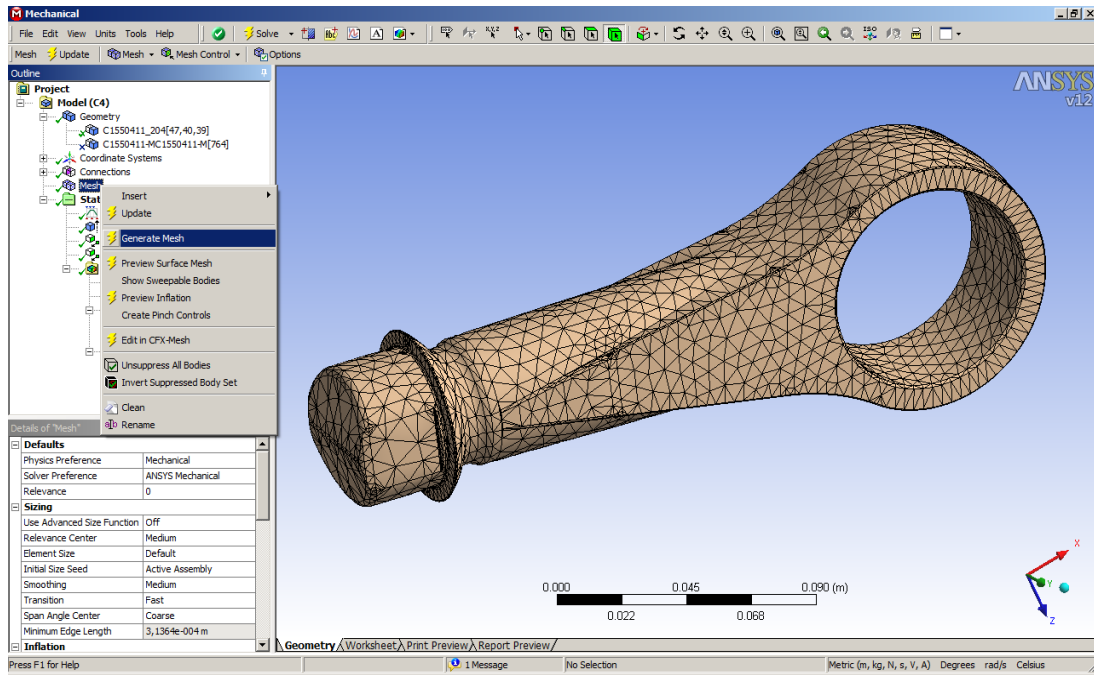
Şimdi ise biyel kolunun maruz kaldığı en yüksek kuvvet altındaki bir çevrimde ne kadar ömre sahip olduğu ve güvenlik katsayısının nasıl değiştiği araştırılmıştır.

Bunun için kullanılan malzemelerin özellikleri Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS)'den alınmıştır. Söz konusu kaynakta özellikle havacılık sektöründe kullanılan birçok malzeme için mekanik özellikler ile yorulma eğrileri mevcuttur [19].

Yapılan çalışmada biyel kolu için çeşitli malzemeler seçilmiş ve emniyet katsayısı, yorulma ömrü ve yorulma emniyet katsayısı incelenmiştir.

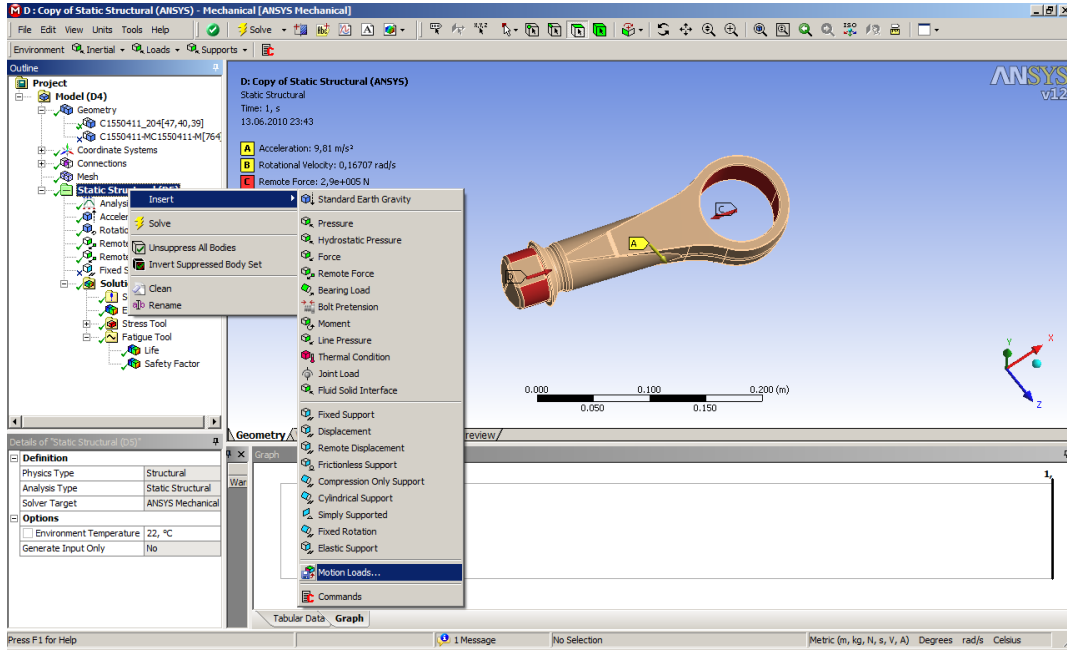
Bu amaçla biyel kolunun modeli (C1550411_204) ANSYS> Static Structural ortamına ithal edilmiştir.

Biyel kolunun diğer bütün bağlantıları suppress edilmiş ve Mesh komutu ile ağ yapısı oluşturmuştur. ANSYS Workbench V12'nin otomatik Mesh modülü kullanılmıştır. Şekil 7.1'de biyel kolunun ağ yapısı gösterilmiştir. Biyel kolunun ağ yapısı 22.059 adet düğüm noktasından ve 12.329 adet elamandan oluşmaktadır.



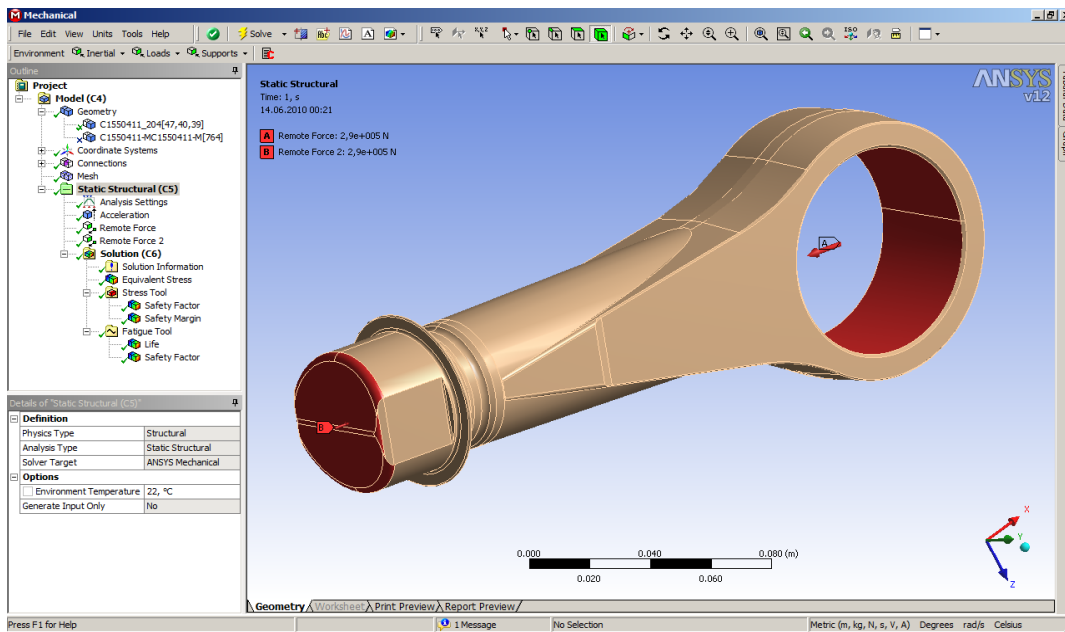
Şekil 7.1. Biyel kolunun ağ yapısı

Daha sonra ANSYS MBD modülünde elde edilmiş olan yükler Şekil 7.2.'de görüldüğü gibi insert motion loads komutu kullanılarak uygulanmıştır.



Şekil 7.2. Biyel Koluna Hareket Kuvvetlerinin Uygulanması

Şekil 7.3.'de biyel koluna uygulanmış olan yükleme durumu gösterilmiştir. Biyel kolunun piminin yüzeyine ve delik merkezi olan A noktasından ve Biyel kolunun piston ile temas halinde olduğu yüzeye B noktasından remote force olarak 290 kN. kuvvet uygulanmaktadır. Ayrıca biyel koluna etki eden yerçekimi ivmesi ve hareket nedeni ile oluşan ivmeler Acceleration altında girilmiştir.



Şekil 7.3. Biyel Koluna Etki Eden Yüklemler

7.2. Çözüm

Çözüm için ANSYS Equivalent Stress, Stress Tool ve Fatigue Tool kullanılmıştır. Şekil 7.4.'te biyel kolundaki Equivalent (von-Mises) gerilmeler gösterilmiştir. Maksimum gerilme biyel kolu ile biyel kolunun yatağının arasında oluşmakta ve Şekil 7.5.'de kırmızı renkte gösterilmiştir.

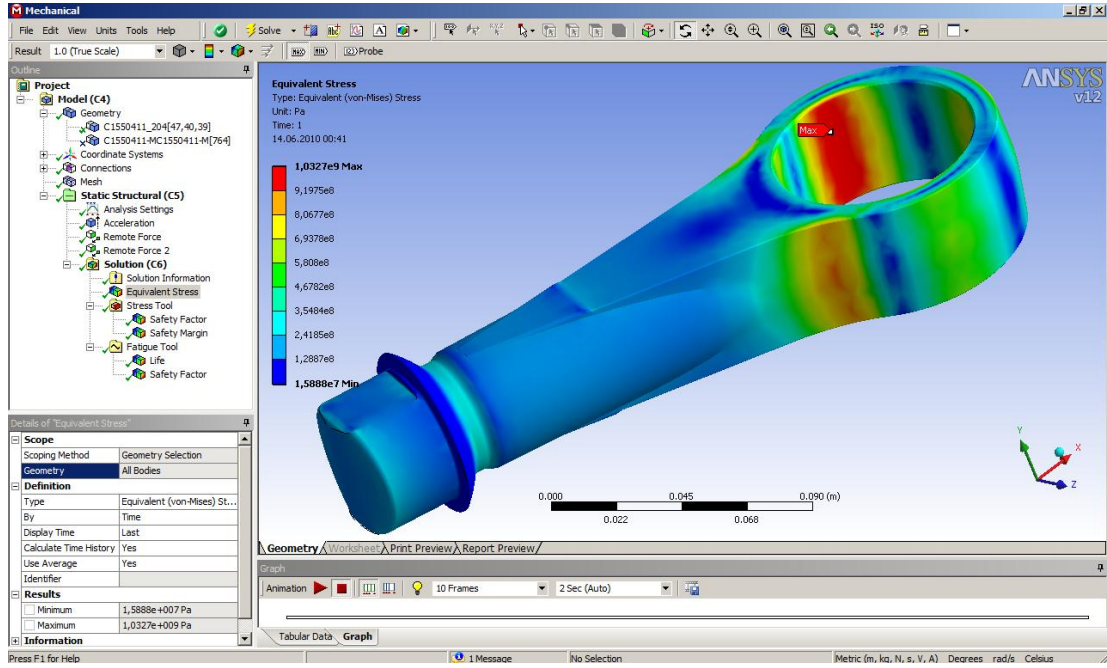
7.2.1. Gerilme aracı ile emniyet katsayısının tespiti

Gerilme aracı (Stress tool) ile statik yükleme altında biyel kolundaki emniyet katsayısı tespit edilmiş böylece uygulanan maksimum gerilme için biyel kolunun dayanabilme ihtimali tespit edilmiştir. ANSYS ile Stress tool'da 4 değişik teori kullanılabilir. Bu çalışmada Maximum Equivalent Stress Safety Tool Teorisi kullanılmıştır. Bu teori sünek malzemeler için özellikle alüminyum, pirinç ve çelik türü malzemeler için en uygun yöntemdir.

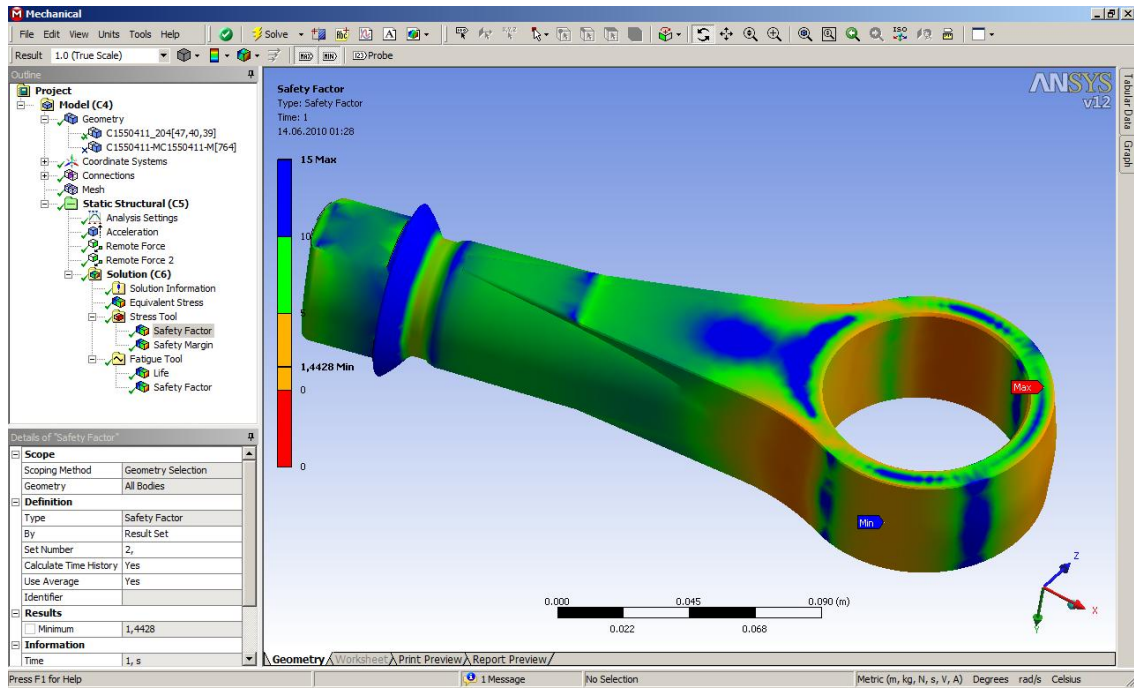
Bu teoriye göre parçada oluşan maksimum eşdeğer gerilme belirtilen limitleri aşması durumunda malzeme dayanmamaktadır. Bu limit akma gerilmesi, kopma gerilmesi seçilebilmekte veya herhangi bir limit değeri kullanıcı tarafından belirtilebilmektedir.

$$F_E = \frac{S_{limit}}{\sigma_e} \quad (7.1)$$

Emniyet Katsayısının değişimi Şekil 7.5.'de gösterilmiştir.



Şekil 7.4. Biyel Kolundaki Equivalent (von-Mises) Gerilmeleri

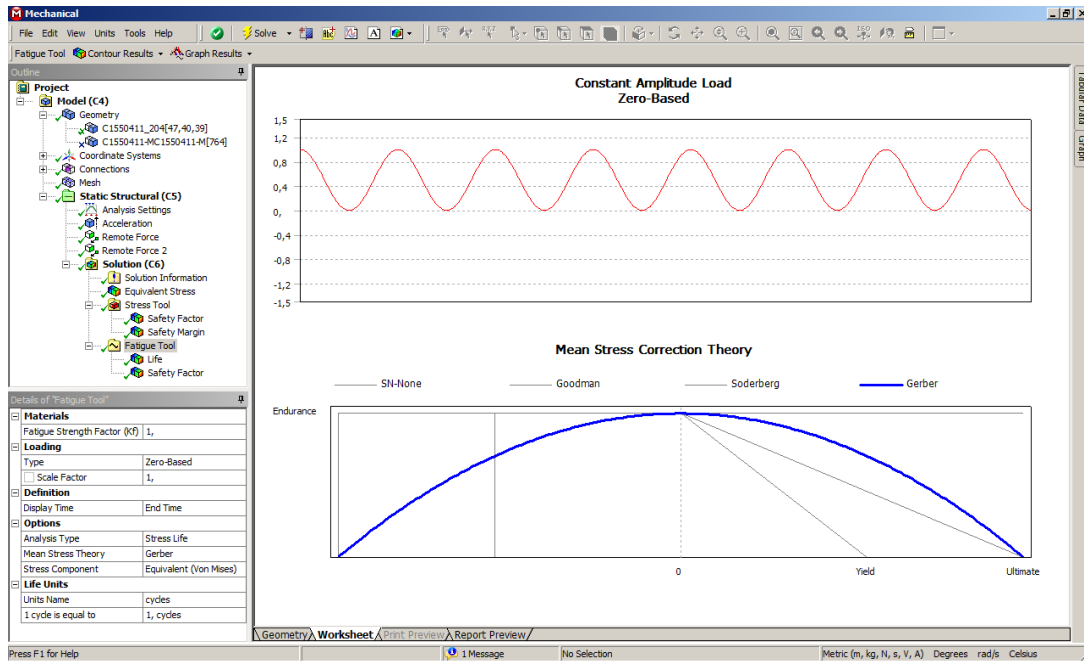


Şekil 7.5. Emniyet Katsayısının Değişimi

7.2.2. Yorulma ömrü tayini

Yorulma Ömrü tayini için ANSYS Fatigue Tool modülü kullanılmıştır. Yorulma ömrü tayininde bir çok model kullanılabilir. Bu çalışmada Gerber Teorisi kullanılmıştır. Gerber teorisi özellikle sünek malzemelerin ömür tayini için uygun bir metottur.

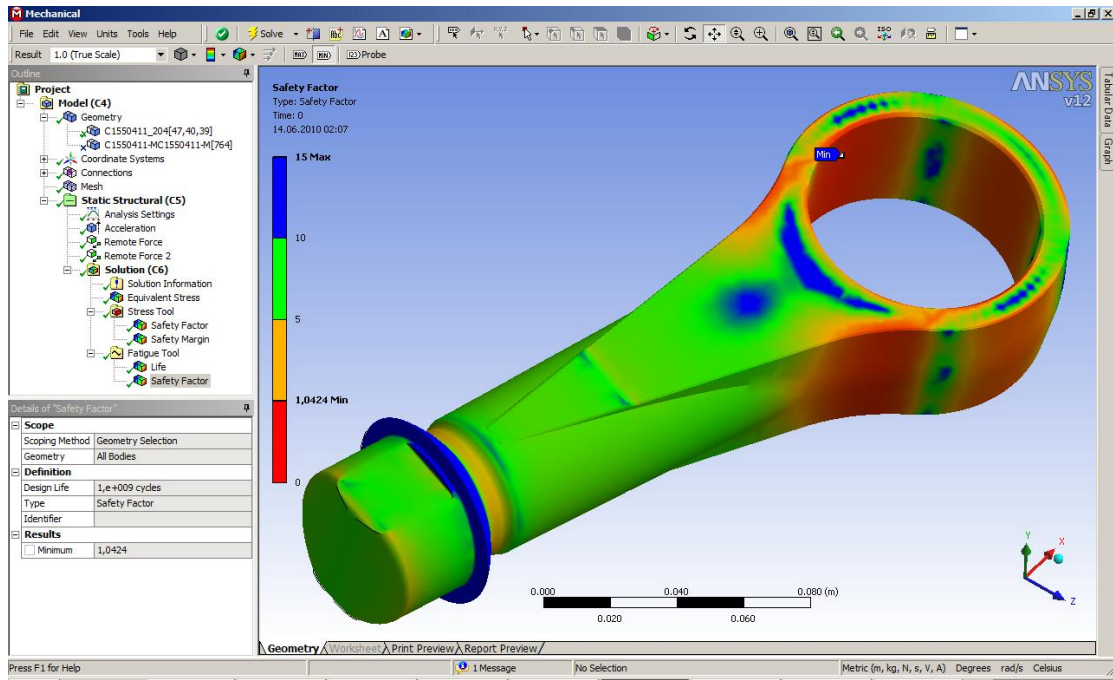
Şekil 7.6.'da biyel kolunun yükleme durumu ve kullanılan yorulma teorisi gösterilmiştir. Yükleme durumu sıfır tabanlı (zero based) seçilmiştir. Çünkü biyel kolu, HSÜ'nin hareketi sırasında sürekli basma yüküne maruz kalmaktadır. Bu nedenle biyel koluna 0 MPa. ile 290 MPa. değerindeki basma yük çevrimi uygulanmaktadır.



Şekil 7.6. Biyel Kolunun Yükleme Durumu ve Yorulma Teorisi

Yorulma mukavemet faktörü (Kf), 1 olarak alınmıştır. Zira sonlu eleman modeli birebir olarak gerçek biyel kolu ile aynıdır.

Yorulma aracı ile ömür ve emniyet katsayısı tespit edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda biyel kolu üzerinde yorulma ömrü dağılımı Şekil 7.7.'de gösterilmiştir.



Şekil 7.7. Biyel Kolu Yorulma Ömrü:

BÖLÜM 8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada dinamik analiz ve yorulma gibi iki önemli tasarım kriteri dikkate alınarak, bir paletli araçtaki süspansiyon sisteminin biyel kolu optimize edilmeye çalışılmıştır.

Öncelikle kinematik analiz ile biyel koluna etki eden kuvvetler tespit edilmiş ve bu kuvvetler ile ANSYS WORKBENCH ile yorulma analizi yapılmıştır.

Analizler değişik malzemeler için tekrarlanarak uygun malzeme seçimi sağlanmaya çalışılmıştır. Sonuçlar Tablo 8.1.'de sunulmuştur.

Piyasada kolaylıkla bulunan SAE 1020 çeliğinin akma ve çekme mukavemeti oldukça düşüktür. Dolayısıyla emniyet katsayısı ve yorulma emniyet katsayısı 0,68 ve 0,45 olarak tespit edilmiş ve 1(bir)'den küçüktür. Bu nedenle söz konusu malzemenin kullanılması durumunda biyel kolunun emniyetli bir şekilde çalışması mümkün değildir ve belirli bir çevrim sayısından sonra ömrünü tamamladığı da görülmektedir.

Benzer şekilde denenen diğer çelik alaşımı SAE 303 paslanmaz bir çeliktir. Ancak mevcut mekanik özellikleri ile sınırlı sayıda bir ömre sahiptir.Emniyet katsayısı da 1(bir)'den küçük olması nedeni ile kullanılması uygun olmayacaktır.

Çelik dışında magnezyum ve alüminyum alaşımlarının da davranışı incelenmiştir. Ancak sonuçlar incelendiğinde kullanım için uygun olmadığı görülmektedir.

Daha sonra ısıtılma işlemi ile sertleştirilerek akma ve çekme mukavemeti belirli bir seviyeye getirilmiş olan SAE 4340 çeliği ile analizler tekrarlanmıştır. SAE 4340 ile elde edilen analizlerin sonuçları güvenli bölgede gerçekleşmiş ve kullanım için

uygun olduğu tespit edilmiştir. Ancak SAE 4340 çeliğinin belirtilen mukavemet değerlerine ulaşması ile aynı zamanda kırılabilirliği de artmıştır. Bu durum da şok darbelerinde dayanımını azaltmıştır. Çarpma ve darbelerde kolaylıkla kırılmasına neden olacağından bu malzemenin kullanımından vazgeçilmiştir.

SAE 4130 çeliği ise SAE 4340 çeliği kadar yüksek mukavemet değerlerine sahip değildir. Ancak SAE 1020 çeliği kadar da düşük mukavemette değildir. Bu nedenle yapılan analizlerde güvenli çalışma için gerekli emniyet katsayısını sağlamıştır. Sertliğinin çok yüksek olmaması da kırılabilirliğin az olmasını sağlaması ve şok darbelerinde dayanım sağlayabilecektir.

Tablo 8.1. Analiz Edilen Malzemeler ve Sonuçları

Malzemeler	Akma Mukavemeti (MPa)	Kopma Mukavemeti (MPa)	Emniyet Katsayısı	Eş Değer Gerilme (MPa)	Yorulma Ömrü (çevrim)	Yorulma Emn. Kats.
SAE 1020	250	460	0,68	366	18.908	0,45
SAE 303	270	586	0,68	366	29.860	0,62
Magnezyum Alaşımı	193	255	0,48	400	0	0,2
Al 7000 serisi	280	310	0,64	407	0	0,381
SAE 4340	1.373	1.469	4,06	366	$1,3 \times 10^{12}$	2,94
SAE 4130	779	896	2,13	366	$1,2 \times 10^{12}$	1,56

Sonuç olarak elde edilen model ile hidropnömatik süspansiyon sisteminin en kritik parçalarından biri olan biyel kolunda SAE 4130 malzeme seçilmiştir.

Çalışmalar sırasında elde edilen ANSYS Workbench ortamındaki modelin daha sonra süspansiyon sisteminin diğer parçaları için seçilmiş olan malzemelerin analizlerini gerçekleştirmek amacıyla kullanılması hedeflenmiştir.

Ayrıca kinematik analizler sırasında oluşturulan kinematik modelin komple paletli aracın dinamik analizlerini gerçekleştirmek için oluşturulan ana modelde kullanılması hedeflenmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] CLEARE, G.V., "Some factors which influence the choice and design of high-speed track layers", *Journal of Terramechanics*, Vol:8,No:2 sf:11-27, Pergamon Press, İngiltere ,1971.
- [2] BODIN, A, "Development of a tracked vehicle to study the influence of vehicle parameters on tractive performance in soft terrain", *Journal of Terramechanics*, 36,sf:167-181,Pergamon, 1999 .
- [3] HUH, K., CHOI, J., YOO, H., "Development of a Multi-Body Simulation Tool for Tracked Vehicles" *JSME International Journal, Series C*, Vol.46, No.2, sf :550-556, 2003.
- [4] WONG, J.Y., "Theory of Ground Vehicles" 3.Baskı, New York, John Wiley & Sons, New York, ABD, 2001.
- [5] CHOI, S.B., SUH, M.S., PARK, D.W., SHIN, M.J., "Neuro-Fuzzy Control of a Tracked Vehicle Featuring Semi-Active Electro-Rheological Suspension Units ", *Vehicle System Dynamics*, Vol:35,No:3 sf: 141-162, 2001.
- [6] ZHENG-DONG, MA, PERKINS, N.C., "A track-wheel-terrain interaction model for dynamic simulation of tracked vehicles", *Vehicle System Dynamics*, Vol:37, No:6, sf:401-421, 2002.
- [7] RUBINSTEIN, D., HITRON, R., "A detailed multi-body model for dynamic simulation of off-road tracked vehicles", *Journal of Terramechanics*, Vol:41, sf: 163-173, 2004.
- [8] YAMAKAWA, J., WATANABE, K., "A spatial motion analysis model of tracked vehicles with torsion bar type suspension", *Journal of Terramechanics* Vol: 41, sf:113-126, 2004.
- [9] ZHU, Q., ISHITOBI, M., " Chaos and Bifurcations in a Nonlinear Vehicle Model", *Journal of Sound and Vibration*, 275, sf:1136-1146, 2004.
- [10] ZHU, C., "A disk-type magneto-rheological fluid damper for rotor system vibration control", *Journal of Sound and Vibration*, 283, sf:1051-1069, 2005.
- [11] CHOI, S.B., PARK, D.W., LEE, D.Y., "Optimal control of an electrorheological fluid suspension for tracked vehicle", *Journal of*

Automobile Engineering Vol:219, Part D sf:843-855, 2005.

- [12] Lİ,Q., AYERS, P.D., ANDERSON, A.B., "Modeling of terrain impact caused by tracked vehicles", Journal of Terramechanics, 44 ,sf:395-410, 2007.
- [13] WANG, H., RUI, Q., HE, X., "The prediction technology study of fatigue life for key parts of tracked vehicle systems", Journal of Academy of Armored Force Engineering, 20(1), sf: 44-47, 2006.
- [14] HARTKA, J.E., "Advanced Suspension System for Tracked Combat Vehicles", Institute For Defense Analysis, IDA Paper P-3448, Ağustos 1998, ABD.
- [15] YAZ, E., "Tam Araç Modeline Uygulanan Değişken Sönümlü Yarı-Aktif Askı Sisteminin Optimizasyonu", Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Haziran 2006.
- [16] HÜSEYİNİ, F., "Ağır Ticari Araç Arka Süspansiyon Braketi Dizaynı ve Analizi", Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, Mayıs 2006.
- [17] ZAHAVİ, E., TORBİLO, V., "Fatigue Design Life Expectancy of Machine Parts", Solomon Press, ABD, 1996.
- [18] OMİD, M., MOHTASEBİ, S.S., MİREEİ, S.A., MAHMOODİ, E., "Fatigue Analysis of Connecting Rod of U650 Tractor in the Finite Element Code", Journal of Applied Sciences, 8(23), sf: 4338-4345, 2008.
- [19] Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS) Scientific Report, U.S. Department of Transportation Federal Aviation Administration, ABD., Ocak 2003.

ÖZGEÇMİŞ

Alper Çoban, 05.03.1978'de İzmir'de doğdu. İlk orta ve lise eğitimini İzmir'de tamamladı. 2000 yılında Orta Doğu Teknik Üniversitesi (ODTÜ) Makina Bölümünden mezun oldu. 2007 yılında Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü yüksek lisans programına girdi ve 2010 yılında mezun oldu. 2000-2010 yılları arasında talaşlı imalat, imalat mühendisliği ve kalıp ve fikstür tasarımı, bilgisayar destekli tasarım ve imalat konularında çalışmalarda bulundu.