



**YOLCU KOLTUĞU AYAKLARINDA MALZEME  
DEĞİŞKENLİĞİNİN VE MALZEME KALINLIĞININ  
BİLGİSAYAR ORTAMINDA MEKANİK ANALİZİ,  
MALİYET ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

**Recai YÜKSEL**



T.C.  
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YOLCU KOLTUĞU AYAKLARINDA MALZEME DEĞİŞKENLİĞİNİN VE  
MALZEME KALINLIĞININ BİLGİSAYAR ORTAMINDA MEKANİK ANALİZİ,  
MALİYET ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

**RECAİ YÜKSEL**

Prof. Dr. Agah UĞUZ  
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020

## TEZ ONAYI

Recai YÜKSEL tarafından hazırlanan “YOLCU KOLTUĞU AYAKLARINDA MALZEME DEĞİŞKENLİĞİNİN VE MALZEME KALINLIĞININ BİLGİSAYAR ORTAMINDA MEKANİK ANALİZİ, MALİYET ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Konstrüksiyon İmalat Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman : (Prof. Dr. Agah UĞUZ)**

**Başkan :** Prof. Dr. Agah UĞUZ  
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Üye :** Prof. Dr. M. Cemal ÇAKIR  
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**U.Ü. Fen** **Üye :** Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ  
Bursa Teknik Üniversitesi, Doğa  
Bilimleri, Mühendislik, Mimarlık Fakültesi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

İmza

**Yukarıdaki sonucu onaylıyorum.**

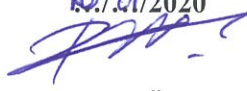
**Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN**  
Enstitü Müdürü

..!..!....

**Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

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

**beyan ederim.**

10.01/2020  
  
**Recai YÜKSEL**

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### YOLCU KOLTUĞU AYAKLARINDA MALZEME DEĞİŞKENLİĞİNİN VE MALZEME KALINLIĞININ BİLGİSAYAR ORTAMINDA MEKANİK ANALİZİ, MALİYET ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

**Recai YÜKSEL**

Bursa Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Prof. Dr. Agah UĞUZ

Bu tez çalışmasında Isringhausen firmasında üretilen yolcu koltuğu ayağında malzeme değişkenliği ile bu malzemelerin farklı kalınlıklardaki mekanik analizleri bilgisayar ortamında karşılaştırılmıştır. Ayrıca ayaklar arasında kalınlıklara göre ve ayakların birbirlerine göre maliyet, ağırlık karşılaştırması yapılarak, çalışmada hangi ayağın hangi kalınlıkta daha uygun olduğunu bilgisayar ortamında tespit edilmesi ve ticari araç koltuk ayağı üreticileri için optimum seviyede ayağın seçiminde kolaylık sağlanması amaçlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Von-mises gerilimi, akma dayanımı, çekme dayanımı, sonlu elemanlar analizi, yolcu koltuğu.

**2020, ix + 57 sayfa.**

## **ABSTRACT**

MSc Thesis

### **MECHANICAL ANALYSIS, COST ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF MATERIAL VARIABILITY AND MATERIAL THICKNESS IN PASSENGER SEAT LEG IN COMPUTER ENVIRONMENT**

**Recai YÜKSEL**

Bursa Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Prof. Dr. Agah UGUZ

In this thesis, the material variability of the passenger seat legs produced in Isringhausen and the mechanical analyzes of these materials with different thicknesses were compared in computer environment. In addition, by comparing the cost and weight between the legs according to the thicknesses and the legs, it is aimed to determine which foot is more suitable in computer environment and to facilitate the selection of the optimum foot for commercial vehicle seat leg manufacturers.

**Key words:** Von-Mises stress, yield strength, tensile strength, finite element analysis, passenger seat.

**2020, ix +57 pages.**

## TEŐEKKÖR

Bu çalışmanın gerçekleőtirilmesinde, değerli bilgilerini benimle paylaőan, çalışmanın her aőamasında bana yardım eden danışman hocam Sayın Prof. Dr. Agah UğUZ'a teőekkÖrlerimi sunarım.

Çalışma sÖresince tÖm zorlukları benimle gÖğÖsleyen değerli eőim Kevser YÖKSEL'e teőekkÖrlerimi sunarım.

Çalıőmam boyunca özellikle analiz kısmında yardımlarını esirgemeyen değerli arkadaőım HÖseyin Sertan BOLU'ya teőekkÖrlerimi sunarım.

Recai YÖKSEL



## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER .....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ .....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	ix
1.GİRİŞ .....	1
1.1.Yapı çelikleri(Çekme dayanımına göre) .....	1
1.2.Çift fazlı (DP) çelik yapıları ve mekanik özellikleri (DP800,DP600,DP1000).....	2
2.KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	5
2.1. Gerilim-gerinim, Von-mises .....	5
2.1.1. Mühendislik gerilme – gerinim eğrisi.....	5
2.1.2. Gerçek gerilme – gerinim eğrisi.....	5
2.1.3 Von-mises gerilmesi .....	6
2.1.4. Von mises akma kriteri .....	8
2.2.Yolcu koltuğu ECE-R14 regülasyonu ve şartnamesi.....	9
2.2.1.Yolcu koltuğu ECE-R14 regülasyonu.....	9
2.2.2. ECE R14 Emniyet kemeri çekme testi şartnamesi.....	10
2.3.1.Yolcu koltuğu literatür çalışmaları.....	11
3.MATERYAL VE YÖNTEM .....	19
3.1.Yolcu koltuğu ayağının modellenmesi ve analizi .....	19
3.1.1.Yolcu koltuğu ayağının ve aparatının modellenmesi.....	19
3.1.2.Ayak ve aparatın analize hazır hale gelmesi .....	20
3.2. Taşıt tiplerinin sınıflandırılması .....	24
4. BULGULAR (BULGULAR ve TARTIŞMA) .....	26
4.1. Yolcu koltuğu ayağı farklı kalınlıklardaki sonlu elemanlar (FEM) analizi ve birim maliyet analizi .....	26
4.2. St37 Malzemeli ayağın farklı kalınlıklardaki sonlu elemanlar(FEM) analizi ve birim maliyet analizi .....	27
4.3. St52 Malzemeli ayağın farklı kalınlıklardaki sonlu elemanlar(FEM) analizi ve birim maliyet analizi .....	32
4.4. DP600 Malzemeli ayağın farklı kalınlıklardaki sonlu elemanlar(FEM) analizi ve birim maliyet analizi .....	36



4.5. DP800 Malzemeli ayağın farklı kalınlıklardaki sonlu elemanlar(FEM) analizi ve birim maliyet analizi .....	41
4.6. DP1000 Malzemeli ayağın farklı kalınlıklardaki sonlu elemanlar(FEM) analizi ve birim maliyet analizi .....	45
4.7. St37, St52, DP600, DP800, DP1000 Malzemelerinden oluşan ayakların farklı kalınlıklardaki sonlu elemanlar(FEM) analiz, ağırlık ve maliyet yönünden karşılaştırılması ve optimizasyonu .....	49
5. SONUÇ (TARTIŞMA ve SONUÇ).....	53
KAYNAKLAR .....	55
ÖZGEÇMİŞ .....	57



## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
°	Açı (derece)
E	Elastisitemodülü (N/mm <sup>2</sup> )
kg	Kütle (kilogram)
mm	Milimetre
F	Kuvvet (N)
ms	Zaman (Milisaniye)
s	Zaman (Saniye)

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
MPa	Megapascal
daN	Dakanewton
ECE	Avrupa Ekonomik Komisyonu (Economic Commission for Europe)
OEM	Orijinal Ürün Üreticisi (Original Equipment Manufacturer)
FMVSS	Federal Motorlu Taşıt Güvenlik Standartları (Federal Motor Vehicle Safety Standards)
FEM	Sonlu Elemanlar Metodu (Finite Element Method)

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 1.1. Çift fazlı çeliğe ait bir mikroyapı görünümü .....	2
Şekil 2.1. Mühendislik gerilim-gerinim eğrisi .....	5
Şekil 2.2. Gerçek gerilim-gerinim eğrisi .....	6
Şekil 2.3. Mühendislik eğrisi .....	7
Şekil 2.4. Asal gerilme uzayındaki von-mises gerilim görünümü .....	8
Şekil 2.5. ECE R14 testlerinde kullanılan oturak ve omuzlara gelen temsil eden bloklar .....	10
Şekil 2.6. ECE-R14 Çekme testi örneği .....	11
Şekil 2.7. Şoför koltuğu plastik gerilme görseli .....	14
Şekil 2.8. Ortada yer alan yolcu koltuğu bağlantılarının gerilim dağılımı .....	14
Şekil 2.9. Arkada yer alan yolcu koltukların bağlantılarının gerilim dağılımı .....	15
Şekil 2.10. Optimizasyon sonucu ağırlık kazanımı .....	16
Şekil 2.11. Emniyet kemerlerinin modellenmesi .....	17
Şekil 3.1. Yolcu koltuğu ayağı modeli .....	19
Şekil 3.2. Ayak çekme aparatı .....	20
Şekil 3.3. Ayak ve aparatın genel mesh yapısı .....	20
Şekil 3.4. Kaynak rijit 1D eleman ve washer görünümü .....	21
Şekil 3.5. Aparat –ayak bağlantısı görünümü .....	21
Şekil 3.6. Ayak alt sac 6 dof kısıtlanması .....	22
Şekil 3.7. Aparatın 12 derece ile çekilmesi .....	23
Şekil 3.8. Ayak ve aparatın çekme analizine hazır görünümü .....	23
Şekil 3.9. FEM fonksiyon grafiği .....	24
Şekil 3.10. M2 sınıfı aracın yolcu koltuklarının dizilimi .....	25
Şekil 3.11. M2 sınıfı aracın yolcu koltuklarının dizilimi A-A kesiti .....	25
Şekil 4.1. Analizi yapılan yolcu koltuğu ayak görünümü .....	26
Şekil 4.2. St37-3 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	27
Şekil 4.3. St37-3 mm -Von-mises gerilmesi .....	27
Şekil 4.4. St37-2,5 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	28
Şekil 4.5. St37-2,5 mm-Von-mises gerilmesi .....	28
Şekil 4.6. St37-2 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	29
Şekil 4.7. St37-2 mm-Von-mises gerilmesi .....	29
Şekil 4.8. St52-3 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	32
Şekil 4.9. St52-3 mm-Von-mises gerilmesi .....	32
Şekil 4.10. St52-3,5 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	33
Şekil 4.11. St52-3,5 mm-Von-mises gerilmesi .....	33
Şekil 4.12. St52-4 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	34
Şekil 4.13. St52-4 mm-Von-mises gerilmesi .....	34
Şekil 4.14. DP600-3 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	36
Şekil 4.15. DP600 3 mm-Von-mises gerilmesi .....	37
Şekil 4.16. DP600-2 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	37
Şekil 4.17. DP600 2 mm-Von-mises gerilmesi .....	38
Şekil 4.18. DP600-1,5 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	38
Şekil 4.19. DP600 1,5 mm-Von-mises gerilmesi .....	39
Şekil 4.20. DP800-3 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	41
Şekil 4.21. DP800 3 mm-Von-mises gerilmesi .....	41

Şekil 4.22. DP800-2 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	42
Şekil 4.23. DP800 2 mm-Von-mises gerilmesi.....	42
Şekil 4.24. DP800-1,5 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	43
Şekil 4.25. DP800 1,5 mm-Von-mises gerilmesi.....	43
Şekil 4.26. DP1000-3 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	45
Şekil 4.27. DP1000 3 mm-Von-mises gerilmesi.....	46
Şekil 4.28. DP1000-2,5 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	46
Şekil 4.29. DP1000 2,5 mm-Von-mises gerilmesi.....	47
Şekil 4.30. DP1000-2 mm ayak için kuvvet –yerdeğişimi-zaman grafiği .....	47
Şekil 4.31. DP1000 2 mm-Von-mises gerilmesi.....	48



## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Çizelge 1.1. Genel yapı çelikleri mekanik özellikleri(St37-2,St52-3).....	1
Çizelge 1.2. DP800-DP600-DP1000 malzeme mekanik özellikleri .....	4
Çizelge 2.1. Farklı firmalara ait araç ağırlığındaki hafifletmelere örnekler .....	12
Çizelge 2.2. FMVSS şartnamesi ve ECE R14 kıyaslanması .....	16
Çizelge 4.1. FEM analizine göre Kaldı/Geçti göstergesi.....	30
Çizelge 4.2. St37 FEM maksimum Von-mises gerilimi .....	30
Çizelge 4.3. St37 Ayağın kalınlıklara göre ve araç başına düşen ağırlığı(kg).....	31
Çizelge 4.4. St37 Ayağın kalınlıklara göre birim ve araç başına düşen maliyeti(Euro) .	31
Çizelge 4.5. St52 FEM maksimum Von-mises gerilimi .....	35
Çizelge 4.6. St52 Ayağın kalınlıklara göre ve araç başına düşen ağırlığı(kg).....	35
Çizelge 4.7. St52 Ayağın kalınlıklara göre birim ve araç başına düşen maliyeti(Euro) .	35
Çizelge 4.8. DP600 FEM maksimum Von-Mises gerilimi .....	39
Çizelge 4.9. DP600 Ayağın kalınlıklara göre ve araç başına düşen ağırlığı(kg) .....	40
Çizelge 4.10. DP600 Ayağın kalınlıklara göre birim ve araç başına düşen maliyeti(Euro).....	40
Çizelge 4.11. DP800 FEM maksimum Von-mises gerilimi .....	44
Çizelge 4.12. DP800 Ayağın kalınlıklara göre ve araç başına düşen ağırlığı(kg) .....	44
Çizelge 4.13. DP800 Ayağın kalınlıklara göre birim ve araç başına düşen maliyeti(Euro).....	45
Çizelge 4.14. DP1000 FEM maksimum Von-mises gerilimi .....	48
Çizelge 4.15. DP1000 Ayağın kalınlıklara göre ve araç başına düşen ağırlığı(kg) .....	48
Çizelge 4.16. DP1000 Ayağın kalınlıklara göre birim ve araç başına düşen maliyeti(Euro).....	49
Çizelge 4.17.St37,St52,DP600,DP800,DP1000 Ayakların kalınlıklara göre maksimum Von-mises gerilim değerleri ve ayak çekme yönündeki yer değişimleri karşılaştırma tablosu .....	50
Çizelge 4.18. St37,St52,DP600,DP800,DP1000 Ayakların kalınlıklara göre araç başına düşen ağırlıkları ve FEM analizi sonucuna göre kritik ve geçer seviyede olan ayakların optimizasyonu .....	51
Çizelge 4.19. St37,St52,DP600,DP800,DP1000 Ayakların kalınlıklara göre hammadde birim fiyatları, birim ayak maliyetleri ve araç başına düşen ayak maliyetleri ve FEM analizi sonucuna göre kritik ve geçer seviyede olan ayakların optimizasyonu .....	52

# 1.GİRİŞ

## 1.1. Yapı çelikleri(Çekme dayanımına göre)

Çekme dayanımına göre ifade edilen yapı çelikleri, öncelikli olarak çekme gerilmeleri ve akma sınırı değerleri dikkate alınan, çelik konstrüksiyon, köprü yapımı, basınçlı kap ve donanımları, taşıt imalatı ve makine konstrüksiyonlarında kullanılmak üzere tercih edilir.

Bu çelikler genellikle alaşımsız çelik olarak tanımlanır, mekanik özellikler daha çok karbon miktarına bağlıdır fakat başta azot ve fosfor olmak üzere, üretim hammaddelerinden ve üretim şekillerinden kaynaklanan mangan, silisyum, bakır ve kükürt elementleri de oldukça etkilidir.(Anonim 2016)

St37-2, endüstride yaygın olarak kullanılan bir metaldir. Hafif, korozyona dayanıklı ve iyi ısı iletken alaşımlı jantlar, pistonlar ve diğer makine parçaları gibi alüminyum bileşenlere neden olur. İmalat sanayinde yüksek alüminyum kullanımı dökümhane teknolojisinden ayrılamaz.

ST52-3 çelikler, diğer kaynaklanabilir çeliğe kolayca kaynaklanabilen düşük alaşımlı, yüksek mukavemetli yapısal bir çeliktir. ST52-3 çeliğinin Mekanik özellikleri 315-355Mpa akma dayanımına sahipken, çekme dayanımı 490-630Mpa'dır. Düşük karbon eşdeğeri ile ST52-3 çeliği iyi soğuk şekillendirme özelliklerine sahiptir. (Anonim 2018)

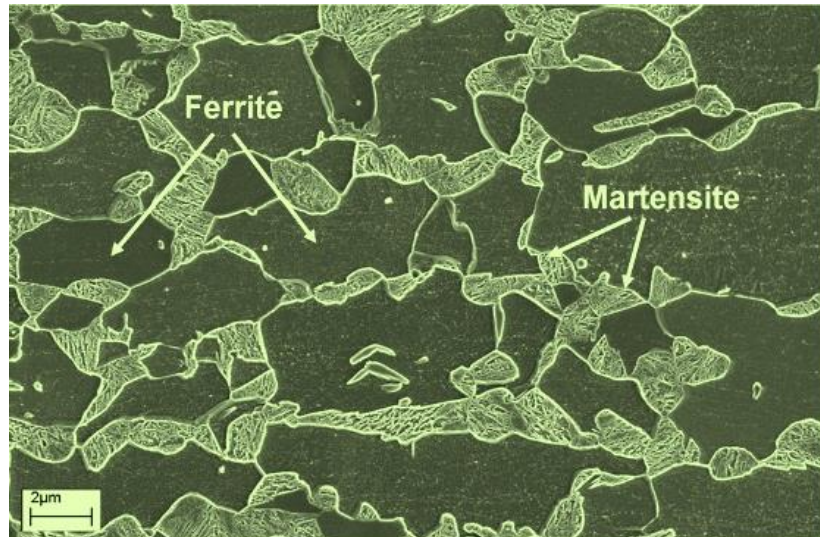
**Çizelge 1.1.** Genel yapı çelikleri mekanik özellikleri(St37-2,St52-3)

Genel Yapı Çelikleri Mekanik Özellikleri			
Çelik Derecesi	Akma Dayanımı (Mpa)	Çekme Dayanımı (Mpa)	Kopma Uzaması (min%)
St37-2	225-235	340-470	24
St52-3	315-355	490-630	16

## 1.2. Çift fazlı (DP) çelik yapıları ve mekanik özellikleri (DP800,DP600,DP1000)

İki fazlı çelikler veya DP çelikleri, iki fazdan oluşan bir yüksek dayanımlı çelik sınıfını ifade eder; normal olarak bir ferrit matrisi ve dağılmış ikinci bir martensit fazı, östenit ve / veya bainit tutuldu.( Suzuki H., McEvily A.J. 1979).

DP çelikleri 1970'lerde geliştirildi. Gelişme, şekillendirebilmeyi azaltmadan veya maliyetleri arttırmadan yeni yüksek dayanımlı çeliklere duyulan ihtiyaçtan kaynaklandı. Özellikle otomotiv endüstrisi, şekil vermeyi sağlamak için yüksek gerilme uzaması, yorulma ve çarpma direnci sağlamak için yüksek gerilme mukavemeti, üretim maliyetini etkilemeden kaynaklamayı sağlamak için düşük alaşımlı içerik sağlamak için çelik sınıfları talep etti. Yıllar sonra DP çeliklerine olan talep hala güçlü. Yüksek mukavemet ve iyi şekillendirilebilirliği bir araya getirebilen ve böylece araçların ve diğer ürünlerin ağırlığını azaltan malzemeler çevresel ve ekonomik bir avantaj sağlar. DP çeliği üretmenin en yaygın yolu, düşük alaşımlı (LA) çeliklerin soğuk haddelenmesi ve ardından CAL olarak adlandırılan sürekli bir tavlama hattında kritik olarak tavlama. Östenit fazı, çeliğin uygun sertleşebilmesi ve yeterli bir soğutma oranı sağlandığında, su verme sırasında martensite dönüşecektir. Sonuç, gömülmüş sert martensit parçacıkları içeren yumuşak sürekli bir ferrit fazına sahip bir yapıdır. İki fazlı bir mikroyapı örneği, Şekil 1.1 de görülmektedir.



Şekil 1.1 Çift fazlı çeliğe ait bir mikroyapı görünümü(Türkmen M., Gündüz S. 2013)

Çift fazlı çelikler, fırında sertleşme kabiliyetine sahiptirler. Bu özellik otomobil gövde yapım parçalarına şekil verilebilmesi için büyük öneme sahiptir. Örnek olarak; otomobil yapımı için şekillendirilen parçalar boyanmasının ardından boyayı kurutmak amacıyla 130-170°C sıcaklık aralığında 15-20 dakika arasında fırınlanır. Bu işlem sırasında malzemenin akma gerilmesi dayanımında görülen artış fırında sertleşme olarak ifade edilir. Bu işlem esnasında akma gerilmesi dayanımında görülen artış deformasyon yaşanması mekanizması ile açıklanabilir. Fırında sertleşmeye neden olan ferrit fazı içerisinde çözülmüş olan karbon atomlarıdır. Artış gösteren akma gerilmesi dayanımı tokluk direnci sağlar. Bu etkilerin araştırılması özellikle otomotiv sanayinin ilgisini çekmektedir.

Kısaca DP çelikleri, ada şeklinde sert bir martensitik ikinci faz içeren ferritik bir matristen oluşur. Sert ikinci fazların hacim fraksiyonunun artırılması genellikle gücü artırır. DP (ferrit artı martensit) çelikler, bazılarını dönüştürmek için östenit fazından (sıcak haddelenmiş ürünlerde) veya iki fazlı ferrit artı östenit fazından (sürekli olarak tavllanmış ve soğuk haddelenmiş ve sıcak daldırma kaplı ürünler için) kontrollü soğutma ile üretilir. Hızlı bir soğutma işlemi yapılmadan önce östenitin ferrit haline gelmesi, kalan östeniti martensite dönüştürür. Üretim süreci nedeniyle, az miktarda başka fazlar (Bainit ve Alıkonen Östenit) bulunabilir. Bileşime ve işlem yoluna bağlı olarak, gerilmiş bir kenarda (tipik olarak delik genişletme kapasitesiyle ölçüldüğü gibi) çatlama dayanma kabiliyetine sahip olan arttırılmış kabiliyet gerektiren çelikler, önemli miktarlarda bainit içeren bir mikro yapıya sahip olabilir.

DP800,DP600,DP1000 Ürünlerinin mekanik özellikleri ve kullanıcıya sağladığı yararlar aşağıdaki gibidir.

DP800:Otomotiv endüstrisinin özel gereksinimlerini karşılamak için geliştirilen soğuk haddelenmiş, sıcak daldırılmalı galvanize çift fazlı bir çeliktir. Bu çelik, kaynak işleminden ödün vermeden gücünü DP600'ün şekillendirilebilirliği ile birleştirir. Mükemmel özellikleri sayesinde, otomotiv mühendislerine ve OEM'lere çeşitli avantajlar sunar, daha yüksek toplam sahip olma maliyeti ile sonuçlanan baskı / kaynak atölyesi performansıyla daha fazla tasarım esnekliği sağlar.(Anonim 2016a)



DP600: Yaklaşık 600 MPa gücünde ve derin çekilmiş bileşenler için uygun kılan bir şekillendirilebilirliğe sahip soğuk haddelenmiş, kaplanmamış çift fazlı bir çeliktir. Materyal genellikle sütun takviyeleri, çarpma yapıları, uzunlamasına ve traversler gibi hafif yapı taşları gibi beyaz yapı ve takviye bileşenleri için kullanılır. DP600 iyi şekillendirilebilirliği, kullanıcının yüksek iş sertleştirme özelliklerinden yararlanarak bitmiş bileşenin gücünü arttırmasına olanak sağlar. Standart kalitelerin DP600 ile ikame edilmesi, hizmet içi performansı korurken kalınlığı azaltma fırsatları sağlar ve potansiyel maliyet ve toplu tasarruf sunar.(Anonim 2016b)

DP1000: Farklı akma dayanımı ve şekillendirilebilirliğe sahip soğuk haddelenmiş bir yapıdadır. Uygulamaya bağlı olarak, diğer yüksek mukavemetli çelik sınıflarına kıyasla ağırlık tasarrufu yapmak için kullanılabilir. DP1000, elektrolitik galvanizli ürünlere kıyasla düşük maliyetli bir gövde yapısı sağlamak için sıcak daldırma galvanizlidir.(Anonim 2018)

**Çizelge 1.2.** DP800-DP600-DP1000 malzeme mekanik özellikleri

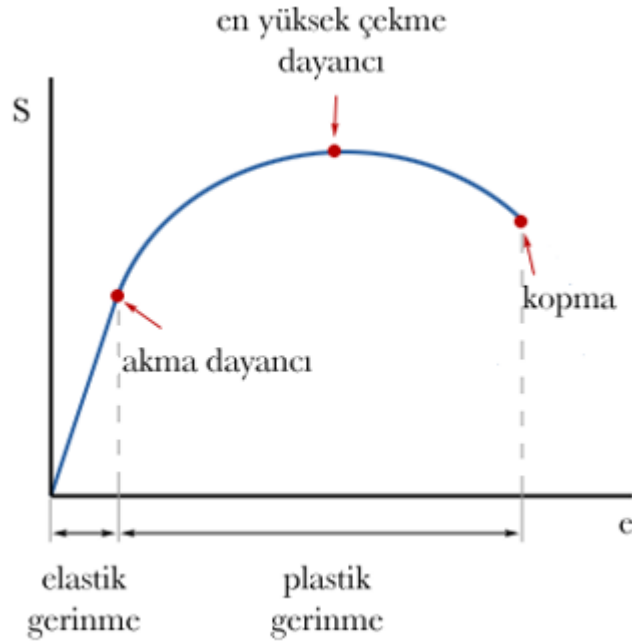
Çift Fazlı Çeliklerin Mekanik Özellikleri(DP800,DP600,DP1000)			
Çelik Derecesi	Akma Dayanımı	Çekme Dayanımı	Kopma Uzunluğu
	(Mpa)	(Mpa)	(min%)
DP800	450-550	780-960	18
DP600	340-420	600-770	22
DP1000	590-730	980-1130	10

## 2.KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

### 2.1. Gerilim-gerinim, Von-mises

#### 2.1.1. Mühendislik gerilme – gerinim eğrisi

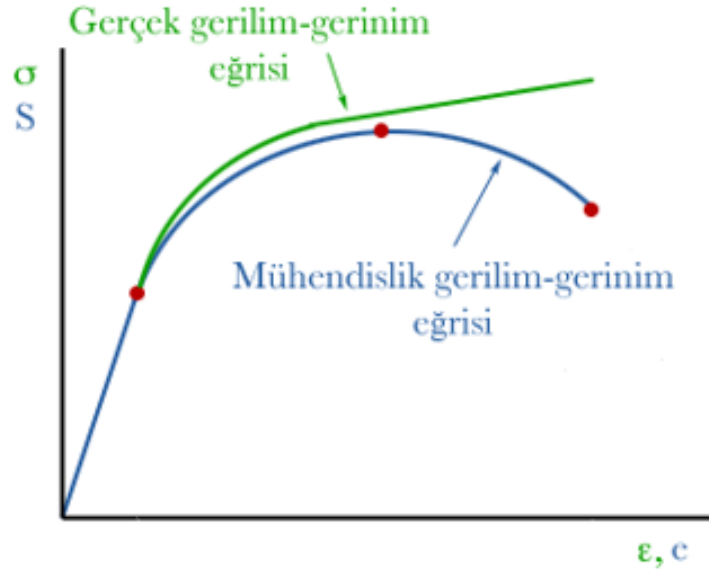
Gerilme – gerinim eğrisi, çekme ya da basma testleri ile elde edilen, test numunesi üzerine uygulanan kuvvet miktarına bağlı olarak numunede oluşan şekil değişimini gösteren bir eğridir. Malzemeden malzemeye değişir ve numunenin sıcaklığına ve uygulanan yükün süratine bağlı olarak eğrideki sonuçlar farklılık gösterebilir.(Korkut S. 2019)



Şekil 2.1 Mühendislik gerilim-gerinim eğrisi

#### 2.1.2. Gerçek gerilme – gerinim eğrisi

Gerçek gerilimi hesaplarırken numunenin test öncesindeki kesit alanını değil, anlık kesit alanını dikkate almaktayız. Gerçek gerilim ve gerçek gerinim değerlerini kullanarak akma eğrisini çizdiğimizizde, eğrinin şeklinin değiştiğini gözlemlemekteyiz.(Şekil 2.2)(Çetin A. 2012)



Şekil 2.2 Gerçek gerilim-gerinim eğrisi

### 2.1.3 Von-mises gerilmesi

Von Mises stresi, belirli bir materyalin çıkıp çıkmayacağını belirlemek için kullanılan bir değerdir. Çoğunlukla metaller gibi sünek malzemeler için kullanılır. Von Mises verim ölçütü, eğer yük altında bir malzemenin von Mises gerilmesi, aynı malzemenin basit gerilim altında verim sınırına eşit veya daha büyük ise - deneysel olarak belirlenmesi kolay olan - o zaman malzemenin vereceğini belirtir. (Eruslu S.Ö., Özes Ç. 2006)

Başlangıçtaki bir denge durumundaki veya deforme olmayan durumdaki bir vücut bir vücut kuvvetine veya bir yüzey kuvvetine maruz kaldığında, vücut yeni bir mekanik denge veya deforme durumuna ulaşana kadar karşılık gelir.

İç vücut kuvvetleri, yerçekimi gibi bir kuvvet alanının sonucudur ve yüzey kuvvetleri, vücut üzerine diğer bedenlerle temas yoluyla uygulanan kuvvetlerdir.

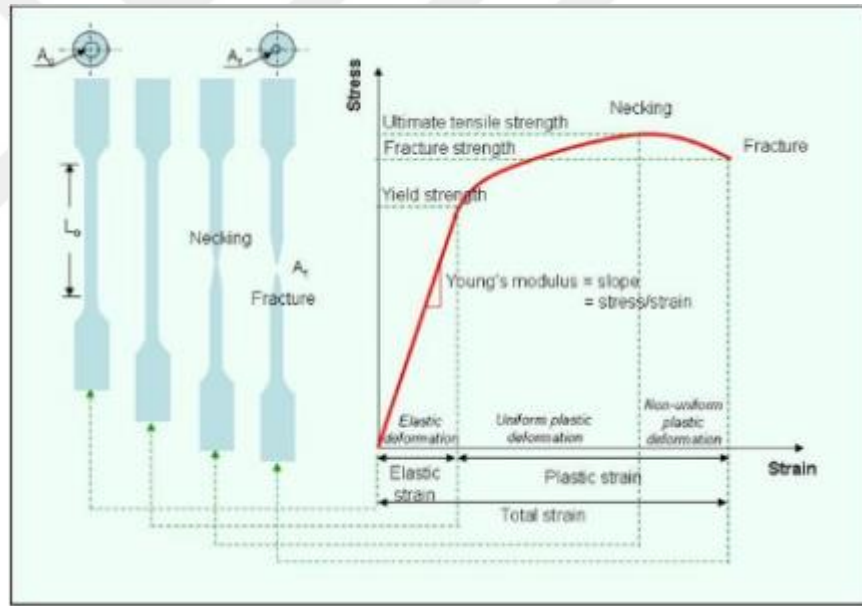
Stres olarak adlandırılan karakteristiği belirleyen dış kuvvetler ile suşu karakterize eden beden deformasyonu, Stres-Şekil Değişirme ilişkileri olarak adlandırılır.

Bazı önemli terimler aşağıdaki gibidir:

Elastik Limit: Gerilme ve gerilme sürecinde enerjinin kaybolmadığı bölgeyi tanımlar. Yani, elastik sınırı aşmayan süreçler geri dönüşümlüdür. Bu sınır ayrıca verim stresi olarak da adlandırılır. Bu sınırın üstünde, deformasyonlar elastik olmayı bırakır ve plastik olmaya başlar ve deformasyon geri dönüşü olmayan bir kısım içerir. Burada elastik sınırın gerilme değeri kullanılmıştır.

Üst akma ve düşük akma: Yumuşak çelik plastik aralıktayken ve kritik bir noktaya ulaştığında - üst akma limiti denir. Deformasyona direnç göstermeye başlayana kadar sabit gerilmelerde meydana gelen deformasyon limitine hızla tekrar düşecektir.

Yırtılma stresi: Yırtılma veya kırılma, stresin neden olduğu bir cismin ayrılmasıdır. Bu nedenle, bu noktada, vücudun kırılması beklenir. Hafif çelik gibi - sadece büyük plastik deformasyonlardan sonra kırılma özelliğine sahip yapıya sünek denir. Burada gösterilen kırığa sünek kırılma denir. (Çetin A. 2012)



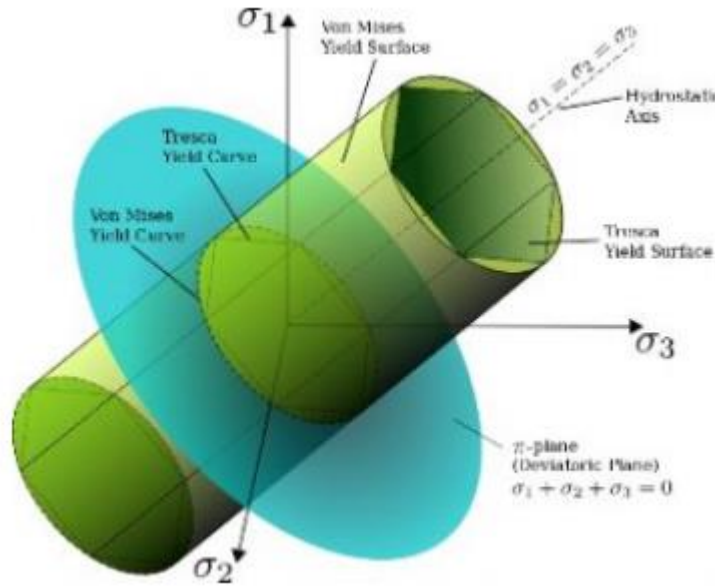
Şekil 2.3 Mühendislik eğrisi

İzotropik ve sünek bir numunede basit bir tek eksenli çekme testi yaparak konuya başlayalım. Yukarıdaki şekil 2.3' de görüldüğü gibi malzeme akma (plastik şekil değiştirme) dayanımına kadar elastik olarak şekil değiştirir. Ardından akma başlar, boyun verme gerçekleşir ve nihayetinde parça kopar.

#### 2.1.4. Von-mises akma kriteri

Elastik sınırlar, basit gerilim veya tek eksenli stres deneylerine dayanıyor. Maksimum bozulma enerjisi teorisi, basit gerilimsiz ya da tek eksenli olmayan bir gerilim deneyi yapıldığında, basit gerilimsiz deneyler sırasında gözlemlenen çok daha büyük direnç değerleri sergileyen malzemelerin, özellikle de esnek malzemelerin farklı şekilde davrandığı gözlemlerinden kaynaklanmaktadır. Bu nedenle tam stres tensörünü içeren bir teori geliştirilmiştir.

Von Mises stresi, metaller ve diğer sünek maddeler için yaygın olarak kullanılan verim için bir kriterdir. Üzerine etki eden stres bileşenleri kriterden büyükse, verimin yapıda olacağını belirtir. Aşağıdaki resim 2.4' de asal gerilme uzayındaki akma kriterini belirtmektedir. Herhangi bir gerilme durumu, üç asal gerilmeye dönüştürülebilir. Bu durum üç koordinat olarak düşünülürse, farklı kombinasyonlar için Von-Mises gerilmesi aşağıdaki gibi silindirik bir yüzey olarak çizilir. (Korkut S. 2019)



Şekil 2.4 Asal gerilme uzayındaki von-mises gerilim görünümü

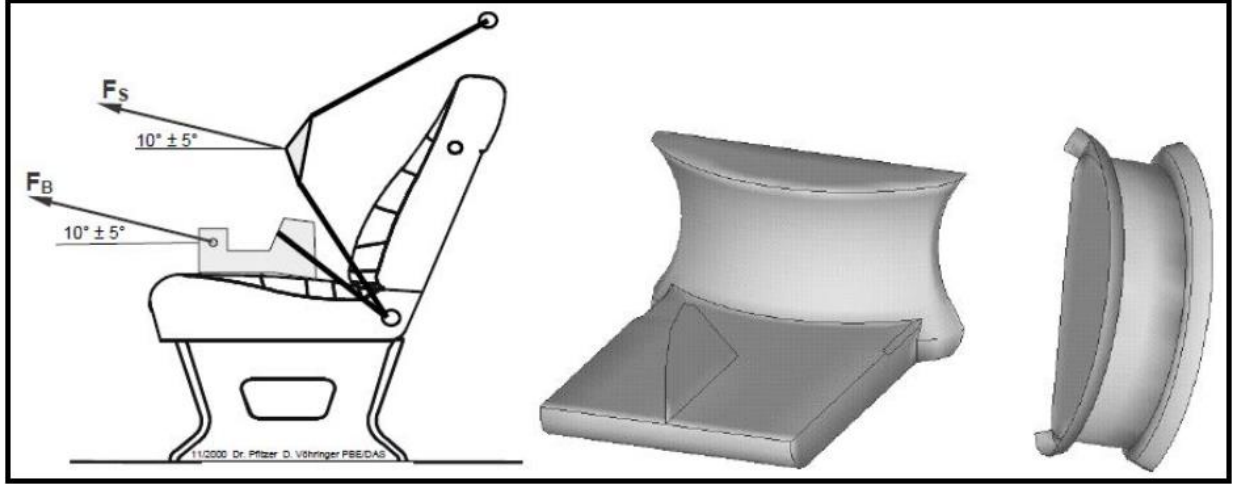
Başka bir deyişle herhangi bir noktadaki gerilme durumu silindir dışında bulunuyorsa, yapıdaki bu noktada plastik şekil değiştirme başlamıştır.

## 2.2.Yolcu koltuğu ECE-R14 regulasyonu ve şartnamesi

### 2.2.1.Yolcu koltuğu ECE-R14 regulasyonu

ECE R14 regulasyonu, motorlu taşıtlar için emniyet kemeri bağlantılarının uygun olup olmadığını incelemektedir. Emniyet kemeri bağlantı noktalarının gövde veya koltuk üzerinde bağımsız olarak, her bir koltuk /emniyet kemeri için regulasyonda belirlenen şartlar altında fiziksel testler uygulanmakta ve onay alınmaktadır. Regulasyonda belirlenen uygunluk testleri çerçevesinde, belirli çekme aparatları yardımı ile emniyet kemerlerine aşağda belirten kuvvetler statik olarak uygulanır. Uygulanan kuvvetler sonucunda, yapı içinde kalıcı deformasyonlar ve bölgesel kopmaların gözlenmesi regulasyona uygunluğu engellemekte ve emniyet kemerinin bağlandığı yapının (koltuk ya da gövde) bütünlüğünün korunarak ana yapıya bağlı kalması beklenmektedir. Test şartlarında, belirlenen kuvvetlere en hızlı Şekilde ulaşılması ve yapının belirlenen kuvvetlere 0.2 sn sresince karşı koyabilmesi gerekmektedir.( Arslan, A., Kaptanoğlu, M. 2010)

Testlerde emniyet kemerine uygulanacak olan kuvvet, taşıt yatay düzleminden Şekil 2.5’de gösterildiği gibi  $10^{\circ} \pm 5^{\circ}$  yukarıya doğru yönde açı yapacak biçimde uygulaması yapılmalıdır. Uygulanacak olan hedef yükten %10 kadar n yük uygulanması gerekmekte ve bu hedef yük değerine mümkün olan en kısa sürede ulaşılması sağlanmalıdır. Şekil 2.6’ de ECE R14 ekme testi rneği gösterilmiştir.



Şekil 2.5 ECE R14 testlerinde kullanılan oturak ve omuzlara gelen temsil eden bloklar  
(Hessenberger 2003)



Şekil 2.6 ECE-R14 Çekme testi örneği

### 2.2.2. ECE R14 Emniyet kemeri çekme testi şartnamesi

Aşağıda belirtilen maddeler ECE R14 regülasyonuna uymak zorundadır.

- M ve N kategorisinde olan araçların montajları yapılan koltuklara göre yetişkin insanlar için tasarlanmış emniyet kemeri bağlantı parçaları.

b) M1 kategorisinde olan taşıtlarda olması gereken çocuklara göre Isofix bağlantı bölgeleri için tasarlanmış bebek / çocuk koltuklarının bağlantı bölgeleri ve çocuk koltuğunun parçaları.

c) Diğer sınıftaki araçların Isofix bağlantıları.

### **2.3.1.Yolcu koltuğu literatür çalışmaları**

Bu tez çalışmasında M2 Sınıfı araç koltuğu ayağı malzemelerinde ve kalınlıklarında değişiklik yaparak ağırlık azaltma, maliyet azaltma ve optimizasyon çalışmaları ile taşıt yakıt tüketimini azaltmak, CO2 salınımını azaltmak ve enerji verimliliğini arttırmak gibi hedefler esas alınmıştır.

Bu bölümde ağırlık azaltma, maliyet azaltma, yakıt tüketimini azaltma, enerji verimliliği arttırmak ve CO2 salınımını azaltmak üzerine yapılan çalışmalara örnekler sunulmuştur.

Başer (2012) araştırmasında alüminyum malzeme kullanılarak ağırlık azaltma çalışmalarını gözlemlemiştir. Yapılan hafifletme incelemelerinde yakıt ve enerji tasarrufu konuları ele alınmış ve araç ağırlığındaki her bir %10'luk azaltma ile %5-10 oranında yakıtta tasarruf sağlanabileceği bildirilmiştir.

Kılıncdemir ve ark. (2018) araştırmalarında, otomotivde kullanılan bağlantı elemanları için hafifletme çalışmasını gözlemlemiştir. Yapılan bu gözlemlerde malzeme özelliğindeki değişiklik, tasarımın güncellenmesi ve farklı özel bağlantı elemanlarının kullanımı gibi yaklaşımlar incelenmiştir. 2020 yılı itibariyle Avrupa'da geçerli olacak 95 gram CO2 /km'lik emisyon sınırlandırılmasının geleceğini, bu durumun araçlarda hafifletme başta olmak üzere emisyonu etkileyecek, bütün alanlardaki araştırmalara öncelik verilmesine neden olacağını bildirmişlerdir.

Akarçay (2017) araştırmasında ticari taşıtlarda kapı menteşelerinin alüminyum alaşımları ile hafifletilmesini amaçlamış ve yapılan çalışmaları test ederek doğrulamıştır. Çalışmalarda taşıt tasarımının en önemli parametrelerden birinin ağırlık olduğunu ve ağırlık artışına paralel olarak yakıt tüketiminin de arttırdığı vurgulamıştır. Yapılan tasarımların araç parçalarının hafifletilmesi üzerine gerçekleştirilmesini değerlendirmiştir.



Çıbık ve ark. (2017) araştırmalarında otomotiv salıncak kollarında, alternatif tasarım etkilerini sonlu elemanlar metodu ile karşılaştırmıştır. Ağırlık azaltma çalışmaları kapsamında farklı tasarımlar yaparak, sıcak şekillendirme ve soğuk şekillendirme gibi üretim yöntemlerini denemişlerdir. Fizibilite analizleri ile ihtiyacı karşılayan en uygun geometride ürün elde etmeyi başarmışlardır. Amaçlarının hafifletme olduğunu belirttiği çalışmalarında, dünyadaki karbondioksit salınım oranının %20'sinin otomobiller tarafından olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca yakıt tüketiminin %25'inin araç ağırlığının etkili olduğu bu yüzden de ağırlık azaltma çalışmalarının ne kadar önemli seviyede olduğunu savunmuşlardır.

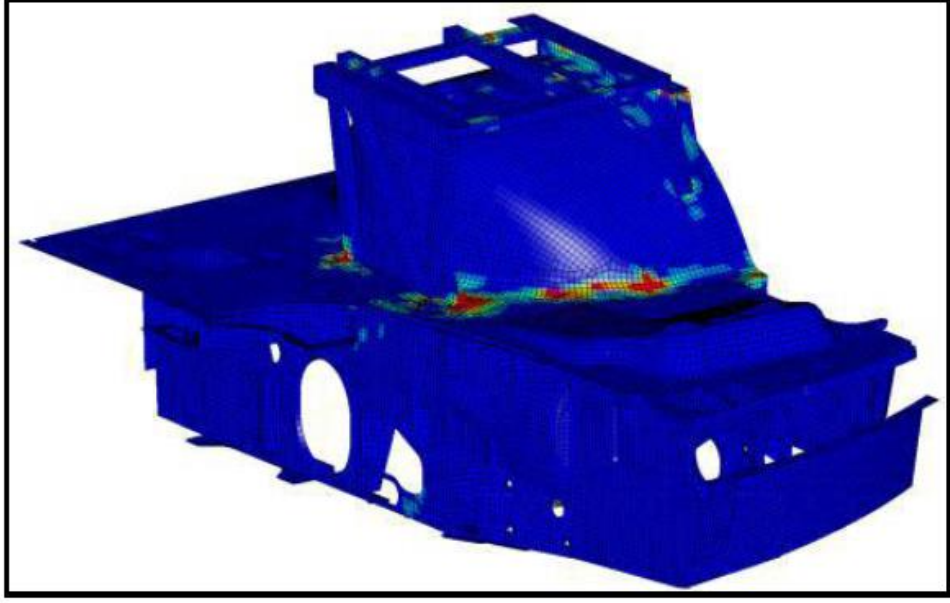
Lutsey (2010) alışmasında farklı OEM'lerde yapılan ağırlık azaltma çalışmalarını bir araya toplamış ve izelge 2.1'de özet halinde sunulmuştur.

**Çizelge 2.1.** Farklı firmalara ait araç ağırlığındaki hafifletmelere örnekler

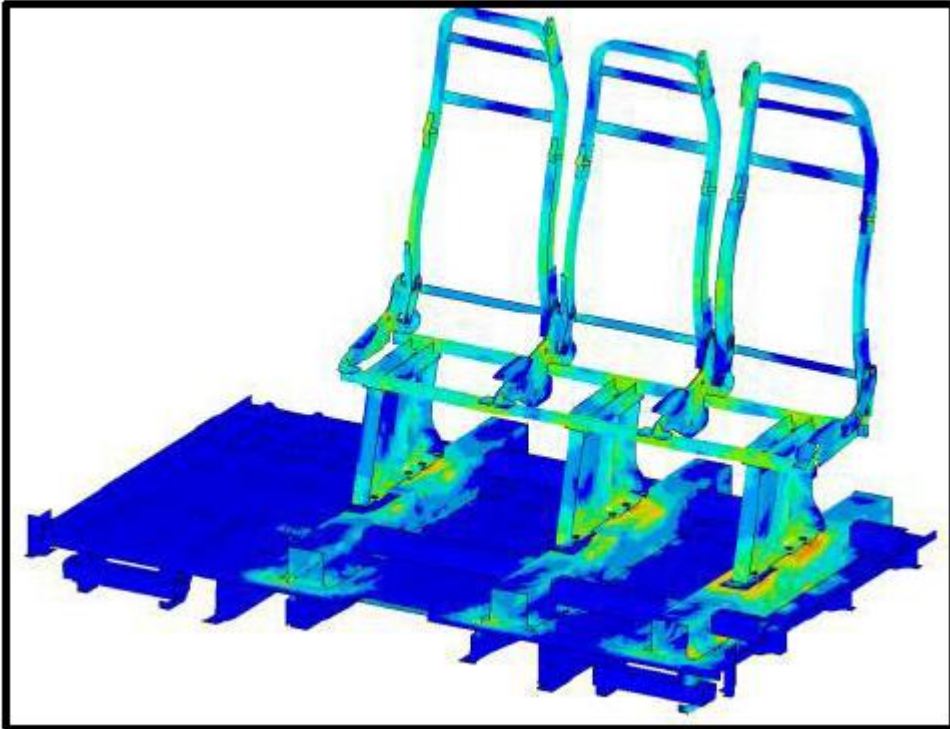
Araç Modeli	Özellikler	Ağırlık Kazancı (yaklaşık)	Yüzde Kazanç (yaklaşık)	Kaynak
Honda NSX (1990)	Yaklaşık olarak tüm almiyumu gövde, şasi, süspansiyon Almiyumu içeriği %7den %31'e çıkarılmıştır. Dış gözde ağırlığı 350 kg'dan 210 kg'a hafifletilmiştir. Araçın genel ağırlığı 1565 kg'dan 1365 kg'a hafifletilmiştir.	200 kg	%13	Muraoka ve Miyaoka, 1993
Audi A2 (2000)	Almiyumu kafes yapı Ana gövden ağırlık kazancı 134 kg İkinci kazanç motor, şasi, güç aktarım organından 75 kg	209 kg	%18	EAA 2007, Autointel 199
Jaguar XJ (2010)	Almiyumu iskelet gövde ve far yuvası Yapıştırıcılardan %10 kazanç Kompozit malzemeler Araç üzerinde ortalama %15 hafifletme	325 kg	%15	Birch 2010
Porche Cayenne (2011)	Yüksek mukavemeteli çeliklerin geliştirilmesi ve şasi parçaları Almiyumu amurluk, kapı, kaput, tavan Kapılar için yeni üretim prosesi	181 kg	%8	Carney 2010, Stahl 2010
Mazda Mazda2 (2008)	Almiyumu motor başlıkları, bloklar ve tekerlekler	100 kg	%9	Brown 2007
Audi TT (2008)	Almiyumu-elik karışımı iskelet yapı	100 kg	%7	Brooke ve Evans 2009
Nissan 370Z (2011)	Almiyumu kapı paneller, kilit, kanca yapıları	43 kg	%3	Keith 2010

Thiyagarajan (2011) araç koltuğu arkalıklarında ağırlık azaltma çalışması yapmıştır. Yaptığı çalışmaların ECE R17 arkalık itme ve başlık testleri ile yasal şartlara uygunluğunu testler ile kontrol etmiştir. Koltuk arkalıklarında %15,2 oranında ağırlık azalması gözlemlenmiştir. Analizleri ABAQUS yazılımı ile gerçekleştirmiştir. Güzelsoy (2011) yüksek lisans tezinde ticari araçların mevzuata göre koltuk bağlantı dayanımını arttırmaya yönelik uygulama yapmıştır. Yaptığı çalışma ile 25 km/saat çarpma etkisine kadar dayanım gösterebilen koltuk bağlantılarını yeni tasarımla birlikte 40 km/saat çarpma etkisine kadar yükselterek sonuçlar elde edilmiştir. Yapılan tasarım öncelikle sonlu elemanlar analiz programları ile kontrol edilmiş daha sonra önden çarpma ve ECE R14 emniyet kemeri çekme testleri ile birlikte koltuk tasarımları doğrulanmıştır.

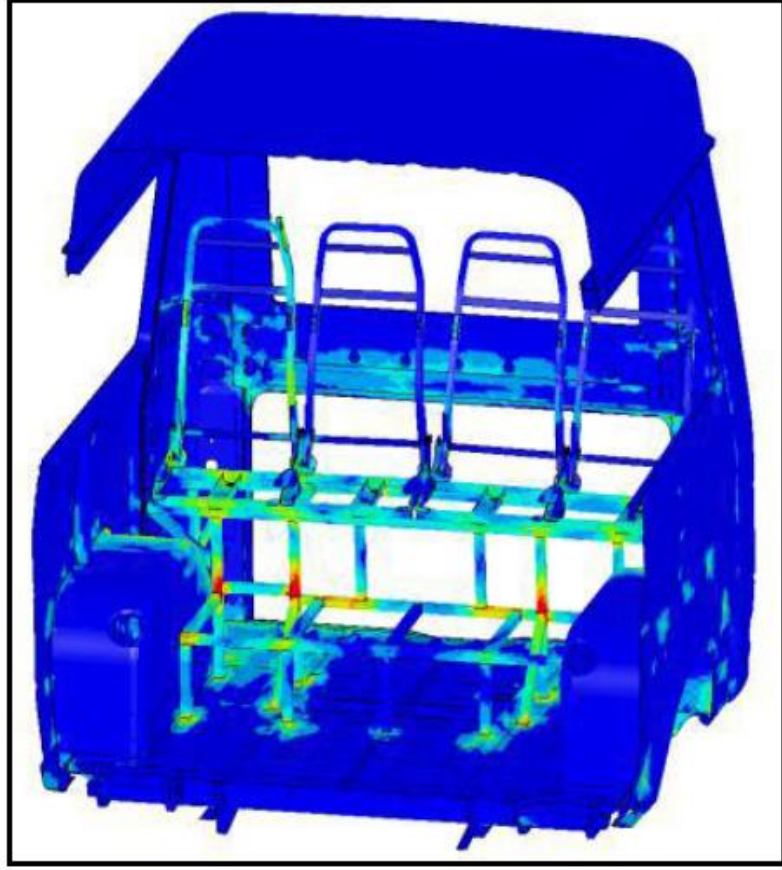
Arslan ve ark. (2010) koltuk bağlantılarının geliştirilmesine ait çalışmalarda bulunmuşlardır. Bu çalışmada, ilk olarak sonlu elemanlar analizi(FEM) ile doğrulanan tasarımların, ECE R-14 testinde uygunluğu kontrol edilmiştir. Yapılan araştırmada ticari taşıt koltuklarının geliştirilmesi amaçlanmıştır. Taşıtta bulunan orta sıranın üçlü yolcu koltukları ve arka sıranın dördümlü yolcu koltukları ve şoför koltuğu incelenmiştir. Şoför koltuğunun gövde bağlantısında kullanılan malzemeler geliştirilmeye çalışılmıştır ve tabana yapılan punta kaynakları ile kaynak yapılacak noktanın koordinatları belirlenerek bu çalışma yapılmıştır. Orta sıra üçlü yolcu koltukları için kullanılan profillerin kalınlıklarında optimizasyon çalışması yapılmış ve teorik hesaplamalara göre en uygun ölçüler belirlenmiştir. Arka sıra dördümlü koltuklarda ise bağlantıları yapılan kafes yapıya ve gövde bağlantılarına iteratif analizler yapılarak sonuca gidilmiştir. Şoför koltuğunda bulunan plastik gerilmeler Şekil 2.7'de, orta kısımda bulunan yolcu koltuğu bağlantılarının gerilim dağılımı Şekil 2.8'de ve arka kısımda bulunan yolcu koltukların bağlantılarının gerilim dağılımı ise Şekil 2.9'da gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Şoför koltuğu plastik gerilme görseli

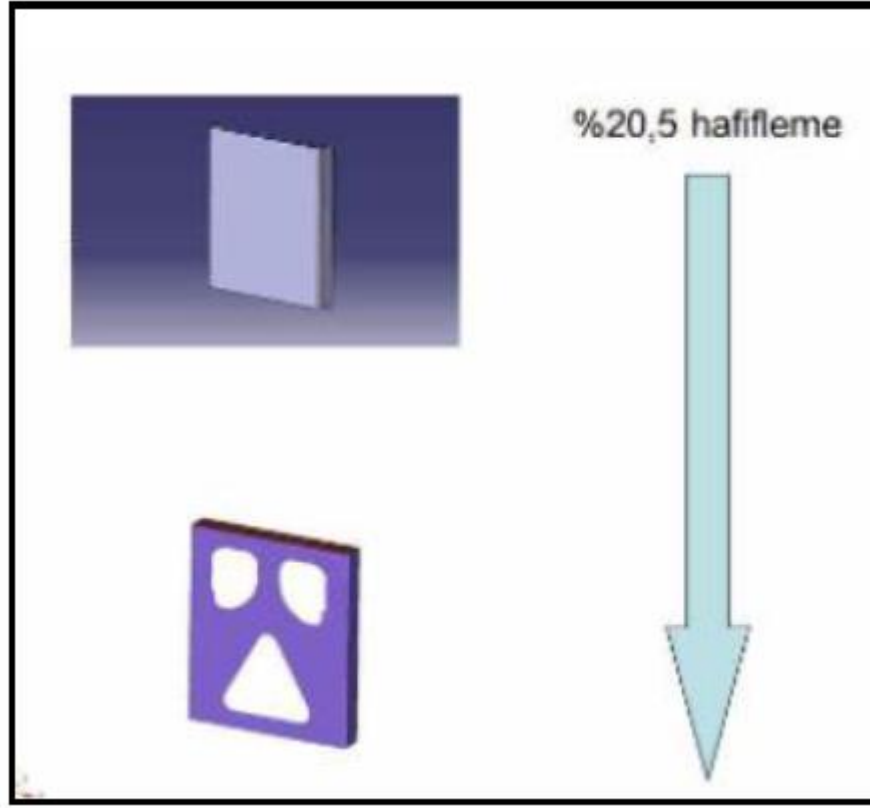


Şekil 2.8 Ortada yer alan yolcu koltuğu bağlantılarının gerilim dağılımı



**Şekil 2.9** Arkada yer alan yolcu koltukların bağlantıların gerilim dağılımı

Öztürk ve ark. (2014) araştırmasında sınıfı M3 olan taşıt koltuğunda emniyet kemeri çekme analizi çalışmasını yapmıştır. Bu çalışmada koltuğun ayaklarına etki eden yükler ölçülmüştür. Bu yükler altında ayak için Şekil 2.10'da görüldüğü gibi koltuk ayağı optimize edilmiştir. Koltuk ayağında yapılan boşaltmalar ile belirlenen yeni tasarımın, ECE R14 test şartlarına uygunluğu testlerle doğrulanmıştır. Analiz ve test ile teyit edilen tasarım ile %20,5'lik ağırlık azaltılması sağlanmıştır.

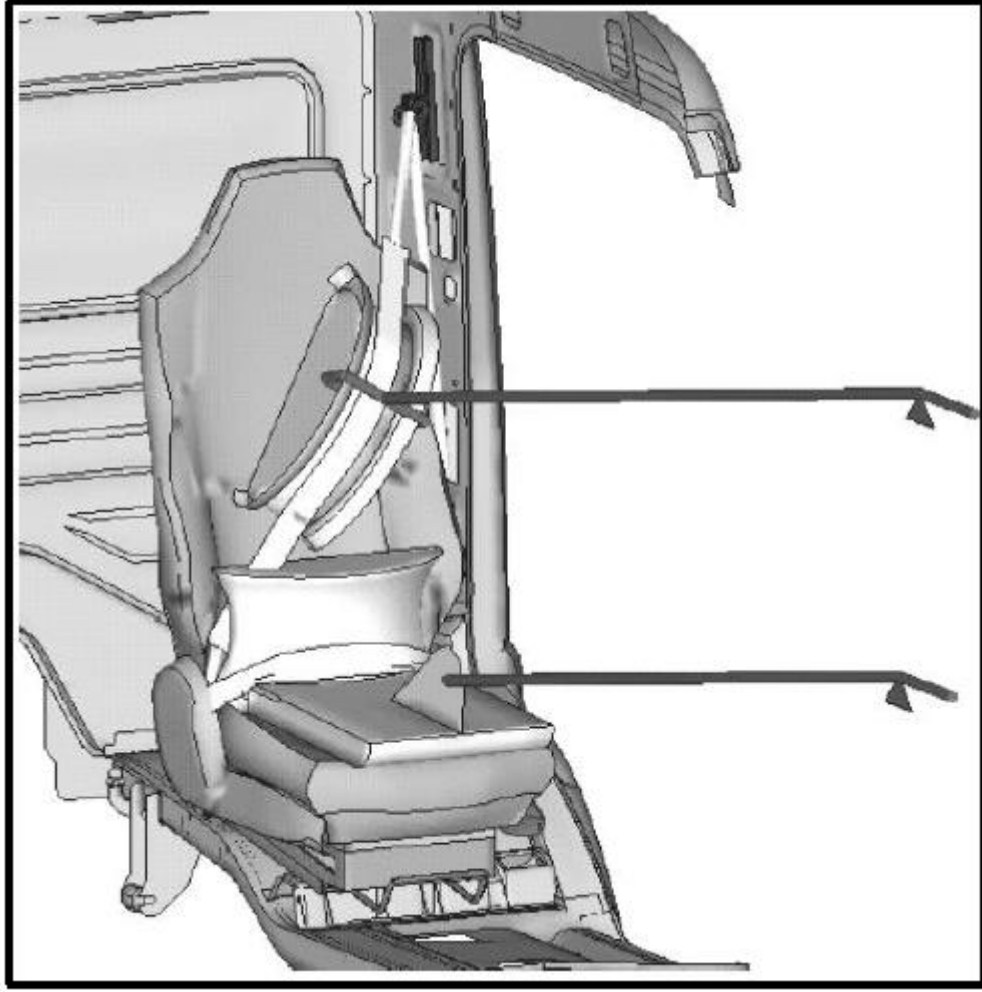


**Şekil 2.10** Optimizasyon sonucu ağırlık kazanımı

Hessenberger (2003) çalışmasında emniyet kemerlerinin standartlara uygunluğunu ECE R14 ve FMVSS210 standartlarına göre kontrol etmiştir. ECE R14 ve FMVSS regülasyonları arasındaki farklılıklardan bahsedilmiştir. Bu farklar Çizelge 2.2’de sunulmuştur. Sonuç itibariyle, bu iki metotla daha gerçekçi sonuçlar elde edildiğini tespit etmiştir. Şekil 2.11’de emniyet kemeri çekme testi modellenmesi gösterilmiştir.

**Çizelge 2.2.** FMVSS şartnamesi ve ECE R14 kıyaslanması

FMVSS şartnamesinde	ECE R14
13500 N yük tüm araç tipleri için uygulanır	Araç sınıflarına göre uygulanan yükler farklıdır.
Maksimum belirlenen yük değerine 30 saniyede bir eğri ile çıkılır ve 10 saniyede yükün etkisinde kalması istenmektedir.	Maksimum belirlenen yük değerine en kısa süre içerisinde çıkılarak ve 0.2 saniye yükün etkisinde kalması istenir.



**Şekil 2.11** Emniyet Kemerlerinin Modellenmesi

Koltuk olarak ağırlık azaltma çalışmalarının yönetmelikte bulunan ECE R14 testi için belirlenmiş olan yasal koşullara göre uygun olması gerekmektedir. Literatür araştırmasına göre ağırlık azaltma konularında farklı çalışmalar yapılmıştır. Ağırlık kazancı yapılırken mali açıdan kazanımlar olduğu gibi, kullanılan malzemelere göre birim maliyette artışın da olabileceği gözlemlenmiştir. Yapılan ağırlık azaltma çalışmalarının emisyonu etkisinin oldukça fazla olduğu ve önem arz ettiği tespit edilmiştir. Emisyon konusunda yasaların belirttiği sınırlamalar ile aracın ağırlığının azaltılmasının emisyonu katkı sağlayacağı ve önemli parametreler arasında olduğu gözlemlenmiştir.

Ağırlık azaltma konularında yapılacak olan çalışmalarda öncelikle fiziksel numuneler ve fiziksel test işlemlerinden önce sonlu elemanlar metodu ile yapılacak analizlerin mali açıdan kayıpları önleyebileceği gözlemlenmiştir.

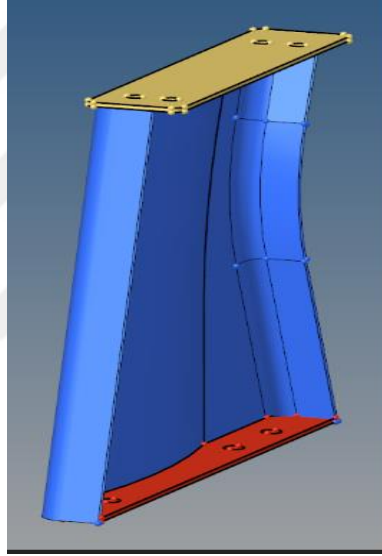


### 3.MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1.Yolcu koltuğu ayağının modellenmesi ve analizi

##### 3.1.1.Yolcu koltuğu ayağının ve aparatının modellenmesi

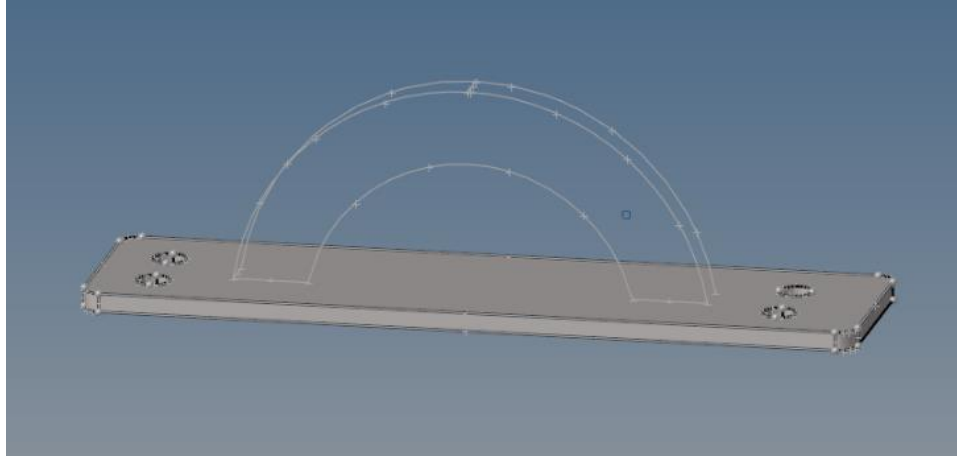
Bu çalışmada ayağın modellenmesi NX programıyla yapılmıştır.(şekil 3.1) Analizi ise Hyperworks programı ile yapılmıştır. Analizde kullanılan ayak malzemeleri St37,St52,DP600,DP800 ve DP1000 olarak belirlenmiştir.(Hyperworks 2017)



şekil 3.1 Yolcu koltuğu ayağı modeli

Ayak ekme testi simülasyonunu yapabilmek için şekil 3.2 deki aparatı kullanarak koltuk ayağına rijit-spring-rijit bağlanarak analiz gerçekleştirilmiştir. Çekme aparatı malzemesi St52 olarak belirlenmiştir.



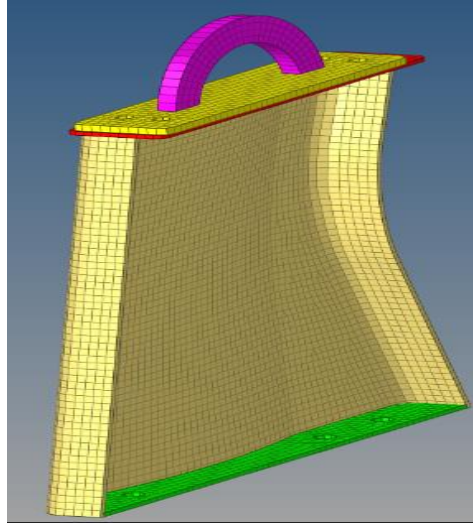


**Şekil 3.2** Ayak çekme aparatı

### **3.1.2. Ayak ve aparatın analize hazır hale gelmesi**

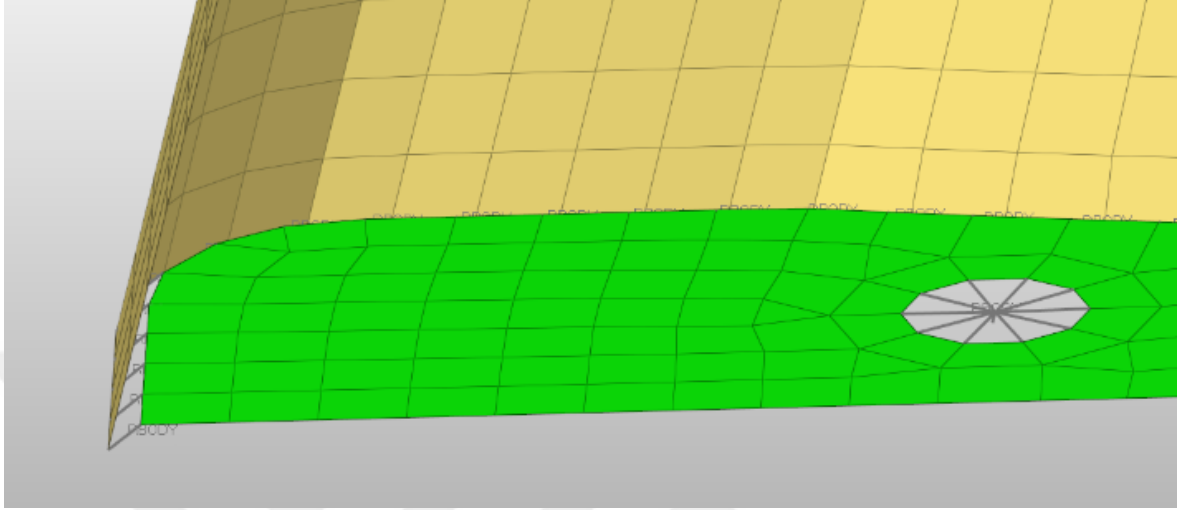
HyperWorks, sınıfının en iyisi modelleme, linear ve nonlinear analizler, yapısal ve sistem seviyesinde optimizasyon, akışkan ve mekanik sistem simülasyonu, elektromanyetik uyumluluk (EMC), multi-fizik analiz, model tabanlı geliştirme ve veri yönetimi çözümlerini içerir. Sonlu elemanlar analizi HyperWorks kullanarak modelleme yapılmıştır.

Analiz 2D ve mesh yapısı 5 mm olarak olarak seçilmiştir.



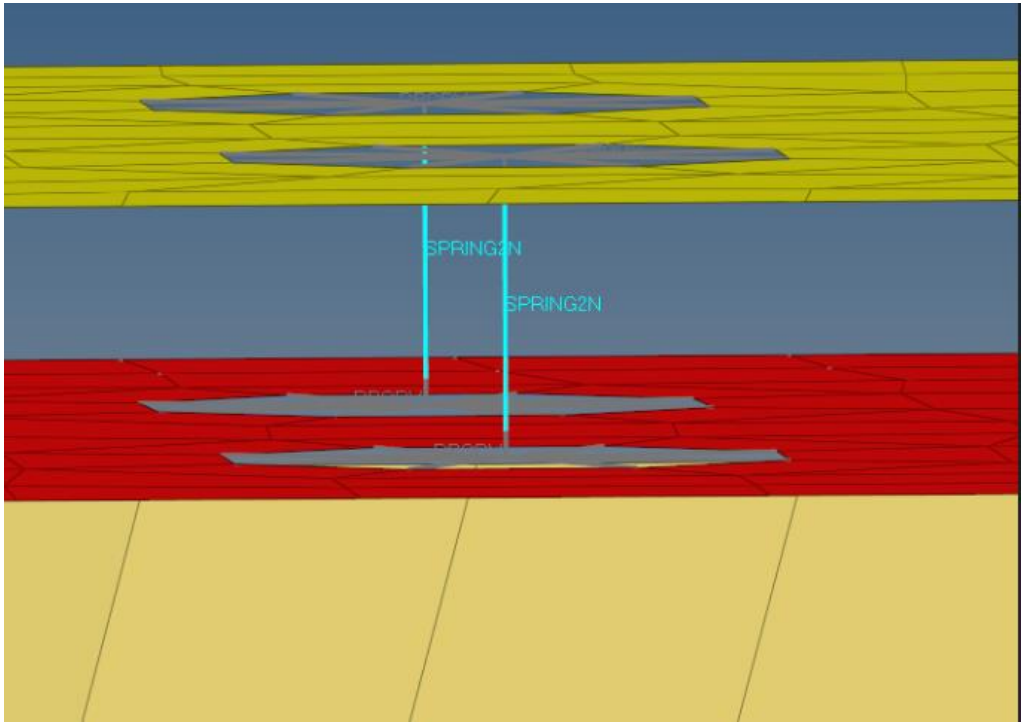
**Şekil 3.3** Ayak ve aparatın genel mesh yapısı

Ayakta bazı bölgelerde kaynaklar vardır. Bu kaynak bölgeleri analizde rijit eleman olarak kullanılmıştır. Ayrıca taban ayak delik bölgelerinde, yolcu koltuğu ayak bağlantılarında pul kullanıldığı için analizde de 1 sıra washer atılmıştır.(Şekil 3.4)



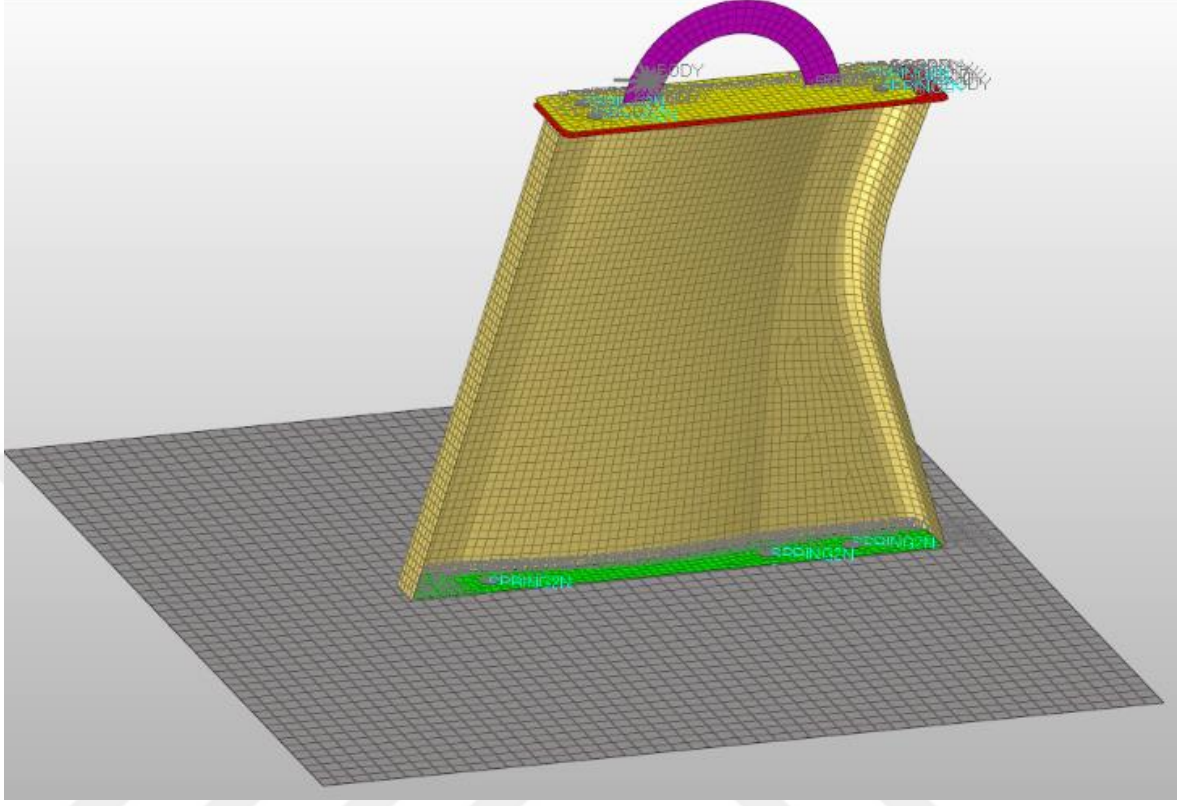
**Şekil 3.4** Kaynak rijit 1D eleman ve washer görünümü

Çekme aparatı ile ayak bağlantılarında rijit-spring-rijit bağlantıları kullanılmıştır.(Şekil 3.5)



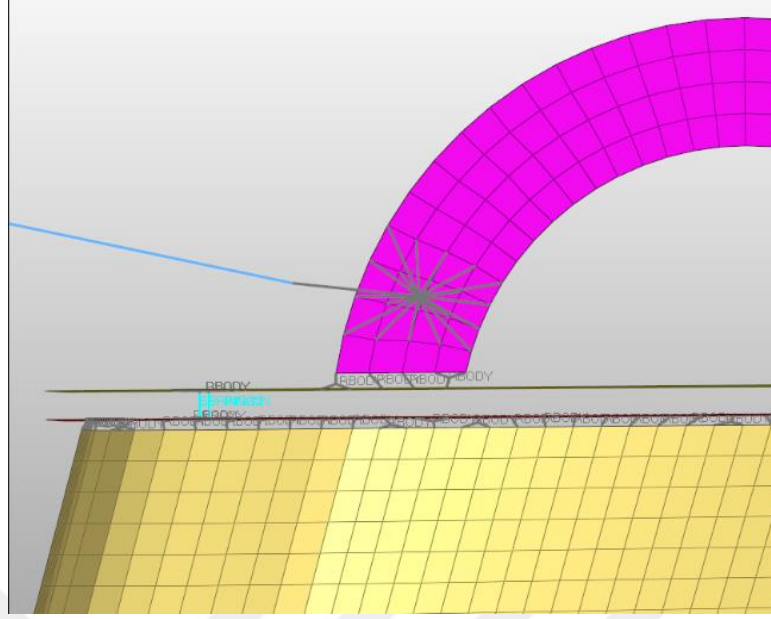
**Şekil 3.5** Aparat –ayak bağlantısı görünümü

Ayak alt sac deliklerinde 6 dof (degree of freedom) ile kısıtlanmıştır. (Şekil 3.6)



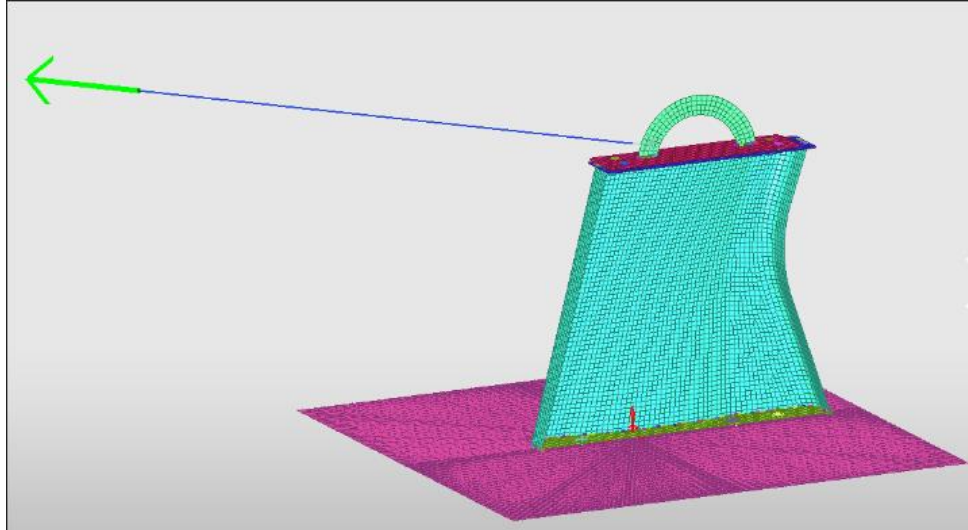
Şekil 3.6 Ayak alt sac 6 dof kısıtlanması

Çekme aparatı 12 derece ile çekilmiştir ve yük olarak 2000 daN (20 kN )'a kadar çıkmaktadır.(Şekil 3.7)

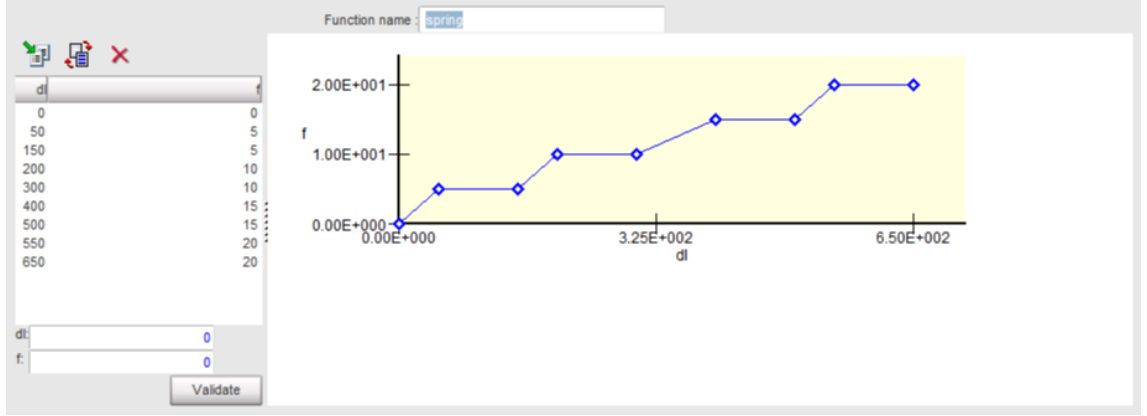


**Şekil 3.7** Aparatın 12 derece ile çekilmesi

Analizde model birimi kN , mm, ms, kg olarak belirlenmiştir. Analiz sabit hızla 1 mm/ms olarak çekilmiştir. Ayrıca analizde 20 kN yüke 650 ms' de çıkılmaktadır. Şekil 3.9' da fonksiyon grafiği gösterilmiştir. Elastisite modülü 207 olarak alınmıştır.



**Şekil 3.8** Ayak ve aparatın çekme analizine hazır görünümü



**Şekil 3.9** FEM fonksiyon grafiği (Kuvvet(kN)-Zaman(ms))

### 3.2. Taşıt tiplerinin sınıflandırılması

Otomotiv endüstrisinde kullanılan taşıt tipleri; 26 Ekim 2016 tarihli 29869 sayılı resmi gazetenin Ek 1’inde yer alan 2007/46/AT, AB/167/2013 ve AB/168/2013 numaralı yönetmeliklerinde aşağıdaki gibi belirtilmiştir. (Göleç M. 2019)

“M Kategorisi Taşıtları: En az dört tekerlekli, motorlu yolcu taşıma amaçlı taşıtlardır.

M1 kategorisi taşıtlar: Sürücü dışında en fazla sekiz kişilik oturma yeri olan, yolcu taşımaya yönelik motorlu taşıtları tanımlamaktadır.

M2 kategorisi taşıtlar: Sürücü dışında sekizden fazla oturma yeri olan, yolcu taşımaya yönelik ve azami kütlesi 5 tonu aşmayan, motorlu taşıtları tanımlamaktadır.

M3 kategorisi taşıtlar: Sürücü dışında sekizden fazla oturma yeri olan, yolcu taşımaya yönelik ve azami kütlesi 5 tonu aşan, motorlu araçları tanımlamaktadır.

N Kategorisi taşıtlar: En az dört tekerlekli, motorlu yük taşıma taşıtlardır.

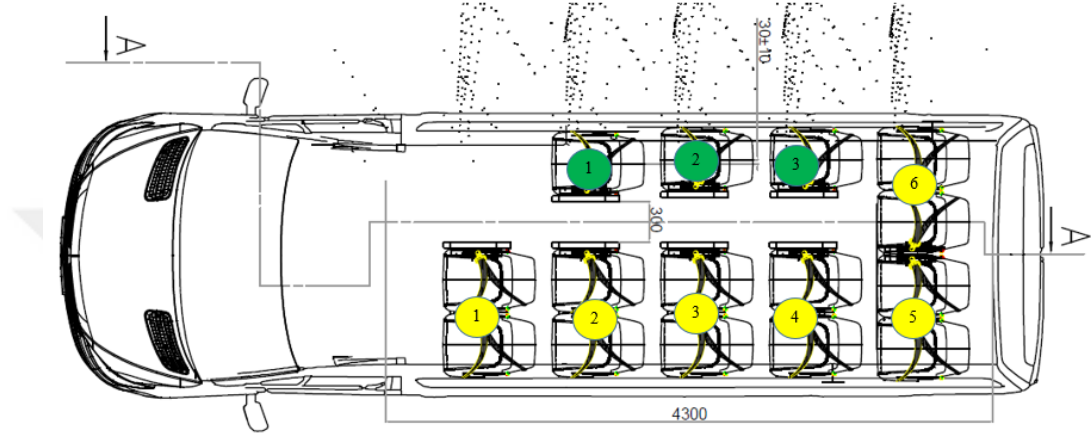
N1 kategorisi taşıtlar: Azami kütlesi 3,5 tonu aşmayan, motorlu yük taşıma araçlarını tanımlamaktadır.

N2 kategorisi taşıtlar: Azami kütlesi 3,5 tonu aşan, 12 tonu aşmayan, motorlu yük taşıtlarını tanımlamaktadır.

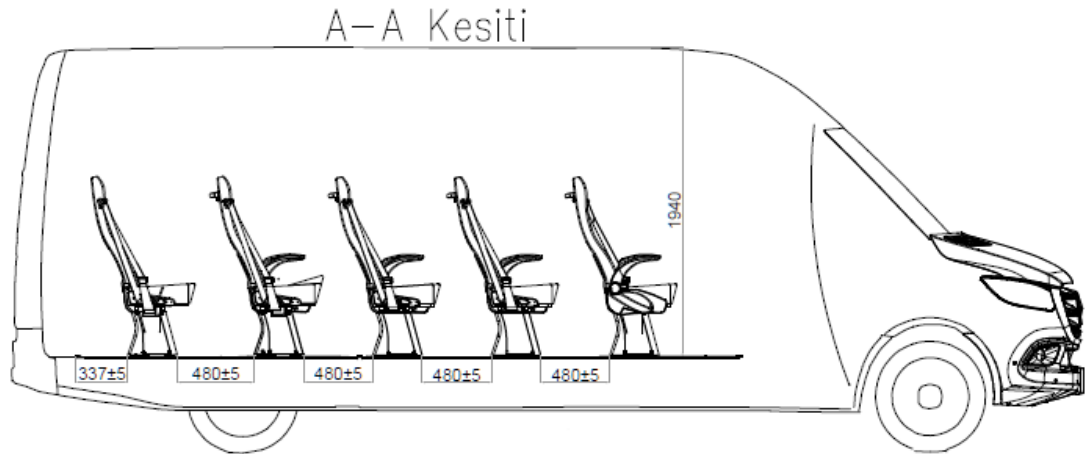
N3 kategorisi taşıtlar: Azami kütlesi 12 tonu aşan, motorlu yük taşıma taşıtlarını tanımlamaktadır.”

Bu çalışmada Şekil 3.10 ve Şekil 3.11’ da gösterilen M2 sınıfı bir taşıt koltuk ayağında yapılan çalışmaların güvenlik, dayanım konuları incelenecek olup ayak kalınlığı ve malzemelerine göre optimizasyon çalışması yapılacaktır.

Araçlarda 6 adet ikili yolcu koltuğu 3 adet de tekli koltuk bulunmaktadır. Ön koltukların tasarımı farklı olduğundan bu çalışmanın kapsamına dâhil edilmemiştir. Her koltukta 2 ayak olduğundan 1 araçta 18 ayak kullanılmaktadır. Araç başına düşen ağırlık hesaplamaları buna göre yapılmıştır.



Şekil 3.10 M2 sınıfı aracın yolcu koltuklarının dizilimi



Şekil 3.11 M2 sınıfı aracın yolcu koltuklarının dizilimi A-A kesiti



#### 4. BULGULAR (BULGULAR ve TARTIŞMA)

##### 4.1. Yolcu koltuğu ayağı farklı kalınlıklardaki sonlu elemanlar(FEM) analizi ve birim maliyet analizi

Bu çalışmada Şekil 4.1 'de gösterilen Isringhausen firmasında yapılan M2 sınıfı yolcu koltuğu ayağı için farklı malzemelerin farklı kalınlıklardaki mekanik analizi ECE-R14 çekme testinin simülasyonu şeklinde sonlu elemanlar yöntemiyle yapılmıştır.

Analizlerde öncelikle 650 ms içinde uygulanan 2000 daN' luk kuvvet sonrası ayakta oluşan çekme yönündeki maksimum değerler bulunmuştur. Ardından ayaklarda oluşabilecek Von-mises değerleri ve deformasyonun ayağın hangi kısımlarında olduğu belirlenmiştir. Kalınlıklara göre Von-mises değerleri ve yer değiştirme değerleri karşılaştırılmıştır. Mekanik analiz sonrasında ayakların kalınlıklarına göre birim ağırlıkları Hyperworks programı yardımıyla bulunmuştur ve araç başına düşen ağırlıklar hesaplanmıştır. Ayrıca, yolcu koltuğu ayaklarının kalınlıklarına göre hammadde fiyatları listelenmiştir ve bu fiyatlara göre birim ayak maliyetleri hesaplanmıştır. (Yanç E. 2019)

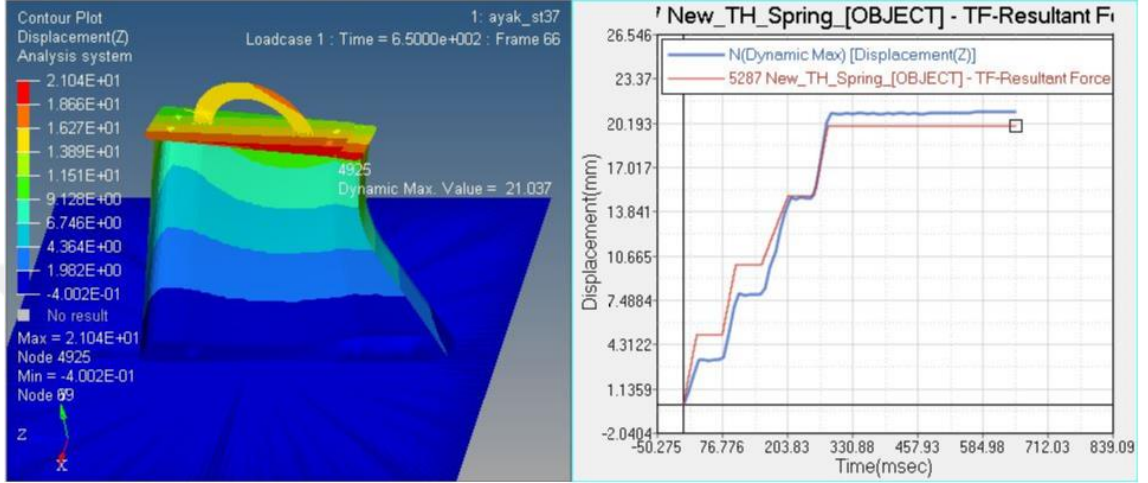
Son olarak bu çalışmada hangi ayağın mekanik, ağırlık ve maliyet karşılaştırması yapılarak ayakların optimizasyonu sağlanmıştır.



Şekil 4.1. Analizi yapılan ayağın gerçek görünümü

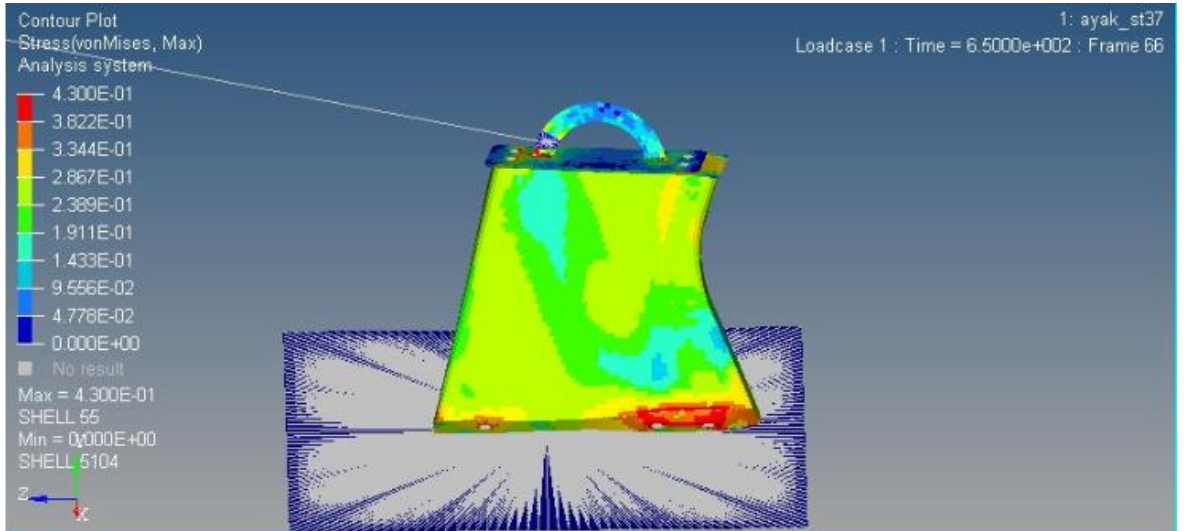
## 4.2. St37 Malzemeli ayağın farklı kalınlıklardaki sonlu elemanlar(FEM) analizi ve birim maliyet analizi

St37 3 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde öncelikle z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan değer ayak üst arka bölgesinde 21 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.2)



Şekil 4.2. St37-3 mm ayak için kuvvet-yer değişimi-zaman grafiği

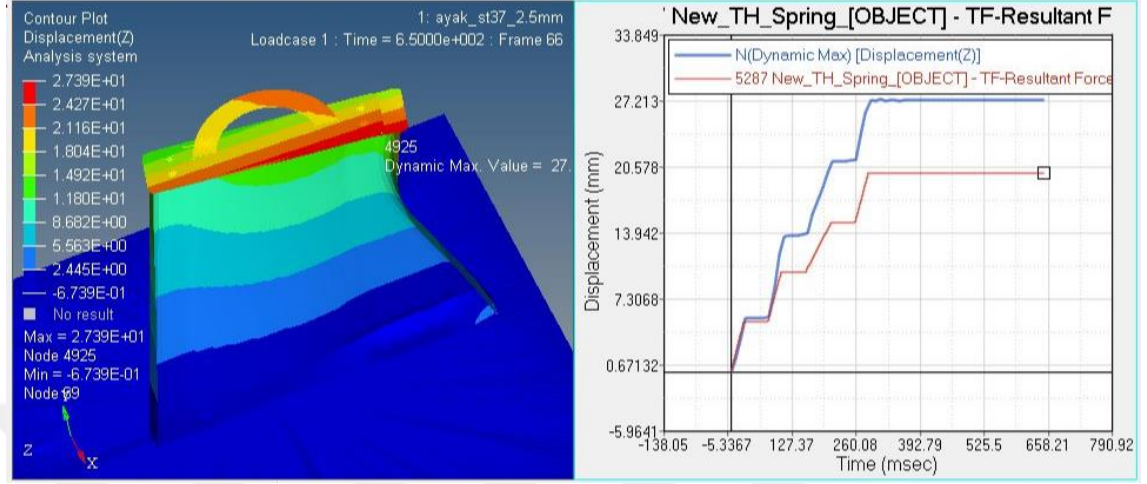
St37 3 mm olan ayakta von-mises geriliminin maksimum olduğu kısımlar ayak arka bağlantı noktası olduğu ve buralarda plastik deformasyonların olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum von-mises gerilimi ise 430MPa olarak gözükmektedir.(Şekil 4.3)



Şekil 4.3. St37-3 mm-Von-mises gerilmesi

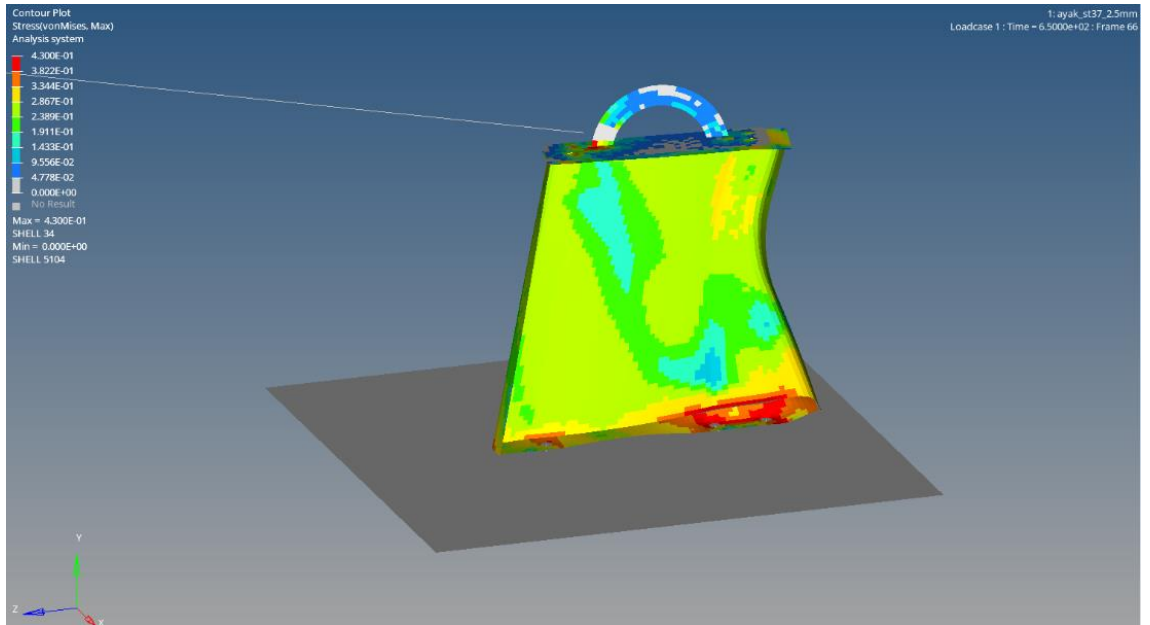


St37 2,5 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan değer ayak üst arka bölgesinde 27 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.4)



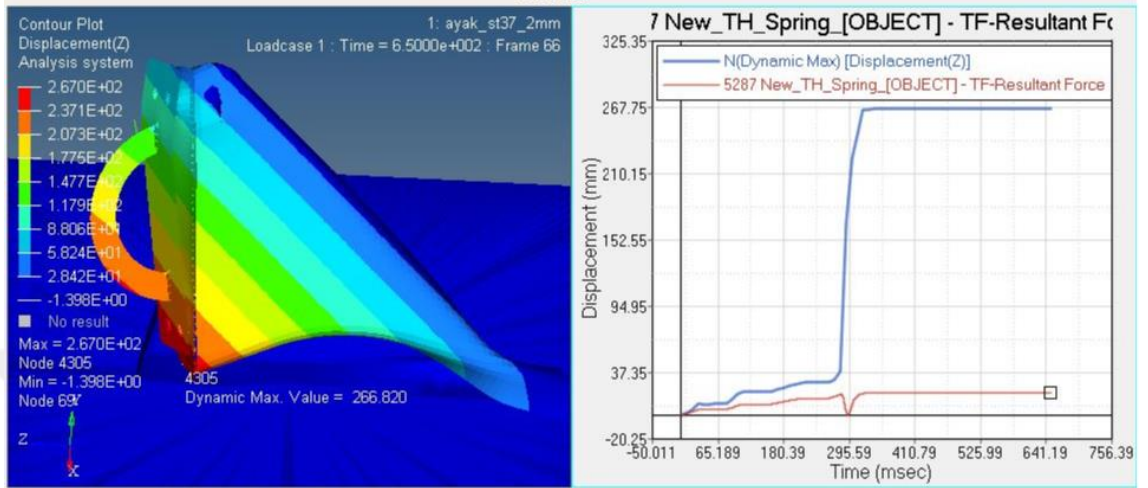
Şekil 4.4. St37-2,5 mm ayak için kuvvet-yer değişimi-zaman grafiği

St37 2,5 mm olan ayakta von-mises geriliminin maksimum olduğu kısımlar yine ayak arka bağlantı noktası olduğu ayrıca plastik deformasyonların arttığı gözlemlenmiştir..(Şekil 4.5)



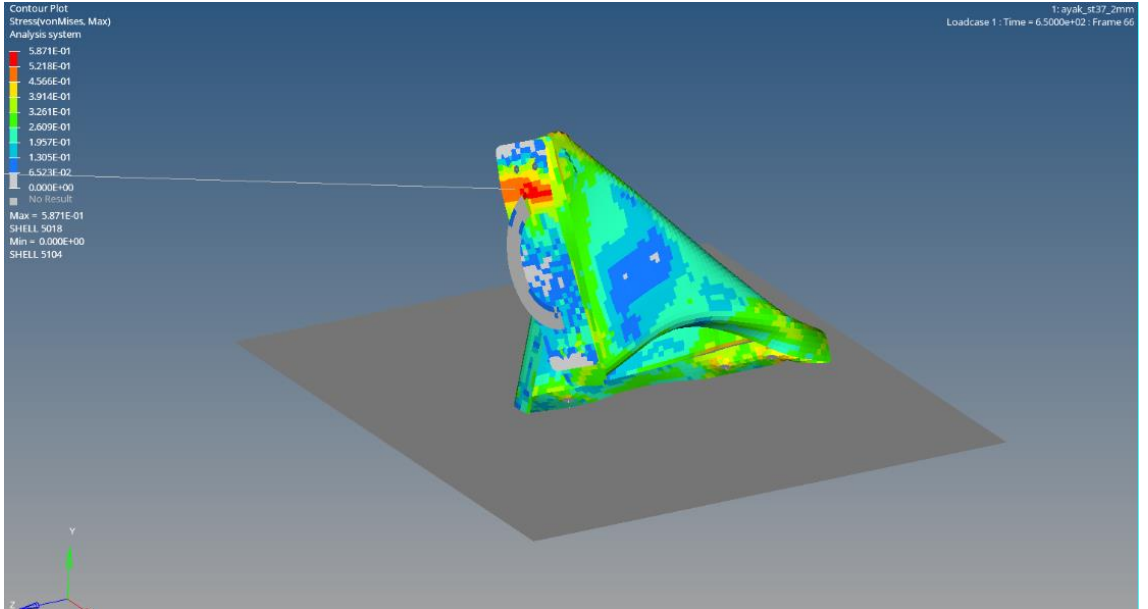
Şekil 4.5. St37-2,5 mm-Von-mises gerilmesi

St37 2 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan değerde ise ayak burulmaya uğramış ve arka bölgesi ayağın ön kısmına kadar yer değiştirmiş ve bu değer 267 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.6)



Şekil 4.6. St37-2 mm ayak için kuvvet-yer değişimi-zaman grafiği

St37 2 mm olan ayakta von-mises gerilimi uygulandığında ayakta burulmaya sebep olmuştur. Maksimum von-mises gerilimi ise 584 MPa olarak gözlemlenmiştir..(Şekil 4.7)



Şekil 4.7. St37-2 mm-Von-mises gerilmesi

Bu çalışmada yapılan sonlu elemanlar analizi Von-mises değerlerine göre testi geçen sonuçlar yeşil renk ile kritik seviyede(lokal plastik deformasyona uğrayan) sonuçlar açık yeşil renkle ve testi geçemeyen(çekme dayanımı değerleri arasında olmayan) sonuçlar için kırmızı gösterge kullanılmıştır.(Çizelge 4.1)

**Çizelge 4.1.** FEM Analizine göre Geçti/Kaldı göstergesi

<b>Sonlu Elemanlar Analizine Göre Testi Geçti/Kaldı Göstergesi</b>	
	<b>Geçti</b>
	<b>Kritik seviye(Lokal plastik deformasyonlar oluşur.)</b>
	<b>Kaldı</b>

St37 malzemeli ayak için yapılan analiz sonuçları Çizelge 4.2 'de sunulmuştur. Buna göre 3 mm ve 2,5 mm kalınlığa sahip ayaklar sonlu elemanlar analizine göre kritik seviyeli durumda olduğu gözlemlenmiştir. 2 mm kalınlığa sahip ayak ise testi geçemediği gözlemlenmiştir.

**Çizelge 4.2.** St37 FEM maksimum Von-mises gerilimi

<b>Malzeme</b>	<b>Kalınlık(mm)</b>	<b>Çekme Dayanımı(Mpa)</b>	<b>Maksimum Von-Mises Gerilimi(Mpa)</b>
St37	3	340-470	430
	2,5		430
	2		584

Aşağıdaki çizelgede (Çizelge 4.3) St37 malzemeli ayağın 3 mm, 2,5 mm ve 2 mm kalınlıklarda birim ağırlık sunulmuştur. Ayrıca 16+1 okul araçlarında 18 adet ayak kullanılacaktır. Buna göre araçlara etki eden ağırlık aşağıdaki tabloda verilmiştir.

**Çizelge 4.3.** St37 Ayağın kalınlıklara göre ve araç başına düşen ağırlığı(kg)

Malzeme	Kalınlık(mm)	Ağırlık(Kg)	16+1 Okul aracında 18 adet ayak kullanımı sonucunda oluşan ağırlık(kg)
St37	3 mm	2,50	45,00
	2.5 mm	2,09	37,62
	2 mm	1,67	30,06

Bu çalışmada ayrıca malzemelerin kalınlıklarına göre hammadde fiyatları üzerinden ayak kalınlıklarına göre birim maliyetleri çıkarılmıştır ve 1 araçta kullanılan 18 ayak için maliyet hesabı aşağıdaki Çizelge 4.4 'de yapılmıştır.

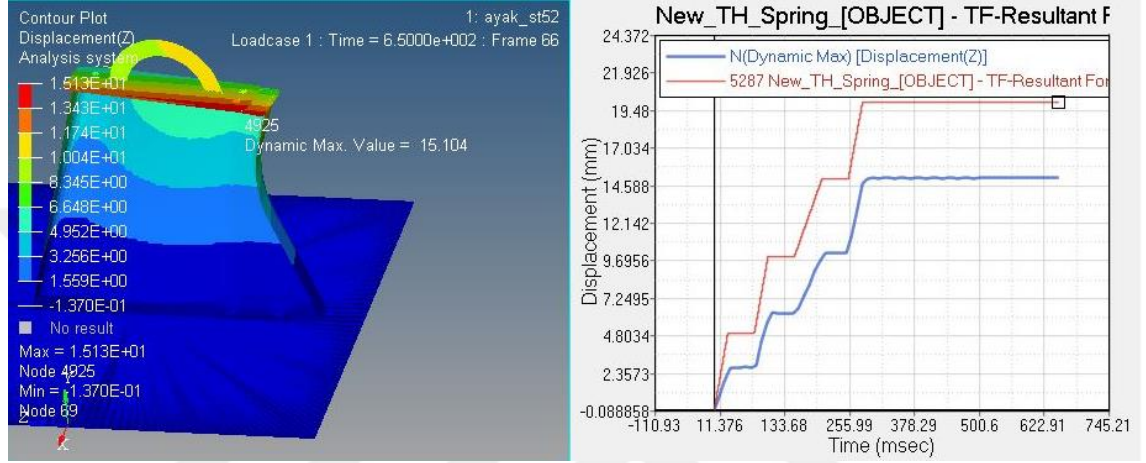
**Çizelge 4.4.** St37 Ayağın kalınlıklara göre birim ve araç başına düşen maliyeti(Euro)

Malzeme	Kalınlık(mm)	Ağırlık(Kg)	Hammadde Birim Fiyatları/Ton(Euro)	Birim Ayak Maliyeti(Euro)	16+1 Okul aracında 18 adet ayak kullanımı sonucunda 1 araç için oluşan maliyet
St37	3 mm	2,50	730,00 €	1,83 €	32,85 €
	2.5 mm	2,09	720,00 €	1,50 €	27,09 €
	2 mm	1,67	710,00 €	1,19 €	21,34 €

Bu sonuçlara göre üretici firmanın kullanabileceği ayak tipi 3 mm ve 2,5 mm olan ayak tipleridir, fakat lokal deformasyonların yoğunluğu nedeni ile ayak arka bağlantı bölgesini güçlendirmelidir. Ağırlık ve maliyet analizine göre hem mali yönden hem de ağırlık yönünden dezavantajlı olduğu gözlemlenmiştir. Taşıtta 3 mm kalınlıklı ayak kullanmak 32,85 Euro maliyete ve 45 kg ağırlığa sebep olduğu gözlemlenmiştir.

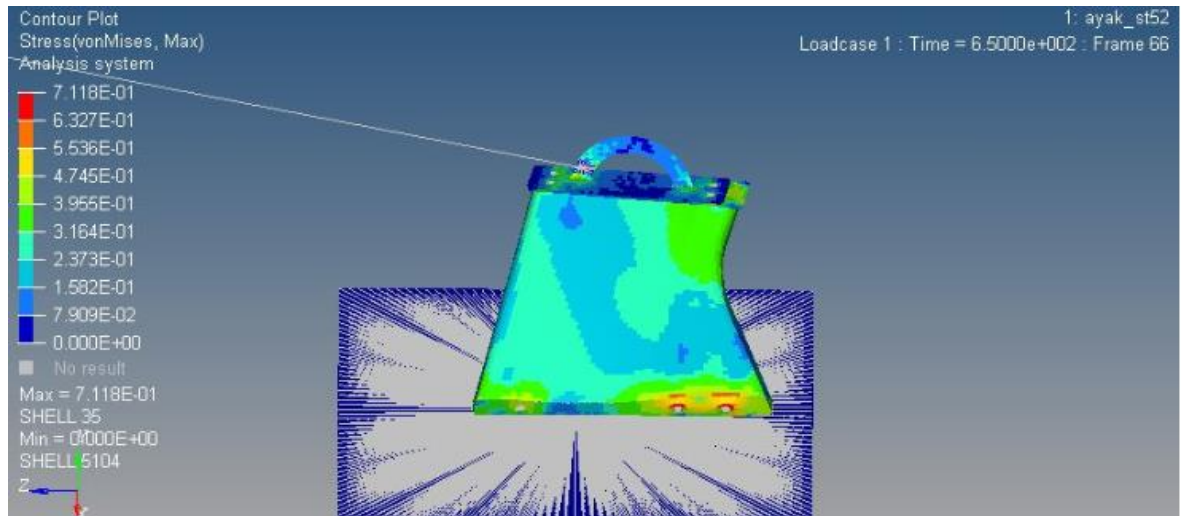
### 4.3. St52 Malzemeli ayağın farklı kalınlıklardaki sonlu elemanlar(FEM) analizi ve birim maliyet analizi

St52 3 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan maksimum yer değiştirme değeri ayak üst arka bölgesinde 15 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.8)



Şekil 4.8. St52-3 mm ayak için kuvvet-yer değişimi-zaman grafiği

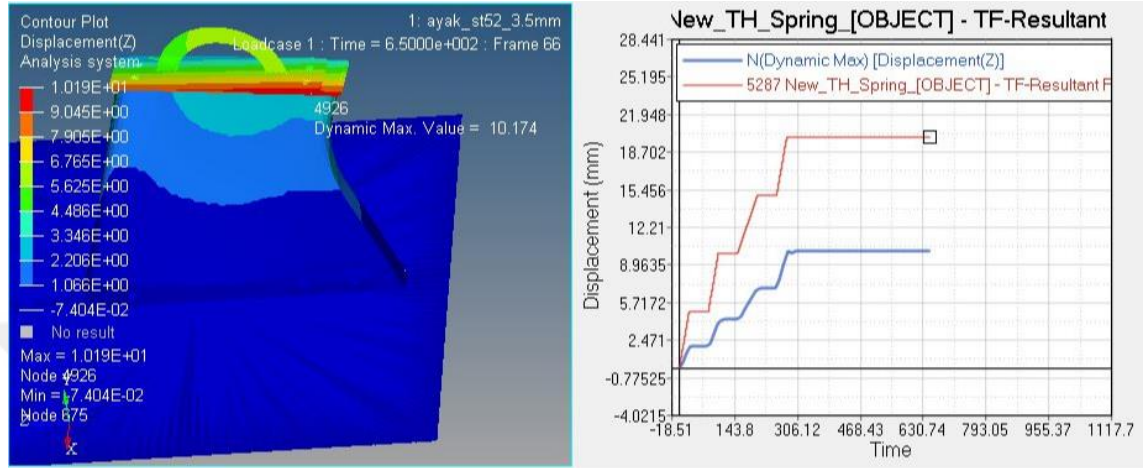
St52 3 mm olan ayakta von-mises geriliminin maksimum olduğu kısımlar ayak arka bağlantı noktası olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum von-mises gerilimi ise 711MPa olarak gözükmektedir.(Şekil 4.9)



Şekil 4.9. St52-3 mm-Von-mises gerilmesi

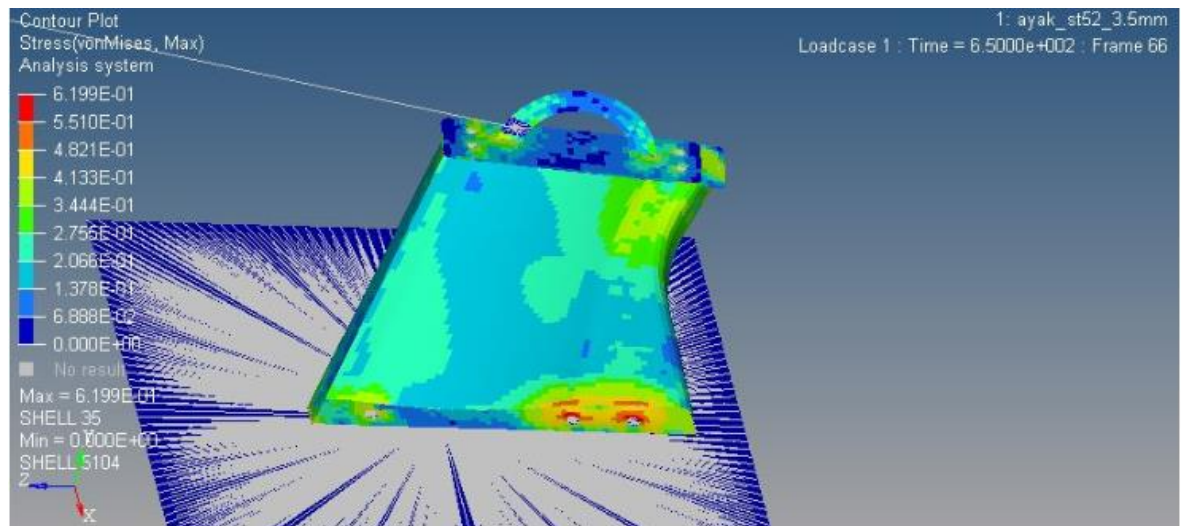


St52 3,5 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan maksimum yer değıştirme değeri ayak üst arka bölgesinde 10 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.10)



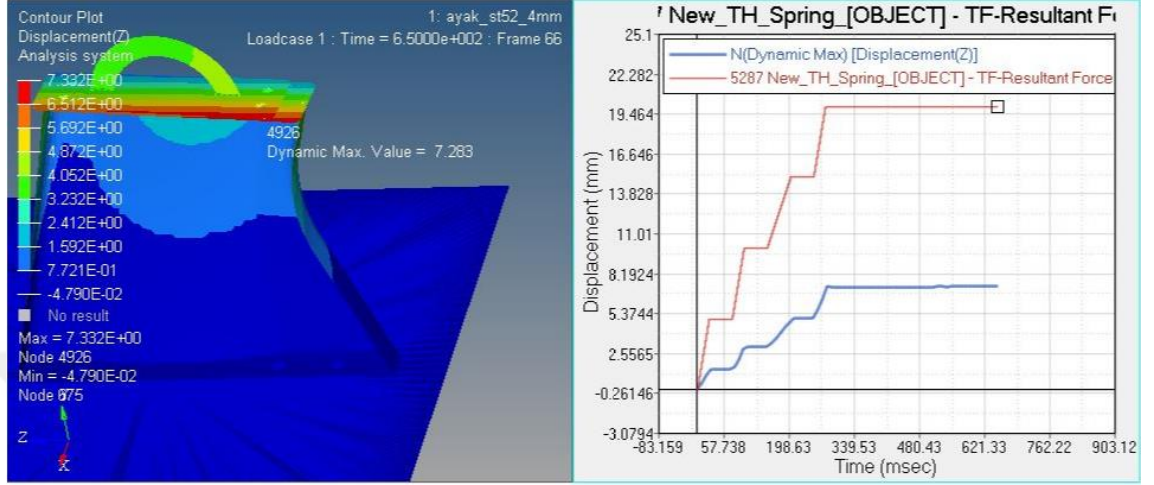
Şekil 4.10. St52-3,5 mm ayak için kuvvet-yer değışimi-zaman grafiği

St52 3,5 mm olan ayakta von-mises geriliminin maksimum olduğu kısımlar ayak arka bağlantı noktası olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum von-mises gerilimi ise 620 MPa olarak gözükmemektedir.(Şekil 4.11)



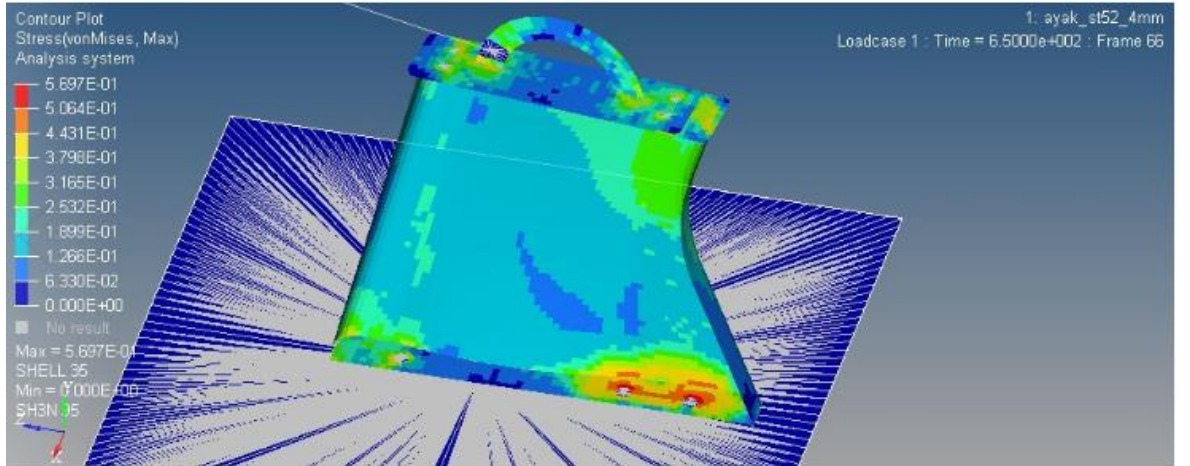
Şekil 4.11. St52-3,5 mm-Von-mises gerilmesi

St52 4 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan maksimum yer değiştirme değeri ayak üst arka bölgesinde 7 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.12)



Şekil 4.12. St52-4 mm ayak için kuvvet-yer değişimi-zaman grafiği

St52 4 mm olan ayakta von-mises geriliminin maksimum olduğu kısımlar ayak arka bağlantı noktası olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum von-mises gerilimi ise 569 MPa olarak gözükmektedir.(Şekil 4.13)



Şekil 4.13. St52-4 mm-Von-mises gerilmesi

St52 malzemeli ayak için yapılan analiz sonuçlarına göre 3 mm kalınlıkta olan ayak testi geçememektedir,kalınlığın 3,5mm'ye çıkması ile ECE R14 testini geçer seviyede

fakat yinede lokal bölgelerde kritik seviyededir.Kalınlığın 4 mm'ye çıkması testin rahatlıkla geçmesini sağlamıştır. (Çizelge 4.5)

**Çizelge 4.5.** St52 FEM maksimum Von-mises gerilimi

Malzeme	Kalınlık(mm)	Çekme Dayanımı(Mpa)	Maksimum Von-Mises Gerilimi(Mpa)
St52	3	490-630	711
	3,5		620
	4		569

Aşağıdaki çizelgede (Çizelge 4.6) St52 malzemeli ayağın 3mm,3,5mm ve 4 mm kalınlıklarda birim ağırlık sunulmuştur. Ayrıca 16+1 okul araçlarında 18 adet ayak kullanılacaktır. Buna göre araçlara etki eden ağırlık aşağıdaki tabloda verilmiştir.

**Çizelge 4.6.** St52 Ayağın kalınlıklara göre ve araç başına düşen ağırlığı(kg)

Malzeme	Kalınlık(mm)	Ağırlık(Kg)	16+1 Okul aracında 18 adet ayak kullanımı sonucunda oluşan ağırlık(kg)
St52	3 mm	2,50	45,00
	3.5 mm	2,92	52,56
	4 mm	3,33	59,94

Bu çalışmada ayrıca malzemelerin kalınlıklarına göre hammadde fiyatları üzerinden ayak kalınlıklarına göre birim maliyetleri çıkarılmıştır ve 1 araçta kullanılan 18 ayak için maliyet hesabı aşağıdaki Çizelge 4.7 'de yapılmıştır.

**Çizelge 4.7.** St52 Ayağın kalınlıklara göre birim ve araç başına düşen maliyeti(Euro)

Malzeme	Kalınlık(mm)	Ağırlık(Kg)	Hammadde Birim Fiyatları/Ton(Euro)	Birim Ayak Maliyeti(Euro)	16+1 Okul aracında 18 adet ayak kullanımı sonucunda 1 araç için oluşan maliyet
St52	3 mm	2,50	770,00 €	1,93 €	34,65 €
	3.5 mm	2,92	790,00 €	2,31 €	41,52 €
	4 mm	3,33	810,00 €	2,70 €	48,55 €

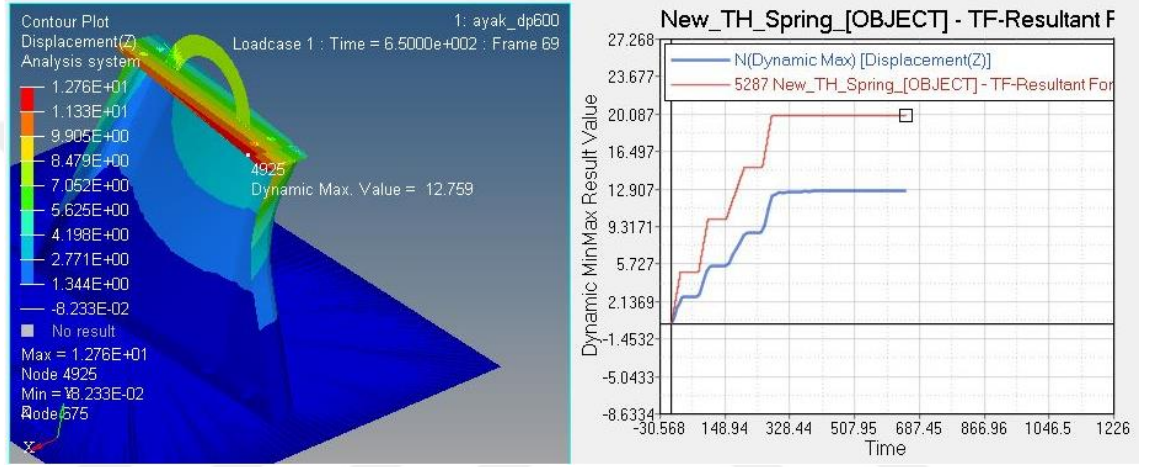
Bu sonuçlara göre üretici firmanın kullanabileceği ayak tipi 3,5 mm ve 4 mm olan ayak tipidir.3,5 mm de olan ayak kritik seviyededir. Fiyat olarak 4mm olan ayağa göre araç



başı 7 Euro avantaj sağlamaktadır. Ağırlık yönünden de araç başına 7,38 kg avantaj sağlamaktadır.

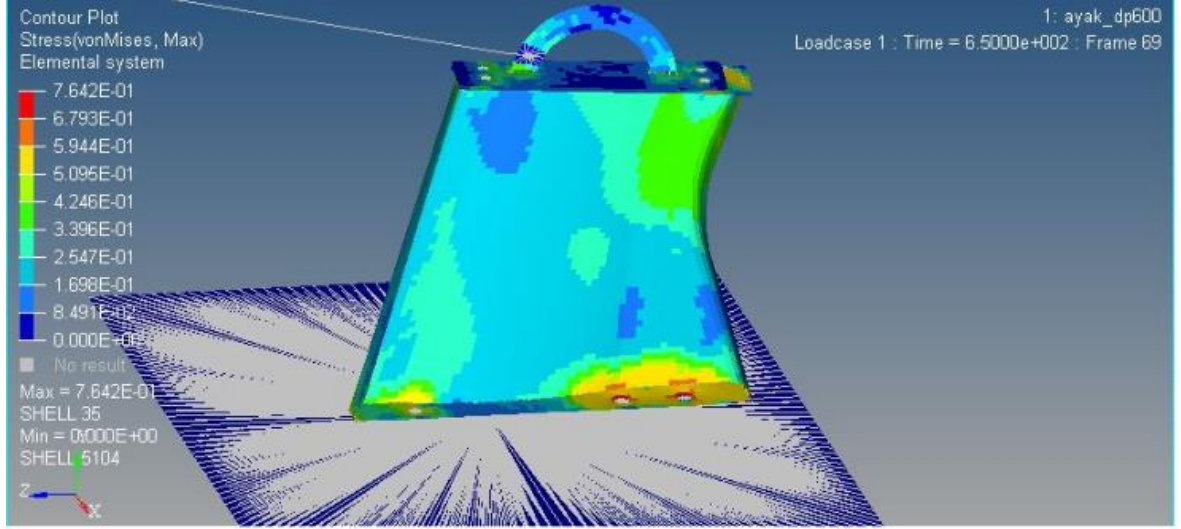
#### 4.4. DP600 Malzemeli ayağın farklı kalınlıklardaki sonlu elemanlar(FEM) analizi ve birim maliyet analizi

DP600 3 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan maksimum yer değiştirme değeri ayak üst arka bölgesinde 12,8 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.14)



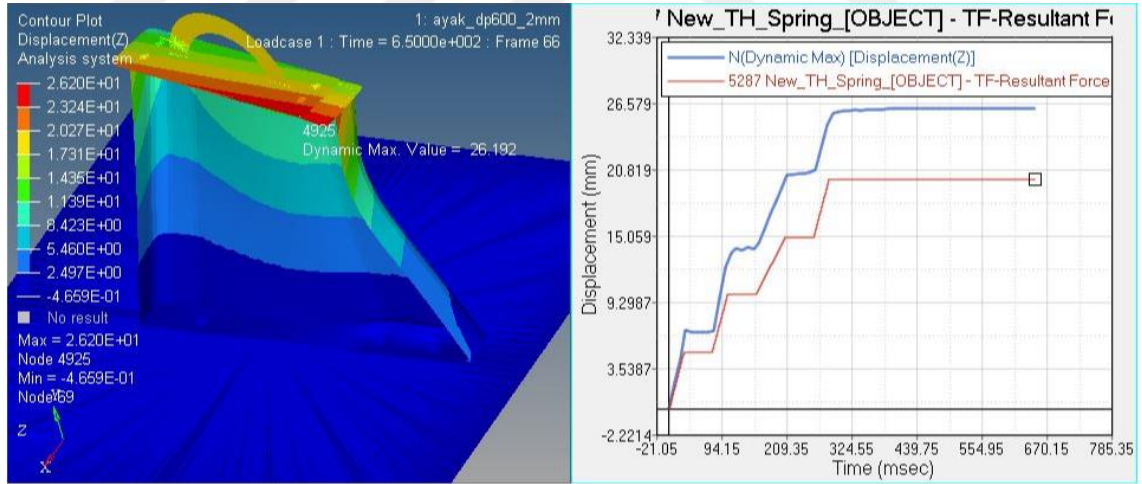
Şekil 4.14. DP600-3 mm ayak için kuvvet-yer değişimi-zaman grafiği

DP600 3 mm olan ayakta von-mises geriliminin maksimum olduğu kısımlar ayak arka bağlantı noktası olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum von-mises gerilimi ise 764 MPa olarak gözükmemektedir.(Şekil 4.15)



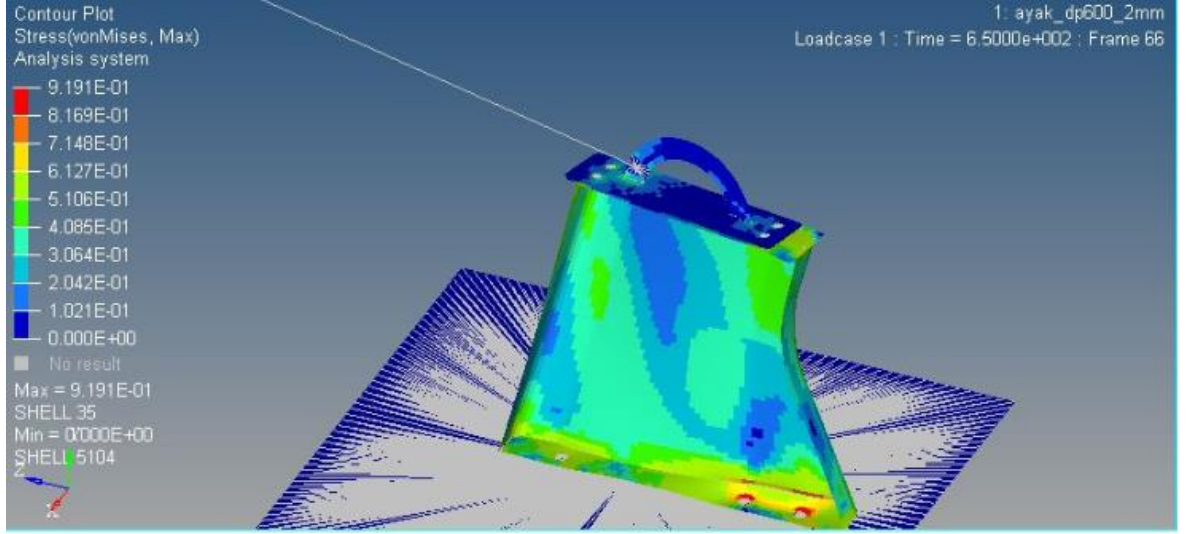
Şekil 4.15. DP600 3 mm-Von-mises gerilmesi

DP600 2 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan maksimum yer değiştirme değeri ayak üst arka bölgesinde 26 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.16)



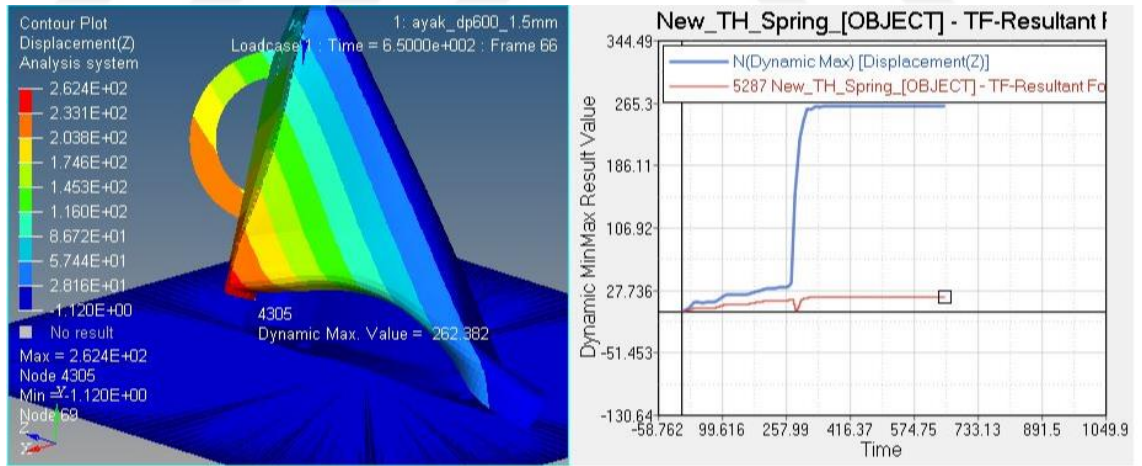
Şekil 4.16. DP600-2 mm ayak için kuvvet-yer değişimi-zaman grafiği

DP600 2 mm olan ayakta von-mises geriliminin maksimum olduğu kısımlar ayak arka bağlantı noktası olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum von-mises gerilimi ise 919 MPa olarak gözükmektedir.(Şekil 4.17)



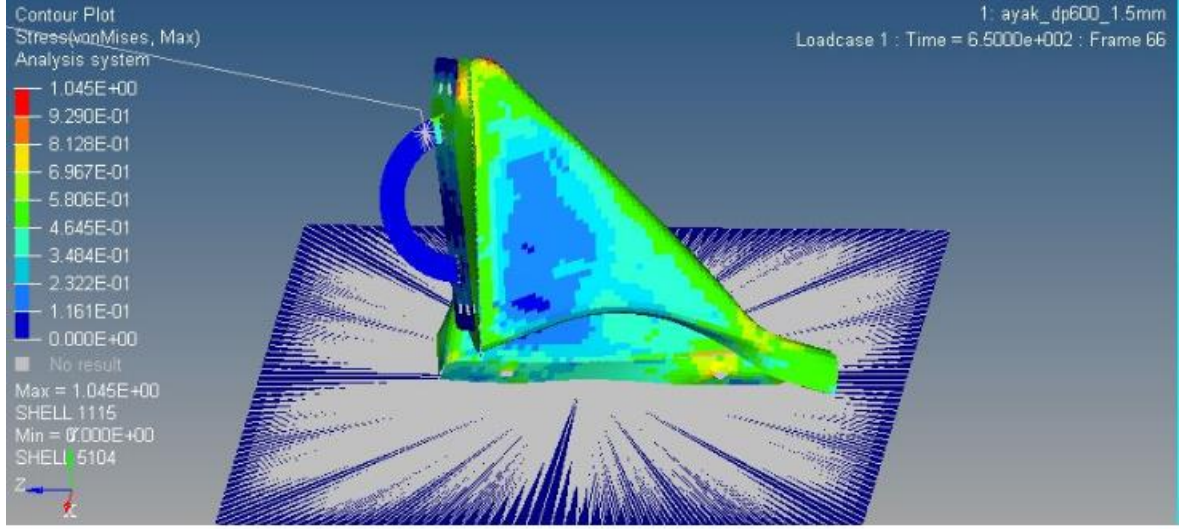
Şekil 4.17. DP600 2 mm-Von-mises gerilmesi

DP600 1,5 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan değerde ise ayak burulmaya uğramış ve arka bölgesi ayağın ön kısmına kadar yer değiştirmiş ve bu değer 262 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.18)



Şekil 4.18. DP600 - 1,5 mm ayak için kuvvet-yer değişimi-zaman grafiği

DP600 1,5 mm olan ayak burkulmaya uğradığı gözlemlenmiştir. Maksimum von-mises gerilimi ise 1045 MPa olarak gözükmektedir.(Şekil 4.19)



**Şekil 4.19.** DP600 1,5 mm-Von-mises gerilmesi

DP600 malzemeli ayak için yapılan analiz sonuçlarına göre 3 mm kalınlıkta olan ayak testi kritik seviyede geçmektedir. Kalınlığın 2 mm'ye düşmesi ile Maksimum Von-Mises gerilimi 919 MPa seviyesine çıkmaktadır ve özellikle ayak arkası bağlantılardan testi geçememektedir. Kalınlığın 1,5 mm'ye düşmesi ile ayakta burkulmaya yol açmaktadır. Test başarısızlıkla sonuçlanmıştır. (Çizelge 4.8)

**Çizelge 4.8.** DP600 FEM maksimum Von-mises gerilimi

Malzeme	Kalınlık(mm)	Çekme Dayanımı(Mpa)	Maksimum Von-Mises Gerilimi(Mpa)
DP600	3	600-770	764
	2		919
	1,5		1045

Aşağıdaki çizelgede (Çizelge 4.9) DP600 malzemeli ayağın 3 mm, 2 mm ve 1,5 mm kalınlıklarda birim ağırlık sunulmuştur. Ayrıca 16+1 okul araçlarında 18 adet ayak kullanılacaktır. Buna göre araçlara etki eden ağırlık aşağıdaki tabloda verilmiştir.



**Çizelge 4.9.** DP600 Ayağın kalınlıklara göre ve araç başına düşen ağırlığı(kg)

Malzeme	Kalınlık(mm)	Ağırlık(Kg)	16+1 Okul aracında 18 adet ayak kullanımı sonucunda oluşan ağırlık(kg)
DP600	3 mm	2,50	45,00
	2 mm	1,67	30,06
	1.5 mm	1,60	28,80

Bu çalışmada ayrıca malzemelerin kalınlıklarına göre hammadde fiyatları üzerinden ayak kalınlıklarına göre birim maliyetleri çıkarılmıştır ve 1 araçta kullanılan 18 ayak için maliyet hesabı aşağıdaki Çizelge 4.10 'da yapılmıştır.

**Çizelge 4.10.** DP600 Ayağın kalınlıklara göre birim ve araç başına düşen maliyeti(Euro)

Malzeme	Kalınlık(mm)	Ağırlık(Kg)	Hammadde Birim Fiyatları/Ton(Euro)	Birim Ayak Maliyeti(Euro)	16+1 Okul aracında 18 adet ayak kullanımı sonucunda 1 araç için oluşan maliyet
DP600	3 mm	2,50	820,00 €	2,05 €	36,90 €
	2 mm	1,67	800,00 €	1,34 €	24,05 €
	1.5 mm	1,60	790,00 €	1,26 €	22,75 €

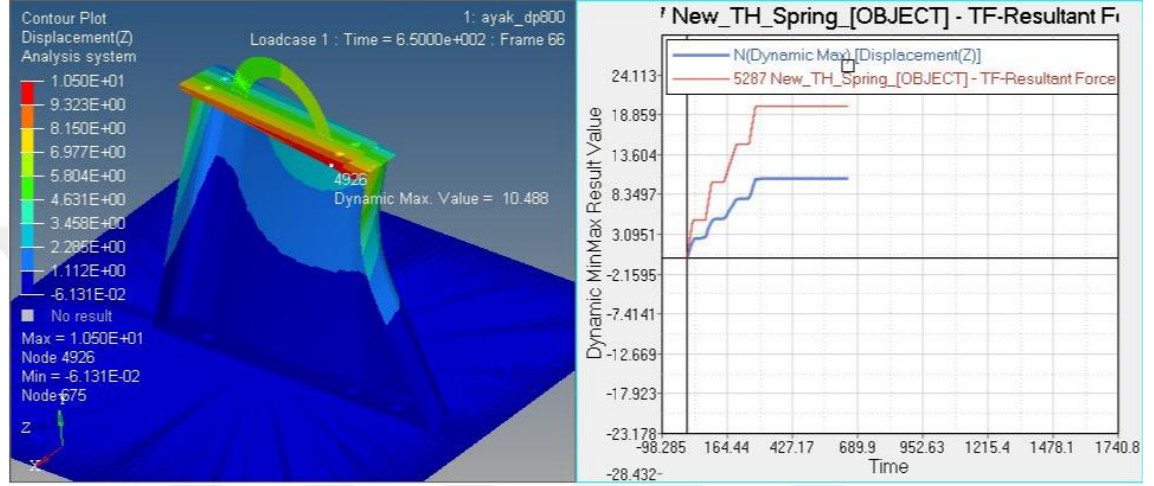
Bu sonuçlara göre üretici firmanın kullanabileceği ayak tipi 3 mm olan ayak tipidir.

Fiyat olarak 2 mm olan ayağa göre araç başı 12,85 Euro dezavantaj sağlamaktadır.

Ağırlık yönünden de 2 mm olan ayağa göre araç başına 14,94 kg dezavantajlı durumda olduğu gözlemlenmiştir.

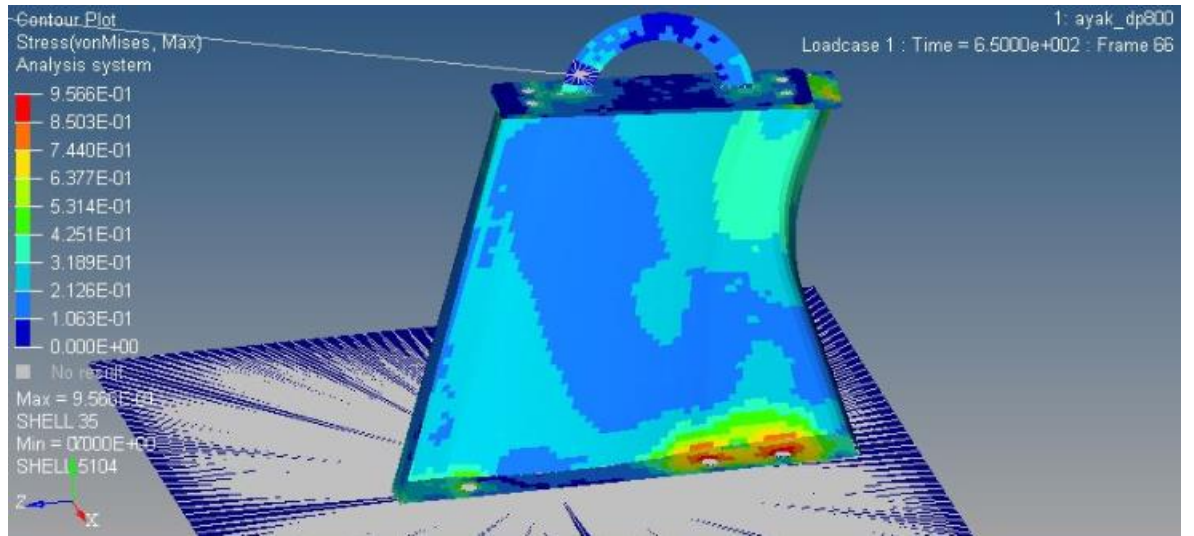
#### 4.5. DP800 Malzemeli Ayağın Farklı Kalınlıklardaki Sonlu Elemanlar(FEM) analizi ve birim maliyet analizi

DP800 3 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan maksimum yer değiştirme değeri ayak üst arka bölgesinde 10,5 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.20)



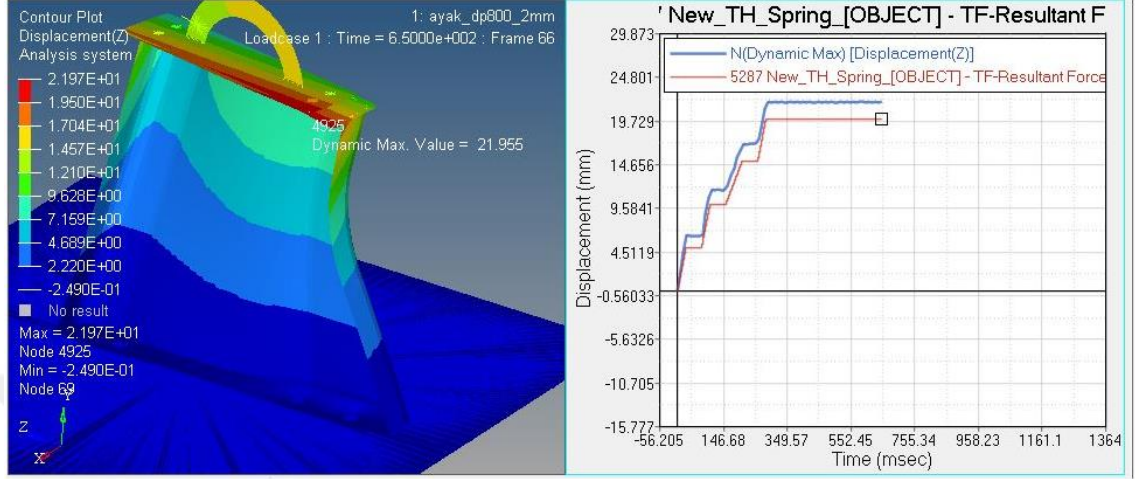
Şekil 4.20. DP800 - 3 mm ayak için kuvvet-yer değişimi-zaman grafiği

DP800 3 mm olan ayakta von-mises geriliminin maksimum olduğu kısımlar ayak arka bağlantı noktası olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum von-mises gerilimi ise 956 MPa olarak gözükmektedir.(Şekil 4.21)



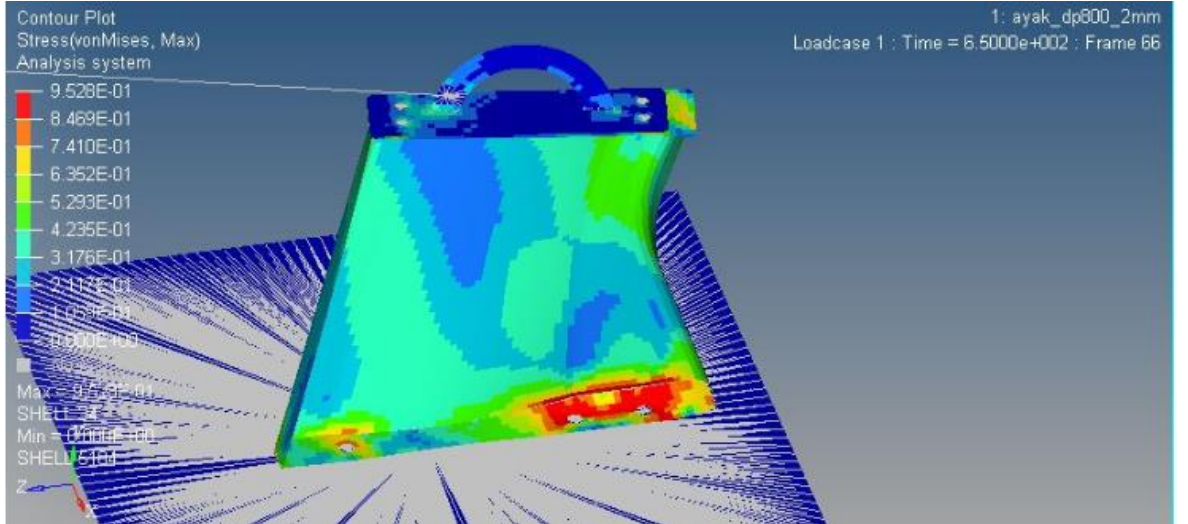
Şekil 4.21. DP800 3 mm-Von-mises gerilmesi

DP800 2 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan maksimum yer değiştirme değeri ayak üst arka bölgesinde 22 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.22)



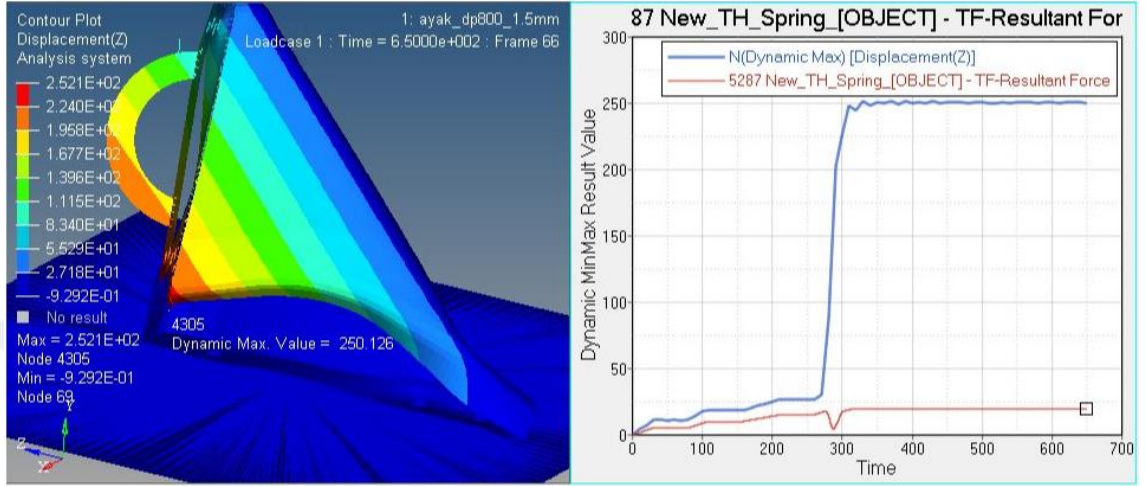
Şekil 4.22. DP800 - 2 mm ayak için kuvvet-yer değişimi-zaman grafiği

DP800 2 mm olan ayakta von-mises geriliminin maksimum olduğu kısımlar ayak arka bağlantı noktası olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum von-mises gerilimi ise 952 MPa olarak gözükmektedir.(Şekil 4.23)



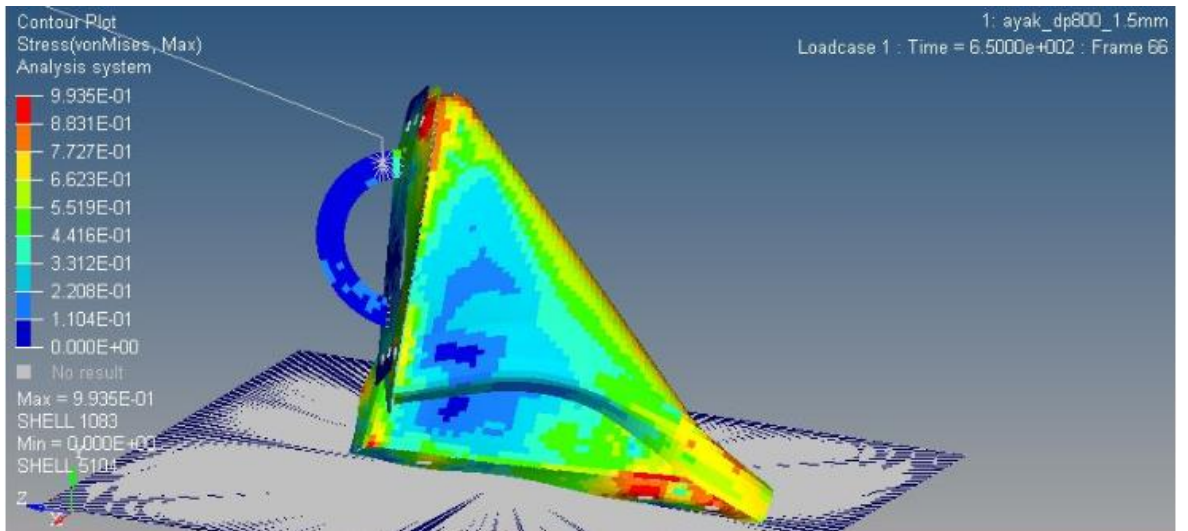
Şekil 4.23. DP800 2 mm-Von-mises gerilmesi

DP800 1,5 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan değerde ise ayak burulmaya uğramış ve arka bölgesi ayağın ön kısmına kadar yer değiştirmiş ve bu değer 250 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.24)



Şekil 4.24. DP800 – 1,5 mm ayak için kuvvet-yer değişimi-zaman grafiği

DP800 1,5 mm olan ayakta von-mises geriliminin maksimum olduğu kısımlar ayak arka bağlantı noktası olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum von-mises gerilimi ise 993 MPa olarak gözükmemektedir.(Şekil 4.25)



Şekil 4.25. DP800 1,5 mm-Von-mises gerilmesi



Bu çalışmada DP800 malzemeli ayak için yapılan analiz sonuçlarına göre 3 mm kalınlıkta olan ayak testi kritik seviyede geçmektedir. Kalınlığın 2 mm'ye düşmesi ile Maksimum Von-Mises gerilimi 952 MPa seviyesine düşmektedir ve özellikle ayak arkası bağlantılardan testi geçememektedir. Kalınlığın 1,5 mm'ye düşmesi ile ayak burkulmaya uğramıştır ve test başarısızlıkla sonuçlanmıştır. (Çizelge 4.11)

Bu sonuçlara göre, üretici 2mm olan DP800 malzemeyi kullanarak kritik seviyede malzeme kullanılabilir, ayağı kritiklik seviyesinden çıkararak kullanmak için güçlendirmek gerekebilir, bunu da zayıf olan bölgelere destek braket kaynağı yaparak sağlanabilir.

**Çizelge 4.11.** DP800 FEM maksimum Von-mises gerilimi

Malzeme	Kalınlık(mm)	Çekme Dayanımı(Mpa)	Maksimum Von-Mises Gerilimi(Mpa)
DP800	3	780-960	956
	2		952
	1,5		993

Aşağıdaki çizelgede (Çizelge 4.12) DP800 malzemeli ayağın 3 mm, 2 mm ve 1,5 mm kalınlıklarda birim ağırlık sunulmuştur. Ayrıca 16+1 okul araçlarında 18 adet ayak kullanılacaktır. Buna göre araçlara etki eden ağırlık aşağıdaki tabloda verilmiştir.

**Çizelge 4.12.** DP800 Ayağın kalınlıklara göre ve araç başına düşen ağırlığı(kg)

Malzeme	Kalınlık(mm)	Ağırlık(Kg)	16+1 Okul aracında 18 adet ayak kullanımı sonucunda oluşan ağırlık(kg)
DP800	3 mm	2,50	45,00
	2 mm	1,67	30,06
	1.5 mm	1,26	22,68

Bu çalışmada ayrıca malzemelerin kalınlıklarına göre hammadde fiyatları üzerinden ayak kalınlıklarına göre birim maliyetleri çıkarılmıştır ve 1 araçta kullanılan 18 ayak için maliyet hesabı aşağıdaki Çizelge 4.13 'de yapılmıştır.

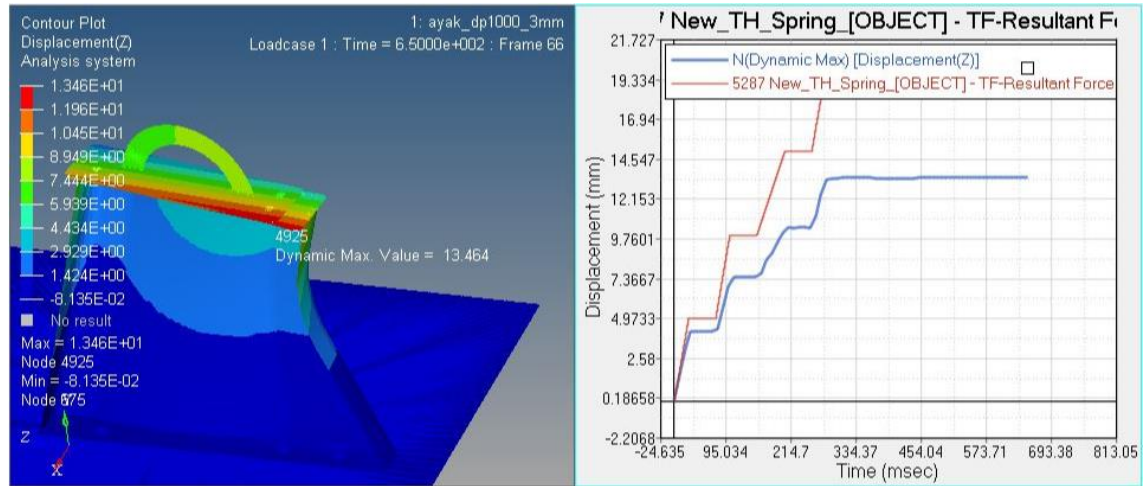
**Çizelge 4.13.** DP800 Ayağın kalınlıklara göre birim ve araç başına düşen maliyeti(Euro)

Malzeme	Kalınlık(mm)	Ağırlık(Kg)	Hammadde Birim Fiyatları/Ton(Euro)	Birim Ayak Maliyeti(Euro)	16+1 Okul aracında 18 adet ayak kullanımı sonucunda 1 araç için oluşan maliyet
DP800	3 mm	2,50	905,00 €	2,26 €	40,73 €
	2 mm	1,67	865,00 €	1,44 €	26,00 €
	1.5 mm	1,26	850,00 €	1,07 €	19,28 €

Bu sonuçlara göre üretici firmanın kullanabileceği ayak tipi kritik seviyede de olsa 2mm olan ayak tipidir. Fiyat olarak 3 mm olan ayağa göre araç başı 14,73 Euro avantaj sağlarken 1,5 mm olan ayak tipine göre 6,72 Euro dezavantajlı durumdadır. Ağırlık açısından ise 3 mm olan ayağa göre araç başına 14,96 kg avantajlı durumda olduğu, 1,5 mm olan ayağa göre ise 7,38 kg dezavantajlı durumda olduğu gözlemlenmiştir.

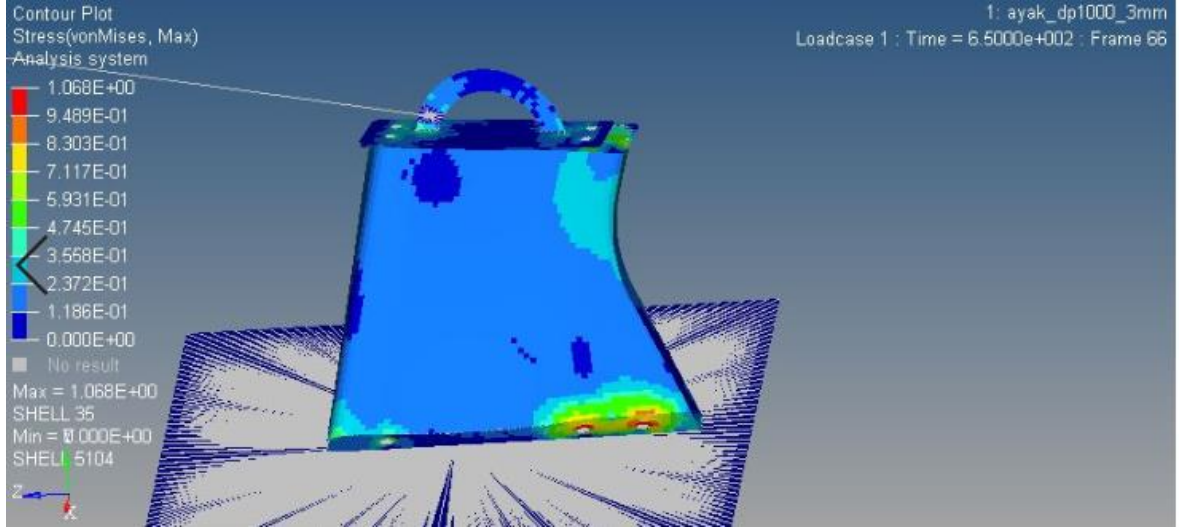
#### 4.6. DP1000 Malzemeli Ayağın Farklı Kalınlıklardaki Sonlu Elemanlar(FEM) analizi ve birim maliyet analizi

DP1000 3 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan maksimum yer değiştirme değeri ayak üst arka bölgesinde 13,5 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.26)



**Şekil 4.26.** DP1000 – 3 mm ayak için kuvvet-yer değişimi-zaman grafiği

DP1000 3 mm olan ayakta von-mises geriliminin maksimum olduğu kısımlar ayak arka bağlantı noktası olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum von-mises gerilimi ise 1068 MPa olarak gözükmektedir.(Şekil 4.27)



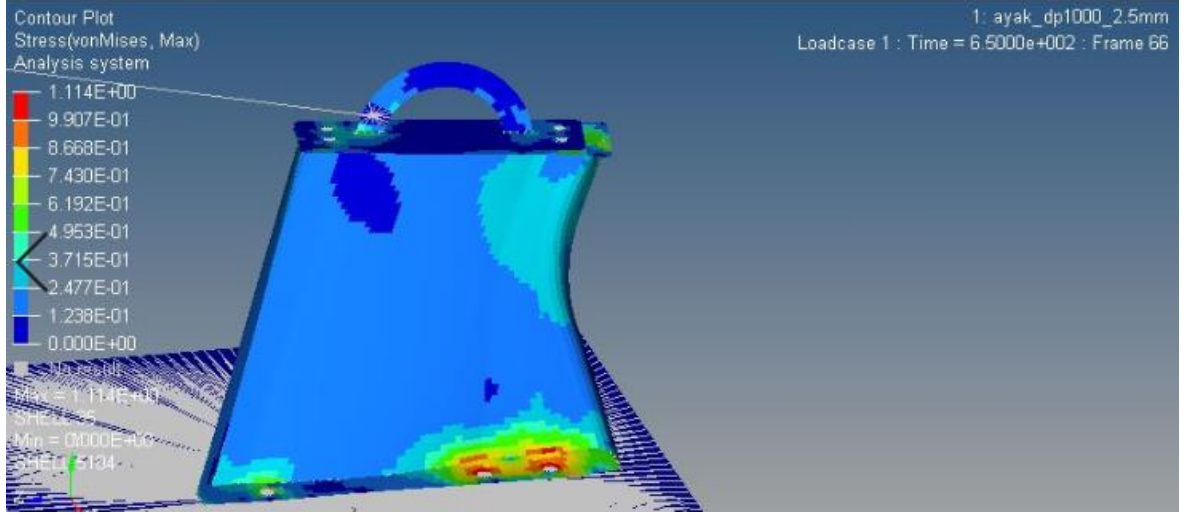
Şekil 4.27. DP1000 3 mm-Von-Mises gerilmesi

DP1000 2,5 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan maksimum yer değiştirme değeri ayak üst arka bölgesinde 18 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.28)



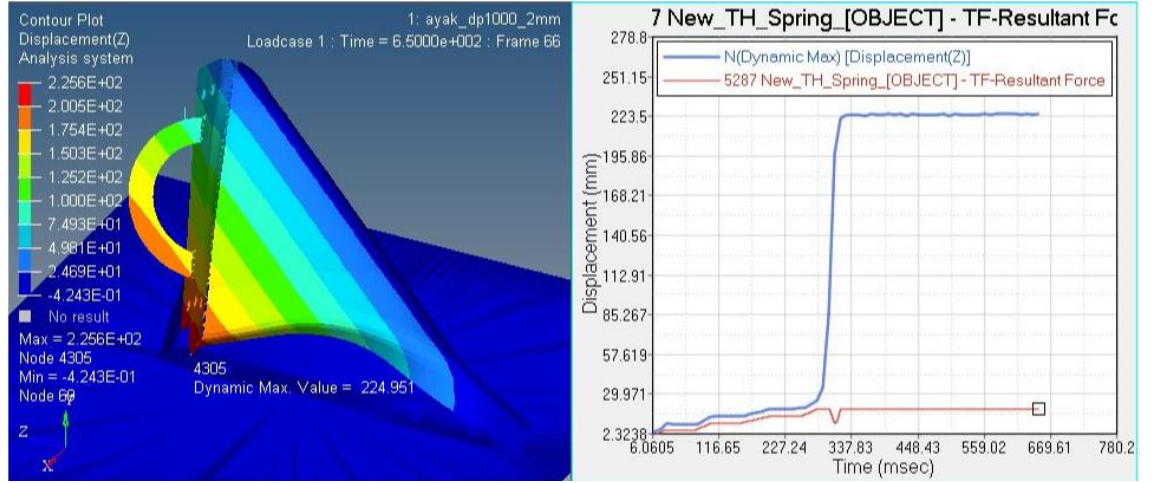
Şekil 4.28. DP1000 – 2,5 mm ayak için kuvvet-yer değişimi-zaman grafiği

DP1000 2,5 mm olan ayakta von-mises geriliminin maksimum olduğu kısımlar ayak arka bağlantı noktası olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum von-mises gerilimi ise 1114 MPa olarak gözükmetedir.(Şekil 4.29)



Şekil 4.29. DP1000 2,5 mm-Von-Mises gerilmesi

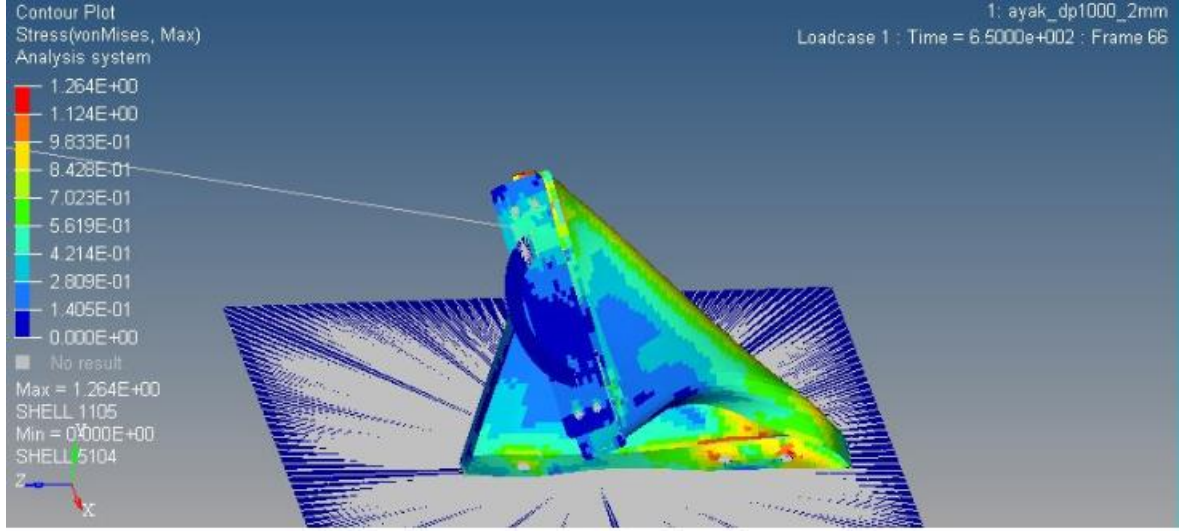
DP1000 2 mm olan ayak için yapılan sonlu elemanlar analizinde z- yönündeki yani çekme yönündeki yer değişimi miktarı incelenmiştir. Burada bulunan değerde ise ayak burulmaya uğramış ve arka bölgesi ayağın ön kısmına kadar yer değiştirmiş ve bu değer 224 mm olarak ölçülmüştür.(Şekil 4.30)



Şekil 4.30. DP1000 – 2 mm ayak için kuvvet-yer değişimi-zaman grafiği

DP1000 2 mm olan ayakta von-mises geriliminin maksimum olduğu kısımlar ayak arka bağlantı noktası olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum von-mises gerilimi ise 1264 MPa olarak gözükmemektedir.(Şekil 4.31)





**Şekil 4.31.** DP1000 2 mm-Von-Mises gerilmesi

Bu çalışmada DP1000 malzemeli ayak için yapılan analiz sonuçlarına göre 3 mm kalınlıkta olan ayak testi rahatlıkla geçmektedir. Kalınlığın 2,5 mm'ye düşmesi ile Maksimum Von-Mises gerilimi 1114 MPa seviyesine çıkmaktadır ve 980-1130 MPa aralığında kritik seviyede kalmıştır. Kalınlığın 1,5 mm'ye düşmesi ile ayak burkulmaya uğramıştır ve test başarısızlıkla sonuçlanmıştır. (Çizelge 4.14)

**Çizelge 4.14.** DP1000 FEM Maksimum Von-Mises Gerilimi

Malzeme	Kalınlık(mm)	Çekme Dayanımı(Mpa)	Maksimum Von-Mises Gerilimi(Mpa)
DP1000	3	980-1130	1068
	2,5		1114
	2		1264

Aşağıdaki çizelgede (Çizelge 4.15) DP1000 malzemeli ayağın 3 mm, 2 mm ve 1,5 mm kalınlıklarda birim ağırlık sunulmuştur. Ayrıca 16+1 okul araçlarında 18 adet ayak kullanılacaktır. Buna göre araçlara etki eden ağırlık aşağıdaki tabloda verilmiştir.

**Çizelge 4.15.** DP1000 Ayağın kalınlıklara göre ve araç başına düşen ağırlığı(kg)

Malzeme	Kalınlık(mm)	Ağırlık(Kg)	16+1 Okul aracında 18 adet ayak kullanımı sonucunda oluşan ağırlık(kg)
DP1000	3 mm	2,50	45,00
	2.5 mm	2,09	37,62
	2 mm	1,67	30,06

Bu çalışmada ayrıca malzemelerin kalınlıklarına göre hammadde fiyatları üzerinden ayak kalınlıklarına göre birim maliyetleri çıkarılmıştır ve 1 araçta kullanılan 18 ayak için maliyet hesabı aşağıdaki Çizelge 4.16 'da yapılmıştır.

**Çizelge 4.16.** DP1000 Ayağın kalınlıklara göre birim ve araç başına düşen maliyeti(Euro)

Malzeme	Kalınlık(mm)	Ağırlık(Kg)	Hammadde Birim Fiyatları/Ton(Euro)	Birim Ayak Maliyeti(Euro)	16+1 Okul aracında 18 adet ayak kullanımı sonucunda 1 araç için oluşan maliyet
DP1000	3 mm	2,50	930,00 €	2,33 €	41,85 €
	2.5 mm	2,09	920,00 €	1,92 €	34,61 €
	2 mm	1,67	910,00 €	1,52 €	27,35 €

Bu sonuçlara göre üretici firmanın kullanabileceği ayak tipi kritik seviyede de olsa 2,5 mm olan ayak tipidir. Fiyat olarak 3 mm olan ayağa göre araç başı 7,24 Euro avantaj sağlarken 2 mm olan ayak tipine göre 7,26 Euro dezavantajlı durumdadır. Ağırlık açısından ise 3 mm olan ayağa göre araç başına 7,38 kg avantajlı durumda olduğu, 2 mm olan ayağa göre ise 7,58 kg dezavantajlı durumda olduğu gözlemlenmiştir.

#### **4.7. St37, St52, DP600, DP800, DP1000 Malzemelerinden oluşan ayakların farklı kalınlıklardaki sonlu elemanlar(FEM) analiz, ağırlık ve maliyet yönünden karşılaştırılması ve optimizasyonu**

Bu çalışmada malzemelerin kalınlıklarına göre sonlu elemanlar analizi(FEM) yöntemiyle maksimum Von-mises gerilme değerleri ve ayak çekme yönüne(z yönüne) göre karşılaştırma Çizelge 4.17'de sunulmuştur. Bu sonuçlara göre testi geçer, kritik seviyede(plastik deformasyona uğramış) ve kalır sonuçları renklerle belirtilmiştir. Von mises analizine göre; St37 malzeme 3 mm ayak güçlendirilerek kullanılabilir, St52 malzeme 3,5 mm ayakta lokal plastik deformasyonlar vardır kritik seviyededir. 4 mm kalınlıkta ayak kullanılabilir, DP600 3mm lokal bölgelere güçlendirme yapılarak kullanılabilir, DP800 2 mm ve 3 mm güçlendirme uygulayarak ve DP1000 2,5 mm kalınlıkta güçlendirilerek kullanılabilir, 3 mm kullanılabilir seviyede olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca malzemelerin yer değiştirme değerlerini karşılaştırdığımızda burulmaya uğrayan ayaklar için 1,5mm DP800 çeliği, 1,5 mm DP600 çeliğine göre 12

mm daha az yer değiştirmiştir. 2mm DP600 eliği 26 mm yer değiştirmiş olup, 2 mm DP800 eliği ise 22 mm yer değiştirmiştir. 2mm DP1000 eliği ise burulmaya maruz kalmıştır. Yine Burulmaya maruz kalan 2mm St37 ise en fazla yer değiştirmeye uğrayan malzemedir.

**Çizelge 4.17.** St37, St52, DP600, DP800, DP1000 Ayakların kalınlıklara göre maksimum Von-mises gerilim değerleri ve ayak çekme yönündeki yer değiştirmeleri karşılaştırma tablosu

Malzeme	Kalınlık(mm)	ekme Dayanımı(Mpa)	Maksimum Von-Mises Gerilimi(Mpa)	ekme yönünde(-z yönünde) yerdeğiştirme (mm)
St37	3	340-470	430	21
	2,5		430	27
	2		584	267
St52	3	490-630	711	15
	3,5		620	10
	4		569	7
DP600	3	600-770	764	12,8
	2		919	26
	1,5		1045	262
DP800	3	780-960	956	10,5
	2		952	22
	1,5		993	250
DP1000	3	980-1130	1068	13,5
	2,5		1114	18
	2		1264	224

Çizelge 4.18’de St37, St52, DP600, DP800, DP1000 Ayakların kalınlıklara göre araç başına düşen ağırlıkları ve FEM analizi sonucuna göre kritik geçer ve geçer seviyede olan ayakların optimizasyonu sunulmuştur.

Bu sonuçlara göre, Optimum olduğu gözlenen sonuçlar : DP800 2 mm kalınlıkta ayak kullanımı araç başına sadece 30,06 kg ağırlık sağlayacağı gözlemlenmiştir. Bunun yanında alternatif olarak DP1000 2,5 mm ayak ve St37 2,5 mm kullanılarak araca yüklenen ağırlığın 37,62 kg olduğu gözlemlenmiştir.

**Çizelge 4.18.** St37, St52, DP600, DP800, DP1000 Ayakların kalınlıklara göre araç başına düşen ağırlıkları ve FEM analizi sonucuna göre kritik ve geçer seviyede olan ayakların optimizasyonu

Malzeme	Kalınlık(mm)	Ağırlık(Kg)	16+1 Okul aracında 18 adet ayak kullanımı sonucunda oluşan ağırlık(kg)	Analiz Sonucu
St37	3 mm	2,50	45,00	
	2.5 mm	2,09	37,62	
St52	3.5 mm	2,92	52,56	
	4 mm	3,33	59,94	
DP600	3 mm	2,50	45,00	
DP800	3 mm	2,50	45,00	
	2 mm	1,67	30,06	
DP1000	3 mm	2,50	45,00	
	2.5 mm	2,09	37,62	

Çizelge 4.19' da sunulan tabloda ise FEM analiz sonucuna göre geçer seviyede olan ayakların birim maliyetleri ve 1 araçta oluşan ayak maliyetleri malzeme kalınlıklarına göre sıralanmıştır.

Maliyet hesabına göre; geçer seviyede olan ayak bazında DP800 2 mm kalınlıkta olan ayağı 1 araç maliyeti 26 Euro olarak diğer malzemelere göre daha ucuzdur. Bu sonuca en yakın ayak malzemesi St37 2,5 mm ve 3 mm kalınlıkta 27,09 Euro ve 32,85 Euro olarak gözlemlenmiştir. DP1000 2,5 mm ayağın 1 araçlık maliyeti 34,61 Euro'dur. Bu sıralamayı takip eden ayak ise DP600 3 mm olan ayaktır ve 1 araçlık maliyeti 36,90 Euro'dur.



**Çizelge 4.19.** St37, St52, DP600, DP800, DP1000 Ayakların kalınlıklara göre hammadde birim fiyatları, birim ayak maliyetleri ve araç başına düşen ayak maliyetleri ve FEM analizi sonucuna göre kritik ve geçer seviyede olan ayakların optimizasyonu

Malzeme	Kalınlık(mm)	Ağırlık(Kg)	Hammadde Birim Fiyatları/Ton(Euro)	Birim Ayak Maliyeti(Euro)	16+1 Okul aracında 18 adet ayak kullanımı sonucunda 1 araç için oluşan maliyet	Analiz Sonucu
St37	3 mm	2,50	730,00 €	1,83 €	32,85 €	
	2.5 mm	2,09	720,00 €	1,50 €	27,09 €	
St52	3.5 mm	2,92	790,00 €	2,31 €	41,52 €	
	4 mm	3,33	810,00 €	2,70 €	48,55 €	
DP600	3 mm	2,50	820,00 €	2,05 €	36,90 €	
DP800	3 mm	2,50	905,00 €	2,26 €	40,73 €	
	2 mm	1,67	865,00 €	1,44 €	26,00 €	
DP1000	3 mm	2,50	930,00 €	2,33 €	41,85 €	
	2.5 mm	2,09	920,00 €	1,92 €	34,61 €	

## 5. SONUÇ (TARTIŞMA ve SONUÇ)

Bu tez çalışmasında; Isringhausen firmasında üretilen ve M2 sınıfı araçlarda kullanılan yolcu koltuğunun malzemelerini farklı kalınlıklara göre sonlu elemanlar analizi(FEM) yöntemiyle maksimum Von-mises gerilme değerleri ve ayak çekme testi yönüne(z yönüne) göre karşılaştırma yapılmıştır. Malzemelerin kalınlıklarına göre birim ağırlıkları Hyperworks programı ile hesaplanmış ve malzemeleri birbiriyle karşılaştırılmıştır. Ayrıca, malzemelerin kalınlıklara göre hammadde ortalama maliyetleri listelenmiştir ve malzemeler birbiriyle tablolar halinde karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmalar özetle şu şekildedir:

1. Çalışmada öncelikle malzemelerin kalınlıklarına göre sonlu elemanlar analizi(FEM) yöntemiyle maksimum Von-mises gerilme değerleri üzerinden karşılaştırma yapılmıştır. Analize göre; St37 malzeme 2,5 mm ayak ve 3 mm ayak arka bağlantı bölgelerinden güçlendirilerek kullanılabilir, St52 malzeme 3,5 mm kullanılabilir, DP600 3mm, DP800 2 mm ve 3 mm, DP1000 2,5 ve 3 mm kullanılabilir seviyede olduğu saptanmıştır.
2. Malzemelerin yer değiştirme değerlerini karşılaştırdığımızda burulmaya uğrayan ayaklar için 1,5mm DP800 çeliği, 1,5 mm DP600 çeliğine göre 12 mm daha az yer değiştirmiştir. 2mm DP600 çeliği 26 mm yer değiştirmiş olup, 2 mm DP800 çeliği ise 22 mm yer değiştirmiştir. 2mm DP1000 çeliği ise burulmaya maruz kalmıştır. Yine Burulmaya maruz kalan 2mm St37 ise en fazla yer değiştirmeye uğrayan malzemedir.
3. St37, St52, DP600, DP800, DP1000 Ayakların kalınlıklara göre araç başına düşen ağırlıkları ve FEM analizi sonucuna göre kritik geçer ve geçer seviyede olan ayakların optimizasyonu yapılmıştır. Bu sonuçlara göre, üretici açısından uygun olduğu düşünülen malzemeler: DP800 2 mm kalınlıkta ayağın araç başına sadece 30,06 kg ağırlık sağlayacağı ve alternatif olarak DP1000 2,5 mm ayak kullanılarak araca yüklenen ağırlığın 37,62 kg olduğu gözlemlenmiştir.
4. St37, St52, DP600, DP800, DP1000 Ayakların kalınlıklara göre hammadde birim fiyatları, birim ayak maliyetleri ve araç başına düşen ayak maliyetleri ve FEM analizi sonucuna göre kritik geçer ve geçer seviyede olan ayakların karşılaştırması yapılmıştır. Bunun sonucunda: Maliyet hesabına göre; geçer

seviyede olan ayak bazında DP800 2 mm kalınlıkta olan ayağı 1 araç maliyeti 26 Euro olarak diğer malzemelere göre daha ucuzdur. Bu sonuca en yakın ayak malzemesi St37 2,5 mm ve 3 mm kalınlıkta 27,09 Euro ve 32,85 Euro olarak gözlemlenmiştir. DP1000 2,5 mm ayağın 1 araçlık maliyeti 34,61 Euro'dur. Bu sıralamayı takip eden ayak ise DP600 3 mm olan ayaktır ve 1 araçlık maliyeti 36,90 Euro'dur.



## KAYNAKLAR

**Anonim, 2016.** Genel yapı çelikleri. <http://www.hascometal.com/teknik-bilgiler.aspx?ID=71> - (Erişim Tarihi: 21.06.2019).

**Anonim, 2016a.** Docol 800DP

<https://www.ssab.com.tr/products/brands/docol/products/docol-800dp> - (Erişim Tarihi: 16.10.2019).

**Anonim, 2016b.** Şasi uygulamaları için sıcak haddelenmiş çelikler

<https://www.ssab.com.tr/products/brands/docol/automotive-insights/2018/hot-rolled-steels-for-high-performance-chassis-applications-> (Erişim Tarihi: 16.10.2019).

**Anonim, 2017.** Hyperworks 17.0 Software, Hyperworks Online Help.

**Anonim, 2018.** St52-3 karbon ve düşük alaşımlı yüksek mukavemetli çelik plaka.

[tr.steel-grade-plate.com/carbon-and-low-alloy-high-strength-steel-plate/din-17100/din17100-st52-3-carbon-and-low-alloy-high-stre.html](http://tr.steel-grade-plate.com/carbon-and-low-alloy-high-strength-steel-plate/din-17100/din17100-st52-3-carbon-and-low-alloy-high-stre.html) - (Erişim Tarihi: 1.08.2019).

**Anonim, 2018.** Soğuk haddelenmiş çelikler

<http://www.gazimetal.com.tr/urunler/soguk-haddelenmis-celikler/> - (Erişim Tarihi: 18.10.2019).

**Akarçay, E. (2017).** Ticari Araç Menteşelerinin Alüminyum Alaşımları ile Hafifletilmesi ve Test Edilmesi. IMSEC 2017 - 2. Uluslararası Akdeniz Bilim ve Mühendislik Kongresi, 25-26 Ekim 2017, Adana.

**Arslan, A., Kaptanoğlu, M. 2010.** Bir Ticari Araç İçin ECE R14 Regülasyonuna Uygun Koltuk Bağlantılarının Geliştirilmesi. OTEKON 2010 – 5. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 07-08 Haziran 2010, Bursa.

**Başer, T. A. 2012.** Alüminyum Alaşımları ve Otomotiv Endüstrisinde Kullanımı. *Mühendis ve Makine*, 53: 51-58

**Çetin, A., 2012.** Malzemelerin mekanik davranışı

<https://muhendishane.org/kutuphane/malzemelerin-mekanik-davranisi/gerilim-gerinim-egrisi/> - (Erişim Tarihi:22.11.2019).

**Çıbık, M., Efe, N. (2017).** Salıncak Kollarında Alternatif Tasarım Etkilerinin Sonlu

Elemanlar Analizleriyle Kıyaslanması. IMSEC 2017 - 2. Uluslararası Akdeniz Bilim ve Mühendislik Kongresi, 25-26 Ekim 2017, Adana.

**Eruslu, S.Ö., Özses, Ç. 2006.** Soğuk çekilmiş levha malzemelerde gerilme analizi. *DEU. Müh. Fak. Fen ve Mühendislik Der.*, 8(1): 129-138

**Güzelsoy, F. A. 2011.** Ticari Araçlarda Güvenlik Mevzuatı Gereği Koltuk Bağlantı Dayanımını Artırmaya Yönelik Bir Uygulama, *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

**Göleç, M. 2019.** Otomotiv sektöründe koltuk iskeletinin alternatif malzemelerle optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

**Hessenberger, K. 2003.** Strength Analysis of Seat Belt Anchorage According To ECE R14 and FMVSS. 4th European LS-DYNA Users Conference Crash/Automotive Applications II, 22-23 May 2003, Ulm, Germany.

**Korkut, S., 2019.** Mühendislik Gerilme-Gerinim Eğrisi  
<https://www.serdarkorkut.com/2017/05/09/gerilme-gerinim-stress-strain-egrisi/>- (Erişim Tarihi:22.11.2019).

**Lutsey, N. 2010.** Review of technical literature and trends related to automobile massreduction technology. Institute of Transportation Studies UCD-ITS-RR-10-10, University of California

**Suzuki, H., McEvily, A.J. 1979.** Microstructural Effects on Fatigue Crack Growth in a Low Carbon Steel. *Metallurgical Transactions A*, 10(4), 475-481.

**Thiyagarajan, P.B. 2008.** Non-Linear Finite Element Analysis and Optimization for Light Weight Design of an Automotive Seat Backrest. Msc Thesis, Clemson University, Mechanical Engineering, Clemson, United States

**Toparlı, M. B., Kılınçdemir, N. E., Yurtdaş, S., Tanrıkulu, B., İnce, U. 2018.** Otomotiv Sanayinde Kullanılan Bağlantı Elemanlarında Ağırlık Azaltma. OTEKON 2018 – 9. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 07-08 Mayıs 2018, Bursa.

**Türkmen, M., Gündüz, S. 2013.** Çift fazlı çeliklerde martenzit morfolojisinin statik deformasyon yaşanma davranışı üzerine etkisi. *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 28(2): 353-362

**Yanç, E., 2019.** **Sözlü görüşme.** Marturfompak International, Satınalma departmanı, Bursa, (Görüşme tarihi: 16.10.2019), e-posta: emrah.yanc@marturfompak.com

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Recai YÜKSEL  
Doğum Yeri ve Tarihi : KONYA, 1991  
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu  
Lise : Mahmut Esat Anadolu Lisesi, 2009  
Lisans : Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği, 2016  
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Ens, Mak. Müh. ABD

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Martur Fompak International, 2019 – Halen  
Isringhausen A.Ş., 2018 – 2019  
FKT Koltuk sistemleri A.Ş., 2016 – 2017

İletişim (e-posta) : Recai.yuksel@marturfompak.com