

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TAŞIT EL FREN KABLOLARINDA KULLANILAN METAL BAĞLANTI  
ELEMENİNİN YORULMA DAVRANIŞININ İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**SERDAR DALFİDAN**

**Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı**

**Katı Cisimlerin Mekaniği Programı**

**EYLÜL 2016**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TAŞIT EL FREN KABLOLARINDA KULLANILAN METAL BAĞLANTI  
ELEMENİNİN YORULMA DAVRANIŞININ İNCELENMESİ**



**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
SERDAR DALFİDAN**

**Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı  
Kıatı Cisimlerin Mekaniği Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Haluk EROL**

**EYLÜL 2016**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121522 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Serdar DALFİDAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "Taşıt El Fren Kablolarında Kullanılan Metal Bağlantı Elemanının Yorulma Davranışının İncelenmesi" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Haluk EROL**  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Eş Danışman : Yard. Doç. Dr. Atakan ALTINKAYNAK**  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Hakan KALELİ**  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Teslim Tarihi : 31.08.2016**

**Savunma Tarihi : 07.09.2016**



## ÖNSÖZ

Yüksek Lisans Araştırma konumun temel fikrini, otomotiv sektöründeki araştırma ve geliştirme aşamalarının çok daha kısa zamanda ve az maliyetli yapılması amacı oluşturmaktadır. Bu amaç kapsamında otomotiv ürünlerinin tasarımı, geliştirilmesi ve validasyonu gibi uzun süreçlerin, zaman ve maliyetten tasarruf sağlanarak, problemleri çok daha öncesinden görülmesi ve seri şartlarda bu problemlerin daha geliştirme aşamasında önüne geçilmesi sağlanabilmektedir.

Öncelikle en başından beri bana her anlamda destek veren, bilgi ve deneyimlerini en ince ayrıntısına kadar paylaşan, araştırma dönemi boyunca motivasyonumun sürekli yüksek tutulmasına yardımcı olan tez danışmanım Prof. Dr. Haluk Erol'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Araştırma çalışmalarım boyunca sonlu elemanlar yöntemi konusunda bana sonsuz destek veren ve yol gösteren Yard. Doç. Dr. Atakan Altınkaynak'a, tez konumun belirlenmesinde ve aşamalarında bana yardımcı olan Yüksek Makine Mühendisleri Hüseyin Karabulut ve Uğur Bozkurt'a, araştırma çalışmalarım boyunca tüm imkanlarımı kullandığım ve test çalışmalarımı birlikte yürüttüğüm laboratuvar müdürümüz Soner Yılmaz, test mühendisimiz Oğuz Kaya ve teknisyen arkadaşlara, ayrıca tez dönemim boyunca bana sonsuz destek veren, yol gösteren ve firma kapılarının açılmasını sağlayan Teknik Müdürüm Önder Özfıdan'a, CAD teknisyenimiz Abdullah Yılmaz'a ve tüm Ficosa Ailesine sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Sizlerin verdiği yüksek motivasyon ve destekler sayesinde çok verimli ve üretken bir şekilde araştırmamı sonlandırdığımı düşünüyorum.

Son olarak tüm koşullarda benim yanımda olan ve bana sonsuz destek veren sevgili aileme ve arkadaşlarıma da çok teşekkür ederim.

Eylül 2016

SERDAR DALFİDAN



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vii
KISALTMALAR.....	ix
SEMBOLLER.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xix
SUMMARY.....	xxi
1. GİRİŞ.....	1
2. TEORİK ESASLAR.....	13
2.1. Tekli Serbestlik Dereceli Sistemler.....	14
2.2. Çoklu Serbestlik Dereceli Sistemler.....	15
2.3. Sürekli Sistemler.....	17
3. SAYISAL ANALİZLER.....	21
3.1. El Fren Kablosunun Üç Boyutlu CAD Modelinin Oluşturulması.....	29
3.2. El Fren Kablosunun Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması.....	32
3.3. Yorulma Analizi Yazılımı.....	37
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	43
4.1. Konduit Elastisite Modülünün Tayini.....	43
4.2. Konduit Elemanının Yapısal Sönümleme (Damping) Faktörünün Tayini.....	53
4.3. Konduit Yoğunluğunun Hesaplanması.....	56
4.4. Metal Bağlantı Elemanı Malzeme Özelliği.....	57
4.5. Yorulma Testinin Yapılması ve Gerinim Değerlerinin Ölçülmesi.....	57
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	75
KAYNAKLAR.....	79
ÖZGEÇMİŞ.....	81



## KISALTMALAR

<b>PKB</b>	: Parking Brake Cable (El Fren Kablosu)
<b>CAD</b>	: Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Dizayn)
<b>FEA</b>	: Finite Element Analysis (Sonlu Elemanlar Analizi)
<b>AR-GE</b>	: Araştırma – Geliştirme
<b>PVC</b>	: Poli vinil Clorür
<b>SEM</b>	: Sonlu Elemanlar Modeli
<b>FEM</b>	: Finite Element Method (Sonlu Elemanlar Metotu)
<b>SEM</b>	: Sonlu Elemanlar Yöntemi





## SEMBOLLER

<b>K</b>	: Rijitlik ya da özellik matrisi (Stiffness, property matrix)
<b>U</b>	: Noktasal yer değiştirme vektörü (Nodal displacement vector)
<b>F</b>	: Noktasal kuvvet vektörü (Nodal force vector)
<b><math>\Delta R</math></b>	: Gerinimden Kaynaklı Direnç Değişimi
<b>R</b>	: Direnç
<b><math>\Delta L</math></b>	: Boydaki Değişim Miktarı
<b>L</b>	: Boy
<b><math>\Delta L/L</math></b>	: Birim Şekil Değişimi
<b><math>R_G</math></b>	: Strain Gage Direnci
<b><math>R_B</math></b>	: Dengeleyici Direnç
<b><math>e_0</math></b>	: Potensiyometre Çıkış Akımı
<b>C</b>	: Kapasitör
<b><math>\epsilon_\theta</math></b>	: Asal Doğrultu ile $\theta$ açısı yapan normal gerinim
<b><math>\epsilon_p</math></b>	: Maksimum Asal Gerinim
<b><math>\epsilon_Q</math></b>	: Minimum Asal Gerinim
<b><math>\theta</math></b>	: Asal Doğrultu ile Normal Doğrultu Arasında Kalan Aç
<b><math>\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3</math></b>	: Test Parçası Üzerinden Rozet ile Alınan 3 Yöndeki Gerinimler
<b><math>\sigma_P</math></b>	: Maksimum Asal Gerilim
<b><math>\sigma_Q</math></b>	: Minimum Asal Gerilim
<b>E</b>	: Elastisiye Modülü
<b><math>\nu</math></b>	: Poisson Oranı
<b><math>\delta</math></b>	: Rijitlik
<b>I</b>	: Atalet Momenti
<b><math>\Sigma</math></b>	: Gerilim
<b><math>\epsilon</math></b>	: Birim Şekil Değiştirme (Gerinim)
<b><math>\eta</math></b>	: Kayıp Faktörü
<b><math>\zeta</math></b>	: Damping Faktörü
<b><math>\Delta U</math></b>	: Enerji Değişimi
<b>f</b>	: Frekans
<b><math>U_x</math></b>	: X Eksenindeki Deplasman Miktarı
<b><math>U_y</math></b>	: Y Eksenindeki Deplasman Miktarı
<b><math>U_z</math></b>	: Z Eksenindeki Deplasman Miktarı
<b><math>U_{rx}</math></b>	: X Eksenine Göre Dönme Miktarı
<b><math>U_{ry}</math></b>	: Y Eksenine Göre Dönme Miktarı
<b><math>U_{rz}</math></b>	: Z Eksenine Göre Dönme Miktarı
<b>UR</b>	: Yorulma Dönme Miktarı
<b><math>S_e</math></b>	: Dayanım Limiti
<b><math>S_u</math></b>	: Nihai Gerilim Değeri



## ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 1 : SEM İle farklı durumlardaki davranışlar.....	25
Çizelge 2 : El fren kablosu kritik noktaların koordinatları.....	30
Çizelge 3 : Loadcell özellikleri.....	49
Çizelge 4 : Numunelerin ortalama elastisite modülleri.....	52
Çizelge 5 : Konduit elemanı yoğunluk değerleri.....	56
Çizelge 6 : Metal bağlantı elemanı malzeme özellikleri.....	57
Çizelge 7 : Gerinim ölçer rozetinin boyutları.....	68
Çizelge 8 : Gerinim ölçer rozeti özellikleri.....	68
Çizelge 9 : 10 sn içerisinde gözlemlenen maksimum asal gerinim değerleri.....	76



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1 : El fren kablosu örnek resmi.....	1
Şekil 2 : El fren teli sistemi.....	3
Şekil 3 : El fren kolu ve mekanizması .....	4
Şekil 4 : Örnek bir kampana ve disk .....	4
Şekil 5 : Kampana çalışma mekanizması .....	5
Şekil 6 : Disk çalışma mekanizması.....	6
Şekil 7 : Farklı kesitlerdeki kablo örnekleri .....	7
Şekil 8 : Çekme dayanım grafiği.....	8
Şekil 9 : (a) Tek Sarım Kablo ve (b) çift Sarım Kablo.....	9
Şekil 10 : Örnek (a, d) konduit ve (b, c) kablo sonlandıran elemanlar.....	9
Şekil 11 : El fren kablo bağlantı elemanı örneği.....	10
Şekil 12 : Yapıya uygulanan dinamik kuvvet modeli.....	13
Şekil 13 : (a) Fiziksel model. (b) Matematik model. (c) Serbest yapı diyagramı....	14
Şekil 14 : (a) Çok serbestlik dereceli fiziksel model. (b) Matematiksel model, (c) Serbest yapı modeli.....	16
Şekil 15 : Rijitlik matrislerinin belirlenmesi (a) birinci sütun, (b) ikinci sütun, (c) üçüncü sütun.....	16
Şekil 16 : Eşit dağılmış kütle, rijitlik ve sönmülemeye sahip giriş modeli.....	17
Şekil 17 : Düğüm ve sonlu elemanlar gösterimi.....	22
Şekil 18 : Sonlu elemanlar tipleri.....	23
Şekil 19 : Sonlu elemanlar ağı yoğunluğu.....	23
Şekil 20 : Sonlu elemanlar cebirsel denklemi .....	24
Şekil 21 : SEM ile yüzey gerilmelerinin renk kodlarıyla ifadesi .....	25
Şekil 22 : Sonlu elemanlar işlem adımları.....	24
Şekil 23 : El fren kablosu kritik noktaları.....	29
Şekil 24 : Sonlu elemanlar modelinde kullanılan kablo rotası ve kritik noktalar .....	30
Şekil 25 : Konduit kesit modeli.....	31
Şekil 26 : Bilgisayar ortamında silindirik olarak modellenmiş konduit elemanı.....	31
Şekil 27 : Bağlantı elemanları CAD modelleri; (a) Birinci bağlantı elemanı. (b) İkinci bağlantı elemanı. (c) Üçüncü bağlantı elema- nı.....	32
Şekil 28 : Sonlu elemanlar modelinde kullanılacak olan elemanların ortayüzey modelleri; (a) Birinci bağlantı elemanı. (b) İkinci bağlantı elemanı. (c) Üçüncü bağlantı elema- nı.....	32
Şekil 29 : Konduit elemanı rota modeli.....	33
Şekil 30 : Abaqus mesh elemanı belirlenmesi.....	34
Şekil 31 : Shell tipi meshleme yöntemi.....	34
Şekil 32 : El fren kablosunun yorulma CAD modeli.....	35

Şekil 33 : Gerinim grafiğinin alındığı bölge.....	36
Şekil 34 : Sonlu elemanlar modelinin çıktısı olan maksimum asal gerinim grafiği....	36
Şekil 35 : Sonlu elemanlar modelinin çıktısı olan minimum asal gerinim grafiği....	37
Şekil 36 : 1045 çeliğine ait wöhler (S-N) diyagram.....	38
Şekil 37 : Dayanım limiti ve nihai gerilim ilişkisini gösteren grafik.....	39
Şekil 38 : Genelleştirilmiş S-N eğrisi .....	39
Şekil 39 : Malzeme S-N parametre ataması.....	41
Şekil 40 : (a) Malzeme özellikleri. (b) Malzeme gerilim ömür grafiği .....	41
Şekil 41 : NCode akış şeması.....	42
Şekil 42 : NCode analizi sonucunda bağlantı elemanı üzerindeki toplam hasar durumu (a) Arka; (b) Ön.....	42
Şekil 43 : Gerinim ölçer modeli.....	44
Şekil 44 : Gerinim ölçer uygulanmış loadcell.....	45
Şekil 45 : Wheatstone köprüsü .....	45
Şekil 46 : Kapak tipi loadcell.....	46
Şekil 47 : S-Beam tipi loadcell .....	46
Şekil 48 : Canister tipi loadcell.....	47
Şekil 49 : Disk tipi loadcell.....	47
Şekil 50 : Rocker sütunu tipi loadcell.....	48
Şekil 51 : Üç noktalı eğilme test düzeneği.....	48
Şekil 52 : Loadcell ve test düzeneği.....	49
Şekil 53 : 1 nolu numuneye ait kuvvet – deplasman grafiği.....	50
Şekil 54 : Düzenleme sonrası kullanılacak olan verilerin kuvvet – deplasman grafiği.....	50
Şekil 55 : 1 nolu numunenin deplasman – rijitlik grafiği.....	51
Şekil 56 : Modellenecek olan konduit elemanının kesit görüntüsü .....	51
Şekil 57 : Konduit elemanı elastisite modül grafiği.....	52
Şekil 58 : Yapısal sönümleme davranışını gösteren gerilim – şekil değişime grafiği.....	53
Şekil 59 : Bir numaralı parçanın histerik grafiğ.....	54
Şekil 60 : U <sub>max</sub> değerinin hesaplanması.....	55
Şekil 61 : U <sub>min</sub> değerinin hesaplanması.....	55
Şekil 62 : Yoğunluk ölçme cihazı ile konduit yoğunluğunun ölçülmesi .....	56
Şekil 63 : Wheatstone köprüsü.....	61
Şekil 64 : Wheatstone uygulama devresi.....	61
Şekil 65 : Rozet tipleri : (a) T-direk (tee). (b) 45 °-Dikdörtgen. (c) 60° - Delta.....	62
Şekil 66 : Farklı geometrilere fakat benzer fonsiyona sahip dikdörtgen (Rectangular) ve delta rozetler .....	63
Şekil 67 : Düzlemsel ve dağınık rozetler.....	64
Şekil 68 : Asal gerinimden herhangi bir yöndeki gerinime olan dönüşüm (a) $\epsilon_{\theta}$ 'nın Mohr Çemberi üzerinde $\epsilon_Q$ ve $\epsilon_P$ cinsinden gösterimi. (b) Test yüzeyindeki rozetin doğrultuları. (c) Dikdörtgen rozetin yönlerinin Morh Çemberi üzerinde gösterimi.....	66
Şekil 69 : Gerinim ölçer rozeti, dikdörtgen tipi.....	68
Şekil 70 : Data veri alımı ve düzenleyici (Data Accusition Conditioner).....	69
Şekil 71 : Data düzenleyici cihazında bulunan USB ve dört farklı giriş.....	70
Şekil 72 : Kritik bağlantı elemanının üzerine yerleştirilmiş gerinim ölçer ve kanal numaralandırması.....	70

<b>Şekil 73</b> : Gerinim ölçerin bağlantı elemanı üzerinde konumlandırılması.....	<b>71</b>
<b>Şekil 74</b> : El fren kablosunun yorulma cihazındaki montajlı rotası.....	<b>71</b>
<b>Şekil 75</b> : Yorulma hareketi ve veri alımı.....	<b>72</b>
<b>Şekil 76</b> : Üç farklı doğrultudan alınan gerinim verileri, (a) E1, (b) E2, (c) E3.....	<b>73</b>
<b>Şekil 77</b> : (a) Maksimum ve (b) minimum asal gerilme.....	<b>74</b>
<b>Şekil 78</b> : 10 sn içerisinde gözlenen maksimum asal gerinimler.....	<b>76</b>





## TAŞIT EL FREN KABLolarINDA KULLANILAN BAĞLANTI ELEMANININ YORULMA DAVRANIŞININ İNCELENMESİ

### ÖZET

Başta otomotiv sektöründe olmak üzere, endüstriyel alanlardaki tasarım ve geliştirme süreçlerinde karşılaşılan problemler, büyük ölçüde zaman kaybını, yüksek maliyeti ve iş yükünü beraberinde getirmektedir. Ayrıca ürün tasarım ve geliştirme sürecinde, seri üretim koşullarında karşılaşılan problemleri önceden tespit edip önlem alabilmek, araştırma ve geliştirme sürecinde nihaî karar alma aşamasındaki süreci hızlandırmakta ve kuruluşların rekabet gücünü arttırmaktadır.

Tasarım ve geliştirme sürecinde karşılaşılan zaman kaybı ve yüksek maliyet gibi etkenler, bu sürecin deneme yanılma yerine, nümerik metot ve bilgisayar destekli mühendislikle yönetilmesini zorunlu kılmaktadır. Nümerik metotlar ve bilgisayar destekli mühendislik çalışmaları, seri koşullarda karşılaşılabilecek problemleri önceden tespit edip, daha tasarım aşamasında bu tip problemlerin önüne geçmeyi amaçlamaktadır.

Tez çalışması ile sürücü güvenliğini önemli ölçüde etkileyen ve aracın olmazsa olmazı el fren kablo sistemindeki bağlantı elemanlarının yorulma davranışlarının incelenmesi ve yapılmış olan bilgisayar destekli mühendislik ile mevcut bağlantı elemanlarının iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Bu sayede tasarım veya geliştirme sürecindeki deneme yanılma yöntemi ile elde edilmeye çalışılan nihaî sonuca, daha kısa zamanda ve az maliyetle ulaşılabilecektir. Çalışma sonucunda ortaya çıkacak olan ürünün validasyon dönemi, yüksek verimlilik ile tamamlanmıştır.

El fren kabloları (PKB, Parking Brake Cable), bir ucu el fren kolunun birincil (primary) kablosuna, diğer ucu tekerlekte bulunan disk veya kampanaya (otomobil özelliğine göre) bağlanan, sadece çekme kuvvetini ileten ve bu sayede, disk ve kampanadaki fren yayını harekete geçirerek park frenlemesini sağlayan araç güvenlik elemanlarıdır. El fren kabloları, şasi altında belirli bir rota izleyerek, el fren kolu ve tekerlek arasındaki bağlantıyı doğrudan sağlamaktadır. Araç üzerindeki bu rotanın oluşturulması ve el fren kablolarının araç şasisine bağlanması, farklı tasarım ve malzemedeki bağlantı elemanlarının kullanılmasıyla gerçekleşmektedir. Bu bağlantı elemanları, hareket halindeki araçlarda, tekerlekteki süspansiyon hareketi sonucunda meydana gelen harmonik hareketlerden doğrudan etkilenmektedir. Bu süspansiyon hareketleri, bağlantı elemanlarında farklı doğrultularda yüklerin oluşmasına ve elemanların

yorulmasına sebep olmakta; bu yorulmalar ise bağlantı elemanlarının zamanla belirli noktalardan kırılmalarına ve çatlamalarına sebep olmaktadır. Bu kırılma ve çatlama- lar, el fren telinin performansının düşmesine ve dolayısıyla sürücü güvenliğini de riske atılmasına sebep olmaktadır.

Araçların süspansiyon sistemlerinin birbirinden farklı olması ve kullanılan el fren kablolarının araç şasisinde aldığı rotanın her araçta farklılık göstermesi, farklı tasarımlarda bağlantı elemanlarının kullanımını da zorunlu kılmaktadır.

Tez çalışmasının ilk aşamasında, her bir parçanın birbiri ile olan bağıl davranışları incelenmiştir. İç çelik tel ile iç tüp, iç tüp ile dış koruyucu tüpün beraber çalışması sonucu oluşan eğilme rijitliği ve sönümlenme davranışı tespit edilmiştir. Bu tespitlerin ardından rotanın bilgisayar ortamında (CAD, Computer Aided Design) modeli oluşturulmuş ve sonlu elemanlar methodu (FEA, Finite Element Analysis) ile bilgisayar ortamında modeli kurulmuş ve analiz edilmiştir. Belirlenen rota ve süspansiyon hareketinde, yorulma deneyi yapılmış ve bağlantı elemanının üzerinde oluşan gerinimler (Strain, Birim Şekil Değişirme) tespit edilmiştir. SEM'den alınmış olan veriler, deneysel verilerle doğrulanmış, ardından bilgisayar ortamında yorulma analizi ile hasar tespiti yapılmıştır. Yapılmış olan hasar tespitleri ile farklı malzeme ve/veya tasarımdaki bağlantı elemanlarının ömürleri karşılaştırılarak ihtiyacı karşılayacak olan nihai modelin tespit edilebilirliği amaçlanmıştır.

# **INVESTIGATION OF FATIGUE BEHAVIOUR OF METALLIC BRACKET ON PARKING BRAKE CABLE**

## **SUMMARY**

The study is related with most common problems facing in most of industries, particularly in automotive industry, cause time loss, high cost and workload for the companies in design and development process. In addition, to forecast problems facing in serial production mostly and to take precaution for them during design and development term leads to accelerate to reach precise results and take a decision accordingly. This also aids competitive capacity of companies in most of industries.

Factors such as time loss and high cost facing in design and development term oblige to manage this process by means of numerical methods and computer aided engineering instead of empiric (trial and error) methods. Numerical methods and computer aided engineering aim to determine problems facing mostly in serial production and to prevent these kind of problem further in design and development term.

Intended to study with this thesis is investigation of metallic bracket using in parking brake cables which is mostly important for drivers and passengers and common system on vehicles. Investigation of fatigue on these metallic bracket is done by means of computer aided engineering in order to reach precise result in short time and with low cost. The validation term of this product was completed by high yield.

Parking Brake Cable (PKB) is a type of pull cable whose one side is assembled to primary cable of hand lever via equalizer and the other end side is assembled to drum or disc (changing according to vehicle model) exists in wheels. These cables transfer only traction force and block rotation of cable by means of closing parts of drum by pulling brake spring in drums or discs. Thereby, they provide parking brake in vehicles.

Parking brake cables are consist of many different kind of component such as cable end fitting, conduit end fitting, conduit, inner cable, metallic or plastic bracket etc. We can classify components of parking brake cables according to relation with function of parking brake cables as directly and indirectly. As inner cable, conduit, conduit and cable end fittings are considered as related with function directly, metallic and plastic brackets are considered as related with function indirectly.

These cables provide connection between hand brake levers and wheels by following a route on vehicles. Generate of this route and assembly of brake cable to frame of vehicles are provided by usage of supporting parts (brackets) in different designs, sizes and materials. In vehicles on the move, harmonic motions of suspension lead to loads in different direction over brackets depend on road condition (such as hollow or bump on ways etc.). These kind of loads occurring in different direction and showing an alteration induce fatigue over brackets, hence cause bracket fractures and cracking. These fractures and crackages lead to decline of performans and loss of functions parking brake cables. Mostly, these events jeopardize vehicles safety and bring about customer complaints.

Differentiation in suspension systems and in routes of parking brake cables on frames in every each vehicles are obliged to use brackets in different size and design. Decision of design, size and material of bracket is generally difficult and hard to foresee. These difficulties necessitate more know-how or numerical system usage such as finite element analysis by means of computer aided engineering.

The main study on the thesis is to simulate fatigue behaviour on one spesific bracket choosen from real vehicle with spesific route and suspension movement and to investigate it by means of computer aided enginnering and to validate it in real conditions. The simulation in real condition will be created in oscillation test bench which is giving harmonic movement in stable frequency instead of random movement.

Invetigation of fatigue behaviour of metallic bracket is consists of three milestones which are “ system CAD (Computer Aided Design) and FEA (Finite Elemant Analysis) modeling”, “data acquisition and processing” and “tests and validation”. During this study, first target is investigation of many relative parameters of parts and detection of their behaviour on cables.

Firstly, rigidity of conduit which are consist of inner steel armer, inner tube and cover is the most important parameter for simulation in finite element analysis. Beside rigidity, damping factor of conduit is also other important parameter in order to simulate system properly. These two parameters were determined as experimental by creating force vs displacement graphic for spesific conduit length. As rigidity of conduit was calculated by means of deflection equations, damping factor of conduit was calculated by means of energy reduction of conduit due to internal friction of structure. These two paratemers are playing role directly on movement of conduit and specify fatigue loading over critical bracket.

Secondly, route and suspension behaviour was investigated to gain knowledge about routing and system. Route and suspension behaviour of system using in real vehicle was choosen for the study. In order to create numerical modal in finite element analysis, CAD datas of system should be created initially. In the study, conduit and metallic brackets are the critical and effective components that are needed to created CAD modal as input of finite element modal. CAD modal for conduit which is composite structure was created as 3D silindirical tube by basing of phcsical

geometry. CAD modal of metallic brackets were selected as mid-surface shell data in order to get homogenous and stable data from bracket in fatigue behaviour.

Component models created in CAD modal was used in FEA model in order to simulate experimental oscillation model. Finite element analysis is the highlight step of study regarding to creating numerical method properly. Because this modal will be fundamental of our study and future study which same method is integrated in. Consequently, fatigue behaviour on bracket was detected by means of finite element method and numerical method for its specific route and suspension behaviour virtually.

Thirdly, experimental oscillation model was created as physically in order to clarify finite element method. Oscillation model was created with specified route and bracket which are critical. Strain gauge was used to collect data from critical bracket during oscillation movement on experimental bench. Three direction gauge was used to collect data from three direction and these data were progressed in order to obtain useful data for study.

Finally, data obtained from finite element analysis as virtual and collected from oscillation test as physically were evaluated regarding to data compatibility and results shows that nearly % 90 compatibility was achieved in the study. It means that finite element modal was created properly and simulates physical oscillation modal. Data obtained from finite element method were used as input for fatigue numerical modal in order to determine fatigue damage and life of critical metallic bracket. Results showed that fatigue damage is under 1 which means metallic bracket is safety in oscillation modal.

Briefly, these steps and studies will be mainly validation process of design and development term. In phases of new study for different vehicle modals or similar system, foresight of bracket fractures will contribute to creating of correct and easy design; analyses of routes and brackets without producing bracket physically. Finite element analysis will be contribute to diminish customer complaints even in phases of new development study. In this way, companies will save both cost and time consumption on itself productions. This saving is already must in terms of automotive sector.

Consequently, by the means of these simulations and methods, variances of design are able to be forecast and significant design parameters are able to be determined via different programs. Brackets and conduits which have different size, geometry and material are able to be integrated on finite element modal in order to optimize critical components. In addition, these steps are able to be implemented for other kind of similar system such as transmission cables (push-pull cables) in order to simulate transmission side oscillation movement. Thereby this study will be fundamental for future studies include similar cable system.







## 1.GİRİŞ

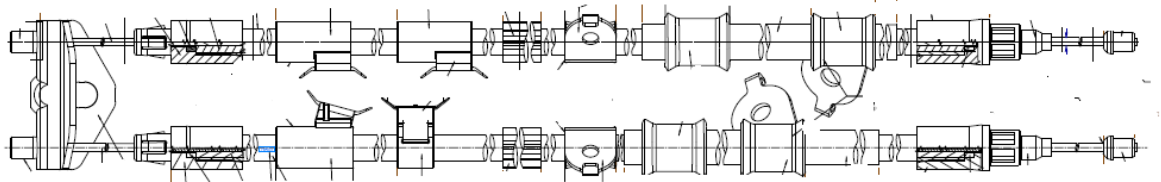
Dünyanın önde gelen sektörlerinden biri olan ve son yıllarda Türkiye’de de büyük bir ivme kazanan Otomotiv Sektörü, her geçen gün kendini değiştirmeye ve yenilemeye devam etmektedir. Bu gelişim, sürücü ile yolcuların seyahat ve sürüş konforunun yanı sıra, sürücü ve çevre güvenliğini de artırıcı yönde ilerlemektedir.

Araçlarda sürücü ve çevre güvenliğini sağlayan, sürücü ile tekerlek arasındaki bağlantıyı doğrudan sağlayan el fren kabloları, birbirleriyle doğrudan yada dolaylı olarak ilişkili birçok alt parçadan oluşmaktadır. Bu parçaların tümü ürünün temel fonksiyonuyla ilgili olmayıp, destek ve bağlantı amacıyla kullanılmaktadır.

Kablonun temel fonksiyonu, eksenini boyunca çekme kuvvetini tekerleğe ileterek, kampana veya diskin kapanmasını sağlama olarak düşünülürse; bu fonksiyonun içerisinde doğrudan görev alan parçalar, iç çelik tel ve iç çelik tele yataklık eden iç tüp (inner tube); iç elemanları koruyan, ayrıca kablonun rijitliğini etkileyen tek veya çift sarımlı konduit ile konduiti kaplayan dış kaplama (conduit cover) olarak düşünülebilir. Çelik tellerin araca bağlantısını sağlayan iç tel sonu (cable end fitting) ve konduitin araca bağlanmasını sağlayan konduit sonu (conduit end fitting) gibi parçalar ise ayrıca fonksiyonelliği doğrudan etkileyebilecek parçalardır.

Fonksiyonelliği etkileyen diğer parçalar ise metal veya plastik bağlantı elemanlarıdır. Bu bağlantı elemanları; kablonun, araç şasisi üzerinde belirli bir rota izleyerek bağlantısını sağlamaktadır.

El fren kablosuna örnek bir resim şekil 1 ‘de gösterilmiştir.



**Şekil 1** : El fren kablosu örnek resmi

El fren kablolarının üzerinde meydana gelen en önemli problemlerden biri, farklı rota ve süspansiyon hareketleri nedeniyle bağlantı elemanlarında meydana gelen kırılmalarıdır. Bu kablolar şasi altında şekil 3’de gösterildiği gibi, belirli bir rota izleyerek el fren kolu ve tekerlek arasındaki bağlantıyı sağlarlar. Bu yolun oluşturulması ve fren kablosunun şasiye bağlanması, farklı tasarımda bağlantı elemanlarının kullanılmasıyla gerçekleşmektedir. Bu bağlantı elemanları üzerine araç durağan halindeyken, el fren kolunun çekilmesi halinde kablo eksenini doğrultusunda yük binmektedir. Hareket halinde olan araçlarda ise süspansiyon hareketinin düzensiz bir harmonik hareket göstermesi, bağlantı elemanları üzerine farklı yönlerde kuvvetlerin oluşmasına neden olmaktadır. Bu farklı yönde oluşan kuvvetler bağlantı elemanları üzerinde yorulmaya ve dolayısıyla zamanla belirli noktalardan kırılmalara ve çatlamalara sebep olmaktadır. Bu durum araç güvenliğini büyük derecede riske sokmaktadır. Bağlantı elemanlarının süspansiyon (yorulma) hareketine göre nasıl davranacağını önceden tespit edilemiyor olması bu elemanların tasarımı sırasında zorluklara ve zaman kayıplarına yol açmaktadır. Her elemanın tasarım süreci sonrası kalıbının yapıyor olması ürünün, fiziksel olarak yorulma testlerine tabi tutulması deneme yanılma yolu olup; tasarım evresinde büyük bir zaman ve maliyet kaybına yol açmaktadır. Tasarım süreci doğrultusunda kısa zamanda düşük maliyetli ve kaliteli tasarımlar yapmak, otomotiv sektöründe güven ve rekabet üstünlüğünü yakalamak için önem arz etmektedir. Ayrıca bu etkenler, otomotiv sektörünün bu problem karşısında nümerik method ve bilgisayar destekli mühendisliğe yoğunlaşarak çalışmalar yapmasını gerekli kılmaktadır. Üretici kurumların getirmiş olduğu kısıtlamalarda bu sorunun ortadan kaldırılması ya da en azından azaltılması yönünde direktifler içermektedir. Ancak; bu direktiflere rağmen sorun halen çözümlenmiş değildir.

Bağlantı elemanlarının kırılma probleminin giderilmesi ve iyileştirilmesindeki en önemli iki çözüm olan tasarımda ve/veya malzemede değişiklik yapılması, her defasında çalışmaların tekrarlanarak parça kalıbının değiştirilmesine üretilen prototip parçaların yorulma testine tabi tutulmasına ve sonuçlara bağlı olarak tekrar tasarıma dönülmesine neden olmuştur. Bu tarz çözümler günümüzde kullanılan ve üretimden sonra deneme yanılma yoluyla uygulanan çalışmalardır. Bunun sonucu olarak; öngörülme maliyetler üretici firmaları zor durumda bırakmaktadır. Ancak; bu tip çalışmalar ile elde edilecek SEM modellerinin desteğiyle bağlantı elemanları

müşteri isteğine (şartnamelerine) göre tasarlanabilecektir. Böylece tasarım aşamasında birçok problem tespit edilerek deneme yanılma sebebiyle ortaya çıkabilecek maliyetlerin önüne geçilebilecek ve belirsizlikler engellenebilecektir.



**Şekil 2 : El fren teli sistemi**

El fren sistemini oluşturan ana elemanlar; el fren kolu, el fren kablosu ve disk veya kampanadır.

El fren kolları (lever) sürücünün araç park halinde iken frenleme sistemini aktif veya pasif hale getirmesini sağlayan ayrıca fonksiyonelliğinin yanında görsel anlamda da önem arz eden el fren sistem elemanıdır. Bu elemanların üç temel özelliği; aracın fren mekanizmasını aktif hale getirmek, araç frenlemesini aktif halde tutmak ve araç frenlemesini pasif hale getirmektir.

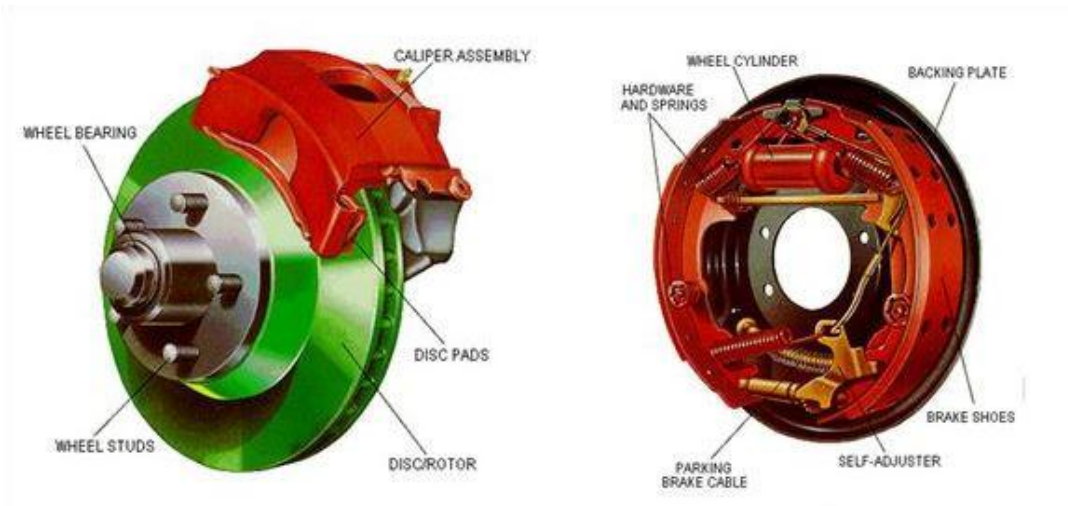
El fren kolları, ek bir kablo yardımı ile el fren kablolarına bağlanmaktadır. Bu kablolar dişli bir yarım çark ve çark etrafında dönme yönünde açılabilen bir tırnak elemanının zıt yönde dişli çark dişlileri arasına girerek mekanizmanın kitlenmesini sağlayarak aktif hale gelmektedir.

El fren kolu ve mekanizmasına ait örnek bir resim şekil 3 'te verilmiştir.



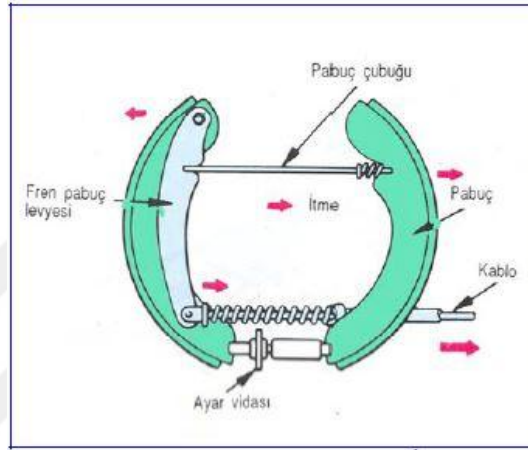
**Şekil 3 : El fren kolu ve mekanizması**

Disk ve kampanalar el fren kablosundan aldığı çekme kuvveti sayesinde mekanik olarak tekerleklerin hareketini engelleyen ve bunun sürekliliğini sağlayan el fren sistemi elemanlarıdır. Bu elemanlar kampana ve disk olmak üzere iki türde bulunmaktadır. Örnek bir kampana ve disk şekil 4’de gösterilmiştir [1].



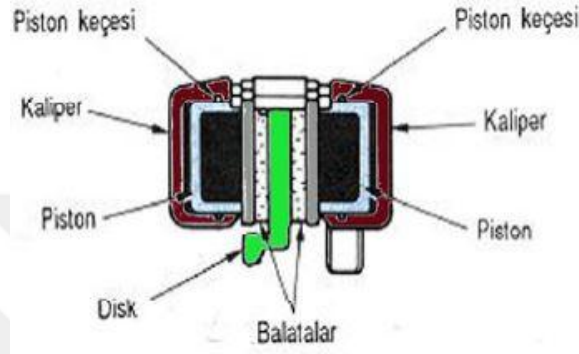
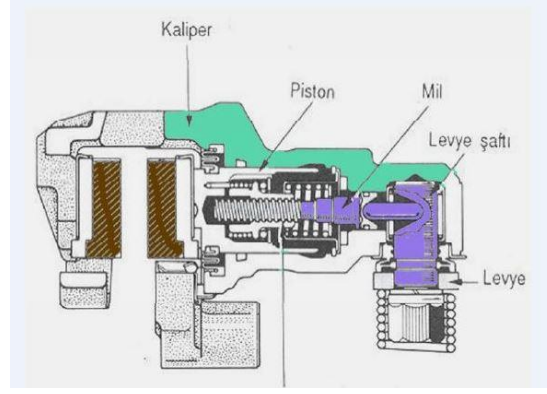
**Şekil 4 : Örnek bir kampana ve disk**

Kampana, iki yönde bulunan pabuçların etrafında bulunan metal kampanayı sıkıştırması sonucu sürtünme yardımıyla frenleme yapan fren sistemi elamanıdır. Kampanalar, şekil 5’de gösterildiği gibi silindir (kampana) iki adet pabuç, fren tablası ve balatalardan oluşmaktadır. Çalışma mekanizması ise birincil papuç (primer) üzerinde bulunan fren pabuç levyesinin el fren kablosu tarafından çekilerek, papuç çubuğu ile ikincil papucun (secondary) kampanaya doğru hareket ettirilmesi ile kampananın sıkıştırılması ve bu sayede sürtünme kuvveti oluşturularak park halindeki araç tekerleğini engelleyecek şekildedir [1].



**Şekil 5 :** Kampana çalışma mekanizması

Disk tipi fren sisteminde ise şekil 6’da gösterildiği gibi tekerlek ile beraber dönen, yüksek sıcaklık ve sürtünmelere dirençli diskin, kaliper mekanizması yardımıyla sıkıştırılarak sürtünme kuvvetininin oluşmasını sağlayan ve böylece frenlemeyi yapan elemanlardır. Disk ve balatalar arasında meydana gelen sürtünme kuvveti, hareket halindeki diskin yavaşlamasına ya da durağan haldeki diskin hareketini engelleyerek kilitlemesini sağlamaktadır [1].



**Şekil 6 : Disk çalışma mekanizması**

Tez kapsamında ele alınan el fren kabloları, el fren kolu ile oluşturulmuş olan çekme kuvvetini düşük kayıplarla tekerleklerdeki kampana ve ya disklere ileterek sistemin frenlemesini ve frenlemenin devamlılığını sağlayan ana elemanlardan biridir.

El fren kablolarının en temel fonksiyonları;

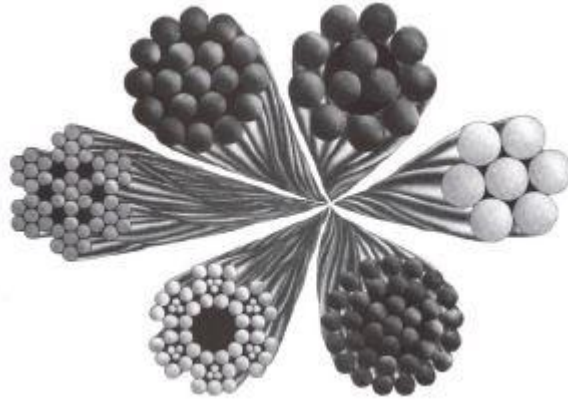
- Çekme kuvvetini tekerleğe iletmek,
- Frenleme süresince çekme kuvvetini kesintisiz aktif halde tutmaktır.
- Temel fonksiyonlarının yanında;
- Hareket ve kuvvet iletimini istenilen verimlilikte iletmesi,
- Kendisinin araç gövdesine montajını sağlayacak yapıya sahip olması,
- Araç üzerinde belirlenmiş rotayı takip etmek,
- Servis edilebilir olması,
- Disk/Kampana ve fren kolu ile senkronize olarak çalışabilmesi,
- Sahip olduğu alt parçaların birbirleri ile montajlanabilir olması,
- İstenilen yıllık adetlerde üretilebiliyor olması,
- Araçlara montaj edilebilir olması gibi fonksiyonları da üretim ve müşteri açısından önemlidir.

El fren kabloları çoklu sayıda alt parçanın bir araya getirilmesiyle fonksiyonellik kazanmaktadır. El fren kablolarını oluşturan parçaları, doğrudan ve ya dolaylı olarak fonksiyona katkı sağlamaları açısından sınıflandırabiliriz.

Doğrudan fonksiyonelliğe katkı sağlayan parçalar; iç kablo, konduit, konduiti çift taraflı sonlandıran konduit sonu elemanı ve iç kablonun montajlanmasını sağlayan kablo sonu elemanlarıdır.

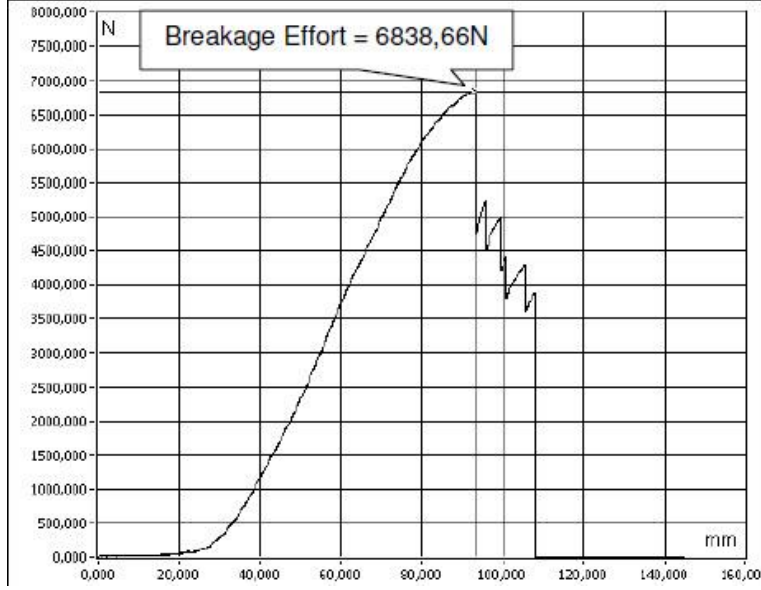
Dolaylı olarak fonksiyonelliğe katkı sağlayan parçalar ise; kablo üzerine bağlanan plastik veya metal bağlantı elemanları ile koruyucu tüplerdir.

El fren kablolarının en önemli elmanı olan iç kablolar, çekme kuvvetini doğrudan el fren kolundan kampana ve ya disklere ileten elemanlardır. İç kablolar farklı sarım ve kesitlere sahip olabilirler. Farklı kesitlere sahip olan bu kablolar, galvaniz çelik telden oluşan bir sarım tel ve bu sarım tel etrafına kaplanmış plastik bazlı kaplamalardan oluşmaktadır. Bu kaplamalar sayesinde dış etkilere sürekli maruz kalan kablonun korozyona uğraması engellenerek fonksiyonelliğini yitirmesi önlenmiş olup, performans bakımından yeterliliği arttırılmaktadır. Farklı kesitlere sahip iç kablolar şekil 7’de görülebilir [2].



**Şekil 7 :** Farklı kesitlerdeki kablo örnekleri

El fren kablolarının en önemli fonksiyonel elemanı olan iç kabloların en önemli kriteri şüphesiz ki çekme kuvvetine maruz kaldıklarından dolayı çekme yönündeki dayanımıdır. Örnek bir çekme dayanım grafiği şekil 8’de gösterilmiştir.



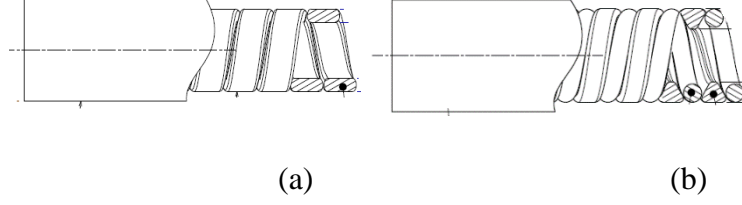
**Şekil 8 : Çekme dayanım grafiği**

El fren kablolarının bir diğer önemli fonksiyonel elemanı ise, iç kabloları yataklık görevi gören konduitlerdir. Bu konduitler, iç kabloya yataklık yaparken; üzerinde bulundurduğu bağlantı elemanları ile kablonun araç şasisine ve tekerleğe bağlanmasını sağlarlar.

El fren tellerinde bulunan konduitlerden tek başına mekanik bir performans beklentisi yoktur. En önemli performans kriterleri; esneklikleri ve kimyasallara karşı olan dirençleridir.

Konduitler üç ana katmandan oluşmaktadır; iç kabloya doğrudan yataklık eden ve yüksek yoğunluklu polietilenden oluşan plastik tüp; bu tüpün çevresini sararak koruyan ve kabloya en önemli özelliği olan esneklik özelliğini kazandıran yay esaslı, çelik sarımlı, metal konduit ve en dışta ise iç kablo ve plastik tüpü dış ortama karşı koruyan termoplastik bazlı kaplamadan oluşmaktadır. Metal konduiti kaplayan ve dış etkenlerden koruyan koruyucu kaplama ise PVC, poliamid, polipropilen gibi polimer bazlı malzemelerden oluşabilmektedir.

Konduite en önemli özelliği olan esneklik özelliğini kazandıran metal sarım konduitler şekil 9’da gösterildiği gibi tek sarım veya çift sarımlı olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Genelde tek sarım metal konduitlere rastlanan otomotiv sektöründe, esneklik miktarını arttırmak amacıyla çift sarımlı metal konduitler de kullanılmaktadır.

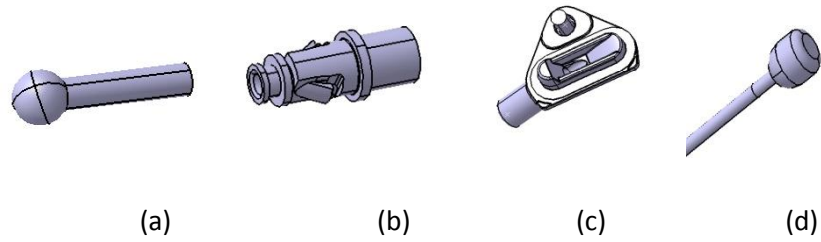


**Şekil 9 :** (a) Tek sarım kablo ve (b) çift sarım kablo

El fren kablolarını oluşturan elemanlardan birisi de konduit sonu elemanlarıdır. Konduit sonu elemanları, genelde plastik esaslı olup konduitin belirli bir rota çizdikten sonra kablonun her iki taraftan sonlandırılmasını sağlayan, bir tarafı el fren koluna diğer tarafı disk veya kampanaya bağlanan ara bağlantı elemanlarıdır. Kablo üzerinde, çalışma yönü boyunca yüklere maruz kalırlar ve önemli işlevleri, yüksek yükler altında kırılmadan bağlantı fonksiyonlarına devam etmeleridir.

Kablo sonu elemanları, zamak yada metal parçadan yapılmış olup genellikle yuvarlak yada sekizgen şeklinde preslenmiş parçalardır. Bu parçalar doğrudan iç kablo üzerine bağlanırlar ve sonrasında hareketin alındığı ve iletiildiği birincil kablo ve tekerlek yayına bağlanırlar. Bu parçalar çekme yönünde yüksek yüklere maruz kalmaktadırlar. En büyük işlevleri, iç kablo yardımıyla iletilmiş olan yükü daima taşıyabiliyor olmaktır.

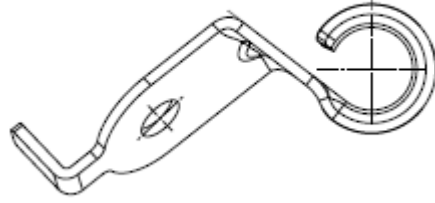
Şekil 10'da örnek kablo ve conduit sonlandırıcı parçaları verilmiştir.



**Şekil 10 :** Örnek (a, b) konduit ve (c, d) kablo sonlandırıcı elemanlar

El fren kablosunun bir başka elemanı ise, metal ve plastik bağlantı elemanlarıdır. Plastik ve metal bağlantı elemanlarının en önemli özellikleri, bir hayli uzun olan el fren kablosuna araç üzerinde bir rotada sabit tutmak ve çalışma ömrü boyunca da bu rotadan çıkmasını engellemektir. Plastik elemanlar daha çok araç içerisinde darbe almayan yerlerde kullanılırken; metal elemanlar daha çok tekerlek kısmında

süspansiyon üzerinde hareketli noktalarda ve süspansiyondan bir önceki araç şasisine bağlı ve yorulmaya maruz kalan noktalarda kullanılmaktadır. Şekil 11’de örnek bir bağlantı elemanı gösterilmektedir.



**Şekil 11** : El fren kablo bağlantı elemanı örneği

Şüphesiz ki sabit ve hareketli noktalarda oluşacak olan bağlantı elemanlarının hasarı, rotanın bozularak iç kablonun çekme işlevini düzgün yerine getirmemesi anlamına gelmektedir. Bu sebeptir ki sabit olan ve sürekli yorulmaya maruz kalan bu metal bağlantı elemanları sürücü için güvenlik açısından önem arz etmekte ve üretici firma açısından ise geliştirme ihtiyacı doğuran bir parça haline gelmektedir.

Yapılan araştırmalar sonucunda doğrudan el fren telleri üzerinde kullanılan elemanlar ve bunların harmonik hareketlerdeki davranışlarını inceleyen bilimsel makalelere rastlanmasa da, proje boyunca doğrudan veya dolaylı olarak kullanılacak ve yapılması hedeflenen çalışmalar sırasında yol gösterebilecek bilimsel çalışmalara rastlanmıştır. Literatür araştırmaları doğrudan el fren tellerine odaklı yapılamamakla birlikte, genelde el fren kablosu gibi düşünebileceğimiz çok sarımlı çelik halatlar veya en yakın kabul edebileceğimiz vites telleri (push-pull cables) üzerine yapılmıştır. Genel olarak araştırmalar kabloların belirli bir rota üzerindeki gerilme (stress) ve eğilme (bending) hesaplarıyla bunların SEM ortamında modellenmesi ve analizi ile ilgili olmuştur. Ayrıca kabloların dinamik yükler altındaki davranışları ve kablo üzerinde oluşan yorulmaların (fatigue) incelenmesi ve bunların SEM ortamına aktarılması üzerine olmuştur.

Seyed Reza Ghoreishi, Tanguy Messenger, Patrice Cartraud ve Petet Davies ‘e ait “Validity and limitations of linear analytical model for steel wire strands under axial loading, using a 3D FE model” adlı çalışmada çok sarımlı bükülen çelik halatların, aksenal yüklemeler altındaki davranışlarını incelemek amaçlı SEM ortamında

modellenmesi ve yapılan deneysel çalışmalar incelenmiştir. Ayrıca tellerin elastisite yaklaşımını vermek amaçlı analitik modelleme de incelenmiştir [3].

H.Varum ve R.J.S.Cardoso 'ya ait "A Geometrical non-linear model for cable systems analysis" adlı çalışmada kabloların genel analitik yaklaşımlarıyla, kablolar üzerindeki gerilim dağılımları ve SEM ortamında yerdeğiştirme açısından iteratif algoritmaları üzerine çalışılmıştır [4].

Tang Maolin, Du Yaguang, Shen Ruili ve Yan Kun'a ait "Study of bending stiffness and cable characteristics of tension components" adlı çalışma kabloların eğilme esnekliklerini ve kablo karakteristik özelliklerinin eğilme esnekliğine olan etkisi incelenmiştir [5].

Philip T. Gibson'ın "Operational characteristics of ropes and cables" adlı el kitabında kablo ve halat konfigürasyonlarıyla, kablo ve halatların rotasyonları belirli tekrardaki eğilme davranışları, dinamik yük altındaki davranışları ve üzerinde oluşan hasarlar konu alınmıştır [6].

Xun Ma ve Jiwei Zhang'ın "Finite element analysis and the topology optimization of a bracket- cable" adlı çalışmada transmisyon kablolarında kullanılan bağlantı elemanlarının, SEM ortamında modellere yapısal mukavemet ve esnekliklerinin incelenmesi ve elemanlardaki topoloji optimizasyonu incelenmiştir [7].

J.G.A. Croll'a ait "Bending boundary layers in tensioned cables and rod" adlı çalışmada gerilmiş kablolarda farklı yükleme ya da destek altında eğilme sınır tabakaları incelenmiştir [8].

Haluk Erol, Hüseyin Karabulut ve Kayhan Kaynar'a ait "On the Dynamics of a Gearshift System in Manuel Transmission" adlı çalışmada vites komuta kablolarındaki titreşim kaynaklı ses problemlerini ortadan kaldırmak amacıyla vites komuta kablolarının dinamik davranışları incelenmiş bu kapsamda titreşimi önleyici damper tasarımı yapılmıştır [9].

Bağlantı elemanları üzerine gelen ve yorulmalara sebep olan kuvvetler süspansiyon hareketleri sonucu meydana gelmektedir. Bu süspansiyon hareketleri, üç boyutlu CAD data üzerinden saptanarak; yapılacak olan SEM analizlerine girdi oluşturacak olan hareketlerin tespiti yapılacaktır. Seçilmiş olan kablonun rota tasarımı CAD

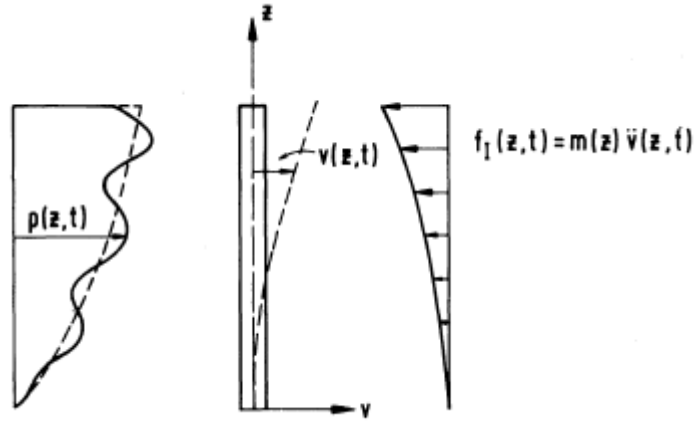
ortamında yapılacak, ardından SEM ortamında modellenip simülasyon modeli çıkarılacaktır. Bilgisayar ortamında modellenmiş sistemin fiziksel olarak modellenmesi, test düzenekleri ve belirlenmiş kablo rotası kurularak oluşturulacaktır. Gerinim ölçer (Strain Gauge) ile alınan veriler ile validasyonu tamamlanacaktır.

Sonlu elemanlar modeli ve deneysel modelden elde edilen sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılacaktır. Modelin doğru kurulması halinde elde edilen sonuçların birbirleriyle yüksek oranda uyumlu olması beklenmektedir. Elde edilen sonuçların uyumlu olması, kurulan modellerin doğruluğunu gösterecektir. Elde edilen sonuçların farklılıklarının büyüklüğü kurulan modelin de belirli oranda hatalı olduğu anlamına gelecektir. Doğal olarak, elde edilen sonuçlar birbirleriyle farklı olacaktır. Ortaya çıkan farklılıklar irdelenerek kurulan modellerin kabul edilebilir nitelikte olup olmadığı araştırılacaktır. Farklı olmalarına rağmen belirli bir seviyede birbirleri ile uyumlu sonuçların elde edilmesi kurulan modellerin yeterince doğru olduğu sonucunu verecektir.

## 2. TEORİK ESASLAR

Dinamik modellere uygulanan kuvvetler (eğilme, iç kuvvetler, gerilim gibi), zamanla değişen kuvvetlerdir. Statik problemlere nazaran dinamik problemler, her zaman diliminde ayrı çözüm yapılmasına ihtiyaç duyar.

Birim yüksekliğe göre kütlesi  $m(z)$  olan dikey bir yapıya uygulanan dinamik bir kuvvet şekil 12’de gösterilmiştir. Uygulanan  $p(z,t)$  dinamik kuvveti,  $\ddot{v}(z,t)$  ivmesi içeren zamana bağlı bir  $v(z,t)$  yerdeğiştirmesi oluşturmaktadır. Bu ivmeler, harekete zıt bir atalet kuvveti olan  $f_1(z,t) = m(z)\ddot{v}(z,t)$  atalet kuvvetini oluştururlar. Bundan dolayı yapı üzerinde uygulanan iki ayrı kuvvetden bahsedilebilir; uygulanan kuvvet ve atalet kuvveti. Atalet kuvvetleri, yapısal dinamik problemlerin temel karakteristiklerini oluşturmaktadır. Atalet kuvvetlerinin büyüklüğü, (a) uygulanan kuvvetin aralığına, (b) yapının rijitliğine, (c) yapının kütlesine bağlıdır [10].



Şekil 12 : Yapıya uygulanan dinamik kuvvet modeli

Eğer uygulanan kuvvet yavaş ise, atalet kuvvetlerinin değışimi az miktarda olacağı için ihmal edilerek problem statik olarak çözülebilir. Uygulanan kuvvet ani ise, atalet kuvvetleri yeterli miktarda olup, problem dinamik analiz ile çözüme kavuşturulmalıdır.

Genellikle yapısal sistemler sürekli olup, fiziksel özellikleri ve karakteristikleri sistem üzerinde dağılmaktadır. Oysaki birçok uygulamada dağılmış olan yapısal

karakteristikleri, yığılma tekniği uygulayarak farklı parçalara ayırma problem çözümünü kolaylaştırmaktadır. Bundan dolayı dinamik sistemlerin matematik modelleri ikiye ayrılabilir:

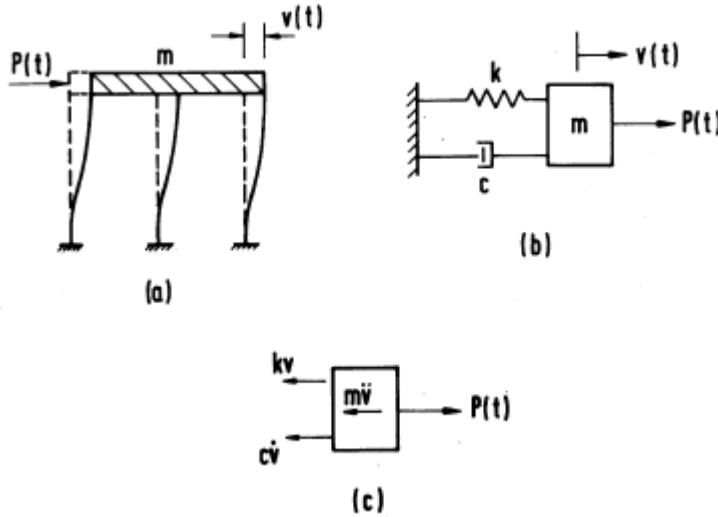
1. Sonlu serbestlik derecesi ile bölünmüş sistemler,
2. Sonsuz serbestlik derecesi ile devamlı sistemlerdir.

## 2.1 Tekli Serbestlik Dereceli Sistemler

Şekil 13 (a)'da gösterildiği gibi yatay bir yapıya uygulanan  $P(t)$  yanal kuvveti dikkate alınrsa, dikey yöndeki yerdeğiştirme ihmal edilerek yatay yöndeki yerdeğiştirme dikkate alınmaktadır. Yapının "m" kütesinin yatay düzlem boyunca dağıtıldığı düşünülürse, yapının matematiksel modeli şekil 13 (b)'de gösterildiği gibi olacaktır. Bu matematiksel modelde yay rijitliği ifade ederken; amörtisör ise, mekanizmadaki enerji kaybı olan viskoz sönümlenmesini ifade eder. Şekil 13 (c)'de gösterilen serbest yapı diyagramında D'Alembert prensibine göre atalet kuvveti harekete zıt yönde oluşmaktadır [10]. Buradan hareket eşitliği,

$$m\ddot{v} + c\dot{v} + kv = P(t) \quad (2.1)$$

olacak şekilde yazılabilir. Burada "m" kütle, "c" viskoz sönümlenme katsayısı, "k" ise rijitliği ifade etmektedir. Sabitlerin birimleri ise, sırasıyla kilogram, Newton/metre, Newtonsaniye/metre, Newton ve metredir.



Şekil 13 : (a) fiziksel model, (b) matematik model, (c) serbest yapı diyagramı

## 2.2 Çoklu Serbestlik Dereceli Sistemler

Şekil 14 (a)'da gösterildiği gibi üç farklı kütle bulunan bir yapıda kütleler sırasıyla  $m_1, m_2, m_3$ ; yanal rijitlikleri  $k_1, k_2, k_3$ ; yapısal viskoz sönümlenme katsayısı ise  $c_1, c_2, c_3$  olarak düşünülürse; bunlara bağlı olarak yapının matematiksel modeli şekil 14 (b)'deki gibi olmaktadır. Şekil 14 (c)'deki serbest yapısal modele göre sistemin eşitliği,

$$[M]\{\ddot{v}\} + [C]\{\dot{v}\} + [K]\{v\} = \{P\} \quad (2.2)$$

Burada;

$$\{P\} = \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{Bmatrix} \quad (2.3)$$

kuvvet vektörü,

$$\{v\} = \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

yerdeğiştirme vektörü,

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

kütle matrisi,

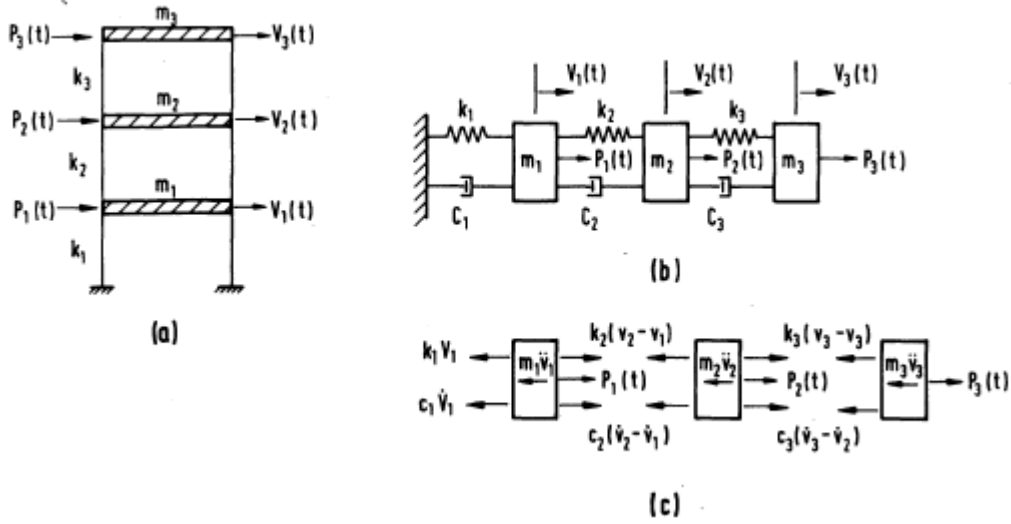
$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

sönümlenme matrisi,

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

rijitlik matrisidir.

Belirtilen eşitliklerde kütle ideal olarak seçildiği için kütle matrisi diagonal matris olarak belirlenmiştir. Rijitlik ve sönümlenme matrisleri ise simetrik matrislerdir.

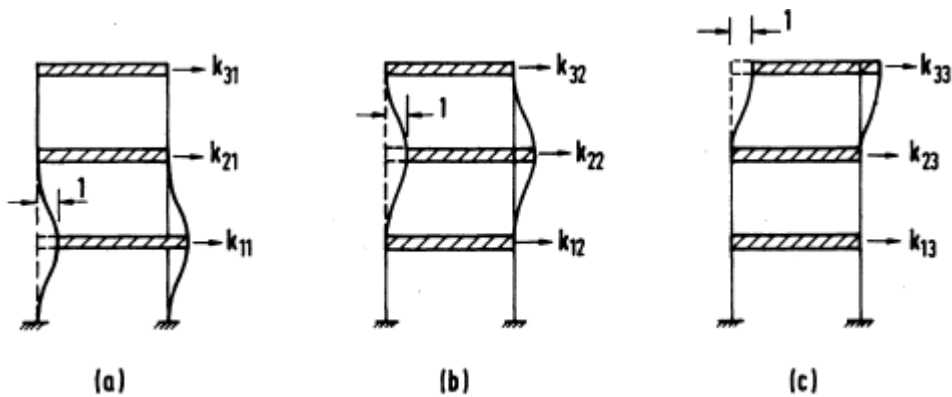


Şekil 14 : (a) çok serbestlik dereceli fiziksel model , (b) matematiksel model,

(c) serbest yapı modeli

Rijitlik matrisinin elemanlarını belirlemede kullanılan uygun bir metot ise,  $k_{ij}$  rijitlik katsayılarını belirlemektir. Burada  $i$  ve  $j$  serbestlik derecesindeki bir birim yerdeğiştirmeyi oluşturacak kuvvetin sahip olduğu serbestlik derecesi olup, matrisin diğer serbestlik derecelerine karşılık gelen değerler sıfır olacaktır.

Örneğin, Şekil 14(a)'da gösterildiği gibi  $v_1=1$  ve  $v_2=v_3=0$  olarak uygulanırsa, şekil 15(a)'da gösterildiği gibi rijitlik matrisindeki ilk sütunlar belirlenmiş olur. Aynı şekilde şekil 15(b) ve (c)'de gösterildiği gibi  $v_2=1$ ,  $v_1=v_3=0$  ve  $v_3=1$  ve  $v_2=v_1=0$  yapılarak ikinci ve üçüncü sütunlar belirlenmektedir [10].



Şekil 15 : Rijitlik matrislerinin belirlenmesi (a) birinci sütun, (b) ikinci sütun, (c) üçüncü sütun

Pratikte sönümlenme makrisi, kütle ve/veya rijitlik matrisinin bir oranı olarak uygulanmaktadır. Bu oran katsayısı, titreşime uğrayan bir elemanın farklı modlardaki sönümlenme katsayısının saptanması ile belirlenmektedir.

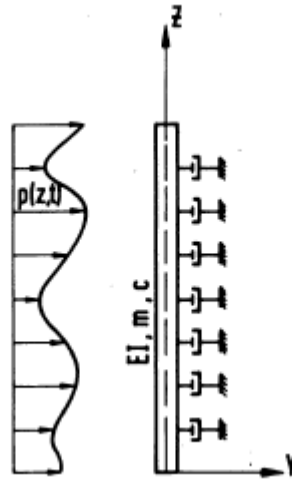
N adet serbestlik derecesi bulunan bir sistem için eşitlik 2.2 uygulandığında, boyutu  $N \times N$  olan matrisler tarafından ifade edilen ikinci dereceden diferansiyel denklemler ile ifade edilirler. Çözüm, eşitlik 2.1’de görüldüğü gibi seçilen zamanda ivmedeki değişim, hız ve yerdeğiştirmenin adım adım integre edilmesiyle bulunmaktadır [10].

### 2.3 Sürekli Sistemler

“m” boyuna birim kütlelerinin eşit dağıldığı ve  $p(z,t)$  uygulanan yüke karşılık rijitlik  $EI$ ’ya sahip bir kiriş için ilgili hareket denklemi,

$$m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + c \frac{\partial v}{\partial t} + EI \frac{\partial^4 v}{\partial z^4} = p(z,t) \quad (2.8)$$

olarak oluşmaktadır.  $v(z,t)$ , y yönündeki kirişte meydana gelen yerdeğiştirme ve c kiriş boyunca eşit dağılmış ve kirişi sabit yüzeye bağlayan viskoz amörtisörün sönümlenme katsayısıdır. Şekil 16’da buna örnek bir model gösterilmiştir.



**Şekil 16 :** Eşit dağılmış kütle, rijitlik ve sönümlenmeye sahip kiriş modeli

Sönümsüz ve serbest bir titreşim hareketine ait hareket denklemi,

$$m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 v}{\partial z^4} = 0 \quad (2.9)$$

Burada eşitlik 2.9 çözüm kabulü ile,

$$v(z,t) = \Theta(z)q(t) \quad (2.10)$$

şekilde ayrıştırılabilir. Bu eşitlikte  $\Theta(z)$  fonksiyonu kiriş titreşime maruz kaldığında meydana gelen eğilme şeklini,  $q(t)$  ise uygulanan titreşim miktarını ifade etmektedir. Eşitlik 2.10, 2.9'da yerine yerleştirilirse,

$$m\Theta(z) \frac{\partial^2 q(t)}{\partial t^2} + EIq(t) \frac{\partial^4 \Theta(z)}{\partial z^4} = 0 \quad (2.11)$$

$z$  ve  $t$ 'leri bir tarafta topladığımızda

$$\frac{EI}{m} \frac{1}{\Theta(z)} \frac{\partial^4 \Theta(z)}{\partial z^4} = - \frac{1}{q(t)} \frac{\partial^2 q(t)}{\partial t^2} \quad (2.12)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitliğin bir kısmını  $\omega^2$  ile simgelersek,

$$EI \frac{\partial^4 \Theta(z)}{\partial z^4} = \omega^2 m \Theta(z) \quad (2.13.a)$$

$$\frac{\partial^2 q(t)}{\partial t^2} + \omega^2 q(t) = 0 \quad (2.13.b)$$

2.13.b eşitliğinin çözümü bize,

$$q(t) = A \cos \omega t + B \sin \omega t \quad (2.14)$$

eşitliğini verir ki eşitlik 2.13.a eşitliği şu formunu alır:

$$\Theta(z) = C_1 \sin \alpha z + C_2 \cos \alpha z + C_3 \sinh \alpha z + C_4 \cosh \alpha z \quad (2.15)$$

Burada  $\alpha^4 = \omega^2 m / EI$  olarak belirlenmektedir.

$C_1, C_2, C_3$  ve  $C_4$  sabitleri sınır şartlarına bağlı olup,  $A$  ve  $B$  sabitleri başlangıç koşullarına bağlıdır [23].

Serbest titreşim eşitliğindeki gibi sönümlemesiz eşitlik,

$$m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 v}{\partial z^4} = p(z,t) \quad (2.16)$$

şeklini almaktadır. Tüm mümkün modlar için yer değiştirme lineer olarak belirtilirse,

$$v(z,t) = \sum_{r=1}^{\infty} \Theta_r(z) q_1(t) \quad (2.17)$$

olur. Eşitlikte  $\Theta_r(z)$ , r'inci mod şeklini,  $q_1(t)$  modal koordinatları belirtmektedir. Eşitlik 2.17, 2.16'de yerine konulursa,

$$\sum_{r=1}^{\infty} \Theta_r(z) \frac{\partial^2 q(t)}{\partial t^2} + EI \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\partial^4 \Theta_r(z)}{\partial z^4} q_R(t) = \frac{p(z,t)}{m} \quad (2.18)$$

Eşitlik 2.13.a'yı yukarıdaki 2.18 eşitliğinde uygularsak eşitlik,

$$\sum_{n=1}^{\infty} \Theta_r(z) \frac{\partial^2 q_r(t)}{\partial t^2} + \sum_{n=1}^{\infty} \Theta_r(z) \omega_r^2 q_1(t) = \frac{p(z,t)}{m} \quad (2.19)$$

Eşitlik 2.19'in her iki tarafı  $\Theta(z)$  fonksiyonu ile çarpıp 0-H aralığında integrallersek,

$$\begin{aligned} & \sum_{r=1}^{\infty} \left( \int_0^H \Theta_s(z) \Theta_r(z) dz \right) q_r''(t) + \sum_{r=1}^{\infty} \left( \int_0^H \Theta_s(z) \Theta_r(z) \omega_r^2 dz \right) q_r(t) \\ & = \frac{1}{m} \int_0^H P(z,t) \Theta_s(z) dz \end{aligned} \quad (2.20)$$

Eşitlik 2.20'de r=s olduğunda yukarıdaki eşitlik şu eşitliğe indirgenir,

$$q_r''(t) + \omega_r^2 q_r(t) = \frac{P_r(t)}{M_r}, \quad r=1 \text{ to } \infty \quad (2.21)$$

ki  $P_r(t)$  uygulanan kuvvet ve  $M_r$  kütlesi,

$$P_r(t) = \int_0^H p(z,t) \Theta_s(z) dz \quad (2.22.a)$$

$$M_r(t) = \int_0^H m \Theta_s^2(z) dz \quad (2.22.b)$$

Eğer eşitlik 2.8'deki gibi hareket sönümlenme terimi içeriyorsa, sönümlenme katsayısı c, m kütlesi ile orantılı olduğu varsayılırsa uygun eşitlik şu halini alır,

$$q_r'' + 2\zeta_r \omega_r q_r'(t) + \omega_r^2 q_r(t) = \frac{P_r(t)}{M_r}, \quad r=1 \text{ to } \infty \quad (2.23)$$

Burada  $\zeta_r$  sönümlenme oranıdır. Yukarıdaki eşitliğin çözümü ile,

$$q_r(t) = \frac{1}{M_r \omega_{Dr}} \int_0^t P_r(\tau) e^{-\zeta_r \omega_r (t-\tau)} \sin \omega_{Dr} (1-\tau) d\tau \quad (2.24)$$

Burada,

$$\omega_{Dr} = \omega_r (1 - \zeta_r^2)^{1/2} \quad (2.25)$$

eşitlik 2.25, 2.17'de yerine konulduğunda kuvvete bağlı sönümlü sürekli sistem elde edilebilir [11].



### 3. SAYISAL ANALİZLER

Günümüzde vakit ve para kaybı olmadan ileri mühendislik çalışmalarının yapılmasına katkıda bulunan en önemli program türlerinden biri, şüphesiz ki 3D tasarım programlarıdır. Dünyada 1940'lı yıllarda basit algoritma ve hesaplama amacı ile başlamış olan bu tasarım programları günümüzde mühendislik alanına ek olarak birçok alanda tasarım oluşturma ve geliştirme amacına hizmet etmektedir.

Sonlu elemanlar methodu ise günümüzde karmaşık mühendislik problemlerinin hassas çözümünde etkin olarak kullanılan sayısal bir metottur. İlk defa 1956 yılında uçak gövdelerinin gerilme analizi için geliştirilmiş olan bu metotun, daha sonraki on yıl içerisinde uygulamalı bilimler ve mühendislik problemlerinin çözümünde de başarı ile kullanılabileceği anlaşılmıştır. Daha sonraki yıllarda ise sonlu elemanlar metodu ve çözüm teknikleri hızlı gelişmeler kaydetmiş ve günümüzde birçok pratik problemin çözümü için kullanılan en iyi metotlardan birisi olmuştur. Metotun değişik mühendislik alanları için bu kadar popüler olmasının ana nedenlerinden birisi, genel bir bilgisayar programının yalnız giriş verilerini değiştirerek herhangi bir özel problemin çözümü için kullanılabilmesidir.

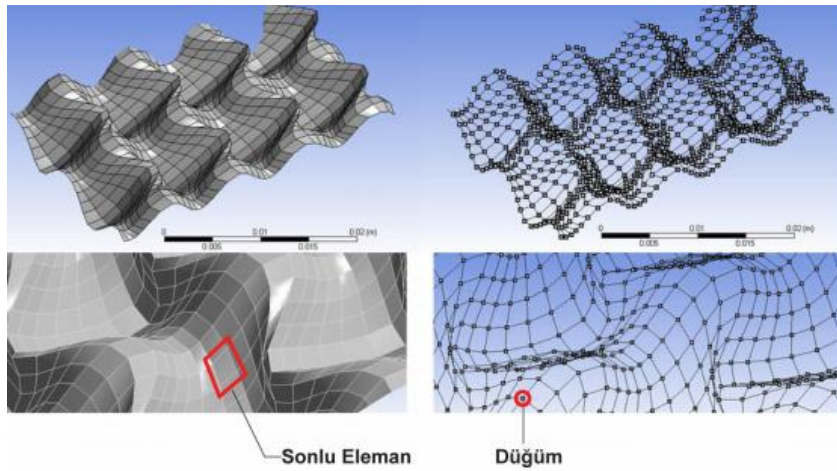
Sonlu elemanlar metodundaki temel düşünce, karmaşık bir probleme, problemin basite indirgenmesiyle bir çözüm bulmaktır. Esas problemin daha basit bir probleme indirgenmiş olması nedeni ile kesin sonuç yerine yaklaşık bir sonuç elde edilmekte, ancak bu sonucun çözüm için daha fazla çaba harcayarak iyileştirilmesi ve kesin sonuca çok yaklaşılması, hatta kesin sonuca ulaşılması mümkün olmaktadır. Elde bulunan matematiksel araçların kesin sonucu, hatta yaklaşık bir sonucu dahi bulmakta yetersiz kalması durumunda ise sonlu elemanlar metodu kullanılabilecek tek method olmaktadır.

Malzeme özellikleri ele alındığında malzemenin anizotropisi, lineer, nonlineer ve zamana göre değişme özellikleri, uygulanan analizin türüne göre SEM hesaplamasına dâhil edilebilir. Örneğin, SEM kompozit ve çok fazlı malzemelerin modellenmesine imkân tanır. Bunun yanında SEM'a zamana bağlı dinamik etkiler de

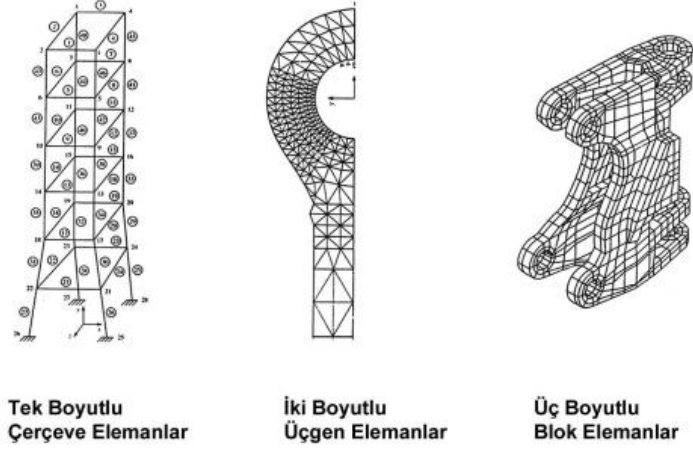
dâhil edilebilir. SEM hesaplamasının doğruluğu, verilerin doğru girilmesine bağlıdır. Bu sebeple problemin iyi tanımlanması gerekmektedir.

Özel problemlerin çözümü için genel bir programın kullanılabilir olması, sonlu elemanlar metodunun güçlü ve çok amaçlı bir araç olmasına sebep olmuş ve çok sayıda genel amaçlı sonlu elemanlar program paketi geliştirilmiştir. Bu paketlerden bazıları oldukça genel amaçlı olup, değişik mühendislik alanlarındaki problemlerin çözümü için çok az veya hiçbir değişikliğe gerek duyulmadan kullanılabilir [12].

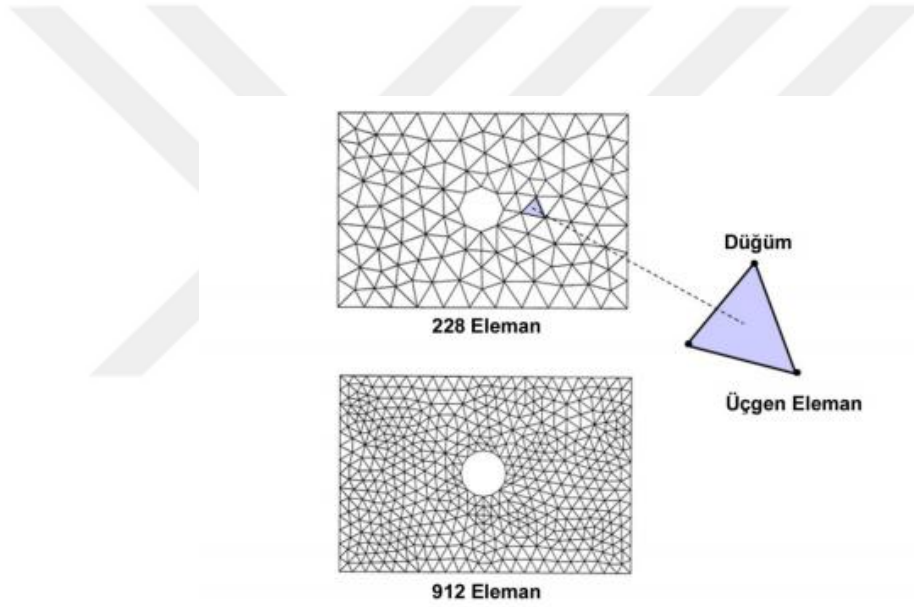
SEM, cismin eleman adı verilen sonlu sayıda parçaya (subdomain) bölünmesini içerir. Eleman boyutu, biçimi ve yakınsama biçimi (approximation scheme) probleme uymak için farklılaşabileceği için, yöntem karmaşık geometri ve yükleme koşullarına ilişkin hassas bir benzetim gerçekleştirebilir. Öncelikli olarak fiziksel modelin matematiksel modeli ve probleme ait formülasyonu hazırlanır. Sonrasında çözüm bölgesi sonlu eleman adı verilen alt bölgelere bölünür. Daha sonra bu elemanlar, şekil 17’de gösterildiği gibi bir iğne ile tutturulmuşçasına düğüm noktalarında birbirine bağlanır. Eleman tipleri şekil 18’de gösterildiği üzere lineer, alan ve hacim olmak üzere üç ana başlıkta incelenir. Bu bölgelere sonlu eleman ağı (mesh) denilmektedir. Ağ yoğunluğu arttıkça, eleman sayısı ve yüzeyin hassasiyeti artar. Ağ yoğunluğu şekil 19’da örnek olarak gösterilmiştir. Varsayımlar, her eleman üzerindeki, bilinmeyen bağımlı değişkenlerin çeşitlilikleri üzerinde ara değeri bulma (interpolation) ya da yakınlık (approximation) fonksiyonları ile belirlenir. Bu ortalama çeşitlilik özel eleman bölümlerinde, düğümde hesaplanır.



Şekil 17 : Düğüm ve sonlu elemanlar gösterimi



Şekil 18 : Sonlu elemanlar tipleri



Şekil 19 : Sonlu elemanlar ağı yoğunluğu

Yöntem parçalara ayırma işlemiyle, bilinmeyen değerler için, cebirsel sistem denklemleriyle sürekli çözümlere yönelik yakın çözümler oluşturur. Örneğin (e) sonlu eleman için kullanılan cebirsel denklem eşitlik 3.1'deki gibi ifade edilebilir:

$$K(e) * u(e) = F(e) \quad (3.1)$$

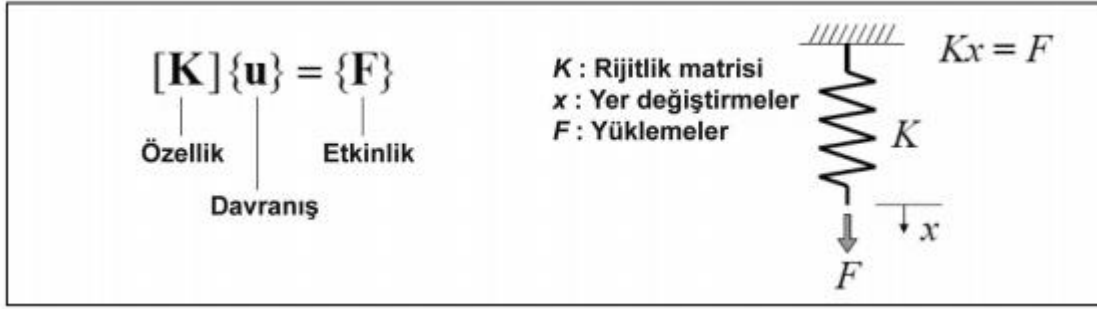
K = Rijitlik ya da özellik matrisi (Stiffness, property matrix)

u = Noktasal yer değiştirme vektörü (Nodal displacement vector)

F = Noktasal kuvvet vektörü (Nodal force vector)

Bu denklemde  $K$ ,  $u$  ve  $F$  sırasıyla özellik, şekil 20’de belirtildiği gibi davranış ve eylemi temsil eder. Buna göre  $K$  rijitlik matrisi ve  $u$  bilinmeyenleri içeren vektörken,  $F$  kuvvet vektörünü temsil etmektedir. Buna bağlı olarak, her sonlu eleman için hesaplanan denklemlerin birleşiminden, sistemin denklem takımı elde edilir ve eşitlik 3.2’deki gibi temsil edilir [13]:

$$K * u = F \quad (3.2)$$



**Şekil 20** : Sonlu elemanlar cebirsel denklemi

Denkleme göre, bilinmeyen davranış  $\{u\}$  olduğu için, denklemin soluna getirilir ve eşitlik 3.3 elde edilir:

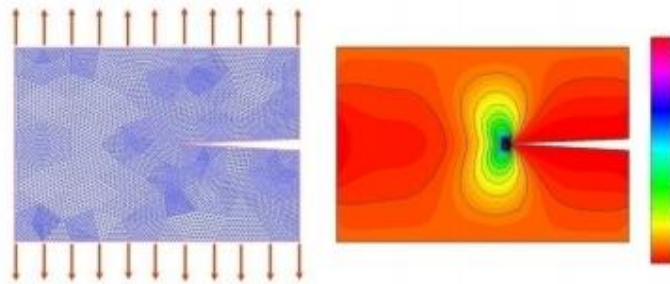
$$\{u\} = [K^{-1}]\{F\} \quad (3.3)$$

Sınır koşulları, bu sisteme uygun satır ve sütunların eklenmesi ile dâhil edilir. Bu şekilde indirgenmiş sistem bulunur. Çözümün yapılması ile de her bir düğüm noktası için hesaplamalar gerçekleştirilir. Çözüm ise resim, grafik ya da tablo gibi araçlarla kullanıcıya sunulur. SEM aracılığı ile farklı durumlarda incelenen davranışlar incelenmiştir. Davranış ( $u$ ), çizelge 1’de belirtildiği gibi analiz sonuçlarına göre belirlenir [13]. SEM’ da bölge küçük elemanlara bölünmesini takiben, her bir eleman için çözümlü aranan fonksiyona uygun bir yaklaşım ortaya konur. Problem tipine bağlılık olarak, elemanlar arası sınırlarda sürekliliğin kaçınıcı dereceden türeve kadar olması belirlenir. Örneğin, üçüncü dereceden polinom kullanıldığında sadece fonksiyonun kendisi değil, ikinci dereceden türevlerine kadar süreklilik elde edilebilir. Fonksiyonun, elemanlar arası sürekliliği matematiksel açıdan gereklidir.

**Çizelge 1 : SEM İle farklı durumlardaki davranışlar**

	Özellik [K]	Davranış {u}	Eylem {F}
Elastik	Rijitlik (stiffness)	Yer değiştirme (displacement)	Kuvvet (force)
Termal	İletkenlik (conductivity)	Akışkanlık (viscosity)	Isı kaynağı (heat source)
Akışkan	Akışkanlık (viscosity)	Hız (velocity)	Cisim kuvveti (body force)
Elektrostatik	Dielektrik geçirgenlik (dielectric permittivity)	Elektrik potansiyeli (electric potential)	Şarj olmak (charge)

Düğüm noktalarının geometride yerleştirilmesinde belli kurallar bulunur. Örneğin, bölge içinde değişik yapıda malzemelerden oluşan kısımlar bulunuyorsa, sınırlara yakın kısımlarda düğümler daha yoğun olarak yerleştirilmelidir. Bunun sebebi, malzeme özelliğinin aniden değişmesi ve sınır yüzeylerin tekil noktalar oluşturmasıdır. Malzeme özelliğinin değişmediği noktalarda daha az yoğunluklu olarak yerleştirilebilir. Özellikler belirli bir noktanın hesaplanması isteniyorsa, bu yerlere de düğüm noktaları konmalıdır. Düğüm sayısının artması iyi bir sonuç elde edilmesine imkân tanırken, daha çok bilgisayar hafızasına gereksinim duyulması olumsuzdur. SEM'nun bilgisayara uyarlanması için global matrisler oluşturulur. Her bir sonlu eleman bölgesinde matrisler oluşturulur. Eleman matrislerinin büyüklüğü serbestlik derecesine bağlıdır [14]. SEM'da hesaplamalı olarak ifade edilen gerilmeler, şekil 21'de gösterildiği gibi renk kodlarını kullanır. Bu şekilde strüktürel açıdan elverişli olmayan bölgeler tanımlanmış olur.



**Şekil 21 : SEM ile yüzey gerilmelerinin renk kodlarıyla ifadesi**

SEM'nun işleyişinde, şekil 22'de işlem adımları verildiği gibi ön işlem aşamasında, kullanıcı SEM modelini oluşturur. Bunu takiben, sayısal analiz SEM yazılımı

tarafından işleme konur. İşlem sonrasında ise sonuçlar kullanıcı tarafından incelenir [14].



**Şekil 22** : Sonlu elemanlar işlem adımları

SEM’da öncelikli olarak analiz türünün seçilmesi gereklidir. Bunlar statik, modal, geçici (transient) dinamik, burkulma (buckling), temas (contact), kararlı hal (steadystate), termal analiz, geçici (transient) termal analizler olarak adlandırılabilir. Sonrasında malzeme özellikleri ile 2D (makas, kiriş, kabuk, plaka) ya da 3D (katı) olmak üzere eleman türü belirlenir. Sonlu elemanlara bölünen geometrinin noktaları ve bunların bağlantıları oluşturulmasını takiben, sınır koşulları ve yükler tanıtarak, SEM hesaplaması işleme konur. İşlem sonrası sonuçlarda yer değiştirmeler, gerilmeler, burkulmalar ve doğal frekanslar gibi sonuçlar izlenebilir. SEM bir yakınsama yöntemi olduğu için hesaplamada hatalar meydana gelebilir. Hata kaynakları, sayıların yuvarlanmasından kaynaklanan bilgisayar hataları, mekan ve zaman gibi farklı türdeki parametrelerin sayısal bütünleşme hataları ve sonlu eleman ağının geometriyle uyumsuzluğu gibi nedenler olabilir. SEM yöntemlerinin hassasiyeti kesin sonuçtan, SEM sonucunun çıkarılmasıyla bulunabilir. Arada bulunan fark hatayı belirtir ve eşitlik 3.4’de gösterildiği gibi ölçülecektir [14]:

$$\text{HATA} = \text{Kesin Çözüm} - \text{SEM Çözümü} \quad (3.4)$$

SEM, araştırmada kullanılan en önemli proje adımlarından biridir. Bu metot yardımıyla, deneysel yöntemlerle bağlantı elemanı üzerine gelen maksimum gerinimlerin nümerik analizleri bilgisayar ortamında yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda ABAQUS 6.10-1 sonlu elemanlar yazılım programı kullanılmıştır.

Sonlu elemanlar yazılımı ön ve son işlemci özellikleri;

- Grafik tabanlı bir kullanıcı ara yüzü,
- CAD yazılımları ile dosya transferi,
- Sonlu eleman analizi amaçlarına uygun yeteri kadar eleman çeşidi,

- Değişik analiz programlarına girdi dosyası hazırlayabilmesi,
- Otomatik ağ (mesh) oluşturabilmesi,
- Oluşturulmuş ağa kullanıcının müdahale edebilme ve ağın düzeltilmesi için gerekli araçları bünyesinde bulundurması,
- Yüklemeler, sınır koşulları, malzeme ve eleman özellikleri doğrudan geometriye uygulanabilme ve tasarım değişiklikleri geometriye yansıtılabilmesi,
- Sonuç dosyaları, animasyon ve rapor şeklinde görülebilmesi,
- Dinamik analizler için modelleme ve son işlem esnasında uygun özelliklere sahip olması,
- Eleman sayısı konusunda bir sınırlama olmamasıdır.

Sonlu elemanlar yazılımı çözücü özellikleri;

- Eleman ve düğüm noktası sayısında bir sınırlama olmaması,
- İmplicit nonlinear çözüm yapabilmesi,
- Otomatik kontakt algoritması olması,
- Eleman ağı bozuldukça otomatik olarak kendini yenileyebilmesi,
- Temas problemlerini çözebilmesi,
- Lagrangian çözücü teknolojisine sahip olması,
- Önceden yapılmış olan hesaplamaları yeniden yapma gerekliliği kalmadan bu
- sonuçları tekrar kullanma özelliğine sahip olması,
- Temel analizler yapabilmesi,
  - Lineer Statik,
  - Statik Risk,
  - Nonlinear,
  - Heat Transfer,
  - Visko,
  - Mass Diffusion,
  - Doğal Frekans, Öz Değer - Öz Vektör (Normal Mod),
  - Burkulma,
  - Optimizasyon,

- Dinamik analizler yapabilmesi,
  - Modal ve direkt frekans cevabı,
  - Modal ve direkt frekans geçiş cevabı,
  - Eigen Value analizleri,
  - Rastgele cevap analizleri,
  - Tepki spektrum analizleri,
- Geometrik ve malzeme nonlinearity özelliklerine sahip olması,
- Çözücü bir elemanda birden çok özelliği taşıyabilmesi,
- Constraint elemanları ile modal analiz kullanabilmesi,
- Mekanik ve termal birleşik çözüm yapabilmesi,
- Temas (contact) tanımlamaları yapılabilmesi,
- Mevcut tüm elemanlar ile temas problemi çözülebilmesi,
- Malzeme ve basma deney sonuçlarından malzeme modeli sabitlerini hesaplayabilmesi,
- Analizlerde katmanlı yapı kullanılabilmesi,
- Analiz sonuçlarını XY diyagramları FFT, PSD ve kazanç e\_rileri olarak  
Verebilmesi,
- Analiz sonuçlarını gerçekçi animasyonlar olarak gösterebilmesi,
- CAD programlarında oluşturulan geometrik modeller, IGES, STEP, VDAFS, STL, DXF formatlarından herhangi biri ile yazılım içerisine, katı ve/veya tel olarak aktarılabilmesidir.

Tez çalışmaları sırasında parçaların üç boyutlu modellerinin oluşturulması, kablo rotasının oluşturulması ve oluşturulan üç boyutlu modellerin sonlu elemanlar yöntemine girdi oluşturmasına yardımcı olması açısından üç boyutlu modelleme programı olarak “Catia V19” bilgisayar destekli tasarım programı kullanılmıştır.

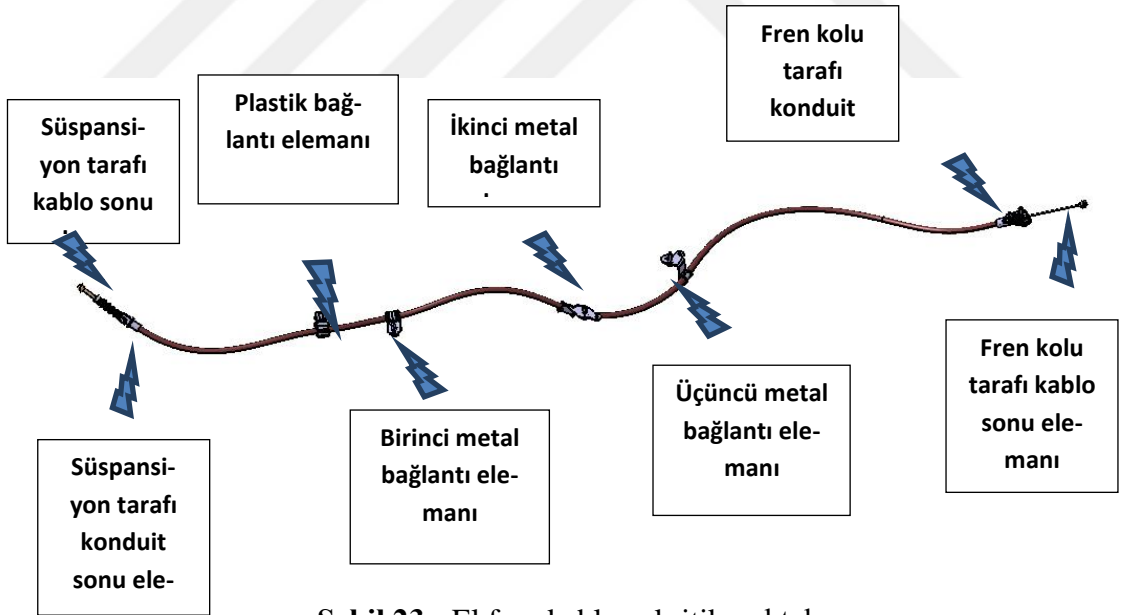
Üç boyutlu modellemesi yapılan sistemin sonlu elemanlar yöntemi ile nümerik çözümü için “Abaqus” adlı sonlu elemanlar analiz programı kullanılmıştır. Bu program sayesinde yorulma testine tabi tutulan sistemin fiziksel modelini simule edebilmek için sonlu elemanlar programında modeli kurulmuştur. Kurulan bu model üzerinde sınır şartları belirlenerek nümerik çözümü yapılmıştır.

Sonlu elemanlar ile nümerik çözümü yapılmış modelin ise yorulma davranışı “NCode” adlı yorulma analiz program kullanılarak incelenmiştir. Program sayesinde sonlu elemanlar modelindeki çıktılar girdi olarak kullanılarak hasar ve ömür hesabı yapılmıştır.

Yapılan sayısal analiz çalışmaları ile sürekli bir sistemin, bilgisayar destekli mühendislik çalışmaları yardımıyla nümerik çözümü yapılması amaçlanmıştır.

### 3.1 El Fren Kablosunun Üç Boyutlu CAD Modelinin Oluşturulması

Tez çalışmalarında C sınıfı bir otomobil modelinin el fren kablosu baz alınarak çalışmalar yapılmıştır. İlk etapta, el fren kablosu sisteminin üç boyutlu modeli kurulmuştur. El fren kablosunun CAD modelinin oluşturulması, ancak ve ancak ana saniiyeler tarafından tedarik edilecek bilgiler ile oluşturulabilmektedir. Baz alınan otomobil modelinden temin edilen el fren kablosuna ait “kritik koordinatlar” el fren kablosunun CAD modelinin oluşturulması için yeterli bir girdidir. El fren kablosundaki kritik noktalar şekil 23’de gösterilmiştir.



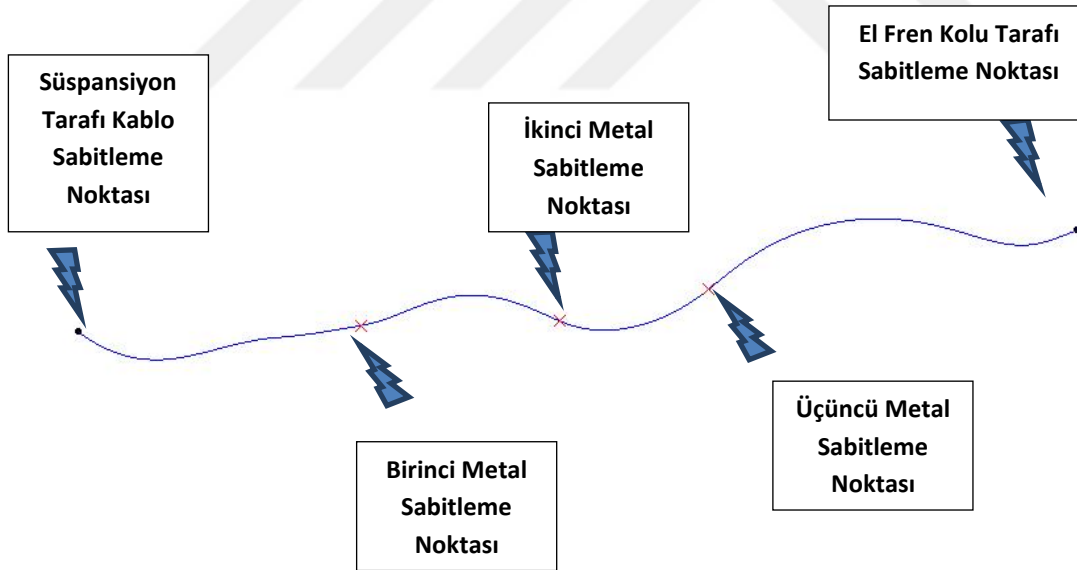
Şekil 23 : El fren kablosu kritik noktaları

El fren kablosunu oluşturan bu kritik noktalar, kablonun rotasının oluşmasında kullanılan önemli noktalardır. Çalışmalarda kullanılacak olan el fren kablosunun şekil 48’de gösterildiği gibi kritik noktalarının koordinatları, global koordinat sistemi dikkate alındığında çizelge 4’deki gibidir.

**Çizelge 2 : El fren kablosu kritik noktaların koordinatları**

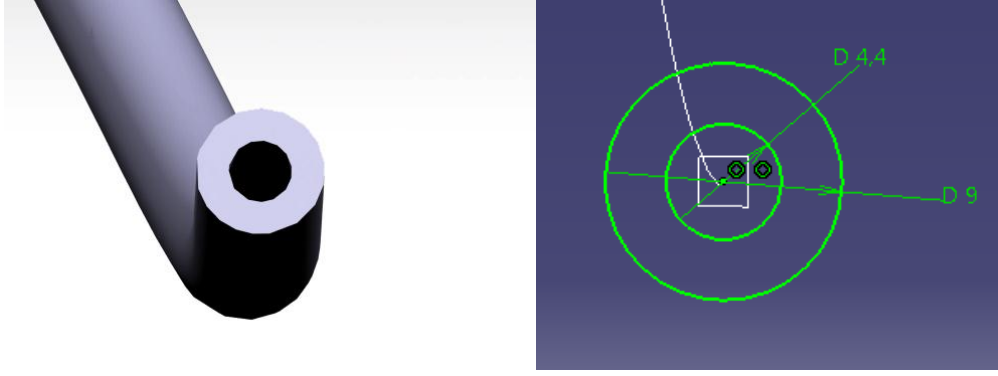
	Süspansiyon Tarafı İç Kablo Sonu Elemanı	Süspansiyon Tarafı Konduit Sonu Elemanı	Birinci Bağlantı Elemanı	İkinci Bağlantı Elemanı	Üçüncü Bağlantı Elemanı	El Fren Kolu Tarafı Konduit Sonu Elemanı	El Fren Kolu Tarafı Kablo Sonu Elemanı
X	3680,0	3600,0	3240,0	3007,5	2877,0	2470,5	2324,6
Y	671,5	676,5	512,7	390,5	246,0	-2,0	-2,0
Z	1040,5	1000,7	990,1	980,3	972,3	1005,4	1082,3

Bu noktalara göre oluşturulan ve araştırma kapsamında kullanılacak olan konduit rotası şekil 24’de verildiği gibidir. Yorulma testi esnasında bağlantı elemanını doğrudan etkileyecek olan parça konduit olduğundan dolayı iç kablo sonu elemanı ve konduit sonu elemanı gibi elemanlar üç boyutlu modellemeye dâhil edilmeden el fren kablosunun sonlu elemanlar modelini oluşturulması amaçlanmıştır.



**Şekil 24 : Sonlu elemanlar modelinde kullanılan kablo rotası ve kritik noktalar**

Şekil 24’deki gibi belirlenmiş olan rota ile şekil 25’de belirtilmiş iç çapı 4,4 mm ve dış çapı 9 mm olan silindirik bir kesit kullanılarak kablonun üç boyutlu modeli oluşturulmuştur. Kesit özellikleri iç tüp, tek sarım metal konduit ve dış kaplama dikkate alınarak oluşturulmuştur. Bilgisayar ortamında modellenen üç boyutlu konduit şekil 26’da gösterilmiştir.



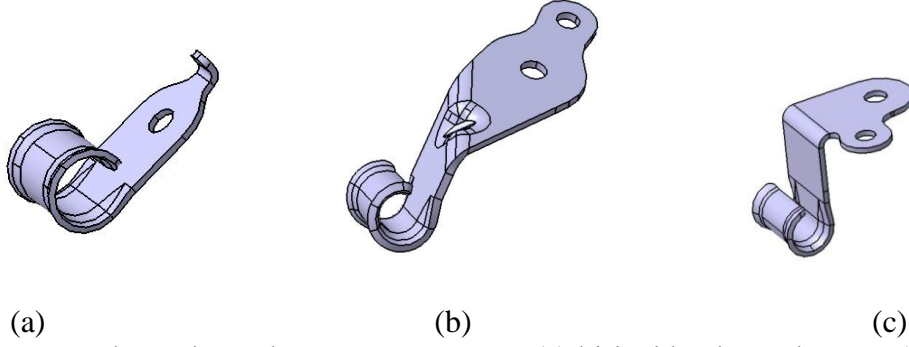
**Şekil 25 : Konduit kesit modeli**



**Şekil 26 : Bilgisayar ortamında silindirik olarak modellenmiş konduit elemanı**

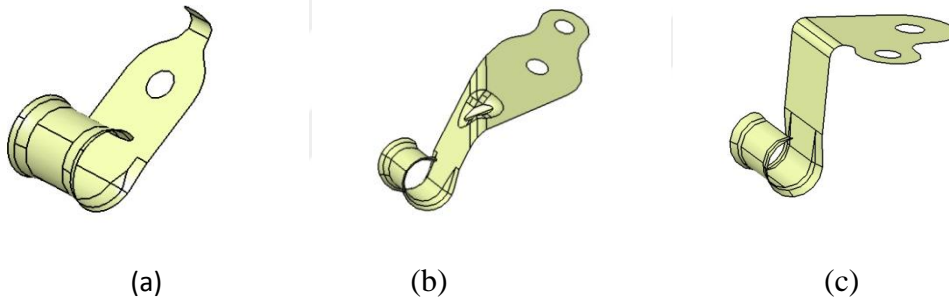
Sonlu elemanlar yönteminde yorulma modelini oluşturulan bir diğer önemli parça ise metal bağlantı elemanlarıdır. Kablo sistemini oluşturan üç adet metal bağlantı elemanı mevcuttur. Bu elemanlardan birinci ve üçüncü bağlantı elemanı 1,5 mm et kalınlığında olup; ikinci bağlantı elemanı ise 2 mm et kalınlığındadır.

Şekil 27’de birinci, ikinci ve üçüncü bağlantı elemanlarının CAD dataları verilmiştir. Bu elemanlarından birinci bağlantı elemanı, doğrudan süspansiyon üzerine sabitlenmiş olup yorulma modelinde süspansiyonla beraber hareket etmektedir. İkinci bağlantı elemanı ise 2 mm et kalınlığında olup; süspansiyondan sonra şasiye sabitlenen ve üzerine yorulma yüklerinin geldiği kritik elemandır. Araştırma kapsamında doğrudan ikinci bağlantı elemanı üzerine yoğunlaşmıştır. Üçüncü bağlantı elemanı ise şasiye sabitlenmiş ve kabloya destek vermektedir.



**Şekil 27 :** Bağlantı elemanları CAD modelleri; (a) birinci bağlantı elemanı, (b) ikinci bağlantı elemanı, (c) üçüncü bağlantı elemanı

Metal bağlantı elemanlarının sonlu elemanlar modeli oluşturulmasında, orta yüzey (Mid-Surface) kabuk (shell) tekniği uygulanmıştır. Tüm elemanların üç boyutlu modelinin oluşturulması yerine orta yüzey modellerinin oluşturulması, doğru ve homojen şekilde sonlu elemanlarına ayrılmasını sağlamaktadır. Şekil 28’de elemanların orta yüzey modelleri gösterilmiştir.



**Şekil 28 :** Sonlu elemanlar modelinde kullanılacak olan elemanların orta yüzey modelleri; (a) birinci bağlantı elemanı, (b) ikinci bağlantı elemanı, (c) üçüncü bağlantı elemanı

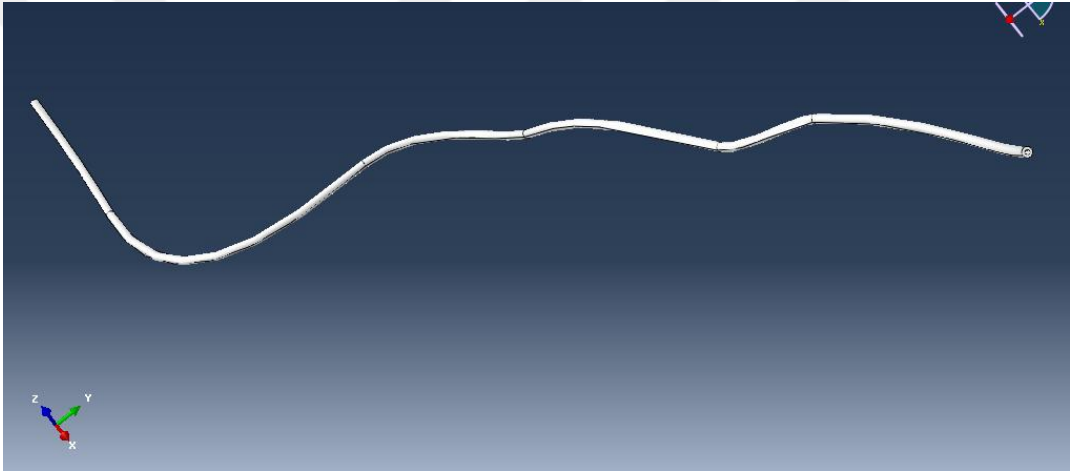
### 3.2 El Fren Kablosunun Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında kullanılacak olan üç boyutlu modeller, sonlu elemanlar programına girdi olarak kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modeline girdi olan elemanlardan konduit elemanı, 3D-Deformably (üç boyutlu-şekil değiştirebilir) modeli olarak; bağlantı elemanları ise orta yüzey kabuk (shell) modeli olarak atanmıştır. Bölüm 4’de saptanan konduit ve metal bağlantı elemanlarının gerekli malzeme özellikleri, sonlu elemanlara girdi olarak kullanılmış ve model üzerindeki elemanlara ataması yapılmıştır. Oluşturulan sistemin çözüm şekli için “dynamic Implicit” çözüm şekli seçilmiştir. Modeldeki sınır şartları ile hareket eden

parçaların hareket yönleri ve büyüklüklerinin model üzerine uygulanması sağlanmış ve modelde bulunan konduit ve metal bağlantı elemanlarının sonlu elemanlara bölümü ile modelleme tamamlanmıştır. Verilen sınır şartları ve elemanların birbirleriyle olan bağlantıları doğrultusunda sonlu elemanlar modelinin çözümü yapılmış ve kritik olan ikinci bağlantı elemanı üzerinden veriler alınmıştır.

Sonlu elemanlar modeli oluşturulan konduit elemanı, kompozit yapıda üç katmandan oluşmaktadır. Bu kompozit yapıdaki eleman, model oluşturulmadaki zorluklar ve bilhassa malzeme tayinin getirdiği sınırlamalar sebebiyle tek katman olarak modellenmiştir.

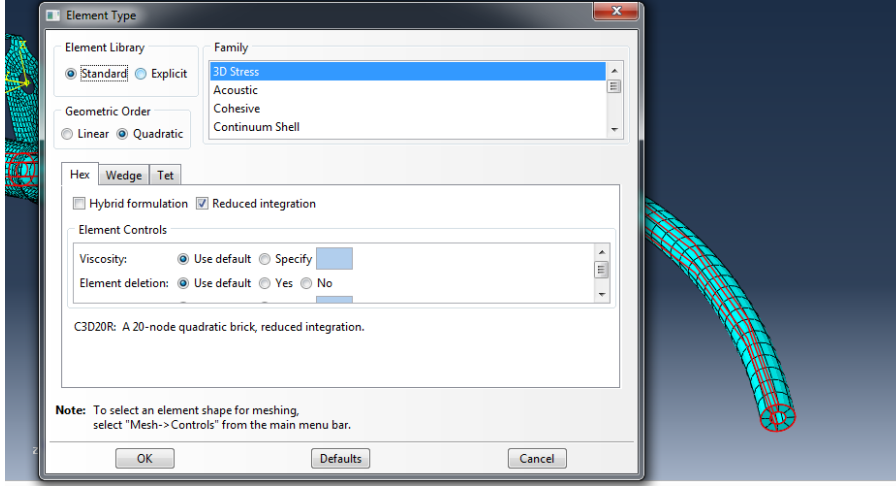
Konduit elemanının sonlu elemanlar modeli şekil 29’da gösterildiği gibidir.



**Şekil 29 :** Konduit elemanı rota modeli

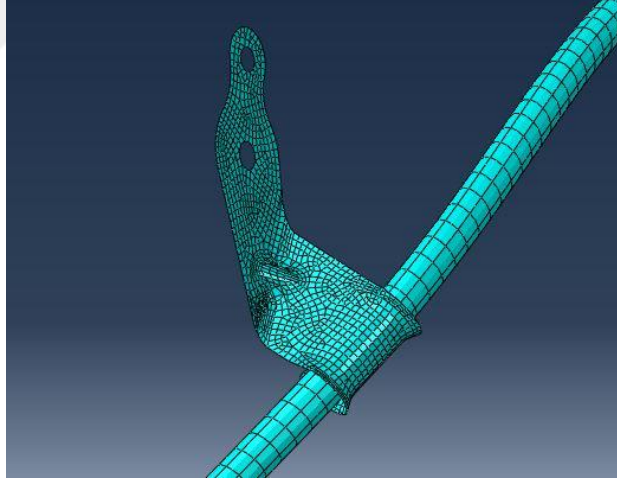
Modelin ana parçalarından biri olan konduit, silindirik parçaların sonlu elemanlarına (meshlerine) ayrılmasında kullanılan ve Abaqus programının sunmuş olduğu imkânlardan biri olan sweep (süpürme) yöntemi ile hexagonal (çokgen) eleman yöntemi seçilmiş ve üç boyutlu olarak sonlu elemanlarına ayrılmıştır.

Mesh elemanı olarak hexagonal quadratic element tipi ataması şekil 30’daki gibi yapılmıştır.



**Şekil 30 :** Abaqus mesh elemanı belirlenmesi

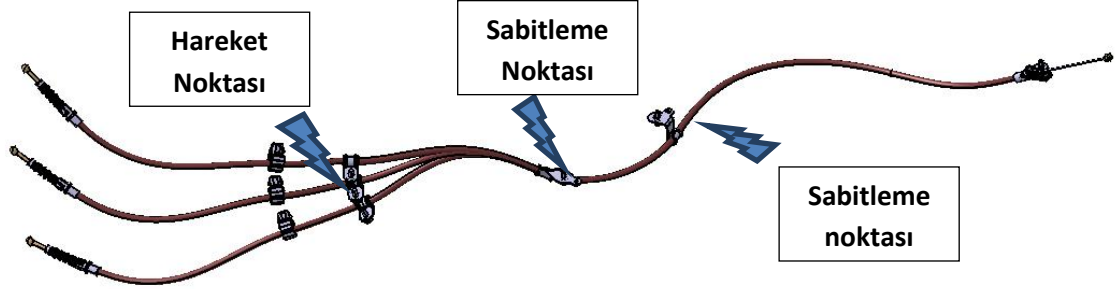
Sonlu elemanlar modelindeki diğer bir elemanlardan olan metal bağlantı elemanları, sonlu elemanlar modellemesi sırasında daha düzgün ve homojen meshleme yapılabilmesi için, shell meshleme yöntemi kullanılmıştır. Şekil 31’de gösterildiği gibi bağlantı elemanlarının daha homojen şekilde sonlu elemanlarına ayrılması amaçlanmıştır.



**Şekil 31 :** Shell tipi meshleme yöntemi

Tez çalışmaları boyunca kullanılan el fren sistemi kablosu ait olduğu otomobil modelinin yorulma verileri baz alınarak; sonlu elemanlara girdi oluşturacak olan sınır şartları belirlenmiştir. Sonlu elemanlar modeli kurulan sistemin sınır şartlarından biri hareketli metal bağlantı elemanının yapmış olduğu deplasman ve dönüş verileridir. Bu veriler Totoya tarafından belirlenmiş olup, üç boyutlu yorulma modelinden saptanmıştır.

Şekil 32’de tez aşamasında kullanılan el fren kablosunun üç boyutlu yorulma modeli gösterilmiştir.



Şekil 32 : El fren kablosunun yorulma CAD modeli

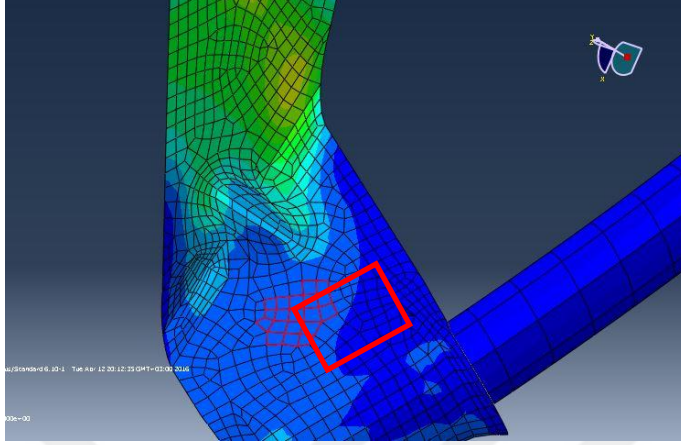
Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken, el fren kablosunun üç boyutlu yorulma modelinin en üst noktası referans kabul edilerek modelleme yapılmıştır. Buna göre üç boyutlu yorulma modelinden alınan veriler ile yorulma hareketi, koordinat sistemine göre başlangıç noktası  $X = 3070,88$ ,  $Y = 692,39$ ,  $Z = 1020,12$  ve bitişi noktası  $X = 3070,88$ ,  $Y = -692,39$ ,  $Z = 1020,12$  olan dönem eksenini etrafında gerçekleşmektedir. Bu eksen etrafında yaptığı hareket ise toplamda  $28^\circ$ , bu eksen takımına göre aldığı yol ise  $60,13$  mm’dir. Burada sonlu elemanlar sistemine gerekli olan girdiler; **Urx: 0,49 rad** ve **Uz : 60,13 mm** olacak şekilde hareketli noktadan tanımlanmıştır.

Sabitleme noktalarına atanan sınır şartları ise bağlantı elemanlarının vida ile sabitlendiği deliklerden ankastre olacak şekilde  **$U_x=U_y=U_z=U_{rx}=U_{ry}=U_{rz}=0$**  olarak atanmıştır.

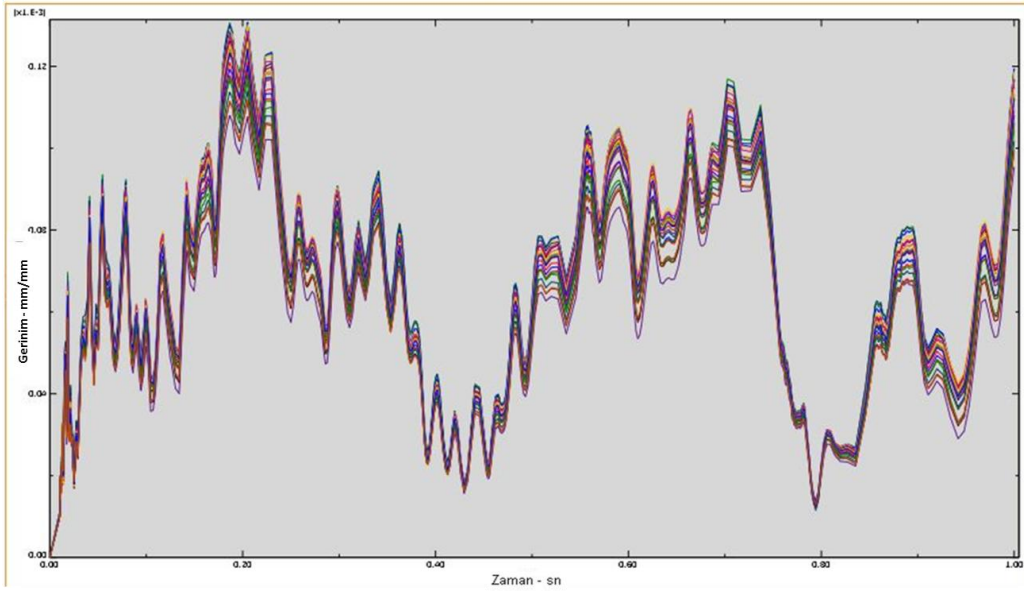
Analiz boyunca kullanılan yorulma verilerinden bir diğeri ise, yorulma hareketinin frekansıdır. Bu frekans **2,5 Hz** olup saniyede 2,5 devir yapacak şekilde atanmıştır. Bu veri müşteri tarafından belirlenmektedir.

Sonlu elemanlar modeli kurulan yorulma modelinin çözüm işlemi olan son aşamada, sınır şartlarında belirtilmiş olan girdiler esas alınarak modelin çözümü yapılmıştır. Çözüm sonrasında kritik eleman olarak belirlenmiş olan ikinci bağlantı elemanı üzerinde oluşan gerinim değerleri gözlemlenmiştir. Bu gerinim değerleri, bölüm 4’deki doğrulama aşamasında kullanılacak olan gerinim ölçer rozetinin takıldığı bölge dikkate alınarak saptanmıştır. Gerinim ölçer rozetinin takıldığı alan şekil 33’de model üzerinde gösterilmiştir.

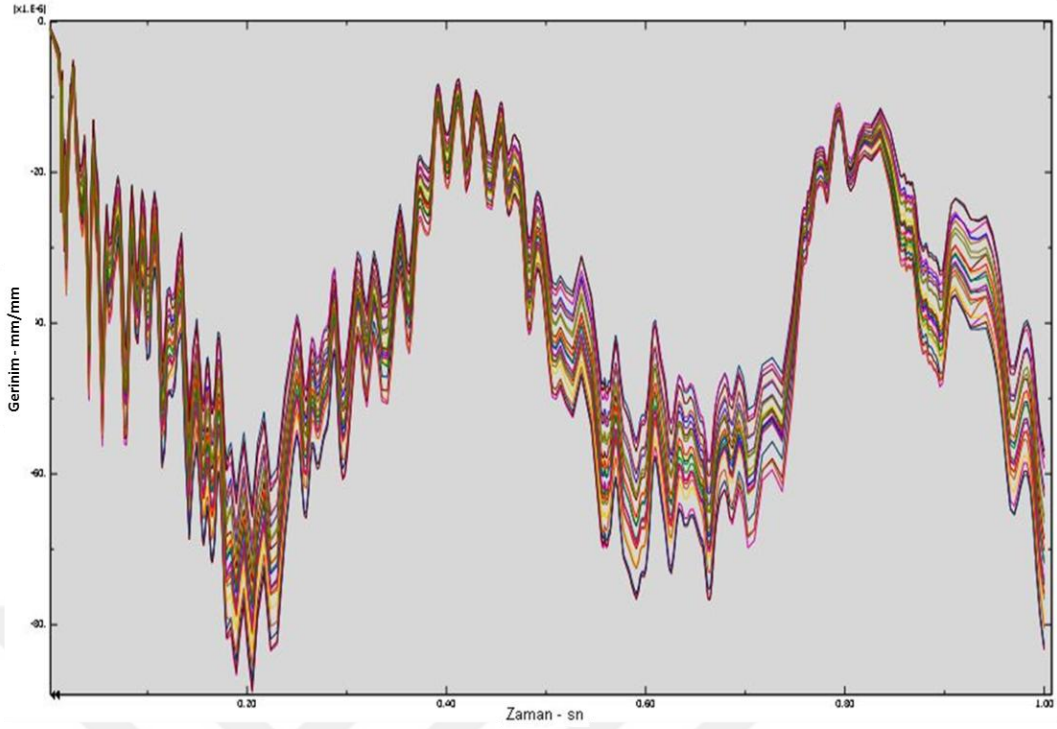
Sonlu elemanlar modeli çözümü sonrasında eleman üzerinden elde edilen grafiklerden, şekil 34’de maksimum asal gerinim grafiği gösterilmişken, şekil 35’de ise minimum asal gerinim grafiği gösterilmektedir.



Şekil 33 : Gerinim grafiğinin alındığı bölge



Şekil 34 : Sonlu elemanlar modelinin çıktısı olan maksimum asal gerinim grafiği



**Şekil 35 :** Sonlu elemanlar modelinin çıktısı olan minimum asal gerilim grafiği

### 3.3 Yorulma Analizleri

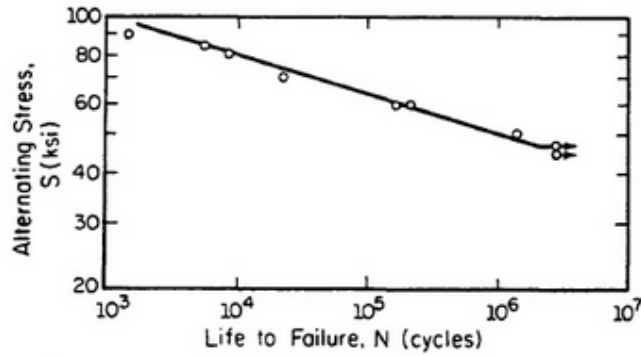
Gerçek hayatta parçalar üzerinde meydana gelen hasarların büyük bir çoğunluğu, yüklemenin devir (cycle) şeklinde olmasından kaynaklanmaktadır. Yüklemenin dinamik yapıda olması ve devir şeklinde uygulanması, parça üzerinde yorulmalara sebep olmakta ve kırılmalar da bu yorulma mekanizması boyunca meydana gelmektedir.

Yorulma sırasında meydana gelen hasarları birikimli (kümülatif) olup genellikle iyileştirilemez niteliktedir. Bunun sebeplerinden biri yorulma esnasında, malzeme davranışı üzerindeki değişimin saptanmasının imkansız yakın olması; diğeri ise, hasar meydana geldikten sonra ölçülebilir bir iyileşmenin sağlanamamasıdır.

İlk yorulma çalışmaları 1852 ve 1870 yılları arasında Alman demiryolu mühendislerinden August Wöhler tarafından yapılmıştır.

Yorulma mekanizmasını temelde anlamak için kullanılan en önemli method, August Wöhler tarafından ortaya konulan Wöhler (S-N) diyagramıdır. Wöhler diyagramı gerilim-ömür ilişkisini içeren bir diyagram olup; S alternatif gerilimi, N ise yorulma devrini ifade etmektedir. Gerilim-ömür yaklaşımının en büyük eksikliklerinden biri,

gerçek gerilim-gerinim davranışını görmezden gelerek, tüm gerinimlerin elastik olduğunu varsaymasıdır. Bu yaklaşım, yorulma sonucu meydana gelen hasarların plastik deformasyon sonucu meydana gelmesinden dolayı yeterli sayılabilmektedir. Wöhler yaklaşımı sadece plastik gerinimin küçük olduğu durumlarda geçerli olmaktadır. Uzun ömürlü çelikler içerisinde çok az miktarda yorulma sonucu plastik gerinime maruz kalan çelikler olduğu için wöhler yaklaşımı bu tip malzemeler için geçerlidir [15]. 1045 çeliğine ait örnek bir S-N diyagramı şekil 36'da verilmiştir.



**Şekil 36 :** 1045 çeliğine ait wöhler (S-N) diyagramı

Her malzemenin kendine özgü sonsuz ömüre karşılık gelen ve  $S_e$  olarak belirtilen gerilim sınırı mevcuttur. Mühendislik yaklaşımında bu sonsuz ömür sınırı, bir milyon devir olarak kabul edilmiştir.

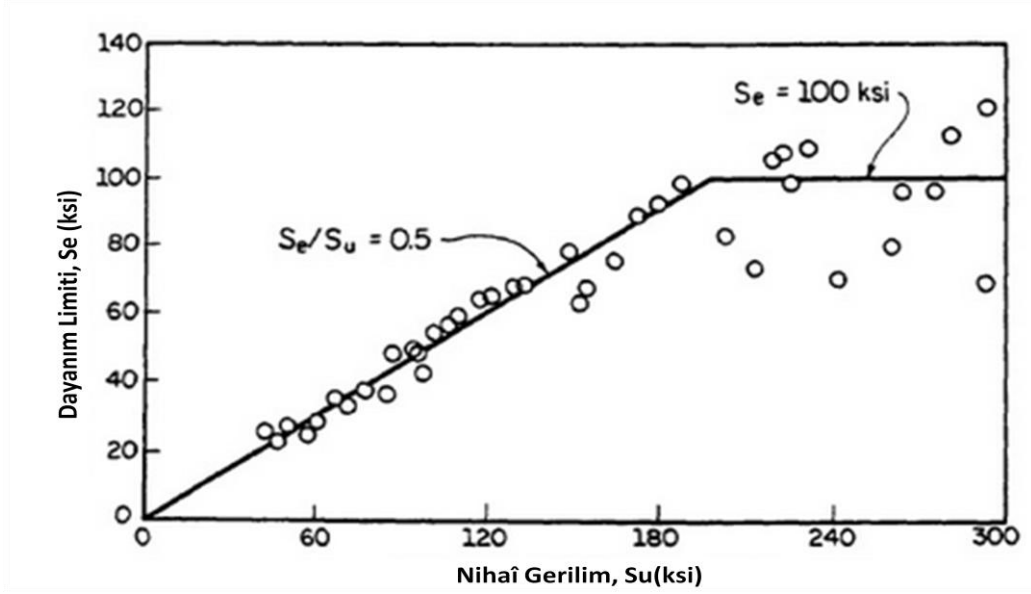
Dayanım limitinin, nihaî gerilime oranı malzeme için yorulma oranını olarak ifade edilmektedir. Şekil 37'de gösterildiği gibi nihaî gerilim değeri 200 MPa'dan aşağıda olan çeliklerin yorulma oranları 0.5'dir. Bu değer 0.35 ve 0.6 aralığında değişim gösterebilir. Nihaî gerilim değeri 700 MPa'dan yüksek olan çelikler, temperleme esnasında oluşan karbür içermektedir. Bu meta olmayan malzeme, dayanım limitinin düşük olduğu noktadan hasara uğramaktadır [15].

Dayanım limitinin sertlik ile olan ilişkisi şu şekilde verilmektedir:

$$S_e \approx 0.25 \times BHN, \quad BHN \leq 400 \quad (3.5)$$

$$S_e \approx 700 \text{ MPa}, \quad BHN > 400 \quad (3.6)$$

Eşitlik 3.5 ve 3.6'da belirtilen BHN, Brinell sertlik ölçümü değeridir.



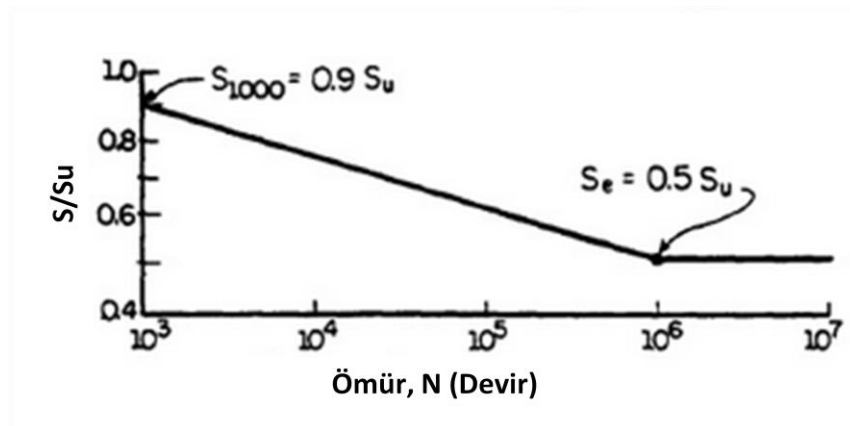
Şekil 37 : Dayanım limiti ve nihaî gerilim ilişkisini gösteren grafik

Dayanım limitinin, nihaî gerilim ile olan ilişkisi,

$$S_e \approx 0.5 \times S_u, S_u \leq 1400 \text{ MPa} \quad (3.7)$$

$$S_u > 1400 \text{ MPa}, S_e \approx 1400 \text{ MPa} \quad (3.8)$$

1000 devirdeki ömüre karşılık gelen alternatif gerilim seviyesi,  $S_{1000}$ , nihaî gerilimin 0.9 katı olarak kabul edilebilir. Malzemenin S-N eğrisi oluşturulurken eğer malzemenin gerçek yorulma dataları mevcut değil ise şekil 38’de gösterildiği gibi  $S_{1000}$  noktası ve dayanım limit noktası baz alınarak oluşturulabilir [15].



Şekil 38 : Genelleştirilmiş S-N eğrisi

S-N eğrileri ayrıca, güç ilişkisi yaklaşımı ile şu şekilde de oluşturulabilir,

$$S=10^C N^b \quad (10^3 < N < 10^6) \quad (3.9)$$

burada üslerden C ve b, S-N eğrisinin oluşturulmasında kullanılan iki noktanın belirlenmesinde kullanılmaktadır,

$$b=-\frac{1}{3} \log_{10} \frac{S_{1000}}{S_e} \quad (3.10)$$

$$C=\log_{10} \frac{(S_{1000})^2}{S_e} \quad (3.11)$$

Alternatif gerilim cinsinden ömür ise,

$$N=10^{-C/b} S^{1/b}, \quad (10^3 < N < 10^6) \quad (3.12)$$

şeklindedir.  $s_{1000} \approx 0.9S_u$  ve  $S_e \approx 0.5S_u$  eşitlikleri dikkate alınrsa S-N eğrisi şu şekilde belirlenir,

$$S=1.62S_u N^{-0.085} \quad (3.13)$$

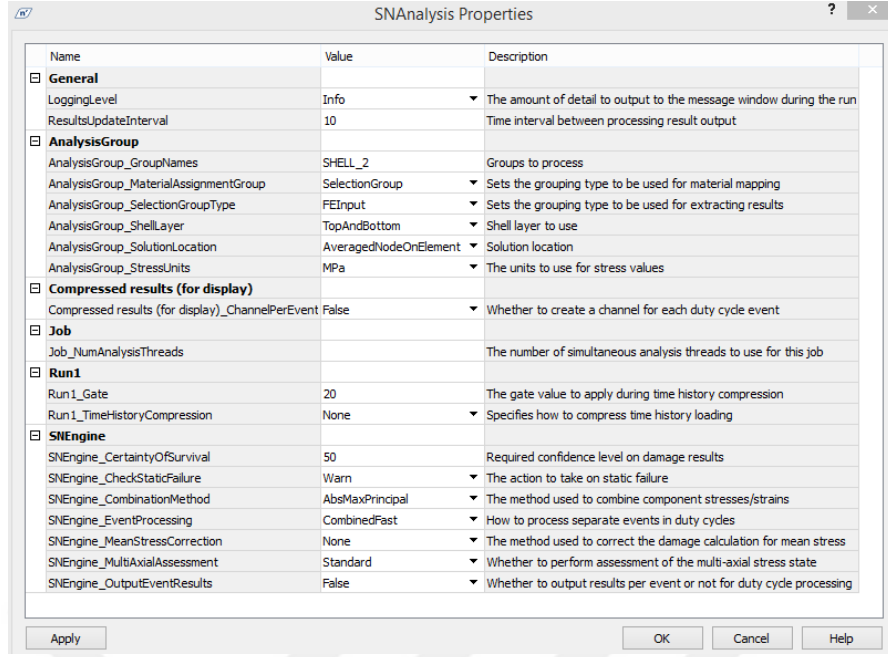
Sonlu elemanlar modeli kurulan el fren kablosunun yorulma sonundaki hasar ve ömrünün nümerik olarak hesaplaması için NCode yazılım programından faydalanılmıştır.

NCode yorulma analizindeki amaç, 1 birim boyunca çalıştırılmış bir sistemde meydana gelen hasar boyutunu tespit etmek ve 1 birim'lik hareketi baz alınan bir sistemin sürekliliğini sorgulayıp, istenilen miktardaki toplam hasar boyutunu hesaplamaktır. Burada 3.14 eşitliği kullanılarak, birikimli hasar teorisi (Palmgren-Miner) benimsenmiştir.

$$\sum \frac{n}{N}=1 \quad (3.14)$$

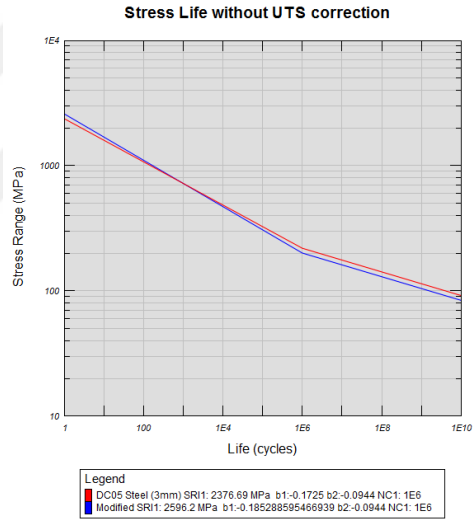
Tez kapsamında ele alından sistemde, 1 sn'lik hareket miktarı incelenerek 2,5 çevrimde meydana gelen gerinim miktarı hesaplanmıştır. NCode yorulma programına 1 sn'lik bu hareket aktarılarak hasar analizi yapılmıştır.

NCode yorulma analiz programında ilk olarak, metal bağlantı elemanının özelliğine göre NCode yazılım programı içerisinde bulunan ve yakın özellikteki bir malzemenin S-N parametreleri ile malzeme özellikleri atanmıştır. Yapılan atamalar şekil 39 ve şekil 40'da gösterilmiştir.



Şekil 39 : Malzeme S-N parametre ataması

Properties	Graph	DC05 Steel (3mm)	Modified	Description
MaterialType	13	13		Material Type
YS	123	123		Yield Strength (MPa)
UTS	293.8	293.8		Ultimate Tensile Strength (MPa)
E	2.16861E5	2.16861E5		Elastic Modulus (MPa)
nu	0.3	0.3		Elastic Poisson's Ratio
nuP	0.5	0.5		Plastic Poisson's Ratio
SRI1	2376.69	2596.2010749438		Stress Range Intercept (MPa)
b1	-0.1725	-0.185288595466939		First Fatigue Strength Exponent
NC1	1E6	1E6		Fatigue Transition Point (cycles)
b2	-0.0944	-0.0944		Second Fatigue Strength Exponent
SE	0.2798	0.2798		Standard Error of Log(N)
RR	-1	-1		R-ratio of Test
Nfc	1E30	1E30		Fatigue Cutoff
M1				Mean stress parameter M1
M2				Mean stress parameter M2
M3				Mean stress parameter M3
M4				Mean stress parameter M4
Comments	Results for 20% load drop Ives from 25 specimens. (Note: DC05 3mm, DC05 2mm and DC05 3mm are from the same material rolled to the different thicknesses) Tested transverse to the roll direction.		Results for 20% load drop Ives from 25 specimens. (Note: DC05 3mm, DC05 2mm and DC05 3mm are from the same material rolled to the different thicknesses) Tested transverse to the roll direction.	Comments
References	MD0008a	MD0008a		References

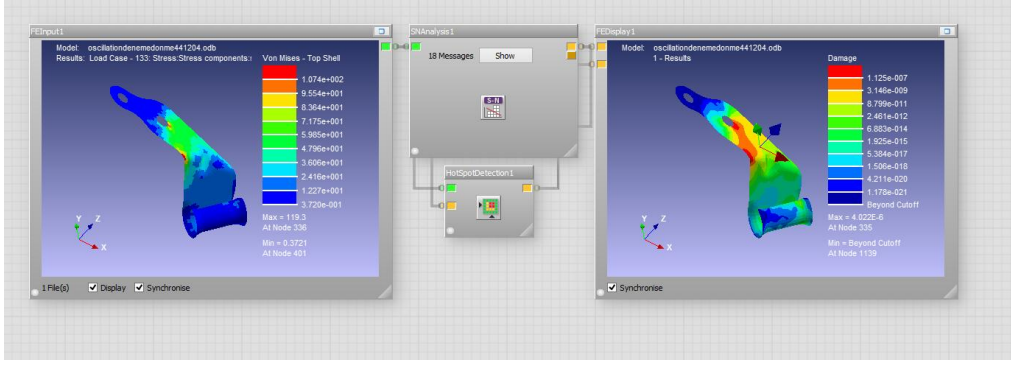


(a)

(b)

Şekil 40 : (a) malzeme özellikleri, (b) malzeme gerilim ömür grafiği

Malzeme ataması yapıldıktan sonra programın NCode akış şeması şekil 41'deki gibi oluşturulmuştur.



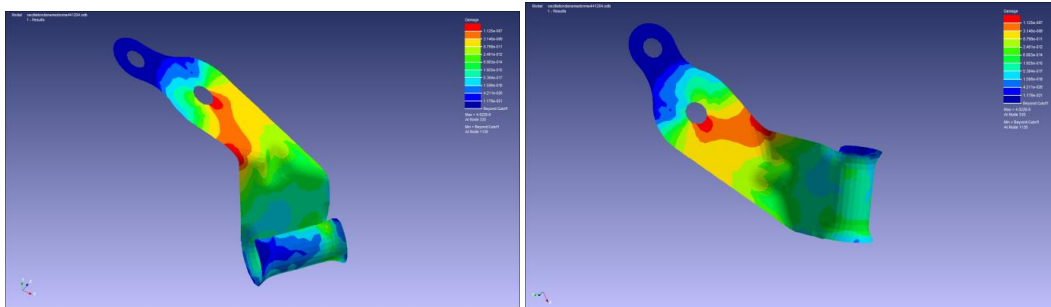
Şekil 41 : NCode akış şeması

NCode akış şeması oluşturulmasının ardından akış şeması boyunca çalıştırılan sistemde, 1 sn'lik hareket için bağlantı elemanının ön ve arka yüzeyleri baz alınarak toplam hasar miktarı şekil 41'deki gibi tespit edilmiştir. Buna göre, 1 sn boyunca incelenen hareket sonucunda ortaya çıkan hasar miktarı  $1,125 \cdot 10^{-7}$  olarak saptanmıştır. Buradan anlaşılacağı gibi 2,5 çevrim sonunda söz konusu eleman üzerinde meydana gelen hasar miktarı,  $1,125 \cdot 10^{-7}$ 'dir.

Baz alınan araç modeli için kullanılan yönetmeliklerde belirtilen hedef çevrim miktarı, 1000000 çevrimdir. Dolayısıyla toplam hasar boyutu,

$$1,125 \cdot 10^{-7} \times 1000000 = 0,1125$$

olarak hesaplanmıştır. Bu da gösteriyor ki, 1000000 çevrim sonrası oluşacak toplam hasar  $0,1125$  olup, 1'den az olması sebebiyle emniyetlidir. Emniyetin minimum olduğu bölgeler ise şekil 42'de kırmızı ile belirlenmiş bölgelerdir.



(a)

(b)

Şekil 42 : NCode analizi sonucunda bağlantı elemanı üzerindeki toplam hasar durumu (a) Arka; (b) Ön

#### **4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR**

Deneysel çalışmaların ilk aşaması, araştırma kapsamında yapılacak olan sonlu elemanlar çalışmalarına girdi oluşturacak malzeme verilerinin saptanması ve bunların kullanılabilir hale getirilmesidir. Bu girdilerin doğru bir şekilde saptanması ve SEM modeline girdi olarak kullanılması, elde edilecek sonlu elemanlar sonucunda doğruluğunu arttırmaktadır.

Malzeme tayini yapılmış elemanların SEM modeli yardımıyla nümerik analizi yapıldıktan sonra, çıktı olarak kullanılacak verilerin doğruluğunu kontrol etmek için fiziksel model kurulmuş olup, yorulma test düzeneği yardımıyla kritik bağlantı elemanı üzerine gelen yüklerin gerilim ölçer (strain gauge) yardımıyla saptanması amaçlanmıştır. Bu amaçladır ki, elde edilen fiziksel verilerin, bilgisayar ortamında elde edilen nümerik verilerle büyük ölçüde benzerlik göstereceği düşünülmektedir. Yapılan bu çalışma bir çeşit doğrulama çalışması olup, bilgisayar ortamındaki modelin doğruluğunu ortaya koymaktadır.

##### **4.1 Konduit Elastisite Modülünün Tayini**

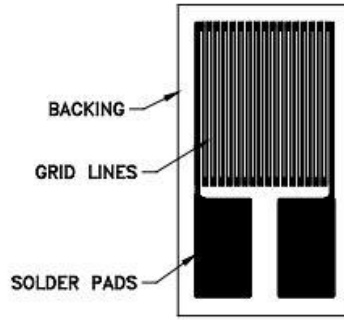
Tez kapsamında incelemeye alınan el fren kablosu sisteminin en önemli elemanlarından biri olan konduit, daha önce de belirtildiği üzere üç ayrı katmandan oluşarak kompozit bir yapı sergilemektedir. Bu kompozit yapının malzeme özelliklerine en önemli katkıyı yay özelliği gösteren metal tek sarımlı kablo yapmaktadır. Kompozit yapıya esneklik özelliği kazandırmasında metal kablo parçasının geometrisi ve dizilimi çok önemlidir. Tez kapsamında kullanılan kompozit kablo yapısı; teflon bir iç tüp, metal bir tek sarımlı kablo ve dışında ise koruyucu PVC kaplama şeklindedir.

Bu kompozit yapıya ek olarak az da olsa el fren kablolarının fonksiyonunu yerine getiren iç kablo da katkı sağlamaktadır. Çalışma kapsamında tüm bu kompozit yapıyı ayrı ayrı incelemek yerine tek bir parça olarak elastisite modülü tayini yoluna gidilmiştir. Öncelikle elastisite tayini yapılabilmesi için kompozit yapının rijitliğinin ölçülmesi gerekmektedir. Bu rijitlik, el fren kablosunun sonlu elemanlar modelinin

kurulumu aşamasında ve eğilme davranışının incelenmesi çalışmasında kullanılan bir değişkendir. El fren kablosunun eğilme rijitliği, üç noktalı eğilme (Three point bending) yöntemi kullanılarak saptanmıştır [16]. Konduit üzerindeki eğilme miktarına karşılık gelen kuvvet miktarını ölçmek için, kuvvet ölçer (loadcell) cihazlarından yararlanılmıştır.

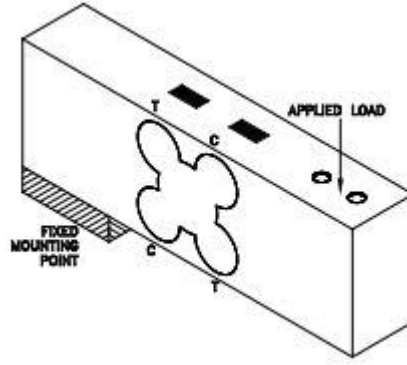
Loadcell ölçüm cihazları ağırlık yada kuvvet ölçmekte kullanılan ve temelde gerinim ölçer mantığı ile çalışan cihazlardır. Spesifik bir biçimde kuvvet uygulandığında bu cihazlar, uygulanan kuvvetle orantılı bir çıkış sinyali oluştururlar. Bir tarafı katı bir yapıya, diğer tarafı ise uygulanan kuvvet yada ağırlığa maruz kalan yapıya bağlanmaktadır. Loadceller tek başına kullanılabileceği gibi bir sisteme entegre edilerek de kuvvet veya ağırlık ölçmede kullanılabilirler [17].

Gerinim ölçer tipi loadceller günümüzde kullanılan en yaygın loadcell tipleridir. Şekil 43’de metal ince levhadan yapılmış bir gerinim ölçer modeli gösterilmiştir [17].



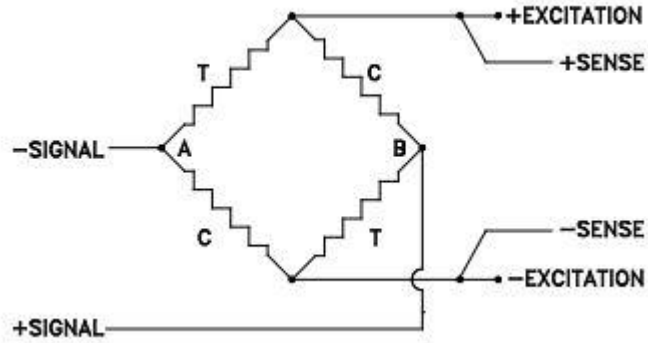
**Şekil 43 :** Gerinim ölçer modeli

Gerinim ölçer modelleri, lehim kısımları arasında bir çevrim oluşturacak şekilde birbirlerine paralel taranmış metal levhalardan oluşmaktadır. Gerinim ölçerler, şekil 44’de gösterildiği gibi izole edilmiş bir malzemeye, ardından da load cell yüzeyine yapıştırılmaktadır. Gerinim ölçer tipi loadcell cihazlarında, gerinim ölçer cihazının uygulandığı bölgede yüksek gerinim oluşturabilmek için zayıflatılmış yay elemanı kullanılmaktadır.



**Şekil 44 :** Gerinim ölçer uygulanmış loadcell

Şekil 45’de iki gerinim ölçer üst yüzeye, iki gerinim ölçer alt yüzeye uygulanmıştır. Uygulamada iki gerinim ölçer çekme gerinimini (T, Tensile) ölçerken; diğer iki gerinim ölçer ise basma gerinimini (C, compressive) ölçmektedir. Gerinim ölçerler birbirlerine şekil 50’de görebileceğiniz “Wheatstone Köprüsü” oluşturacak şekilde bağlanmıştır [17].

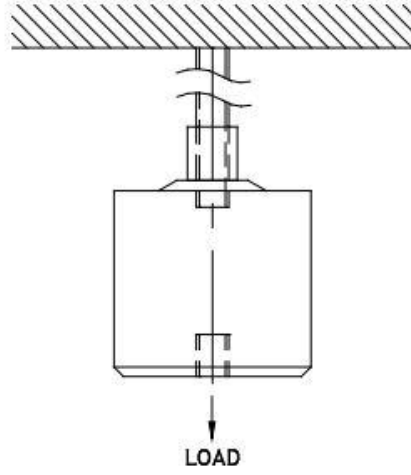


**Şekil 45 :** Wheatstone köprüsü

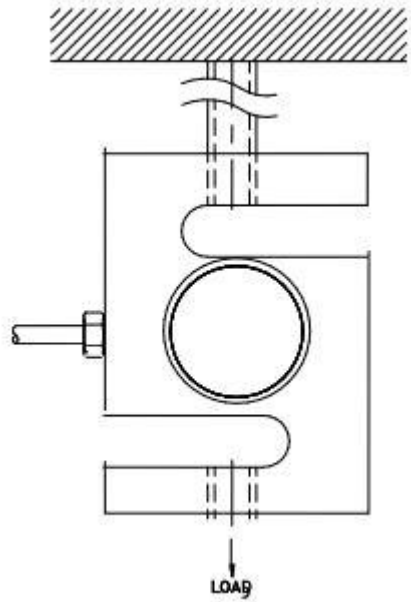
Şekil 45’de gösterilmiş olan Wheatstone Köprüsü’ne sıcaklık dengeleyici direnç gibi ek dirençler de bağlanabilir. Şekil 46’da gösterildiği gibi köprünün bir ucuna sabit voltaj uygulaması yapılırken, diğer A ve B uçlarından ise sinyal ölçümü yapılmaktadır. Kuvvet uygulanmadığında köprüdeki tüm dirençler aynı dirence sahiptir. Bundan dolayı A ve B noktaları arasında bir voltaj farklı bulunmamaktadır. Kuvvet uygulamaya başlandığı zaman köprüdeki çekme gerinimi (T, Tensile) artarken, basma gerinimi (C, Compression) azalmaktadır. Bu değişim ile köprü üzerindeki voltaj dengesi bozulduğu için uygulanan kuvvetle orantılı olarak A ve B noktasında voltaj değişimi (sinyal) ölçülebilir. Elektronik göstergeler, voltaj

uyarılarını okuyarak sinyal ölçümü yaparlar ve bu şekilde uygulanan kuvvet değerini hesaplayabilirler [17].

Loadcell cihazları bir çok mekanik çeşitlilikte olup, farklı uygulama alanlarında kullanılabilirler. Şekil 46 ve 47’de en çok kullanılan loadcell türleri gösterilmiştir.



**Şekil 46** : Kapak tipi loadcell

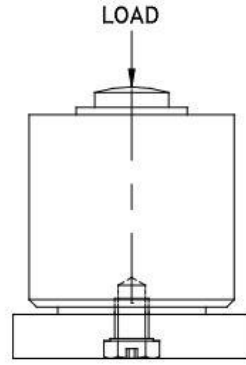


**Şekil 47** : S-Beam tipi loadcell

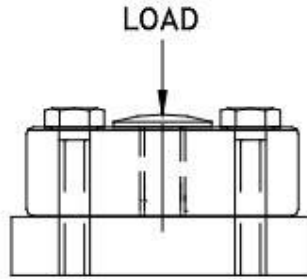
Bu tip loadceller genelde asma yöntemiyle, tank yada silo ağırlıklarını ölçmek için kullanılmaktadır. S-Beam tipi loadcell cihazları ayrıca mekaniği, elektromekaniğe

dönüştürmekde de kullanılmaktadır. Loadcell cihazları temelde çekme kuvveti yönünde çalışmaktadır. Kapak tipi loadcelleri, 100 lb ile 50000 lb aralığında ölçüm yaparken; S-Beam tipi loadceller 25 lb ile 20000 lb aralığında ölçüm yapabilirler [17].

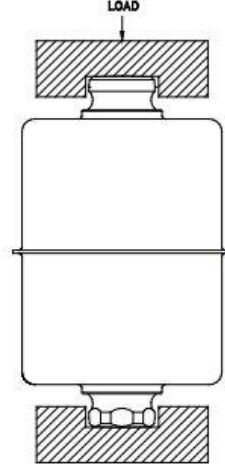
Şekil 48’de Canister tipi loadcell, şekil 49’da disk tipi loadcell ve şekil 50’de ise Rocker sütunu tipi loadcell cihazları gösterilmiştir. Bu loadcell cihazları silindirik şekillerde olup basma uygulamalarında kullanılmaktadır [17].



**Şekil 48 :** Canister tipi loadcell



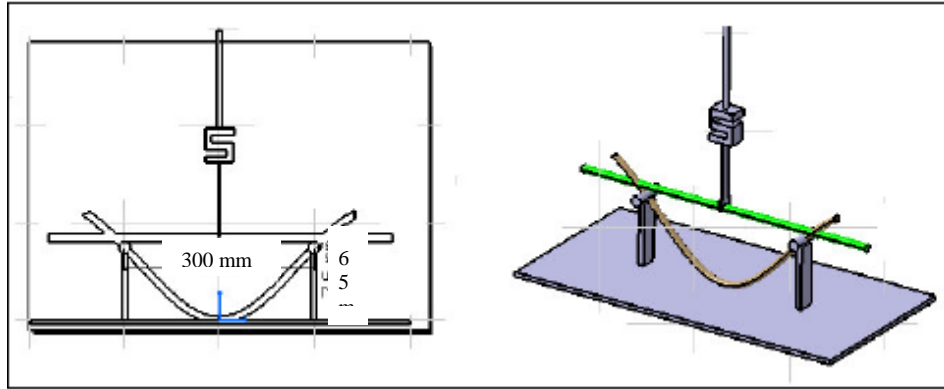
**Şekil 49 :** Disk tipi loadcell



**Şekil 50 : Rocker sütunu tipi loadcell**

Canister tipi loadcell 500 lb ile 500000 lb arasında ölçüm yaparken, disk tipi 1000 lb ile 100000 lb arasında ve rocker sütun tipi 1000 lb ile 200000 lb arasında ölçüm yapmaktadır.

Üç noktalı eğilme test düzeneği, iki adet basit mesnet, loadcell ve itme çubuğundan oluşmaktadır. Test düzeneğine ait basit bir resim şekil 51’de verilmiştir. Test esnasında mesnet noktalarındaki sürtünmeler ihmal edilmiştir.

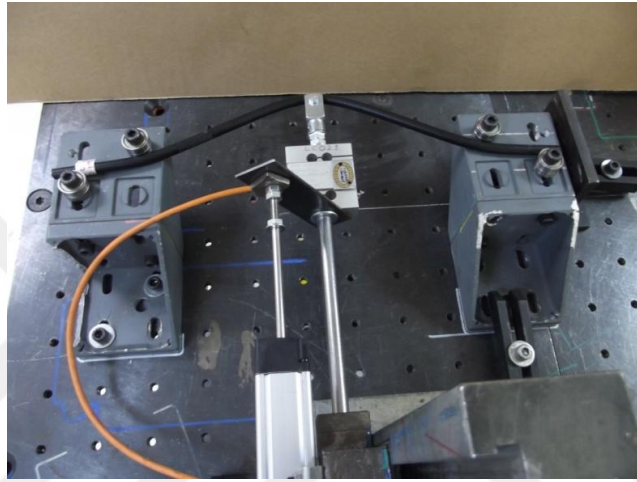


**Şekil 51 : Üç noktalı eğilme test düzeneği**

Şekil 52’de görüldüğü gibi test esnasında kullanılan loadcell cihazının parametrik özellikleri çizelge 3’de verilmiştir.

**Çizelge 3 : Loadcell özellikleri**

Sinyal	Tipi	Mak. Kapasite	Hassasiyet	Sıfır Balans	Hata (30 dk)	Giriş Direnci	Çıkış Direnci	Referans Uyarı Voltajı	Uyarı Voltajının Nominal Arahğı	Güvenlik Yük Limiti
1084 S4	STA 20 Kg	20 Kgf	1,999mV/V	0,008mV/V	0,02 %F.S	417 Ohm	351 Ohm	5V	1-15 V	150%



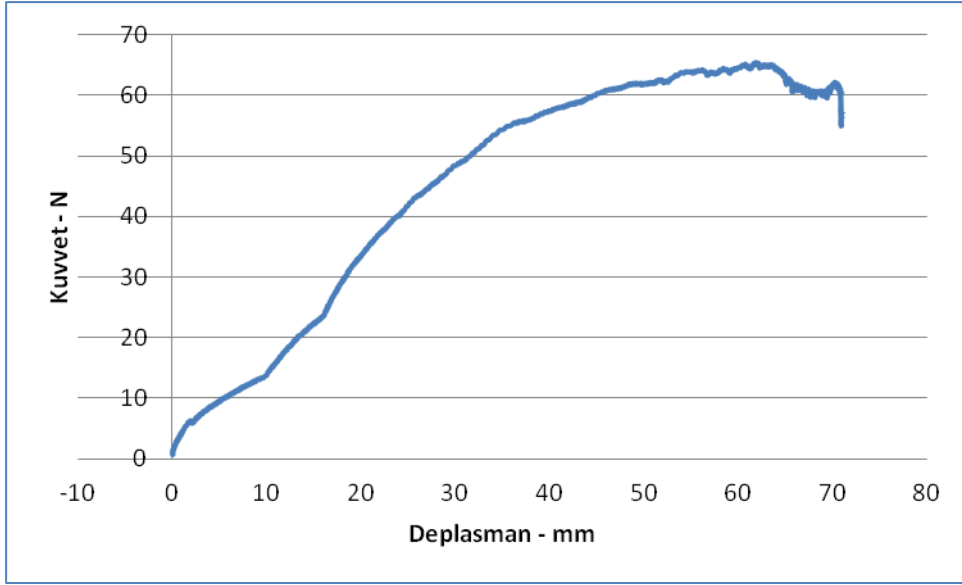
**Şekil 52 : Loadcell ve test düzeneğı**

Üç noktalı eğilme yöntemi ile beş adet numune test edilerek, ortalama rijitlik değeri bulunmuştur. Şekil 53’de örnek olarak bir numaralı numunenin kuvvet – deplasman grafiğı verilmiştir. Yapılan düzenlemeler sonucu ve filtrelemeler ile düzgün verilerin şekil 54’deki gibi 20 N ile 60 N arasında açığı çıktığı gözlemlenmiştir. Dolayısıyla rijitlik hesaplamalarında 20 N ile 60 N arasındaki 450-500 adet rijitlik verilerine eşitlik 4.1’den ulaşılmıştır.

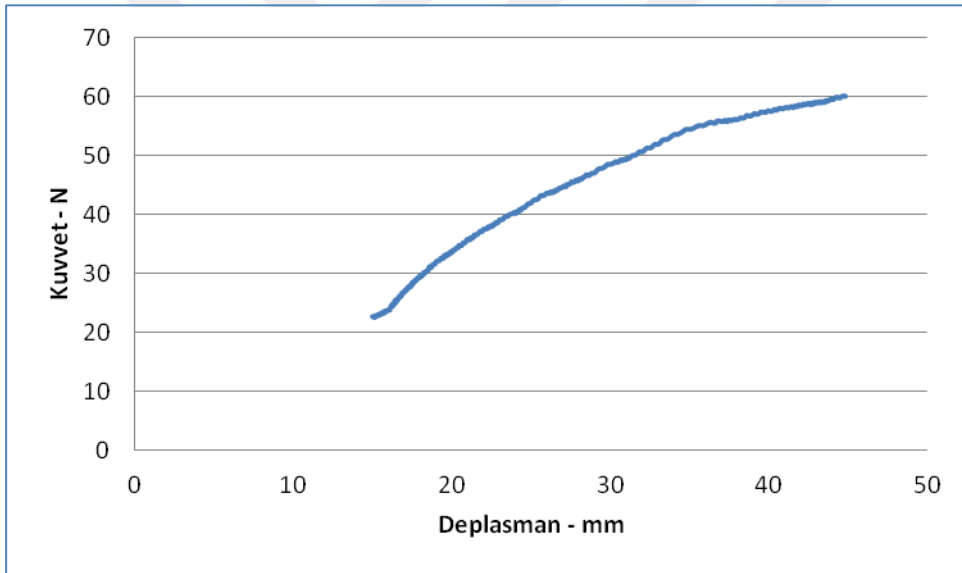
$$\delta = \frac{FL^3}{48EI} \quad (4.1)$$

4.1 eşitliğinde EI’ya cismin “ eğilme rijitliğı” de denir ve birimi  $Nmm^2$ ’dir. Söz konusu eşitlikte EI çekildiğinde eşitlik 4.2’deki gibi numunelere ait eğilme rijitliğı ifadesine ulaşılmış olur.

$$EI = \frac{FL^3}{48\delta} \quad (4.2)$$

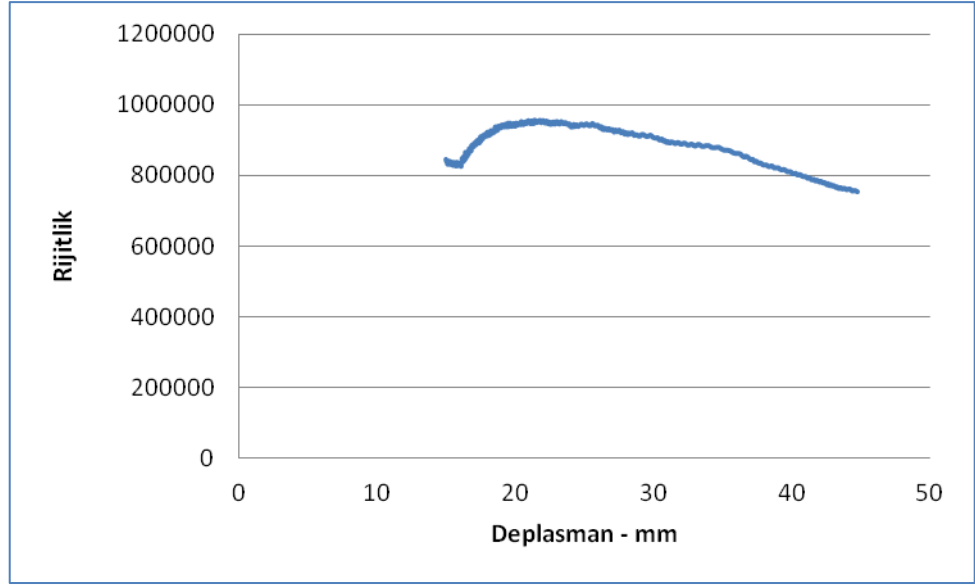


**Şekil 53** : 1 nolu numuneye ait kuvvet – deplasman grafiği



**Şekil 54** : Düzenleme sonrası kullanılacak olan verilerin kuvvet – deplasman grafiği

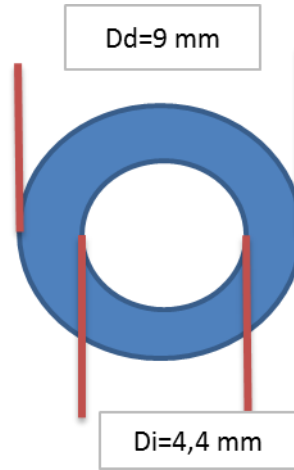
Şekil 55'deki grafikte, 4.2 numaralı eşitlikten yola çıkarak numunenin eğilme rijitliği hesaplanmıştır. Burada SI birim sistemi kullanılarak, sonlu elemanlar modeline aktarılmak üzere  $tonmm^2$  cinsinden rijitlik verileri elde edilmiştir.



**Şekil 55 :** 1 nolu numunenin deplasman - rijitlik grafiği

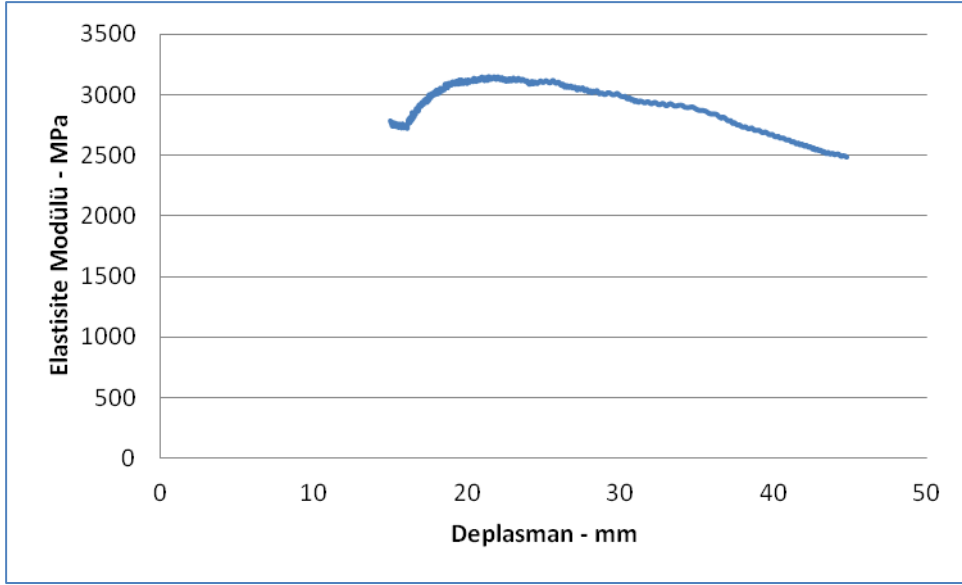
El fren sisteminde kullanılan kompozit yapının silindirik olması sebebiyle şekil 56'da gösterilen kesit üzerinden atalet momenti hesaplanmıştır. Böylelikle eğilme rijitliğinden doğrudan E (Elastisite Modülü) değeri hesaplanmıştır.

$$I = \frac{\pi(Dd^4 - Di^4)}{64} \text{ mm}^4 \quad (4.3)$$



**Şekil 56 :** Modelleneyecek olan konduit elemanının kesit görüntüsü

4.3 eşitliğinden yola çıkarak şekil 56'da kesiti verilen elemanın atalet momenti **303,664 mm<sup>4</sup>** olarak bulunmuştur. 4.2 numaralı eşitlik yardımıyla eğilme rijitliği üzerinden elastisite modülü hesaplanmıştır. Hesaplanan elastisite modül grafiği şekil 57'de gösterilmiştir.



**Şekil 57 :** Konduit elemanı elastisite modül grafiği

Şekil 57'den elastik konduitin tüm deplasman verileri için ortalama elastisite modülü tayini yapılmıştır. 1 nolu numuneye yapılan hesaplama çalışmaları, geri kalan dört adet numuneye de uygulanarak her bir numunenin ortalama elastisite modülü tayin edilmiş olup; toplamda beş adet numune üzerinden ortalama elastisite modülü bulunarak sonlu elemanlar modeline girdi oluşturacak olan elastisite modülünün tayini yapılmıştır. Numunelerin ortalama elastisite modülleri çizelge 4'de verilmiştir.

**Çizelge 4 :** Numunelerin ortalama elastisite modülleri

Numune	Ortalama Elastisite Modülü (MPa)
1	3156,81
2	3229,51
3	2801,85
4	3000,63
5	2888,60
<b>Ortalama</b>	<b>3015,48</b>

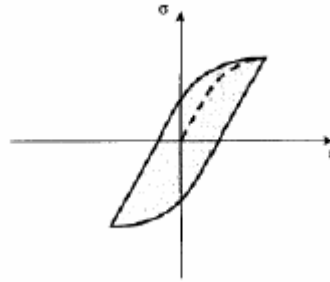
Çizelge 4'den anlaşıldığı gibi konduit modelinin malzeme parametrelerinden biri olan elastisite modülü **3015,48 MPa** olarak tespit edilmiştir.

## 4.2 Konduit Elemanının Yapısal Sönümlenme (Damping) Faktörünün Tayini

Yapısal sönümlenme (structural damping), malzemelerin iç sürtünmelerinden yada bir sistemdeki farklı elemanların birbirleri arasındaki temasdan kaynaklanmaktadır. Sistemdeki enerji kayıpları, mekanik sistemlerdeki parçaların karakteristiklerine bağlı olduğu için bir modeldeki yapısal sönümlenmeyi belirlemek oldukça güçtür. Coulomb sürtünme modeli, malzemelerin iç sürtünmelerinden kaynaklanan enerji kayıplarını belirlemede kullanılan bir modeldir. Temas yada darbe sebebiyle oluşacak olan bu yapısal sönümlenme belirlenirken kaybedilen enerjiden yararlanır. Bu kaybolan enerji, parçaların enerjisiyi geri kazanım oranına bağlı olarak değişmektedir.

Yapısal sönümlenme faktörünün ölçülmesinde kullanılan methodlardan biri ise Histerik grafik metodudur.

Yapısal sönümlenme davranışını gösteren örnek bir Histerik grafik Gerilim ( $\sigma$ ) – Şekil Değişirme ( $\epsilon$ ) grafiği şekil 58’de verilmiştir [26].



**Şekil 58 :** Yapısal sönümlenme davranışını gösteren gerilim – şekil değiştime grafiği

Şekil 59’da gösterilen histerik grafiği aslında malzeme üzerindeki enerji değişimini ve yapısal damping etkisiyle kaybolan enerjiyi gösteren; ayrıca kuvvet (N) – deplasman (mm) grafiğinin ile de ifade edilebilen grafiklerdir.

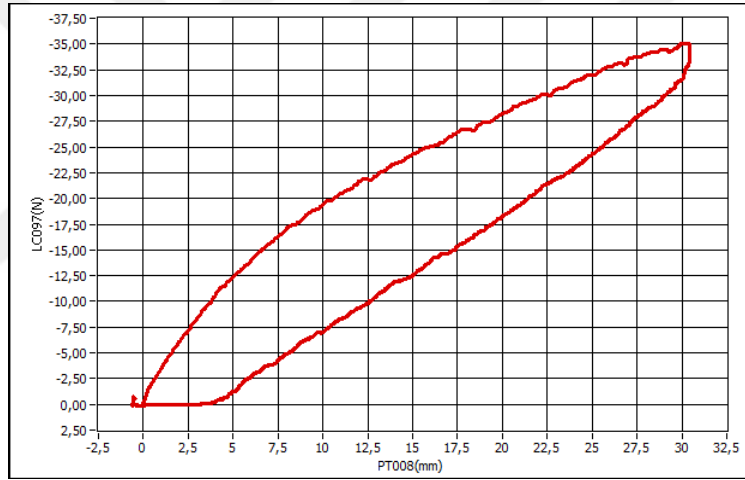
Histerik grafik metodu, yorulmanın bir çevriminde meydana gelen enerji kaybının hesaplanmasında kullanılır. Sönümlenme kapasitesini ( $\Delta U$ ), kuvvet-deplasman histerik grafiğinin arasında kalan alan belirlemektedir. Buradan yola çıkarak kayıp faktörü ( $\eta$ ) ve sönümlenme faktörü ( $\zeta$ ) 4.4 ve 4.5 eşitliklerinden kolaylıkla bulunabilir [25].

$$\eta = \frac{\Delta U}{2\pi U_{max}} \quad (4.4)$$

$$\eta = 2\zeta \quad (4.5)$$

Konduitin elastisite modülü hesaplamasında kullanılan üç noktalı eğilme methodu konduitin belirli bir noktaya kadar eğilme gösterdikten sonra geri dönüş sırasında göstermiş olduğu davranışı belirlemek amacıyla tekrardan kullanılmıştır. Burada bahsedildiği gibi bir çevrim ile kablonun geri dönüş histerik eğrisi, kuvvet-deplasman olarak saptanmıştır.

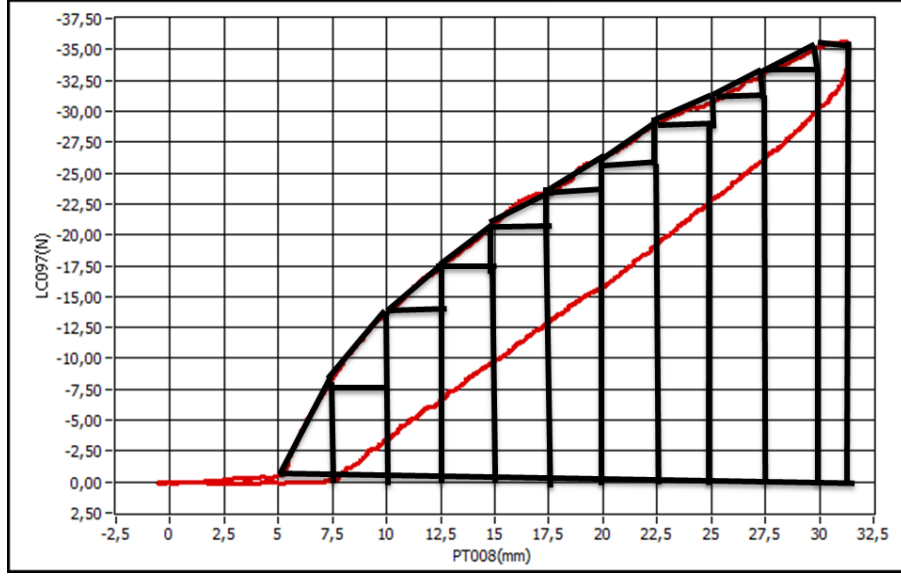
Histerik eğrileri üç adet numune için saptanmıştır. Numunelerin, maksimum 30 mm'lik deplasmanlar yapacak şekilde histerik eğrileri oluşturulmuştur. Şekil 59'da bir numaralı numunenin histerik grafiği verilmiştir.



**Şekil 59** : Bir numaralı parçanın histerik grafiği

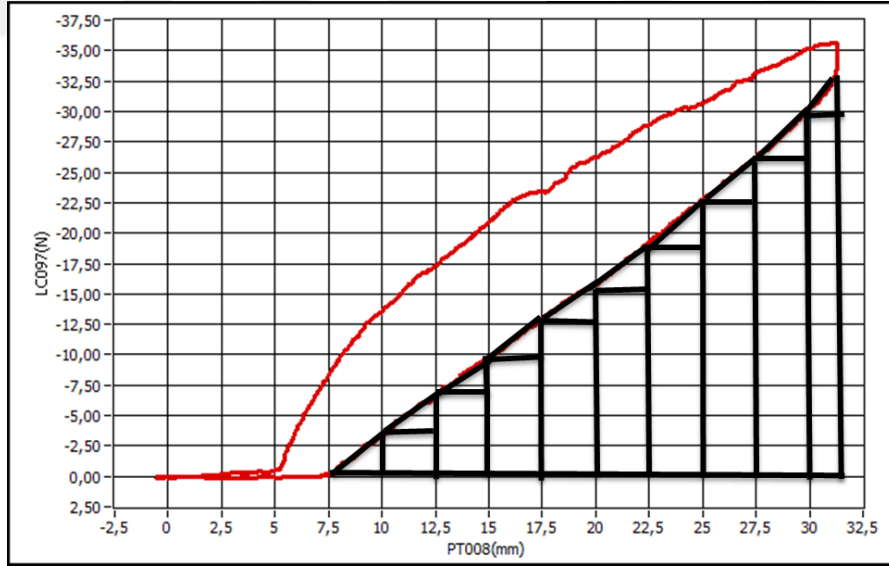
Bir numaralı numunenin kayıp faktörü ve sönümlenme faktörü 4.4 ve 4.5 nolu eşitliklerden yola çıkarak bulunabilir. Buradaki  $U_{max}$  ve  $\Delta U$  grafiğin gidiş ve dönüş eğrileri altındaki kalan alandan rahatlıkla bulunabilir.

Burada, grafiklerin altında kalan alanlar “grafik üzerinde toplama kuralı” ile doğrudan grafik üzerinden hesaplanmıştır.  $U_{max}$  şekil 60'dan, tüm dikdörtgen ve üçgen alanları hesaplanarak bulunmuştur. Toplam alandan  $U_{max}$ , **635 Nmm** olarak bulunmuştur.



Şekil 60 : Umax değerinin hesaplanması

$\Delta U$ 'yu bulmak amacıyla, iki histerik eğrinin arasında kalan alan bulunmalıdır. Bu alanın bulunması için geridönüş eğrisinin altında kalan alan hesaplanarak, Umin değeri bulunabilir. Şekil 61'den yola çıkarak U min değeri, **406,25 Nmm** olarak bulunmuştur.



Şekil 61 : Umin değerinin hesaplanması

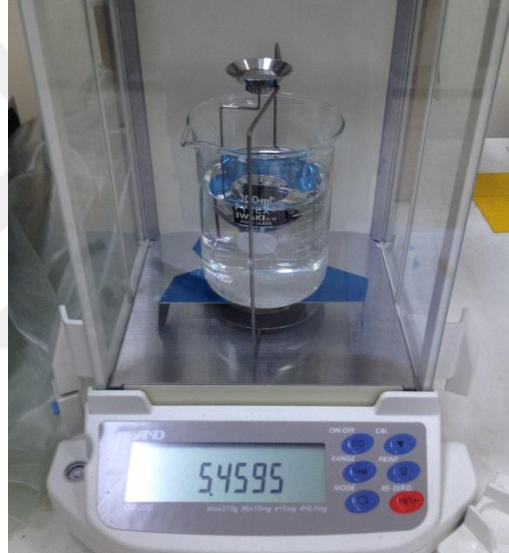
Şekil 60 ve 61'den hesaplanan Umax ve Umin değerleri ile  $\Delta U$  değeri,

$$\Delta U = U_{\max} - U_{\min} \quad (4.6)$$

eşitliğinden **228,75 Nmm** olarak bulunmuştur. 4.4 ve 4.5 eşitliklerinden ise sırasıyla  $\eta = 0,0573$  ve  $\zeta = 0,0267$  değerleri hesaplanmıştır. Buradaki yapısal sönümlenme faktörü olan “ $\zeta$ ”, sonlu elemanlar modelinde konduitin malzeme parametrelerine girdi olarak kullanılacaktır.

### 4.3 Konduit Yoğunluğunun Hesaplanması

Sonlu elemanlar modeline girdi oluşturacak olan konduit elemanının malzeme parametrelerinden biri ise, kompozit malzemenin birleşik yoğunluğudur. Kablo yoğunluğu hesaplanırken şekil 62’de gösterilen yoğunluk ölçer cihazı kullanılmıştır. Bu cihaz için yaklaşık 20 mm boyunda ve beş adet konduit elemanı kullanılmış ve ortalama yoğunlukları çizelge 5’de görülebileceği gibi tespit edilmiştir.



**Şekil 62 :** Yoğunluk ölçme cihazı ile konduit yoğunluğunun ölçülmesi

**Çizelge 5 :** Konduit elemanı Yoğunluk değerleri

Numune	Yoğunluk Değeri (gr/cm <sup>3</sup> )
1	5,44
2	5,43
3	5,45
4	5,37
5	5,45
Ortalama	5,43

Sonlu elemanlar modelinde girdi olarak kullanılacak yoğunluk değeri ise **5,43 ton/mm<sup>3</sup>**’dür.

#### 4.4 Metal Bağlantı Elemanı Malzeme Özelliği

Sonlu elemanlar modelinde kullanılan diğer bir yapı olan metal bağlantı elemanları, soğuk şekillendirmeye uygun olan **DC04** sac metalinden üretilmiştir. Bu metalin en önemli özelliği soğuk şekillendirmeye uygun olması ve diğer sac metallere göre akma dayanımının daha yüksek olmasıdır. Modelimizde kullanılan sac metal kalınlıkları 1,5 mm ve 2 mm olup; soğuk şekillendirme ile üretilmiştir.

Sonlu elemanlar modeline girdi oluşturacak olan DC04 sac metal malzeme parametreleri, EN 10130 normuna göre çizelge 6'da gösterilmiştir.

**Çizelge 6 : Metal bağlantı elemanı malzeme özellikleri**

$\delta$ (Yoğunluk)	E (Elastisite Modülü)	$\nu$ (Poisson Oranı)
7891 $gr/cm^3$	210 GPa	0,3

#### 4.5 Yorulma Testinin Yapılması ve Gerinim Değerlerinin Ölçülmesi

Yorulma, bir sistemin belirli bir deplasman ve frekansta salınım yapma hareketine verilen addır. El fren kablosu sistemlerinde araç hareket halindeyken süspansiyon hareketlerinden dolayı oluşacak olan salınım hareketini simüle edebilmek için yorulma test düzenekleri kullanılmaktadır. Bu yorulma test düzeneklerinin genel amaçları, el fren kablosu üzerinde bu salınım hareketinden doğacak olan hasarları tespit etmektir. Bu hasarlar başta bağlantı elemanları olmakla beraber; konduit elemanında meydana gelen deformasyonlar da sayılabilir.

Yorulma hareketleri, her bir müşteri için farklı frekanslarda ve deplasmanlarda olacak şekilde şartnamelerce belirtilmiştir.

Tez kapsamında ele alınan el fren kablosu için baz alınan modele ait yorulma hareketleri, yorulma CAD datası baz alınarak ve süspansiyon tarafının belirlenmiş bir eksenine göre dönme hareketi yapmasıyla simüle edilmektedir. Test düzeneğinde yapılan simülasyon, yine yorulma CAD datası üzerinden alınan verilere uygun yapılmaktadır. Daha önce bahsedildiği gibi yorulma test düzeneği ile amaçlanan, sonlu elemanlar modeli kurulmuş olan yorulma hareketinin, kritik bağlantı elemanı

olarak belirlenmiş ikinci bağlantı elemanı üzerine gelen gerinimleri, gerinim ölçer cihazıyla saptayarak modelden çıkan verilerle olan bağlantısını incelemektir.

Araştırma kapsamında kullanılacak olan bir diğer ölçüm cihazı ise, gerinim ölçer cihazıdır. Gerinim ölçer cihazı ile yorulma hareketine maruz kalan kritik bağlantı elemanı üzerinde meydana gelen gerinimler hesaplanacak ve böylelikle sonlu elemanlar modeli doğrulanacaktır.

Metalik ya da yarı iletken gibi gerinim hassasiyeti olan malzemeler, elektrik dirençlerinin yüzeylerindeki üç boyutlu anlık gerinimi ile orantılı olan malzemelerdir. Bir malzeme esnetildiğinde boyunda artma ve kesitinde ise daralma olur. Bunun sonucunda ise malzemenin elektrikselsel direncinde artma meydana gelir. Dirençteki bu değişim, malzemenin mekaniksel hareketlerinin bir sonucudur. Dolayısıyla gerinim ölçer cihazları, malzemenin elektrikselsel direncindeki değişimi kullanarak malzeme üzerindeki gerinimi hesaplanmaktadır [18].

Gerinim ölçer cihazları, deneysel olarak malzeme üzerindeki gerilimin saptanmasında kullanılırlar. Gerinim her zaman titreşime eşlik ettiği için gerinim ölçerler, titreşim ve şok ölçüm alanlarında da uygulanmaktadır.

Malzemelerdeki direnç değişimi ve gerinim ölçer cihazlarındaki tel yada lehim ile gerinimi arasında, eşitlik 4.7 ve 4.8’de gösterildiği gibi bir ilişki mevcuttur [18].

$$\frac{\Delta L}{L} = \frac{1}{K} \frac{\Delta R}{R} \quad (4.7)$$

$$K = \frac{\Delta R/R}{\Delta L/L} \quad (4.8)$$

Burada K lehim yada telin “gage faktörü”,  $\Delta R$  gerinimden kaynaklı direnç değişimi, R başlangıçtaki direnç,  $\Delta L$  boydaki değişim miktarı, L lehim yada telin orijinal boyu,  $\Delta L/L$  ise lehim yada telin üzerindeki gerinimi ifade etmektedir.

Her malzemenin gerinim hassasiyeti olmayabilir. Farklı malzemeler farklı gage faktörüne sahiptir. Gerinim ölçer malzemesi olarak genellikle gage faktörü +2 olan nikkelli tel (Ni 0.45,Cu 0.55), gage faktörü +3,5 olan iso elastik (Ni 0.36, Cu 0.55, Fe 0.52 ve Mo 0.005) tel ve gage faktörü +2,1 olan karma (Ni 0.75, Cr 0.2, bazı ek materyaller) malzemeler kullanılır [18].

Gerinim ölçer, yapısı gereği birbirine paralel lehim tellerinden oluşmaktadır. Enine olacak şekilde dizilmiş her bir telin kendine ait enine gerinimi mevcuttur. Dolayısıyla her bir telin K gage faktörü, üretildiği malzemenin gage faktöründen biraz daha düşüktür. Lehim tipi gerinim ölçerlerden istenen bir diğer özellik ise düşük enine gerinim özelliğine sahip olmasıdır. Bundan dolayı gerinim ölçerler birbirine paralel ince uzunlukta tellerden veya tehimlerden oluşmaktadır. Bu da enine gerinimlerinin düşük olmasını sağlamaktadır. Tel tipi gerinim ölçerlerin, lehimlere göre iki kat fazla yanıl hassasiyetleri vardır [18].

Gerinim ölçerler genellikle lehimden üretilmelerine rağmen yüksek sıcaklık gibi özel uygulama alanlarında kullanılmak üzere ince tellerden de üretilmektedirler.

Gerinim ölçer cihazlarındaki lehimlerin, yeterli miktarda elektriksel direnç (60 ve 360 Ohm arası) elde edebilmesi için çok ince yapıda olması, gerinim ölçer uygulamalarında güçlüğe neden olmaktadır.

Gerinim ölçerler farklı şekilde sınıflandırılabilirler. Bunlardan bir tanesi, kullanım amaçlarına göre statik gerinim ölçer ve dinamik gerinim ölçer şeklinde sınıflandırılmasıdır. Gerinim ölçerler daha çok nikelli telden üretilirken; dinamik gerinim ölçerler ise daha iyi gage faktörüne sahip iso-elastik lehimden üretilmektedirler. Dinamik gerinim ölçerler statik gerinim ölçerlere göre sıcaklık değişimine karşı daha hassas olup; daha iyi dirence sahiptirler [18].

Gerinim ölçer uygulaması, uygulanacak olan çevrenin fiziksel özellikleri, gerinim ölçer seçimi ve koruma uygulamaları için çok önemlidir. Sıcaklık, basınç, nem, yağ, korozyon asit, elektromanyetik alan ve radyasyon alanları gibi çevresel özellikler, gerinim ölçer seçimini ve koruma uygulamalarını etkilemektedir.

Cihaz seçimi, elde edilmek istenen hassas ölçüm sonuçlarına göre seçilmelidir. Sadece titreşim frekansı yada şok uygulama miktarı hesaplanacaksa, sadece sıcaklık ve nem şartlarına göre seçilmiş uygun bir gerinim ölçer yeterli olacaktır. Eğer uygulama alanındaki gerilim miktarı ölçülecek ise, diğer şartlara göre uygun bir gerinim ölçüm cihazı seçimi kaçınılmazdır. Uygulama esnasındaki şartların yanı sıra uygulama öncesi alınan önlemler de gerinim ölçerlerden uygun sonuç elde edebilmek için çok önemlidir.

Gerinim ölçerlerin fonksiyonlarını uygun bir şekilde yerine getirebilmeleri, uygulandıkları yüzeylere yapıştırma özelliklerine ve yapıştırıcıya da bağlıdır. Eğer yapıştırıcı, test yüzeyinden aldığı gerinim değerlerini düzgün bir şekilde gerinim ölçer tellerine iletemezse cihazdan alınan değerler doğru olmayabilir. Yapıştırılan alandaki en ufak bir hata gerinim ölçerden alınan değerleri etkilemektedir. Gerinim ölçer uygulamalarındaki en büyük zayıflık yapıştırma işlemindeki uygunsuzluktur. Gerinim ölçer hizmeti veren üreticiler gerinim ölçer özelliklerine ve yapısına uygun yapıştırıcı madde önerisinde bulunmalıdır. Uygun bir yapıştırma işlemi için uygulama yüzeyinin kimyasal olarak temiz olması önemlidir [18].

Gerinim ölçerlerin direnci, ağırlığının düşük olması, geniş frekans aralığında sonuç alınması (0 ile 100000 Hz arası) ve geniş uygulama alanı gibi özellikleri, şok ve titreşim uygulamalarında ideal bir yapıda olmasını sağlamaktadır [25].

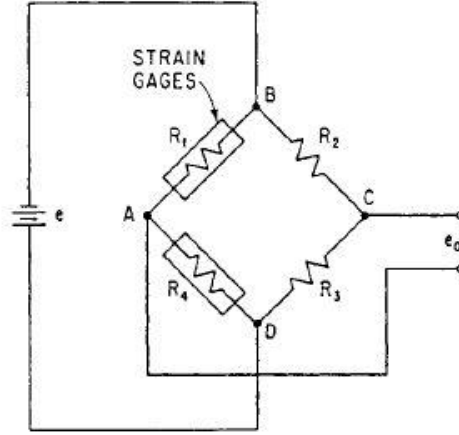
Gerinim ölçer cihazlarını dönüştürücü elemanı olarak kullanma tekniği, herhangi bir yüklemeye yada deformasyona maruz kalan mekanik eleman üzerinde, dönüştürücü elemandaki oluşan sinyal ile orantılı olan değişimin ölçülmesi şeklinde olur. Mekanik eleman üzerinde çekme, basma, eğilme, burkulma yada bunların kombinasyonu şeklinde yükleme olabilir. Tüm gerinim ölçerler kuvvet yada momentten herhangi birinin ölçülmesinde kullanılabilir.

Doğal titreşim problemlerinde veya mekaniksel şok uygulamalarında, genellikle metre cinsinden yada grafiksel olarak bir sonuç elde etme ihtiyacı vardır. Gerinim ölçer cihazının direnç voltajı, genellikle 10 ile 1000 mikrovoltaj aralığında olup, direnç değişimiyle orantılı bir çıkış voltajı yaratmak gibi elektriksel bir değişime ihtiyacı duymaktadır [24].

Gage deformasyonu ile ilişkili sinyal elde eden ve uyarı akımı kullanarak gerinim ölçer prensibini uygulayan bir çok çevrim uygulaması mevcuttur. Her bir uygulama çevrimi, kendisine özgü avantaj ve dezavantajlara sahiptir. Örneğin, hassasiyet, sıcaklık direnci, sinyal performansı ve uygulama kolaylığı gibi. İki önemli çevrim uygulamaları potensiyometre çevrimi ve whearstone köptüsü çevrimidir [18].

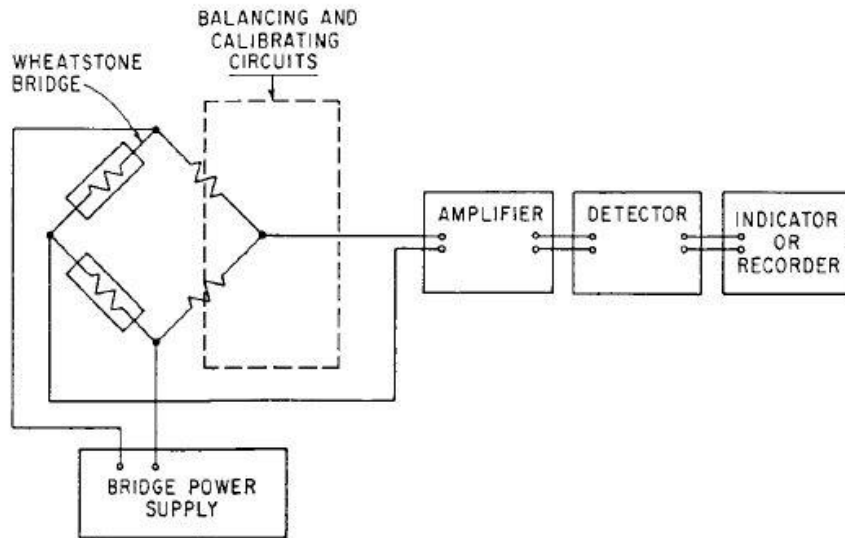
Potensiyometre çevriminde, amplifere giriş sinyali beslenmeden önce kapasitör ile çıkış voltajının DC akımının kilitlemesi gerekmektedir. Aynı efekti sağlayabilmek için iki adet potensiyometre şekil 63'deki gibi paralel bağlanarak ve iki noktadan

voltaj ölçümü yapılarak da sağlanabilir. Bu çeşit çevrim genellikle Wheatstone köprüsü olarak adlandırılan ve direnç değişiminden faydalanarak ölçüm yöntemlerinde kullanılan çevrimlerdir. Wheatstone köprülerinin potansiyometrelere göre sinyal artışı, sıcaklık etkileşimi, farklı uygulama alanları, statik ve dinamik kombinasyonlardan doğru sonuç elde etme, kondaktördeki direnç değişikliğinin sebep olduğu hataları içermeme gibi avantajları mevcuttur [18].



Şekil 63 : Wheatstone köprüsü

Wheatstone ya da potansiyometreden alından çıkış voltaj değerleri çok küçüktür. Gerinim ölçerden veri alabilmek için sinyalleri kullanılabilir bir seviyeye getiren elektriksel güçlendirmeye ihtiyaç vardır. Şekil 64’de basit bir gerinim ölçer uygulama devresi gösterilmiştir.



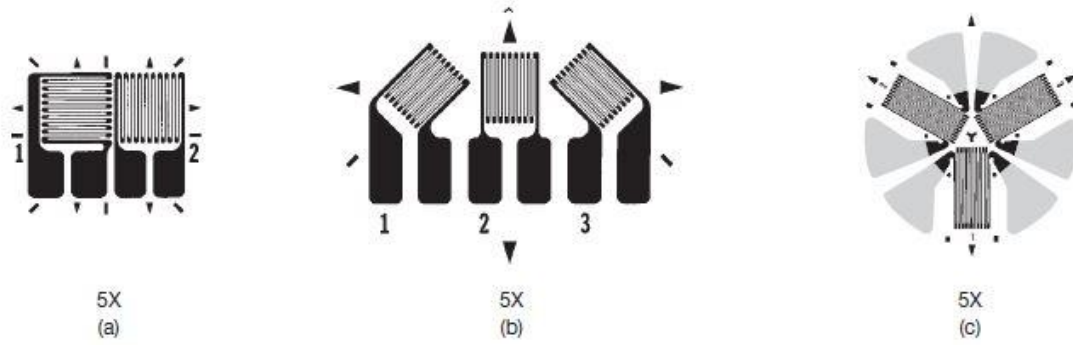
Şekil 64 : Wheatstone uygulama devresi

Gerinim ölçer rozetleri, iki yada daha fazla gerinim ölçer parçasının birbirlerine yakın konumlandırılarak, test parçası üzerindeki farklı yönlerde meydana gelen normal gerinimi ölçmeyi sağlayan kombinasyonlardır.

Micro Measurement üreticilerine göre üç basit rozet uygulaması mevcuttur:

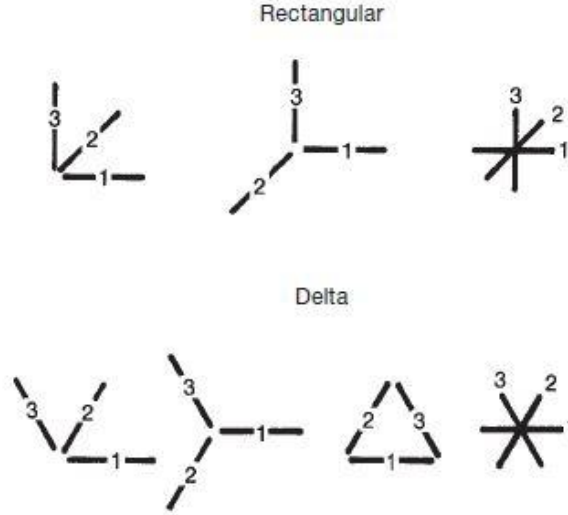
- T- Dirsek (Tee) : Birbirine dik iki parçadan oluşan rozetlerdir.
- 45°- Dikdörtgen : İkinci ve üçüncü parçaların birinci ile sırasıyla 45° ve 90° açı yaptığı rozetlerdir.
- 60°- Delta : İkinci ve üçüncü parçaların birinci ile sırasıyla 60° ve 120° yaptığı rozetlerdir [19].

Şekil 65’de birine göre konumlanmış üç tip rozetler gösterilmektedir.



**Şekil 65** : Rozet tipleri : (a) T-direk (tee), (b) 45 °-Dikdörtgen, (c) 60° - Delta

Tek elemanlı gerinim ölçerlerin genelinde rozetler, farklı uygulamalar için farklı kombinasyonlarda ve malzemelerde olabilir. Rozetlerin içerisinde bulunan parçalar, kendi aktif uzunluklarına göre adlandırılırlar. Şekil 66’da gösterildiği gibi dikdörtgen tipi ya da delta tipi rozetler geometriksel olarak farklı olsalar da fonksiyonel olarak eşittirler.



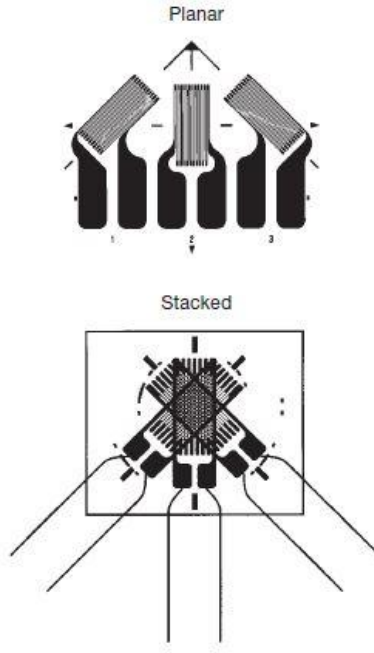
**Şekil 66 :** Farklı geometrilere fakat benzer fonsiyona sahip dikdörtgen (Rectangular) ve delta rozetler

Rozet seçimi yapılırken rozetin gerinim hassasiyeti, koruma malzemesi, sıcaklık etki sayısı, gage boyu ve diğer gerinim ölçer karakteristik özellikleri dikkate alınmaktadır. Bu basit karakteristik özellikleriyle beraber iki önemli parametre de rozet seçiminde dikkate alınmaktadır. Bunlar, rozet tipi – T-Direk (Tee), dikdörtgen yada delta ve rozet yapısı – düzlemsel yada yığın şeklindedir [20].

T-direk tipi rozetler, sadece esas gerinim yönü belli olan durumlarda kullanılmaktadır. Silindirik basınç kapları ve burkulmaya maruz kalmış olan shaftlar iki klasik örnek olarak gösterilebilir.

Esas gerinimin yönünün bilinmediği durumlarda üç elemanlı dikdörtgen ve delta tipi rozetler kullanılmaktadır. Arıca rozetler, oryantasyondan bağımsız bir şekilde uygulanabilmektedirler. Fonksiyonel olarak dikdörtgen ve delta tipi rozet seçimlerinde ufak farklılıklar mevcuttur. Çünkü delta rozetteki gage aksisi maksimum ölçüde homojen bir dağılıma sahiptir ve gerinim dağılımının en iyi yapılabildiği rozettir. Dikdörtgen tipi rozetler, data azaltım ilişkisi basit olduğu için en çok tercih edilen rozetlerdir. Bunun yanı sıra, bilgisayar ve programlarda hesaplanabilirliği de bunun bir sebebidir [20].

Bu üç tip rozet tipi (T-direk, dikdörtgen ve delta) hem düzlemsel, hem dağınık bir şekilde üretilebilir.



**Şekil 67 : Düzlemsel ve dağınık rozetler**

Şekil 67’den görüldüğü gibi düzlemsel gerinim ölçer, gerinim hassasiyeti yüksek olan ve aynı düzlem üzerinde konumlandırılmış lehimlerden oluşur. Dağınık gerinim ölçer rozetleri ise, iki yada üç parçanın montajlanarak yada lamine şeklinde bir araya getirilmesiyle üretilmektedir.

Uygulanacak olan yüzeyde uygun alan olması halinde düzlemsel rozetlerin avantajları şu şekilde sıralanabilir;

- İnce ve esnek olması sayesinde eğri yüzeylere rahatlıkla uygulanabilmesi,
- Az miktarda mukavemetinin olması,
- Güçlü bir ısı dağılımının olması,
- Tüm standart formlara uygun olmaları,
- Yüksek stabil özelliğinin olması,
- Rota almış kablolarla uygulanabilirliği ve iyi montajlanabilir olmasıdır [29].

Bu rozetlerin dezavantajları ise, uygulanabilen yüzeylerinin geniş olma zorunluluğudur. Kapladığı alan sebebiyle küçük yüzeylerde uygulanması kısıtlanmaktadır. Ayrıca dağınık tip gerinim ölçer ile kıyaslandığında, düzlemsel

gerinim ölçer üzerinde bulunan her bir rozetin gage faktörü ve yanal hassasiyeti birbirinden farklıdır.

Üç rozetli gerinim ölçerden, asal birim şekil değiştirmelerin hesaplanması için kullanılan eşitlik “gerinim-dönüşüm” ilişkisinden türemektedir.

Aşağıda basit formu gösterilen eşitlik, test yüzeyinden alınan herhangi bir yöndeki gerinim değerleri ile asal yöndeki asal gerilmelerin ve asal açının birbiriyle olan ilişkisini göstermektedir [19]. Bu eşitlik, daha çok şekil 68’de gösterilen Mohr Çemberinin bir getirisidir. Şekil 68(a)’da gösterilen Mohr çemberine göre, asal doğrultuyla  $\theta$  açısı yapan normal gerinimin eşitliği şu şekilde açıklanmaktadır,

$$\epsilon_{\theta} = \frac{\epsilon_P + \epsilon_Q}{2} + \frac{\epsilon_P - \epsilon_Q}{2} \cos 2\theta \quad (4.9)$$

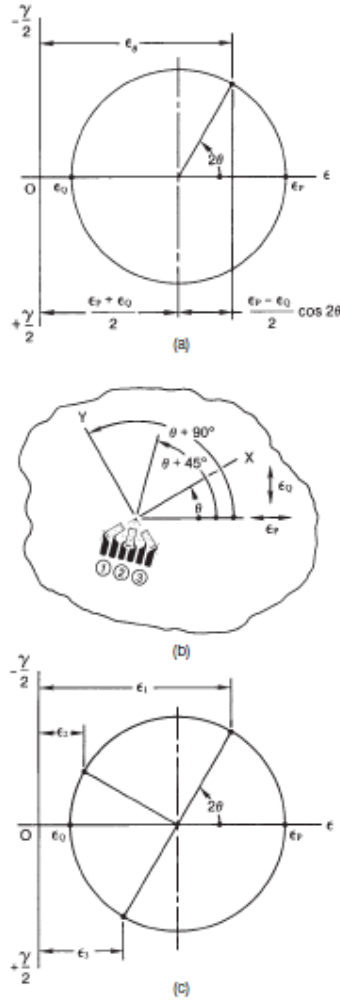
Şekil 68(b),  $\epsilon_P$  ile  $\theta$  açısı yapacak şekilde konumlanmış test yüzeyi üzerindeki gerinim rozetini göstermektedir. Ayrıca şekil 68(c) ise, Mohr Çemberi üzerinde tanımlanmış rozet doğrultularını göstermektedir [19].

Eşitlik 4.8’deki uygun yerleştirme sonrası rozet üzerindeki üç yönden alından gerinim değerleri şu şekildedir,

$$\epsilon_1 = \frac{\epsilon_P + \epsilon_Q}{2} + \frac{\epsilon_P - \epsilon_Q}{2} \cos 2\theta \quad (4.9)$$

$$\epsilon_2 = \frac{\epsilon_P + \epsilon_Q}{2} + \frac{\epsilon_P - \epsilon_Q}{2} \cos 2(\theta + 45^\circ) \quad (4.10)$$

$$\epsilon_3 = \frac{\epsilon_P + \epsilon_Q}{2} + \frac{\epsilon_P - \epsilon_Q}{2} \cos 2(\theta + 90^\circ) \quad (4.11)$$



**Şekil 68 :** Asal gerinimden herhangi bir yöndeki gerinime olan dönüşüm (a)  $\varepsilon_\theta$ 'nın Mohr Çemberi üzerinde  $\varepsilon_Q$  ve  $\varepsilon_P$  cinsinden gösterimi, (b) Test yüzeyindeki rozetin doğrultuları, (c) Dikdörtgen rozetin yönlerinin Morh Çemberi üzerinde gösterimi

Eşitlik 4.9, 4.10 ve 4.11'in sağ tarafı çözümlürse  $\varepsilon_\theta$ ,  $\varepsilon_p$  ve  $\theta$  değerleri şu şekilde bulunur,

$$\varepsilon_{P,Q} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2} \quad (4.12)$$

$$\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left( \frac{\varepsilon_1 - 2\varepsilon_2 + \varepsilon_3}{\varepsilon_1 - \varepsilon_3} \right) \quad (4.13)$$

Eğer rozet düzgün bir şekilde numaralandırılmışsa, eşitlik 4.12 ve 4.13'den gerinim rozeti ile hesaplanan  $\varepsilon_1 \varepsilon_2 \varepsilon_3$  değerleri yerine konularak asal gerinim ve açısı

bulunabilir. Artı ve eksi değerleri sırasıyla asal gerinimlerin maksimum ve minimum değerlerini vermektedir [20].

Eğer test edilen parça homojen ve mekanik özellikleri olarak isotropik (her yönde aynı mekanik özelliklere sahip) ve gerilim ile gerinim ilişkisi lineer ise, Hooke yasası kullanılarak gerilim ve gerinim arasında bağlantı şu şekilde kurulabilir,

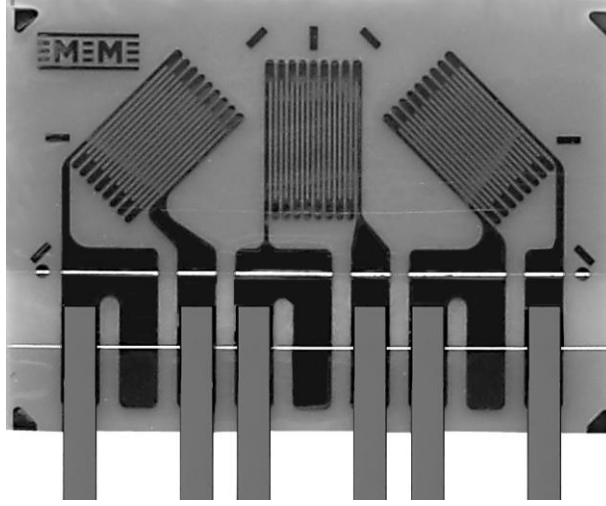
$$\sigma_P = \frac{E}{1-\nu^2}(\epsilon_P + \nu\epsilon_Q) \quad (4.14)$$

$$\sigma_Q = \frac{E}{1-\nu^2}(\epsilon_Q + \nu\epsilon_P) \quad (4.15)$$

Eğer doğrudan gerinim rozetinden elde edilen gerinim değerleri kullanılacak ise eşitlik şu şekilde düzenlenebilir,

$$\sigma_{P,Q} = \frac{E}{2} \left[ \frac{\epsilon_1 + \epsilon_3}{1-\nu} \pm \frac{\sqrt{2}}{1+\nu} \sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_2)^2 + (\epsilon_2 - \epsilon_3)^2} \right] \quad (4.16)$$

Bu kapsamda yapılan yorulma testi ile kritik metal bağlantı elemanı üzerinden veri alınması için, gerinim ölçer ile ilgili verilen bilgiler doğrultusunda rozet tipi ve oryantasyonu belirlenmiştir. Metal bağlantı elemanı üzerinde Micro-Measurement şirketinin üretimini yaptığı ve BIAS Mühendisliğin ise teknik desteğini sağladığı şekil 69’da gösterilen “düzlemsel, 45 ° - dikdörtgen” tipi rozet seçilmiş ve üç yönden gerinim ölçümü amaçlanmıştır. Kullanılan rozetin özellikleri ve boyutu sırasıyla çizelge 7 ve 8’de gösterilmiştir.



Şekil 69 : Gerinim ölçer rozeti, dikdörtgen tipi

Çizelge 7 : Gerinim ölçer rozetinin boyutları

Gage Boyu	Tüm Boy	Tellerin Kalınlığı	Tüm Kalınlık	Matrix Boyu	Matrix Kalınlığı
0,062 inç	0,185 inç	0,052 inç	0,260 inç	0,247 inç	0,410 inç
1,52 mm	4,70 mm	1,27 mm	6,6 mm	7,04 mm	10,41 mm

Çizelge 8 : Gerinim ölçer rozeti özellikleri

	Gage Föktörü (24°deki) %	Transverse Sensitivity	GAGE Direnci (Ohm)	100°deki Gage Faktörü %
<b>Gage 1</b>	2,110 ± 0,5 %	(+1,7 ± 0,2) %	350 ± 0,6 %	(±1,2 ± 0,2)
<b>Gage 2</b>	2,175 ± 0,5 %	(+0,8 ± 0,2) %		
<b>Gage 3</b>	2,110 ± 0,5 %	(+1,7 ± 0,2) %		
<b>Nominal</b>	2,14 ± 2 %			
<b>Lot Numarası</b>	A86BD826			

Gerinim ölçme sırasında kullanılacak olan bir diğer önemli cihaz ise data alımı ve düzenleyici cihazdır. Bu cihaz gerinim ölçer rozeti üzerinden aldığı voltaj değişimini mikro cinsinde ( $\mu\text{m}$ ) kullanılabilir hale döndürmektedir. Bu şekilde veriler bilgisayar ortamına işlenmiş ve hazır bir şekilde aktarılmış olur. Şekil 70’de data aktarım ve dönüştürücü cihazı gösterilmiştir.

Micro-Measurement şirketi tarafından üretiminin yapıldığı ve Bias Mühendislik tarafından teknik desteğinin sağlandığı bu D4 Data Aktarım Cihazının özelliği şu şekilde sıralanmaktadır;

- RJ-45 bağlayıcılar ile 4 farklı giriş kanalı bulunması,
- Çeyrek, yarım ve tam devreler için hardware ve software uygunluğunun olması,
- 120, 350 ve 1000 ohmluk yarım ve çeyrek köprü devreleri için hassas olması,
- 8 Hz'lik veri kaydetme özelliği (saniyede 8 veri kaydedebilmesi),
- Aynı anda 6 data aktarım cihazıyla bağlantı kurabilmesi,
- Otomatik ve manuel kalibre edilebilme özelliği,
- USB yöntemiyle tüm data kontrollerinin sağlanması,
- Taşınabilir, ufak ve görülebilir özellikte olması,
- USB girişi ile güç kaynağının yapılması,
- Müşteri uygulamaları için özel programlanabilir olmasıdır.

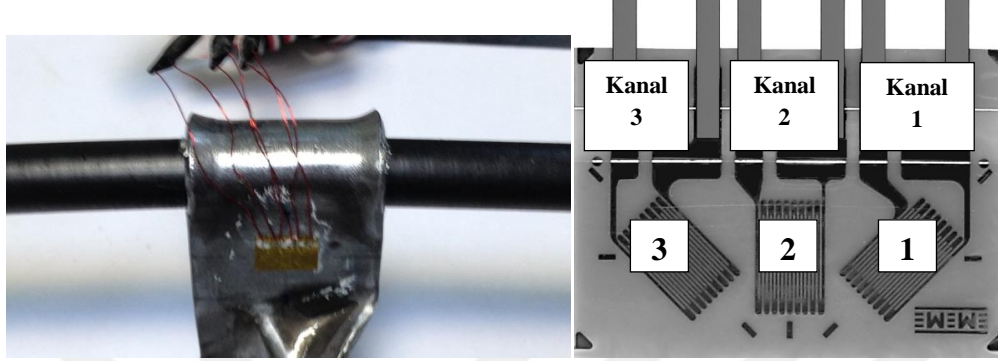


**Şekil 70 :** Data veri alımı ve düzenleyici (Data Accusition Conditioner)

Data alım cihazının yukarıda belirtildiği gibi dört farklı data alım girişi mevcuttur. Şekil 71'de gösterilen bu data girişleri, gerinim ölçer rozetinde bulunan ve üç farklı yönde oryantasyonu bulunan lehimlerden gelen elektrik kabloları, bu dört farklı girişten şekil 72'deki gibi üçüne bağlanarak üç lehimden alınan verilerin kaydedilmesi sağlanmıştır.



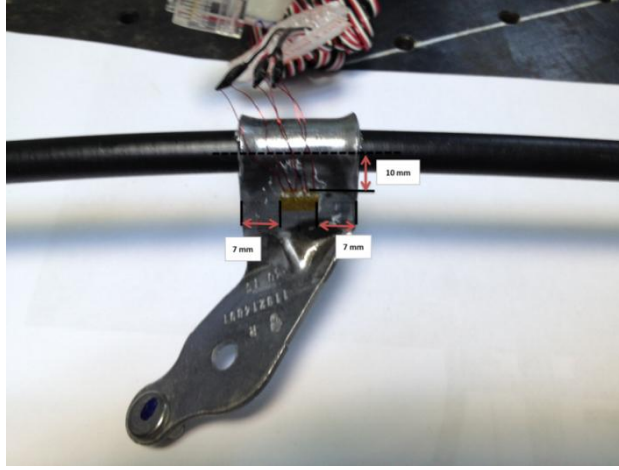
**Şekil 71 :** Data düzenleyici cihazında bulunan USB ve dört farklı giriş



**Şekil 72 :** Kritik bağlantı elemanının üzerine yerleştirilmiş gerinim ölçer ve kanal numaralandırması

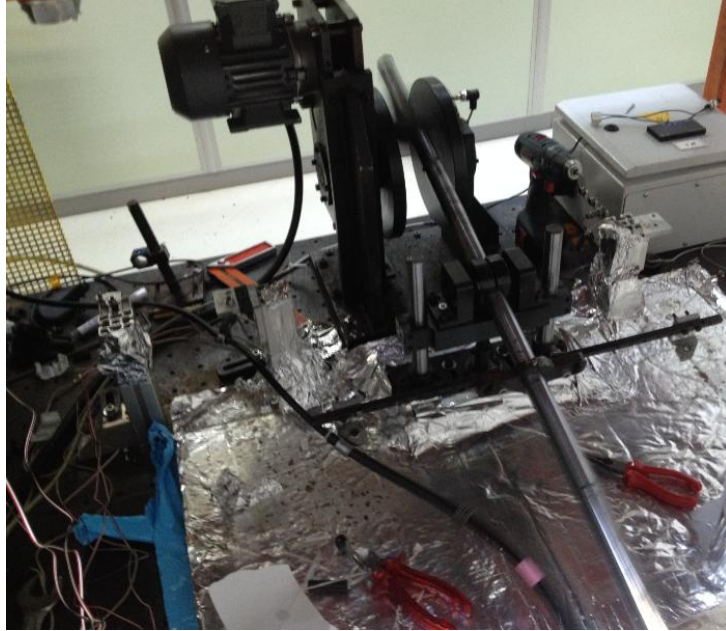
Gerinim ölçer konumu, rozet boyutuna göre bağlantı elemanı üzerinde en uygun ve düzlemselliği en iyi olan bölge olan şekil 73'deki bölge olarak seçilmiştir. Bağlantı elemanı üzerinde bu noktadan üç farklı doğrultuda gerinim değerleri, mikrometre cinsinden kaydedilmiştir.

Gerinim ölçer yapıştırma işlemi yapılırken, daha önce belirtilen önemli yapıştırma noktalarına dikkat edilmiştir. Veri alınacak olan bölge zımpara ile zımparalanarak kaplaması alınmış; ayrıca temizleme ve nötrleme işlemleri sırasıyla özel kimyasallar ile uygunlanmıştır. Ardından gerinim ölçer; bağlantı elemanının, konduit üzerindeki merkez eksenine göre paralel olacak şekilde konumlandırılarak yapıştırılmıştır.

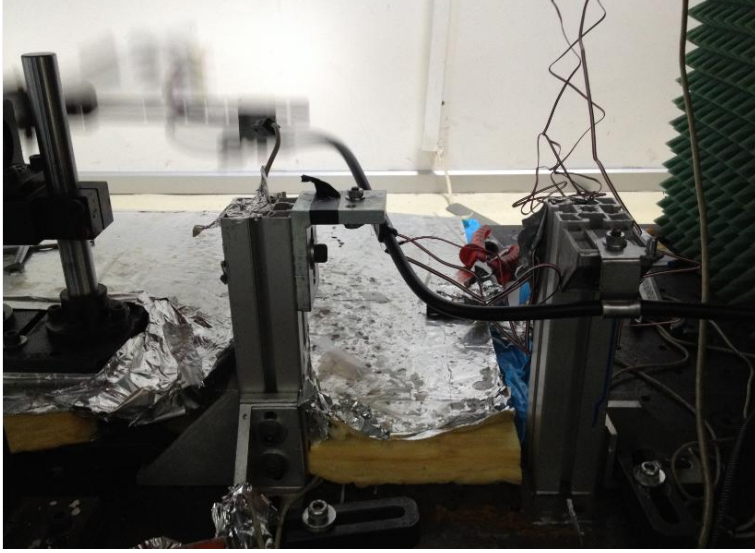


**Şekil 73 :** Gerinim ölçerin bağlantı elemanı üzerinde konumlandırılması

Gerinim ölçer rozeti yapıştırma işlemi sonrasında ilgili el fren teli kablosu, kendi rotasında yorulma test cihazına şekil 74'deki gibi bağlanmıştır. Gerekli program ayarları ve cihaz bağlantıları tamamlandıktan sonra test cihazı başlatılmış ve gerinim ölçer üzerinden veri aktarımı şekil 75'deki gibi yapılmıştır. Gerinim ölçer, test cihazı üst konumdayken (gerilmenin en az olduğu nokta) sıfırlanarak, referans noktası olarak üst nokta belirlenmiştir.

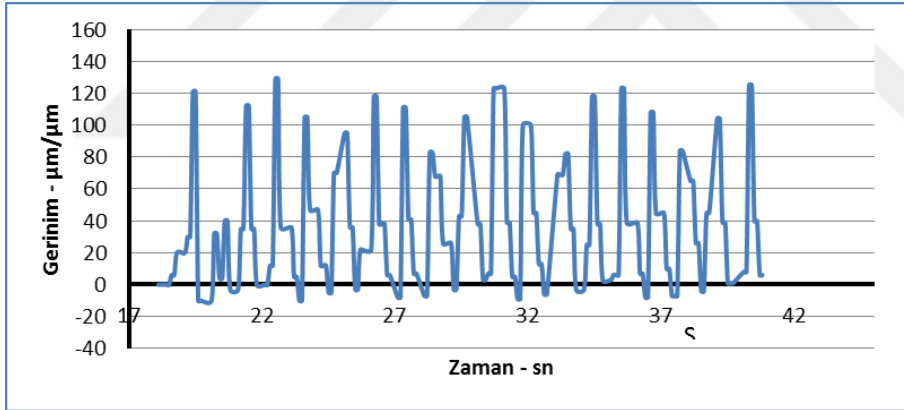


**Şekil 74 :** El fren kablosunun yorulma cihazındaki montajlı rotası

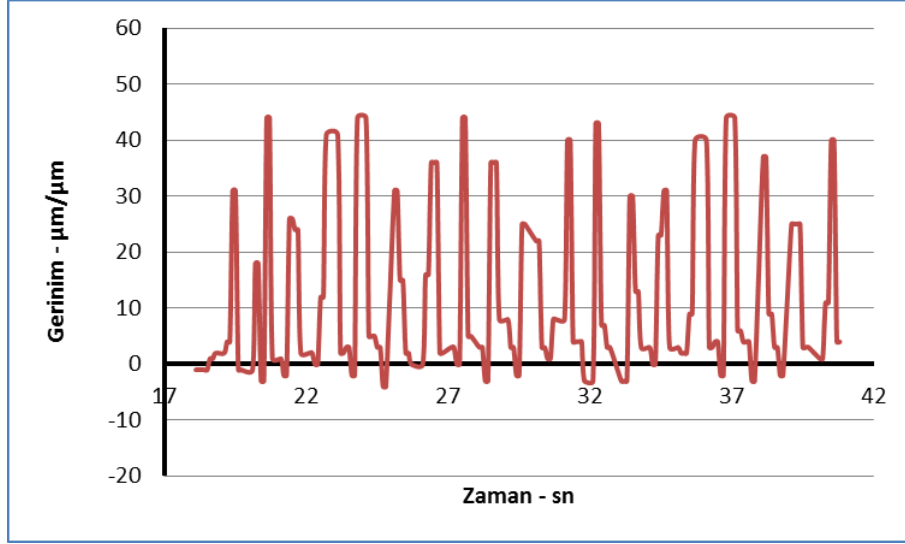


**Şekil 75 :** Yorulma hareketi ve veri alımı

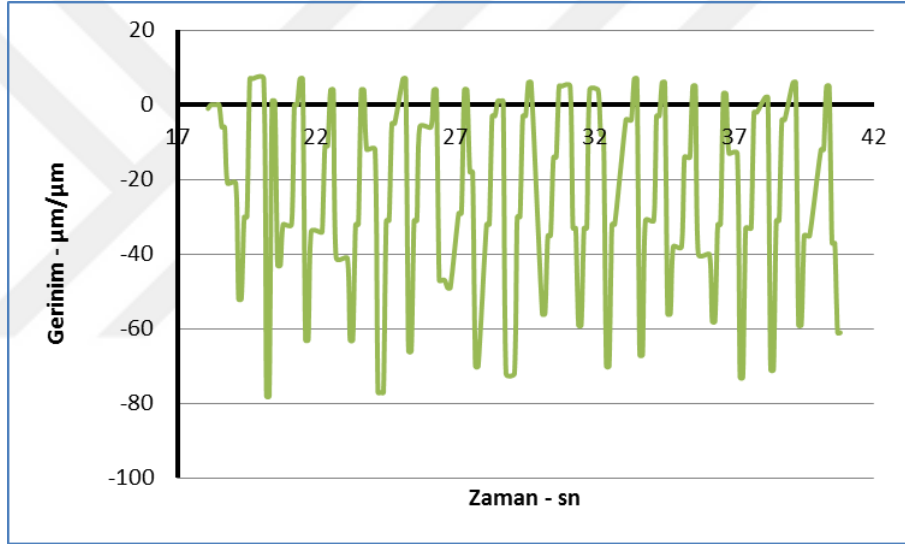
Gerinim ölçer ile üç farklı kanal yardımıyla üç yönden alınan veriler, 18. sn ve 40. sn aralığında örnekleme olacak şekilde grafiğe aktarılmıştır. Grafikler şekil 76'da gösterilmiştir.



(a)



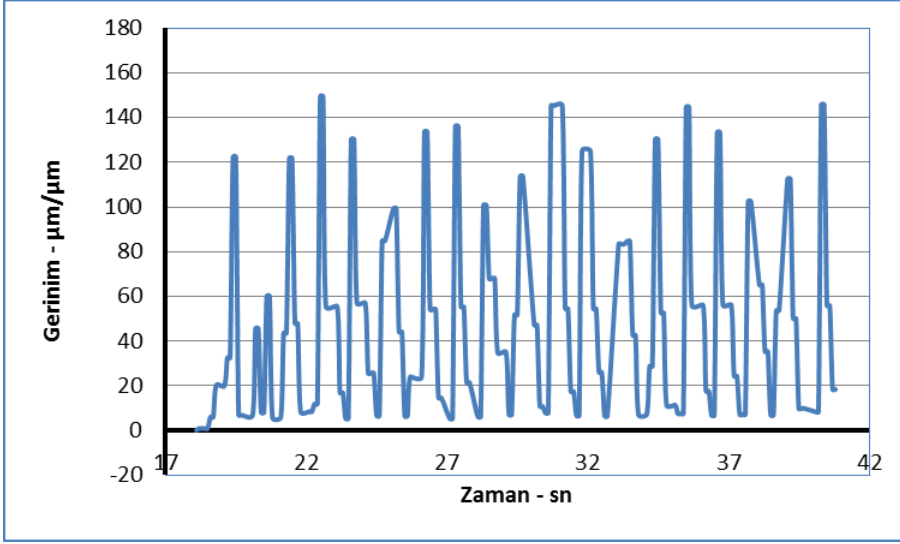
(b)



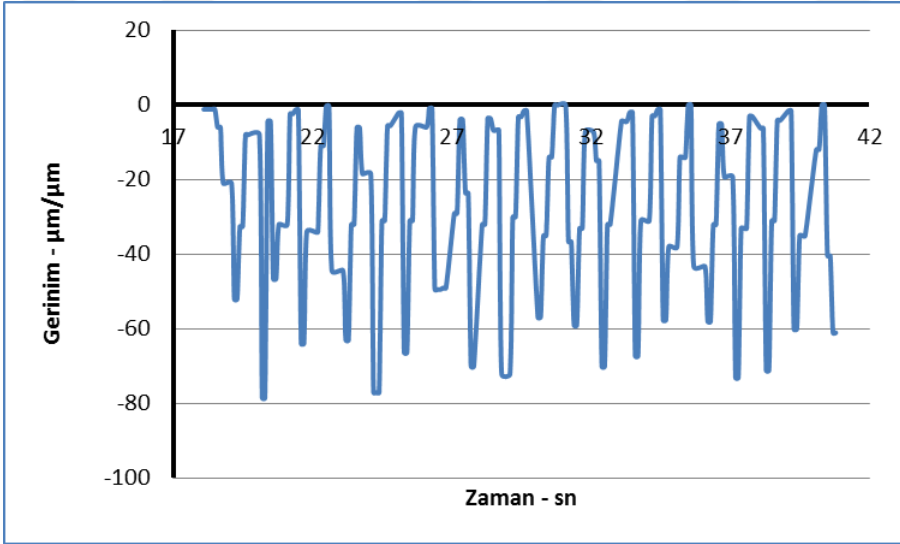
(c)

**Şekil 76 :** Üç farklı doğrultudan alınan gerininim verileri, (a) E1, (b) E2, (c) E3

Alınan bu veriler daha önce belirtilen ve doğrultuları belirsiz olan gerininim değerleri, asal gerininimleri hesaplama formülleri kullanarak, maksimum asal gerininimlere (max principal) eşitlik 3.7 kullanılarak çevrilmiştir. Asal gerininim değerlerini gösteren grafik şekil 77’de gösterilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 77 : (a) maksimum ve (b) minimum asal gerilme

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

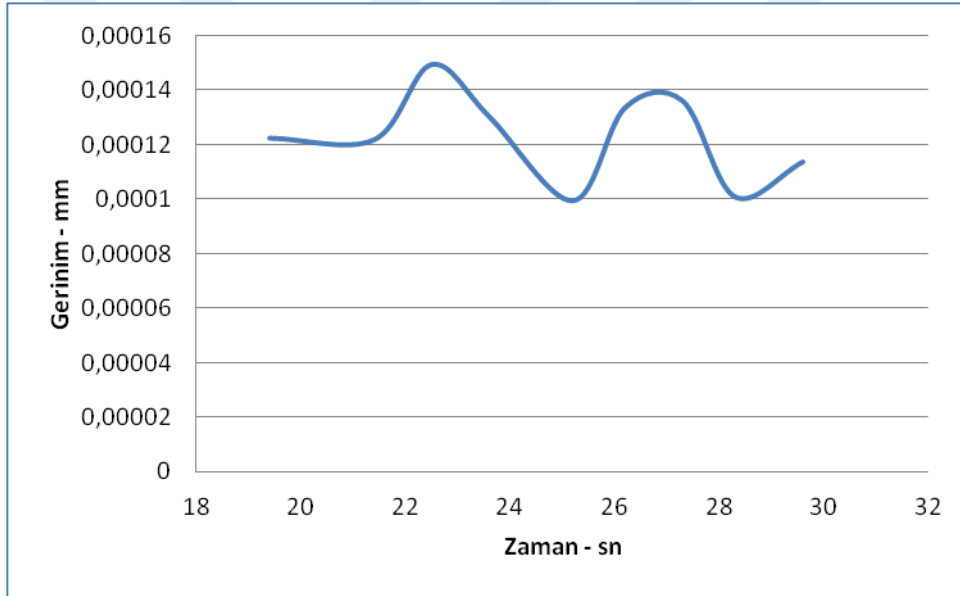
Tez çalışması ile sürücü güvenliğini önemli ölçüde etkileyen ve aracın olmazsa olmazı el fren kablo sistemindeki bağlantı elemanlarının yorulma davranışlarının incelenmesi ve yapılmış olan bilgisayar destekli mühendislik ile mevcut bağlantı elemanlarının iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Bu sayede tasarım veya geliştirme sürecindeki deneme yanılma yöntemi ile elde edilmeye çalışılan nihaî sonuca, daha kısa zamanda ve az maliyetle ulaşılması öngörülmüştür. Çalışma sonucunda ortaya çıkacak olan ürünün, tasarım ve geliştirme süreci, yüksek verimlilik ile tamamlanmıştır.

Yapılan tez çalışması, yorulma cihazından elde edilen veriler ile sonlu elemanlardan çıkan verilerin tutarlılığı sayesinde yorulma hareketine maruz kalan diğer sistemlerin de benzer çalışmadan yararlanılarak daha kısa sürede, ucuz maliyetli ve uygun endüstriyel parça tasarımlarının yapılmasına ve problemlerin daha ürün geliştirme aşamasında önüne geçilmesine büyük katkı sağlamıştır. Örneğin bu çalışma, benzer çalışma adımları uygulanarak diğer bir ürün grubu olan vites kablolarındaki yorulma davranışlarındaki beklentilerin, geliştirme ve tasarım aşamasında dikkate alınması için büyük bir adım olmuştur. Ayrıca aynı algoritma ile kurulan sonlu elemanlar analizlerinde, testlerle doğrulamaya gerek duyulmadan yapılacak tasarım hakkında çok geniş bilgilere sahip olunabilecektir. Bu da firmalar için büyük bir bilgi birikimi oluşturmakta ve sürücü memnuniyetini de beraberinde getirmektedir.

Yapılan çalışmalarda gerinim ölçerden alınan 10 sn içerisinde maksimum asal gerinimler, çizelge 9'da gösterildiği gibi ortalama  $123,03 \times 10^{-6}$  mm olarak tespit edilmiştir. Maksimum gerinimlerin grafiği şekil 78'de gösterilmektedir.

**Çizelge 9** : 10 sn içerisinde gözlemlenen maksimum asal gerinim değerleri

Zaman (sn)	Maksimum Gerinim Noktaları (mm)
19,4	0,00012238
21,4	0,00012178
22,5	0,00014942
23,6	0,00013028
25,2	0,00009933
26,2	0,00013362
27,3	0,00013604
28,3	0,00010081
29,6	0,00011364
Ortalama	0,000123033



**Şekil 78** : 10 sn içerisinde gözlenen maksimum asal gerinimler

Sonlu elemanlar analizinden elde edilen sonuçlara göre 1 sn'lik harekette meydana gelen maksimum asal gerinim üst noktaları ortalama olarak şekil 77'deki grafikten sırasıyla  $120 \times 10^{-6}$  ve  $100 \times 10^{-6}$  mm olarak ölçülebilir. Bu değerler ortalama olarak  $110 \times 10^{-6}$  mm alındığında sürekli bir sistemde her saniye içerisindeki oluşacak olan maksimum gerinim  $110 \times 10^{-6}$  mm olacaktır. Ölçüm cihazından alınan ortalama üst sınır değerleri ve sonlu elemanlar modelinden alınan ortalama maksimum yüke baktığında yaklaşık **%90**'a kadar varan tutarlılık olduğu söylenebilir. Bu tutarlılık sonlu elemanlar modelimizin kurumunda ve malzeme atamalarında uygun yolun

izlendiğini ve diğer yorulma hareketi yapan kablo sistemlerine de rahatlıkla uygulanabileceğini göstermektedir.

Sonlu elemanlar modeli doğrulaması sonrası yapılan NCode yorulma analizleri ile sistemin sürekli olması halinde hasarının ne kadar olacağı belirlenmiş ve bu değer 0,1125 olacak şekilde 1'den kúçük olarak saptanmıştır. Búylelikle 1 sn hareketi izlenen bir sistemin istenilen devrim sonrası yaklaşık olarak hasar górup górmeyeceđi saptanabilir ve úrün úzerinde iyileştirme çalışmaları yapılabilir.

Yapılan bu çalışma góstermiřtir ki, var olan bir úrünün geliştirilmesinde veya yeni bir úrünün tasarımında bilgisayar destekli mühendislik yöntemlerini kullanmak, úrünü nihaî úründen önce tanımayı sağlamakla beraber tasarım evresindeki zamanı tamamen azaltmaktadır. Yapılan bu çalışma sayesinde mevcut bir otomotiv úrününün bilgisayar destekli mühendislik çalışmalarıyla yorulma davranışı incelenmiştir.



## KAYNAKÇALAR

- [1] - Anonim. (2006). T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, Motorlu Araçlar Teknolojisi, Fren Sistemleri Modülü, ANKARA.
- [2] – Anonim. (2007). <http://www.burncrete.co.za>.
- [3] - Seyed Reza Ghoreishi, Tanguy Messager, Patrice Cartraud, Petet Davies. (2007) Validity and limitations of linear analytical model for steel wire strands under axial loading, using a 3D FE model, 27 Mart 2007.
- [4] - H.Varum, R.J.S.Cardoso. (2005). A Geometrical non-linear model for cable systems analysis.
- [5] - Tang Maolin, Du Yaguang, Shen Ruili, Yan Kun. (2012). Study of bending stiffness and cable characteristics of tension components.
- [6] - Philip T. Gibson, Operational characteristics of ropes and cables-Chapter 8.
- [7] - Xun Ma, Jiwei Zhang. (2010). Finite element analysis and the topology optimization of a bracket, 06 Aralık 2010.
- [8] - J.G.A. Croll. (2000). Bending boundary layers in tensioned cables and rod.
- [9]- Haluk Erol, Hüseyin Karabulut, Kayhan Kaynar. (2013). On the dynamic of a gearshift system in manuel transmission, Internoise 2013, Innsbruck, Avusturya.
- [10] - Clough, R Wand Penzien J. (1975). Dynamics of Structures, McGraw-Hill, New York, 1975.
- [11] - Meirovitch L. (1975). Elements of Vibration Analysis, McGraw-Hill, New York, 1975.
- [12] - ARKAN, M.A.S. Sonlu Elemanlar Metodunun Mühendislikte Uygulamaları, ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü, Türkiye.
- [13] - De Weck, O. L. ve Kim. Y. I. (2004). Massachusetts Institute of Technology, “Finite Element Method” Notları.
- [14] - Sevil YAZICI. (2013). Mimarlıkta Malzeme Tabanlı Bütünleşik Hesaplamalı Tasarım Modeli (doktora tezi), İstanbul, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [15]- Julie A. Bannantine, Jess J. Comer ve James L. Handrock. Fundamentals of Metal Fatigue Analysis.
- [16] - Manuel Martinez Rodriguez. ( 2006:006 CIV ). Analysis of Structural Damping, , , Yüksek Lisans Tezi, Lulea University of Technology.
- [17] - Anonim, (2010) Scale Manufacturers Association Load Cell Application and Test Guideline.
- [18] - Earl J. Wilson. (1978). STRAIN-GAGE INSTRUMENTATION.
- [19] - Norton, H. N. (1969). “Handbook of Transducers for Electronic Measuring Systems,” pp. 42ff.,Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, N.J. 1969.
- [20] - Anonim, (2014) Strain Gages and Instruments, Tech Note TN-515, MICRO-MEASUREMENTS.



## ÖZGEÇMİŞ



**Ad-Soyad** : SERDAR DALFİDAN  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 09.05.1990 / BURSA  
**E-posta** : serdardalfidan@gmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, Uludağ Üniversitesi, Mühendisli-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2012 yılında 3 ay Componenta adlı döküm firmasında mühendislik bölümünde uluslararası projeli stajyerlik programına katıldı.
- 2013 yılında Ficosa Otomatik adlı İspanyol firmada vites komuta sistemleri üzerine ürün mühendisliğine başladı ve 2013'den beri çalışmaya devam etmektedir.

### DOKTORA TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

### DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER: