

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR JİB KRENİN DENEYSEL GERİLME ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Adem CANDAS**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Konstrüksiyon Programı**

**OCAK 2013**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR JİB KRENİN DENEYSEL GERİLME ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Adem CANDAS  
503101200**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Konstrüksiyon Programı**

**Tez Danışmanı: Doç. Dr. Serpil KURT**

**OCAK 2013**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101200 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Adem CANDAS**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**BİR JİB KRENİN DENEYSEL GERİLME ANALİZİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :**      **Doç. Dr. Serpil Kurt**      .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :**      **Prof. Dr. C. Erdem İMRAK**      .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Doç. Dr. Cüneyt FETVACI**      .....

İstanbul Üniversitesi

**Teslim Tarihi :**      **15 Aralık 2012**

**Savunma Tarihi :**      **07 Ocak 2013**



## ÖNSÖZ

Tarihsel süreçte bilgisayar teknolojilerinin mühendislik alanında sağladığı faydalar yadsınamaz. Bununla beraber özellikle analiz konusunda güvenilirlikle ilgili soru işaretlerinin giderilmesi ve gerçeğe yakın modellerin elde edilmesi ile hata oranlarının mümkün olduğunca aza indirgenmesi halen üzerine çalışılması gereken bir konudur. Bu tezde, Sonlu Elemanlar Metodu ile statik yük analizleri yapılmış olan bir krenin, deneysel yöntemlerle test edilmesi ve sonuçlarının karşılaştırılması; böylece yeni tasarımlarda kullanılacak metotlara fayda sağlanması amaçlanmıştır.

Sevgisini, desteğini, özenini ve fedakarlığını her an hissettiğim ve beraber çalışmaktan büyük keyif aldığım, danışmanım Doç. Dr. Serpil Kurt'a; yüksek lisans ve tez sürecinde beni her an destekleyen, deneyimlerini paylaşmaktan hiç çekinmeyen yol göstericilerim, bilgi kaynaklarım Prof. Dr. C. Erdem İmrak ve Yrd. Doç. Dr. İsmail Gerdemeli'ye; desteğini hissetmekten gurur ve onur duyduğum Öğr. Gör. Yusuf Ziya Kocabal'a; beraber derslere girmekten sonsuz zevk aldığım ve kendisini ilgiyle izlediğim Öğr. Gör. Dr. Mustafa Özkırım'a; tezin her aşamasında yanımda olan, sonu gelmez sorularıma büyük bir sabırla yanıt veren ve deneylerde büyük emeği olan Ar. Gör. Eren Kayaoğlu'na; neşesi ve mutluluğuyla motivasyon kaynağım, oda arkadaşım Ar. Gör. Özlem Salman'a; üzerimdeki emeğini hiçbir zaman ödeyemeyeceğimi bildiğim Müh. Hüseyin Gündüz'e; sonsuz desteklerini hiç esirgemeyen ailem, Eşe Candaş ve Eda Nevra Ak'a ve hayatı çekilir kılan Samet Yılmaz'a sonsuz teşekkür ederim.

Aralık 2012

Adem Candaş  
Makina Mühendisi





## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER .....	vii
KISALTMALAR .....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOL LİSTESİ .....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY .....	xix
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
1.1 Tezin Amacı .....	2
1.2 Krenler.....	2
1.3 Jib Kren Konstrüksiyonu.....	4
1.4 Jib Kren Test Standartları.....	11
1.4.1 CEN.....	11
1.4.2 FEM .....	12
1.4.3 API .....	12
1.4.4 ISO .....	14
1.4.5 TSE / EN .....	14
<b>2. BDT MODELİ VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ .....</b>	<b>15</b>
2.1 BDT Modeli .....	15
2.2 Sonlu Elemanlar Metodu ile Analiz Süreci.....	16
2.3 Vinç Kolu Analizi Örneği .....	18
2.4 Analiz Sonuçları .....	22
<b>3. DENEYSEL ANALİZ.....</b>	<b>23</b>
3.1 Deney Koşulları ve Kurulum .....	23
3.2 SAE J987 ve Deney Basamakları.....	26
3.2.1 Tanımlar ve formüller .....	26
3.2.2 Deney basamakları .....	27
3.3 Deney Düzeneği / Ekipmanları ve Yazılımlar .....	30
3.3.1 Strain gage.....	30
3.3.2 Veri toplama ve kayıt sistemi.....	34
3.3.3 Sinyal işleme .....	36
<b>4. SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMALAR.....</b>	<b>39</b>
4.1 Tezin Yapılış Nedeni.....	39
4.2 SEM ve Deney Sonuçları .....	40
4.2.1 Sonlu elemanlar metodu sonuçları .....	40
4.2.2 Deneysel analiz sonuçları.....	43
4.3 Karşılaştırma .....	45
4.4 Öneriler.....	48
<b>EKLER.....</b>	<b>53</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>65</b>



## **KISALTMALAR**

<b>ADC</b>	: Analog Dijital Dönüştürücü
<b>API</b>	: American Petroleum Institute
<b>BDT</b>	: Bilgisayar Destekli Tasarım
<b>BS</b>	: British Standards
<b>CAD</b>	: Computer Aided Drawing
<b>CEN</b>	: Comite Europeen de Normalisation
<b>DIN</b>	: Deutsche Industrie Normen
<b>EN</b>	: European Standard
<b>FEM</b>	: The Federation Europeen de la Manutention
<b>ISO</b>	: International Organization for Standardization
<b>NBN</b>	: Bureau de Normalisation (Belçika)
<b>NEN</b>	: The Netherlands Standardization Institute
<b>NF</b>	: Association Française de Normalisation
<b>SAE</b>	: Society of Automotive Engineers
<b>SEM</b>	: Sonlu Elemanlar Metodu
<b>TSE</b>	: Türk Standartları Enstitüsü



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

<b>Çizelge 2.1</b> : St 52 için mekanik özellikler.....	20
<b>Çizelge 4.1</b> : Kren ağırlığı altında birim şekil değişimleri ve gerilmeler (SEM). ....	41
<b>Çizelge 4.2</b> : Test yükü altında birim şekil değişimleri ve gerilmeler (SEM). ....	42
<b>Çizelge 4.3</b> : Kren ağırlığından bağımsız olarak test yükünün etkisiyle oluşan birim şekil değişimleri ve gerilmeler (SEM). ....	42
<b>Çizelge 4.4</b> : Kren ağırlığı altında birim şekil değişimleri ve gerilmeler (Deney). ...	43
<b>Çizelge 4.5</b> : Test yükü altında birim şekil değişimleri ve gerilmeler (Deney). ....	44
<b>Çizelge 4.6</b> : Kren ağırlığından bağımsız olarak test yükünün etkisiyle oluşan birim şekil değişimleri ve gerilmeler (Deney). ....	45
<b>Çizelge 4.7</b> : Deneylein ve SEM'in karşılaştırılması (Kren ağırlığı). ....	45
<b>Çizelge 4.8</b> : Deneylein ve SEM'in karşılaştırılması (Test yükü ve kren ağırlığı). .	46
<b>Çizelge 4.9</b> : Deneylein ve SEM'in karşılaştırılması (yalnızca test yükü etkisi). ....	47
<b>Çizelge 4.10</b> : Akma dayanımı ile en büyük gerilmelerin oranları.....	48



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1 : Krenlerin sınıflandırılması [2].....	4
Şekil 1.2 : Kule kren [3]. ....	5
Şekil 1.3 : Vinç kolu. ....	6
Şekil 1.4 : İnşaat kreni [3].....	8
Şekil 1.5 : Mafsallı jib kren [3].....	8
Şekil 1.6 : Açık deniz petrol platformu jib kreni [4]. ....	9
Şekil 1.7 : Açık deniz petrol platformu jib kreni. ....	10
Şekil 1.8 : Silindirik gövdeli açık deniz petrol platformu jib kreni. ....	11
Şekil 1.9 : API Spec. 2C’de Kren Tipleri [7]. ....	13
Şekil 2.1 : Kren_1 ve Kren_2’nin BDT modeli.....	16
Şekil 2.2 : Bir boyutlu sonlu eleman [10].....	17
Şekil 2.3 : Üçgen tipli iki boyutlu sonlu eleman [10].....	17
Şekil 2.4 : İki boyutlu dörtgen biçimli sonlu elemanlar [10].....	17
Şekil 2.5 : Vinç kolu (Boom) 3 boyutlu görünüş. ....	18
Şekil 2.6 : Bağlantı noktaları belirlenmiş vinç kolu. ....	19
Şekil 2.7 : Doğrusal eleman (Beam) vektörleri. ....	19
Şekil 2.8 : Sonlu elemanlar ağı (mesh) oluşturma. ....	19
Şekil 2.9 : Yüklerin uygulanması. ....	20
Şekil 2.10 : Sınır koşullarının tanımlanması. ....	21
Şekil 2.11 : Analiz sonucunda elde edilen grafiksel gösterim. ....	21
Şekil 2.12 : Sonlu elemanlar analizi ile kritik noktaların belirlenmesi.....	22
Şekil 2.13 : Temel yön vektörleri. ....	22
Şekil 3.1 : Üretim aşamasında referans ölçümlerin alınması. ....	23
Şekil 3.2 : “M-Coat F” Kiti [11].....	24
Şekil 3.3 : Koruma kiti uygulanmış strain gage. ....	24
Şekil 3.4 : Kren_2_Ayak strain gage (hasarlı).....	25
Şekil 3.5 : Birim şekil değişimi. ....	26
Şekil 3.6 : Strain gage yapıştırma uygulaması. ....	28
Şekil 3.7 : Kren_1’de test yükünün kaldırılması. ....	29
Şekil 3.8 : Şematik strain gage gösterimi. ....	30
Şekil 3.9 : Strain gagein parça üzerine yapıştırılması.....	30
Şekil 3.10 : Wheatstone köprüsü. ....	32
Şekil 3.11 : Strain gage bağlı Wheatstone köprüsü. ....	32
Şekil 3.12 : C2A-06-062LW-350 model strain gage [13]. ....	33
Şekil 3.13 : Prosig P8048. ....	34
Şekil 3.14 : Deney düzeneğinin şematik gösterimi. ....	35
Şekil 3.15 : DATS programında kanal özelliklerinin tanımlanması.....	35
Şekil 3.16 : DATS programında ölçüm ve kayıt. ....	36
Şekil 3.17 : DATS ortamında sonuçların görüntülenmesi.....	36
Şekil B.1 : Krenin boş yükte, kendi ağırlığı altında birim şekil değişimleri (ön). ....	57
Şekil B.2 : Krenin boş yükte, kendi ağırlığı altında birim şekil değişimleri (arka)..	58

<b>Şekil B.3</b> : Krenin boş yükte, kendi ağırlığı altında gerilmeleri (ön). .....	59
<b>Şekil B.4</b> : Krenin boş yükte, kendi ağırlığı altında gerilmeleri (arka). .....	60
<b>Şekil B.5</b> : Krenin test yükü altında birim şekil değişimleri (ön). .....	61
<b>Şekil B.6</b> : Krenin test yükü altında birim şekil değişimleri (arka). .....	62
<b>Şekil B.7</b> : Krenin test yükü altında gerilmeleri (ön). .....	63
<b>Şekil B.8</b> : Krenin test yükü altında gerilmeleri (arka). .....	64



## SEMBOL LİSTESİ

$\varepsilon$	: Birim şekil değişimi
$\Delta L$	: Boy değişimi
$L_0$	: İlk boy
$\sigma$	: Gerilme
$E$	: Elastiklik Modülü
$\sigma_a$	: Akma Dayanımı
$V_g$	: Giriş voltajı
$V_\zeta$	: Çıkış voltajı
$V_{ref}$	: Referans testi çıkış voltajı
$V_{boş}$	: Ölü ağırlık testi çıkış voltajı
$V_{yük}$	: Çalışma testi çıkış voltajı
$\sigma_{boş}$	: Ölü ağırlık testi gerilmesi
$\sigma_{yük}$	: Çalışma testi gerilmesi
$\sigma_{ebg}$	: En büyük gerilme
$n$	: Gerilme testi kriteri
$GF$	: Gage faktörü
$R$	: Direnç
$\Delta R$	: Direnç değişimi
$\varepsilon_{SEMboş}$	: SEM’de ölü ağırlık testi birim şekil değişimi
$\sigma_{SEMboş}$	: SEM’de ölü ağırlık testi gerilmesi
$\varepsilon_{SEMyük}$	: SEM’de çalışma testi birim şekil değişimi
$\sigma_{SEMyük}$	: SEM’de çalışma testi birim gerilmesi
$\varepsilon_{SEMyük-boş}$	: SEM’de yalnızca yük nedeniyle oluşan birim şekil değişimi
$\sigma_{SEMyük-boş}$	: SEM’de yalnızca yük nedeniyle oluşan gerilmesi
$\varepsilon_{DENEYboş}$	: Denede ölü ağırlık testi birim şekil değişimi
$\sigma_{DENEYboş}$	: Denede ölü ağırlık testi birim gerilmesi
$\varepsilon_{DENEYyük}$	: Denede çalışma testi birim şekil değişimi
$\sigma_{DENEYyük}$	: Denede çalışma testi gerilmesi
$\varepsilon_{DENEYyük-boş}$	: Denede yük nedeniyle oluşan birim şekil değişimi
$\sigma_{DENEYyük-boş}$	: Denede yük nedeniyle oluşan gerilme



## BİR JİB KRENİN DENEYSEL GERİLME ANALİZİ

### ÖZET

Günümüzde gelişen sanayi ile birlikte kaldırma ve taşıma makinalarına olan ihtiyaç oldukça artmıştır. Artan talebi karşılamak için üreticilerin, geleneksel yöntemlere ek olarak yeni üretim ve kontrol mekanizmaları kullanmaları büyük önem kazanmıştır. Jib krenler, endüstriyel kaldırma ve taşıma işlemlerinde yaygın olarak kullanılan bir tür transport makinalarıdır. Bu tip krenlerin kullanıldığı özel alanlardan biri olan açık deniz petrol platformları kendine özgü koşulları gereği özel tasarımlara ihtiyaç duymaktadırlar. Bu tip platformların petrol veya gaz kuyuları içermeleri nedeniyle güvenlik önlemleri, kara ortamındakilere göre farklılık göstermektedir. Bununla beraber hava koşulları ve çalışma şartları gereği bu alanda özel standartlar uygulanması kaçınılmaz olmuştur. Açık deniz petrol platformlarında kullanılacak jib krenlerin imalatı dünyada yayınlanmış farklı standartlara göre tasarlanabilir. Bunlardan en önemlileri FEM ve API standartlarıdır. Bu tez çalışmasında API standartlarına uygun olarak tasarlanmış iki adet jib kren incelenmiştir.

Sonlu elemanlar metodu günümüzde gelişen teknoloji ile birlikte karmaşık sistemlerde rahatlıkla uygulanabilmektedir. Gerçeğe yakın simülasyonlar yapılması ile tasarımcılar birçok deneyi bilgisayar ortamında gerçekleştirmektedirler. Böylece tasarım süreci önemli ölçüde azalmakta, dolayısıyla zaman ve maliyet tasarrufu sağlanmaktadır. Yöntemin farklı alanlarda, güvenilirliği ve uygulanabilirliği deneysel yöntemlerle test edilebilmektedir. Gelecekte deneysel yöntemlerin yerini, büyük oranda bilgisayar ortamında yapılan modellemelere bırakması beklenmektedir. Bu çalışmanın hedeflediği önemli noktalardan biri sonlu elemanlar metodu ile elde edilmiş olan veriler ile deneylerden elde edilmiş olanların karşılaştırılması ve hata oranlarının tesbit edilmesidir. Böylece, gelecek tasarımlar için bir kaynak oluşturulması amaçlanmıştır.

İlk etapta, müşteri istekleri doğrultusunda yapılan analitik hesaplamalar ile tasarlanan jib krenler bilgisayar ortamında 3 boyutlu olarak tasarlanmıştır. Ardından tasarlanan modellerin, paket programlar kullanılarak sonlu elemanlar metodu ile statik yük analizleri yapılmıştır. Söz konusu statik yük analizleri daha sonra sahada gerçekleştirilecek olan deneysel analizler için bir temel teşkil etmektedir. Tasarımcı tarafından, bilgisayarda gerçekleştirilen bu uygulamaların ardından, belirlenen kritik noktaların incelenmesi için deney aşamasına geçilmiştir. Analizlerde tesbit edilen yüksek gerilmelerin olduğu noktalara strain gageler yapıştırılmış ve analog-dijital dönüştürücü özellikli veri toplama sistemi ile toplanan sinyaller dönüşüm denklemleri kullanılarak işlenmiştir. Dönüşüm denklemleri için gelecek uygulamalarda da kullanılacak kodlar hazırlanmıştır. Krenlerin çalışma ortamlarında gerçekleştirilen bu deneylerden elde edilen sonuçlar ile sonlu elemanlar analizlerinden elde edilenlerin karşılaştırılması ile literatüre katkıda bulunmaya çalışılmıştır. Çalışma süresince açık deniz petrol platformu üzerinde deneysel çalışma yöntemleri, gerçek zamanlı veri toplama ve işleme gibi konularda bilgi ve tecrübeler kazanılmıştır.



## EXPERIMENTAL STRESS ANALYSIS OF A JIB CRANE

### SUMMARY

With developing industry, the need for lifting and transferring machines has considerably increased nowadays. In order to meet this demand manufacturers have to use new design and control technologies in addition to traditional methods. Furthermore, economic conditions and rivalry between companies enforce them to decrease the time used for the design and production of machines. Using computer technologies in design, manufacturing, and analysis process can take some advantages in this field to the companies. On the other hand, reliable classic calculations and conventional methods still are in use in a lot of companies. In order to have confidence, on computer based analysis, comparing these two ways is so important for reliability of the projects.

There are a lot of kinds of transporting machines in the industry such as factories, shipyards, construction areas, and storages. Jib cranes are one of these kinds of machines used mostly. Design of jib cranes working in an off-shore petroleum and natural gas platform is a detailed and hard assignment because of their working conditions. About this, some standards and regulations are published by various foundations. FEM and API standards are the most well known standards in the world. In this thesis, two off-shore jib cranes were examined in terms of static structural analysis. All experimental studies were done according to SAE J987 referred in API Spec 2. According to the standard nominal load must be multiplied by 1.33 for the tests simply. In SAE J987, three conditions are stated for the tests. Firstly, Initial Reference Test Condition is defined as no-stress or zero stress condition of the crane structure before assembly process. Under this condition, the initial reference readings for each gage are obtained,  $N_1$ . Second is Dead Load Stress Condition, the completely assembled crane structure on the test site and in the test position or attitude, ready to apply the specified live load at specified radius,  $N_2$ . The last one is Working Load Stress Condition, the completely assembled crane structure on the test site and in the specified position, supporting the specified rated load,  $N_3$ . Dead Load Stress ( $S_1$ ) is the stress computed by using the difference in the readings obtained ( $N_2-N_1$ ) and Working Load Stress ( $S_2$ ) is the stress computed by using difference in the readings obtained ( $N_3-N_1$ ). Resultant Stress ( $S_r$ ) is the maximum stress induced in the structure as a result of  $S_1$  or  $S_2$ , whichever is greater in absolute magnitude. During this work, all notations were translated in Turkish. For the success of the test, measurement results have to be in limits that are stated before.

Finite elements methods can be used easily in analyzing of complex mechanical problems by a designer due to high technology. An engineer can design and analyze a construction and get results about his work with models look like their real design fairly. Computer based technologies lessen time that is spent identifying weak and critical points of a design at the same time. It can be said that computer analysis will be used in place of experimental studies in the future but, nowadays, current standards still require real observing results at the working conditions. So,

comparison of virtual and real analysis is an actual area for researches. In this context, two jib cranes, created and analyzed by a designer at some commercial computer programs which are produced on 3D designs and analysis, are subject to this thesis. Moreover, it is aimed to generate a source for future workings about jib cranes static load test experiments with results and suggestions in the study.

The first step of the project is to determine design parameters requested by the client. Secondly, a designer creates detailed 3D models of the cranes. At this point, some practical computer codes could be written so that a designer could use in the future easily by changing a few parameters. Both two cranes in the thesis have same design at all but they are on different platforms on the sea.

The third step is the computer analysis using finite element methods at a commercial program. 3D model of the crane were transferred from a CAD program to a FEM program in convenient file format. Afterwards, required values and descriptions must be set up in the analysis program. Each crane must hoist the 16 tons load with 32 meter boom radius and 12 tons load with 37 meter boom radius in the normal conditions. As stated in the standard the nominal load must be multiplied by 1.33 during computer analysis. Approximately 22 tons test load was used for each crane briefly. As a result, four critical points were identified: one on boom, one on leg, and two on pedestal back and front structures. At these points, crane structures have maximum stress levels when loaded. But, in question areas' stresses were substantially under the yield point of the St 52 steel. At first look although this confirms the design, these results are needed to be verifying by experiments before saying last words. So, critical points which are needed to be examined in the tests are found out in this easy way instead of complex calculations. Furthermore, this provides designers to go back in the process instantly and change some values in order to get optimum results.

After the computer analysis, the next step is the application of strain gages on the structure. The main objective of this application is obtaining the strain values at points under high stress by using strain gages. Then strain - stress relationships can be used to compute stresses. The strains on the surface are measured in order to get the internal stress of the parts. Generally, a strain gage consists of three levels. Grid-shaped sensing element of thin metallic resistive foil (3 to 6  $\mu\text{m}$  thick) is put on a base of thin plastic film (15 to 16  $\mu\text{m}$  thick) and then, these two elements are covered with a thin film for protection. Strain gages must be tightly bonded to sensing elements in order to elongate according to strain on the measuring parts. Fundamentally, when there is a change in the shape of metals, most of them undergo a change in electric resistance. The principal that is used to get strain is to measure the resistance change in strain gages. Generally, the sensing element of the strain gage composes of a copper-nickel alloy foil. To protect stain gages from environmental and mechanical effects that can develop during transportation and assembly process, a protective coating named M-Coat F commercially, is used for covering them. The alloy foil of the gages has a rate of resistance change proportional to strain with a certain constant called gage factor. For copper-nickel alloy resistance, it is around 2. Basically, 10-3 strain value causes 0.2% resistance change in a gage having 120 $\Omega$  resistance. In this thesis, three types strain gages were used. Gage factor is  $2.125 \pm \%0.5$  for C2A-06-062LW-350, which is the type used mostly in this study and produced by Vishay Micro-Measurement. For other gages are  $2.120 \pm \%0.5$  and  $2.095 \pm \%0.5$  at 24 $^{\circ}\text{C}$ . Because of the difficulties on the measurement of such minute resistance change by a conventional ohmmeter

accurately; they are measured with a dedicated strain amplifier using an electric circuit called as Wheatstone bridge. In experiments, to obtain data from strain gages and present it, Prosig P8048 device was used. Sixteen slots are available on it, but only four of them were enough to measure four strains simultaneously. This device also includes analog-digital converter to convert the signals coming from strain gages. DATS is a program used with Prosig, which can show the values of output voltage. To determine which Wheatstone bridge will be used during studies is also possible by users. On the other hand, some equations are written to calculate strain and stress results by using voltages. These equations are coded at MATLAB parametrically. Thus, they can be run by easy changes at next studies like this.

In conclusion, static test load experiments were done for each crane according to API Spec 2. Three types of measurements were done. These were initial reference test, dead load test and, working load tests. After getting results from these tests, resultant stress was calculated for every point. According to the standard, resultant stress must be compared with the yield point of the material that is used with reliability factor. As a consequence, computer based analysis confirmed reasonably by experimental tests and all result were in the limits allowed. The strain gages at points on the legs of the each crane were damaged before test. It was assumed that some environmental or human effects could cause this situation. Owing to inappropriate circumstances, it was impossible to reapply the strain gages on this point before tests.





## 1. GİRİŞ

İnsanoğlu yüzyıllardır büyük güç gerektiren işler için makinaları kullanmışlardır. İnsanlık tarihi kadar eski olan bu araçlar, en basit örneği kaldıraçtan bu yana, gelişen teknolojilerle beraber büyük değişimler geçirmişlerdir. Artan talebi karşılamak için her geçen gün daha fazla yük taşıyabilen, bunu yaparken de en üst düzeyde güvenlik sağlayabilen makinalar geliştirilmesi, ihtiyacın ötesinde zorunluluk haline gelmiştir. Kaldırma ve taşıma makinalarının gelişmesini tetikleyen endüstriyel gelişmeler, gün geçtikçe daha büyük yükleri daha kısa zamanda, daha az enerji ile taşımaya önemli kılmıştır. Bununla beraber büyüyen ve gelişen dünyada ticaretin sınırları neredeyse ortadan kalkmış ve uluslararası rekabet büyük önem kazanmıştır. Böyle bir ortamda, müşteri isteklerine cevap verebilecek hızda ve kalitede üretim yapmak her işletmenin hedefidir. Artan rekabetin getirmiş olduğu bir diğer zorunluluk ise maliyetleri en aza indirmedir. Tüm bu etkenler bir arada düşünülürse işletmelerin en iyi performansla çalışabilmeleri için geleneksel tasarım ve üretim süreçlerini çağın gereklerine uygun olarak gelişen teknolojiyle beraber yenilemeleri gerekmektedir. Son yıllarda artan bilgisayar kullanımı sayesinde günümüzde tasarımlar, büyük bir hızla ortaya çıkmaktadır. Tasarım aşamasının kontrolü ve analiz kısmı da güvenilirliği giderek artan ve yüksek doğrulukta sonuçlar veren modellemeler ortaya koymaya imkân sağlamaktadır. Özellikle sonlu elemanlar analizlerinin bilgisayar ortamında paket programlarla yapılabilmesi tasarım doğrulama aşamasında önemli bir yer tutmaktadır. Ancak standartlar henüz bilgisayar ortamında yapılan testlerin doğruluğu ve güvenilirliğini kabul etmekten uzaktır. Bu nedenle yapılan analizlerin ve değerlendirmelerin deneysel olarak doğrulanması halen zorunlu bir durumdur. Teknolojinin -özellikle son yıllarda- gelişme hızı göz önünde bulundurulduğunda, gelecekte, bilgisayar analizlerinin yeterli görüldüğu tasarım süreçleri öngörülebilir. 21. yüzyılın ilk yıllarında yaşanan bu durum bir geçiş süreci olarak adlandırılabilir. Bu süreçte, bilgisayar analizleri sonuçları ile deneysel sonuçların kıyaslanması ve sonuçlarının irdelenmesi gerekmektedir. Bu çalışmaların, gelecekte yapılacak olan tasarımlar için yol gösterici nitelikte olacağı, benzer uygulama alanları için kaynak

oluşturacağı ve geliştirilmesi gereken alanlara dikkat çekeceği düşünülürse konunun önemi daha belirgin hale gelecektir. Sanayide kullanılan ağır yük kaldırma ve taşıma makinalarından biri olan jib krenler için yapılmış olan bu çalışma özellikle bilgisayar analizlerinde statik yük altında saptanan yüksek gerilim noktalarının, strain gagelerle, gerçek ortamda test edilmesinden ve sonuçların irdelenmesinden oluşmaktadır.

## **1.1 Tezin Amacı**

Tüm bu ihtiyaçlar göz önüne alınarak, yük kaldırma ve taşıma için kullanılan jib krenlerin deneysel yöntemlerle statik yük kaldırma testleri yapılmıştır. Tezin konusunu oluşturan, deneysel analizlerle, sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizlerin karşılaştırılması ve yorumlanması gelecekte yapılacak tasarımlara ve çalışmalara bir kaynak niteliği oluşturacaktır. Bu tezle birlikte literatüre, bu alanda yapılan karşılaştırmalar ve sonlu elemanlar yönteminin doğruluğunun test edilmesi bakımından küçük de olsa bir katkıda bulunulmaya çalışılmıştır. Bu çalışmanın içerisinde kullanılan deney düzeneğinin kurulması açıklanmıştır. Kullanılan araçlar ve bilgiler anlatılmıştır. Bunlarla beraber veri toplama ve işleme konusunda yapılan çalışmalarda kullanılan kodlar, gelecek çalışmalar için faydalanabilecek bir kaynak oluşturabilir. Bu çalışmaların hızlı ve güvenilir yapılabilmesi için kullanılan yöntemlerin literatüre kazandırılması amaçlanmıştır.

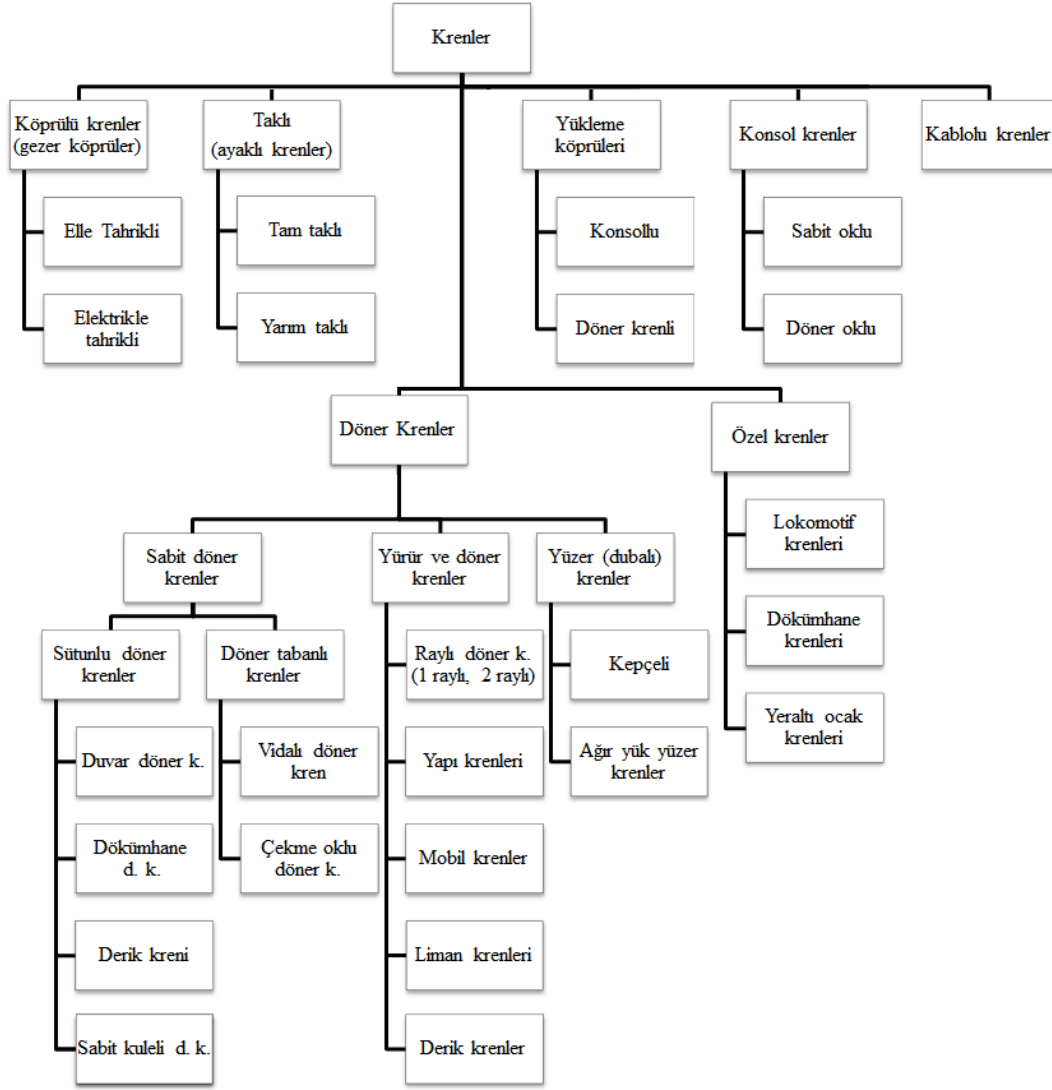
## **1.2 Krenler**

Endüstriyel taşıma faaliyetleri genel olarak herhangi bir malzemenin, malın veya ürünün bir yerden başka bir yere taşınması olarak tanımlanabilir. Taşıma işlemlerinde mevzubahis yük gerektiğinde insan da olabilmektedir. Bu işlevleri yerine getiren araçlara “kaldırma ve taşıma makinaları” veya “transport makinaları” denir [1].

Endüstride, taşıma sistemleri iyi planlanmamış bir tesisin işletilmesi oldukça zordur. Bir ürün elde edebilmek için kullanılan malzemenin ve araç gereçlerin alan içi ve dışı, ekonomik ve güvenilir bir şekilde nakli büyük önem arz etmektedir. Bu sistemlerin kullanıldığı alanlar çeşitlilik göstermektedir. Özellikle makina üretim sanayi, limanlar, tersaneler, inşaat şantiyeleri, depolar, fabrikalar gibi tesislerde ve alanlarda kullanılan bu makinalar kullanım yerlerine göre de adlandırılmaktadırlar. Özellikle

tesise dışarıdan getirilen ve üretimin temel elemanı olan ham maddeler, makinalar, yarı mamuller ile tesisten dışarı taşınan, son kullanıcıya ulaştırılacak ürünler, depolanmak veya arıtmak için tesisten uzaklaştırılan atıklar için kullanılan sistemler “dış taşıma sistemleri” olarak adlandırılır. Dış taşıma genelde bilindiği üzere kara, deniz ve hava taşıtları ile gerçekleştirilebileceği gibi kömür ham maddesi ile elektrik üreten santraller gibi tesislerde bantlı konveyörlerle de sağlanabilir. Yine bu taşıma araçlarına da gerekli malzemelerin yüklenmesi ve boşaltılması için de “kaldırma makinaları” kullanılır. Üretim tesisleri içine alınmış malzeme ve malların birimler arası taşınma ve dağıtım gibi işlemlerinde kullanılan araçların tümüne de “iç taşıma sistemleri” denir. Taşınacak olan malzemelerin boyutları, ağırlıkları, cinsi ve mekanik özellikleri gibi unsurlar seçilecek olan kaldırma ve/veya taşıma makinasının belirlenmesinde önemli etkenlerdir. Kaldırma ve taşıma makinaları “kesikli çalışma” ve “sürekli çalışma” durumlarına göre ayrılırlar. Kesikli çalışmada söz konusu hareket periyodik olarak yapılır. Sistem taşınmak istenen malı belli bir döngüde “durma”, “hızlanma”, “düzgün hareket” ve “yavaşlama” aşamaları ile ilerletir. Döngü tamamlandığında makina tekrar aynı harekete başlar. Sürekli transport makinalarında ise hareket kesintisizdir. Kesikli çalışan transport makinalarına “kaldırma makinaları”; sürekli çalışan transport makinalarına ise “taşıma makinaları” denir [2]. Yükleri sadece kaldıran kriko, palanga ve vinç basit kaldırma makinalarına örnek gösterilebilir.

Vinç sözcüğü günlük konuşma dilinde kren kelimesi yerine sık sık, yanlış olarak kullanılmaktadır. Vinçler yükleri sadece kaldırmaya ve tek bir yöne çekmeye yarayan kaldırma makinalarıdır. Bir vinç yük tutma elemanı, çekme elemanı (tel halat veya zincir), dişli çarklar ve tamburdan oluşur. Vincin tek eksenli hareketine karşılık krenler üzerinde vinç donanımı bulunan mekanizmalar olmalarıyla beraber dönme ve öteleme hareketlerini de yapabilirler. Böylece krenler üç eksenle hareket kabiliyetine sahip olan sistemler olarak, atölye, fabrika, şantiye, depo, ambar gibi ortamlarda oldukça kullanışlı olabilmektedirler. Kaldırma makinalarının seçiminde ve sınıflandırılmasında taşınacak kütlelerin büyüklüğü, türü, taşıma mesafesi ve makinanın kurulduğu veya inşa edildiği ortam önem göstermektedir. Bu nedenle krenler için tam bir sınıflandırma yapmak zordur (Şekil 1.1). Krenler kesikli çalışan transport makinalarındandır.



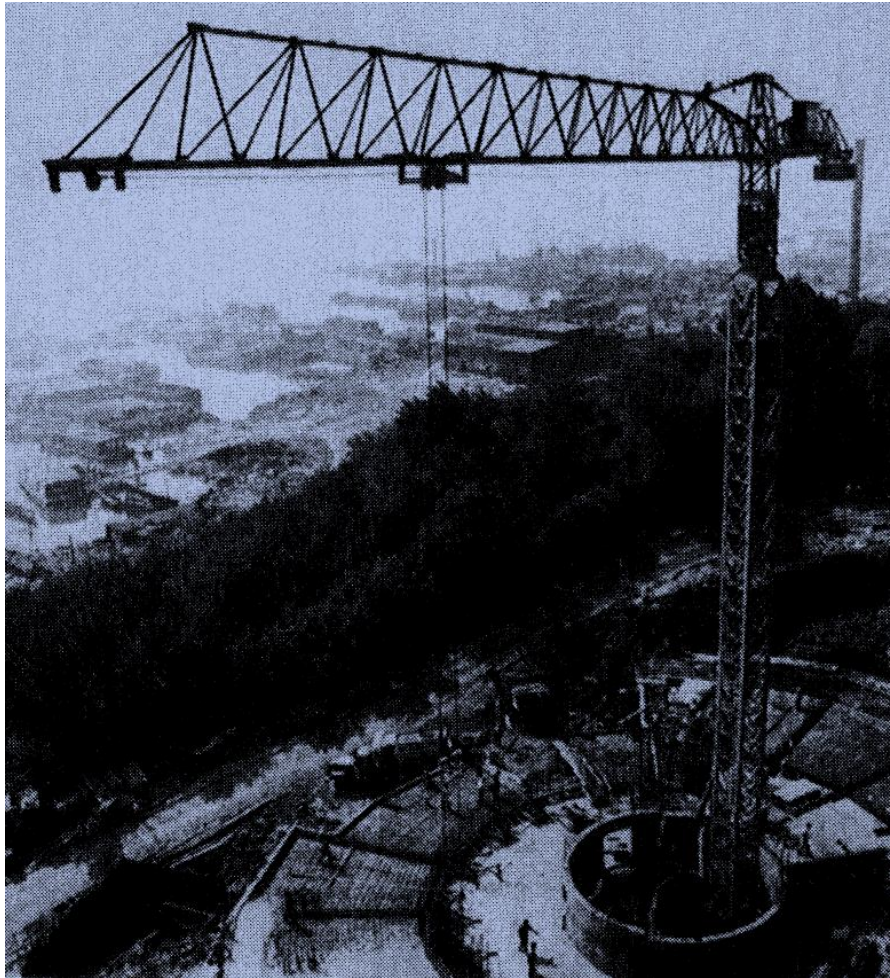
Şekil 1.1 : Krenlerin sınıflandırılması [2].

### 1.3 Jib Kren Konstrüksiyonu

Endüstride kullanılan krenlerin tasarımı standart tasarımların ötesinde müşteri ihtiyaçları ve koşullar göz önünde bulundurularak projelendirilir. Zaman içinde çeşitli kurumların oluşturdukları tasarım çerçeveleri olmasına karşın, değişen ortam koşulları ve istekler proje detaylarında yerel değişiklikleri beraberinde getirir. Bu bakımdan söz konusu imalat süreci çok değişkenli bir işlemdir. Kaldırma yükü, açıklık, çalışma hızı, kaldırma yüksekliği ve işletme şekline göre her proje kendine özgü bir hal almaktadır. Kren tipinin belirlenmesi için çalışma koşullarının iyi tespit edilmiş olması, nakliye ve montaj gibi etmenlerin iyi değerlendirilmesi gerekmektedir. Oldukça büyük boyutlu bu tip konstrüksiyonların her defasında

yeniden projelendirilmeleri, kendine özgü problemlerinin çözümü yüksek oranda deneyim ve öngörü ihtiyacı doğurmaktadır.

Kren literatürü henüz Türkçe’de tam olarak karşılık bulmamış kelimelerle doludur. Farklı dillerden dilimize geçen kelimeler bazen çevrilmekte bazen de olduğu gibi kullanılmaktadır. Örneğin Şekil 1.2’de görülen kren, Türkçe’de “kule vinç” olarak anılmakta olmasına karşın, [3] nolu kaynakta yer aldığı üzere “jib tower crane” şeklinde isimlendirilmiştir.



**Şekil 1.2 :** Kule kren [3].

“Jib” terimi krenin, yükü taşıyan halatlarının ve vinç sisteminin bağlı olduğu ana taşıyıcı gövdeye montajlı kısmını ifade etmektedir. Bununla beraber “jib” terimi yerine “boom” kelimesi de kullanılmaktadır. Yerli endüstride “boom” terimi yaygın olarak kullanılmaktadır. Türkçe’de “boom” terimi yerine “vinç kolu” kullanılabilir; tezin bundan sonraki kısımlarında “boom” yerine “vinç kolu” terimi kullanılacaktır (Şekil 1.3).



**Şekil 1.3 :** Vinç kolu.

Genelde kullanımda olan jib kren türleri üç grupta toplanabilir. Vinç kolu elemanının yatay pozisyonda sabit veya uç noktası kule yönünde biraz yukarı kaldırılmış olan tipe “saddle” veya “hammerhead” denmektedir. Bu tipin örneği Şekil 1.2’de görülebilir. Şekilde de görüldüğü üzere kancanın bağlı olduğu vinç mekanizması vinç kolu boyu boyunca ileri geri hareket edebilir; böylece kanca yarıçapı değiştirilebilir hale gelmektedir. Yarıçapı değiştirmek için kullanılan sistemin tahriki bağımsız bir vinç ve halat mekanizması ile sağlanmaktadır. Diğer vinç ise aynı zamanda karşı ağırlık olarak da kullanılmaktadır ve vinç kolunun ters tarafına yerleştirilmiştir. Yabancı literatürde bu yerleşim odasına “counterweight jib” veya basitçe “counter jib” denmektedir. Bu kısmın görevi ana yükü taşımak ve gereken gücü sağlamaktır.

Bazı istisnalar haricinde bir jib kren  $360^0$  dönebilecek yeteneğe sahiptir. Krenin, servis dışında iken rüzgâr etkisi ile serbestçe dönebilmesi gerekir. Aksi halde sert rüzgârların doğurmuş olduğu kuvvet sisteme zarar verebilir. Bu hareketin elbette ki yüksek şiddetteki rüzgârların meydana getirdiği kuvvetlerle serbest savrulma halinde ortaya çıkması istenmez. Söz konusu hareketin, krenin üzerindeki yüklerin etkisini azaltıcı ekti göstermesi için -bir çeşit sönümleme- tasarlandığı unutulmamalıdır.



Yavaşça dönen ve yönünü rüzgârın esiş yönüne göre ayarlayan vinç kolu sayesinde fırtına seviyesindeki hava hareketlerinin krene zarar vermesi engellenir.

Kule krenler genellikle 36 m/s hızla esen rüzgârlara göre tasarlanırlar. Kren tasarımında kullanım yerinin özellikleri özellikle göz önünde bulundurulması gereken tasarım ölçütlerinden biridir. Bu alanlardaki rüzgâr, krenin boyutuna ve tasarımına da bağlı olarak farklı etkilerde bulunabilir. Örneğin hava akımlarının çokça görüldüğü ve sert rüzgârların etkisinin önemli derecede hissedildiği açık denizlerde kullanılacak krenlerin daha yüksek standartlara göre projelendirilmesi gerekmektedir. Projeden projeye değişmekle beraber özellikle açık denizlerde 72 m/s rüzgâr hızında bile çalışabilecek krenler yapılmaktadır.

Jib krenlerde bulunan vinç mekanizmasında aşırı yük uyarısı veren ve sistemin çalışmasını durduran mekanizmalar bulunmaktadır. Planlanan kapasiteden fazla yük kaldırılmaya çalışıldığında yük ölçme sistemi ağırlıkları tartmakta ve aşırı yük uyarısını vinç operatörüne iletmektedir. Böylece krenin izin verilen sınırlar dışında yük kaldırması engellenmektedir.

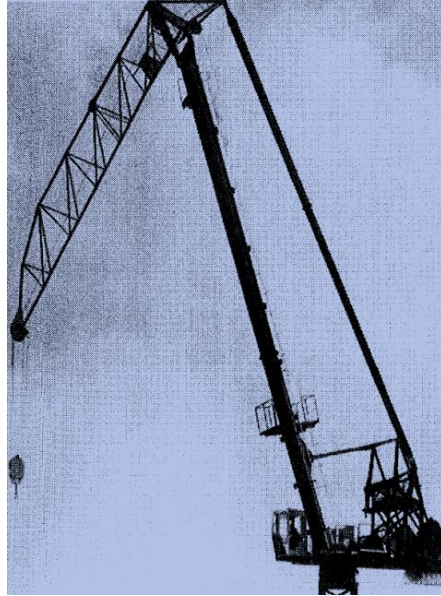
Bu tip krenlerin tasarım koşulları gereği, kule yüksek oranda eğilme momentine maruz kalmaktadır. Özellikle kulenin zemin ile temasını sağlayan “ayak” elemanlarında dönüş yönüne bağlı olarak büyük çekme ve basma gerilmeleri meydana gelmektedir. Aynı şekilde bir diğer kritik nokta ise krende kullanılan bağlama elemanlarıdır. Özellikle cıvataların yüksek dayanımlı seçilmesi, sıkılma miktarlarının iyi ayarlanması ve kontrol altında tutulması önemlidir. Montaj aşamasında iyi bağlanmamış cıvataların zarar görmesi sistemde ciddi hasarlara yol açabilir. Günümüzde bu sorunun önüne geçebilmek için cıvataya alternatif olarak kullanılacak yeni bağlantı türleri geliştirilmektedir [3].

Bir diğer tip jib kren ise “luffing jibs (inşaat kreni)” olarak anılır. Bu tipte ise kule döner bir platformun üzerine inşa edilir. Söz konusu platform aynı zamanda güç odasını ve karşı ağırlıkları taşır. Şekil 1.4’te bir örneği görülen krenin motorlarından vinç kısmına güç iletimi halatlar yardımıyla yapılmaktadır. Bu halatlar kule boyunca uzanırlar ve güç iletirler. Bu nedenle bu tip krenlerde, kuleye fazladan bir basma kuvveti etki etmektedir. Projelerin tasarım aşamalarında kulelerin basma gerilmesine maruz kaldığı göz önünde bulundurulmalıdır. Yine aynı şekilde görülmekte olan kren 43,6 m. yüksekliğinde kuleye ve 26 m. uzunluğunda vinç koluna sahiptir.



**Şekil 1.4 :** İnşaat kreni [3].

Son tip jib kren ise “articulated jib” veya “mafsallı jib kren” olarak anılmaktadır (Şekil 1.5). Vinç kolunun orta kısımlarındaki mafsallı mekanizması nedeniyle bu ismi almış olan tip çok yaygın olarak kullanılmamaktadır. Kule yapısı olarak “saddle jib” tipiyle aynı yapı üzerine inşa edilebilirler. Bu tipin avantajı sert rüzgârlara karşı; servis dışı olduğu zamanlarda azaltılabilen vinç kolu yarıçapı nedeniyle daha kolay korunaklı hale getirilebilmesidir.



**Şekil 1.5 :** Mafsallı jib kren [3].



Bu tezin asıl konusunu oluşturan jib kren ise açık deniz petrol platformları için özel olarak üretilmiş bir modeldir (Şekil 1.6).



**Şekil 1.6 :** Açık deniz petrol platformu jib kreni [4].

Klasik tipteki kule vinçlerle benzer özellikler taşımakla beraber bahsedilen üç tipten ilki ile yüksek benzerlikler göstermektedir. Benzer tasarıma sahip olan jib krenin vinç kolu tasarımı ve güç odası yerleşimi ilk modelde anlatıldığı gibidir. Farklılık gösterdiği noktaların başında kule kısmı yer almaktadır. Kullanılan krenin ağırlığını bir platform üzerine yerleştirilmiş dört tane ayak taşımaktadır. Bu platformun üzerine açılan vida delikleri ile ayaklar sabitlenmiştir. Bununla beraber ayaklara dikey; platforma paralel pozisyonda yerleştirilmiş hidrolik sistemler aracılığıyla sistem tek yönde hareket edebilme yeteneğine sahiptir. Cıvataların çözülüp, hidrolik mekanizma çalıştırılmasıyla kren Şekil 1.7’de görülen vinç kolu doğrultusunda bir hareket yapılabilmektedir.



**Şekil 1.7 :** Açık deniz petrol platformu jib kreni.

Bu ayakların bağlı olduğu üst platform “pedestal” adı verilen ve ilk modelde anlatılmış olan “kule” kısmıyla aynı vazifeyi gören kısmı taşımaktadır. Bu silindirik yapı, üst platforma sabitlenmiş haldedir ve krenin ana gövdesini oluşturmaktadır. Pedestal herhangi bir yönde hareket serbestliğine sahip değildir. Krenin karşı ağırlığını oluşturan güç odası ve tahrik sistemi pedestala dişli mekanizmaları ile bağlanmıştır. Bu bağlantı ile vinç kolu, güç odası, tahrik mekanizmaları ve operatör kabini pedestal etrafında 360<sup>0</sup> dönebilmektedir. Silindirik yapının içindeki boşluk kulenin tepesine tırmanmak için kullanılan merdiven için yer teşkil etmiştir. Pedestalın iç kısmı aynı zamanda kablolama için de kullanılmıştır. Vinç kolunun uç noktasına sabitlenmiş makaralar ile yük taşıyıcı halatlar her zaman vinç kolunun en uç noktasından bağlanmaktadır. 37 m. uzunluğundaki kolun dikey eksenindeki hareket kabiliyeti istenilen yarıçapta yük taşınmasına olanak sağlamaktadır. Bu değişken yarıçapla beraber 360<sup>0</sup> dönüş özelliği ile krenin 37 m. yarıçapındaki bir daire içinde

çalışabilmesi sağlanmıştır. Çalışma sınırları olarak belirlenen 37 m. yarıçapta 12 ton; 32 m. yarıçapta 16 ton değerlerin yanında en fazla ulaşılabilen yükseklik 45 m.'dir. Şekil 1.8'de benzer bir jib kren de görülmektedir.



**Şekil 1.8 :** Silindirik gövdeli açık deniz petrol platformu jib kreni.

Bu tür krenlerin açık denizde ve petrol platformları üzerinde çalışacak olmaları ex-proof<sup>1</sup> olarak inşa edilmelerini gerektirmektedir. Söz konusu ortam koşulları gereği açık denizlerdeki rüzgâr hızları iyi tahlil edilmeli ve tasarım aşamasında buna dikkat edilmelidir.

## **1.4 Jib Kren Test Standartları**

### **1.4.1 CEN**

Açılımı “Comite’ Europe’ en de Normalisation” olan Avrupa merkezli organizasyon krenler ve benzeri alanlarda standartlar yayınlamakta ve var olan standartları yenilemektedir. CEN standartları ileride DIN, BS, NEN, NBN ve NF standartlarının ve kaldırma makinaları için belirlenmiş FEM kurallarının yerine geçecektir [5].

---

<sup>1</sup> Ex-proof: Kolay alevlenebilen malzemelerin bulunduğu ortamlarda kullanılan cihaz ve mekanizmaların sahip olması gereken özellik. Türkçe’de “alev aldırılmaz/geçirmez” olarak kullanılabilir.

CEN’de kren konstrüksiyonları ile ilgili farklı standartlar olmakla beraber test için yayınlanmış olanlar EN12644-1: 2001 “Cranes - Information for use and testing - Part 1: Instructions” ve EN 12644-2: 2000 “Cranes - Information for use and testing - Part 2: Marking”tir.

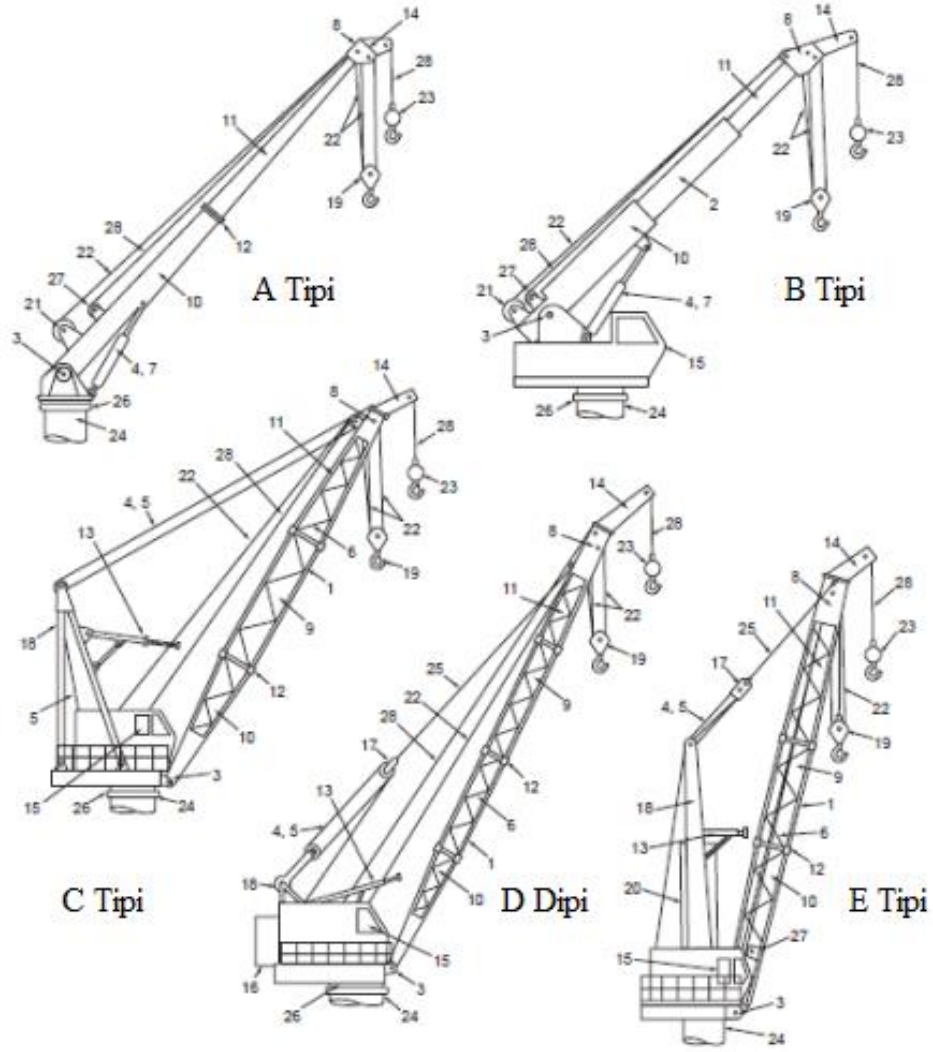
### **1.4.2 FEM**

Kren alanında tanınmış kurumlardan biri de “The Federation Europeen de la Manutention”dır. FEM kuralları dünyaca kabul görmüş ve yaygın olarak kullanılan dokümanlar haline gelmiştir. Ancak Avrupa ülkeleri artık kren konusunda, CEN standartlarını desteklemekte ve DIN, BS, NEN ve NBN standartlarını geliştirmemektedirler. Bununla beraber FEM kurallarının yayını da duracaktır [5]. FEM konu ile ilgili kurallarını “Rules for the Design of Hoisting Appliances” isimli kitapçıkta toplamıştır. Kitapçığın 8. bölümü test yükleri ve koşulları ile ilgilidir. Kurallar testlerin aşırı yük durumunda; test yükü çarpanı 1,4 iken yapılmasını gerektirmektedir [6]. Bu, sistemin normal koşullar altındaki çalışma yükünün %140’ı ile test edilmesi anlamına gelmektedir. Bu belgede şekil değişiminin ve gerilmelerin ölçülmesi için kritik noktaların belirlenmesi için net bir yöntem ortaya koyulmamıştır. Bu noktada en yüksek gerilmelerin meydana geldiği bölgeleri tespit etmek tasarımcıya düşmektedir.

### **1.4.3 API**

Amerikan Petrol Enstitüsü (American Petroleum Institute API) 1995’te 5. sürümünü yayınladığı “Specification for Offshore Pedestal Mounted Cranes” isimli şartnamenin 6. sürümünü 2004 yılında yayınlamıştır. Enstitü, açık deniz için tasarlanmış, İngilizce’de “Offshore pedestal mounted cranes” olarak anılan, Türkçe’de kısaca “jib kren” olarak bilinen ve petrol platformları üzerinde kullanılan krenler için tasarım, üretim ve test standartlarını belirlemeyi amaçlamıştır. “API Spec 2C” [7] kodu ile isimlendirilen bu standart konu ile ilgili oldukça özelleşmiş bir metindir.

Spec 2C, kren tasarımcıları açısından mühim bir kaynaktır. Şekil 1.9’da görülen kren tiplerinin tanıtımından başlayarak bir jib krenin tüm tasarımları için bilgi sunmaktadır. Bu tezin konusunu oluşturan ve daha önce de bahsedilen kren tipi şekilde “E Tipi” olarak belirtilen tiptir.



**Şekil 1.9 :** API Spec. 2C'de Kren Tipleri [7].

Şartnamede, vincin devreye alma kontrolleri için alıcı ve üretici arasındaki anlaşmalara da bağlı olarak farklı testler yapılabileceğini belirttiği gibi bazı başlıkların önemi de özellikle vurgulanmıştır. Bunlar: farklı yarıçaplarda ana ve yardımcı ana kanca yük testleri, vinç kolu ve kanca hız testleri, dönme ve serbest dönme testleri, aşırı yük (normal kapasitenin 1,33 katı) testleri gibi aşamalıdır.

API Spec. 2, testlerin ayrıntılı açıklaması ve test yöntemi için Society of Automotive Engineers (SAE) tarafından yayınlanan “SAE J987” [8] standartına atıfta bulunmaktadır. Bu standart, tezin konusunu oluşturan krenlerin testlerinin yapılmasında kullanılmıştır. SAE J987'nin belirtmiş olduğu ayrıntılı test aşamaları ve şartları, 3. bölümdeki “SAE J987 ve Deney Basamakları” başlığı altında incelenmiştir.

#### **1.4.4 ISO**

Uluslararası Standart Organizasyonu, ISO da krenler hakkında standartlar yayınlamıştır. Bu standartlar krenlerin farklı kısımları ile ilgili ayrıntılı bilgiler içermektedir. Yine de endüstride en sık kullanılan standartlar FEM kuralları ve API standartlarıdır.

#### **1.4.5 TSE / EN**

Türk Standartları ilgili konuda Avrupa standartlarını benimsemiştir. “EN 12999, Cranes - Loader Cranes” standardının Türkçe’ye çevrilmesi ile “TS EN 12999, Krenler - Yükleyici Krenler” standardı ortaya çıkmıştır. Bu standartta tezin konusunu oluşturan statik yük testlerinde, FEM’de 1,4 ve API/SAE’de 1,33 olarak verilmiş olan nominal kapasitenin çarpım oranını 1,25 olarak belirtilmiştir [9]. Bununla beraber kren tasarımı ve testleri ile ilgili genel bilgiler içermekte olan belge aynı zamanda British Standards’ta da aynı kod numarası ile kullanılmaktadır.

## **2. BDT MODELİ VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ**

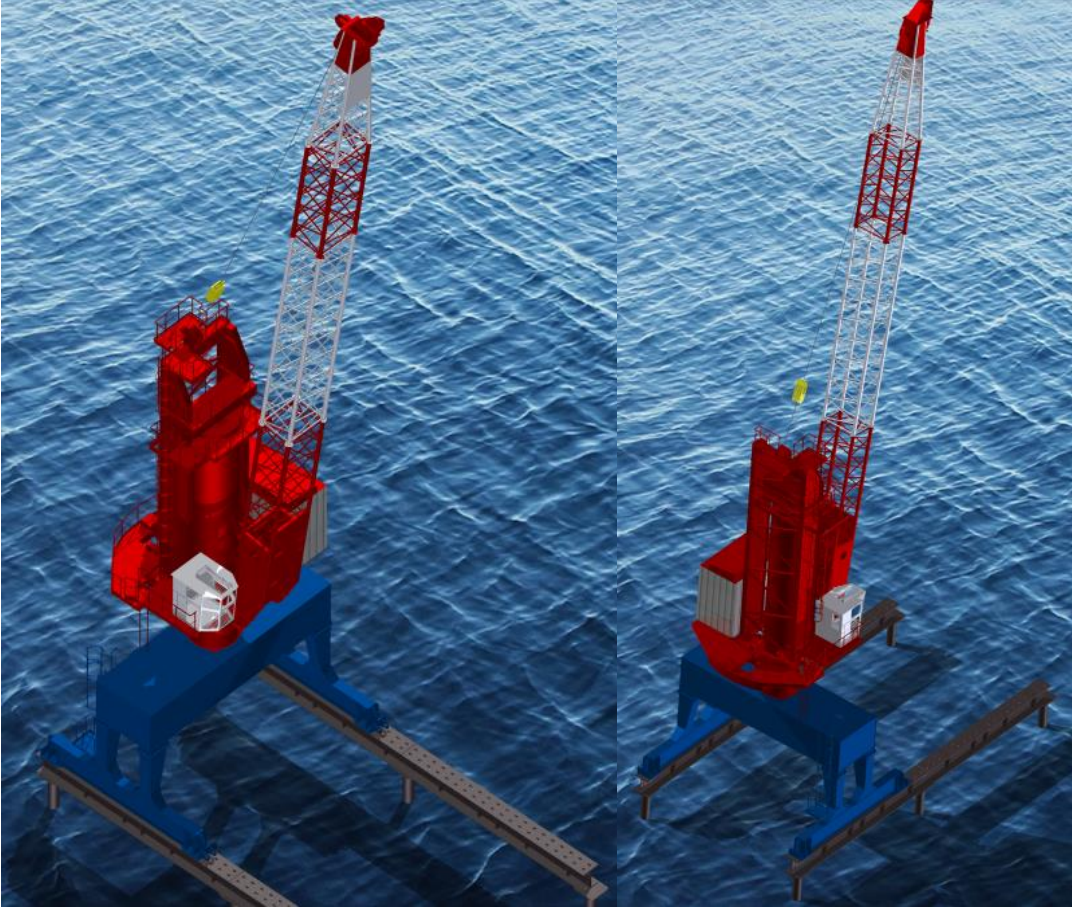
İngilizce’de “Computer Aided Design” veya “Computer Aided Drafting” bilgisayar ortamında çizim ve tasarım süreçlerini ifade eden terim kısaca “CAD” olarak Türkçe’ye yerleşmiş durumdadır. Yabancı dillerden Türkçe’ye direkt geçen kelimelerin nedeni olarak genelde “tam karşılık bulunamaması” gösterilir ancak bu durumda “Bilgisayar Destekli Tasarım” çevirisi oldukça uygun ve mantıklıdır. Bu tezde de belirtilen çeviri ve kısaltması “BDT” kullanılmıştır.

Tezin konusunu oluşturan deneyler birbirinin aynı iki adet “açık deniz petrol platformu jib kreni” üzerinde yapılmıştır. Yapılacak analizlerin ve deney sonuçlarının aktarımında karmaşa yaratmaması açısından ilk kren “Kren\_1”; ikinci kren ise “Kren\_2” olarak anılmıştır. Bu krenler arasındaki tek fark aynı deniz üzerinde olmakla beraber, çalışma alanlarının farklı petrol platformları olmasıdır. Montajları karada gerçekleştirilen her iki kren, platformlar üzerine taşınmıştır. Burada devreye alma işlemleri ve testleri gerçekleştirilmiştir.

### **2.1 BDT Modeli**

Aynı tasarıma sahip olan Kren\_1 ve Kren\_2’nin AutoCAD programında çizilmiş 3 boyutlu bilgisayar destekli tasarım (BDT) modeli Şekil 2.1’de görülmektedir. Bilgisayar destekli tasarımlarda zamandan kazanmak ve maliyetleri en aza indirmek için tasarımcılar çeşitli kodlar yazabilmektedirler. Bu sayede istenilen özelliklere sahip kren tasarımları, gerekli veriler girildiğinde program tarafından otomatik olarak oluşturulmaktadır. Böylece zamandan kazanımın yanında bir sonraki tasarımlar için temel oluşturacak planlar ortaya koyulabilmektedir. Bununla birlikte programda tanımlanan değişkenler aracılığıyla tasarımda geri dönüşler yapılabilmektedir. Bu hem güncel hem de gelecek tasarımlar için modüler çalışma imkânı sağlamaktadır. Bununla beraber farklı koşullar ve istekler doğrultusunda tasarımların oldukça çeşitlilik göstermesi nedeniyle standartlaşmada zorluklar yaşanabilmektedir.





Şekil 2.1 : Kren\_1 ve Kren\_2'nin BDT modeli.

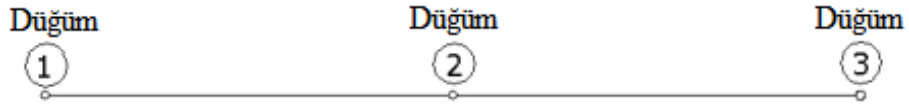
## 2.2 Sonlu Elemanlar Metodu ile Analiz Süreci

Sonlu Elemanlar Metodu'nun tarihi süreci yüzyıllar öncesine dayanmaktadır. Pi sayısının tam olarak elde edilemediği zamanlarda matematikçiler çemberin çevresini bulmak için poligonlar çizmişlerdir. Bu poligonların kenar sayıları arttıkça şekil çember formuna yaklaşmakta ve elde edilen toplam kenar uzunluğu çemberin çevresinin uzunluğuna yakınsamaktaydı. Günümüze kadar uzanan süreçte bu metot gelişim göstermiş ve karmaşık sistemlerde kullanılabilmesi için özelleştirilmiştir. Çözüm süreci uzun olan modellerin basite indirgenmesi ve eşdeğer sistemlerin oluşturulması metodun temel fikridir. Kren üzerindeki gerilmelerin bulunması için kullanılabilen SEM; makina mühendisliği için üretilmiş olan paket programlar vasıtasıyla kolaylıkla uygulanabilmekte ve yüksek doğrulukta sonuçlar vermektedir.

Analizde önemli noktalardan biri parçaların uygun biçimde sonlu elemanlara ayrılmasıdır. Ayırma işlemi yaparken parçanın sürekli ortamının boyutuna ve geometriye uygun elemanların seçilmesi gerekmektedir.

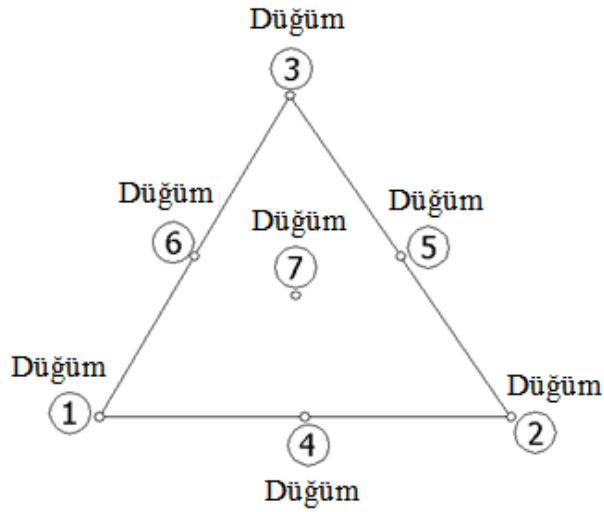


Parçanın geometrik özellikleri bir boyutlu uzayda ifade edilebilir ise bir boyutlu sonlu eleman kullanılır (Şekil 2.2).



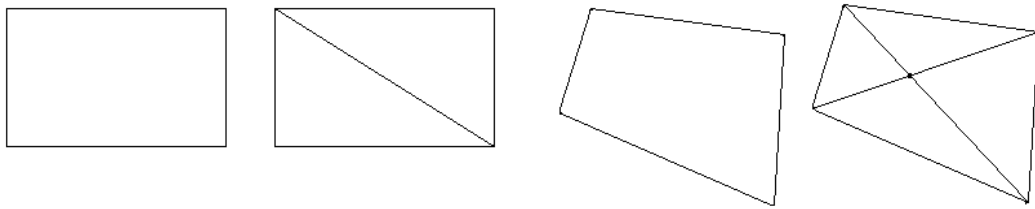
Şekil 2.2 : Bir boyutlu sonlu eleman [10].

İki boyutlu sonlu elemanlarla çözülebilen problemler için genelde kullanılan eleman üçgendir (Şekil 2.3).



Şekil 2.3 : Üçgen tipli iki boyutlu sonlu eleman [10].

Daha ileri düzey problemlerde kullanılmak üzere iki boyutlu dikdörtgen, iki üçgenli dikdörtgen, dörtgen ve dört üçgenli dörtgen Şekil 2.4'te sırasıyla gösterilmiştir.



Şekil 2.4 : İki boyutlu dörtgen biçimli sonlu elemanlar [10].

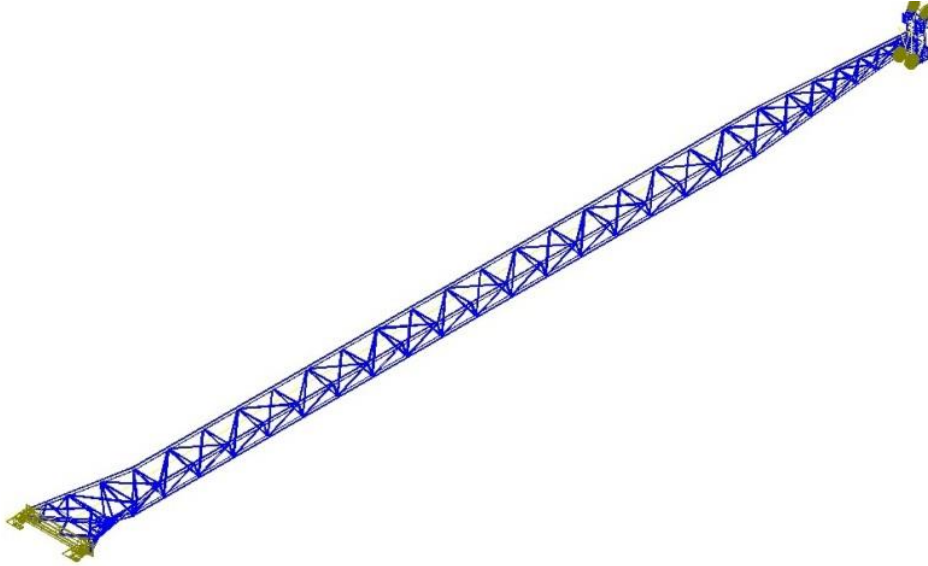
SEM'in makine mühendisliği alanında kullanılması yaygınlaştıkça gelişen bilgisayar teknolojileriyle beraber paket programlar geliştirilmiştir. Bu programlar sayesinde yöntemin tüm aşamaları aynı programın içinde, bir arayüzle tasarlanabilmektedir. Abaqus, Nastran&Patran ve Ansys gibi programlar endüstride yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu programlarda üç boyutlu tasarımlar yapılabilmesine rağmen, sonlu elemanlar analizine yoğun olarak eğilmeleri nedeniyle tasarım süreci için daha

fazla fonksiyon içeren özelleşmiş programlar kullanılmaktadır. Bunların başlıcaları Solidworks, AutoCAD, Catia, ProEngineer vb. programlardır. Bu ortamlarda yapılan çizimler .iges, .step gibi uygun dosya formatları kullanılarak analiz programlarına aktarılabilmektedir. Son yıllarda çizim programları ile analiz programları arasında doğrudan dosya paylaşımı yapılmasına olanak tanıyan fonksiyonlar da geliştirilmiştir.

Çizim programından alınan model analiz programında bazı işlemlere tabi tutulur. Bunlar sırasıyla katı model tanımlama, malzeme tanımlama, adım tanımlama, etkileşimleri tanımlama, sınır şartları ve yüklerin tanımlanıp uygulanması, parçanın küçük boyutlu sonlu elemanlara ayrılması ve işin çalıştırılmasıdır.

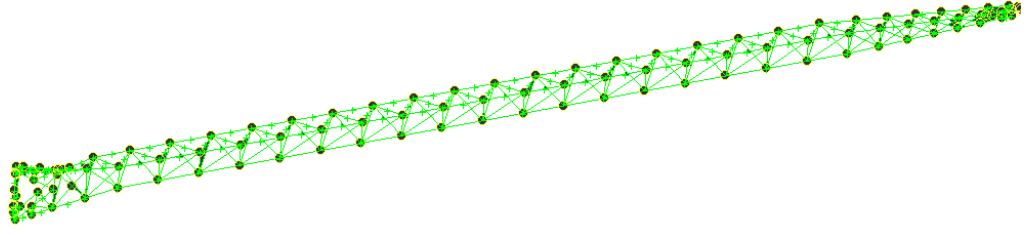
### 2.3 Vinç Kolu Analizi Örneği

Süregelmiş hesap metotlarıyla tasarımı planlanan kren, tasarımcı tarafından 3 boyutlu ortamda AutoCAD programında çizilip, SEM analizi yapılmak üzere Ansys'e aktarılmıştır. Standartlarda belirtildiği üzere SEM statik yük analizlerinde, krenin üzerindeki kritik noktalar belirlenmiştir. Bu analizler için seçilen örnek vinç koludur (Şekil 2.5).



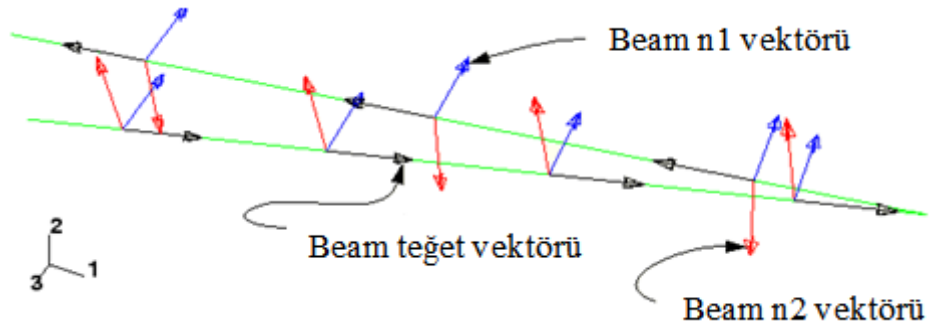
Şekil 2.5 : Vinç kolu (Boom) 3 boyutlu görünüş.

AutoCAD ortamında çizilen parçanın bağlantı elemanları (nodes) Hypermesh programında belirlenir (Şekil 2.6). Analizde kullanılan doğrusal eleman tipleri üç vektörden oluşmaktadır.



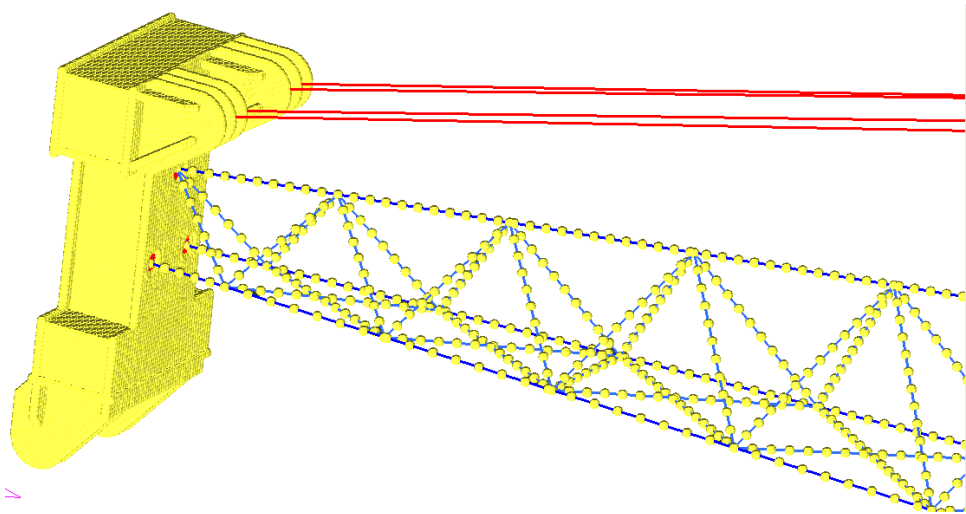
Şekil 2.6 : Bağlantı noktaları belirlenmiş vinç kolu.

Doğrusal elemanların tümü için vektör yönlerinin tayini yapılır (Şekil 2.7).



Şekil 2.7 : Doğrusal eleman (Beam) vektörleri.

Ardından analiz yapılmak istenilen parça Hypermesh programında küçük parçalara ayrılır (Şekil 2.8). Böylece sonlu elemanlar ağı (mesh) oluşturulmuş olur. Bu aşamadan sonra parça Ansys programına uygun dosya formatı ile aktarılır. Hypermesh, 3 boyutlu çizim programı ile analiz programı arasında kullanılan bir geçiş programıdır. Parçanın düğüm noktalarının tayini, vektörlerinin atanması ve sonlu elemanlara bölünmesi işlemi bu programda, Ansys'e göre daha kolay ve hızlı olarak yapılabilmektedir.



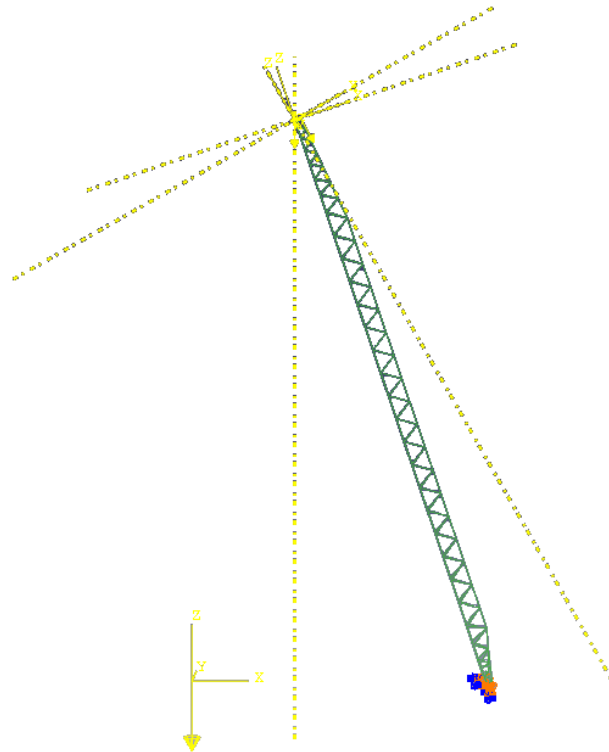
Şekil 2.8 : Sonlu elemanlar ağı (mesh) oluşturma.

Parçanın Ansys ortamına aktarılmasının ardından çeşitli tanımlamalar yapılmalıdır. Bunlar kullanılan malzemenin özellikleri belirtilmelidir. Kren konstrüksiyonunda kullanılan St 52 için mekanik özellikler tanımlanır. (Çizelge 2.1).

**Çizelge 2.1 : St 52 için mekanik özellikler.**

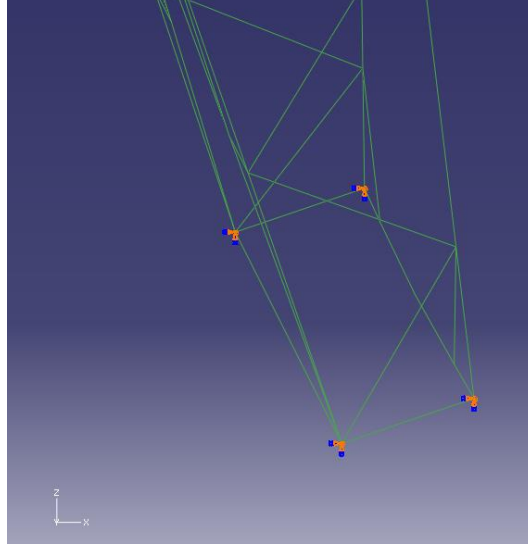
Akma Sınırı	355N/mm <sup>2</sup>
Kopma Sınırı	510N/mm <sup>2</sup>
Poisson Oranı	0,3
Yoğunluk	7850kg/m <sup>3</sup>
Young Modülü	2,1×10 <sup>5</sup> N/mm <sup>2</sup>

Malzeme atama işlemi gerçekleştirildikten sonra parçaya uygulanacak yüklerin ve parça üzerinde serbestlik derecesi sınırlandırılacak alanların atanması gerekmektedir. Şekil 2.9'da da görüldüğü üzere statik analizde uygulanacak yük vinç kolunun uç noktasındaki vinç tertibatından uygulanacaktır. Gerçekte de bu noktadan zemine uzanan halat yardımıyla yükler kaldırılır. Yer düzlemine dik doğrultuda ve yer çekimi yönünde uygulanacak olan kuvvet şekilde gösterildiği gibi tanımlanır.



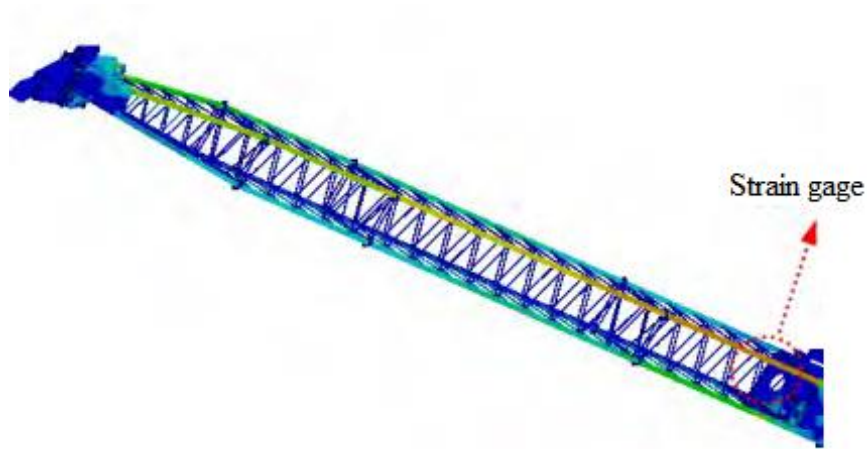
**Şekil 2.9 : Yüklerin uygulanması.**

Kolun ana gövdeye bağlandığı noktalarda gerekli sınır koşulu tanımlanması yapılmalıdır. Söz konusu analizde istenilen değerler Şekil 2.9'da görülen eksen takımına göre -y eksenini etrafındaki hareketten elde edilecektir. Bunun sebebi vinç kolunun ana gövdeye bağlandığı mafsalların hareket kısıtlamaları yapılmasıdır. Hareketin tek serbestliği y eksenini etrafında dönme şeklinde ayarlanır (Şekil 2.10).



**Şekil 2.10** : Sınır koşullarının tanımlanması.

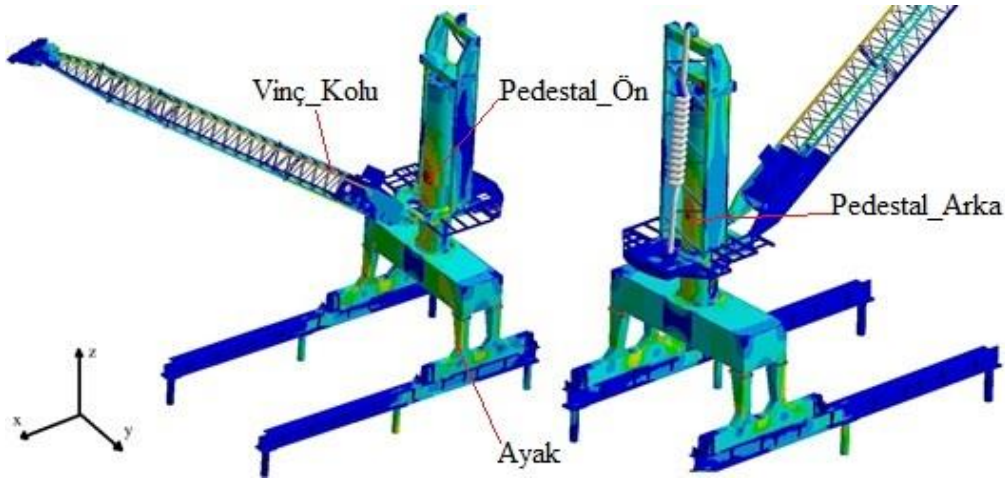
Ansys'te tanımlanan tüm bu veriler ile başlatılan analiz neticesinde elde edilen sonuçlar grafiksel olarak görüntülenebilir. Görüntülerde kırmızı renkli alanlar gerilimin yüksek olduğu; sırasıyla sarı, yeşil ve mavi renkli alanlar da giderek azalan gerilmelerin olduğu kısımları göstermektedir (Şekil 2.11). Şekilde görüldüğü üzere gerilmelerin yüksek olduğu kırmızı alan strain gage uygulaması yapılacak noktayı belirtmektedir.



**Şekil 2.11** : Analiz sonucunda elde edilen grafiksel gösterim.

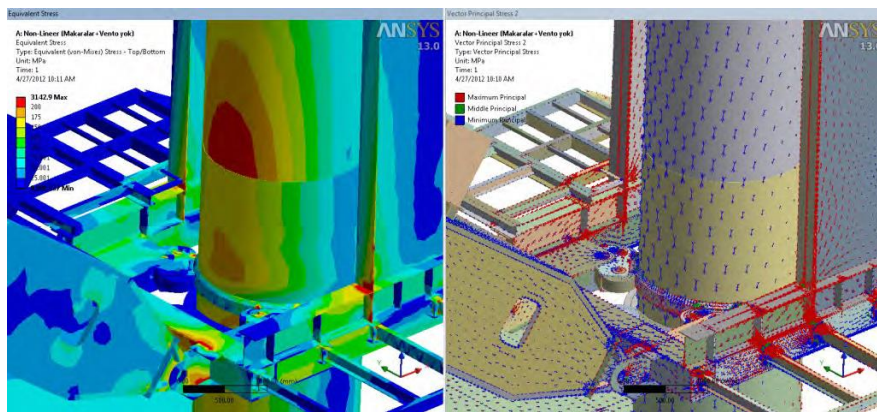
## 2.4 Analiz Sonuçları

Yapılan analizler sonucunda kren üzerindeki kritik noktalar belirlenmiştir. SAE J987 standardında belirtilmiş olan yönergelere göre bu kritik noktalardan strain gageler aracılığı ile ölçümler alınması gerekmektedir (Şekil 2.12). Şekilde görülen kritik noktalardan sağdaki görünüşte yer alan nokta “Pedestal\_Arka”, soldaki görünüşte ayakta, pedestalda ve vinç kolunda yer alan noktalar, sırasıyla “Ayak”, “Pedestal\_Ön” ve “Vinç\_kolu” olarak adlandırılmıştır. Vincin nominal çalışma yükü 32 m. kol açıklığında 16 ton’dur. Şekilde görüldüğü üzere SEM analizinde vinç kolu 32 m. açıklığa getirilmiş ve -y eksenine dik olacak şekilde konumlandırılmıştır. Deneylerin, API Spec 2C’ye göre kullanılan SAE J987 standardında nominal yükün 1,33 katı ile yapılması gerektiği belirtilmiştir. Buna göre test yükü 21,280 ton’dur.



Şekil 2.12 : Sonlu elemanlar analizi ile kritik noktaların belirlenmesi.

Şekil 2.13’te oluşan ana gerilimin vektörleri görülmektedir. Bu vektörler deneysel analizde strain gagelerin yapılandırılma yönlerini belirlemektedir.



Şekil 2.13 : Temel yön vektörleri.



### 3. DENEYSEL ANALİZ

#### 3.1 Deney Koşulları ve Kurulum

Krenler gibi görece büyük boyuttaki makinalar üzerinde yapılan çalışmalar, ortam koşullarına ve çevre şartlarına bağlı olarak çeşitli zorluklar içermektedir. Tezin konusunu oluşturan krenlerin açık denizde olması da bu zorlukları arttıran bir durumdur. Bu zorlukların üstesinden gelebilmek için iyi bir planlama ve ekipman gerekmektedir. Krenlerin üzerinde bulunduğu petrol platformları deniz üzerine inşa edilmiş olduğundan ulaşım imkanları kısıtlıdır. Bu kısıtla beraber çalışma zamanının dar olması önceden planlanmış ve çalışılmış bir operasyonu zorlunlu kılar. Strain gagelerin üretim aşamasında krenlere yapıştırılması ve referans ölçümler alınması bu bakımdan bir avantaj sağlamıştır (Şekil 3.1).



**Şekil 3.1 :** Üretim aşamasında referans ölçümlerin alınması.

İşlemin ardından sinyal testleri yapılmış; strain gagelerin kontrolü gerçekleştirilmiş ve referans değerler okunmuştur. Nakliye ve montaj işlemleri sırasında, yapıştırılmış strain gagelerin zarar görmesini engellemek için “M-Coat F” isimli koruma kiti kullanılmıştır (Şekil 3.2).



**Şekil 3.2 :** “M-Coat F” Kiti [11].

Koruma kitleri, strain gageleri çevresel etkenlerden korumada oldukça başarılıdır. Özellikle tünel, köprü, gemi, hava taşıtı, motorlu araç ve yapı elemanları gibi araçlar üzerinde zaman zaman yüksek sıcaklık değişimleri veya çeşitli darbeler söz konusu olabilmektedir. Bunların etkilerini en aza indirmek için kullanılan kitin iyi uygulanmış olması gerekmektedir. Şekil 3.3’te kitin uygulanması ile korumaya alınan bir strain gage görülmektedir.



**Şekil 3.3 :** Koruma kiti uygulanmış strain gage.



Şekil 3.4'te ise koruma kitinin uygulanmasına rağmen zarar görmüş olan, “Kren\_2\_Ayak” strain gagei görülmektedir.



Şekil 3.4 : Kren\_2\_Ayak strain gage (hasarlı).

Şekilden anlaşıldığı üzere strain gage koruma altında zarar görmemesine rağmen sinyal taşıyan tellerin koptuğu gözlenmiştir. Bu tellerin kopması ancak fiziksel bir etken nedeniyle olabilir. Taşıma ve montaj işlemleri esnasında, kitin sınırlarından dışarı uzanan tellerin çekilmesi, bu hasarın ana nedenidir. Böyle durumlardan kaçınmak için tellerin gergin olarak sabitlenmemesi gerekmektedir. Isı değişimleri nedeniyle meydana gelebilecek uzayıp kısaltmalar nedeniyle tellerin hasar görmesini engellemek için de kitin uygulanması sırasında gereken boşluklar bırakılmalıdır. Bütün önlemler alınmasına rağmen, insan faktörünün olduğu her yerde kazanın kaçınılmaz olduğu bu örnekte gözlenebilir.

Deney koşullarını etkileyen bir diğer durum ise strain gageler ile veri toplama sistemi arasında sinyalleri taşıyan kablolardır. Kısıtlı alana sahip petrol platformları gibi alanlarda kaldırma ve taşıma işlemleri için krenin birçok hareket yapması gerekir. Bu nedenle, kabloların özellikle dönme hareketi sırasında pedestal etrafına sarılması önemli bir sorun olmuştur. Burada dikkat edilmesi gereken nokta hesaplanan hareketler için boşta bırakılması gereken kablo boylarının iyi ayarlanmasıdır. Açık deniz ortamında yapılan kren testi için en büyük zorluklardan biri de rüzgardır. Standartlarda belirtilmiş olan rüzgar hızlarına göre projelendirilmiş krenlerin bile, denizlerde sıkça görülen fırtınalar nedeniyle, çalışmaları riskli olabilir. İş güvenliği açısından yüksek rüzgar hızlarında deneyleri gerçekleştirmek oldukça zordur. Son olarak petrol platformlarında uygulanan güvenlik standartları gereği, gerekli iş güvenliği ekipmanları önemlidir. Belirli standartlar çerçevesinde hazırlanmış yönergeler izlenerek ve gidiş öncesi eğitim çalışmaları da yapılmalıdır.

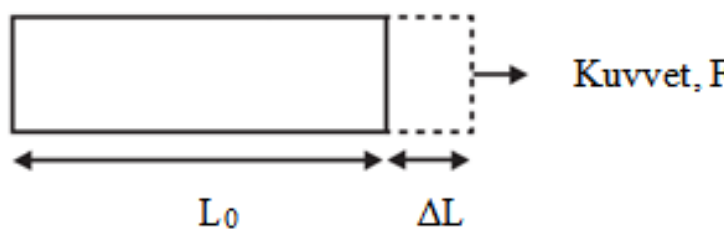
### 3.2 SAE J987 ve Deney Basamakları

“Society of Automotive Engineers”, J987 standardını ilk olarak 1967 yılında yayınlamıştır. Bu tarihten sonra değişimler geçiren belge, 1994 yılındaki değişiminin ardından son halini 2003 yılında almıştır. Belgenin amacı, kren yapılarının kritik noktalarındaki gerilme değerlerini, özel koşullar ve statik yükler altında, sistematik bir test yöntemiyle saptayabilmek olarak özetlenebilir.

#### 3.2.1 Tanımlar ve formüller

Standartta yer alan test aşamaları için belirlenmiş ve bunlarla beraber evrensel olarak kullanılan tanımlar sırasıyla belirtilmiştir.

Birim Şekil Değişimi (Strain,  $\epsilon$ ): Gerilme altındaki parçalarda,  $\Delta L$  boy değişimi miktarının,  $L_0$  ilk boya oranıdır (Şekil 3.5) (3.1).

$$\epsilon = \Delta L / L_0 \quad (3.1)$$


Şekil 3.5 : Birim şekil değişimi.

Gerilme (Stress,  $\sigma$ ): Alan dik yönde uygulanan kuvvetin birim alana düşen değeri. Şekil 3.4’te görüldüğü gibi şekil değişimi malzemenin boyunda uzamaya yol açıyorsa “çekme gerilimi”; kısalma meydana getiriyorsa da “basma gerilimi” söz konusudur.

Elastiklik Modülü (Modulus of Elasticity,  $E$ ): Elastik şekil değiştirme alanında birim şekil değişimi ile gerilmenin doğru orantılı olduğu kısımda gerilme - birim şekil değişimi eğrisinde görülen doğrunun eğimi (3.2).

$$E = \sigma / \epsilon \quad (3.2)$$

Akma Dayanımı (Yield Point,  $\sigma_a$ ): Malzemelerin, gerilmeye maruz kaldıklarında, plastik şekil değiştirmeye başladıkları gerilme değeri.

Referans Testi Durumu (Initial Reference Test Condition): Demonte haldeki parçaların üzerinde herhangi bir yük olmadığına yapılan test durumu. Bu durumda her bir strain gajeden alınan ölçüm  $V_{ref}$  olarak adlandırılır.

Ölü Ağırlık Testi Durumu (Dead Load Stress Condition): Montajı tamamlanmış krenin test pozisyonunda iken ölçümlerinin yapılması durumu. Söz konusu durumda kren herhangi bir yük kaldırmamaktadır. Bu ölçümün amacı krenin kendi ağırlığı ile meydana getirmiş olduğu gerilmeleri tespit etmektir. Bu durumda strain gajelerden alınan ölçümler  $V_{boş}$  olarak adlandırılır.

Ölü Ağırlık Testi Durumu Gerilimi (Dead Load Stress,  $\sigma_{boş}$ ): Bu durumdaki gerilim değeri Referans Testi ve Ölü Ağırlık Testi sonuçlarında strain gajelerden alınan değerlerin farkının alınması ile hesaplanır ( $V_{boş} - V_{ref}$ ).

Çalışma Testi Durumu (Working Load Stress Condition): Tamamı montaj edilmiş ve çalışmaya hazır durumdaki krenin, test pozisyonunda ve ayarlarında iken test yükünün yüklenmesi ile statik halde strain gajelerden ölçüm alınması durumu. Bu durumda elde edilen değer  $V_{yük}$  olarak adlandırılır.

Çalışma Testi Durumu Gerilimi (Working Load Stress,  $\sigma_{yük}$ ): Çalışma Testi ile Referans Testi sonuçları arasındaki fark ( $V_{yük} - V_{boş}$ ) ile hesaplanan gerilme değeri.

En Büyük Gerilim (Resultant Stress,  $\sigma_{ebg}$ ):  $\sigma_{yük}$  ve  $\sigma_{boş}$  değerlerinden büyük olanı değerlendirilmeye tabi tutulacak olan En Büyük Gerilim'i belirler.

Gerilim Testi Kriteri (Stress Criteria,  $n$ ): Bu kıstas testler sonucunda elde edilen gerilmelerin akma dayanımı ile ilişkisini ve izin verilen sınırları belirlemektedir (3.3).

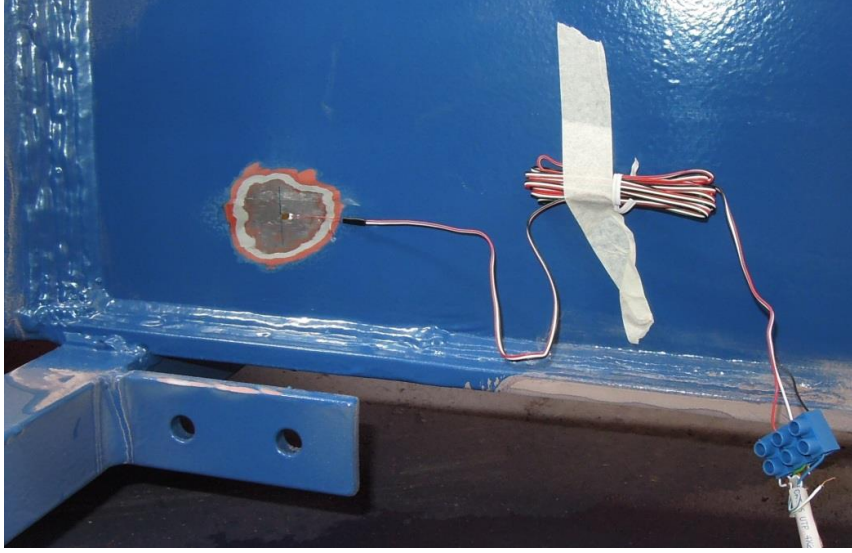
$$n \geq \frac{\sigma_a}{\sigma_{ebg}} \quad (3.3)$$

Bu denklemden elde edilecek sonuca göre izin verilen en küçük  $n$  değeri 1,30'dur.

### 3.2.2 Deney basamakları

Deneyin ilk aşamasını strain gajelerin yapıştırılması ve koruma altına alınması oluşturmaktadır. Bu aşama üretim alanında gerçekleştirilmiştir. Strain gajelerin yapıştırılma alanları daha önceden yapılan SEM analizlerinde yüksek gerilmelerin

meydana geldiği bölgelerdir. Üretici ve müşteri arasında bu konuda mutabık kalınmasının ardından bu uygulama yapılır (Şekil 3.6). Koruma kiti uygulaması daha önce de değinildiği gibi, strain gageleri, taşıma ve montajda oluşabilecek dış etkenlerden ve sıcaklık değişimlerinden koruma amacıyla yapılmıştır. Bu işlemlerin ardından referans testleri yapılmış ve okunan değerler kaydedilmiştir.



**Şekil 3.6 :** Strain gage yapıştırma uygulaması.

İkinci aşama krenin kullanım alanına sevki ve montajından sonra; krenin tüm fonksiyonlarıyla çalıştığı durumda başlar. SAE J987'ye göre deneylerde ilk olarak yapılması gereken krenlerin test moduna geçişlerinin sağlanmasıdır. Bunun için sistemin sınırlayıcı özelliklerinin devre dışı bırakılması gerekmektedir. Örneğin güç aktarımı sağlayan hidrolik sistemden geri beslemeler alınmasıyla, belirli basınç değerlerinin üzerine çıktığında sistem durur ve operatörün kullandığı ekranda bir uyarı oluşturur. Bununla birlikte yazılımsal düzenlemelerle güç akışının kesilmesi ve basıncın düşürülmesi sağlanabilir. Test moduna geçildiğinde ise izin verilen en fazla yükün 1,33 katı ile deneylerin yapılacağı düşünülürse, hidrolik sistem gibi mekanizmaların güvenlik önlemlerini devre dışı bırakmak gerekir. Bu geri besleme ve güvenlik işlevlerinin çalışmaması elbette sistem için bir tehlike oluşturacaktır. Bu nedenle değerler test sırasında dikkatle izlenmelidir. Test sınırlarının aşılması durumunda da teste devam edilmemelidir. Bu esnada kren normal çalışma koşulları içerisinde olmayacağından fazladan dikkat oldukça önemlidir.

Gerekli önlemler alındıktan sonra test aşamasına geçilebilir. Krenin konumlanması, daha önce SEM analizinde yapıldığı gibi (Şekil 2.12) ayarlanmalıdır. Montajdan

önce parçalara yapıştırılmış olan strain gagelerin veri toplama ve işleme sistemine bağlanmasının ardından Ölü Ağırlık Testi Durumunda, -krenin yük kaldırmadığı, sadece kendi ağırlığının olduğu durum-  $V_{boş}$  değerlerinin kaydedilmesi gerekir.

Kaydedilen değerlerin ardından daha önce belirtilmiş olan 21,280 kg. ağırlığındaki yükler kren tarafından kaldırılır. Bu kaldırmanın test yükü olduğu ve krenin normal çalışma koşulları altında bulunmadığı göz önünde bulundurularak, yük yerden fazla kaldırılmaz. Krenin bu hali Çalışma Testi Durumu olarak adlandırılmıştı. Bu aşamada strain gagelerden  $V_{yük}$  değerleri alınır ve kaydedilir (Şekil 3.7).



**Şekil 3.7 :** Kren\_1'de test yükünün kaldırılması.

Daha önce de belirtildiği üzere deneyler birbirinin aynı iki kren üzerinde yapılmıştır: Kren\_1 ve Kren\_2. Tüm bu testler her iki kren için de ayrı ayrı yapılmış; sonuçları kaydedilmiş ve SEM analizleriyle karşılaştırılması sağlanmıştır.

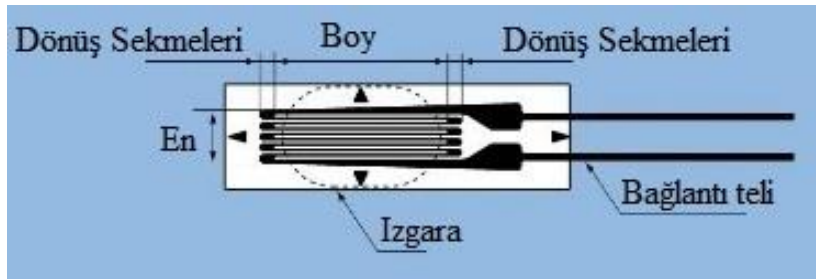
Testin bundan sonraki aşaması veri işleme ve değerlendirme kısmıdır. Strain gagelerden alınan değerlerin denklemler aracılığıyla dönüşümleri gerçekleştirilmiştir. Test sona erdikten sonra kren normal çalışma koşullarına geri döndürülmeli ve sistemi koruyan güvenlik önlemleri tekrar devreye alınmalıdır.

### 3.3 Deney Düzenegi / Ekipmanları ve Yazılımlar

Deneyde kullanılan donanımlar ve yazılımlar üç başlık altında incelenebilir. Bunlar: malzemeden şekil değişimi sonucunda sinyal toplayan strain gageler; toplanan verileri dönüştüren ve kaydeden veri toplama sistemi ve toplanan veriyi işlemek ve sonuçları elde etmek için faydalanan dönüşüm denklemleri ve kodlardır.

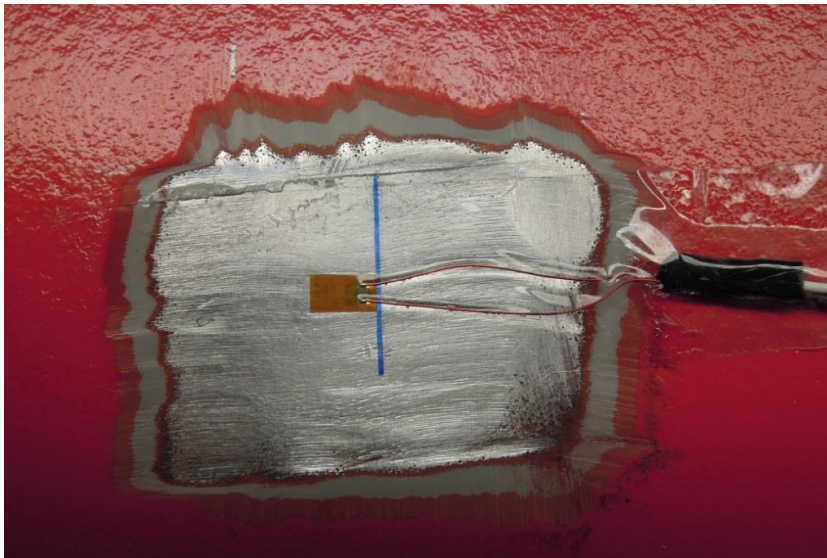
#### 3.3.1 Strain gage

Strain gageler mühendislikte, şekil değişimini ölçmek için sıklıkla kullanılan basit elemanlardır. Elastik bir taşıyıcı bant üzerinde bulunan metalik teller Şekil 3.8'de görüldüğü gibi birbirlerine paralel olarak yerleştirilmiştir. Tellerin uç kısımlarında dönüş sekmeleri bulunur. Bu dönüş sekmelerinin eni, şekil değişimi ölçülmek istenen eksene dik yönde oldukları için mümkün olduğunca kısa tutulur. Söz konusu ince teller genelde bakır-nikel alaşımıdır.



Şekil 3.8 : Şematik strain gage gösterimi.

Strain gage, şekil değişimi ölçülmek istenen parça yüzeyine yapıştırılır (Şekil 3.9).



Şekil 3.9 : Strain gagein parça üzerine yapıştırılması.



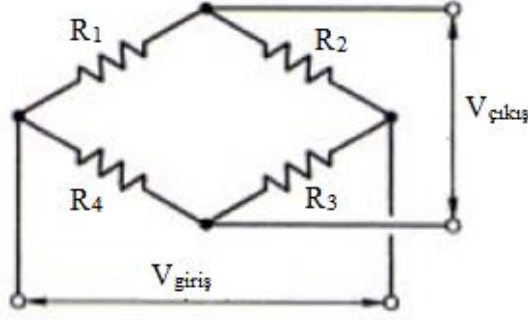
Malzemeye uygulanan yüklerle beraber tellerde uzama veya kısalma meydana gelir. Bu şekil değişimleri tellin direncinde belli bir noktaya kadar doğrusal değişimlere yol açar. Direnç değişimlerinin elektriksel ölçümler yardımıyla ölçülmesi ile birim şekil değişimi ölçülebilir. Son olarak gerekli formüller kullanılarak şekil değişiminden, gerilme elde edilebilir. Genel olarak strain gage ile ölçüm alınması bu temele dayanır.

Anlaşılabileceği üzere strain gageyi direkt olarak gerilme ölçülmez. Ölçülen değer tellerin şekil değişimine bağlı olarak dirençlerinde meydana gelen değişimlerin giriş ve çıkış voltajları arasında yarattığı farktır. Bu farktan yola çıkılarak birim şekil değişimi ölçülür ve ardından gerilme hesaplanır. Burada söz konusu ölçümler elastik şekil değiştirme sınırları içerisindeki ölçümlerdir. Hooke Kanunu'na göre elastik şekil değiştirme alanında kalan malzemelerde Denklem 3.2'de görüldüğü üzere, birim şekil değişiminden gerilme elde edilebilir.

Strain gagelerde direnç değişimi ile birim şekil değişimi arasındaki ilişkiyi açıklayan temel denklemde, “Gage Faktörü (GF)” birim şekil değişiminde görülen birim direnç değişimini ifade eder (3.4).

$$GF = \frac{\Delta R / R}{\epsilon} \quad (3.4)$$

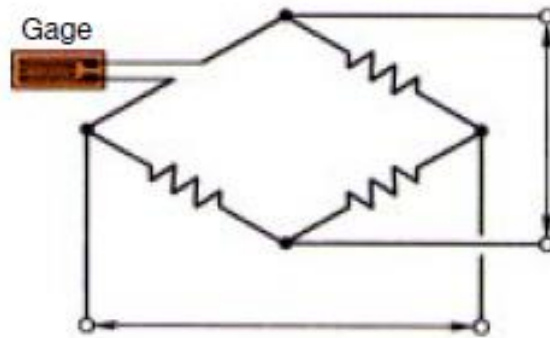
Burada “R (ohm)” strain gagein başlangıç direncini; “ $\Delta R$  (ohm)” gerilme nedeniyle oluşan direnç değişimini;  $\epsilon$  ise birim şekil değişimini belirtmektedir. Gage faktörü bakır-nikel alaşımları için genelde 2'dir ancak kullanılan strain gage için belirtilmiş olan ve üretici tarafından yayınlanan ticari kılavuzlarda bulunabilen faktörler kullanılmalıdır. Gageler ticari olarak genelde 30 ila 3000 ohm arasında direnç değerlerinde üretilirler. 120, 350 ve 1000 ohm genelde en çok kullanılan çeşitleridir. Üstteki formüle göre örnek bir hesap yapılacak olursa,  $10^{-3}$  değerindeki bir birim şekil değişim miktarı, 120 ohm'luk başlangıç direnç değerine sahip bir dirençte 0,24 ohm gibi bir değişime yol açacaktır ki bu da dirençte %0,2 oranında bir değişimi ifade eder. Böyle bir hassasiyetteki direnç değişimi için geleneksel direnç ölçerlerin kullanılması yeterli değildir. Bu nedenle bu ölçüm için özel olarak üretilmiş ve Wheatstone köprüsünü (Şekil 3.10) içeren yükselticiler kullanılması gerekmektedir. Çalışma boyunca çeyrek köprü bağlantısı kullanılmıştır.



**Şekil 3.10 :** Wheatstone köprüsü.

Şekilde  $R_1, R_2, R_3$  ve  $R_4$  dirençleri birbirine eşit veya  $R_1 \times R_3 = R_2 \times R_4$  denkliği sağlanırsa giriş voltajı ne olursa olsun çıkış voltajı 0'dır. Devrenin bu denklığıne dengede olma durumu denir. Şekil 3.11'de görüldüğü gibi, strain gage devreye  $R_1$  direnci olarak bağlanılır. Strain gageteki şekil değişimi nedeniyle meydana gelen direnç değişimi çıkış voltajını değiştirir (3.5).

$$\frac{V_{\text{ç}}}{V_{\text{g}}} = \frac{R_4}{R_4 + R_1} - \frac{R_3}{R_3 + R_2} \quad (3.5)$$



**Şekil 3.11 :** Strain gage bağlı Wheatstone köprüsü.

Strain gageler kullanım yerlerine ve amaçlarına bağlı olarak tam köprü, yarım köprü ve çeyrek köprü olarak bağlanabilir. Deneylerde çeyrek köprü bağlantısı kullanılarak her bir strain gage için tek bir kanal ayrılmıştır. Kullanılan veri toplama cihazında belirtilen köprü bağlantısı seçildiğinde diğer dirençleri cihaz kendisi tamamlamaktadır.

Bu aşamada  $V_r$  isimli yeni bir terim tanımlanır. Bu terim çalışma durumu ve ölü ağırlık durumu testlerinde elde edilen çıkış voltajları ile referans testinden elde edilen değerlerin farkı ile bulunur (3.6).



$$V_r = \frac{V_{yük}}{V_g} - \frac{V_{ref}}{V_g} \quad (3.6)$$

Denklemdaki  $V_g$  değeri veri toplama cihazı tarafından devreye verilen giriş voltajıdır. Bu değer tez boyunca yapılan deneylerde 10 V olarak uygulanmıştır. Aynı denklemde  $\Delta R/R$  yerine koyulduğunda yeni bir denklem elde edilir (3.7).

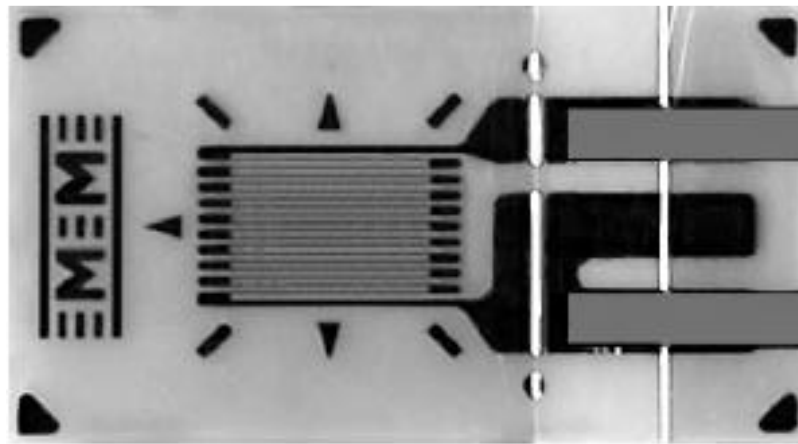
$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{-4 \times V_r}{1 + 2 \times V_r} \quad (3.7)$$

Denklem 3.5 ile 3.7 birleştirilirse birim şekil değiştirme için yeni bir denklem elde edilir (3.8).

$$\epsilon = \frac{-4 \times V_r}{GF(1 + 2 \times V_r)} \quad (3.8)$$

Bu denklem sonucunda elde edilen birim şekil değışimi değeri yardımıyla gerilmeler hesaplanabilir. Deneyde en çok kullanılan strain gageelerde GF, 24°C için 2,125±%0,5; farklı türdeki diğer gageelerde 2,120±%0,5 ve 2,095±%0,5'tir. En sık kullanılan modelde (C2A-06-062LW-350) gagein tel uzunluğu 1,52 mm; genişliği ise 1,27 mm'dir (Şekil 3.12) [13].

Modelin başlangıç durumundaki direnci 350±%0,6 ohm'dur.

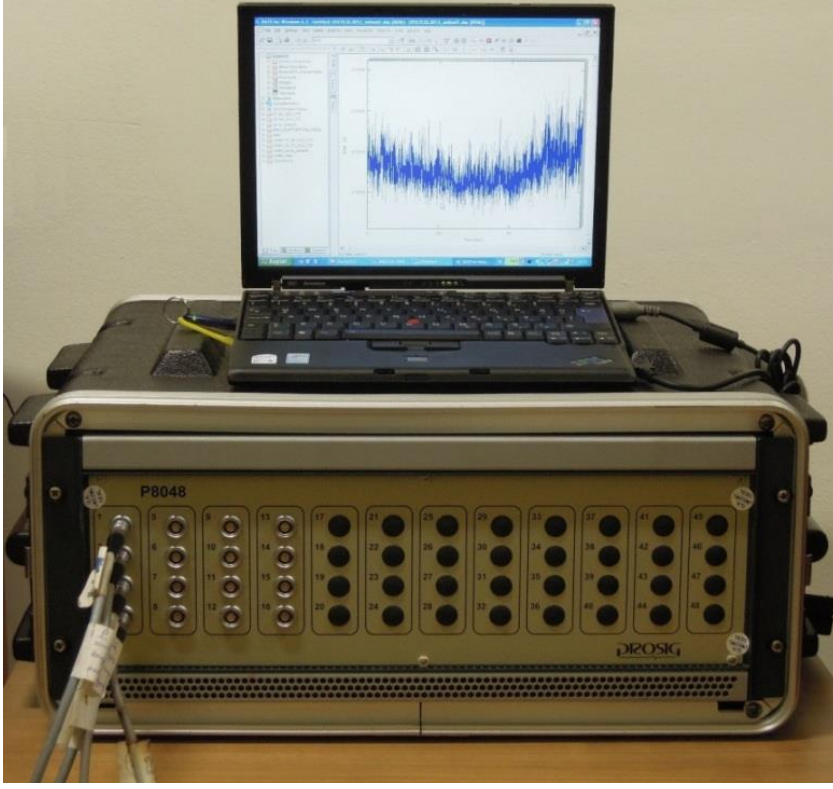


Şekil 3.12 : C2A-06-062LW-350 model strain gage [13].

Strain gagein yapıştırılmasının ardından çevresel etkenlere karşı koruma sağlanması için daha önce ayrıntılı olarak açıklanmış olan koruma kiti uygulaması yapılır.

### 3.3.2 Veri toplama ve kayıt sistemi

Veri toplama ve kayıt işlemleri için Prosig P8048 cihazı kullanılmıştır. Deneyde kullanılan dört strain gajeten aynı anda ölçüm alabilmek için var olan on altı kanaldan dördü kullanılmıştır (Şekil 3.13).

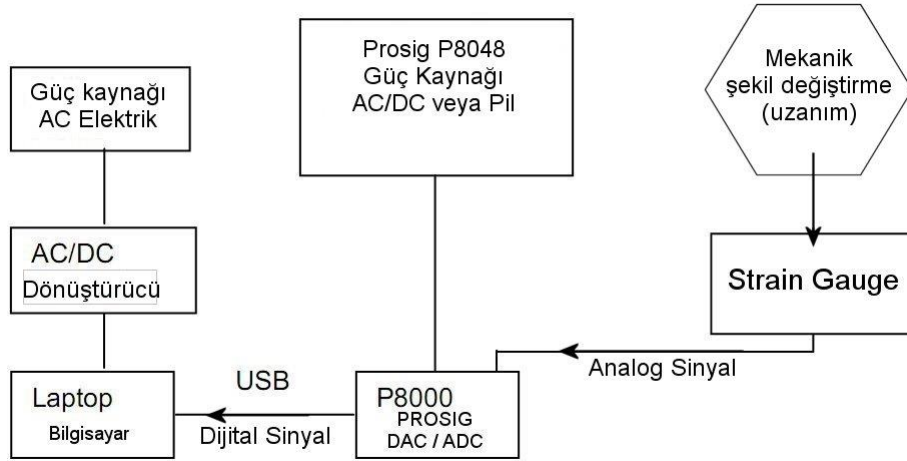


Şekil 3.13 : Prosig P8048.

Ölçüm sonuçlarından, çevredeki gürültü sinyallerinin elenmesi deneyin sağlıklı bir şekilde yürütülmesi için önemlidir. Bu nedenle gürültü kaynağı olabilecek etmenler dikkatlice incelenmeli ve engellenmelidir. Gürültünün en büyük kaynağı olan topraklama sorununu gidermek amacıyla cihaz topraklanmalıdır. Ayrıca güç kaynakları, elektrik motorları ve mıknatıslar gibi gürültüye sebep olabilecek diğer etmenler cihazdan ve test ortamından uzaklaştırılmalıdır. Bununla beraber cihaza bağlı olan bilgisayarın pil gücünü kullanması yerine, topraklaması olan bir prize takılı halde çalıştırılması bilgisayardan gelebilecek gürültüyü engelleyecektir.

Cihaz içerisindeki analog dijital dönüştürü (ADC) sayesinde milivolt seviyesinde gelen sinyaller dijital veriye dönüştürülüp bilgisayar ortamında saklanabilir.

Şekil 3.14'te Prosig P8048, strain gaje ve bilgisayardan oluşan deney düzeneğinin şematik gösterimi görülebilir.



Şekil 3.14 : Deneysel düzeneğin şematik gösterimi.

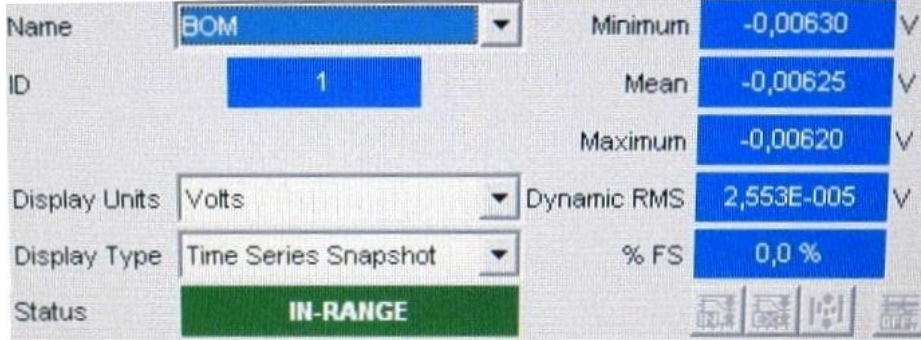
Şekilde görüldüğü üzere parçadaki şekil değişimleri strain gagein boyunda uzama veya kısalmaya neden olur; bu şekil değişimi sonucunda gagein direncindeki değişim veri toplama cihazına gelen elektrikselsel gerilimde değişimler meydana getirir. Bu analog sinyal taşıma işleminin ardından gelen sinyaller, cihazda dijital verilere dönüştürülür ve bilgisayara aktarılır. Son olarak bilgisayarda, cihaz için özel olarak hazırlanmış DATS isimli yazılım aracılığıyla veriler işlenecek duruma getirilir.

Kullanılan yazılımda ilk olarak dört kanal için strain gageler tanımlanır. Tanımlanan gageler için köprü türü, gage faktörü, giriş voltajı gibi değerler atanır (Şekil 3.15).

ID	Channel Type	Name	Bridge Configuration	Excitation	Sensitivity	Direction	DC Offset	Pre-Weighting	Sensitivity Style	Bridge
1	DirectMEPE	BOM	Quarter-Bridge (350ohm)	10,000 V	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
2	DirectMEPE	AYAK	Quarter-Bridge (350ohm)	10,000 V	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
3	DirectMEPE	PEDESTAL_ROZET	Quarter-Bridge (350ohm)	10,000 V	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
4	DirectMEPE	PEDESTAL_SG	Quarter-Bridge (350ohm)	10,000 V	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
5	DirectMEPE	Signal5	n/a	n/a	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
6	DirectMEPE	Signal6	n/a	n/a	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
7	DirectMEPE	Signal7	n/a	n/a	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
8	DirectMEPE	Signal8	n/a	n/a	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
9	DirectMEPE	Signal9	n/a	n/a	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
10	DirectMEPE	Signal10	n/a	n/a	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
11	DirectMEPE	Signal11	n/a	n/a	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
12	DirectMEPE	Signal12	n/a	n/a	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
13	DirectMEPE	Signal13	n/a	n/a	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
14	DirectMEPE	Signal14	n/a	n/a	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
15	DirectMEPE	Signal15	n/a	n/a	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
16	DirectMEPE	Signal16	n/a	n/a	1000,000000 mVolt/V	+	0,00000 V	None	mVolt/V	
TA	DirectMEPE	TachoA	n/a	n/a	n/a	+	n/a	n/a	n/a	
TB	DirectMEPE	TachoB	n/a	n/a	n/a	+	n/a	n/a	n/a	
TC	DirectMEPE	TachoC	n/a	n/a	n/a	+	n/a	n/a	n/a	
TD	DirectMEPE	TachoD	n/a	n/a	n/a	+	n/a	n/a	n/a	

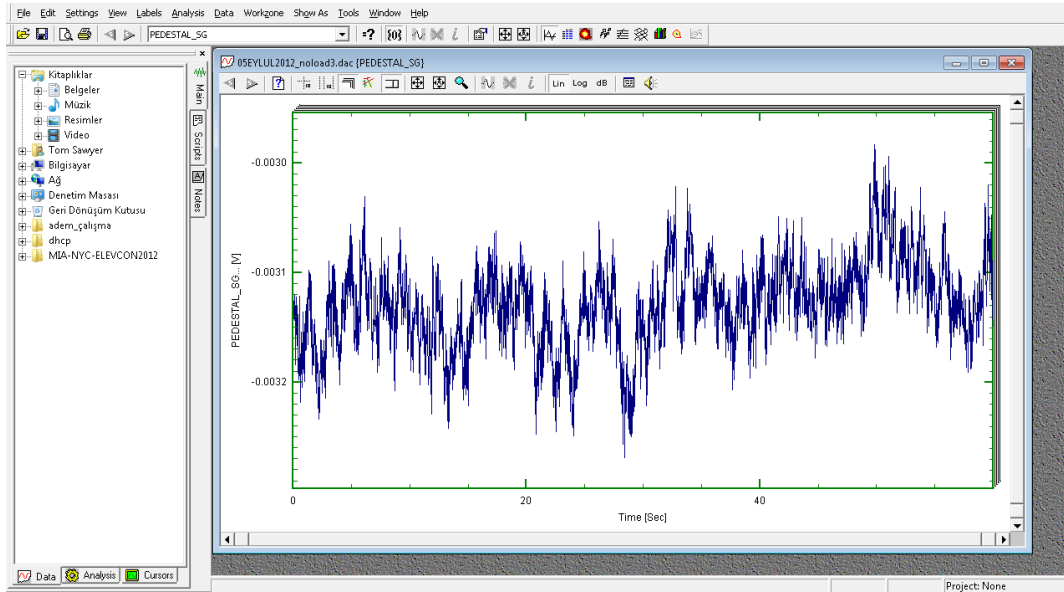
Şekil 3.15 : DATS programında kanal özelliklerinin tanımlanması.

Gerekli tanımlama işlemlerinin yapılmasının ardından programın ölçüm ekranına geçilir. Bu ekrandan, ölçülen değerlerin en az, en büyük ve ortalama değerleri okunabilir ve aynı zamanda kayıt alınabilir (Şekil 3.16).



Şekil 3.16 : DATS programında ölçüm ve kayıt.

Program kayıt aşamasının ardından verileri grafikler halinde gösterebilmekte ve işlenmesine imkan sağlamaktadır (Şekil 3.17). Alınan sinyallerden hesaplanmak istenilen sonuçların elde edilmesi verilerin MATLAB programına aktarılmasının ardından yazılan kodlarla gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.17 : DATS ortamında sonuçların görüntülenmesi.

### 3.3.3 Sinyal işleme

Prosig cihazının kaydetmiş olduğu verilerin DATS ortamında görüntülenmesinin ardından MATLAB programında yazılan kodlarla hesaplamalar yapılmıştır (EK A). Kodlarda malzemenin mekanik özellikleri, strain gagelerin gage faktörleri, giriş voltajı, DATS programından alınan çıkış voltajları tanımlanmıştır. Bu sayede her iki

kren için birim Őekil deęiŐtirme ve gerilimler hesaplanmıŐtır. Kodun kullanılmasının nedeni uzun sűren matematiksel iŐlemleri, kısa zamanda ve hatasız gerŐekleŐtirebilmektir. Belirtilen aŐıklamalar aracılıęıyla, ileride yapılabilecek deneyler iŐin kolay kullanılan bir ara program hazırlanmıŐtır. Strain gagelerle yapılacak benzer deneylerde kűŐuk deęiŐiklikler ile kodların tekrar kullanılması műmkűndűr.



#### **4. SONUÇLAR VE KARŞILAŞTIRMALAR**

Kurulan deney düzeneğinde ve yapılan çalışmalarda ortam koşulları deneyin sağlıklı olarak gerçekleştirilmesi için oldukça önemlidir. Deneyin ilk aşaması, üretimin hemen ardından strain gagelerin yapıştırılmasıdır. Bu uygulaması kademesinde ticari kılavuzlarda belirtilen yöntemler dikkatlice izlenmelidir. Yüzeyde bulunan boya tabakası kaldırılmalı ve yüzey zımparalanmalıdır. Özellikle uygulamanın yapıldığı yüzeyin temizliği ve pürüzlülüğü iyi ayarlanmalıdır. Yapılan çalışmalarda aşırı pürüzsüz metal yüzeylerde strain gagelerin iyi yapışmadığı görülmüştür. Bununla beraber uygulanan yapıştırıcı basınç ve sıcaklık ile etkisini gösterdiğinden uygulamanın hemen ardından gerekli basınç parmak yardımıyla uygulanmalıdır.

Deneylede dikkat çeken bir diğer husus kabloların seçimidir. Taşınan analog sinyallerin dış ortam etkilerine maruz kalması ile oluşacak gürültüler izole kablolar kullanılarak giderilebilir. Bununla beraber sistemin topraklanması büyük önem taşımaktadır.

Koruyucu kit uygulaması, deneyden önce yapıştırılan strain gagelerin muhafaza edilmesi için oldukça faydalıdır. Buna rağmen krenin nakli ve montajı sırasında Kren\_1\_Ayak noktasındaki strain gage yerinden sökülmüştür. Bu olayın insan kaynaklı bir hata olduğu düşünülmektedir. Söz konusu ortam gereği yeni bir strain gage yapıştırılması mümkün olmamıştır. Yine benzer şekilde Kren\_2\_Ayak kısmında bulunan ve önceki kısımlarda açıklanan haliyle hasar görmüş strain gage, benzer şekilde, açık denizde gerçekleştirilen deneyde ortam ve zamanın uygunsuzluğu nedeniyle tekrar yapıştırılamamıştır.

İlk referans ölçümlerinin alındığı ortam ve deneyin yapıldığı ortam arasındaki sıcaklık farklılıkları sonuçlarda ön görülemeyen farklılıklar yaratabilir.

##### **4.1 Tezin Yapılış Nedeni**

Bu çalışma öncelikle iki jib krenin belirli standartlar altında statik yük testlerinin gerçekleştirilmesini incelemektedir. Bu testlerden elde edilen sonuçlar ile bilgisayar

ortamında ortaya çıkan sonuçların karşılaştırılması ile kritik noktaların analizleri yapılmıştır. Bu açıdan paket programlar aracılığıyla sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen verilerin güvenilirliği deneylerle ölçülmüştür. Bu tip testlerin maliyeti ve uygulama zorlukları göz önünde bulundurulursa, bilgisayar destekli analizlerin kullanımının yaygınlaşması ve yeterli hale gelmesi önemlidir. Tezin en büyük amaçlarından biri de özellikle, bu tip jib krenlerin söz konusu alanda incelenmesini literatüre kazandırmaktır. Strain gage uygulamalarında karşılaşılan sorunlar ve veri işleme aşmasında tavsiye edilen yöntemin faydalı bir kaynak olacağı düşünülmektedir.

Çalışma süresince, açık deniz petrol platformları üzerinde çalışma, strain gage uygulamaları, veri toplama ve işleme alanlarında deneyimler kazanılmıştır.

## **4.2 SEM ve Deney Sonuçları**

Sonlu elemanlar metodu ve deney uygulamalarından elde edilen birim şekil değiştirme ve gerilme değerleri ayrı ayrı incelenmiş ve karşılaştırılmıştır.

### **4.2.1 Sonlu elemanlar metodu sonuçları**

Jib kren tasarımı için yapılan statik yük kontrol testlerinde standartlarda belirtilenlerin dışında farklı analizler ve ölçümler de yapılmıştır. Bunlar, krenin ‘kendi ağırlığı’, ‘yük ve kendi ağırlığı’ ve son olarak da ‘sadece yük’ nedeniyle oluşan birim şekil değişimi ve gerilme değerlerinin bulunması olarak gruplandırılabilir. Bu farklı çalışmalardan elde edilen sonuçların kendi içlerinde ve birbirlerine göre orantılı çıkması sonuçların güvenilirliği açısından önemlidir.

Bununla birlikte bilgisayar analizleri sonuçları ile strain gageler yardımıyla yapılan ölçümlerden alınan sonuçların karşılaştırılması yapılacaktır. Bu noktada SEM analizinin önemi strain gagelerin yapılandırılması gereken kritik noktaların tesbit edilmesini sağlamasıdır.

SEM analizlerinin ilk aşaması krenin kendi ağırlığı sonucu oluşan yükler ile yapılan analizdir. Bu analizde, kren normal çalışma koşulları içerisinde modellenmiş ancak kren tarafından herhangi bir ağırlık kaldırılmamıştır. Böylece krenin kendi ağırlığından kaynaklanan gerilmeler hesaplanmıştır. Bu noktada asıl amaç montaj aşaması bitirilmiş, çalışmaya hazır ve herhangi bir yük kaldırmayan krenin statik



haldeki zorlanmalarını tesbit etmektir. Ayrıca test yükü ile yapılan analizlerden elde edilecek sonuçlar ile yapılacak karşılaştırmalar yükün etkisini ortaya koyabilecektir. SEM analizleri neticesinde belirlenen kritik noktalardaki birim şekil değişimleri Şekil B.1 ve Şekil B.2; gerilmeler Şekil B.3 ve Şekil B.4'te yer alan ekran görüntülerinde görülebilir.

Analizden elde edilen birim şekil değişimi değerleri  $\epsilon_{SEMboş}$ ; gerilme değerleri ise  $\sigma_{SEMboş}$  olarak adlandırılmıştır (Çizelge 4.1).

**Çizelge 4.1** : Kren ağırlığı altında birim şekil değişimleri ve gerilmeler (SEM).

		Birim Şekil Değişimi ( $\epsilon_{SEMboş}$ ) $\times 10^{-4}$	Gerilme ( $\sigma_{SEMboş}$ ) N/mm <sup>2</sup>
Kren_1 ve Kren_2	Vinç Kolu	2,25	47,25
	Ayak	1,90	39,90
	Pedestal_Arka	1,27	26,67
	Pedestal_Ön	-1,77	-37,17

Çizelgedeki değerlerde görülen Pedestal\_Ön kısmındaki negatif işaretli sayılar beklendiği gibi krenin vinç kolunun uzanmış olduğu tarafında pedestalta, basma kuvvetlerinin etkin olduğunu göstermektedir.

Benzer şekilde yapılan analizlerin ikinci durumunda test yükünün kren tarafından kaldırılması durumu incelenmiştir. Kren tasarımında, 32 m. vinç kolu açıklığında nominal yük 16000 kg. olarak belirtilmişti. API standartları gereği bu değer 1,33 katı olan 21280 kg. ağırlığındaki yükün uygulayacağı kuvvet yer çekimi yönünde, vinç kolunun uç noktasından uygulanmıştır. Bu durumun ilk durumdan tek farkı yükün meydana getireceği kuvvetin uygulanmasıdır. Sonuç olarak kren üzerindeki toplam zorlama, kendi ağırlığı ve vinç tarafından kaldırılan yükün toplam etkisi nedeniyle oluşmaktadır.

Şekil B.5 ve Şekil B.6 sırasıyla önden ve arkadan görünüş olmak üzere, yükleme durumunda kren üzerinde meydana gelen birim şekil değişimlerini göstermektedir. Kren üzerindeki kırmızı renklerin yoğun olduğu noktalar görece yüksek şekil değişimlerini ifade etmektedir ve daha önce de belirtildiği üzere deneylerde strain gagelerin yapıştırılması gereken noktaları işaret etmektedir. Belirtilen noktalardan okunan gerilme değerleri krenin kendi ağırlığı ve test yükünün birlikte meydana getirdikleri zorlanmaları belirtmektedir. (Şekil B.7 ve Şekil B.8).

Çizelge 4.2’de görülen test yükü altındaki birim şekil değişimleri  $\epsilon_{SEMyük}$  ; gerilmeler  $\sigma_{SEMyük}$  olarak adlandırılmıştır.

**Çizelge 4.2 :** Test yükü altında birim şekil değişimleri ve gerilmeler (SEM).

		Birim Şekil Değişimi ( $\epsilon_{SEMyük}$ ) $\times 10^{-4}$	Gerilme ( $\sigma_{SEMyük}$ ) N/mm <sup>2</sup>
Kren_1 ve Kren_2	Vinç Kolu	4,34	91,14
	Ayak	5,13	107,73
	Pedestal_Arka	5,59	117,39
	Pedestal_Ön	-6,27	-131,67

Sonlu elemanlar analizlerine göre çekme gerilmesi oluşan Vinç Kolu, Ayak ve Pedestal\_Arka noktalarında ve basma gerilmesi oluşan Pedestal\_Ön noktasında gerilmelerin arttığı anlaşılmaktadır.

Üçüncü durumda ise üstteki iki tabloda belirtilen yüklü durum ve boş durum sonuçlarının farkları alınarak sonuçlar elde edilmiştir. Yükleme sonrasında oluşan birim şekil değişimi değerleri ile yüksüz durumdaki birim şekil değişimi değerlerinin farkları, 21280 kg ağırlığındaki test yükünün kren üzerinde ne kadar etki ettiğini ortaya koymaktadır. Çizelge 4.3’te yalnızca yükün neden olduğu birim şekil değişimi ve gerilme sonuçları yer almaktadır.

**Çizelge 4.3 :** Kren ağırlığından bağımsız olarak test yükünün etkisiyle oluşan birim şekil değişimleri ve gerilmeler (SEM).

		Birim Şekil Değişimi ( $\epsilon_{SEMyük-boş}$ ) $\times 10^{-4}$	Gerilme ( $\sigma_{SEMyük-boş}$ ) N/mm <sup>2</sup>
Kren_1 ve Kren_2	Vinç Kolu	2,09	43,89
	Ayak	3,23	64,83
	Pedestal_Arka	4,32	90,72
	Pedestal_Ön	-4,50	-97,50

Belirtilen sonuçların her biri ayrı ayrı deneylerden elde edilen ölçüm sonuçları ile karşılaştırılacaktır. İlk planda söylenebilecek olan, bulunan gerilme değerlerinin St52 için bilinen 350N/mm<sup>2</sup> akma sınırının oldukça altında olduklarıdır. Deney sırasında yapılan gözlemlerde de yapının oldukça sağlıklı olduğu görülmüştür.

#### 4.2.2 Deneysel analiz sonuçları

Çizelge 4.4'te kren yalnızca kendi ağırlığı altında zorlanmalara maruz kalırken, belirtilmiş test pozisyonunda strain gajelerden alınmış ölçümler sonucunda elde edilen çıkış voltajları; testin ilk aşamasında, kren montaj edilmemiş halde iken yapılan referans testi çıkış voltajları ve bu iki değer kullanılarak hesaplanan  $V_r$  belirtilmiştir. Son iki kolonda ise hesaplanan birim şekil değiştirme ve gerilme değerleri görülebilir.

**Çizelge 4.4 :** Kren ağırlığı altında birim şekil değişimleri ve gerilmeler (Deney).

		$V_{boş}$ $\times 10^{-3}$	$V_{ref}$ $\times 10^{-3}$	$V_r$ $\times 10^{-3}$	Birim Şekil Değiştirme ( $\epsilon_{DENEYboş}$ ) $\times 10^{-4}$	Gerilme ( $\sigma_{DENEYboş}$ ) N/mm <sup>2</sup>
Kren_1	Vinç Kolu	-5,72	-4,21	-0,151	2,84	59,71
	Ayak	-	-	-	-	-
	Pedestal_Arka	-6,30	-4,50	-0,180	3,39	71,18
	Pedestal_Ön	-11,08	-12,72	0,164	-3,13	-65,74
Kren_2	Vinç Kolu	-6,25	-4,49	-0,176	3,31	69,60
	Ayak	-	-	-	-	-
	Pedestal_Arka	-3,03	-1,43	-0,160	3,01	63,27
	Pedestal_Ön	-5,33	-7,11	0,178	-3,36	-70,50

Sonuçlar incelendiğinde iki farklı krendeki aynı elemanların üzerindeki gerilmelerin birbirine yakın olduğu görülebilir. Sonlu elemanlar metodu analizlerinde olduğu gibi her iki krende de Pedestal\_Ön noktasında basma; diğer noktalarda çekme gerilmeleri tespit edilmiştir. Bu açıdan SEM ve deneysel analiz tutarlılık içermektedir. İki krenin aynı noktalarında hesaplanan gerilme değerleri arasında, yüksek olmamakla birlikte bazı sapmalar mevcuttur. Aynı tasarıma sahip krenler için bu değerlerin aynı olması gerekmektedir fakat deneylerde kullanılan kablo boyları, sıcaklık, rüzgâr hızı gibi etmenlerin kontrolü oldukça zordur. Bu değişkenlerin her iki kren için de olabildiğince aynı olmasına dikkat edilmiştir. Bununla birlikte değişken montaj ve kullanım koşulları göz önüne alındığında bu farkların oluşması normal görülebilir.

Çizelge 4.5'te test yükünün yüklenmesi ile elde edilen çıkış voltajı; referans voltaj değerleri ve bu iki değer kullanılarak hesaplanan  $V_r$  görülebilir. Son iki kolonda ise kren test yükünü kaldırmış iken hesaplanan birim şekil değiştirme ve gerilme değerleri bulunmaktadır.

**Çizelge 4.5 :** Test yükü altında birim şekil değişimleri ve gerilmeler (Deney).

		$V_{yük}$ $\times 10^{-3}$	$V_{ref}$ $\times 10^{-3}$	$V_r$ $\times 10^{-3}$	Birim Şekil Değişirme ( $\epsilon_{DENEYyük}$ ) $\times 10^{-4}$	Gerilme ( $\sigma_{DENEYyük}$ ) N/mm <sup>2</sup>
Kren_1	Vinç Kolu	-6,86	-4,21	-0,265	4,99	104,81
	Ayak	-	-	-	-	-
	Pedestal_Arka	-8,33	-4,50	-0,383	7,22	151,51
	Pedestal_Ön	-8,62	-12,72	0,410	-7,82	-164,26
Kren_2	Vinç Kolu	-7,21	-4,49	-0,272	5,12	107,58
	Ayak	-	-	-	-	-
	Pedestal_Arka	-5,03	-1,43	-0,360	6,78	142,41
	Pedestal_Ön	-3,13	-7,11	0,398	-7,50	-157,57

Bir önceki ölçüm durumunda olduğu gibi bu durumda da her iki krende de Pedestal\_Ön noktasında basma gerilmesi; diğer noktalarda çekme gerilmesi görülmektedir. Her iki krenin aynı noktaları arasında oluşan farklılıklar bir önceki durumda açıklanan etmenlerle beraber kullanılan test yükünü de içermektedir. Bu etmen, değerlerin birbirine yaklaşmasına veya uzaklaşmasına neden olabilir. Standart test yükleri kullanımında bile ağırlıklar arasında zaman zaman farklılıklar yaşanmaktadır. Özellikle, krenin normal çalışma koşullarının dışında; test durumunda çalıştırılması ve nominal kullanım değerlerinin aşılması nedeniyle yük ölçümlerinde doğrusallık bozulabilir. Bununla beraber rüzgar gibi büyük oranda kontrol altına alınamayan dış etkenler de meydana gelen gerilmelerin az da olsa değişimine neden olmaktadır.

Her iki tablonun birlikte incelenmesi sonucunda gerilme değerlerinin test yükünün etkisiyle arttığı görülmektedir. Bu artış değeri bir sonraki bölümde ayrıntılı olarak incelenmiştir. Ayaklardan alınması planlanan değerlerin elde edilememesi nedeniyle alınan referans değerlere de tabloda yer verilmemiştir.

Çizelge 4.6 ise üsteki iki tablodan faydalanarak elde edilen değerlerden oluşmaktadır. Bu çizelgede test yükünün uygulanmış hali ile kren boşken yapılan ölçümlerinin farkı alınarak, sadece nominal yükün standartta belirtilen 1,33 katı olan 21,280 ton ağırlığındaki yükün kren üzerinde meydana getirdiği etki ortaya koyulmuştur. Sonuçlar krenin kendi ağırlığından bağımsız olarak, yalnızca test yükünün etkisi nedeniyle oluşan şekil değişimlerini ve gerilmeleri belirtmektedir.

**Çizelge 4.6 :** Kren ağırlığından bağımsız olarak test yükünün etkisiyle oluşan birim şekil değişimleri ve gerilmeler (Deney).

		$V_{yük}$ $\times 10^{-3}$	$V_{boş}$ $\times 10^{-3}$	$V_r$ $\times 10^{-3}$	Birim Şekil Değişirme ( $\epsilon_{DENEYyük-boş}$ ) $\times 10^{-4}$	Gerilme ( $\sigma_{DENEYyük-boş}$ ) N/mm <sup>2</sup>
Kren_1	Vinç Kolu	-6,86	-5,72	-0,114	2,15	45,07
	Ayak	-	-	-	-	-
	Pedestal_Arka	-8,33	-6,30	-0,203	3,82	80,28
	Pedestal_Ön	-8,62	-11,08	0,246	-4,69	-98,59
Kren_2	Vinç Kolu	-7,21	-6,25	-0,960	1,81	37,96
	Ayak	-	-	-	-	-
	Pedestal_Arka	-5,03	-3,03	-0,200	3,77	79,09
	Pedestal_Ön	-3,13	-5,33	0,220	-4,15	-87,13

Bu son sonuçlarda görüldüğü üzere test aşamasında ölçülen değerlerden hesaplanan gerilme değerlerinin neredeyse yarıya yakın kısmı test yükü diğer kısmı da kendi ağırlığı neticesinde oluşmaktadır.

### 4.3 Karşılaştırma

Çizelge 4.7 krenlerin sadece kendi ağırlıkları ile test pozisyonlarında meydana gelen gerilme değerlerini ve sonlu elemanlar metodu yönteminde elde edilen gerilme değerlerini içermektedir. Bununla beraber son iki kolonda değerler arasındaki hata ve değişim oranları yer almaktadır.

**Çizelge 4.7 :** Deneylerin ve SEM'in karşılaştırılması (Kren ağırlığı).

		Gerilme ( $\sigma_{boş}$ ) N/mm <sup>2</sup>			
		Deney	SEM	Hata %	Deney / SEM
Kren_1	Vinç Kolu	59,71	47,25	20,86	1,26
	Ayak	-	39,90	-	-
	Pedestal_Arka	71,18	26,67	62,53	2,67
	Pedestal_Ön	-65,74	-37,17	43,45	1,77
Kren_2	Vinç Kolu	69,60	47,25	32,11	1,47
	Ayak	-	39,90	-	-
	Pedestal_Arka	63,27	26,67	57,85	2,37
	Pedestal_Ön	-70,50	-37,17	47,28	1,90

Deneylemlerden ve SEM'den elde edilen gerilme değerleri 12-44 N/mm<sup>2</sup> arasında değişen miktarlarda farklar göstermektedir. Daha önce belirtilen hata nedenlerine ek olarak referans ölçümlerinin şartları da bu farklara önemli ölçüde etki etmiştir. Referans ölçümleri parçaların üretimi tamamlandıktan sonra montaja hazır halde iken alınmıştır. Ancak ölçüm sırasında parçaların pozisyonu iyi incelenmeli ve hazırlanmalıdır. İmalat ortamından kaynaklanan ve elde olmayan değişkenler nedeniyle pedestal parçalarından ölçümler, parçalar uç noktalarına yaklaşık olmak üzere iki noktada bulunan destekler üzerinde serbest ve yatay halde bulunmakta iken alınmıştır. Bu durumda pedestalların ağırlıkları nedeniyle alt ve üst kısımlarında farklı olmak üzere gerilmeler meydana gelir. Bu gerilmeler, pedestal, bulunduğu yatay pozisyondan montajlanmış haldeki dikey pozisyonuna getirildiğinde değişimler göstermektedir. Bu durum sonucunda referans ölçümlerinde bazı sapmalar oluşur. Vinç kollarının referans ölçümleri sırasında zemin üzerinde serbest ve yatay olarak durmaları nedeniyle referans değerleri daha güvenilir olmuştur. Çizelgede, pedestallar için verilen Deney/SEM oranları 2'nin üzerinde iken vinç kollarında bu oranın 2'nin altında kalmasının en önemli nedeni budur.

Çizelge 4.8 test yükü ile yüklenmiş haldeki krenler için deneysel ve SEM analizleri sonuçlarının karşılaştırılmasını içermektedir.

**Çizelge 4.8 :** Deneylemlerin ve SEM'in karşılaştırılması (Test yükü ve kren ağırlığı).

		Gerilme ( $\sigma_{yük}$ ) N/mm <sup>2</sup>			
		Deney	SEM	Hata %	Deney / SEM
Kren_1	Vinç Kolu	104,81	91,14	13,04	1,15
	Ayak	-	107,73	-	-
	Pedestal_Arka	151,51	117,39	22,52	1,29
	Pedestal_Ön	-164,26	-131,67	19,84	1,25
Kren_2	Vinç Kolu	107,58	91,14	15,28	1,18
	Ayak	-	107,73	-	-
	Pedestal_Arka	142,41	117,39	17,57	1,21
	Pedestal_Ön	-157,57	-131,67	16,44	1,20

Bir önceki boş haldeki değerler ile benzerlik gösteren oranlar bu çizelgede de görülebilir. Test yüklerinin ağırlıkları arasında engellenemeyen ufak farklılıklar nedeniyle iki krende aynı noktalarda görülen oranların birbirlerine yakın olmakla

beraber farklılıkları vardır. Deneylelerden elde edilen gerilmeler ile SEM'den elde edilen gerilmeler 13-34 N/mm<sup>2</sup> arasında değişim göstermektedir. Bu değişimlerin nedeni boş yükteki nedenlerle benzerdir.

Çizelge 4.9 krenin kendi ağırlığını ve referans ölçümlerin etkisini ortadan kaldırarak hazırlanmıştır. Yüklü haldeki ölçümler ile boş haldeki ölçümlerin farklarından hesaplanan gerilme değerleri, yalnızca 21,280 ton ağırlığındaki test yükünün meydana getirmiş olduğu etkiyi ifade etmektedir.

**Çizelge 4.9** : Deneylelerin ve SEM'in karşılaştırılması (yalnızca test yükü etkisi).

		Gerilme ( $\sigma_{yük-boş}$ ) N/mm <sup>2</sup>			
		Deney	SEM	Hata %	Deney / SEM
Kren_1	Vinç Kolu	45.07	43.89	2.63	1.03
	Ayak		67.83		
	Pedestal_Arka	80.28	90.72	13.01	0.88
	Pedestal_Ön	-98.59	-94.50	4.14	1.04
Kren_2	Vinç Kolu	37.96	43.89	15.64	0.86
	Ayak		67.83		
	Pedestal_Arka	79.09	90.72	14.70	0.87
	Pedestal_Ön	-87.13	-94.50	8.46	0.92

Bu sonuçlar incelendiğinde görülmektedir ki her iki kren için yapılan deneyler ve SEM analizleri büyük oranda tutarlılık göstermektedir. Çizelge 4.7 ve Çizelge 4.8'de görülen hata oranları önemli ölçüde azalmıştır. Bununla beraber Deney/SEM oranlarının 1'e oldukça yaklaştığı dikkat çekmektedir. Daha önce de belirtildiği üzere referans ölçümlerinden alınan değerler, parçaların konumlarından kaynaklanan gerilmeleri de içermekteydiler. Bu nedenle montaj aşamasından sonra değişen referans değerleri nedeniyle değerlerde sapmalar meydana gelmiştir. Kren test pozisyonunda iken test yükü ile ve test yüksüz yapılan deneyler ile SEM analizlerindeki test yüklü ve test yüksüz yapılan analizlerin karşılaştırılması deneyin test aşamasında tutarlılık gösterdiğini belirtmektedir.

Bu tip bir jib krende yapılan SEM analizleri ile deneysel analizlerin tutarlılığı son tabloda açıkça görülmektedir. Yine iki krendeki aynı elemanların hata oranlarının farklılık göstermesinin nedenleri daha önce belirtilen nedenleri ile açıklanabilir. SAE J987 standardında açıklanan test kriterlerinin kontrolünde, akma dayanımı ile en

büyük gerilmelerin karşılaştırılması gerektiğini belirtilmiştir. Teste göre en büyük gerilmeler kren yüklü halde iken ortaya çıkanlardır. Buna göre en büyük gerilme değerleri Çizelge 4.8’den alınmıştır. Çizelge 4.10’da en az 1,30 olması istenilen “n” sayısının her iki kren için değerleri yer almaktadır.

**Çizelge 4.10 :** Akma dayanımı ile en büyük gerilmelerin oranları.

		$\sigma_a$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{ebg}$ (N/mm <sup>2</sup> )	n
Kren_1	Vinç Kolu	350	104,81	3,34
	Ayak		-	-
	Pedestal_Arka		151,51	2,31
	Pedestal_Ön		-164,26	2,13
Kren_2	Vinç Kolu		107,58	3,25
	Ayak		-	-
	Pedestal_Arka		142,41	2,46
	Pedestal_Ön		-157,57	2,22

Görüldüğü üzere en az 1,3 olması beklenen “n” değerleri en düşük 2,22; en yüksek 3,34 olarak hesaplanmıştır. Bu kriter açısından her iki krenin de API Spec 2’de ve SAE J987’de belirtilen şartlara uygun oldukları görülebilir.

#### 4.4 Öneriler

Kren\_2\_Ayak strain gagenin yerinden sökülmesi örneğinin tekrar yaşanmaması için yapıştırılan gagelerin üzerine veya etrafına bilgilendirici levhalar asılabilir. Bir diğer yandan personelin yapılan işlem ile ilgili bilgilendirilmesi hayati önem taşımaktadır. Açık deniz koşulları gibi ulaşım imkânlarının birçok etmene bağlı bulunduğu koşullarda önceden yapılan hazırlıklar büyük önem kazanmaktadır. Platformlar üzerinde, zamanın kısıtlılığı, test yüklerinin ve yardımcı krenlerin kullanım süreleri nedeniyle ayaklardaki strain gageler tekrar yapıştırılamamıştır.

Referans ölçümlerinden kaynaklanan sorunlar ilgili bölümde açıklanmıştır. Bu sorunları ortadan kaldırabilmek amacıyla ölçüm yapılan parçanın zemin üzerinde herhangi bir noktadan mesnetlenmemiş serbest halde bulunması gerekmektedir. Parça üzerinde gerilme yaratan durumlar ortadan kaldırılmadan alınan ölçümler deney sonuçlarını etkilemektedir. Nitekim referans değerlerinin etkisi görülmeyen Çizelge 4.9’daki sonuçlar diğerlerine oranla daha çok yakınsamıştır.



Yapılan değerlendirmeler sonucunda SEM analizi ile deneysel analizlerin jib kren tasarımımda beraber kullanılması oldukça faydalı bulunmuştur. Deneylede SEM'den elde edilen kritik noktaların kullanılması oldukça kolaylık sağlamaktadır. Kritik noktaların belirlenmesinde uzun ve karmaşık hesapların yanında deneyim de gerekmektedir ancak SEM analizi bu tespiti kolaylaştırmakta ve yol göstermektedir. Görece büyük yapılar olan jib krenler için yapılan bu testler ve analizler birbirlerine yakın sonuçlar vermekle beraber bazı sapmaların olduğu gözlenmiştir, teknolojik imkânların artması ile SEM analizleri gerçeğe daha da yaklaşmaktadır. Gerçek ortam koşulları göz önüne alındığında SEM'de yapılan benzetmeler nedeniyle meydana gelen farklılıkların gün geçtikçe azalacağı tahmin edilmektedir.

Son olarak, deneylede kullanılan kabloların boyları ve yalıtımları oldukça önemlidir. Yalıtım altında olmayan kabloların çevresel etmenlere açık olması, taşıdıkları analog sinyallerin etkilenmesine yol açabileceği için sonuçlarda önemli sapmalar meydana getirebilmektedir. Çalışmalar sırasında yalıtımsız kablolarla yapılan deneylede alınan sonuçlarla ile yalıtımlı kablolar ile yapılan deneylelerden alınan sonuçlar arasında sapmalar görülmüştür. Bu nedenle yalıtım altındaki kablolar tercih edilmiş ve bu etmen büyük oranda saf dışı bırakılmıştır.



## KAYNAKLAR

- [1] **Öztepe, H.** (1999). Transport tekniği, kaldırma ve taşıma makinaları, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.
- [2] **Kayaoğlu, E.** (2009). Kren konstrüksiyonunda kullanılan dikdörtgen levhaların yayılı yük altındaki davranışının incelenmesi (yüksek lisans tezi), İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [3] **Shapiro, H. I., Shapiro, J. P. ve Shapiro L. K., Abrahart, R.** (1999). Cranes and derricks, McGraw-Hill, New York, USA.
- [4] **Kayaoğlu, E.** (2012). Kişisel fotoğraf arşivi.
- [5] **Verschoof, J.** (2002). Cranes, design, practice, and maintenance, Professional Engineering Publishing Limited, London and Bury St Edmunds, UK.
- [6] **F.E.M 1.001.** (1998). Rules for the design of hoisting appliances, *Federation Europeenne de la Manutention*, Brussels, Belgium
- [7] **API Spec. 2C** (2004). Specification for Offshore Pedestal Mounted Cranes, *American Petroleum Institute*, Washington, USA.
- [8] **SAE J987.** (2003). Lattice Boom Cranes – Method of Test, *Society of Automotive Engineers*, Washington, DC, USA
- [9] **TS EN 12999.** (2011). Krenler – Yükleyici Krenler, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara
- [10] **Ünal, B.** (2007). JİB portal kren konstrüksiyonun modellenmesi ve sonlu elemanlar yöntemiyle analizi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [11] **Url-1** <<http://www.vishaypg.com/docs/11030/mcoatf.pdf>>, alındığı tarih: 22.10.2012
- [12] **P8048 User Manual** (2007). Prosig P800 series manual, D1151/6, *Prosig Limited*, Hants, England.
- [13] **Url-2** <<http://www.vishaypg.com/docs/11098/062lw.pdf>>, alındığı tarih: 28.10.2012.



## **EKLER**

**EK A:** MATLAB kodları.

**EK B:** SEM kullanılarak ölü ağırlık durumu ve test yükü ile yapılan analizlerin birim şekil değiştirme ve gerilme değerleri ekran görüntüleri.

## EK A

%%tanımlar, formüller%%

%SG\_1\_1 = Kren\_1\_Vinç\_Kolu -> Vcyuk\_1\_1=Yüklü çıkış voltajı (V),  
% -> Vcref\_1\_1=Referans halde çıkış voltajı (V).  
% -> Vcbos\_1\_1=Boş halde çıkış voltajı (V).  
%SG\_1\_2 = Kren\_1\_Ayak -> Vcyuk\_1\_2=Yüklü çıkış voltajı (V),  
% -> Vcref\_1\_2=Referans çıkış voltajı (V).  
% -> Vcbos\_1\_2=Boş halde çıkış voltajı (V).  
%SG\_1\_3 = Kren\_1\_Pedestal\_Arka -> Vcyuk\_1\_3=Yüklü çıkış voltajı (V),  
% -> Vcref\_1\_3=Referans çıkış voltajı (V).  
% -> Vcbos\_1\_3=Boş halde çıkış voltajı (V).  
%SG\_1\_4 = Kren\_1\_Pedestal\_Ön -> Vcyuk\_1\_4=Yüklü çıkış voltajı (V),  
% -> Vcref\_1\_4=Referans çıkış voltajı (V).  
% -> Vcbos\_1\_4=Boş halde çıkış voltajı (V).  
%SG\_2\_1 = Kren\_2\_Vinç\_Kolu -> Vcyuk\_2\_1=Yüklü çıkış voltajı (V),  
% -> Vcref\_2\_1=Referans çıkış voltajı (V).  
% -> Vcbos\_2\_1=Boş halde çıkış voltajı (V).  
%SG\_2\_2 = Kren\_2\_Ayak -> Vcyuk\_2\_2=Yüklü çıkış voltajı (V),  
% -> Vcref\_2\_2=Referans çıkış voltajı (V).  
% -> Vcbos\_2\_2=Boş halde çıkış voltajı (V).  
%SG\_2\_3 = Kren\_2\_Pedestal\_Arka -> Vcyuk\_2\_3=Yüklü çıkış voltajı (V),  
% -> Vcref\_2\_3=Referans çıkış voltajı (V).  
% -> Vcbos\_2\_3=Boş halde çıkış voltajı (V).  
%SG\_2\_4 = Kren\_2\_Pedestal\_Ön -> Vcyuk\_2\_4=Yüklü çıkış voltajı (V),  
% -> Vcref\_2\_4=Referans çıkış voltajı (V).  
% -> Vcbos\_2\_4=Boş halde çıkış voltajı (V).

%Vrbosref=(Vcbos\_x\_x-Vcref\_x\_x)/Vg (Boş haldeki çıkış voltajı ile referans haldeki çıkış voltajı farkı)  
% Vryukref=(Vcyuk\_x\_x-Vcref\_x\_x)/Vg (Yüklü haldeki çıkış voltajı ile referans haldeki çıkış voltajı farkı)  
% Vryukbos=(Vcyuk\_x\_x-Vcbos\_x\_x)/Vg (Yüklü haldeki çıkış voltajı ile yüksüz (boş) haldeki çıkış voltajı farkı)

%%sabitler%%

E=2.1e5; %Elastiklik modülü = N/mm<sup>2</sup>  
GF\_1\_1=2.125; %Kren\_1\_Vinç\_Kolu (SG\_1\_1)  
%Kren\_1\_Pedestal\_Arka (SG\_1\_3)  
GF\_1\_2=2.120; %Kren\_1\_Ayak (SG\_1\_2)  
GF\_1\_3=2.095; %Kren\_1\_Pedestal\_Ön (SG\_1\_4)  
GF\_2\_1=2.125; %Kren\_2\_Vinç\_Kolu (SG\_2\_1)  
%Kren\_2\_Ayak (SG\_2\_2)  
%Kren\_2\_Pedestal\_Ön (SG\_2\_4)  
GF\_2\_2=2.12; %Kren\_2\_Pedestal\_Arka (SG\_2\_3) Gage Faktörleri @24 C  
Vg=10; %V Giriş voltajı (V)

%%değişkenler%%

%e = Birim Şekil Değişirme(epsilon) (birimsiz)  
%S = Gerilme (N/mm<sup>2</sup>)

%%ölçümler%%

%%Kren\_1

%%yükli durum 03eylul2012 TEST01\_22ton32mtodrc dosyası%%

%%Kren\_2

%%yükli durum 05EYLUL2012\_22ton\_32m0drc dosyası%%

%Kren\_1 ve Kren\_2 için referans ölçümler%

Vcref\_1\_1=-4.21e-3;  
Vcref\_1\_2=0; %ölçüm alınamadı  
Vcref\_1\_3=-4.50e-3;  
Vcref\_1\_4=-12.72e-3;  
Vcref\_2\_1=-4.49e-3;  
Vcref\_2\_2=0; %ölçüm alınamadı  
Vcref\_2\_3=-1.43e-3;  
Vcref\_2\_4=-7.11e-3;

%Kren\_1 ve Kren\_2 için boş ölçümler%

Vcbos\_1\_1=-5.72e-3;  
Vcbos\_1\_2=0; %ölçüm alınamadı  
Vcbos\_1\_3=-6.30e-3;  
Vcbos\_1\_4=-11.08e-3;  
Vcbos\_2\_1=-6.25e-3;  
Vcbos\_2\_2=0; %ölçüm alınamadı  
Vcbos\_2\_3=-3.03e-3;  
Vcbos\_2\_4=-5.33e-3;

%Kren\_1 ve Kren\_2 için yükli ölçümler%

Vcyuk\_1\_1=-6.86e-3;  
Vcyuk\_1\_2=0; %ölçüm alınamadı  
Vcyuk\_1\_3=-8.33e-3;  
Vcyuk\_1\_4=-8.62e-3;  
Vcyuk\_2\_1=-7.21e-3;  
Vcyuk\_2\_2=0; %ölçüm alınamadı  
Vcyuk\_2\_3=-5.03e-3;  
Vcyuk\_2\_4=-3.13e-3;

```
%%%hesaplamalar%%%
```

```
Vcref=[Vcref_1_1; Vcref_1_2; Vcref_1_3; Vcref_1_4;  
       Vcref_2_1; Vcref_2_2; Vcref_2_3; Vcref_2_4];
```

```
Vcbos=[Vcbos_1_1; Vcbos_1_2; Vcbos_1_3; Vcbos_1_4;  
       Vcbos_2_1; Vcbos_2_2; Vcbos_2_3; Vcbos_2_4];
```

```
Vcyuk=[Vcyuk_1_1; Vcyuk_1_2; Vcyuk_1_3; Vcyuk_1_4;  
       Vcyuk_2_1; Vcyuk_2_2; Vcyuk_2_3; Vcyuk_2_4];
```

```
for i=1:8
```

```
    Vrbosref(i)=(Vcbos(i)-Vcref(i))/Vg;  
    Vryukref(i)=(Vcyuk(i)-Vcref(i))/Vg;  
    Vryukbos(i)=(Vcyuk(i)-Vcbos(i))/Vg;
```

```
end
```

```
Vrx=[Vrbosref; Vryukref; Vryukbos];
```

```
for m=1:3
```

```
    e(m,1)=(-4*Vrx(m,1))/(GF_1_1*(1+2*Vrx(m,1)));  
    e(m,2)=(-4*Vrx(m,2))/(GF_1_2*(1+2*Vrx(m,2)));  
    e(m,3)=(-4*Vrx(m,3))/(GF_1_1*(1+2*Vrx(m,3)));  
    e(m,4)=(-4*Vrx(m,4))/(GF_1_3*(1+2*Vrx(m,4)));  
    e(m,5)=(-4*Vrx(m,5))/(GF_2_1*(1+2*Vrx(m,5)));  
    e(m,6)=(-4*Vrx(m,6))/(GF_2_1*(1+2*Vrx(m,6)));  
    e(m,7)=(-4*Vrx(m,7))/(GF_2_1*(1+2*Vrx(m,7)));  
    e(m,8)=(-4*Vrx(m,8))/(GF_2_2*(1+2*Vrx(m,8)));
```

```
    S(m,:)=E.*e(m,:);
```

```
end
```

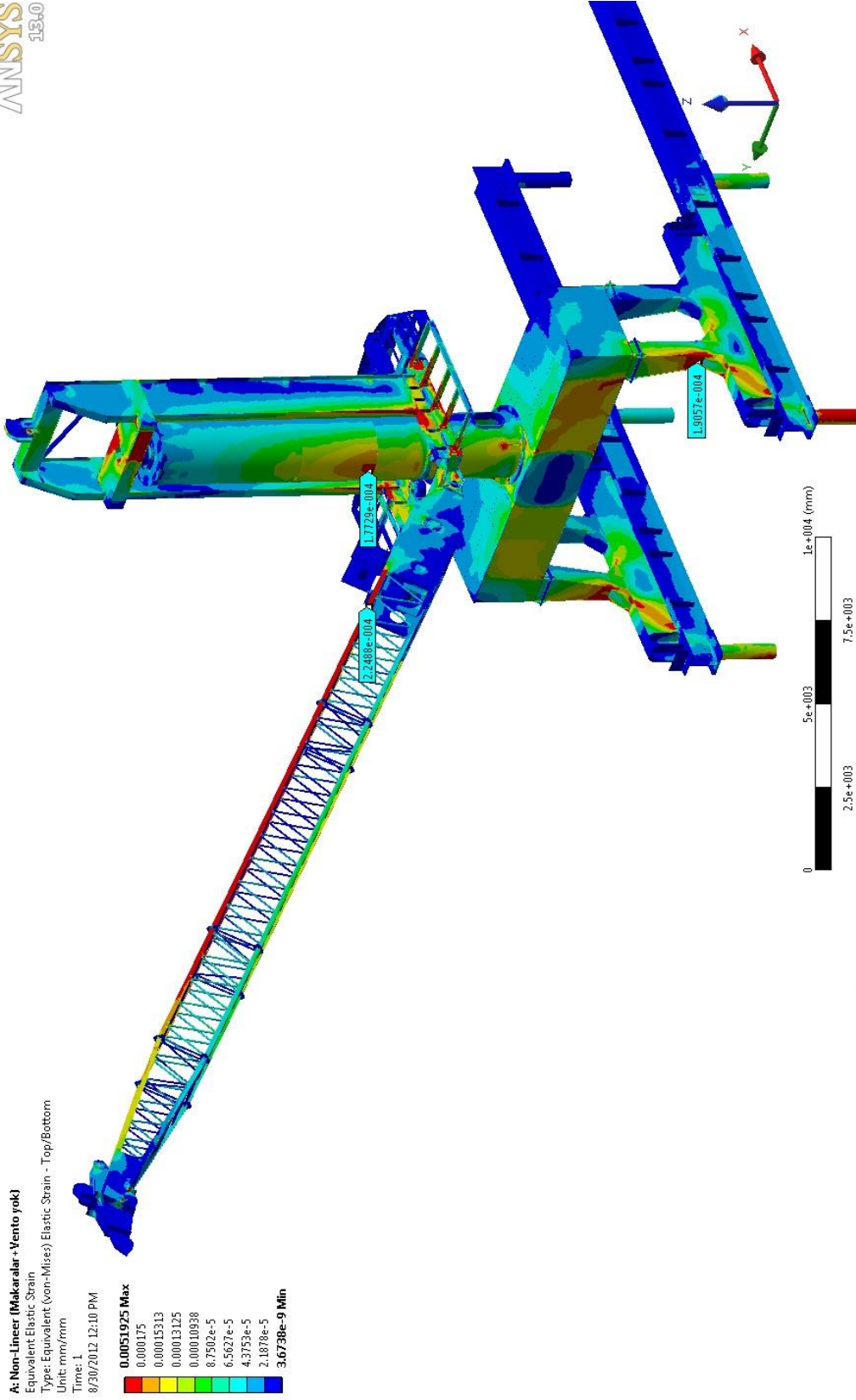
```
ebosref=e(1,:)   
eyukref=e(2,:)   
eyukbos=e(3,:)
```

```
Sbosyuk=S(1,:)   
Syukref=S(2,:)   
Syukbos=S(3,:)
```

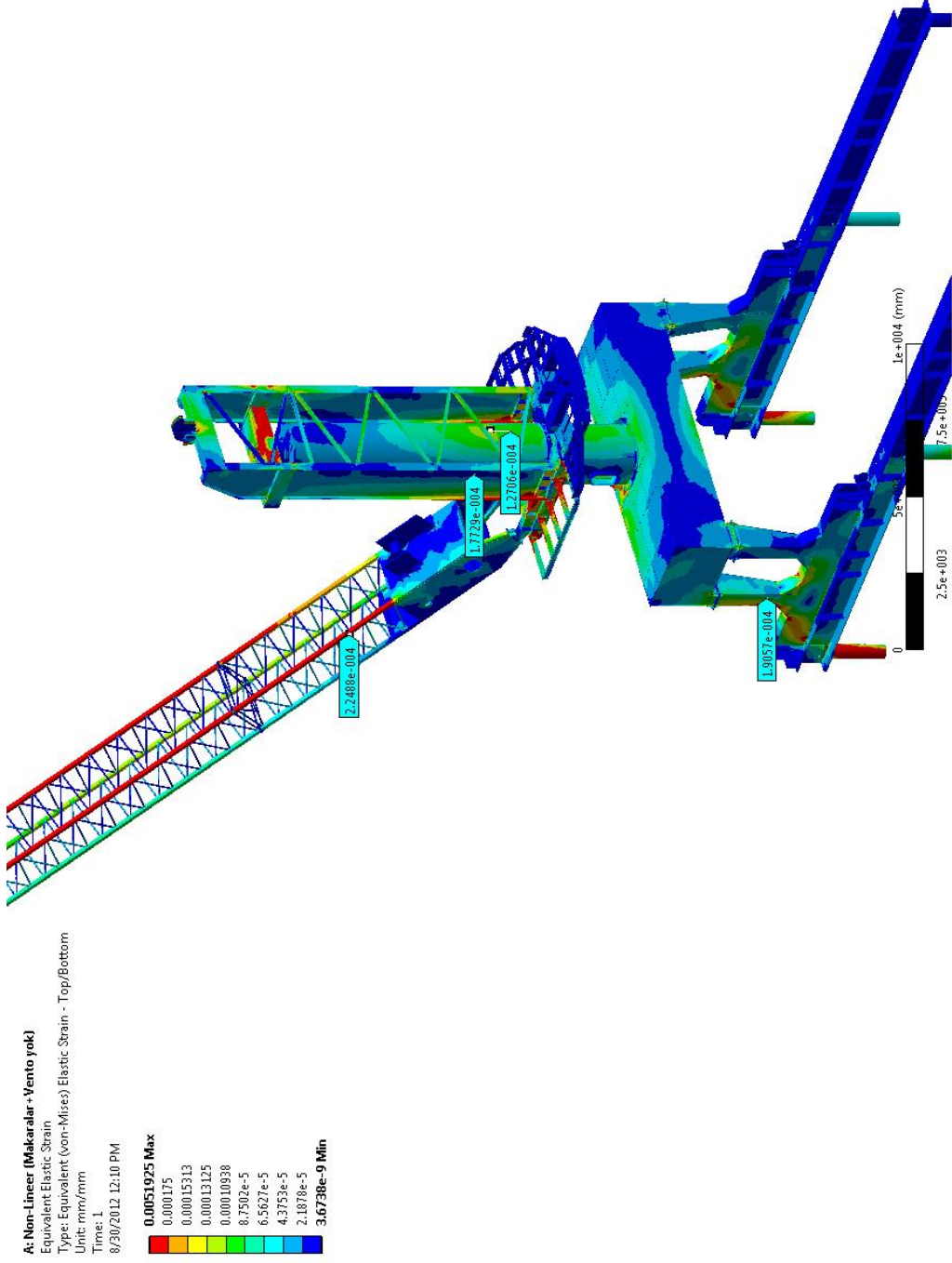


## EK B

ANSYS  
13.0

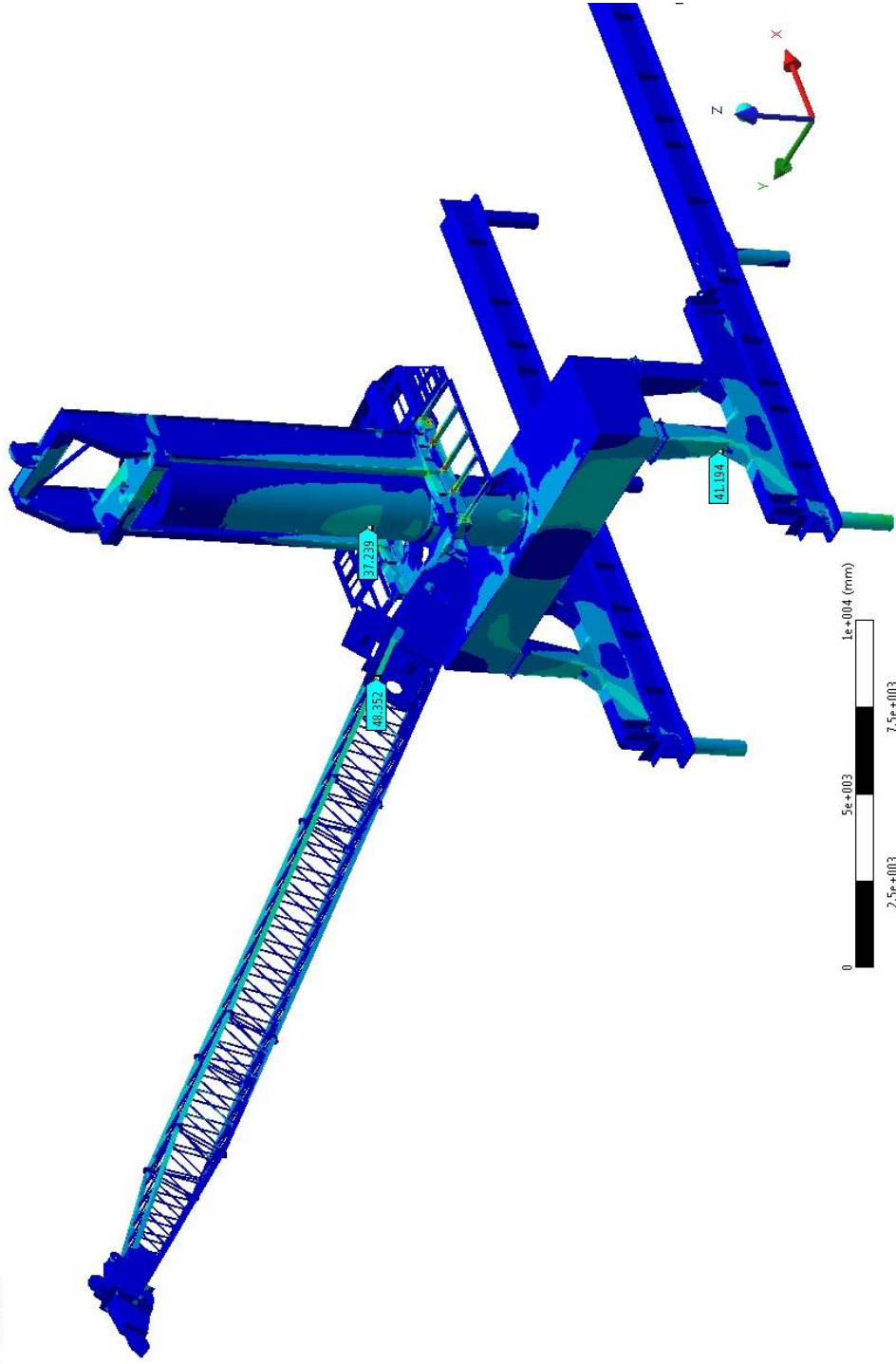
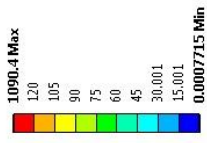


Şekil B.1 : Krenin boş yükte, kendi ağırlığı altında birim şekil değişimleri (ön).

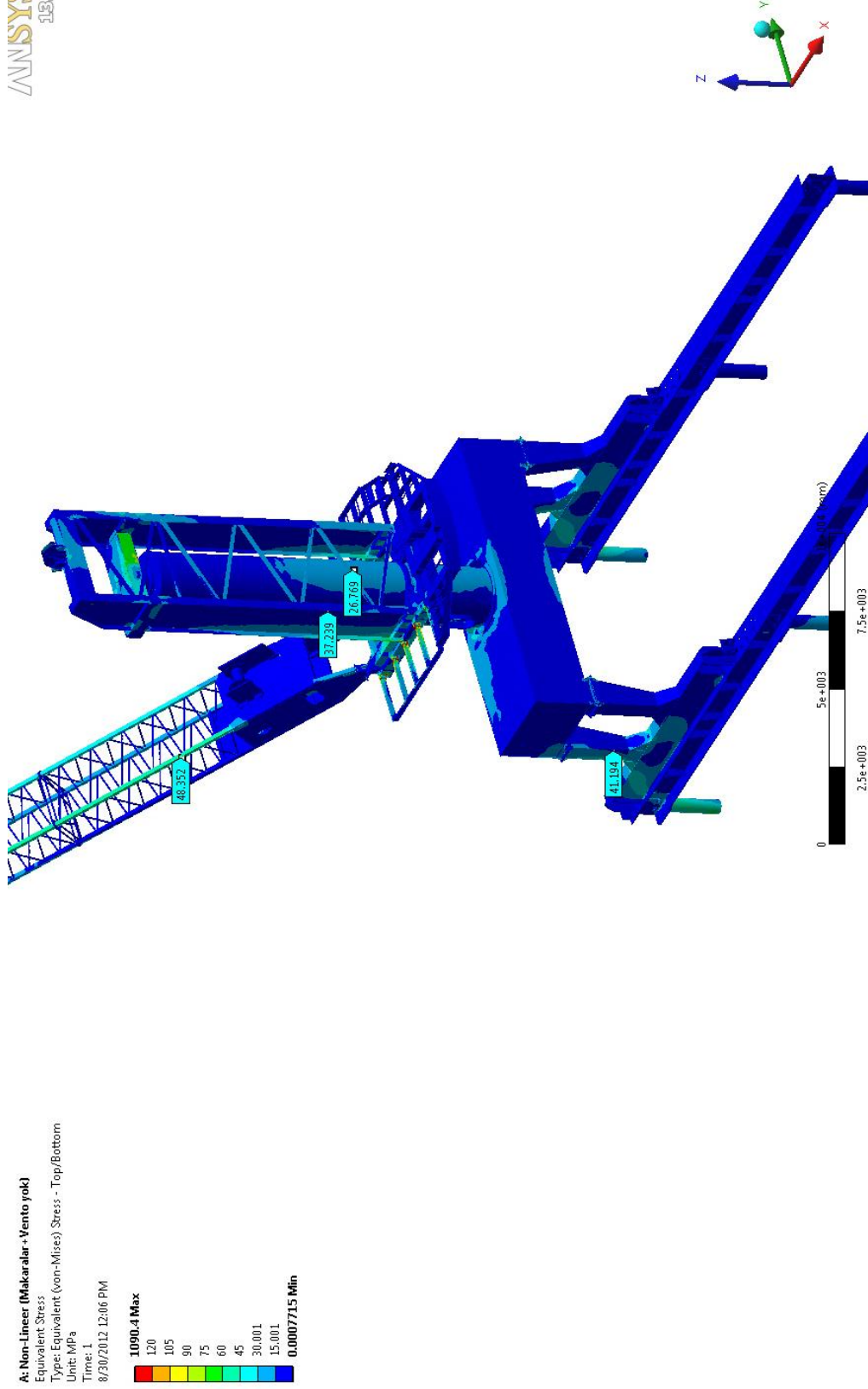


Şekil B.2 : Krenin boş yükte, kendi ağırlığı altında birim şekil değişimleri (arka).

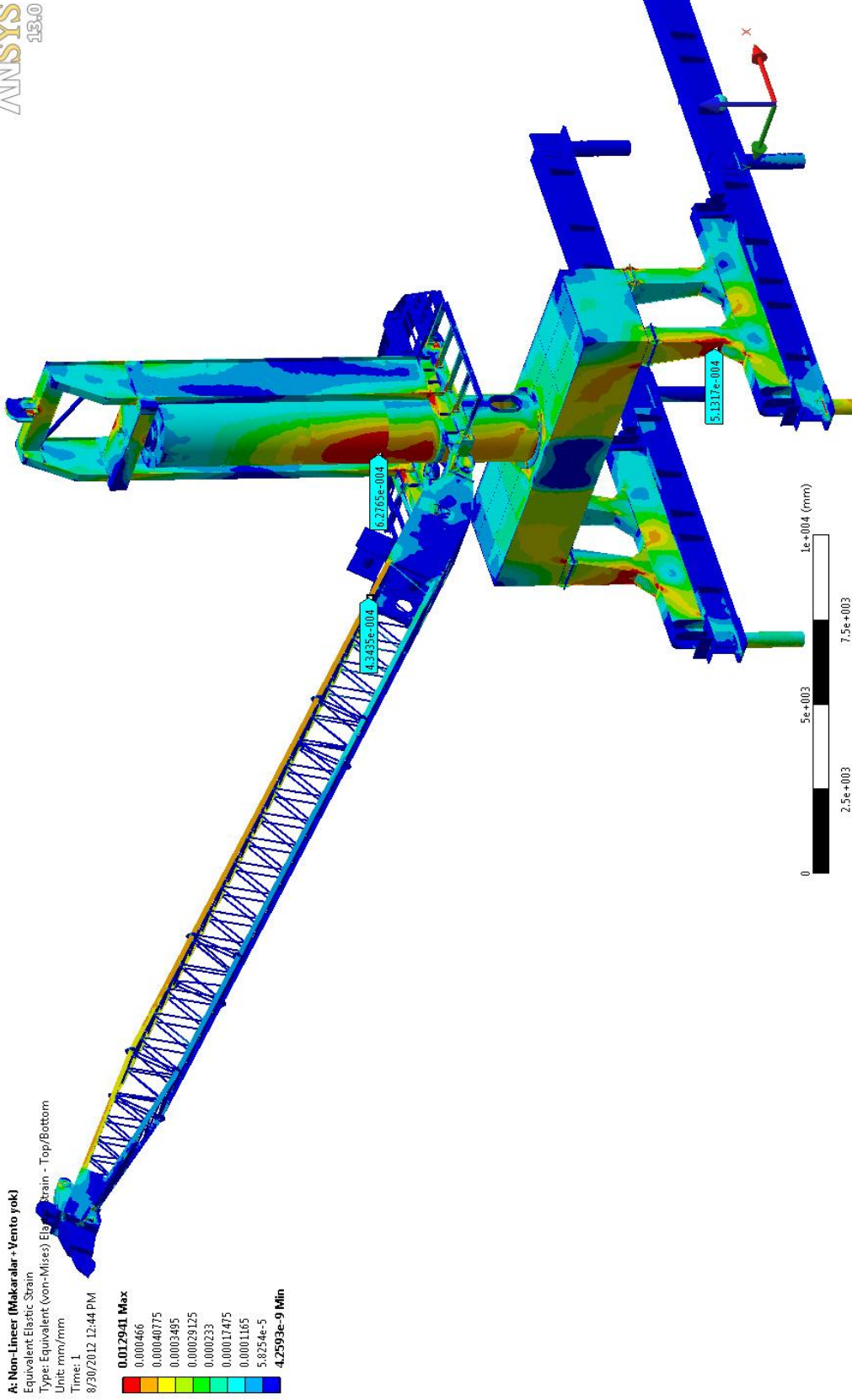
A: Non-Linear (Makaralar + Yento yok)  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom  
 Unit: MPa  
 Time: 1  
 8/30/2012 12:06 PM



Şekil B.3 : Krenin boş yükte, kendi ağırlığı altında gerilmeleri (ön).

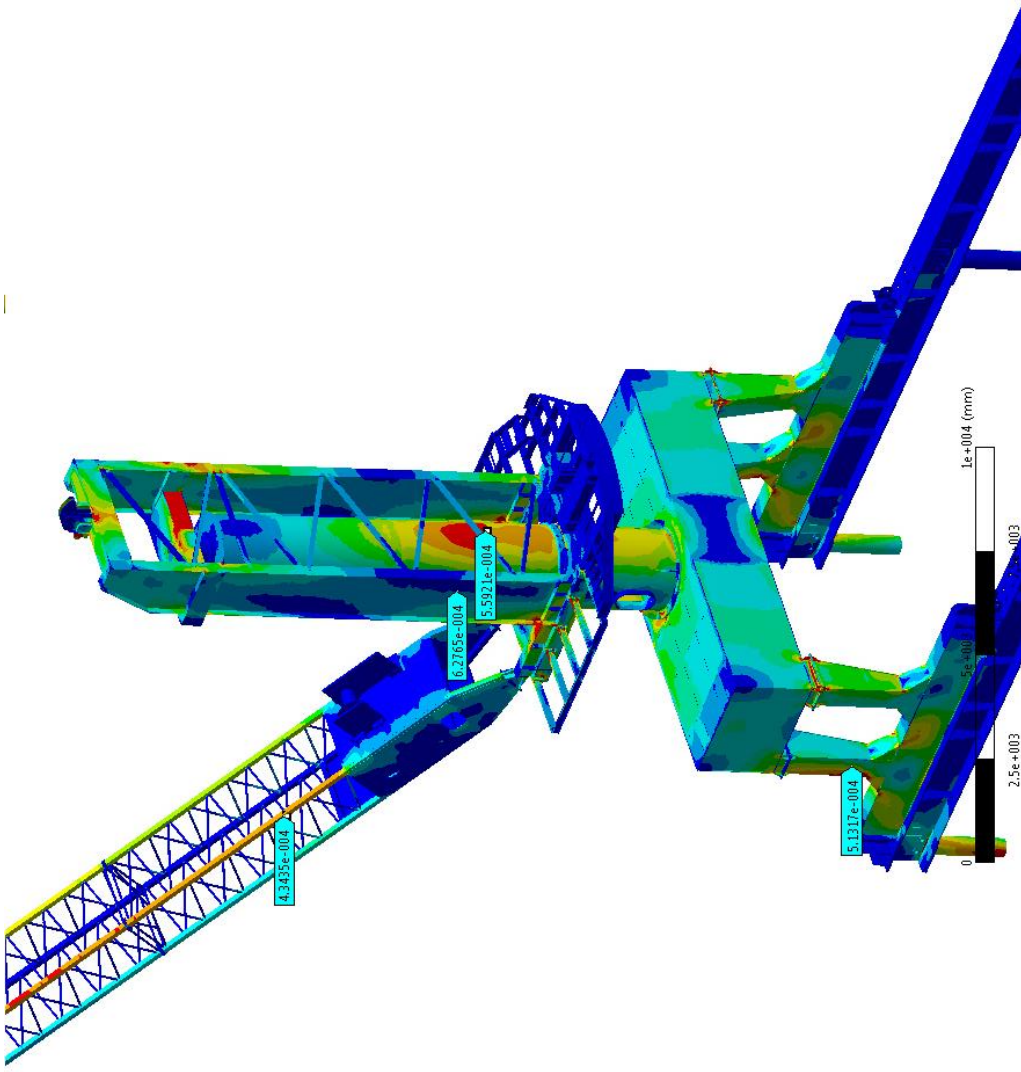


Şekil B.4 : Krenin boş yükte, kendi ağırlığı altında gerilmeleri (arka).



**Şekil B.5 :** Krenin test yükü altında birim şekil değişimleri (ön).

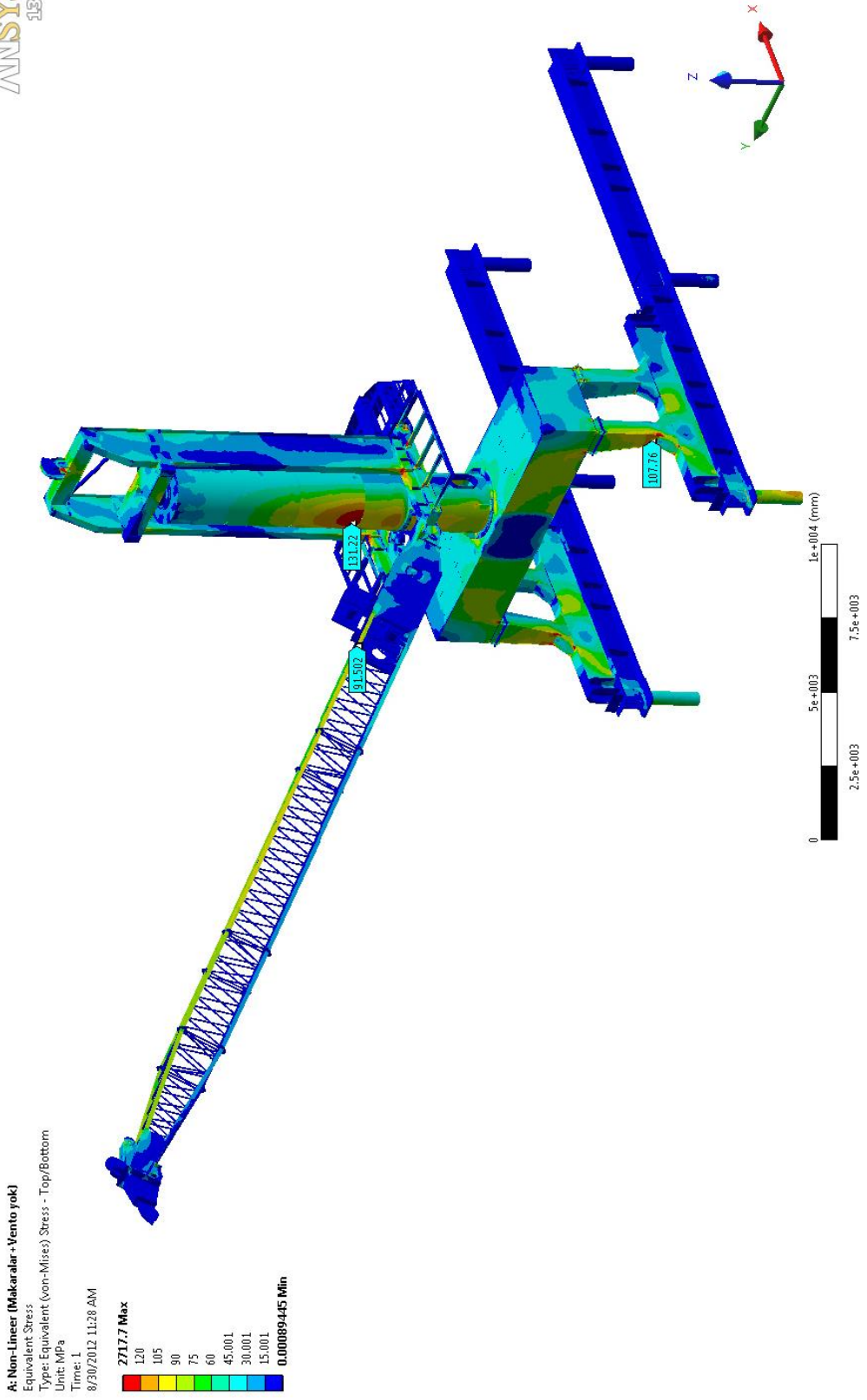




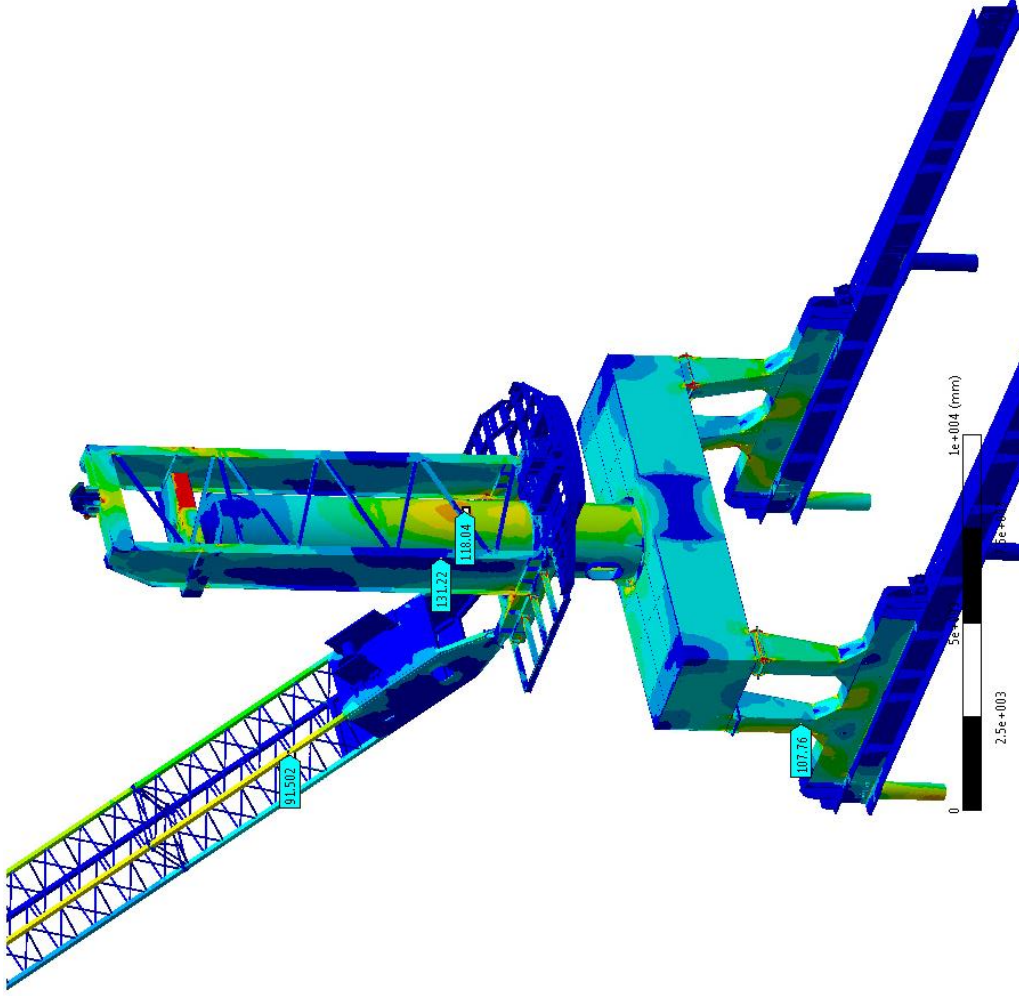
**A: Non-Linear (Makaralar +vento yok)**  
 Equivalent Elastic Strain  
 Type: Equivalent (von-Mises) Elastic Strain - Top/Bottom  
 Unit: mm/mm  
 Time: 1  
 8/30/2012 12:44 PM

0.000466	<b>0.012941 Max</b>
0.00040775	
0.0003495	
0.00029125	
0.000233	
0.00017475	
0.0001165	
5.9254e-5	
<b>4.2599e-9 Min</b>	

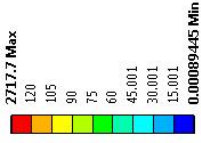
Şekil B.6 : Krenin test yükü altında birim şekil değişimleri (arka).



Şekil B.7 : Krenin test yükü altında gerilmeleri (ön).



At: Non-Linear (Makaralar - Vento yok)  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom  
 Unit: MPa  
 Time: 1  
 8/30/2012 11:28 AM



Şekil B.8 : Krenin test yükü altında gerilmeleri (arka).



## ÖZGEÇMİŞ



**Ad Soyad:** Adem Candaş

**Doğum Yeri ve Tarihi:** Dinar/Afyon 11.04.1988

**Adres:** İTÜ Makina Fakültesi, İnönü Cad. No:65 Beyoğlu/İstanbul/Türkiye

**E-Posta:** candas@itu.edu.tr

**Lisans:** İTÜ Makina Mühendisliği

### Yayın Listesi:

#### Uluslararası - 2012

- 1-Modeling and Analysis of Guide Rail Brackets and Attaching Parts (S. Elmalı, A. Candaş, E. Kayaoglu, C. E. Imrak and S. Targit), Elevator Technology 19, Miami, USA, (ELEVCON 2012)
- 2-The Street Called “Asansor” and Water – Powered Elevator Installation in Izmir (E. Barlas, C. E. Imrak, E. Kayaoglu, A. Candaş, and Y. Z. Kocabal), Elevator Technology 19, Miami, USA, (ELEVCON 2012)
- 3-Design of Mine Shaft Elevator (I. Gerdemeli, A. Candaş, and M. Unalan), Machines, Technologies, Materials 2012, Varna, Bulgaria, (MTM 2012)

#### Uluslararası - 2011

- 1-Design For Assembly In Concurrent Engineering A Case Study On Its Application: Package Cutting Unit (E. Kayaoglu, S. Kurt, and A. Candaş), International Conference on Innovative Technologies, Bratislava, Slovakia, (IN-TECH 2011)
- 2-Computer Aided Valve Design of Shock Absorbers Used in Vehicles (I. Gerdemeli, A. E. Cotur, E. Kayaoglu, and A. Candaş), 4th International Conference on Advanced Design, and Manufacturing, Kunming, China, (ADM 2011)

**3- Study on Stress and Deformation of an Elevator Safety Gear Brake Block Using Experimental and FEA Methods, (E. Kayaoglu, O. Salman, and A. Candas), Advanced Design Technology, Guangzhou, China, (ADME 2011)**

**Ulusal - 2012**

**1- Ani tip Fren Bloklarının Modellenmesi, Testi ve Analizi (E. Kayaoğlu, A. Candaş, C. E. İmrak ve S. Targit), Asansör Sempozyumu, İzmir, Türkiye (2012)**

**2-19. Yüzyıl Asansör Teknolojisi ve Tarihi Asansör (Y. Z. Kocabal, A. Candaş, E. Kayaoğlu ve C. E. İmrak), Asansör Sempozyumu, İzmir, Türkiye (2012).**