

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**JİB PORTAL KRENİN TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR METODUNA
GÖRE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Feyyaz AYDEMİR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

ARALIK 2017

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**JİB PORTAL KRENİN TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR METODUNA
GÖRE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Feyyaz AYDEMİR
503141213**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Serpil Kurt Habiboğlu

ARALIK 2017

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503141213 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Feyyaz AYDEMİR**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**JİB PORTAL KRENİN TASARIMI VE SONLU ELEMENLAR METODUNA GÖRE ANALİZİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Serpil KURT HABİBOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Yrd. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Remzi ASLAN
Arel Üniversitesi

Teslim Tarihi : 17 Kasım 2017
Savunma Tarihi : 12 Aralık 2017





Aileme,



ÖNSÖZ

Jib Portal Krenin Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Metoduna Göre Analizi isimli bu tez çalışmamda bilgilerini, birikimlerini, deneyimlerini ve desteklerini benden esirgemeyen değerli danışman hocam Doç. Dr. Serpil Kurt, değerli hocam Yrd. Doç. Dr. İsmail Gerdemeli'ye ve bu tez çalışmamda bana zamanlarını ayırarak değerli fikirleriyle bana her zaman yardımcı olan Araş. Gör. Adem Candaş, Araş. Gör. Eren Kalay, Araş. Gör. Umut Şahin, Araş. Gör. Ayhan Hacıoğlu, Öğr. Gör. Dr. Mustafa Özkırım, Araş. Gör. Alparslan Solak ile Makine Yüksek Mühendisi Buğra Taşdemir'e ve bütün Makine Fakültesi öğretim üyelerine teşekkür ederim. Bunun yanında bana olan desteklerini ve güvenlerini benden hiçbir zaman esirgemeyen değerli aileme teşekkürü borç bilirim.

Aralık 2017

Feyyaz AYDEMİR
Makine Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
2. JİB PORTAL KRENİN ELEMANLARI VE TEKNİK ÖZELLİKLERİ	5
2.1 Jib Portal Kren Elemanları	5
2.1.1 Kren yürütme sistemi elemanları	5
2.1.2 Portal ayaklar	7
2.1.3 Portal üst kirişi ve silindirik gövde	7
2.1.4 Dönüş platformu	9
2.1.5 Karşı kafes girişler	10
2.1.6 Karşı ağırlık	11
2.1.7 Operatör odası.....	12
2.1.8 Boom (Ok)	12
2.2 Jib Portal Krenimizin Teknik Özellikleri	13
3. JİB PORTAL KRENİN SINIFLANDIRILMASI.....	15
3.1 Fem Normlarına Göre Sınıflandırma	15
3.2 DIN Normlarına Göre Sınıflandırma	15
3.3 Jib Krenimizin Statik Yük Hesaplamalarında Kullanılan Katsayıların Seçilmesi	16
3.3.1 Minimum güvenlik katsayısı “ Z_p ”nin seçilmesi	16
3.3.2 Kaldırma yükü katsayısı “ ψ ”nin seçilmesi	17
3.3.3 Yükseltme katsayısı (ömür faktörü) “ Y_c ”nin seçilmesi	17
3.3.4 Tambur, halat ve dengeleme makaraları çapları için “ h_1 ” katsayılarının seçilmesi.....	17
4. JİB PORTAL KRENİN STATİK HESAPLAMALARI	19
4.1 Jib Portal Krenin Statik Denge Emniyeti Hesaplamaları	19
4.2 Yük Kaldırma Halatının Belirlenmesi.....	20
4.3 Yük Kaldırma Vinci Tahrik Gücü Hesaplamaları.....	22
4.4 Vento Halatının Belirlenmesi	23
4.5 Ok Çekme Vinci Tahrik Gücü Hesaplamaları	26
4.6 Kren Yürütme Tekerleklerinin Adetleri ile Boyutlarının Belirlenmesi	28
4.7 Kren Yürütme Sistemi Tahrik Gücü Hesaplamaları	29
4.7.1 Yürütme direnci momentinin hesaplanması	30
4.7.2 Doğrusal hareket ivme momentinin hesaplanması	30
4.7.3 Dönen elemanların ivme momentinin hesaplanması	30
4.7.4 Rüzgar direnci momentinin hesaplanması	30

4.8 Okun Statik Yükler Altında Mukavemet Kontrolü	31
4.8.1 Oka uygulanan statik kuvvetler (Ok açıklığı $r = 16$ m, yük $q = 25$ ton)....	31
4.8.1.1 Vento halatları, yük ve kanca etkisiyle oka uygulanan kuvvetler	32
4.8.1.2 Okun zati ağırlığının etkisi	32
4.8.2 Oka uygulanan statik kuvvetler (Ok açıklığı $r = 40$ m, yük $q = 10$ ton)....	33
4.8.2.1 Vento halatları, yük ve kanca etkisiyle oka uygulanan kuvvetler	33
4.8.2.2 Okun zati ağırlığının etkisi	34
4.8.3 Okun yatay hali için sehimin hesaplanması	35
4.8.4 Ok 40 m açıklıktayken sehimin hesaplanması	36
4.8.5 Okun orta kesitinde oluşan gerilmelerin hesaplanması	37
4.8.6 Zati ağırlıktan meydana gelen basma ve çekme gerilmesi	38
5. JİB PORTAL KRENİN SONLU ELEMANLAR METODUNA GÖRE	
ANALİZİ	41
5.1 Sonlu Elemanlar Metodu ve Ansys Paket Programı	41
5.2 Ansys Workbench Programıyla Statik Yapısal Analizin Yapılması	42
5.2.1 Ansys Workbench programının açılması	42
5.2.2 Malzemenin seçilmesi	44
5.2.3 Geometrinin tanımlanması	45
5.2.4 Boom modelinin tanımlanması	47
5.2.5 Sonlu elemanlara ayırma	49
5.2.6 Sınır şartlarının belirlenmesi	50
5.2.7 Zati ağırlıktan meydana gelen sehim ve eğilme gerilmesi	51
5.2.8 Boomun statik yükler altında sehim ve gerilme analizleri	57
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	63
KAYNAKLAR	65
ÖZGEÇMİŞ	67

KISALTMALAR

FEM	: Federation Europeenne De La Manutention
CAD	: Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
ISO	: International Organization for Standardization (Uluslararası Standartlar Örgütü)
DIN	: Deutsches Insitut Für Normung (Alman Standartları Enstitüsü)
SEM	: Sonlu Elemanlar Metodu
H	: Hauptlast
HZ	: Haupt and Zusatzlasten



SEMBOLLER

Z_P	: Minimum güvenlik katsayısı
ψ	: Kaldırma yükü katsayısı
V_k	: Kaldırma hızı (m/s)
Y_c	: Yükseltme katsayısı
h_1	: Halat, Tambur, Makara katsayıları
$M_{O, Dev}$	: O noktasına göre devirme momenti (Kgm)
$M_{O, Den}$	: O noktasına göre dengeleme momenti (Kgm)
$M_{O, Dev'}$	: Statik kontrol faktörü kullanılmadan hesaplanan devirme momenti (Kgm)
Q	: Yük (Ton)
S'	: Yük halatının taşıdığı yük (kg)
d	: Halat çapı (mm)
F_t	: Halatın teorik kopma kuvveti (N)
k	: Yapım çarpanı
f	: Metalik kesit faktörü
F_{min}	: Minimum halat kopma kuvveti (N)
η	: Verim
N	: Motor gücü (Kw)
r	: Ok açıklığı (m)
R	: Krenin bir tekerleğine etkiyen yük (Kg)
R_0	: Karakteristik tekerlek yükü (Kg)
C_1	: Malzeme katsayısı
C_2	: Devir katsayısı
C_3	: Çalışma süresi katsayısı
P_{em}	: Basma emniyet gerilmesi (daN/cm ²)
F	: Ana profillerin toplam alanı (cm ²)
W_R	: Yürüme direnci (Kg)
S_0	: Okun orta kesitine etkiyen bileşke yük (Kg)
G_{Ok}	: Okun zati ağırlığı (Kg)
M_{Ok}	: Okun zati ağırlığına göre hesaplanan moment (Kgm)
F	: Ana profillerin toplam alanı (cm ²)

I_x	: X eksenine göre atalet momenti (cm ⁴)
I_y	: Y eksenine göre atalet momenti (cm ⁴)
f	: Sehim (cm)
i	: Atalet yarıçapı (cm)
λ	: Narinlik derecesi
L_{Ok}	: Okun uzunluğu (cm)
w	: Burkulma katsayısı
σ_{Basma}	: Basma gerilmesi (kg/cm ²)
$\sigma_{Eğilme}$	: Eğilme gerilmesi (kg/cm ²)
σ_{Em}	: Basma ve çekme emniyet gerilmesi (N/mm ²)
τ_{Em}	: Kayma emniyet gerilmesi (N/mm ²)



ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : Jib portal krenimizin teknik özellikleri.	14
Çizelge 3.1 : FEM normlarına göre sınıflandırma.	15
Çizelge 3.2 : FEM ve DIN normlarına göre işletme gruplarının karşılaştırılması. ...	16
Çizelge 3.3 : FEM ve DIN normlarına göre jib portal krenimizin işletme grupları. .	16
Çizelge 3.4 : FEM standartlarına göre Z_p değerleri.	16
Çizelge 3.5 : Kaldırma makinesi sınıfına göre yükseltme katsayıları. (Gerdemeli, 2011)	17
Çizelge 3.6 : DIN 15020 normuna göre dönmeyen halat tipi için h_1 katsayıları.....	18
Çizelge 4.1 : DIN 4114 ve DIN 1052 standartlarına göre burkulma katsayısı, w (omega) değerleri. (Kutay, 2009).....	38
Çizelge 4.2 : DIN 15018 standardına göre çeliklerin emniyet gerilmesi değerleri. (Taşdemir, 2012).....	39
Çizelge 6.1 : Sehim ve gerilme analizi sonuçlarının karşılaştırılması.	64



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Jib portal krenin katı modeli	2
Şekil 2.1 : Boji.	5
Şekil 2.2 : Boji grubu.....	6
Şekil 2.3 : Denge kirişi.	6
Şekil 2.4 : Boji grubuyla mafsallanmış halde denge kirişi.	6
Şekil 2.5 : Portal ayak.	7
Şekil 2.6 : Portal üst kirişi ile silindirik gövde.	8
Şekil 2.7 : Jib portal krenin portal kısmının yan görünüşü.....	8
Şekil 2.8 : Jib portal krenin portal kısmının ön görünüşü.....	8
Şekil 2.9 : Dönüş platformu.	9
Şekil 2.10 : Okun ve karşı kafes kirişin dönüş platformuna mafsallanması.....	9
Şekil 2.11 : Okun dönüş platformuna mafsallanması.....	10
Şekil 2.12 : Ok çekme ve yük kaldırma vinçleri.	10
Şekil 2.13 : Karşı kafes kirişler.....	11
Şekil 2.14 : Boom (ok).	12
Şekil 2.15 : Boom (ok) kafes kiriş boru ve kare profilleri.	13
Şekil 3.1 : FEM 1001'e göre kaldırma hızı-kaldırma yükü katsayısı “ ψ ” grafiği. (Erdil, 2007).....	17
Şekil 4.1 : Statik denge kontrolü.	19
Şekil 4.2 : Vento ve yük kaldırma halatları.	23
Şekil 4.3 : Ok, 40 m açıklıktan 16 m açıklığa gelirken ortaya çıkan vento halatı boyu.	26
Şekil 4.4 : Oka, 16 m açıklıktayken etkiyen kuvvetler.....	31
Şekil 4.5 : Oka, 40 m açıklıktayken etkiyen kuvvetler.....	33
Şekil 4.6 : Sehim.....	35
Şekil 4.7 : Ok kesiti.	35
Şekil 4.8 : Okun orta kesiti.	37
Şekil 5.1 : Ansys Workbench 14.0 programının çalıştırılması.....	42
Şekil 5.2 : Ansys Workbench ana sayfa ekranı ve analiz seçenekleri.	43
Şekil 5.3 : “Static Structural” analiz tipinin seçilmesi.....	43
Şekil 5.4 : “Outline of Engineering Data” şeması.	44
Şekil 5.5 : St 37 yapı çeliğinin teknik özellikleri.....	44
Şekil 5.6 : “Engineering Data Resources” ekranı.....	45
Şekil 5.7 : Malzeme listesi.....	45
Şekil 5.8 : “Geometry” sekmesine “Step” formatındaki dosyanın yüklenmesi.....	46
Şekil 5.9 : Uzunluk biriminin belirlenmesi.	46
Şekil 5.10 : “Design Modeler” ekranı.....	47
Şekil 5.11 : “Model” ana sayfa ekranının açılması.....	47
Şekil 5.12 : Boom katı modelinin “Mechanical” ekranında görünümü.....	48
Şekil 5.13 : Boom katı modelinin farklı açılardan görünümü.	48
Şekil 5.14 : Mesh detayları.	49
Şekil 5.15 : Boomun düğüm noktalarının oluşturulması.	50

Şekil 5.16 : Düğüm noktası ve eleman sayılarının görüntülenmesi.	50
Şekil 5.17 : “Remote Displacement” komutunun tanımlanması.	51
Şekil 5.18 : Boomun perno ile mafsallanan yüzeylerinin seçilmesi.	52
Şekil 5.19 : Boomun “Remote Displacement” komutuyla mafsallanması.	52
Şekil 5.20 : Boomun vento halatıyla sabitlenen ucunun mafsallanması.	53
Şekil 5.21 : “Standard Earth Gravity” komutunun seçilmesi.	53
Şekil 5.22 : Boom zati ağırlık yönünün seçilmesi.	54
Şekil 5.23 : Boomun kendi (zati) ağırlığının tanımlanması.	54
Şekil 5.24 : Boomun sınır şartları.	54
Şekil 5.25 : Sehimin tanımlanması.	55
Şekil 5.26 : Von Mises gerilmelerinin tanımlanması.	55
Şekil 5.27 : Boomun çözülmesi.	56
Şekil 5.28 : Boomda meydana gelen sehim değerleri.	56
Şekil 5.29 : Boomda meydana gelen Von Mises gerilmeleri.	57
Şekil 5.30 : Vento ve yük halatlarının yaylar kullanılarak tanımlanması.	58
Şekil 5.31 : Vento ve yük halatlarını temsil eden yayların özellikleri.	59
Şekil 5.32 : Boomun taşıdığı yükün tanımlanması.	59
Şekil 5.33 : Boomun statik yükler etkisinde tanımlanan sınır şartları.	60
Şekil 5.34 : Boomda meydana gelen sehim değerleri.	60
Şekil 5.35 : Boomda meydana gelen Von Mises gerilmeleri.	61

JIB PORTAL KRENİN TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR METODUNA GÖRE ANALİZİ

ÖZET

Jib Portal Krenler, raylı sistemler üzerinde ileri geri hareket edebilen aynı zamanda üzerinde bulunan oklu döner kren aksamlarıyla yükü üç doğrultuda da kaldırıp taşıyabilen; tersanelerde, limanlarda, açık denizlerde, petrol ve doğalgaz sahalarında, gemilerin imalatında, inşaat şantiyelerinde sıklıkla kullanılan bir kren çeşididir. Jib Portal Krenler, portal krenler ile oklu döner krenlerin fiziksel ve mekanik özelliklerini birarada barındırdığı için bu krenlerin birleşimi olarak değerlendirilebilir.

Bu tez çalışmamızda 40 m x 10 ton maksimum moment taşıma kapasiteli, en fazla 25 ton yük taşıyabilen jib portal krenimizin FEM ve DIN standartlarına bağlı olarak işletme grubu belirlenmiş, analitik olarak statik yük hesapları yapılmış, statik yük hesapları neticesinde krenimizin emniyetli olduğu anlaşıldıktan sonra Solidworks bilgisayar destekli tasarım (CAD) programı aracılığıyla katı modeli oluşturularak tasarımı yapılmış ve son aşamada da oluşturulan katı model, analiz programına aktarılarak Ansys Workbench analiz programı aracılığıyla jib portal krenimizin boomunda (ok) meydana gelen sehim ve gerilmelerin analizleri yapılmıştır.

Jib Portal Krenimiz, tasarlanmadan önce FEM ve DIN normlarına göre kaldırma makinesi, çalışma süresi, yük dağılımı, yükleme durumu göz önünde bulundurularak sınıflandırılır ve bunun neticesinde tablolar aracılığıyla krenin işletme grubu belirlenir. Krenin işletme gurubu belirlendikten sonra ekipmanlarının boyutlandırılması ve sistemin emniyetli olup olmadığının irdelenmesi için jib portal krenimiz, analitik olarak statik yük hesaplamalarına tabi tutulmuştur. Bir krene çalışması esnasında kendi zati ağırlığı, taşıdığı yük ağırlığı, rüzgar, ivmelenme, frenleme ve ataletten gelen yükler etkir. Bu tez çalışmamızda sadece jib portal krenimize etkiyen statik yükler (kren zati ağırlığı, taşıma yükü) göz önünde bulundurularak krenimizin statik yük hesaplamaları ve analizleri yapılmış olup; rüzgar, ivmelenme, frenleme ve ataletten gelen dinamik yükler ihmal edilmiştir. Analitik olarak yapılan statik yük hesaplamaları sonucunda jib portal krenimizde bulunan ok çekme ve yük kaldırma vinç elemanları olan halat, tambur, makara çapları ve motor güçleri ile kren yürütme sistemi elemanları olan avare ve tahrikli tekerleklerinin çapları ve motor güçleri hesaplanarak jib portal krenimizin elemanları boyutlandırılmıştır. Bunların yanında yük taşıma elemanı olarak krenimizde kullanılan, kafes konstrüksiyona sahip boomda (ok), kendi zati ağırlığı ve taşıdığı yük ve halat kuvvetlerinin etkisiyle meydana gelen sehim ve gerilmeler hesaplanmıştır. Jib Portal Krenimizin malzemesi “St37” yapı çeliği olarak seçilmiş olup, yapılan statik yük hesaplamaları sonucunda sistemin emniyetli olduğu anlaşılmıştır.

Jib Portal Krenimizin emniyetli olduğu anlaşıldıktan ve ekipmanlarının boyutları çıkartıldıktan sonra, tasarım aşamasına geçilmiştir. Solidworks CAD programı aracılığıyla bütün kren ekipmanları modellenip daha sonra birbirlerine montajlanarak

Jib Portal Krenimizin modeli oluşturulmuştur. Krenimizin statik yük hesapları neticesinde tasarımı aşamasında; konstrüksiyonun hafif ve emniyetli olması, mukavemetinin yüksek olması, montaj ve üretim kolaylığı, işçilik süresi ve maliyeti gözönünde bulundurularak en uygun şartlarda tasarım yapılmaya çalışılmıştır.

Krenimizin katı model hali “Step” dosyası formatında kaydedilerek Sonlu Elemanlar Metoduyla statik analiz yapılmak üzere Ansys Workbench programına aktarılmıştır.

Sonlu Elemanlar Metodu kullanılarak Ansys Workbench programı aracılığıyla konstrüksiyonun geometik modeli, malzemesi atanır. Daha sonra model üzerinde mafsallık noktaları, yer çekimi ve booma etkiyen kuvvetler tanımlanarak modelin sınır şartları belirlenir. Modelin matematiksel olarak daha hassas incelenmesi için model kendinden daha küçük alt parçalara bölünür. Meshleme adını verdiğimiz bu işlem yapıldıktan sonra model çözümlenir. Modelin çözümlenmesiyle birlikte booma meydana gelen sehim ve gerilmeler (Von Mises) elde edilir.

Son bölümde ise analitik olarak elde edilen sehim ve gerilme değerleri ile Ansys Workbench programında elde edilen değerler karşılaştırılır. Sonuçların arasındaki farkın %10’dan fazla olmaması göz önünde bulundurularak eşleştirilmesi sağlanır.

DESIGN OF A JIB PORTAL CRANE AND ANALYSIS WITH FINITE ELEMENT METHOD

SUMMARY

Cranes are lifting machines in transport system which provides the load's lifting and transfer in shipyards, seaports, ware houses, heavy machinery industry and construction sites. Cranes are transport machines such as elevator, conveyor, escalator, which are used for transportation of persons and loads. The most known and the most frequently used cranes are cable cranes, tower cranes, mobile cranes, gantry cranes and bridge cranes.

Within this thesis study, a Jib Portal Crane was designed and analysed. Jib Portal Cranes are transport machines which move on the rail systems like the gantry cranes and used to lift and transfer the load in every desired directions with the turntable and jointed boom to the turntable like the tower cranes. Therefore, jib portal cranes can be thought as a combination of gantry and tower cranes with their similar physical and mechanical properties. Jib Portal Cranes are frequently used in shipyards, seaports, off-shore petroleum and natural gas platforms, processing facilities, warehouses and construction sites.

In this study, a Jib Portal Crane which has 10 tons load capacity at 40 meters boom radius (maximum 400 Tons.m load moment capacity) and can lift maximum 25 tons load was classified, designed and analysed by using analytically static load calculations and finite element method. Firstly, Jib Portal Crane was classified according to its usage, loading, operating time and load distribution by taking FEM and DIN Standards into consideration. After it was classified, Jib Portal Crane's static load calculations were made analytically before it has been designed. The material was selected "St 37" steel. In static load calculations, the load, the boom's self-weight and the rope forces which act to the boom were taken into consideration and the deflection and stresses which occurred on the boom were calculated. As a result of these calculations, the system's safety was checked and all the jib portal crane equipment's dimensions were specified. In the next process, Jib Portal Crane was designed with all the equipment by using Solidworks 3D CAD program. After design process, crane's model file was transferred to Ansys Workbench program to be analysed for static structural by using Finite Element Method. The deflection and stresses (Von Mises) which occurred on the boom were seen on the computer screen by using Ansys Workbench program. The deflection and stress values which were obtained analytically and by using finite element method were compared to check if the results were similar. It has been seen that the results were similar and less than %10 difference between the results.

In the second chapter, jib portal crane's equipments were explained with their figures. A Jib Portal Crane consists of idler and driven wheels, bogie groups, legs, main portal frame, cylindrical frame, turntable, operator's cabin, engine room, counterweight, lattice girder and boom. In our crane, totally 16 pieces Ø400 mm (8

of them are driven) wheels are used. Wheels were assembled to the bogie groups. Bogie groups hold the wheels together and every bogie group has two wheels (one of them is driven and another one is idler). In this crane; totally 8 pieces bogie groups were used to hold the wheels together. Bogie groups were connected to the legs by pins. Legs are at the left and right undersides of the jib portal cranes. Main Portal Frame is assembled between the legs and cylindrical frame. Main Portal Frame is exposed to deflection and bending stresses because of the self-weight and weight of the parts which placed on it. Cylindrical frame is assembled to the turntable. Turntable can revolve 360° around cylindrical frame. Engine room, operator's cabin, lattice girder, counter-weight and boom are on the turntable. In engine room, there are the lifting equipment for the load and the boom. The lifting equipment consists of driven group (electrical motor, gear box), gear, drum, steel wire rope and pulley. One of these lifting equipment controls the load's movement and other one controls the boom's movement by steel wire ropes. Both of the boom and lattice girder are connected to the turntable at the joints by pins.

In third chapter, Jib Portal Crane was classified according to FEM and DIN Standards for crane's usage, loading, load distribution and operating time. Minimum safety coefficient " Z_p ", coefficient of amplification " γ_c ", lift coefficient " ψ " and " h_1 " coefficients for the calculations of ropes, drums and pulleys were specified by using the tables after our crane's classification was specified. These coefficients are required for jib portal crane's static load calculations. The material was selected "St 37" steel for Jib Portal Crane.

In fourth chapter, static load calculations were made analytically to check the system's safety, strength of the material (St 37 steel) and obtain the all the crane equipment's dimensions and electric motor powers. Before starting static load calculations, firstly boom's section was selected as the square. It is decided that boom's construction was selected lattice beam to reduce the wind force's effects to minimum. Boom consists of four main beams which were exposed to load and support beams which hold the main beams together and don't carry loads. While main beams were selected 150x150x10 mm square profiles, support beams were selected $\varnothing 88.9 \times 3.2$ mm pipe profiles. Pipe profiles have higher strength in comparison to box profiles for wind forces because they are exposed to wind forces less due to their geometric shapes. Stress concentration is not occurred on pipe profiles but it is occurred on box profiles. For this reason, support beams were selected as pipe section. On the other hand, main profiles were selected as square profiles for easy weldability to pipe profiles. Support pipe profile beams were welded to main beams to hold the main square profile beams together. During the boom's construction was selected, it was preferred that the construction was lightweight, high strength and weldability. Boom's construction was specified and boom's weight was calculated. Nevertheless, counterweight and crane's self-weight were specified. After these weights were specified, static load calculations can be introduced.

In static load calculations, balancing and overturning moments are calculated by using static controlling factor, load, boom's weight, jib crane's light weight and counter-weight and it has seen that balancing moment was bigger than overturning moment. This situation indicates that the system has been safe so that not to be overturned. Jib portal crane is affected by load, self-weight, wind force, inertial force and acceleration and braking forces. Within this thesis study, only static forces (load and self-weight) which affect to boom are analysed and dynamic forces (wind, inertial, acceleration and braking forces) are neglected. Within these calculations;

rope, grooved drum and pulley diameters and electrical motor powers were calculated by using coefficients which specified in third chapter. Ropes, drums, pulleys and electrical motors are the elements of lifting equipment for load and boom. 55 Kw, 3 phases, 4 poles, 1480 rpm electrical motor was selected for lifting the boom and 45 Kw, 3 phases, 4 poles, 1480 rpm electrical motor was selected for lifting the load.

For the idler and driven wheels, the diameter and electrical motor powers were calculated. In this system, 8 pieces 2.20 kw motor and 16 pieces Ø400 mm wheels are used. For design process, the dimensions of bogie groups, legs, main portal frame, cylindrical frame and other equipment were obtained. As a result of the boom self-weight and load's effects, deflection which occurred on the middle section of boom and stresses which occurred on the bottom and top section of boom were calculated analytically. It was determined that system has been safe for strength of St37 material. After static load calculations were completed, the design process starts.

In Design Process, SolidWorks 3D Cad program was used to design a jib portal crane model. Ease of manufacturing, mount ability, weldability, employment and material cost, lightweight construction and high strength are taken into consideration as the most important factors to obtain the optimum design. Firstly, all jib portal crane equipments were drawn by using their dimensions which were obtained as a result of static load calculations. After these equipments were designed, these equipments were assembled to each other. As a result of this assembly, jib portal crane model was created. Jib portal crane's model was saved as the "Step" file and transferred to Ansys Workbench program to be analysed as the static structural by using Finite Element Method.

In fifth chapter, Finite Element Method and Ansys Workbench analysing program were mentioned. It was given information about this method and program's usage. Finite Element Method is used to solve and analyse the complicated geometric systems easily. In Finite Element Method, the model is divided into the simple finite elements for easy solution. System's boundary conditions are defined and model is solved. As a result of this solution, the deformations and stresses which occur on the model are obtained. Ansys Workbench software is one of the analysing programs which Finite Element Method was used.

In Ansys Workbench program, the boom was analysed as static structural to obtain the deflection and stresses (Von Mises) which occur on the boom. When the Ansys page was opened, firstly the analysing type was selected as "Static Structural". The material of the system was defined as "St 37" steel in "Engineering Data" box. The boom model which was saved as "Step" file was transferred to "Geometry" box to define the geometry of model. After these processes, "Model" screen was opened. In "Model" screen, the joint points of the boom, gravity and static forces which affects to the boom were defined as the boundary conditions of the boom. Boom was divided into several finite elements to obtain easy solution by using "Mesh" command. After it was solved, the deflection and stress (Von Mises) values which occur on the boom were seen by the colour graphics on the screen.

In the last chapter, the deflection and stress values which were obtained by analytical calculations and obtained by using Finite Element Method were compared to check the reliability of Finite Element Method for Jib Portal Crane's static structural analysing. The difference should be less than %10 to be accepted that the results

were similar. In conclusion, it has been seen that the deflection and stress values were similar for finite element method and analytical calculations.

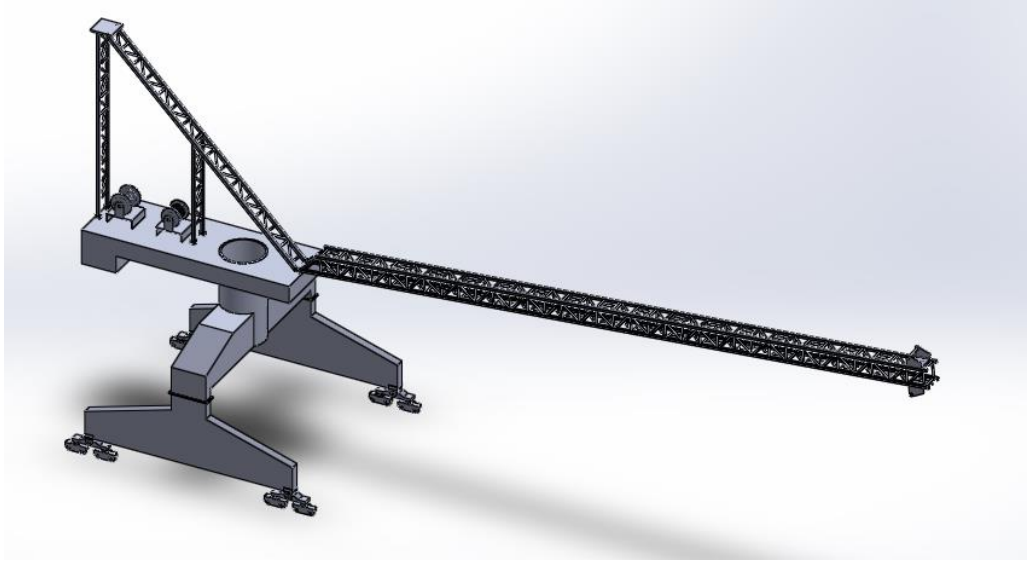


1. GİRİŞ

Krenler, gemilerin imalatında, tersanelerde, limanlarda, inşaat şantiyelerinde, açık deniz petrol platformlarında, depolarda, üretim tesislerinde, fabrikalarda yüklerin istenen yöne kaldırılıp taşınmasında kullanılan transport makineleridir. Portal Krenler, Oklu-Döner Krenler, Mobil Krenler, Köprülü Krenler, Kablolu Krenler başlıca krenler olup transport sistemleri içerisinde yerini alır. (İmrak, 1998) Bunların yanında insan ve yük taşımada kullanılan, konveyörler, yürüme bantları, yürüyen merdivenler, asansör vb. gibi makineler de transport sistemleri içerisinde yerini alır.

Krenler; üzerinde vinç donanımını bulunduran, tipine göre öteleme, yürüme ve dönme hareketi yaparak yükü istenen yöne taşıma görevini üstlenirler. Vinçler ise yükü sadece tek bir yönde kaldıran ekipmanlar olup, kren sisteminin içerisinde yer alır. (Öztepe, 1999) Sanayide bazen “kren” yerine “vinç” diye bahsedilir. Ancak tanımından ve işlevlerinden de anlaşıldığı üzere krenler vinç sistemini de içinde barındıran kaldırma ve taşıma makineleri olduğundan “kren” yerine “vinç” teriminin kullanılması yanlıştır.

Jib Portal Krenlerin Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Metoduna Göre Analizi başlıklı tez çalışmamızda; portal krenlerle oklu döner krenlerin özelliklerini bir arada barındıran, 5°’de, 40 m boom açıklığında maksimum 10 yon yük taşıma kapasiteli (40 m x 10 ton moment kapasiteli), maksimum 25 ton yük taşıyan, ray açıklığı 12 m, yük kaldırma hızı 8 m/dk, yürüme hızı 16 m/dk, boom (ok) göbeği döndürme devir hızı 1/5 dev/dk olan raylı sistem üzerinde yürüyen ve oklu-döner üst kısmıyla dönerek veya boomun kaldırılıp indirilmesiyle yükün istenen yönlerde taşınmasını sağlayan bir Jib Portal Krenin önce elle statik yük hesaplamaları yapılmış, hesaplamalar sonucunda sistemin emniyetli olduğu anlaşıldıktan sonra Solidworks katı model programıyla tasarımı yapılmış ve en sonunda Sonlu Elemanlar Metoduna göre Ansys Workbench analiz programı aracılığıyla bilgisayar ortamında sehim ve gerilme analizleri yapılarak elde edilen sonuçlar incelenmiştir. Jib Portal krenimizin katı modeli Şekil 1.1’de görüldüğü gibidir.



Şekil 1.1 : Jib portal krenin katı modeli.

İkinci bölümde; Jib Portal Krenimizin ekipmanları (Tekerlekler, Boji Grubu, Denge Kirişi, Portal Ayaklar, Portal Üst Kısmı, Silindirik Gövde, Dönüş Platformu, Ok Çekme ve Yük Kaldırma Vinç Donanımı, Operatör Odası, Makine Dairesi, Karşı Ağırlık, Boom (Ok), Karşı Kafes Sistemi, Dönüş platformu üzerinde boom (ok) ile karşı kafes sisteminin bağlantısını sağlayan mafsallar, Elektrik Panosu vb.) ile teknik özellikleri şekiller ve tablolarla birlikte gösterilerek açıklanmıştır.

Üçüncü bölümde; Jib Portal Krenimizin FEM ve DIN normlarına göre kaldırma makinesi, yük dağılımı, çalışma saatleri ve yükleme durumlarına göre sınıflandırılması yapılmış olup krenimizin “İşletme Grubu” belirlenmiştir. Bu sınıflandırma neticesinde ilgili tablolardan yararlanarak statik yük hesaplarında kullanılan minimum güvenlik katsayısı “ Z_p ”, yükseltme katsayısı (ömür faktörü) “ γ_c ”, kaldırma yükü katsayısı “ ψ ” ile halat, tambur, makara çaplarının hesaplamalarında gerekli olan “ h_1 ” katsayıları belirlenmiştir. Jib Portal Krenimizin imal edileceği malzeme “St 37” yapı çeliği olarak seçilmiştir.

Dördüncü bölümde; Jib Portal Krenimizin tasarımı için gerekli olan kren ekipmanlarının boyutlandırılması amaçlanarak, elle statik yük hesaplamaları yapılmıştır. Statik yük hesaplamalarına başlamadan önce yükü taşıyan ekipman olan boomun (ok) kesiti belirlenmiş, belirlenen kesite göre ISO standartlarına uygun boru ve kare profiller seçilerek boom, rüzgar yüklerinden minimum düzeyde etkilenmesi için kafes konstrüksiyon olarak kabul edilmiş ve boomun ağırlığı hesaplanmıştır. Boomun köşelerinde bulunan ana profiller kare, bunlara çapraz ve dik olarak

kaynatılmış profiller ise içi boş boru olarak seçilmiştir. Boomun imalat sürecinde, boru ve kare profiller birbiriyle kaynak yöntemiyle birleştirilir. Boomun ağırlığına ve yüke bağlı olarak karşı ağırlıkla jib portal krenimizin zati ağırlığı belirlenmiştir. Daha sonra statik yük hesaplamalarına geçilmiş, bu ağırlıklar kullanılarak sistemin devirme ve denge momentleri hesaplanmış ve sistemin dengede olduğu anlaşılmıştır. Statik yük hesaplarıyla jib portal krenimizde ok çekme vincine bağlı, oku tutmakla görevli vento halatları ile yük kaldırma vinçlerine bağlı yük kaldırma halatlarının çapları, kren yürütme sistemi içinde boji grubuna bağlı avare ve tahrikli tekerleklerin adetleri ve çapları, vinç ve tekerlek motorlarının güçleri hesaplanarak jib portal kren elemanlarının boyutlandırılması yapılmıştır. Bunların yanında boomun (ok) 40 m ve 16 m açıklıktaki halleri incelenerek boomun orta kesitine, alt ve üst kirişlerine etkiyen kuvvetler hesaplanarak boomun orta kesitinde meydana gelen sehim ve gerilmeler incelenmiştir. Yapılan incelemeler sonucunda boomun statik yükler altında (1. Hal – H) St37 malzeme için emniyetli olduğu görülmüştür. Jib Portal Krenimizin sadece statik yükler altında (1. Hal - H) sehim ve gerilme analizleri yapılmış, rüzgar ve ataletten gelen dinamik yükler (2.Hal – HZ) ihmal edilmiştir.

Beşinci bölümde; Jib Portal Krenimizin Sonlu Elemanlar Metoduna Göre Analizini yapacağımız Ansys Workbench programı ve komutların kullanımı hakkında açıklamalar yapılmış olup bilgi verilmiştir. Aynı zamanda Solidworks programı aracılığıyla katı modeli oluşturulmuş Jib Portal Krenimiz, Ansys Workbench programına aktarılacak üzere “Step” formatında kaydedilmiştir. Ansys Workbench giriş ekranı açıldıktan sonra ilk önce “Static Structural” analiz sistemi seçilir. Daha sonra sırasıyla “Engineering Data” kısmında Jib Portal Krenimizin malzemesi (St37 yapı çeliği) atanmış, krenimize ait boomun STEP dosyası “Geometry” kısmına yerleştirilmiş ve sonunda “Model” kısmına çift tıklanarak yeni bir pencere açılmıştır. “Model” kısmında boomun mafsallık noktaları, yer çekimi ivmesi ve booma etkiyen yükler ile halat kuvvetleri tanımlanarak sınır şartları tayin edilmiş, booma mesh atılmış ve sonunda boomun çözümlenmesi yapılarak sehim ve Von Mises gerilmeleri elde edilmiştir.

Altıncı bölümde, ANSYS WORKBENCH programı aracılığıyla yapılan statik analiz sonucunda elde edilen sehim ve gerilme değerleriyle, elle yapılan statik yük hesaplamaları sonucu elde edilen değerler karşılaştırılarak sonuçlar irdelenmiştir. Sonuçların arasındaki farkın %10’un altında olmasına dikkat edilmiştir.



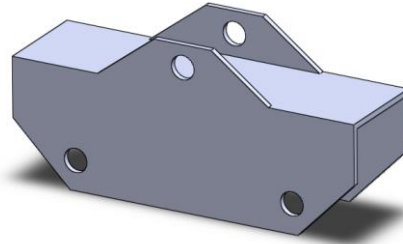
2. JİB PORTAL KRENİN ELEMANLARI VE TEKNİK ÖZELLİKLERİ

Jib krenler, tersanelerde, limanlarda, depolarda, açık deniz petrol platformlarında yüklerin kaldırılması ve taşınması sırasında kullanılan başlıca krenlerdir. Jib krenler, raylı sistemler üzerinde hareket eden, belli bir alan içerisinde çalışan kren tiplerinden biri olup oklu-döner krenlerle portal krenlerin bileşimi olarak kabul edilebilir (Taşdemir, 2012). Jib krenlerin alt kısmı raylı sistemler üzerinde hareket eden, kren yürütme sistemini içinde barındıran portal kısım, üst kısmı ise portal kısma bağlı silindirik gövde etrafında 360° dönebilen döner platforma perno ile mafsallanmış boom (ok) ile yüklerin kaldırılması ve taşınmasını sağlayan oklu-döner kısım olarak düşünülebilir. Jib krenler, tekerlek, boji grubu, denge kirişi, portal ayaklar, portal üst kirişi, döner platform, boom (ok), karşı ağırlık, döner platforma mafsallı kafes kirişler, vento ve yük halatları ile tamburları, kren operatör odası, makaralar vb. ekipmanlardan oluşur.

2.1 Jib Portal Kren Elemanları

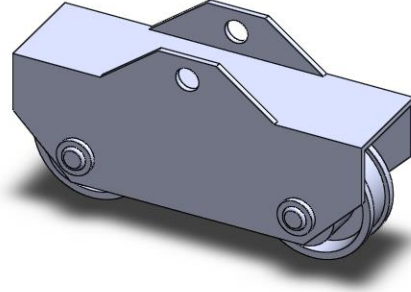
2.1.1 Kren yürütme sistemi elemanları

Jib portal krenlerin yürütme sistemi, bojilere bağlanmış avare ve tahrik tekerleklerinden oluşur. Avare ve tahrik tekerlekleri bojiye montajlanarak boji grubunu oluşturur. Bojiler, Şekil 2.1'de görüldüğü gibi avare ve tahrik tekerleklerini bir arada tutan en önemli ekipmanlardan biridir. Jib krenimizin yürütme sisteminde Ø400 mm çaplı 8'i avare ve 8'i tahrikli olmak üzere toplam 16 adet tekerlek kullanılır.



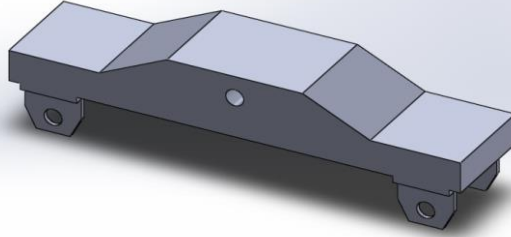
Şekil 2.1 : Boji.

Şekil 2.2’de görüldüğü üzere her bir bojiye 1’i avare ve 1’i tahrikli olmak üzere toplam 2 adet tekerlek bağlanacağı için jib portal krenimizin yürütme sisteminde toplam 8 adet boji kullanılır.



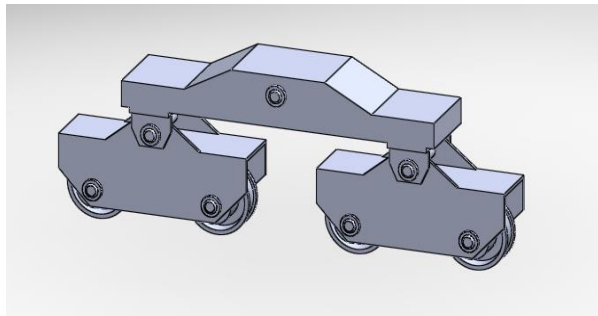
Şekil 2.2 : Boji grubu.

Bojiler, üst taraflarından mafsallı yataklar aracılığıyla Şekil 2.3’de görülen denge kirişlerine mafsallanırlar.



Şekil 2.3 : Denge kirişi.

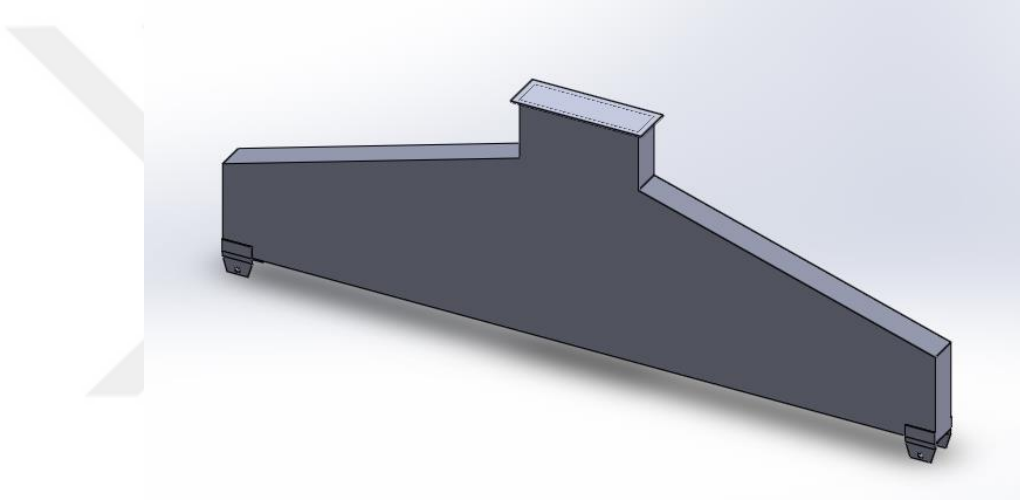
Jib portal krenimizde Şekil 2.4’de belirtildiği gibi her bir denge kirişi 2 adet bojiyi bir arada tutar. Bu sebeple jib portal krenimizde toplam 4 adet denge kirişi kullanılır. Denge kirişleri alttan boji grubuna bağlandığı gibi üstten de portal ayaklara mafsallanırlar.



Şekil 2.4 : Boji grubuyla mafsallanmış halde denge kirişi.

2.1.2 Portal ayaklar

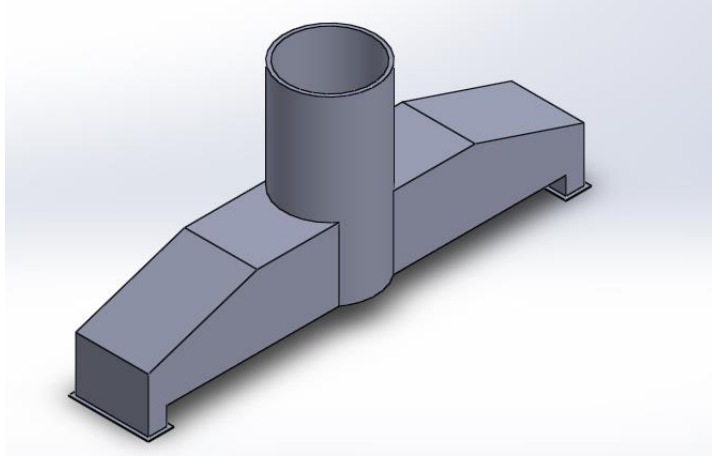
Portal ayaklar, jib krenimizin oklu-döner kısmı ile portal üst kısmını üzerinde taşıyan ve aynı zamanda kren yürütme sistemi elemanlarını bir arada tutan kutu konstrüksiyonlardır. Şekil 2.5’de görüldüğü gibi portal ayak, jib krenin sol ve sağ yanında olmak üzere toplam 2 adettir. Portal ayaklar, jib krenin denge ve devrilme emniyetini sağlamak amacıyla içi hurda çelik ve betonla doldurulurlar. Bu yüzden içi boş olarak imal edilirler. İçi hurda çelik ve betonla doldurulan portal ayaklar bu sayede daha rijit bir hal alarak jib krenimizin denge emniyetini sağlarlar. Krenlerin temeli bir kural olarak kare konstrüksiyon alındığı için portal ayakların uzunluğu ile portal ayakları arasındaki mesafe eşit alınmıştır.



Şekil 2.5 : Portal ayak.

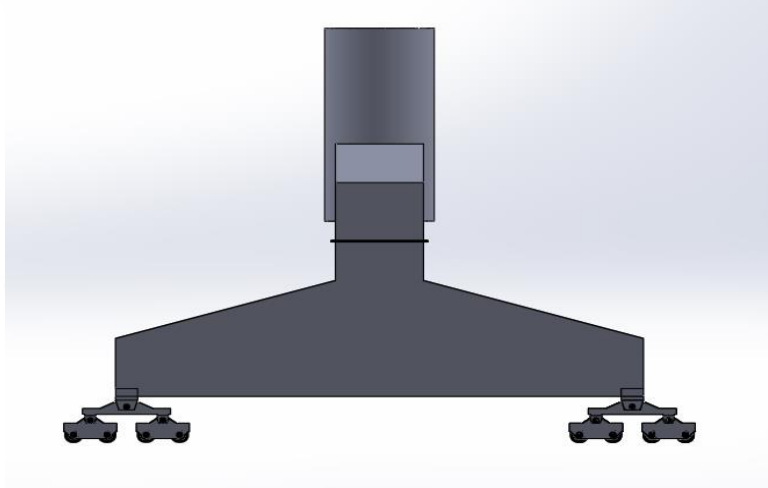
2.1.3 Portal üst kirişi ve silindirik gövde

Portal üst kirişi, üzerinde silindirik gövde ile birlikte tasarlanmış olup döner platform ile portal ayaklar arasında bulunur. Şekil 2.6’da gösterildiği üzere portal üst kirişi, oka bağlı yük ve okun ağırlığından oluşan eğilme gerilmelerine maruz kalır. Bu etkilerin yanında üzerinde bulunan döner platformun ağırlığının da etkisiyle portal üst kirişinde sehim meydana gelir. Sehim azaltmak için portal üst kirişinin silindirik gövdesinin içine destek plakaları kaynatılır ve bu sayede portal üst kirişinin gövdesinin rijitliği artırılır. Silindirik gövdenin üst kısmı döner platforma bağlanır. Döner platformdan etkiyecek eğilme gerilmelerine maruz kalır. Bu sebeple mukavemeti artırmak için silindirik gövdenin döner platforma bağlı üst kısmının cidar kalınlığı artırılır.

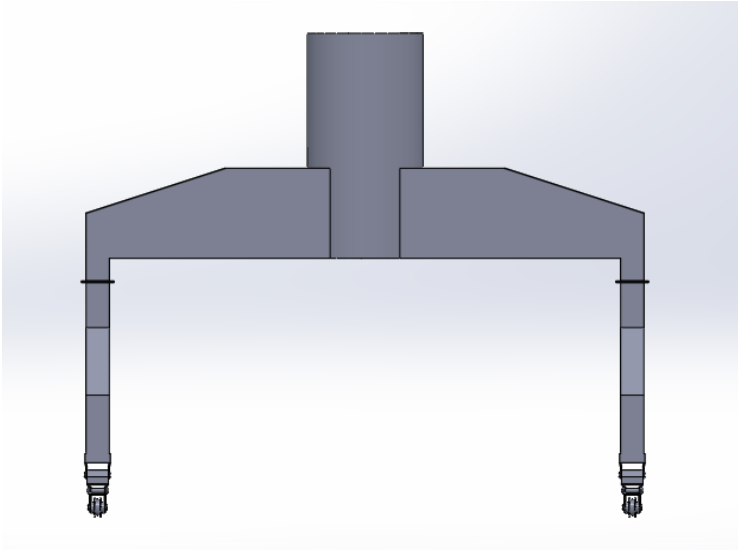


Şekil 2.6 : Portal üst kirişi ile silindirik gövde.

Jib portal krenin portal kısmının yan ve ön görünüşleri Şekil 2.7 ve Şekil 2.8'deki gibidir.



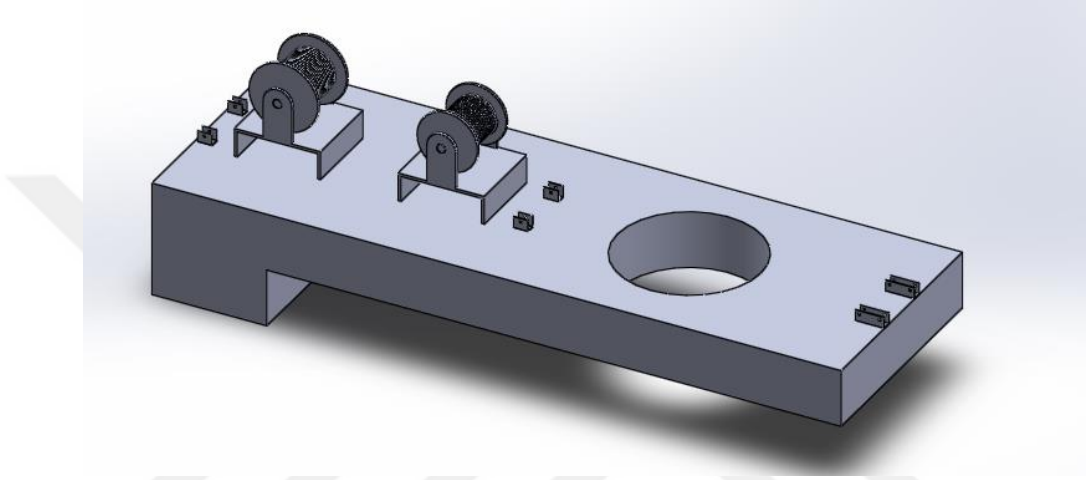
Şekil 2.7 : Jib portal krenin portal kısmının yan görünüşü.



Şekil 2.8 : Jib portal krenin portal kısmının ön görünüşü.

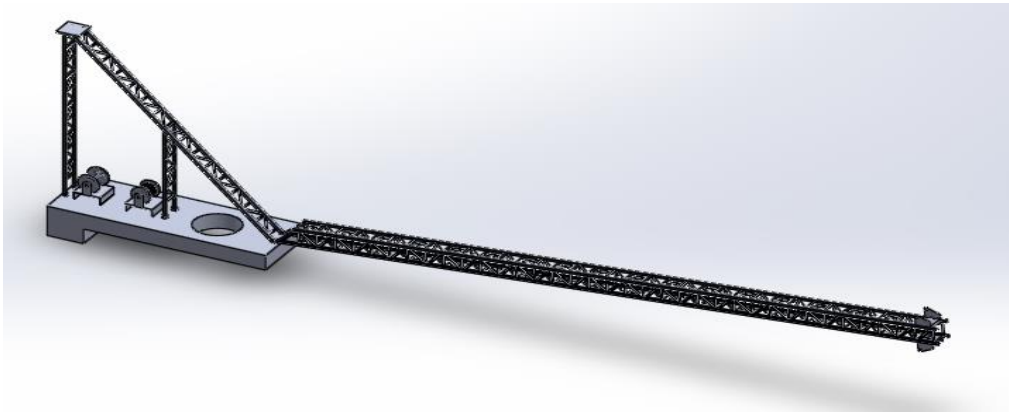
2.1.4 Dönüş platformu

Dönüş platformu, portal üst kısmında bulunan silindirik gövdeye bağlı olup, silindirik gövde etrafında dönme hareketini gerçekleştirir. Silindirik gövde etrafında 360° boyunca dönebilir. Şekil 2.9’da görüldüğü üzere dönüş platformu, üzerinde operatör odası, makine dairesi, elektrik panosu, kumanda odası, ok çekme vinci, yük kaldırma indirme vinci, dönüş tahrik sistemi, dönme bojileri gurubu ve ok karşı ağırlığını bulundurur.



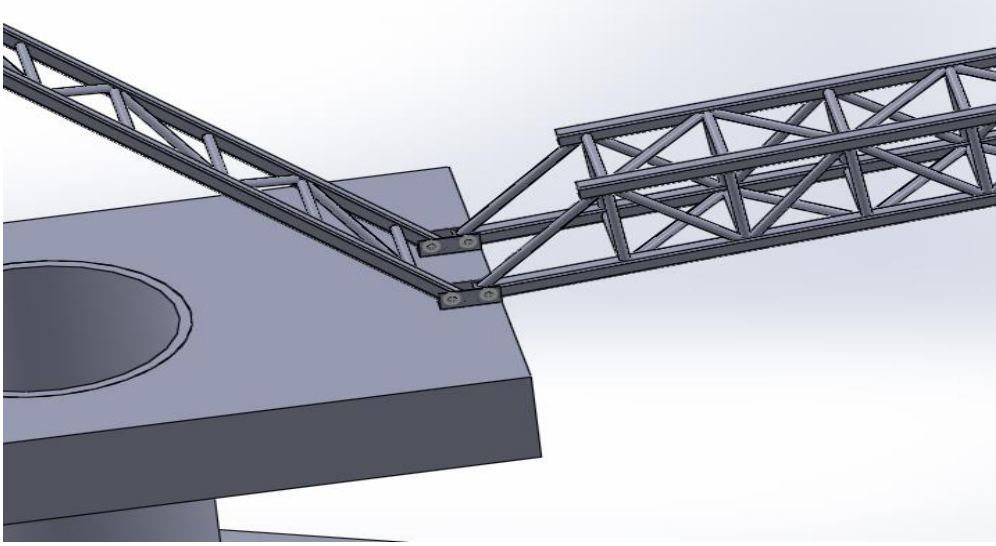
Şekil 2.9 : Dönüş platformu.

Aynı zamanda ortasında ve her iki ucunda boom (ok) ile karşı kafes kirişlerin bağlantısı için mafsallar bulunur. Bu mafsalları Şekil 2.10 ile Şekil 2.11’de gösterildiği gibidir.



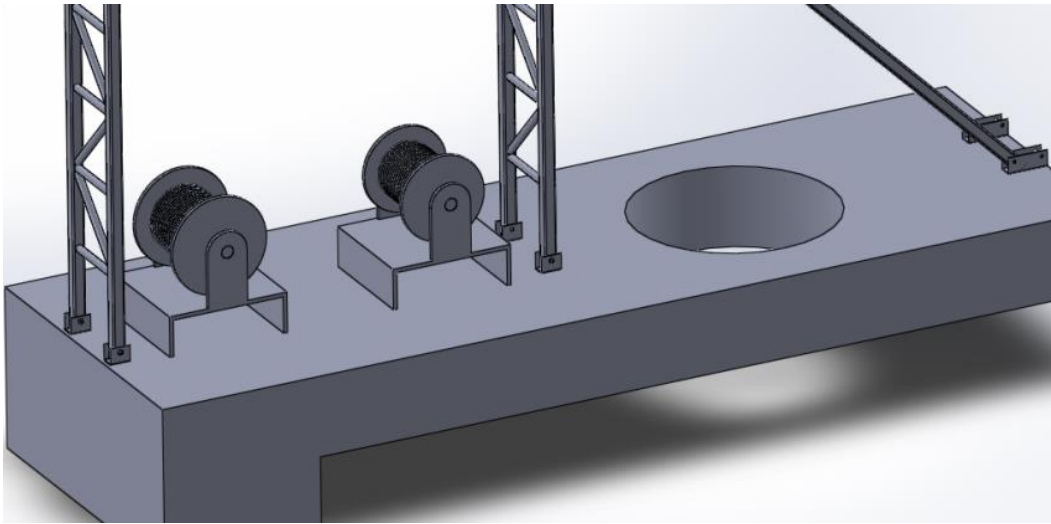
Şekil 2.10 : Okun ve karşı kafes kirişin dönüş platformuna mafsallanması.

Okun ve kafes kirişlerin dönüş platformuna perno ile mafsallandığı noktalar Şekil 2.11’de belirtilmiştir.



Şekil 2.11 : Okun dönüş platformuna mafsallı bağlantısı.

Vento halatlarının kullanıldığı ok çekme vinci ile yük halatlarının kullanıldığı yük kaldırma vinci Şekil 2.12’de gösterildiği gibi dönüş platformunun arka tarafına yerleştirilmiştir. Ok çekme ve yük kaldırma vinçlerinde halatların tambura tek sıra halinde, düzgün sarılabilmesi ve üst üste gelme durumlarına karşın meydana gelebilecek ezilmelerden korunması için yivli tamburlar kullanılır. Tamburlar redüktörlü motorla tahrik edilir.

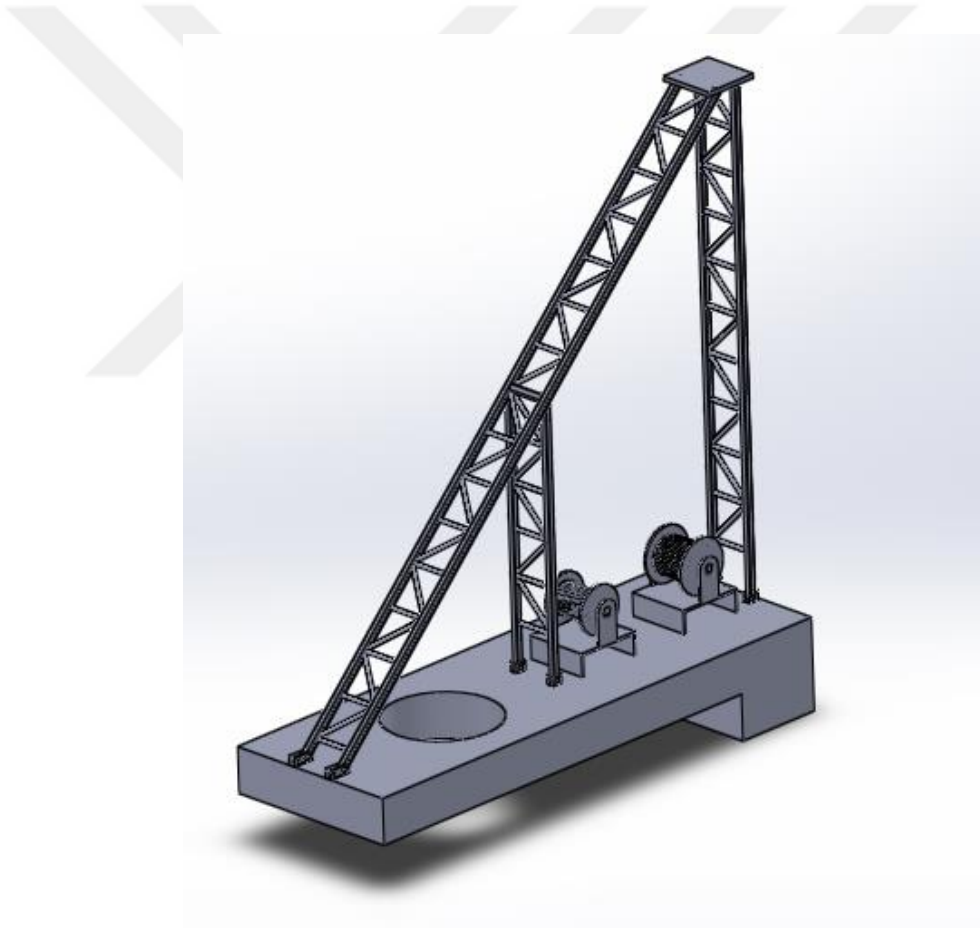


Şekil 2.12 : Ok çekme ve yük kaldırma vinçleri.

2.1.5 Karşı kafes kirişler

Karşı kafes kirişler, boomun karşı tarafında dönüş platformu üzerinde bulunup; dönüş platformuna pernolar ile mafsallanmıştır. Şekil 2.13’de görüldüğü gibi karşı kafes kiriş sayısı 3 adet olup; kafes kirişlerin her biri birbirine kaynakla birleştirilmiş

konstrüksiyonlardır. Kafes kirişlerin köşelerinde 150x150x10 mm, St37 kare profil kullanılmış olup, kare profillerin arasına da Ø88,9x3,2 mm, St37 boru profiller kaynatılmıştır. Kafes kirişlerin birbirleriyle bağlı noktalarının üst kısmına vento ve yük halatlarının sarılması için makaralar yerleştirilmiştir. Vento halatları, okun yük ve kendi ağırlığı etkisinde düşmesini engellemek için biri okun ucunda biri de kafes kirişin ucunda olan 2 adet makara yardımıyla oka bağlanırlar. Yük halatları da yükün serbestçe kaldırılıp indirilmesi için aynı şekilde 2 adet makaraya sarılırlar. Kafes kirişlerin temel görevi üzerlerinde bulunan makaralar yardımıyla yük kaldırma ve ok çekme vinçlerindeki halatların tamburlardan oka ve yüke bağlantısını sağlamaktır. Bu sayede vento halatları yardımıyla ok dönme momentlerine karşı sabitlenir. Yük de serbestçe yukarı ve aşağı yönde hareket ettirilir.



Şekil 2.13 : Karşı kafes kirişler.

2.1.6 Karşı ağırlık

Okun ağırlığı ve yükün etkisiyle jib krenimizde meydana gelecek olan devirme momentini dengelemek amacıyla dönüş platformunun en uç noktasına yerleştirilen

ağırlıktır. Karşı ağırlık olarak daha rijit olması için beton tercih edilmiştir. Jib krenimizde kullanılan karşı ağırlık miktarı 20.000 Kg'dır.

2.1.7 Operatör odası

Krenin bütün hareketlerinin operatör tarafından kontrol edildiği odadır. Dönüş platformu üzerine yerleştirilmiştir.

2.1.8 Boom (Ok)

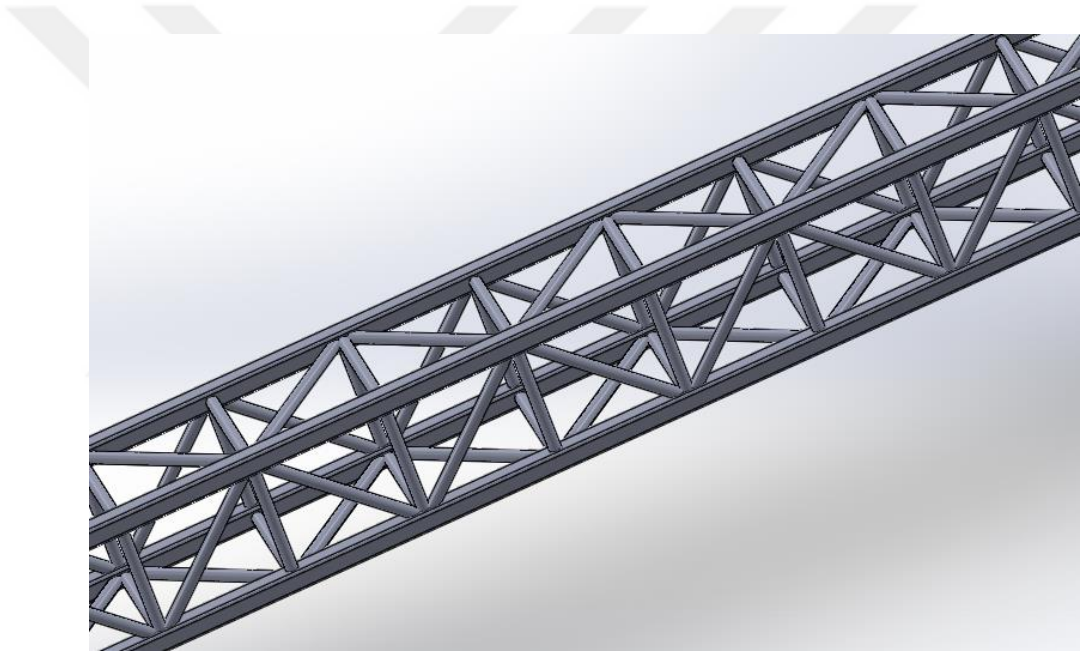
Boom (ok), jib krenimizde yükün istenen yöne taşınmasını sağlayan, kaldırma ve indirme hareketi yapan kafes kiriş sistemine sahip konstrüksiyondur. Ok ya da vinç kolu olarak da isimlendirilebilir. (Candaş, 2013) Okun bir ucunda makaralar ve kanca bulunur. Yük, kancaya bağlanarak okun hareketine bağlı olarak taşınır. Ok, saat yönünün tersi yönünde 5° ile $70,30^{\circ}$ arasında hareket edebilir. Ok, diğer ucundan da pernoyla dönüş platformuna mafsallıdır. Boom, Şekil 2.14'de görüldüğü üzere St37 çeliğinden kafes konstrüksiyon olarak imal edilmiştir. Boomun kafes konstrüksiyon olarak imal edilmesinin sebebi rüzgar yükleriyle minimum temas alanı oluşturması ve bu sayede rüzgar yüklerinden minimum derecede etkilenmesidir. Ayrıca ok açıklığı ve yük hesaba katıldığında okun hafif olması tercih edildiği için kafes konstrüksiyon uygun bulunmuştur.



Şekil 2.14 : Boom (ok).

Daha önce üretilmiş olan jib krenler incelendiğinde genellikle üçgen, kare ya da dikdörtgen kesitli boom (ok) yapıldığı gözlenmiştir. Burada boomun kesiti kare olarak belirlenmiş olup, yapılan statik yük hesapları neticesinde kare kesitimizde meydana gelen gerilmelerin emniyetli olduğu ortaya çıkmıştır. Boomun dört

köşesinde 150x150x10 mm boyutlarında kare profil kullanılırken, bu profillerin arasında dik ve çapraz şekillerde kaynak edilmiş Ø88,9x3,2 mm boru kesitli profiller kullanılmıştır. Boru profilleri birbirine kaynatmak işçilik ve zaman açısından zor ve uzun olduğundan Şekil 2.15’de görüldüğü üzere dört köşedeki ana elemanlar kare, bunlara dik ve çapraz elemanlar boru profil şeklinde seçilmiştir. Dik ve çapraz olarak köşelerdeki kare profillere kaynatılan profillerin kutu profil değil de boru kesitli profil olmasının çeşitli sebepleri vardır. Boru kesitli profiller, geometrik şekilleri itibariyle kutu profillere nazaran rüzgar yüküne daha az maruz kalırlar. Bunun yanı sıra, kutu profiller uçlarında gerilme yığılmalarına maruz kalırken boru kesitli profiller gerilme yığılmalarına maruz kalmaz. Bu sebeplerden ötürü köşelerdeki kare profillere kaynatılan dik ve çapraz profillerin boru kesitli olması uygun görülmüştür.



Şekil 2.15 : Boom (ok) kafes kiriş boru ve kare profilleri.

2.2 Jib Portal Krenimizin Teknik Özellikleri

Bu bölümde dizaynı, statik yük hesapları, gerilme analizleri ve ANSYS Workbench programı aracılığıyla Sonlu Elemanlar Metodu’na göre statik yapısal analizleri yapılacak olan jib portal krenimizin teknik özellikleri Çizelge 2.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 2.1 : Jib portal krenimizin teknik özellikleri.

Açıklama	Miktar	Birim	Açıklama
Boom (Ok) Ağırlığı	9.000	Kg	
Kanca Bloğu Ağırlığı	960	Kg	
Karşı Ağırlık	20.000	Kg	
Jib Krenin Portal Kısım Ağırlığı	100.000	Kg	
Jib Krenin Zati Ağırlığı	129.960	Kg	
Maksimum Yük Kaldırma Kapasitesi	25.000	Kg	16.000 mm ok açıklığında, 70°
Minimum Yük Kaldırma Kapasitesi	10.000	Kg	40.000 mm ok açıklığında, 5°
Maksimum Boom (Ok) Açıklığı	40.000	mm	
Minimum Boom (Ok) Açıklığı	16.000	mm	
Maksimum Yük Kaldırma Yüksekliği	34.300	mm	
Minimum Yük Kaldırma Yüksekliği	3.180	mm	
Jib Kren Ray Açıklığı	12.000	mm	
Yük Kaldırma Hızı	8	m/dk	Yükte
Jib Kren Yürüme Hızı	16	m/dk	Yükte
Boom (Ok) Devir Hızı	0,20	dev/dk	
Yük Kaldırma Motoru	45	Kw	3 fazlı, 4 kutuplu, 1480 rpm
Ok Çekme (Vento) Motoru	55	Kw	3 fazlı, 4 kutuplu, 1480 rpm
Kren Yürütme Motorları	8x2,20	Kw	3 fazlı, 2 kutuplu, 2875 rpm

3. JİB PORTAL KRENİN SINIFLANDIRILMASI

Bu bölümde tasarımı ve analizi yapılacak olan jib krenimizin FEM ve DIN standartlarına göre sınıflandırması yapılmıştır. Jib krenimizin, çalışma süresi ve yükleme durumları göz önüne alınarak DIN standartlarına göre işletme grubu belirlendikten sonra FEM ve DIN normlarına göre karşılaştırmalı tablodan FEM standartlarındaki işletme grubu seçilir. Bu işletme grubuna göre de yine ilgili tablodan krenimizin minimum güvenlik katsayısı “ z_p ” belirlenir. Aynı zamanda jib krenimizin FEM standartlarına göre kaldırma makinesi grubu belirlenerek yükseltme katsayısı “ γ_c ” tablodan belirlenir. Jib krenimizin kaldırma hızı göz önüne alınarak kaldırma yükü katsayısı “ ψ ” ilgili grafiğe bakılarak belirlenir. Son aşamada ise jib krenimizin işletme grubu ve kullanılan halat tipine bağlı olarak halat, tambur ve makara çaplarının hesaplanması için h_1 katsayıları ilgili tablolardan seçilir.

3.1 Fem Normlarına Göre Sınıflandırma

Jib krenimiz, Çizelge 3.1’de görüldüğü gibi Fem normlarına göre kaldırma makineleri grubu, kullanım süresince yapılan kaldırma işi sayısı ve yük dağılımına göre sınıflandırılır.

Çizelge 3.1 : FEM normlarına göre sınıflandırma.

Kullanım Grubu	U4
Yük Dağılım Grubu	Q3
Kaldırma Makinesi Grubu	A5
Malzeme	St 37

3.2 DIN Normlarına Göre Sınıflandırma

Jib krenimizin çalışma süresi ve yükleme durumu göz önüne alınarak ilgili tablolardan DIN normlarına göre işletme grubu belirlenir. Jib krenimizin, limanda 24 saat çalışma süresi (V_5) ve hafif yükleme durumuna göre işletme grubu “4_m” olarak seçilmiştir. Çizelge 3.2’de görüldüğü gibi FEM ve DIN standartlarının karşılaştırılması sonucu, FEM standartlarına göre işletme grubu “M7” olarak

belirlenmiştir. Çizelge 3.3’de FEM ve DIN normlarına göre jib portal krenimizin işletme grupları verilmiştir.

Çizelge 3.2 : FEM ve DIN normlarına göre işletme gruplarının karşılaştırılması.

FEM 1001	DIN15020
M3	1B _m
M4	1A _m
M5	2 _m
M6	3 _m
M7	4 _m
M8	5 _m

Çizelge 3.3 : FEM ve DIN normlarına göre jib portal krenimizin işletme grupları.

Normlar	İşletme Grubu
FEM 1001	4 _m
DIN 15020	M7

3.3 Jib Krenimizin Statik Yük Hesaplamalarında Kullanılan Katsayıların Seçilmesi

Jib krenimizin statik yük hesaplamalarında kullanılmak üzere minimum güvenlik katsayısı “ Z_p ”, yükseltme katsayısı (ömür faktörü) “ γ_c ”, kaldırma yükü katsayısı “ ψ ” ve halat, tambur, makara çaplarının hesaplanabilmesi için gerekli olan h_1 katsayıları tablolardan seçilir.

3.3.1 Minimum güvenlik katsayısı “ Z_p ”nin seçilmesi

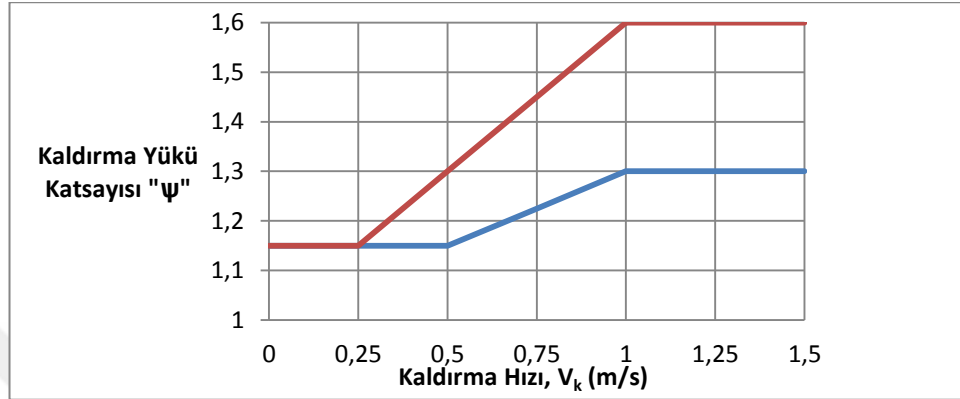
“ Z_p ”, jib krenimizde kullanılan yük ve vento halatlarının hesapları sonucunda halatların emniyetli olup olmadığını anlamamız için kullanılan güvenlik katsayısıdır. “M7” işletme grubu ve hareketli halat tipi için $Z_p = 7,1$ olarak Çizelge 3.4’den alınmıştır.

Çizelge 3.4 : FEM standartlarına göre Z_p değerleri.

İşletme Grubu	Hareketli Halatlar	Sabit Halatlar
M1	3,15	2,5
M2	3,35	2,5
M3	3,55	3
M4	4	3,5
M5	4,5	4
M6	5,6	4,5
M7	7,1	5
M8	9	5

3.3.2 Kaldırma yükü katsayısı “ ψ ”nin seçilmesi

Kaldırma yükü katsayısı “ ψ ”, jib krenimizin kaldırma hızına göre grafikten belirlenen bir katsayıdır. Kaldırma yükü katsayısı “ ψ ”, Şekil 3.1’deki grafikte görüldüğü üzere minimum 1,15 olup, jib krenimizin kaldırma hızı 0,13 m/s (8 m/dk) için $\psi=1,15$ alınmıştır.



Şekil 3.1 : FEM 1001’e göre kaldırma hızı-kaldırma yükü katsayısı “ ψ ” grafiği. (Erdil, 2007)

3.3.3 Yükseltme katsayısı (ömür faktörü) “ Y_c ”nin seçilmesi

Yükseltme katsayısı yani ömür faktörü “ Y_c ”, jib krenimizin kaldırma makinesi grubuna göre FEM ve DIN standartlarına göre oluşturulmuş tablolardan seçilir. Çizelge 3.5’de görüldüğü üzere jib krenimizin kaldırma makinesi sınıfı “A5” için yükseltme katsayısı $Y_c = 1,11$ alınmıştır.

Çizelge 3.5 : Kaldırma makinesi sınıfına göre yükseltme katsayıları. (Gerdemeli, 2011)

Kaldırma Makinesi Sınıfı	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Yükseltme Katsayısı, Y_c	1,00	1,02	1,05	1,08	1,11	1,14	1,17	1,20

3.3.4 Tambur, halat ve dengeleme makaraları çapları için “ h_1 ” katsayılarının seçilmesi

Jib krenimizde yük kaldırma ve ok çekme vinçlerine bağlı yük ve vento halatlarının bağlı olduğu tambur, makara ve dengeleme makarası çaplarının hesaplanabilmesi için “ h_1 ” katsayılarına ihtiyaç duyarız. “ h_1 ” katsayısı, jib krenimizin FEM ve DIN Standartlarına göre İşletme Grubu ve halat tipine bağlı bir katsayıdır. Jib krenimizin FEM normlarına göre işletme grubu “4_m” ve dönmeyen halat tipi için “ h_1 ” katsayıları

Çizelge 3.6'da görüldüğü üzere; $h_{\text{tambur}}=22,4$, $h_{\text{makara}}=25$, $h_{\text{den. makarası}}=16$ olarak alınmıştır.

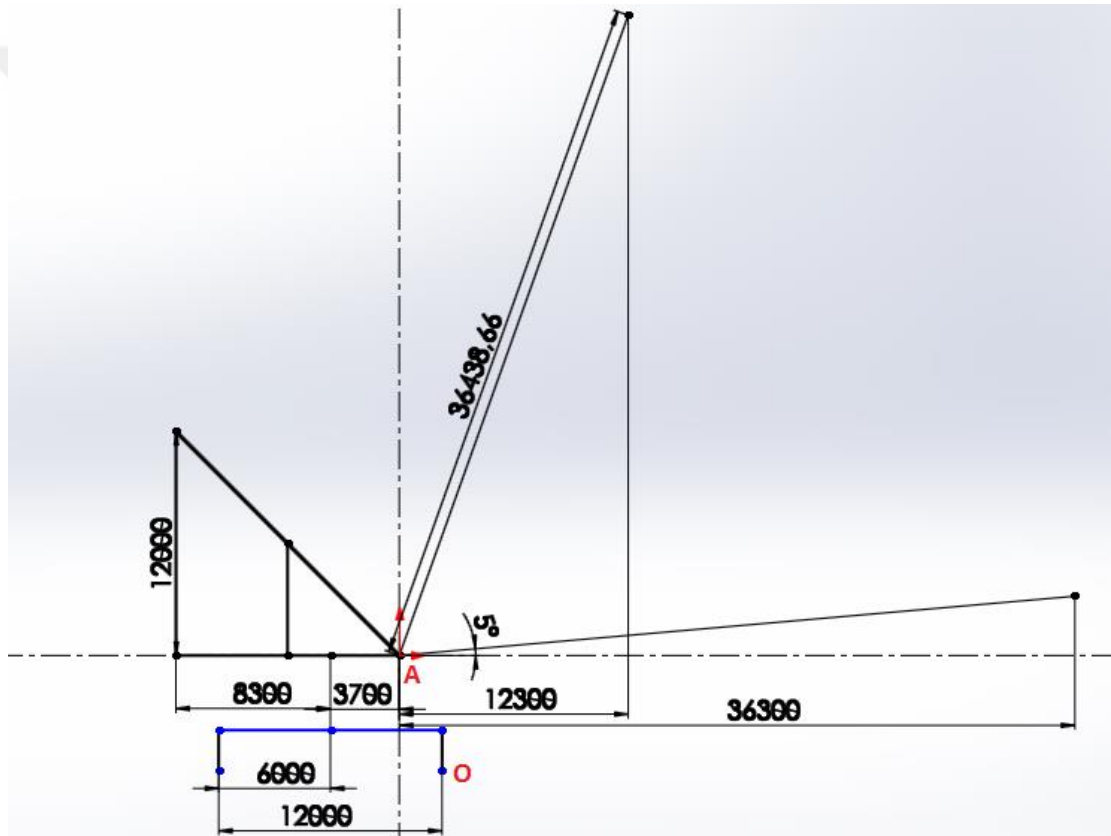
Çizelge 3.6 : DIN 15020 normuna göre dönmeyen halat tipi için h_1 katsayıları.

İşletme Sınıfı	Tambur	Halat Makarası	Dengeleme Makarası
1E _m	10	11,2	10
1D _m	11,2	12,5	10
1C _m	12,5	14	12,5
1B _m	14	16	12,5
1A _m	16	18	14
2 _m	18	20	14
3 _m	20	22,4	16
4 _m	22,4	25	16
5 _m	25	28	18

4. JİB PORTAL KRENİN STATİK HESAPLAMALARI

Maksimum 25 ton yük ve 4_m işletme grubu için DIN 15408'den 32 numaralı kanca uygun seçilmiştir. Kanca bloğu için de 32 numaralı, 2 makaralı kanca bloğu uygun seçilmiştir. Bu kanca bloğunun ağırlığı 960 kg'dır.

4.1 Jib Portal Krenin Statik Denge Emniyeti Hesaplamaları



Şekil 4.1 : Statik denge kontrolü.

Boom (Ok) Ağırlığı : 9.000 kg

Yük + Kanca Bloğu Ağırlığı : $10.000 + 960 = 10.960 \text{ kg}$

Karşı Ağırlık : 20.000 kg

Portal Kren Ağırlığı : 100.000 Kg

Jib Krenin Toplam Zati Ağırlığı : $100.000 + 20.000 + 9.000 = 129.000 \text{ kg}$

Statik Kontrol Faktörü : 1,6

O noktasına göre Devirme Momenti, Denklem (4.1)'e göre;

$$M_{O,Dev} = 1,6*(10.960 \text{ Kg})*(34 \text{ m}) + (9.000 \text{ Kg})*(15,85 \text{ m}) = 738.874 \text{ Kgm} \quad (4.1)$$

O noktasına göre Dengeleme Momenti, Denklem (4.2)'ye göre;

$$M_{O,Den} = (20.000 \text{ Kg})*(14,3 \text{ m}) + (100.000 \text{ Kg})*(6 \text{ m}) = 886.000 \text{ Kgm} \quad (4.2)$$

$M_{O,Den} > M_{O,Dev}$ olduğundan, sistem dengededir.

Gerçek Devirme Momenti (Statik Kontrol Faktörü hesaba katılmaz), Denklem (4.3)'e göre;

$$M_{O,Dev'} = (10.960 \text{ Kg})*(34 \text{ m}) + (9.000 \text{ Kg})*(15,85 \text{ m}) = 515.290 \text{ Kgm} \quad (4.3)$$

Gerçek Denge Emniyet Katsayısı, Denklem (4.4)'e göre;

$$M_{O,Den}/M_{O,Dev'} = 886.000/515.290 = 1,72 \quad (4.4)$$

4.2 Yük Kaldırma Halatının Belirlenmesi

$$Q = 25.000 + 960 = 25.960 \text{ kg} \quad (4.5)$$

$$Z_p = 7.1$$

$$d = c \sqrt{S'} \quad (4.6)$$

Kopma mukavemet değeri 180 kgf/mm^2 olan, dönmeyen halat tipi için DIN 15020'den;

$$c' = 0,375$$

2 makaralı 4 halatlı bir sistem tercih edildi.

$$S' = \frac{Q}{4} = \frac{25.960}{4} = 6.490 \text{ kgf} \quad (4.7)$$

$$d = 0,375 \sqrt{6.490} = 30,21 \text{ mm} \quad (4.8)$$

$d = 30,21 \text{ mm}$ (Halat çapı 31 mm seçildi.)

Ø34x7 dönmeyen lif özlü halat için;

$k = 0,75$ (yapım çarpanı)

$f = 0,53$ (metalik kesit faktörü)

$g = 0,9373 \text{ kg/m.mm}^2$ (ağırlığı)

Halatın Teorik Kopma Kuvveti;

$$F_t = A_m \cdot \sigma_B \text{ [N]} \quad (4.9)$$

F_t = Halatın Teorik Kopma Kuvveti

A_m = Halatın Metalik Kesit Alanı

σ_B = Anma Mukavemet Değeri

$$F_t = f \cdot \pi \cdot (d/2)^2 \cdot \sigma_B = (0.53) \cdot \pi \cdot (31/2)^2 \cdot 180 = 72.004,83 \text{ kgf (Halatın teorik kopma kuvveti)} \quad (4.10)$$

$$F_{\min} = (72.004,83) \cdot (0,75) = 54.003,62 \text{ kgf (Halatın minimum kopma kuvveti)} \quad (4.11)$$

$$54.003/6.490 = 8,32 > Z_p = 7,1 \text{ olduğundan seçilen halat uygundur.} \quad (4.12)$$

Makara Çapı;

$$D = h_{\text{makara}} \cdot h_2 \cdot d = 25 \times 1,12 \times 31 \quad (4.13)$$

$D = 868 \text{ mm}$ ise Ø900 mm uygundur.

Tambur Çapı;

$$D = h_{\text{tambur}} \cdot d = 22,4 \times 31 \quad (4.14)$$

$D = 694,4 \text{ mm}$ ($D_T = 700 \text{ mm}$ alındı.)

Dengeleme Makaraları;

$$D = h_{d.\text{mak}} \cdot d = 16 \times 31 \quad (4.15)$$

$D = 496 \text{ mm}$ (Ø500 mm uygundur.)

4.3 Yık Kaldırma Vinci Tahrik Gücü Hesaplamaları

$$N = \frac{Q \cdot V_k}{4500 \cdot \eta_{top}} \quad (4.16)$$

$$\eta_{top} = \eta_{redüktör} \cdot \eta_{palanga} \cdot \eta_{tambur} \quad (4.17)$$

Toplam verim, Denklem (4.17)'ye göre üç kademeli redüktör, ikili palanga ve tambur verimlerinin çarpımı şeklinde hesaplanır.

Makara ve Basit Palanga Verimleri;

Kaymalı yataklarda; $\eta_{max} = 0,96$

Rulmanlı yataklarda; $\eta_{max} = 0,98$

Palanga Verimi;

z = Taşıyıcı halat sayısı

$$\eta_{palanga} = \frac{1 (1 - \eta_{max}^z)}{z (1 - \eta_{max})} \quad (4.18)$$

Rulmanlı yataklarda $\eta_{max} = 0,98$

$z = 4$

$\eta_{palanga} = 0,97$

Tambur Verimi;

$\eta_{tambur} = 0,98$

Redüktör Verimi;

$\eta_{Redüktör} = 0,985$

$$\eta_{top} = (0,985)^3 \cdot (0,97) \cdot (0,98) = 0,91 \quad (4.19)$$

$$N = \frac{(25.960 \text{ kg}) \cdot (8 \text{ m/dk})}{4500 \cdot (0,91)} \quad (4.20)$$

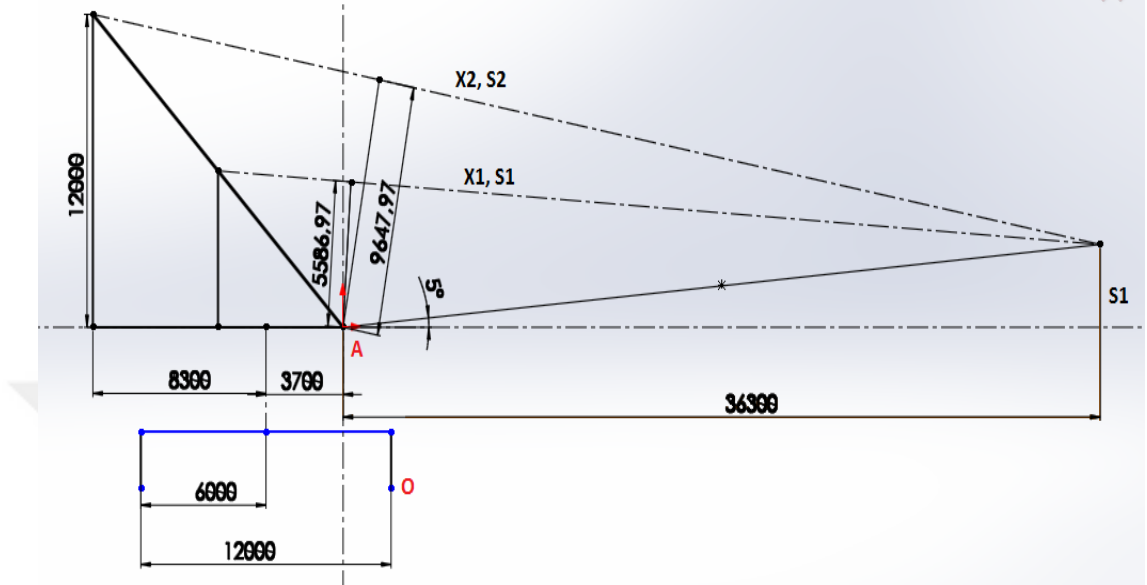
$$N = 50,7 \text{ BG} = 37,77 \text{ Kw (Motor Gücü)}$$

3 fazlı, 4 kutuplu, devir sayısı 1480 devir/dk, 45 Kw elektrik motoru seçildi.

4.4 Vento Halatının Belirlenmesi

Ok Açıklığı, R = 40 m;

Yük, Q = 10.000 kg.



Şekil 4.2 : Vento ve yük kaldırma halatları.

$$(X_1)^2 = (8,5)^2 + (36,44)^2 - 2*8,5*36,44*\cos130 \quad (4.21)$$

$$X_1 = 42,41 \text{ m}$$

$$h_1 = 5,60 \text{ m}$$

$$(X_2)^2 = (17)^2 + (36,44)^2 - 2*17*36,44*\cos130 \quad (4.22)$$

$$X_2 = 49,12 \text{ m}$$

$$h_2 = 9,66 \text{ m}$$

Yük halatlarına etkiyen toplam yük;

$$S_1 = Y_c * \psi * (Q + G \text{ kanca bloğu}) = 1,11 * 1,15 * (10.000 + 960) \quad (4.23)$$

$$S_1 = 13.990,44 \text{ kg}$$

Her bir yük halatına düşen yük;

Yük Halatı Sayısı, z = 4

$$S_1' = S_1/4 = 13.990,44/4 = 3.497,61 \text{ Kg} \quad (4.24)$$

Ok Ağırlığı;

$$G_{ok}' = Y_c * G_{ok} = 1,11 * 9.000 = 9.990 \text{ kg} \quad (4.25)$$

Okun pernoyla mafsallandığı A noktasına göre moment;

$$M_A = (36,3 \text{ m}) * (13.990,44 \text{ kg}) + (18,15 \text{ m}) * (9.990 \text{ kg}) = 689.172 \text{ kgm} \quad (4.26)$$

Dengeleme Momenti;

$$M_A = M_{den} = h_1 * S_1' + h_2 * S_2 \quad (4.27)$$

$$689.172 = (5,60 \text{ m}) * (3.497,61 \text{ kg}) + (9,66 \text{ m}) * S_2 \quad (4.28)$$

$$S_2 = 69.315,25 \text{ kg} \quad (4.29)$$

Vento Halatı Sayısı, $z=8$ seçildi.

Her bir vento halatı başına düşen gerilme, S_2' ;

$$S_2' = S_2/8 = 69.315,25/8 = 8.664,40 \text{ kg} \quad (4.30)$$

Kopma mukavemet değeri 180 kgf olan, dönmeyen halat tipi için DIN 15020'den;

$$c' = 0,375$$

$$d = c' \sqrt{S'} = 0,375 \sqrt{8.664,40} \quad (4.31)$$

Denklem (4.31)'e göre $d = 34,90 \text{ mm}$; halat çapı $d = \text{Ø}35 \text{ mm}$ alındı.

Seçilen Halat Tipi;

Ø35 mm çaplı, 34x7 Dönmeyen Kendir Özlü Halat için

$k = 0.75$ (yapım çarpanı)

$f = 0.53$ (metalik kesit faktörü)

$g = 0.9373 \text{ kg/m.mm}^2$ (ağırlığı)

Halatın Teorik Kopma Kuvveti;

$$F_t = A_m \cdot \sigma_B \text{ [N]} \quad (4.32)$$

F_t = Halatın Teorik Kopma Kuvveti

A_m = Halatın Metalik Kesit Alanı

σ_B = Anma Mukavemet Değeri

$$F_t = f \cdot \pi \cdot (d/2)^2 \cdot \sigma_B = (0.53) \cdot \pi \cdot (35/2)^2 \cdot 180 \quad (4.33)$$

$$F_t = 91.785,55 \text{ kgf (Halatın teorik kopma kuvveti)}$$

$$F_{\min} = (91.785,55 \text{ kgf}) \cdot (0,75) \quad (4.34)$$

$$F_{\min} = 68.839,17 \text{ kgf (Halatın minimum kopma kuvveti)}$$

$$F_{\min} / S_2' = 68.839,17 / 8.664,40 = 7,94 > Z_p = 7,1 \text{ olduğundan seçilen vento} \quad (4.35)$$

halatı uygundur.

Makara Çapı;

$$D = h_{\text{makara}} \cdot d = 25 \times 35 \quad (4.36)$$

$$D = 875 \text{ mm ise } D_{\text{Makara}} = \varnothing 900 \text{ mm uygundur.}$$

Tambur Çapı;

$$D = h_{\text{tambur}} \cdot d = 22.4 \times 35 \quad (4.37)$$

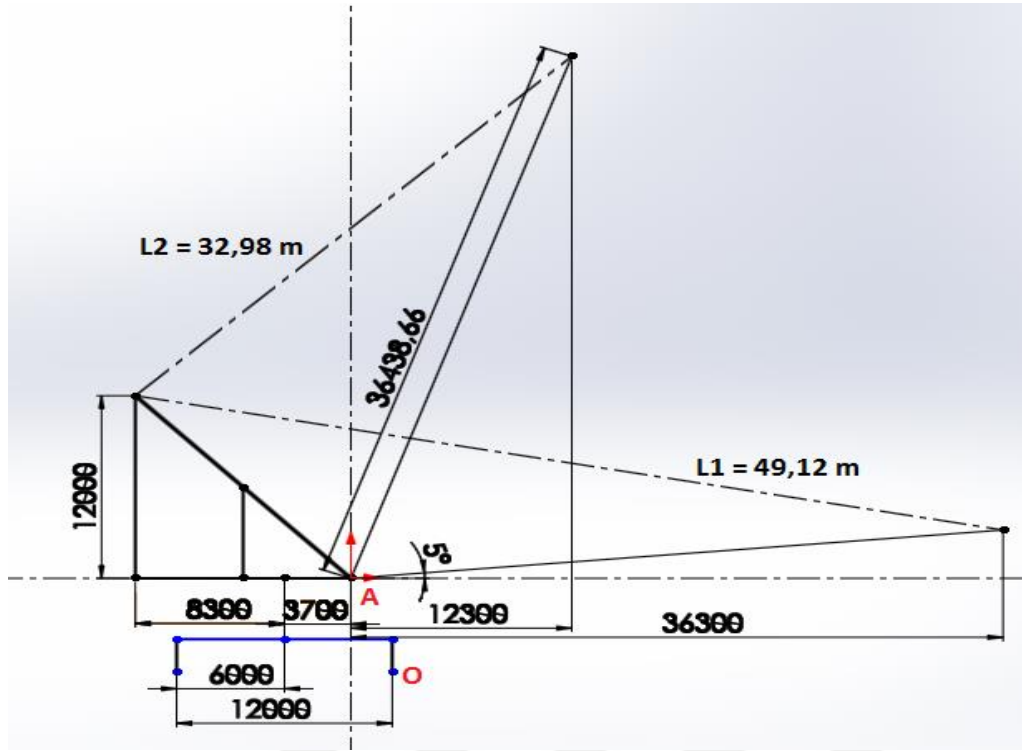
$$D = 784 \text{ mm ise } D_{\text{Tambur}} = \varnothing 800 \text{ mm uygundur.}$$

Dengeleme Makaraları;

$$D = h_{d.\text{mak}} \cdot d = 16 \times 35 \quad (4.38)$$

$$D = 560 \text{ mm ise } D_{d.\text{mak}} = \varnothing 560 \text{ mm uygundur.}$$

4.5 Ok Çekme Vinci Tahrik Gücü Hesaplamaları



Şekil 4.3 : Ok, 40 m açıklıktan 16 m açıklığa gelirken ortaya çıkan vento halatı boyu.

Ok, 40 m açıklıktayken vento halatı uzunluğu, Denklem (4.39)'a göre;

$$(L_1)^2 = 17^2 + 36,44^2 - 2*17*36,44*\cos 130^\circ \quad (4.39)$$

$$L_1 = 49,12 \text{ m}$$

Ok, 16 m açıklıktayken vento halatı uzunluğu, Denklem (4.40)'a göre;

$$(L_2)^2 = 17^2 + 36,44^2 - 2*17*36,44*\cos 64,70^\circ \quad (4.40)$$

$$L_2 = 32,98 \text{ m}$$

Ok, 40 m açıklıktan 16 m açıklığa gelene kadar vento halatının boyu $L_1 = 49,12$ m'den $L_2 = 32,98$ m'ye kısalır.

Ok, 40 m açıklıktan 16 m açıklığa gelene kadar geçen toplam süre;

Ok Kaldırma Hızı, $V = 8 \text{ m/dk}$

40 m ok açıklığında, $\alpha = 5^\circ$, $h_1 = 3,19 \text{ m}$

16 m ok açıklığında, $\beta = 70,30^\circ$, $h_2 = 34,30 \text{ m}$

$$V = (h_2 - h_1)/t \quad (4.41)$$

$$8 = (34,30-3,19)/t \quad (4.42)$$

$$t = 3,89 \text{ dk} = 233,40 \text{ saniye}$$

Ok çekme tamburuna 233,40 saniyede sarılması gereken halat boyu, Denklem (4.43)'e göre;

$$L = 8*(49,12 - 32,98) = 129,12 \text{ m} \quad (4.43)$$

Vento halatının tambura sarılma hızı, Denklem (4.44)'e göre;

$$V_{\text{vento halat}} = (129,12 \text{ m})/(3,89 \text{ dk}) = 33,19 \text{ m/dk} \quad (4.44)$$

$$Q = S_2' = 8664,40 \text{ kg}$$

Toplam Verim (η_{top});

Toplam verim, Denklem (4.45)'e göre üç kademeli redüktör, palanga ve tambur verimlerinin çarpımı şeklinde hesaplanır.

$$\eta_{\text{top}} = \eta_{\text{redüktör}} \cdot \eta_{\text{palanga}} \cdot \eta_{\text{tambur}} \quad (4.45)$$

Palanga Verimi (η_{palanga})

z = Taşıyıcı halat sayısı olmak üzere,

$$\eta_{\text{max}} = 0,98$$

$$\eta_{\text{palanga}} = \frac{1}{z} \frac{(1 - \eta_{\text{max}}^z)}{(1 - \eta_{\text{max}})} = \frac{1}{8} \frac{(1 - 0,98^8)}{(1 - 0,98)} = 0,93 \quad (4.46)$$

Tambur Verimi;

$$\eta_{\text{tambur}} = 0,98$$

Üç Kademeli Redüktör Verimi;

$$\eta_{\text{redüktör}} = 0,985$$

Bu verilere göre;

$$\eta_{\text{toplam}} = (0,985)^3 * (0,93) * (0,98) = 0,87 \quad (4.47)$$

$$N = \frac{Q * V}{4500 * \eta} = \frac{(8664,40 \text{ kg}) * (8 \text{ m/dk})}{4500 * 0,87} \quad (4.48)$$

$$N = 73,46 \text{ BG}$$

$$1 \text{ BG} = 0,745 \text{ KW ise;}$$

$$N = 54,73 \text{ KW}$$

Vento halatları için 3 fazlı, 4 kutuplu, devir hızı 1480 devir/dk, 55 KW'lık elektrik motoru uygundur.

4.6 Kren Yürütme Tekerleklerinin Adetleri ile Boyutlarının Belirlenmesi

Krenin Boş Ağırlığı: 129.960 Kg

Maksimum Yük: 25.000 Kg

Tekerlek Sayısı: 16

Krenin bir tekerleğine etkiyen maksimum yük, Denklem (4.49)'a göre;

$$R = \frac{129.960 + 25.000}{16} = 9.685 \text{ kg} \quad (4.49)$$

Tekerlek ve Ray Malzemesinin Seçimi;

Tekerlek ve ray malzemesi için St-60, $P_{em} = 56 \text{ daN/cm}^2$ seçildi. Ray tipi, DIN15070'e göre A55 seçildi. Bu verilere göre, DIN15070'in tablolarından C katsayıları;

$$C_1 = 1$$

$V_{yürüme} = 16 \text{ m/dk}$, tekerlek çapı Ø400 mm kabul edilerek;

$$n_{teker} = V/\pi D = (16 \text{ m/dk})/(\pi * (0,400 \text{ m})) \quad (4.50)$$

$$n_{teker} = 12,73 \text{ devir/dk}$$

$$n_{teker} \cong 14 \text{ dev/dk alındı.}$$

$$C_2 = 1,1$$

1 saatteki çalışma süresi %30 için;

$$C_3 = 1$$

Denklem (4.51)'e göre Karakteristik Tekerlek Yüğü, R_0 ;

$$R_0 = R/(C_1 * C_2 * C_3) = (9685 \text{ Kg})/(1 * 1,1 * 1) \quad (4.51)$$

$$R_0 = 8804,55 \text{ Kg}$$

DIN 15070'e göre R_0 tekerlek yüğü ve d_1 tekerlek çapı tablosuna göre; tekerlek çapı Ø400 mm alındı. W ve W_{top} yürüme dirençleri (daN/ton olarak tekerlek basma kuvvetleri) tablosuna göre tekerlek çapı Ø400 mm için aks çapı Ø80 mm olarak belirlendi.

Tekerlek çapını hesaplamak için 2.yol;

$$R_0 = 56 * d_1 * (k - 2 * r) \quad (4.52)$$

A55 için $k = 5,5 \text{ cm}$, $r = 0,5 \text{ cm}$;

$$d_1 = (8804,55 \text{ Kg}) / ((56 \text{ kg/cm}^2) * (5,5 - 0,5 \text{ cm})) \quad (4.53)$$

$$d_1 = 34,94 \text{ cm} = 349,40 \text{ mm}$$

DIN 15070' e göre R_0 karakteristik tekerlek yüğü ve d_1 tekerlek yarıçapı tablosundan en yakın üst değeri tekerlek standart çapı Ø400 mm seçilir.

4.7 Kren Yürütme Sistemi Tahrik Gücü Hesaplamaları

Krenin Boş Ağırlığı + Maksimum Yük = $G + Q$

$$G + Q = 129.960 \text{ Kg} + 25.000 \text{ Kg} = 154.960 \text{ Kg} \quad (4.54)$$

$$m = (154.960 \text{ Kg}) / (9,81 \text{ m/s}^2) = 15.796,13 \text{ Kgs}^2/\text{m} \quad (4.55)$$

Tekerlek Çapı: Ø400 mm; Tekerlek Yarıçapı, $R = 200 \text{ mm}$

Aks Çapı: Ø80 mm

$V_{\text{yürüme}} : 16 \text{ m/dk} = 0,27 \text{ m/s}$

$t_b : 3 \text{ s}$

$$\text{İvme, } b = V_{\text{yürüme}} / t_b = (0,27 \text{ m/s}) / (3 \text{ s}) \quad (4.56)$$

$$b = 0,09 \text{ m/s}^2$$

w ve w_{top} yürüme dirençleri (daN/ton olarak tekerlek basma kuvveti) tablolarından;

Rulmanlı yatak için;

$$w_R = 5 \text{ kg/ton};$$

$$W_R = (154,96 \text{ ton}) * (5 \text{ kg/ton}) = 774,80 \text{ Kg} \quad (4.57)$$

$$n_{\text{teker}} = V/\pi D = (16 \text{ m/dk}) / (\pi * (0,400 \text{ m})) \quad (4.58)$$

$$n_{\text{teker}} = 12,73 \text{ dev/dk}$$

$$n_{\text{motor}} = 1.440 \text{ dev/dk}; \quad F_{\text{rüzgar}} = 6.250 \text{ Kg}$$

4.7.1 Yürütme direnci momentinin hesaplanması

$$M_1 = W_R * R * n_{\text{teker}} / n_{\text{motor}} = (774,80 \text{ Kg}) * (20 \text{ cm}) * (12,73 \frac{\text{dev}}{\text{dk}}) / (1440 \frac{\text{dev}}{\text{dk}}) \quad (4.59)$$

$$M_1 = 137 \text{ kgcm}$$

4.7.2 Doğrusal hareket ivme momentinin hesaplanması

$$M_2 = m * b * R * n_{\text{teker}} / n_{\text{motor}} = (15.796,13 \text{ kgs}^2/\text{m}) * (0,09 \text{ m/s}^2) * (12,73 \text{ dev/dk}) / (1440 \text{ dev/dk}) \quad (4.60)$$

$$M_2 = 251,35 \text{ kgcm}$$

4.7.3 Dönen elemanların ivme momentinin hesaplanması

$$M_3 = 0,2 * (M_1 + M_2) = 0,2 * (137 \text{ kgcm} + 251,35 \text{ kgcm}) \quad (4.61)$$

$$M_3 = 77,67 \text{ kgcm}$$

4.7.4 Rüzgar direnci momentinin hesaplanması

$$M_4 = F_{\text{rüz}} * R * n_{\text{teker}} / n_{\text{motor}} = (6.250 \text{ Kg}) * (20 \text{ cm}) * (12,73 \frac{\text{dev}}{\text{dk}}) / (1440 \frac{\text{dev}}{\text{dk}}) \quad (4.62)$$

$$M_4 = 1.105 \text{ kgcm}$$

$$M_K = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 = 137 + 251,35 + 77,67 + 1.105 \quad (4.63)$$

$$N_K = \frac{M_K \cdot n_{\text{motor}}}{94.750 \cdot \dot{\eta}} = \frac{(1.571 \text{ kgcm}) \cdot (1.440 \text{ dev/dk})}{97.450 \cdot 0,90} \quad (4.64)$$

$$N_N = \frac{(25,79 \text{ Kw})}{1,5} = 17,19 \text{ Kw} \quad (4.65)$$

$$W_1 = \frac{(17,19 \text{ Kw})}{8} = 2,15 \text{ Kw} \quad (4.66)$$

31

$$(X_1')^2 = 8,52 + 36,442 - 2*8,5*36,44*\cos64,70^\circ \quad (4.67)$$

$$X_1' = 33,70 \text{ m}; h_1 = 8,30 \text{ m}$$

$$(X_2')^2 = 172 + 36,442 - 2*17*36,44*\cos64,70^\circ \quad (4.68)$$

$$X_2' = 32,98 \text{ m}; h_2 = 16,95 \text{ m}$$

4.8.1.1 Vento halatları, yük ve kanca etkisiyle oka uygulanan kuvvetler

$$M = \psi*(Q_{\max}+G_{\text{kanca bloğu}})*12,3+G_{\text{boom (ok)}}*6,15 \quad (4.69)$$

$$M = 1,15*(25.000 \text{ Kg} + 960 \text{ Kg})*(12,30 \text{ m}) + (9.000 \text{ Kg})*(6,15 \text{ m}) \quad (4.70)$$

$$M = 422.554,20 \text{ kgm}$$

$$S_1' = 29.854/4 = 7.463,50 \text{ Kg} \quad (4.71)$$

$$M_{\text{den}} = 8,30*S_1' + 16,95*S_2' \quad (4.72)$$

$$422.554,20 \text{ kgm} = (8,30 \text{ m})*(7.463,50 \text{ Kg}) + (16,95 \text{ m})*S_2' \quad (4.73)$$

$$S_2' = 21.232,77 \text{ Kg}$$

$$S_0 = - (S_1'*\cos13,16^\circ + S_2'*\cos27,73^\circ + \psi*(Q_{\max}+G_{\text{kanca bloğu}})*\cos19,70^\circ) \quad (4.74)$$

$$S_0 = - (7.463,5*\cos13,16^\circ + 21.232,77*\cos27,73^\circ + 1,15*(25.000 + 960)*\cos19,70^\circ) \quad (4.75)$$

$$S_0 = - 54.168,34 \text{ kg}$$

4.8.1.2 Okun zati ağırlığının etkisi

$$G_x = G_{\text{ok}}*\sin19,70^\circ = 9.000*\sin19,70^\circ \quad (4.76)$$

$$G_x = 3.033,86 \text{ Kg}$$

$$G_z = G_{\text{ok}}*\cos19,70^\circ = 9.000*\cos19,70^\circ \quad (4.77)$$

$$G_z = 8.473,23 \text{ Kg}$$

Okun Orta Kesit Değeri:

$$S_0 + \frac{G_z}{2} = -(54.168,34 + \frac{8.473,23}{2}) \quad (4.78)$$

$$S_0 + \frac{G_z}{2} = -58.405 \text{ Kg}$$

Okun Dip Kesit Değeri:

$$S_0 + G_z = -(54.168,34 + 8.473,23) \quad (4.79)$$

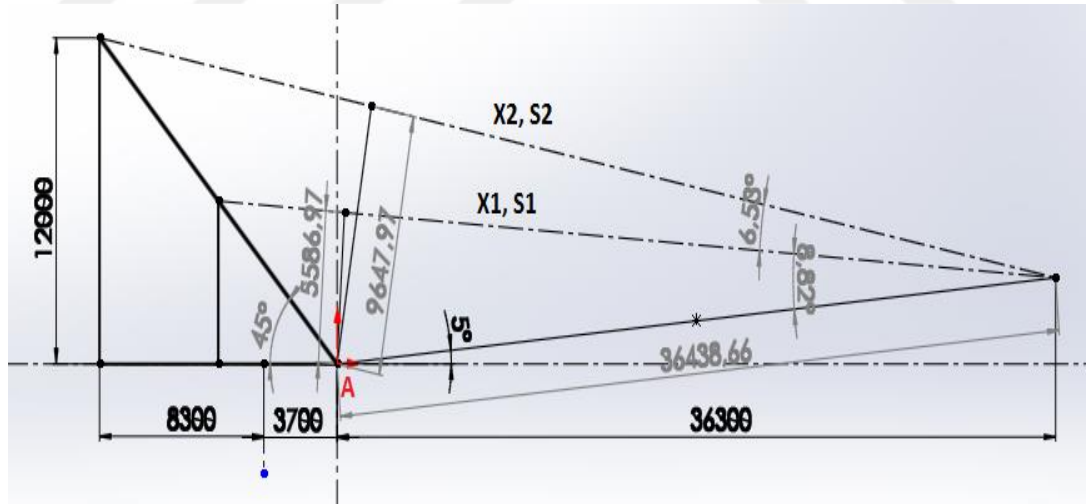
$$S_0 + G_z = -62.641,57 \text{ Kg}$$

$$M_x = \frac{G_x * L}{8} = \frac{(3033,86 \text{ Kg}) * (36,44 \text{ m})}{8} \quad (4.80)$$

$$M_x = 13.819 \text{ Kgm}$$

4.8.2 Oka uygulanan statik kuvvetler (Ok açıklığı r = 40 m, yük q = 10 ton)

Ok, 40 m açıklıktayken; oka Şekil 4.5’de görülen vento ve yük halatlarından gelen kuvvetler, okun kendi ağırlığı ve yük etkir.



Şekil 4.5 : Oka, 40 m açıklıktayken etkiyen kuvvetler.

4.8.2.1 Vento halatları, yük ve kanca etkisiyle oka uygulanan kuvvetler

$$S_1 = \psi * (G_{Ok} + G_{Kanca \text{ Bloğu}}) = 1,15 * (9.000 + 960) \quad (4.81)$$

$$S_1 = 12.604 \text{ Kg}$$

A noktasına göre alınan moment, Denklem (4.82)'ye göre;

$$M_A = S_1 * 36,3 + G_{ok} * 18,15 = (12.604 \text{ Kg}) * (36,3 \text{ m}) + (9.000 \text{ Kg}) * (18,15 \text{ m}) \quad (4.82)$$

$$M_A = 620.875,20 \text{ Kgm}$$

$$S_1' = 12.604/4 = 3.151 \text{ Kg} \quad (4.83)$$

$$M_{den} = 5,60 * S_1' + 9,65 * S_2' \quad (4.84)$$

$$620.875,20 \text{ Kgm} = (5,59 \text{ m}) * (3.151 \text{ Kg}) + (9,65 \text{ m}) * S_2' \quad (4.85)$$

$$S_2' = 62.514 \text{ Kg}$$

$$S_0 = - (S_1' * \cos 8,82^\circ + S_2' * \cos 15,35^\circ + S_1 * \cos 85^\circ) = - (3.151 * \cos 8,82^\circ + 62.514 * \cos 15,35^\circ + 12.604 * \cos 85^\circ) \quad (4.86)$$

$$S_0 = - 64.496 \text{ Kg}$$

4.8.2.2 Okun zati ağırlığının etkisi

$$G_x = G_{ok} * \sin 85^\circ = (9.000 \text{ Kg}) * \sin 85^\circ = 8.965,75 \text{ Kg} \quad (4.87)$$

$$G_z = - G_{ok} * \cos 85^\circ = (9.000 \text{ Kg}) * \cos 85^\circ = -784,40 \text{ Kg} \quad (4.88)$$

Okun Orta Kesit Değeri:

$$S_0 + \frac{G_z}{2} = -(64.496 + \frac{784,40}{2}) \quad (4.89)$$

$$S_0 + \frac{G_z}{2} = -64.888 \text{ Kg}$$

Okun Dip Kesit Değeri:

$$S_0 + G_z = -(64.496 + 784,40) \quad (4.90)$$

$$S_0 + G_z = -65.280 \text{ Kg}$$

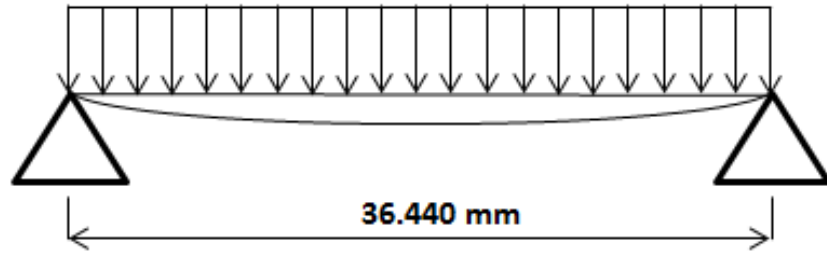
$$M_x = \frac{G_x * L}{8} = \frac{(8.965,75 \text{ Kg}) * (36,44 \text{ m})}{8} \quad (4.91)$$

$$M_x = 40.839 \text{ Kgm}$$

NOT: Okun analitik olarak yapılan statik yük hesaplamaları neticesinde ok, 40 m açıklıktayken vento donanımı, yük, kanca bloğu ve okun zati ağırlığından oka etkiyen toplam tesir, 16 m açıklıktayken oka etkiyen toplam tesirden daha büyük olduğundan okta meydana gelen sehim ve gerilme analizleri, okun 40 m açıklığı için yapılacaktır. Rüzgar, ivmelenme, frenleme ve ataletten gelen dinamik yükler (2.Hal – Hz) ihmal edilmiştir.

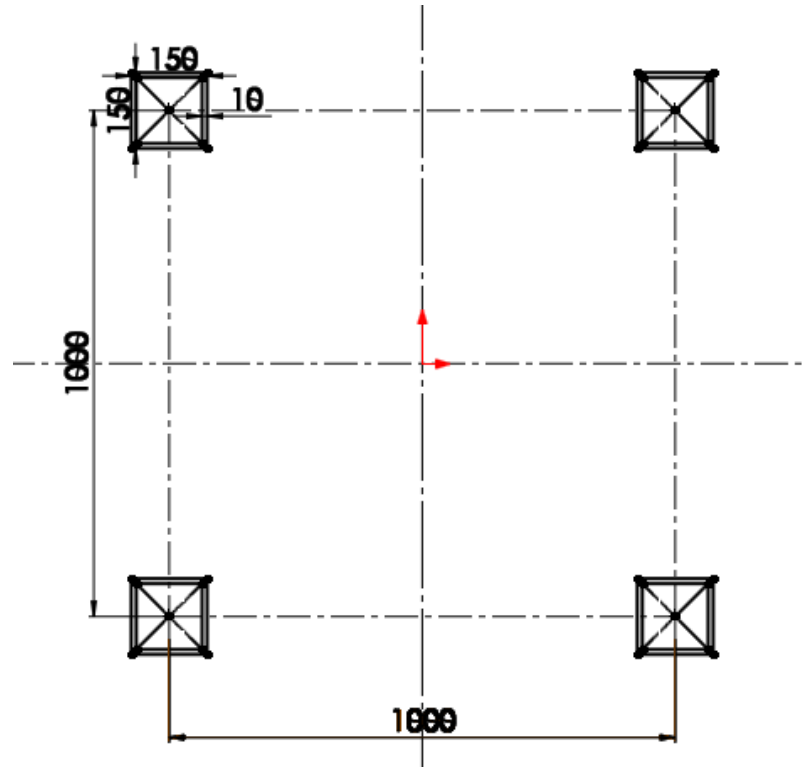
4.8.3 Okun yatay hali için sehimin hesaplanması

Okun Şekil 4.6'daki yükleme ve sehim durumu, Şekil 4.7'de ise yandan kesiti gösterilmiş olup sehim değeri hesaplanmıştır.



Şekil 4.6 : Sehim.

Okun kesiti Şekil 4.7'deki gibidir.



Şekil 4.7 : Ok kesiti.

Dört tane eşit kare profil (150x150 mm, et kalınlığı 10 mm) kesit alanları;

$$A=A_1=A_2=A_3=A_4$$

$$A = 150*150-130*130 = 5.600 \text{ mm}^2 \quad (4.92)$$

$$F = A_1+A_2+A_3+A_4 = 4A = 22.400 \text{ mm}^2 = 224 \text{ cm}^2 \quad (4.93)$$

$$I_x = 567.355 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 567.355 \text{ cm}^4$$

$$f = \frac{5}{384} x \frac{GxL^3}{EI} \quad (4.94)$$

$$f = \frac{5}{384} x \frac{(9.000 \text{ Kg})x(3.644 \text{ cm})^3}{(2,0 * 10^6 \text{ Kg/cm}^2)x(567.355 \text{ cm}^4)} = 5 \text{ cm} \quad (4.95)$$

$$\frac{3.644}{5} = 729 < 1000 \text{ (Uygundur.)} \quad (4.96)$$

Sehim, Denklem (4.97)'de görüldüğü üzere okun toplam uzunluğunun 1/1000'i ile 1/700'si arasında olmalıdır.

$$\frac{L_{Ok}}{1000} < f < \frac{L_{Ok}}{700} \quad (4.97)$$

$$3,65 \text{ cm} < f < 5,20 \text{ cm} \quad (4.98)$$

$f = 5 \text{ cm}$ uygundur.

$$M_{Ok} = \frac{G_{Ok} * L}{8} = \frac{(9.000 \text{ Kg}) * (36,44 \text{ m})}{8} \quad (4.99)$$

$$M_{Ok} = 40.995 \text{ Kgm}$$

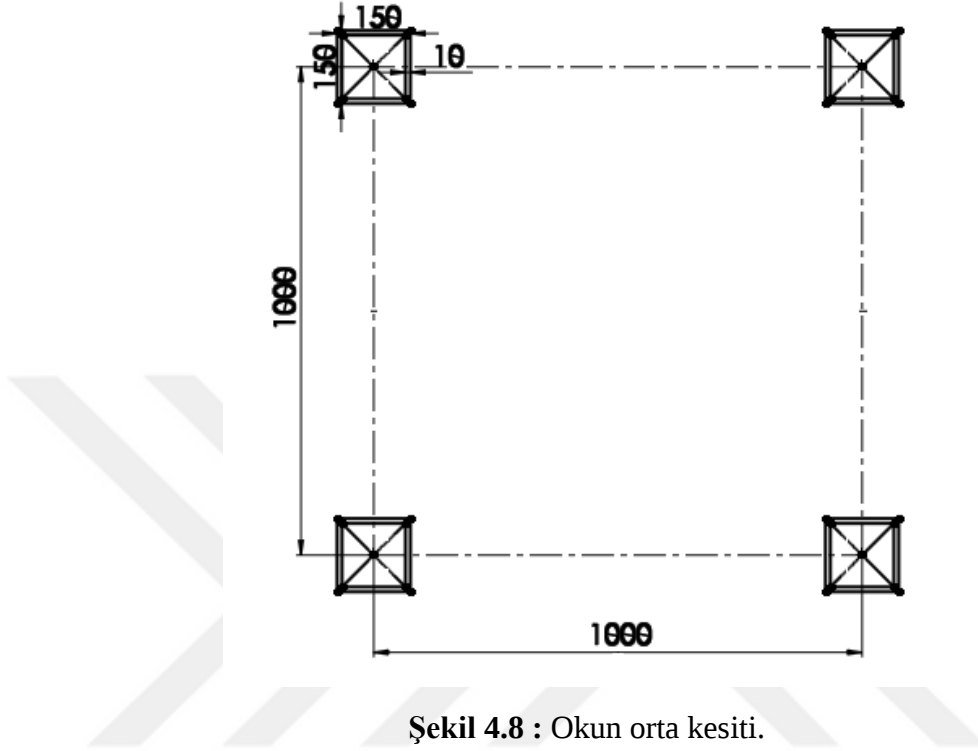
4.8.4 Ok 40 m açıklıktayken sehimin hesaplanması

$$G_x = G_{Ok} * \sin 85^\circ = (9.000 \text{ Kg}) * \sin 85^\circ = 8.965,75 \text{ Kg} \quad (4.100)$$

$$f' = f x \frac{G_x}{G_{Ok}} \quad (4.101)$$

$$f' = (5 \text{ cm}) \times \frac{(8.965,75 \text{ Kg})}{(9.000 \text{ Kg})} = 4,98 \text{ cm} \quad (4.102)$$

4.8.5 Okun orta kesitinde oluşan gerilmelerin hesaplanması



Şekil 4.8 : Okun orta kesiti.

$$I_x = 567.355 \text{ cm}^4, \quad i_x = 50,33 \text{ cm}$$

$$I_y = 567.355 \text{ cm}^4, \quad i_y = 50,33 \text{ cm}$$

$$F = 4 \cdot (56 \text{ cm}^2) = 224 \text{ cm}^2 \quad (4.103)$$

$$\text{Atalet Yarıçapı; } i = \sqrt{\frac{I}{F}} \quad (4.104)$$

$$\text{Narinlik Derecesi; } \lambda = \frac{L_{ok}}{i_{min}} \quad (4.105)$$

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{F}} = \sqrt{\frac{567.355 \text{ cm}^4}{224 \text{ cm}^2}} = 50,33 \text{ cm} \quad (4.106)$$

$$i_y = \sqrt{\frac{I_y}{F}} = \sqrt{\frac{567.355 \text{ cm}^4}{224 \text{ cm}^2}} = 50,33 \text{ cm} \quad (4.107)$$

$$\lambda_x = \frac{L_{ok}}{i_x} = \frac{3644}{50,33} = 79,48 \text{ (St37)} \quad (4.108)$$

$\lambda_x = 79,48$ için burkulma katsayısı Çizelge 4.1'den $w=1,55$ olarak belirlenir.

Çizelge 4.1 : DIN 4114 ve DIN 1052 standartlarına göre burkulma katsayısı, w (omega) değerleri. (Kutay, 2009)

λ	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220
St 37	1,04	1,14	1,30	1,55	1,90	2,43	3,31	4,32	5,47	6,75	8,17
St 52	1,06	1,19	1,41	1,79	2,53	3,65	4,96	6,48	8,21	10,13	12,26
Tahta	1,08	1,26	1,62	2,20	3,00	4,32	5,88	7,68	9,72	12,00	14,52

Orta Kesit Kontrolü

S_0 Tesiri (Basma Gerilmesi);

$$\sigma_{1,Basma} = -\frac{(S_0 + \frac{G_z}{2})}{F} = -\frac{64.888 \text{ Kg}}{224 \text{ cm}^2} \quad (4.109)$$

$$\sigma_{1,Basma} = -289,68 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} = -28,97 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

4.8.6 Zati ağırlıktan meydana gelen basma ve çekme gerilmesi

Okun zati ağırlığından dolayı okun üst ve alt kesitleri eğilmeye zorlanır. Okun üst kesiti basmaya, alt kesiti ise çekmeye zorlanır. Bu sebeplerden ötürü aşağıdaki denklemlerden hesaplandığı üzere okun üst kesitinde basma gerilmesi, alt kesitinde ise çekme gerilmesi meydana gelir.

$$\sigma_{2,\text{üst},Basma} = -\frac{M_x}{y * \frac{F}{2}} \quad (4.110)$$

$$\sigma_{2,\text{üst},Basma} = -\frac{40.839 \text{ Kgm}}{(1 \text{ m}) * \left(\frac{224 \text{ cm}^2}{2}\right)} \quad (4.111)$$

$$\sigma_{2,\text{Üst},\text{Basma}} = -364,63 \text{ kg/cm}^2 = -36,46 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{2,\text{Alt},\text{Çekme}} = \frac{40.839 \text{ Kgm}}{(1 \text{ m}) * \left(\frac{224 \text{ cm}^2}{2}\right)} \quad (4.112)$$

$$\sigma_{2,\text{Alt},\text{Çekme}} = 364,63 \text{ kg/cm}^2 = 36,46 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

DIN 4114'e göre (Omega Yöntemi) kontrol yapılacağı için $\gamma_c=1,11$ yükseltme katsayısı dikkate alınmayacak olup $\sum \sigma = w * \sigma_{\text{basma}} + 0,9 * \sigma_{\text{eğilme}}$ formülüne göre okta meydana gelen gerilmelerin kontrolü yapılacaktır. (Ünal , 2008)

$$\sum \sigma_{\text{Üst}} = w * \sigma_{1,\text{Basma}} + 0,9 * \sigma_{2,\text{Üst}, \text{Basma}} \quad (4.113)$$

$$\sum \sigma_{\text{Üst}} = -1,55 * 289,68 - 0,9 * 364,63 \quad (4.114)$$

$$\sum \sigma_{\text{Üst}} = -777,17 \text{ Kg/cm}^2 = -77,72 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sum \sigma_{\text{Alt}} = w * \sigma_{1,\text{Basma}} + 0,9 * \sigma_{2,\text{Alt}, \text{Çekme}} \quad (4.115)$$

$$\sum \sigma_{\text{Alt}} = -1,55 * 289,68 + 0,9 * 364,63 \quad (4.116)$$

$$\sum \sigma_{\text{Alt}} = -120,84 \text{ kg/cm}^2 = -12,08 \text{ MPa (N/mm}^2\text{)}$$

Çizelge 4.2 : DIN 15018 standardına göre çeliklerin emniyet gerilmesi değerleri. (Taşdemir, 2012)

Malzeme (DIN17100)	Yüklemeye Durumu	Mukavemet ve Çekme Emniyet Gerilmesi (σ_{em} , N/mm ²)	Basma Emniyet Gerilmesi (σ_{em} , N/mm ²)	Kayma Emniyet Gerilmesi (τ_{em} , N/mm ²)
St 37	H	160	140	92
St 37	HZ	180	160	104
St 52-3	H	240	210	138
St 52-3	HZ	270	240	156

Çizelge 4.2'de görüldüğü üzere St 37 çelik malzemesi ve 1. Hal (H) yükleme için; $\sigma = 77,72 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{em}} = 160 \text{ N/mm}^2$ olduğundan okun orta kesitinin statik yükler etkisi altında emniyetli olduğu anlaşılmıştır.



5. JİB PORTAL KRENİN SONLU ELEMANLAR METODUNA GÖRE ANALİZİ

5.1 Sonlu Elemanlar Metodu ve Ansys Paket Programı

Sonlu Elemanlar Metodu, karmaşık geometriye sahip modellerin, kendisinden çok daha küçük sonlu elemanlara ayrılarak, sınır şartları tanımlanarak basitçe çözümlenmesini ve analizini sağlar. Sonlu Elemanlar Metodu, mühendislik uygulamalarında karmaşık problemleri basite indirgeyerek bu problemlere matematiksel çözümler getiren ve günümüzde uçak, otomotiv sanayisinde, medikal uygulamalarda, krenler gibi transport makinelerinin uygulamalarında sıklıkla kullanılan, bilgisayarlar üzerinde geliştirilmesiyle birlikte hem zaman hem de maliyet açısından büyük avantajlar sağlayan bir metoddur. (Barkanov, 2001)

Ansys, Sonlu Elemanlar Metodunun uygulamalarını içinde barındıran bilgisayar destekli bir paket programıdır. Ansys, Abaqus/Cae, Nastran, Ls-Dyna, HyperMesh gibi bu tip programlar, karmaşık geometriye sahip konstrüksiyonların modellenmesi, modellerin kısa sürede ve gerçeğe yakın sonuçlar elde edilerek analizi için günümüz teknolojisinde sıklıkla kullanılır. (Barkanov, 2001) Ansys Workbench programı içinde bulunan “Geometry” sekmesi yardımıyla konstrüksiyonun tasarımında da kullanılır. Ancak karmaşık geometriye sahip konstrüksiyonların modellenmesi bu programda daha fazla zaman alacağından Solidworks, Catia, Autocad gibi 3 boyutlu bilgisayar destekli programlar aracılığıyla tasarım yapılır. Bu programlarla elde edilen modellerin Ansys paket programına aktarılabilir olması hem tasarım hem de analiz işlemini zaman bakımından oldukça kolaylaştırır.

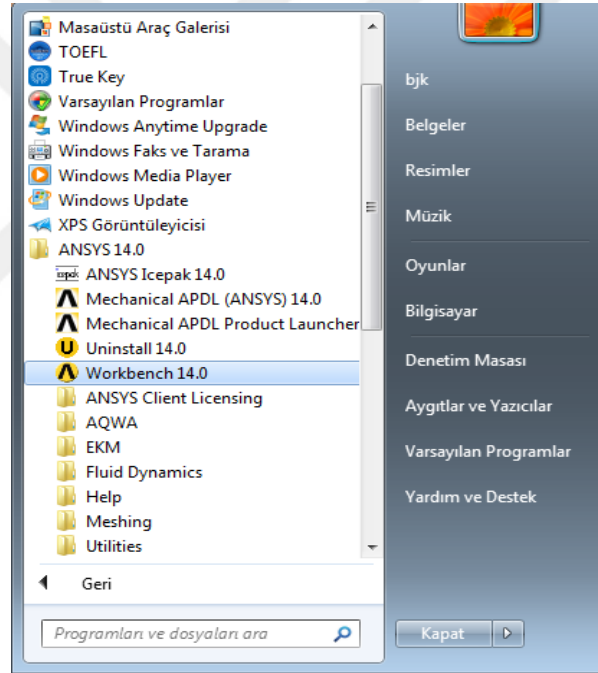
Bu tez çalışmamızda; daha önceden analitik olarak statik yük hesaplamaları yapılan ve Solidworks 3D programı aracılığıyla tasarımı yapılarak modellenen Jib Portal Krenimize ait boomun, Ansys Workbench paket programı aracılığıyla Sonlu Elemanlar Metodu kullanılarak, bilgisayar ortamında statik yapısal analizi yapılmıştır. Dördüncü bölümde, analitik hesaplamalar neticesinde boomda meydana gelen sehim ve gerilmeler bulunmuştu. Bu aşamada ise Step dosyası halinde kaydedilerek Ansys Workbench programına aktarılan modelin statik yapısal analizi

için malzemesi, geometrisi ve sınır şartları tanımlanarak özölmenmesi ve analizi yapılır. Bu analiz sonucunda boomda meydana gelen sehim ve Von Mises gerilmeleri elde edilir. Bilgisayar ortamında elde edilen bu değerler, analitik hesaplamalar neticesinde elde edilen değerlerle karşılaştırılarak Sonlu Elemanlar Metodunun güvenilirliği irdelenmiştir.

5.2 Ansys Workbench Programıyla Statik Yapısal Analizin Yapılması

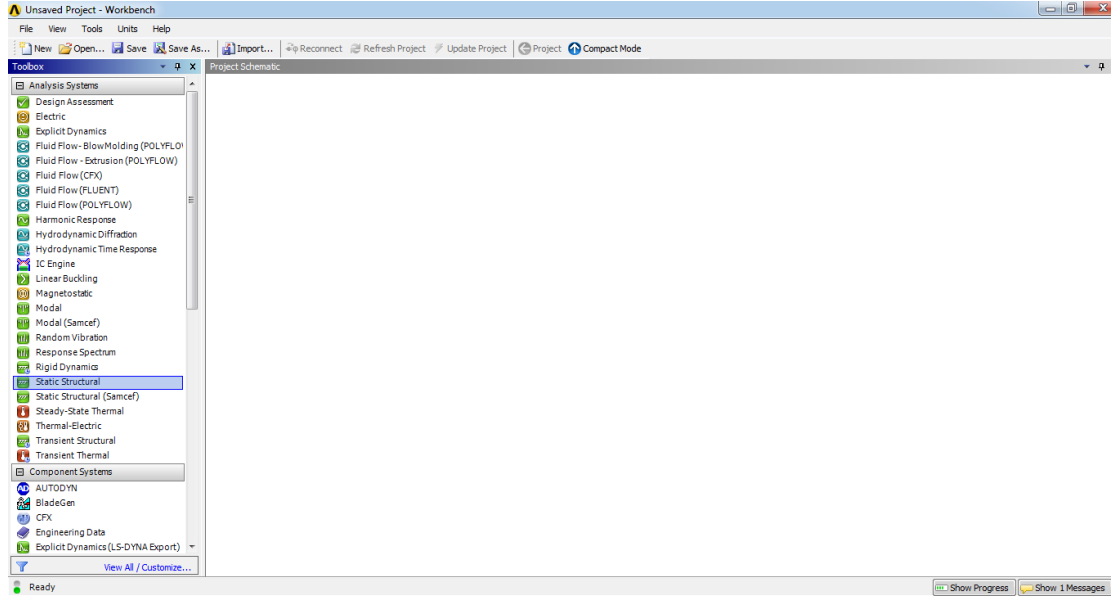
5.2.1 Ansys Workbench programının açılması

şekil 5.1’de görüldüğü gibi Başlat > Tüm Programlar > ANSYS 14.0 > Workbench 14.0 sırası takip edilerek Workbench 14.0 programına çift tıklanır ve Workbench programı Ana Sayfa ekranının açılması beklenir.



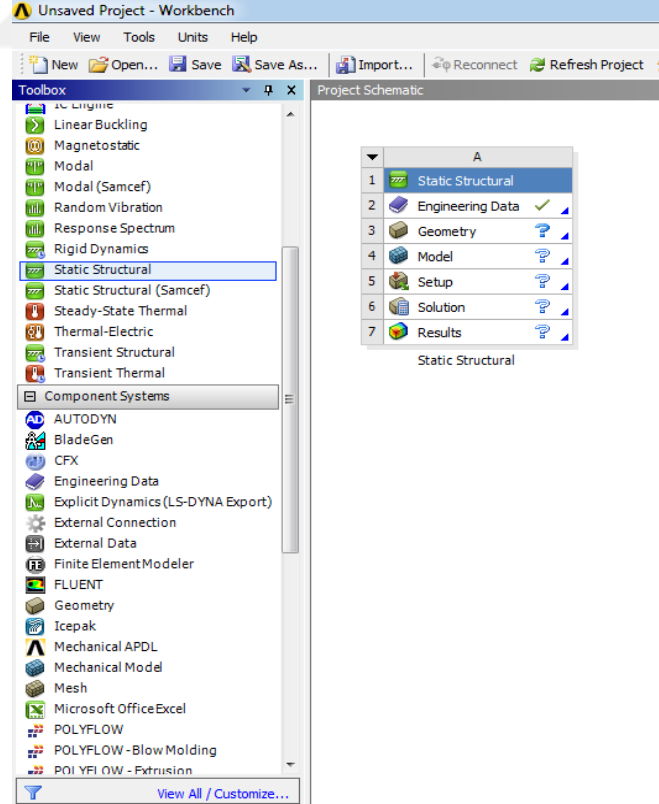
şekil 5.1 : Ansys Workbench 14.0 programının alıştırılması.

Workbench 14.0 kutusuna çift tıklandıktan sonra program açılır ve şekil 5.2’de görüldüğü üzere Ana Sayfa ekranı karşımıza gelir. Ansys Workbench programında yapılabilecek bütün analiz tipleri “Analysis Systems” başlığının altında hizalı vaziyette görünür.



Şekil 5.2 : Ansys Workbench ana sayfa ekranı ve analiz seçenekleri.

Solidworks 3D CAD programıyla tasarlanan Jib Portal Krenimizin Statik Yapısal analizi yapılacağı için “Analysis Systems” başlığı altında bulunan “Static Structural” analiz tipine çift tıklanarak ya da bu başlık mouse ile tutulup boş ekrana sürüklenerek Şekil 5.3’de görüldüğü gibi kutucuk ekrana gelir.



Şekil 5.3 : “Static Structural” analiz tipinin seçilmesi.

“Static Structural” analiz tipine ait kutunun içerisinde “Engineering Data”, “Geometry”, “Model”, “Setup”, “Solution” ve “Results” gibi kutucuklar bulunur.

5.2.2 Malzemenin seçilmesi

Şekil 5.4’deki ekranda görüldüğü üzere “Engineering Data” sekmesine çift tıklanarak Jib Portal Krenimize ait modelin malzemesi atanır. Jib Portal Krenimizin malzemesi “St 37” yapı çeliği olarak seçilmiştir. “Engineering Data” sekmesine çift tıkladığımızda karşımıza aşağıdaki şekilde görüldüğü üzere “Outline” kutusu çıkar. Bu şekilde “Structural Steel” malzeme otomatik olarak tanımlanmıştır.

	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data	Source		Description
2	Material			
3	Structural Steel			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material			

Şekil 5.4 : “Outline of Engineering Data” şeması.

Şekil 5.5’de de St 37 yapı çeliği olarak seçilen malzemenin özellikleri belirtilmiştir.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7850	kg m^-3		
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
4	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C^-1		
5	Reference Temperature	22	C		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's Modulus and Poiss...			
8	Young's Modulus	2E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa		
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa		
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular			
13	Interpolation	Log-Log			
14	Scale	1			
15	Offset	0	Pa		
16	Strain-Life Parameters				
17	Display Curve Type	Strain-Life			
18	Strength Coefficient	9,2E+08	Pa		
19	Strength Exponent	-0,106			
20	Ductility Coefficient	0,213			
21	Ductility Exponent	-0,47			
22	Cyclic Strength Coefficient	1E+09	Pa		
23	Cyclic Strain Hardening Exponent	0,2			
24	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa		
25	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa		
26	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa		
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

Şekil 5.5 : St 37 yapı çeliğinin teknik özellikleri.

“St 37” yapı çeliği dışında başka bir malzeme kullanılırsa Şekil 5.6’da belirtilen “Engineering Data Resources” seçeneğinde “General Materials” kutucuğuna çift tıklanarak Şekil 5.7’de diğer malzemelerin listesinin bulunduğu ekran açılır. Buradan istenen malzeme seçilerek listeye eklenir.

Engineering Data Sources				
	A	B	C	D
1	Data Source		Location	Description
2	★ Favorites			Quick access list and default items
3	General Materials	☒		General use material samples for use in various analyses.
4	General Non-linear Materials	☐		General use material samples for use in non-linear analyses.
5	Explicit Materials	☐		Material samples for use in an explicit analysis.
6	Hyperelastic Materials	☐		Material stress-strain data samples for curve fitting.
7	Magnetic B-H Curves	☐		B-H Curve samples specific for use in a magnetic analysis.
8	Thermal Materials	☐		Material samples specific for use in a thermal analysis.
9	Fluid Materials	☐		Material samples specific for use in a fluid analysis.
*	Click here to add a new library			

Şekil 5.6 : “Engineering Data Resources” ekranı.

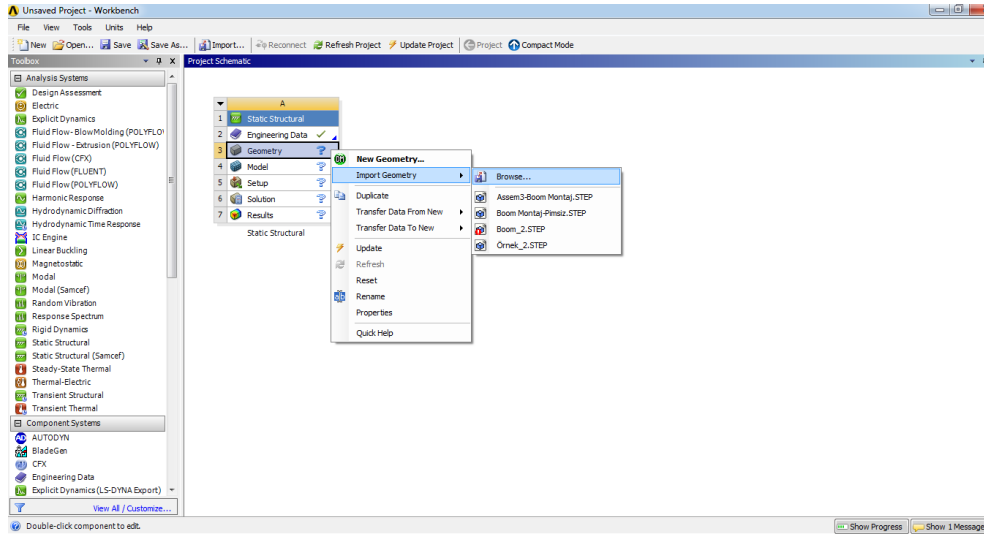
Şekil 5.7’deki malzeme listesinden “Structural Steel” malzemesinin otomatik olarak seçili olduğu görülür.

Outline of General Materials				
	A	B	C	D
1	Contents of General Materials		Add	Source
2	Material			Description
3	Structural Steel	☒		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
4	Air	☐		General properties for air.
5	Aluminum Alloy	☐		General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.
6	Concrete	☐		
7	Copper Alloy	☐		
8	Gray Cast Iron	☐		
9	Magnesium Alloy	☐		
10	Polyethylene	☐		
11	Stainless Steel	☐		
12	Titanium Alloy	☐		
13	Silicon Anisotropic	☐		

Şekil 5.7 : Malzeme listesi.

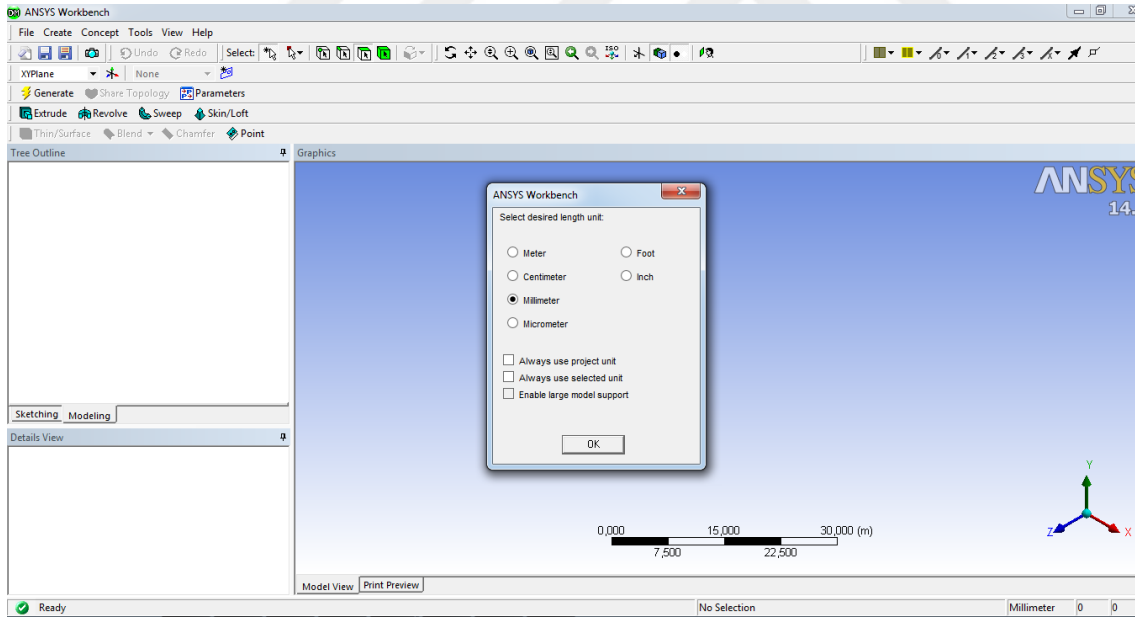
5.2.3 Geometrinin tanımlanması

Jib Portal Krenimizin elemanı olan “Boom”un Solidworks programı aracılığıyla tasarlanan katı modeli “STEP” dosyası formatında kaydedilir. Dosya kaydedildikten sonra Şekil 5.8’de görüldüğü şekilde Ansys ekranında “Geometry” seçeneğine sağ tıklayıp “Import Geometry” komutu seçilerek kaydedilen “Step” formatındaki dosya programa yüklenir. Bu şekilde modele ait geometri sisteme tanımlanmış olur.



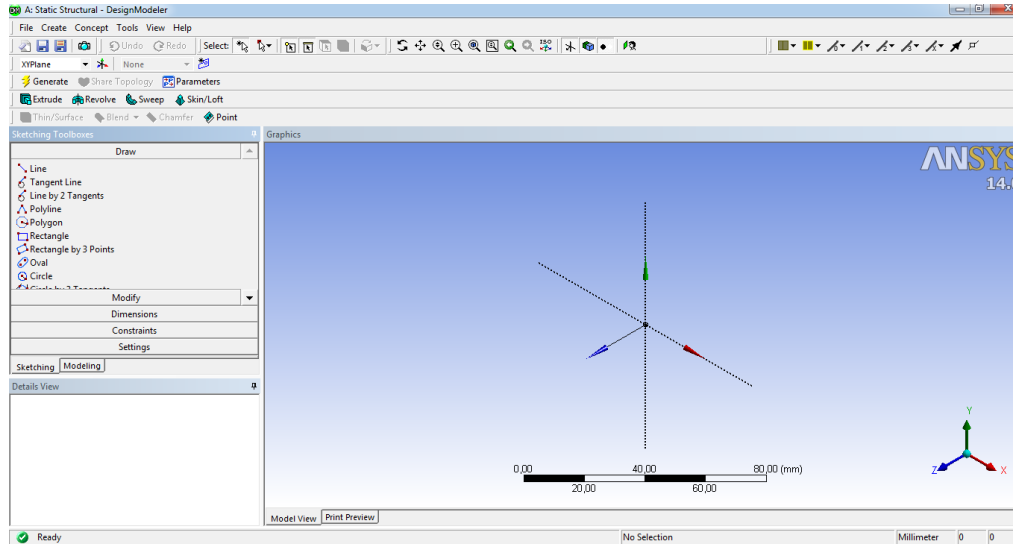
Şekil 5.8 : “Geometry” sekmesine “Step” formatındaki dosyanın yüklenmesi.

Bunun dışında eğer model Ansys Workbench programı içerisinde oluşturulmak istenirse “Geometry” sekmesine çift tıklanarak aşağıdaki şekilde görünen ekran açılır. Önce “Uzunluk Birimleri” listesi ekrana gelir. Ekranda çıkan “Uzunluk Birimleri” listesinden uzunluk birimi “milimetre” olarak seçilir.



Şekil 5.9 : Uzunluk biriminin belirlenmesi.

Ölçüm birimi seçildikten sonra karşımıza Şekil 5.10’da görünen “Design Modeler” ekranı gelir. Sol üst köşede “Sketching” menüsüne ait komutlar bulunur. Bu komutlar kullanılarak model çizilebilir.

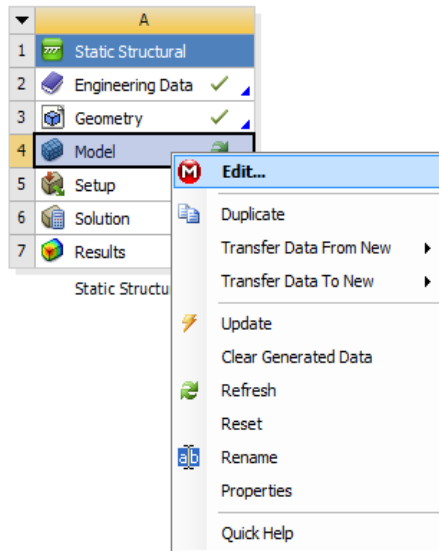


Şekil 5.10 : “Design Modeler” ekranı.

Bu tez çalışmamızda, Jib Portal Krenimizin ve elemanlarının modeli Ansys Workbench programıyla değil Solidworks 3D CAD programıyla yapılmış olup daha sonra bu model “STEP” formatında kaydedilerek, Ansys ekranında yer alan “Geometry” sekmesine yüklenerek modelimizin geometrisi tanımlanmıştır.

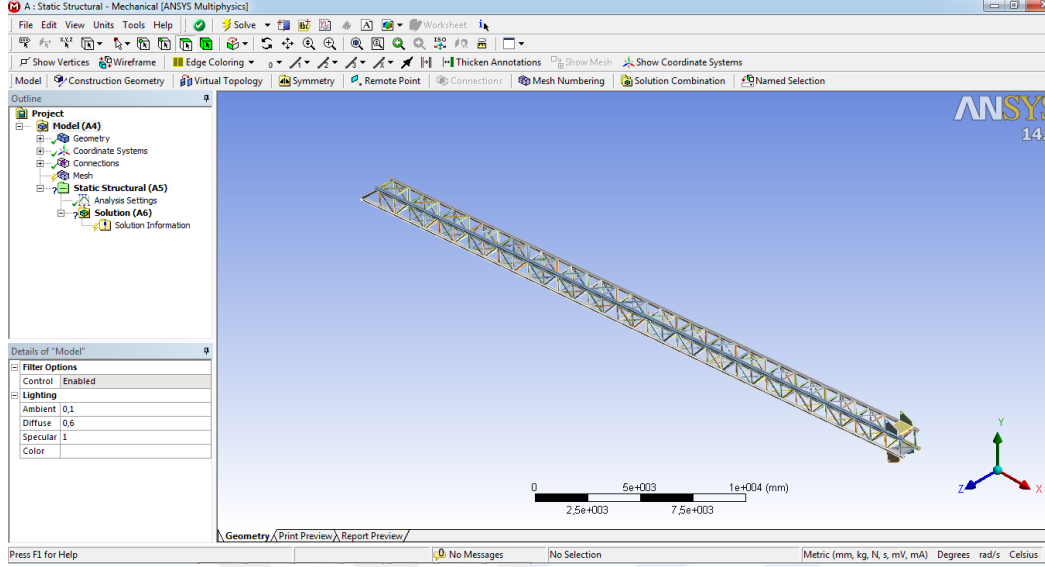
5.2.4 Boom modelinin tanımlanması

Modelimizin geometrisi tanımlandıktan sonra “Geometry” sekmesinin yanında yeşil renkli ok işareti görünür. Bu artık geometrinin programa yüklendiğini gösterir. Daha sonra Şekil 5.11’de gösterilen “Model” sekmesine geçilir. “Model” kutucuğuna sağ tıklayıp “Edit” seçeneği seçilerek “Model” ana sayfa ekranı açılır.



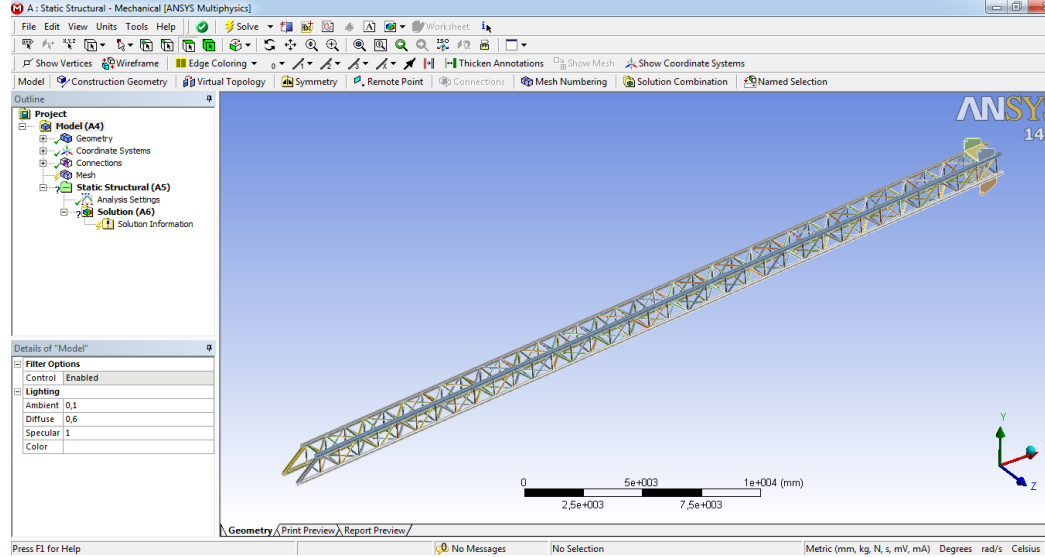
Şekil 5.11 : “Model” ana sayfa ekranının açılması.

Model ana sayfa ekranı açıldığında karşımıza aşağıdaki şekildeki “Mechanical” ekranı gelir. Statik yapısal analizi yapılacak olan boomun katı modeli farklı açılardan Şekil 5.12 ve Şekil 5.13’deki gibi ekranda görünür.



Şekil 5.12 : Boom katı modelinin “Mechanical” ekranında görünümü.

Boomun perno ile mafsallandığı uçtan görünümü Şekil 5.13’deki gibidir.

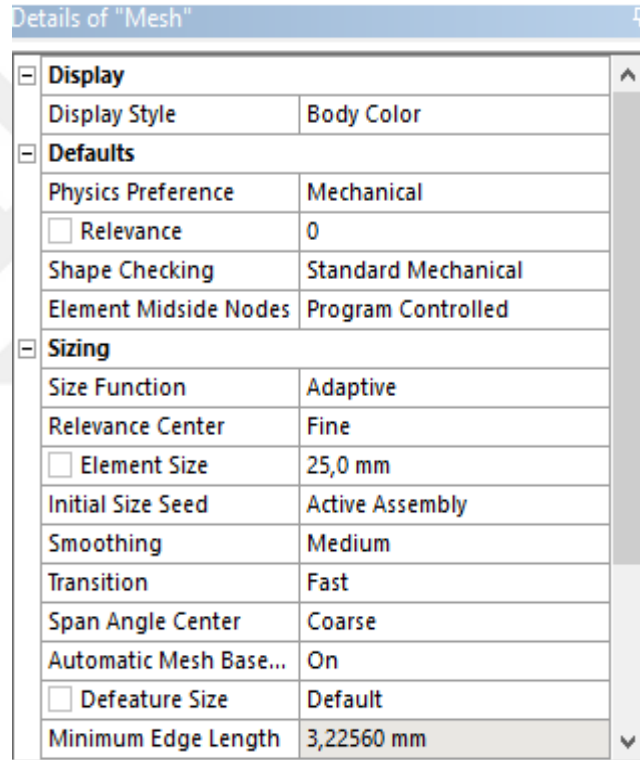


Şekil 5.13 : Boom katı modelinin farklı açılardan görünümü.

“Mechanical” sayfasının sol üst köşesinde “Outline” başlığının altında “Model (A4)”, “Geometry”, “Coordinate Systems”, “Connections”, “Mesh”, “Static Structural (A5)”, “Analysis Settings”, “Solution (A6)” ve “Solution Information” seçenekleri bulunur. Bu seçeneklerin her biri Sonlu Elemanlar Metoduna göre boomun statik yapısal analizi yapılmak üzere tanımlanır.

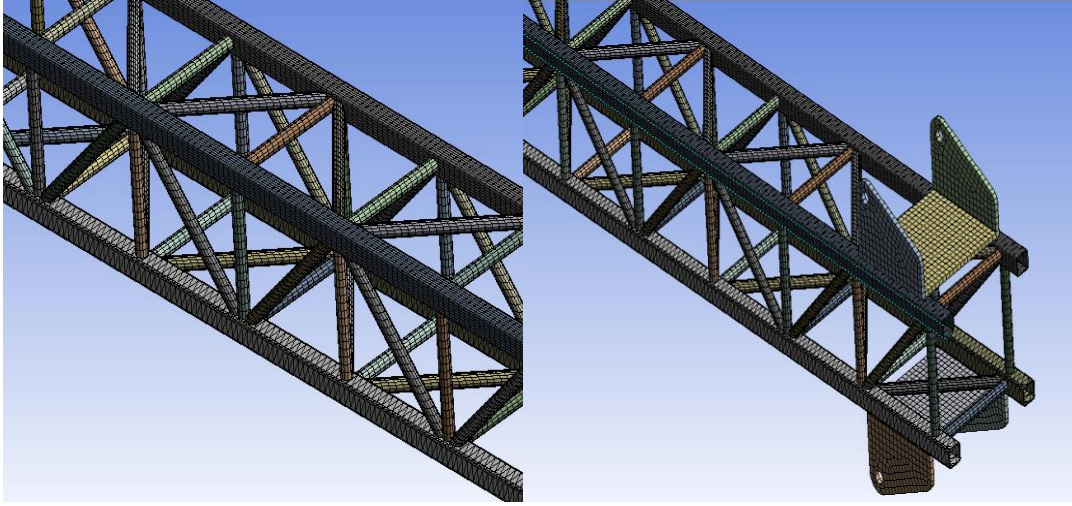
5.2.5 Sonlu elemanlara ayırma

Bu kısımda boom modeli, kolayca çözümlenebilmesi ve analizi sonucunda doğru sonuçların elde edilebilmesi için “Mesh” komutu kullanılarak sonlu elemanlara ayrılır. “Mesh” komutuna tıklandığında ekrana Şekil 5.14’de gösterildiği gibi mesh detaylarını içeren “Details of Mesh” kutucuğu gelir. Bu kutucuktan modelin ayrılacağı sonlu elemanların boyutları seçilir. Sonlu elemanların boyutları, “Sizing” seçeneğinden “Element Size” kısmı seçilerek ayarlanır. Modelimizin, daha fazla sayıda elemanlara bölünmesi daha hassas ve doğru sonuçların elde edilmesini sağlar. Ancak daha fazla elemanlara ayırma, modelimizin çözülmesini zaman bakımından daha da uzatır. Bu faktörler gözönünde bulundurularak mesh boyutları belirlenir.



Şekil 5.14 : Mesh detayları.

Sonlu elemanların boyutu 25 mm olarak seçilerek mesh boyutları belirlendikten sonra “Mesh” komutuna sağ tıklayarak “Generate Mesh” komutu seçilir ve boomun sonlu elemanlara ayrılma işlemi gerçekleştirilir. Şekil 5.15’de görüldüğü üzere boomun sonlu elemanlara ayrılması sonucu düğüm noktaları oluşturulur.



Şekil 5.15 : Boomun düğüm noktalarının oluşturulması.

“Details of Mesh” kutucuğunun içerisinde “Statistics” seçeneğinin altında sonlu elemanlara ayrılmış modelimizin düğüm noktası ve eleman sayıları bulunur. Modelimiz, Şekil 5.16’da belirtildiği üzere 3.568.360 düğüm noktası ve 651.424 sonlu elemandan meydana gelir.

Details of "Mesh"	
Span Angle Center	Coarse
Automatic Mesh Base...	On
☐ Defeature Size	Default
Minimum Edge Length	3,22560 mm
+ Inflation	
+ Advanced	
- Statistics	
☐ Nodes	3568360
☐ Elements	651424
Mesh Metric	None

Şekil 5.16 : Düğüm noktası ve eleman sayılarının görüntülenmesi.

5.2.6 Sınır şartlarının belirlenmesi

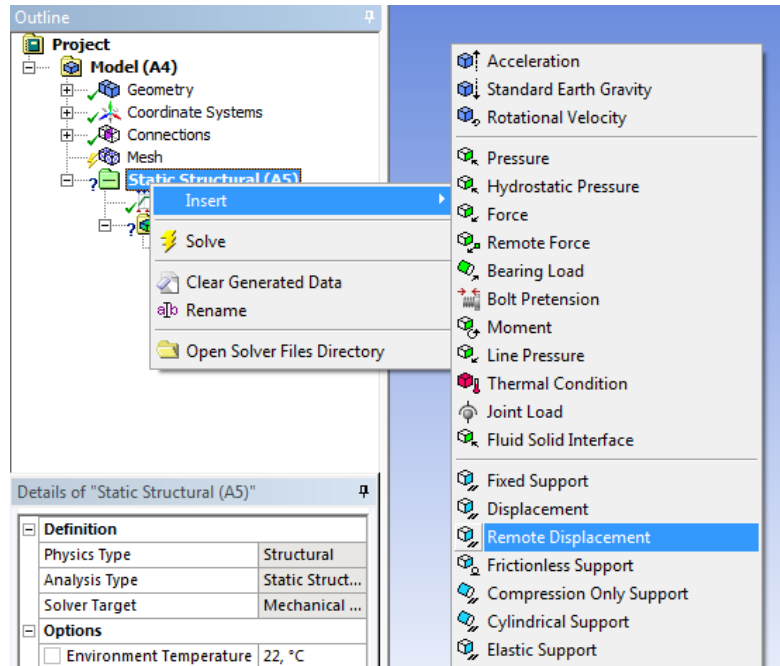
Boomun modeli, sonlu elemanlara ayrıldıktan sonra boomun sınır şartları program üzerinde tanımlanır. Analitik olarak yapılan statik yük hesaplamalarında, booma etkiyen zati ağırlık, yük, vento ve yük halatı kuvvetleri gibi etkenler Ansys Workbench ekranında da aynı şekilde tanımlanır. Bunun yanında, boom dönüş platformuna perno ile mafsallanmış olup taşıyacağı yük miktarına bağlı olarak 5° ile $70,30^\circ$ arasında saat yönünün tersi yönünde hareket eder. Analitik olarak yapılan statik yük hesaplamalarında booma etkiyen maksimum tesirler, 40 m boom açıklığında (5° açıda), 10 ton yük taşıma durumunda meydana geldiği için sehim ve

gerilme analizlerinin de bu şartlarda yapılacağı belirtilmişti. Ansys Workbench programında da 40 m açıklıkta, saat yönünün tersi yönünde 5° açıdaki durumu, mafsal noktaları ve booma etkiyen kuvvetler gözönüne alınarak boomun statik yapısal analizleri yapılmıştır.

5.2.7 Zati ağırlıktan meydana gelen sehim ve eğilme gerilmesi

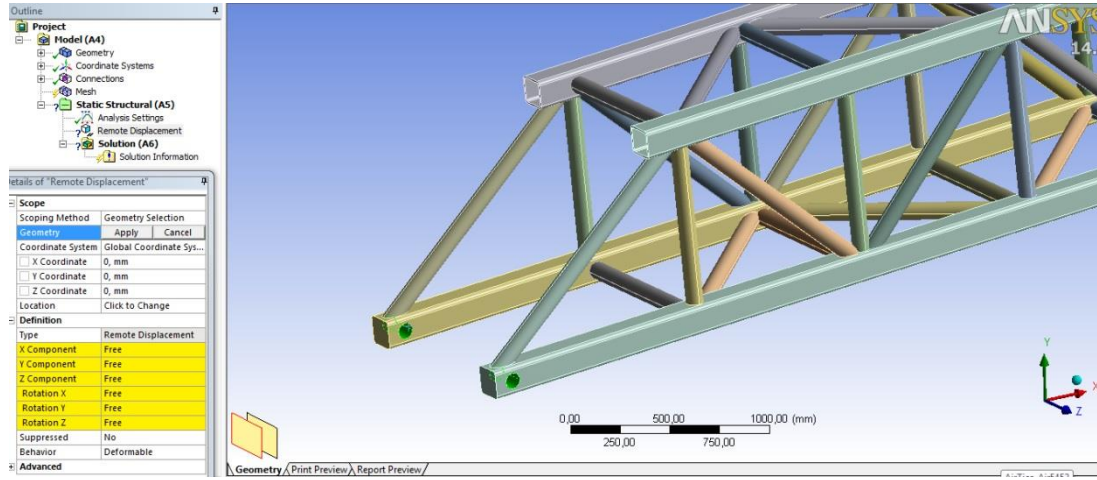
Bu bölümde boomun kendi ağırlığından ötürü boomda meydana gelen sehim ve eğilme gerilmeleri analiz edilmiştir. Boomun, 40 m açıklıkta, saat yönünün tersi yönünde 5° açıda bir tarafından dönüş platformuna mafsallı, diğer tarafından da vento halatıyla sabit tutulduğu düşünülerek booma yer çekimi ivmesi etki ettirilmiş, bu sayede boomda zati ağırlığından meydana gelen sehim ve eğilme gerilmeleri analiz edilmiştir. Booma etki eden taşıdığı yük, halat kuvvetleri gibi diğer kuvvetler bu bölümde hesaba katılmamıştır.

Boom, perno ile mafsallandığı noktalardan Z eksenini etrafında saat yönünün tersi yönünde serbestçe dönebildiği için boom perno ile mafsallandığı noktalardan Z eksenini etrafında serbestçe dönebilir olarak tanımlanmıştır. Bu yüzden boomun dönüş platformuna perno ile mafsallanan ucu, Ansys Workbench programında “Remote Displacement” olarak tanımlanır. Şekil 5.17’de görüldüğü üzere “Static Structural” > “Insert” > “Remote Displacement” komut sırası takip edilerek mafsal noktaları tanımlanır.



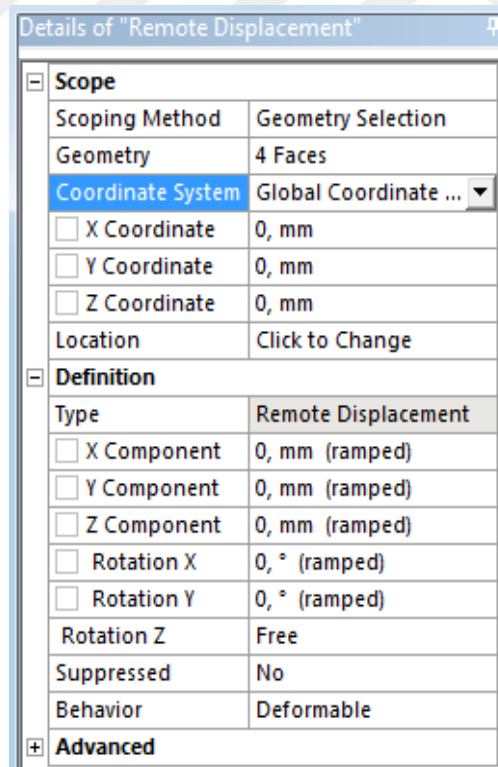
Şekil 5.17 : “Remote Displacement” komutunun tanımlanması.

Şekil 5.18’de boomun perno ile mafsallanan yüzeyleri seçilmiştir.



Şekil 5.18 : Boomun perno ile mafsallanan yüzeylerinin seçilmesi.

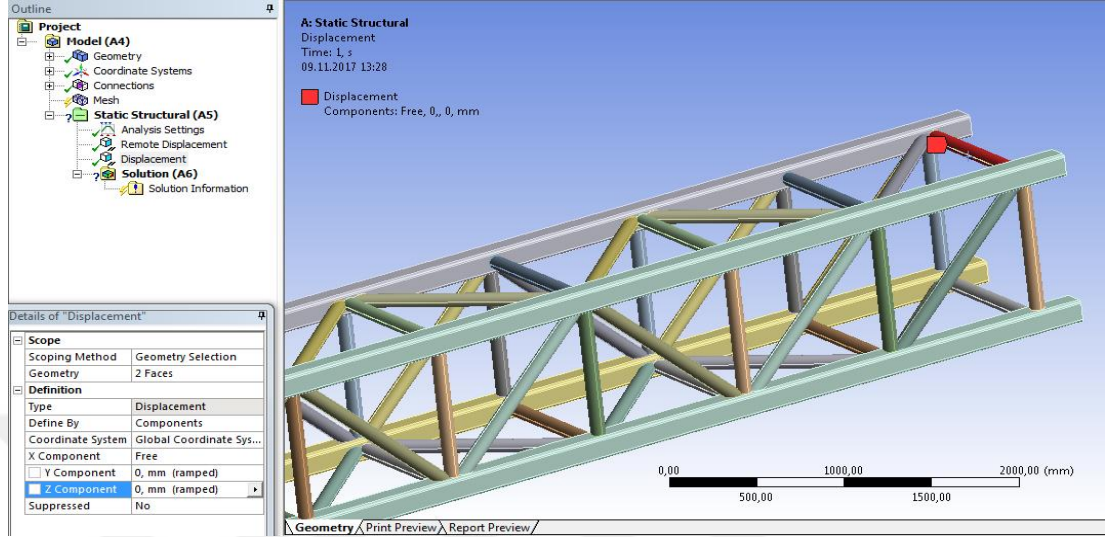
Boom, perno ile mafsallandığı noktalardan Z eksenine etrafında saat yönünün tersi yönünde serbestçe dönebildiği için “Remote Displacement” komutu verilirken boomun Z eksenine etrafında dönme hareketi Şekil 5.19’da belirtildiği gibi serbest olarak tanımlanır. Diğer koordinatlar 0 olarak girilir.



Şekil 5.19 : Boomun “Remote Displacement” komutuyla mafsallanması.

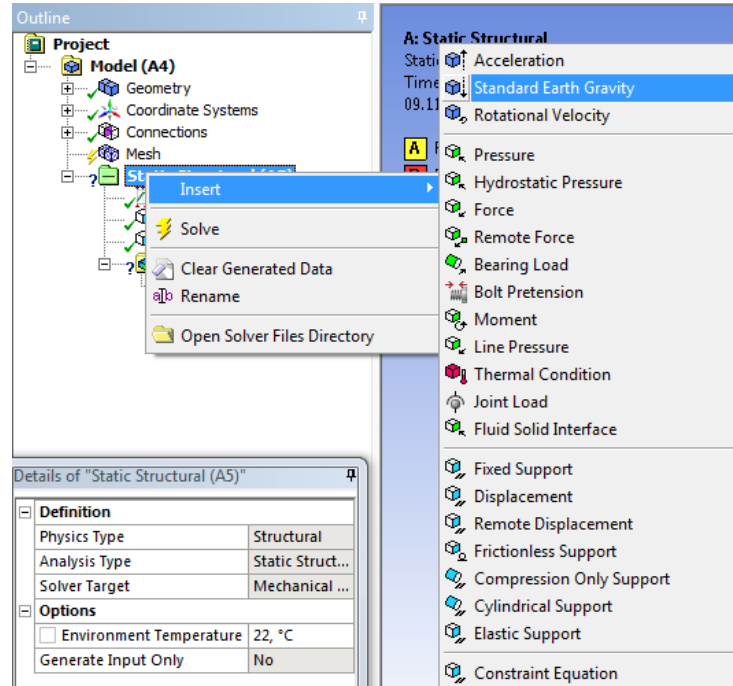
Boomun, dönüş platformuna perno ile mafsallandığı noktalar tanımlandıktan sonra boomun diğer ucunda vento halatıyla tutulan kısımların mafsallanması yapılır.

Boomun vento halatıyla tutulan diğer ucu da Şekil 5.20’de gösterildiği şekilde X ekseninde serbest, Y ve Z eksenlerinde sabit olarak tanımlanarak “Displacement” komutuyla mafsallanır.



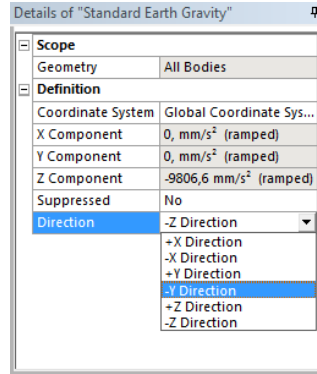
Şekil 5.20 : Boomun vento halatıyla sabitlenen ucunun mafsallanması.

Boomun mafsallandığı iki ucu da Ansys Workbench programında tanımlandıktan sonra boomun kendi ağırlığı (zati ağırlık) tanımlanır. Bunun için de yer çekimi alan şiddeti ivmesi booma etki ettirilir. Şekil 5.21’e göre “Static Structural” > “Insert” > “Standard Earth Gravity” komut sırası izelenir.



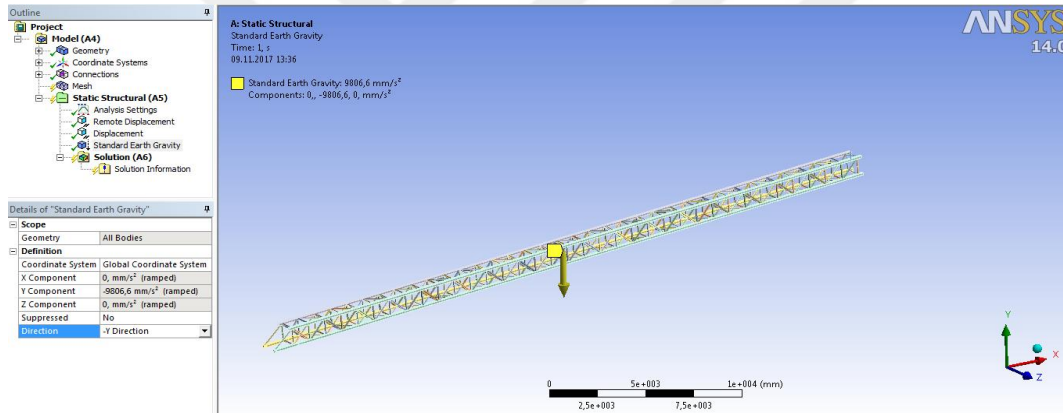
Şekil 5.21 : “Standard Earth Gravity” komutunun seçilmesi.

Şekil 5.22’de görüldüğü üzere Şekil 5.23’deki ekranda sarı renkte görünen boom zati ağırlığını belirten okun yönü “-Y” yönünde seçilir.



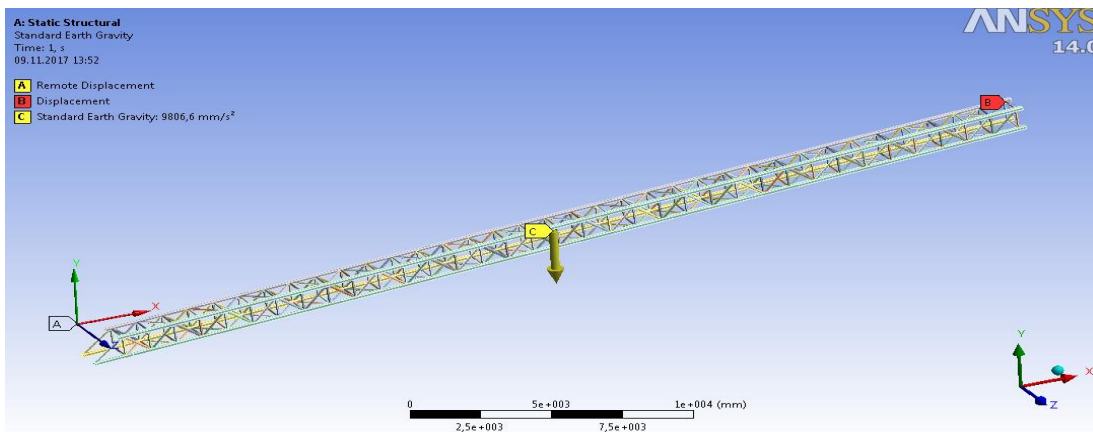
Şekil 5.22 : Boom zati ağırlık yönünün seçilmesi.

Boom zati ağırlığının yönü –Y yönünde seçildikten sonra boomun zati ağırlığı Şekil 5.23’de görüldüğü gibi tanımlanmış olur.



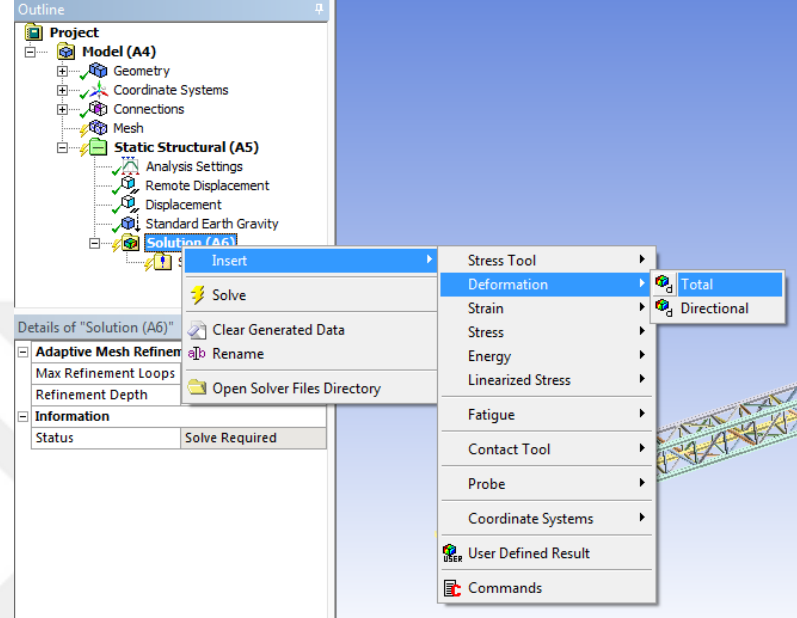
Şekil 5.23 : Boomun kendi (zati) ağırlığının tanımlanması.

Boomun zati ağırlığı ve mafsal noktaları tanımlandıktan sonra sınır şartları tamamlanır. Boomun sınır şartları Şekil 5.24’de görüldüğü gibidir.



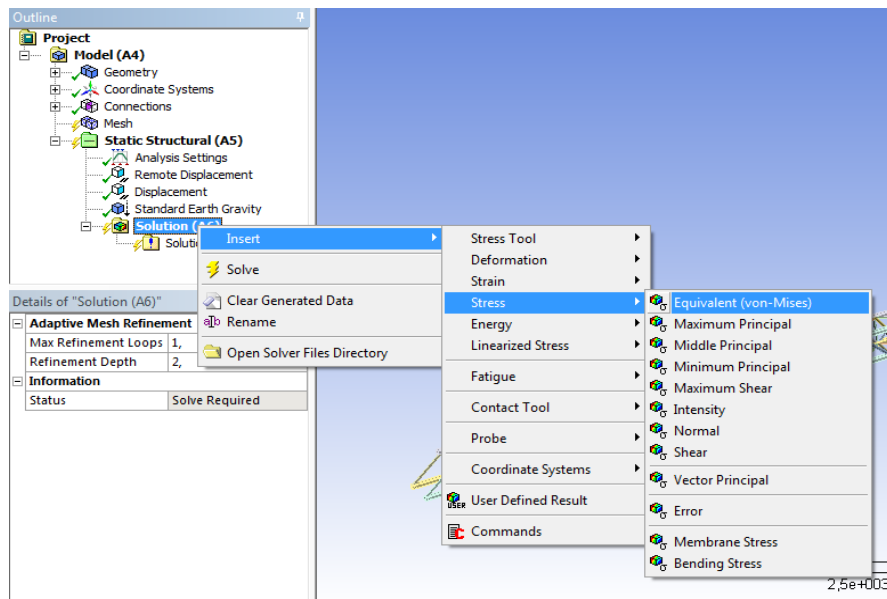
Şekil 5.24 : Boomun sınır şartları.

Boomun kendi ağırlığı da Ansys Workbench programında tanımlandıktan sonra boomun analizi sonucunda görüntülenmesi istenen sehim ve Von Mises gerilmeleri sisteme tanımlanır. Şekil 5.25’de görüldüğü gibi “Solution (A6)” > “Insert” > “Deformation” > “Total” komut sıraları takip edilerek boomda meydana gelen sehim sistemde tanımlanır.



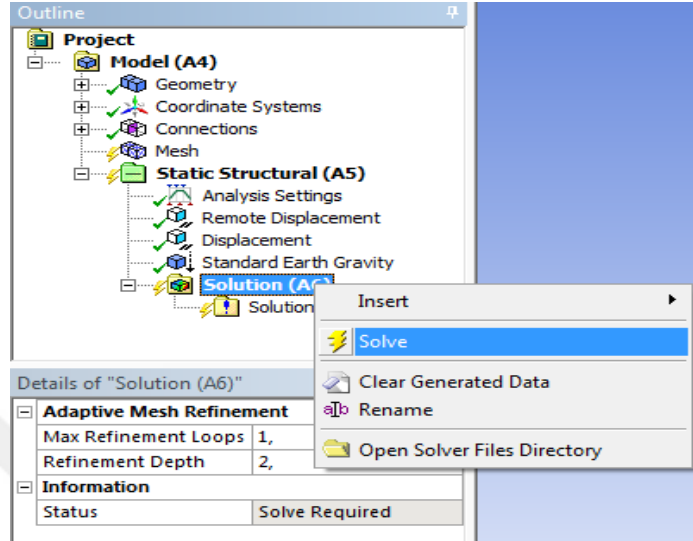
Şekil 5.25 : Sehimin tanımlanması.

Şekil 5.26’da görüldüğü üzere “Solution (A6)” > “Insert” > ”Stress” > “Equivalent (Von-Mises)” (Şekil 5.26) komut sıraları takip edilerek Von Mises eşdeğer gerilmeleri sistemde tanımlanır.



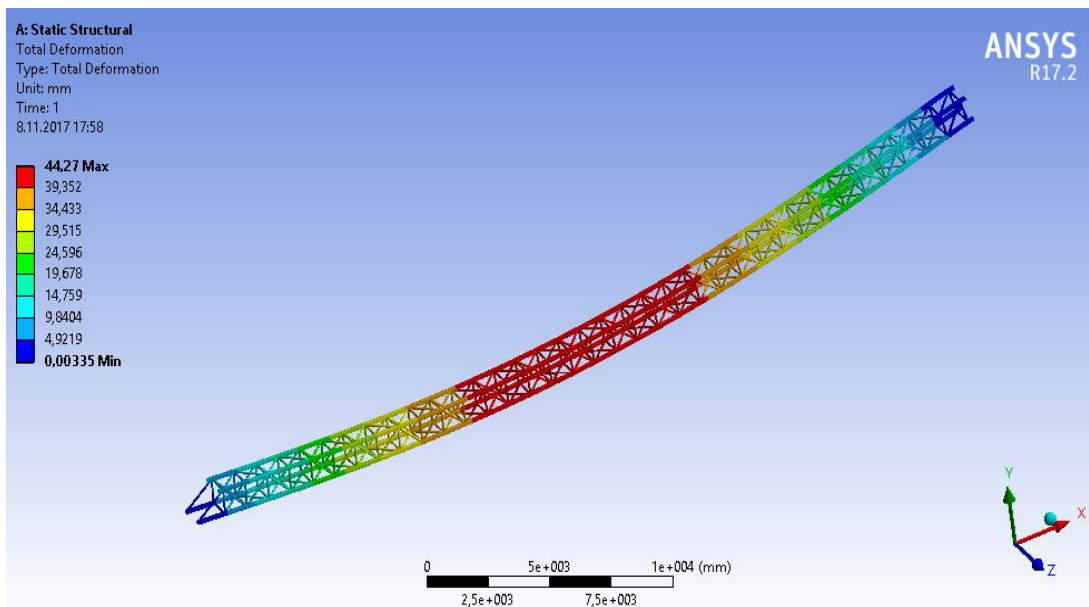
Şekil 5.26 : Von Mises gerilmelerinin tanımlanması.

Boomun sınır şartları ve analizi sonucunda elde edilmek istenen parametreleri sisteme tanımlandıktan sonra boomun statik yapısal analizi için çözülmesi amaçlanır. “Solution (A6)” > “Solve” komut sırası izlenerek boom çözülür (Şekil 5.27).



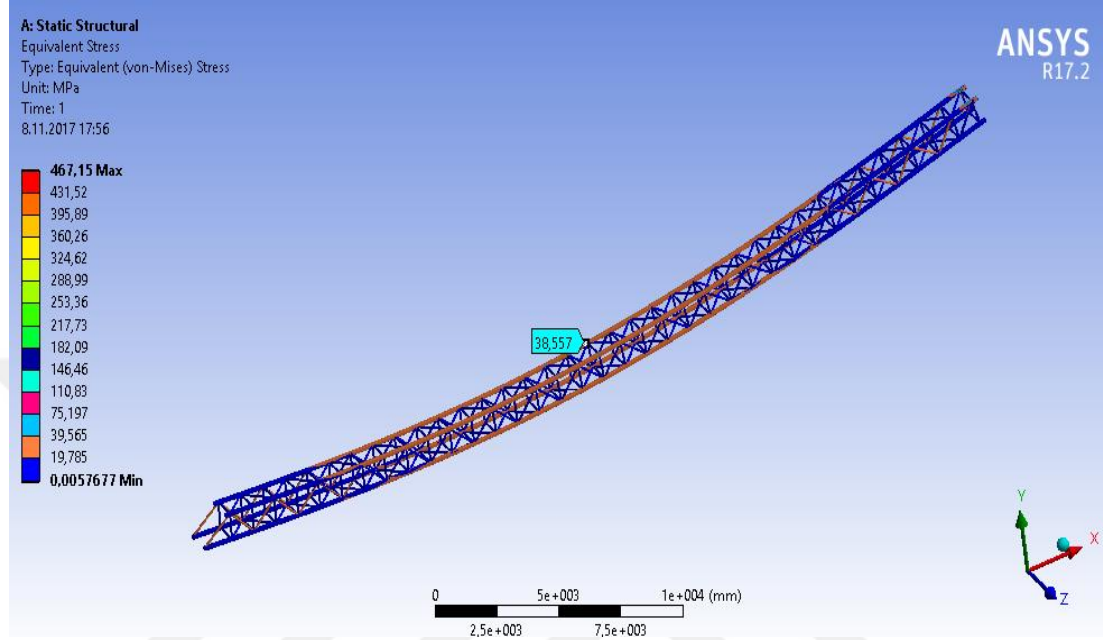
Şekil 5.27 : Boomun çözülmesi.

Boomun çözülme işlemi tamamlandıktan sonra Şekil 5.28’de görüldüğü üzere boomda meydana gelen sehim değerleri ekranda görünür. Boomda meydana gelen maksimum sehimin, kırmızı renkle gösterilmiş olan boomun orta kesitinde meydana geldiği görülmüş olup elde edilen maksimum sehim değerinin 44,27 mm olduğu gözlenmiştir.



Şekil 5.28 : Boomda meydana gelen sehim değerleri.

Boomda zati ağırlıktan meydana gelen eğilme gerilmesi Şekil 5.29'da turuncu renkle görüldüğü üzere 35-39,50 Mpa arasındaki değerler olduğu görülmüştür. Boomda turuncu renkli yüzeyler üzerinde belirgin bir noktada yapılan ölçümde eğilme gerilmesinin yaklaşık 38,50 Mpa olduğu gözlenmiştir.



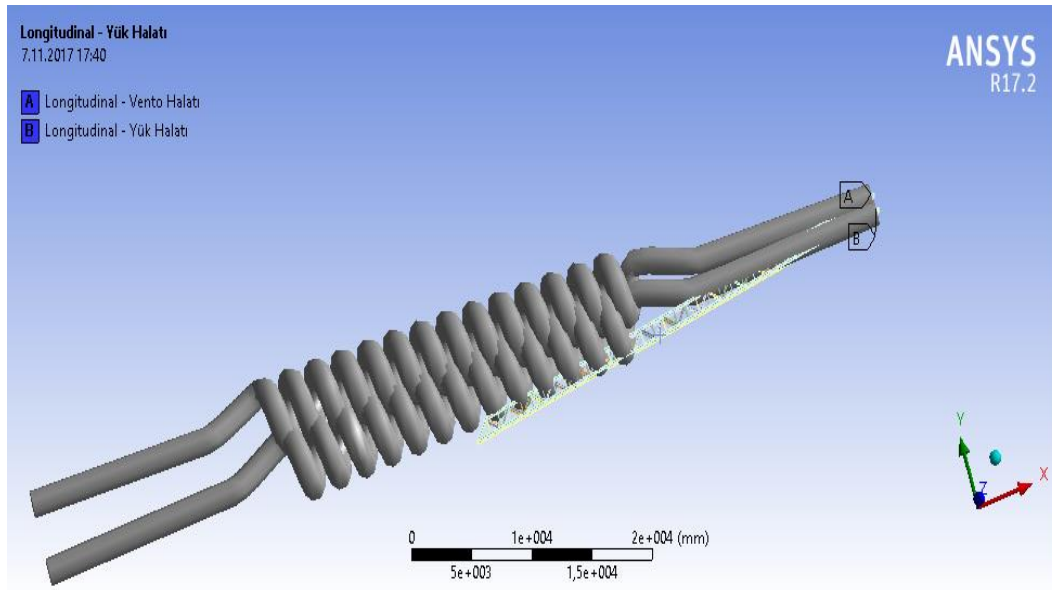
Şekil 5.29 : Boomda meydana gelen Von Mises gerilmeleri.

5.2.8 Boomun statik yükler altında sehim ve gerilme analizleri

Bu bölümde, boomun zati ağırlığının yanında booma etkiyen vento ve yük halatı kuvvetleri ile boomun taşıdığı yük hesaba katılarak, yine boomun 40 m açıklıkta, 5° saat yönünün tersi yönünde konumu göz önüne alınmış ve statik yapısal analizi yapılmıştır. Bu analizin neticesinde boomda meydana gelen sehim ve gerilme değerleri elde edilmiştir. Analitik olarak yapılan hesaplamalarda boomun perno ile dönüş platformuna bağlandığı noktaya göre denge momenti hesaplamaları yapılmıştı. Booma düşey yönde etkiyen boomun kendi ağırlığı ile yük gözönüne alınarak boomun dönüş platformuna perno ile mafsallandığı noktaya göre moment hesaplanmış, taşınan yük ilgili katsayılarla çarpılarak yük halatında meydana gelen kuvvet elde edilmiş ve ilgili moment denklemlerinden boomu dengede tutan vento halatlarına düşen kuvvetler bulunmuştur. Burada moment, boomun dönüş platformuna perno ile mafsallandığı noktaya göre alınmış, ortasından etkiyen zati ağırlık ile diğer uçlarından etkiyen yük ve halat kuvvetleriyle boomun denge hesabı yapılmıştır. Bu hesaplamaların neticesinde boomun orta ve dip kesitlerine etkiyen

kuvvetlerle bu kesitlerde meydana gelen gerilmeler ve boomun kendi ağırlığından meydana gelen eğilme momenti hesaplanmıştır.

Ansys Workbench programında boomun dönüş platformuna mafsallandığı noktalar, zati ağırlık analizinde olduğu gibi yine Z ekseninde serbestçe dönebilir olarak belirtilmiş ve bu yüzden bu noktalar “Remote Displacement” olarak tanımlanmıştır. Boomun kendi ağırlığı tanımlandıktan sonra, booma bağlı vento halatları ile yükü tutan yük halatlarını belirtmek için Şekil 5.30’da görüldüğü üzere yaylar sisteme tanımlanmıştır. Ansys Workbench programında “Connections” > “Insert” > “Spring” komut sırası takip edilerek yaylar boomun uç noktalarına eklenmiştir.



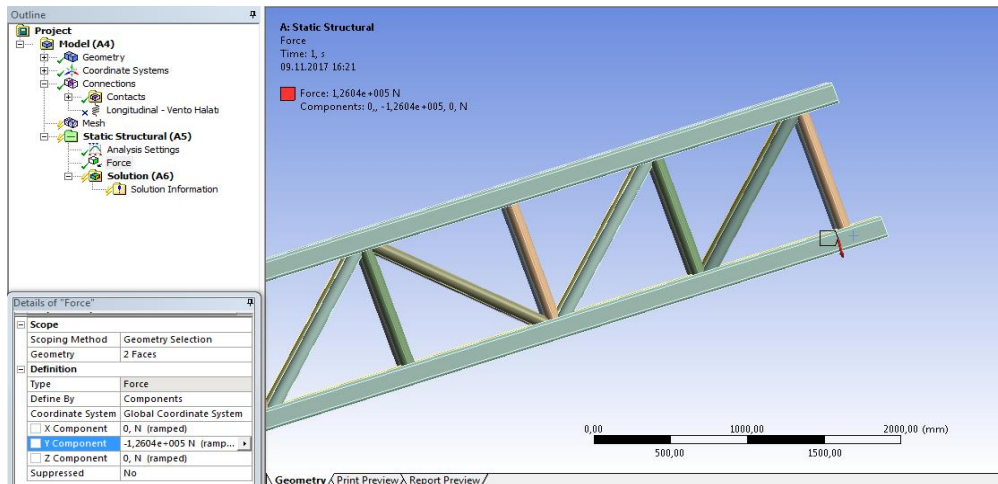
Şekil 5.30 : Vento ve yük halatlarının yaylar kullanılarak tanımlanması.

Şekil 5.31’de görüldüğü üzere yayların katsayıları 10^6 N/mm alınarak yayda meydana gelebilecek uzama miktarları ile boomun taşıdığı yükün etkisiyle yer değiştirmesinin minimum seviyede tutulması amaçlanmıştır. Vento ve yük halatlarının analitik olarak yapılan hesaplamalardaki geometrik konumları dikkate alınarak yayların koordinatları tanımlanır. Konstrüksiyonumuzda 4/2 donam kanca bloğu kullanılmıştır. Yük kaldırma halatı, yükün 1/4’ü kadar yüklenmiş olur. Bu özelliklerden ötürü yük kaldırma halatını simgeleyen yay, 31510 N ön gerilmeli olarak tanımlanmıştır.

Details of "Longitudinal - Vento Halatı"	Details of "Longitudinal - Yük Halatı"
Graphics Properties Definition Type: Longitudinal Spring Behavior: Both (Linear) ☐ Longitudinal Stiffness: 1,e+006 N/mm ☐ Longitudinal Damping: 0, N-s/mm Preload: None Suppressed: No Spring Length: 72394 mm Scope Scope: Body-Ground Reference Scoping Method: Geometry Selection Coordinate System: Global Coordinate ... Reference X Coordinate: -36139 mm Reference Y Coordinate: 6600, mm Reference Z Coordinate: 0, mm Reference Location: Click to Change Behavior: Rigid Pinball Region: All Mobile Scoping Method: Geometry Selection Scope: 2 Faces Body: BOOM 2 Coordinate System: Global Coordinate ... Mobile X Coordinate: 36139 mm Mobile Y Coordinate: 2538,3 mm Mobile Z Coordinate: 500, mm Mobile Location: Click to Change Behavior: Rigid Pinball Region: All	Graphics Properties Definition Material: None Type: Longitudinal Spring Behavior: Both ☐ Longitudinal Stiffness: 1,e+006 N/mm ☐ Longitudinal Damping: 0, N-s/mm Preload: Load ☐ Load: 31510 N Suppressed: Yes Spring Length: 72457 mm Scope Scope: Body-Ground Reference Coordinate System: Global Coordinate System Reference X Coordinate: -36226 mm Reference Y Coordinate: 2133, mm Reference Z Coordinate: 0, mm Reference Location: Click to Change Mobile Scoping Method: Geometry Selection Applied By: Remote Attachment Scope: 2 Faces Body: BOOM 2 Coordinate System: Global Coordinate System Mobile X Coordinate: 36226 mm Mobile Y Coordinate: 1538,3 mm Mobile Z Coordinate: 500, mm Mobile Location: Click to Change Behavior: Rigid Pinball Region: All

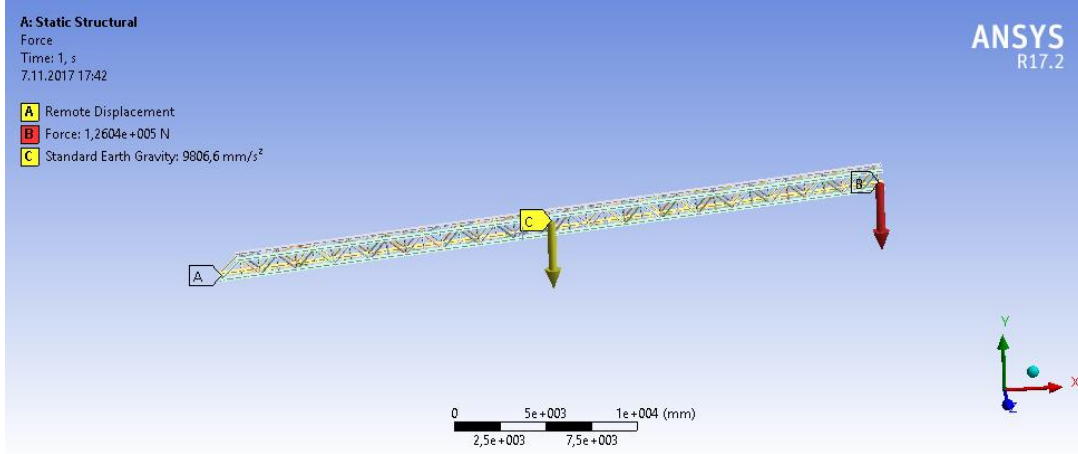
Şekil 5.31 : Vento ve yük halatlarını temsil eden yayların özellikleri.

Booma etkiyen vento ve yük halatını simgeleyen yaylar tanımlandıktan sonra booma taşıyacağı yük tanımlanır. Boomun, 40 m açıklıkta taşıyabileceği maksimum yük 10 tondur. Bu ağırlığa 960 kg kanca bloğu ağırlığı da eklendikten sonra elde edilen toplam ağırlık ilgili katsayılarla çarpılarak booma toplam 126.040 N “- y” yönünde yük etkir. Booma uç noktasından etkiyen yük, Şekil 5.32’de gösterildiği gibi programa tanımlanmıştır.



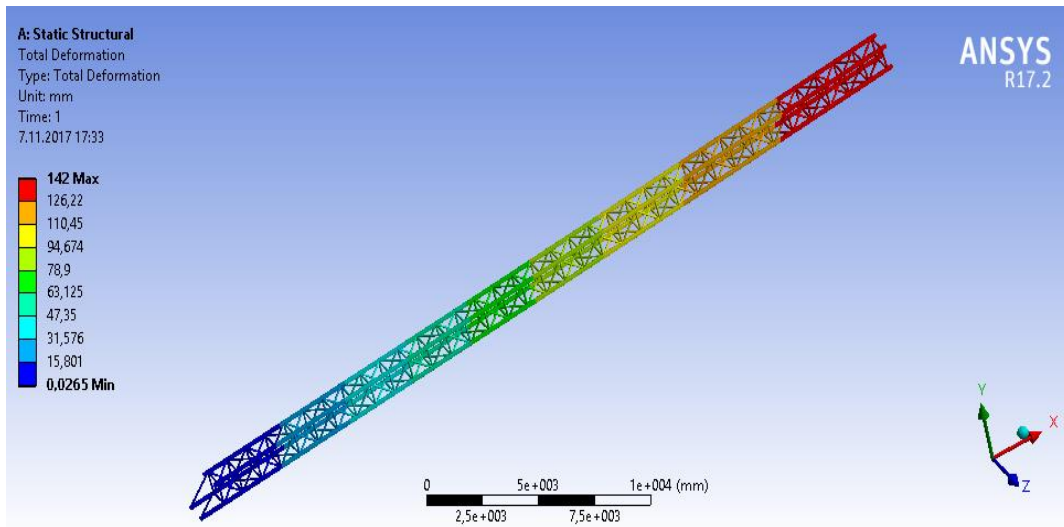
Şekil 5.32 : Boomun taşıdığı yükün tanımlanması.

Booma zati ağırlığı ile halatlardan etkiyen kuvvetler tanımlandıktan ve boomun mafsalları da belirlendikten sonra sınır şartları Şekil 5.33'deki gibi karşımıza çıkar.



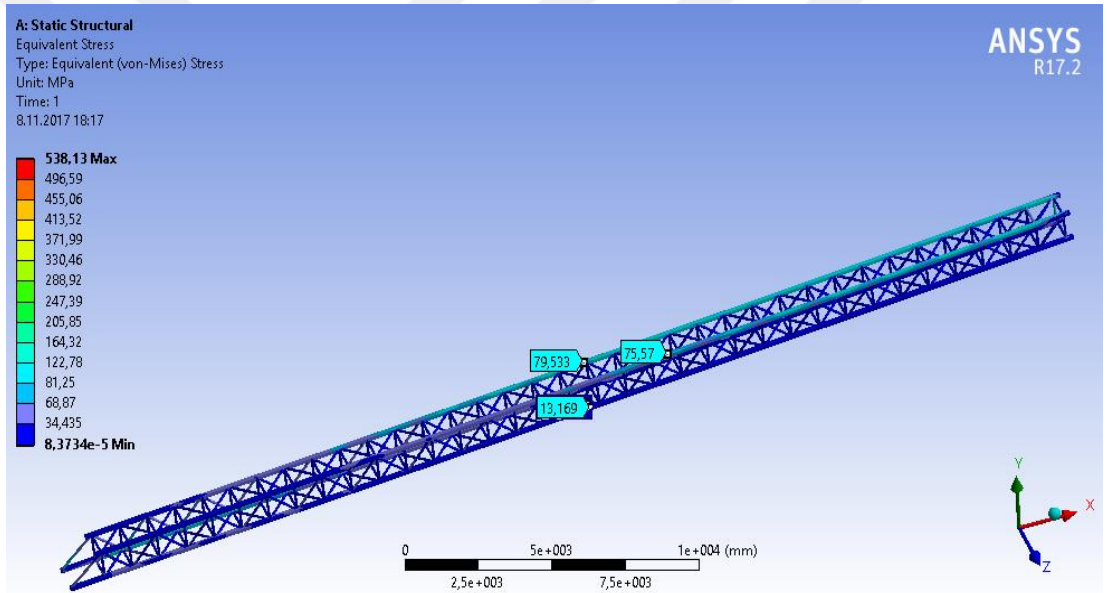
Şekil 5.33 : Boomun statik yükler etkisinde tanımlanan sınır şartları.

Boomun sınır şartları tanımlandıktan sonra, boomda meydana gelen deformasyonların ve Von Mises gerilmelerinin elde edilmesi için boom çözülür. Boom çözüldükten sonra Şekil 5.34'de görüldüğü gibi sehim değerleri elde edilir. Boomda maksimum yer değiştirmenin, kırmızı renkle gösterilmiş boomun halatlarla tutulduğu ve yük taşıdığı uç kısımda olduğu görülmüştür. Boomun uç kısmında meydana gelen yer değiştirme 142 mm'dir. Bu durum, boomda meydana gelen yer değişimini minimum seviyede tutmak amacıyla yay katsayısını oldukça yüksek seçtiğimiz vento ve yük halatını temsil eden yayların uygun olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.34 : Boomda meydana gelen sehim değerleri.

Boomda meydana gelen sehım değerleri elde edildikten sonra, Şekil 5.35’de görüldüğü gibi Von Mises gerilmeleri ekranda görünür. Boomun üst kesitinde açık mavi renkle gösterilen 75-80 Mpa arası gerilme değerleri çıkarken boomun alt kesitinde ise koyu mavi renkle gösterilen 11-13 Mpa arası gerilme değerleri elde edilmiştir. Bu değerler boomun ana profilleri üzerinde ölçümler yapılarak teyit edilmiştir. Boomda şekil üzerinde fark edilemeyecek kadar küçük ya da görünmeyen noktalarda gerçekte bağdaşamayacak kadar yüksek gerilme değerleri ortaya çıkmıştır. Bu durum, Sonlu Elemanlar Metodu’nun bazı noktalarda gerçekte uyuşmayan sonuçlar verdiğini göstermiştir. Bu değerler ihmal edilerek boomun orta, üst ve alt kesitlerinde analitik olarak hesaplanan gerilmelerle, Sonlu Elemanlar Metodu’na göre hesaplanan gerilme değerlerinin karşılaştırılması yapılmıştır.



Şekil 5.35 : Boomda meydana gelen Von Mises gerilmeleri.



6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmamızda, jib portal krenimizin önce analitik olarak statik yük hesaplamaları yapılmıştır. Krenimizin malzemesi St 37 yapı çeliği, boomun kesiti ise kare olarak seçilmiş olup analitik olarak yapılan statik yük hesaplamaları neticesinde krenimizin mukavemet açısından emniyetli olduğu anlaşılmıştır. Daha sonra jib portal krenimize ait halatlar, tekerlekler, tamburlar, makaralar, boji grupları, denge kirişleri, portal ayaklar vb. gibi elemanların boyutları çıkartılarak jib portal krenimizin Solidworks 3D CAD programı aracılığıyla tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan model, Ansys Workbench paket programı aracılığıyla Sonlu Elemanlar Metodu kullanılarak statik yapısal analize tabi tutulmuş ve boomda zati ağırlık ve statik yük etkisindeyken meydana gelen sehim ile Von Mises gerilmeleri elde edilmiştir.

Bu bölümde ise Çizelge 6.1’de görüldüğü gibi analitik hesaplamalar neticesinde elde ettiğimiz sehim ve gerilme değerleri ile Sonlu Elemanlar Metodu kullanarak elde ettiğimiz değerlerin sonuçları karşılaştırılmıştır. Boomun orta kesitinde meydana gelen sehim değerleri arasında %11.2 fark çıkmış olup gerilme değerleri arasındaki fark %10’un altında çıkmıştır. Bu çalışmada amacımız sonuçların %10’un altında çıkmasıdır. Sehim hesaplaması yaparken sehim değerlerinin boomun boyunun 1/700’ü ile 1/1000’i arasında çıkmasını dikkate almıştık. Yani 3,65 cm ile 5,2 cm arasındaki değerler arasında sehim değer aralıkları belirlenmişti. Sonlu Elemanlar Metodu kullanılarak elde edilen sehim değerindeki sapma % 11.2 olsa da 4,42 cm sehim değeri belirlediğimiz aralık dahilinde olduğu için bu değer uygun olduğu anlaşılmıştır.

Zati ağırlıktan meydana gelen eğilme gerilmeleri ile statik yük etkisi altında boomda meydana gelen Von Mises gerilmeleri arasındaki karşılaştırmalarda ise aralarındaki farkın %10’dan küçük olduğu görülmüştür. Boomun üst ve alt kesiti ile orta kesitinde elde edilen gerilme değerleri aralıkları göz önünde bulundurulmuş ve bu gerilmelerin ortalaması alınarak analitik hesaplamalara göre elde edilen sonuçlarla bu sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır. Gerilme değerleri birbirine oldukça yakın çıkmış ve elde edilen sonuçların doğruluğu ve güvenilirliği teyit edilmiştir.

Çizelge 6.1 : Sehim ve gerilme analizi sonuçlarının karşılaştırılması.

	Analitik Hesaplamalar	Sonlu Elemanlar Metodu	Sapma Değerleri
Sehim (Boom orta kesiti)	4,98 cm	4,42 cm	% 11.2
Zati ağırlıktan meydana gelen eğilme gerilmesi	36,46 MPa	35 - 40 Mpa	% 2.7
Boom üst kesit gerilmesi (Statik yük etkisinde)	77,76 Mpa	75 - 80 Mpa	% 0.3
Boom alt kesit gerilmesi (Statik yük etkisinde)	12,13 Mpa	10-13 Mpa	% 5.2

Sonlu Elemanlar Metoduna göre yapılan analizlerde, bazı sonuçların gerçekte bağdaşmadığı görülmüştür. Statik yükler etkisindeki Von Mises gerilme analizlerine göre boomun üzerinde çok küçük noktalarda çok yüksek gerilme değerlerinin çıktığı görülmüştür. Özellikle bağlantı ve köşe noktalarında bu tür sonuçlarla rastlanmakla beraber Sonlu Elemanlar Metodunun bu tip noktarda gerçek sonuçları vermediği ve yetersiz olduğu görülmüştür. Bu sebeplerden ötürü bu noktalardaki gerilmeler ihmal edilerek boomun orta, alt ve üst kesiti ile mafsal noktalarında meydana gelen gerilmeler dikkate alınmış ve bu değerlerin doğruluğu analitik hesaplamalarımızdaki sonuçlarla kıyaslandığında anlaşılmıştır.

Sonuç olarak, Sonlu Elemanlar Metodu'nun sehim ve gerilmelerin hesaplandığı statik yapısal analizlerde optimum sonuçların elde edilmesinde oldukça elverişli ve pratik olduğu görülmüştür. Bunun yanında konstrüksiyonda revizyon gereken durumlarda tekrar analitik hesaplamalar yapmak yerine Sonlu Elemanlar Metodu ile uygun sonuçların elde edilebilirliği mümkün görülmüş ve zamandan kazanç sağlandığı anlaşılmıştır.

KAYNAKLAR

- Barkanov, E.** (2001). Introduction To The Finite Element Method. Institute of Materials and Structures, Faculty of Civil Engineering, Riga Technical University, Riga.
- Candaş, A.** (2013). Bir Jib Krenin Deneysel Gerilme Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Erdil, M.** (2007). Portal Krenlerin Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Gerilme Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Gerdemeli, İ.** (2011). Transport Tekniğinde İleri Konular Ders Notları, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul.
- İmrak, E.** (1998). Krenlerin ve Vinçlerin Seçimi, Montajı ve Bakımı, TMMOB, İstanbul.
- Kutay, M. G.** (2009). Mukavemet ve Malzeme-Özet. http://www.guven-kutay.ch/ozet-konular/05_mukavemet.pdf.
- Öztepe, H.** (1999). Transport Tekniği-Kaldırma ve Taşıma Makinaları. İstanbul: İ.T.Ü Makine Fakültesi.
- Taşdemir, B.** (2012). Jib Kren Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Ünal, B.** (2008). Jib Portal Kren Konstrüksiyonunun Modellenmesi ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Feyyaz AYDEMİR
Doğum Tarihi ve Yeri : 11.04.1991 / İstanbul
E-posta : feyyaz-aydemir1991@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2014, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği