

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**60 TON KAPASİTELİ ÇİFT PORTAFOLU
PORTAL KREN TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR
YÖNTEMİ İLE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Abdullah YÜKSEL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

ARALIK 2019

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**60 TON KAPASİTELİ ÇİFT PORTAFOLU
PORTAL KREN TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR
YÖNTEMİ İLE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Abdullah YÜKSEL
(503161225)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi İsmail GERDEMELİ

ARALIK 2019

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503161225 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Abdullah YÜKSEL, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “60 TON KAPASİTELİ ÇİFT PORTAFOLU PORTAL KREN TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi İsmail GERDEMELİ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Serpil KURT**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Berna BOLAT
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **09 Kasım 2019**
Savunma Tarihi : **10 Aralık 2019**





Aileme,



ÖNSÖZ

Tez çalışmam süresince bana yardımcı olan ve yol gösteren tez danışmanım Dr. Öğretim Üyesi İsmail GERDEMELİ'ye ve tüm eğitim öğretim hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen kıymetli aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Aralık 2019

Abdullah Yüksel
(Makina 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. KRENLERİN SINIFLANDIRILMASI	3
2.1 Köprülü Krenler	3
2.2 Portal Krenler	4
2.3 Döner Krenler.....	6
2.4 Kuleli Krenler.....	8
2.5 Mobil Krenler.....	9
2.6 Kablolü Krenler.....	11
2.7 Yüzer Krenler.....	12
3. PORTAL KRENLERLE İLGİLİ LİTERATÜR ÇALIŞMASI	13
4. PORTAL KREN TEKNİK ÖZELLİKLERİ VE YÜKLEME KOŞULLARI	17
4.1 Kren Teknik Özellikleri.....	17
4.2 Yükleme Koşulları	18
4.2.1 Yük çeşitleri	18
4.2.1.1 Esas yükler	20
4.2.1.2 İlave yükler.....	20
4.2.1.3 Özel yükler	21
4.2.2 FEM ve DIN'e göre yükleme halleri	21
4.2.2.1 Birinci hal: Rüzgar etkisinde çalışan krenler - H-hali.....	21
4.2.2.2 İkinci hal: Rüzgar etkisinde çalışan krenler – HZ-hali	22
4.2.2.3 Üçüncü hal: Özel etkiler altında çalışan krenler - HS-hali	22
4.2.3 Diğer gruplandırmalar ve katsayıların tayini	22
4.2.3.1 Kullanım sınıfı	23
4.2.3.2 Kaldırma sınıfı	23
4.2.3.3 Yükleme grubu.....	24
4.2.3.4 Yükleme grubu katsayısı.....	26
4.2.3.5 Kaldırma yükü katsayısı.....	26
4.2.3.6 Öz ağırlık katsayısı.....	26
4.2.3.7 Çentik grubu.....	27
4.2.3.8 Sehim katsayısı	28
4.2.3.9 Mekanizma grubu.....	28
4.2.4 Malzeme değerleri.....	29

4.2.4.1 Malzemelerin mekanik değerleri.....	29
4.2.4.2 Malzemelerin statik değerleri.....	30
4.2.4.3 Malzemelerin dinamik değerleri	30
5. ÇİFT KİRİŞLİ PORTAL KREN HESAPLAMALARI.....	33
5.1 Ana Kiriş Hesaplamaları	33
5.1.1 Ön değerler.....	33
5.1.2 Kritik kuvvetler	36
5.1.3 Kritik momentler	38
5.1.4 Gerilmelerin hesabı	40
5.1.5 Statik gerilme kontrolü.....	42
5.1.6 Dinamik gerilme kontrolü	44
5.1.7 Portafo bağlantı kesiti gerilme kontrolü.....	44
5.1.8 Kirişte sehim ve ters sehim verilmesi	46
5.1.9 Kirişte buruşma kontrolleri	50
5.2 Ayak Hesaplamaları	59
5.2.1 Sabit ayak hesaplamaları.....	59
5.2.2 Oynak ayak hesaplamaları	63
5.3 Kaldırma Grubu Mekanik Hesaplamaları	66
5.3.1 Halat hesabı	66
5.3.2 Tambur hesabı	67
5.3.3 Kanca seçimi	68
5.3.4 Kaldırma motoru hesabı.....	69
6. PORTAL KRENİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI.....	71
6.1 Ana Kiriş Tasarımı	71
6.2 Sabit Ayak Tasarımı	74
6.3 Oynak Ayak Tasarımı.....	75
6.4 Deveboynu Tasarımı	76
6.5 Gergi Kirişi Tasarımı.....	77
6.6 Boji Tasarımı	77
7. SONLU ELEMANLAR METODU İLE ANALİZ.....	79
7.1 Sonlu Elemanlar Metodu Genel Tanımı.....	79
7.2 Eleman Tipleri	81
7.3 Sonlu Elemanlar Metodu Kısa Tarihi.....	82
7.4 SEM'in Mühendislikte Uygulama Alanları.....	83
7.5 SEA Yazılımı ile Analiz.....	84
7.5.1 ANSYS Workbench arayüzü	84
7.5.2 Kren modelinin SEA yazılımına aktarılması	85
7.5.3 Temas ilişkilerinin belirlenmesi	86
7.5.4 Ağ örgüsünün oluşturulması	87
7.5.5 Sınır koşullarının belirlenmesi	88
7.6 Sonlu Elemanlar Metodu ile Analiz Sonuçları.....	92
7.6.1 Kritik kesitte analiz sonuçları.....	92
7.6.2 Oynak ayak portafo ucu analiz sonuçları	99
7.6.3 Sabit ayak portafo ucu analiz sonuçları.....	103
8. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	107
KAYNAKLAR.....	111
ÖZGEÇMİŞ.....	113

KISALTMALAR

SEA	: Sonlu Elemanlar Analizi
SEM	: Sonlu Elemanlar Metodu
CAD	: Computer Aided Design
CAE	: Computer Aided Engineering
FEM	: Federation Europeenne de la Manutention
DIN	: Deutsches Institut für Normung





SEMBOLLER

E	: Elastisite modülü
$f_{m\text{top}2}$: Ayaklar arası toplam sehim
$f_{m\text{ters}2}$: Ayaklar arası verilecek ters sehim
$f_{p\text{top}2}$: Portafo ucu toplam sehim
$f_{p\text{ters}2}$: Portafo ucu verilecek ters sehim
i_{OA}	: Oynak ayak eylemsizlik yarıçapı
J_y, J_z	: Ana giriş eksenlere göre atalet momentleri
k_B	: Yükleme grubu katsayısı
q_K	: Ana giriş birim yayılı yükü
$q_{Rü}$: Rüzgarın dinamik basıncı
W_y, W_z	: Ana giriş eksenlere göre mukavemet momentleri
R_e	: Malzeme akma mukavemeti değeri
R_m	: Malzeme kopma mukavemeti değeri
S_{Gen}	: Ana girişte buruşma genel kontrol değeri
γ_m	: Emniyet faktörü
κ	: Sınır değerler oranı
λ_{OA}	: Oynak ayak temel narinlik
$\sigma_{m\text{aks}HZ}$: Yükleme durumuna göre ana girişteki maksimum normal gerilme
$\sigma_{m\text{in}HZ}$: Yükleme durumuna göre ana girişteki minimum normal gerilme
σ_{kar}	: Ana girişteki karşılaştırma gerilmesi
σ_{PBkar}	: Portafo bağlantı kesitindeki karşılaştırma gerilmesi
σ_{SA}	: Sabit ayakta oluşan gerilme değeri
σ_{OA}	: Oynak ayak burkulma gerilmesi
$\tau_{m\text{aks}}$: Ana girişteki maksimum kayma gerilmesi
φ_K	: Öz ağırlık katsayısı
ψ_K	: Kaldırma yükü katsayısı
ω	: Narinlik oranı



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : 60 ton kapasiteli portal kren teknik özellikleri.....	17
Çizelge 4.2 : Toplam kullanım süresine göre kullanım sınıfları [16].....	23
Çizelge 4.3 : Kaldırma sınıfları [16].....	24
Çizelge 4.4 : Yükleme grupları [16].	24
Çizelge 4.5 : İşletme tipine göre yükleme grubu seçimi [2,4].....	25
Çizelge 4.6 : Yükleme grubu katsayısı [16].	26
Çizelge 4.7 : Kaldırma yükü katsayısı (ψ_K) [14].	26
Çizelge 4.8 : Öz ağırlık katsayısı (ϕ_K) [14].	26
Çizelge 4.9 : K2, K3, K4 çentik gruplarının gösterim, sembol ve açıklamaları [14].	27
Çizelge 4.10 : Önerilen sehim katsayıları (k_f) [15].....	28
Çizelge 4.11 : Yük sınıfları [17].	29
Çizelge 4.12 : Mekanizma sınıfının seçimi [17].....	29
Çizelge 4.13 : FEM'e göre mekanizma sınıflarının ISO karşılıkları [17].	29
Çizelge 4.14 : Krenlerde kullanılan çeliklerin mekanik değerleri.	30
Çizelge 4.15 : Yükleme durumuna göre yapı çeliklerinin statik özellikleri [14].	30
Çizelge 4.16 : $\kappa = -1$ için yükleme grubu ve çentik grubuna göre emniyetli devamlı mukavemet değeri, σ_w [14].....	31
Çizelge 5.1 : Üç takviyeli kutu kirişteki ölçü değerleri ve açıklamaları.	52
Çizelge 5.2 : İki, üç, dördüncü bölge ve üst kuşakta buruşma kontrolü değerleri....	58
Çizelge 5.3 : Tambur için halat çapına göre önerilen ölçüler [22].	68
Çizelge 5.4 : Çiftli kanca ana ölçüleri (mm) [22].	69
Çizelge 8.1 : Klasik hesap ve SEA ile elde edilen gerilmelerin karşılaştırılması....	108
Çizelge 8.2 : Klasik hesap ve SEA ile elde edilen sehimlerin karşılaştırılması.	109



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : (a)Çift kirişli gezer köprülü kren. (b)Tek kirişli gezer köprülü kren [1]....	3
Şekil 2.2 : Çift arabalı portal kren [1].....	4
Şekil 2.3 : Liman tipi kepçeli portal kren [3].....	5
Şekil 2.4 : (a)Döner duvar kreni. (b)Sabit sütunlu döner kren [2].....	6
Şekil 2.5 : (a)Derrik kren. (b)Ayaklı döner kren [1].....	7
Şekil 2.6 : (a)Kulesi sabit kuleli kren. (b)Kulesi döner kuleli kren [5].	8
Şekil 2.7 : (a)Paletli mobil kren. (b>Lastik tekerlekli mobil kren [6,7].	9
Şekil 2.8 : Kamyon monteli teleskobik kırma bumlu mobil kren [3].....	10
Şekil 2.9 : Kablolü kren düzeneği [8].....	11
Şekil 2.10 : Yüzer kren [1].	12
Şekil 3.1 : (a)Sıcaklık etkileri altında olmayan model. (b)Sıcaklık etkileri altında olan model [12].	15
Şekil 4.1 : Çift portafolu portal kren görünümü ve ölçülendirmeler.	19
Şekil 4.2 : Yük spektrumu grafiği [16].....	24
Şekil 5.1 : Ana giriş geometrik boyutları.....	35
Şekil 5.2 : Çift kirişli çift portafolu portal kren şematik gösterimi.	36
Şekil 5.3 : Çift kirişli çift portafolu kren girişinde oluşan kritik momentler.	37
Şekil 5.4 : Kayma gerilmesi hesabı için giriş geometrik değerleri.....	43
Şekil 5.5 : Çift portafolu portal kren girişine ters sehim verilmesi.	50
Şekil 5.6 : Üç takviyeli kutu girişte ölçülendirmeler ve gerilme değişimi.	51
Şekil 5.7 : Takviyeli kutu girişte son bölge.	54
Şekil 5.8 : Sabit ayak orta kesiti.	59
Şekil 5.9 : Zati ağırlıktan oluşan moment.....	60
Şekil 5.10 : Sabit ayakta rüzgar etkisi.	61
Şekil 5.11 : Sabit ayak üst kesiti.....	62
Şekil 5.12 : Oynak ayağa etki eden yükler ve ölçülendirmeler.	63
Şekil 5.13 : Oynak ayak orta kesiti ve oynak ayakta burkulma hali.....	64
Şekil 5.14 : Tambur için halat çapına göre önerilen ölçüler (mm) [22].	68
Şekil 5.15 : Çiftli kanca ana ölçüleri [22].....	68
Şekil 6.1 : Çift kirişli portal kren montajlı hali genel görünümü.....	71
Şekil 6.2 : Çift giriş genel görünümü.	72
Şekil 6.3 : Ana giriş, enine ve boyuna takviyelerin görünümü.	72
Şekil 6.4 : Boyuna takviye perdesi ve enine takviye köşebentini.....	73
Şekil 6.5 : Çift giriş uç bağlantı parçası izometrik görünüşü.	73
Şekil 6.6 : Sabit ayak izometrik görünümü ve alt-üst kesit ölçüleri.....	74
Şekil 6.7 : Oynak ayak izometrik görünümü ve alt-üst kesit ölçüleri.	75
Şekil 6.8 : Giriş-oynak ayak bağlantı mafsalı.....	76
Şekil 6.9 : Sabit ayak deveboynu ve oynak ayak deveboynu.....	76
Şekil 6.10 : Gergi girişi genel görünümü.	77
Şekil 6.11 : Boji konstrüksiyonu.	77
Şekil 7.1 : ANSYS Workbench arayüzü.....	84

Şekil 7.2 : Modelin ANSYS Workbench'e aktarılması.....	85
Şekil 7.3 : Kren sonlu elemanlar modelinin ANSYS Mechanical'da görünümü.	86
Şekil 7.4 : Ağ örgüsü oluşturulmuş kren modeli.	87
Şekil 7.5 : Analizde sınır koşulu tanıtılması.	88
Şekil 7.6 : Yerçekimi ivmesinin tanımlanması.	89
Şekil 7.7 : Mesnetlerin tanıtılması.	89
Şekil 7.8 : Araba tekerleklerinde oluşan yüklerin tanımlanması.	90
Şekil 7.9 : Yayılı yüklerin tanımlanması.	90
Şekil 7.10 : Araba fren yüklerinin tanımlanması.	91
Şekil 7.11 : Rüzgar basıncının modele tanımlanması.	91
Şekil 7.12 : Komple kren modeli kritik kesitte eşdeğer gerilme değerleri.	93
Şekil 7.13 : Komple kren modeli kiriş kritik kesitte yz-düzlemi kayma gerilmeleri.	93
Şekil 7.14 : Komple kren modeli kritik kesitte sehim değerleri.	94
Şekil 7.15 : Sabit ayaklardaki z-ekseni sehim değerleri.	94
Şekil 7.16 : Oynak ayaklardaki z-ekseni sehim değerleri.	95
Şekil 7.17 : Araba kritik kesitte iken sabit ayak von-Mises gerilme değerleri.	95
Şekil 7.18 : Araba kritik kesitte iken bojilerde oluşan von-Mises gerilme değerleri.	96
Şekil 7.19 : Mafsal mili kayma gerilmeleri.	96
Şekil 7.20 : Sadece ana kiriş modelinde ağ örgüsü.	97
Şekil 7.21 : Sadece ana kiriş modeli kritik kesit eşdeğer gerilme değerleri.	98
Şekil 7.22 : Sadece ana kiriş modeli kritik kesit yz-düzlemi kesme gerilmeleri.	98
Şekil 7.23 : Sadece ana kiriş modeli kritik kesit sehim değerleri.	99
Şekil 7.24 : Komple kren oynak ayak portafö kesiti von-Mises gerilme değerleri.	99
Şekil 7.25 : Komple kren oynak ayak portafö ucu sehim değeri.	100
Şekil 7.26 : Yük oynak ayak portafö ucundayken ayakların sehimini.	100
Şekil 7.27 : Yük oynak ayak portafö ucundayken boji von-Mises gerilmeleri.	101
Şekil 7.28 : Yük oynak ayak portafö ucundayken mafsal mili kayma gerilmeleri.	101
Şekil 7.29 : Sadece ana kiriş oynak ayak portafö kesiti von-Mises gerilmeleri.	102
Şekil 7.30 : Sadece ana kiriş oynak ayak portafö ucu sehimini.	102
Şekil 7.31 : Komple kren sabit ayak portafö kesiti von-Mises gerilme değerleri.	103
Şekil 7.32 : Komple kren sabit ayak portafö ucu sehim değeri.	103
Şekil 7.33 : Yük sabit ayak portafö ucundayken ayakların sehimini.	104
Şekil 7.34 : Yük sabit ayak portafö ucundayken boji von-Mises gerilmeleri.	104
Şekil 7.35 : Sadece ana kiriş sabit ayak portafö kesiti von-Mises gerilmeleri.	105
Şekil 7.36 : Sadece ana kiriş sabit ayak portafö ucu sehimini.	105

60 TON KAPASİTELİ ÇİFT PORTAFOLU PORTAL KREN TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

ÖZET

Ülkemizde ve tüm dünyada ticaret hacmi ve altyapı çalışmaları arttıkça endüstriyel taşımanın önemi artmaktadır. Endüstriyel taşıma, transport makinaları yardımı ile yapılır. Portal krenler de limanlarda, tersanelerde, şantiyelerde ve birçok başka alanda ağır yüklerin kaldırılması, indirilmesi, taşınması gibi işleri üstlenen önemli transport makinalarıdır. Günümüzde gerek akademik araştırmaların artması gerekse bilgisayar teknolojilerinin ilerlemesi ile portal krenlerde de kapasite artırımı, maliyet ve ağırlıktan tasarruf gibi iyileştirmeler yapılmaktadır.

Portal krenler -düşük kapasiteli firma içi standardize edilmiş modeller hariç-, müşterinin sahadaki ihtiyaçlarına göre tasarlanır ve üretilir. Krenin çalışacağı ortam koşulları, kaldırma kapasitesi, kanca altı yükseklik, ayaklar arası açıklık, gerekiyorsa portafo (konsol) uzunlukları, krenin yürüme ve kaldırma hızı gibi özellikler müşteri tarafından sağlanması gereken parametrelerdir. Bunlar bilindikten sonra işi alan üretici firma imkanlar doğrultusunda ekonomik ve güvenli bir kreni mümkün olan en kısa sürede müşteriye teslim etmekle yükümlüdür. İlk aşama olan tasarım sürecinde statik ve dinamik hesaplamalar yıllardır güvenilirliğini ispatlamış uluslararası standartlar yardımı ile yapılır. Ancak teknolojik imkanların da gelişmesi ile beraber firmalar bilgisayar destekli mühendislik uygulamalarını tercih etmektedirler. Bu uygulamalar tasarım sürecini hızlandırırken bir yandan da daha ekonomik ve hafif konstrüksiyonlar tasarlanmasına vesile olmaktadır. En yaygın kullanılan uygulamalardan biri bu çalışmada da yararlanılan sonlu elemanlar metodu ile analiz uygulamasıdır.

Bu çalışmada büyük bir şantiyede veya bir prekast beton stok sahasında çalışabileceği öngörülen 60 ton kaldırma kapasiteli çift portafolu bir portal krenin tasarımı yapılmıştır. Öncelikle krenin çalışma koşulları ile ilgili varsayımlar yapılarak DIN ve FEM standartlarına göre sınıflandırılmalar yapılmıştır. İlgili sınıflandırmalar doğrultusunda hesaplamalar sırasında kullanılacak katsayılar belirlenmiştir. Katsayılar belirlendikten sonra öncelikle kirişte zati ağırlıktan, yükten, araba ağırlığından, atalet kuvvetlerinden, araba kasılmasından ve rüzgardan oluşan gerilmelerin hesabı yapılmıştır. Kullanımı öngörülen yapı çeliğine göre statik olarak emniyetli olup olmadığı kontrol edilmiştir. Statik kontrolden sonra ise kiriş üretiminde öngörülen kaynak kalitesi ve yine kullanımı öngörülen malzeme üzerinden kirişin dinamik emniyetliliği kontrol edilmiştir. Sonrasında ise kirişte oluşacak sehim ve kiriş imalatı verilmesi gereken ters sehim miktarları hesaplanmıştır. Kiriş üzerinde son olarak buruşma kontrolleri yapılmıştır. Buruşma kontrollerini takiben sabit ve oynak ayaklarda oluşacak gerilmelerin emniyetli aralıkta kaldığı teyit edilmiştir. Bütün hesaplamalar mühendislik uygulamalarında büyük kolaylıklar sağlayan Mathcad yazılımı ile yapılmıştır. Bu yazılımda parametreler ve hesaplanma şekilleri tanımlandıktan sonra bir değişiklik yapılması durumunda tüm sonuçlar otomatik olarak anında tekrar hesaplanmaktadır.

Hesaplamalar yapıldıktan sonra emniyetli olduğu teyit edilen kesitlere göre krenin bilgisayar üzerinden katı modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan katı model daha önce de bahsedilen sonlu elemanlar ile analiz yazılımına aktarılmıştır.

Sonlu elemanlar yöntemi ile analiz, fiziksel bir modeli eleman adı verilen alt bölümlere ayırarak modeli basitleştirme, ilgili sınır koşulların uygulanması ile problemi elemanlar bazında çözme ve elde edilenleri birleştirip esas modelde neticeye varma şeklinde yüzeysel olarak özetlenebilir. Karmaşık problemlerde birçok farklı alandaki araştırmacılara keşfedildiği vakitlerden bu yana yardımcı olan bir metottur. Özellikle günümüzde bilgisayar yazılım ve donanım teknolojileri büyük bir hızla ilerlediği için karmaşık problemler çok daha hızlı bir biçimde çözümlenebilmektedir.

Tasarımı yapılan kren modeli sonlu elemanlar yazılımına aktarıldıktan sonra modelin ağ örgüsü oluşturulmuş ve model parçalarının birbirleri ile olan temas ilişkileri tanımlanmıştır. Sonrasında ise model üzerinden sınır koşulları tanımlanmış ve yüklemeler yapılmıştır. Son olarak ise problem çözdürülmüştür. Analiz sonuçlarında gerilme ve deformasyon değerleri elde edilmiştir. Sonlu elemanlar analizi ile elde edilen bu değerler, klasik hesaplamalar neticesinde elde edilen gerilme ve deformasyon değerleri ile mukayese edilmiştir. Krende çelik konstrüksiyondan tasarruf edilebilecek kısımlar olup olmadığı yorumlanmış ayrıca metodun güvenilir olduğu tecrübe edilmiştir.

DESIGN AND FINITE ELEMENT ANALYSIS OF A CANTILEVER GANTRY BEAM WITH 60 TONS SAFE WORKING LOAD

SUMMARY

The importance of industrial conveying increases as trading volume and infrastructure investments increase in Turkey and across the world. Industrial conveying takes place by way of conveying machines. Gantry cranes are important conveying machinery that undertake the duty of lifting, lowering, moving and suspending heavy loads in harbors, shipyards, construction sites and various other fields. At the present time, with the increase of academic researches and the advancements in computer technologies, improvements are made in gantry cranes such as capacity increase, cost and weight reduction.

Gantry cranes -except the small capacity models standardized intracompany-, are designed and manufactured in conformity with the requirements of clients' on the site. Environment conditions, lifting capacity, lifting height, span, cantilever lengths, moving speed and lifting speed are parameters that are needed to be supplied by client. As these parameters gathered, the manufacturer or the contractor is supposed to supply an economical and safe crane as soon as possible within the bounds of possibility. In product design process, statical and dynamical calculations are being made in accordance with international standards for years. However, crane manufacturers prefer to use and combine computer aided engineering softwares more common as hardware and software technologies advance in recent years. Computer aided engineering softwares expedite the design process and what's more these softwares ensure manufacturing of lighter and more economical crane constructions. One of the most common computer aided engineering application is finite element analysis which is also used in this thesis study.

In this study, a cantilever gantry crane with 60 tons safe working load was designed that is convenient to work in a large construction site or a precast concrete stockyard. In the first step, some assumptions have been made regarding the working conditions of gantry crane and the crane was classified in compliance with FEM and DIN standards. Load case of the crane was assumed as HZ (Haupt- und Zusatzlatzen). By this means, the coefficients were determined to be used during analytical calculations. After coefficients determined, stress resultants arising from lifted load, dead weight of main beam, self-weight of trolley, vertical inertial forces, inertia forces of driving mechanisms and wind forces have been calculated. In the next step, shear stresses on the beam were calculated. Shear stresses on the beam are composed of torsional stresses arising from asymmetrical trolley wheel loads and shear stresses on the side plates due to vertical wheel loads. As the normal and shear stress resultants were calculated, comparison stress on the beam was calculated. Since the comparison stress calculated is lower than the allowable stress of selected crane beam material S235 structural steel, it has been proven that the beam is statically safe. Thereafter, dynamical safety controls have been carried out. Firstly, the limiting stress ratio which

is the ratio of numerically smallest normal stress to the numerically largest normal stress on the main beam. Thereafter, dynamically continuous permissible stress value was determined based on the crane material and assumed welding quality on the beam. Since it was calculated that the comparison stress was lower than the dynamical continuous permissible stress, it has been proven that the beam is dynamically safe. After the statical and dynamical controls, stress resultants on cantilever connection section were checked. Calculations have been made only on one side since the crane is symmetrical. The safety of cantilever connection section was also ensured since the comparison stress of the cantilever section is lower than the comparison stress of beam itself.

In the next stage, deflection values of gantry crane beam were calculated. Dead weight of the beam, the lifted load and self-weight of the crane trolley are three main factors of the beam deflection. Deflection values arising from each factor have been calculated and summed up. It was ensured that the maximum deflection value stays in the safe range which occurs in the middle of the beam. Afterwards, maximum deflection values have been also calculated on the ends of cantilever beam. In addition to this, cambering is also another important point to be considered during manufacturing. Cambering ensures to remove the dead-weight deflection and averages the lifted load deflection relative to the original level. It helps to reduce the slope on the beam when the load is lifted. By this means, less power will be required for driving the trolley uphill toward the end of the girder. Camber is the total of beam dead-weight deflection, trolley self-weight deflection and half of the lifted load deflection. Hence, it is smaller than the actual deflection of the beam and it was calculated for the middle of the beam and ends of cantilever beam in this study.

Later on, buckling examinations were carried out for the main beam. Buckling of a plate is bulging perpendicular to its plane and malfunctioning of it. These examinations were made in accordance with DIN 18800 which is the newer version of DIN 4114 T1. For the safety against buckling, three stiffeners for each side plates of main beam and longitudinal plates with 8 mm thickness were used in every two meters. Stiffeners to be welded to side plates are considered as standard L-profile steel. The undermost stiffener was placed slightly above the centroid and the rest were spaced evenly towards the top plate. The centroid is the point where compression stresses transform into tension stresses. Since there are three stiffeners on each side plates, there are four regions for side plates separately. Buckling calculations have been made for this four side plate regions and top plate. It has been found out that the main beam was safe against buckling. Lastly, the stress values were calculated on crane legs and ensured that stress values remain within the safe range.

All of the calculations in this study were made with the aid of Mathcad software. Mathcad is a very practical software for engineering calculations with a user-friendly interface. It allows to combine mathematical notation, simple text and images into the form of a worksheet. The software is capable to compute desired results by defining the variables and formulas. It automatically recalculates the whole worksheet in case of any variable or formula modification. The software also recognizes all the engineering units. Considering the simplicity and advantages of the application, the calculations were made via Mathcad.

After all the calculations have been made, solid model of the gantry crane parts were created with verified sections by using computer aided design software Siemens NX. The individual parts were assembled in the assembly module of CAD software by

defining the assembly constraints. Next, the assembled model converted into STEP214 that is a neutral CAD format recognized by most of CAD and CAE softwares. Subsequently, the crane model was imported into finite element analysis software ANSYS Workbench to be analysed in static structural module.

Finite element method is used to solve complex engineering problems, not exactly but approximately. It is not always possible to find an exact solution or even an approximate solution of a physical problem by using mathematical tools. Finite element method is a good alternative for such a situation. In finite element method, the body is represented as an assemblage of subdivisions called elements. The behaviors of physical quantities are defined. An approximate system of equations is created by connecting the created elements from nodal points and system of equations is solved for unknowns at nodal points. Finally, desired values of selected elements are calculated. By this means, an approximate solution is acquired. This method helps researchers and engineers from various fields since it was first invented. Technological advances provide solutions for more complex problems within shorter periods.

After the crane model was imported into Static Structural module of ANSYS Workbench, the model divided into elements or meshed in other words. Meshing plays a crucial role in finite element analysis in order to achieve accurate results. For better results, overall mesh quality should be high as much as possible. Users can adjust meshing properties globally or locally. Meshing characteristics could be changed throughout the whole model by adjusting global settings. Also, meshing characteristics could be changed on a single body or face by adjusting local meshing settings. One of the simplest way to increase mesh quality is to use smaller elements. However, using smaller elements causes much more element quantities and nodes which will require more computational effort. In this study, some local mesh adjustments were made on parts considered as more critical.

Defining contacts between adjacent parts was the next step in ANSYS Workbench after meshing was completed. Thereafter, boundary conditions have been defined. Standard earth gravity was added into the model to enable the effects of self-weights of components. Then, forces were applied arising from live load, trolley weight, braking forces, wind and also other distributed loads not included in the finite element model such as rails, electrical equipments, maintenance platforms etc. After all boundary conditions and variables have been defined, the model was solved. Linear analysis were made in this module which means the material exhibits a behavior in accordance with the Hook's Rule. Directional deformation, von-Mises equivalent stress and shear stress results were evaluated within the model.

Two different models were solved within the scope of this study. Firstly, the whole crane model imported into the FEA software and three different loading conditions were applied and solved. The model was solved when the trolley is on the critical section of the main beam, on the cantilever end of rigid leg side and on the cantilever end of flexible leg side. Secondly, only the main beam model was imported into FEA software and also solved for the same loading conditions.

It was seen that all stress results stayed within the safe range as calculated analytically. Then, these results were compared with analytical calculations. Stress results were accurate enough for both models and the difference did not exceed 10%. It is considered that the differences arise from the assumptions made during analytical calculations. Also, finite element approach and mesh quality are other two important factors for differences.

Additionally, FEA deflection results were evaluated and seemed that these were close enough with analytical calculations as well. It was considered that since the support assumptions (or dimensions) are different in analytical model and actual finite element model, the results might differ.

As a result of this study, it was seen that finite element analysis is a reliable method for static analysis of such high capacity cranes. Also, the importance of meshing was noticed for accurate results. It was also noted that this type of large models composed of plates could be meshed with shell elements.



1. GİRİŞ

Endüstride mamul ve yarı-mamul taşıma önemli iş kalemlerinden biridir. Ürünleri taşıma işi transport makinaları tarafından gerçekleştirilir. Transport makinaları, sürekli transport makinaları ve kesikli çalışan transport makinaları olmak üzere iki ana alt gruba ayrılır. Kesikli transport makinaları olan krenler bir ürünün kaldırması, indirilmesi, taşınması ve asılı tutulması gibi işler için tasarlanır, üretilir ve kullanılırlar. Krenler, sabit, ray üstünde gidip gelebilen, serbest hareket edebilen (paletli, lastik tekerlekli vb.) veya yüzer olabilir.

Portal krenler de endüstride sıkça rastlanan önemli bir kren tipidir. Genelde limanlar, tersaneler, şantiyeler gibi açık alanlarda kullanıldıkları gibi depo ve atölye gibi kapalı alanlarda da kullanım örnekleri görülebilir. Konstrüksiyondan istenenlere göre köprü yapıları kutu kiriş, kafes kiriş veya standart profilden imal edilebilir. Standart profil nispeten düşük kapasiteli krenlerde kullanılırken, daha büyük kapasiteler için kaynaklı kutu kiriş veya kafes kiriş konstrüksiyonları tercih edilmektedir.

Bu tez çalışmasında büyük şantiyelerde veya prekast beton sahalarında çalışabilecek çift ana kirişli ve çift portafolu (konsollu) bir portal kren tasarlanmış, ilgili standartlara göre mukavemet ve sehim hesapları yapılmıştır. Sonrasında ise hesapları yapılan bu model bilgisayar destekli tasarım programı ile modellenmiş ve sonlu elemanlar analizi yazılımına aktarılmıştır. Sonlu elemanlar analizi yazılımında ilgili sınır koşulları tanımlanmış, problem çözdürülmüş ve gerilme-deformasyon değerleri elde edilmiştir. Klasik hesap ve SEA ile elde edilen değerler kıyaslanmıştır.

Çalışmanın ikinci bölümünde krenler konstrüksiyon tiplerine göre sınıflandırılmıştır. Sınıflandırılan krenlerin genel karakteristik özelliklerinden, kullanıldıkları alanlar ve çalışma prensiplerinden kısaca bahsedilmiştir.

Üçüncü bölümde ise portal krenlerle ilgili son zamanlarda yapılan çalışmalara yer verilmiş ve bu çalışmalar kısaca anlatılmıştır.

Çalışmanın dördüncü bölümünde öncelikle tasarımı yapılacak krenin teknik özellikleri verilmiştir. Sonrasında portal krenlere etki eden yükler ve yükleme hallerinden

bahsedilmiştir. Portal krenin hesaplamalarında kullanılan FEM ve DIN normlarına göre yapılan gruplandırmalar ve bu gruplandırmalara göre belirlenen katsayılar çizelgeleri ile beraber bu bölümde verilmiştir. Daha sonra ise krenlerde kullanılan malzemelerin statik ve dinamik değerleri yine aynı şekilde çizelgeleri ile beraber verilmiştir.

Sonraki bölümde ise portal krenin hesaplamaları klasik yolla yapılmıştır. Öncelikle yükleme koşullarına göre mukayese gerilmesi belirlenmiş, statik ve dinamik olarak emniyetli olup olmadığına bakılmıştır. Sonrasında ayaklar arası ve portafo uçları sehim değerleri belirlenmiştir. Ana kirişte buruşma kontrolleri de yapıldıktan sonra ayaklardaki gerilme hesapları yapılmıştır.

Çalışmanın altıncı bölümünde belirlenen giriş ve ayak kesitlerine göre Siemens NX CAD yazılımı ile kren parçalarının katı model tasarım süreci anlatılmıştır. Kren parçalarının tek tek ve montajlı halinin görsellerine yer verilmiştir.

Yedinci bölümde ise ilk olarak çok kısaca sonlu elemanlar metodundan ve tarihinden bahsedilmiştir. Sonrasında çalışmada kullanılan SEA (sonlu elemanlar analizi) yazılımı ANSYS Workbench arayüzünden kısaca bahsedilmiş ve kren modelinin Workbench'e aktarılması, modelde ağ örgüsünün oluşturulması, sınır koşulların ve yüklemelerin yapılması gibi işlemler gösterilmiştir. Son olarak farklı koşullara göre çözdürülen problemlerin neticesinde elde edilen gerilme ve sehim değerleri incelenmiştir.

Çalışmanın son kısmında ise analitik hesaplarla elde edilen sonuçlar ile SEA yazılımından elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Farklılıkların olası nedenleri hakkında değerlendirmeler yapılmış ve konstrüksiyonda bir değişikliğe gidilip gidilemeyeceği tartışılmıştır. Ayrıca sonlu elemanlar yöntemi ile analiz kısmında olası modifikasyon seçenekleri irdelenmiştir.

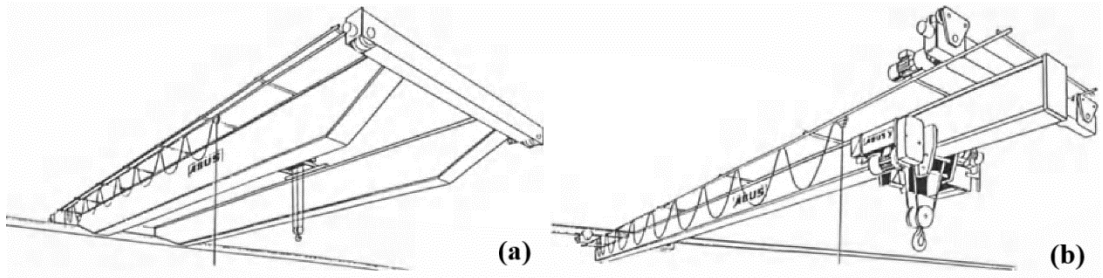
2. KRENLERİN SINIFLANDIRILMASI

Krenler konstrüksiyon tiplerine ve kullanım alanlarına göre genel olarak aşağıdaki gibi sınıflandırılabilirler :

- Köprülü krenler
- Portal krenler
- Döner krenler
- Kuleli krenler
- Mobil krenler
- Kablolü krenler
- Yüzer krenler

2.1 Köprülü Krenler

Sanayide en sık rastlanan kren tipi olan köprülü (gezer) krenler zemin seviyesinin yukarısında bir yürüyüş yolu yapısının üzerinde veya asılı vaziyette ileri-geri hareketi yapan yük kaldırma makinalarıdır. Esas yüke maruz kalan köprü yapıları kaynaklı kutu kirişten, standart hazır profillerden veya kimi özel durumlarda kafes kirişten imal edilebilirler. Köprülü krenler yükleme koşullarına göre tek kirişli veya çift kirişli olabilirler. Kaldırma kapasitesi 250 tona varan ve açıklığı ise 40 metreye varan örnekler mevcuttur. Şekil 2.1’de çift kirişli ve tek kirişli bir köprülü kren örneği görülmektedir.



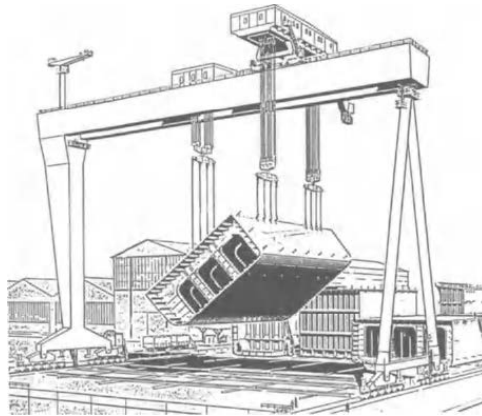
Şekil 2.1 : (a)Çift kirişli gezer köprülü kren. (b)Tek kirişli gezer köprülü kren [1].

Köprülü krenler genelde sanayide kapalı alanlarda tercih edilse de taş/mermer stok alanları, prekast beton stok sahaları, çelik üretim atölyeleri gibi yerlerde de kullanım örneklerine rastlanır. Açık havada kullanılanlar rüzgar vb. olumsuz etkenlere maruz kalacakları için hem çelik konstrüksiyon olarak daha mukavemetli üretilirler hem de daha güçlü tahrik sistemleri ile donatılırlar.

Ekonomik olmalarının yanında gezer krenlerin en büyük avantajı, kren yolunun çatı konstrüksiyonunun ayaklarına yerleştirilmesi ve böylece fabrikanın veya atölyenin zemininde alan kaplamamasıdır [2]. Günümüzde köprülü krenlerin çok büyük çoğunluğu elektrik ile çalışmaktadır. Krenin yönlendirilmesi zeminden kablolu kumandayla, kablosuz uzaktan kumandayla veya yüksek kapasiteli krenlerde kiriş üzerinde gidip gelen operatör kabininden gerçekleştirilir.

2.2 Portal Krenler

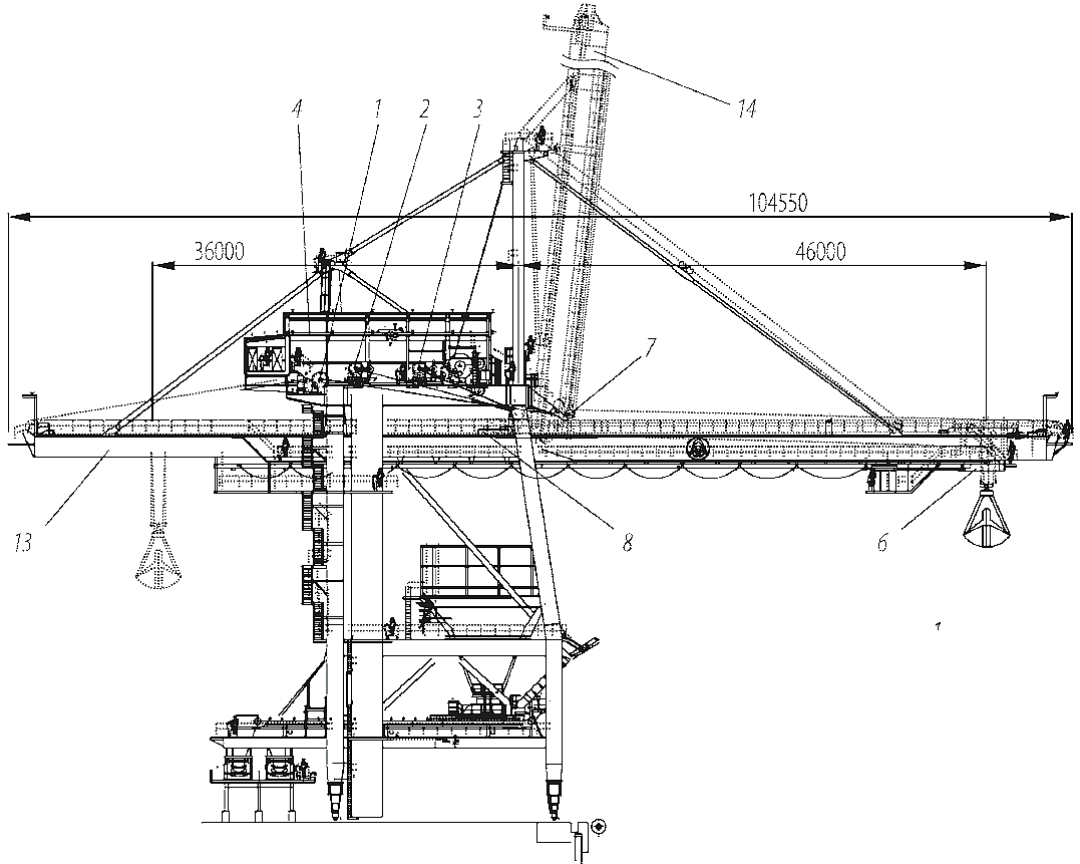
Portal (taklı) krenler ile gezer köprülü krenler konstrüksiyon olarak çok benzer yapıdadırlar. Temel fark, portal kren kirişleri zemindeki raylar üzerinde yürüyen ayaklara monte edilmiş olmalarıdır. Açık havada kullanım için çok uygun kaldırma makinalarıdır. Kirişin tek tarafı ayak üstünde diğer tarafı köprülü kren gibi bir yürüyüş yolu üzerinde hareket ediyorsa yarı-portal kren olarak adlandırılır. Bir fabrika veya atölye yanı stok alanında bu tip örneklere rastlanabilir. Aynı zamanda ana kiriş yapıları tek tarafından veya çift tarafından konsollu (portafolu) üretilip daha büyük genişliklerde hizmet edebilirler. Kaldırma kapasiteleri 1500 tona kadar varabilmektedir. Ayak açıklıkları 180 metre, kaldırma yükseklikleri ise 80 metre mertebelerine çıkabilmektedir. Şekil 2.2’de gemi parçalarının kaldırılması ve taşınması maksadı ile üretilen bir tersane portal kreni görülmektedir.



Şekil 2.2 : Çift arabalı portal kren [1].

Ana kiriş yapıları köprülü krenlerde olduğu gibi kutu kiriş, kafes kiriş veya düşük kaldırma kapasitelerinde standart hazır profilden üretilebilir. Portal krenlerde kafes ana kirişlerin kutu kirişlere nispeten daha hafif olmaları ve düşük rüzgar yükleri oluşturmaları gibi avantajlarının yanında yüksek sehim, uzun üretim süreci, düşük dayanım gibi dezavantajları da bulunmaktadır.

Portal krenler limanlarda, tersanelerde, şantiyelerde, açık hava stok alanlarında, demiryolu mal aktarma yerlerinde ve nadiren de olsa atölye/fabrika gibi kapalı alanlarda kullanılırlar. Çok farklı kullanım alanları olduğu için konfigürasyon çeşitliliği fazladır. Portal kren kullanım alanındaki ihtiyaca göre tek veya çift arabalı (kedi) olabilir. Ayrıca ihtiyaca göre arabalar sabit veya döner tipte üretilebilir. Kaldırılacak malın cinsine göre kaldırma mekanizması kancalı, kepçeli, kovalı veya konteyner kaldırmada kullanılan spreader mekanizmalı olabilir. Kren kirişi konsolları ise kayabilir tipte veya ihtiyaç halinde kaldırılabilen tipte mafsallı yapıda üretilebilir. Şekil 2.3'te yığın malların gemilere yüklenmesinde kullanılan kepçeli ve konsolu (bunu) kaldırılabilir bir liman tipi portal kren görülmektedir.



Şekil 2.3 : Liman tipi kepçeli portal kren [3].

2.3 Döner Krenler

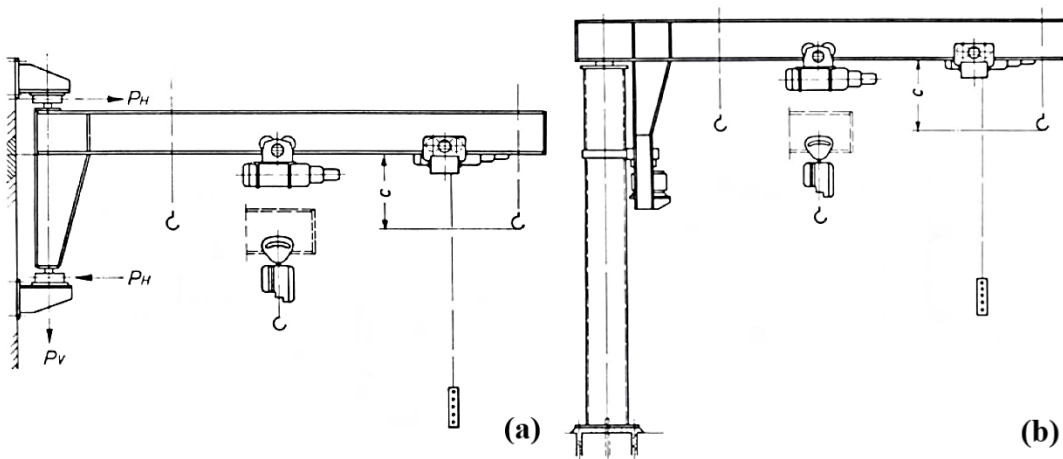
Döner krenler, konstrüksiyon çeşitliliği ve kullanım sıklığı bakımından diğer bir önemli kren grubudur. Çok eski tarihlerden kullanım örneklerine rastlanmaktadır.

Köprülü ve portal krenin aksine döner krenler yüklenen malı konsol bumu vasıtasıyla dayanak yüzeylerinin dışında taşırlar. Sabit, salımlı veya teleskobik olabilen bum yapıları bir eksen etrafında dönme hareketi yapar. Kimi örneklerde kaldırma işini bum üzerinde gidip gelen bir araba yapar. Döner bum sütun ile sabit şekilde bağlanmış ve sütun hem alttan hem üstten dönebilir şekilde yataklanmıştır.

Döner krenler, döner duvar krenleri, sütunlu döner kren, konsollu döner kren, derrik kren, ayaklı döner kren şeklinde 5 farklı şekilde sınıflandırılabilir [2].

Döner duvar krenleri genelde depolarda, limanlarda veya atölyelerde kullanılırlar. Taşıma kapasiteleri 1-3 ton arasında olmakla beraber özel durumlarda 10 ton kapasiteli örneklerine rastlanılabilir. Taşınan yük, duvara bineceği için erişme mesafeleri genelde fazla uzun tutulmaz. Şekil 2.4'te bir döner duvar kreni görülmektedir [4].

Sütunlu döner krenler de tren istasyonlarında, limanlarda, gemilerde, fabrika takım tezgahlarında kullanılmaktadır. Döner duvar krenleri maksimum 270° dönme açısına ulaşabilirken, sütunlu döner krenlerde bu sınırlama yoktur ve sınırsız dönebilirler. Kaldırma kapasitesi 8 tona kadar, erişim mesafesi (bum uzunluğu) 10 metreye kadar ve maksimum yük momenti 300 kNm'ye kadar ulaşmaktadır. Şekil 2.4'te sabit sütunlu döner kren görülmektedir [4].

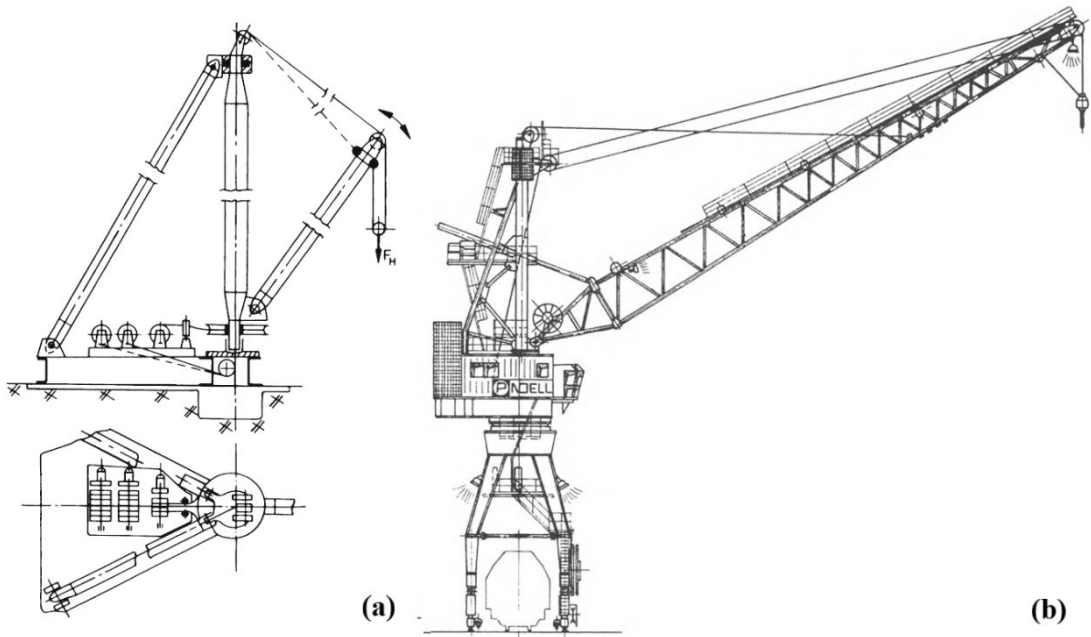


Şekil 2.4 : (a)Döner duvar kreni. (b)Sabit sütunlu döner kren [2].

Konsollu döner krenler de yapı olarak esasen bir döner duvar kreni olmakla beraber krenin yatakladığı çerçeve hareket etmektedir. Hareketli çerçeve sayesinde dikdörtgen biçiminde bir alan tarar ve bumun ucundaki bir makara yeterli olabilmektedir. Genelde çerçevenin üstünde iki yatay, altında iki yatay ve iki dikey tekerlek bulunur. Çerçeve yapısı, krenin kaldırma, döndürme ve hareket ederken ortaya çıkan yükler gibi tüm kuvvetlerini taşır. Kaldırma kapasitesi 2-20 ton, erişim uzunluğu 4-12 metre arasında konstrüksiyon örnekleri bulunmaktadır [2].

Direkli kren olarak da bilinen derrik krenlerde döner sütun genelde kafes konstrüksiyondan imal edilir ve zemine bağlı iki adet destekle arkadan desteklenir. Bu destekler çoğunlukla derrik krenin dönme açısını 270° 'de sınırlar. Halatlarla desteklenen ana sütunlarda ise dönme açısı sınırlı değildir. Bum düzeneği de bir palanga ile çekilebilir şekilde sütuna bağlıdır. Krenin çalışma yüzeyi daireseldir. Zemine sabit veya hareketli olabilirler. Erişme yarıçapı 50 metreye ve kaldırma kapasitesi 300 ton mertebelerine varabilmektedir. Genelde taş ocakları ve şantiyelerde çalışırlar. Şekil 2.5'te bir derrik kren örneği görülmektedir [5].

Ayaklı döner krenlere ise çoğunlukla limanlarda ve büyük stok sahalarında rastlanır. Kren, raylar üzerinde gidip gelebilen dört adet ayak üzerine oturtulmuştur. Döner sütunun alt kısmına monte edilen tahrik mekanizması ile krenin dönüşü sağlanır. Bum yarıçapı 40 metre mertebelerine varabilen ayaklı döner krenlere ait bir konstrüksiyon örneği Şekil 2.5'te görülebilmektedir.

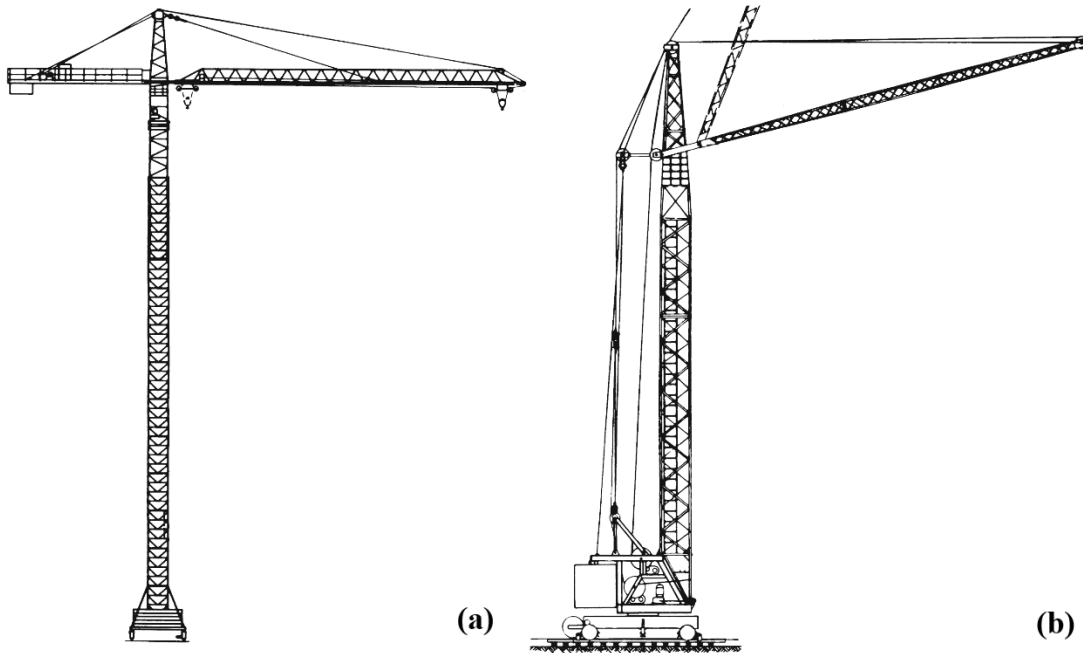


Şekil 2.5 : (a)Derrick kren. (b)Ayaklı döner kren [1].

2.4 Kuleli Krenler

Kuleli krenler çoğu şantiyede bir veya daha fazla bulunmaları sebebiyle günlük yaşantıda belki de en çok rastladığımız kren tipidir. Adından anlaşılacağı üzere bir kule üzerine monte olan bu krenler taşıdıkları yükleri üç eksende hareket ettirebilirler. Kaldırma mekanizması yükün yukarı-aşağı hareketini, kule döndürme tertibatı yükün dairesel hareketini, salınlı bum mekanizması veya bum üzerinde gidip gelen araba yükün radyal hareketini gerçekleştirmektedir. En büyük avantajları zeminde düşük yer kaplamaları ve kanca altı mesafelerinin yüksek olmasıdır. Ağırlıktan tasarruf ve düşük rüzgar yükleri oluşması için çoğunlukla kafes kirişten imal edilirler. Özel örnekler haricinde kaldırma kapasiteleri 1-16 ton arası, bum mesafeleri 10-40 metre arası, kaldırma yükseklikleri 20-60 metre arası değişmektedir [2].

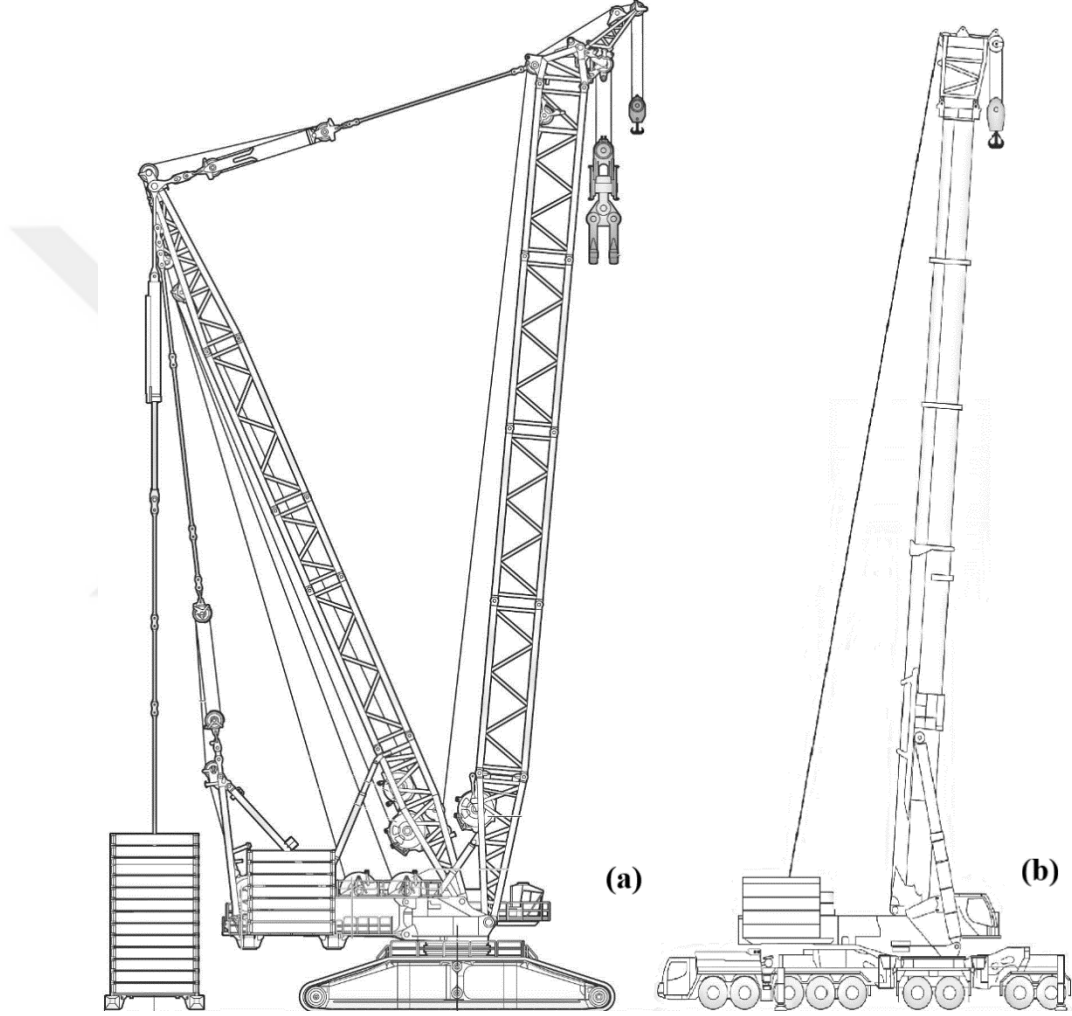
Yükün taşındığı bum çekilebilir, salınlı tipli veya sabit olabilir. Sabit olan kuleli krenlerde bum üzerinde hareket eden araba bulunur. Kulesi sabit ve kulesi dönebilen konstrüksiyon örnekleri mevcuttur. Bu örnekler Şekil 2.6'da görülebilmektedir. Kulesi sabit olanlar alttan balast ağırlıkların da yardımıyla sabitlenmiştir. Krenin bumu üst tarafta hidrolik tahrikli bir döner çember üzerinde yataklanmıştır. Bu tip krenler genelde T şeklindedir ve arabanın gidip geldiği ana bumun öbür tarafında denge ağırlıklarının sabitlendiği bir karşı bum bulunur. Kulesi döner olanlarda ise kule yapısı alt arabaya montajlı bir döner çember üzerine yataklanmıştır.



Şekil 2.6 : (a)Kulesi sabit kuleli kren. (b)Kulesi döner kuleli kren [5].

2.5 Mobil Krenler

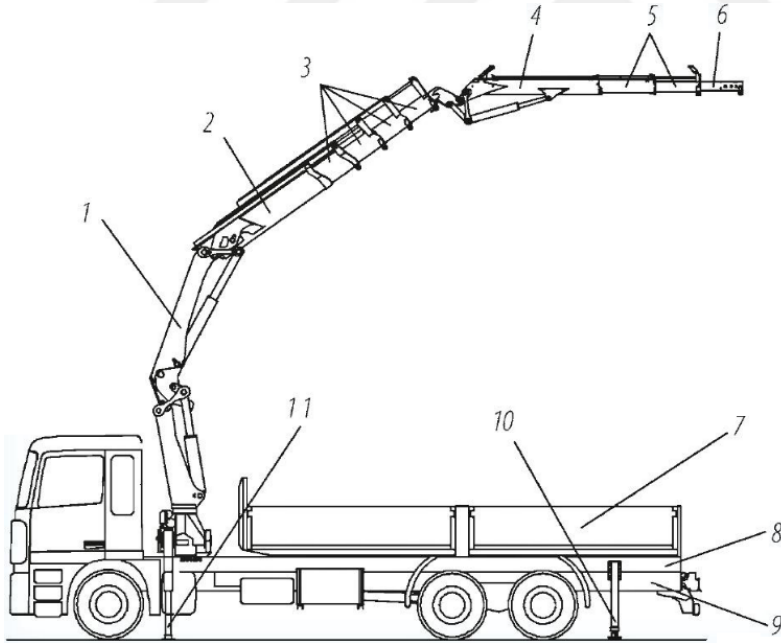
Mobil krenler adından da anlaşılacağı üzere diğer krenlere göre hareket kabiliyetleri daha geniş kimi durumlarda yükü alıp taşıma kabiliyetine sahip krenlerdir. Mobil krenlerin en önemli karakteristik özelliği yürüyüş mekanizmalarıdır. Yürüyüş mekanizması paletli tip veya lastik tekerlekli tip olabilir. Şekil 2.7’de paletli mobil kren ve lastik tekerlekli mobil kren örnekleri görülmektedir.



Şekil 2.7 : (a)Paletli mobil kren. (b)Lastik tekerlekli mobil kren [6,7].

Paletli mobil krenlerin en büyük avantajları yüksek kapasiteleri ve yük ile beraber hareket edebilmeleridir. En büyük dezavantajı ise paletli olmaları sebebi ile şehir içinde bir yerden bir yere gidemiyor oluşlarıdır. Kullanıcıları sahaya parçalara ayrılmış vaziyette gelirler ve sahada montajı yapılır. Bu durum da ilave mobilizasyon masraflarına neden olmaktadır. Paletli krenlerin kaldırma yüksekliği 250 metreye, çalışma yarıçapı 200 metreye ve kaldırma kapasiteleri karşı ağırlıkların da yardımıyla 3.000 tona ulaşmaktadır.

Lastik tekerlekli mobil krenlerin en büyük avantajı ise kendi kendilerini bir yerden başka bir yere nakledebilme kabiliyetleridir. Bu sayede hemen hemen tüm lastik tekerlekli krenler yekpare biçimde taşınabilirler ve mobilizasyon masrafları olmaz. Lastik tekerlekli krenlerin kaldırma kapasitesi 1200 tona, kaldırma yüksekliği 180 metreye ve çalışma yarıçapı 130 metreye ulaşabilmektedir. Bu tip krenlerde yük kaldırılırken yanlardan stabilizör adı verilen teleskobik ayaklar açılır ve bu ayaklar zemine basar. Bu sebeple krenin bumu açıkken ve yük kancaya asılı iken kren hareket edemez. Bu durum ve nispeten düşük kapasiteli olmaları paletli krenlere göre dezavantajlarıdır. Genel arazi tipi (all-terrain) ve zorlu arazi tipi (rough-terrain) krenler olmak üzere alt kategorilere ayrılabilirler. Zorlu arazi tipinin kaldırma kapasiteleri nispeten diğerine göre daha düşüktür ancak çok çetin arazilerde hareket edebilirler. Bunlara ilave olarak kamyon monteli (truck-mounted) mobil krenler de bu kategoriye dahil edilebilir. Bu tip krenler bildiğimiz ticari kamyonların üzerine monte edildikleri için şehir içinde ihtiyaç olan herhangi bir yere çok daha seri bir biçimde ulaşabilirler. Şekil 2.8’de kamyon monteli bir lastik tekerlekli kren görülmektedir.

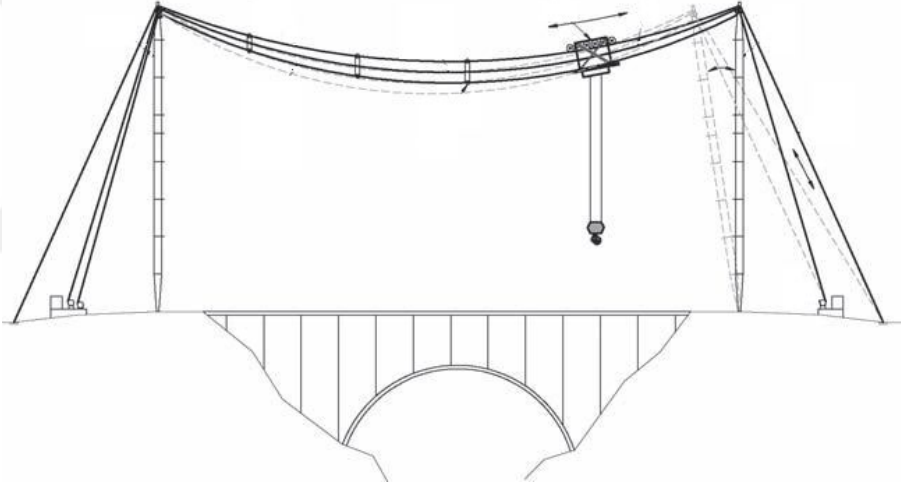


Şekil 2.8 : Kamyon monteli teleskobik kırma bumlu mobil kren [3].

Mobil krenler teleskobik bumlu veya kafes bumlu olabilirler. Paletli krenler genelde kafes bumlu üretilirken, lastik tekerlekli krenler genelde teleskobik bumlu olurlar. Tam tersi olduğu durumlara nadiren de olsa rastlanabilmektedir. Kimi durumlarda ise erişim mesafesini ve yüksekliğini artırmak amacıyla teleskobik bumun ucuna kafes bum olmak üzere kombine şekilde kullanılırlar.

2.6 Kablolü Krenler

Kablo lu krenlerin adından da anlaşılacağı üzere yükü taşıyan ana elemanı iki adet mast arasına gerilmiş çelik halat kablolardır. Kablo üzerinde gidip gelen araba yükün hem kaldırılmasını hem de kablo doğrultusunda taşınmasını sağlar. Mastların arasında bulunan kabloların bir kısmı statik bir kısmı ise hareketlidir. Statik kablo arabayı ve yükü taşıyan kablodur. Hareketli olan halatların bir kısmı da arabanın statik kablo üzerindeki hareketini sağlarken bir kısmı yükün kaldırılıp indirilmesini sağlar. Bu halatların tahriği zeminde bulunan bir makine dairesinden sağlanmaktadır. Kabloların gerildiği mastlar direkler ve halatlar yardımı ile sağlamlaştırılır. Aynı zamanda mastlar halatlar sayesinde bir miktar yana yatırılabilir ve böylece kren arabadaki yük yanlamasına manevra edilebilir [8]. Şekil 2.9’da bir kablo lu kren sistemi görülmektedir.



Şekil 2.9 : Kablo lu kren düzeneği [8].

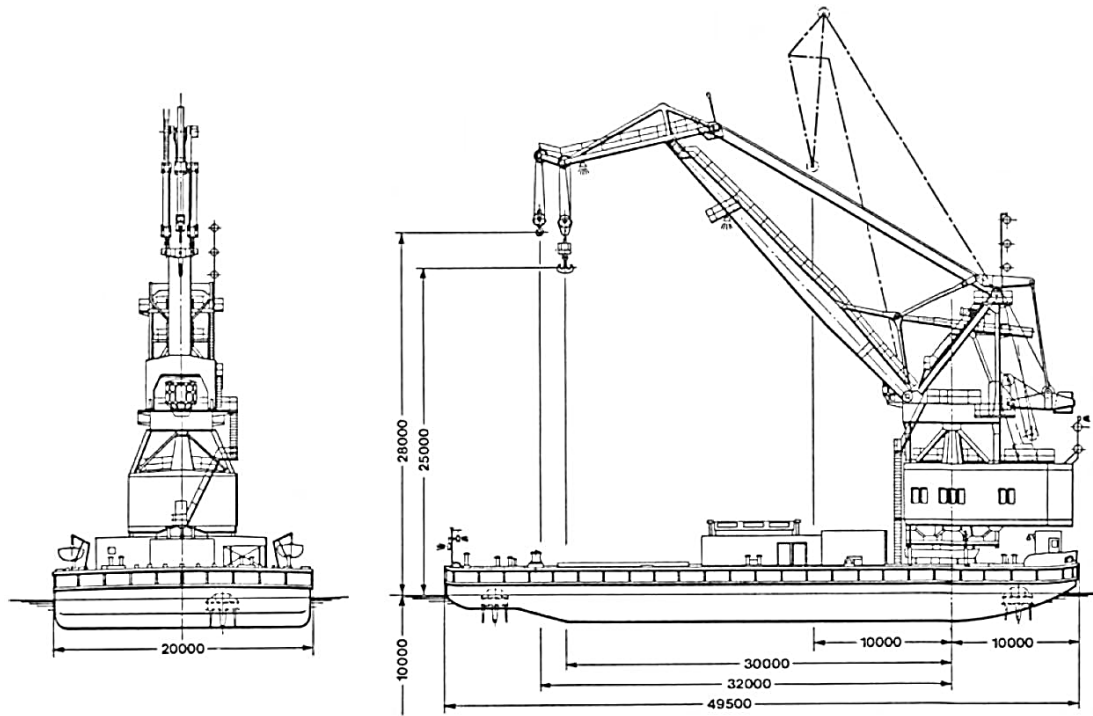
Kablo lu krenlerin kaldırma kapasiteleri 50 tona ve ayak açıklıkları 1000 metreye varabilmektedir. Kablo lu krenlerde üç farklı ana konfigürasyon çeşidi vardır. İlkinde krenin iki ucu da sabittir. Yük sadece kablo doğrultusunda taşınabilir. İkincisinde ise krenin tek mastı sabit diğeri hareketlidir. Bu tip krenlerin çalışma yüzeyi bir pasta dilimine benzer. Diğeri tipte ise krenin iki ucu da hareketlidir. Çalışma alanı dikdörtgen şeklindedir.

Kablo lu krenler genelde baraj inşaatı, köprü inşaatı gibi geniş açıklık istenen yerlerde kullanılırlar. Günümüzde gerek maliyet gerekse kurulum süreleri bakımından daha uygun kaldırma makinaları alternatifleri bulunabildiği için fazla tercih edilmemektedirler.

2.7 Yüzer Krenler

Yüzer krenler limanlarda mal aktarım işlerinde ve tersanelerde gemilerin üretim ve tamirat işlerinde kullanılırlar. Komple kren yapısı yüzer bir duba üzerine oturtulmaktadır. Kaldırma kapasiteleri 500 tona hatta kimi özel konstrüksiyonlarda 1200 tona varabilmektedir.

Düşük tonajlı yüzer krenlerde hareketli salıncak sistemi kullanılır. Yüksek tonajlı krenlerde ise kimi zaman çift yönvericili salıncak bum, çoğunlukla ise basit salıncak bum çekme sistemi kullanılır [2]. Şekil 2.10'da 150 ton kaldırma kapasiteli bir yüzer kren örneği görülmektedir.



Şekil 2.10 : Yüzer kren [1].

3. PORTAL KRENLERLE İLGİLİ LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Bu bölümde son yıllarda portal krenlerle alakalı yapılan çalışmalara kısaca değinilmiştir.

Holst ve çalışma arkadaşları tarafından 2014 yılında yapılan araştırmada yük altındaki portal kren sehiminin modellenmesi üzerine çalışılmıştır. Çalışmada kren kirişi sehiminin tahmini için faydalı yük ve arabanın giriş üzerindeki konumu parametrelerine bağlı iki değişkenli polinom modeli kurulmuştur. Deneysel gözlemler ise 74 metre ayak açıklığı, 20 metre ve 40 metre olmak üzere çift portafosu olan bir konteyner kreni üzerinden yapılmıştır. Kren üzerine girişin eğimini ölçmek üzere 5 adet eğim ölçer sensörü (inklinometre) yerleştirilmiş ve arabanın konumu ile mutlak sehimi ölçmek üzere 1 adet takometre kullanılmıştır. 18 farklı yükleme koşulundan elde edilen verilerle sehim modelinin parametreleri belirlenmiştir. Bu şekilde araba konumu ve yükün büyüklüğüne göre oluşacak sehim tahmini için bir model ortaya konmuştur. Oluşturulan modelden elde edilen sonuçlar ile gözlemlenen hakiki sonuçlar arasında maksimum ± 4 mm'lik farklar görülmüştür. Ancak bu isabetli sonuçlar girişin ayaklar arasında kalan kısmı için geçerlidir. Uç portafolarda bu model isabetli sonuçlar vermemiştir. Sebebinin portafoların simetrik olmamasından kaynaklandığı belirtilmiştir [9].

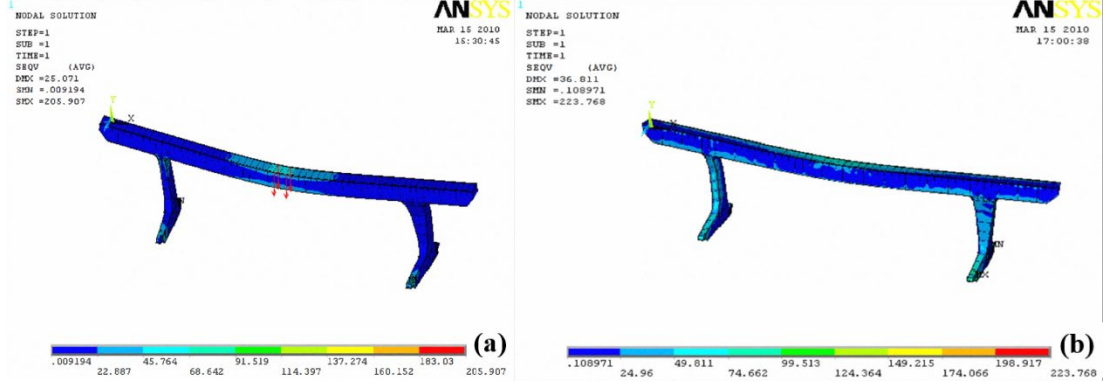
Hindistan'da Ashutosh Kumar, Vidyasagar Bajaj ve Rachayya Arakerimath tarafından 2016 yılında yapılan araştırmada kren kutu girişlerinin buruşma analizi ve optimizasyonu üzerine çalışılmıştır. Çalışmada üç farklı kutu giriş konstrüksiyonunun buruşma için analitik hesapları ve sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Giriş konstrüksiyonları arasında kuşak kalınlığı ve enine takviye elemanı kullanımı gibi farklılıklar vardır. Çalışma sonucunda buruşma dayanımının enine takviye elemanları ile arttırılabileceği, kuşak kalınlığını arttırmaya gerek olmadığı ortaya konmuştur. Böylece ağırlıktan tasarruf edilecek ve kren hareketi için daha düşük güç gereksinimi oluşacaktır. Ayrıca çalışmada analitik hesaplamalarla elde edilen sonuçlar ile sonlu elemanlar analizinden elde edilen sonuçların benzerlik gösterdiği ve maksimum farkın %12 olarak gerçekleştiği belirtilmiştir [10].

2014 yılında Dapeng Zhang ve çalışma arkadaşları tarafından Çin’de yapılan çalışmada portal krenlerin büyük test yükleri etkisinde yapacağı sehmin, küçük yüklerle kiriş sehimi eğrisi denklemi kullanılarak kestirimi üzerine çalışılmıştır. Makalede ayakların eğilme momentlerinin kiriş sehimine etkileri üzerinden bir kiriş sehimi eğrisi denkleminin çıkarımı yapılmıştır. Kirişin $L/2$, $L/3$ ve $2L/3$ konumlarından yapılan küçük tonajlı yüklemenin oluşturduğu sehimi değerleri bilindikten sonra çalışmada elde edilen kiriş sehimi eğrisi denklemi sayesinde büyük test yükleri altında yapacağı sehimi kestirilebilmektedir. Büyük tonajlı test yüklerinin sahada mevcut olmaması veya naklinin zor olması gibi durumlarda avantaj sağlayan bir yöntemdir. Ancak doğru veriler elde etmek için yüksek hassasiyetli ölçümlerin yapılması gerekmektedir [11].

Min Feng ve çalışma arkadaşları tarafından 2010’da yapılan araştırmada limanlarda çalışan bir L-tipi portal krende sıcaklığın gerilme durumuna etkileri incelenmiştir. Sıcaklık değişimlerinin kren üzerinde oluşan gerilmelere etkilerinin incelenmesi için ANSYS sonlu elemanlar yazılımı kullanılmıştır. Çalışmada sıcaklığın üç farklı tip etkisi incelenmiştir. Bunlar:

- Güneş etkisinden oluşan sıcaklık yükü (yüksek kısmi gerilmeler, asimetrik dağılım)
- Ani sıcaklık düşüşlerinden kaynaklanan yükler (yüksek genel gerilmeler, görece simetrik dağılım)
- Mevsimsel sıcaklık yükleri (kısmen yüksek sehimi etkisi, simetrik dağılım)

Bu farklı etkiler öncelikle Çin’in belli bir bölgesinde daha önceki bir ağustos ayında gerçekleşen uç hava koşulları baz alınarak ilgili hesaplamalardan sonra kren modeline SEA yazılımının termal analiz modülünde uygulanmış, sonrasında alınan sonuçlar statik yapısal analiz modülüne aktarılıp yüklemeler yapılmış ve çözdürülmüştür. Şekil 3.1’de sıcaklık etkisinde olan model ile sıcaklık etkisinde olmayan model kıyaslanması görülmektedir. Buradan termal stresin toplam strese %10’luk bir etkisi olduğu görülmektedir. Sonuç olarak sıcaklığın zorlu hava koşullarında çalışan bir krendeki gerilmeler üzerinde azımsanamayacak etkilerinin olduğu ortaya konmuş ve bu gerilme artışlarının yerel çatlak oluşumuna neden olabileceği belirtilmiştir [12].



Şekil 3.1 : (a)Sıcaklık etkileri altında olmayan model. (b)Sıcaklık etkileri altında olan model [12].

Bin Xu ve çalışma arkadaşları tarafından 2014'te yapılan bir çalışmada bir portal gemi boşaltma kreninin yorulma ömrü tayini için bir metot tasarlanmıştır. Krenin çalışma koşullarının değerlendirmesi için ilgili standartlara göre sonlu elemanlar analizi ve deneysel gerilme analizleri entegre edilmiştir. Sonlu elemanlar metodu ile analiz deneye referans olması için ve kritik test noktalarının belirlenmesi için kullanılmıştır. Sonrasında limanda çalışan bir gemi boşaltma portal krenine kablosuz dinamik direnç gerinim ölçerler yerleştirilmiş, statik ve dinamik gerilmeler elde edilmiş ve elde edilen değerler sonlu elemanlar ile analiz sonuçları ile kıyaslanıp güvenilirliği doğrulanmıştır. Bu sonuçlara dayanılarak, "Rainflow sayma metodu" ile Miner prensibi entegre edilmiş ve krenin kalan ömrü tahmin edilmiştir [13].



4. PORTAL KREN TEKNİK ÖZELLİKLERİ VE YÜKLEME KOŞULLARI

4.1 Kren Teknik Özellikleri

İhtiyaçları tamamen karşılayacak bir kren teslimatı için tasarım ve sonrasındaki imalat süreci boyunca üretici ile tasarımı talep eden (müşteri) arasında belli aralıklarla kren hakkında toplantılar yapılır. Her ne kadar portal krenin teknik şartnamesi konstrüktörün tasarımı tamamen bitirmesi ile netleşse de önemli teknik veriler tasarım öncesi ihtiyaçlar doğrultusunda müşteri tarafından belirlenmiş olmalıdır. Kaldırma kapasitesi, çalışma ortamı, ortalama çalışma süresi, kaldırma yüksekliği, yardımcı kaldırma grubu ihtiyacı, ray açıklığı vb. özellikler müşteri tarafından belirlenmesi beklenen bazı özelliklerdir.

Bu çalışmada tasarlanan krenin (Şekil 4.1) teknik özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir. Kren için belirlenen bazı parametrelere ve belirli standartlara göre yapılan kabullere bu bölümde değinilecektir.

Çizelge 4.1 : 60 ton kapasiteli portal kren teknik özellikleri.

Özellik	Miktar	Birim
Kaldırma kapasitesi, F_Y	60	ton
Çalışma yeri	Açık hava	
Kaldırma hızı, v_H (yükli)	0-10	m/dk
Kaldırma hızı, v_H (yüksüz)	0-20	m/dk
Kaldırma yüksekliği	18	metre
Kren yürüme hızı, v_K	0-20	m/dk
Araba yürüme hızı, v_A	0-20	m/dk
Kren ray açıklığı, L_K	39	metre
Kren sol portafo boyu, L_{EE}	10	metre
Kren sağ portafo boyu, L_{GG}	10	metre
Kren sol portafo kanca mesafesi, L_E	7,20	metre
Kren sağ portafo kanca mesafesi, L_G	7,20	metre

Çizelge 4.1 (devam) : 60 ton kapasiteli portal kren teknik özellikleri.

Özellik	Miktar	Birim
Kren yürüme mesafesi	120	metre
Araba ağırlığı, F_{Ar}	20	ton
Araba tekerlek aks açıklığı, L_{AT}	3,35	metre
Araba ray açıklığı, L_{AR}	7,00	metre
Yükleme hali		HZ
Yükleme grubu		A4
Kaldırma sınıfı		Q2
Mekanizma sınıfı		M6
Kaldırma yükü katsayısı (dinamik katsayı), ψ_K	1,15	
Kaynak çentik grubu		K3
Ana kiriş sehim katsayısı, k_f	1000	
Ayak açısı, α		7°
Malzeme		S235JR

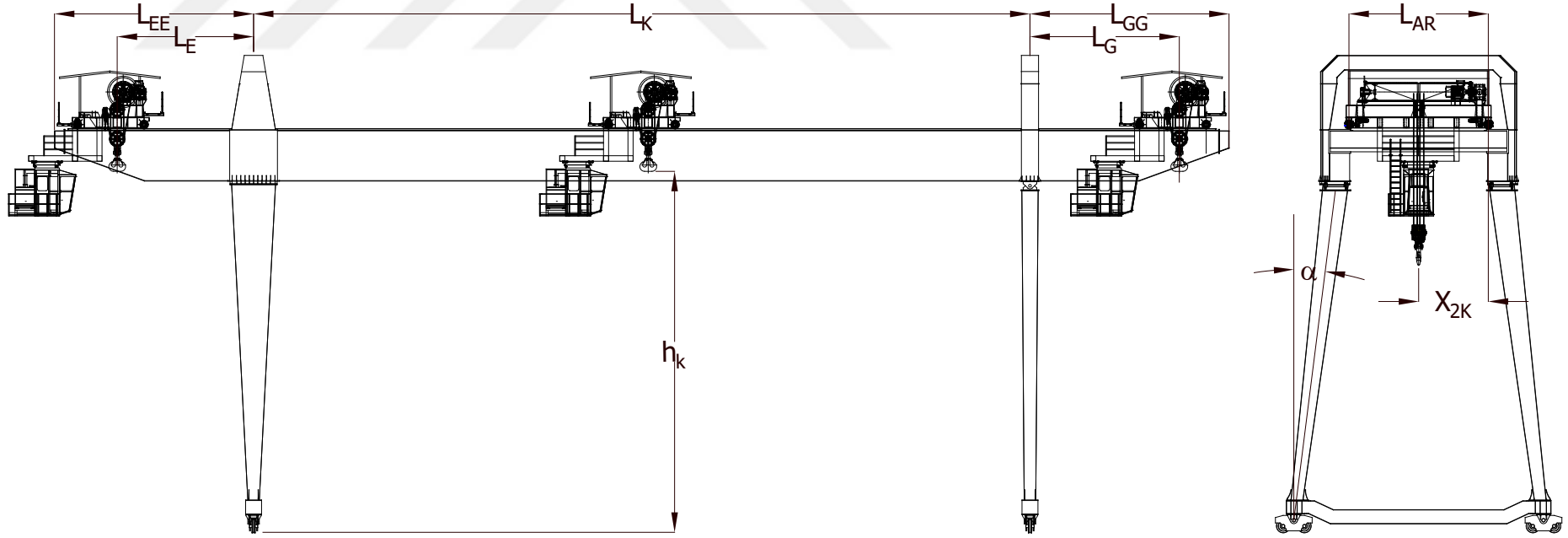
4.2 Yükleme Koşulları

Krenler yarı statik yüklenen sistemler olarak düşünülürler. Kütlelerin salınım hareketi gibi gerilmeleri artıran bazı etmenler için katsayılar belirlenmiştir [14]. Krenlerdeki yükleme kabulleri, malzemeler ve malzemelere ait emniyetli gerilme değerleri bazı uluslararası standart kuruluşları tarafından belirlenmiştir. Bu çalışmada olduğu gibi ülkemizde üretilen kaldırma araçlarının hesaplamalarında da en çok aşağıdaki kuruluşların yayımladığı standartlardan faydalanılmaktadır:

- DIN (15018, 18800 vd.)
- FEM (1.001 vd.)

4.2.1 Yük çeşitleri

Kren tasarımında kren yükleri üç ana başlıkta incelenir. Bunlar, esas yükler, ilave yükler ve özel yüklerdir.



Şekil 4.1 : Çift portafolu portal kren görünümü ve ölçülendirmeler.

4.2.1.1 Esas yükler

Öz ağırlık yükleri

Krenin çalışması sırasında sürekli etki eden tüm sabit ve hareketli çelik konstrüksiyon kren bileşenleri bu gruba dahildir. Kren üzerindeki halat, tambur, elektrik panosu, inverter gibi mekanik ve elektrik bileşenleri de bu gruba dahildir.

Kaldırılan yük

Faydalı yük ve faydalı yükün elleçlenmesinde kullanılan spreader, kepçe, kova, kaldırma mıknatısı gibi taşıma elemanlarının kendi ağırlığından oluşan yükler bu gruba dahil edilmektedir.

Düşey atalet kuvvetleri etkileri

Kren hareketi ve kren bileşenlerinin hareketinin neden olduğu etkilerdir. Bu etkilerin hesaba eklenmesi için öz ağırlık katsayısı (φ_K) ve kaldırma yükü katsayısı (ψ_K) kullanılmaktadır.

Tahrik mekanizmalarından oluşan atalet kuvvetleri

Portal krenler için arabanın hızlanması veya yavaşlaması gibi hareketlerden oluşan ve krene etki eden kuvvetlerdir. Kalkış veya frenleme ile oluşan atalet kuvvetleri araba en kritik pozisyondayken hesaplanmalıdır.

4.2.1.2 İlave yükler

Rüzgar kuvvetleri

Özellikle açık havada rüzgara maruz kalan krenlerde rüzgar kuvvetlerinin de hesaba katılması gerekmektedir. Bu tip krenlerde rüzgar etkisi olarak $q=250 \text{ N/m}^2$ büyüklüğünde dinamik basınç hesaba ilave edilebilir. Eğer kren çalışma ortamındaki rüzgar koşulları tam olarak bilinmiyorsa rüzgarın faydalı yük üzerindeki etkisi 500 N'un altında olmayacak şekilde yükün %3'ü olarak varsayılabilir [14].

Isıl etkiler

Isıl koşulların kren üzerindeki etkileri sadece özel durumlarda hesaba katılır. Sıcaklık değişimlerinin yüksek olduğu dış mekanda çalışan krenlerde veya dökümhane tarzı yerlerde çalışan krenlerde bu etkiler hesaba katılır.

Kar yükleri

Dış mekanda çalışan, kış şartlarının zorlu olduğu ve çok yağış alan yerlerde hesaba kar yükleri de katılır. Çok özel iklim şartları olmadığı sürece ihmal edilebilir.

Servis platformu, merdiven, korkuluk yükleri

Krenlerin üzerindeki operatörlerin ve bakım personellerinin kullandığı bakım platformu, yürüyüş yolları ve korkuluklardan dolayı etki eden yüklerdir. Yayılı yük olarak hesaba katılırlar ve genelde yukarıda bahsedilen ana yüklerin arasında hesaba girerler.

4.2.1.3 Özel yükler

Kaldırılan yükten kaynaklanan yan yatma (tilt) kuvveti

Krenlerde faydalı yükün yönlendirilmesi veya yapılan herhangi bir müdahale sonucu kren arabası bir tarafa doğru yatma meyilinde olabilir. Bu tip bir durum kren kirişi raylarında bir kuvvet oluşturacaktır. Herhangi bir atalet kuvvetinin veya tekerlek patinajının olmadığı varsayılarak bu tip bir kuvvetin kren yolunda orantısal olarak paylaşıldığı kabul edilir.

Tampon kuvvetleri

Aynı ray üzerinde çalışan birden fazla krenin veya aynı kren üzerinde çalışan iki arabanın birbirlerine tampon üzerinden temas/çarpışma ihtimalinin olduğu özel durumlarda hesaba katılan yüklerdir.

Test yükleri

Krenler teslimat öncesi şartnamede belirtilen kaldırma yükünün bir miktar üstünde yüklerle test edilebilirler. Küçük test yükü ve büyük test yükü olarak adlandırılan bu yükler krenin kaldırma grubuna göre değişmektedir.

4.2.2 FEM ve DIN'e göre yükleme halleri

Krenlerin yükleme halleri FEM 1.001 ve DIN 15018'de üçe ayrılmıştır. Kren kirişlerindeki maksimum mukayese gerilmesi bu gruplandırmalara göre hesaplanır ve seçilen gruba göre ilave gerilmeler hesaba katılır.

4.2.2.1 Birinci hal: Rüzgar etkisinde çalışan krenler - H-hali

Atölye, depo gibi kapalı mekanlarda çalışan krenler bu grupta değerlendirilir. Bu grupta değerlendirilen krenler rüzgar ve kardan etkilenmezler. DIN 15018'den H-hali olarak literatüre geçen işletme halinin adı Almanca ana yük anlamına gelen "Hauptlast" kelimesinin baş harfinden türetilmiştir. Almanca karşılığında da anlaşılacağı üzere bu tip sınıflandırılan krenlerde sadece ana yüklerin oluşturduğu gerilmeler hesaba katılır. Bu gerilmeler:

- Kren çelik konstrüksiyonu zati ağırlığı, kren arabası zati ağırlığı ve araba kasılmasından oluşan statik yüklemelerin oluşturduğu gerilmeler,
- Dinamik katsayı ile büyütülmüş, kaldırma yükü ve atalet kuvvetlerinden meydana gelen, statik yüke çevrilmiş dinamik yüklerden oluşan gerilmelerdir.

Hesaplanan bu gerilmelerin toplamı koşulların tam bilinmemesi veya hesaplamalardaki olası eksiklikler gibi durumlara karşı krenin uygulama grubuna göre bir k_B katsayısı ile çarpılır [15].

4.2.2.2 İkinci hal: Rüzgar etkisinde çalışan krenler – HZ-hali

Açık havada çalışan ve rüzgara maruz kalan krenler bu grupta değerlendirilir. H-halindeki gerilmelere ilave olarak rüzgardan oluşan gerilmeler eklenir. HZ-hali ismini Almanca ana ve ek yükler anlamına gelen „Haupt- und Zusatzlasten“ kelimelerinin baş harflerinden almıştır. Bu işletme halinde dikkat edilmesi gereken nokta, rüzgar kuvvetlerinden ötürü ivmelenme ve frenleme zamanları aynı olmayacağı için bu durumların oluşturduğu dinamik etkiler de birinci hale göre değişecektir [16].

4.2.2.3 Üçüncü hal: Özel etkiler altında çalışan krenler - HS-hali

Çok özel etkiler halinde çalışan krenler bu kategoride değerlendirilir. Bu özel etkiler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Kaldırma grubuna göre teslimat öncesi kaldırma kapasitesinin üstünde yüklerle test edilecek krenler,
- İşletme veya paydos halinde şiddetli fırtınaya maruz kalan krenler,
- İşletme esnasında tampon kuvvetlerine maruz kalan krenler.

HS-hali adını ana ve özel yükler anlamına gelen “Haupt- und Sonderlasten” kelimelerinin baş harflerinden almaktadır.

4.2.3 Diğer gruplandırmalar ve katsayıların tayini

İşletme hali belirlendikten sonra yine çalışma koşulları ve beklenen özellikler göz önüne alınarak portal krenler gruplandırılır ve bu gruplandırmalara göre hesaplamalarda kullanılacak bazı katsayılar belirlenir.

4.2.3.1 Kullanım sınıfı

FEM'e göre kullanım sınıfı, krenin operasyon süresince yaptığı kaldırma çevrimi sayısına göre belirlenir. Bir yükün kaldırılması, taşınması, indirilmesi ve diğer yükü kaldırmaya hazır hale gelmesi ile oluşan sürecin toplamına bir kaldırma çevrimi denir.

Çizelge 4.2'de de görüldüğü gibi U0'dan U9'a kadar değişen kullanım sınıfı, toplam kullanım süresine göre belirlenir. Toplam kullanım süresi, krenin işletmeye alınması ile işletmeden kaldırılması arasında geçen süredir ve yaklaşık olarak hesaplanır [16].

Çizelge 4.2 : Toplam kullanım süresine göre kullanım sınıfları [16].

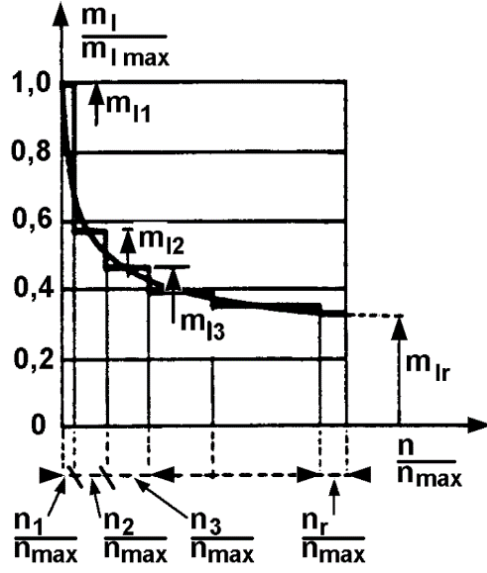
Kullanım sınıfı	Toplam kullanım süresi			
	$(n_{\max}$ maksimum kaldırma çevrimi sayısı)			
U0		n_{\max}	\leq	16.000
U1	16.000	$<$	n_{\max}	\leq 32.000
U2	32.000	$<$	n_{\max}	\leq 63.000
U3	63.000	$<$	n_{\max}	\leq 125.000
U4	125.000	$<$	n_{\max}	\leq 250.000
U5	250.000	$<$	n_{\max}	\leq 500.000
U6	500.000	$<$	n_{\max}	\leq 1.000.000
U7	1.000.000	$<$	n_{\max}	\leq 2.000.000
U8	2.000.000	$<$	n_{\max}	\leq 4.000.000
U9	4.000.000	$<$	n_{\max}	

4.2.3.2 Kaldırma sınıfı

Kaldırma sınıfı, bir krenin kullanım süresi boyunca toplam kaldırdığı yük sayısını karakterize eder. FEM'deki tanımına göre kaldırma sınıfı $y=f(x)$ şeklinde bir toplam dağılım fonksiyonudur. Burada x ($0 \leq x \leq 1$) kullanım süresinin toplam kullanıma oranını temsil ederken y ($0 \leq y \leq 1$) kaldırılan yükün güvenli çalışma yüküne oranını temsil eder. Kaldırma sınıfının tayini için buradaki verilerden k_p spektrum faktörünün bulunması gerekir.

Birçok uygulamada $f(x)$, Şekil 4.2'den de görülebileceği gibi toplam r adet adımdan oluşan, kaldırma çevrimlerinin sırasıyla n_1, n_2, \dots, n_r olarak sıralandığı ve yükün i numaralı adımdaki n_i çevrimi boyunca sabit ve m_{li} 'ye eşit olduğu bir fonksiyon ile yaklaşık olarak tahmin edilebilir. Bu durumda n_{\max} 'ın toplam kullanım süresini gösterdiği ve $m_{l\max}$ 'ın yüklerin en büyüğü olduğu düşünülürse k_p yük spektrum faktörünün yaklaşık tayini için denklem 4.1 kullanılabilir [16]:

$$k_p = \sum_{i=1}^r [(m_{li}/m_{lmax})^3 \cdot (n_i/n_{max})] \quad (4.1)$$



Şekil 4.2 : Yük spektrumu grafiği [16].

Yük spektrum faktörü yaklaşık olarak bulunduktan sonra kaldırma sınıfı Çizelge 4.3'ten seçilir.

Çizelge 4.3 : Kaldırma sınıfları [16].

Kaldırma sınıfı	Yük spektrum faktörü			
Q1			$k_p \leq$	0,125
Q2	0,125	<	$k_p \leq$	0,250
Q3	0,250	<	$k_p \leq$	0,500
Q4	0,500	<	k_p	1,000

4.2.3.3 Yükleme grubu

Kullanım sınıfı ve kaldırma sınıfı belirlenmiş krenlerde, yükleme grubu (ya da uygulama grubu) Çizelge 4.4'e göre belirlenir.

Çizelge 4.4 : Yükleme grupları [16].

Kaldırma sınıfı	Kullanım sınıfı									
	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
Q1	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

Kren tipine göre yükleme grubunun belirlenebileceği kılavuz tablo Çizelge 4.5'te verilmiştir. Ancak aynı tip bir kren farklı işletmelerde farklı koşullarda kullanılabilmesi için FEM, yükleme grubunun kullanım sınıfı ve kaldırma sınıfı belirlendikten sonra Çizelge 4.4'e göre seçilmesini tavsiye etmektedir.

Çizelge 4.5 : İşletme tipine göre yükleme grubu seçimi [2,4].

No	İşletme tanımı	İşletme şekli	Kaldırma sınıfı	Yükleme grubu
1	Elle tahrik edilen uygulamalar		Q1	A1-A2
2	Montaj krenleri		Q1-Q2	A1-A2
3	Santral makina binası krenleri		Q1	A2-A4
4		Kancalı işletme	Q2	A5
5	Depo krenleri, traversli krenler	Kepçeli, magnetli	Q3-Q4	A6-A8
6	Atölye krenleri		Q2-Q3	A3-A5
7	Köprülü krenler, demir hurdalık krenleri	Kepçeli, magnetli	Q3-Q4	A6-A8
8	Dökümhane pota krenleri		Q2-Q3	A6-A8
9	Tav çukuru krenleri		Q3-Q4	A8
10	Çelik ocak krenleri		Q4	A8
11	Dövme işletmelerinde kullanılan krenler		Q4	A6-A8
12	Tahliye ve konteyner işlerinde kullanılan liman krenleri	Spreader veya kancalı işletme	Q2-Q3	A5-A6
13	Liman, portal, yarı-portal krenler (arabalı veya döner)	Kancalı işletme	Q2	A4
14	Portal, yarı-portal krenler (arabalı veya döner)	Kepçeli, magnetli	Q3-Q4	A6-A8
15	Döner rıhtım krenleri, pergel tersane krenleri	Kancalı işletme	Q2-Q3	A3-A5
16	Tersane krenleri (döner veya portal), yüzer krenler	Kancalı işletme	Q2-Q3	A5-A6
17		Kepçeli, magnetli	Q3-Q4	A6-A8
18	Ağır yükler için yüzer krenler (100 ton üzeri)		Q1	A2-A3
19		Kancalı işletme	Q2	A3-A4
20	Gemi krenleri	Kepçeli, magnetli	Q3-Q4	A4-A5
21	Kuleli inşaat krenleri		Q1	A3-A4
22	Derrik krenleri		Q1-Q2	A2-A3
23		Kancalı işletme	Q2	A3-A4
24	Raylı döner krenler	Kepçeli, magnetli	Q3-Q4	A4-A6
25	Demiryolu krenleri		Q2	A4
26	Kamyon monteli krenler, mobil krenler	Kancalı işletme	Q2	A3-A4
27		Kepçeli, magnetli	Q3-Q4	A4-A6

4.2.3.4 Yükleme grubu katsayısı

İsmi literatürde yapı grubu arttırma katsayısı ya da işletme sınıfı katsayısı olarak da geçen yükleme grubu katsayısı (k_B) gerilme hesaplarında kullanılır ve Çizelge 4.6'ya göre belirlenir.

Çizelge 4.6 : Yükleme grubu katsayısı [16].

Yükleme grubu								
	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
k_B	1,00	1,02	1,05	1,08	1,11	1,14	1,17	1,20

4.2.3.5 Kaldırma yükü katsayısı

Kren kirişinde gerilme hesaplamaları yapılırken faydalı yük veya bizzat faydalı yükün kirişte oluşturduğu gerilme değeri kaldırma yükü katsayısı (ψ_K) diye adlandırılan bir faktörle büyütülür. Dinamik katsayı ya da titreşim katsayısı olarak da isimlendirilen bu katsayı krenin kaldırma hızına ve kaldırma sınıfına göre değişir ve Çizelge 4.7'ye göre belirlenir [14].

Çizelge 4.7 : Kaldırma yükü katsayısı (ψ_K) [14].

Kaldırma sınıfı	Kaldırma yükü katsayısı (v_H m/dk kaldırma hızında)	
	$v_H < 90$	$90 < v_H$
Q1	$1,1 + 0,0022 \cdot v_H$	1,3
Q2	$1,2 + 0,0044 \cdot v_H$	1,6
Q3	$1,3 + 0,0066 \cdot v_H$	1,9
Q4	$1,4 + 0,0088 \cdot v_H$	2,2

4.2.3.6 Öz ağırlık katsayısı

Krenin ve hareketli kren bileşenlerinin öz ağırlığından dolayı oluşan kuvvetler veya bizzat bu kuvvetlerin oluşturduğu gerilmeler hesaplamalar sırasında kiriş öz ağırlık katsayısı (ϕ_K) adı verilen bir faktör ile çarpılır. Bu katsayı kren hareket hızına ve kren yürüyüş yolu kalitesine göre değişmektedir ve Çizelge 4.8'e göre belirlenir [14].

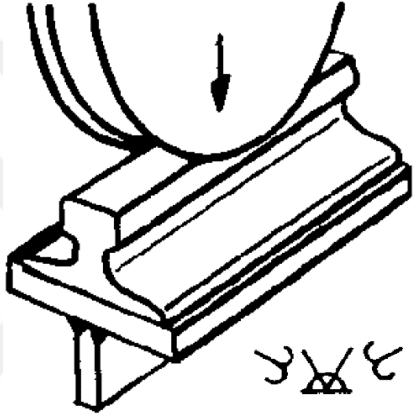
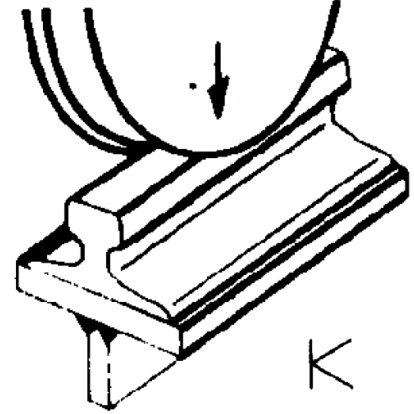
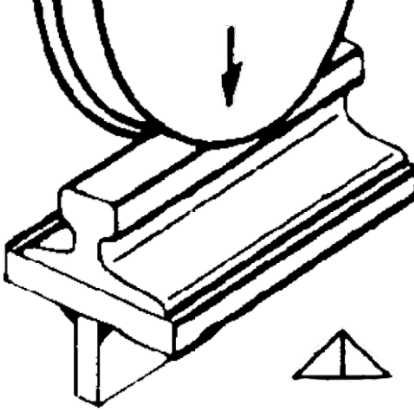
Çizelge 4.8 : Öz ağırlık katsayısı (ϕ_K) [14].

Kren yürüme hızı (m/dk)		Öz ağırlık katsayısı (ϕ_K)
Ray ek yeri olan ya da darbeli engebeli yol	Kaynaklı ve işlenmiş ray bağlantılı yol	
60'a kadar	90'a kadar	1,1
60 – 200 arası	90 – 300 arası	1,2
200 üzeri	-	$\geq 1,2$

4.2.3.7 Çentik grubu

Malzemenin sürekli dinamik emniyetli çekme ve basma gerilmelerinin hesabının yapılabilmesi için sınır değerler oranı (κ) ve çentik etkisinin bilinmesi gerekmektedir. Kirişlerde çentik etkisi K0, K1, K2, K3 ve K4 olmak üzere 5 gruba ayrılmıştır. K0 ve K1 kaynaklı malzeme için, K2, K3 ve K4 kaynaklı konstrüksiyon için geçerli olan çentik gruplarıdır. Çizelge 4.9’da K2, K3 ve K4 çentik gruplarının gösterimleri, sembolleri ve açıklamaları verilmiştir [14].

Çizelge 4.9 : K2, K3, K4 çentik gruplarının gösterim, sembol ve açıklamaları [14].

Çentik grubu	Gösterim ve sembol	Açıklama
K2		Yan plaka ile üst kuşak arasında malzemeye kaynak ağzı açılarak özel kalitede K-dikişi yapılmıştır.
K3		Yan plaka ile üst kuşak arasında malzemeye kaynak ağzı açılarak normal kalitede K-dikişi yapılmıştır.
K4		Yan plaka ile üst kuşak arasında malzemeye kaynak ağzı açılmadan normal kalitede çift köşe kaynak dikişi yapılmıştır.

4.2.3.8 Sehim katsayısı

Kren tasarımının başında kirişte oluşacak maksimum sehim için bir sehim katsayısı (k_f) tasarımcı tarafından belirlenir. Maksimum sehim, ayaklar arası kiriş mesafesinin tasarımcı tarafından belirlenen sehim katsayısına bölünmesi ile bulunur. Statik hesaplamalarda çıkan sehim değeri maksimum sehim değerinden düşük olmalıdır.

$$f_{maks} = L_K/k_f \geq f_{hes} \quad (4.2)$$

Atölye krenleri için k_f genelde 1000 alınır. Çizelge 4.10'da kren tahrik şekline göre önerilen sehim katsayıları verilmiştir. Bu değerler tavsiye edilen değerlerdir ancak tasarımcı kendi tecrübelerine göre istediği katsayıyı seçebilir. Daha düşük değerler kabul edildiğinde rezonans kontrolünün de yapılması gerekir.

Çizelge 4.10 : Önerilen sehim katsayıları (k_f) [15].

Kren tahrik şekli	k_f
El ile tahrik edilen krenler	≤ 800
Elektrikle ve el ile karışık tahrik edilen krenler	800 – 1000
Elektrikle tahrik edilen, mekanizma grubu 2m'e kadar olan krenler	1000 – 1200
Elektrikle tahrik edilen, mekanizma grubu 2m'den büyük krenler	1200 - 1500

4.2.3.9 Mekanizma grubu

Krenlerdeki kaldırma elemanlarının hesaplarının yapılabilmesi için mekanizma gruplarının belirlenmesi gerekmektedir. Mekanizma grubunun belirlenmesinde iki önemli kriter bulunmaktadır:

- Çalışma süresi sınıfı
- Yük sınıfı

Yük sınıfı, kaldırma mekanizmasının toplam çalışma süresi boyunca maksimum kaldırma kapasitesi civarındaki yüklere ne oranda maruz kaldığını gösteren bir sınıflandırmadır. Faydalı yükün toplam kaldırma kapasitesine oranı, kısmi yükte çalışma zamanının toplam çalışma zamanına oranı gibi birkaç farklı parametre ile hesaplanan ve kübik ortalama değer (k) adı verilen değer FEM 9.511'deki formüle göre hesaplanması yük sınıfının kesin olarak belirlenmesini sağlar. Yük sınıfları, açıklamaları ve yük sınıflarına tekabül eden kübik ortalama değerler Çizelge 4.11'de verilmiştir.

Çizelge 4.11 : Yük sınıfları [17].

Yük sınıfı	Tanım	Kübik ortalama değer
1 (hafif)	L1 Genellikle küçük yüklere maruz kalan, istisnai durumlarda maksimum kaldırma kapasitesine maruz kalan mekanizmalar veya parçalar.	$k \leq 0,50$
2 (orta)	L2 Genellikle küçük yüklerde ve kimi zaman maksimum yükte çalışan mekanizma veya parçalar.	$0,50 \leq k \leq 0,63$
3 (ağır)	L3 Genellikle orta yük ve sık sık da maksimuma yakın yüklere maruz kalan mekanizma veya parçalar.	$0,63 \leq k \leq 0,80$
4 (çok ağır)	L4 Genellikle maksimum yük veya maksimuma yakın yüklerde çalışan mekanizma veya parçalar.	$0,80 \leq k \leq 1,00$

Yük sınıfı Çizelge 4.11'e göre belirlendikten sonra günlük ortalama çalışma süresi de gözönünde bulundurularak mekanizma sınıfı Çizelge 4.12'ye göre belirlenir.

Çizelge 4.12 : Mekanizma sınıfının seçimi [17].

Yük sınıfı	Günlük ortalama çalışma süresi								
	$\leq 0,12$	$\leq 0,25$	$\leq 0,50$	≤ 1	≤ 2	≤ 4	≤ 8	≤ 16	> 16
L1			1D _m	1C _m	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m
L2		1D _m	1C _m	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m
L3	1D _m	1C _m	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m	
L4	1C _m	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m		

FEM 9.511'de Çizelge 4.12'deki gibi tanımlanan mekanizma sınıflarının ISO normlarına göre adlandırılması Çizelge 4.13'te verilmiştir.

Çizelge 4.13 : FEM'e göre mekanizma sınıflarının ISO karşılıkları [17].

FEM	1D _m	1C _m	1B _m	1A _m	2 _m	3 _m	4 _m	5 _m
ISO	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8

4.2.4 Malzeme değerleri

4.2.4.1 Malzemelerin mekanik değerleri

Genellikle krenlerde kaynağa yatkınlık özellikleri ile de bilinen ve DIN 17100'de tanımlanan yapı çelikleri tercih edilmektedir. Bu malzemelerin mekanik değerleri Çizelge 4.14 ile verilmiştir.

Çizelge 4.14 : Krenlerde kullanılan çeliklerin mekanik değerleri.

Malzeme	Kopma mukavemet değeri $3 \leq t \leq 100$ mm R_m (MPa)	Akma mukavemet değeri $t \leq 16$ mm R_{eH} (MPa)	Elastisite modülü E (MPa)	Possion oranı ν	Özgül ağırlığı ρ (kg/m ³)
St37-2 (S235)	340 - 470	235	210.000	0,3	7.850
St52-3 (S355)	510 - 680	355	210.000	0,3	7,850

4.2.4.2 Malzemelerin statik değerleri

Malzemelerin yükleme durumlarına göre izin verilen maksimum karşılaştırma, çekme, basma ve kayma gerilmeleri gibi statik kontrol değerleri Çizelge 4.15’te verilmiştir.

Çizelge 4.15 : Yükleme durumuna göre yapı çeliklerinin statik özellikleri [14].

Malzeme	Yükleme durumu	Emniyetli karşılaştırma gerilmesi σ_{kar} (MPa)	Emniyetli çekme gerilmesi $\sigma_{çEM}$ (MPa)	Emniyetli basma gerilmesi σ_{bEM} (MPa)	Emniyetli kayma gerilmesi τ_{EM} (MPa)
St37	H	160		140	92
	HZ	180		160	104
St52-3	H	240		210	138
	HZ	270		240	156

DIN 18800 veya DIN 4114’e göre buruşma hesapları yapılırken Çizelge 4.15’te σ_{bEM} olarak verilen emniyetli basma gerilmesi kullanılmalıdır.

4.2.4.3 Malzemelerin dinamik değerleri

Krenlerde statik kontrollerin akabinde dinamik kontroller de yapılır. Bunun için önce kren yükleme grubu ve krenin çentik grubuna göre emniyetli devamlı mukavemet değerinin bilinmesi gerekir. Yükleme grubu ve çentik grubuna bağlı kaynaklı malzemenin emniyetli devamlı mukavemet değeri Çizelge 4.16’dan belirlenir. Denklem 4.3’te görülen “ κ ” sınır değerler oranı ise kiriş üzerindeki minimum gerilmenin maksimum gerilmeye oranını verir.

$$\kappa = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{maks}} \quad (4.3)$$

Çizelge 4.16 : $\kappa = -1$ için yükleme grubu ve çentik grubuna göre emniyetli devamlı mukavemet değeri, σ_w [14].

Malzeme	St 37			St 52-3		
	K2	K3	K4	K2	K3	K4
Çentik grubu						
Yükleme grubu	$\kappa = -1$ için emniyetli devamlı mukavemet değeri, σ_w (MPa)					
A1	180	180	152,7	270	254	152,7
A2	180	180	108	252	180	108
A3	178,2	127,3	76,4	178,2	127,3	76,4
A4	126	90	54	126	90	54
A5	89,1	63,6	38,2	89,1	63,6	38,2
A6	89,1	63,6	38,2	89,1	63,6	38,2
A7	63	45	27	63	45	27
A8	63	45	27	63	45	27

Sınır değerler oranının $-1 < \kappa < 0$ aralığında olduğu bölgeye değişken zorlanma bölgesi denir ve bu bölgedeki dinamik emniyetli çekme mukavemet değeri denklem 4.4'ten hesaplanır.

$$\sigma_{D\zeta EM1} = \sigma_w \cdot \frac{5}{3 - 2 \cdot \kappa} \quad (4.4)$$

Değişken zorlanma bölgesindeki basma mukavemet değeri ise denklem 4.5'teki gibi bulunur.

$$\sigma_{DbEM1} = \sigma_w \cdot \frac{2}{1 - \kappa} \quad (4.5)$$

Tam değişken zorlanma $\kappa = 0$ için devamlı emniyetli çekme gerilmesi ve basma gerilmesi denklem 4.6'dan bulunur.

$$\sigma_{D\zeta EM0} = \sigma_{DbEM0} = \frac{5}{3} \cdot \sigma_w \quad (4.6)$$

Sınır değerler oranının $0 < \kappa < 1$ aralığında olduğu bölgeye de dalgalı zorlanma bölgesi denir. Dalgalı zorlanma bölgesindeki dinamik emniyetli çekme mukavemet değeri denklem 4.7'den hesaplanır.

$$\sigma_{D\zeta EM2} = \frac{\sigma_{D\zeta EM0}}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_{D\zeta EM0}}{0,75 \cdot R_m}\right) \cdot \kappa} \quad (4.7)$$

Dalgalı zorlanma bölgesindeki dinamik emniyetli basma mukavemet değeri ise denklem 4.8'den bulunur.

$$\sigma_{DbEM2} = 1,2 \cdot \sigma_{D\zeta EM2} \quad (4.8)$$

Statik değişmeyen zorlanma $\kappa = 1$ için sürekli emniyetli dinamik gerilme ise denklem 4.9'dan bulunur.

$$\sigma_{DbEM+1} = 0,75 \cdot R_m \quad (4.9)$$



5. ÇİFT KİRİŞLİ PORTAL KREN HESAPLAMALARI

Bu bölümde çalışmadaki 60 ton kaldırma kapasiteli portal krenin hesaplamaları bir önceki bölümde verilen kren parametreleri ve yükleme koşullarına göre yapılmıştır. Hesaplamalarda [15,18,20,21] numaralı kaynaklardan sıklıkla faydalanılmıştır.

5.1 Ana Kiriş Hesaplamaları

Ana kiriş hesaplamalarına başlarken bazı ön hesaplar ve kontroller yapılır. Bunların yapılabilmesi için ise bir tekerleğe gelen kuvvetin F_{TD} bilinmesi gerekir. F_{TD} değeri denklem 5.1'deki gibi bulunur.

$$F_{TD} = \varphi_K \cdot \frac{F_{Ar}}{n_{tek}} + \psi_K \cdot \frac{F_Y \cdot x_{2K}}{2 \cdot L_{AR}} \quad (5.1)$$

Burada kancanın kiriş rayına mesafesi x_{2K} , kanca tam ortada kalacağından araba ray açıklığı L_{AR} 'nin yarısı olacaktır. Arabanın kütlesi kanca takımı da dahil 20.000 kg olarak alınmıştır ($F_{Ar}=196.133N$). Öz ağırlık katsayısı φ_K , kren yürüme hızı v_K 20 m/dk olduğu için DIN 15018'e göre 1,10 olarak belirlenmiştir. Kaldırma yükü katsayısı ψ_K ise kaldırma hızı v_H 'in 0,25 m/s'nin altında olması sebebiyle 1,15 olarak alınmıştır. Bu durumda:

$$F_{TD} = 1,10 \cdot \frac{(196.133N)}{4} + 1,15 \cdot \frac{(588.400N) \cdot (3,5m)}{2 \cdot (7,0m)} = 223.101N \quad (5.2)$$

olarak bulunur.

5.1.1 Ön değerler

Tasarımın başında kirişte gereken eylemsizlik momentine bakılır ve konstrüksiyon buna göre tasarlanır. Kirişte gerekli eylemsizlik momenti denklem 5.3'teki gibi hesaplanır.

$$J_{yger} = \frac{F_{TD}}{48 \cdot E \cdot f_{ger}} \cdot (2 \cdot L_K^3 - 3 \cdot L_K \cdot L_{AT}^2 + L_{AT}^3) \quad (5.3)$$

Kren malzemesi S235JR (St37-2) seçildiği için elastiklik modülü $E = 210.000 \text{ MPa}$ olacaktır. Kirişteki gerekli maksimum sehim f_{ger} ise sehim oranı katsayısı $k_f = 1000$ olarak belirlendiğinden dolayı denklem 5.4'e göre şu şekilde hesaplanır:

$$f_{ger} = L_K/k_f = (39m)/1000 = 0,039m \quad (5.4)$$

Bu durumda kirişte gerekli minimum eylemsizlik momenti aşağıdaki gibi bulunacaktır.

$$J_{yger} = \frac{223.100N}{48 \cdot 2,1 \times 10^{11} N/m^2 \cdot 0,039m} \cdot (2 \cdot (39m)^3 - 3 \cdot (39m) \cdot (3,35m)^2 + (3,35m)^3) = 0,666m^4 \quad (5.5)$$

Bu değer tasarım öncesi bir fikir oluşturmak için hesaplanmaktadır. Bunun üzerine kiriş ölçülendirilmesine geçilir ve geometrik boyutlar belirlenir. Bu çalışmada kullanılan ana kiriş ölçüleri Şekil 5.1'de verilmiştir. Kirişin geometrik özellikleri ise aşağıda verilmiştir. Kirişin y eksenine göre atalet momenti J_y ,

$$J_y = 0,0967 m^4 \quad (5.6)$$

kirişin z eksenine göre atalet momenti J_z ,

$$J_z = 0,0163 m^4 \quad (5.7)$$

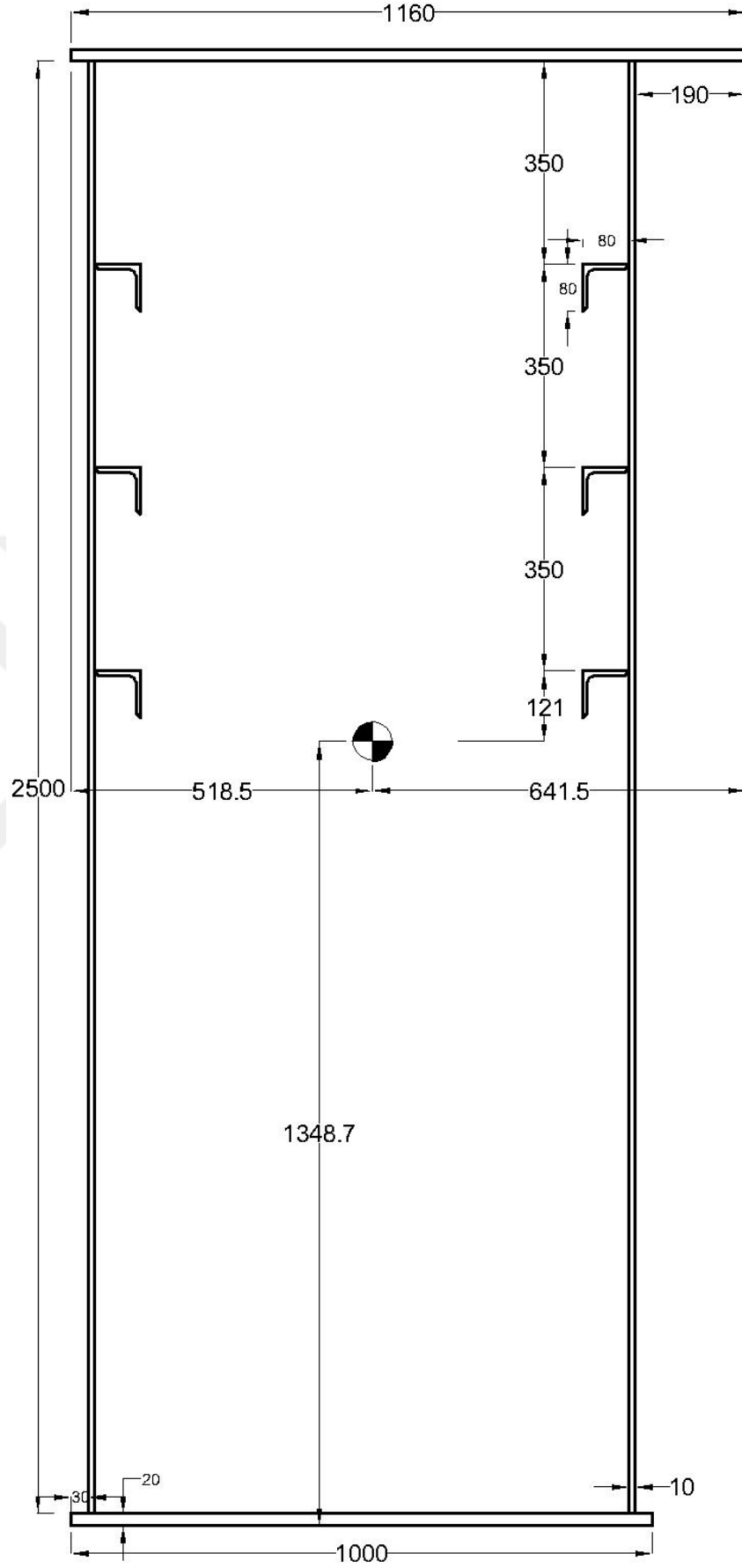
olarak bulunur. Tasarlanan kirişin y-y ve z-z eksenlerine göre atalet yarıçapları sırasıyla $c_y = 1,349 \text{ m}$ ve $c_z = 0,642 \text{ m}$ 'dir. Bu durumda ana kiriş y eksenine göre mukavemet momenti W_y denklem 5.8'deki gibi bulunur.

$$W_y = \frac{J_y}{c_y} = \frac{0,0967m^4}{1,349m} = 0,072m^3 \quad (5.8)$$

Aynı şekilde z eksenine göre mukavemet momenti ise denklem 5.9'daki gibi bulunur.

$$W_z = \frac{J_z}{c_z} = \frac{0,0163m^4}{0,642m} = 0,025m^3 \quad (5.9)$$

Kirişin geometrik özellikleri belli olduktan sonra sehim kontrolüne geçilebilir. Sehim kontrolü sadece tekerlek yüklerine göre denklem 5.10'daki gibi yapılır. Burada hesaplanan sehim f_{hes} , denklem 5.4'te hesaplanan sehimden düşük ise kirişteki diğer hesaplamalara geçilmesi için bir sakınca yoktur.



Şekil 5.1 : Ana kiriş geometrik boyutları.

$$f_{hes} = \left(\frac{F_{TD}}{48 \cdot E \cdot J_y} \right) \cdot (2 \cdot L_K^3 - 3 \cdot L_K \cdot L_{AT}^2 + L_{AT}^3) \quad (5.10)$$

Değerler yerine konulursa f_{hes} değeri denklem 5.11'deki gibi bulunur.

$$f_{hes} = \left(\frac{223.100N}{48 \cdot 2,1 \times 10^{11} N/m^2 \cdot 0,097m^4} \right) \cdot (2 \cdot (39m)^3 - 3 \cdot 39m \cdot (3,35m)^2 + (3,35m)^3) \quad (5.11)$$

$$= 0,027m$$

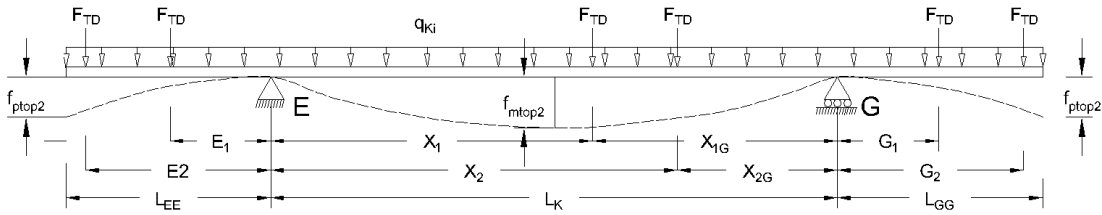
Bu durumda $f_{hes} = 0,027m < f_{ger} = 0,039m$ bulunmuştur ve emniyetlidir.

5.1.2 Kritik kuvvetler

Ana kiriş üzerinde momentin maksimum olacağı kritik kesit mesafesi x_1 denklem 5.12'deki gibi bulunur.

$$x_1 = 0,25 \cdot (2 \cdot L_K - L_{AT}) = 0,25 \cdot (2 \cdot 39m - 3,35m) = 18,66m \quad (5.12)$$

Burada bulunan kritik kesit mesafesi Şekil 5.2'den görülebileceği üzere sabit ayaktan ilk araba tekerleğine olan mesafedir.



Şekil 5.2 : Çift kirişli çift portafolu portal kren şematik gösterimi.

Momentin yüksek olacağı bir diğer kritik kiriş mesafesi x_2 denklem 5.13'ten bulunur. Bu mesafesi ilk tekerlek x_1 'de iken diğer tekerleğin sabit ayağa olan uzaklığını gösterir.

$$x_2 = x_1 + L_{AT} = 18,66m + 3,35m = 22,01m \quad (5.13)$$

Kabul edilen kiriş yayılı yükü birim ağırlığı q_{Ki} ise 5.14'teki gibi bulunur.

$$q_{Ki} = q_K \cdot \varphi_K \quad (5.14)$$

Burada q_K kiriş birim yayılı yükü oluşturan etmenlerden kiriş çelik konstrüksiyon yayılı yükü 789 kg/m, perde yayılı yükü 69 kg/m, ray ve krapo yayılı yükü 61 kg/m ve servis platformu yayılı yükü 300 kg/m alınmıştır. Böylece,

$$q_{ki} = 9.313 \text{ N/m} \cdot 1,1 = 10.244 \text{ N/m} \quad (5.15)$$

olarak bulunur.

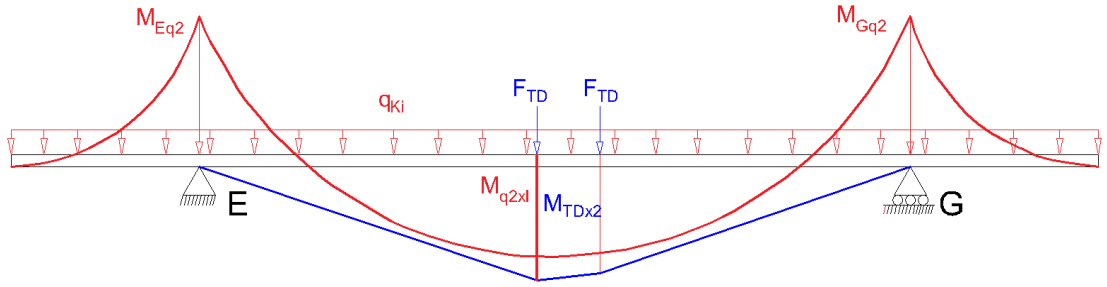
Kabul edilen kiriş yayılı yükü de seçildikten sonra kirişteki kuvvetler bulunabilir. Kirişin kendi ağırlığından oluşan dayanak kuvvetleri 5.16'daki formülle elde edilir.

$$F_{Eq2} = F_{Gq2} = 0,5 \cdot (q_{ki} \cdot L_{Ktop} + F_{uB} + q_{EK} \cdot L_{Ktop}) \quad (5.16)$$

Kiriş uç bağlantıları ağırlık kuvveti F_{uB} yaklaşık olarak 29.000 N ve kiriş üzerindeki elektrik kabloları konstrüksiyonu birim ağırlık kuvveti q_{EK} 200 N/m olarak alınmıştır. Bu durumda kiriş kendi ağırlığından oluşan dayanak kuvvetleri 5.17'deki gibi bulunur.

$$F_{Eq2} = 0,5 \cdot (10,2kN/m \cdot 59m + 29kN + 0,2kN/m \cdot 59m) = 322,6kN \quad (5.17)$$

$$F_{Gq2} = 0,5 \cdot (10,2kN/m \cdot 59m + 29kN + 0,2kN/m \cdot 59m) = 322,6kN \quad (5.18)$$



Şekil 5.3 : Çift kirişli çift portafolu kren kirişinde oluşan kritik momentler.

Tekerlekler x_1 ve x_2 kesitinde iken tekerlek kuvvetlerinden oluşan G dayanak kuvveti 5.19'dan hesaplanır.

$$F_{Gx12} = F_{TD} \frac{x_1 + x_2}{L_K} = (223kN) \frac{18,66m + 22,01m}{39,00m} = 232,68kN \quad (5.19)$$

E dayanak kuvveti ise 5.20'den bulunur.

$$F_{Ex12} = 2F_{TD} - F_{Gx12} = 2 \cdot 223,1kN - 232,7kN = 213,52kN \quad (5.20)$$

Araba aynı portafoda iken oluşan E ve G dayanak kuvvetleri ise sırasıyla 5.21 ve 5.22'deki gibidir.

$$F_{ETD2p} = 2 \cdot F_{TD} \frac{L_{KE}}{L_K} = 2 \cdot (223kN) \cdot \frac{45,85m}{39,00m} = 524,57kN \quad (5.21)$$

$$F_{GTD2p} = 2 \cdot F_{TD} \frac{L_{KG}}{L_K} = 2 \cdot (223kN) \cdot \frac{46,50m}{39,00m} = 532,01kN \quad (5.22)$$

Araba portafo ucundayken oluşan maksimum E ve G dayanak kuvvetleri de sırasıyla 5.23 ve 5.24'teki gibi bulunur.

$$F_{xE2} = F_{ETD2p} + F_{Eq2} = 524,6kN + 322,6kN = 847,18kN \quad (5.23)$$

$$F_{xG2} = F_{GTD2p} + F_{Gq2} = 532,0kN + 322,6kN = 845,62kN \quad (5.24)$$

5.1.3 Kritik momentler

Kritik kuvvetler bulunduktan sonra giriş üzerinde oluşan kritik momentler bulunmalıdır. Çift portafolu bir portal krende oluşan kritik momentler Şekil 5.3'te şematik olarak gösterilmiştir. Tekerlek x_1 'de iken yayılı yük momenti M_{q2x1} denklem 5.25'teki formülden bulunur.

$$M_{q2x1} = F_{Eq2}x_1 - 0,5[(q_{Ki} + q_{EK})(x_1 + L_{EE})^2 + F_{uB}(x_1 + L_{EE})] \quad (5.25)$$

Değerler yerine konulduğunda yayılı yük momenti 5.26'daki gibi bulunur.

$$\begin{aligned} M_{q2x1} &= (323kN) \cdot (18,7m) - 0,5 \\ &\cdot [(10,2kN/m + 0,2kN/m) \cdot (18,7m + 10,0m)^2 + (29kN) \\ &\cdot (18,7m + 10,0m)] = 1.314,84kN.m \end{aligned} \quad (5.26)$$

Tekerlek x_1 'de iken oluşan tekerlek kuvvetleri momenti M_{TDx2} 5.27'deki gibi bulunmaktadır.

$$M_{TDx2} = F_{Ex12} \cdot x_1 = (213,5kN) \cdot (18,7m) = 3.984,81kN.m \quad (5.27)$$

Böylece x_1 'deki toplam moment M_{x12} denklem 5.28'den bulunur.

$$M_{x12} = M_{q2x1} + M_{TDx2} = 1.315kN.m + 3.985kN.m = 5.299,65kN.m \quad (5.28)$$

Tekerlek x_1 'de iken arabanın ağırlık momenti M_{Ar} aşağıdaki gibi bulunur.

$$M_{Ar} = \frac{F_{Ar}}{32L_K} \cdot (2L_K - L_{AT})^2 = \frac{196,1kN}{32 \cdot (39m)} \cdot (2 \cdot 39m - 3,35m)^2 = 876kN.m \quad (5.29)$$

Tekerlek x_1 'de iken yükün oluşturduğu ağırlık momenti M_Y ise denklem 5.30'dan bulunur.

$$M_Y = \frac{F_Y}{32L_K} \cdot (2L_K - L_{AT})^2 = \frac{588,4kN}{32 \cdot (39m)} \cdot (2 \cdot 39m - 3,35m)^2 = 2.627kN.m \quad (5.30)$$

Atalet kuvvetlerinin oluşturduğu moment M_{At2} 5.31'den hesaplanmaktadır.

$$M_{At2} = 0,075L_K \cdot [(q_{Ki} + q_{EK})L_{Ktop} - 0,5F_{Ar}] \quad (5.31)$$

Kren kirişi ve araba kütesinin doğurduğu atalet kuvvetlerinden oluşan moment değeri M_{At2} 'de değerler yerine konulduğundan aşağıdaki sonuç elde edilir.

$$M_{At2} = 0,075(39m) \cdot \left[\left(10,2 \frac{kN}{m} + 0,2 \frac{kN}{m} \right) (59m) - 0,5(196kN) \right] = 1.516kN.m \quad (5.32)$$

Arabanın kasılmasından oluşan moment de denklem 5.33 ve 5.34'e göre bulunur.

$$M_{Ark} = 0,05 \cdot L_{AT} \cdot (\varphi_K \cdot F_{Ar} + \psi_K \cdot F_Y) \quad (5.33)$$

$$M_{Ark} = 0,05 \cdot (3,35m) \cdot (1,1 \cdot 196kN + 1,15 \cdot 588kN) = 149,48kN.m \quad (5.34)$$

Kren kirişine etki eden rüzgar kuvveti $F_{ERüz}$ 'ün bulunabilmesi için öncelikle rüzgarın kiriş üzerindeki birim kuvvetinin bulunması gerekmektedir. Rüzgarın işletmedeki dinamik basıncı $q_{Rü}$ bu çalışmada FEM standardına göre $250 N/m^2$ alınmıştır. Bir diğer gerekli parametre ise h_{Ki} kiriş yüksekliğidir. Ana kiriş geometrik boyutları Şekil 5.1'de görülmektedir. Buradan görüldüğü üzere kiriş yüksekliği $2.540 mm$ 'dir. Kiriş tasarımında araba rayı olarak kullanılan A75 rayının yüksekliği de hesaba dahil edilirse toplam kiriş yüksekliği yaklaşık $h_{Ki} = 2633 mm$ olarak elde edilmektedir. Böylece rüzgarın birim kuvveti $q_{Rüz}$ 5.35'ten hesaplanır.

$$q_{Rüz} = q_{Rü} \cdot h_{Ki} = 250 N/m^2 \cdot 2,63m = 658,25 N/m \quad (5.35)$$

Rüzgar birim kuvveti bulunduktan sonra kirişe etki eden rüzgar kuvveti $F_{ERüz}$ de 5.36'dan hesaplanır.

$$F_{ERüz} = 0,5 \cdot q_{Rüz} \cdot K_{Ktop} = 0,5 \cdot 658 \text{ N/m} \cdot 59\text{m} = 1,94\text{kN} \quad (5.36)$$

x_1 'de oluşan rüzgar momenti ise denklem 5.37'den bulunur.

$$M_{Rüz} = 0,5 \cdot q_{Rüz} \cdot (x_1 + L_{EE})^2 = 0,5 \cdot 658 \text{ N/m} \cdot (18,7\text{m} + 10,0\text{m})^2 = 270,39\text{kN.m} \quad (5.37)$$

5.1.4 Gerilmelerin hesabı

Kren kirişindeki maksimum normal gerilme denklem 5.38'deki formül ile elde edilir. Kiriş zati ağırlığından oluşan gerilme, araba zati ağırlığından oluşan gerilme, kaldırılan yükün oluşturduğu gerilme, atalet kuvvetleri ve araba kasılmasından oluşan gerilme bu hesaba dahildir. Kren yükleme grubu A4 olduğu için buradaki yükleme grubu katsayısı k_B Çizelge 4.5'ten 1,08 olarak alınmıştır.

$$\sigma_{maks} = k_B \cdot (\sigma_{12} + \sigma_2 + \psi_K \cdot \sigma_3 + \sigma_4 + \sigma_5) \quad (5.38)$$

Çalışmada tasarımı yapılan krenin açık havada rüzgara maruz kalacağı düşünülmüş ve HZ yükleme hali seçilmiştir. HZ yükleme halinde kirişte oluşacak maksimum normal gerilme σ_{maksHZ} denklem 5.39'daki gibi bulunur.

$$\sigma_{maksHZ} = \sigma_{maks} + \sigma_{Rüz} \quad (5.39)$$

İşletme sırasında kren kirişinde oluşabilecek minimum normal gerilme ise 5.40'tan bulunabilir.

$$\sigma_{minHZ} = \sigma_1 + \sigma_2 \quad (5.40)$$

Kren kirişinin zati ağırlığından oluşan gerilme 5.41'de hesaplanmıştır.

$$\sigma_{12} = \frac{M_{q2x1}}{W_y} = \frac{1.315 \text{ kN.m}}{0,072 \text{ m}^3} = 18,34 \text{ MPa} \quad (5.41)$$

Arabanın zati ağırlığından dolayı oluşan gerilme de şu şekilde hesaplanır:

$$\sigma_2 = \frac{M_{Ar}}{W_y} = \frac{876 \text{ kN.m}}{0,072 \text{ m}^3} = 12,21 \text{ MPa} \quad (5.42)$$

Kaldırılan yükten oluşan gerilme ise 5.43'teki gibi bulunmaktadır.

$$\sigma_3 = \frac{M_Y}{W_y} = \frac{2.627 \text{ kN.m}}{0,072 \text{ m}^3} = 36,64 \text{ MPa} \quad (5.43)$$

Atalet kuvvetlerinin ya da diğer deyişle frenlenen tekerleklerdeki sürtünme kuvvetinden oluşan momentin neden olduğu gerilme denklem 5.44'teki şekilde hesaplanmaktadır.

$$\sigma_4 = \frac{M_{At2}}{W_z} = \frac{1.516 \text{ kN.m}}{0,025 \text{ m}^3} = 59,53 \text{ MPa} \quad (5.44)$$

Araba kasılmasından dolayı oluşan gerilme de 5.45'te hesaplanmıştır.

$$\sigma_5 = \frac{M_{Ark}}{W_z} = \frac{149 \text{ kN.m}}{0,025 \text{ m}^3} = 5,87 \text{ MPa} \quad (5.45)$$

Rüzgardan dolayı kirişte oluşan gerilme ise 5.46'da görülmektedir.

$$\sigma_{Rüz} = \frac{M_{Rüz}}{W_z} = \frac{270 \text{ kN.m}}{0,025 \text{ m}^3} = 10,62 \text{ MPa} \quad (5.46)$$

Ayrı ayrı bütün gerilmeler hesaplandıktan sonra kren kirişindeki maksimum normal gerilme σ_{maks} 5.47'deki gibi bulunur.

$$\sigma_{maks} = 1,08 \cdot (18 \text{ MPa} + 12 \text{ MPa} + 1,15 \cdot 37 \text{ MPa} + 60 \text{ MPa} + 6 \text{ MPa}) = 149,13 \text{ MPa} \quad (5.47)$$

HZ yükleme hali öngörüldüğü için rüzgar gerilmeleri de hesaba katılır ve maksimum normal gerilme σ_{maksHZ} 5.48'deki gibi bulunur.

$$\sigma_{maksHZ} = 149,13 \text{ MPa} + 10,62 \text{ MPa} = 159,75 \text{ MPa} \quad (5.48)$$

Denklem 5.40'ta formülü verilen HZ yükleme hali için minimum normal gerilme σ_{minHZ} ise denklem 5.49'da hesaplanmıştır.

$$\sigma_{minHZ} = 18,34 \text{ MPa} + 12,21 \text{ MPa} = 30,55 \text{ MPa} \quad (5.49)$$

Bu değerler bulunduktan sonra kirişte yüklemenden oluşan sınır değerler oranı κ bulunabilir. Denklem 5.50'de bu değer hesaplanmıştır.

$$\kappa = \frac{\sigma_{minHZ}}{\sigma_{maksHZ}} = \frac{30,55 \text{ MPa}}{159,75 \text{ MPa}} = 0,191 \quad (5.50)$$

Ana kirişte asimetrik olarak araba tekerleklerindeki dik ve yatay kuvvetlerden dolayı burulma momenti meydana gelir. Bu da kirişte burulma gerilmesi τ_t oluşturur. Ayrıca kiriş zati ağırlığı, araba zati ağırlığı, kaldırma yükü gibi kuvvetlerden kiriş yan kuşaklarda kesme gerilmesi τ_k meydana gelir. Bu iki gerilmenin toplamı olan kren kirişindeki maksimum kayma gerilmesi τ_{maks} denklem 5.51'deki formülle bulunur.

$$\tau_{maks} = \frac{\psi_K \cdot F_Y + k_B \cdot F_{Ar}}{4 \cdot t_{min}} \cdot \left[\frac{y_{S4} + 0,2 \cdot z_{SR}}{(y_{S2} + y_{S4}) \cdot (z_{S1} + z_{S3})} + \frac{1}{h_2} \right] \quad (5.51)$$

Formülde yer alan ana kiriş geometrik değerleri Şekil 5.4'ten görülebilir. Değerler yerine konulunca maksimum kayma gerilmesi aşağıdaki gibi bulunmuştur. Denklem 5.52'de t_{min} , y_{S4} , z_{SR} , y_{S2} , z_{S1} , z_{S3} ve h_2 ölçü değerleri aşağıda milimetre cinsinden yazılmıştır.

$$\begin{aligned} \tau_{maks} &= \frac{1,15 \cdot 588kN + 1,08 \cdot 196kN}{4 \cdot 10} \cdot \left[\frac{446,5 + 0,2 \cdot 1265,3}{(483,5 + 446,5)(1338,7 + 1181,3)} + \frac{1}{2500} \right] \quad (5.52) \\ &= 15,52MPa \end{aligned}$$

Maksimum kayma gerilmesi de bulunduktan sonra kren kirişindeki karşılaştırma gerilmesi bulunmalıdır. Karşılaştırma gerilmesi σ_{kar} denklem 5.53'te görüldüğü gibi bulunur.

$$\sigma_{kar} = \sqrt{\sigma_{maksHZ}^2 + 3 \cdot \tau_{maks}^2} = \sqrt{(160MPa)^2 + (16MPa)^2} = 162,00MPa \quad (5.53)$$

5.1.5 Statik gerilme kontrolü

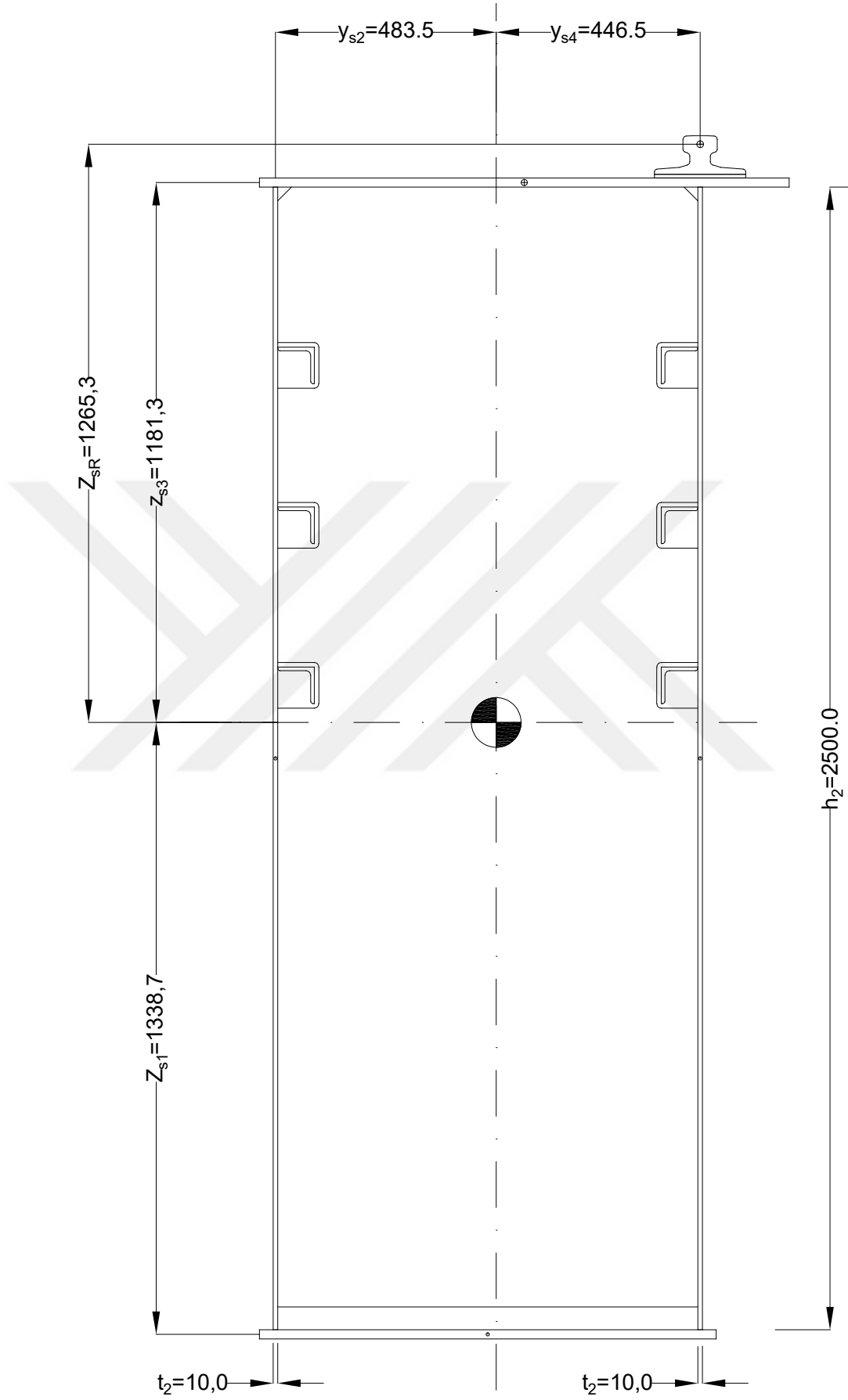
Ana kirişteki mukayese gerilmesi bulunduktan sonra kirişin statik ve dinamik olarak emniyetli olup olmadığına dair kontroller yapılabilir. Kirişin statik emniyetli olduğunu söyleyebilmek için 5.54'teki koşulun sağlanması gerekmektedir.

$$\sigma_{kar} \leq \sigma_{zEM} \quad (5.54)$$

Malzemenin statik emniyetli mukavemet değeri σ_{zEM} HZ yükleme haline göre S235JR (St37-2) malzeme için Çizelge 4.14'ten 180 MPa olarak alınmıştır. Bu durumda:

$$\sigma_{kar} \leq \sigma_{zEM} \rightarrow 162MPa \leq 180MPa \quad (5.55)$$

koşulu sağlanır ve kiriş statik olarak emniyetlidir.



Şekil 5.4 : Kayma gerilmesi hesabı için kiriş geometrik değerleri.

5.1.6 Dinamik gerilme kontrolü

Kren ana kirişinin dinamik gerilme kontrolü ise denklem 5.56'daki formülle yapılır. Yapılan kabullere göre bu koşul sağlanırsa kren dinamik olarak emniyetli kabul edilir.

$$\sigma_{kar} \leq \sigma_{DzEMKx} \quad (5.56)$$

Bu formülde σ_{DzEMKx} , seçilen çentik değeri için hesaplanan emniyetli devamlı mukavemet değeridir. Bu değer denklem 5.57'de görülen formülle hesaplanmaktadır.

$$\sigma_{DzEMKx} = \frac{5}{3} \cdot \frac{\sigma_{DEMkx}}{1 - \left(1 - \frac{5}{3} \cdot \frac{\sigma_{DEMkx}}{0,75 \cdot R_m}\right) \cdot \kappa} \quad (5.57)$$

Krenin yükleme grubu A4 ve çentik grubu K3 belirlendiğinden dolayı yükleme grubu ve çentik grubu için devamlı emniyetli mukavemet değeri σ_{DEMk3} Çizelge 4.15'ten 90 MPa olarak seçilmiştir. Kopma mukavemet değeri R_m ise S235JR için 370 MPa olarak alınmıştır. Bu durumda emniyetli devamlı mukavemet değeri 5.58'deki gibi hesaplanır.

$$\sigma_{DzEMk3} = \frac{5}{3} \cdot \frac{90MPa}{1 - \left(1 - \frac{5}{3} \cdot \frac{90MPa}{0,75 \cdot 370MPa}\right) \cdot 0,191} = 164,45MPa \quad (5.58)$$

Denklem 5.56'daki değerler yerine konulursa:

$$\sigma_{kar} \leq \sigma_{DzEMk3} \rightarrow 162MPa \leq 164MPa \quad (5.59)$$

olarak bulunur ve kren kirişinin dinamik olarak da emniyetli olduğu söylenebilir.

5.1.7 Portafo bağlantı kesiti gerilme kontrolü

Kren kirişinin dinamik olarak emniyetli olduğu teyit edildikten sonra portafo kontrolleri yapılmıştır. Ek kontrol için araba portafo ucunda iken portafo bağlantı kesitindeki gerilmeler kontrol edilir. Normalde boyu daha uzun portafoda kontroller yapılır. Bu çalışmadaki krende iki portafo uzunluğu da aynı olduğu için kontroller sadece G tarafından yapılmıştır. Portafo bağlantı kesitindeki yayılı yük momenti M_{PBq} ve gerilmesi σ_{PB1} sırasıyla 5.60 ve 5.61'deki gibi hesaplanır.

$$M_{PBq} = \frac{q_{Ki} \cdot L_{GG}^2}{2} = \frac{(10,24kN/m)(10m)^2}{2} = 512.215 N.m \quad (5.60)$$

$$\sigma_{PB1} = \frac{M_{PBq}}{W_y} = \frac{512kN.m}{0,072m^3} = 7,14 MPa \quad (5.61)$$

Araba zati ağırlığından portafo bağlantı kesitinde oluşan moment M_{PBAr} ve gerilme σ_{PB2} sırasıyla 5.62 ve 5.63'teki gibi hesaplanır.

$$M_{PBAr} = \frac{F_{Ar} \cdot L_G}{2} = \frac{(196kN)(7,20m)}{2} = 706.079 N.m \quad (5.62)$$

$$\sigma_{PB2} = \frac{M_{PBAr}}{W_y} = \frac{706kN.m}{0,072m^3} = 9,85 MPa \quad (5.63)$$

Yükten dolayı oluşacak moment M_{PBY} ve gerilme σ_{PB3} ise denklem 5.64 ve denklem 5.65'te hesaplanmıştır.

$$M_{PBY} = \frac{F_Y \cdot L_G}{2} = \frac{(588kN)(7,20m)}{2} = 2.118.236 N.m \quad (5.64)$$

$$\sigma_{PB3} = \frac{M_{PBY}}{W_y} = \frac{2.118kN.m}{0,072m^3} = 29,54 MPa \quad (5.65)$$

Portafo bağlantı kesitinde atalet kuvvetlerinden oluşan gerilmenin σ_{PB4} ve araba kasılmasından oluşan gerilmenin σ_{PB5} hesabı aynıdır ve 5.66 ve 5.67'de verilmiştir.

$$\sigma_{PB4} = \frac{M_{At2}}{W_z} = \frac{1.516kN.m}{0,025m^3} = 59,53 MPa \quad (5.66)$$

$$\sigma_{PB5} = \frac{M_{Ark}}{W_z} = \frac{149kN.m}{0,025m^3} = 5,87 MPa \quad (5.67)$$

Yükleme hali HZ olarak seçildiği için bunlara ilave olarak rüzgardan oluşan moment $M_{PBRü}$ ve gerilme $\sigma_{PBRü}$ de hesaplanmıştır.

$$M_{PBRü} = \frac{q_{Rüz} \cdot L_{GG}^2}{2} = \frac{(658N/m)(10m)^2}{2} = 32.913 N.m \quad (5.68)$$

$$\sigma_{PBRü} = \frac{M_{PBRü}}{W_z} = \frac{33kN.m}{0,072m^3} = 1,29 MPa \quad (5.69)$$

Bütün gerilmeler bulunduktan sonra portafö bağlantı kesitindeki maksimum gerilme σ_{PBmaks} denklem 5.70 ve 5.71'deki gibi hesaplanır.

$$\sigma_{PBmaks} = \sigma_{PB1} + \sigma_{PB2} + \sigma_{PB3} + \sigma_{PB4} + \sigma_{PB5} + \sigma_{PBRü} \quad (5.70)$$

$$\sigma_{PBmaks} = 7MPa + 10MPa + 30MPa + 60MPa + 6MPa + 1MPa = 113,22MPa \quad (5.71)$$

Portafö bağlantı kesitindeki karşılaştırma gerilmesi de denklem 5.72'de hesaplanmıştır.

$$\sigma_{PBkar} = \sqrt{\sigma_{PBmaks}^2 + 3 \cdot \tau_{maks}^2} = \sqrt{(113MPa)^2 + 3 \cdot (16MPa)^2} = 116,37MPa \quad (5.72)$$

Portafö bağlantı kesitindeki karşılaştırma gerilmesi σ_{PBkar} 5.73'te de görüldüğü üzere kirişin karşılaştırma gerilmesinden σ_{kar} küçük olduğu için konstrüksiyon emniyetlidir.

$$\sigma_{PBkar} < \sigma_{kar} \rightarrow 116 MPa < 162 MPa \quad (5.73)$$

5.1.8 Kirişte sehîm ve ters sehîm verilmesi

Gerilme kontrolleri yapıldıktan sonra zati ağırlıklar ve tekerlek yüklerine göre oluşacak sehîmin hesaplamaları yapılabilir. Buna ek olarak kren arabasının yüklü vaziyette kiriş ortasından kenara hareketinde yokuş yukarı çıkmaması için kirişte ters sehîm hesabı yapılır. Kirişin üretiminde bu değerler göz önünde bulundurularak konstrüksiyon ters sehîmli olarak yapılır.

Araba tam kiriş ortasındayken kirişin sehîmini bulmak için yan boşluk değeri L_{CA} bilinmelidir. Bu değeri, araba tekerlekleriyle kiriş uçları arasındaki mesafedir ve denklem 5.74'teki gibi hesaplanır [18].

$$L_{CA} = \frac{L_K - L_{AT}}{2} = \frac{39,00m - 3,35m}{2} = 17,83m \quad (5.73)$$

Kirişte ayaklar arası toplam sehîm f_{mtop2} , 5.74'teki formül ile hesaplanır.

$$f_{mtop2} = f_{mq2} + f_{Ar} + f_Y \quad (5.74)$$

Çift portafölu portal kren için kiriş zati ağırlığından oluşan sehîm f_{mq2} , denklem 5.75'teki formül ile bulunur.

$$f_{mq2} = \frac{q_{Ki} \cdot L_K^4}{16 \cdot E \cdot J_y} \cdot \left(\frac{5}{24} - \frac{L_{GG}^2}{L_K^2} \right) \quad (5.75)$$

Burada yayılı yük, elastikiyet modülü, atalet momenti gibi değerler yerine konulunca denklem 5.76'daki sonuç elde edilir.

$$f_{mq2} = \frac{(10.244N/m) \cdot (39m)^4}{16 \cdot (210GPa) \cdot (0,097m^4)} \cdot \left(\frac{5}{24} - \frac{(10m)^2}{(39m)^2} \right) = 0,0104m \quad (5.76)$$

Arabanın zati ağırlığından oluşan sehim f_{Ar} ise denklem 5.77'deki formül ile hesaplanır.

$$f_{Ar} = \frac{F_{Ar} \cdot L_{CA} \cdot (3 \cdot L_K^2 - 4 \cdot L_{CA}^2)}{96 \cdot E \cdot J_y} \quad (5.77)$$

Formüldeki değerler yerine konulunca araba zati ağırlığından oluşan sehim değeri aşağıdaki gibi bulunur.

$$f_{Ar} = \frac{(196kN) \cdot (17,83m) \cdot (3 \cdot (39,00m)^2 - 4 \cdot (17,83m)^2)}{96 \cdot (210GPa) \cdot (0,097m^4)} = 0,0059m \quad (5.78)$$

Yükün ağırlığından oluşacak sehim de denklem 5.79'daki formül ile bulunur.

$$f_Y = \frac{F_Y \cdot L_{CA} \cdot (3 \cdot L_K^2 - 4 \cdot L_{CA}^2)}{96 \cdot E \cdot J_y} \quad (5.79)$$

Hesaplama sonucu ise 5.80'deki değer elde edilir.

$$f_Y = \frac{(588kN) \cdot (17,83m) \cdot (3 \cdot (39,00m)^2 - 4 \cdot (17,83m)^2)}{96 \cdot (210GPa) \cdot (0,097m^4)} = 0,0177m \quad (5.80)$$

Böylece 5.74'te formülü verilen ayaklar arası toplam sehim değeri 5.81'deki gibi elde edilir.

$$f_{mtop2} = 0,0104m + 0,0059m + 0,0177m = 0,0340m \quad (5.81)$$

İmalat esnasında kirişe verilmesi gereken ters sehim miktarı ise denklem 5.82'deki gibi hesaplanır.

$$f_{mters2} = f_{mq2} + f_{Ar} + \frac{f_Y}{2} = 0,0104m + 0,0059m + \frac{0,0177m}{2} = 0,0252m \quad (5.82)$$

Buradan çıkan sonuca göre kiriş konstrüksiyonu üretim sırasında ortadan 25 mm ters sehim verilerek dayanaklara doğru sıfırlanmalıdır.

Kiriş ortası için hesaplar yapıldıktan sonra portafo ucu için hesaplara geçilir. Çift portafolu bir krende portafo ucundaki sehimin ve kirişe portafo ucunda verilmesi gereken ters sehimin hesap formülleri sırasıyla 5.83 ve 5.84'te görülebilir.

$$f_{ptop2} = f_{pq2} + f_{pAr2} + f_{pY2} \quad (5.83)$$

$$f_{pters2} = f_{pq2} + f_{pAr2} + \frac{f_{pY2}}{2} \quad (5.84)$$

Portafo ucu kontroller için öncelikle araba portafo ucundayken birinci tekerleğin dayanağa mesafesi G_1 ve ikinci tekerleğin dayanağa mesafesi G_2 bulunur. Buradaki G_1 ve G_2 mesafelerinin hesaplanması sırasıyla 5.85 ve 5.86'da verilmiştir.

$$G_1 = L_G - 0,5 \cdot L_{AT} = 7,20m - 0,5 \cdot (3,35m) = 5,53m \quad (5.85)$$

$$G_2 = G_1 + L_{AT} = 5,53m + 3,35m = 8,88m \quad (5.86)$$

Portafo ucunda araba zati ağırlığından oluşan sehim f_{pAr2} , birinci tekerlekten dolayı oluşacak sehim f_{pAr21} ve ikinci tekerlekten dolayı oluşacak sehim f_{pAr22} 'nin toplanmasıyla bulunur. Birinci tekerlek yükünden oluşacak sehim f_{pAr21} ve ikinci tekerlek yükünden dolayı oluşacak sehim f_{pAr22} sırasıyla denklem 5.87 ve 5.88'deki formüller ile hesaplanır.

$$f_{pAr21} = \frac{F_{Ar} \cdot G_1}{24 \cdot E \cdot J_y} \cdot (2 \cdot L_K \cdot L_{GG} + 3 \cdot L_{GG} \cdot G_1 - G_1^2) \quad (5.87)$$

$$f_{pAr22} = \frac{F_{Ar} \cdot G_2}{24 \cdot E \cdot J_y} \cdot (2 \cdot L_K \cdot L_{GG} + 3 \cdot L_{GG} \cdot G_2 - G_2^2) \quad (5.88)$$

Değerler yerine konulduğunda 5.89 ve 5.90'daki sonuçlar elde edilir.

$$f_{pAr21} = \frac{(196kN) \cdot (5,53m)}{24 \cdot (210GPa) \cdot (0,097m^4)} \cdot (2 \cdot 39m \cdot 10m + 3 \cdot 10m \cdot 5,5m - (5,5m)^2) \quad (5.89)$$

$$= 0,0020m$$

$$f_{pAr22} = \frac{(196kN) \cdot (8,88m)}{24 \cdot (210GPa) \cdot (0,097m^4)} \cdot (2 \cdot 39m \cdot 10m + 3 \cdot 10m \cdot 8,9m - (8,9m)^2) \quad (5.90)$$

$$= 0,0035m$$

Böylece portafö ucunda araba zati ağırlığından oluşan toplam sehîm f_{pAr2} değeri 5.91'deki gibi hesaplanmıştır.

$$f_{pAr2} = 0,0020m + 0,0035m = 0,0055m \quad (5.91)$$

Portafö ucundayken yükten dolayı oluşacak sehîm f_{pY2} de araba ağırlığında olduğu gibi birinci tekerlekten oluşacak sehîm f_{pY21} ve ikinci tekerlekten oluşacak sehîm f_{pY22} değerlerinin toplamıdır. Portafö ucunda yükten oluşacak birinci tekerlek ve ikinci tekerlek sehîm değeri sırasıyla 5.92 ve 5.93'te verilen formüllerle hesaplanır.

$$f_{pY21} = \frac{F_Y \cdot G_1}{24 \cdot E \cdot J_y} \cdot (2 \cdot L_K \cdot L_{GG} + 3 \cdot L_{GG} \cdot G_1 - G_1^2) \quad (5.92)$$

$$f_{pY22} = \frac{F_Y \cdot G_2}{24 \cdot E \cdot J_y} \cdot (2 \cdot L_K \cdot L_{GG} + 3 \cdot L_{GG} \cdot G_2 - G_2^2) \quad (5.93)$$

Yukarıdaki formüllerde de değeri yerine konulduğunda 5.94 ve 5.95'teki sonuçlar bulunur.

$$f_{pY21} = \frac{(588kN) \cdot (5,53m)}{24 \cdot (210GPa) \cdot (0,097m^4)} \cdot (2 \cdot 39m \cdot 10m + 3 \cdot 10m \cdot 5,5m - (5,5m)^2) \quad (5.94)$$

$$= 0,0061m$$

$$f_{pY22} = \frac{(588kN) \cdot (8,88m)}{24 \cdot (210GPa) \cdot (0,097m^4)} \cdot (2 \cdot 39m \cdot 10m + 3 \cdot 10m \cdot 8,9m - (8,9m)^2) \quad (5.95)$$

$$= 0,0104m$$

Portafö ucunda yükten oluşan toplam sehîm de böylece 5.96'daki gibi hesaplanır.

$$f_{pY2} = 0,0061m + 0,0104m = 0,0165m \quad (5.96)$$

Portafö ucundaki sehîm için son olarak zati ağırlıktan oluşan sehîm f_{pq2} hesaplanmalıdır. Denklem 5.97'de f_{pq2} 'nin formülü görölmektedir.

$$f_{pq2} = \frac{q_{Ki} \cdot L_K^4}{24 \cdot E \cdot J_y} \cdot \left(\frac{3 \cdot L_{GG}^4}{L_K^4} + \frac{6 \cdot L_{GG}^3}{L_K^3} - \frac{L_{GG}}{L_K} \right) \quad (5.97)$$

Denklem 5.97’de değerler yerlerine koyulunca aşağıdaki sonuç elde edilir.

$$f_{pq2} = \frac{(10.244N/m)(10m)}{24 \cdot (210GPa)(0,097m^4)} \cdot \left(\frac{3(10m)^4}{(39m)^4} + \frac{6(10m)^3}{(39m)^3} - \frac{(10m)}{(39m)} \right) \quad (5.98)$$

$$= -0,0069m$$

Tüm etkenler hesaplandıktan sonra portafu ucunda toplam sehim denklem 5.99’daki gibi hesaplanmıştır.

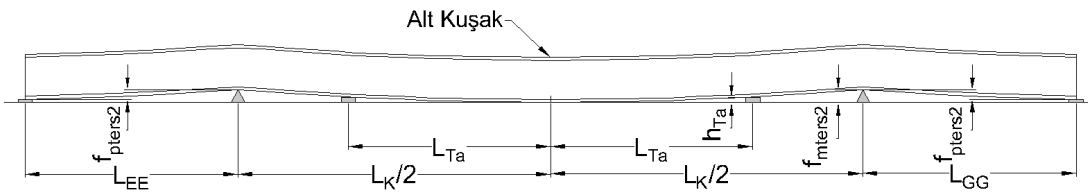
$$f_{ptop2} = f_{pq2} + f_{pAr2} + f_{pY2} = -0,0069m + 0,0055m + 0,0165m = 0,0150m \quad (5.99)$$

Portafu ucunda toplam sehim değeri yaklaşık 15 mm olarak bulunmuştur. Portafu ucunda kirişe verilmesi gereken ters sehim değeri ise denklem 5.100’de bulunmuştur.

$$f_{pters2} = f_{pq2} + f_{pAr2} + \frac{f_{pY2}}{2} = -0,0069m + 0,0055m + \frac{0,0165m}{2} = 0,0068m \quad (5.100)$$

İmalat sırasında kiriş uçlarında 5’er mm ters sehim verilmelidir. Çift portafolu portal kren kirişine ters sehim verilmesi işlemi şekil 5.5’te görülmektedir [18]. Kiriş düz bir zemine ters olarak yatırılır. Hesaplanmış ters sehim lsndeki takozlar kirişin dayanak noktalarına ve portafu uç noktalarına koyulur. Kiriş uzunluğuna göre destek gerekiyorsa kalınlıkları denklem 5.101’deki gibi hesaplanan ara takozlar eklenebilir.

$$h_{Ta} = \frac{L_{Ta} \cdot f_{mters2}}{0,5 \cdot L_K} \quad (5.101)$$



şekil 5.5 : Çift portafolu portal kren kirişine ters sehim verilmesi.

5.1.9 Kirişte buruşma kontrolleri

Kren ana kirişinde sehim kontrollerinden sonra buruşma kontrolleri yapılmıştır. Buruşma, bir plakanın düzlemine dik olarak şişme yapıp işlevini yerine getirememesine denir. Örneğin kren kirişinin yan plakalarında sağa-sola doğru şişme gerekleşişmişe yan plakalarda buruşma olduğu söylenebilir.

Buruşma kontrolleri DIN 4114 T1 veya DIN 18800'e göre yapılabilir. Bu çalışmada DIN 4114'e nispeten daha güncel olan DIN 18800 standartlarına göre hesaplamalar yapılmıştır.

Raylı kutu kirişte buruşma hesabı için öncelikle kiriş alt kuşağındaki gerilme σ_{alt} , kiriş üst kuşağındaki gerilme $\sigma_{üst}$, yan plaka üst gerilimi $\sigma_{ü}$ ve yan plaka alt gerilimi σ_a değerleri bilinmelidir. Bu değerler sırasıyla denklem 5.102, 5.103, 5.104 ve 5.105'te hesaplanmıştır.

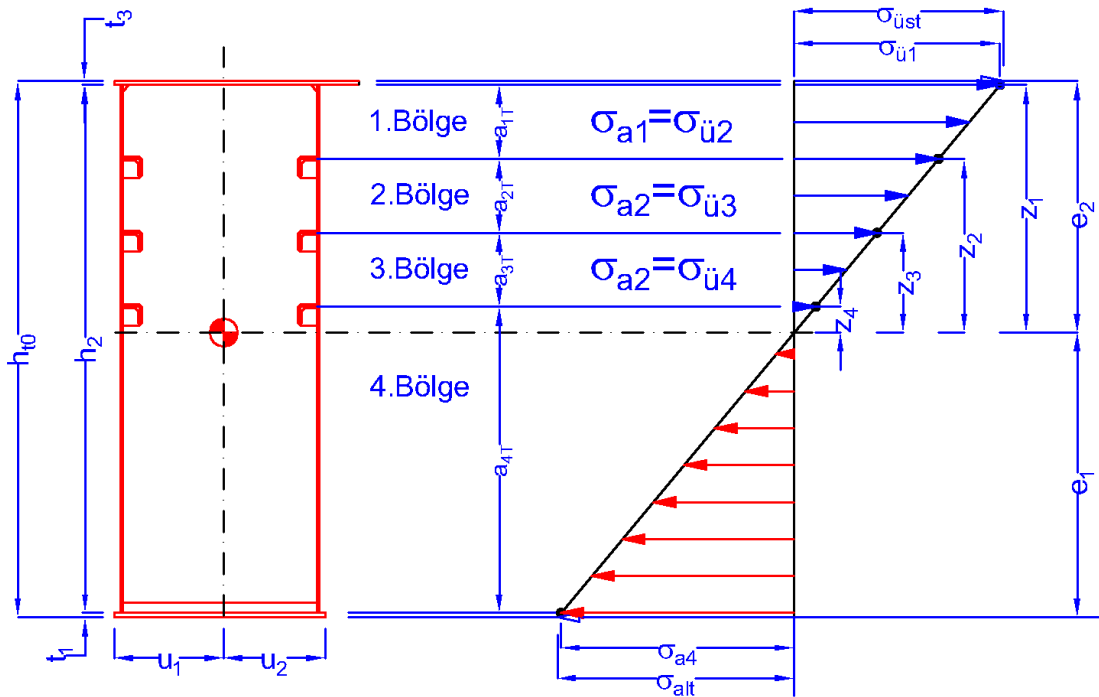
$$\sigma_{alt} = -k_B(\sigma_1 + \sigma_2 + \psi_K \cdot \sigma_3 + \sigma_4 + \sigma_5) = -\sigma_{maks} = -149,13 \text{ MPa} \quad (5.102)$$

$$\sigma_{üst} = -\sigma_{alt} \cdot \frac{e_2}{e_1} = (149 \text{ MPa}) \cdot \frac{1191 \text{ mm}}{1349 \text{ mm}} = 131,73 \text{ MPa} \quad (5.103)$$

$$\sigma_a = \sigma_{alt} \cdot \frac{e_1 - t_1}{e_1} = (-149 \text{ MPa}) \cdot \frac{1349 \text{ mm} - 20 \text{ mm}}{1349 \text{ mm}} = -146,92 \text{ MPa} \quad (5.104)$$

$$\sigma_{ü} = \sigma_{üst} \cdot \frac{e_2 - t_3}{e_2} = (132 \text{ MPa}) \cdot \frac{1191 \text{ mm} - 20 \text{ mm}}{1191 \text{ mm}} = 129,52 \text{ MPa} \quad (5.105)$$

Çalışmada tasarımı yapılan üç takviyeli kutu kiriş kesiti, buruşma hesapları için bu kesitte kullanılan ölçülendirmeler ve kirişteki gerilme değişimi Şekil 5.6'da görülmektedir.



Şekil 5.6 : Üç takviyeli kutu kirişte ölçülendirmeler ve gerilme değişimi.

Üç takviyeli bir kirişte toplam 4 bölge bulunur ve bu bölgelerdeki buruşma hesapları ayrı ayrı yapılır. Şekil 5.6'dan da görülebileceği üzere gerilme değişimi ağırlık merkezi hizasında olur. Takviyeler genelde ağırlık merkezinin üst bölgesine oturtulur. Son bölgenin büyük kısmında çeki gerilmesi, küçük bir kısmında bası gerilmesi olacak şekilde takviyeler ayarlanır. Çalışmada kullanılan üç takviyeli kutu kirişin buruşma hesaplarında kullanılan ölçülendirme sembolleri, açıklamaları ve değerleri Çizelge 5.1'de görülmektedir.

Çizelge 5.1 : Üç takviyeli kutu kirişteki ölçü değerleri ve açıklamaları.

#	Sembol	Açıklama	Ölçü (mm)
1	L_{Pe}	Kirişte perdeler arası mesafe	2.000
2	h_{to}	Alt kuşak dışından üst kuşak dışına olan mesafe	2.540
3	h_2	Alt kuşak üst kısmından üst kuşak alt kısmına mesafe	2.500
4	t_1	Alt kuşak kalınlığı	20
5	t_2	Sol plaka kalınlığı	20
6	t_3	Üst kuşak kalınlığı	10
7	t_4	Sağ plaka kalınlığı	10
8	e_1	Kiriş ağırlık merkezinden alt kuşak dışına olan mesafe	1349
9	e_2	Kiriş ağırlık merkezinden üst kuşak dışına olan mesafe	1191
10	z_1	Kiriş ağırlık merkezinden üst kuşak alt kısmına mesafe	1171
11	z_2	Kiriş ağırlık merkezinden 1. takviye üst kısmına mesafe	821
12	z_3	Kiriş ağırlık merkezinden 2. takviye üst kısmına mesafe	471
13	z_4	Kiriş ağırlık merkezinden 3. takviye üst kısmına mesafe	121
14	a_{s0}	Alt kuşak üst kısmından 3. takviye üst kısmına mesafe	1449
15	h_L	Alt kuşak alt kısmından 3. takviye üst kısmına mesafe	1469
16	a_{1T}	Kirişte 1. bölge genişliği	350
17	a_{2T}	Kirişte 2. bölge genişliği	350
18	a_{3T}	Kirişte 3. bölge genişliği	350
19	a_{4T}	Kirişte 4. bölge genişliği	1450
20	u_1	Kiriş ağırlık merkezinden alt kuşak sağ tarafına olan yatay mesafe	481,5
21	u_2	Kiriş ağırlık merkezinden alt kuşak sol tarafına olan yatay mesafe	518,5
22	b_B	Son bölgede bası genişliği	121
23	b_i	İdeal son bölge genişliği, $2 \cdot b_B$	242

Belirlenen ölçülere göre buruşma kontrollerine birinci bölgedeki boyutlar ve gerilmeler hesaplanarak başlanabilir. Birinci bölgede kenarlar oranı α_{v1} , üst gerilme $\sigma_{ü1}$, alt gerilme σ_{a1} ve sınır değerler oranı Ψ_1 sırasıyla denklem 5.106, 5.107, 5.108 ve 5.109'daki gibi hesaplanmıştır.

$$\alpha_{v1} = \frac{L_{Pe}}{a_{1T}} = \frac{2000mm}{350mm} = 5,714 \quad (5.106)$$

$$\sigma_{\ddot{u}1} = \frac{\sigma_{\ddot{u}st} \cdot z_1}{e_2} = \frac{(132MPa)(1171mm)}{(1191mm)} = 129,52MPa \quad (5.107)$$

$$\sigma_{a1} = \frac{\sigma_{\ddot{u}1} \cdot z_2}{z_1} = \frac{(130MPa)(821mm)}{(1171mm)} = 90,82MPa \quad (5.108)$$

$$\Psi_1 = \frac{\sigma_{a1}}{\sigma_{\ddot{u}1}} = \frac{91MPa}{130MPa} = 0,701 \quad (5.109)$$

İkinci bölgedeki kenarlar oranı α_{V2} , üst gerilme $\sigma_{\ddot{u}2}$, alt gerilme σ_{a2} ve sınır değerler oranı Ψ_2 ise sırasıyla denklem 5.110, 5.111, 5.112 ve 5.113'deki gibi hesaplanmıştır.

$$\alpha_{V2} = \frac{L_{Pe}}{a_{2T}} = \frac{2000mm}{350mm} = 5,714 \quad (5.110)$$

$$\sigma_{\ddot{u}2} = \sigma_{a1} = 90,82MPa \quad (5.111)$$

$$\sigma_{a2} = \frac{\sigma_{\ddot{u}2} \cdot z_3}{z_2} = \frac{(91MPa)(471mm)}{(821mm)} = 52,11MPa \quad (5.112)$$

$$\Psi_2 = \frac{\sigma_{a2}}{\sigma_{\ddot{u}2}} = \frac{52MPa}{91MPa} = 0,574 \quad (5.113)$$

Üçüncü bölgedeki kenarlar oranı α_{V3} , üst gerilme $\sigma_{\ddot{u}3}$, alt gerilme σ_{a3} ve sınır değerler oranı Ψ_3 da aşağıdaki denklem 5.114, 5.115, 5.116 ve 5.117'de bulunmuştur.

$$\alpha_{V3} = \frac{L_{Pe}}{a_{3T}} = \frac{2000mm}{350mm} = 5,714 \quad (5.114)$$

$$\sigma_{\ddot{u}3} = \sigma_{a2} = 52,11MPa \quad (5.115)$$

$$\sigma_{a3} = \frac{\sigma_{\ddot{u}3} \cdot z_4}{z_3} = \frac{(52MPa)(121mm)}{(471mm)} = 13,41MPa \quad (5.116)$$

$$\Psi_3 = \frac{\sigma_{a3}}{\sigma_{\ddot{u}3}} = \frac{13MPa}{52MPa} = 0,257 \quad (5.117)$$

Dördüncü bölge bu çalışmadaki kiriş örneği için son bölgedir. Genelde bu bölgede çeki gerilmesi bası gerilmesinden birkaç kat daha büyüktür. Bu sebeple kenarlar oranının hesabında son bölgede bası genişliği b_B yerine ideal son bölge genişliği b_i kullanılır. Dördüncü bölgedeki kenarlar oranı $\alpha_{\sigma4}$, üst gerilme $\sigma_{\ddot{u}4}$, alt gerilme σ_{a4} ve

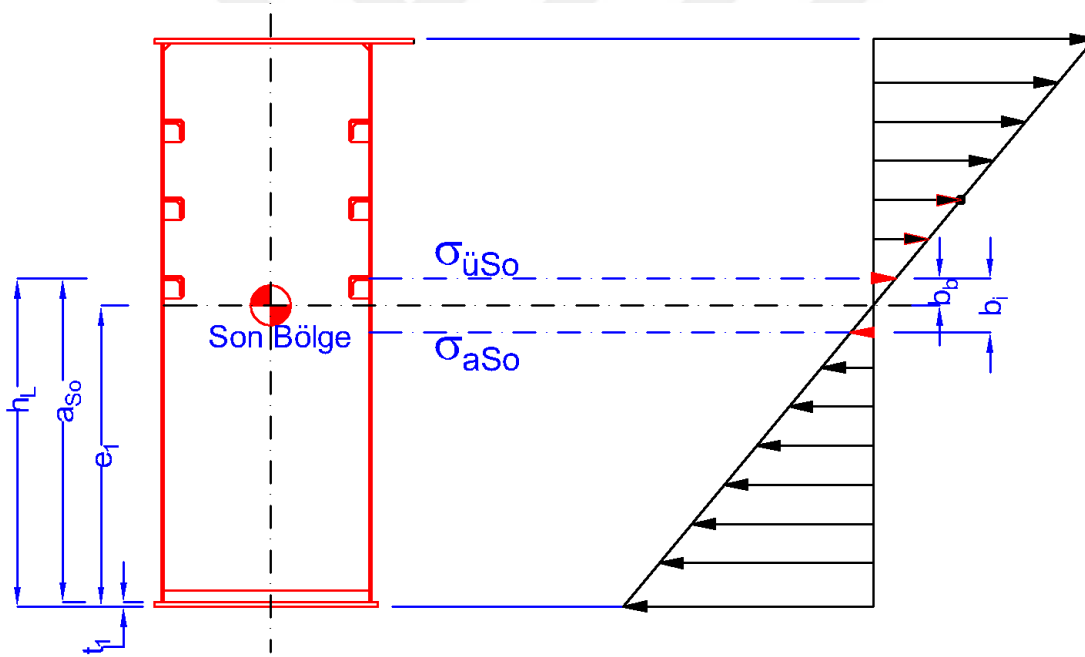
sınır değerler oranı Ψ_4 sırasıyla denklem 5.118, 5.119, 5.120 ve 5.121'deki gibi bulunmuştur. Bu formüller kutu kirişlerde son bölgeler için geçerli formüllerdir. Örnek olarak iki takviyeli bir kutu kirişin üçüncü bölgesinde de bu formüllerle hesaplama yapılır. Takviyeli kutu kiriş kesitinde son bölge ölçü ve gerilmeleri Şekil 5.7'de verilmiştir.

$$\alpha_{\sigma 4} = \frac{L_{Pe}}{b_i} = \frac{2000mm}{242mm} = 8,244 \quad (5.118)$$

$$\sigma_{\ddot{u}4} = \sigma_{a3} = 13,41MPa \quad (5.119)$$

$$\sigma_{a4} = -\sigma_{a3} = -13,41MPa \quad (5.120)$$

$$\Psi_4 = \frac{\sigma_{\ddot{u}4}}{\sigma_{a4}} = \frac{13MPa}{-13MPa} = -1 \quad (5.121)$$



Şekil 5.7 : Takviyeli kutu kirişte son bölge.

Kren kirişinde yan plaka ve üst kuşak buruşma kontrolü DIN 18800 Teil 3'teki κ metoduna göre yapılır. Buruşma yönünden emniyetliliğin teyidi için denklem 5.122'deki şartın sağlanmış olması gerekir [19].

$$\left(\frac{|\sigma_x|}{\sigma_{xP,R,d}} \right)^{e_1} + \left(\frac{|\sigma_y|}{\sigma_{yP,R,d}} \right)^{e_2} - V \cdot \left(\frac{|\sigma_x| \cdot |\sigma_y|}{\sigma_{xP,R,d} \cdot \sigma_{yP,R,d}} \right) + \left(\frac{\tau}{\tau_{P,R,d}} \right)^{e_3} \leq 1 \quad (5.122)$$

Kren girişinde x yönünde normal gerilme σ_x ve kayma gerilimi τ 'nin aynı anda etkili olduğu, y yönündeki normal gerilme σ_y 'nin sıfıra eşit olduğu kabul edilir. Bu kabuller göz önüne alınıp 5.122'deki formül 5.123'teki hali alır.

$$\left(\frac{\sigma_{\bar{u}}}{\sigma_{P,R,d}}\right)^{e_1} + \left(\frac{\tau}{\tau_{P,R,d}}\right)^{e_3} \leq 1 \quad (5.123)$$

Buradaki normal gerilme üs katsayısı e_1 ve kayma gerilmesi üs katsayısı e_3 sırasıyla denklem 5.124 ve 5.125'teki gibi hesaplanır. Bu formüllerdeki κ_σ normal gerilme düzeltme faktörü, κ_τ ise kayma gerilmesi düzeltme faktörü olup bölgelere göre hesaplanacaktır.

$$e_1 = 1 + \kappa_\sigma^4 \quad (5.124)$$

$$e_3 = 1 + \kappa_\sigma \cdot \kappa_\tau^2 \quad (5.125)$$

Kirişte zorlanmalar genelde tek tip değildir. Kontrol edilecek parça aynı anda hem normal hem de kayma gerilmesine maruz kalır. Denklem 5.123'teki burkulma etkili buruşma sınır mukavemeti $\sigma_{P,R,d}$, burkulma etkisiz buruşma kayma sınır mukavemeti $\tau_{P,R,d}$ gibi değerler düzenlenerek yazılırsa kontrol şartı 5.126'daki son halini alır [20].

$$S_{Gen} = \left(\frac{\sigma_{maks}}{\kappa_\sigma \cdot R_{eH}}\right)^{e_1} + \left(\frac{\sqrt{3} \cdot \tau_{maks}}{\kappa_\tau \cdot R_{eH}}\right)^{e_3} \leq 1 \quad (5.126)$$

Gerekli ön veriler sağlandığına göre birinci bölgede buruşma kontrollerine başlanabilir. Öncelikle normal buruşma katsayısı k_σ bulunur. Normal buruşma katsayısının formülü ilgili bölgenin sınır değerler oranı Ψ kenarlar oranına α_V göre belirlenir. Birinci bölge için $0 \leq \Psi_1 \leq 1$ ve $\alpha_{V1} \geq 1$ koşulları geçerli olduğundan dolayı bu bölge için normal buruşma katsayısı k_σ denklem 5.127'deki formülle hesaplanır.

$$k_{\sigma 1} = \frac{8,4}{\Psi_1 + 1,1} = \frac{8,4}{0,7 + 1,1} = 4,67 \quad (5.127)$$

Birinci bölgede kayma buruşma katsayısı $k_{\tau 1}$ ise $\alpha_{V1} \geq 1$ olduğu için denklem 5.128'deki gibi bulunur.

$$k_{\tau 1} = 5,34 + \frac{4}{\alpha_{V1}^2} = 5,34 + \frac{4}{5,71^2} = 5,46 \quad (5.128)$$

Euler gerilmesi σ_{e1} denklem 5.129'daki gibi hesaplanmıştır. Buradaki E, ν gibi malzeme özellikleri kiriş malzemesi S235JR yapı çeliğine göre yazılmıştır. Birinci bölge incelendiği için buruşma etkisindeki plakanın kalınlığı olarak yan plakanın kalınlığı t_2 alınmıştır. Bölge eni b olarak da birinci bölge genişliği a_{1T} alınmıştır.

$$\sigma_{e1} = \frac{\pi^2 E}{12(1 - \nu^2)} \cdot \left(\frac{t_2}{a_{1T}}\right)^2 = \frac{\pi^2 \cdot (210GPa)}{12 \cdot (1 - 0,3^2)} \cdot \left(\frac{10mm}{350mm}\right)^2 = 154,94MPa \quad (5.129)$$

İdeal normal buruşma gerilmesi σ_{Pi1} ve ideal kayma buruşma gerilmesi τ_{Pi1} sırasıyla denklem 5.130 ve 5.131'deki gibi bulunur.

$$\sigma_{Pi1} = k_{\sigma1} \cdot \sigma_{e1} = (4,67) \cdot (155MPa) = 722,57MPa \quad (5.130)$$

$$\tau_{Pi1} = k_{\tau1} \cdot \sigma_{e1} = (5,46) \cdot (155MPa) = 846,35MPa \quad (5.131)$$

Kullanılan malzemenin düzeltilmiş akma mukavemeti R_{eH} 5.132'de elde edilmiştir. Burada malzeme akma değeri R_e S235JR için 235 MPa, emniyet faktörü γ_M ise 1,1 alınmıştır.

$$R_{eH} = \frac{R_e}{\gamma_M} = \frac{235MPa}{1,1} = 213,64MPa \quad (5.132)$$

Düzeltilmiş akma mukavemetinin hesaplanmasından sonra plakanın normal gerilme narinlik derecesi $\lambda_{P\sigma1}$ ve kayma gerilmesi narinlik derecesi $\lambda_{P\tau1}$ ayrı ayrı hesaplanır. Bu değerlerin hesapları 5.133 ve 5.134'te görülmektedir.

$$\lambda_{P\sigma1} = \sqrt{\frac{R_{eH}}{\sigma_{Pi1}}} = \sqrt{\frac{214MPa}{723MPa}} = 0,544 \quad (5.133)$$

$$\lambda_{P\tau1} = \sqrt{\frac{R_{eH}}{\tau_{Pi1} \cdot \sqrt{3}}} = \sqrt{\frac{214MPa}{846MPa}} = 0,382 \quad (5.134)$$

Bölge kısmı ve toplam plaka için düzeltme faktörü c_{Y1} sınır değerler oranına göre denklem 5.135'teki gibi hesaplanır. Bu faktör 1,25'ten büyük olamaz, büyük olması durumunda 1,25 olarak alınır.

$$c_{Y1} = 1,25 - 0,25 \cdot \Psi_1 = 1,25 - 0,25 \cdot 0,70 = 1,08 \quad (5.135)$$

Gerilme düzeltme faktörleri de normal gerilme düzeltme faktörü $\kappa_{\sigma 1}$ ve kayma gerilmesi düzeltme faktörü $\kappa_{\tau 1}$ olarak ayrı ayrı hesaplanır. Tüm bölgeler için normal gerilme düzeltme faktörü $\kappa_{\sigma 1}$ denklem 5.136'daki gibi, kayma gerilmesi düzeltme faktörü de $\kappa_{\tau 1}$ 5.137'deki gibi hesaplanır. İki faktör de 1'den büyük olamaz, hesaplama sonucu 1'den büyük çıkarsa 1 olarak alınır.

$$\kappa_{\sigma 1} = c_{Y1} \cdot \left(\frac{1}{\lambda_{P\sigma 1}} - \frac{0,22}{\lambda_{P\sigma 1}^2} \right) = 1,08 \cdot \left(\frac{1}{0,54} - \frac{0,22}{0,54^2} \right) = 1,177 \quad (5.136)$$

$$\kappa_{\tau 1} = \frac{0,84}{\lambda_{P\tau 1}} = \frac{0,84}{0,38} = 2,2 \quad (5.137)$$

İki faktör de 1'den büyük olduğu için 1 olarak alınacaktır. Genel kontrolden önce son olarak normal gerilme üs katsayısı $e_{\sigma 11}$ ve kayma gerilmesi üs katsayısı $e_{\tau 31}$ hesaplanır. Bu katsayılar denklem 5.138 ve 5.139'da hesaplanmıştır.

$$e_{\sigma 11} = 1 + \kappa_{\sigma 1}^4 = 1 + 1^4 = 2 \quad (5.138)$$

$$e_{\tau 31} = 1 + \kappa_{\sigma 1} \cdot \kappa_{\tau 1}^2 = 1 + 1 \cdot 1^2 = 2 \quad (5.139)$$

Tüm veriler elde edildikten sonra 5.140'ta görülen birinci bölge buruşma kontrolü ana denkleminde yerine yazılır ve 5.141'deki sonuç elde edilir.

$$S_{GenY1} = \left(\frac{\sigma_{ü1}}{\kappa_{\sigma 1} \cdot R_{eH}} \right)^{e_{\sigma 11}} + \left(\frac{\sqrt{3} \cdot \tau_{maks}}{\kappa_{\tau 1} \cdot R_{eH}} \right)^{e_{\tau 31}} \leq 1 \quad (5.140)$$

$$S_{GenY1} = \left(\frac{130MPa}{1 \cdot 214MPa} \right)^2 + \left(\frac{\sqrt{3} \cdot 16MPa}{1 \cdot 214MPa} \right)^2 = 0,383 \quad (5.141)$$

Genel kontrol denkleminde $S_{GenY1} \leq 1$ koşulu sağlandığı için birinci bölgede buruşma tehlikesi olmadığı söylenir.

Birinci bölgenin buruşma kontrolünden sonra ikinci, üçüncü, dördüncü bölge ve üst kuşağın da buruşma kontrolleri yapılmıştır. Ancak çok fazla hesap kalabalığı olacağı için tek tek hesaplanışları burada yazılmayıp hesaplama sonuçları Çizelge 5.2 ile verilmiştir. Burada dördüncü bölge için dikkat edilmesi gerekenler, Ψ_4 değeri -1 ve kenarlar oranı $\alpha_{V4} \geq 2/3$ olduğundan ötürü normal buruşma katsayısı $k_{\sigma 4}$ FEM 1.001 Tablo T.A.3.4.1'den 23,9 olarak alınır. Ek olarak Euler gerilmesi hem normal hem de

kayma gerilmesi için hesaplanır. Normal gerilme için ölçü tarafındaki paydada ideal son bölge genişliği b_i , kayma gerilmesi için dördüncü bölge eni a_{4T} (a_{S0}) alınır.

Çizelge 5.2 : İki, üç, dördüncü bölge ve üst kuşakta buruşma kontrolü değerleri.

Açıklama	Bölge	Sembol		Değer		
		Normal	Kayma	Normal	Kayma	
Buruşma katsayısı	İkinci bölge	$k_{\sigma 2}$	$k_{\tau 2}$	5,02	5,46	
Euler gerilmesi		σ_{e2}		155 MPa		
İdeal buruşma gerilmesi		σ_{Pi2}	τ_{Pi2}	778 MPa	846 MPa	
Plaka narinlik derecesi		$\lambda_{P\sigma 2}$	$\lambda_{P\tau 2}$	0,524	0,382	
Bölge kısmı ve toplam plaka düzeltme faktörü		c_{Y2}		1,107		
Gerilme düzeltme faktörü		$\kappa_{\sigma 2}$	$\kappa_{\tau 2}$	1	1	
Gerilme üs katsayısı		$e_{\sigma 12}$	$e_{\tau 32}$	2	2	
Genel kontrol		S_{GenY2}		0,197		
Buruşma katsayısı		Üçüncü bölge	$k_{\sigma 3}$	$k_{\tau 3}$	6,19	5,46
Euler gerilmesi			σ_{e3}		155 MPa	
İdeal buruşma gerilmesi	σ_{Pi3}		τ_{Pi3}	959 MPa	846 MPa	
Plaka narinlik derecesi	$\lambda_{P\sigma 3}$		$\lambda_{P\tau 3}$	0,472	0,382	
Bölge kısmı ve toplam plaka düzeltme faktörü	c_{Y3}			1,186		
Gerilme düzeltme faktörü	$\kappa_{\sigma 3}$		$\kappa_{\tau 3}$	1	1	
Gerilme üs katsayısı	$e_{\sigma 13}$		$e_{\tau 33}$	2	2	
Genel kontrol	S_{GenY3}			0,075		
Buruşma katsayısı	Dördüncü bölge		$k_{\sigma 4}$	$k_{\tau 4}$	23,90	5,40
Euler gerilmesi			$\sigma_{e4\sigma}$	$\sigma_{e4\tau}$	322 MPa	9 MPa
İdeal buruşma gerilmesi		σ_{Pi4}	τ_{Pi4}	7707 MPa	49 MPa	
Plaka narinlik derecesi		$\lambda_{P\sigma 4}$	$\lambda_{P\tau 4}$	0,166	1,591	
Bölge kısmı ve toplam plaka düzeltme faktörü		c_{Y4}		1,250		
Gerilme düzeltme faktörü		$\kappa_{\sigma 4}$	$\kappa_{\tau 4}$	-2,413	0,528	
Gerilme üs katsayısı		$e_{\sigma 14}$	$e_{\tau 34}$	34,917	0,327	
Genel kontrol		S_{GenY4}		0,625		
Buruşma katsayısı		Üst kuşak	$k_{\sigma H}$	$k_{\tau H}$	4,00	6,21
Euler gerilmesi			σ_{eH}		88 MPa	
İdeal buruşma gerilmesi	σ_{PiH}		τ_{PiH}	351 MPa	545 MPa	
Plaka narinlik derecesi	$\lambda_{P\sigma H}$		$\lambda_{P\tau H}$	0,780	0,476	
Bölge kısmı ve toplam plaka düzeltme faktörü	c_H			1		
Gerilme düzeltme faktörü	$\kappa_{\sigma H}$		$\kappa_{\tau H}$	0,92	1	
Gerilme üs katsayısı	$e_{\sigma 1H}$		$e_{\tau 3H}$	1,718	1,920	
Genel kontrol	S_{GenH}			0,521		

5.2 Ayak Hesaplamaları

Portal krenlerde ayaklardan biri kirişe sabit diğeri ise oynak olarak bağlanır. Sabit ayaklar zati ağırlık, yük ağırlığı, ivmelenme, frenleme, tampon kuvvetleri, rüzgar kuvvetleri gibi düşey veya yatay tüm kuvvetleri taşırlar. Oynak ayaklar ise sadece raya dik olan kuvvetleri taşırlar.

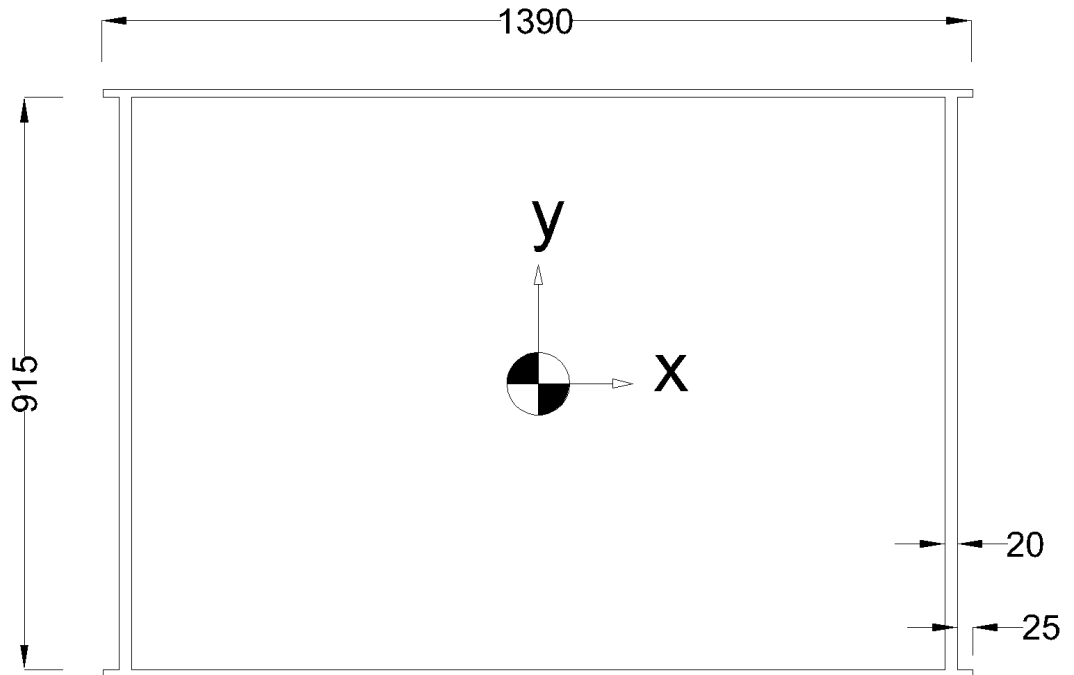
5.2.1 Sabit ayak hesaplamaları

Sabit ayakta kirişin zati ağırlığından oluşan moment M_{SA1} denklem 5.142'deki gibi hesaplanır.

$$M_{SA1} = \frac{q_{Ki} \cdot L_K^2}{12 \cdot k_{SA}} \quad (5.142)$$

Bu formülde k_{SA} kiriş eylemsizliğinin sabit ayak orta kesiti eylemsizliğine oranı ile kanca altı yüksekliğinin hesapsal kiriş uzunluğuna oranının çarpımı ile bulunan bir katsayıdır ve formülü 5.143'te verilmiştir. Sabit ayak orta kesiti de Şekil 5.8'de görülmektedir.

$$k_{SA} = \frac{J_y}{J_{ySA0}} \cdot \frac{h_K}{L_K} \quad (5.143)$$



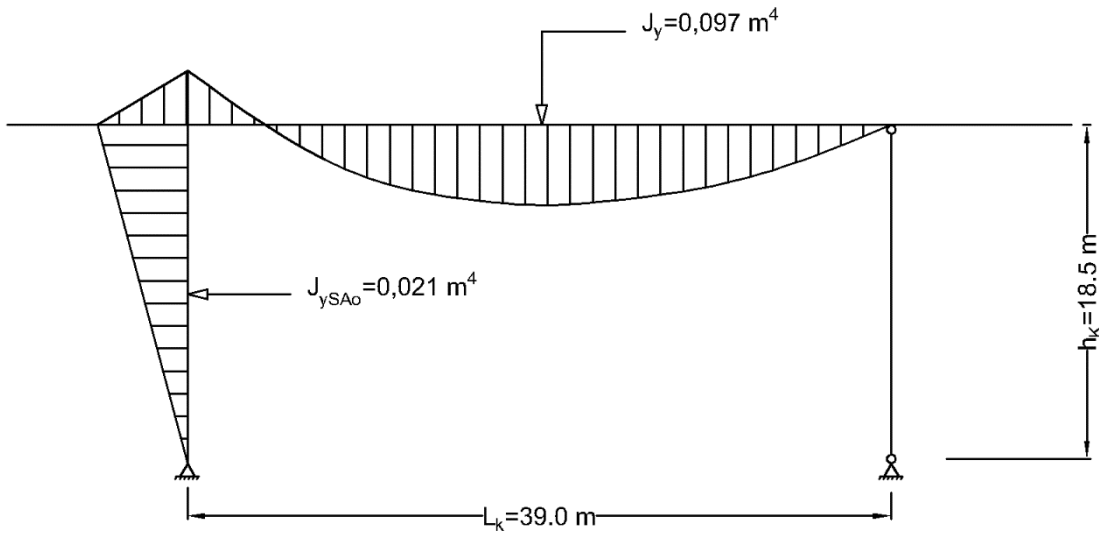
Şekil 5.8 : Sabit ayak orta kesiti.

Şekil 5.8’de verilen sabit ayak orta kesitinin y eksenine göre atalet momenti $J_{ySAo} = 0,021 \text{ m}^4$ olarak bulunmuştur. Denklem 5.143’te bu değer yerine yazılırsa k_{SA} 5.144’teki gibi bulunur.

$$k_{SA} = \frac{0,097 \text{ m}^4}{0,021 \text{ m}^4} \cdot \frac{18,50 \text{ m}}{39,00 \text{ m}} = 2,146 \quad (5.144)$$

Böylece sabit ayakta kiriş zati ağırlığından kaynaklanan moment 5.145’teki gibi hesaplanır. Zati ağırlıktan oluşan moment Şekil 5.9’dan görülebilmektedir.

$$M_{SA1} = \frac{(10.244 \text{ N/m}) \cdot (39 \text{ m})^2}{12 \cdot 2,15} = 604.924 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.145)$$



Şekil 5.9 : Zati ağırlıktan oluşan moment.

Sabit ayakta yükün ve araba zati ağırlığından oluşan moment 5.146’daki gibi bulunur.

$$M_{SA2} = \frac{F_{YAr} \cdot x_1 \cdot x_{1G} \cdot (L_K + x_{1G})}{3 \cdot k_{SA} \cdot L_K^2} \quad (5.146)$$

Denklem 5.146’daki F_{YAr} yükten ve araba zati ağırlığından oluşan toplam kuvvettir ve 5.147’de hesaplanmıştır.

$$F_{YAr} = \frac{k_B \cdot (\psi_K \cdot F_Y + F_{Ar})}{2} = \frac{1,08 \cdot (1,15 \cdot 588 \text{ kN} + 196 \text{ kN})}{2} = 471.308 \text{ N} \quad (5.147)$$

F_{YAr} kuvveti de bulunduğuna göre M_{SA2} momenti 5.148’deki gibi hesaplanır.

$$M_{SA2} = \frac{(471kN) \cdot (18,7m) \cdot (20,3m) \cdot (39,0m + 20,3m)}{3 \cdot 2,15 \cdot (39,0m)^2} = 1.083.730N \cdot m \quad (5.148)$$

Ek olarak 5.146'daki x_{1G} ölçüsü kiriş kritik kesitinden oynak ayağa olan mesafedir ve ayaklar arası kiriş boyundan kritik kiriş mesafesinin çıkarılmasıyla bulunur.

Araba frenlemesinden oluşan kuvvet F_{ArFr} ise 5.147'de hesaplanan F_{YAr} kuvvetinin yüzde 10'u olarak alınıp 5.149'da hesaplanmıştır.

$$F_{ArFr} = 0,1 \cdot (471kN) = 47.131N \quad (5.149)$$

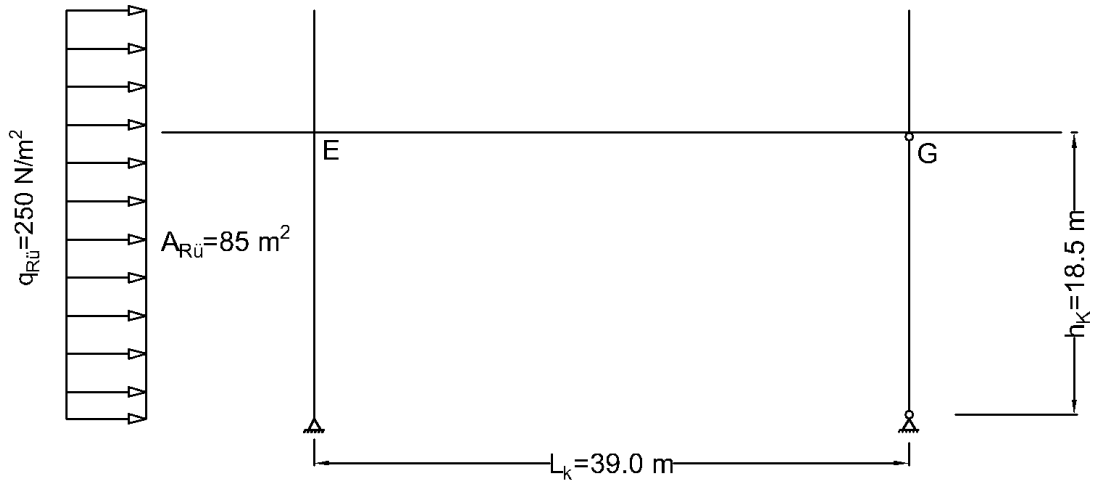
Araba frenlemesinden oluşacak moment M_{SA3} ise denklem 5.150'deki gibi hesaplanmıştır.

$$M_{SA3} = F_{ArFr} \cdot h_k = (47kN) \cdot (18,50m) = 871.919N \cdot m \quad (5.150)$$

Sabit ayakta rüzgar kuvvetinden oluşacak moment M_{SA4} denklem 5.151'deki formülden hesaplanır.

$$M_{SA4} = F_{Rü} \cdot h_k \quad (5.151)$$

Rüzgardan oluşacak kuvvet $F_{Rü}$ 5.152'de hesaplanmıştır. Burada $k_{Rü}$ rüzgar artırma katsayısıdır ve $k_{Rü} = 1,6$ olarak alınmıştır. $A_{Rü}$ ise rüzgarın etki alanı olup bu çalışmadaki kren için yaklaşık $A_{Rü} = 85 \text{ m}^2$ hesaplanmıştır. Rüzgarın portal krendeki etkisi de Şekil 5.10'da görülmektedir.



Şekil 5.10 : Sabit ayakta rüzgar etkisi.

$$F_{Rü} = q_{Rü} \cdot k_{Rü} \cdot A_{Rü} = (250N/m^2) \cdot (1,6) \cdot (85m^2) = 34.000N \quad (5.152)$$

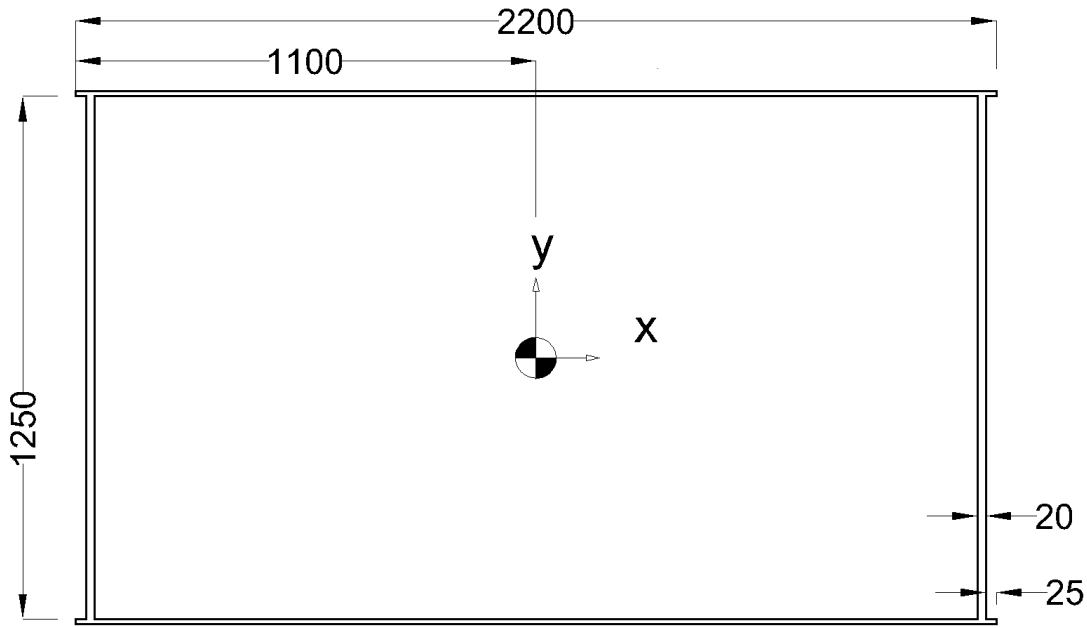
Kuvvet değeri yaklaşık olarak bilindiğine göre rüzgarın sabit ayakta oluşturduğu moment 5.153'teki gibi bulunur.

$$M_{SA4} = (34.000N) \cdot (18,50m) = 561.000N.m \quad (5.153)$$

Böylece sabit ayaktaki toplam moment 5.154'te bulunmuştur.

$$\begin{aligned} M_{SA} &= M_{SA1} + M_{SA2} + M_{SA3} + M_{SA4} = 605kNm + 1.084kNm + 872kNm + 561kNm \\ &= 3.121.573 Nm \end{aligned} \quad (5.154)$$

Sabit ayağın üst kesiti Şekil 5.11'de verilmiştir. Kesitin y eksenine göre atalet momenti $J_{ySAu} = 0,078 m^4$ olarak bulunmuştur. Kesitin y eksenine göre mukavemet momenti ise $W_{ySAu} = 0,071 m^3$ olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.11 : Sabit ayak üst kesiti.

Toplam moment ve kesit geometrik özellikleri bilindiğine göre sabit ayaktaki gerilme değeri σ_{SA} denklem 5.155'teki gibi bulunur.

$$\sigma_{SA} = \frac{M_{SA}}{W_{ySAu}} = \frac{3122 kN.m}{0,071 m^3} = 43,89 MPa \quad (5.155)$$

Sabit ayaktaki gerilme değeri σ_{SA} HZ yükleme hali için emniyetli gerilme olan 180 MPa'dan küçük olduğu için sabit ayak konstrüksiyonu emniyetlidir.

5.2.2 Oynak ayak hesaplamaları

Oynak ayak hesabı için öncelikle bu ayağa gelen toplam kuvvet bulunmalıdır. Ayaklar arası ve portafolar zati yükünden oluşan oynak ayak kuvvetleri F_{G11} , F_{G12} ve F_{G13} sırasıyla denklem 5.156, 5.157 ve 5.158'de hesaplanmıştır. Ölçülendirme ise Şekil 5.12'de verilmiştir.

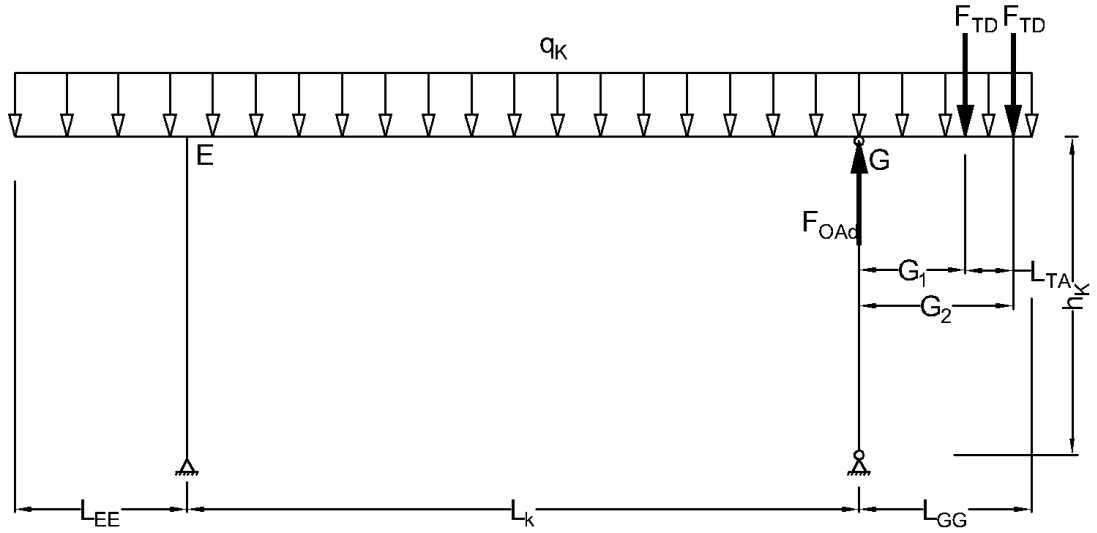
$$F_{G11} = \frac{3}{8} \cdot q_{Ki} \cdot L_K = \frac{3}{8} \cdot (10,23kN/m) \cdot (39m) = 149.823N \quad (5.156)$$

$$F_{G12} = q_{Ki} \cdot L_{GG} \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot L_{GG}}{4 \cdot L_K}\right) = (10,24 kN/m)(10m) \left(1 + \frac{3 \cdot (10m)}{4 \cdot (39m)}\right) \quad (5.157)$$

$$= 122.144N$$

$$F_{G13} = q_{Ki} \cdot L_{EE} \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot L_{EE}}{4 \cdot L_K}\right) = (10,24 kN/m)(10m) \left(1 + \frac{3 \cdot (10m)}{4 \cdot (39m)}\right) \quad (5.158)$$

$$= 122.144N$$



Şekil 5.12 : Oynak ayağa etki eden yükler ve ölçülendirmeler.

Araba zati ağırlığı ve yükten meydana gelen oynak ayak yükleri ise birinci tekerlekten F_{G21} ve ikinci tekerlekten F_{G22} olmak üzere denklem 5.159 ve 5.160'ta hesaplanmıştır.

$$F_{G21} = F_{TD} \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot G_1}{2 \cdot L_K}\right) = (223kN) \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot (5,53m)}{2 \cdot (39,00m)}\right) = 270.510N \quad (5.159)$$

$$F_{G21} = F_{TD} \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot G_2}{2 \cdot L_K}\right) = (223kN) \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot (8,88m)}{2 \cdot (39,00m)}\right) = 299.256N \quad (5.160)$$

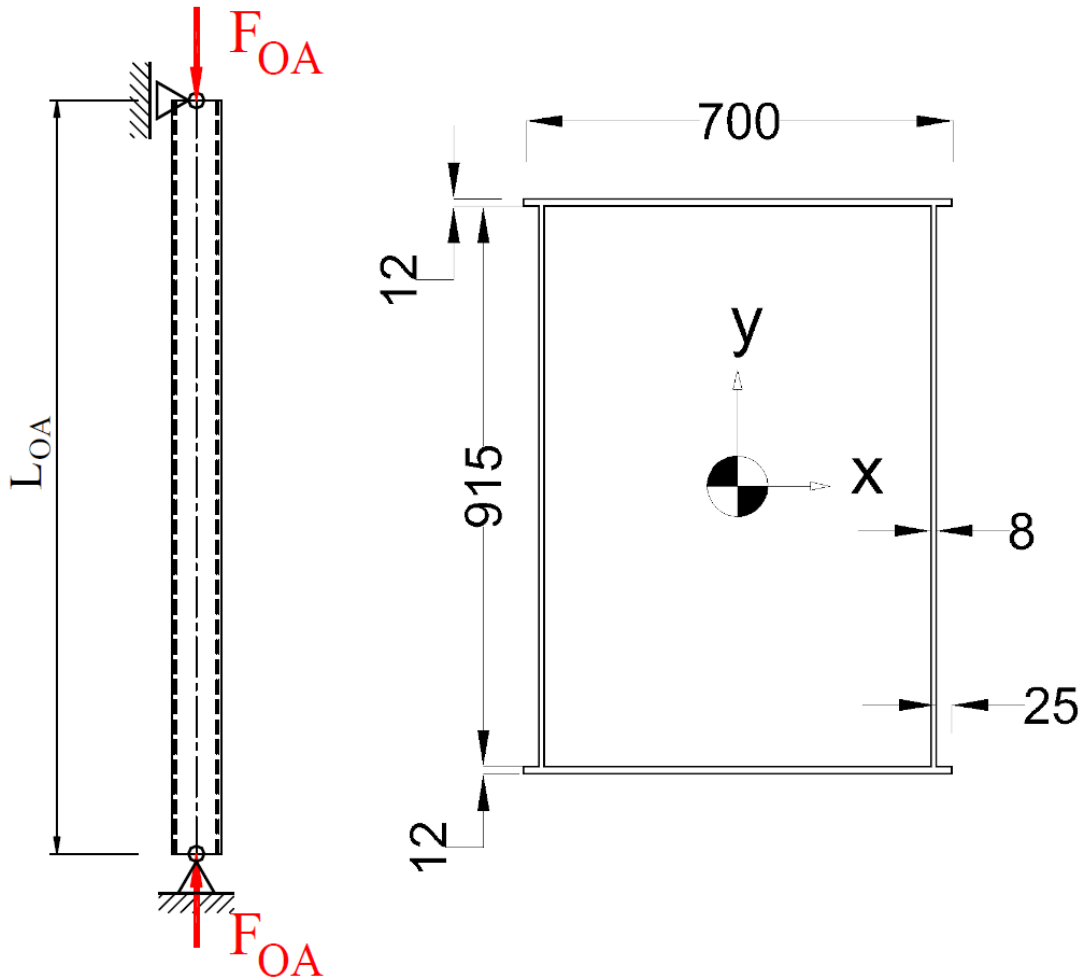
Oynak ayağa gelen toplam kuvvet F_{OA_d} böylece 5.161'deki gibi hesaplanmıştır.

$$F_{OA_d} = F_{G11} + F_{G12} + F_{G13} + F_{G21} + F_{G22} \\ = 150kN + 122kN + 122kN + 271kN + 299kN = 963.876 N \quad (5.161)$$

Ayakların konstrüksiyonu $\alpha = 7^\circ$ açılı olarak tasarlandığı için oynak ayağa gelecek burkulma kuvveti farklı olacaktır ve 5.162'deki gibi hesaplanır.

$$F_{OA} = \frac{F_{OA_d}}{\cos \alpha} = \frac{964kN}{\cos 7^\circ} = 971.115N \quad (5.162)$$

Oynak ayağın orta kesiti ve burkulma halinin şematik gösterimi Şekil 5.13'te verilmiştir.



Şekil 5.13 : Oynak ayak orta kesiti ve oynak ayakta burkulma hali.

Şekil 5.13'te orta kesiti verilen oynak ayağın y eksenli atalet momenti $J_{y_{OA_0}} = 0,0022 m^4$ kesit alanı A_{OA_0} ise $0,032 m^2$ olarak bulunmuştur. Orta kesit geometrik değerleri bilindikten sonra orta kesitteki eylemsizlik yarıçapı denklem 5.163'teki gibi bulunur.

$$i_{OA} = \sqrt{\frac{J_{yOAo}}{A_{OAo}}} = \sqrt{\frac{0,0022m^4}{0,032m^2}} = 0,264m \quad (5.163)$$

Burkulma hesabında temel narinlik λ_{OA} ise 5.164'teki gibi bulunur.

$$\lambda_{OA} = \frac{L_{OA}}{i_{OA}} = \frac{17,10m}{0,26m} = 64,78 \quad (5.164)$$

Burkulma hesabı ω -yöntemine göre yapıldığı için 5.164'te yaklaşık 65 olarak bulunan temel narinliğe göre FEM 1.001'deki veya DIN 4114'teki ilgili tablodan karşılık gelen narinlik oranı belirlenir. Bu değer 65 için $\omega = 1.35$ 'tir. Narinlik oranı da bilindikten sonra oynak ayaktaki burkulma gerilmesi 5.165'teki gibi hesaplanır.

$$\sigma_{OA} = \omega \cdot \frac{F_{OA}}{A_{OAo}} = \frac{971.115N}{0,032m^2} = 41,53 MPa \quad (5.165)$$

Denklem 5.165'te elde edilen 41,53 MPa değeri St37 için emniyetli burkulma değeri olan 140 MPa'dan düşük olduğu için oynak ayak konstrüksiyonunun emniyetli olduğu söylenebilir.

Oynak ayakta son olarak mafsal milinin mukavemet kontrolü yapılır. Bu konstrüksiyonda mafsal mili çapı $d_{MM} = 140$ mm olarak belirlenmiştir. Bir mafsal miline gelen kuvvet denklem 5.166'daki gibi bulunur.

$$F_{MM} = \frac{F_{OAo}}{4} = \frac{963.876 N}{4} = 240.969 N \quad (5.166)$$

Mafsal mili kesit alanı da 5.167'de hesaplanmıştır.

$$A_{MM} = \frac{\pi \cdot d_{MM}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,14m)^2}{4} = 0,015m^2 \quad (5.167)$$

Mafsal milinde oluşacak kesme gerilmesi ve mukayese gerilmesi ise sırasıyla 5.168 ve 5.169'da bulunmuştur.

$$\tau_{MM} = \frac{F_{MM}}{A_{MM}} = \frac{240.969 N}{0,015 m^2} = 15,65 MPa \quad (5.168)$$

$$\sigma_{MM} = \sqrt{3 \cdot \tau_{MM}^2} = \sqrt{3 \cdot (15,65MPa)^2} = 27,11 MPa \quad (5.169)$$

Mafsal milinin 42CrMo4 ıslah çeliğinden imal edilmesi öngörülmüştür. Mukayese gerilmesi 42CrMo4 için sürekli mukavemet değeri olan 350 MPa'dan düşük olduğu için mil emniyetlidir.

5.3 Kaldırma Grubu Mekanik Hesaplamaları

Bu bölümde krenin halat, kanca, tambur gibi bazı kaldırma grubu elemanlarının mekanik hesapları yapılmıştır.

5.3.1 Halat hesabı

Krenlerde tambura sarılı kaldırma elemanı olarak çelik halatlar kullanılır. Çelik halatların eğilip bükülebilme, küçük çaplarda büyük kaldırma kapasitesi, düşük birim ağırlık başlıcaları olmak üzere çeşitli avantajları vardır. Çelik halatın merkezinde halat özü bulunur ve halat özünü çelik tellerin sarmasıyla oluşan damar demetleri çevreler. Birçok farklı boyut ve kesitte bulunabilen çelik halatlar farklı normlarla standardize edilmişlerdir.

Çelik halat çapı d_{Ha} DIN 1520'ye göre denklem 5.170'deki gibi hesaplanır.

$$d_{Ha} = c_{Ha} \cdot \sqrt{F_{Ha}} \quad (5.170)$$

Bu eşitlikte c_{Ha} halat faktörüdür ve DIN 15020 Tablo 2'den seçilir. Bu çalışmadaki kren için alınan tahrik grubu (mekanizma grubu) M6 (3_m), normal transport ve dönmeyen (çok az dönen) çelik halat koşulları göz önüne alındığında halat faktörü tablodan $c_{Ha}=0,118 \text{ mm/N}^{0,5}$ olarak alınmıştır. Halata gelen hesapsal kuvvet F_{Ha} ise denklem 5.171'deki gibi bulunur.

$$F_{Ha} = \frac{1,03 \cdot F_Y}{n_{Ha} \cdot \eta_{Htop}} \quad (5.171)$$

Denklem 5.171'de yükü taşıyan halat sayısı n_{Ha} , kanca bloğu 8/2 donam olarak kabul edildiği için $n_{Ha}=8$ olarak alınmıştır. Alt makara takımının verimi η_{Htop} ise buradaki rulman yatak sayısına göre belirlenir. Kanca bloğunda 8 adet keçeli rulman olduğu ve

her bir rulmanın verimi $\eta_{RY}=0,995$ olduğu kabul edilip alt makara takımının toplam verimi denklem 5.172'deki gibi hesaplanmıştır.

$$\eta_{Htop} = \eta_{RY}^8 = 0,995^8 = 0,961 \quad (5.172)$$

Denklem 5.171'deki değerler yerine konulunca bir halata gelen hesapsal kuvvet 5.173'teki gibi hesaplanır.

$$F_{Ha} = \frac{(1,03) \cdot (588.399N)}{(8) \cdot (0,961)} = 78.856N \quad (5.173)$$

Böylece çelik halat çapı d_{Ha} denklem 5.174'teki gibi bulunur.

$$d_{Ha} = 0,118 \text{ mm}/N^{0,5} \cdot \sqrt{78.856N} = 33,14 \text{ mm} \quad (5.174)$$

Bu değere en yakın değer olan $d_{Ha}=34$ mm çapındaki 1960 N/mm^2 minimum anma mukavemet değerine sahip 6x41 Warrington IWRC kren ana kaldırma halatı olarak seçilmiştir.

5.3.2 Tambur hesabı

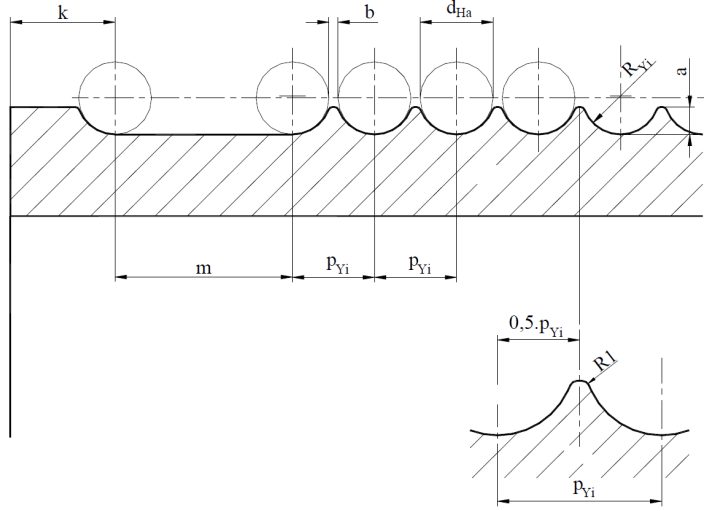
Tambur çelik halatın sarıldığı ve tahrik edildiği yapıdır. Tamburun anma çapı denklem 5.175'teki gibi hesaplanır.

$$d_{Ta} \geq h_{t1} \cdot h_{t2} \cdot d_{Ha} \quad (5.175)$$

Burada h_{t1} tahrik grubuna göre tambur çapı faktörüdür ve DIN 15020 Blatt 1 Tablo 4'ten belirlenir. Çalışmadaki krende M6 mekanizma grubu ve dönmeyen halat için $h_{t1}=22,4$ olarak belirlenmiştir. Halat akış faktörü h_{t2} 'nin seçimi ise yine aynı standarttaki Tablo 4'e göre yapılır. Çalışmada öngörülen makara düzeni için tablodan $h_{t2}=1$ olarak belirlenmiştir. Böylece tamburun anma çapı denklem 5.176'daki gibi bulunur.

$$d_{Ta} \geq 22,4 \cdot 1,0 \cdot (34 \text{ mm}) = 762 \text{ mm} \quad (5.176)$$

Tambur çapı 5.176'da elde edilen değere en yakın bir üst değer $d_{Ta}=800$ mm olarak seçilmiştir. Krende ikiz tambur ve makara sistemi kullanılması öngörülmüştür. Tambur için DIN 15061 T1'de halat çapına göre önerilen ölçülendirmeler Şekil 5.14 ve Çizelge 5.3'te verilmiştir. Önerilen tambur cidar kalınlığı ise 18 mm'dir.



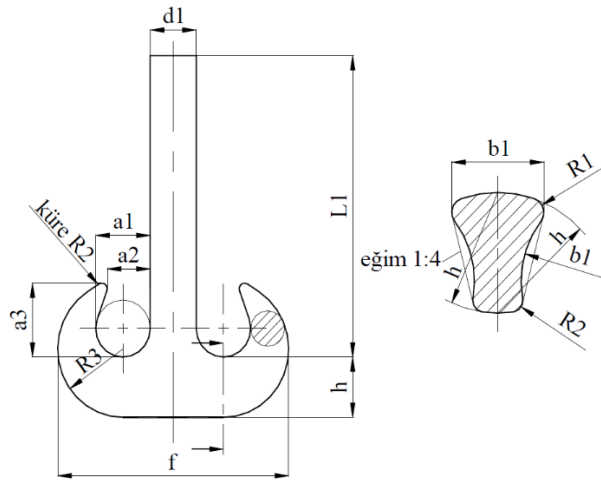
Şekil 5.14 : Tambur için halat çapına göre önerilen ölçüler (mm) [22].

Çizelge 5.3 : Tambur için halat çapına göre önerilen ölçüler [22].

d_{Ha}	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
R_{Yi}	1	12	12,5	13	13,5	14	15	16	17	18	19	20						
ΔR_Y					+0,2								+0,4					
i																		
p_{Yi}	24	25	26	27	28	29	30	31	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42
a	8	8,5	9	9	9,5	10	10,5	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15	16
$R1$			0,8								1,3							

5.3.3 Kanca seçimi

Bu çalışmadaki krende kaldırma elemanı olarak çiftli kanca seçilmiştir. Serbest veya kalıpta dövme usulüyle üretilen kancalar DIN 15400'e göre standardize edilmiştir. Bu standarda göre mekanizma grubu M6 için 50 numaralı kanca uygun olacaktır. Bu kancaya ait ana ölçüler Şekil 5.15'te ve Çizelge 5.4'te verilmiştir.



Şekil 5.15 : Çiftli kanca ana ölçüleri [22].

Çizelge 5.4 : Çiftli kanca ana ölçüleri (mm) [22].

a1	a2	a3	b1	d1	f	h	L1	r1	r2	r3	kg
200	160	260	170	170	842	212	965	25	20	236	388

Kanca, kalıpta dövme usulü ile üretilir ve RS sembolü ile gösterilir. Mandal kullanılacaksa da RSN sembolü ile gösterilir. Kanca numarasına karşılık kanca traversi ölçülerine ise vidalı bağlantı yapılacaksa DIN 15412'den ulaşılabilir. Kanca somunu ölçülerine de DIN 15413'ten ulaşılabilir.

5.3.4 Kaldırma motoru hesabı

Krenin ana kaldırma motorunun atalet gücü denklem 5.177'deki gibi hesaplanır.

$$P_{At} = \frac{1,03 \cdot F_Y \cdot v_H}{\eta_{Ktop}} \quad (5.177)$$

Burada η_{Ktop} toplam verim kaybıdır. Kanca takımındaki $\eta_{K1}=0,98$, tamburdaki $\eta_{K2}=0,98$ ve redüktördeki verim kayıplarının $\eta_{K3}=0,93$ çarpımı ile denklem 5.178'deki gibi elde edilir. Krenin yüklüken kaldırma hızı ise teknik özelliklerde de verildiği gibi $v_H=10$ m/dk'dır.

$$\eta_{Ktop} = \eta_{K1} \cdot \eta_{K2} \cdot \eta_{K3} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,93 = 0,893 \quad (5.178)$$

Böylece kren ana kaldırma motorunun atalet gücü 5.179'daki gibi hesaplanır.

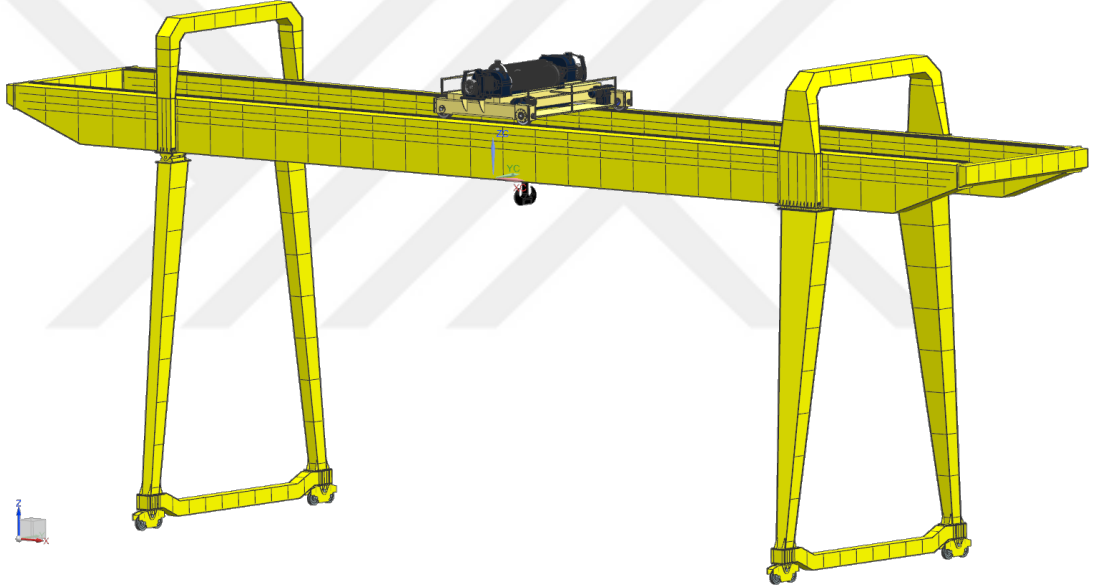
$$P_{At} = \frac{1,03 \cdot (588kN) \cdot (0,167m/s)}{0,893} = 113 \text{ kW} \quad (5.179)$$

Burada hesaplanan değere göre firma kataloglarından 132 kW anma gücünde 990 d/d dönme hızı olan 400 volt trifaze 50 Hz bir motor seçimi yapılmıştır.



6. PORTAL KRENİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI

Portal krenin belirlenen geometrik boyutlandırmalarda DIN ve FEM normlarına göre gerilme değerleri bulunup gerekli emniyet kontrolleri yapıldıktan sonra krenin bilgisayar üzerinden tasarımına geçilmiştir. Krenin katı modellenmesi işlemi eskiden Unigraphics olarak bilinen ve piyasada yaygın olarak kullanılan Siemens NX isimli CAD programı ile yapılmıştır. Ana parçaların modellenmesi ayrı ayrı tamamlanmış ve sonra programın montaj modülünde birleştirilmiştir. Portal kren çelik konstrüksiyonu montajlı hali Şekil 6.1’de görülmektedir.

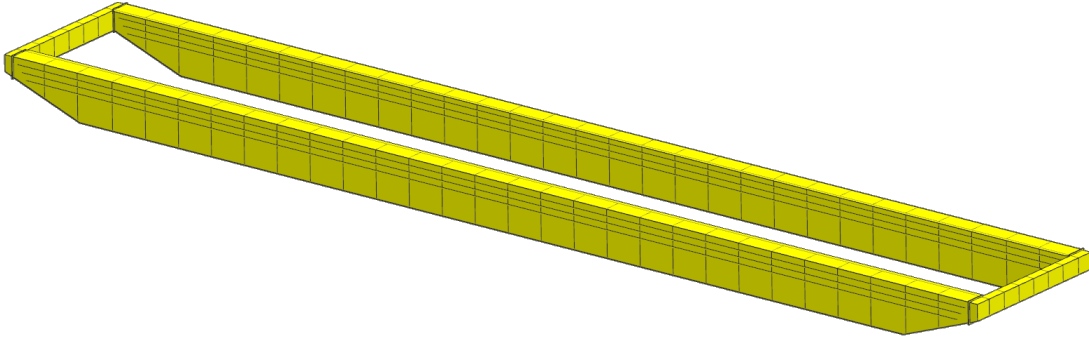


Şekil 6.1 : Çift kirişli portal kren montajlı hali genel görünümü.

6.1 Ana Kiriş Tasarımı

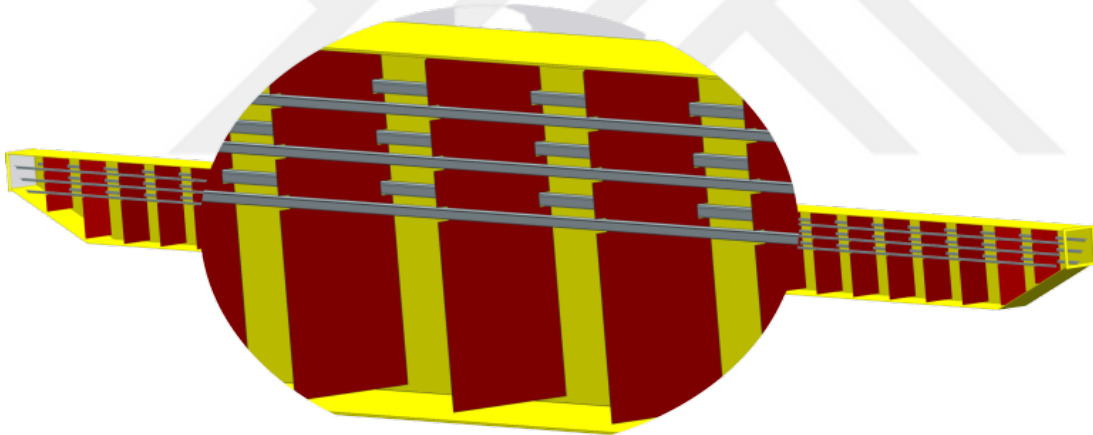
Portal krenlerin çelik konstrüksiyonunda ana kirişin en kritik parça olduğu söylenebilir. Faydalı yükü doğrudan ana kiriş taşır ve kuvvetleri ayaklara iletir. Ana kirişler standart dolu kesit (NPI, IPB vb.), kutu kiriş veya kafes kirişten imal edilebilirler. Standart dolu kesit kirişler genelde düşük kaldırma kapasiteli krenlerde tercih edilir. Yüksek kaldırma kapasitelerinde kullanılan kutu ve kafes kiriş konstrüksiyonlar ise kullanım alanına göre avantajları ve dezavantajları değerlendirilir

ve seçimi yapılır. Bu çalışmada kutu kiriş tercih edilmiştir. Çift kiriş yapının genel görünüşü ise Şekil 6.2’de verilmiştir.



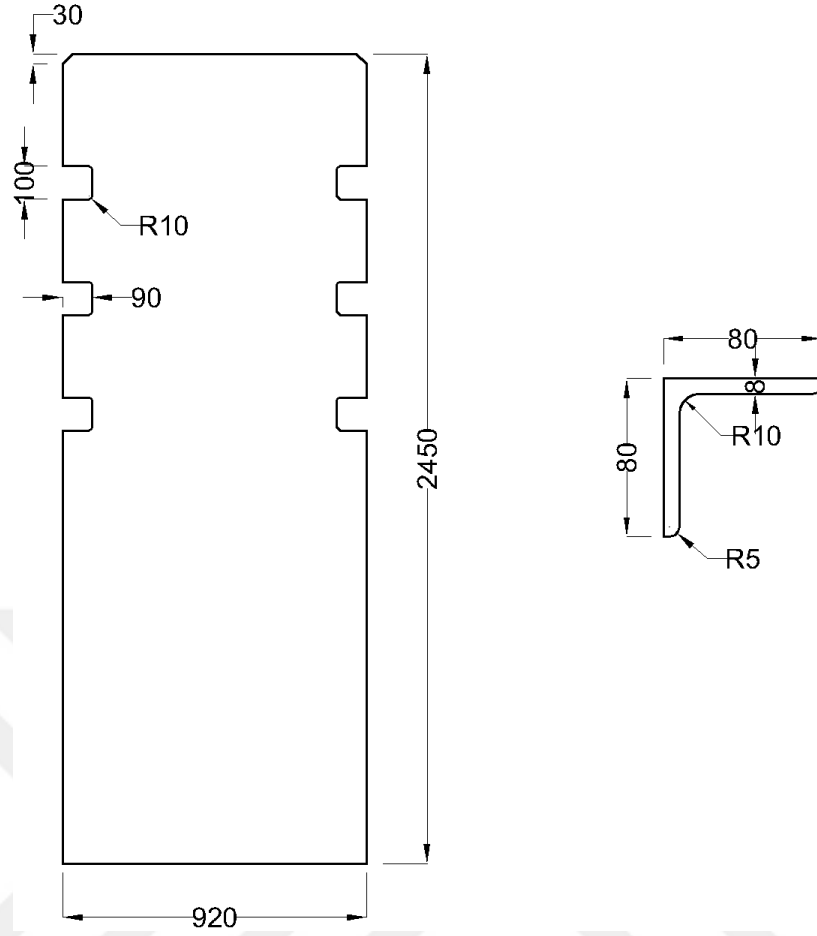
Şekil 6.2 : Çift kiriş genel görünümü.

Kren kirişinin içinde mukavemet artırmak ve buruşmaya karşı emniyet sağlamak için boyuna takviyeler (perde) ve enine takviyeler (köşebent) kullanılmıştır. Boyuna takviyeler ikişer metre aralıklarla yerleştirilmiştir. Şekil 6.3’te tekil kiriş ve takviyelerin görünümü bulunabilir.



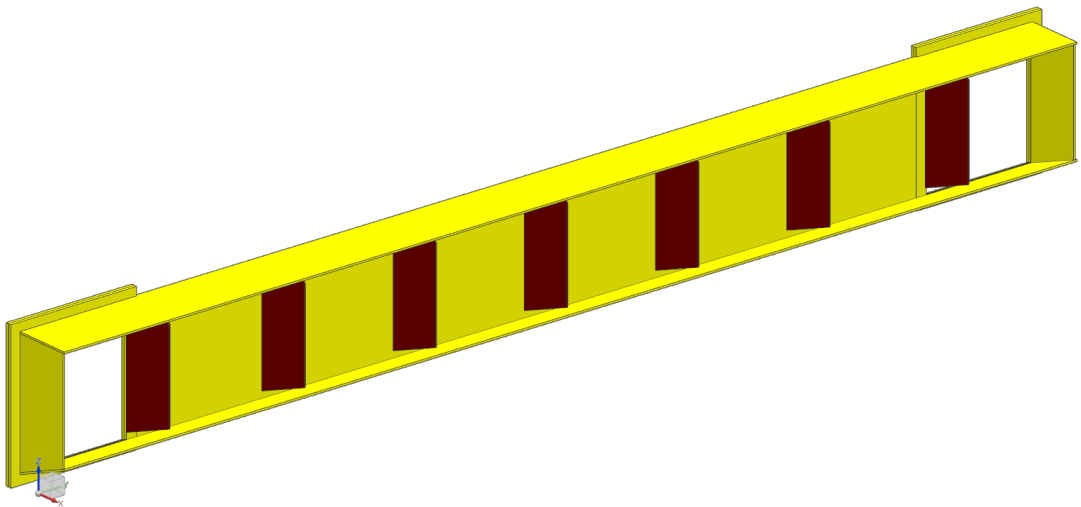
Şekil 6.3 : Ana kiriş, enine ve boyuna takviyelerin görünümü.

Boyuna takviye perdelerinde alt kuşaktan 50 mm mesafede pay bırakılmış ve köşebentlerle 10 mm aralık olacak şekilde boşluklar verilmiştir. İlave olarak sağ ve sol üst köşelerde kutu kiriş üst kuşak ve yan kuşaklarının kaynaklarının yapılabilmesi için pah kırılmıştır. Bunların dışında perdeler kutu kiriş kesitini kaplayacak ölçülerdedir. Takviyesiz konstrüksiyonda daha hafif konstrüksiyon için perdelerin orta bölgeleri boşluklu olacak şekilde tasarlanıp üretilebilir. Boyuna takviye perdelerinin ve enine takviye köşebentlerinin ölçüleri Şekil 6.4’te görülmektedir.



Şekil 6.4 : Boyuna takviye perdesi ve enine takviye köşebenti.

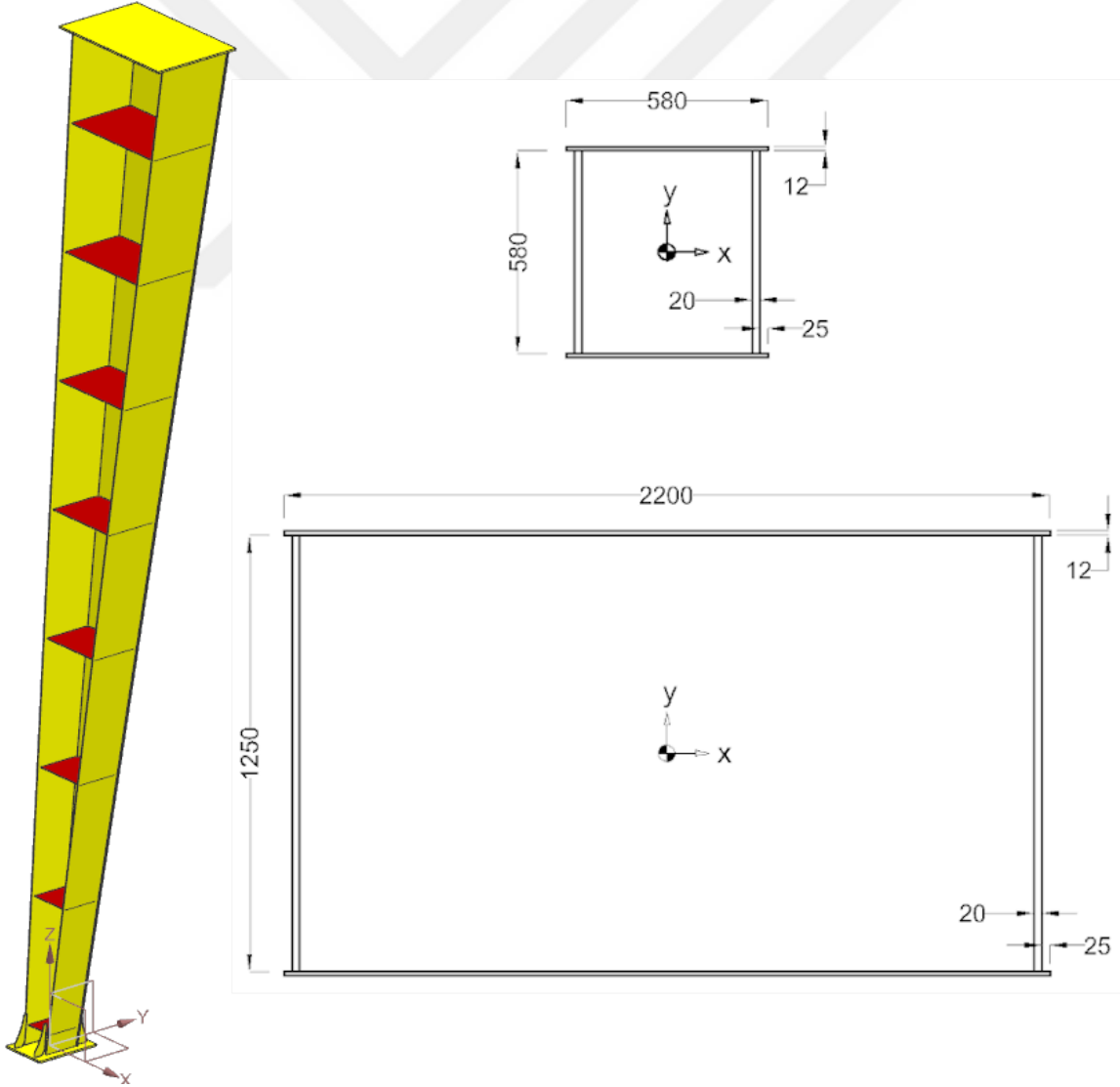
İki kirişin bağlantısı için kirişlerin sonlarında uç bağlantı adı verilen parçalar bulunmaktadır. Doğrudan yük taşımadıklarından bu parçalarda yüksek gerilmeler oluşmaz ancak yine de bu çalışmadaki kirişlerin uç bağlantılarına belirli aralıklarla boyuna takviye plakaları eklenmiştir. Kiriş uç bağlantıları Şekil 6.5'te görülebilir.



Şekil 6.5 : Çift kiriş uç bağlantı parçası izometrik görünüşü.

6.2 Sabit Ayak Tasarımı

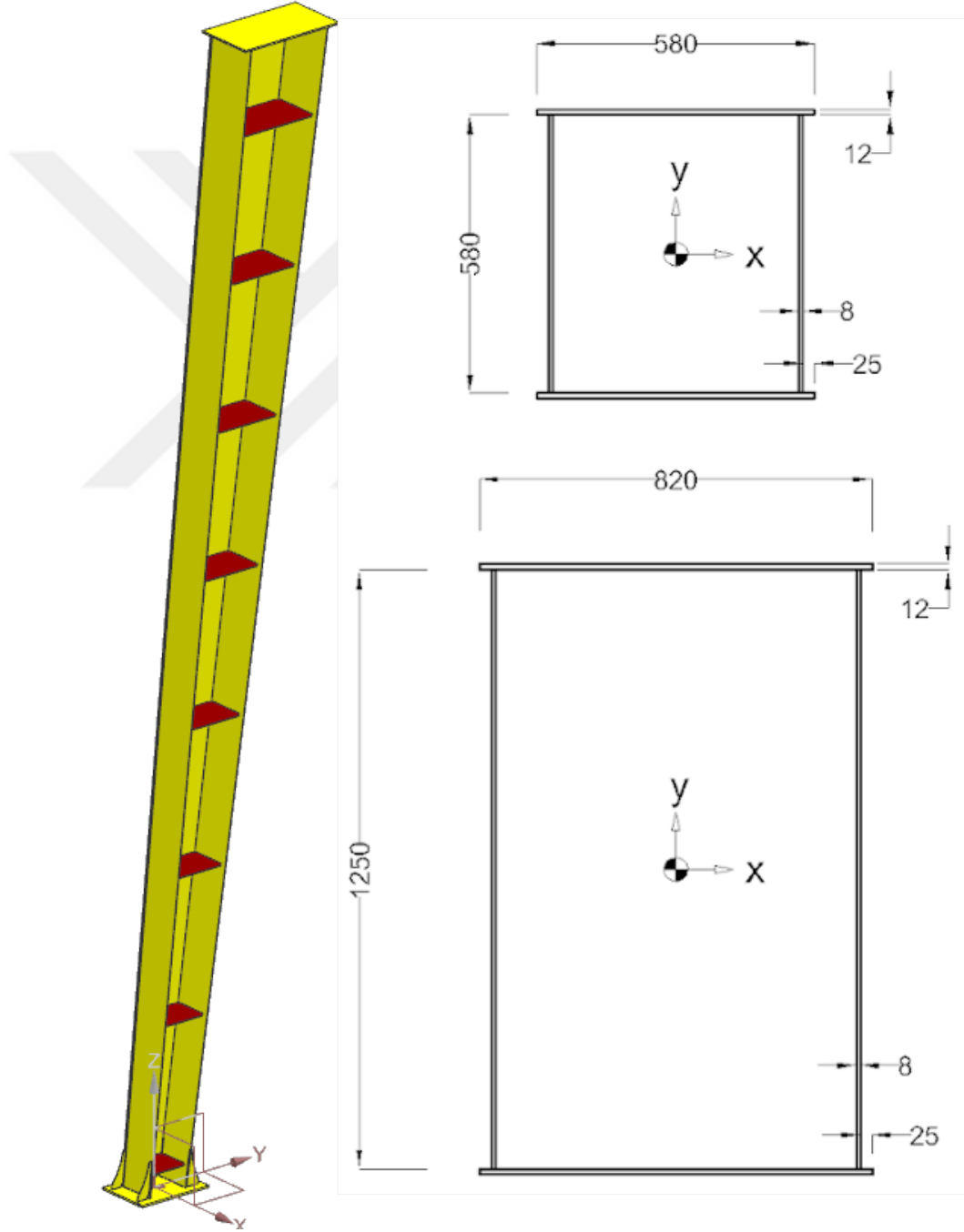
Ayaklar portal krenlerdeki bir diğer kritik eleman grubudur. Kren kanca yüksekliğine göre boyutlandırılırlar ve kirişteki yükün zemine aktarılması ayaklar üzerinden gerçekleşir. Ayaklar basit kiriş mantığıyla biri sabit diğeri oynak olacak şekilde tasarlanır ve monte edilir. Sabit ayak yükten ve zati ağırlıktan gelen dik yükleri taşıdığı gibi ivmelenme, frenleme, tampon kuvvetleri, rüzgar kuvvetleri gibi dik olarak etki etmeyen yükleri de taşırlar. Daha fazla yüke maruz kalacaklarından ötürü oynak ayaklara nispeten daha mukavim olacak şekilde büyük kesitlere sahiptirler. Sabit ayak kesiti en alttan en üste eksenine göre lineer şekilde büyümektedir. Şekil 6.6'da sabit ayak tasarımı, iç kısmındaki mukavemet artırıcı takviye plakaları, en üst ve en alt kesit büyüklükleri görülmektedir.



Şekil 6.6 : Sabit ayak izometrik görünümü ve alt-üst kesit ölçüleri.

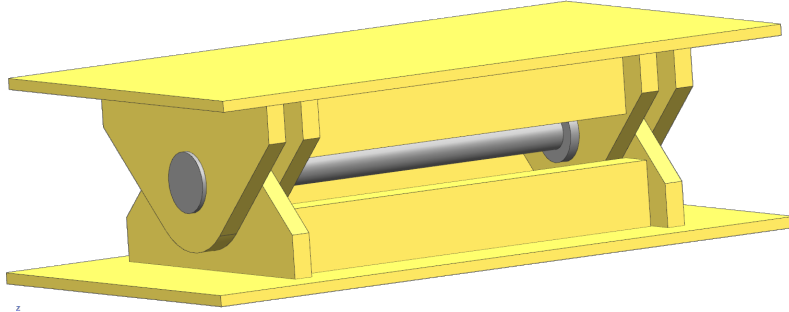
6.3 Oynak Ayak Tasarımı

Portal krende diğer tip ayak konstrüksiyonu ise oynak ayaklardır. Sadece zati ağırlık, faydalı yük gibi zemine dik yükleri taşırlar. Sadece düşey yüklere maruz kaldıklarından sabit (rijit) ayaklara kıyasla daha küçük kesitlere sahiptirler. Sabit ayakta olduğu gibi oynak ayaklarda da takviye plakaları ile mukavemetin artırılması planlanmıştır. Şekil 6.7’de oynak ayak konstrüksiyonu, içindeki takviye plakaları, alt kesit ve üst kesit ölçüleri görülmektedir.



Şekil 6.7 : Oynak ayak izometrik görünümü ve alt-üst kesit ölçüleri.

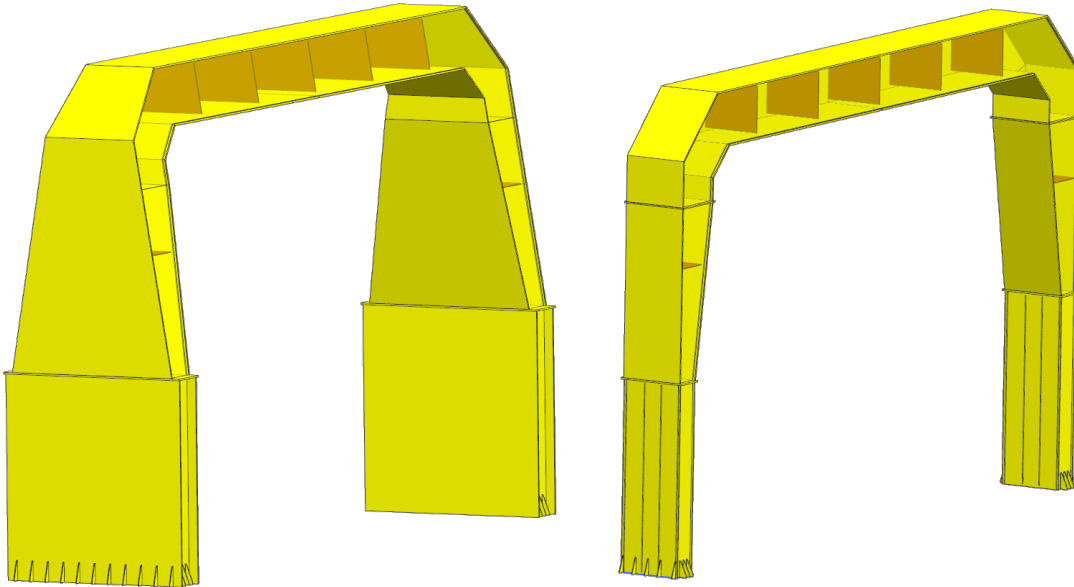
Oynak ayaklar kirişlere mafsallı bir yapı ile bağlıdır. Bu bağlantı sayesinde oynak ayaklar sadece raya dik kuvvetlere maruz kalırlar. Bu montajlı parçanın ortasında bir mil bulunur. Yüksek kesme kuvvetlerine maruz kalacağı için yüksek mukavemetli ıslah çeliğinden üretilir. Bu çalışmadaki mafsallı yapı Şekil 6.8’de görülmektedir.



Şekil 6.8 : Kiriş-oynak ayak bağlantı mafsalı.

6.4 Deveboynu Tasarımı

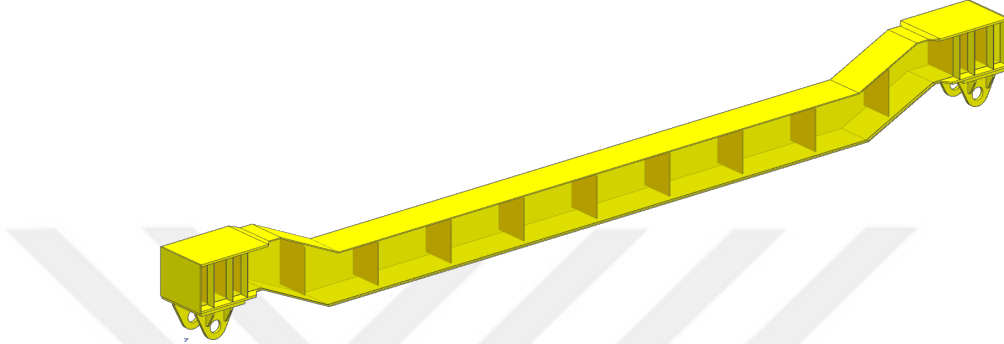
Çalışmadaki portal krenin iki tarafında da deveboynu vardır. Deveboynu portal krende bacaların rijitliğini ve stabilitesini artıran yapılardır. Portafolu krenlerde tercih edilirler. Çift portafolu krenlerde iki ayakta, tek portafolu krenlerde ise portafonun bulunduğu tarafta tasarımcının inisiyatifine göre kullanılabilir. Çalışmadaki sabit ayak ve oynak ayak deveboynu tasarımları Şekil 6.9’da görülmektedir.



Şekil 6.9 : Sabit ayak deveboynu ve oynak ayak deveboynu.

6.5 Gergi Kirişi Tasarımı

Sabit ayakların ve oynak ayakların altında gergi kirişi olarak adlandırılan bağlantı parçaları bulunur. Ayaklardan gelen yükler gergi kirişine, gergi kirişinden de bojilere iletilir. Gergi kirişleri bojilere birer mafsalla bağlanır. Şekil 6.10'da gergi kirişi konstrüksiyonu, mafsal bağlantıları ve gergi kirişi içerisindeki boyuna takviyeler görülmektedir.

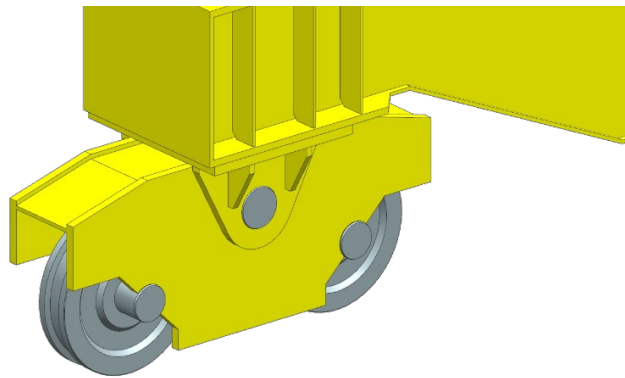


Şekil 6.10 : Gergi kirişi genel görünümü.

Çok yüksek tonajlı krenlerde gergi kirişi başına ikişer boji yeterli olmayabilir. Bu durumda gergi kirişi önce büyük denge kirişi denen bir yapıya bağlanır. Her bir büyük denge kirişi ise iki adet küçük denge kirişine bağlanır. Son olarak küçük denge kirişleri de bojilere bağlanır ve ayaklardan gelen yük aktarımı bu şekilde gerçekleştirilir.

6.6 Boji Tasarımı

Tekerlek bloğu, yürüyüş motoru, yürüyüş redüktörü, tampon gibi parçaların bağlı olduğu yapıya boji denir. Gergi kirişinden gelen yükler boji ile tekerleklere oradan da raya iletilir. Bu çalışmadaki krende Şekil 6.11'den de görülebileceği üzere her bojide ikişer tekerlek bulunmaktadır. Kren tekerlekleri 630 mm çapındadır.



Şekil 6.11 : Boji konstrüksiyonu.



7. SONLU ELEMANLAR METODU İLE ANALİZ

Sonlu elemanlar metodundaki temel prensip karmaşık bir problemin çözümünü daha basit bir ifadeyle değiştirip bulmaktır. Esas problem daha basit bir ifade ile değiştirildiğinden ötürü bulunacak çözüm kesin çözüm değil yaklaşık bir çözüm olacaktır.

Karmaşık geometri, yükleme durumu veya malzeme özellikleri içeren fiziksel sistemlerde genelde analitik matematiksel bir çözüme ulaşmak mümkün değildir. Analiz edilen parçanın herhangi bir yerindeki bir bilinmeyene ulaşmak için kullanılan analitik çözümler ise fizikçiler veya mühendisler tarafından oluşturulmuş adi veya kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünü gerektirir. Geometrinin, yükleme tiplerinin ya da malzeme özelliklerinin karmaşık oluşu da bu diferansiyel denklemlerin çözümünü imkansız kılar [22]. Bu sebeple başta sonlu elemanlar metodu olmak üzere nümerik metotlar bu gibi durumlarda en elverişli alternatiflerdir.

7.1 Sonlu Elemanlar Metodu Genel Tanımı

Sonlu elemanlar metodunda katı, sıvı, gaz gibi bir madde hacmi veya fiili bir sürekli ortam, eleman adı verilen altbölümler kümesine ayrıştırılarak ifade edilir. Bu elemanların düğüm denilen belirlenmiş birleşme yerlerinden birbirlerine bağlı oldukları düşünülür. Düğümler genelde birbirlerine bağlanmış komşu eleman sınırları üzerindedirler. Sürekli ortam içindeki deplasman, gerilme, sıcaklık vb. bir alan değişkeninin esas sapmalarının bilinmiyor oluşundan ötürü bir sonlu eleman içindeki alan değişkeninin sapmalarının basit bir fonksiyon ile yaklaşık olarak bulunabileceği varsayılır. Enterpolasyon modelleri olarak da isimlendirilen bu yaklaşım fonksiyonları düğümlerdeki alan değişkeni değerleri cinsinden tanımlanır. Komple sürekli ortam için alan denklemleri yazıldığında, alan değişkenlerinin düğüm değerleri yeni bilinmeyenler olacaktır. Genelde matris denklemleri formunda olan sonlu elemanlar denklemleri çözüldüğünde de alan değişkenlerinin düğüm değerleri bulunacaktır. Bunlar bilinince ise yaklaşım fonksiyonları eleman kümesindeki alan değişkenlerini tanımlayacaktır [23].

Sonlu elemanlar yöntemi ile bir sürekli ortamlar probleminin çözümü daima belli bir sıra ile adım adım ilerler. Aşağıda bu çalışmada kullanılan statik yapısal analiz süreci adım adım verilmiştir [23]:

Birinci adım: İlk adımda yapı veya çözüm bölgesi elemanlara ayrılır. Böylece, yapı uygun sonlu elemanlarla modellenmiş olur.

İkinci adım: Kompleks bir yapının belirli yükleme koşullarındaki deplasman çözümü kesin olarak tahmin edilemeyeceği için bir yaklaşım sağlamak adına bir eleman içerisinde uygun bir çözüm varsayılır. Varsayılan çözüm hesapsal olarak basit olmalı ancak belli yakınsaklık koşullarını da yerine getirmelidir.

Üçüncü adım: Uygun bir değişken prensibi (ağırlıklı artık yöntemi vb.) kullanılarak varsayılan deplasman modelinden eleman e'nin rijitlik matrisi $[K^{(e)}]$ ve yük vektörü $\vec{P}^{(e)}$ türetilir.

Dördüncü adım: Yapı birçok sonlu elemandan meydana geldiğinden tekil eleman rijitlik matrisleri birleştirilmeli ve genel denge denklemleri 7.1'deki gibi formüle edilmelidir.

$$[K] \vec{\Phi} = \vec{P} \quad (7.1)$$

Burada $[K]$ birleştirilmiş rijitlik matrisi, Φ düğüm deplasmanlar vektörü ve \vec{P} komple yapının düğüm kuvvetler vektörüdür.

Beşinci adım: Problemin sınır şartlarının hesaba katılması için tüm denge denklemleri modifiye edilmez. Sınır şartlarının katılımı sonrası denge denklemleri 7.2'deki gibi ifade edilebilir.

$$[K] \vec{\Phi} = \vec{P} \quad (7.2)$$

Lineer problemler için $\vec{\Phi}$ vektörü çok kolay çözülebilir. Lineer olmayan problemlerde ise çözüm, her adımında rijitlik matrisi ve yük vektörünün modifiye edildiği adımlarla elde edilebilir.

Altıncı adım: Elemanların birim şekil değişimi ve gerilmeleri gerekli katı veya yapısal mekanik formülleri kullanılarak bilinen düğüm deplasmanlardan $\vec{\Phi}$ elde edilebilir.

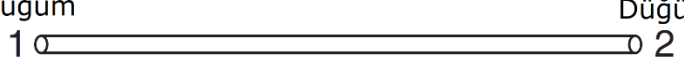
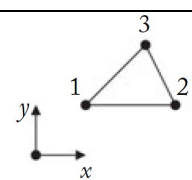
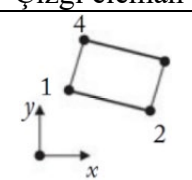
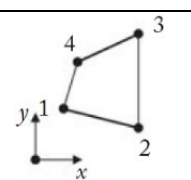
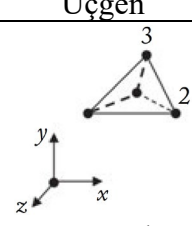
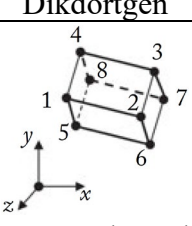
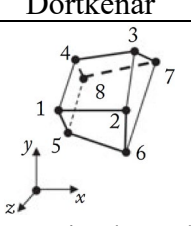
7.2 Eleman Tipleri

Mühendislik problemlerinin sonlu eleman kullanarak modellenmesinde tek bir yöntem yoktur. Aynı fiziksel problemin modellenmesi işlemi farklı tip elemanlar kullanılarak yapılabilir. Burada önemli olan, modellemeyi yapan mühendisin farklı eleman tiplerinin kapasitelerini ve yol açtığı kısıtlamaları özümsemiş olmasıdır. Çözüm için hesapsal yükü çok fazla artırmadan modellemeyi mümkün olduğunca orjinaline yakın yapmak için eleman şekilleri, büyüklükleri, sayısı ve dizilimi dikkatlice seçilmelidir.

Elemanlar tek boyutlu (1B), iki boyutlu (2B) veya üç boyutlu (3B) olabilir. Bir boyutlu elemanlar çubuk veya kiriş elemanlardır. İki boyutlu elemanlar üçgen veya dörtgen şeklindedir ve düzlem katı veya plaka geometrilerde kullanılırlar. Üç boyutlu elemanlar ise dörtyüzlü veya altıyüzlü olabilir. Aynı zamanda üç boyutlu elemanlar katı eleman, kabuk eleman, membran eleman ya da kiriş eleman olabilirler. Sık rastlanan bazı sonlu eleman tipleri Çizelge 7.1’de verilmiştir. Çizelgede numaralandırılmış içi dolu noktalar elemanların düğüm noktalarıdır (node).

Çizelge 7.1’de gösterilen elemanlar genelde lineer elemanları temsil eder. Kavisli veya eğimli geometrileri modellemek için ise daha yüksek mertebeli elemanlar kullanılabilir. Bunlar üç düğümlü çubuk, altı düğümlü üçgen, sekiz düğümlü dörkenar gibi ikinci dereceden elemanlar veya dört düğümlü çubuk, dokuz düğümlü üçgen, on iki düğümlü dörtkenar, otuz iki düğümlü altıyüzlü gibi üçüncü dereceden elemanlardır. Yüksek mertebeli elemanlar daha isabetli sonuçlar verir ancak işlem yükünü artırır.

Çizelge 7.1 : Sonlu elemanlar metodunda kullanılan çeşitli eleman tipleri [25].

Boyut	Eleman tipleri		
1B (çizgi)	Düğüm 1  Düğüm 2 Çizgi eleman		
2B (düzlem)	 Üçgen	 Dikdörtgen	 Dörtkenar
3B (katı)	 Dörtyüzlü	 Düzgün altıyüzlü	 Düzensiz altıyüzlü

7.3 Sonlu Elemanlar Metodu Kısa Tarihi

Sonlu elemanlar metodunun mucidinin kim olduğu hakkında fikir ayrılıkları devam etse de metodun 1950'li yıllarda yapılan havacılık ve uzay mühendisliği araştırmaları sırasında keşfedildiği evrensel olarak kabul edilmektedir. Profesör Jon Turner ve John Argyris metodun bulunup geliştirilmesine katkı sağlayan ilk iki bilim insanıdır. Profesör Ray Clough da Turner ile beraber çalışmış ve aynı şekilde katkı sağlayan diğer bir bilim insanıdır. Turner, 1953 yılında dış kaplamayı sabit gerilmeye sahip üçgen elemanlarla temsil ederek uçak kanadı modellerinin geliştirilmesi fikrini ortaya attı. Turner'ın bu düşüncesi mühendislik görüşü olarak oldukça iyi bir örnekti. Turner, bu yaklaşımında üçgen eleman kenarlarının deformasyon esnasında düz çizgi olarak kaldığını ve bunun da komşu elemanlar arası boşluk oluşumunu engellediğini anlamıştır. Üçgen elemanlarla kanatların analizini sağlayan bu spesifik metoda doğrudan rijitlik metodu denmiştir [24].

Argyris'in matris yapısal analiz formülasyonları ve esneklik ile direngenlik analiz metodlarını kullanarak hesapsal süreçlerdeki benzerliği içeren ilk çalışmaları 1954-1955 arası makalelerde yayınlanmıştır. Sonrasında ise bu çalışmalar birleştirilip 1960'ta kitap haline getirilmiştir.

Turner'ın girişimlerinden birkaç yıl sonra Ray Clough doğrudan rijitlik metodu teriminin daha geniş bir içeriğe sahip olduğunu farketti. Metod için „Sonlu Elemanlar Metodu“ isminin daha iyi bir isim olacağını düşünüp 1960'ta yayımlanan makalesinde bu ifadeyi kullanmıştır. Clough ve öğrencisi tarafından ortaya konan bundan sonraki çalışma ise gerilme analizleri için geliştirilen ilk SEM programının yapımına öncülük etmiştir.

İlk zamanlardaki popülerliğine rağmen bilim dünyasından birçok insan metodun matematiksel kesinliği hakkında şüpheci yaklaşıyorlardı. Sonlu elemanlar metodunun matematiksel değerlendirmesi ve yakınsaklığını temin eden koşullar Strang ve Fix tarafından 1973'te yayımlanan kitapta işlendi. Bunlar sağlandıktan sonra metod çok popülerleşti. UC Berkeley'den Wilson'ın büyük katkılarıyla ise bugünkü analiz programlarında da hala algoritmik yapısına rastlanılan SAP programının buluşu sağlandı [24].

7.4 SEM'in Mühendislikte Uygulama Alanları

İlk bölümde sonlu elemanlar metodunun havacılık ve uzay mühendisliği araştırmaları sırasında bulunup geliştirildiği söylenmişti. Çizelge 7.2'de de SEM'in mühendislikte kullanıldığı bazı alanlar ve uygulama örnekleri verilmiştir.

Çizelge 7.2'dekilere ilave olarak inşaat yapılarının, hava araçlarının, nükleer muhafaza yapılarının doğal frekansı ve stabilite analizleri gibi özdeğer problemleri ve kararsız akış analizleri, dalga yayılım problemleri, yapıların dinamik yüklere tepkilerinin analizi gibi yayılım problemleri de mühendislik alanında sonlu elemanlar yöntemiyle çözüme ulaşan diğer bazı konulardır.

Çizelge 7.2 : Mühendislikte sonlu elemanlar metodu uygulamaları [23].

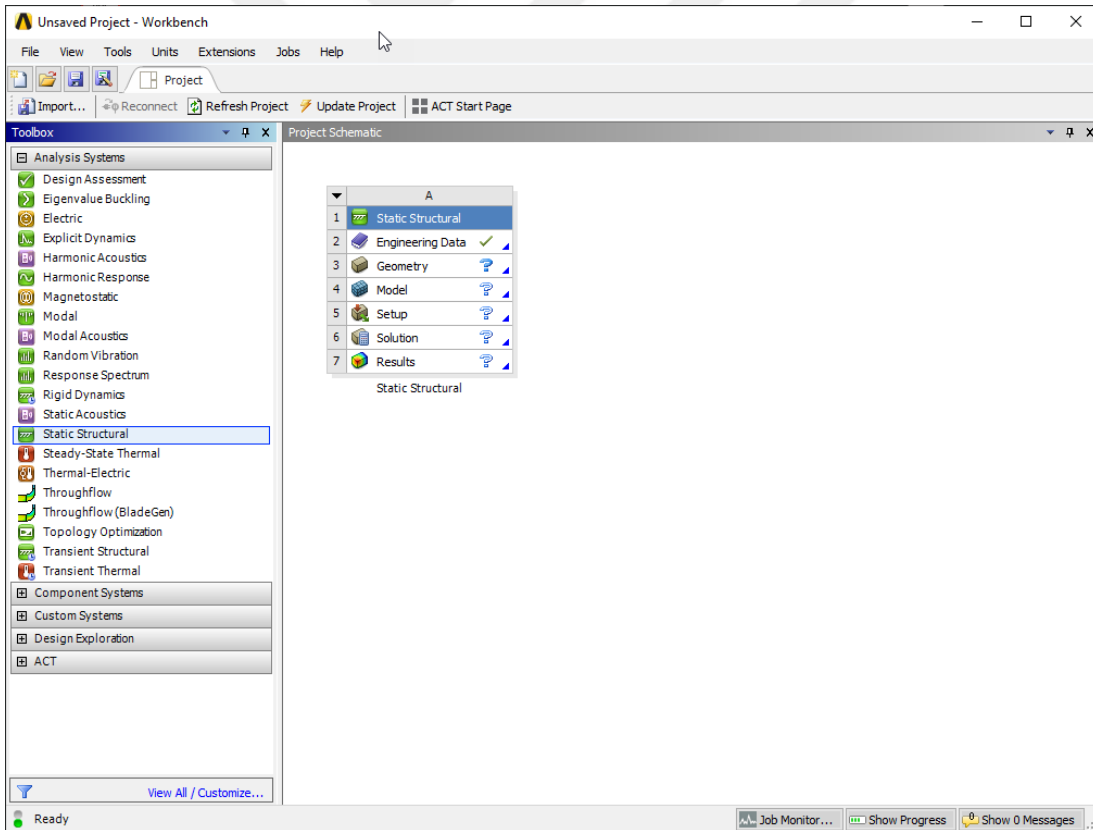
Çalışma alanı	Uygulama
İnşaat mühendisliği yapıları	Kafes yapıların, çerçevelerin, katlanmış plakların, kabuk çatıların, perde duvarların, köprülerin and öngerilmeli betonarme yapıların statik analizi
Havacılık ve uzay yapıları	Uçak kanatlarının, gövdelerinin, stabilizerlerinin roketlerin, uzay araçlarının ve füze yapılarının statik analizi
Isı iletimi	Katı ve sıvılarda kararlı hal sıcaklık dağılımı analizi
Jeomekanik	Kazıların, istinat duvarlarının, yeraltı açıklıklarının, kayaçların analizleri ve zeminde, barajlarda, katmanlı kazıklarda, makine temellerinde gerilme analizleri
Hidrolik ve su kaynakları mühendisliği; hidrodinamik	Potansiyel akışların, açık yüzey akışlarının, sınır tabaka akışlarının, viskoz akışların, sesötesi aerodinamik problemlerin; hidrolik yapıların ve barajların analizi
Nükleer mühendisliği	Nükleer basınçlı kapların ve muhafaza yapılarının analizi; reaktör bileşenlerinin kararlı hal sıcaklık dağılımı analizleri
Biyomedikal mühendisliği	Göz yuvarlarının, kemiklerin ve dişlerin gerilme analizi; implantların ve prostetik sistemlerin taşıma kapasitesi analizi; kalp kapakçıklarının mekanik analizi
Mekanik tasarım	Gerilme yığılması problemleri; basınçlı kapların, pistonların, kompozit malzemelerin, mafsallı bağlantıların ve dişlilerin gerilme analizleri
Elektrik makinaları ve elektromanyetizma	Senkron ve indüksiyon motorlarının kararlı hal analizleri; elektrik makinaların eddy akımı kayıpları ve manyetostatik

7.5 SEA Yazılımı ile Analiz

Bu bölümde bilgisayar destekli mühendislik yazılımları arasında en yaygın programlardan biri olan ANSYS programından bahsedilip kısaca arayüzü tanıtılacaktır. Sonrasında ise çalışmada tasarımı yapılan krenin analiz adımları anlatılacaktır.

7.5.1 ANSYS Workbench arayüzü

Çalışmada tasarlanan krenin statik analizleri ANSYS yazılımı ile yapılmıştır. ANSYS'te bu tip bir analiz için firmanın sonradan geliştirdiği ve klasik ANSYS'e göre daha kullanıcı dostu olan ANSYS Workbench kullanılır. Yapılacak analiz tipinin seçimi, malzeme veritabanı, analiz için modelleme veya dışarıdan model girdisi gibi işlemler bu arayüzde derli toplu bir şekilde gözükmektedir. Şekil 7.1'de ANSYS Workbench arayüzü görülebilir.



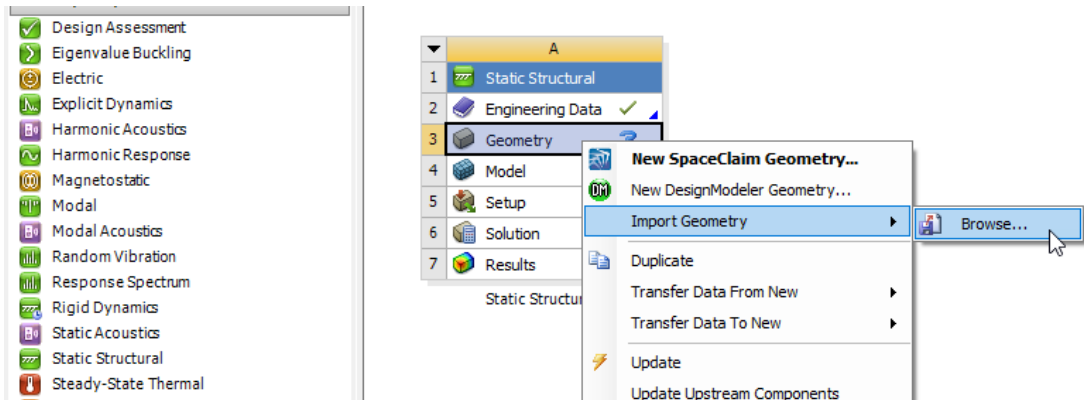
Şekil 7.1 : ANSYS Workbench arayüzü.

Soldaki Toolbox'ta Analysis Systems başlığının altında yazılımın analiz imkanı sunduğu burkulma, modal analiz, rastgele titreşim, statik yapısal gibi analiz tipleri görülmektedir. Yapılacak analiz tipi sol taraftan seçilip sürükle-bırak yöntemiyle

sağdaki boş alana bırakılır. Çalışmada statik yapısal analiz yapıldığı için Şekil 7.1'deki örnekte de “Static Structural” (Statik Yapısal) analiz tipi seçilmiştir. Sağda sürükleyip bırakılan kutucukta (1) numarada analiz tipi gözükmemektedir. (2) numaralı Engineering Data ise malzeme tanımlama arayüzüne ulaşmayı sağlar. Buradan Engineering Data Sources tıklanarak ANSYS'in geniş malzeme veritabanından analizde kullanılacak malzemeler seçilebilir veya malzeme veritabanında mevcut değilse malzemenin fiziksel özellikleri, mekanik özellikleri, sürtünme davranışı, ömür karakteristikleri gibi analizde gerekecek veriler kullanıcı tarafından girilip yeni bir malzeme tanımlanabilir. Herhangi bir değişiklik yapılmaması durumunda ANSYS malzemeyi S235 yapısal çeliği olarak kabul eder ve çözümü ona göre yapar. Bu çalışmada da ana malzeme mekanik ve fiziksel özellikleri Çizelge 4.13'te verilen S235 çeliği olduğu için malzeme kısmında bir değişikliğe gidilmemiştir. (3) numaralı “Geometry” bölümünden de başka bir CAD yazılımı ile tasarlanmış bir model Workbench'e aktarılabilir ya da ANSYS'in kendi tasarım modülleri olan DesignModeler veya SpaceClaim kullanılabilir. (4) numaralı “Model” kısmından ise ANSYS Mechanical modülüne girilir. Bu modülden ağ örgüsünün oluşturulması (mesh atmak), parçalar arası temas ilişkilerinin kurulması (contactların belirlenmesi), sınır şartların belirlenmesi, problemi çözdürme ve sonuçların görüntülenmesi gibi işlemler yapılır. Böylece (5), (6) ve (7) de tamamlanır ve analiz bitmiş olur.

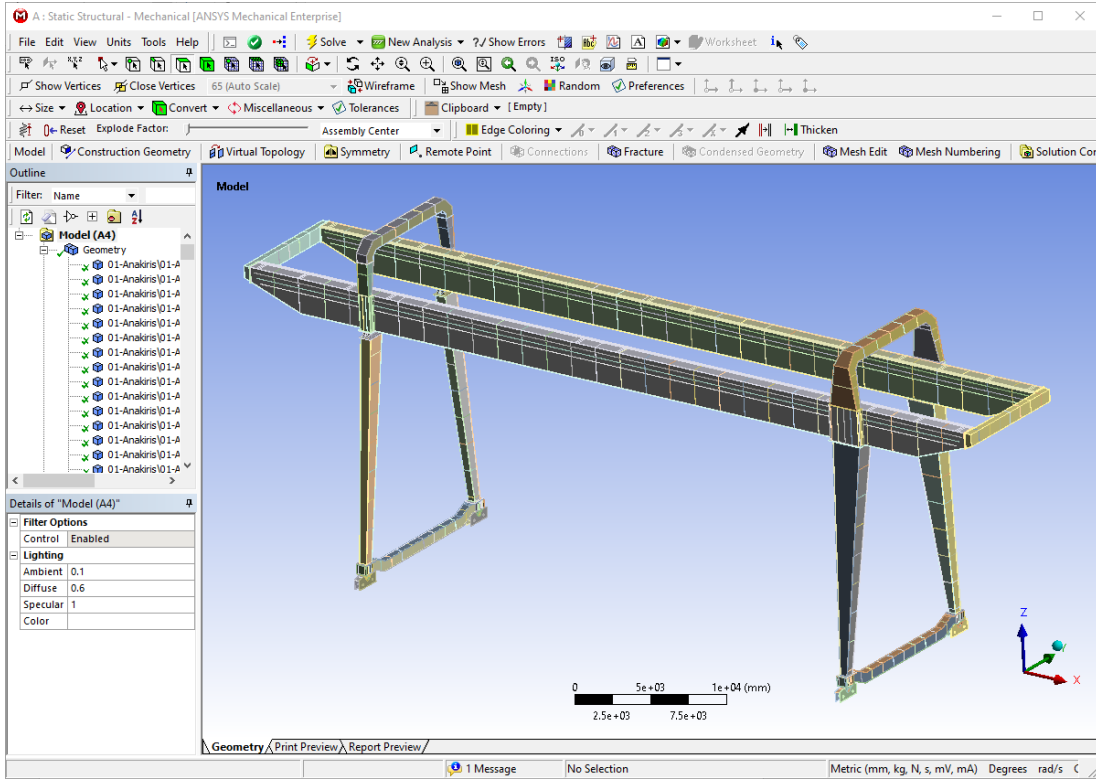
7.5.2 Kren modelinin SEA yazılımına aktarılması

Çalışmada krenin parçalarının tasarımı Siemens NX adlı CAD yazılımında yapılmıştır. Sonrasında bu parçalar yine aynı yazılımın montaj modülünde birleştirilmiş ve ortak CAD formatlarından (neutral file format) biri olan STEP214'e dönüştürülmüştür. Dönüştürülen bu dosya ANSYS Workbench'e Şekil 7.2'de görüldüğü gibi aktarılır.



Şekil 7.2 : Modelin ANSYS Workbench'e aktarılması.

Kren modeli Import Geometry > Browse seçeneği ile yüklendikten sonra kutucuktaki (4) Model satırına çift tıklanır ve işin büyük bir kısmının yapılacağı ANSYS Mechanical modülü açılır. Krenin sonlu elemanlar modeli ve ANSYS Mechanical görünümü Şekil 7.3'te görülmektedir.



Şekil 7.3 : Kren sonlu elemanlar modelinin ANSYS Mechanical'da görünümü.

Model geometrisi sonlu elemanlar yazılımına atılmadan önce mümkün olduğunca basitleştirilmiş olmalıdır. Sonuca fazla etki etmeyecek küçük detaylar geometriden temizlenmelidir. Temizleme işlemi yapılmayan analizlerde ağ örgüsü daha fazla düğüm ve elemandan böylece işlem yükü çok fazla artacaktır. Bunun yanında kalitesiz bir ağ örgüsü oluşabilir ve hatalı analiz sonuçları elde edilebilir. Bu çalışmada da krende önceden radyuslu tasarlanmış yerler temizlendikten sonra model ANSYS'e aktarılmıştır.

7.5.3 Temas ilişkilerinin belirlenmesi

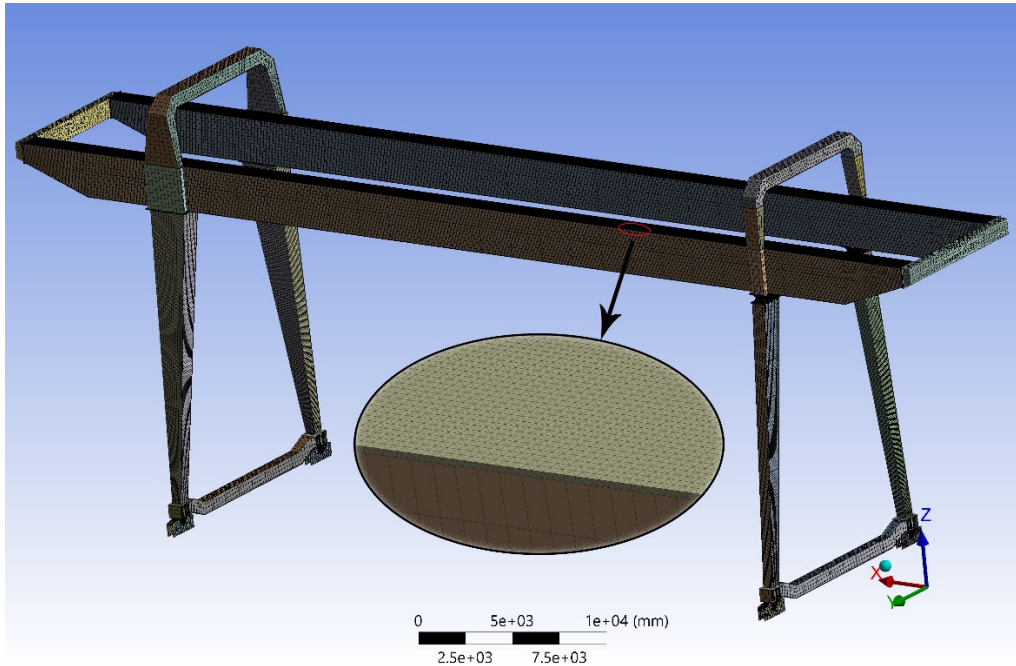
Geometri aktarıldıktan sonra kren modelindeki parçalar arası temas ilişkileri (contact types) belirlenmiştir. Temas ilişkileri birbirine bitişik veya yakın olan parçaların kuvvet vb. bir etki altında nasıl davranacağını belirlemek amacıyla verilir. ANSYS Mechanical'da 5 farklı temas tipi vardır. Bu çalışmada lineer bir analiz yapıldığı için sadece “bonded” ve “no separation” temas tipleri kullanılmıştır. “Frictionless”,

“Rough” ve “Frictional” temas tipleri lineer olmayan analizlerde kullanılmaktadır. Bonded temas tipi, parçalar arasında izafi hareketin olmadığı durumlarda tanımlanır. Parçalar kaynak yöntemiyle bağlanmış gibi düşünülür. “No Separation” temas tipinde ise parçalar arasında normal yönde hareket kısıtlı, teğetsel yönde ise harekete izin vardır. Ayrışma olmadan yüzeyler üzerinde kayma hareketinin olması gerektiği yerlerde “No Separation” tanımlanır.

ANSYS’te temas ilişkileri kullanıcı tarafından tek tek tanımlanabilir veya program tarafından otomatik oluşturulabilir. Bu çalışmada “Contacts” kısmından kıstaslar belirlenmiş ve “Create Automatic Connections” komutu ile temas ilişkileri oluşturulmuştur. Program varsayılan olarak tüm temas tiplerini “Bonded” olarak belirler. Burada sadece oynak ayaklardaki mafsal bağlantılarda harekete izin verilen yerler “No Separation” olarak belirlenmiştir.

7.5.4 Ağ örgüsünün oluşturulması

Sonlu elemanlar metodu ile analizde ağ örgüsü oluşturulması (mesh) işinin en kritik adım olduğu söylenebilir. Burada daha isabetli sonuçlar alınabilmesi adına bilgisayar kapasitesi elverdiğince mesh kalitesi yüksek tutulmaya çalışılmıştır. Mesh kalitesini iyileştirmek için mesh ayarları global olarak veya yerel olarak (belirlenen yüzey veya parçalarda) yapılabilir. Şekil 7.4’te çalışmadaki portal krenin ağ örgüsü oluşturulmuş sonlu elemanlar modeli görülmektedir.



Şekil 7.4 : Ağ örgüsü oluşturulmuş kren modeli.

Mesh kalitesini artırmak için yapılabilecek en temel ve basit işlemlerden biri eleman boyutlarını değiştirmektir. Eleman boyutları modele göre seçilmelidir ve fazla küçük boyutlar çok fazla düğüm noktası ve eleman oluşturup bilgisayar kapasitesi yetmeyeceği için analizi çözümsüz bırakabilir. Çizelge 7.3'te bu çalışmada analizi yapılan portal kren bileşenlerinin boyutları verilmiştir.

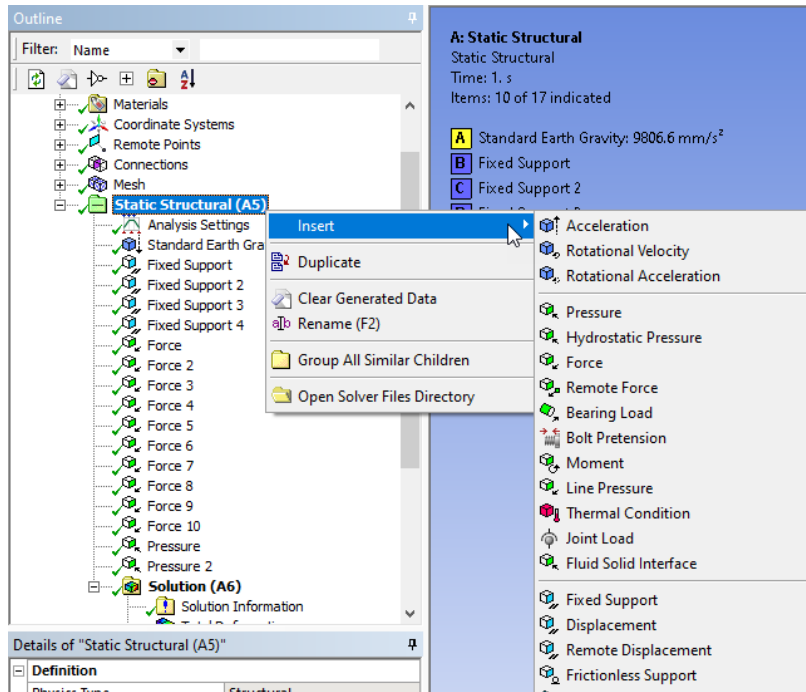
Çizelge 7.3 : Kren bileşenlerinin eleman boyutları.

Kren parçası	Eleman boyutu (mm)	Kren parçası	Eleman boyutu (mm)
Ana kiriş üst kuşak	40	Deveboynu, gergi kirişi ve uç bağlantılar	250
Ana kiriş yan plakalar	80	Bojiler	50
Ana kiriş alt kuşak	80	Mafsal bağlantı mili	10
Ayaklar	80	Mafsal bağlantı yapısı	40

Yukarıda belirtilmeyen elemanlar da global mesh ayarlarında belirlendiği şekilde 250 mm olarak boyutlandırılmıştır. Çizelge 7.3'teki boyutlandırmalara göre kren montajı halinde 1.068.159 adet eleman ve 2.881.018 adet düğüm noktası oluşmuştur.

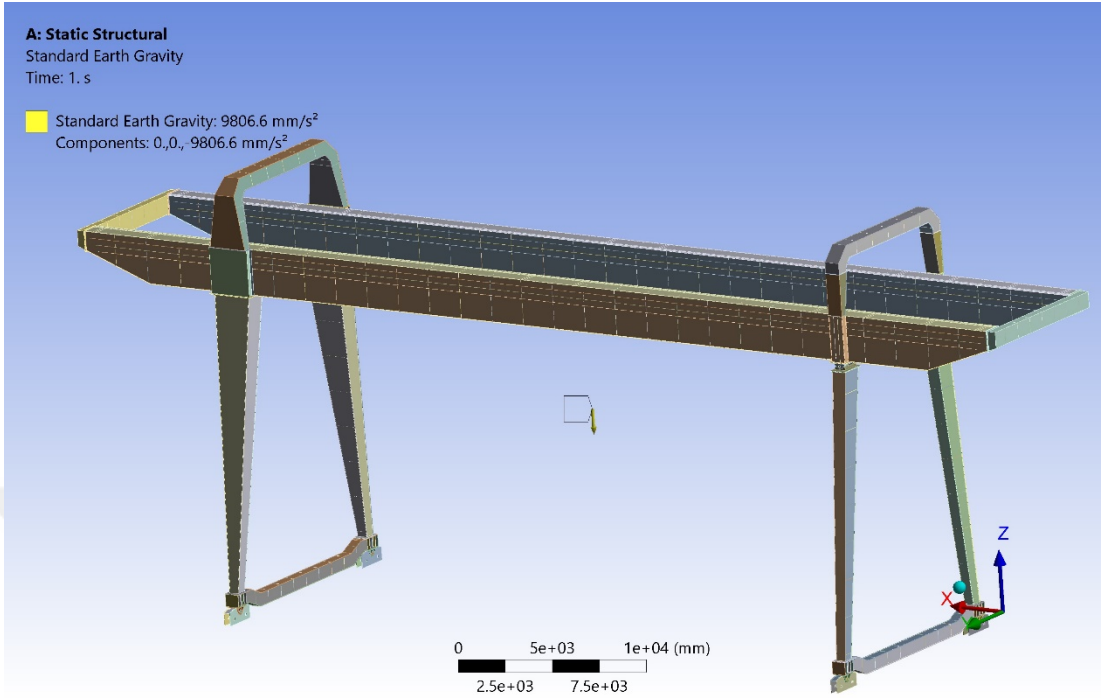
7.5.5 Sınır koşullarının belirlenmesi

Ağ örgüsü oluşturulduktan sonra sınır koşulları tanımlanmalıdır. Sınır koşulları, Şekil 7.5'te de görüldüğü gibi Outline başlıklı bileşen ağacındaki "Static Structural > Insert" menüsünden eklenir.



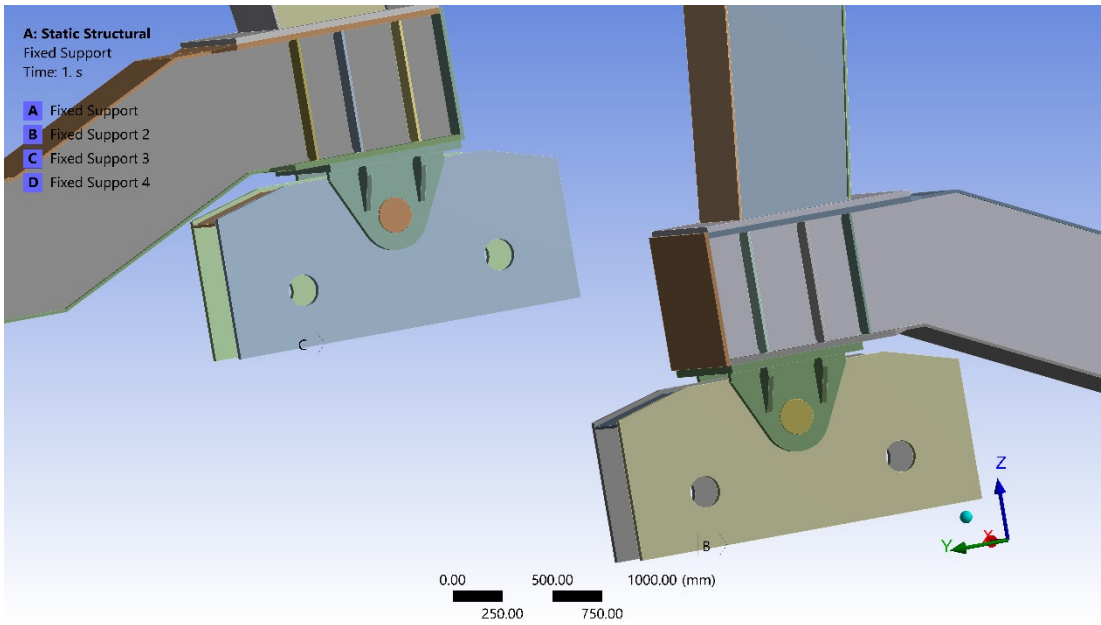
Şekil 7.5 : Analizde sınır koşulu tanıtılması.

Zati ağırlıkların analizde etkili olması için ilk olarak yerçekimi ivmesi tanımlanmıştır. Şekil 7.6’de yerçekimi ivmesinin analize tanımlanmış hali görülmektedir.



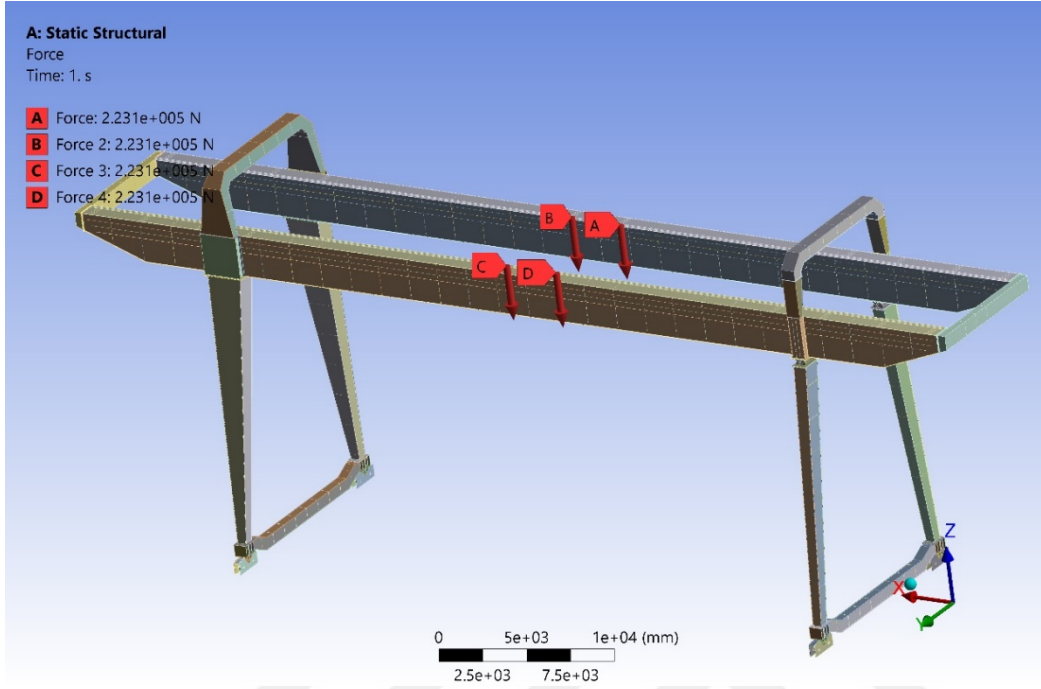
Şekil 7.6 : Yerçekimi ivmesinin tanımlanması.

Yerçekimi ivmesi eklendikten sonra mesnetler tanımlanmıştır. Kren bojilerin altlarından zemine sabit mesnetli kabul edilip bu bölgelere “Fixed Support” tanımlanmıştır. Şekil 7.7’de bu koşul görülmektedir.



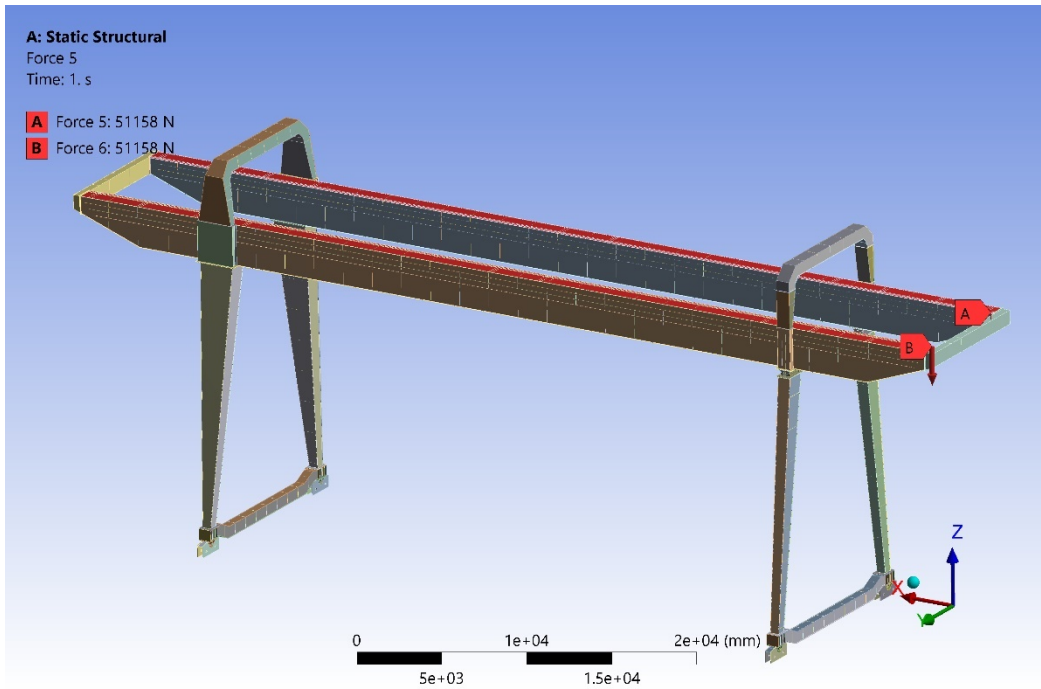
Şekil 7.7 : Mesnetlerin tanımlanması.

Yükten ve araba zati ağırlığından dolayı kirişe etkiyen yük Şekil 7.8'deki gibi tanımlanmıştır. Hesaplamalarda elde edilen araba tekerleği başına düşen yük, tekerlek konumlarına göre ayrı ayrı 4 yerden tanımlanmıştır.



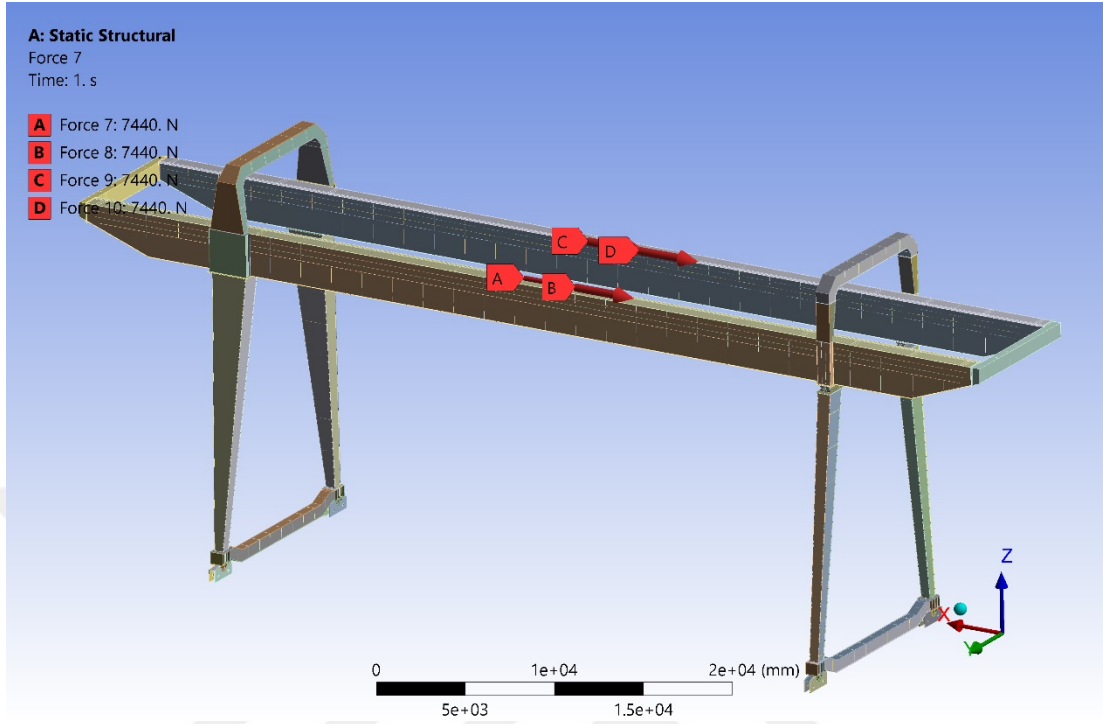
Şekil 7.8 : Araba tekerleklerinde oluşan yüklerin tanımlanması.

Her bir kiriş üzerindeki ray, krapo, elektrik kabloları konstrüksiyonu, servis platformu gibi yayılı yükler ise Şekil 7.9'da olduğu gibi analize tanımlanmıştır.



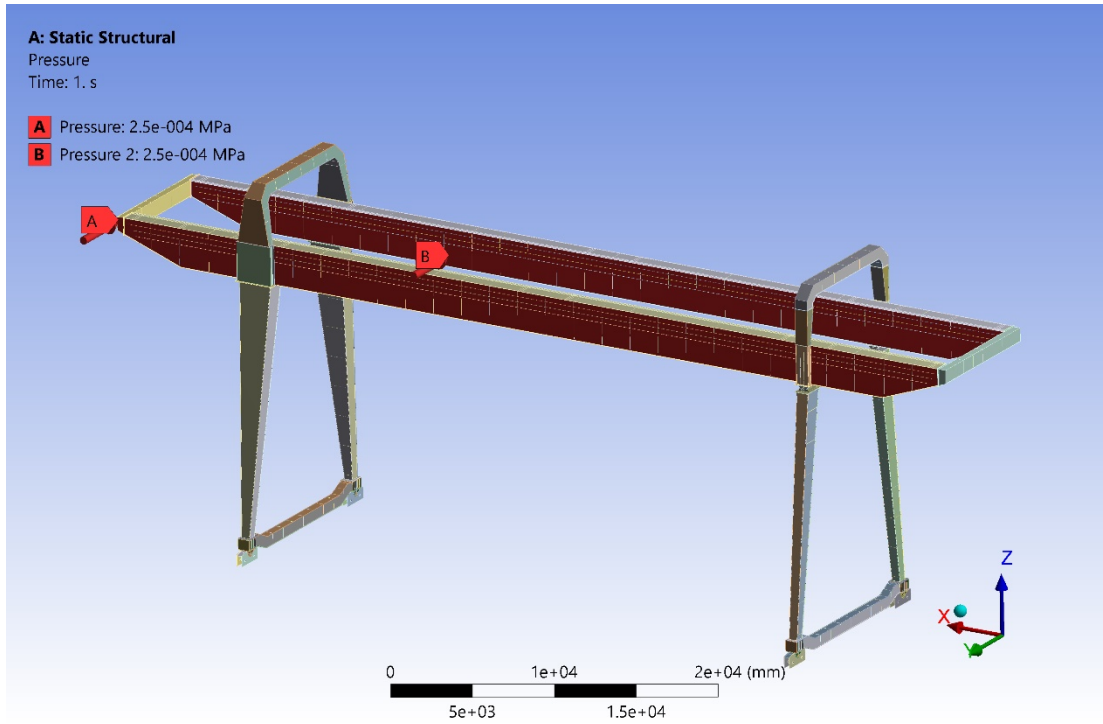
Şekil 7.9 : Yayılı yüklerin tanımlanması.

Arabanın frenlemesinden doğacak kuvvetler ise Şekil 7.10'da görüldüğü gibi uygulanmıştır.



Şekil 7.10 : Araba fren yüklerinin tanımlanması.

Son olarak rüzgar basıncı kirişlere uygulanmıştır. Rüzgarın sisteme tanımlanışı Şekil 7.11'de görülebilir.



Şekil 7.11 : Rüzgar basıncının modele tanımlanması.

Krenin ağ örgüsü, temas ilişkileri ve sınır koşulları belirlendikten sonra geriye kalan problemi çözdürmektir. Çözdürme süreci analizin yapıldığı bilgisayarın kapasitesine göre değişiklik gösterir. “Outline” başlıklı bileşen ağacındaki “Solution > Solve” menüsü ile çözüm işlemi başlatılır.

7.6 Sonlu Elemanlar Metodu ile Analiz Sonuçları

Çalışmanın bu kısmında modellenen krene belirlenen koşullarda yüklemeler ve sınır koşulları tanımlanmış, bu şekilde çözdürülen modelde sonuçlar incelenmiştir. Sonuçlarda eşdeğer (Von-Mises) gerilmelerine ve sehim değerlerine bakılmış, emniyetli sınırlar içinde kalıp kalmadığı kontrol edilmiştir. Ancak SEA yazılımında özellikle keskin geçiş, birleşme yerleri gibi noktalarda eşdeğer gerilme sonuçları hatalı görülebilmektedir. Bu sebeple solda gözüken renkli skalada maksimum değerler de hatalı gözükmektedir. Bu problemin üstesinden mesh kalitesinin daha da artırılması ile belki gelinebilir ancak analiz süresi çok fazla artacağı için ve analiz yapılan bilgisayar halihazırda üst limitlerinde çalıştırıldığı için bu yöntem izlenenememiştir. Bunun yerine hatalı olduğu bilinen sonuçlar görmezden gelinmiştir.

Kren iki farklı modelde SEA yazılımına aktarılıp incelenmiştir:

- Komple kren modeli
- Sadece çift kiriş modeli

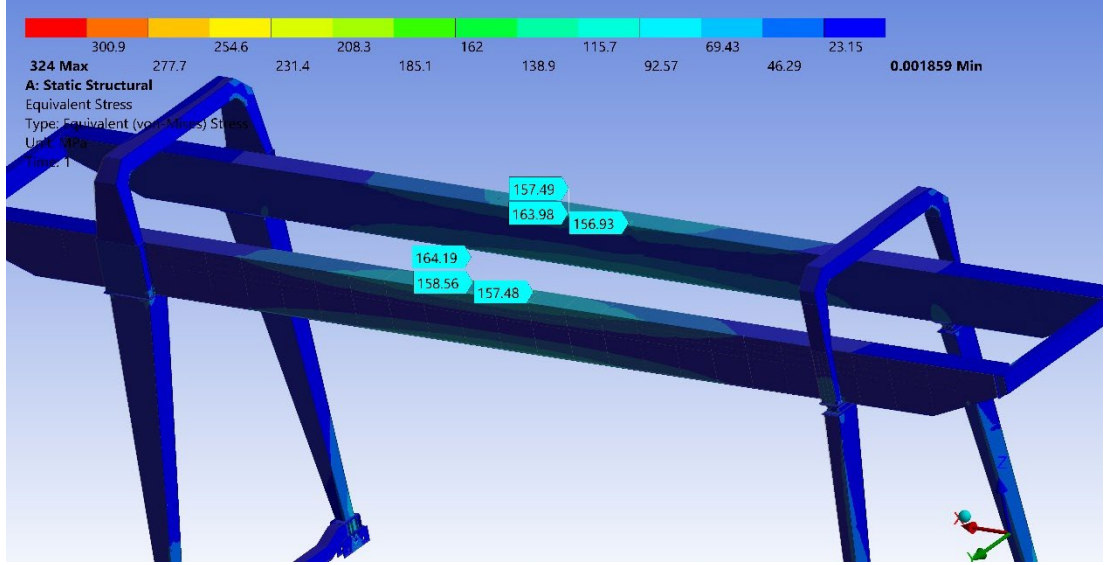
Bu iki farklı modelde yüklemeler ise aşağıdaki koşullarda yapılmıştır:

- Araba kritik kesitte (~kiriş ortası)
- Araba oynak ayak tarafı portafo ucunda
- Araba sabit ayak tarafı portafo ucunda

7.6.1 Kritik kesitte analiz sonuçları

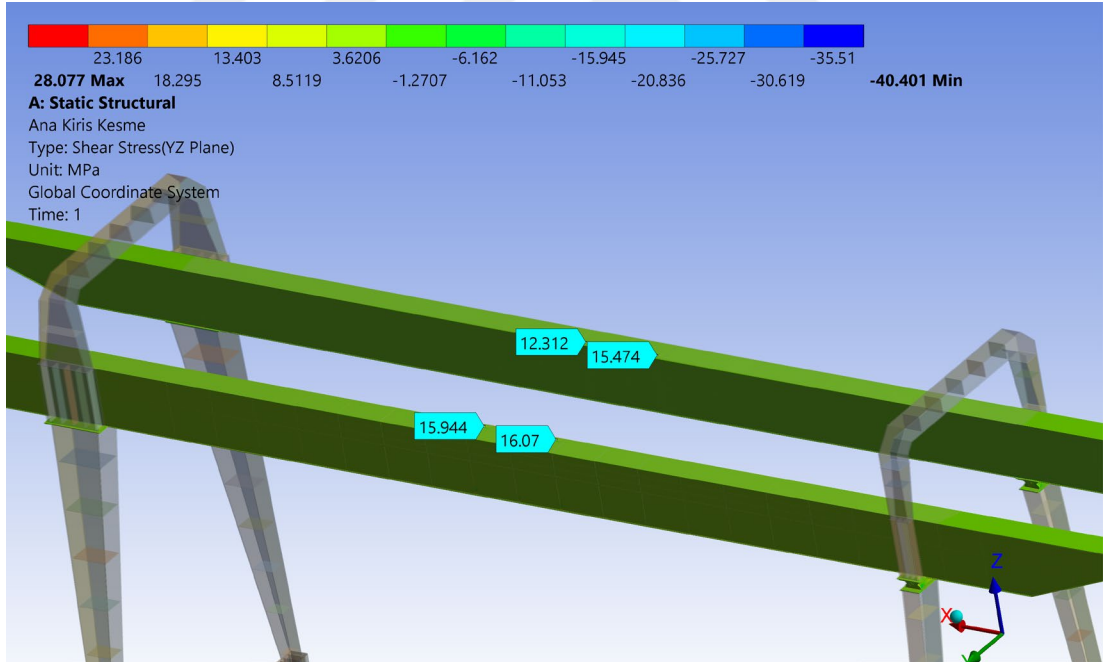
Bu bölümde araba kritik kesitte iken oluşan gerilmeler ve sehim değerleri incelenecektir. Her iki model için de sonuçlara bakılmıştır.

İlk olarak komple kren montajı için elde edilen değerler incelenmiştir. Şekil 7.12’de komple kren montajındaki Von-Mises gerilme değerleri görülmektedir.



Şekil 7.12 : Komple kren modeli kritik kesitte eşdeğer gerilme değerleri.

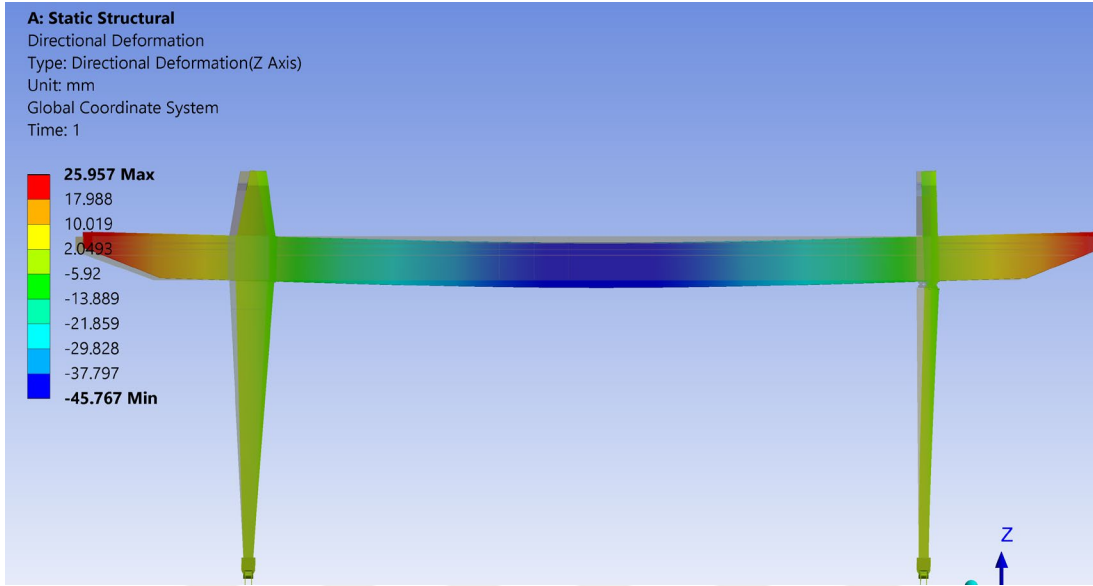
Şekil 7.12’den görüldüğü üzere maksimum eşdeğer gerilme kritik kesit civarında yaklaşık 164 MPa civarında gerçekleşmektedir. Şekil 7.13’te ise ana kirişteki kesme gerilmeleri görülmektedir.



Şekil 7.13 : Komple kren modeli kiriş kritik kesitte yz-düzlemi kayma gerilmeleri.

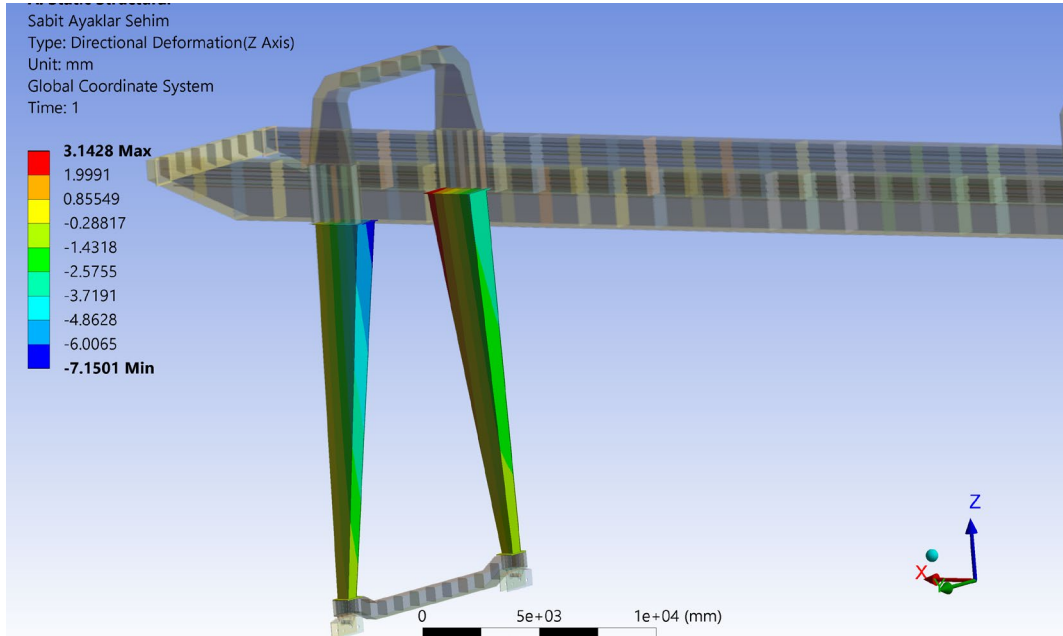
Keskin geçişlerdeki hatalı sonuçlar gözardı edilince maksimum kayma gerilmelerinin kritik kesit civarında gerçekleştiği görülmektedir. Emniyet kontrolü yapılacak bir değer değildir ancak analitik hesaplarla kıyaslama adına kontrol edilmiştir. Bir sonraki

aşamada ise ana kirişteki sehım değerleri incelenmiştir. şekil 7.14'te kirişteki sehım değerleri görülmektedir.

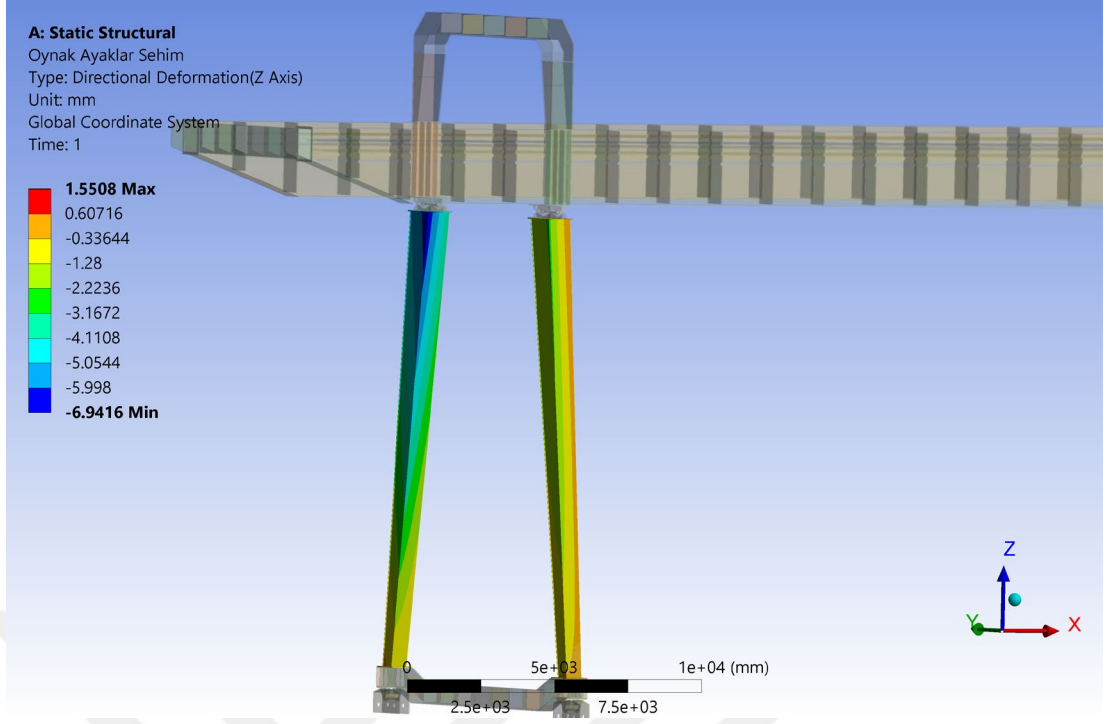


şekil 7.14 : Komple kren modeli kritik kesitte sehım değerleri.

şekil 7.14'te görüldüğü üzere maksimum sehım kritik kesitte oluşmuştur ve 45,8 mm değerini göstermektedir. Ancak bu değere bacaklarda oluşan sehım değerleri de dahildir. Kirişteki esas sehımın bulunabilmesi için ana kiriş sehım değerinden ayaklardaki sehım değerlerinin ortalamasının çıkartılması gerekmektedir. şekil 7.15'te sabit ayaklardaki sehım değerleri, şekil 7.16'da ise oynak ayaklardaki sehım değerleri görülmektedir.

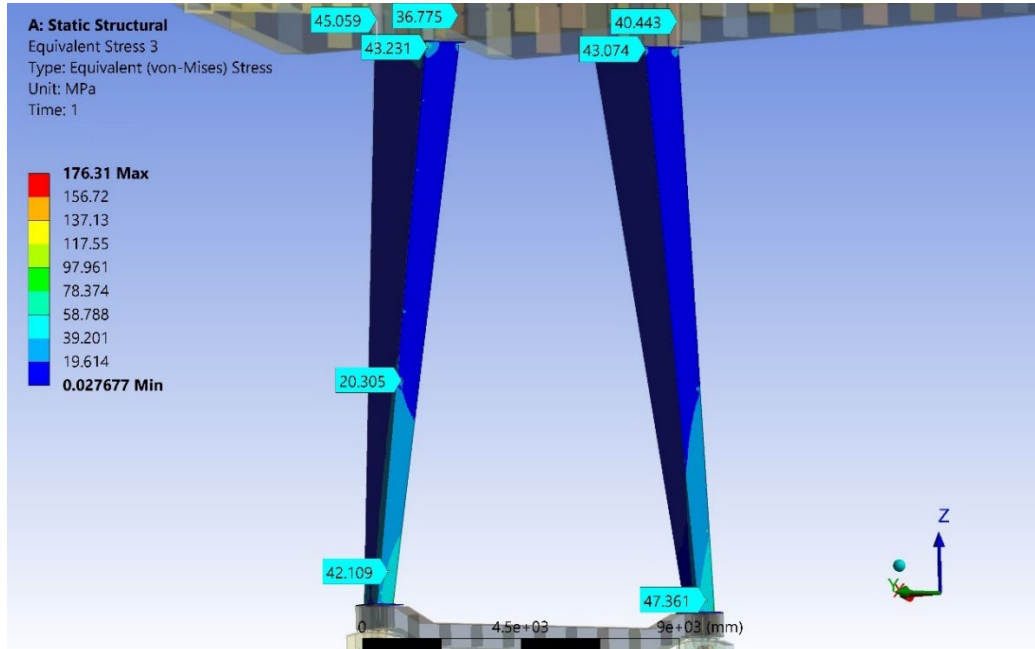


şekil 7.15 : Sabit ayaklardaki z-ekseni sehım değerleri.



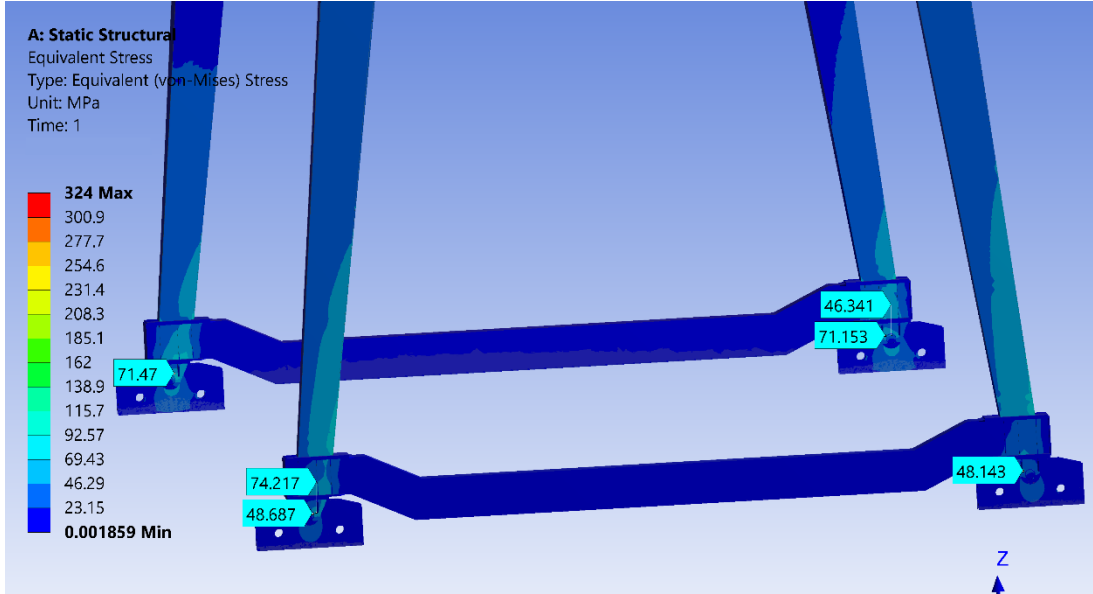
Şekil 7.16 : Oynak ayaklardaki z-ekseni sehim değerleri.

Şekil 7.15 ve Şekil 7.16'dan alınan değerlere göre sabit ayakta maksimum 7,15 mm, oynak ayakta ise 6,94 mm sehim oluşmaktadır. İki değer ortalaması ise 7,05 mm'dir. Bu değer Şekil 7.14'te görülen 45,77 mm değerinden çıkartıldığında ana kirişteki sehim değeri 38,7 mm değeri olarak bulunur. Şekil 7.17'de ise araba kritik kesitte iken sabit ayaklarda oluşan von-Mises gerilme değerleri görülmektedir.



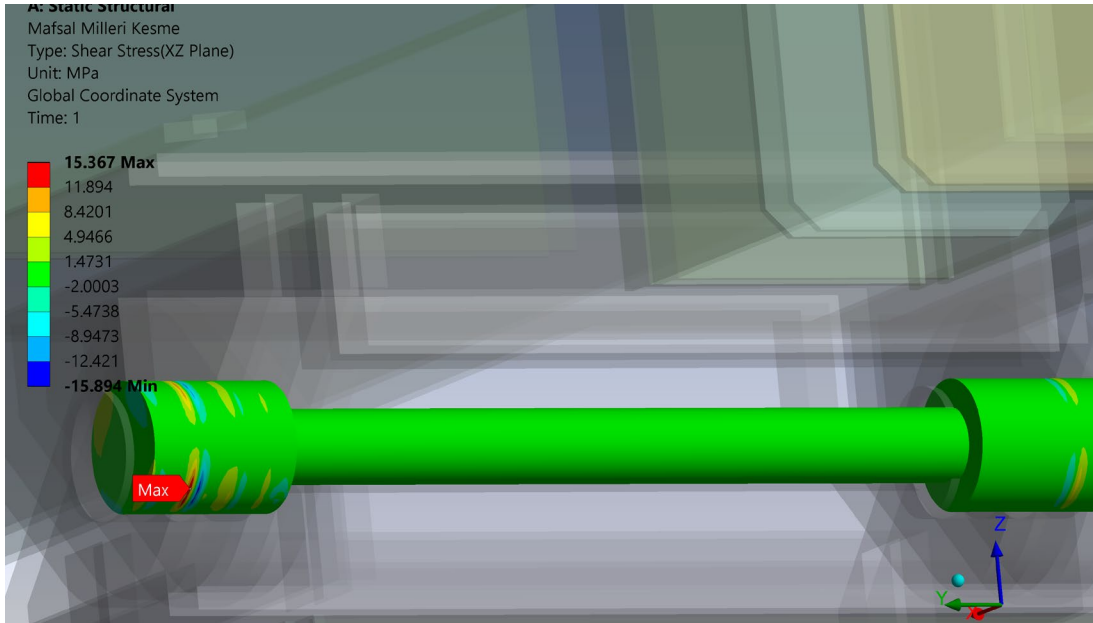
Şekil 7.17 : Araba kritik kesitte iken sabit ayak von-Mises gerilme değerleri.

Şekil 7.17’den görüldüğü üzere sabit ayaklarda büyük gerilmeler oluşmamaktadır. Şekil 7.18’de ise araba kritik kesitte iken bojilerde oluşan gerilmeler kontrol edilmiştir. Burada da aynı şekilde büyük gerilmelerin oluşmadığı görülmektedir.



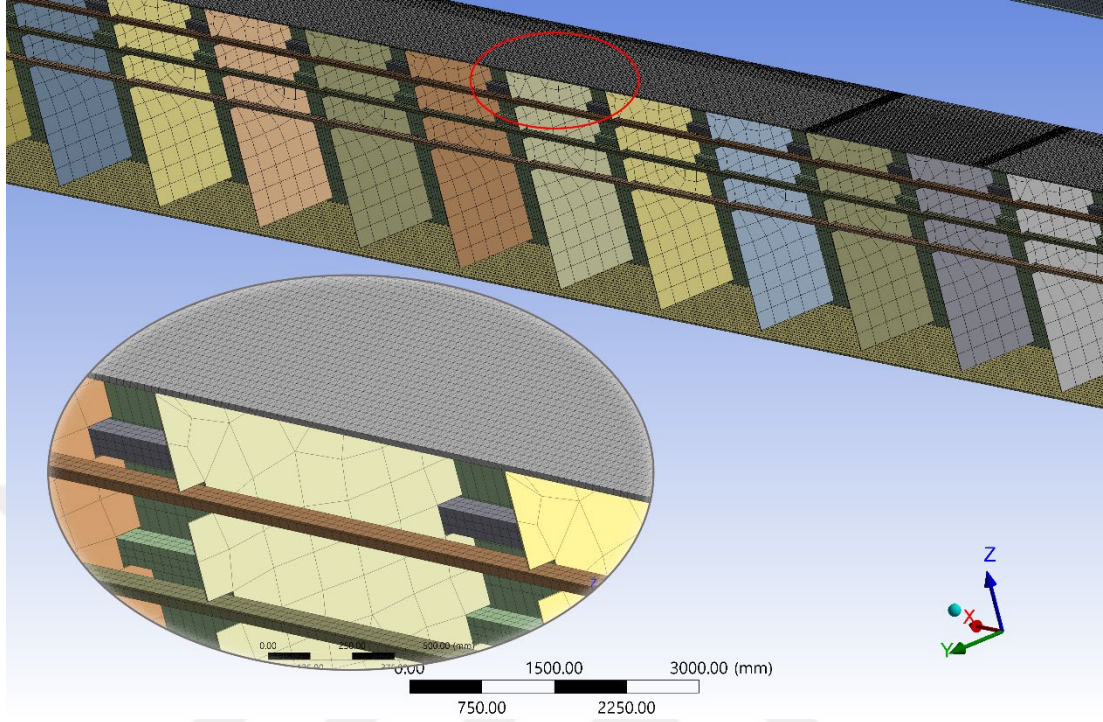
Şekil 7.18 : Araba kritik kesitte iken bojilerde oluşan von-Mises gerilme değerleri.

Sonrasında mafsalsal millerindeki kayma gerilmeleri kontrol edilmiştir. Şekil 7.19’da mafsalsal millerindeki kayma gerilmeleri görülmektedir. Maksimum gerilme 15,4 MPa olarak bulunmuştur.



Şekil 7.19 : Mafsalsal mili kayma gerilmeleri.

Komple portal kren montajlı krenden sonra sadece ana kiriş modelinde de kontroller yapılmıştır. Ana kiriş modelinin ağ örgüsü atılmış hali Şekil 7.20’de görülmektedir.



Şekil 7.20 : Sadece ana kiriş modelinde ağ örgüsü.

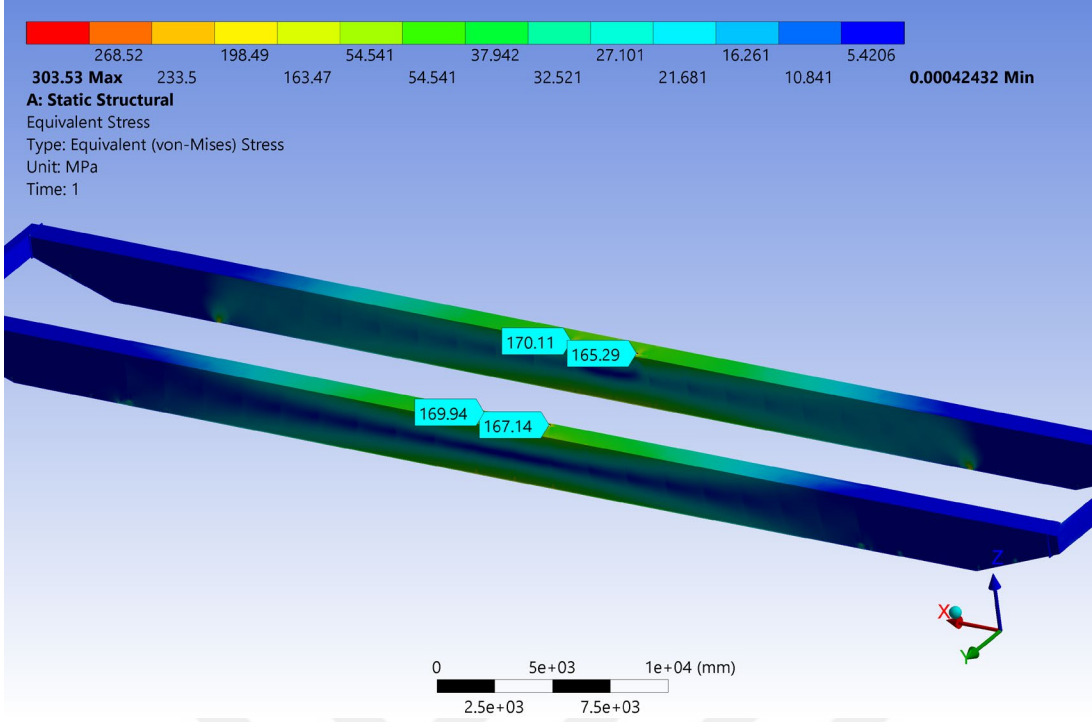
Bu analizde daha az kren bileşeni bulunduğu için ağ örgüsünde ufak bir miktar iyileştirme yapılmıştır. Parçalarda belirlenen eleman boyutları değişimi Çizelge 7.4’te verilmiştir.

Çizelge 7.4 : Sadece ana kiriş modeli ağ örgüsü eleman boyutları.

Kren parçası	Eleman boyutu (mm)	Kren parçası	Eleman boyutu (mm)
Ana kiriş üst kuşak	40→40	Enine köşebentleri	takviye 250→50
Ana kiriş yan plakalar	80→60	Boyuna perdeleri	takviye 250→200
Ana kiriş alt kuşak	80→60		

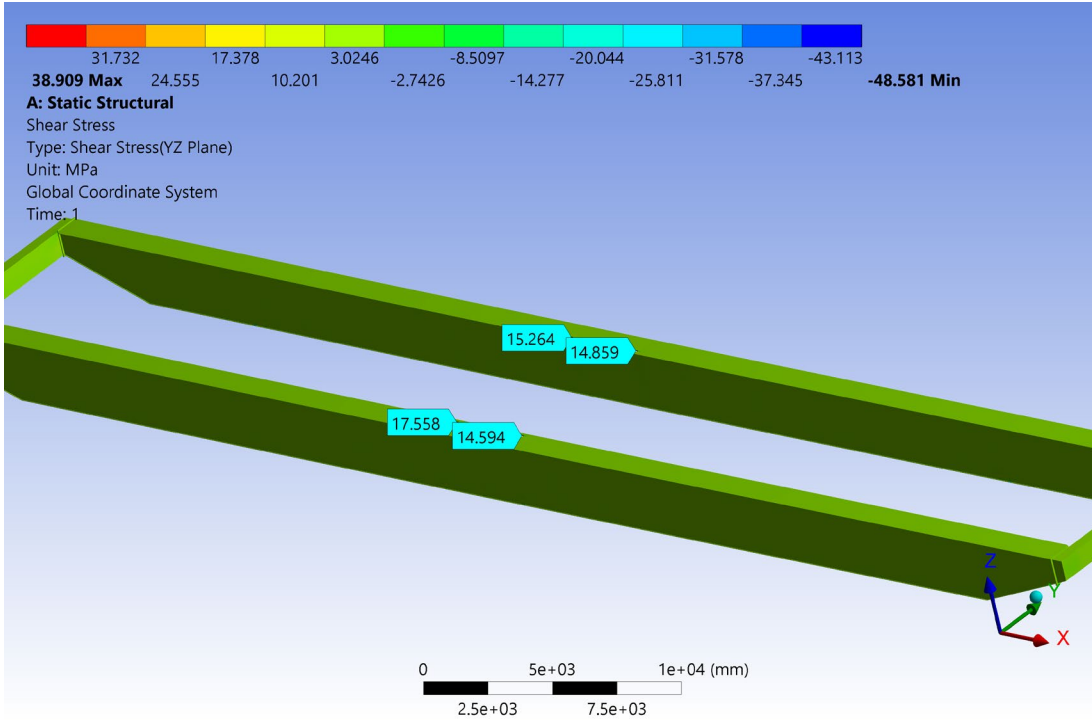
Bu belirlenen eleman boyutlarında ağ örgüsünde 2.562.780 adet düğüm noktası ve 788.113 adet eleman oluşmuştur.

Sadece ana kiriş modelinde araba kritik kesitte iken eşdeğer gerilmeler Şekil 7.21’deki gibi oluşmaktadır.



Şekil 7.21 : Sadece ana kiriş modeli kritik kesit eşdeğer gerilme değerleri.

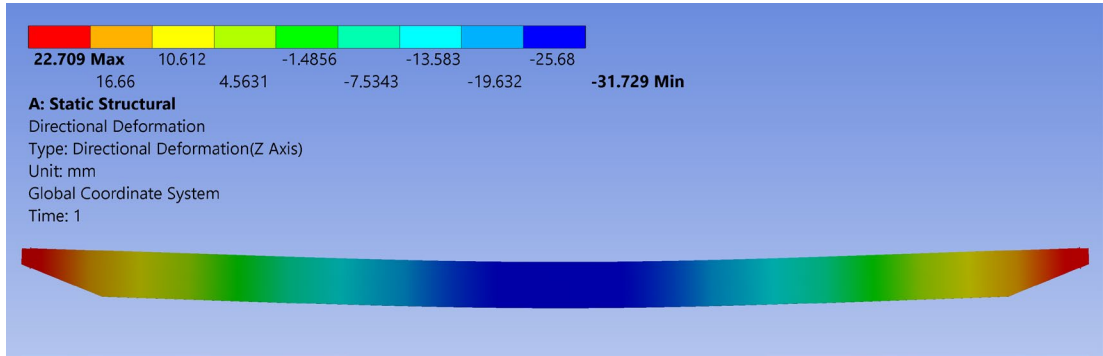
Kritik kesitte maksimum von-Mises gerilmesi yaklaşık 170 MPa olarak elde edilmiştir. Şekil 7.22’de ise sadece ana kiriş modelinde yz düzleminde oluşan kayma gerilmeleri görülmektedir.



Şekil 7.22 : Sadece ana kiriş modeli kritik kesit yz-düzlemi kesme gerilmeleri.

Kayma gerilmesinin ana kiriş modelinde 18 MPa civarı çıktığı görülmektedir.

Ana kiriş modelindeki sehim 1:15 ölçekli hali ile Şekil 7.23'ten görülebilir.

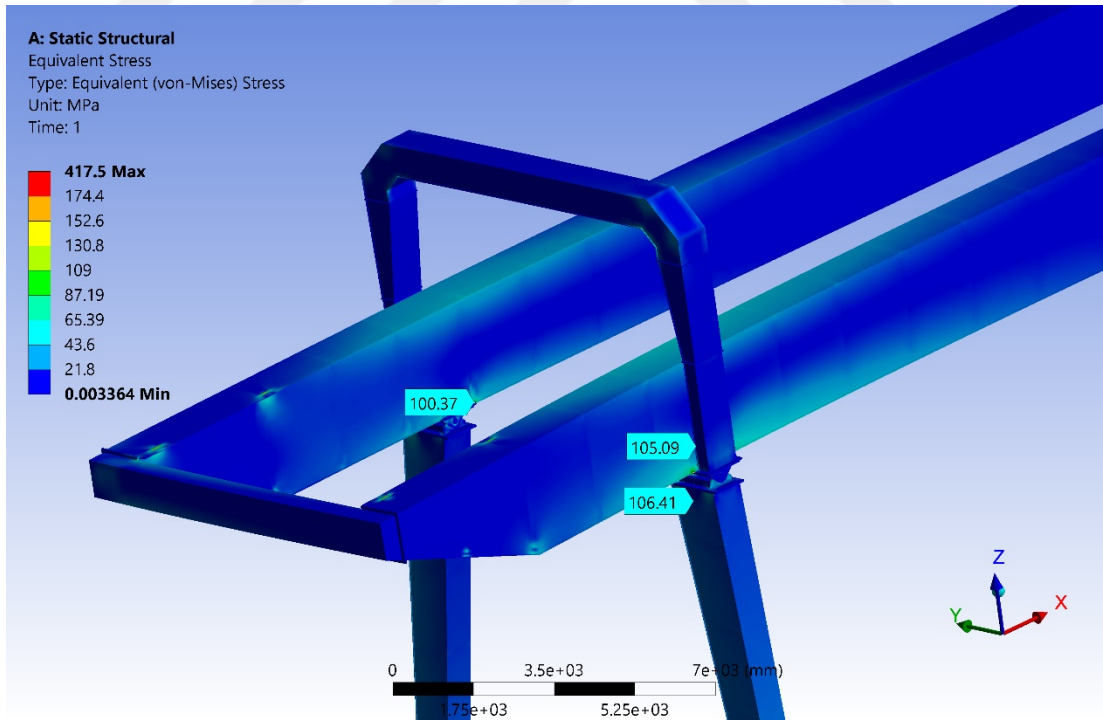


Şekil 7.23 : Sadece ana kiriş modeli kritik kesit sehim değerleri.

Şekil 7.23'ten görülebileceği üzere maksimum sehim kiriş ortasında oluşmaktadır ve 31,7 mm'dir.

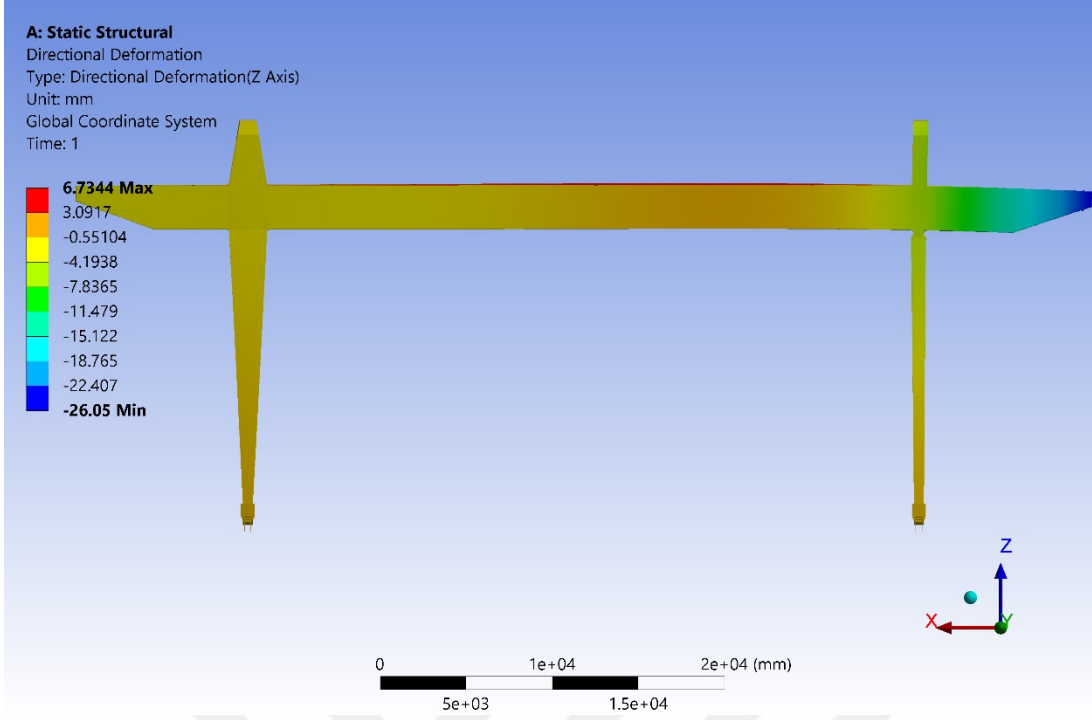
7.6.2 Oynak ayak portafo ucu analiz sonuçları

Kritik kesitte yükleme analizleri sonrasında arabanın oynak ayak tarafı portafo ucunda olduğu durumda yükleme analizleri gerçekleştirilmiştir. Komple kren modelinde oynak ayak tarafı portafo kesitinde oluşan gerilmeler Şekil 7.24'te görülmektedir.



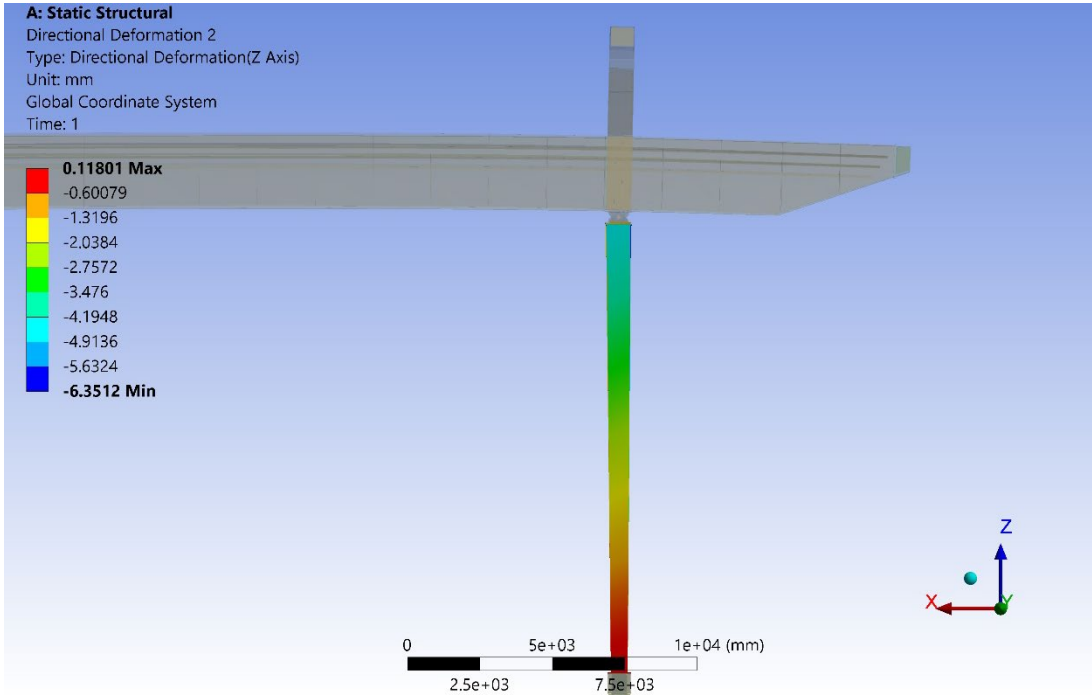
Şekil 7.24 : Komple kren oynak ayak portafo kesiti von-Mises gerilme değerleri.

Bu kesitte maksimum gerilme değerlerinin 100-106 MPa civarı olduğu görülmektedir. Şekil 7.25'te ise oynak ayak tarafı portafo ucunda oluşan sehim görülmektedir.



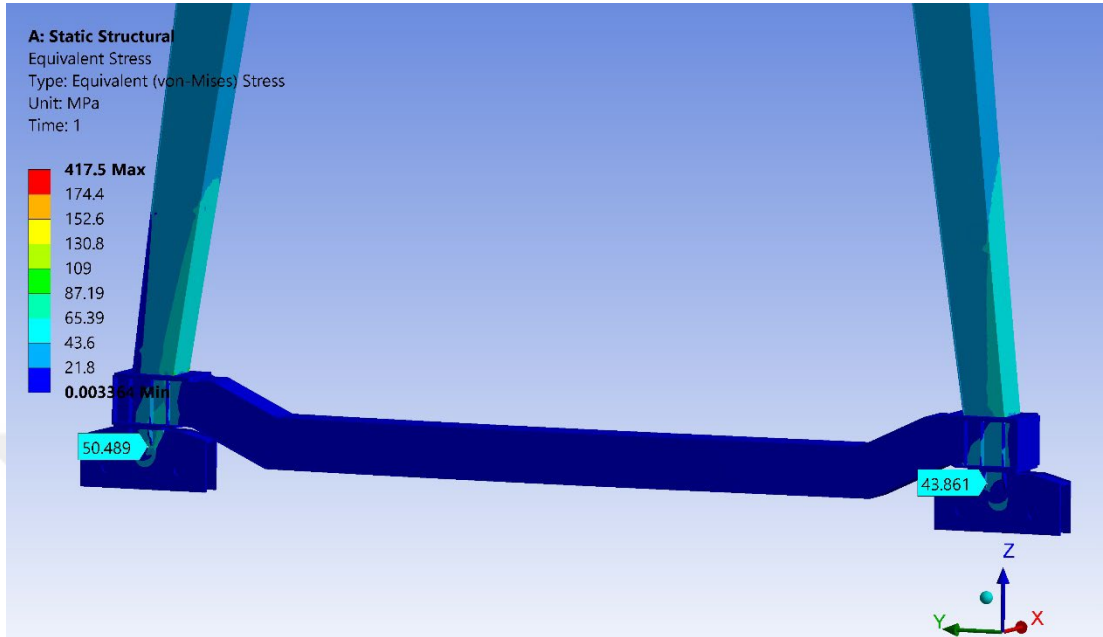
Şekil 7.25 : Komple kren oynak ayak portafo ucu sehim değeri.

Oynak ayak tarafı portafo ucunda 26 mm’lik bir sehim görülmektedir. Gerçek sehimini bulmak içinse bu değerden oynak ayakların sehim değeri çıkartılmalıdır. Oynak ayakların sehim değeri Şekil 7.26’da verilmiştir.



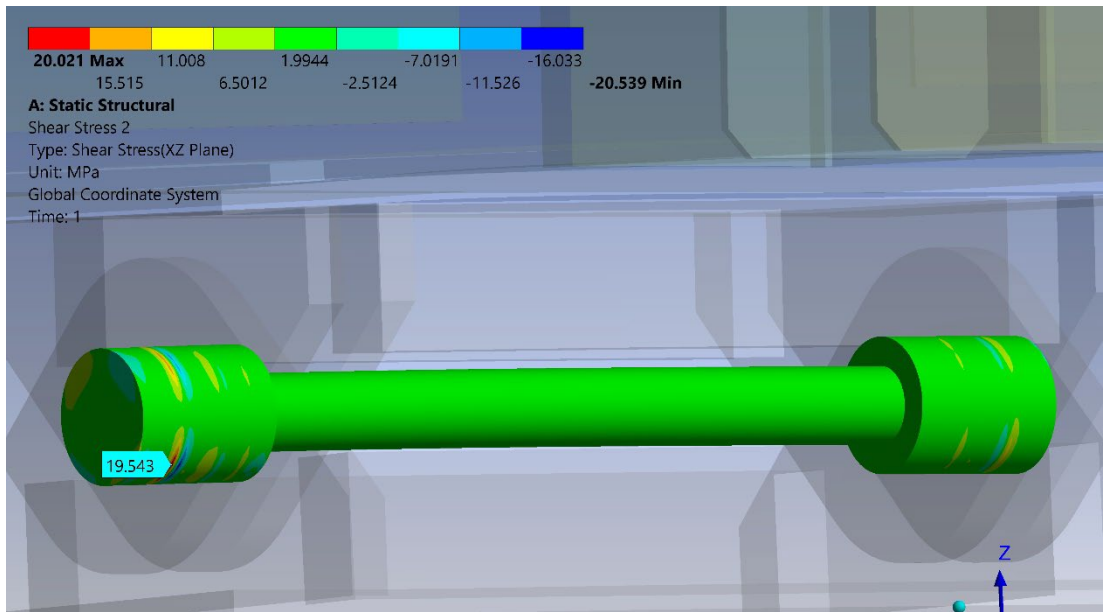
Şekil 7.26 : Yük oynak ayak portafo ucundayken ayakların sehimini.

Oynak ayaklarda da 6,4 mm'lik sehim görülmektedir. Böylece portafö ucunda analiz sonucunun gösterdiği sehim değeri 19,6 mm olduğu görülmüştür. Yük bu uçtaiken bojilerde oluşan gerilme değeri de 7.27'den görülebilir.



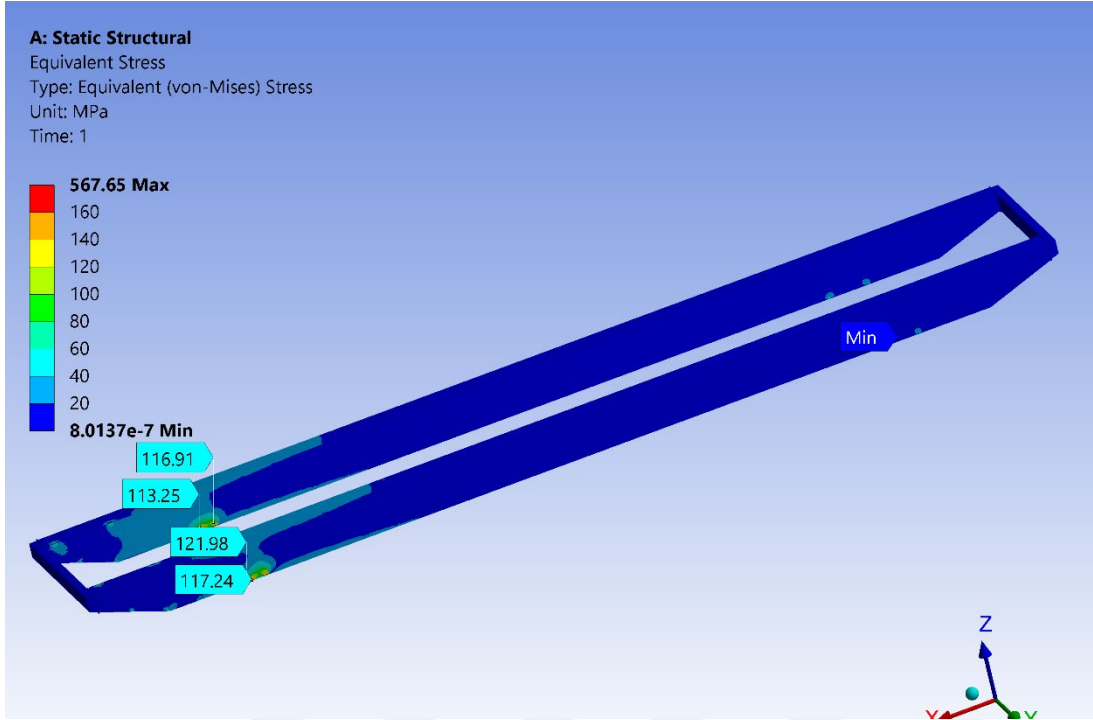
Şekil 7.27 : Yük oynak ayak portafö ucundayken boji von-Mises gerilmeleri.

Bojilerde oluşan eşdeğer gerilmelerin büyük olmadığı yukarıdan görülmektedir. Şekil 7.28'de ise bu yükleme durumunda mafsal milinde oluşan kayma gerilmeleri görülmektedir.



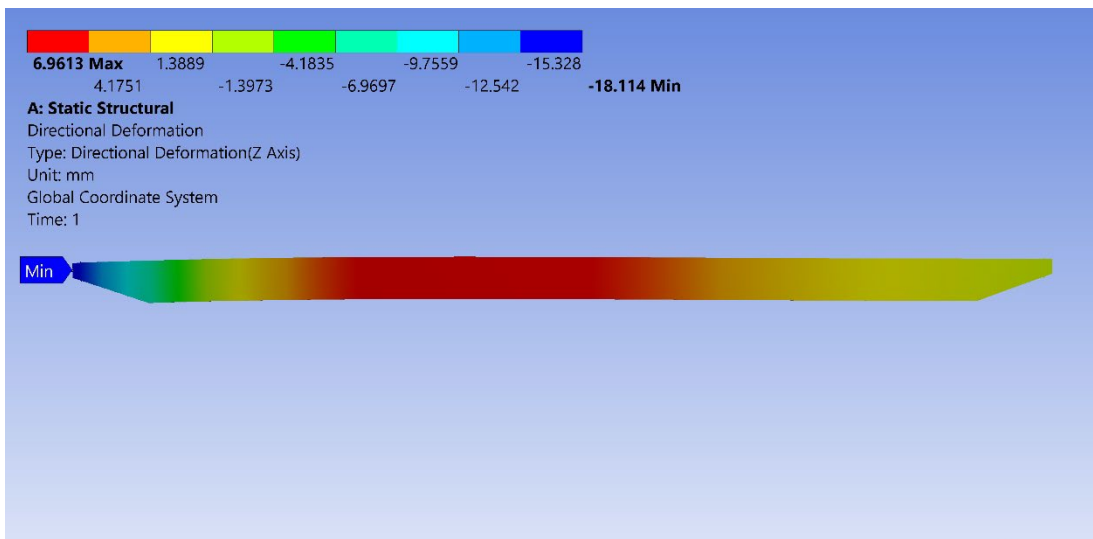
Şekil 7.28 : Yük oynak ayak portafö ucundayken mafsal mili kayma gerilmeleri.

Bu yükleme çeşidinde de komple kren modeli analiz edildikten sonra sadece ana kiriş modeli analiz edilmiştir. Şekil 7.29’da yük oynak ayak tarafı portafo ucundayken portafo kesitinde oluşan von-Mises gerilme değerleri görülmektedir.



Şekil 7.29 : Sadece ana kiriş oynak ayak portafo kesiti von-Mises gerilmeleri.

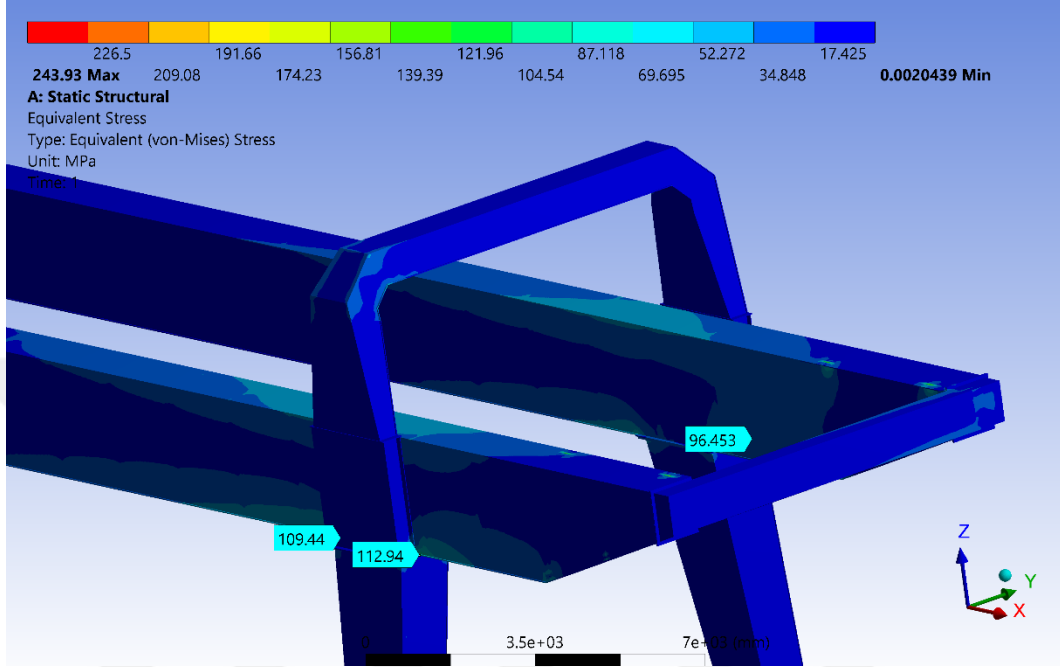
Portafo bağlantı kesitinde ortalama 113-122 MPa arası eşdeğer gerilmeler olduğu görülmüştür. Şekil 7.30’da ise sadece ana kiriş modelinde portafo ucundaki sehimi görülmektedir.



Şekil 7.30 : Sadece ana kiriş oynak ayak portafo ucu sehimi.

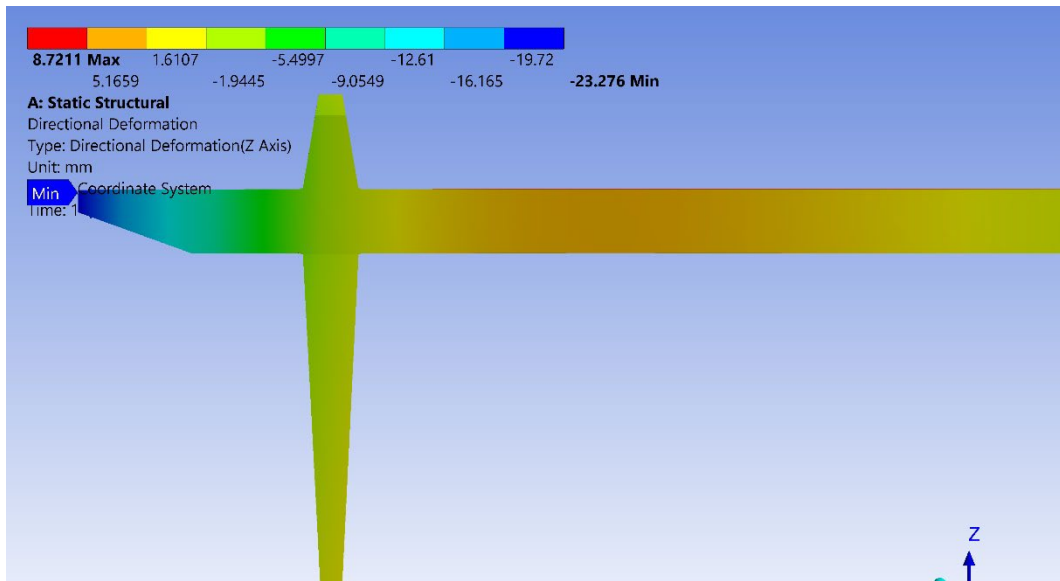
7.6.3 Sabit ayak portafo ucu analiz sonuçları

Oynak ayak analizlerinin sonrasında ise yükün sabit ayak portafo ucunda olduğu durumdaki sehim ve gerilmeler kontrol edilmiştir. Şekil 7.31’de sabit ayak portafo kesitinde oluşan gerilmeler görülmektedir.



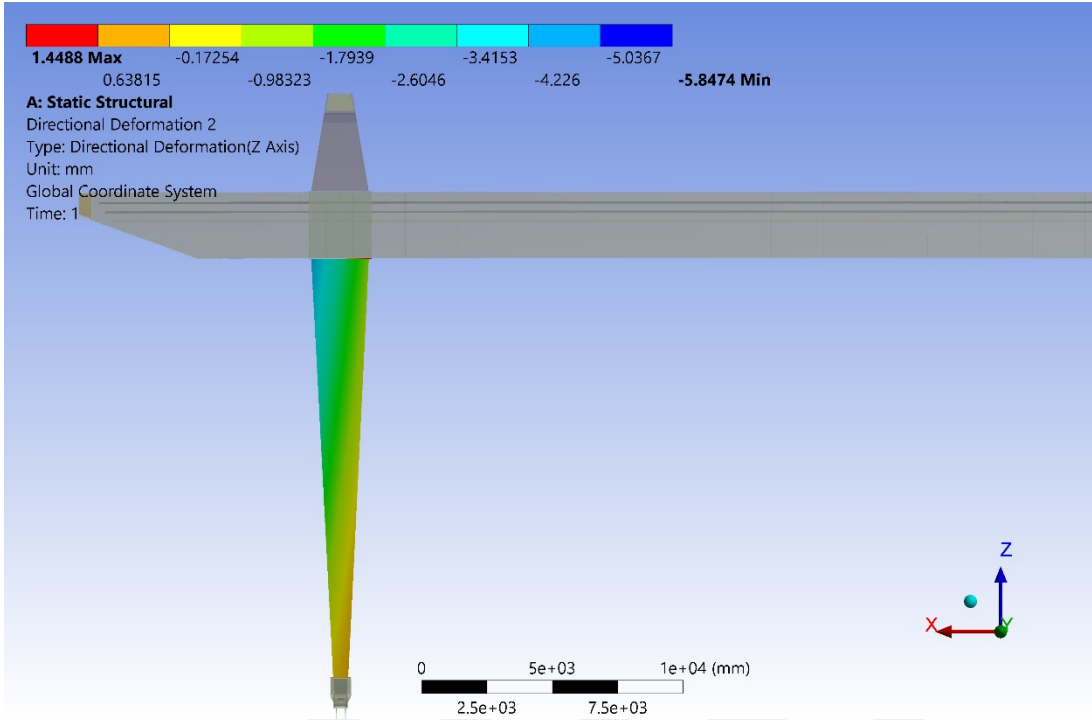
Şekil 7.31 : Komple kren sabit ayak portafo kesiti von-Mises gerilme değerleri.

Sabit ayak tarafındaki kesitlerde eşdeğer gerilmelerin 96-113 MPa arasında olduğu görülmüştür. Şekil 7.32’de de bu yükleme koşulunda portafo ucunda oluşan sehim görülmektedir.



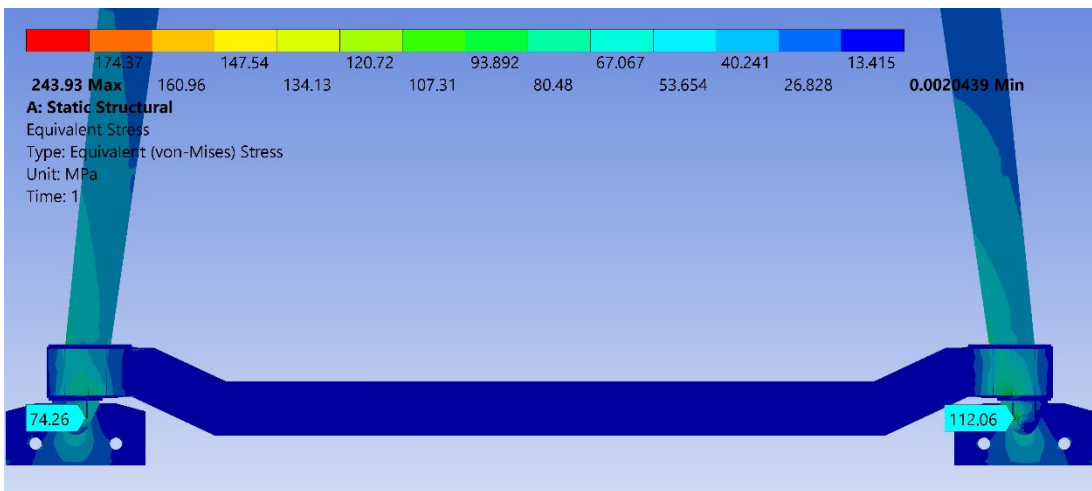
Şekil 7.32 : Komple kren sabit ayak portafo ucu sehim değeri.

Burada 23,3 mm'lik bir sehim değeri gözükmektedir. Sabit ayaklarda oluşan sehim ise Şekil 7.33'ten görülebilir.



Şekil 7.33 : Yük sabit ayak portafo ucundayken ayakların sehim.

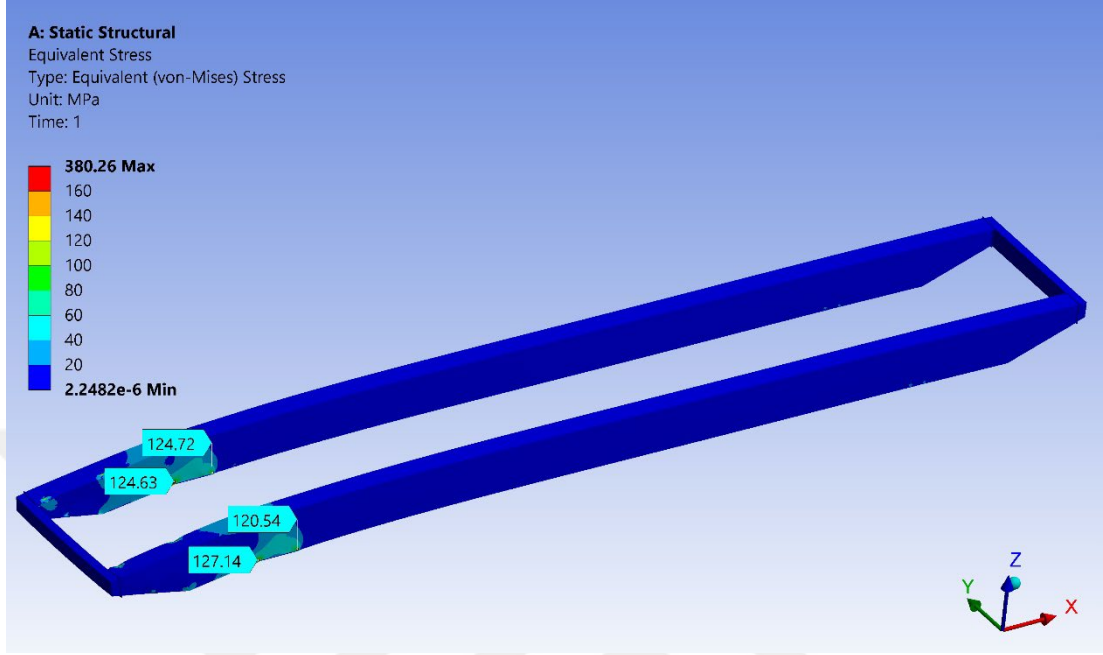
Sabit ayaklarda 5,8 mm'lik bir sehim olduğu görülmektedir. Şekil 7.32'den görülen değerden bu değer çıkarılınca sabit ayak portafo ucu esas sehim değerinin 17,5 mm olduğu bulunmuştur. Yine yük bu uçtayken bojiilerde oluşan eşdeğer gerilmeler Şekil 7.34'te verilmektedir.



Şekil 7.34 : Yük sabit ayak portafo ucundayken boji von-Mises gerilmeleri.

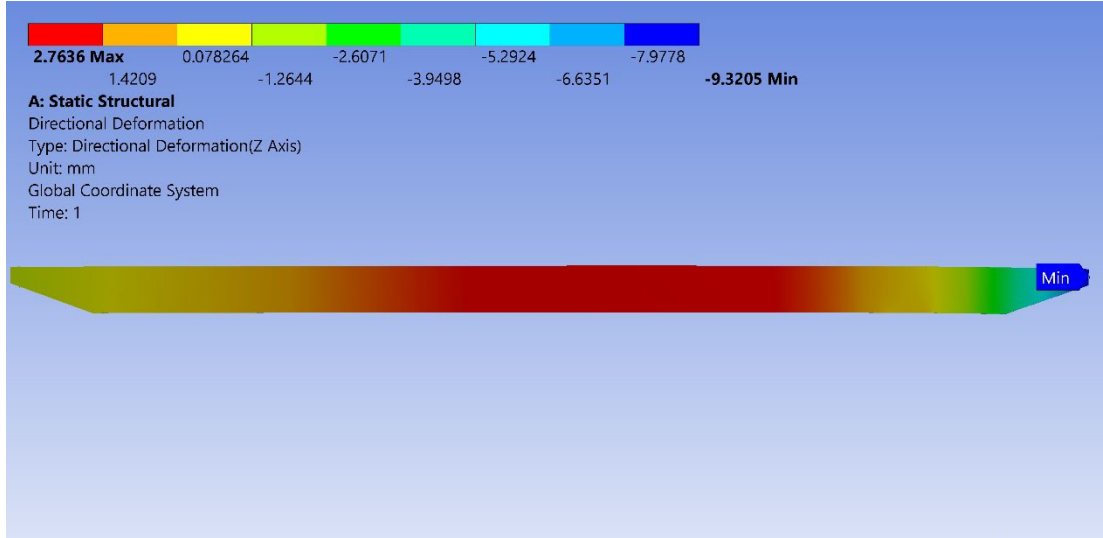
Yük sabit ayak tarafında iken bojiilerde oluşan gerilmeler oynak ayak tarafına nispeten hayli fazla olsa da emniyetli sınırlar içinde kaldığı görülmektedir.

Önceki yükleme koşullarında olduğu gibi bu koşulda da sadece ana kiriş modeli ayrı incelenmiştir. Şekil 7.35'te sadece ana kiriş modelinde portafa kesitinde oluşan eşdeğer gerilmeler görülmektedir.



Şekil 7.35 : Sadece ana kiriş sabit ayak portafa kesiti von-Mises gerilmeleri.

Bu modelde eşdeğer gerilmelerin 120-127 MPa mertebelerine çıktığı görülmektedir. Bu modelde portafa ucunda oluşan sehimi ise Şekil 7.36'da verilmiştir.



Şekil 7.36 : Sadece ana kiriş sabit ayak portafa ucu sehimi.



8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Sonlu elemanlar yöntemi ile analiz, karmaşık geometri içeren problemlerin çözülebilmesi ve pahalıya malolacak deney tertibatı veya prototip üretimi ihtiyacını ortadan kaldırması gibi büyük avantajları olan bir tekniktir. Günümüzde yazılım ve donanım teknolojilerinin çok hızlı gelişmesi ile beraber mühendislik sektöründe kullanımı oldukça artmıştır. Statik yapısal analiz de mühendislikte yaygın olarak kullanılan sonlu elemanlar ile analiz tipidir. Statik analizde girilen koşulların 1 saniye içerisinde etki ettiği varsayılır.

Çalışmada büyük bir stok sahası veya büyük bir metro/tünel inşaatında çalışacağı düşünülen çift portafolu bir portal krenin tasarımı ve sonlu elemanlar yöntemi ile lineer statik yapısal analizleri yapılmıştır. Bu tip analizde oluşan gerilmelerin malzeme gerilme-birim şekil değişimi eğrisinin lineer kısmında kaldığı kabul edilir. Analiz edilen parçadaki şekil değişimi malzemenin elastisite modülüne göre hesaplanır. Malzemenin akma mukavemeti değerini geçtiği koşullarda bu analiz tipi hem gerilme hem de şekil değiştirmeler için hatalı sonuç verecektir.

Öncelikle portal krenin teknik özellikleri belirlenmiş ve bu belirlenen özelliklere göre krenin taşıyıcı elemanları kesitlerinin ön tasarımı yapılmıştır. Bu ön tasarımlar kullanılarak özellikle Avrupa'da kullanılan ve tüm dünyada kabul gören DIN ve FEM standartlarına göre mukavemet hesaplamaları yapılmıştır. Gerilmelerin emniyetli sınırlar içinde kaldığından emin olunduktan sonra belirlenen ölçülerde kren bileşenlerinin bilgisayar destekli tasarım yazılımı ile katı modeli oluşturulmuş ve bu bileşenler montaj modülünde bir araya getirilmiştir. Sonrasında montajlı model SEA yazılımında içe aktarılmış ve statik yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir.

Analizler iki farklı model üzerinden yürütülmüştür. İlkinde krenin komple montajlı modeli üzerinden sınır şartlar uygulanmış ve çözdürülmüş, ikincisinde ise sadece çift giriş modeli aynı koşullarda çözdürülmüştür. Analizlerde von-Mises gerilme değerlerine, kayma gerilmesi değerlerine ve sehim değerlerine bakılmıştır. Çizelge 8.1'de klasik hesap ile elde edilen gerilme değerleri ile SEA ile elde edilen gerilme değerleri karşılaştırılmıştır. Buradaki karşılaştırma esnasında sonlu elemanlar metodu

ile elde edilen sonuçlarda bazen yazılımsal bazen de ağ örgüsündeki bozukluklardan kaynaklanabilen noktasal hatalı değerler hesaba katılmamıştır.

Çizelge 8.1 : Klasik hesap ve SEA ile elde edilen gerilmelerin karşılaştırılması.

	Klasik hesap (MPa)	SEM ile analiz Komple kren modeli (MPa)	SEM ile analiz Sadece ana kiriş (MPa)
Kritik kesitte eşdeğer gerilme, σ_{kar}	162,00	164,19	170,11
Oynak ayak portafo kesitinde eşdeğer gerilme, σ_{PBkar}	116,37	106,41	117,24
Sabit ayak portafo kesitinde eşdeğer gerilme, σ_{PBkar}	116,37	112,94	127,14
Kritik kesitte, kayma gerilmesi, τ_{maks}	15,52	16,07	17,56
Mafsalsal mili kayma gerilmesi, τ_{MM}	15,65	20,02	-

Çizelge 8.1’de görüldüğü üzere gerek klasik hesaplarda gerekse sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analiz sonuçlarında eşdeğer gerilme değerleri S235 için emniyetli gerilme değeri olan 180 MPa değerini aşmamıştır. Emniyetli gerilme değeri aşılmamış olsa da çıkan sonuçların bu değere fazla uzak olduğu söylenemez. Buna ilaveten klasik hesaplarda elde edilen dinamik emniyetli mukavemet değeri üst sınıra yakın bulunmuştur. Çizelge 8.1’deki sonuçlar göz önünde bulundurularak tasarruf niyeti ile yapılacak bir kiriş revizyonu dinamik emniyetsiz bir konstrüksiyona sebep olabilir veya dinamik emniyeti sağlamak için çentik grubunun değiştirilmesi gerekebilir. Çentik grubunun değişmesi ile artan kaynak kalitesi azımsanamayacak bir maliyet artışına sebep olacaktır. Bu yüzden kiriş konstrüksiyonunda revizyona gidilmemesinin daha doğru olacağı öngörülmüştür.

Çizelge 8.1’de eşdeğer gerilme değerleri genel olarak kıyaslandığında çok büyük farklılıkların olmadığı görülmektedir. Klasik hesap ile SEA sonuçları arasında maksimum %10 mertebelerine çıkan bu farklar analitik hesaplarda kullanılan standartlarındaki kabullerden veya sonlu elemanlar metodunun hesaplama

yaklaşımlarından kaynaklandığı düşünülebilir. Kayma gerilmelerine de karşılaştırma amacı ile bakılmış olup aynı şekilde birbirlerine yakın sonuçlar elde edilmiştir.

Çizelge 8.2’de ise üç farklı yükleme koşulunda sehim değerleri hem analitik hesaplar hem de SEM ile analiz sonuçları olmak üzere karşılaştırılmıştır.

Çizelge 8.2 : Klasik hesap ve SEA ile elde edilen sehimlerin karşılaştırılması.

	Klasik hesap (mm)	SEM ile analiz Komple kren modeli (mm)	SEM ile analiz Sadece ana kiriş (mm)
Kritik kesitte kirişteki sehim, f_{mtop2}	34,00	38,70	31,70
Oynak ayak portafosunda sehim, f_{ptop2}	15,00	19,60	18,11
Oynak ayak portafosunda sehim, f_{ptop2}	15,00	17,50	9,32

Çizelge 8.2’de görülen sehim değerleri faydalı yük, araba zati ağırlığı ve kiriş zati ağırlığının hepsinin birden etki ettiği durumda oluşan sehim değerleridir. Kirişte ayaklar arası sehimin hem klasik hesap hem de SEM ile analiz sonuçlarında -kiriş zati ağırlığı da etki etmesine rağmen- güvenli oran olan 1/1000’in altında kaldığı görülmüştür. Bu açıdan da kiriş konstrüksiyonunun güvenli olduğu söylenebilir.

Sehim değerleri genel olarak kıyaslandığında ise değerlerin yakın olduğu söylenebilir. Komple kren modelinde çıkan sehim değerleri klasik hesapla çıkan neticelere kıyasla daha yüksek çıkmıştır. Sadece ana kiriş modelinde ise sehim değerleri genel olarak daha düşüktür. Genel olarak komple kren modelindeki sehim değerlerinin daha tutarlı olduğu söylenebilir.

Kiriş elemanları dışında krenin diğer elemanlarında da gerilme değerleri kontrol edilmiştir. Farklı yükleme koşullarında sabit ayaklardaki eşdeğer gerilmelerin düşük olduğu gözlemlenmiştir. Sabit ayak kesit ölçüleri bir miktar küçültülebilir veya et kalınlıkları az bir miktar azaltılabilir. Oynak ayakta ise klasik hesaplarla burkulma kontrolü yapılmıştır ve emniyetli burkulma mukavemetinin bir hayli altında bir burkulma gerilmesi elde edilmiştir. Oynak ayaklarda da aynı şekilde ufak bir miktar kesit daraltılması işlemi düşünülebilir. Bunların dışında bojilerde de eşdeğer gerilmelerin genel olarak düşük olduğu gözlemlenmiştir.

Çalışmadan elde edilen verilere göre sonlu elemanlar yöntemi genel olarak güvenilir bir yöntem olsa da keskin köşelerde kimi iç bölgelerde yanıltıcı gerilme değerleri verebilmektedir. Analizi yapan kişi bunları gözardı etmelidir. Çalışmada ağ örgüsü 3-boyutlu katı elemanlardan oluşturulmuştur. Normalde katı elemanlar daha güvenilir olsa da analizin yapıldığı bilgisayarda daha büyük hesapsal yük oluşturmaktadır. Bu tip bir statik yapısal analizde aktarılan model “mid-surfacing” metodu ile ara yüzeylere indirgenip kabuk elemanlar ile ağ örgüsünün oluşturulması denenebilir. Böyle bir analizin daha hızlı çözümlenebileceği düşünülmektedir.



KAYNAKLAR

- [1] **Scheffler M. , Feyrer K.& Matthias K.** (1998). *Fördermaschinen: Hebezeuge, Aufzüge, Flurförderzeuge*. Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH.
- [2] **Demirsoy M.** (2005). *Kaldırma Makinaları (Krenler)*. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayını Yayın No: MMO/2005/391.
- [3] **Grote K. & Feldhusen, J.** (2007). *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau* Berlin: Springer.
- [4] **Pfeifer H.** (1989). *Grundlagen der Fördertechnik*. Braunschweig, Wiesbaden, Vieweg,: Friedr. Vieweg & Sohn.
- [5] **Griemert, R., & Römisch, P.** (2015). *Fördertechnik: Auswahl und Berechnung von Elementen und Baugruppen*. Dresden: Springer Vieweg.
- [6] **Url-1** <<https://www.liebherr.com/external/products/products-assets/173133/liebherr-technical-data-sheet-mobile-crane-195-lr-13000-td-195-01-defisr03-2.pdf>>, erişim tarihi 29.09.2019.
- [7] **Url-2** <<https://www.liebherr.com/external/products/products-assets/172973/liebherr-technical-data-sheet-mobile-crane-178-ltm-11200-9-1-t-178-02-us07-2.pdf>>, erişim tarihi 29.09.2019.
- [8] **Shapiro J. P.& Shapiro L. K.** (2011). *Cranes and Derricks*. New York: McGraw-Hill Education.
- [9] **Holst C., Burghof M.; & Kuhlmann H.** (2014). Modeling the Beam Deflection of a Gantry Crane under Load, *Journal of Surveying Engineering ASCE* 140 (1) , 52-59.
- [10] **Kumar A., Bajaj V. R. & Arakerimath R. R.** (2016). Design, Analysis and optimization of Crane Girder via Buckling analysis, *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 03 (07), 763-768.
- [11] **Zhang D., Cheng W. M.& Cai K.** (2014). Study on Prediction Deflection of at the Girder Midspan of Large Tonnage Gantry Crane Rigid Legs, *Applied Mechanics and Materials*, 628 (214-218).
- [12] **Feng M.,Xiao H., Zhang Z. & Lu S.** (2010). Mechanical Stress Analysis of Port Crane Based on the Condition of Temperature Field. In *The 2nd International Conference on Industrial Mechatronics and Automation*, (pp 172-176). Wuhan, China, May 30-31.
- [13] **Xu, B, Zhang, T., Wu F. & Yan Z.** (2014). Fatigue Life Assessment of a Ship Unloader Crane, *Advanced Materials Research*, 945-949, (1086-1089).
- [14] **DIN** (1984). *Cranes - Steel Structures, Verification and Analysis*, (DIN 15018 Part 1)

- [15] **Url-3** <http://www.guvenkutay.ch/Yapi_Statigi/41_00_cel_kons_giris+ozet.pdf>, erişim tarihi 10.06.2019.
- [16] **FEM** (1998). *Rules for the Design of Hoisting Appliances, Booklet 1* (FEM 1.001).
- [17] **FEM** (1986). *Rules For The Design Of Series Lifting Equipment - Classification of Mechanisms* (FEM 9.511)
- [18] **Url-4** <http://www.guven-kutay.ch/vinc/43_00_PortalVinc_CK_2017.pdf>, erişim tarihi 10.06.2019.
- [19] **DIN** (1990). *Stahlbauten: Stabilitätsfälle, Plattenbeulen*. (DIN 18800 Teil 3)
- [20] **Url-5** <http://www.guven-kutay.ch/vinc/41_03_KiristeBurusma.pdf>, erişim tarihi 24.06.2019.
- [21] **Url-6** <http://www.guven-kutay.ch/vinc/40_00_NasilVincYaparim.pdf>, erişim tarihi 26.06.2019.
- [22] **Logan D.L.** (2015). *A First Course in the Finite Element Method. (6th Edition)*. Boston: Cengage Learning Engineering
- [23] **Rao S. R.** (2018). *The Finite Element Method in Engineering (6th Edition)*. Oxford: Butterworth-Heinemann Elsevier
- [24] **Koutromanos I.** (2018). *Fundamentals of finite element analysis: Linear Finite Element Analysis*. Croydon UK: John Wiley & Sons Ltd.
- [25] **Pidaparti R. M.** (2017). *Engineering Finite Element Analysis*. San Rafael, CA: Morgan & Claypool Publishers.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Abdullah YÜKSEL
Doğum Tarihi ve Yeri : 15.05.1990 - Antalya
E-posta : a.yuksel7@yahoo.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2014, Işık Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği