



T.C.  
Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü

DEPO RAF SİSTEMLERİNİN MUKAVEMET  
ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

Emre ÇALIŞ

Yüksek Lisans Tezi

DEPO RAF SİSTEMLERİNİN MUKAVEMET  
ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

Emre ÇALIŞ



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DEPO RAF SİSTEMLERİNİN MUKAVEMET ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

**Emre ÇALIŞ**

Prof. Dr. Yaşar PALA

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

**Her Hakkı Saklıdır**

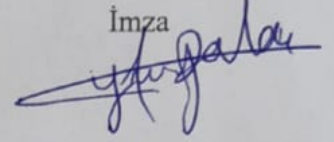
## TEZ ONAYI

Emre ÇALIŞ tarafından hazırlanan "DEPO RAF SİSTEMLERİNİN MUKAVEMET ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman** : Prof. Dr. Yaşar PALA

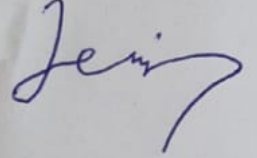
**Başkan** : Prof. Dr. Yaşar PALA  
Uludağ Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



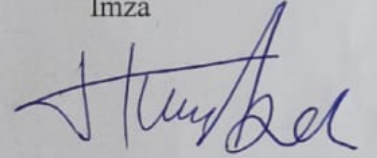
**Üye** : Doç. Dr. Hüseyin Lekesiz  
Bursa Teknik Üniversitesi  
Müh. ve Doğa Bil. Fakültesi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



**Üye** : Doç. Dr. Hakan T. Türker  
Uludağ Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi,  
İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylıyorum.

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN  
Enstitü Müdürü

1/2019

**U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

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

**beyan ederim.**

**29 / 08 / 2019**

**Emre Çalış**

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DEPO RAF SİSTEMLERİNİN MUKAVEMET ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

**Emre ÇALIŞ**

Bursa Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Prof. Dr. Yaşar PALA

Depo raf sistemleri genel olarak yatay ve dikey taşıyıcı elemanlardan oluşmaktadır. Bu taşıyıcıların birleştiği bölgelerde yaygın olarak geçmeli sistemler kullanılmaktadır. Bu çalışmada depo raf sistemlerinde kullanılan yatay taşıyıcıların, dikmelerle bağlantısını sağlayan, kulak adı verilen, şekillendirilmiş bağlantı plakasının, yatay taşıyıcı profillerle kaynaklı bağlantısı incelenmiştir. Bu bağlantı sırasında kullanılan kaynaklı birleştirme işleminde, taşınacak yüke bağlı olarak uygulanması gereken optimum kaynak uzunluğunu veren algoritma, analitik çalışmalar gerçekleştirilerek geliştirilmiştir. Kaynaklı birleştirmenin optimum şekli, gerçekleştirilen araştırmalar, analitik çalışmalar ve testler sonucunda ortaya konulmuştur. Bu çalışmaları takiben, yükleme halinde kulaklarda meydana gelen gerilme dağılımı analitik olarak incelenmiş ve gerilme dağılımını veren denklem ortaya konmuştur. Ayrıca yatay taşıyıcıların statik yük taşıma kapasitesini etkileyen kulak-yatay taşıyıcı kaynak mesafesi, yine analitik çalışmalar, testler ve sonlu eleman analizleri ile optimize edilmiştir. Bunların dışında, depo raf sistemlerinde genelde paletsiz yükleme durumunda ve hafif yüklerin depolanmasında yatay taşıyıcılarla birlikte kullanılan tava raflar için de, gerilmeye bağlı olarak yük taşıma kapasitelerini veren analitik bir yöntem elde edilmiş ve sonlu elemanlar analizi yöntemi ile doğrulanmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Depolama, raf sistemleri, raf, yatay taşıyıcı, dikme, kaynak, kaynak mesafesi, yük, yük taşıma kapasitesi, taşıma kapasitesi, kulak, tava raf, tava.

**2019, ix + 90 sayfa**

## **ABSTRACT**

MSc Thesis

**STRENGTH ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF STORAGE RACK SYSTEMS**

**Emre ÇALIŞ**

Bursa Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Prof. Dr. Yaşar PALA

Warehouse systems generally consist of the horizontal and vertical load carrier components. Horizontal ones are called beams and vertical ones are called upright. The hook connection systems are commonly used where beam and upright are assembled. In this study, the welded connection of beams, which are used in racking systems, with beam profile and beam end connector, is investigated. Analytically studies were performed to obtain an algorithm which optimizes the length of welding according to applied load on beams. The optimum combination of the welded connection has been put forward as a result of the researches, analytical studies and tests carried out. Following these studies, the distribution of stress in the beam end connector during loading is investigated analytically and the stress distribution equation is obtained. Furthermore, the distance between beam end connector and the beam profile, which affects the statically load carrying capacity of the beam, is optimized with analytical studies, tests and FEM analysis. On the other hand, shelf trays, which are used with beams in the light duty racking systems, were investigated analytically and obtained algorithms, which gives load carrying capacity according to stress distribution. FEA analysis were also performed to confirm algorithms.

**Keywords:** Racking, shelving, racking systems, beam, beam end connector, upright, weld, welding, load, load carrying capacity, tray, shelving tray.

**2019, ix + 90 pages**

## TEŞEKKÜR

“DEPO RAF SİSTEMLERİNİN MUKAVEMET ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU” isimli tez çalışmamın başından itibaren her aşamasında bilgisi ve tecrübesi ile yol gösteren ve her türlü desteğini esirgemeyen saygıdeğer hocam Sayın Prof. Dr. Yaşar Pala’ya içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmamı başından beri takip eden, inceleyen ve değerli görüş ve bilgilerini benimle paylaşan değerli hocam Sayın Doç. Dr. Murat Reis’e çok teşekkür ederim.

Bu tez çalışması Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından desteklenen 0310.STZ.2013-2 numaralı San-Tez projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir. Tez çalışmamın sağlıklı bir şekilde yürütülmesinde çalışmalar için maddi destek sağlayan Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı’na teşekkür ederim.

Proje konusunun fikir olarak oluşturulduğu, imalat ve test çalışmalarının yürütüldüğü ve San-Tez proje ortağı olan ÜÇGE DRS firmasının tüm personellerine ve özellikle Genel Müdür Sayın Tunçer Yıldız ile Ar-Ge Yönetmeni Sayın Akın Saka’ya desteklerinden dolayı çok teşekkür ederim.

Tez çalışmam sırasında, özellikle teorik hesaplamalar ve test faaliyetleri kısmında değerli zamanını ve emeğini benim için harcamaktan kaçınmayan arkadaşlarım Sayın Araştırma Görevlisi Safa Şenaysoy ve Sayın Makine Yüksek Mühendisi Ahmet Emre Öçal’a teşekkür ederim.

Öğrenim hayatım süresince bana en büyük desteği veren annem Sayın Münevver Çalış, babam Sayın Salih Çalış ile beni değerli bilgileri ile yönlendiren ablam Sayın Emine Akyüz ve desteğini benden hiç ayırmayan eşim Sayın Ezgi Eda Çalış’a müteşekkir olduğumu belirtmek isterim.

Ayrıca çalışmada emeği geçen ve adını burada sayamadığım herkese teşekkür eder; bu çalışmanın, yeni çalışmalara ışık tutmasını ve ülkemize faydalı olmasını temenni ederim.

Emre ÇALIŞ  
29.08.2019



## İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT .....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	ix
1. GİRİŞ .....	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	4
2.1.Kuramsal Temeller.....	4
2.2. Kaynak Araştırması.....	8
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	13
3.1. Yatay Taşıyıcı Profil ve Kulak Birleşmesindeki Optimum Kaynak Uzunluğunun Bulunması .....	13
3.1.1. Alt-üst tam ve kısmi yan yüzey kaynak yapılması hali.....	13
3.1.2. Üst-alt u-kaynak hali .....	21
3.2. Yatay Taşıyıcı Sehim Analizi .....	22
3.2.1. Tırnaklı kulak bağlantılı yatay taşıyıcının sehim analizi .....	22
3.2.2. Kulaktaki gerilme dağılımı .....	26
3.2.3. Tırnaklara Gelen Kuvvetler.....	30
3.3. Tava Raflar.....	36
3.3.1. Yatay taşıyıcı üzerine oturan düz tava rafın yük taşıma kapasitesi hesabı .....	36
3.3.2. Yatay taşıyıcı üzerine oturan delikli tava raf yük taşıma kapasitesi hesabı.....	41
3.3.3. Mandal üzerine oturan tava rafın yük taşıma kapasitesi hesabı.....	45
3.4. Yatay Taşıyıcı Konsol ve Sehim Testleri.....	51
3.4.1. Yatay taşıyıcı konsol testleri .....	52
3.4.2. Yatay taşıyıcı sehim testleri .....	53
3.4.3. Tava raf sonlu elemanlar analizleri .....	54
4. BULGULAR.....	55
4.1. Yatay Taşıyıcı Kaynak Modelinin Belirlenmesi ve Optimum Kaynak Uzunluğunun Hesaplanması .....	55
4.2. Yatay Taşıyıcı Profil ve Kulak Arasındaki Kaynak Mesafesinin Belirlenmesi.....	59
4.3 Tava Rafların Taşıma Kapasitesi Hesapları ve Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları	70
5. TARTIŞMA VE SONUÇ .....	75
5.1.Yatay Taşıyıcı Kaynak Optimizasyonu .....	75
5.1.1.Yatay taşıyıcı profil ve kulak bağlantısında kaynak tipinin ve optimum kaynak uzunluğunun belirlenmesi .....	75
5.1.2. Yatay taşıyıcıya uygulanacak yüke bağlı optimum kaynak uzunluğunu veren Matlab programının geliştirilmesi.....	75
5.2. Yatay Taşıyıcı Profil İle Kulak Arasındaki Optimum Kaynak Mesafesi .....	76
5.3. Tava Rafların Yük Taşıma Kapasitesini Veren Analitik Yöntemin Oluşturulması.	78
5.4. Genel Değerlendirme ve Sonuç .....	78
KAYNAKLAR .....	80
EKLER .....	82
EK 1.....	83

EK 2.....	86
EK 3.....	89
EK 4.....	90
ÖZGEÇMİŞ .....	91



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### Simgeler

### Açıklama

$\sigma_{ak}$	Akma çeki gerilmesi
$\tau_{ak}$	Akma kayma gerilmesi
$\sigma_{em}$	Malzeme emniyet gerilmesi
$\sigma_{kem}$	Kaynak emniyet gerilmesi
$\tau_{em}$	Malzeme kayma emniyet gerilmesi
$\tau_{kem}$	Kaynak kayma emniyet gerilmesi
$\tau_{ort}$	Ortalama kayma gerilmesi
s	Emniyet katsayısı
V <sub>1</sub>	Kaynak dikiş faktörü(1, statik zorlama)
V <sub>2</sub>	Kaynak kalite faktörü(0,5 - 3. Kalite)
V <sub>3</sub>	Darbe faktörü(1)
M	Moment
P	Eksenel yük
E	Elastisite modülü
L	Yatay taşıyıcı uzunluğu ve tava raf kısım uzunlukları
Θ	Yatay taşıyıcı konsol ve/veya sehim testi dönme açısı
ρ	Eğrilik yarıçapı
k	Yatay taşıyıcı profil - kulak bölgesi rijitlik katsayısı
r	Yatay taşıyıcı profil ve kulak arasındaki kaynak mesafesi

### Kısaltmalar

### Açıklama

FEM	Federation Europeene De La Manutention
TS	Türk Standartları
EN	European Norms
ICENS	International Conference on Engineering and Natural Science
ECCS	European Convention for Constructional Steelwork
TWG	Technical Working Group
RMI	Rack Manufacturers Institue-USA

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. İnce cidarlı çeliklerin sürekli şekillendirme (roll form) makinesinde şekillendirilmesi.....	4
Şekil 2.2. Paletli raf sistemi şematik görünümü.....	5
Şekil 2.3. Klasik raf sistemiyle oluşturulmuş bir deponun genel görünümü.....	6
Şekil 2.4. Yatay taşıyıcı ve dikey taşıyıcı birleşim bölgesi.....	7
Şekil 2.5. Tırnak bağlantılı yatay taşıyıcıya pim uygulanması.....	7
Şekil 2.6. Yatay taşıyıcı üzerine oturan tava rafların görünümü.....	8
Şekil 2.7. Tava rafların raf sistemi ünitesi üzerinde görünümü.....	12
Şekil 3.1. Yatay taşıyıcı kesiti üzerinde kaynak gösterimi.....	14
Şekil 3.2. Yatay taşıyıcı kesiti üzerinde kullanılan değişkenler.....	14
Şekil 3.3. Kulak ve yatay taşıyıcı profilden ibaret yatay taşıyıcı.....	15
Şekil 3.4. Köşe kaynağı gösterimi.....	15
Şekil 3.5. $P$ kuvvetine maruz ankastre giriş.....	17
Şekil 3.6. Yatay taşıyıcı üzerindeki palet ayaklarının temsil edildiği yük.....	18
Şekil 3.7. Paletli yükün yatay taşıyıcı üzerine yükleme halinin gösterimi.....	18
Şekil 3.8. Üst-alt u-kaynak halinin yatay taşıyıcı profil kesitinden gösterimi.....	21
Şekil 3.9. Yatay taşıyıcı ve etkiyen kuvvetler.....	23
Şekil 3.10. Yatay ve dikey taşıyıcı bağlantı bölgesi elemanları.....	26
Şekil 3.11. Kulak ve yatay taşıyıcı profil boyutlandırması.....	27
Şekil 3.12. Dikey taşıyıcının iç kısmından tırnakların görünümü.....	27
Şekil 3.13. Kulaktaki bi-lineer gerilme dağılımı.....	28
Şekil 3.14. Yükleme halinde tırnaklar üzerine etkiyen gerilme çeşitleri.....	30
Şekil 3.15. Tırnak kuvvetleri ve kulaktaki gerilme dağılımı.....	30
Şekil 3.16. $u$ değerine karşılık normalize edilmiş tırnak gerilmelerinin değişimi.....	34
Şekil 3.17. Normalize edilmiş tırnak kuvvetleri ile normalize edilmiş $u(u/u_{max})$ değerlerinin karşılaştırılması.....	34
Şekil 3.18. Yatay taşıyıcı üzerine oturan bir düz tava raf görünümü.....	36
Şekil 3.19. Yatay taşıyıcı üzerine oturan düz tava raf üzerindeki yük dağılımı ve boyutlandırma.....	37
Şekil 3.20. Düz tava rafın $xy$ eksenindeki yük dağılımı.....	38
Şekil 3.21. Delikli tava rafın boyutlandırılması.....	40
Şekil 3.22. Delikli tava rafın $AA$ kesitinden görünüşü.....	40
Şekil 3.23. Delikli tavanın $AA$ kesitinde yükleme hali.....	41
Şekil 3.24. Delikli tava rafın $xz$ ekseninde yükleme hali.....	43
Şekil 3.25. Mandal üzerine oturan tava raflardan oluşturulmuş raf sistemi kullanım..	44
Şekil 3.26. Mandal üzerine oturan tava rafın altından mandalın görünümü ve montaj detayı.....	45
Şekil 3.27. Mandal üzerine oturan tava rafın boyutlandırılması ve karesel yükleme hali.....	45
Şekil 3.28. Mandal üzerine oturan tava rafın $yz$ ekseninde kesit görüntüsü.....	46
Şekil 3.29. Mandal üzerine oturan tava rafın boyutlandırılması ve dikdörtgenel yükleme hali ( $2a \times 2c$ ).....	49
Şekil 3.30. Yapısal test laboratuvarının genel görünümü.....	50
Şekil 3.31. Yatay taşıyıcı eğme test cihazı.....	51

Şekil 3.32. Yatay taşıyıcı konsol testi kurulumu.....	52
Şekil 3.33. Yük altındaki yatay taşıyıcıda oluşan sehim değerinin gösterimi.....	53
Şekil 4.1. Yatay taşıyıcıdaki kaynak uzunluğu-yük eğrisi.....	54
Şekil 4.2. <i>U</i> tipi kaynak yapılan yatay taşıyıcının ön görünüşü.....	55
Şekil 4.3. Tırnakların dikey taşıyıcı içinden görünüşü.....	56
Şekil 4.4. <i>U</i> tipi kaynak için moment-rotasyon eğrisi.....	57
Şekil 4.5. Alt-üst <i>U</i> kaynaklı yatay taşıyıcının konsol testi kurulumu.....	57
Şekil 4.6. Alt-üst <i>U</i> kaynaklı yatay taşıyıcının konsol testi sonrası görünümü.....	58
Şekil 4.7. Yatay taşıyıcı profil ve kulak boyutlandırma.....	58
Şekil 4.8. $r=0$ kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi.....	59
Şekil 4.9. $r=10$ kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi.....	60
Şekil 4.10. $r=20$ kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi.....	60
Şekil 4.11. $r=30$ kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi.....	61
Şekil 4.12. $r=40$ kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi.....	61
Şekil 4.13. $r=50$ kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi.....	62
Şekil 4.14. $r=60$ kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi.....	62
Şekil 4.15. $r=70$ kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi.....	63
Şekil 4.16. Konsol testi sınır şartları ve mesh ağının oluşturulması.....	64
Şekil 4.17. Yükün uygulanmasından sonra gerilme dağılımı ve maksimum gerilme..	65
Şekil 4.18. $r=0$ ve $r=10$ mm kaynak mesafeli konsol analizi deformasyon sonuçları..	65
Şekil 4.19. $r=20$ ve $r=30$ mm kaynak mesafeli konsol analizi deformasyon sonuçları	65
Şekil 4.20. $r=40$ ve $r=50$ mm kaynak mesafeli konsol analizi deformasyon sonuçları	66
Şekil 4.21. $r=60$ ve $r=70$ mm kaynak mesafeli konsol analizi deformasyon sonuçları	66
Şekil 4.22. Çeşitli yükler altında deformasyonu elde etmek için hazırlanan test düzeneği.....	67
Şekil 4.23. Elde edilen $k$ değerlerinin grafik olarak karşılaştırılması.....	69
Şekil 4.24.a) $h=18$ mm, $L_2=186$ mm, $L=800$ mm.....	72
Şekil 4.24.b) $h=18$ mm, $L_2=186$ mm, $L=1200$ mm.....	72
Şekil 4.24.c) $h=18$ mm, $L_2=262$ mm, $L=800$ mm.....	72
Şekil 4.24.d) $h=18$ mm, $L_2=262$ mm, $L=1200$ mm.....	72
Şekil 4.24.e) $h=18$ mm, $L_2=305$ mm, $L=800$ mm.....	72
Şekil 4.24.f) $h=18$ mm, $L_2=305$ mm, $L=1200$ mm.....	73
Şekil 4.25.a) $h=25$ mm, $L_2=186$ mm, $L=800$ mm.....	73
Şekil 4.25.b) $h=25$ mm, $L_2=186$ mm, $L=1200$ mm.....	73
Şekil 4.25.c) $h=25$ mm, $L_2=262$ mm, $L=800$ mm.....	73
Şekil 4.25.d) $h=25$ mm, $L_2=262$ mm, $L=1200$ mm.....	73
Şekil 4.25.e) $h=25$ mm, $L_2=305$ mm, $L=800$ mm.....	73
Şekil 4.25.f) $h=25$ mm, $L_2=305$ mm, $L=1200$ mm.....	73
Şekil 5.1. Kaynak uzunluğunu veren Matlab programı akış şeması.....	75

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Çizelge 4.1. Yatay taşıyıcı konsol testinde akma bölgesindeki maksimum yükler.	63
Çizelge 4.2. Yatay taşıyıcı konsol testi sonlu elemanlar analizi sonuçları.....	66
Çizelge 4.3. Yatay Taşıyıcı Orta Nokta Sehim Değerlerinin Teorik Hesaplama ve Test Sonuçları.....	68
Çizelge 4.4. Yatay taşıyıcı konsol testi, konsol analizi ve sehim testi k değerlerinin r kaynak mesafesine göre karşılaştırılması.....	69
Çizelge 4.5. Değişken et kalınlıkları ve h=18 mm yüksekliğine sahip yatay taşıyıcıya oturan tava rafların uzunluğuna göre hesaplanan yük taşıma kapasiteleri (kg).....	70
Çizelge 4.6. Değişken et kalınlıkları ve h=25 mm yüksekliğine sahip yatay taşıyıcıya oturan tava rafların uzunluğuna göre hesaplanan yük taşıma kapasiteleri (kg).....	71



## 1. GİRİŞ

Son yıllarda hızlı bir gelişme gösteren lojistik sektörü, hem kendi içinde taşıdığı büyüme potansiyeli, hem de Türkiye'nin ekonomi alanındaki hedeflere ulaşmasında oynayacağı temel rol itibarıyla büyük öneme sahiptir. Taşımacılık, depolama, paketleme, gümrükleme ve nihai tüketiciye erişimi de kapsayan lojistik hizmetlerinin dünya genelindeki hacmi gün geçtikçe artmaktadır. Lojistik altyapısı gelişmiş ülkelerin ticaret faaliyetlerinin daha etkili ve verimli olduğu bilinmektedir.

Dünya Bankası Lojistik Performansı Endeksi'nde, 155 ülkenin lojistik performansları karşılaştırılmaktadır. 2007 yılında 34'üncü sırada, 2010 yılında 39'uncu sırada bulunan Türkiye, 2012 yılı itibarıyla 27'nci, 2014'te 30'uncu, 2016' da 34'üncü, 2018 yılında ise 47. sırada yer almıştır (Anonim 2018).

T.C. Kalkınma Bakanlığı tarafından hazırlanan Onuncu Kalkınma Planı çerçevesinde, Türkiye'nin lojistikte bölgesel bir üs olması sağlanarak; lojistik maliyetlerinin düşürülmesi, ticaretin geliştirilmesi ve rekabet gücünün artırılması temel amaç olarak edinilmiş, lojistik pazarında faaliyet gösteren firmaların yeterli ölçek büyüklüğüne ulaşması desteklenmektedir ve desteklenmeye devam edilecektir.

Türkiye'nin ihracat, büyüme ve sürdürülebilir kalkınma hedeflerine ulaşılmasında, son yıllarda hızlı bir gelişme gösteren lojistiğin, ülkenin büyüme potansiyeline katkısının artırılması, Lojistik Performans Endeksi'nde ilk 15 ülke arasına girilmesi amaçlanmakta ve firmaların modern depoculuk anlayışıyla tedarik zincirini yönetecek şekilde yapılanması hedeflenmektedir (Anonim 2013).

Lojistik sektöründe önemli bir paya sahip olan depolama, depo raf sistemleri vasıtaıyla gerçekleştirilir. Depolama, günümüzde sistem bakımından üç farklı kategoride ele alınmaktadır. Bunlar; klasik, yarı otomatik ve tam otomatik depolama teknikleridir. Depolanacak yüke göre sınıflandırıldığında ise; ağır yük ve hafif yük olarak ikiye ayrılmaktadır.

Hem ülkemizde, hem de dünyada depolama alanlarının efektif olarak kullanılma zorunluluğu gittikçe artmaktadır. Firmalar, daha az alanda daha fazla depolama hacmi kullanılması, ürünlerin depolanması ve ürüne ulaşılmasının daha kısa sürede yapılabilmesi için çeşitli raf sistemleri çözümleri üretmektedirler. Özellikle otomatik depolama sistemleri alanında, raf sistemleri sektörünün önde gelen firmaları, önemli sistemler geliştirmektedirler.

Her ne kadar otomatik depolama sistemlerine yapılan araştırma-geliştirme yatırımları klasik depolama sistemlerine göre daha ciddi miktarlarda olsa da, her otomatik depo, çalışma mantığı gereği klasik depolama sistemlerini içermesi gerektiğinden, bu ürünlerin kullanımı ve geçerliliği her zaman var olacak ve önemini yitirmeyecektir.

Klasik depo raf sistemleri alanı ileri teknoloji gerektirmediğinden ve bu sistemleri üreten firma sayısının son yıllarda artmasından dolayı, bu alandaki karlar git gide azalmış ve günümüzde bu alandan kar edilemez noktaya gelinmiştir. Rekabetin çok arttığı ve kar oranlarının düştüğü bu şartlarda büyük ölçekteki raf firmaları, maliyetlerini azaltma yöntemleri arayışlarına yönlendirmiştir. Bu kapsamda araştırma-geliştirme ve bilimsel çalışmalara önem veren firmalar, rakiplerinden birkaç adım öne çıkmaktadırlar (Şaylan 2013).

Depo raf sistemleri üretici firmalar, çok ağır palet yüklerinin depolanması durumunun dışında, genellikle yatay taşıyıcı profil ve kulak bağlantısını kaynaklı bağlantı olarak tercih etmektedirler. İmalat sektöründe bu tür kaynak gerektiren elemanlarda minimum maliyet ve maksimum dayanımı verecek optimum çözümün elde edilmesi son derece önemlidir. Bu nedenle bu tez çalışması, 0310.STZ.2013-2 kodlu Santez Projesi kapsamında, lisansüstü tezlerinin sanayinin ihtiyaçları doğrultusunda gerçekleştirilmesi amacıyla ortaya konmuştur. Projenin beraber yürütüldüğü firmanın üretim tipi ve yöntemlerini değiştirmeden ve firmanın herhangi bir yatırım gerektirmeden yapabileceği değişikliklerle mukavemet ve maliyet optimizasyonu ele alınmıştır. Dolayısıyla bu çalışmada, yatay taşıyıcıdaki kaynak şeklini, uzunluğunu, yatay taşıyıcı profil ile kulak arasındaki optimum kaynak mesafesini ve tava rafların yük taşıma kapasitesini veren analitik yöntemler geliştirilmiştir ve bu yöntemler testlerle ve sonlu



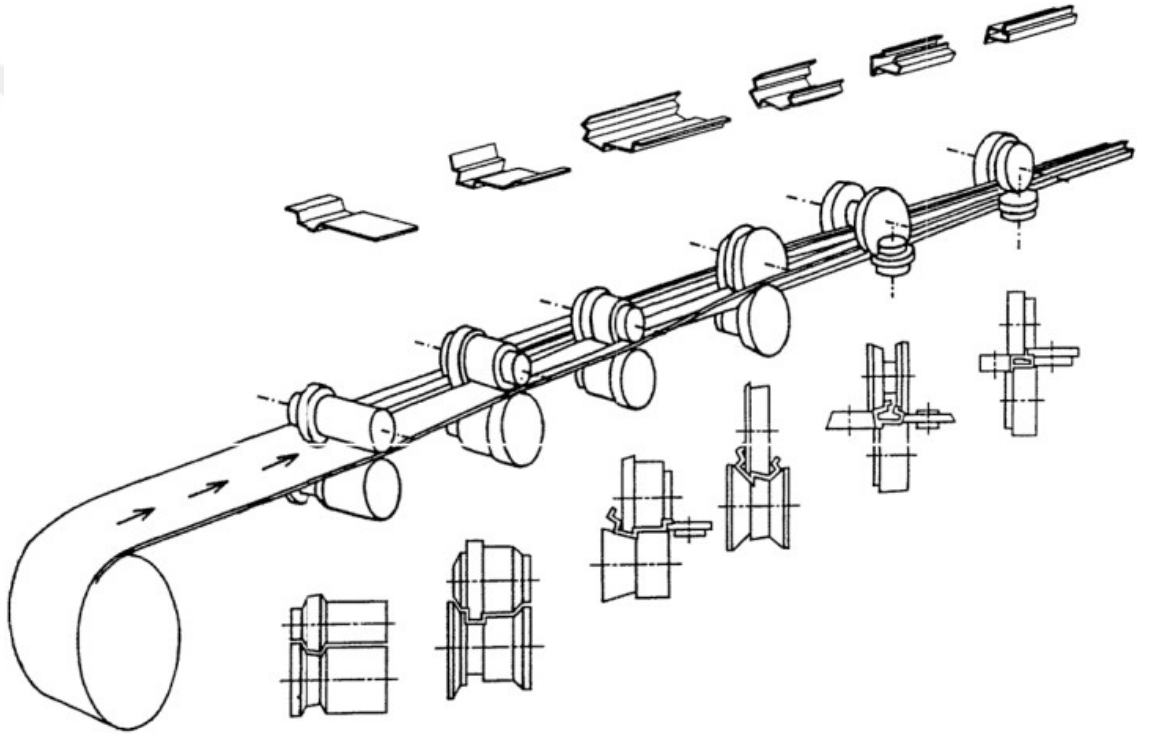
elemanlar analizleri ile doğrulanmıştır. Elde edilen analitik yöntemlerle, optimum kaynak uzunluğunu veren algoritma ve tava raf taşıma kapasitelerini veren Matlab programında kodlar oluşturulmuştur.



## 2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

### 2.1.Kuramsal Temeller

Depo raf sistemleri, ince cidarlı çelik elemanlardan oluşmaktadır. İnce cidarlı çelik elemanlar, çelik plakaların oda sıcaklığında işlenmesi ile elde edilirler. Bu işleme metodu, çelik plakalara soğuk merdaneli biçimleme veya sıkıştırma yapılmasıdır (Şekil 2.1).

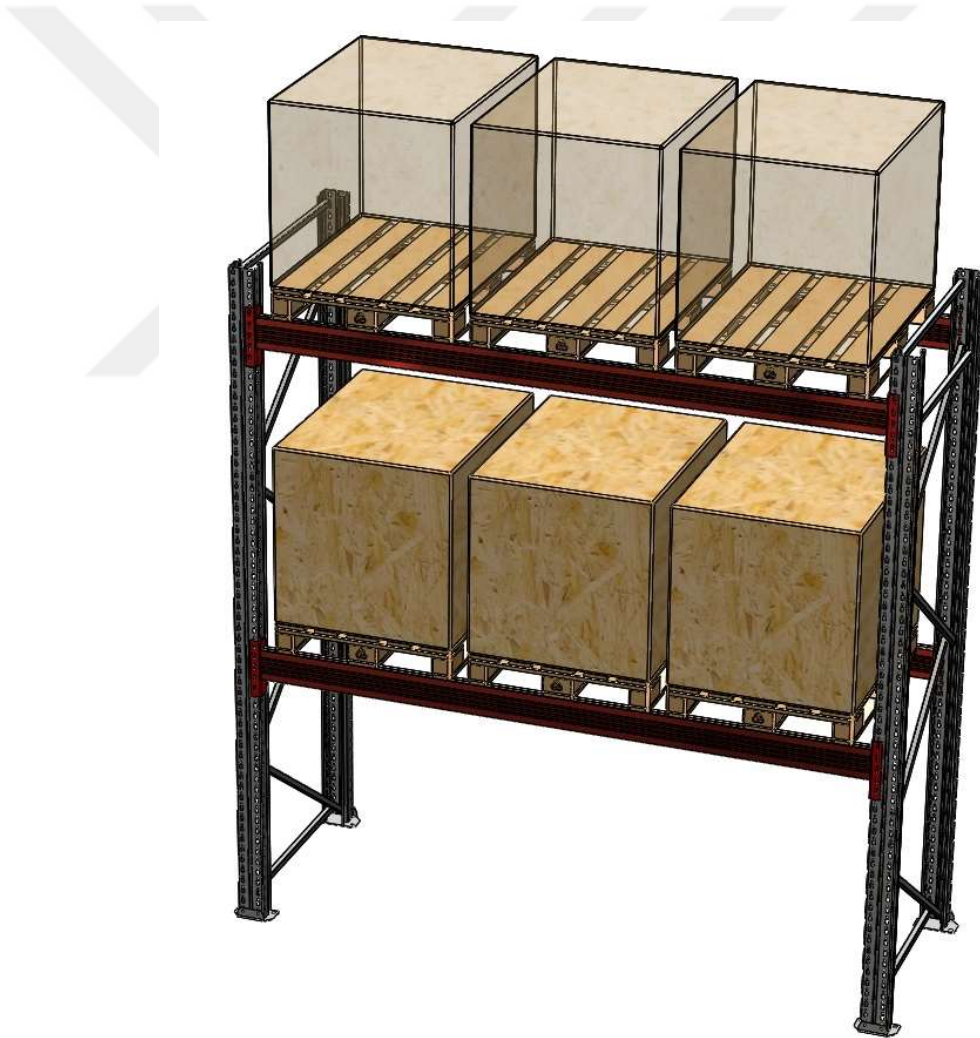


**Şekil 2.1.** İnce cidarlı çeliklerin sürekli şekillendirme (roll form) makinesinde şekillendirilmesi (<http://www.turkcadcam.net/rapor/roll-form-makara/01.gif>, Anonim, 2019a'dan alınmıştır)

İşlenen çelik plakaların kalınlıkları genellikle 0.10 mm ile 8 mm arasında değişmektedir. Plakaların akma gerilmeleri ise 230 MPa ile 380 MPa arasında değişmektedir. İnce cidarlı çelik elemanların, taşıyıcı sistemlerde kullanımının bir takım avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Hafiflik, seri üretim, yüksek mukavemet, kolay kurulum, korozyona karşı direnç, düşük taşıma giderleri, kesit çeşitliliği ve geri dönüşüm gibi özellikler, ince cidarlı çelik elemanların kullanım avantajları arasında yer

almaktadır. Eleman kalınlıklarının düşük olması sebebiyle ortaya çıkan burkulma problemleri ise ince cidarlı çelik elemanların kullanımının dezavantajları arasında yer alabilmektedir.

İnce cidarlı elemanların taşıyıcı sistemi oluşturduğu en yaygın depo tipi paletli depo raf sistemleridir (Şekil 2.2). Paletli depo raf sistemlerinde, raflara konacak ürünler çeşitli yüksekliklerdeki yatay taşıyıcılara paletler üzerinde yerleştirilirler. Sistemin bileşenlerini, dikmelerin ve atıkların oluşturduğu ayaklar ve bu ayakları birbirine bağlayan, paletlerin üzerlerine yerleştirildiği yatay taşıyıcılar oluşturmaktadır (Mangır 2014).



Şekil 2.2. Paletli raf sistemi şematik görünümü

Ayaklarla yatay taşıyıcı çiftleri bağlanarak bir kat oluşturur. Yatay taşıyıcı çiftlerinin yatay doğrultuda sıralanmasıyla palet veya yükler için belirlenen katlar oluşturulur. Atkı olarak adlandırılan iki dikey taşıyıcı arasına monte edilen yatay ve çapraz elemanlar, dikey taşıyıcılara genellikle cıvatalar ile bağlanmaktadır. Ayrıca ayağı oluşturan dikey taşıyıcılar üzerinde belli aralıklarda delikler bulunmaktadır. Bu deliklere yatay taşıyıcı takılarak istenilen yüksekliğe ayarlanabilen raflar elde edilmektedir. Şekil 2.3'te klasik raf sistemiyle oluşturulan bir depo gösterilmiştir.

Yatay taşıyıcılar dikmelere genellikle tırnaklı bağlantı yardımıyla takılmaktadır ve bu bağlantı tipi yarı-rijit bağlantı olarak adlandırılmaktadır. Bazı yüksekliği ayarlanabilir raf türlerinde de tırnaklı bağlantı yerine cıvatalı bağlantılar da tercih edilmektedir.



**Şekil 2.3.** Klasik raf sistemiyle oluşturulmuş bir deponun genel görünümü (Anonim, 2014'ten alınmıştır)

Yatay taşıyıcı iki kısımdan oluşmaktadır. Bunlardan ilki yatay taşıyıcı profillerdir. Bu taşıyıcı profiller genellikle soğuk ya da sıcak şekillendirme ile üretilen kutu profillerdir. Diğer eleman ise, dikey taşıyıcı üzerindeki deliklere veya yuvalara bağlantıyı sağlayan tırnakları bulunan, yatay taşıyıcı profile kaynaklı veya profil ile tümleşik olarak oluşturulan, kulak olarak tabir edilen bağlantı elemanıdır (Anonim 2009). Bu iki eleman



Yatay taşıyıcılar üzerinde depolanacak ürünlerin paletsiz, kutu veya direkt ürünün kendisi olarak depolanması isteniyorsa, iki yatay taşıyıcı arasındaki boşluğu kapatmak gerekir. Bu durumlar için belirli ebat ve kalınlıklarda saclardan oluşturulan tava raflar kullanılır (Şekil 2.6).

Tava raflar, sac malzemelerin lazer kesim veya makas kesim işleminden sonra bükme merkezlerinde veya abkant makinelerinde bükülmesiyle oluşturulan depo raf sistemi elemanlarıdır. Tava raflar, yatay taşıyıcıların üzerine oturtularak monte edilir ve paletsiz, kutu vb. yüklerin depolanmasında kullanılır.



Şekil 2.6. Yatay taşıyıcı üzerine oturan tava rafların görünümü

## 2.2. Kaynak Araştırması

Bu çalışma kapsamında akademik veri tabanları ile internette 'storage system', 'beam end connector', 'stiffness', 'steel rack systems', 'cantilever test', 'beam-to-column joints', 'semi-rigid joints', 'thin walled structures', 'cold-formed steel', 'pallet racks', 'ince cidarlı çelikler', 'tırnaklı bağlantı', 'travers', 'travers-kulak bağlantısı', 'yatay taşıyıcı', 'dikey taşıyıcı', 'depo raf sistemleri', 'dikme', 'tava raf', 'shelf', 'tray' ve benzeri anahtar kelimeler kullanılarak literatür araştırması yapılmıştır. Toplamda 93 adet ulusal ve uluslar arası makale, 3 adet doktora tezi incelenmiştir. İnce cidarlı çelik yapılarla ilgili son çalışmaların yakından takip edilebilmesi için, 2 sempozyum, 1 konferans, 1 çalıştay

ve 1 kongreye katılım sağlanmıştır (4. ve 5. Çelik Yapılar Sempozyumu, 2. Deprem Konferansı, ICENS (International Conference on Engineering and Natural Science) 2015 konferansı, ECCS (European Convention for Constructional Steelwork) TWG (Technical Working Group) çalıştay ve 20. Ulusal Mekanik Kongresi). Cornell Üniversitesi'nden Prof. Dr. Teoman Peköz'ün yardımlarıyla İspanya'da Barselona Politeknik Üniversitesi, İtalya'da Milano Politeknik Üniversitesi ve Trento Üniversitesi'nde ince cidarlı çelik yapılara yönelik laboratuvarlar ziyaret edilmiş ve ince cidarlı çelikler üzerine çalışmalar yapan araştırmacılar ile irtibat sağlanmış, çalışmalar yakından takip edilmiştir. Bununla birlikte lojistik sektörünün en büyük fuarlarından biri olan CeMAT Fuarı'na Almanya Hannover'de 2014'te katılım sağlanmıştır. Depo raf sistemleri sektöründe dünyada önde gelen firmalarının ürünleri incelenmiştir. Bunun dışında yurt içinde inşaat halinde olan depolara ziyaret gerçekleştirilmiştir. Ayrıca gerek fuarlar vasıtasıyla, gerekse teknik geziler sayesinde sektördeki üretici firmaların katalog ve broşürleri edinilmiş ve detaylı şekilde incelenmiştir.

Raf sistemleri tasarımı ile ilgili EN (European Norms), FEM (Federation Europeene de la Manutention) ve RMI (Rack Manufacturers Institute)'nin yayımladığı uluslararası standartlar incelenmiştir. Günümüzde Amerika Birleşik Devletleri'nde RMI'nın, Avrupa'da EN'nin ve FEM'in tanımladığı yapısal tasarım, test, kullanım ve bakım standartları geçerlidir. Türkiye'den bazı firmalar, FEM'e üye olmakla birlikte bu standartların Türkiye'deki üreticilere herhangi bir yasal yaptırımı ve zorunluluğu yoktur.

Yukarıda bahsedilen standartlarda da yarı-rijit bağlantının dönme rijitliğini ölçecek testler tanımlanmıştır, ancak kulak tasarımı ve bağlantı tipinin nasıl olması gerektiği ile ilgili bir öneri bulunmamaktadır. Literatürde de bu bağlantının moment kapasitesi ve dönme rijitliği açısından birçok çalışma bulunmaktadır. Ancak bu bağlantı şeklinin nasıl olması gerektiği ile alakalı bir çalışma bulunamamıştır.

Bu bağlantı tipleri, raf sisteminin performansı ve stabilitesinde önemli rol oynamaktadır. Bu sistemler üzerindeki araştırmaların çoğu, sistem davranışının karmaşıklığından dolayı deneysel ve hesaplamalı olmuştur. Bu nedenle, kulakların

davranışı hakkında çoğunluğu deneysel sonuçlar içeren çok sayıda araştırma yayımlanmıştır.

Bajoria ve Talikoti (2006), kulakların dönme rijitliğini yeni bir test yöntemi ile belirlemek için çalışmışlardır. Geliştirdikleri çift taraflı konsol testinin, tek taraflı konsol testleri ve tam ölçekli yapı testleri(full scale frame test) sonuçlarıyla örtüştüğünü iddia etmişlerdir. Deneysel sonuçlar ve sonlu eleman yöntemli sonuçları da karşılaştırmış ve bu sonuçların da birbiriyle örtüştüğünü gözlemlemişlerdir.

Yarı rijit civatasız bağlantılar, Markazi ve ark. (1997) tarafından da araştırılmıştır. Yaptıkları çalışmada, endüstride kullanılan tırnaklı kulak tiplerini; tırnak sayısı ve tırnak geometrisi açısından sınıflandırmışlar ve bu parametrelerle birlikte kulakların monte edildiği dikme profilinin sertliğinin de, kulakların moment-rotasyon karakteristikliğini etkilediğini gerçekleştirdikleri testlerin sonuçlarıyla ortaya koymuşlardır. Çalışma sonucunda, daha mukavim ve dönme rijitliği yüksek tırnaklı kulak tasarımı için parametreler ve gerçek dönme rijitliği için düzeltme formülü oluşturmuşlardır.

Rahman Shahshenas (2015), doktora tezinde, yatay taşıyıcıların dikey taşıyıcılarla oluşturduğu yarı rijit bağlantı bölgesinin deprem davranışlarını incelemiştir. İki farklı kulak tipi ve farklı boyutlarda yatay taşıyıcı profili kullanarak toplamda 18 numuneyi özgün olarak oluşturduğu test düzeneğinde test etmiştir. Test sonuçlarını, SAP 2000 programı kullanılarak doğrulamıştır. Yatay taşıyıcı profil ile kulağın kaynak pozisyonu ve kulaktaki tırnak sayısının, bağlantının moment kapasitesinin belirlenmesinde ana faktörler olduğunu gözlemlemiştir. Tırnakların, yatay taşıyıcı-dikey taşıyıcı bağlantı bölgesinin moment kapasitesinin belirlenmesinde oynadığı kritik rolü, daha önceki çalışmalarla karşılaştırılarak ön plana çıkarmıştır.

Kozlowski ve Slecza (2004), yarı rijit bağlantıların dönme rijitliklerini belirlemek için testlere ihtiyaç duyulmadan kullanılacak komponent metodunu geliştirmişlerdir. Bu metoda göre, kulak ve dikmenin, farklı etkiler altında kalan bölümleri ayrı ayrı incelenip hep birlikte değerlendirilmektedir. Çalışmanın son bölümünde de, gerçekleştirdikleri testlerin sonuçlarıyla komponent metodu sonuçlarını karşılaştırmışlar ve sonuçların



ortalama % 10' luk bir hata payıyla örtüştüğünü gözlemlemişlerdir. Bu yöntemin alışlagelmiş test yöntemlerine göre iki avantajı olduğunu öne sürmüşlerdir. Bu avantajlardan ilki; yarı rijit bağlantıların zayıf olan kısımları belirlenip, sadece o bölgeler için çalışma yapılabilmesi, ikincisi ise; test masrafları olmadan yarı rijit bağlantıların dönme rijitliklerinin hesaplanabilmesidir.

Aguirre (2004), raf sistemi elemanlarının bağlantı noktalarının yapısal özelliklerini incelemiş ve raf sisteminin çökmesinde bağlantı elemanlarının önemli rol oynadığını göstermiştir.

Asawasongkram ve ark. (2013), moment-rotasyon ilişkisini kullanarak yatay taşıyıcı konsol testleri ve sehim testleri sonuçlarını, tek ayak itme testinde karşılaştırmıştır. Ortaya çıkan sonuçların birbiriyle uyumlu olduğunu gözlemlemiştir.

Bernuzzi ve ark. (2001), yatay taşıyıcı ile kolon bağlantı bölgesinin rijitliğini alışlagelmiş bir şekilde sadece tek yönlü değil, birbirini takip edecek şekilde konsol salınım testleriyle de incelemiştir. Bu kapsamda 2 farklı numune kullanılarak toplamda 11 test gerçekleştirilmiştir. Konsol salınım test sonuçlarının, tam ölçekli testlerin doğrulanmasında önemli rol oynadığını gözlemlemiştir. Dolayısıyla salınım testlerinin deprem bölgelerindeki raf yapılarının tasarımında kritik bir tasarım parametresi olacağını öngörmüşlerdir.

Kıymaz ve ark. (2016), konsol salınım testlerini 2 farklı yatay taşıyıcı profili ve 3 farklı bağlantı tipi ile gerçekleştirmiştir. Tırnaklı kulaklar; pimsiz, 2 pimli ve 4 pimli olarak kategorize edilip testler gerçekleştirmiştir. Pimsiz haldeki durumun sertlik değerinin, pimlilere göre %82 daha düşük olduğunu gözlemlemiştir. Ayrıca bağlantı bölgelerinin moment kapasitelerine bakıldığında ise, pimli bağlantıların pimsizlere oranla %47 oranında daha yüksek moment kapasitesine sahip olduğunu gözlemlemiştir.

Araştırmacıların da çalışmalarında belirttiği gibi, tırnaklı kulakların dayanımını belirleyen birkaç parametre vardır. Bunlar; tırnak sayısı, tırnağın geometrisi, kulak

plakasının kalınlığı, kulak ve yatay taşıyıcı profilin kaynaklı montajında uygulanan kaynağın uzunluğu ve tipi, yatay taşıyıcı profil ve kulak arasındaki kaynak mesafesi ile kulaktaki tırnakların kulak üzerindeki pozisyonlarıdır.

Tava raflarla ilgili olarak ise, literatürde bir akademik çalışmaya rastlanılmamış, ancak Barcelona Politeknik Üniversitesi'nde tava raflarla ilgili oluşturulacak standartların belirleme çalışmalarının sürdürüldüğünü ve bu alandaki çalışmaların devam ettiği bilgisi edinilmiştir (Roure 2014). Şekil 2.7'de tava rafların raf sistemlerinde kullanılması gösterilmiştir.



**Şekil 2.7.** Tava rafların raf sistemi ünitesi üzerinde görünümü

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Çalışmanın bu bölümünde, öncelikle yatay taşıyıcıyı oluşturmak için gerekli yatay taşıyıcı profil ve kulakların kaynaklı montajında uygulanması gereken optimum kaynak uzunluğu ile ilgili yapılan çalışmalara, daha sonra da kulakların yükleme altında gerilme davranışlarının ele alındığı çalışmalara değinilecektir. En son olarak da, tava rafların gerilmeye bağlı yük taşıma kapasitelerinin, analitik ve bilgisayar destekli yöntemlerle hesaplanmasından bahsedilecektir.

#### 3.1. Yatay Taşıyıcı Profil ve Kulak Birleşmesindeki Optimum Kaynak Uzunluğunun Bulunması

Literatür araştırması, üretici firmaların ürün kataloglarının incelenmesi ve fuarlarda incelenen ürünlerden yola çıkılarak, üretici firmaların yatay taşıyıcılarının kaynak uzunluklarının birbirinden farklı olduğu tespit edilmiştir. Çalışmanın bu kısmında yatay taşıyıcıların kaynak uzunluklarının uygulanacak yüke göre optimum değerde olması için analitik çalışmalar yapılmıştır. İki farklı kaynak modeli üzerinde durulmuştur.

##### 3.1.1. Alt-üst tam ve kısmi yan yüzey kaynak yapılması hali

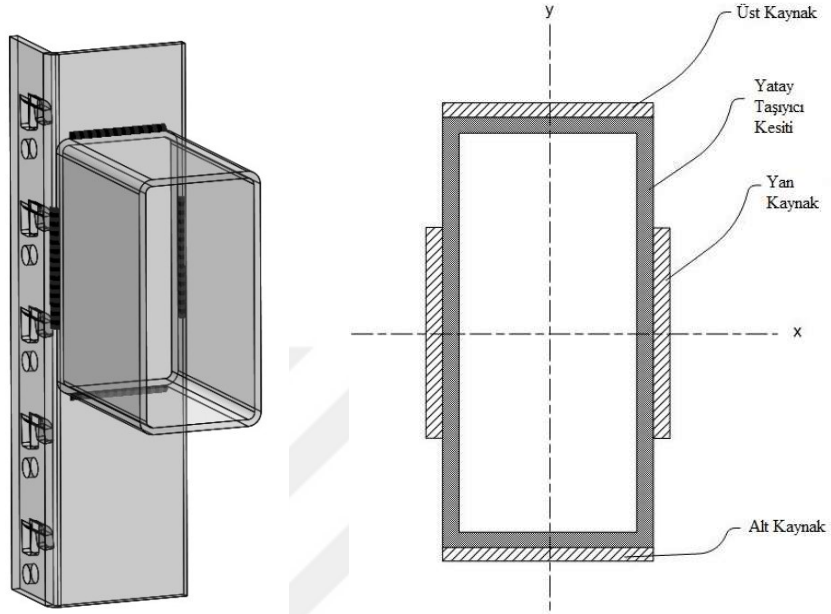
Palet yüküne maruz yatay taşıyıcı profilin kulağa bağlandığı bölgede; üst ve alt yüzeylerin tamamen kaynak yapıldığı, yan yüzeylerin de belirli bir uzunlukta kaynak yapıldığı halde, yan yüzeylerde yukarı ve aşağı doğru uygulanacak kaynak uzunluğu aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$a = 0.7t$$

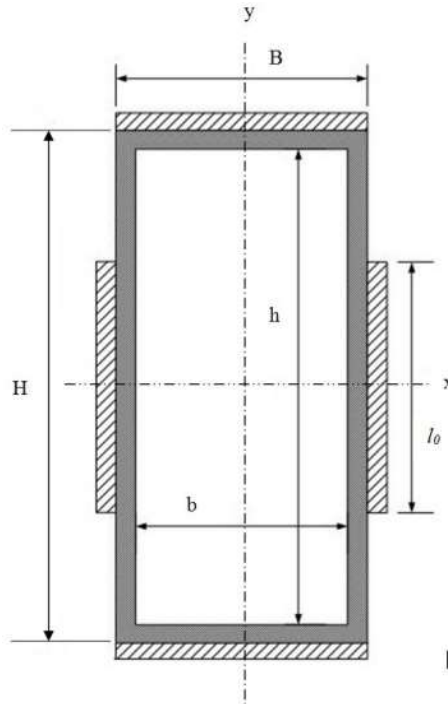
$$\tau_{kem} = V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 \cdot \tau_{em} / s$$

$$\sigma_{kem} = V_1 \cdot V_2 \cdot V_3 \cdot \sigma_{ak} / s$$

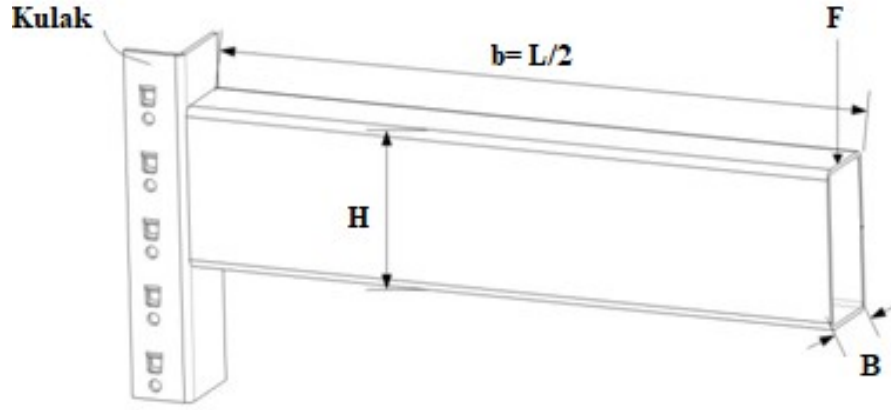
şeklindedir. Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de yatay taşıyıcı üzerindeki kaynak şekli ve değişkenler verilmiştir. Şekil 3.3’te yatay taşıyıcı boyut ve tanımları, Şekil 3.4’te de köşe kaynağı gösterimi verilmiştir.



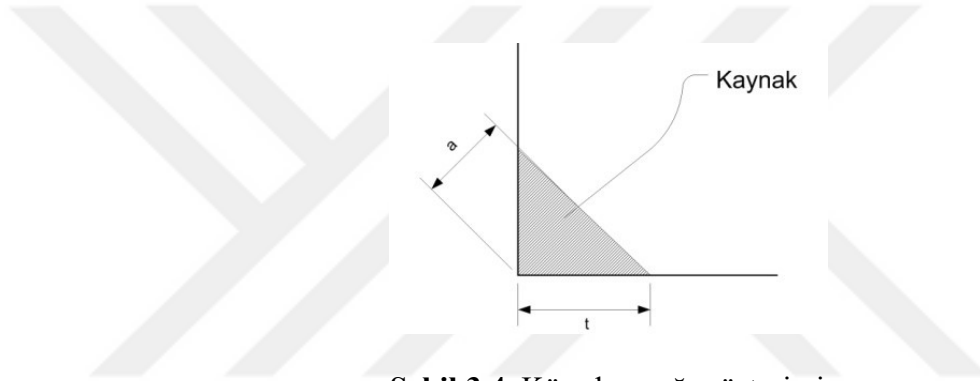
Şekil 3.1. Yatay taşıyıcı kesiti üzerinde kaynak gösterimi



Şekil 3.2. Yatay taşıyıcı kesiti üzerinde kullanılan değişkenler



Şekil 3.3. Kulak ve yatay taşıyıcı profilden ibaret yatay taşıyıcı



Şekil 3.4. Köşe kaynağı gösterimi

Şekil 3.2'deki her bir kaynağın taşıdığı gerilmeleri bulmak için öncelikle her bir kaynağın taşıdığı kuvvet ve momentleri bulmak gerekir. Her bir kaynak kesitindeki kuvveti bulmak için de, önce kaynaklardaki kayma gerilmesini bulmak gerekmektedir. Ortalama kayma gerilmesi, her bir kulağa gelen kuvvet ( $F$ ), toplam kaynak alanına bölünerek elde edilir.

$$\tau_{or} = \frac{F}{2aB+2al_0} = \frac{F}{2a(l_0+B)} \quad (3.1)$$

Buradaki kaynak genişliği ( $l_1$ ) kesit genişliğine eşit alınmaktadır:  $l_1 = B$ . Buna göre üst ve yan kaynaklardan her birinin taşıdığı yük;

$$F_1 = \tau_{or}aB \rightarrow F_1 = \frac{FBa}{2a(l_0+B)} \rightarrow F_1 = F \frac{B}{2(l_0+B)} \quad (3.2a)$$

$$F_2 = \tau_{or}(l_0 a) = \frac{F(l_0 a)}{2a(l_0+B)} \rightarrow F_2 = F \frac{l_0}{2(l_0+B)} \quad (3.2b)$$

kadardır.

Kaynak momentleri

Kaynak bağlantıları kesmeye ilave olarak eğilmeye de maruzdur. Üst-alt kaynaklardan her birinin taşıdığı momentler( $M_1$ ) ile yan merkezci kaynakların her birinin taşıdığı momentleri( $M_2$ ) bulmak için aşağıdaki yol izlenmiştir:

Bütün kaynakların taşıdığı momentler toplamı  $2M_1 + 2M_2$  iki tarafından ankastre ve 6 adet münferit yükü taşıyan yatay taşıyıcının kaynak noktalarında oluşan  $M_u$  momentine eşit olmalıdır. Buna göre;

$$2M_1 + 2M_2 = M_u \quad (3.3)$$

şeklindedir. Diğer taraftan yatay taşıyıcının üst tarafının eğriliği ile yan tarafının eğriliği aynı olmalıdır. Üst sac ve dolayısıyla kaynak elemanları için;  $\frac{l}{\rho} = \frac{M_1}{EI_1}$  ve yan kaynak elemanları için de;  $\frac{l}{\rho} = \frac{M_2}{EI_2}$  olmalıdır. Bu iki değerden,

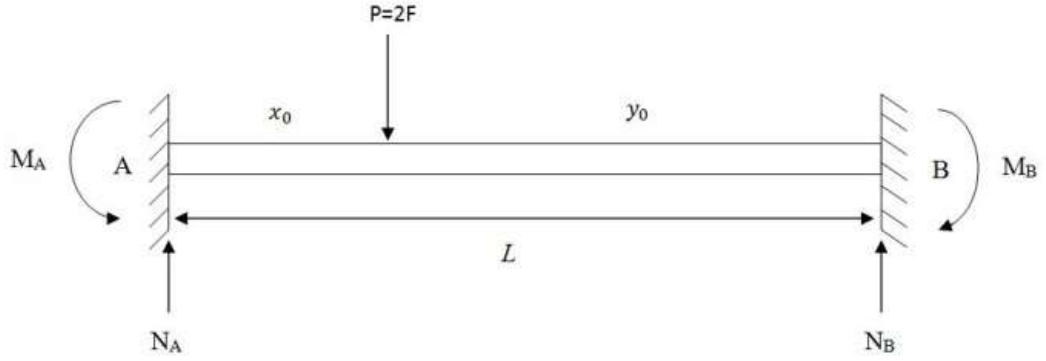
$$M_1 = \frac{I_1}{I_2} M_2 \quad (3.4)$$

elde edilir. (3.3) ve (3.4) denklemleri ortak çözümlenerek;

$$M_2 = \frac{M_u}{2\left(\frac{I_1}{I_2}+1\right)}, \quad M_1 = \frac{I_1 M_u}{2(I_1+I_2)} \quad (3.5)$$

bulunur.

Kulak noktasındaki  $M_u$  momentini bulmak için Şekil 3.5'teki gibi ortasından  $2F = P$  kuvvetine maruz ankastre kiriş incelenmiştir. Kirişin A ve B noktalarındaki  $M_A$  ve  $M_B$  momentleri,



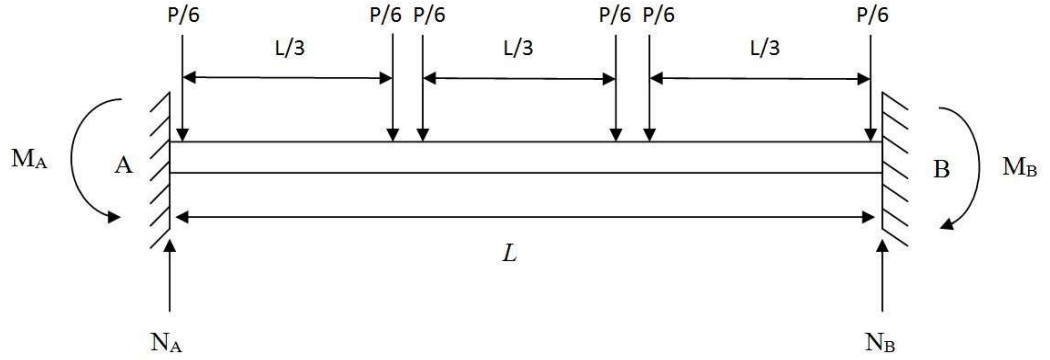
Şekil 3.5.  $P$  kuvvetine maruz ankastre kiriş

$$M_A = \frac{Px_0y_0^2}{L^2}, \quad M_B = \frac{Py_0x_0^2}{L^2} \quad (3.6)$$

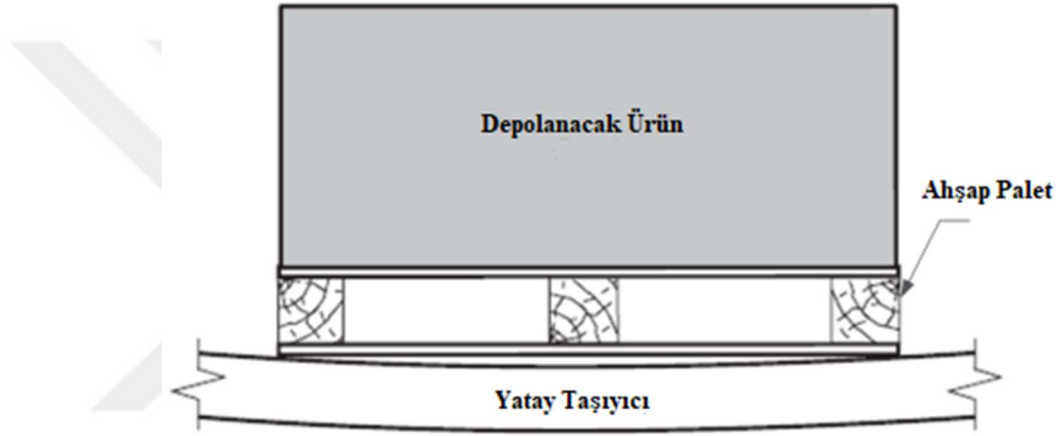
ile verilmektedir.  $x_0 = y_0 = \frac{L}{2}$  halinde,

$$M_A = M_B = \frac{PL}{8} = \frac{FL}{4} \quad (3.7)$$

bulunmaktadır. (3.7) ile verilen momentler uygulamadaki durumda oluşan momentlerden daha büyüktür. Bunun sebebi, paletlerin yatay taşıyıcı üzerinde birden fazla noktalarda basmasıdır (Şekil 3.6). Paletli yükün yatay taşıyıcı üzerine yükleme hali Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Yatay taşıyıcı üzerinde üç palet taşındığını ve üç palet genişliğinin yaklaşık olarak yatay taşıyıcı genişliğine eşit olduğu kabul edilirse;



Şekil 3.6. Yatay taşıyıcı üzerindeki palet ayaklarının temsil edildiği yük



Şekil 3.7. Paletli yükün yatay taşıyıcı üzerine yükleme halinin gösterimi (Anonim 2009)

Buna göre her bir tekil kuvvetler arası uzunluk  $\frac{L}{3}$  alınabilir. Sol ve sağ uçtaki kuvvetlerin A ve B etrafındaki momentleri yaklaşık olarak sıfırdır. (3.6) formüllerini kullanarak,

$$M_A = \frac{\left(\frac{2P}{6}\right) \left(\frac{L}{3}\right) \left(\frac{2L}{3}\right)^2}{L^2} + \frac{\left(\frac{2P}{6}\right) \left(\frac{2L}{3}\right) \left(\frac{L}{3}\right)^2}{L^2}$$

$$M_A = \frac{2PL}{27} = M_B \quad (3.8)$$

bulunur. Elde edilen bu momentler (3.3) denklemindeki  $M_u$  değerine eşittir:

$$M_A = M_B = M_u \quad (3.9)$$



$I_1$  ve  $I_2$  Atalet momentleri

Şekil 3.2'deki üst ve alt parça ile yan kaynak parçalarının  $x$  eksenine göre toplam atalet momentleri,

$$\bar{I}_{xx} = 2 \left[ \frac{1}{12} B a^3 + (aB) \left( \frac{H}{2} + \frac{a}{2} \right) \right] + 2 \left[ \frac{1}{12} a l_0^3 \right] = 2I_1 + 2I_2 \quad (3.10)$$

ifadesi ile verilir. Burada üst-alt parçalar için *Steiner Teoremi* kullanılmakta olup,  $I_1$  ve  $I_2$  sırasıyla üst parçanın ve yan parçanın atalet momentidir.

Kaynak kayma ve eğilme gerilmeleri

Kaynaklardaki kesmeden dolayı oluşan kayma gerilmeleri (3.1) denkleminde elde edilmişti. Üst-alt parçalar ile yan parçalardaki eğilme gerilmeleri;

$$\sigma_{e_{üst}} = \sigma_{e_{alt}} = \frac{M_1}{I_1} \left( \frac{H}{2} + a \right) = \frac{M_1}{W_{xx}} \quad (3.11)$$

ile verilir. Burada,

$$W_{xx_{üst}} = \frac{I_1}{\left( \frac{H}{2} + a \right)} \quad (3.12)$$

mukavemet momentidir. Yan kaynaklardaki maksimum eğilme gerilmesi de,

$$\sigma_{e_{yan}} = \frac{M_2}{W_{xx_{yan}}} = \frac{M_2}{I_2} \left( \frac{l_0}{2} \right) \quad (3.13)$$

dir.  $M_1$  ve  $M_2$  değerleri (3.5) denklemleri ile verilmektedir. Şimdi kaynakta oluşan toplam eğilme gerilmesi,

$$\sigma = \sigma_{eT} = \sigma_{eüst} + \sigma_{eyan} = \frac{M_1}{\left[\frac{I_1}{\left(\frac{H}{2}+a\right)}\right]} + \frac{M_2}{\left[\frac{I_2}{\left(\frac{l_0}{2}\right)}\right]} \quad (3.14)$$

ve toplam kayma gerilmesi de,

$$\tau = \tau_{kT} = \tau_{üst} + \tau_{yan} = \frac{F_1}{2aB} + \frac{F_2}{2al_0} \quad (3.15)$$

şeklindedir. Eşdeğer mukayese gerilmesini bulmak için *Mohr çemberinden* yararlanılmıştır.

$$\sigma_{muk} = \frac{1}{2} \left[ \sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right] \leq \frac{\sigma_{ak}}{s} \quad (3.16)$$

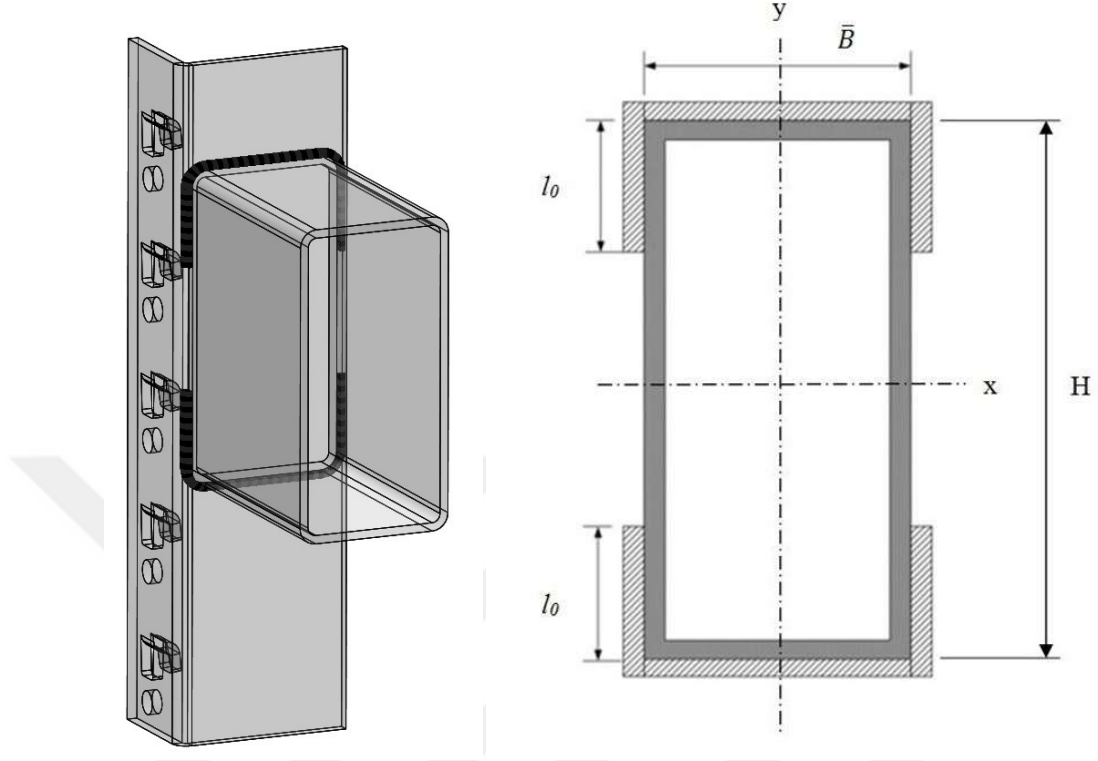
Optimum kaynak uzunluğunun bulunması

Üst-alt kaynaklar yatay taşıyıcı genişliğine eşit olarak uygulandığından, belirlenmesi gereken değer  $l_0$  değeridir. Bunun için sıfırdan başlayıp  $\Delta x = 0,1$  mm artışlarla  $l_0$  artırılarak,

$$\Delta = \frac{1}{2} \left[ \sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right] - \frac{\sigma_{ak}}{s} \quad (3.17)$$

denklemini oluşturulur.  $\Delta$  değerini sıfır yapan  $l_0$  değeri elde edilebilir. Bu değer aranan  $l_0$  kaynak uzunluğu olacaktır.

### 3.1.2. Üst-alt u-kaynak hali



Şekil 3.8. Üst-alt u-kaynak halinin yatay taşıyıcı profil kesitinden gösterimi

Şekil 3.8'de görüldüğü gibi yan kaynaklar, alt ve üst kaynaklara doğru çekilmiştir. Bu tür kaynağın birbirinin devamı olması durumu, daha kolay işçilik gerektirir. Bu kaynak şekli için olan hesaplamalar 3.1.1 başlığının altındaki hesaplamalarla aynıdır. Tek fark, atalet momentleri ile her bir parçanın taşıdığı momentin değişmiş olmasıdır. Bu halde (3.3) denklemi,

$$2M_1 + 4M_2 = M_u \quad (3.18)$$

ile değiştirilmelidir. (3.4) ve (3.18) denklemleri ortak çözülerek

$$M_1 = \frac{2PL}{27\left[2 + \frac{4I_2}{I_1}\right]}, \quad M_2 = \frac{2PL}{27[2I_1 + 4I_2]} I_2 \quad (3.19)$$

bulunur.  $M_u$  momenti yine (3.9) denklemi ile verilmektedir.

Üst birleşik parçanın  $x$  eksenine göre atalet momenti bu hal için;

$$\bar{I}_{xx} = \left[ \frac{1}{12} \bar{B} a^3 + (a\bar{B}) \left( \frac{H}{2} + a \right)^2 \right] + \left[ \frac{1}{12} a(l_0)^3 + a(l_0) \left[ \frac{H-l_0}{2} \right]^2 \right] \quad (3.20)$$

şeklindedir. Toplam kaynak bölgesinin  $x$  eksenine etrafındaki atalet momenti ise,

$$\begin{aligned} I_{xx} &= 2\bar{I}_{xx} = 2 \left[ \frac{1}{12} l_1 a^3 + (a l_1) \left( \frac{H}{2} + a \right)^2 \right] + 2 \left[ \frac{1}{12} a(l_0 - a)^3 + a(l_0 - a) \left[ \frac{H - l_0}{2} \right]^2 \right] \\ &= 2I_1 + 2I_2 \end{aligned} \quad (3.21)$$

formundadır.

## 3.2. Yatay Taşıyıcı Sehim Analizi

### 3.2.1. Tırnaklı kulak bağlantılı yatay taşıyıcının sehim analizi

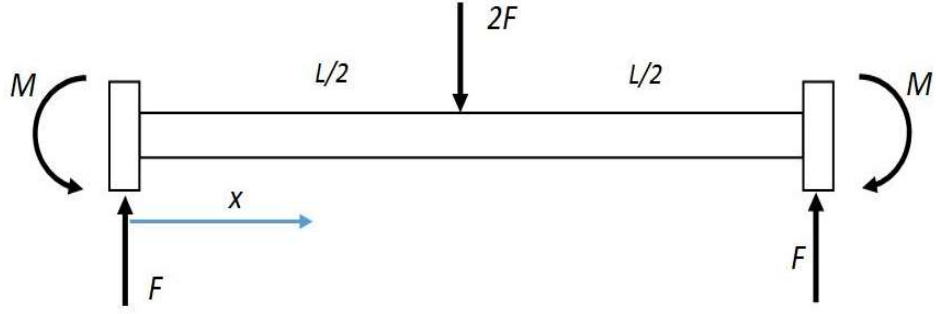
Şekil 3.9'daki yatay taşıyıcı uç kısımlarından elastik (yarı rijit) yapıya sahip olduğu varsayılır ve A ve B noktalarında momentler,

$$M_A = k_A \theta_A, \quad M_B = k_B \theta_B$$

olduğu kabul edilir. Mevcut problemde simetriden dolayı dönme rijitlik katsayısı iki uçta da aynıdır,

$$k_A = k_B = k.$$

Ayrıca problem statik belirsizdir. Bu durumda  $M$  ve  $k$  değerleri bilinmemektedir. Bu nedenle, bu rijitlik değerleri, aşağıdaki  $M_A = M_B$  olduğu yöntem vasıtasıyla elde edilebilir.



**Şekil 3.9.** Yatay taşıyıcı ve etkiyen kuvvetler.

Bir yatay taşıyıcı için eğilme eşitliği denklemleri, genel formda  $P$  nin aksenal kuvvet ve  $q'$  nin yayılı yük olduğu kabul edilerek aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} + P \frac{d^2 y}{dx^2} = q, \quad (3.22)$$

Mevcut problemde, aksenal kuvvet ihmal edilebilir düzeyde küçük olarak kabul edilebilir ve dolayısıyla sehim, çökme hesabından çıkarılabilir. Böylece eşitlik,

$$d^4 y/dx^4 = 0$$

olarak çözülür. Bu eşitliğin integrasyonu aşağıdaki formlara sahip olur:

$$y_1(x) = A_1 + A_2 x + A_3 x^2 + A_4 x^3, \quad 0 \leq x \leq \frac{L}{2} \quad (3.23a)$$

$$y_2(x) = B_1 + B_2 x + B_3 x^2 + B_4 x^3, \quad \frac{L}{2} \leq x \leq L \quad (3.23b)$$

Sabitler, yani  $A_1, A_2, A_3, A_4, B_1, B_2, B_3, B_4$  değerleri sınır şartları uygulandığında elde edilecektir. Bu şartlar şu şekilde yazılabilir:

$$y_1(0) = 0 \quad (3.24a)$$

$$y_2(L) = 0 \quad (3.24b)$$

$$y_1\left(\frac{L}{2}\right) = y_2\left(\frac{L}{2}\right) \quad (3.24c)$$

$$y_1'\left(\frac{L}{2}\right) = y_2'\left(\frac{L}{2}\right) \quad (3.24d)$$

$$y_1''\left(\frac{L}{2}\right) = y_2''\left(\frac{L}{2}\right) \quad (3.24e)$$

$$EIy_2'''\left(\frac{L}{2}\right) - EIy_1'''\left(\frac{L}{2}\right) = 2F \quad (3.24f)$$

$$EIy_1''|_{x=0} = ky_1'|_{x=0} \quad (3.24g)$$

$$EIy_2''|_{x=L} = -ky_2'|_{x=L} \quad (3.24h)$$

(3.24a) eşitliğinde verilen akma gerilmesi  $A_1 = 0$ 'dır. Yararlanılan diğer şartların sonuçlarından aşağıdakiler elde edilir:

$$A_3 = \frac{k}{2EI}A_2 \quad (3.25)$$

$$B_1 + B_2L + B_3L^2 + B_4L^3 = 0 \quad (3.26)$$

$$kB_2 + (2EI + 2Lk)B_3 + (6EIL + 3kL^2)B_4 = 0 \quad (3.27)$$

$$u_1A_2 + u_2A_3 + u_3A_4 + B_1 - u_1B_2 - u_2B_3 - u_3B_4 = 0 \quad (3.31)$$

$$A_2 + u_4 A_3 + u_5 A_4 - B_2 - u_4 B_3 - u_5 B_4 = 0 \quad (3.28)$$

$$2A_3 + u_6 A_4 - 2B_3 - u_6 B_4 = 0 \quad (3.29)$$

$$B_4 - A_4 = \frac{F}{3E}, \quad (3.30)$$

$$u_1 = L/2, \quad u_2 = (L/2)^2, \quad u_3 = (L/2)^3, \quad u_4 = L, \quad u_5 = 3(L/2)^2, \quad u_6 = 3L.$$

Matris şeklinde, eşitlik (3.26) ve (3.30) arası şu şekilde yazılabilir:

$$\begin{bmatrix} \frac{k}{2EI} & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & L & L^2 & L^3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k & (2EI + 2Lk) & (6EIL + 3kL^2) \\ u_1 & u_2 & u_3 & -1 & -u_1 & -u_2 & -u_3 \\ 1 & u_4 & u_5 & 0 & -1 & -u_4 & -u_5 \\ 0 & 2 & u_6 & 0 & 0 & -2 & -u_6 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 \\ A_3 \\ A_4 \\ B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{F}{3EI} \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

ya da,

$$[A][X] = [Y] \quad (3.33)$$

Eşitlik (3.33)'ün matris çözümü aşağıdaki formdadır:

$$[X] = [A]^{-1}[Y] \quad (3.34)$$

$[X]$  matrisi elde edildikten sonra sehim, (3.23a) ve (3.23b) eşitliklerinin ortalaması ile bulunabilir.

### 3.2.2. Kulaktaki gerilme dağılımı

Yatay ve dikey taşıyıcıların bağlantı bölgesindeki elemanlar Şekil 3.10'da verilmiştir. Tırnaklardaki kuvvet ve gerilmelerin belirlenebilmesi için kulaklardaki gerilme dağılımının belirlenmesi gerekmektedir. Yatay taşıyıcı eğilmeye maruz kaldığında, kulak da eğilmeye maruz kalır ve kulak böylece bir nötr eksene sahip olur. Eğer kulaktaki gerilme değişimi,  $y$  eksenini boyunca lineer olduğu kabul edilirse, nötr eksen bulunabilir.

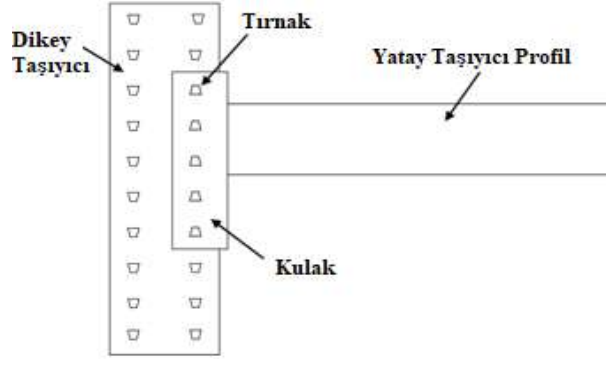
Ancak kulak ve yatay taşıyıcıdaki bağıl pozisyon ne olursa olsun, kulağın orta kısmında bu değer her zaman  $y = \frac{H}{2}$  olur (Şekil 3.11).  $r$ 'nin farklı değerleri için, nötr eksenin kulağın orta noktasında olamayacağı aşıkardır. Burada,  $r = H - h - u$  'dur (Şekil 3.11). Böylece, kulak üzerinde bi-lineer gerilme dağılımı kabul edilmelidir (Şekil 3.13).

Kulaktaki gerilmenin bi-lineer değişiminin sonucu olarak,  $k_1$  ve  $k_2$  bilinmeyenleri ortaya çıkmaktadır. Ancak nötr eksen hala bilinmemekte ve bu durum üçüncü bilinmeyeni ortaya koymaktadır.

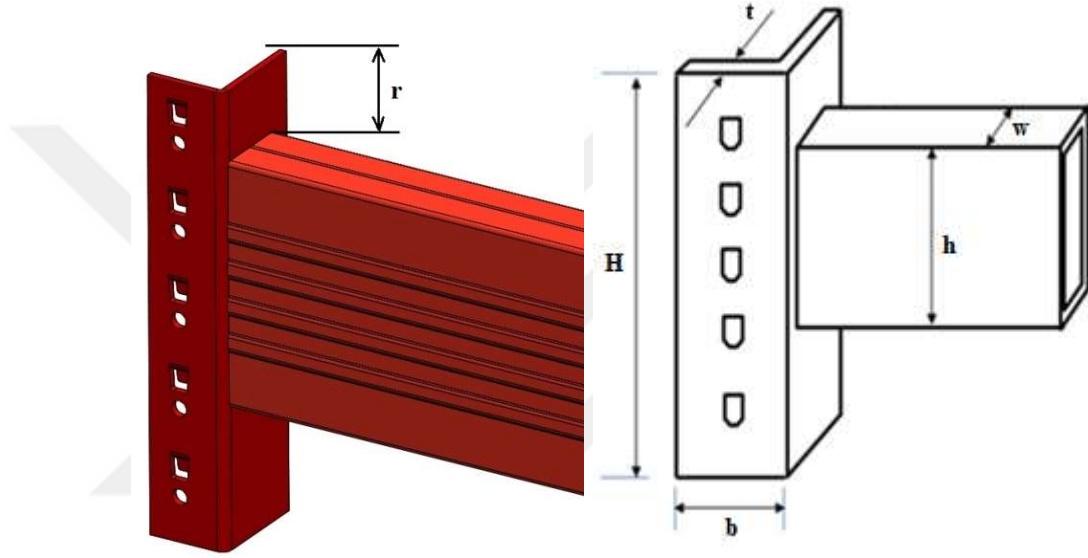
Gerilmeleri belirlemek için sadece iki statik eşitlik yazılabilir. Bu nedenle, deneysel sonuçların kullanılmasına, nötr eksenin olası doğru pozisyonunun belirlenmesi için ihtiyaç vardır. Bu amaçla, sonuçları "4. BULGULAR VE TARTIŞMA" bölümünde verilecek testlerden elde edilen veriler doğrultusunda nötr eksenin tüm test tiplerinde yatay taşıyıcının alt kısmından geçmekte olduğu görülmüştür.

Aslında kaynaklı bölgenin rijit yapısından dolayı, kulak bu eksen etrafında dönmeye zorlanmaktadır. Sonuç olarak nötr eksen belirlenmiştir. Gerilmenin bi-lineer değişiminin oluştuğundan itibaren her zaman  $u$  sıfırdan büyük olmalıdır.

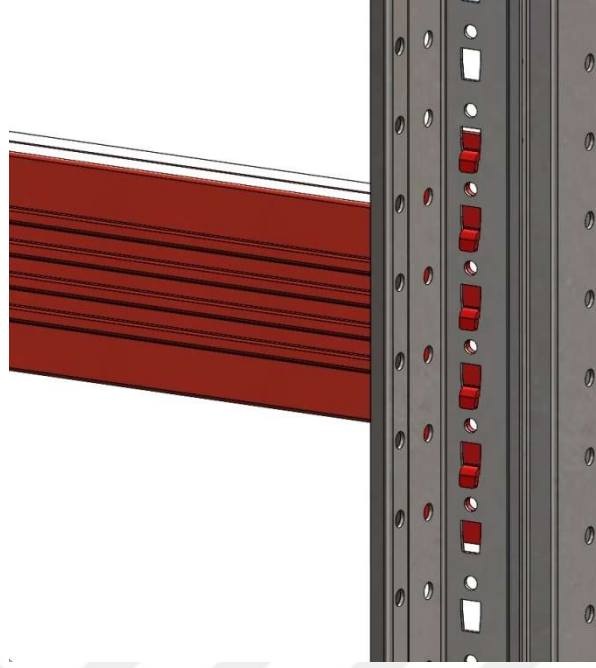




Şekil 3.10. Yatay ve dikey taşıyıcı bağlantı bölgesi elemanları

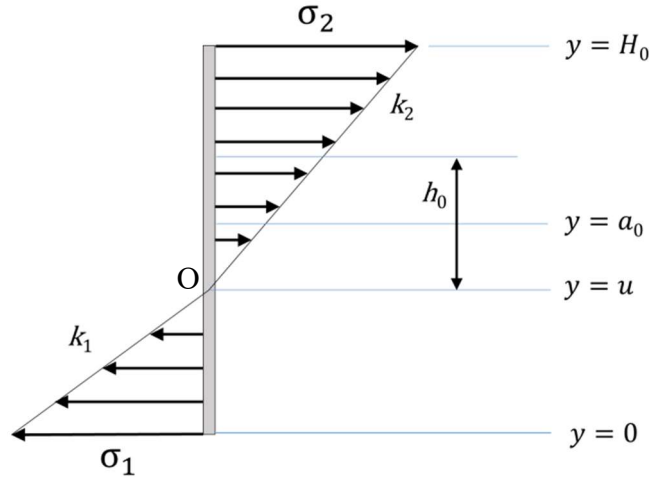


Şekil 3.11. Kulak ve yatay taşıyıcı profil boyutlandırması



**Şekil 3.12.** Dikey taşıyıcının iç kısmından tırnakların görünümü

Şekil 3.12’de dikey taşıyıcının iç kısmından tırnakların görünümü verilmektedir. Kulaktaki bi-lineer gerilme dağılımı incelendiğinde,  $x$  yönündeki gerilmeler için statik denge koşulu aşağıdaki gibi yazılabilir:



**Şekil 3.13.** Kulaktaki bi-lineer gerilme dağılımı

$$+\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$\begin{aligned}
& -\int_0^u k_1 t y dy + \int_0^{H_0-u} k_2 t y dy = 0 \\
& -\left(k_1 t \frac{y^2}{2}\right)\Big|_0^u + \left(k_2 t \frac{y^2}{2}\right)\Big|_0^{H_0-u} = 0 \\
& \frac{k_1}{k_2} = \frac{(H_0-u)^2}{u^2} \tag{3.35}
\end{aligned}$$

Aynı şekilde  $O$  noktasında moment eşitliğini yazarsak;

$$\begin{aligned}
& \zeta + \Sigma M_o = 0 \\
& M_o + \int_0^u (k_1 y) t y dy + \int_0^{H_0-u} (k_2 y) t y dy = 0 \\
& M_o + \left(\frac{k_1 t}{3} y^3\right)\Big|_0^u + \left(\frac{k_2 t}{3} y^3\right)\Big|_0^{H_0-u} = 0
\end{aligned}$$

ya da,

$$-M_o = \left(\frac{k_1 t}{3} u^3\right) + \left(\frac{k_2 t}{3} (H_o - u)^3\right) \tag{3.36}$$

$k_1$  ve  $k_2$  nin bilinmeyen olduğu,  $t$ 'nin kulağın et kalınlığı olduğu ve  $y = u$  nötr eksenini gösterdiği yerdir. (3.35) ve (3.36) eşitlikleri birlikte çözümlerse,

$$k_1 = \frac{-3M_o}{t(H_o u^2)}, \quad k_2 = \frac{-3M_o}{t H_o (H_o - u)^2} \tag{3.37}$$

olur. Böylece Şekil 3.13' te gösterilen kulaktaki gerilme dağılımı, aşağıdaki şekilde elde edilir;

$$\sigma_1 = k_1 y = \frac{3M_0(u-y)}{t(Hu^2)}, \quad 0 < y < u$$

$$\sigma_2 = k_2 y = \frac{-3M_0(y-u)}{tH(H-u)^2}, \quad u < y < H_0 \quad (3.38)$$

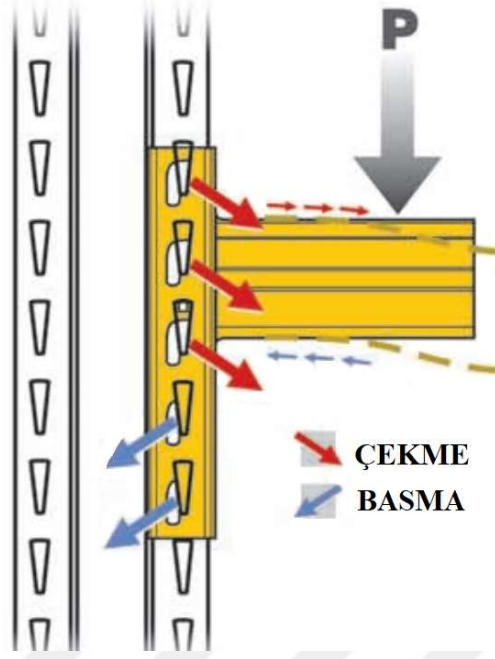
Boyutsuz formda eşitlik (3.38) yi şu şekilde yazabiliriz;

$$\frac{tH^2\sigma_1}{M_0} = \frac{3\left(1 - \frac{r}{H} - \frac{h}{H} - \frac{y}{H}\right)}{\left(1 - \frac{r}{H} - \frac{h}{H}\right)^2}, \quad 0 < y < u$$

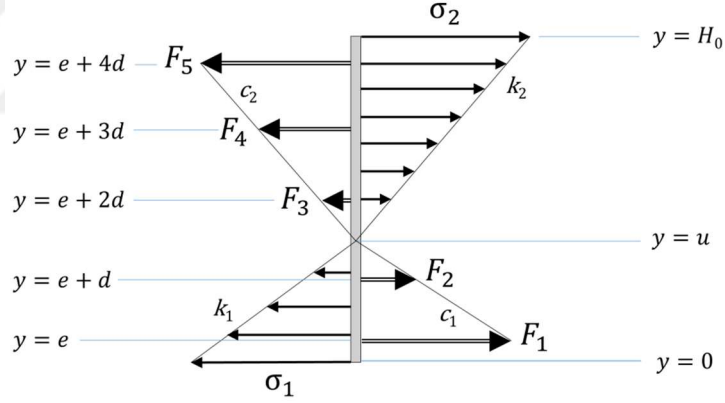
$$\frac{tH^2\sigma_2}{M_0} = \frac{3\left(1 - \frac{r}{H} - \frac{h}{H} - \frac{y}{H}\right)}{\left(\frac{r}{H} + \frac{h}{H}\right)^2}, \quad u < y < H_0 \quad (3.39)$$

### 3.2.3. Tırnaklara Gelen Kuvvetler

Tırnaklara gelen kuvvetler ve kulaktaki gerilme dağılımı Şekil 3.14 ve 3.15'te görülmektedir. İki tırnak arası mesafe  $d$  dir. En alt tırnak  $y = 0$  ' dan itibaren  $e$  mesafededir. Tırnaklardaki kuvvetler de kulaklarda olduğu gibi bi-lineer kabul edilmiştir. Tırnaklar ve kulaktaki kuvvet ve moment eşitlikleri aşağıdaki şekilde yazılabilir:



**Şekil 3.14.** Yükleme halinde tırnaklar üzerine etkileyen gerilme çeşitleri (Anonim 2002'den değiştirilerek alınmıştır)



**Şekil 3.15.** Tırnak kuvvetleri ve kulaktaki gerilme dağılımı

$$+\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$-\int_0^u k_1 t y dy + \int_0^{H_0-u} k_2 t y dy + F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 = 0 \quad (3.40)$$

$$\cup + \Sigma M_o = 0$$

$$-\int_0^u (k_1 y) t y dy + \int_0^{H_0-u} (k_2 y) t y dy + |F_1(u-e)| + |F_2[u-(e+d)]| + |F_2[u-(e+2d)]| + |F_2[u-(e+3d)]| + |F_2[u-(e+4d)]| = 0 \quad (3.41)$$

ya da, integrasyonu uygularırsa,

$$Q_1 + F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 = 0$$

$$P_1 + |F_1(u-e)| + |F_2[u-(e+d)]| + |F_2[u-(e+2d)]| + |F_2[u-(e+3d)]| + |F_2[u-(e+4d)]| = 0 \quad (3.42)$$

$Q_1$  ve  $P_1$  şu şekilde elde verilmiştir:

$$Q_1 = -\int_0^u k_1 t y dy + \int_0^{H_0-u} k_2 t y dy = \frac{-k_1 t u^2}{2} + \frac{k_2 t (H_0-u)^2}{2}$$

$$P_1 = -\int_0^u (k_1 y) t y dy + \int_0^{H_0-u} (k_2 y) t y dy = \frac{-k_1 t u^3}{3} + \frac{k_2 t (H_0-u)^3}{3} \quad (3.43)$$

$e < u < e + d$  durumu için,

$$Q_1 + c_1(u-e) + c_2[u-(e+d)] + c_2[u-(e+2d)] + c_2[u-(e+3d)] + c_2[u-(e+4d)] = 0$$

$$P_1 + c_1(u-e)^2 + c_2[u-(e+d)]^2 + c_2[u-(e+2d)]^2 + c_2[u-(e+3d)]^2 + c_2[u-(e+4d)]^2 = 0 \quad (3.44)$$

ya da,

$$Q_1 + c_1(u-e) + c_2(4u-4e-10d) = 0$$

$$P_1 + c_1(u-e)^2 + c_2 \left[ (u-(e+d))^2 + (u-(e+2d))^2 + (u-(e+3d))^2 + (u-(e+4d))^2 \right] = 0 \quad (3.45)$$

$$Q_2 = (u - e), \quad Q_3 = (4u - 4e - 10d), \quad P_2 = (u - e)^2$$

$$P_3 = [u - (e + d)]^2 + [u - (e + 2d)]^2 + [u - (e + 3d)]^2 + [u - (e + 4d)]^2$$

Eşitlik (3.45) aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;

$$c_1 = \frac{Q_3 P_1 - Q_1 P_3}{Q_2 P_3 - Q_3 P_2}, \quad c_2 = \frac{Q_2 P_1 - Q_1 P_2}{Q_3 P_2 - Q_2 P_3} \quad (3.46)$$

Bu durumda tırnak kuvvetleri aşağıdaki şekildedir;

$$F_1 = c_1 R_1, \quad F_2 = c_2 R_2, \quad F_3 = c_2 R_3, \quad F_4 = c_2 R_4, \quad F_5 = c_2 R_5 \quad (3.47)$$

Burada;

$$\begin{aligned} R_1 &= (u - e), & R_2 &= [u - (e + d)], & R_3 &= [u - (e + 2d)], \\ R_4 &= [u - (e + 3d)], & R_5 &= [u - (e + 4d)] \end{aligned} \quad (3.48)$$

$e + d < u < e + 2d$  durumunda  $Q_2, Q_3, P_2, P_3$  ise,

$$Q_2 = (2u - 2e - d)$$

$$Q_3 = (3u - 3e - 9d)$$

$$P_2 = (u - e)^2 + [u - (e + d)]^2$$

$$P_3 = [u - (e + 2d)]^2 + [u - (e + 3d)]^2 + [u - (e + 4d)]^2 \quad (3.49)$$

şeklindedir. Bu durumda tırnak kuvvetleri,

$$F_1 = c_1 R_1, \quad F_2 = c_1 R_2, \quad F_3 = c_2 R_3, \quad F_4 = c_2 R_4, \quad F_5 = c_2 R_5 \quad (3.50)$$

olmaktadır.  $e + 2d < u < e + 3d$  durumunda ise  $Q_2, Q_3, P_2, P_3$  aşağıdaki gibidir:

$$Q_2 = (3u - 3e - 3d)$$

$$Q_3 = (3u - 3e - 7d)$$

$$P_2 = (u - e)^2 + [u - (e + d)]^2 + [u - (e + 2d)]^2$$

$$P_3 = [u - (e + 3d)]^2 + [u - (e + 4d)]^2 \quad (3.51)$$

Bu durumda tırnak kuvvetleri,

$$F_1 = c_1 R_1, \quad F_2 = c_1 R_2, \quad F_3 = c_1 R_3, \quad F_4 = c_2 R_4, \quad F_5 = c_2 R_5$$

olmaktadır.  $e + 3d < u < e + 4d$ , durumunda ise  $Q_2, Q_3, P_2, P_3$  aşağıdaki gibidir:

$$Q_2 = (4u - 4e - 6d)$$

$$Q_3 = (u - e - 4d)$$

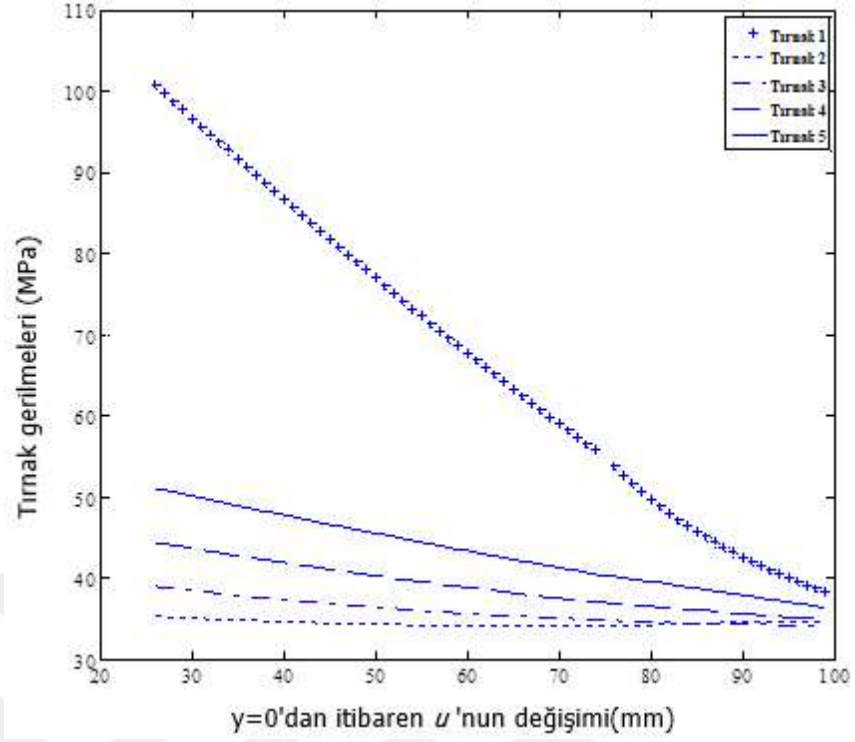
$$P_2 = (u - e)^2 + [u - (e + d)]^2 + [u - (e + 2d)]^2 + [u - (e + 3d)]^2$$

$$P_3 = [u - (e + 4d)]^2 \quad (3.52)$$

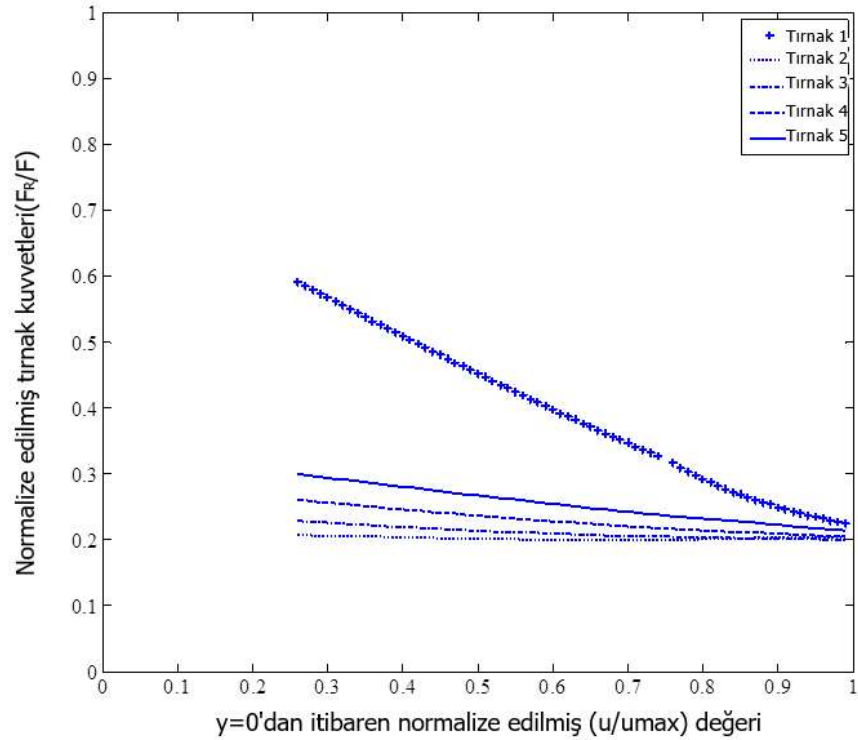
Bu durumda tırnak kuvvetleri,

$$F_1 = c_1 R_1, \quad F_2 = c_1 R_2, \quad F_3 = c_1 R_3, \quad F_4 = c_1 R_4, \quad F_5 = c_2 R_5 \text{ tir.}$$





Şekil 3.16.  $u$  değerine karşılık normalize edilmiş tırnak gerilmelerinin değişimi



Şekil 3.17. Normalize edilmiş tırnak kuvvetleri ile normalize edilmiş  $u(u/u_{max})$  değerlerinin karşılaştırılması

Tırnak kalınlığı 4 mm ve genişliği de 11 mm olarak alınmıştır. Malzeme kalitesi St37'dir ( $\sigma_{ak} = 240 \text{ MPa}$ ). Tırnak üzerindeki kuvvetlerin  $u$  ile değişimi Şekil 3.16'da verilmiştir.

$u$  değeri  $y = 26 \text{ mm}$  den başlamaktadır. Bu nedenle grafiğın sol kısmında herhangi bir gerilme değeri görülmemektedir. Bu durum,  $y = 25 \text{ mm}$  ve öncesinde, tırnak kuvvet ve gerilmelerinin bi-lineer olarak değiştii kabulünün ortadan kalkması ve tırnak kuvvetlerinin hesaplanamayacağı anlamına gelmektedir.

Şekil 3.16 ve Şekil 3.17'de  $u$  değerinin artmasıyla tırnak kuvvetlerinin düştüğü açıkça görülmektedir.  $u$  nun en küçük değeri için, 1 numaralı tırnakta gerilme değeri maksimum olmuştur. Bu durum aynı zamanda (3.38) numaralı eşitliği yerine getirmiştir.

### **3.3. Tava Raflar**

Tava raflar, genellikle paletli yüklemelerin dışında, ağır ve hafif yüklerin plastik kutu, karton kutu ve/veya ürünlerin direkt kendi ambalajları ile istifleneceği depolarda kullanılır. Kullanım ve monte edilme yerlerine göre birkaç tipi bulunmaktadır. Çalışmanın bu bölümlünde bu tiplerden en çok kullanılan üç model analitik olarak incelenecektir.

#### **3.3.1. Yatay taşıyıcı üzerine oturan düz tava rafın yük taşıma kapasitesi hesabı**

Yatay taşıyıcı üzerine oturan tava raflar, genellikle paletsiz ağır yük ürünlerin depolanmasında kullanılır. Yatay taşıyıcıya oturan düz tava raf Şekil 3.18'de gösterilmiştir.

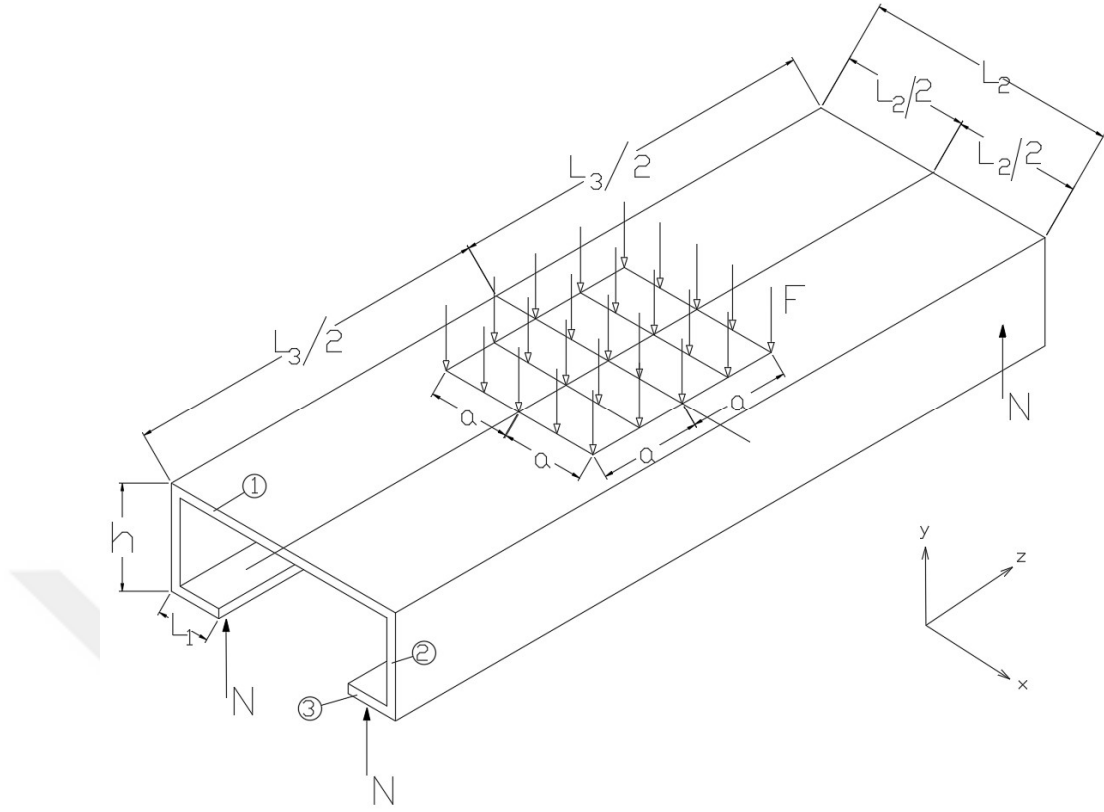


**Şekil 3.18.** Yatay taşıyıcı üzerine oturan bir düz tava raf görünümü

Tava rafın,  $2a \times 2a$  boyutlu bir bölgesi üzerinde yayılı kuvvetlere maruz bırakıldığı düşünülürse ve kuvvetler arası mesafenin  $k$  olduğu ve  $2a$  uzunluğunda  $n$  adet kuvvet bulunduğu kabul edilirse;  $(n - 1)k = 2a$  olur. Şu halde  $2a \times 2a = 4a^2$  alanı üzerinde  $n^2$  adet tekil kuvvet bulunur. Buna göre toplam kuvvet  $F_t$  olmak üzere, her bir tekil kuvvetin şiddeti,

$$x = \frac{F_t}{n^2} = \frac{F_t k^2}{(2a+k)^2} \quad (3.53)$$

dır(Şekil 3.19). Bu yayılı yük altında tava rafı oluşturan 1, 2 ve 3 numaralı parçalar üzerinde moment ve gerilmeleri incelenebilir.



**Şekil 3.19.** Yatay taşıyıcı üzerine oturan düz tava raf üzerindeki yük dağılımı ve boyutlandırma

1, 2 ve 3 numaralı parçaların  $x$  eksenine etrafındaki atalet momentleri;

$$I_1 = \frac{(L_2 - 2t)t^3}{12}, \quad I_2 = \frac{th^3}{12}, \quad I_3 = \frac{(L_1 - t)t^3}{12} \quad (3.54)$$

olacaktır. Lineer elastik sınırlar içerisinde tava raf,  $x$  eksenine etrafında eğilmesi sırasında her bir parçanın eğrilik yarıçapları ise eşit olacaktır:

$$\frac{1}{\rho_1} = \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\rho_3} \quad (3.55)$$

ya da,

$$\frac{M_1}{EI_1} = \frac{M_2}{EI_2} = \frac{M_3}{EI_3} \quad (3.56)$$

buradan,

$$M_1 = \frac{I_1}{I_2} M_2, \quad M_3 = \frac{I_3}{I_2} M_2 \quad (3.57)$$

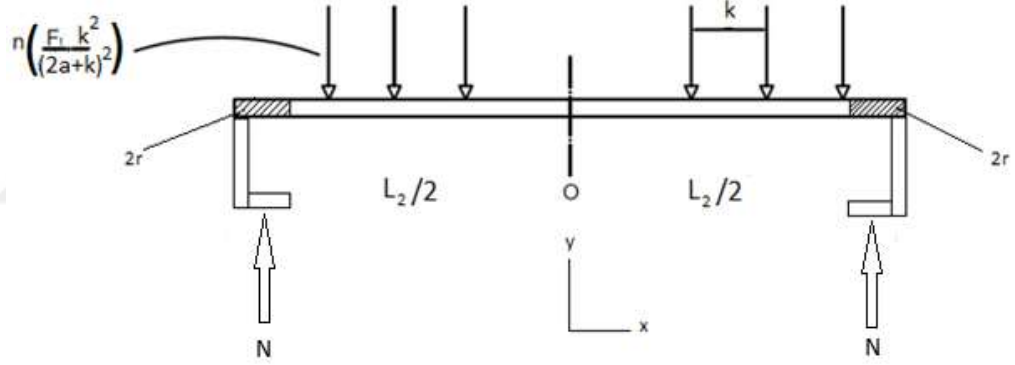
bulunur. Diğer yandan tabla üzerine gelen  $M_t$  toplam momenti için,

$$M_t = M_1 + 2M_2 + 2M_3 \quad (3.58)$$

ya da (3.57) ifadesi kullanılarak

$$M_t = \left( \frac{I_1 + 2I_2 + 2I_3}{I_2} \right) M_2 \quad (3.59)$$

bulunur.  $M_t$  toplam momenti ise aşağıdaki şekilde bulunur:



**Şekil 3.20.** Düz tava rafın  $xy$  eksenindeki yük dağılımı

Şekil 3.20'de tava rafın  $x$  eksenine dik bakışı görülmektedir. Burada  $N$ , her bir uç kenara gelen toplam yükür.  $y$  doğrultusunda denge denklemleri yazılarak

$$+\uparrow \sum F_y = 0 \rightarrow 4N - F_t = 0 \rightarrow N = \frac{F_t}{4} \quad (3.60)$$

bulunur.  $z$  doğrultusundaki yatay taşıyıcı eni  $2r$  olarak alınırsa, sol taraftaki kuvvetlerin  $O$  noktası etrafında momentleri şu şekilde olur:

$$\sum M_0 = \frac{F_t}{4} \left( \frac{L_3}{2} - r \right) - \left( \frac{k^2 F_t n}{(2a+k)^2} \right) \left[ \sum_{i=1}^{\frac{n-1}{2}} \left( \frac{n-1}{2} \right) k - (i-1)k \right] \quad (3.61)$$

$$= F_t \left[ \frac{1}{4} \left( \frac{L_3}{2} - r \right) - \left( \frac{k^2 n}{(2a+k)^2} \right) \left[ \sum_{i=1}^{\frac{n-1}{2}} \left( \left( \frac{n-1}{2} \right) k - (i-1)k \right) \right] \right] = F_t p$$

Burada,

$$p = \left\{ \frac{1}{4} \left( \frac{L_3}{2} - r \right) - \frac{k^2 n}{(2a+k)^2} \left[ \sum_{i=1}^{\frac{n-1}{2}} \left( \frac{n-1}{2} \right) k - (i-1)k \right] \right\} \quad (3.62)$$

olur. Burada  $n$  nin tek sayı olması gerekliliği vardır. Zira toplam indisindeki  $\frac{(n-1)}{2}$  tam sayı olmalıdır.

$M_0 = M_t$  olarak bulunduğu göre  $M_1$ ,  $M_2$  ve  $M_3$  momentleri (3.57) ve (3.59) ifadelerinden elde edilebilir. 1, 2 ve 3 numaralı parçalarda eğilmeden dolayı oluşan eğilme gerilmeleri şu şekilde bulunur:

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{I_1} \frac{t}{2} \leq \frac{\sigma_{ak}}{s} \quad (3.63a)$$

$$\sigma_2 = \frac{M_2}{I_2} \frac{h}{2} \leq \frac{\sigma_{ak}}{s} \quad (3.63b)$$

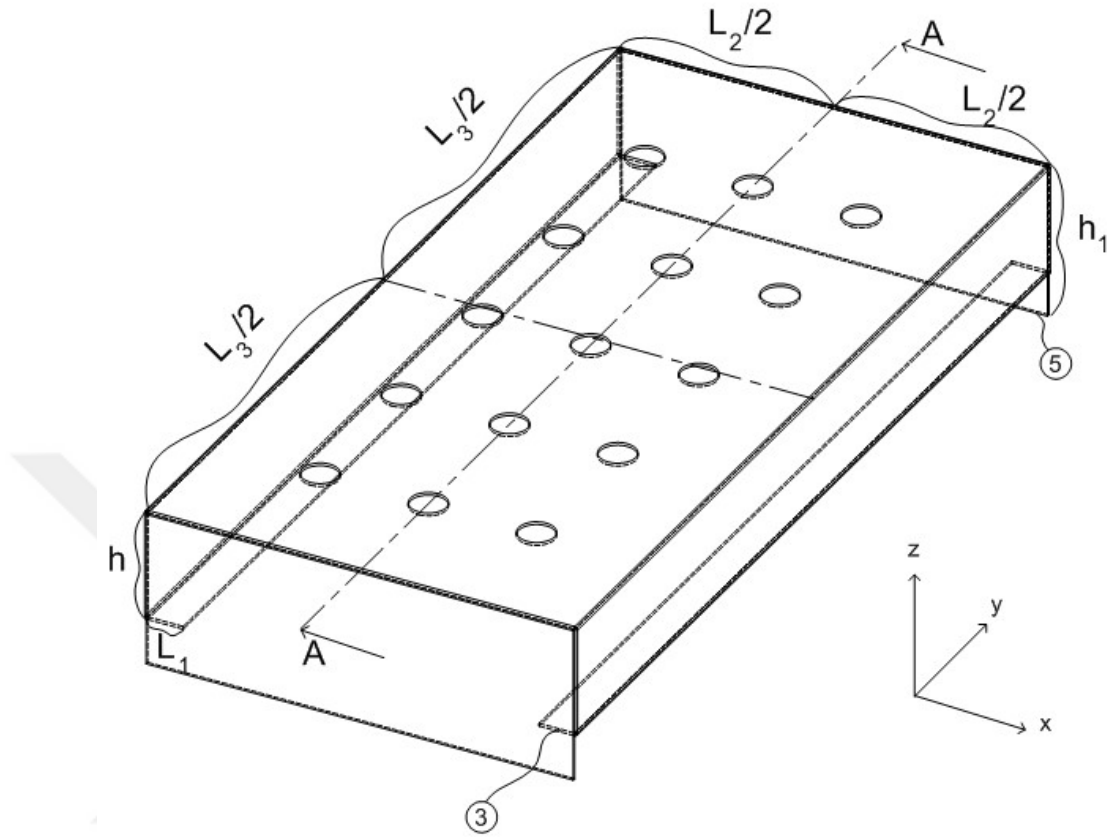
$$\sigma_3 = \frac{M_3}{I_3} \frac{t}{2} \leq \frac{\sigma_{ak}}{s} \quad (3.63c)$$

Bu üç gerilmeden mukayese gerilmesi  $\sigma_2$  en büyük olmalıdır. Daha sonra (3.59) ve (3.61) denklemleri kullanılarak,

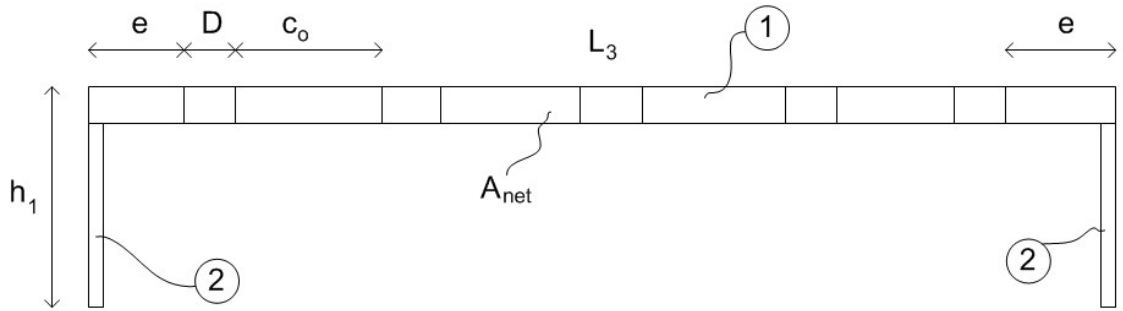
$$F_t \leq \frac{2\sigma_{ak}(I_1+2I_2+2I_3)}{sph} \quad (3.64)$$

bulunur.

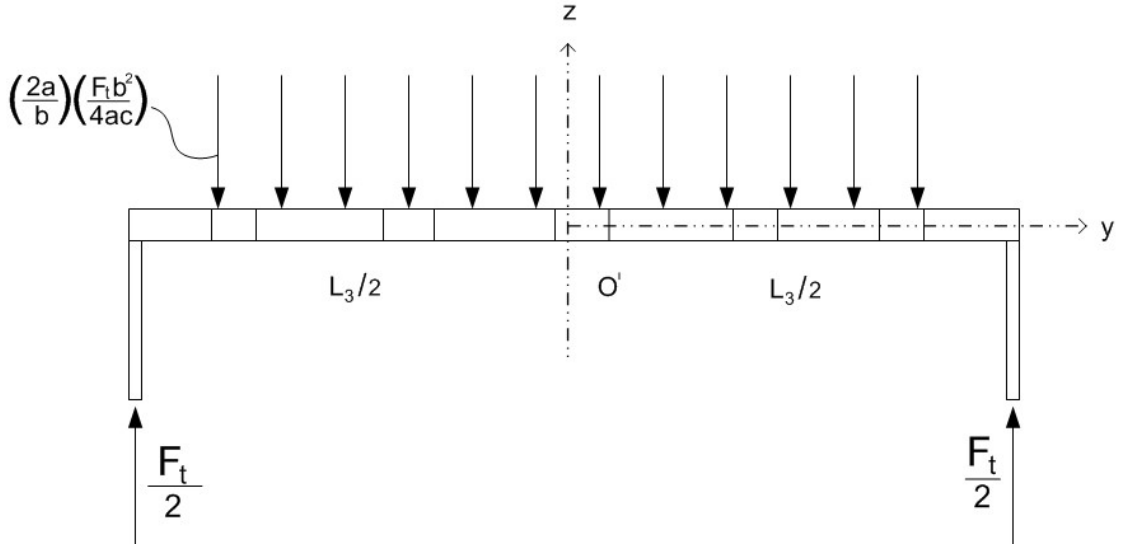
### 3.3.2. Yatay taşıyıcı üzerine oturan delikli tava raf yük taşıma kapasitesi hesabı



Şekil 3.21. Delikli tava rafın boyutlandırılması



Şekil 3.22. Delikli tava rafın AA kesitinden görünüşü



Şekil 3.23. Delikli tavanın AA kesitinde yükleme hali

Delikli tava rafın boyutlandırılması Şekil 3.21’de, AA kesitinden görünüşü de Şekil 3.22’de verilmiştir. Delikli tava halinde  $x$  eksenini etrafındaki eğilme durumuna göre yapılan hesaplarda kayda değer bir farklılık olmayacağından, deliksiz haldeki sonuçlar burada aynen kullanılabilir. Bu durumda  $y$  eksenini etrafındaki eğilme durumu dikkate alınmalıdır.

Delik çapları  $D$ , delikler arası mesafe  $c_o$  ve deliğin kenardan olan uzaklığı  $e$  olsun. Bu durumda eğilmeye zorlanan net alan  $A_{net} = L_3 \cdot t - n_o D$  kadar olacaktır. Burada  $n_o$ ,  $y$  eksenini boyunca olan delik sayısıdır (Şekil 3.23).

Bu durumda  $y$  eksenini etrafında yayılı yüklerin momentleri,

$$\sum M_o = \left(\frac{F_t}{2}\right)\left(\frac{L_3}{2}\right) - 2\left(\frac{c}{b}\right)\left(\frac{F_t b^2}{4ac}\right)(bn) - 2\left(\frac{c}{b}\right)\left(\frac{F_t b^2}{4ac}\right)(bn - 2b) - z_1(bn - (i - 1) \cdot b)$$

$$\sum M_o = \left(\frac{F_t L_3}{4}\right) - 2\left(\frac{c}{b}\right)\left(\frac{F_t b^2}{4ac}\right) \sum_{i=1}^{n_1} [bn_1 - (i - 1)b]$$



$$n_1 = \frac{a}{b}$$

$$\sum M_o = F_t \cdot P_7$$

şeklindedir. Burada,

$$P_7 = \frac{L_3}{L_1} - \left(2 \frac{c}{b}\right) \left(\frac{b^2}{4ac}\right) \sum_{i=1}^{n_1} [bn_1 - (i-1)b]$$

$$n_1 = \frac{a'}{b}$$

olmaktadır. y eksenini etrafındaki toplam atalet momenti,

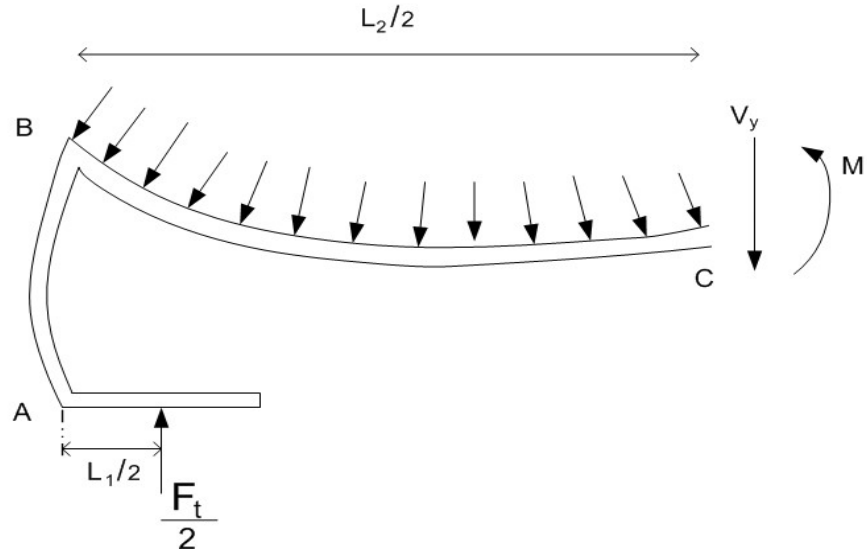
$$I_{top} = I_{1y} + 2I_{3y} + 2I_{4y}$$

$$I_{top} = \left[ \frac{1}{12} (L_3 - n_2 D) t^3 \right] + 2 \left[ \frac{1}{12} L_3 t^3 \right] + 2 \left[ \frac{1}{12} t L_5^3 \right]$$

şeklindedir. Burada  $2I_{3y}$ , alt kısımdaki 3 numaralı parçaların eğilmeye zorlanacağı dikkate alınarak hesaplara katılmıştır. Toplam moment, her bir parçanın taşıdığı momente eşitlenebilir:

$$M_t = 2M_3 + 2M_2 + M_1 + 2M_5$$

Parçalarının eğrilik yarıçapları bu halde aynı olmadığından, momentleri bulmak için, önce 1 numaralı parçadaki eğilme momentlerini ( $M_1$ ) bulmak gerekmektedir. Bu durum için delikli tava rafın xz ekseninde yükleme hali Şekil 3.24'te verilmiştir.



**Şekil 3.24.** Delikli tava rafın  $xz$  ekseninde yükleme hali

Her bir elemanın  $y$  eksenini etrafında dönmelerine karşılık içlerinde oluşan momentler bulunabilir. Ancak yan eteklerin  $y$  eksenini etrafındaki momentleri, diğer elemanların atalet momentlerine nispetle çok büyük olduğundan sadece yan etekler dikkate alınarak buradan kapasite tayini yapılabilir. Buna göre 5 numaralı elemandaki gerilme için,

$$\sigma = \frac{M_5}{I_5} \left( \frac{L_5}{2} \right) \leq \frac{\sigma_{ak}}{s}$$

yazılabilir.  $M_5 = \frac{F_t L_2}{4}$  ve  $I_5 = \frac{1}{12} (t) (L_5)^3$  alınarak,

$$\frac{\left( \frac{F_t L_2}{4} \right) \left( \frac{L_5}{2} \right)}{\frac{1}{12} t L_5^3} \leq \frac{\sigma_{ak}}{s}$$

$$F_t \cong \frac{8 \sigma_{ak} t L_5^3}{12 s L_2 L_5}$$

$$F_t \cong \frac{2 \sigma_{ak} t L_5^2}{3 s L_2}$$

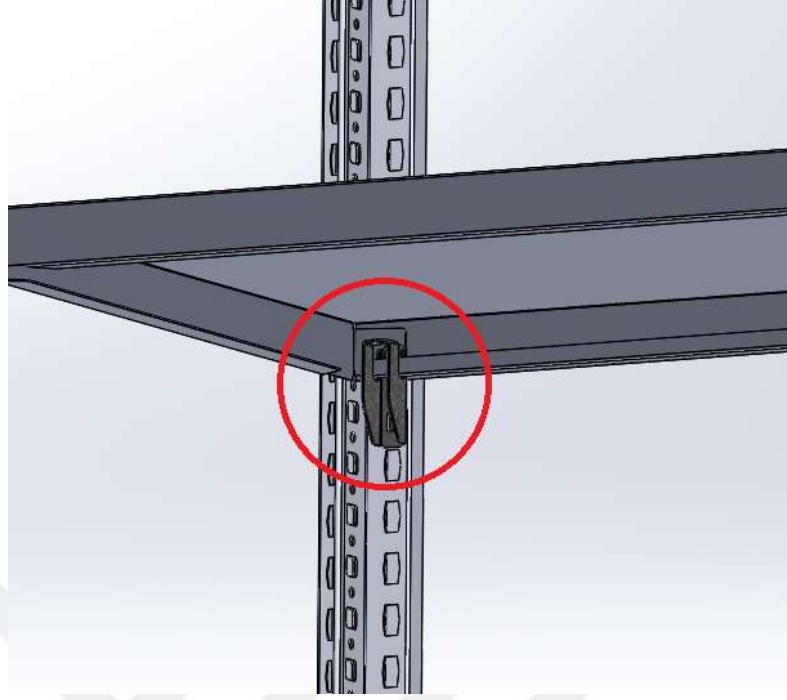
olarak bulunur.

### 3.3.3. Mandal üzerine oturan tava rafın yük taşıma kapasitesi hesabı

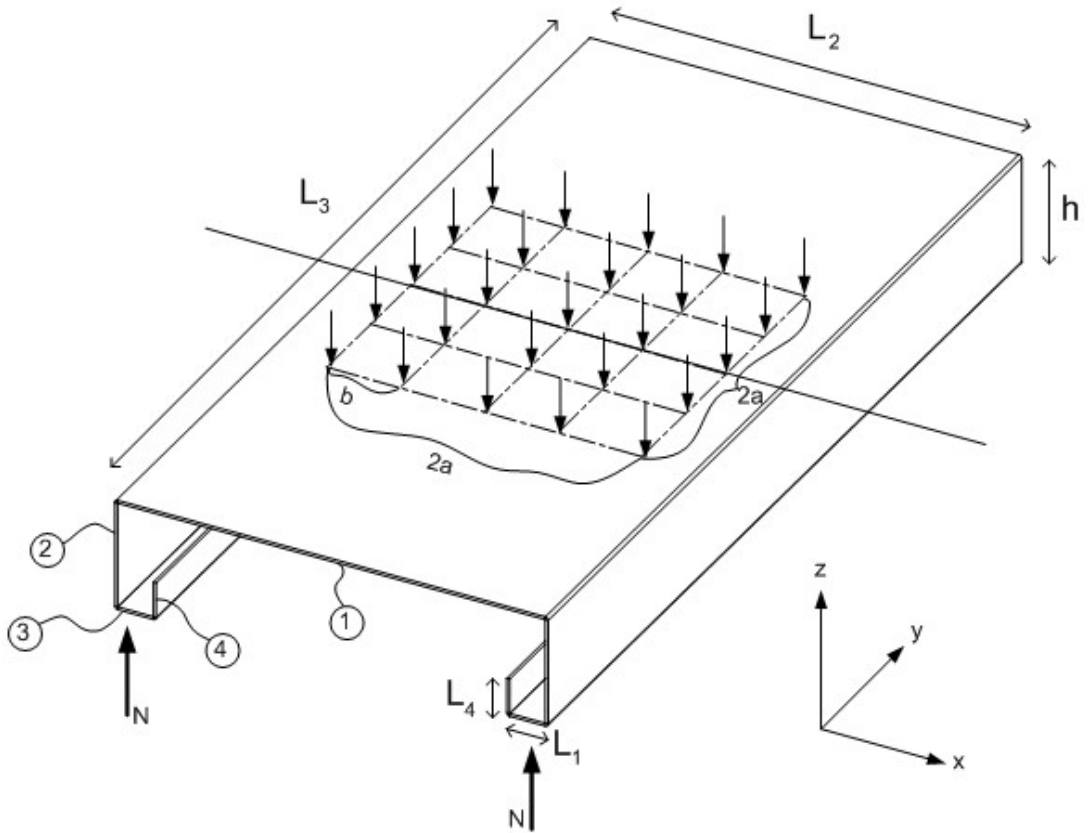
Tava rafların yatay taşıyıcı üzerinde oturan modelleri yan yana monte edilerek ağır yük depolama sistemlerinde kullanılmaktadırlar. Ağır yük sistemlerinin dışında, genellikle hafif yük raf sistemlerinde kullanılan farklı tava raf modelleri de vardır. Bu sistemlerde tava raflar özel olarak üretilen mandallar üzerine monte edilmektedirler (Şekil 3.25). Şekil 3.26'da tava rafın altından mandal görünümü ve montaj detayı görülmektedir. Bu bölümde mandal üzerine oturan tava raflar incelenecektir.



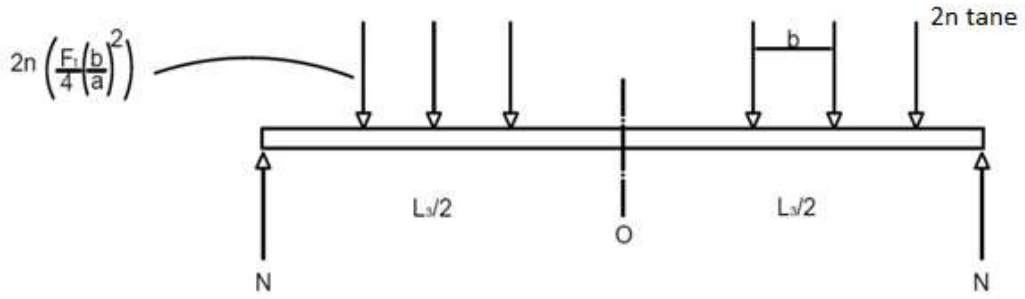
**Şekil 3.25.** Mandal üzerine oturan tava raflardan oluşturulmuş raf sistemi kullanımı <https://www.export.kaiserkraft.com/shelving-systems/heavy-duty-shelf-units/heavy-duty-boltless-shelving-unit-zinc-plated/p/M1988/> (Anonim 2019b'den alınmıştır)



Şekil 3.26. Mandal üzerine oturan tava rafın altından mandalın görünümü ve montaj detayı



Şekil 3.27. Mandal üzerine oturan tava rafın boyutlandırılması ve karesel yükleme hali



**Şekil 3.28.** Mandal üzerine oturan tava rafın yz ekseninde kesit görüntüsü

Şekil 3.27’de tava rafın boyutlandırılması ve karesel yükleme hali verilmiştir. Şekil 3.28’de de yz ekseninde kesit görüntüsü verilmiştir. Toplam  $F_t$  yükünün  $2a \times 2a$  alanı üzerine yayıldığı kabul edilirse,  $F'$  ler arası mesafe  $b$  olduğuna göre, bir sıradaki kuvvetlerin sayısı  $n = \frac{2a}{b}$  kadardır.  $\frac{a}{b}$  'nin tamsayı olma şartı bulunmaktadır. Şu halde  $2a \times 2a$  alanı üzerindeki kuvvetlerin sayısı  $n^2$  olup,

$$F_t = Fn^2 = F \cdot \left(\frac{2a}{b}\right)^2$$

ya da,

$$F = \left(\frac{b}{a}\right)^2 \frac{F_t}{4}$$

bulunur. Bir sırada toplam kuvvet,

$$nF = n \left(\frac{b}{a}\right)^2 \left(\frac{F_t}{4}\right)$$

olur.

Tava rafın dört noktadan mesnetlendiği kabul edilirse, simetriden dolayı  $N = \frac{F_t}{2}$  bulunur. Sol taraftaki kuvvetlerin  $O$  noktasına göre momentleri;

$$\sum M_o = M_t = \left(\frac{F_t}{2}\right)\left(\frac{L_3}{2}\right) - 2\left(\frac{a}{b}\right)\left(\frac{b}{a}\right)^2 \frac{F_4}{4}(bn) - \left(\frac{a}{b}\right)\left(\frac{b}{a}\right)^2 \frac{F_4}{2}$$

$$\begin{aligned} \sum M_o = M_t = \left(\frac{F_t}{2}\right)\left(\frac{L_3}{2}\right) - \left[\left(\frac{a}{b}\right)\left(\frac{b}{a}\right)^2 \frac{F_4}{4}\right](bn) - \left(\frac{2a}{b}\right)\left(\frac{b}{a}\right)^2 \frac{F_4}{4}[bn - b] \\ - (mi)[bn - 2b] - (mi)[bn - 3b] \dots \dots \dots (m)[b] \end{aligned}$$

$$\sum M_o = M_t = \left(\frac{F_t L_3}{4}\right) - \left[2\left(\frac{a}{b}\right)\left(\frac{b}{a}\right)^2 \left(\frac{F_4}{4}\right)\right] \sum_{i=1}^n (bn - (i-1)b) = F_t \cdot P_3$$

Burada  $P_3$  yalnız bırakılır ve  $n$  tamsayı olacak şekilde seçilmelidir. Her bir parçada meydana gelen momentlerin hesaplanırsa;  $M_t$  momenti her bir parçadaki momentlerin toplamı olur.

$$M_t = M_1 + 2M_2 + 2M_3 + 2M_4$$

Eğilen her bir elemanın eğriliği aynı olacağından,

$$\frac{1}{\rho_1} = \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\rho_3} = \frac{1}{\rho_4}$$

ya da,

$$\frac{M}{EI} = \frac{1}{\rho}$$

formülünü kullanarak,

$$\frac{M_1}{EI_1} = \frac{M_2}{EI_2} = \frac{M_3}{EI_3} = \frac{M_4}{EI_4}$$

elde edilir. Buradan,

$$M_1 = \frac{I_1}{I_2} M_2, M_2 = \frac{I_2}{I_3} M_3, M_3 = \frac{I_3}{I_4} M_4$$

bulunur.

$$M_t = M_1 + 2 \left( \frac{I_2}{I_1} \right) M_1 + 2 \left( \frac{I_3}{I_1} \right) M_1 + 2 \left( \frac{I_4}{I_1} \right) M_1$$

$$M_1 = \frac{M_t I_1}{I_1 + 2I_2 + 2I_3 + 2I_4}$$

Her bir parçadaki gerilmeler ise;

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{I_1} \left( \frac{t}{2} \right) \leq \frac{\sigma_{ak}}{s}$$

$$\sigma_2 = \frac{M_2}{I_2} \left( \frac{h}{2} \right) \leq \frac{\sigma_{ak}}{s}$$

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{I_3} \left( \frac{t}{2} \right) \leq \frac{\sigma_{ak}}{s}$$

$$\sigma_4 = \frac{M_4}{I_4} \left( \frac{L_4}{2} \right) \leq \frac{\sigma_{ak}}{s}$$

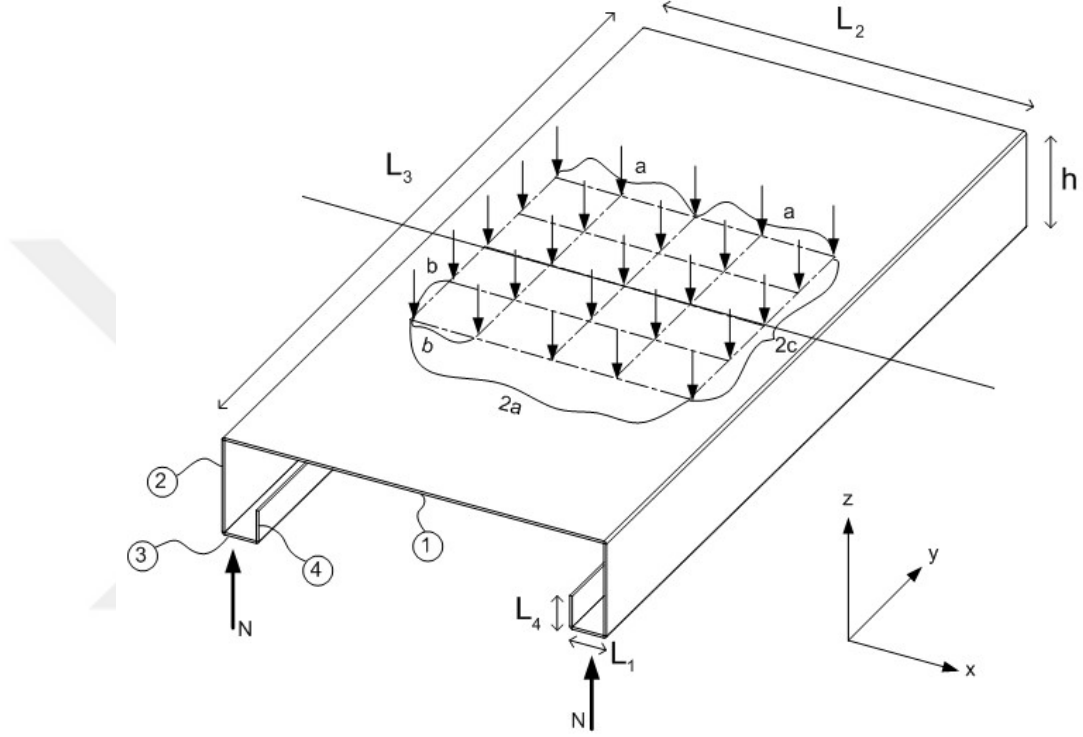
şeklinde elde edilir. Mukayese gerilmesi olarak  $\sigma_2$ ,

$$f_t \leq \frac{2\sigma_{ak}(I_1 + 2I_2 + 2I_3 + 2I_4)}{shP_3}$$

şeklinde bulunur.

$$I_1 = \frac{1}{12}L_2t^3, I_2 = \frac{1}{12}th^3, I_3 = \frac{1}{12}L_1t^3, I_4 = \frac{1}{12}tL_4^3$$

Tava rafa dikdörtgenel yükleme alanı oluşturulmak istenirse Şekil 3.29'teki durum dikkate alınır.



Şekil 3.29. Mandal üzerine oturan tava rafın boyutlandırılması ve dikdörtgenel yükleme halisi(2a x 2c)

$$2a \times 2c = A_t$$

$$\left(\frac{2c}{b}\right)\left(\frac{2a}{b}\right)F = F_t$$

$$F = \frac{F_t b^2}{4ac}$$

$$n_1 = \frac{a}{b}, n_2 = \frac{c}{b}$$



$$\frac{F_t L_3}{4} - \left(\frac{2a}{b}\right) \left(\frac{F_t b^2}{4ac}\right) \sum_{i=1}^{n_2} [bn_2 - (i-1)b] = M_t$$

şeklindedir.

### 3.4. Yatay Taşıyıcı Konsol ve Sehim Testleri

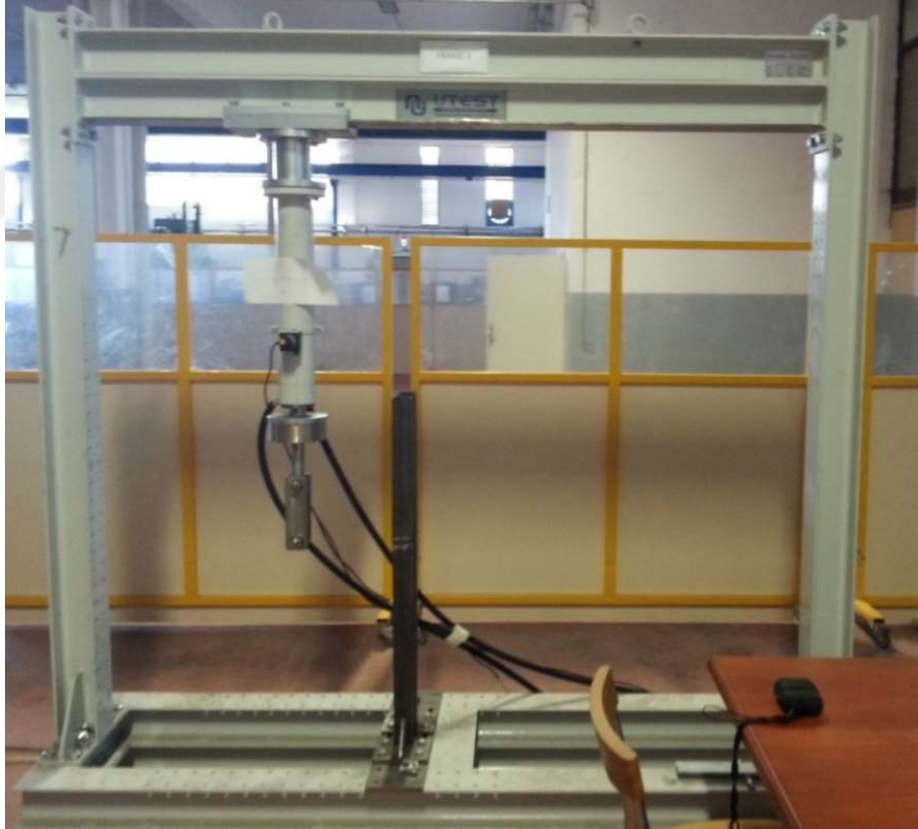
Tez çalışması kapsamında konsol ve sehim testleri, Üçge Drs TS EN 15512:2009 Yapısal Test Laboratuvarı'nda gerçekleştirilmiştir. Laboratuvarın genel görünümü Şekil 3.30'da verilmiştir. Konsol testlerinin bu çalışma kapsamındaki gerçekleştirilme amacı, yatay taşıyıcıyı oluşturmakta uygulanan kaynak tipinin belirlenmesinde doğrulama kriteri oluşturması ve kulak ile yatay taşıyıcı profilin kaynaklı montajında uygulanması gereken optimum kaynak mesafesinin belirlenmesidir. Ancak optimum kaynak mesafesi belirlenirken, konsol test sonuçları ile yatay taşıyıcı sehim testleri sonuçları TS EN 15635:2008'deki sehim kriteri, gerilmelerin akma sınırının altında kalması ve lokal burkulmalar, burulmalar ve şekil değiştirmeler açısından incelenecektir. Ayrıca 3.2. Yatay Taşıyıcı Sehim Analizi bölümünde gerçekleştirilen analitik çalışmaların doğrulanması amaçlanmıştır.



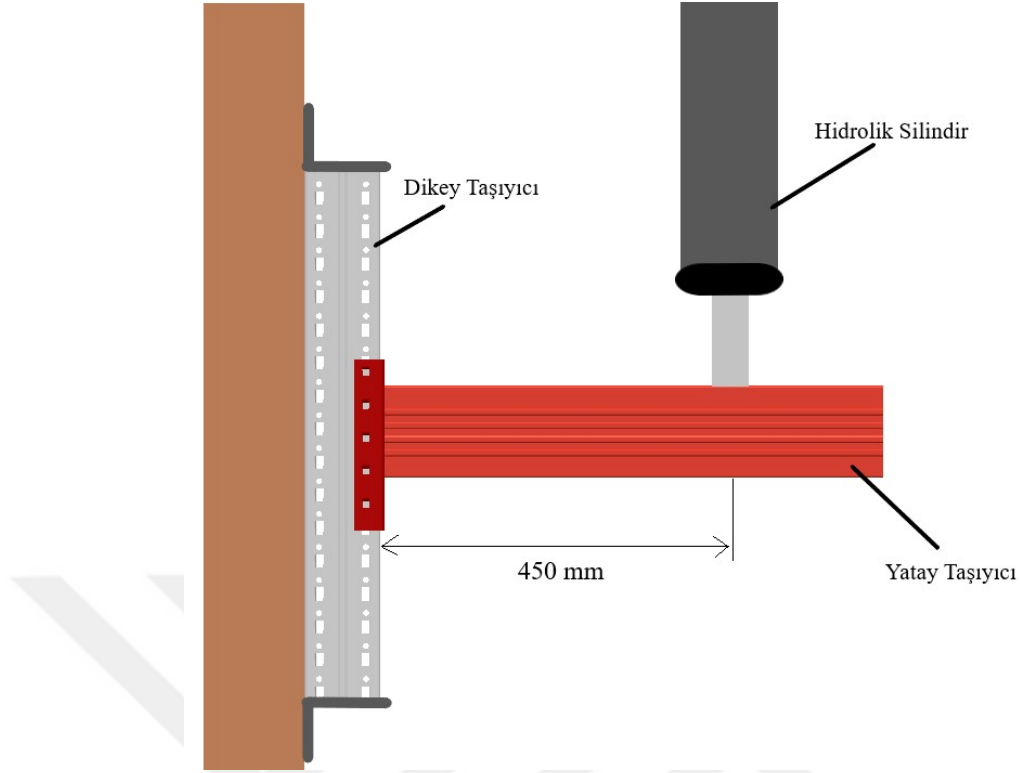
Şekil 3.30. Yapısal test laboratuvarının genel görünümü

### 3.4.1. Yatay taşıyıcı konsol testleri

Yatay taşıyıcı konsol testleri, TS EN 15512 A.2.4.'e göre gerçekleştirilmektedir. Standartta tariflendiği üzere yatay taşıyıcı profil ve kulak bağlantı bölgesinin rijitliğinin ve bükme dayanımının tespit edilmesi bu testin yapılma amacıdır(TS EN 15512:2009). Konsol testlerinde 115x100x2,5 mm ebatlarında, St 37 kalite malzemeden üretilmiş dikey taşıyıcı, 50x100x1,2 mm ebatında ve St 52 kalite malzemeden üretilmiş yatay taşıyıcı profili ile St 37 kalitede 5 tırnaklı kulak kullanılmıştır. Test cihazı hidrolik ünitesinin yer değiştirme hızı 5 mm/dk olarak ayarlanıp, testler deplasman kontrollü olarak gerçekleştirilmiştir. Kulak tırnakları kırılana kadar testler devam ettirilmiştir. Yatay taşıyıcı eğme test cihazı Şekil 3.31'de gösterilmiştir. Şekil 3.32'de de konsol testi kurulumu şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.31. Yatay taşıyıcı eğme test cihazı

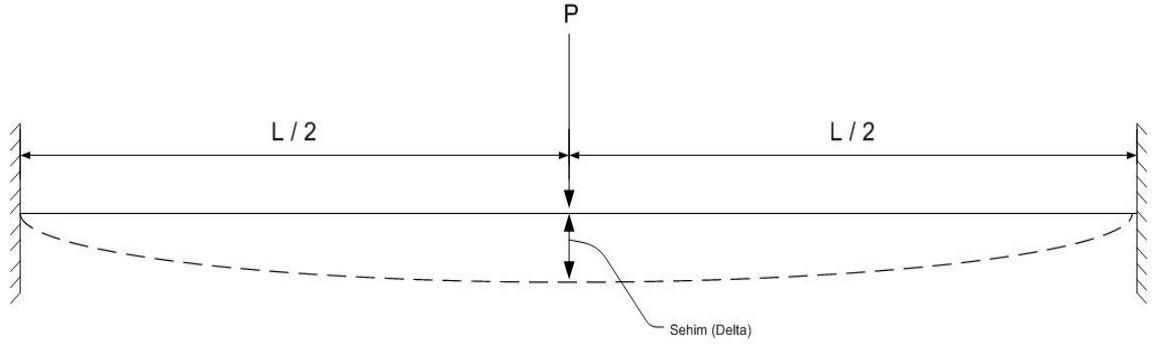


**Şekil 3.32.** Yatay taşıyıcı konsol testi kurulumu

Konsol testlerinde, yatay taşıyıcı profilin serbest ucunun, beklenmedik şekilde ekseninden çıkarak yanal burulmaya uğrama ihtimalini ortadan kaldırmak amacıyla yatay taşıyıcı profilin serbest ucu, iki yanına profil konarak düşey hareket serbestliği ile sınırlandırılmıştır.

### 3.4.2. Yatay taşıyıcı sehim testleri

Yatay taşıyıcı sehim testleri, bir ünite kurulumuyla gerçekleştirilmektedir. Yatay taşıyıcıların orta noktalarından yer değiştirmeler ölçülmektedir. Aynı zamanda dikey taşıyıcı-yatay taşıyıcı birleşim bölgesindeki dönmeler gözlenmektedir. Bunların yanında, kademeli olarak arttırılan yükler sonrasında, yatay taşıyıcı profilde lokal burkulmaların oluşup oluşmadığı da gözlemlenmektedir. Yatay taşıyıcı sehim testi şematik gösterimi Şekil 3.33'te verilmiştir.



**Şekil 3.33.** Yük altındaki yatay taşıyıcıda oluşan sehim değerinin gösterimi

### 3.4.3. Yatay taşıyıcı konsol testi ve tava raf sonlu elemanlar analizleri

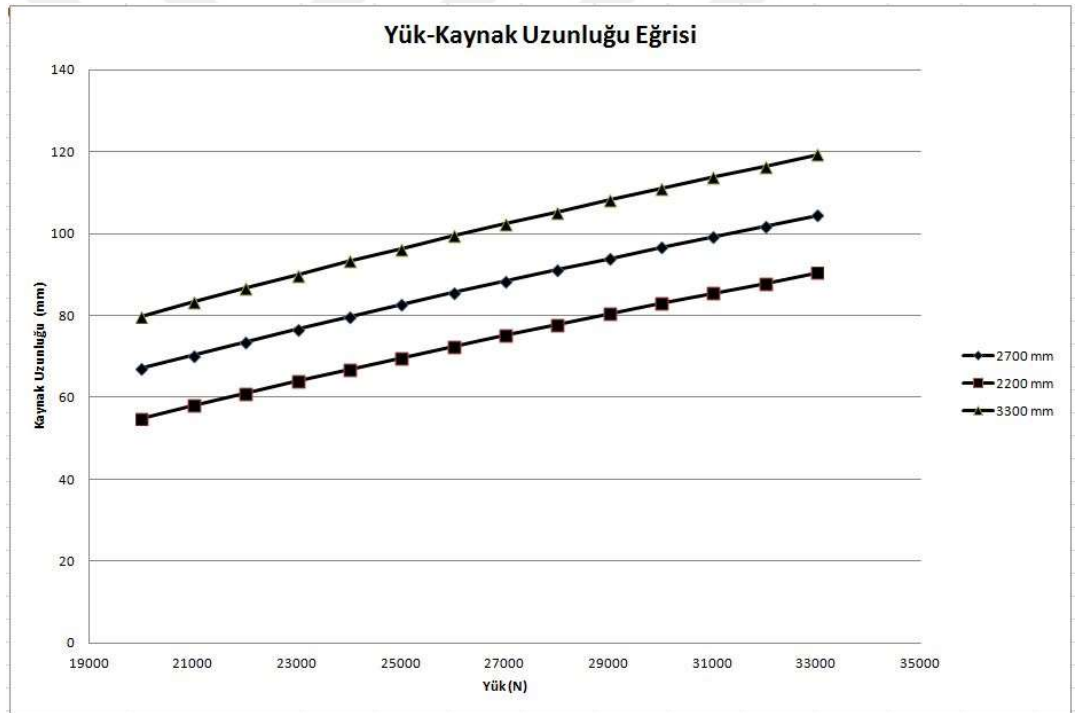
ANSYS Workbench 15.0 ortamında yatay taşıyıcı konsol testlerinden elde edilen k dönme rijitlik değerlerini doğrulamak amacıyla nonlineer analizler gerçekleştirilmiştir. Konsol testi şartları analizlerde oluşturulmuştur. Dikey taşıyıcı üst ve alt kısımlarından sabit tutulmuş, yük yatay taşıyıcıya 500 mm mesafeden uygulanmıştır.

Tava raflarda ise, '3.3.1. Yatay taşıyıcı üzerine oturan tava rafın yük taşıma kapasitesi hesabı' bölümü (3.64) denkleminde elde edilen yük değerleri, uygulanmıştır. Sonlu elemanlar analizinde tava rafların yatay taşıyıcıya oturduğu bölgeler  $y$  eksenine doğrultusunda sabitlenmiştir. Ayrıca tava raflar, raf sistemlerinde yan yana dizilerek kullanıldıkları için yan yüzeyleri de  $x$  eksenine doğrultusunda sabitlenerek yapısal analizler gerçekleştirilmiştir.

## 4. BULGULAR

### 4.1. Yatay Taşıyıcı Kaynak Modelinin Belirlenmesi ve Optimum Kaynak Uzunluğunun Hesaplanması

Yatay taşıyıcılarda kulak ve yatay taşıyıcı profilin birleştirilmesinde iki ayrı kaynak modeli üzerinde çalışma yapılmıştır. Birinci modelde profilin üst ve alt kısmı tamamen kaynak yapılırken, yan kısımlar merkezden itibaren kaynak yapılmıştır. Bu modelde kaynak malzemesinin çoğu, profilin tarafsız eksenine yakın bölgede bulunduğu için kaynak eğilme momentlerini etkili bir şekilde taşıyamamakta ve bu nedenle bulunacak yan kenar kaynak uzunluğu, olması gerekenden fazla çıkmaktadır.

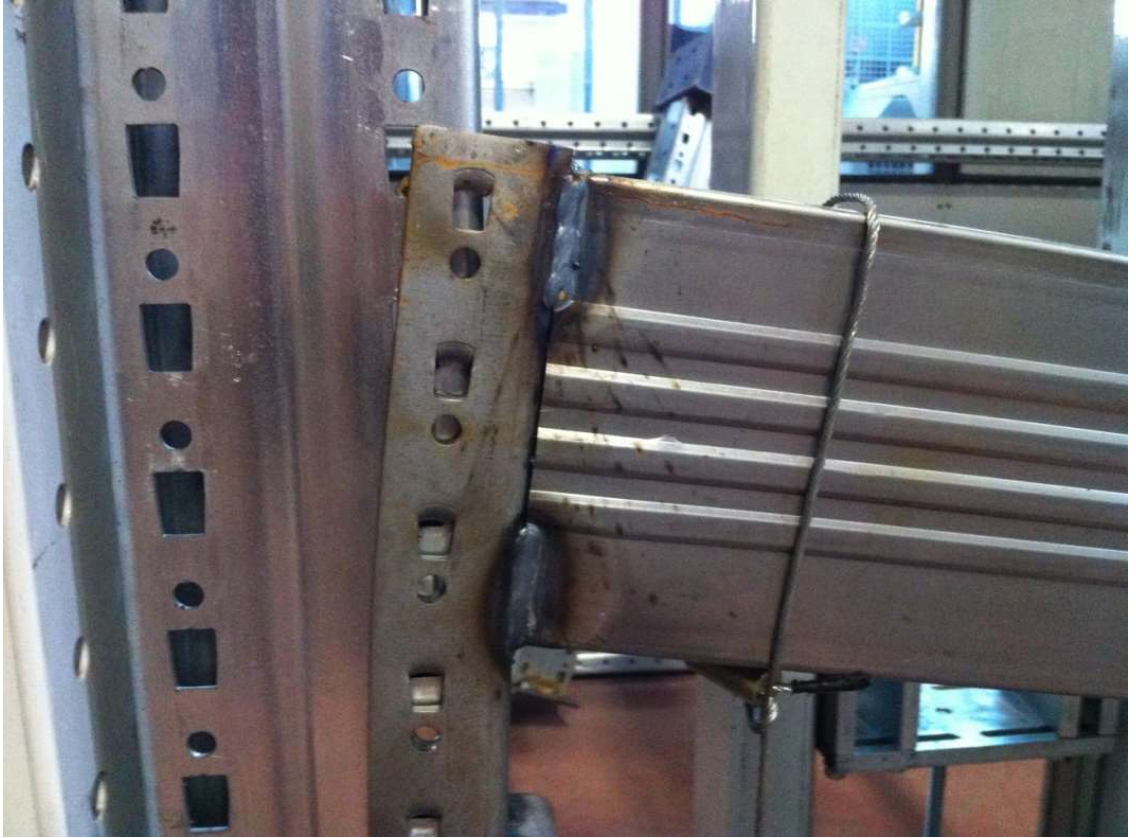


Şekil 4.1. Yatay taşıyıcıdaki kaynak uzunluğu-yük eğrisi

İkinci kaynak modelinde ise, profilin üst ve alt kısımlarına "U" şeklinde bir kaynak yapıldığı düşünülmüştür. Bu durumda kesitin en çok zorlandığı alt ve üst bölgeler kaynak edildiği için, ikinci halde daha düşük bir yan kenar kaynak uzunluğu elde edilmiştir.

Şekil 4.1’de üst ve alt kısımların “U” kaynak yapıldığı halde farklı yatay taşıyıcı uzunlukları için kaynak uzunluğu – yük eğrileri elde edilmiştir. Bu üç uzunluk, raf sistemleri endüstrisinde standart palet ölçülerine uygunluğu nedeniyle sıkça kullanılan yatay taşıyıcı boylarıdır (Anonim 2014). Uygulanmak istenen yük değerine bağlı olarak yapılması gereken yan kaynak uzunluğu eğrilerden bulunabilir. Bu eğrilerin dışında kalan çalışma değerleri istendiğinde Matlab ortamında geliştirilen ve keyfi değerler için çalışabilen program kullanılmalıdır (Ek 1 ve Ek 2).

Tercih edilen kaynak tipinin uygunluğunu belirlemek ve doğrulamak için laboratuarda yatay taşıyıcı konsol testleri yapılmıştır. Şekil 4.2’de U tipi kaynak yapılmış yatay taşıyıcı, Şekil 4.3’te test sonrası tırnakların dikey taşıyıcı içinden görünümü verilmiştir.

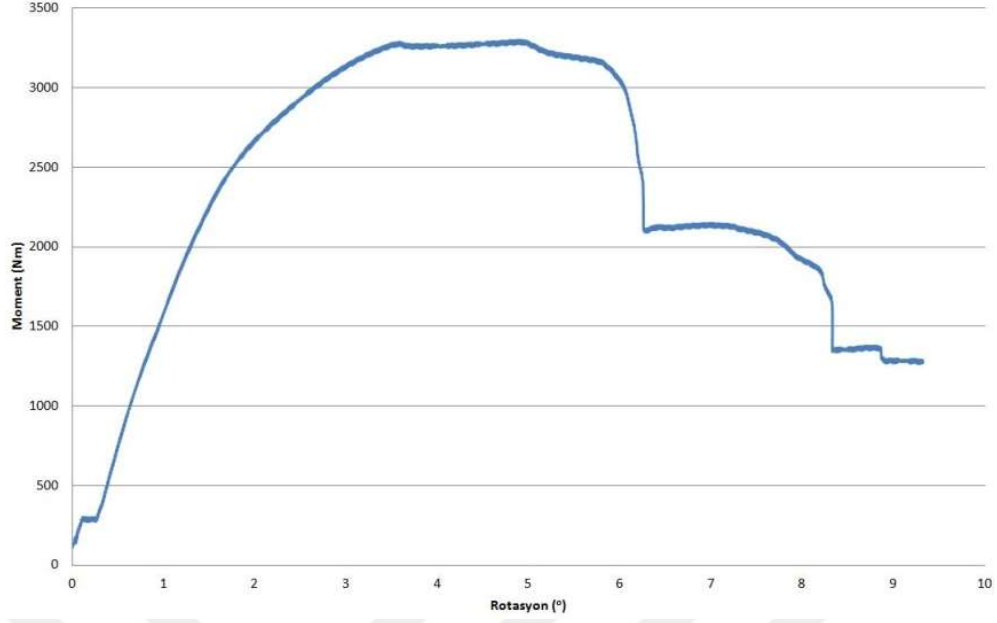


**Şekil 4.2.** U tipi kaynak yapılan yatay taşıyıcının ön görünüşü



**Şekil 4.3.** Tırnakların dikey taşıyıcı içinden görünüşü

Yatay taşıyıcı profilin serbest ucundan düşey doğrultuda gittikçe artan bir kuvvet uygulanarak oluşan yer değiştirme, test makinesi tarafından ölçülmüştür. Kuvvetin uygulandığı noktanın kulağa olan uzunluğu 500 mm olarak ayarlanmıştır. Bu veriler kullanılarak yatay taşıyıcı profilin kulağa bağlandığı noktadaki dönme açısı tespit edilmiştir.  $M = r.F = 0.5F = k.\theta$  olarak moment-rotasyon grafiği çizilmiştir (Şekil 4.4).



**Şekil 4.4** *U* tipi kaynak için moment-rotasyon eğrisi

Grafikten ve şekillerden de görüldüğü üzere kaynak bağlantısı yüke dayanmakta, fakat kulak kısmını dikmeye bağlayan tırnaklar kopmaktadır. Grafikteki ani değişim noktaları tırnakların koptuğu anları ve yük değerlerini göstermektedir. Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da konsol testi kurulumu ve test sonrası görüntü verilmiştir.



**Şekil 4.5.** Alt-üst *U* kaynaklı yatay taşıyıcının konsol testi kurulumu

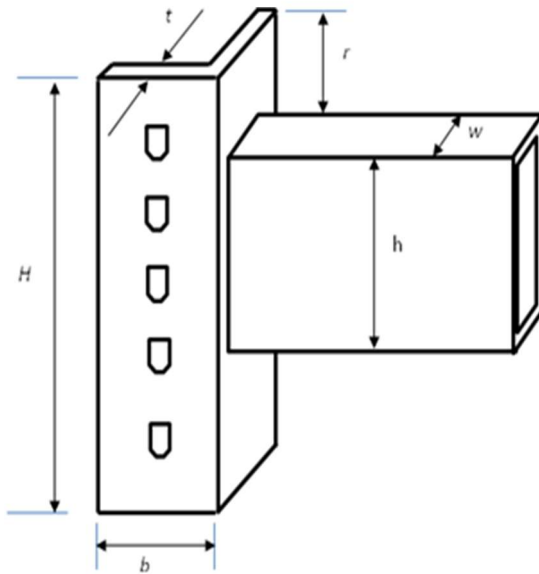




**Şekil 4.6.** Alt-üst  $U$  kaynaklı yatay taşıyıcının konsol testi sonrası görünümü

#### **4.2. Yatay Taşıyıcı Profil ve Kulak Arasındaki Kaynak Mesafesinin Belirlenmesi**

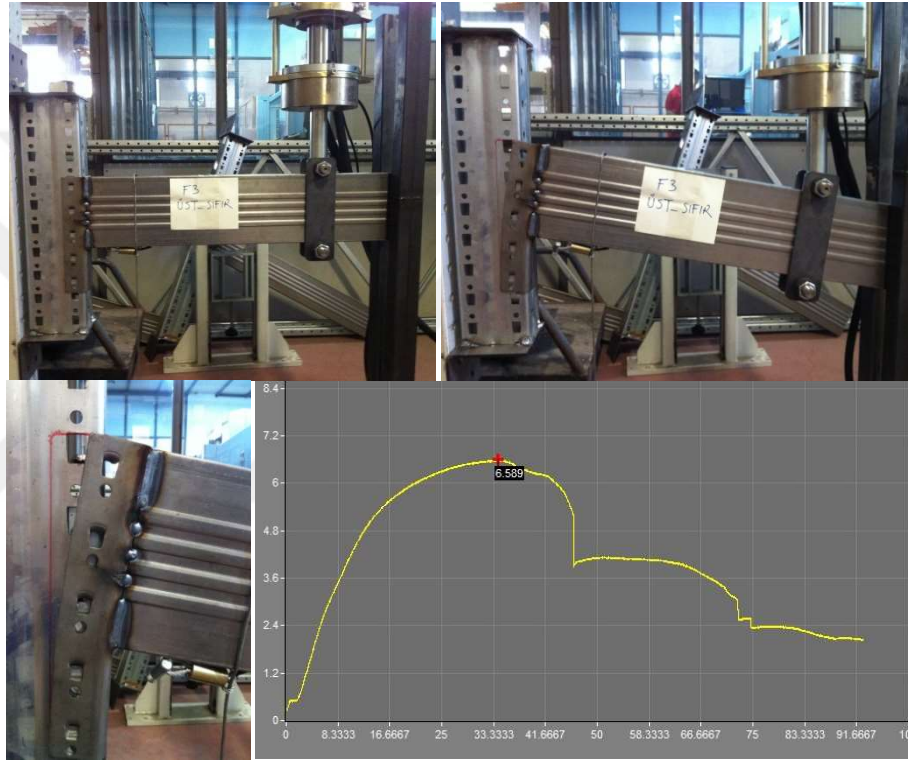
Yatay taşıyıcı kulaklarının dönme rijitlik değerini( $k$ ) elde edebilmek için yapısal test laboratuvarında konsol testleri ve yatay taşıyıcıların üzerine kontrollü yükler yüklenerek sehim testleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca bu testleri doğrulama amaçlı sonlu elemanlar analizleri de gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.7’de yatay taşıyıcı profil ve kulak boyutlandırması verilmiştir.



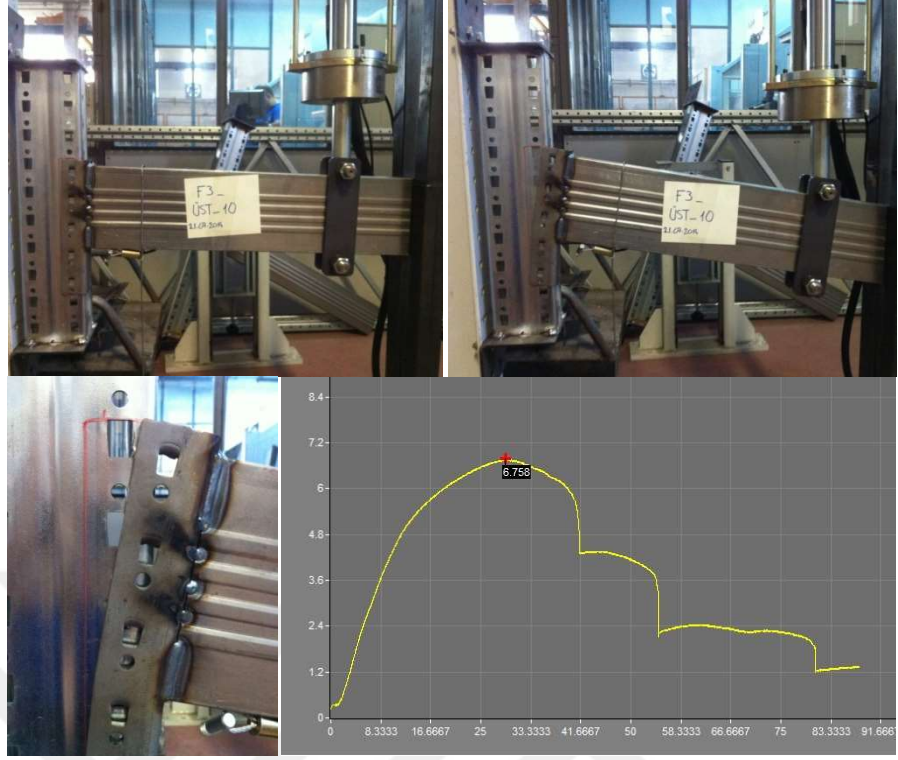
**Şekil 4.7.** Yatay taşıyıcı profil ve kulak boyutlandırma

Bu testlerde her yük artımında yer değiştirme ve yük değerleri anlık olarak kayıt altına alınmış ve kulak bağlantısı çökene kadar yük uygulanmaya devam edilmiştir. Konsol testlerinde, yatay taşıyıcı aşağı doğru bastırıldığından itibaren kritik gerilmenin  $\sigma_2$  olduğu gözlemlenmiştir.

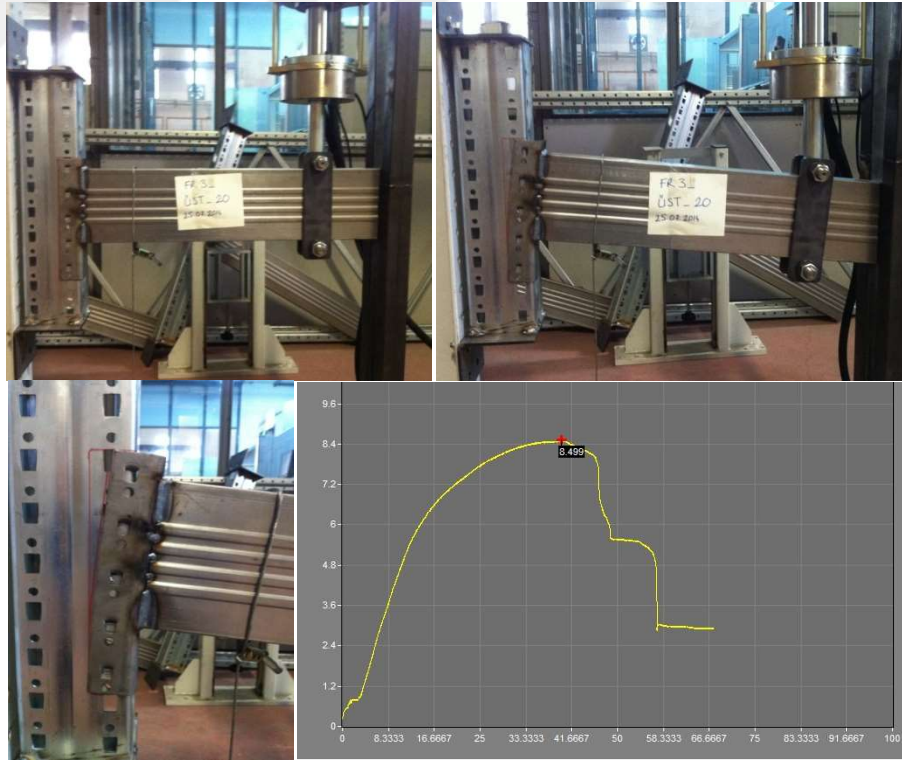
$H = 250\text{mm}$ ,  $h = 150\text{mm}$ ,  $r = 0,10,20,30,40,50,60,70\text{ mm}$  ve  $t = 4\text{ mm}$  olarak alınmıştır. Alınan değerler şekil 4.8 ila şekil 4.15 arasında verilmiştir.



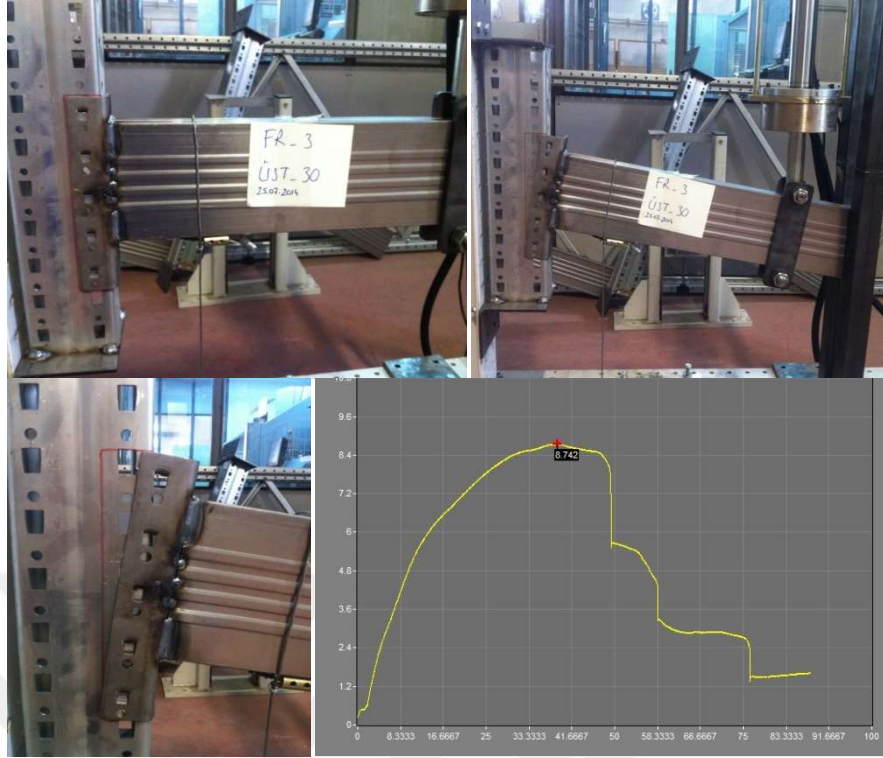
şekil 4.8.  $r=0$  kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi



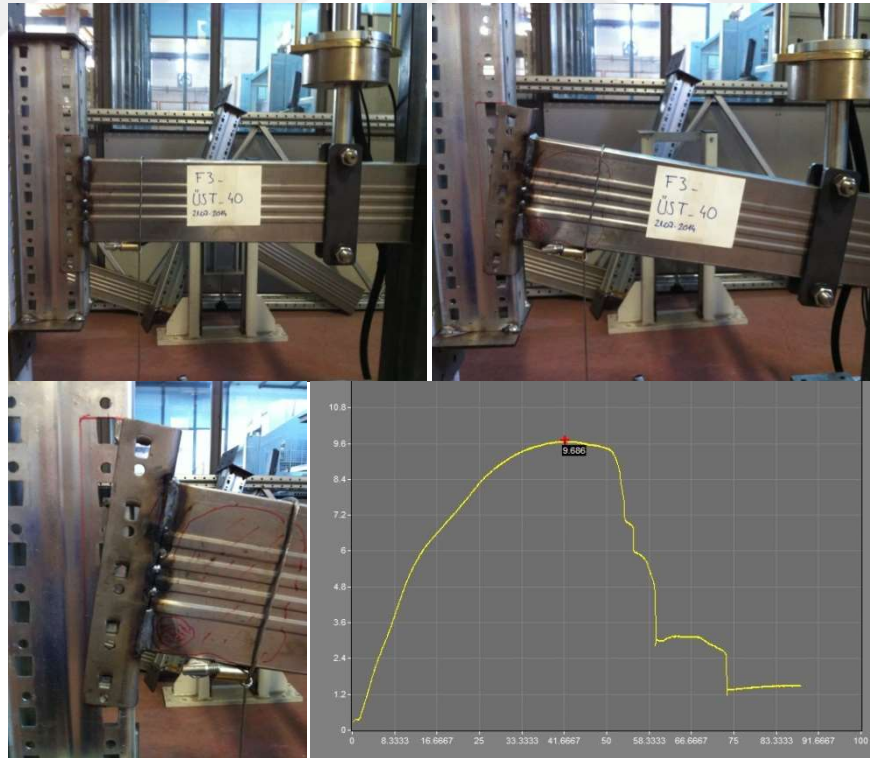
Şekil 4.9.  $r=10$  kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi



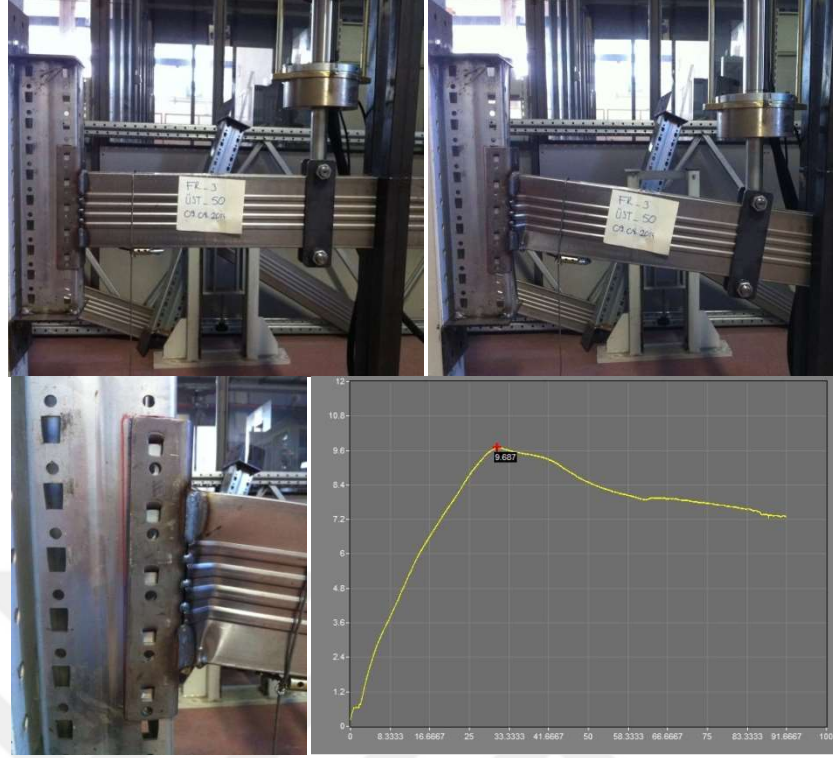
Şekil 4.10.  $r=20$  kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi



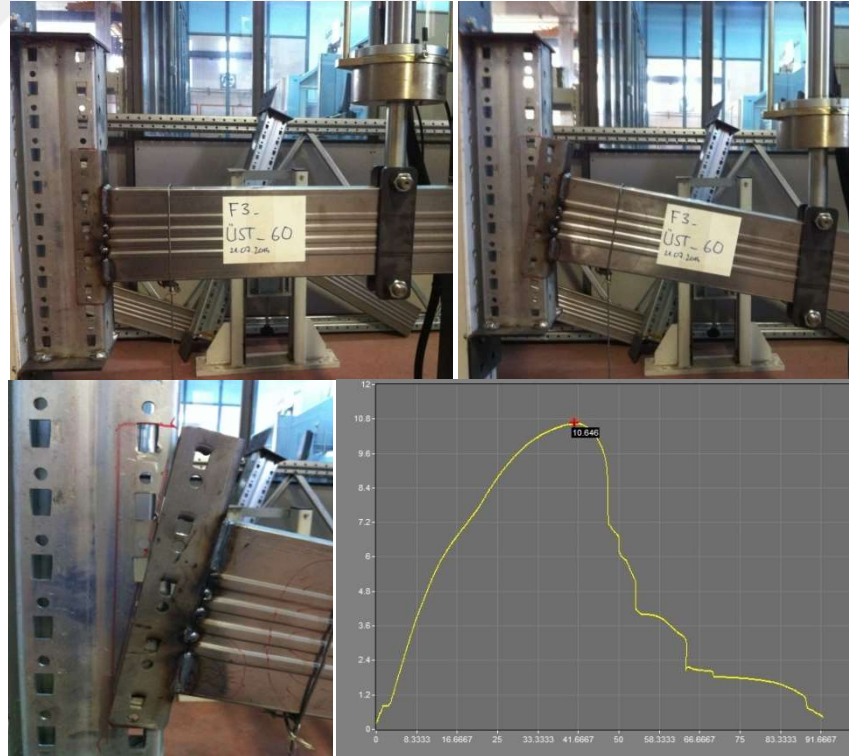
Şekil 4.11.  $r=30$  kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi



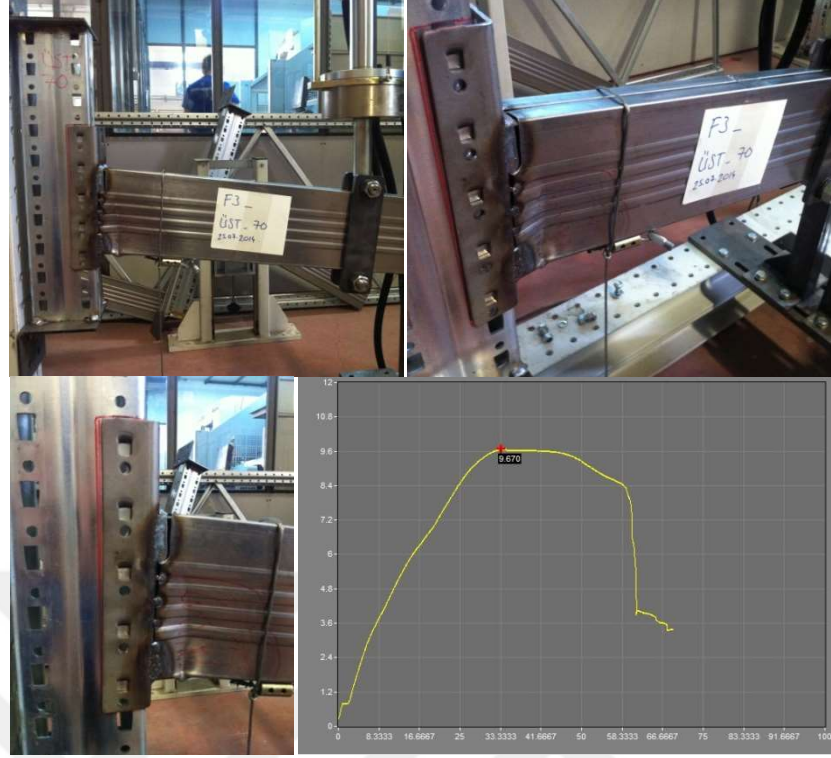
Şekil 4.12.  $r=40$  kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi



Şekil 4.13.  $r=50$  kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi



Şekil 4.14.  $r=60$  kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi



**Şekil 4.15.** r=70 kaynak mesafeli yatay taşıyıcı konsol testi

Yatay taşıyıcı profilinin deformasyonunu ölçmek için, yer değişimi sürekli kayıt altına alınmıştır. Elde edilen veriler ile her tip kaynak mesafesine sahip yatay taşıyıcı için maksimum yük ve  $k$  rijitlik katsayıları Çizelge 4.1’de verilmiştir.

**Çizelge 4.1.** Yatay taşıyıcı konsol testinde akma bölgesindeki maksimum yükler

Kaynak mesafesi (mm)	r=0	r=10	r=20	r=30	r=40	r=50	r=60	r=70
Akma bölgesindeki maks. yük (N)	6584	6758	8499	8742	9686	10646	10646	9670
Rijitlik değeri $k_r \times (10^{-8})$	1.376	1.584	1.475	1.609	1.408	1.850	1.689	1.306

Yatay ve dikey taşıyıcı bağlantı bölgesindeki moment değeri  $M = k\theta$  olarak verilmiştir. Test sonrası elde edilen grafikten lineer bölge değerleri kullanılarak anlık yük ve yataydaki sehim değerleri elde edilmiştir.  $\theta$  açısı, test sonrası yatay taşıyıcının yaptığı

sehim değerinin moment kolu uzunluğuna bölünmesiyle elde edilmiştir. Anlık yük değeri de moment kolu uzunluğu ile çarpılıp moment elde edilmiştir. Nitekim k rijitlik değeri de, bu moment değerlerinin, elde edilen  $\theta$  açılara bölünmesiyle hesaplanmıştır.

$$M = k \cdot \theta$$

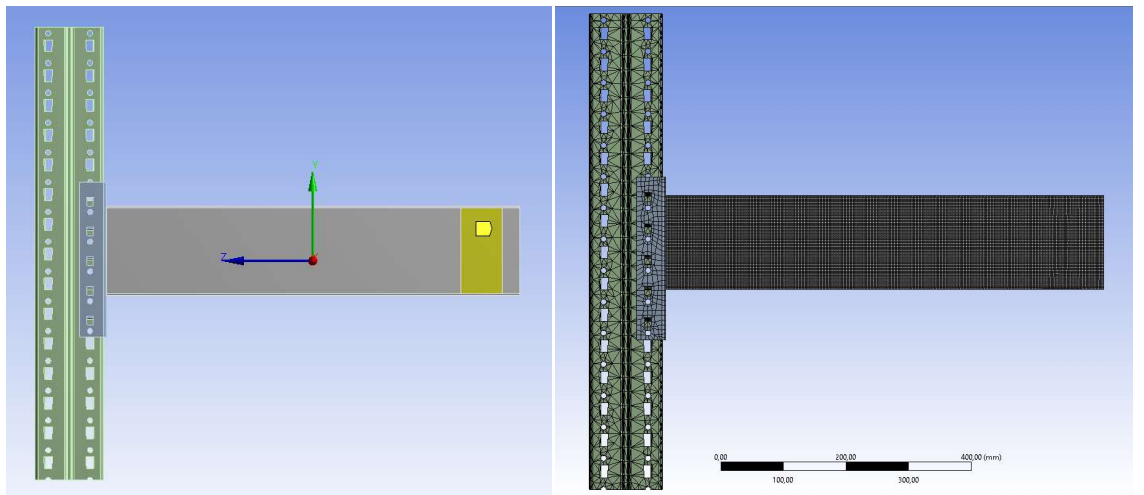
$$\theta = \frac{sehim}{500}$$

$$F \cdot 500 = k \cdot \frac{sehim}{500}$$

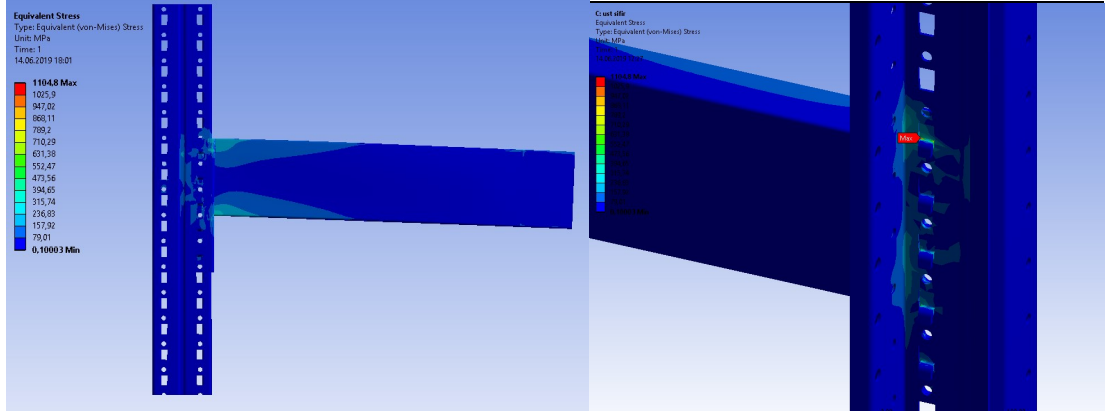
$$k = \frac{2500 \times 500 \times 500}{sehim} \text{ Nmm/rad}$$

$$k = \frac{625000000 \text{ (N} \cdot \text{mm}^2\text{)}}{sehim \text{ (mm)}} \text{ Nmm/rad}$$

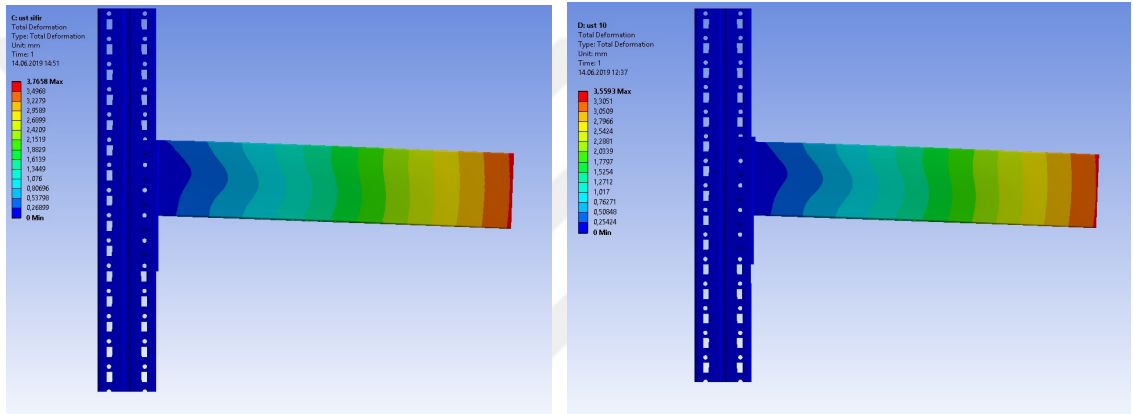
Konsol testi şartlarıyla gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen görseller Şekil 4.16 ila Şekil 4.21 arasında verilmiştir.



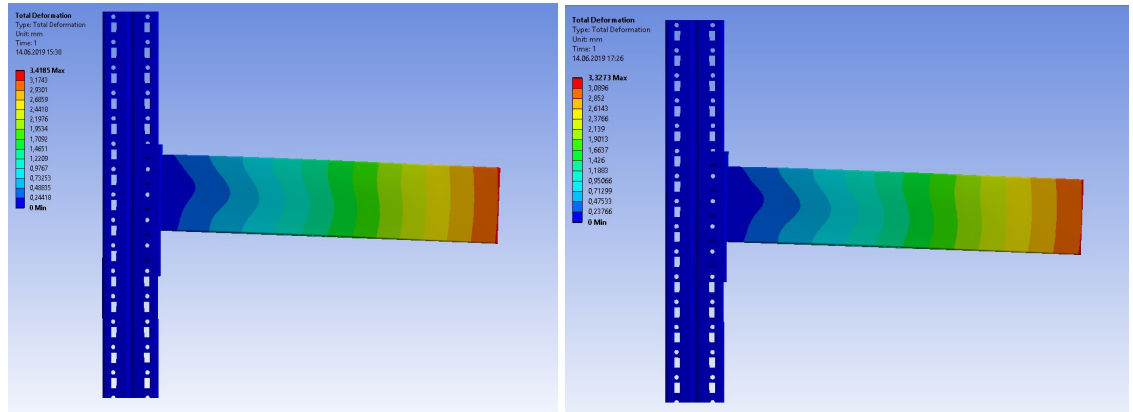
**Şekil 4.16.** Konsol testi sınır şartları ve mesh ağının oluşturulması



Şekil 4.17. Yükün uygulanmasından sonra gerilme dağılımı ve maksimum gerilme

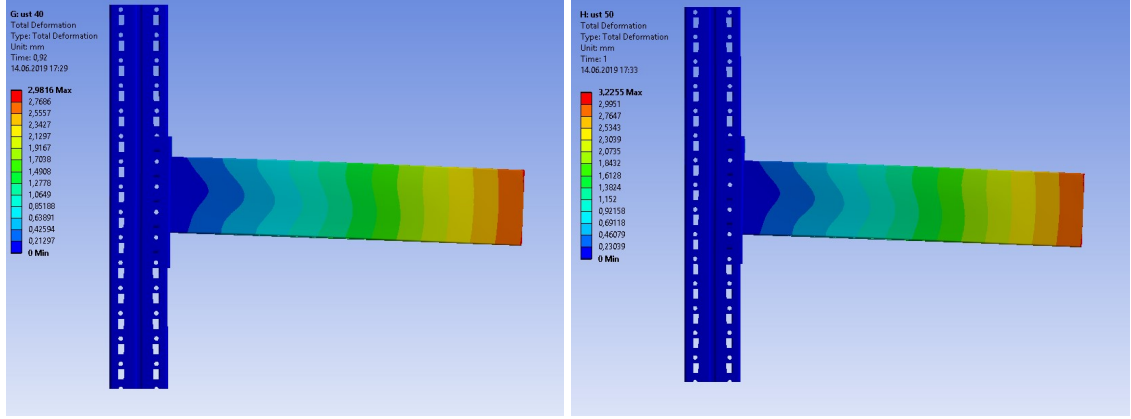


Şekil 4.18.  $r=0$  ve  $r=10$  mm kaynak mesafeli konsol analizi deformasyon sonuçları

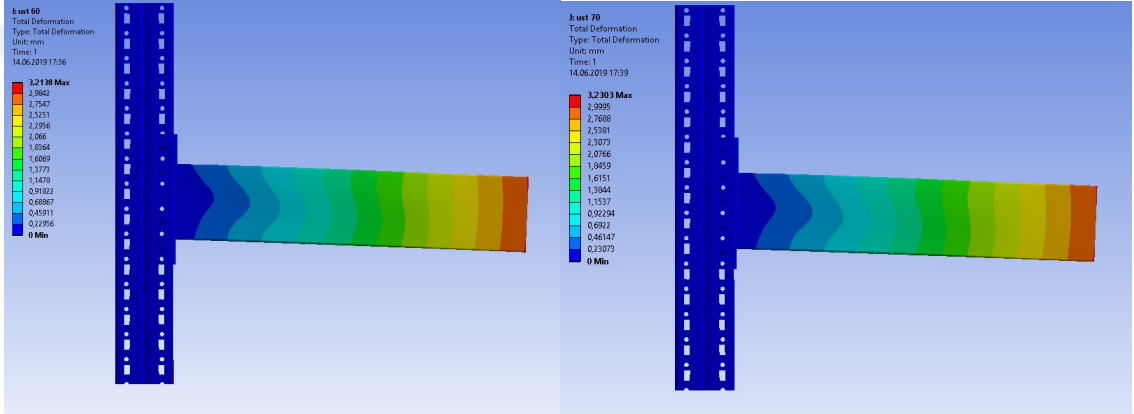


Şekil 4.19.  $r=20$  ve  $r=30$  mm kaynak mesafeli konsol analizi deformasyon sonuçları





Şekil 4.20. r=40 ve r=50 mm kaynak mesafeli konsol analizi deformasyon sonuçları



Şekil 4.21. r=60 ve r=70 mm kaynak mesafeli konsol analizi deformasyon sonuçları

Sonlu eleman analizlerinden elde edilen deformasyon değerleri kullanılarak elde edilen k dönme rijitlik katsayıları Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Yatay taşıyıcı konsol testi sonlu elemanlar analizi sonuçları

Kaynak mesafesi (mm)	r=0	r=10	r=20	r=30	r=40	r=50	r=60	r=70
Rijitlik değeri $k_r \times (10^{-8})$	1,66	1,75	1,83	1,93	2,09	1,93	1,95	1,93

Konsol testlerin dışında, kulakların gerçek koşullar altındaki, orta nokta deformasyonu ve rijitliğini elde edebilmek için de, ayrıca sehim testi düzeneği hazırlanmıştır (Şekil 4.22).



**Şekil 4.22.** Çeşitli yükler altında deformasyonu elde etmek için hazırlanan yatay taşıyıcı sehim testi düzeneği

Sehim testlerinde kulaklar kesmeye, eğilmeye ve eksenel kuvvete maruz bırakılmıştır. Buna göre rijitlik değerlerinin konsol test değerlerine göre farklı çıkması beklenmektedir.

Çizelge 4.3,  $L = 2700 \text{ mm}$  boyundaki, elastisite modülü  $E = 210000 \frac{N}{\text{mm}^2}$ , et kalınlığı  $t = 1.2 \text{ mm}$ , genişliği  $w = 50 \text{ mm}$ , yüksekliği  $h = 150 \text{ mm}$  ve uygulanan yükün  $P = 30000 \text{ N}$  olduğu durumda, yatay taşıyıcı profilinin orta noktasındaki deformasyon değerinin teorik ve deneysel sonuçlarını vermektedir. Her bir konfigürasyondaki deneysel deformasyon değerleri Çizelge 4.1 ve 4.2'de verilen  $r$  değişkenine göre elde edilmiştir.

**Çizelge 4.3.** Yatay taşıyıcı orta nokta sehım değerlerinin teorik hesaplama ve test sonuçları

<b>Rijitlik; <math>k_r</math> (Nmm/rad)</b>	<b>Test sonuçları, <math>\delta_{max}</math> (mm)</b>	<b>Teorik değerler, <math>\delta_{max}</math> (mm)</b>
$k_0=2,818 \times 10^9$	10	13,4639
$k_{10}=2,803 \times 10^9$	10	13,4752
$k_{20}=2,654 \times 10^9$	10,55	13,5937
$k_{30}=2,462 \times 10^9$	11,35	13,776
$k_{40}=2,356 \times 10^9$	11,80	13,8722
$k_{50}=2,739 \times 10^9$	10,12	13,5247
$k_{60}=2,432 \times 10^9$	11,40	13,7952
$k_{70}=2,467 \times 10^9$	11,31	13,7612

Çizelge 4.3 incelendiğinde görüleceği gibi, hem analitik hem de deneysel değerler  $r$ 'nin 40 mm olduğu  $k_{40}$  değerini geçildikçe azalmaktadır. TS EN 15635:2008 standardına göre, konvansiyonel depolarda yatay taşıyıcılarda maksimum izin verilen deformasyon değeri  $\frac{L}{200} = 13.5 \text{ mm}$  olmalıdır. Yapılan tüm sehım testlerinde bu kriter esas alınmıştır.

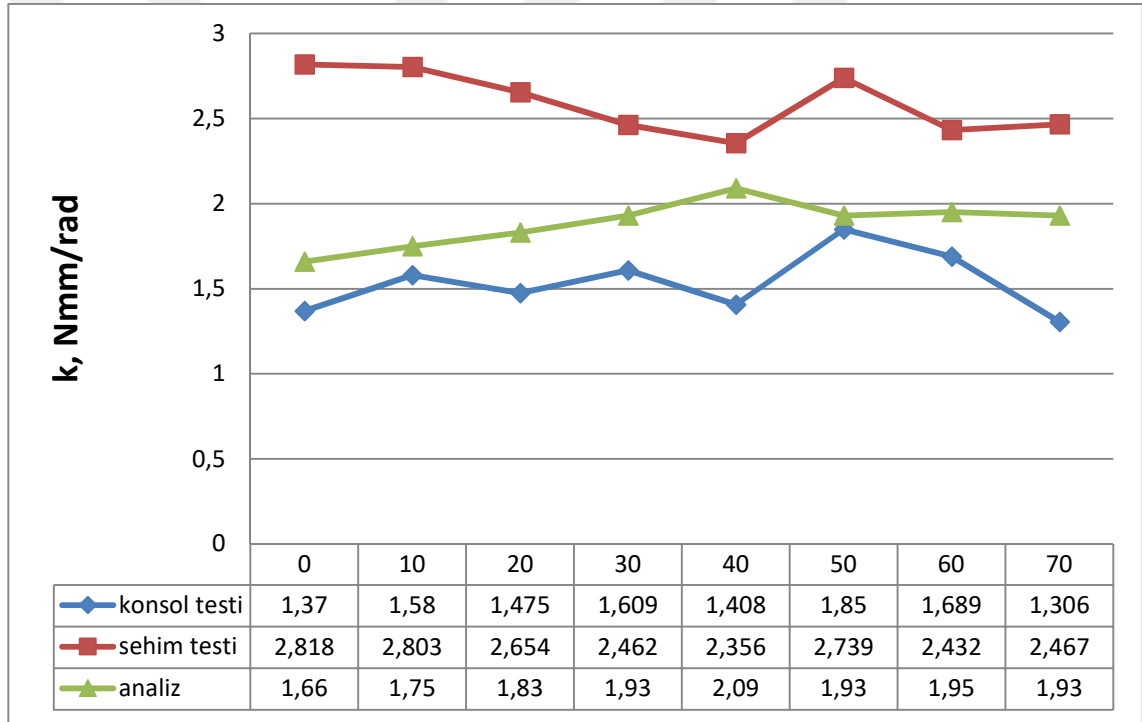
Çizelge 4.3'de görüldüğü gibi orta noktadaki deformasyonun  $r = 40 \text{ mm}$  değerine kadar olan değerlerine ulaşıncaya kadar rijitlik azalmaktadır. Bunun yanında, Çizelge 4.1'den görüleceği gibi,  $r$  değerinin  $r = 40 \text{ mm}$ 'ye kadar artmasıyla  $k$  rijitlik değeri azalsa da, yatay taşıyıcının taşıyabileceği maksimum yük artmaktadır.

Sonlu elemanlar analiz sonuçları da dikkate alındığında, Çizelge 4.2'den de görülebileceği gibi  $r = 30 \text{ mm}$  ve  $r = 40 \text{ mm}$  değerlerinden sonra maksimum seviyeye ulaşamamıştır.

Konsol ve sehım testleri ile sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen  $k$  değerleri toplu halde Çizelge 4.4 ve Şekil 4.23'te grafikte gösterilmiştir.

**Çizelge 4.4.** Yatay taşıyıcı konsol testi, konsol analizi ve sehim testi k değerlerinin r kaynak mesafesine göre karşılaştırılması

Kaynak mesafesi; r (mm)	0	10	20	30	40	50	60	70
Konsol testi; $k \times 10^{-8}$ (Nmm/rad)	1,37	1,58	1,475	1,609	1,408	1,85	1,689	1,306
Sehim testi; $k \times 10^{-9}$ (Nmm/rad)	2,818	2,803	2,654	2,462	2,356	2,739	2,432	2,467
Analiz; $k \times 10^{-8}$ (Nmm/rad)	1,66	1,75	1,83	1,93	2,09	1,93	1,95	1,93



**Şekil 4.23.** Elde edilen k değerlerinin grafik olarak karşılaştırılması

### 4.3 Tava Rafların Taşıma Kapasitesi Hesapları ve Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları

Bir önceki kısımda tava raf çeşitlerine göre verilen analitik çalışmalarla, depo raf sistemleri üretici firmaların sıklıkla kullandığı tava raf modelleri incelenerek boyutlandırılmış ve bunlardan yatay taşıyıcıya oturan tava raflar için aşağıdaki yük

taşıma kapasiteleri Çizelge 4.5 ve Çizelge 4.6’da verilmiştir. Aşağıdaki tablolardaki değerler, dikdörtgensel yükleme alanına göre hesap yapılarak elde edilmiştir. 186 mm genişlikteki tava raflar için  $a = 92 \text{ mm}$ , 262 mm genişliktekiler için  $a = 130 \text{ mm}$ , 305 mm genişliktekiler için  $a = 152 \text{ mm}$  olarak alınmıştır. Tüm genişlik değerleri için  $b = 2$ , ve  $c = \frac{L_3}{2}$  olarak hesaplara katılmıştır. Malzeme kalitesi St 37, akma gerilmesi  $\sigma_{ak} = 240 \text{ MPa}$ , ve emniyet katsayısı  $s = 1$  olarak alınmıştır.

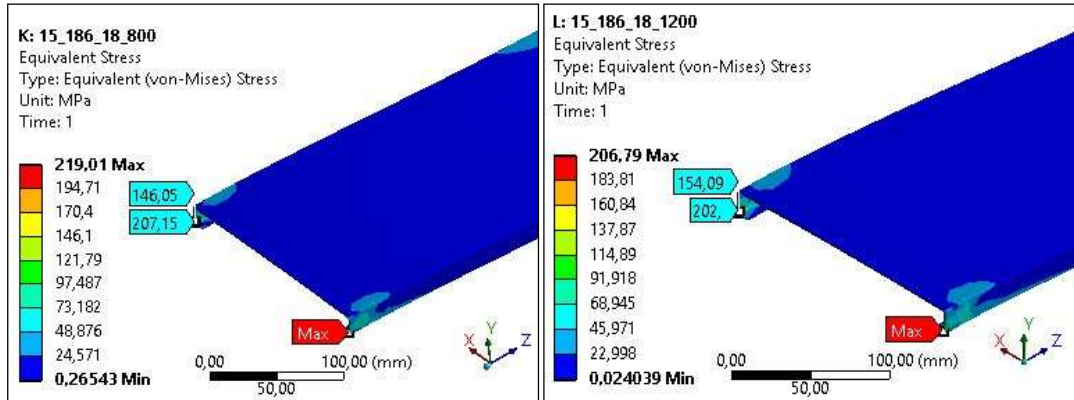
**Çizelge 4.5.** Değişken et kalınlıkları ve  $h = 18 \text{ mm}$  yüksekliğine sahip yatay taşıyıcıya oturan tava rafların uzunluğuna göre hesaplanan yük taşıma kapasiteleri (kg)

Et kalınlığı (mm)	Genişlik (mm)	Uzunluk(mm)						
		800	900	1000	1050	1070	1100	1200
t=0,8	186	23,2	19,9	17,5	16,4	16,1	15,6	14,1
	262	26,6	22,4	19,4	18,2	17,7	17,1	15,3
	305	29	24,1	20,7	19,3	18,8	18,1	16,1
t=1	186	27,9	24	21,1	19,8	19,4	18,7	16,9
	262	32,1	27,1	23,4	21,9	21,4	20,6	18,4
	305	35,1	29,2	25	23,3	22,7	21,8	19,4
t=1,2	186	32,2	27,7	24,3	22,9	22,3	21,7	19,5
	262	37,3	31,5	27,2	25,5	24,8	24	21,4
	305	40,9	34	29,1	27,2	26,4	25,4	22,6
t=1,5	186	38,3	33	28,9	27,2	26,6	25,7	23,2
	262	44,8	37,8	32,6	30,6	29,8	28,8	25,7
	305	49,3	41,0	35,1	32,8	31,9	30,7	27,3

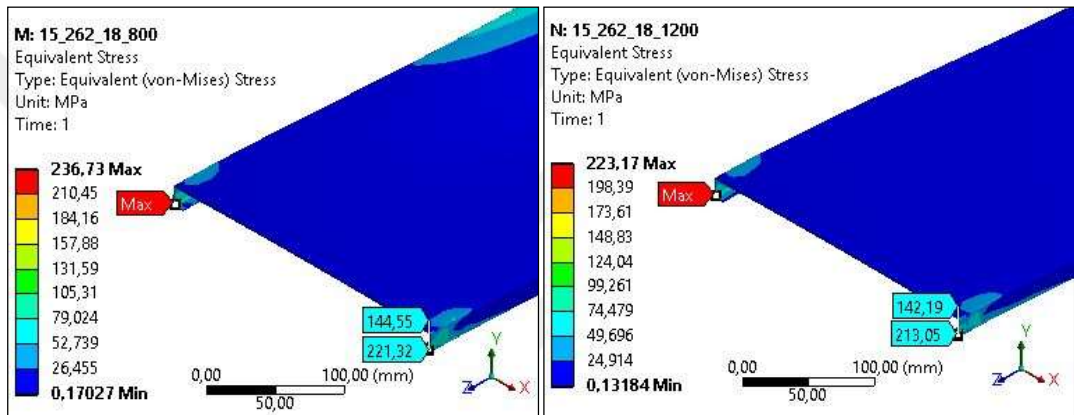
**Çizelge 4.6.** Değişken et kalınlıkları ve  $h = 25 \text{ mm}$  yüksekliğine sahip yatay taşıyıcıya oturan tava rafların uzunluğuna göre hesaplanan yük taşıma kapasiteleri (kg)

Et kalınlığı (mm)	Genişlik (mm)	Uzunluk(mm)						
		800	900	1000	1050	1070	1100	1200
t=0,8	186	46,8	40,2	35,3	33,3	32,5	31,4	28,3
	262	53,5	45,1	39	36,5	35,6	34,3	30,7
	305	58,2	48,4	41,5	38,7	37,7	36,2	32,2
t=1	186	56,7	48,8	42,8	40,3	39,4	38,1	34,3
	262	64,9	54,7	47,3	44,3	43,2	41,7	37,2
	305	70,7	58,8	50,3	47	45,7	44	39,1
t=1,2	186	66	56,7	49,8	46,9	45,8	44,3	39,9
	262	75,6	63,8	55,1	51,6	50,4	48,6	43,4
	305	82,4	68,6	58,7	54,8	53,3	51,3	45,6
t=1,5	186	78,8	67,8	59,5	56	54,8	53	47,7
	262	90,7	76,5	66,1	61,9	60,4	58,2	52
	305	99	82,3	70,5	65,8	64	61,6	54,7

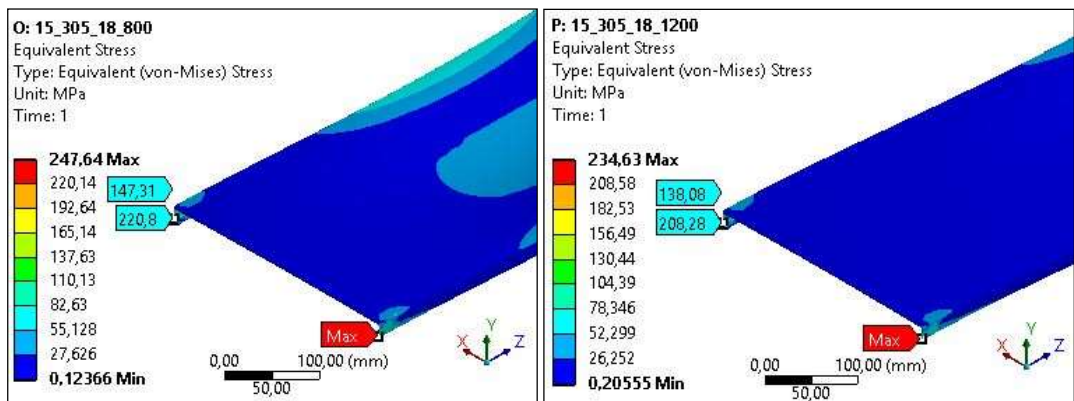
Bu sonuçları doğrulamak amacıyla yatay taşıyıcıya oturan tava raflardan  $h = 18 \text{ mm}$  ve  $h = 25 \text{ mm}$  yükseklik,  $t = 1,5 \text{ mm}$  et kalınlığı ve  $L = 800 \text{ mm}$  ve  $L = 1200 \text{ mm}$  uzunluklar için sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.24'te  $h = 18 \text{ mm}$  yükseklikteki, Şekil 4.25'te de  $h = 25 \text{ mm}$  yükseklikteki tava raf sonlu elemanlar analizi sonuçları bulunmaktadır.



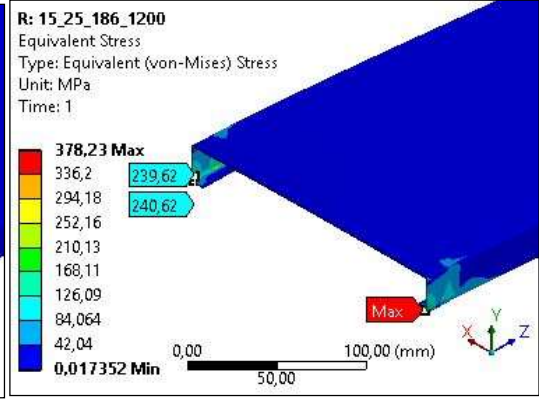
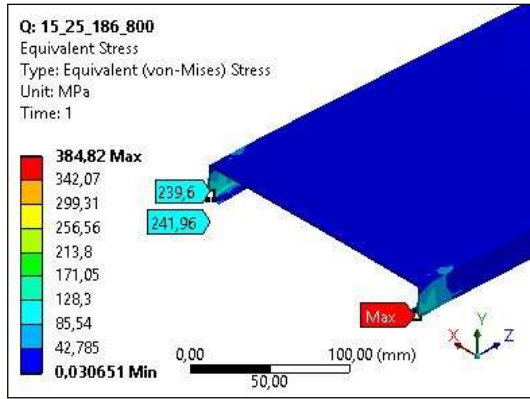
Şekil 4.24.a)  $h=18, L_2=186, L=800$  mm Şekil 4.24.b)  $h=18, L_2=186, L=1200$  mm



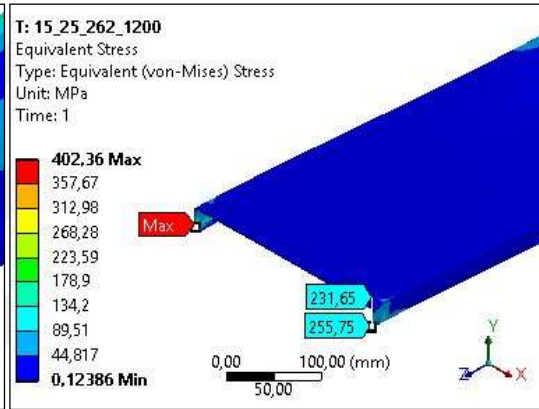
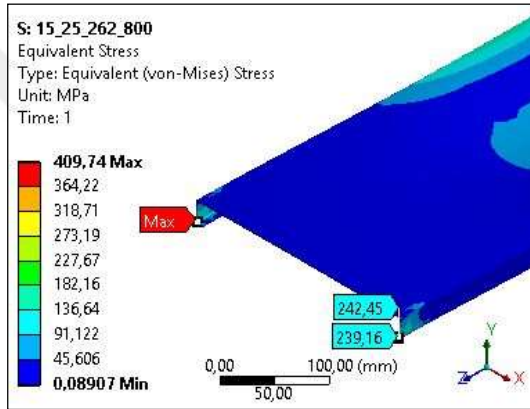
Şekil 4.24.c)  $h=18, L_2=262, L=800$  mm Şekil 4.24.d)  $h=18, L_2=262, L=1200$  mm



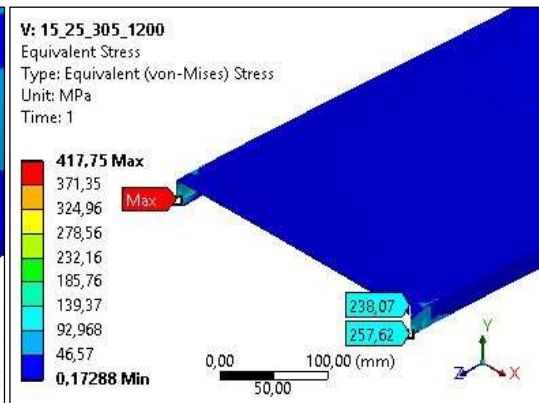
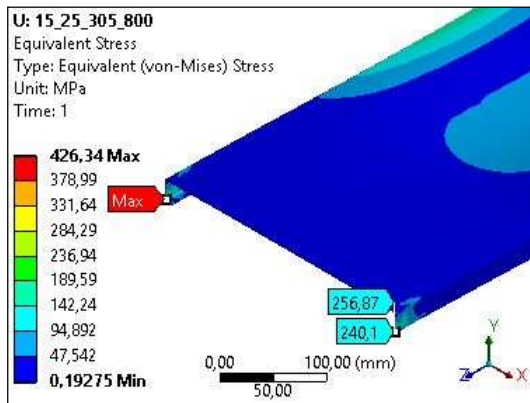
Şekil 4.24.e)  $h=18, L_2=305, L=800$  mm Şekil 4.24.f)  $h=18, L_2=305, L=1200$  mm



**Şekil 4.25.a)**  $h=25, L_2=186, L=800$  mm    **Şekil 4.25.b)**  $h=25, L_2=186, L=1200$  mm



**Şekil 4.25.c)**  $h=25, L_2=262, L=800$  mm    **Şekil 4.25.d)**  $h=25, L_2=262, L=1200$  mm



**Şekil 4.25.e)**  $h=25, L_2=305, L=800$  mm    **Şekil 4.25.f)**  $h=25, L_2=305, L=1200$  mm



## 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

### 5.1.Yatay Taşıyıcı Kaynak Optimizasyonu

#### 5.1.1.Yatay taşıyıcı profil ve kulak bağlantısında kaynak tipinin ve optimum kaynak uzunluğunun belirlenmesi

Yatay taşıyıcılarda, kulak ve yatay taşıyıcı profilin bağlandığı bölgede iki ayrı kaynak modeli incelenmiştir. Birinci modelde üst ve alt kısmın tamamen kaynak yapıldığı kabul edilip, yan kısımların da merkezden itibaren kaynak yapıldığı varsayılmıştır. Bu modelde kaynak malzemesinin çoğu, yatay taşıyıcı profilin tarafsız eksenine yakın bölgede bulunduğu için, kaynak eğilme momentlerini etkili bir şekilde taşıyamamakta ve bu nedenle bulunacak yan kenar kaynak uzunluğu, yatay taşıyıcı profilin kenar uzunluğundan fazla çıkmıştır.

İkinci kaynak modelinde ise, yatay taşıyıcı profilin üst ve alt kısımlarına “U” şeklinde kaynak yapıldığı düşünülmüştür. Bu durumda kesitin en çok zorlandığı alt ve üst bölgeler kaynak edildiği için, yatay taşıyıcı profilin kenar uzunluğundan daha düşük bir yan kenar kaynak uzunluğu elde edilmiştir.

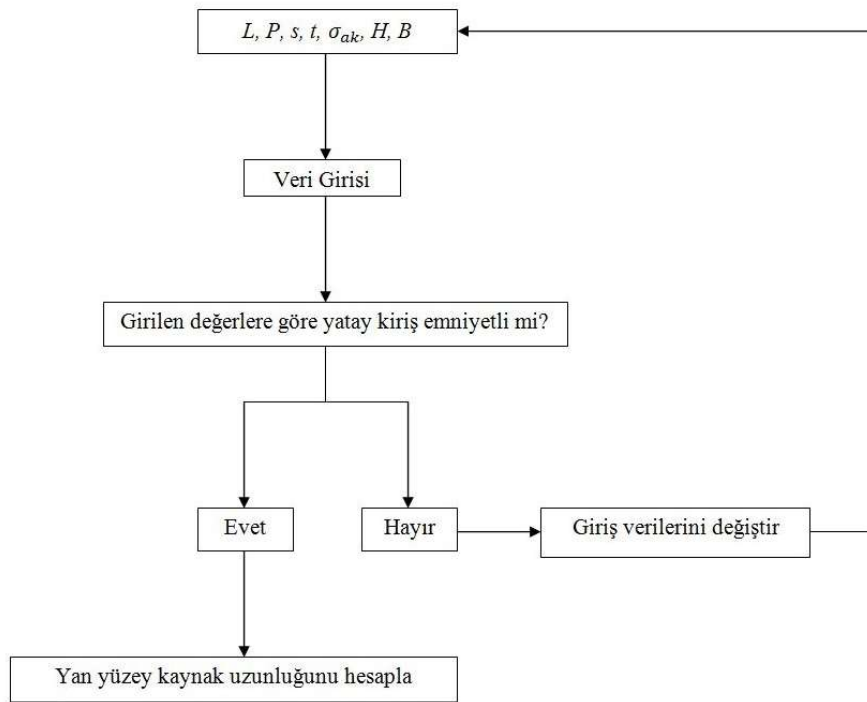
Dolayısıyla teorik hesaplamaların ve laboratuarda gerçekleştirilen testlerin de destekleyeceği şekilde, ikinci kaynak modelinin daha uyum olduğu tespit edilmiştir.

Sonuç olarak, depo raf sistemlerinde kullanılan yatay taşıyıcılar, ikinci model olarak önerilen “U” kaynağı şeklinde birleştirilmeli ve yük durumuna göre, yatay taşıyıcı profili çepeçevre saracak hale kadar kaynak uzunluğu arttırılmalıdır.

#### 5.1.2. Yatay taşıyıcıya uygulanacak yüke bağlı optimum kaynak uzunluğunu veren Matlab programının geliştirilmesi

Yukarıda elde edilen sonuçları kullanarak keyfi parametreler için kaynak uzunluğunu veren ve sürekli uygulamalarda kullanılacak bir program, Matlab ortamında

geliştirilmiştir(Ek 1 ve Ek 2). Program öncelikle, yatay taşıyıcının önerilen boyutlarının uygun olup olmadığını kontrol etmekte ve daha sonra bu çalışmada elde edilen analitik sonuçları kullanarak optimum kaynak uzunluğunu vermektedir. Program dışarıdan giriş verileri olarak yatay taşıyıcı uzunluğu ( $L$ ), dış yük ( $P$ ), emniyet faktörü ( $s$ ), yatay taşıyıcı profil kalınlığı ( $t$ ), yatay taşıyıcı profil kesitinin dış yüksekliği ( $H$ ) ve dış genişliğini ( $B$ ), yatay taşıyıcı profil malzemesinin akma gerilmesi ( $\sigma_{akma}$ ) değerlerine ihtiyaç duymakta ve çıkış değeri olarak yan yüzeylere uygulanacak toplam kaynak uzunluğunu ( $l_0$ ) vermektedir. Programın akış şeması Şekil 5.1'deki gibidir.



Şekil 5.1. Kaynak uzunluğunu veren Matlab programı akış şeması

## 5.2. Yatay Taşıyıcı Profil İle Kulak Arasındaki Optimum Kaynak Mesafesi

Çalışmanın bu kısmında, yatay taşıyıcı profil ve kulak arasındaki optimum kaynak mesafesi seçimini elde etmek için iki kısıtlama dahilinde analitik metot geliştirilmiştir. Bunlar; izin verilen maksimum orta nokta sehim değerinin geçilmemesi ile tırnak ve kulaklarda maksimum gerilmenin olduğu durumun belirlenmesidir.

Konsol testleri aynı zamanda kulakların fiziksel davranışını incelemek ve toplam dayanım kapasitelerini elde etmek amaçlı da gerçekleştirilmiştir. Sehim testlerinden elde edilen  $k$  rijitlik değerleri konsol testlerinden elde edilen değerlere göre farklılık gösterebilir. Bu nedenle, iki test sonuçlarının da karşılaştırılmaması gerekmektedir.

Sehim testlerinde, orta nokta sehim değerinin yatay taşıyıcının boyunun iki yüzde birini aşmayacak şekilde maksimum olduğu yatay taşıyıcı modeli belirlenmiştir. Test sonuçlarına göre, orta nokta sehim değerinin 11.78 mm olduğu  $r = 40 \text{ mm}$  konfigürasyonunun uygun bir seçenek olduğu ortaya çıkmaktadır. Orta nokta sehim değeri,  $r$ 'nin 40 mm den büyük değerleri için düştüğü gözlemlenmiştir.

Daha sonra gerçekleştirilen konsol testlerinde de, yatay taşıyıcı profil ve kulak arasındaki kaynak mesafesi olan  $r$  değeri, malzemenin akma noktasını aşmayan maksimum gerilme değerleri için elde edilmiştir ve  $r = 70 \text{ mm}$  değerindeki durumun ilk etapta en iyi gerilme değerine ulaştığı gözlemlenmiştir ancak  $r = 40 \text{ mm}$  üzerindeki durumların testlerinde, yatay taşıyıcı profilde lokal burkulmalar gözlemlenmiştir. Dolayısıyla sehim testleri ve konsol testleri sonuçlarını, yukarıda bahsedilen iki sınırlama dahilinde değerlendirebilmek için, konsol test sonuçlarından yatay taşıyıcı profilin yanal yüzeylerinde lokal burkulmanın ortaya çıktığı  $r = 50 \text{ mm}$ ,  $r = 60 \text{ mm}$  ve  $r = 70 \text{ mm}$  kaynak mesafeli modeller değerlendirme dışı tutulmuştur.

Yatay taşıyıcı konsol testinin doğrulaması için Ansys Workbench 15.0 programında test sistemi modellenmiş ve sınır şartları verilmiştir. Anzlıler sonrası elde edilen sonuçlara göre,  $k$  rijitlik katsayısının  $r = 40 \text{ mm}$  olduğu modelde en yüksek olduğu ortaya çıkmıştır.

Analitik sonuçlar, konsol testlerinde gözlemlenen lokal burkulmalar, Çizelge 4.4 ve Şekil 4.23'teki değerler karşılaştırıldığında, en fazla gerilme taşıyan ve sehim sınırını aşmayan, aynı zamanda da profilde lokal burkulmaların meydana gelmediği, kaynak mesafesinin  $r = 40 \text{ mm}$  olduğu modelin, diğer modellere göre daha kabul edilebilir bir seçenek olduğu ve en ideal kaynaklı montaj tipi olduğu ortaya çıkmaktadır.

### **5.3. Tava Rafların Yük Taşıma Kapasitesini Veren Analitik Yöntemin Oluşturulması**

Tava rafların taşıma kapasiteleri ile ilgili analitik çalışmalar ve depo raf sistemleri endüstrisinde sıklıkla kullanılan ebatlardaki yatay taşıyıcıya oturan tava raf modellerin taşıma kapasiteleri, çizelgeler halinde önceki bölümlerde verilmiştir. Ayrıca analitik yöntemden elde edilen sonuçlar, sonlu elemanlar yöntemiyle kıyaslanmış ve maksimum gerilmelerin malzemenin akma sınırının altında kaldığı görülmüş, dolayısıyla sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu ortaya çıkmıştır. Çalışmanın analitik yöntem kısmı, Matlab ortamına taşınmış ve istenen boyutlardaki tava rafların hangi yükler altında güvenli şekilde çalışacağını belirleyen programlar ortaya konmuştur (Ek 3 ve Ek 4). Tava raf üreticileri, bu programları kullanarak daha az malzeme ile daha fazla yük taşıyabilecekleri ebatları ve modelleri elde edebileceklerdir. Böylelikle üretici firmalar, tava raflarla ilgili malzeme ve yük taşıma alanında optimizasyonu sağlamış olabileceklerdir.

### **5.4. Genel Değerlendirme ve Sonuç**

Bu çalışma kapsamında, depo raf sistemlerindeki yatay taşıyıcı elemanlar, tasarım ve mukavemet açısından incelenmiş, analitik yöntemlerle taşıma kapasitesi ve optimizasyon hesapları oluşturulmuştur. Daha sonra bu hesaplar testler ve sonlu elemanlar analizleri ile doğrulanmıştır. Çalışma, Santez proje ortağı firmaya bilimsel araştırma yeteneği kazandırmış ve firma çalışmalarını benimsemiş, üretim şartlarını bu çalışmalardan elde edilen sonuçlar doğrultusunda düzenlemiştir. Dolayısıyla üretimini gerçekleştirdiği ürünlerin detaylı bilimsel incelemesini gerçekleştirmiş olan firma, raf sistemleri sektöründeki artan rekabet koşulları karşısında avantajlı duruma geçmiştir. Yatay taşıyıcılarda kaynak mesafesi ile aynı malzemeler kullanılarak daha fazla taşıma kapasitesi elde edilmiştir. Kaynak tipinin değiştirilmesi ile de, daha az kaynak tüketimi ve daha az işçilikle malzeme ve zaman tasarrufu yapma imkânına kavuşmuştur. Bu çalışma ile firmada bilimsel araştırma kültürü olduğundan, geliştirmek istediği ve/veya iyileştirme yapmak istediği diğer ürünleri ile ilgili izleyebileceği yol haritasına sahip olmuştur. Çalışma, diğer bir yandan da, üniversite-sanayi işbirliğine katkı

sağlayan örnek bir uygulama olmuştur. Türkiye’de bu alanda gerçekleştirilen çalışmaların ve araştırmaların sayısı bir elin parmaklarını geçmeyecek kadar azdır. Bu alanda çalışan ve çalışacak araştırmacılar için faydalı olabilecek bir çalışma olmuştur. Benzeri çalışmaların artması, ülkemiz depo raf sistemi firmalarının yabancı firmalar ile yurtiçi ve yurtdışı projelerde önemli bir rekabet gücü kazanmasını sağlayabilecek, aynı zamanda üniversitelerde inşaat ve makine mühendisliği bölümlerinde ince cidarlı çelikler alanında uzmanlaşmayı sağlayabilecek ve dolayısıyla bu alanda bölümler/kürsülerin açılmasına neden olabilecektir.



## KAYNAKLAR

- Aguirre C., 2004.** Structural properties of connections for rack structures, Connections in Steel Structures V., 3-4 June 2004, The Netherlands, Amsterdam.
- Anonim, 2002.** Metalsistem Racking System Company-Superbuild product catalogue, Italy, Rovereto.
- Anonim, 2008.** TS EN 15635:2008 Çelik statik saklama sistemleri-Saklama ekipmanlarının uygulama ve bakımı, Türkiye, Ankara.
- Anonim, 2009.** TS EN 15512:2009 Çelik statik depolama sistemleri-Ayarlanabilir palet raf sistemleri - Yapısal tasarım kuralları, Türkiye, Ankara.
- Anonim, 2013.** Türkiye Cumhuriyeti Kalkınma Bakanlığı Onuncu Kalkınma Planı (2014-2018). Karar No:1041, Ankara.
- Anonim, 2014.** ÜÇGE Depo Raf Sistemleri Pazarlama Sanayi ve Ticaret A.Ş.-Ürün Kataloğu, Türkiye, Bursa.
- Anonim, 2018.** Connecting to Compete 2018 : Trade Logistics in the Global Economy The Logistics Performance Index and Its Indicators, 24 July 2018.
- Anonim, 2019a.** İnce cidarlı çeliklerin sürekli şekillendirme (roll form) makinesinde şekillendirilmesi. <http://www.turkcadcam.net/rapor/roll-form-makara/01.gif> - (Erişim tarihi: 2019).
- Anonim, 2019b.** Mandal üzerine oturan tava raflardan oluşturulmuş raf sistemi kullanımı. <https://www.export.kaiserkraft.com/shelving-systems/heavy-duty-shelf-units/heavy-duty-boltless-shelving-unit-zinc-plated/p/M1988/> - (Erişim tarihi: 2019).
- Asawasongkram, N., Chomchuen P., Premthamkorn, P. 2013.** Experimental analysis of beam-to-column connection in steel storage racks using cantilever test and portal test method. The Thirteenth East Asia-Pacific Conference on Structural Engineering and Construction Congress, 11- 13 September, 2013, Japan, Sapporo.
- Bajoria, K.M., Talikoti, R.S. 2006.** Determination of flexibility of beam-to-column connectors used in thin walled cold-formed steel pallet racking systems. *Thin Walled Structures*, 44(3): 372-380.
- Bernuzzi, C., Baldasasino, N., Zandonini, R. 2001.** Performance of Joints in Steel Storage Pallet Racks. 382-392.
- Kıymaz, G., Coşgun, C., Mangır, A., Kadı, B.E., Çalık, E.E. 2015.** Strength upgrading of existing steel storage rack beam-to-column connections. SMAR 2015
- Kozłowski, A., Słeczka, L. 2004.** Preliminary component method model of storage rack joint. Connections in Steel Structures V., 3-4 June 2004, The Netherlands, Amsterdam. Third Conference on Smart Monitoring, Assessment and Rehabilitation of Civil Structures, 7-9 September 2015, Turkey, Antalya.
- Mangır, A. 2014.** Strength and Stability of Thin Walled Steel Columns in Storage Rack Structures. Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- Markazi F.D., Beale R.G., Godley M.H.R. 1997.** Experimental analysis of semi-rigid boltless connectors. *Thin-Walled Structures*, 28(1): 57-87.
- Roure F., 2014. Sözlü görüşme.** UPC Universitat Politècnica de Catalunya Campus Nord, Carrer de Jordi Girona, 1, 3, 08034 Barselona, İspanya. (Görüşme tarihi: 14.10. 2014), e-posta: francesc.roure@upc.edu.
- Shahshenas, R. 2015.** Experimental and numerical study on the cyclic behavior of connections in storage rack structures. *Doktora Tezi*, Boğaziçi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

**Şaylan, M. 2013.** Raf sektörü ve depo raf sistemleri. Web, <http://sektorlernerdurumda.blogspot.com/2013/01/raf-sektoru-ve-depo-raf-sistemleri.html> - (Erişim tarihi: 2019).



## EKLER

- EK 1** Yapılması Gereken Optimum Yatay Taşıyıcı Kaynak Uzunluğu Matlab Programı
- EK 2** Dışarıdan Input Girişli Optimum Yatay Taşıyıcı Kaynak Uzunluğu Matlab Programı
- EK 3** Yatay Taşıyıcıya Oturan Düz Tava Raf Yük Taşıma Kapasitesi Hesaplama Programı
- EK 4** Mandala Oturan Tava Raf Yük Taşıma Kapasitesi Hesaplama Programı





## EK 1 Yapılması Gereken Optimum Yatay Taşıyıcı Kaynak Uzunluğu Matlab Programı

```
%*****  
display(' Önce kullanılan travers kesitinin emniyetli olup olmadığı kontrol edilecek')  
pause(2)  
%*****  
L=2700; % travers uzunluğu  
F=33000/4; % traversin taşıdığı yük  
S=1.5 ; % emniyet faktörü  
str=2.5; % travers sacının kalınlığı kulak sacının kalınlığı farklı  
% B= kesit dış genişliği; b= kesit iç genişliği; H= kesit dış yüksekliği;  
% h=kesit iç yüksekliği  
sigakma=240;  
B=40; H=120; b=B-2*str; h=H-2*str;  
We=((B*(H^3))/12)-(b*(h^3)/12)/(H/2)  
% 8 noktadan uygulanan tekil kuvvetlerin mesnetlerde olutur moment  
  
b1=(F/2)*(L/4)*((3*L/4)^2)/(L^2);  
b2=(F/2)*(L/2)*((L/2)^2)/(L^2);  
b3=(F/2)*(3*L/4)*((L/4)^2)/(L^2);  
M=b1+b2+b3  
ka=sigakma/S  
  
tau=F/(B*H-b*h); % travers kesitindeki kayma gerilmesi kaynaktaki değil dikkat  
ediniz  
  
sige=M/(We)  
sigmuk=0.5*(sige+sqrt(sige^2+(4*tau^2)))  
if sigmuk > ka  
    display('UYARI : Kesit bu yükü taşıyor. Kesit alanı artırılmalı Kaynak hesapları ')  
    display('emniyetli kesit bulduktan sonra bundan sonra başlayacak')  
    display('Bir öneri olarak kesit yüksekliğini artırabilirsiniz')  
    break  
end  
display('Önerdiğiniz kesit emniyetli bulundu')  
pause(9)  
%*****  
display(' Bu noktadan itibaren üst-alt ve üst yan kaynak hali için yan kaynak uzunluğu  
optimizasyonu başlıyor')  
pause(2)  
%*****  
  
%V1=input('kaynak dikiş faktörünü giriniz ')  
%F=input(' uygulanan kuvveti giriniz ')  
%L=input(' travers uzunluğunu giriniz')  
  
V1=1; % statik hal kaynak dikiş faktörü
```

V2=0.8 ; % statik hal kaynak dikiş faktörü  
V3=1; % statik hal kaynak dikiş faktörü

sigakma=240; % malzemenin akma gerilmesi değeri  
Temk=0.4\*sigakma; % kaynadaki emniyet gerilmesi  
Sigemnie=0.6\*sigakma; % eğilmedeki emniyet gerilmesi  
sigmakemniyet=V1\*V2\*V3\*sigakma/S

% sigmakemni=0.6\*sigakma % kısa yoldan hesabı bu form ile  
% verilir.

s=1.5; % muhtemel kulak sacı kalınlığı  
a=[0.7\*s]; % köşe kaynağı açısı ortay genişliği  
del=B; % kaynak alanı iç genişliği  
hk=120+(s); % kaynak alanının dış yan yükseliği  
L1=40;

for i=1:4000

adim=i\*0.1;  
L0=adim;  
display(i);

% kaynağın üstten atıldığı halde atalet momentleri  
I01=(L1\*((a^3)/12))+((a\*L1)\*(((hk/2)+a)^2))  
I1=I01;

aa1=(a\*(((L0)^3)))/12  
aa2=((a\*(L0))\*(((hk+L0)/2)^2))  
I20=aa1+aa2;  
I2=I20 % 4 parça olduğu için  
kk=I1/(I2);  
Wxy=I2/(hk/2);  
Wx=I1/((hk/2)+a);  
% atalet momentleri hesabı burada bitti

F1=F\*L1/(L0+L1);  
F2=F\*L0/(L1+L0);

b1=(F/2)\*(L/4)\*((3\*L/4)^2)/((L)^2);  
b2=(F/2)\*(L/2)\*((L/2)^2)/((L)^2);  
b3=(F/2)\*(3\*L/4)\*((L/4)^2)/((L)^2);  
MM2=b1+b2+b3  
MM=5\*F\*L/32  
sss=F\*L/4  
u1=(F\*(L/3)\*((2\*L/3)^2)/((L)^2));  
u2=((F\*(2\*L/3)\*((L/3)^2))/((L)^2));  
MM1=(1)\*(u1+u2);

```

M2=(MM2)*I2/(2*I1+(4*I2))
M1=(I1/I2)*M2

toust=F1/(2*a*L1) % üst kaynak gerilmeleri
toyan=F2/(4*a*L0) % yan kaynak kayma gerilmeleri (4 parça olduğu için)

sigeust=M1/(Wx)
sigeyan=M2/(Wxy)

sigeg=(sigeust+sigeyan); % Kaynakta oluşan toplam eğilme gerilmesi
tauk=toust+toyan; % Kaynakta oluşan toplam kayma gerilmesi
f10=sqrt((sigeg^2)+(4*(tauk^2)));
f1=0.5*(sigeg+f10);
f2=(sigmakemniyet);

fark=f1-f2
if fark < 0.1
    toplamyankaynakuzunlugu= 2*L0 % sonuç mm cinsinden bulunmaktadır
    break
end

end

kk=toplamyankaynakuzunlugu

if kk > h
    display('HATA : Yan kaynak uzunluğu kesitin yan kenarından uzun çıktı')
    display(' kesit yüksekliğini ya da genişliğini ')
    display('veya kulak sac kalınlığını artırmanız gerekiyor')
    break
end

display('Atmanız gereken yan kaynak uzunluğu milimeetre cinsinden kk değeridir. ')

```

## EK 2 Dışarıdan Input Girişli Kaynak Uzunluğu Programı

```
%*****
display(' Önce kullanılan travers kesitinin emniyetli olup olmadığı kontrol edilecek')
pause(2)
%*****
L=input(' travers uzunluğunu giriniz')
F1=input(' yükü giriniz')
F=F1/4;
S=input(' emniyet faktörünü giriniz')
str=input(' travers sacı kalınlığını giriniz')
H=input(' travers kesitin dış yüksekliğini giriniz')
B=input(' travers kesitin dış genişliğini giriniz')
sigakma=input(' Travers sacı malzemesi akma gerilmesini giriniz')

%L=3300; % travers uzunluğu
%F=33000/4; % traversin taşıdığı yük
%S=1.2; % emniyet faktörü
%str=2.5; % travers sacının kalınlığı kulak sacının kalınlığı farklı
% B= kesit dış genişliği; b= kesit iç genişliği; H= kesit dış yüksekliği;
% h=kesit iç yüksekliği
%B=40; H=120;

h=H-2*str;
b=B-2*str;
We(((B*(H^3))/12)-(b*(h^3)/12))/(H/2)
% 8 noktadan uygulanan tekil kuvvetlerin mesnetlerde olutur moment

b1=(F/2)*(L/4)*((3*L/4)^2)/(L^2);
b2=(F/2)*(L/2)*((L/2)^2)/(L^2);
b3=(F/2)*(3*L/4)*((L/4)^2)/(L^2);
M=b1+b2+b3
ka=sigakma/S

tau=F/(B*H-b*h); % travers kesitindeki kayma gerilmesi kaynaktaki değil dikkat
ediniz

sige=M/(We)
sigmuk=0.5*(sige+sqrt(sige^2+(4*tau^2)))
if sigmuk > ka
    display('UYARI : Kesit bu yükü taşıyor. Kesit alanı artırılmalı Kaynak hesapları ')
    display('emniyetli kesit bulduktan sonra bundan sonra başlayacak')
    display('Bir öneri olarak kesit yüksekliğini artırabilirsiniz')
    break
end
display('Önerdiğiniz kesit emniyetli bulundu')
pause(2)
%*****
```

```
display(' Bu noktadan itibaren üst-alt ve üst yan kaynak hali için yan kaynak uzunluğu  
optimizasyonu başlıyor')
```

```
pause(2)
```

```
%*****
```

```
%V1=input('kaynak dikiş faktörünü giriniz ')
```

```
%F=input(' uygulanan kuvveti giriniz ')
```

```
%L=input(' travers uzunluğunu giriniz')
```

```
V1=1; % statik hal kaynak dikiş faktörü
```

```
V2=0.8 ; % statik hal kaynak dikiş faktörü
```

```
V3=1; % statik hal kaynak dikiş faktörü
```

```
sigakma=240; % malzemenin akma gerilmesi değeri
```

```
Temk=0.4*sigakma; % kaymadaki emniyet gerilmesi
```

```
Sigemnie=0.6*sigakma; % eğilmedeki emniyet gerilmesi
```

```
sigmakemniyet=V1*V2*V3*sigakma/S
```

```
% sigmakemni=0.6*sigakma % kısa yoldan hesabı bu form ile  
% verilir.
```

```
s=2.5; % muhtemel kulak sacı kalınlığı
```

```
a=[0.7*s]; % köşe kaynağı açısı ortay genişliği
```

```
del=B; % kaynak alanı iç genişliği
```

```
hk=120+(s); % kaynak alanının dış yan yükseliği
```

```
L1=40;
```

```
for i=1:4000
```

```
adim=i*0.1;
```

```
L0=adim;
```

```
display(i);
```

```
% kaynağın üstten atıldığı halde atalet momentleri
```

```
I01=(L1*((a^3)/12))+((a*L1)*((hk/2)+a)^2)
```

```
I1=I01;
```

```
aa1=(a*(((L0)^3)))/12
```

```
aa2=((a*(L0))*((hk+L0)/2)^2)
```

```
I20=aa1+aa2;
```

```
I2=I20 % 4 parça olduğu için
```

```
kk=I1/(I2);
```

```
Wxy=I2/(hk/2);
```

```
Wx=I1/((hk/2)+a);
```

```
% atalet momentleri hesabı burada bitti
```

```
F1=F*L1/(L0+L1);
```

```
F2=F*L0/(L1+L0);
```

```

b1=(F/2)*(L/4)*((3*L/4)^2)/((L)^2);
b2=(F/2)*(L/2)*((L/2)^2)/(L^2);
b3=(F/2)*(3*L/4)*((L/4)^2)/(L^2);
MM2=b1+b2+b3
MM=5*F*L/32
sss=F*L/4
u1=(F*(L/3)*((2*L/3)^2)/((L)^2));
u2=((F*(2*L/3)*((L/3)^2)))/(L^2);
MM1=(1)*(u1+u2);

M2=(MM2)*I2/(2*I1+(4*I2))
M1=(I1/I2)*M2

toust=F1/(2*a*L1) % üst kaynak gerilmeleri
toyan=F2/(4*a*L0) % yan kaynak kayma gerilmeleri (4 parça olduğu için)

sigeust=M1/(Wx)
sigeyan=M2/(Wxy)

sigeg=(sigeust+sigeyan); % Kaynakta oluşan toplam eğilme gerilmesi
tauk=toust+toyan; % Kaynakta oluşan toplam kayma gerilmesi
f10=sqrt((sigeg^2)+(4*(tauk^2)));
f1=0.5*(sigeg+f10);
f2=(sigmakemniyet);

fark=f1-f2
if fark < 0.1
    toplamyankaynakuzunlugu= 2*L0 % sonuç mm cinsinden bulunmaktadır
    break
end

end

kk=toplamyankaynakuzunlugu

if kk > h
    display('HATA : Yan kaynak uzunluğu kesitin yan kenarından uzun çıktı')
    display(' kesit yüksekliğini ya da genişliğini ')
    display('veya kulak sac kalınlığını artırmanız gerekiyor')
    break
end

display('Atmanız gereken yan kaynak uzunluğu milimeetre cinsinden kk değeridir. ')
clear
clc

```

### EK 3 Yatay Taşıyıcıya Oturan Düz Tava Raf Yük Taşıma Kapasitesi Hesaplama Programı

%UYARI: a/b yi her zaman tamsayı yapmalısınız. (n tamsayı olduğu için)

% Bu program üçge firmasının tabla hesaplarını yapmaktadır.

```
tt=0;
a=250;
b=5;
n=a/b;
sigak=235
h=25;
L1=12
L2=500;
s=1.43;
L3=1200
t=2.5;
I1=((L2)*(t^3))/(12)
I2=t*(h^3)/(12)
I3=((L1-t)*(t^3))/(12)

F1=L3/4;
F2=((b^2)*n)/(2*(a^2));

for i=1:1:n

    ttop=b*n-(i-1)*b
    tt=tt+ttop

end
%t=t+ttop
p=F1-F2*tt

Ft=2*sigak*(I1+(2*I2)+(2*I3))/(s*p*h)

Fts=Ft/9.81
```

## EK 4 Mandala Oturan Tava Raf Yük Taşıma Kapasitesi Hesaplama Programı

```
% Bu program T50 arşiv tava raflarının taşıma kapasitesini
hesaplamaktadır.
%UYARI: a/b yi her zaman tam ayı yapmalısınız. (n tamsayı olduğu
için)
% Bu program üçge firmasının tablağ hesaplarını yapmaktadır.

tt=0;
a=262;
b=2;
n=a/b;
sigak=235
h=30;
L1=13
L2=525;
L4=9;
s=1.43;
L3=922
t=0.8;
I1=(L2)*(t^3)/(12)
I2=(t*(h^3))/(12)
I3=((L1-t)*(t^3))/(12)
I4=(1/12)*t*(L4^3);
F1=L3/4;
F2=((b^2)*n)/(2*(a^2));

for i=1:1:n

    ttop=b*n-(i-1)*b
    tt=tt+ttop

end
%t=t+ttop
p3=F1-F2*tt

Ft=2*sigak*(I1+(2*I2)+(2*I3+2*I4))/(s*p3*h)

Fts=Ft/9.81
```



## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Emre ÇALIŞ  
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa, 08.07.1988  
Yabancı Dili : İngilizce, İtalyanca

### Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Bursa Osmangazi Malcılar Lisesi(YDA) 2006  
Lisans : Erciyes Üniversitesi Makine Mühendisliği 2010  
Lisans : Anadolu Üniversitesi İşletme 2015  
Yüksek Lisans : Bursa Uludağ Üniversitesi F.B.E. Makine Mühendisliği A.B.D. Mekanik B.D. 2019

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Üçge DRS A.Ş. Bursa 2013-Halen  
Tekno Tasarım A.Ş. Bursa 2011-2012

İletişim (e-posta) : [emre.calis@hotmail.com](mailto:emre.calis@hotmail.com)

Yayınları :

**Pala, Y., Çalış, E., Öçal, A.E., Şenaysoy, S. 2015.** Çelik Depo Raf Sistemlerinde Kullanılan Kulak Bağlantılarında Kaynak Hesabı ve Optimizasyonu. TMMOB İMO VI. Çelik Yapılar Sempozyumu, 09-11 Aralık 2015, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Eskişehir.

**Pala, Y., Çalış, E., Reis, M. 2015.** Analytic Investigation of the Stress Distribution in the Beam End Connector in Storage Rack Systems. ICENS 2015, 15-19 May 2015, Skopje, North Macedonia.

**Pala, Y., Şenaysoy, S., Çalış, E., 2017.** Çelik Depo Raf Sistemlerinde Kullanılan Yatay Taşıyıcıya Oturan Tava Rafların Kapasitelerinin Analitik ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Belirlenmesi. XX. Ulusal Mekanik Kongresi, 05-09 Eylül 2017, Bursa Uludağ Üniversitesi, Bursa.