



**T.C.**  
**NECMETTİN ERBAKAN ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**



**LAZER KESİM MAKİNALARINDA  
KULLANILAN LAZER KAFASI TAŞIYICI  
KÖPRÜ SİSTEMİNİN OPTİMUM TASARIMI**

**Recep YILMAZ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Temmuz-2019**  
**KONYA**  
**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ KABUL VE ONAYI

Recep YILMAZ tarafından hazırlanan ‘‘Lazer Kesim Makinalarında Kullanılan Lazer Kafası Taşıyıcı Köprü Sisteminin Optimum Tasarımı’’ adlı tez çalışması 01/07/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

### Jüri Üyeleri

### İmza

#### Başkan

Dr. Öğr. Üyesi Remzi ŞAHİN

.....

#### Danışman

Prof. Dr. Ahmet SAMANCI

.....

#### Üye

Dr. Öğr. Üyesi Ahmad Partovi MERAN

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Süleyman Savaş DURDURAN  
FBE Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

## **DECLARATION PAGE**

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Recep YILMAZ

Tarih: 01/07/2019

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS TEZİ

#### LAZER KESİM MAKİNELERİNDE KULLANILAN LAZER KAFASI TAŞIYICI KÖPRÜ SİSTEMİNİN OPTİMUM TASARIMI

**Recep YILMAZ**

**Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Danışman: Prof. Dr. Ahmet SAMANCI**

**2019, 82 Sayfa**

**Jüri**

**Prof. Dr. Ahmet SAMANCI**

**Dr. Öğr. Üyesi Remzi ŞAHİN**

**Dr. Öğr. Üyesi Ahmad Partovi MERAN**

Mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılan yöntemler analitik, sayısal ve deneysel olmak üzere üç ana kısımdan oluşmaktadır. Mühendislik uygulamalarında, genel olarak elastisite teorisine dayalı olan analitik çözümlerin zor veya imkânsız olduğu gibi durumlarda, sonlu eleman, sınır eleman, sonlu farklar gibi sayısal çözüm teknikleri sıklıkla kullanılmaktadır. Bu tez çalışmasında ürün tasarım ve optimizasyon işlemlerinin deneysel deneme yanılmalara maruz kalmadan sayısal ortamda gerçekleştirilmesi ile üretim maliyetlerinin çok önemli bir kısmının ve fazladan harcanan zamanın önüne geçilerek tasarım için en uygun parametrelerin belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu kapsamda iki çeşit metal malzeme (St-37 ve Al 6061-T6), üç adet profil boyutu (350x250, 300x200, 250x250 mm) ve üç adet profil et kalınlık değeri (4, 5 ve 6 mm) seçilerek lazer kesim makinası köprü modelinin analitik, sayısal statik ve sayısal dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Serbest cisim diyagramı verilen sistemin analitik hesaplamaları yapılarak elde edilen değerler Solidworks Premium Edition programı ile modellenen CAD (Bilgisayar Destekli Çizim) modelinin sayısal statik analizleriyle karşılaştırılmış ve çalışmaya gerçek çalışma koşullarında olduğu gibi sayısal dinamik analizler ile devam edilmiştir. Sayısal dinamik analizlerde kullanılacak olan hareket parametreleri belirlenirken köprü sisteminin ulaşabileceği maksimum hız ve ivme değerleri sırasıyla 2 m/s ve 2g olarak seçilmiştir. Gerçekleştirilen sayısal dinamik analizlerde sabit ivmeli hareket yerine ivme değeri jerk ile kontrol edilerek hareket sırasında hız köşelerinde meydana gelen maksimum stres ve deformasyon değerleri düşürülmüştür. Sayısal dinamik analiz sonuçlarından yola çıkılarak; malzeme, profil boyutu, et kalınlığı değerleri belirlenmiş ve yeni modele dört adet 6 mm et kalınlığında bayrak eklenerek rijitliğin artırılması amaçlanmıştır. Elde edilen sonuçlar kıyaslanmış ve seçilen köprü modeline, lazer kesim kafası ve ekipmanlarına ait basit bir parça eklenerek sayısal dinamik analiz tekrar edilmiştir. Meydana gelen maksimum stres değerine göre sistemin güvenlik katsayısı hesaplanmıştır. Son olarak servo motorlardan kaynaklanan titreşimler dikkate alınarak sistemin modal analizi gerçekleştirilmiş, ilk beş mod değeri ve şekli gösterilmiştir. Bu tez çalışması sonucunda 104 kg olan 6 mm et kalınlık değerine sahip 350x250 mm St-37 çelik dikdörtgen profili yerine, 4 mm et kalınlık değerine sahip 300x200 mm Al 6061-T6 alüminyum malzemesi kullanılmış ve bayraklarda eklendikten sonra toplamda köprü ağırlığı başlangıç değerinin % 20'sine düşürülmüştür. Bunun sonucunda atalet kuvvetlerinin azalmasından dolayı pozisyonlanma hassasiyetinde de % 70'lik bir iyileştirme sağlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Jerk, Dinamik analiz, Lazer kesim, Sonlu elemanlar, Yapısal optimizasyon

## **ABSTRACT**

### **MS THESIS**

# **OPTIMUM DESIGN OF LASER HEAD CARRIER BRIDGE SYSTEM USED IN LASER CUTTING MACHINERY**

**Recep YILMAZ**

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF  
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY  
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL ENGINEERING**

**Advisor: Prof. Dr. Ahmet SAMANCI**

**2019, 82 Pages**

**Jüri**

**Prof. Dr. Ahmet SAMANCI**

**Dr. Remzi ŞAHİN**

**Dr. Ahmad Partovi MERAN**

The methods used in the solution of engineering problems consist of three main parts: analytical, numerical and experimental. In engineering applications, numerical solution techniques such as finite element, boundary element, finite differences are frequently used in cases where analytical solutions which are generally based on elasticity theory are difficult or impossible. In this thesis, it is aimed to determine the most suitable parameters for the design by avoiding a significant portion of the production costs and the extra time spent by performing product design and optimization operations in numerical environment without experiencing experimental trial and error. In this context, two types of metal materials (St-37 and Al 6061-T6), three profile sizes (350x250, 300x200, 250x250 mm) and three profile wall thickness values (4, 5 and 6 mm) by selecting the laser cutting machine bridge model, analytical, numerical static and numerical dynamic analyzes were performed. The values obtained by making analytical calculations of the system given free body diagram were compared with the numerical static analysis of CAD (Computer Aided Drawing) model modeled with Solidworks Premium Edition program and the study was continued with numerical dynamic analysis as in real working conditions. When determining the motion parameters to be used in numerical dynamic analysis, the maximum velocity and acceleration values that the bridge system can reach are selected as 2 m/s and 2g, respectively. In the numerical dynamic analyzes performed, the acceleration value was controlled by jerk instead of constant acceleration motion and the maximum stress and deformation values that occurred during speed corners were reduced. Based on the results of numerical dynamics analysis, material, profile size and wall thickness values were determined and it was aimed to increase the rigidity by adding four 6 mm wall thickness flags to the new model. The results were compared and numerical dynamic analysis was repeated by adding a simple piece of laser cutting head and equipment to the selected bridge model. The safety coefficient of the system was calculated according to the maximum stress value. Finally, the modal analysis of the system was carried out considering the vibrations caused by servo motors and the first five mode values and shapes were shown. As a result of this thesis, instead of 350x250 mm St-37 steel rectangular profile of 104 kg, having a wall thickness of 6 mm, 300x200 mm Al 6061-T6 aluminum material with 4 mm wall thickness was used and total weight of bridge was 20% of the initial value has been reduced. As a result, a 70% improvement in positioning accuracy due to the reduction of inertia forces.

**Keywords:** Jerk, Dynamic analysis, Laser cutting, Finite elements, Structural optimization

## ÖNSÖZ

Tez çalışması süresince değerli bilgileri ve desteği ile danışmalığı yürüten Prof. Dr. Ahmet SAMANCI' ya en içten teşekkürlerimi sunarım. Bu süreçte manevi destekleri ile beni yalnız bırakmayan ve hep destek olan değerli eşim Pınar'a, oğullarım İbrahim Yusuf ve Ömer Musab' a ayrıca teşekkürlerimi sunarım.

**Recep YILMAZ**  
KONYA-2019



# İÇİNDEKİLER

<b>ÖZET .....</b>	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>v</b>
<b>ÖNSÖZ .....</b>	<b>vi</b>
<b>İÇİNDEKİLER.....</b>	<b>vii</b>
<b>ŞEKİLLER LİSTESİ .....</b>	<b>ix</b>
<b>TABLO LİSTESİ.....</b>	<b>xii</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR.....</b>	<b>xiii</b>
<b>1. GİRİŞ.....</b>	<b>1</b>
1.1. Lazer Teknolojisi .....	2
1.2. Lazer Kesim Makinesi .....	3
1.3. Lazer Kesim Kafası ve Ekipmanlarını Taşıyıcı Köprü Sistemi .....	4
1.4. Motivasyon ve Tezin Amacı .....	6
<b>2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....</b>	<b>7</b>
<b>3. MATERYAL VE YÖNTEM.....</b>	<b>10</b>
3.1. Sistemin Analitik Modeli .....	12
3.2. Kullanılacak Malzemeler .....	15
3.3. Profil Boyutları ve Et Kalınlığı Değerleri .....	16
3.4. Dinamik Hareket Parametreleri.....	17
3.5. Jerk ile Dinamik Hareket Kontrolü .....	20
3.5.1. Jerk.....	21
3.5.2. Jerk Kontrollü Dinamik Hareket Parametreleri .....	22
3.6. Rijitliği Artırıcı Diğer Etkenler .....	28
3.7. Sistemin Güvenlik Katsayısı ve Diğer Kısıtlamalar .....	29
3.8. Sistemin Doğal Frekansı .....	30
3.9. Optimizasyon .....	31
3.10. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Sayısal Dinamik Analiz.....	34
<b>4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....</b>	<b>37</b>
4.1. Analitik ve Sayısal Statik Analiz .....	37
4.1.1. Analitik Hesaplamalar .....	37
4.1.1.1. Atalet Momenti .....	37
4.1.1.2. Diğer Analitik Hesaplamalar.....	38
4.1.2. Sayısal Statik Analiz.....	41
4.1.2.1. Sınır Şartları .....	41

4.1.2.2.	İlk Fikstür Durumu için Analiz Sonuçları.....	45
4.1.2.3.	İkinci Fikstür Durumu için Analiz Sonuçları.....	48
4.1.2.4.	İkinci Fikstür Durumu için Sayısal Statik ve Dinamik Analiz Karşılaştırma .....	50
4.2.	Sayısal Dinamik Analiz için Etüt Özellikleri.....	52
4.2.1.	Malzeme Seçimi .....	53
4.2.2.	Fikstürler ve Yükler .....	54
4.2.3.	Mesh.....	56
4.3.	Ön Sayısal Dinamik Analiz Sonuçları .....	56
4.4.	Sisteme Bayrak Ekleme .....	66
4.4.1.	Bayrak Tasarımı.....	66
4.4.2.	Bayrak Montajı .....	67
4.4.3.	Bayrak Eklenmiş Yeni Model Analiz Parametreleri ve Analiz Sonuçları	67
4.5.	Lazer Kesim Kafası Ve Ekipmanları İle Sayısal Dinamik Analiz.....	72
4.6.	Tasarlanan Köprü Sisteminin Sayısal Modal Analizi .....	75
<b>5.</b>	<b>SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....</b>	<b>78</b>
	<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>80</b>
	<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>82</b>

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Lazer başlığı ile lazer kesim işlemi .....	2
Şekil 1.2. Endüstride üretilmekte olan örnek bir lazer kesim makinesi .....	3
Şekil 1.3. Lazer kesimde kapasitif mesafe kontrolü .....	4
Şekil 1.4. Lazer kesim kafası ve ekipmanlarını taşıyıcı köprü sistemi .....	5
Şekil 3.1. Köprü sisteminin statik bir durumdaki analitik modeli .....	12
Şekil 3.2. Profil Ebatları .....	16
Şekil 3.3. Sayısal dinamik analiz sonucu ile analiz girdi hız değerlerinin kıyaslanması .....	18
Şekil 3.4. Sabit ivmeli hareket ivme – zaman, hız – zaman ve konum - zaman grafikleri .....	19
Şekil 3.5. Jerk gösterimi .....	21
Şekil 3.6. Jerk, ivme, hız ve konum ilişkisi .....	22
Şekil 3.7. Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareket karşılaştırmalı ivme - zaman grafiği .....	23
Şekil 3.8. Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareket karşılaştırmalı ivme - konum grafiği .....	24
Şekil 3.9. Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareket karşılaştırmalı konum - zaman grafiği .....	24
Şekil 3.10. Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareket karşılaştırmalı hız - zaman grafiği .....	25
Şekil 3.11. Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareket karşılaştırmalı hız - konum grafiği .....	25
Şekil 3.12. Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareket karşılaştırmalı stres - konum grafiği .....	26
Şekil 3.13. Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareket stres ve deformasyon değerleri .....	26
Şekil 3.14. 300, 400 ve 500 jerk değerleri ile gerçekleştirilen sayısal dinamik analizlere ait karşılaştırmalı ivme - zaman grafiği .....	27
Şekil 3.15. 300, 400 ve 500 jerk değerleri ile gerçekleştirilen sayısal dinamik analizlere ait karşılaştırmalı stres ve deformasyon grafiği .....	28
Şekil 3.16. Optimizasyon çeşitleri .....	32
Şekil 3.17. Sonlu Elemanlar Yöntemi .....	35
Şekil 4.1. Atalet momenti hesabı için parametre gösterimi .....	38
Şekil 4.2. Analitik hesaplamalar sonrası serbest cisim diyagramı .....	40
Şekil 4.3. Kesme kuvvetleri diyagramı .....	40
Şekil 4.4. Eğilme moment diyagramı .....	41
Şekil 4.5. Yer değiştirme diyagramı .....	41
Şekil 4.6. Sayısal statik analiz için simetri model görüntüsü .....	42
Şekil 4.7. Sayısal statik analiz ilk fikstür durumunun gösterimi .....	42
Şekil 4.8. Sayısal statik analizde simetri eksenini kullanılmadığı takdirde iki taraflı fikstür görüntüsü .....	43
Şekil 4.9. Sayısal statik analiz ikinci fikstür durumunun gösterimi .....	43
Şekil 4.10. Sayısal statik analiz için uygulanan mesh işleminin görüntüsü .....	44
Şekil 4.11. Sayısal statik analiz için yayılı yük gösterimi .....	45
Şekil 4.12. Sayısal statik analiz ilk fikstür durumu için stres dağılımı gösterimi .....	45
Şekil 4.13. Sayısal statik analiz ilk fikstür durumu için modelin orta kısmında meydana gelen stres değeri .....	46

Şekil 4.14. Sayısal statik analiz ilk fikstür durumu için yer değiştirme sonuçları gösterimi .....	47
Şekil 4.15. Sayısal statik analiz ilk fikstür durumu için modelin orta kısmında meydana gelen yer değiştirme değeri.....	47
Şekil 4.16. Sayısal statik analiz ikinci fikstür durumu için stres değerleri sonuçları .....	48
Şekil 4.17. Sayısal statik analiz ikinci fikstür durumu için modelin orta kısmında meydana gelen stres değerleri.....	49
Şekil 4.18. Sayısal statik analiz ikinci fikstür durumu için yer değiştirme değerleri sonuçları.....	49
Şekil 4.19. 200x300 4 mm Al6061-T6 sayısal dinamik analiz maksimum stres grafiği (simetri model, $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=2$ ( $m/s$ )).....	50
Şekil 4.20. 200x300 4 mm Al6061-T6 sayısal dinamik analiz köprü ortası stres grafiği (simetri model, $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=2$ ( $m/s$ )).....	51
Şekil 4.21. 200x300 4 mm Al6061-T6 sayısal dinamik analiz maksimum yer değiştirme grafiği (simetri model, $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=2$ ( $m/s$ )).....	51
Şekil 4.22. Sayısal analiz programı üzerinde Al6061-T6 malzeme seçimi .....	53
Şekil 4.23. Sayısal analiz programı üzerinde St-37 malzeme seçimi .....	53
Şekil 4.24. Sayısal ön dinamik analizler için belirlenen fikstür noktaları .....	54
Şekil 4.25. Sayısal ön dinamik analizler için belirlenen fikstür hareket parametreleri ..	54
Şekil 4.26. Sayısal ön dinamik analizler için analiz sonucu ile analiz girdi hız değerlerinin kıyaslanması .....	55
Şekil 4.27. Sayısal analizler için yer çekimi ivmesi gösterimi .....	56
Şekil 4.28. Sayısal ön dinamik analizlerde kullanılan mesh görüntüsü.....	56
Şekil 4.29. St-37 malzemesi ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=1.47$ ( $m/s$ )).....	57
Şekil 4.30. St-37 malzemesi ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları, farklı profillerin stres ve deformasyon eğilimi grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=1.47$ ( $m/s$ )) .....	57
Şekil 4.31. St-37 malzemesi ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları, farklı et kalınlığı değerlerinin stres ve deformasyon eğilimi grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=1.47$ ( $m/s$ )).....	58
Şekil 4.32. AL6061-T6 malzemesi ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=1.47$ ( $m/s$ )) .....	58
Şekil 4.33. Al 6061-T6 malzemesi ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları, farklı profillerin stres ve deformasyon eğilimi grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=1.47$ ( $m/s$ )).....	59
Şekil 4.34. Al 6061-T6 malzemesi ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları, farklı et kalınlığı değerlerinin stres ve deformasyon eğilimi grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=1.47$ ( $m/s$ )) .....	59
Şekil 4.35. Maksimum 2 m/s hız değeri için sayısal ön dinamik analiz sonuçları grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=2$ ( $m/s$ )).....	60
Şekil 4.36. Her iki malzemeyi de içeren sayısal ön dinamik analiz sonuçları grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=1.47$ ( $m/s$ )).....	60
Şekil 4.37. St-37 ve Al 6061-T6 malzemeleri ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları, farklı profillerin stres ve deformasyon eğilimi grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=1.47$ ( $m/s$ )) .....	61
Şekil 4.38. St-37 ve Al 6061-T6 malzemeleri ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları, farklı et kalınlığı değerlerinin stres ve deformasyon eğilimi grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=1.47$ ( $m/s$ )).....	61

Şekil 4.39. Yapılan sayısal ön dinamik analizlere ait sonuçların kütle değerleri ile birlikte liste gösterimi .....	62
Şekil 4.40. Sayısal ön dinamik analizlerde köprü ortasında meydana gelen deformasyon değerleri .....	62
Şekil 4.41. Sayısal ön dinamik analizlere ait kütle optimizasyonu grafiği.....	63
Şekil 4.42. Sayısal ön dinamik analizlere ait kütle kazanç grafiği .....	63
Şekil 4.43. Sayısal ön dinamik analizlere ait kütle – stres grafiği .....	64
Şekil 4.44. Sayısal ön dinamik analizlere ait kütle – deformasyon grafiği .....	64
Şekil 4.45. 200x300 4 mm Al6061-T6 sayısal ön dinamik analiz maksimum stres grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=1.47$ ( $m/s$ )).....	65
Şekil 4.46. 200x300 4 mm Al6061-T6 sayısal ön dinamik analiz maksimum deformasyon grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=1.47$ ( $m/s$ )).....	65
Şekil 4.47. Bayrak tasarımı.....	66
Şekil 4.48. Dört adet bayrağın köprü içerisine yerleştirilmesi .....	67
Şekil 4.49. Köprü sistemine ait bileşen temaslarının gösterimi.....	68
Şekil 4.50. Bayrak eklemeli yeni modele ait sayısal dinamik analiz sonucu maksimum stres grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=2$ ( $m/s$ )).....	68
Şekil 4.51. Bayrak eklemeli yeni modele ait sayısal dinamik analiz sonucu deforme olmuş şekli gösteren grafik ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=2$ ( $m/s$ )) .....	69
Şekil 4.52. Bayrak eklemeli yeni modele ait sayısal dinamik analiz sonucu maksimum yer değiştirme grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=2$ ( $m/s$ )).....	69
Şekil 4.53. Bayrak eklemeli yeni modele ait sayısal dinamik analiz sonucu bayraklarda meydana gelen stres grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=2$ ( $m/s$ )).....	70
Şekil 4.54. Bayrak eklemeli analize ait sayısal dinamik analiz sonucu tasarım öngörü grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=2$ ( $m/s$ )).....	70
Şekil 4.55. Bayrak eklemeli ve bayraksız sayısal dinamik analizlere ait stres ve deformasyon sonuç karşılaştırma grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=2$ ( $m/s$ )).....	71
Şekil 4.56. Bayrak eklemeli ve bayraksız sayısal dinamik analizlere ait stres – zaman grafiği ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=2$ ( $m/s$ )).....	71
Şekil 4.57. Lazer kesim kafası ve ekipmanlarının basit simetrik modeli .....	72
Şekil 4.58. Lazer kesim kafası ve ekipmanlarının köprü sistemine eklenmesi .....	72
Şekil 4.59. Montajı yapılmış sisteme simetri eksenini ile sınır şartı tanımlaması.....	73
Şekil 4.60. Lazer kesim kafası ve ekipmanlarının basit simetrik modeli ile gerçekleştirilen sayısal dinamik analiz sonucu stres değerleri ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=2$ ( $m/s$ )).....	73
Şekil 4.61. Lazer kesim kafası ve ekipmanlarının basit simetrik modeli ile gerçekleştirilen sayısal dinamik analiz sonucu yer değiştirme değerleri ( $J=300$ , $a=2g$ ( $m/s^2$ ), $v=2$ ( $m/s$ )) .....	74
Şekil 4.62. Köprü sisteminin sayısal modal analizi sonucu bir numaralı mod değeri ve şekli (174.02 Hz).....	75
Şekil 4.63. Köprü sisteminin sayısal modal analizi sonucu iki numaralı mod değeri ve şekli (174.59 Hz).....	76
Şekil 4.64. Köprü sisteminin sayısal modal analizi sonucu üç numaralı mod değeri ve şekli (197.1 Hz).....	76
Şekil 4.65. Köprü sisteminin sayısal modal analizi sonucu dört numaralı mod değeri ve şekli (201.02 Hz).....	77
Şekil 4.66. Köprü sisteminin sayısal modal analizi sonucu beş numaralı mod değeri ve şekli (204.9 Hz).....	77

## TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1. Tez kapsamında izlenecek yol ve yöntemler .....	10
Tablo 3.2. Alüminyum 6061-T6 kimyasal özellikleri .....	15
Tablo 3.3. Alüminyum 6061-T6 fiziksel ve mekanik özellikleri .....	15
Tablo 3.4. St-37 çeliği kimyasal özellikleri .....	16
Tablo 3.5. St-37 çeliği fiziksel ve mekanik özellikleri .....	16
Tablo 3.6. Profil ebatları .....	17
Tablo 3.7. Sabit ivmeli hareket parametre hesapları .....	19
Tablo 3.8. Jerk kontrolü ile elde edilmiş dinamik hareket parametreleri .....	23
Tablo 3.9. Parametre tablosu özeti.....	33
Tablo 4.1. Sayısal statik ve dinamik analiz sonuçları karşılaştırması .....	51
Tablo 4.2. Sayısal ön dinamik analizlere ait etüt özellikleri.....	52
Tablo 4.3. Yeni model maksimum 2 m/s hız değeri için etüt özellikleri.....	67
Tablo 4.4. Lazer kesim kafası ile sayısal dinamik analiz parametre ve sonuçları .....	74
Tablo 4.5. Sayısal modal analiz sonucu elde edilen ilk beş mod değeri.....	75

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

$\sigma$	: Stres (MPa)
$\delta$	: Yer değiştirme (m)
F	: Kuvvet (N)
M	: Moment (N.m)
c	: Nötral eksen den uzaklık (m)
I	: Atalet momenti
E	: Elastisite modülü
v	: Hız (m/s)
a	: İvme (m/s <sup>2</sup> )
t	: Zaman (s)
X	: Konum (m)
J	: Jerk (m/s <sup>3</sup> )
$\omega$	: Açısal Hız (rad/s)
f	: Frekans (Hz)
k	: Yay Katsayısı (N/m)
m	: Kütle (kg)
r	: Yarıçap (m)
T	: Tork (Nm)
P	: Güç (Watt)
S	: Güvenlik katsayısı
$\mu$	: Mikron

### Kısaltmalar

CNC	: Bilgisayarlı sayısal kontrol
FEM	: Sonlu eleman yöntemi
DOF	: Serbestlik derecesi
FEA	: Sonlu eleman analizi
CAD	: Bilgisayar destekli tasarım

## 1. GİRİŞ

Üretim maliyetlerinin önemli bir oranı dolaylı olarak ürün tasarımı ve optimizasyonu işlemlerinin doğruluğu ve güvenilirliğine bağlıdır. Tasarımcının sadece bilgi ve tecrübesine dayalı olarak gerçekleştirilen üretimler ile yapının maksimum ve minimum ulaşabileceği sınırlar bilinmemekle birlikte üretim maliyeti de güvenlik faktörüne bağlı olarak ciddi şekilde arttırılmaktadır. Son yüzyıl ile birlikte bilgisayarların ve sonlu elemanlar yöntemi gibi sayısal optimizasyon tekniklerinin yapısal tasarımda kullanılmaya başlanmasıyla beraber analitik olarak çözümü zor ve bazen imkânsız olan yapıda meydana gelen gerilmeler iyi bir yakınsama ile kolaylıkla tespit edilebilmektedir. Özellikle sayısal olarak kritik stres bölgeleri tespit edilip bu alanda deneysel çalışmalar yürütülmektedir. Bu da iş, zaman ve performans eğrilerini olumlu yönde etkilemektedir. Yapısal optimizasyon günümüzde ürün yaşam döngülerinin ayrılmaz bir parçası haline gelmiş olup, özellikle topoloji optimizasyonu üretim kısıtlamalarının da yöneme dâhil olmasıyla endüstrinin hemen her alanında geniş bir kullanım alanına sahip olmuştur. Böylece tasarımcılar tasarıma optimum yapı ile başlamakta, bu da ürünlerin piyasaya çıkış süresinin azaltılmasına katkıda bulunmaktadır. Günümüzde de ürünlerin üretim maliyetlerinin kalite ve güvenlikten taviz vermeden minimum seviyeye indirilmesi özellikle dış pazarlarda rekabet noktasında çok önemli bir gereksinimdir. Doğrudan kalite ve maliyeti etkileyen ürün ağırlığının gelişmiş bilgisayarlar ile çeşitli sayısal analizleri gerçekleştirilerek minimize edilebilmesi başarılı bir tasarımın kilit noktasıdır. Bu kapsamda endüstride üretimi gerçekleştirilmekte olan lazer kesim makinelerinde kullanılan lazer başlığı ve ekipmanları taşıyıcı köprü sisteminin, sistemi kontrol eden maksimum girdi değerleri ile uyum içinde sorunsuz çalışmasını sağlayacak optimizasyon çalışmaları çeşitli sayısal analizler ile gerçekleştirilecek, farklı geometriler, malzemeler ve ölçüler bilgisayar ortamında uygulanarak deneme yanılma yöntemi ile kaybedilecek zaman ve mali kaybın önüne geçilecektir. [1,2,3,4]

### 1.1. Lazer Teknolojisi

Lazer ışını; karbondioksit lazer tezgâhlarında, karbondioksit gazına elektrik akımı verilerek oluşturulmaktadır. Çok yüksek yoğunluğa sahip ışıklı, tek bir dalga boyunda veya renkli bir sütundur. Tipik bir CO<sub>2</sub> lazerinde, bu dalga boyu ışık spektrumunun kızılötesi kısmındadır, bu yüzden insan gözüyle görünmemektedir. Lazer ışını, yalnızca ışını oluşturan lazer rezonatöründen makinenin ışın yolundan geçerken çapının 3/4'ü kadardır. Sonunda plakaya odaklanmadan önce, çeşitli aynalar veya giriş bükücüler ile farklı yönlerde zıplayabilmektedir. Odaklanmış lazer ışını, plakaya çarpmadan hemen önce bir ağızlığın deliğinden geçmektedir. Ayrıca, bu meme deliğinden akan, oksijen veya azot gibi sıkıştırılmış bir gazdır.

Lazer ışınına odaklanma özel bir lens veya eğri bir ayna ile yapılabilmekte ve bu lazer kesim kafasında gerçekleşmektedir. Lazer ışını tam olarak odaklanmalıdır, böylece odak noktasının şekli ve o noktadaki enerjinin yoğunluğu kusursuz biçimde yuvarlak ve tutarlı olmakta ve nozül içinde ortalanmaktadır. Lazer ışını tek bir noktaya odaklandığında o noktadaki ısı yoğunluğunun aşırı olduğu görülecektir.

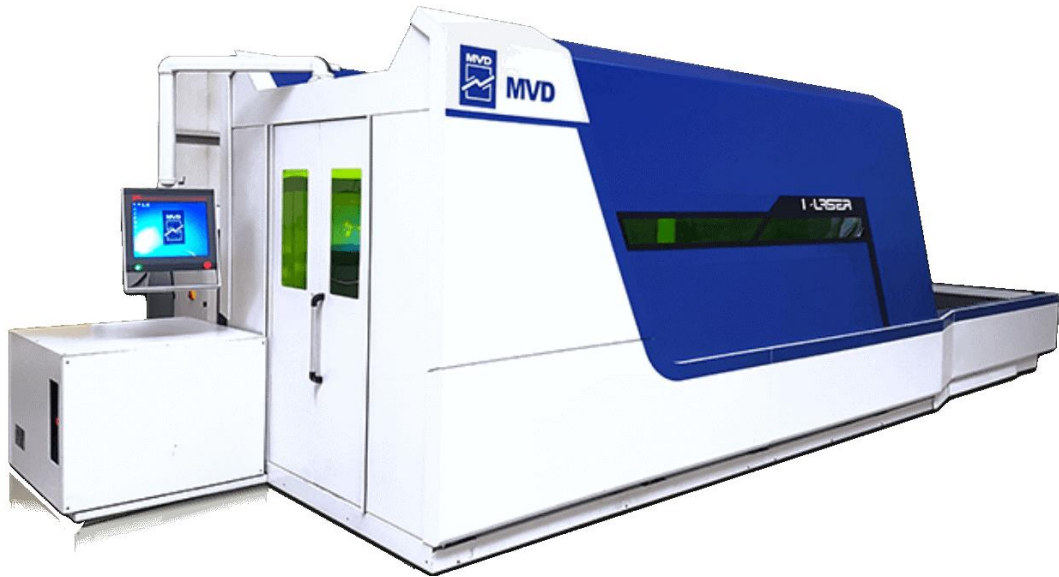


**Şekil 1.1.** Lazer başlığı ile lazer kesim işlemi

Yüksek güç yoğunluğu, malzemenin hızlı bir şekilde ısıtılması, erimesi ve kısmen veya tamamen buharlaşmasına neden olmaktadır. Paslanmaz çelik veya alüminyum kesilirken, lazer ışını basitçe malzemeyi eritmekte ve erimiş metali kerf dışına üfleme için yüksek basınçlı azot gazı kullanılmaktadır. [5]

## 1.2. Lazer Kesim Makinesi

Lazer sa kesim, elde edilen lazer ışını ile çeşitli tezgâhlarda levha halindeki saçların istenilen şekil veya resme göre CNC kontrollü olarak kesilmesi işlemidir. Lazer teknolojisindeki gelişmeler, bu teknolojinin, alternatiflerini geride bırakarak, birçok endüstriyel alana uygulanabilmesine imkân tanımıştır. Lazer teknolojisinin sanayideki en büyük uygulama alanlarından birisi metal ve metal olmayan malzemeleri kesme işlemleridir. Lazerle kesim işleminde mekanik kesme kuvvetleri oluşmadığı için titreşimsiz ve hızlı bir operasyon yapılabilmektedir. Lazer teknolojisi ile yapılan metal kesim işlemleri geleneksel yöntemlere kıyasla birçok açıdan daha başarılı sonuçlar ortaya koymaktadır. Lazer sa kesim teknolojisiyle malzemede deformasyon en aza indirilir, parçada minimum pürüz ve apaksız kesim sağlanır, çok küçük çaplarda delik delinebilir, herhangi bir mekanik gereç malzemeye temas etmediğinden malzemede ezilme veya çarpılma olmaz. Bu yüzden dünyada ve ülkemizde pek çok alanda bu teknoloji uygulanmaktadır. Şekil 1.2’de endüstride üretilmekte olan örnek bir lazer kesim makinesi gösterilmektedir.



Şekil 1.2. Endüstride üretilmekte olan örnek bir lazer kesim makinesi [6]

Bir CNC kontrollü lazer kesicisinde, lazer kesme başlığı, metal plaka üzerinde istenen parça biçiminde hareket ettirilmekte, böylece parça plakadan kesilmektedir. Kapasitif bir yükseklik kontrol sistemi, memenin ucu ile kesilen plaka arasında çok hassas

bir mesafe sağlayarak bu mesafenin sürekli sabit kalmasını sağlamaktadır. Malzeme kalınlığına göre Z eksenini ayarlanarak, meme ucu ve plaka arasındaki mesafe düzenlenmektedir. Bu mesafe önemlidir, çünkü odak noktasının plakanın yüzeyine göre nerede olduğunu belirlemektedir. (Şekil 1.3) Kesim kalitesi, odak noktasının plakanın yüzeyinin hemen üstünden, yüzeyde veya yüzeyin hemen altından kaldırılması veya düşürülmesiyle etkilenebilmektedir.



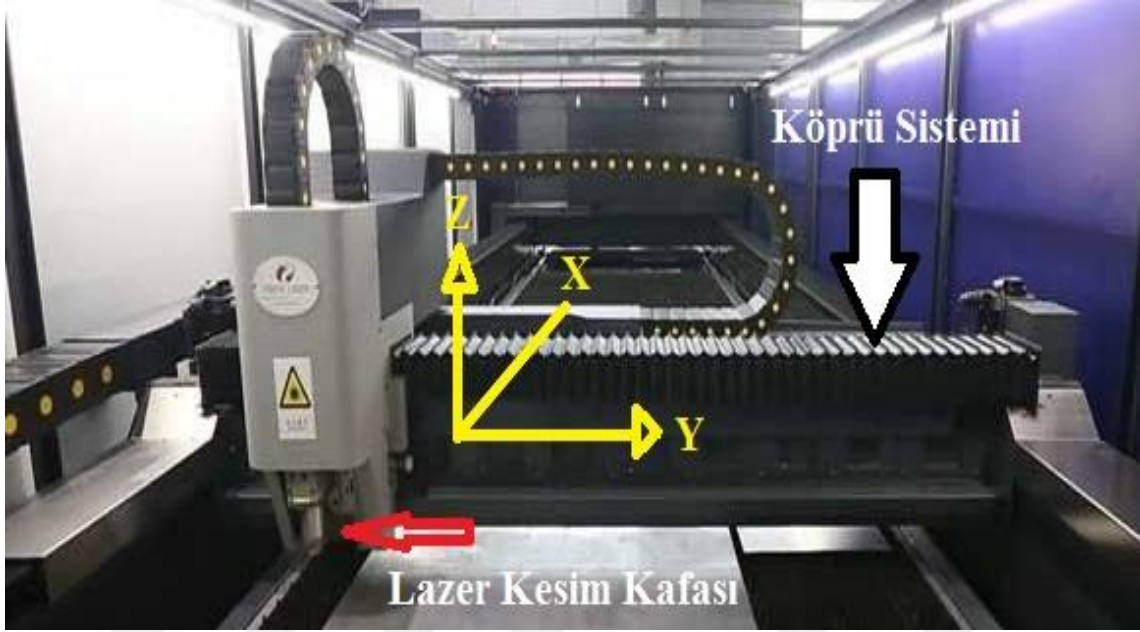
Şekil 1.3. Lazer kesimde kapasitif mesafe kontrolü

Kesim kalitesini etkileyen pek çok başka parametre vardır, ancak hepsi düzgün bir şekilde kontrol edildiğinde, lazerle kesim kararlı, güvenilir ve çok hassas bir kesim işlemidir. [5,7]

### 1.3. Lazer Kesim Kafası ve Ekipmanlarını Taşıyıcı Köprü Sistemi

Lazerle kesim işleminde kesim kalitesinden bahsettiğimiz zaman bir diğer önemli faktör şüphesiz lazer kesim kafasını ve ekipmanlarını taşıyan köprü sisteminin dayanımı ve rijitliğidir. Hızla gelişen makine endüstrisinde ayakta durabilmek ve diğer üreticilerle rekabet edebilmek için sürekli ürün geliştirme çalışmaları yapılmaktadır. Aslında bu, üreticiler tarafından müşteri memnuniyetini en üst seviyeye çıkartma çabasıdır. Lazerle kesim yapan işletmeler genellikle işlem hızına önem vermektedirler. Tabii hızlı kesme işlemi yapılırken kesim kalitesinden de ödün vermemek gerekmektedir. Örneğin bir lazer kesim makinesine ait lazer kesim kafası, kesim işlemi sırasında maksimum  $2g$  ( $19,62 m/s^2$ ) ivme ve  $2 m/s$  hız ile ilerlerken çok kaliteli bir kesim işlemi gerçekleştirebilir. Fakat farklı firmalarca üretilen diğer lazer kesim makineleri aynı kalitedeki bir kesim işlemi maksimum  $3g$  ( $29,43 m/s^2$ ) ivme ve  $3 m/s$  hız ile gerçekleştirdiği takdirde müşteri için tercih sebebi olma ihtimali yükselebilmektedir. Lazer kesim makinesi üretimi sırasında seçilecek servo motorlar ve yapılacak parametre ayarlamaları ile bu ivme ve hız

kolaylıkla erişilebilir fakat kesim kalitesinin bu durumdan ne kadar etkileneceği ve kesim güvenliği (hareket eden parçaların rijitliği), üzerinde çokça düşünülmesi ve araştırılması gereken bazı faktörlerdir. Bu kapsamda kesim işlemi sırasında hareket eden lazer kesim kafası ekipmanlarını taşıyan köprü sisteminin mekanik tasarımı büyük önem arz etmektedir. [8]



Şekil 1.4. Lazer kesim kafası ve ekipmanlarını taşıyıcı köprü sistemi

Şekil 1.4' de bir lazer makinesine ait lazer başlığı, ekipmanları ve bunları taşıyan köprü sistemi gösterilmiştir. Şekilde görülen lazer kesim kafası, köprü sistemi üzerinde y eksenini boyunca sağa ve sola hareket ederken kapasitif kontrol ve kesim parametreleri gereğince z eksenini boyunca da yukarı ve aşağı hareket etmektedir. Köprü sistemi ise x eksenini boyunca ileri ve geri yönde hareket sergilemektedir. Şekilde de görüldüğü gibi çeşitli parametrelerce yönetilen bu hareket esnasında köprü sisteminin dayanımı ve rijitliği büyük önem arz etmekte beraber üretim maliyetleri açısından hafifliği de bir o kadar önemlidir. Bu doğrultuda tez kapsamında yapılacak çalışmada x eksenini boyunca gerçekleşen bu hareketin çeşitli hız, ivme ve jerk değerleri ile sayısal olarak sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak değerlendirilmesi yapılması ve elde edilen sonuçlara göre gerekli optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilerek belirlenen hız, ivme ve jerk limitlerine karşı en az yer değiştirme ile köprü sisteminin rijitliğinin sağlanması amaçlanmıştır.

#### 1.4. Motivasyon ve Tezin Amacı

Ürün tasarımı yaparken gerçekleştirilen optimizasyon işlemlerinin doğruluğu ve güvenilirliği üretim maliyetlerinin önemli bir kısmında azalma eğilimi meydana getirecektir. Bilgisayarlı çözüm yöntemlerinin kullanıldığı sonlu elemanlar yöntemi gibi sayısal optimizasyon tekniklerinin yapısal tasarımda kullanılmasıyla karmaşık yapılarda çeşitli çalışma koşulları altında çeşitli yükleme şekilleri ile oluşan kritik stres bölgeleri kolaylıkla tespit edilebilmektedir. Defalarca deneme yanılma yoluna giderek kaybedilecek zaman (ürünün piyasaya çıkış süresi) ve para yerine iyi bir yakınsama ile sonlu eleman metodu kullanan bilgisayar çözümünde belirlenen kritik bölgeler üzerine deneysel olarak gidilerek ciddi bir üretim tasarrufu sağlanabilmektedir. Günümüz dünyası rekabet koşullarını göz önüne alırsak üretim kaynaklı veya süreçle ilgili meydana gelebilecek bir hata ciddi sonuçlara sebep verebilmektedir. Özellikle ürün kalitesi ile doğrudan bağlantısı olan ürün ile ilgili çeşitli bilgisayarlı ve deneysel analiz sonuçlarının müşteri firmalar tarafından talep edilmesi ve bu taleplerin giderek artması sonucu bu alanda hizmet veren işletmeler tarafından araştırma ve geliştirme departmanları kurularak istenilen ürün kalite düzeyine ulaşılması amaçlanmaktadır. Tez kapsamında ele alınan konu lazer kesim makinesinin maksimum girdiler ile çalışma koşulları altında köprü sisteminin dinamik hareketinin optimize edilebilmesidir. Bu da doğrudan köprü sisteminin ağırlığı yani ürün ağırlığı ile ilgilidir. Gerçekleştirilecek olan bu tez çalışmasında çeşitli parametreler kullanılarak bilgisayar ortamında modellenen köprü sistemi üzerinde maksimum gerilme ve deformasyon sonuçları incelenecek ve elde edilen sonuçlardan yola çıkılarak belirli limit değerlerini aşmadan bir takım parça ekleme, kütle boşaltma gibi çalışmalar yapılacaktır. Sistemin çalışması sırasında servo motorlardan kaynaklanan maksimum frekans değeri ele alınarak yapısal optimizasyon sonucu elde edilen yeni köprü modeli ile doğal frekans analizi gerçekleştirilerek yeni tasarımın makine içerisinde sorunsuz çalışması amaçlanmıştır. Bu tez çalışması sonucu elde edilen çıktı ile gerçekleştirilecek deneysel çalışmaların ardından sistemin lazer kesim makinelerinde rahatlıkla kullanılabilmesi ve dış pazarlarda rekabette bir nebze katma değere sebep vermesi bizim için başlıca motivasyon kaynağıdır.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Zhang ve ark. (2008), yaptıkları çalışmada yatay işleme merkezi TH65100' e ait PRO/E programında hazırlanmış olan üç boyutlu modelin kayar hareket eden mekanizmasının ANSYS programında sayısal statik analizlerini gerçekleştirmiş ve elde edilen sonuçlardan yola çıkarak yine sayısal analiz yöntemi ile topolojik optimizasyonunu sağlamışlardır. Bu yöntemle mevcut ürünün statik yoğunluk ve direngenliğini değiştirmeden sistemi 35,69 kg. daha hafifletmeyi başarmışlardır. [9]

Xia ve ark. (2011), bu çalışmada yüksek hızlı dik işleme merkezine ait kayar sistemin Solidworks programında hazırladıkları üç boyutlu katı modelini ANSYS Workbench yazılımına transfer ederek sistemi direngenlik davranışı açısından izlemek üzere statik analize tabi tutmuşlardır. Yine elde edilen veriler doğrultusunda sistem geometrisinde çeşitli optimizasyonlar gerçekleştirerek orijinal tasarıma göre %10 ağırlık kazanımı elde etmişlerdir. Çalışma sonucunda orijinal tasarıma ait statik direngenlikte ise herhangi bir değişiklik meydana gelmemiştir. [10]

Gao ve ark. (2011), gerçekleştirdikleri bu çalışmada, DVG850 yüksek hızlı dik işleme merkezine ait kayar sistemin üç boyutlu modellemesini Solidworks programında yapmışlardır. ANSYS Workbench programında statik analiz modülünü kullanarak mevcut üç boyutlu tasarıma ait statik direngenlik kontrol edilmiştir. Son olarak sistem topolojik optimizasyona tabi tutulmuş ve statik direngenlik orijinal tasarım ile aynı kalmak koşulu ile 23.2 kg. ağırlıktan kazanç elde etmişlerdir. [11]

Xu ve ark. (2011), 'Yüksek Hızlı Dikey İşlem Merkezinin Statik ve Dinamik Karakteristik Analizi ve Yapısının İyileştirilmesi' isimli çalışmalarında, yüksek hızlı dikey işleme merkezi tezgâhının statik analizini ANSYS programı vasıtasıyla incelenmişlerdir. Deformasyon şekillerinin analizi ile zayıf statik rijitlik yerleri belirlenmiştir. Sistem modal analize tabi tutularak rezonans frekansları belirlenmiştir. Titreşim modlarının analizi ile göreceli olarak zayıf kısımları işaretlenmiştir. Takım tezgâhlarının yapısı analiz sonuçlarına göre geliştirilmiştir. Geliştirilmiş yapının statik ve dinamik özelliklerinin orijinal tasarımdakinden daha iyi olduğu vurgulanmıştır. Optimize edilmiş bu tasarımın yeniden üretim için bir temel oluşturacağı belirtilmiştir. [12]

Swami ve Kumar, (2012), ‘CNC Dik İşleme Makinesi Yatağı Tasarım ve Yapısal Analizi’ isimli bu çalışmada statik ve dinamik yükler altında cnc dik işleme merkezi yatağının analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu kapsamda ilk olarak yapıya ait üç boyutlu model CATIA programında tasarlanarak HYPERMESH programı ile mesh işlemine tabi tutulmuştur. Son olarak ANSYS programında statik ve modal analizleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlara göre yapının statik direngenliğini bozmadan yapıda 16.2 kg kadar ağırlık kazancı elde etmişlerdir. [13]

Parmar ve ark. (2014) , hazırlamış oldukları makalede hidrolik bir prese ait kütle optimizasyonunu işlemlerini açıklamışlardır. Creo yazılımıyla CAD tasarımı yapılan mevcut presin, Ansys Workbench yazılımıyla sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Optimizasyondan önce presin alt gövdesinin maksimum Von-mises gerilimi 104 Mpa. , maksimum yer değiştirmesi 0,055 mm, ağırlığı 2263 kg. iken yapılan farklı parametrik optimizasyonlar sonucunda Von-mises gerilimi 144 Mpa. , maksimum yer değiştirme 0.22 mm, ağırlığı 1303 kg. olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak yaklaşık % 42 oranında bir kütle optimizasyonu sağlanmıştır. [14]

Malipatil ve ark. (2014), yaptıkları çalışmada H – frame hidrolik prese ait üç boyutlu katı modeli ANSYS programını kullanarak optimize etmiş ve yapıya ait ağırlıkta %57,55’lik bir kazanç elde etmişlerdir. Söz konusu modelde  $7801 \text{ kg/m}^3$  yoğunluklu  $2 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$  elastisite modülüne sahip %0,4 oranında karbon içeren düşük karbonlu (yumuşak) çelik kullanılmıştır. Optimizasyon öncesi 143,35 kg olan yapı ağırlığı optimizasyon sonrasında 60,84 kg olarak değişmiştir. Aynı yükleme şartlarında 51,197 MPa olan yapı maksimum gerilme değeri yapılan optimizasyon çalışmasından sonra 88,505 MPa olarak değişmiştir. Aynı şekilde 0,03704 mm olan maksimum yer değiştirme miktarı optimizasyon sonrasında 0,066983 mm. olarak değişmiştir. Akma mukavemeti 250 Mpa olan malzeme için optimizasyon öncesi 4,88 olan güvenlik faktörü 2,82’ye gerilemiş fakat bu durum yapıda bir risk teşkil etmemiştir. [15]

Golechha ve Kulkarni (2017), 10 ton pnömatik presin tasarım, analiz ve optimizasyonu isimli çalışmalarında  $7850 \text{ kg/m}^3$  yoğunluklu  $2 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$  elastisite modülüne sahip S275 çelik malzeme kullanarak on tonluk pnömatik bir prese ait tasarım ve optimizasyon işlemi gerçekleştirmişlerdir. Öncelikle 550 kg. olan mevcut yapı üzerinde sonlu elemanlar yöntemi ile sayısal yapısal analiz gerçekleştirilmiş ve 6,7 MPa

maksimum stres, 0,0213 m. maksimum deformasyon miktarı elde edilmiştir. Yapı üzerinde gerçekleştirilen optimizasyon çalışmaları sonrasında 66,95 MPa maksimum stres ve 0,0042 m. maksimum deformasyon miktarı elde edilerek yapı 63 kg. değerine hafifletilmiştir. Sonuç olarak performansta bir değişiklik olmaksızın yapılan çalışma ile 487 kg.'lık bir kütle kazancı elde edilmiştir. [16]



### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu tez kapsamında gerçekleştirilecek olan optimizasyon çalışması için gerekli olan ve lazer kesim makinası köprü sistemini etkileyen önemli parametrelerden bazıları aşağıda verilmiştir.

- Kullanılan malzeme (St-37 ve Al 6061-T6)
- Profil boyutları (350x250, 300x200, 250x250 mm)
- Profil et kalınlığı (4,5 ve 6 mm)
- Dinamik hareket parametreleri (hız (1.47 m/s, 2 m/s), ivme (2g), konum (205,8 mm ve 329,175 mm))
- Jerk ile dinamik hareket kontrolü (J=300, J=400 ve J=500)
- Rijitliği artıracak diğer etkenler (4 adet 6 mm kalınlıkta bayrak ekleme)
- Sistemin güvenlik katsayısı ve diğer kısıtlamalar
- Sistemin doğal frekansı

Tez çalışmasında optimizasyon işleminin başarılı olabilmesi için izlenecek yol ve yöntem şu şekilde olacaktır. (Tablo 3.1)

**Tablo 3.1.** Tez kapsamında izlenecek yol ve yöntemler

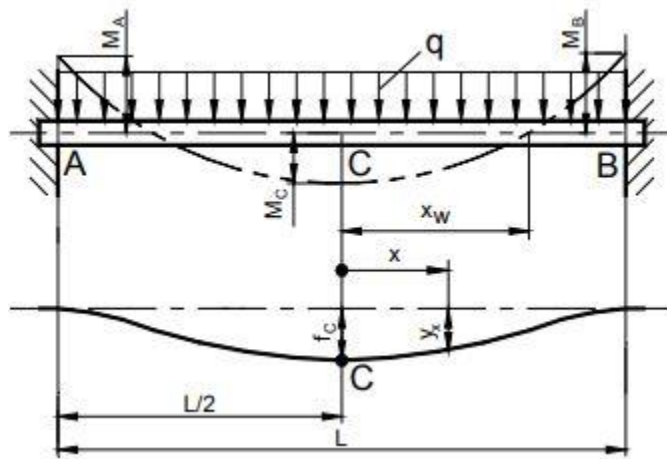
1	Sistemin analitik modelinin oluşturulması ve denklemlerin verilmesi
2	Sabit ivmeli hareket için dinamik hareket parametrelerinin belirlenmesi ve elde edilen değerler ile sayısal dinamik analizin gerçekleştirilmesi
3	Sabit ivmeli hareket ile gerçekleştirilen sayısal dinamik analiz sonuçlarından elde edilen hız – zaman grafiği değerleri ile hesaplanan hız – zaman grafiği değerlerinin sayısal analizin doğruluğu açısından kıyaslanması
4	Sabit ivmeli hareket yerine 300 jerk değeri ile kontrol edilen dinamik hareket için parametrelerin belirlenmesi
5	Sabit ivmeli hareket grafikleri ile 300 jerk ile kontrol edilen hareket grafiklerinin karşılaştırılması

6	Sabit ivmeli hareket ile gerçekleştirilen sayısal dinamik analizle aynı geometri ve sınır şartlarına sahip modelin 300 jerk ile kontrol edilen dinamik hareket parametreleri ile sayısal dinamik analizinin yapılması ve her iki analiz sonucunun karşılaştırılması
7	Aynı geometri ve sınır şartlarında farklı jerk değerleri (J=300, J=400 ve J=500) kullanılarak sayısal dinamik analizlerin gerçekleştirilmesi ve sonuçların kıyaslanması
8	Analitik hesaplamaların yapılması
9	Analitik hesaplamalardan elde edilen değerler kullanarak sisteme ait serbest cisim diyagramı, kesme kuvvetleri diyagramı, eğilme moment diyagramı ve yer değiştirme diyagramının verilmesi
10	Analitik modellerle aynı geometri ve sınır şartlarına sahip sayısal modelin bilgisayar ortamında sayısal statik analizinin gerçekleştirilmesi ve sonuçların karşılaştırılması
11	Gerçek çalışma koşullarında sistemin tahrik edildiği noktalardan fikstürlenmiş modelin yine aynı geometri ile sayısal dinamik analizinin gerçekleştirilmesi ve elde edilen stres ve deformasyon sonuçlarının analitik modellerle aynı şekilde fikstürlenmiş sayısal statik analiz sonuçlarıyla kıyaslanması
12	Farklı malzeme ve profil boyutları ile ön sayısal dinamik analizlerin gerçekleştirilmesi
13	300 jerk ile kontrol edilen hareket ile gerçekleştirilen sayısal dinamik analiz sonuçlarından elde edilen hız – zaman grafiği değerleri ile hesaplanan hız – zaman grafiği değerlerinin sayısal analiz doğruluğu açısından kıyaslanması
14	Elde edilen sonuçların grafiksel olarak kıyaslanması ve değerlendirilme sonucunda diğer sayısal dinamik analizlerde kullanılacak olan malzeme ve profil boyutlarının seçilmesi
15	Seçilen geometri ve malzeme ile uyumlu sistemin rijitliğinin artırılması için bayrak tasarımı ve model üzerine montajı

16	Dört adet bayrak eklenmiş yeni modelin sayısal dinamik analizinin gerçekleştirilmesi ve elde edilen sonuçların bayrak ekleden önceki sayısal dinamik analiz sonuçları ile karşılaştırılması
17	Dört adet bayrak eklenen yeni modele yine lazer kesim makinalarında kullanılan lazer kesim kafası ve ekipmanlarına ait basit bir parçanın eklenmesi ve aynı sınır şartlarında sayısal dinamik analizinin gerçekleştirilmesi
18	Sistemin güvenlik katsayısının belirlenmesi
19	Tasarlanan köprü sisteminin sayısal modal analizinin gerçekleştirilmesi ve ilk beş mod değeri ve şeklinin verilmesi
20	Sonuçların değerlendirilmesi

### 3.1. Sistemin Analitik Modeli

Analiz parametreleri bölümüne geçmeden önce sistem davranışını gösteren mesnetleri ve yükleri içeren serbest cisim diyagramı Şekil 3.1’de verilmiştir. Sistemin analitik olarak modellenmesindeki amaç sayısal dinamik analiz şartları içinde en yüksek yükleme durumunun anlık sayısal statik analizi ile analitik hesapların karşılaştırılması ve aralarındaki hata oranını hesaplayabilmektir.



Şekil 3.1. Köprü sisteminin statik bir durumdaki analitik modeli [17]

Şekil 3.1’de A ve B noktalarından ankastre olarak mesnetlenmiş olan sistem yayılı bir yük altında görünmektedir. Bu yayılı yük altında hareket halindeki sistemi durdurmak için anlık olarak sistemin tüm noktalarına etki eden kuvvet değeridir. Bu kuvvet değeri

köprü sisteminin ağırlığı ve hareketin maksimum ivme değerinin çarpımıdır. Serbest cisim diyagramı Şekil 3.1'de verilen kirişe benzeyen köprü sistemine etki eden maksimum momentler A ve B noktalarında ankastre kısımlarda meydana gelirken köprü sisteminin tam orta noktası olan C noktasında ise ankastre köşelere göre moment yarıya düşecek fakat maksimum yer değiştirme bu noktada (C noktası) olacaktır. A ve B noktalarındaki kuvvet değerleri ise sisteme etki eden toplam yayılı yükün ikiye bölünmesi ile bulunacaktır. Bu değerler iki tarafı sabit tam yayılı yük etkisindeki kiriş için aşağıda verilen denklemler kullanılarak hesaplanacaktır (Denklem (1)- Denklem (5)). [17]

$$Yayılı\ Yük\ Kuvveti\ (F_q) = q \times L \quad (1)$$

$$F_A = F_B = \frac{F_q}{2} = \frac{q \times L}{2} \quad (2)$$

$$M_A = M_B = \frac{q \times L^2}{12} \quad (3)$$

$$M_C = \frac{M_A}{2} = \frac{q \times L^2}{24} \quad (4)$$

$$\delta_C = \frac{q \times L^4}{384 \times E \times I} \quad (5)$$

Yukarıdaki denklemlerde  $F_A$  ve  $F_B$  ankastre kısımlardaki kuvvet değerlerini  $M_A$  ve  $M_B$  ise moment değerlerini ifade etmektedir.  $M_C$  ve  $\delta_C$  sırasıyla C noktasındaki moment ve yer değiştirme değerlerini göstermektedir.  $L$  ifadesi köprü uzunluğunu,  $q$  ifadesi metre başına yük değerini,  $E$  ifadesi elastisite modülünü ve  $I$  ifadesi de sistemin belli bir noktadaki kesitinden elde edilen atalet momentini göstermektedir.  $I$  değeri tez kapsamında kullanılan kiriş için aşağıda denklem (6)'da verilen formül kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$I = \frac{b \times h^3}{12} \quad (6)$$

Kirişin herhangi bir kesitinde meydana gelen stres değeri ise aşağıda verilen denklem (7)'deki formül kullanılarak hesaplanır.

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} \quad (7)$$

Denklem (7)'de  $M$  ifadesi stres değerinin hesaplanması istenilen noktanın eğilme momenti olup  $c$  ifadesi ise nötral eksen den dış yüzeye olan uzaklıktır.  $I$  değeri ise denklem (6)'da hesaplanarak formüldeki yerine yazılabilir.

Sayısal yöntemler analitik çözümlerden farklı olarak belli bir hata payı içermektedirler. Sayısal analiz programları problem çözümlerinde bazı belirli kabuller yapmaktadır. Ayrıca bilgisayarlar elektrik akımı yardımıyla işlem yapan makineler olduğundan dolayı elektriksel kaynaklı veya bilgisayarların elektronik aksanlarından kaynaklanan hatalar oluşabilmektedir. Bu yüzden sonuçlar deneysel veya analitik yöntemler ile kontrol edilmelidir. Sonlu eleman yöntemi gibi sayısal yöntemler ile çözülen problemlerin kesin veya analitik çözümleri var ise sayısal çözümde oluşan hata miktarını bulmak çok zor olmamaktadır. Fakat karşılaşılan birçok mühendislik probleminin analitik çözümleri ve kesin sonuçları bilinmemektedir. Sayısal yöntemler ile gerçekleştirilen çözümlerinde analitik çözümlere göre bir miktar hata oluşacaktır. Fakat bu hatanın kabul edilebilir sınırlarda olup olmadığı ölçülebilmektedir. Hata miktarını belirleme de değişik yöntemler kullanılmaktadır. Tez kapsamında yapılacak olan sayısal ve analitik hesaplamaların karşılaştırmalarında, gerçek değere ne kadar yaklaşıldığının oransal bir gösterimi olan bağıl hata yöntemi kullanılacaktır. (8) numaralı denklemde bağıl hata formülü verilmiştir. [18]

$$\text{Bağıl Hata} = \frac{\text{Gerçek Değer} - \text{Yaklaşık Değer}}{\text{Gerçek Değer}} \quad (8)$$

Bağıl hata değeri yüz ile çarpılarak % bağıl hata değeri elde edilebilir. (9) numaralı denklemde % bağıl hata formülü verilmiştir.

$$\% \text{ Bağıl Hata} = \text{Bağıl Hata} \times 100$$

(9)

Sisteme ait analitik hesaplamalar, sayısal statik analiz özellikleri ve her iki hesaplama yönteminden elde edilen veriler “Araştırma Sonuçları ve Tartışma” başlığı altında iyi bir karşılaştırma için verilecektir.

### 3.2. Kullanılacak Malzemeler

Gerçekleştirilecek olan sayısal dinamik analizlerde iki farklı malzeme türü kullanılacaktır. Bunlar St-37 çeliği ve Al 6061-T6 alüminyum malzemeleridir. Bu malzemelere ait kimyasal, fiziksel ve mekanik özellikler aşağıdaki tablolarda verilmiştir. (Tablo 3.2, Tablo 3.3, Tablo 3.4 ve Tablo 3.5)

**Tablo 3.2.** Alüminyum 6061-T6 kimyasal özellikleri [19, 20]

Alüminyum	% 95.8 - 98.6
Krom, Cr	% 0.04 - 0.35
Bakır, Cu	% 0.15 - 0.40
Demir, Fe	% ≤ 0.70
Magnezyum, Mg	% 0.80 - 1.2
Manganez, Mn	% ≤ 0.15
Silikon, Si	% 0.40 - 0.80
Titanyum, Ti	% ≤ 0.15
Çinko, Zn	% ≤ 0.25

**Tablo 3.3.** Alüminyum 6061-T6 fiziksel ve mekanik özellikleri [19, 20]

Elastisite Modülü	6.9e4	N/mm <sup>2</sup>
Poisson Oranı	0.33	
Gerilme Mukavemeti	310	N/mm <sup>2</sup>
Akma Mukavemeti	275	N/mm <sup>2</sup>
Termal Genişleme Katsayısı	2.4e-5	/K
Kütle Yoğunluğu	2700	kg/m <sup>3</sup>

**Tablo 3.4.** St-37 çeliği kimyasal özellikleri [21]

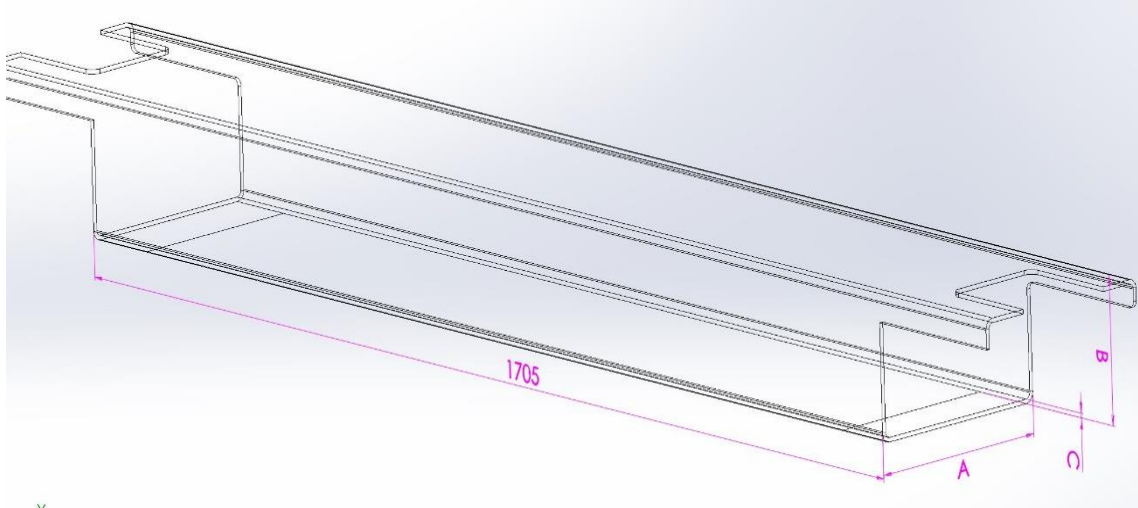
Karbon, C	% ≤ 0.170
Demir, Fe	% ≥ 98.3
Manganez, Mn	% ≤ 1.40
Azot, N	% ≤ 0.00900
Fosfor, P	% ≤ 0.0450
Kükürt, S	% ≤ 0.0450

**Tablo 3.5.** St-37 çeliği fiziksel ve mekanik özellikleri [21]

Elastisiyet Modülü	2.1e5	N/mm <sup>2</sup>
Poisson Oranı	0.28	
Gerilme Mukavemeti	360	N/mm <sup>2</sup>
Akma Mukavemeti	235	N/mm <sup>2</sup>
Termal Genişleme Katsayısı	1.1e-5	/K
Kütle Yoğunluğu	7800	kg/m <sup>3</sup>

### 3.3. Profil Boyutları ve Et Kalınlığı Değerleri

Lazer kesim makinasında kullanılan lazer başlığı taşıyıcı köprü sisteminin hassasiyetini ve maliyetini doğrudan etkileyen bir diğer önemli faktör de kullanılan köprü profilinin ebatlarıdır. Bu kapsamda gerçekleştirilecek dinamik analizler için üç farklı profil kullanılacaktır. Şekil 3.2’de profil ebat parametreleri gösterilmiştir.

**Şekil 3.2.** Profil Ebatları

Şekil 3.2’de A ve B parametreleri sırasıyla en ve boy iken C parametresi de profile ait et kalınlığı değeridir. Aşağıda Tablo 3.6’da gerçekleştirilecek olan dinamik analizlerde kullanılacak olan profil ebatları verilmiştir.

**Tablo 3.6.** Profil ebatları

A (mm)	B (mm)	C (mm)
350	250	4, 5, 6
300	200	4, 5, 6
250	250	4, 5, 6

Tablo 3.6’da A ve B parametreleri için 4, 5 ve 6 mm et kalınlıkları ayrı ayrı analize tabi tutulacaktır. Örneğin 350x250 mm (en x boy) bir dikdörtgen profil için 4 mm, 5 mm ve 6 mm et kalınlıklarında tek bir malzeme için ve aynı dinamik hareket parametreleri dahilinde üç ayrı dinamik analiz gerçekleştirilecektir. Bir sonraki alt başlıkta verilecek olan dinamik hareket parametreleri değıştikçe analiz sayısı da artış gösterecektir.

### 3.4. Dinamik Hareket Parametreleri

Gerçekleştirilecek olan analizlerde kullanılacak olan dinamik parametreler sistemin ivmesi, hızı ve konumudur. Bu çalışmada sistem maksimum 2g ivme değerine ve maksimum 2 m/s hız değerine ulaşacaktır. Solidworks Simulation Premium programı dinamik analiz bölümü bu parametrelerden yola çıkılarak hesaplanan her bir zaman adımına karşılık gelen konum değerlerinin girdi değeri olarak verilmesi prensibi ile çalışmaktadır. Yani elimizdeki her bir zaman dilimine karşılık gelen ivme değerinden yola çıkarak hesaplayacağımız öncelikle hız ve daha sonra hız ve ivme değeri kullanılarak konum denkleminde elde edilecek alınacak yol bilgisi, analize zamana karşı konum olarak her bir adımda verilecektir. Yapılacak parametre çalışmasının doğruluğu ise dinamik analiz tamamlandıktan sonra elde edilecek konum zaman, hız zaman ve ivme zaman grafikleri ve değerlerinin giriş parametreleri ile karşılaştırılıp örtüşüp örtüşmeyeceğine bağlıdır. Özellikle hız zaman ve ivme zaman grafik değerleri giriş parametreleri ile örtüştüğü takdirde dinamik hareket parametrelerinin doğruluğundan söz edilebilir. Çünkü yapılacak olan dinamik analize girdi olarak sadece zaman ve konum bilgileri girişı yapılmaktadır. Analiz sonucunda program tarafından verilecek olan hız zaman ve ivme zaman değerleri ise bizim elle girdiğimiz konum zaman değerlerine göre yine program tarafından hesaplanıp elde edilmektedir. Dolayısıyla biz konum zaman değerleri belirlerken kullandığımız hız zaman ve ivme zaman değerlerini program çıktısı olarak elde ettiğimiz takdirde yapılacak analiz için kullanılan dinamik hareket parametreleri de doğru olarak belirlenmiş olacaktır.



**Şekil 3.3.** Sayısal dinamik analiz sonucu ile analiz girdi hız değerlerinin kıyaslanması

Şekil 3.3'de sabit ivme değerleri kullanılarak elde edilmiş konum değerleri ve karşılık gelen sürelerinin sayısal analiz programına girdi olarak tanımlanmasıyla gerçekleşen analiz sonrası sistemin hız zaman değerlerinin analiz girdisi olarak kullanılan hız zaman değerleri ile kıyaslaması verilmiştir. Her bir noktanın birebir çakıştığı açıkça görülmektedir. Dinamik analiz için kullanılacak hareket parametreleri hız zaman ve yol denklemlerinin her bir zaman adımında hesaplanıp bir önceki noktaya eklenmesi ile elde edilmektedir. Parametreler hesaplanırken kullanılan hız ve yol denklemleri aşağıda verilmiştir.

$$v (m/s) = v_0 + (a \times \Delta t) \quad (10)$$

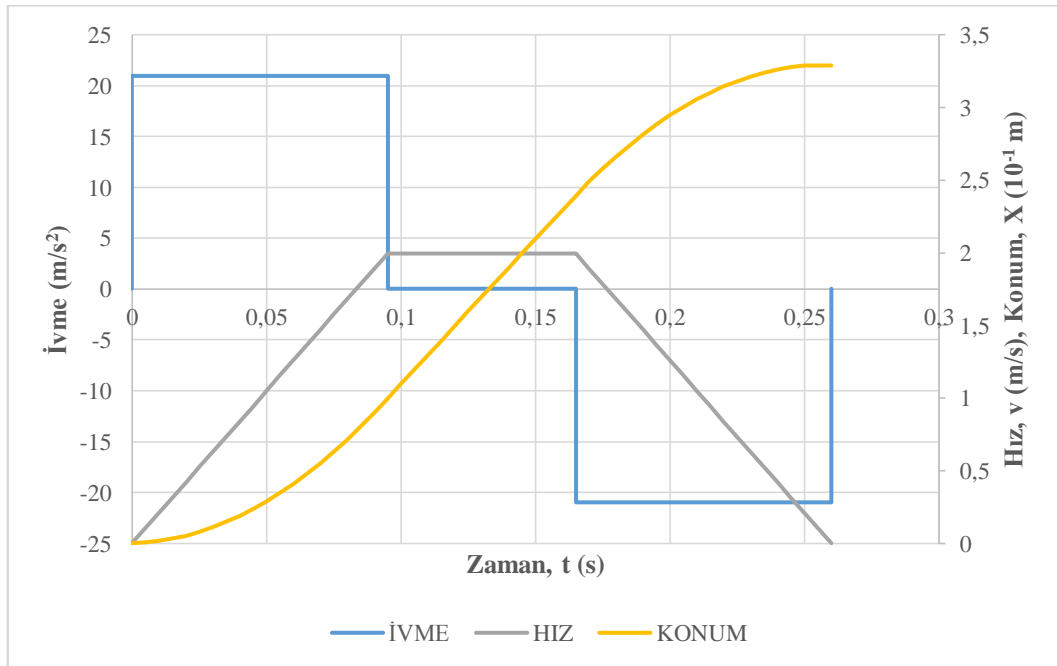
$$X (m) = X_0 + (v_0 \times \Delta t) + \frac{(a \times \Delta t^2)}{2} \quad (11)$$

(10) numaralı denklemde daha önce belirlenmiş olan ivme ve zaman değişimi kullanılarak belirlenen zaman adımındaki hız değişimi elde edilmektedir. (11) numaralı denklemde ise (10) numaralı denklemde bulunan bir önceki zaman adımına ait hız değeri kullanılarak toplam alınan yol değeri elde edilmektedir. Sabit ivmeli harekete ait parametre hesaplarının bir bölümü Tablo 3.7'de verilmiştir.

**Tablo 3.7.** Sabit ivmeli hareket parametre hesapları

$t$ (ms)	$X$ (mm)	$a$ (m/s <sup>2</sup> )	$g$ (m/s <sup>2</sup> )	$v$ (10 <sup>-3</sup> m/s)
5	0.525	21	2.1	105
10	1.575	21	2.1	210
15	3.150	21	2.1	315
20	5.250	21	2.1	420
25	7.875	21	2.1	525
30	11.025	21	2.1	630
35	14.700	21	2.1	735
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
250	328.650	-21	-2.1	210
255	329.175	-21	-2.1	105
260	329.175	-21	-2.1	0

Burada kullanılan zaman adımı miktarı  $5\text{ ms}$ 'dir. Her bir zaman adımı ve karşılık gelen ivme değeri elle giriş yapılmakta ve öncelikle hız ve ardından hesaplanan hız değeri de kullanılarak konum değeri elde edilmektedir. Her bir noktadaki konum kendisinden bir önceki adımda hesaplanan konum değeri ile toplanmak suretiyle istenilen noktadaki toplam konum değerine ulaşılmaktadır. Tablodaki ivme değerlerinin sabit olduğu göz önüne alınırsa bu şekilde gerçekleştirilen bir hesaplamaaya ait konum zaman, hız zaman ve ivme zaman grafikleri Şekil 3.4'de gösterilmiştir.

**Şekil 3.4.** Sabit ivmeli hareket ivme – zaman, hız – zaman ve konum - zaman grafikleri

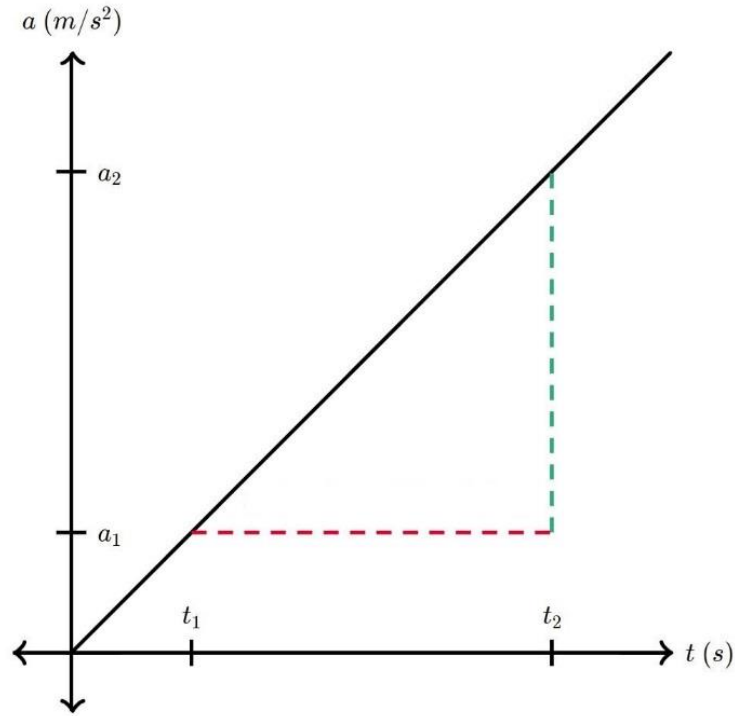
Şekil 3.4’de ivme değerinin 0.095 saniye boyunca  $21 \text{ m/s}^2$  olduğu ardından sıfır değerine indiği ve 0.165 saniye değerine kadar bu şekilde devam ettiği daha sonra tekrar negatif yönde  $21 \text{ m/s}^2$  değerine gittiği ve 0.26 saniye değerinde sıfıra gittiği görülmektedir. Hız değeri ise 0.095 saniye boyunca lineer olarak artmakta, 0.165 saniye değerine kadar sabit  $2 \text{ m/s}$  ile devam etmekte ve bu değerden 0.26 saniye değerine kadar lineer olarak azalmakta ve sıfır değerine gelmektedir. Konum değeri ise diğer iki değer olan ivme ve hız değerlerine bağlı olarak 0.26 saniye boyunca toplamda  $329.175 \text{ mm}$  yol almaktadır.

### 3.5. Jerk ile Dinamik Hareket Kontrolü

Hız - zaman grafiğindeki keskin kenarlar mekanik sistemleri doğal (rezonans) frekanslarında salınım yapma konusunda uyarma eğilimindedirler. Yani sarsıntıya sebep olabilmektedirler. Adım büyüdükçe, bu eğilim artmaktadır. Bir sistem, beklenen performansa göre rijit değilse, sarsıntı kontrolü (Jerk kontrol), hız köşelerini yuvarlayabilir. Bu, rezonans salınımını uyaran frekansların genliğini azaltmaktadır. Sonuç olarak, ivme faktörleri daha yüksek değerlere ayarlanabilmektedir. Jerk kontrolü, mekanik bir sistem çok rijit olduğu zaman daha az önem teşkil etmektedir. Buradaki rijitlik, sistemin uyarılması kolay olmayan yüksek doğal frekanslara sahip olduğu anlamına gelmektedir. Bu terimlerin tümü tasarım performansına göredir. Böylece dinamik hareket bir jerk kontrolü ile sağlandığı zaman hala iyi bir stabilite sunan daha az sağlam bir sisteme sahip olabilir. Bunun anlamı daha az rijitlik ile kütleden kazanç sağlanarak sağlamlıktan taviz vermemektir. Birçok büyük makine doğal olarak dengesizdir yani çok düşük frekanslarda rezonansa girme eğilimleri yüksektir. Bu makinelerin ticari üretim oranlarına ulaşmak için yeterince kararlı hale getirilmesi oldukça zordur. Titreşim kontrolü ve diğer filtreleme yöntemleri olmadan, bugünün daha kısa çevrim süreleri, daha sıkı doğruluk ve yüzey kalitesi gereksinimleri bağlamında pratik olmayabilir. Bu özelliğin avantajlarından yararlanan bir makede, sadece köşelerde değil, sarsıntı kontrolünü çalışırken görmekte mümkün olmaktadır. [22, 23, 24] Bu bölümde jerk kavramının ne olduğu, neden kullanılması gerektiği gibi sorulara sabit ivmeli hareket ile çeşitli karşılaştırmalar verilerek cevap aramaya çalışılacak ve sayısal dinamik analiz için kullanılacak olan kinematik parametrelerin sabit ivmeli mi yoksa lineer olarak artan azalan yani sabit bir jerk değerine bağlı olarak mı hesaplanması gerektiğine karar verilecektir.

### 3.5.1. Jerk

Jerk ivme değişiminin zamana olan oranıdır. Hız değerini yumuşatmak için ivme değerinin hızlandırılması anlamına gelmektedir. Buna ivmenin ivmesi de denilebilir. Bir diğer deyişle ivmenin zaman ile değişimi yani eğimidir (şekil 3.5). Jerk değeri için sarsım terimi de kullanılabilir. Sarsım ismi kulağa garip gelebilir, bununla birlikte bu terim sarsımlı (sarsıntılı) hareket olarak adlandırılan şeyle çok iyi örtüşmektedir. Kısa zaman aralıklarında ivmenin belirgin şekilde yükseldiği ve azaldığı bir yolculuk yapıyor olunduğunu varsayarsak, hissedilen hareketin sarsımlı olacağı ve bedenimizi stabil halde tutmak için kaslarımızın farklı miktarlarda kuvvet uygulaması gerektiği gerçeğini görebilirdik [24].



şekil 3.5. Jerk gösterimi [24]

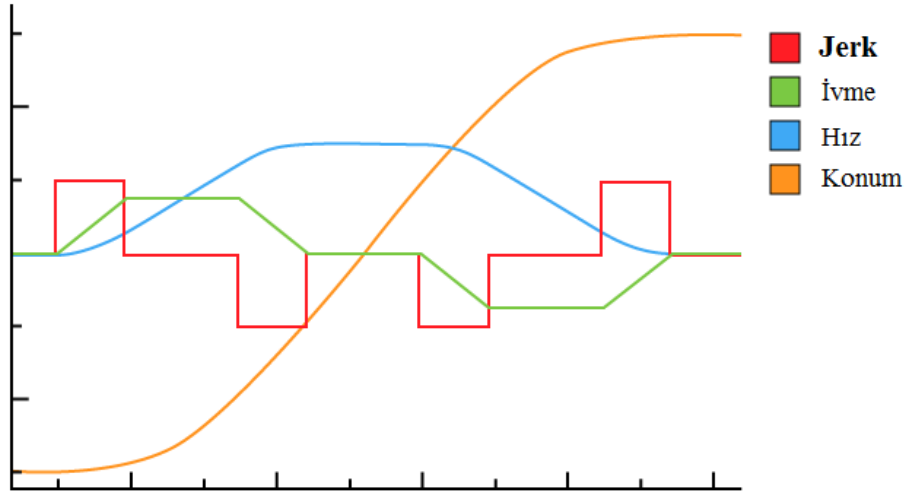
$$eğim = \frac{(a_2 - a_1)}{(t_2 - t_1)} = \frac{\Delta a}{\Delta t}$$

(12)

$$Jerk (Sarsım) = \frac{\Delta a}{\Delta t}$$

(13)

Jerk zaman grafiği altındaki alandan ivme değerlerini, elde edilen ivme zaman grafiği altındaki alandan hız değerlerini yine hız zaman grafiği altında kalan alandan konum değerlerini bulabiliriz. Jerk, ivme, hız ve konuma ait ilişki örneği Şekil 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.6. Jerk, ivme, hız ve konum ilişkisi [23]

Şekil 3.6'da görüldüğü üzere sabit bir jerk değerine karşılıklı lineer olarak artan ve azalan ivme değerleri görülmektedir. Yine lineer olarak artış ve azalış gösteren ivme değerine bağlı olarak parabolik olarak artan ve azalan hız değerleri görülmektedir. Hız değerleri de parabolik olarak artış ve azalış gösterdiği için konum grafiği hiperbolik bir hal almaktadır.

### 3.5.2. Jerk Kontrollü Dinamik Hareket Parametreleri

Jerk kontrolü ile elde edilmiş dinamik hareket parametreleri Tablo 3.8'de verilmiştir. Lineer olarak artan ve azalan ivme değerleri hesaplanırken kullanılan jerk değerleri 300'dür. Tablo 3.8'de 0.005 ve 0.01 saniyelerine karşılıklı gelen sırasıyla  $1.5 \text{ m/s}^2$  ve  $3 \text{ m/s}^2$  ivme değerlerini (13) numaralı denklemde yerine koyarsak (14) numaralı denklemde jerk değerini 300 olarak elde ederiz.

$$Jerk = \frac{\Delta a}{\Delta t} = \frac{(a_2 - a_1)}{(t_2 - t_1)} = \frac{(3 - 1.5)}{(0.01 - 0.005)} = \frac{1.5}{0.005} = 300$$

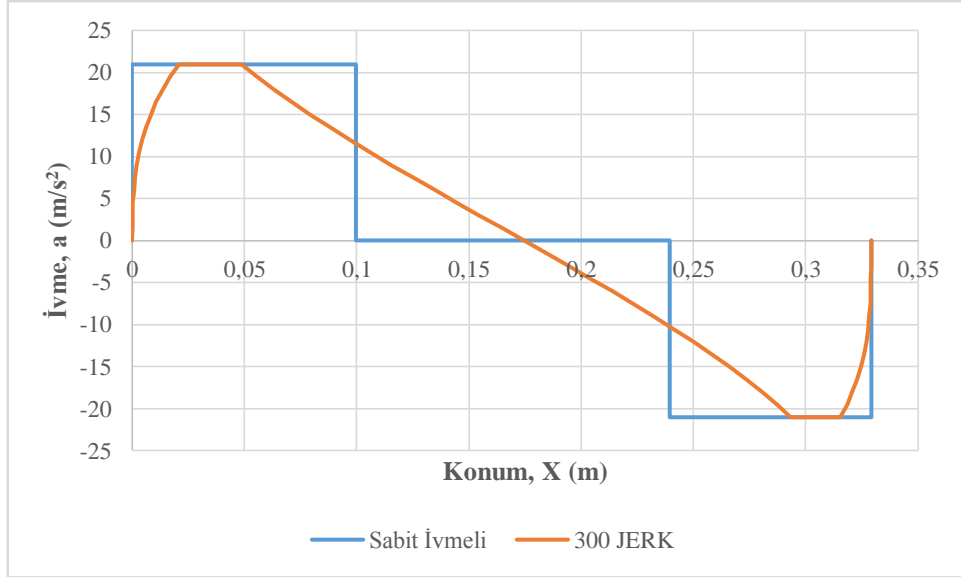
(14)

**Tablo 3.8.** Jerk kontrolü ile elde edilmiş dinamik hareket parametreleri ( $J=300$ )

$t$ (ms)	$X$ (mm)	$a$ ( $m/s^2$ )	$g$ ( $m/s^2$ )	$v$ ( $10^{-3}$ m/s)
5	0.038	1.5	0.2	7.5
10	0.150	3.0	0.3	22.5
15	0.375	4.5	0.5	45.0
20	0.750	6.0	0.6	75.0
25	1.313	7.5	0.8	112.5
30	2.100	9.0	0.9	157.5
35	3.150	10.5	1.1	210.0
40	4.500	12.0	1.2	270.0
45	6.188	13.5	1.4	337.5
50	8.250	15.0	1.5	412.5
55	10.725	16.5	1.7	495.0
60	13.650	18.0	1.8	585.0
65	17.063	19.5	2.0	682.5
70	21.000	21.0	2.1	787.5
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
320	329.175	-3.0	-0.3	7.5
325	329.175	-1.5	-0.2	0.0
330	329.175	0.0	0.0	0.0

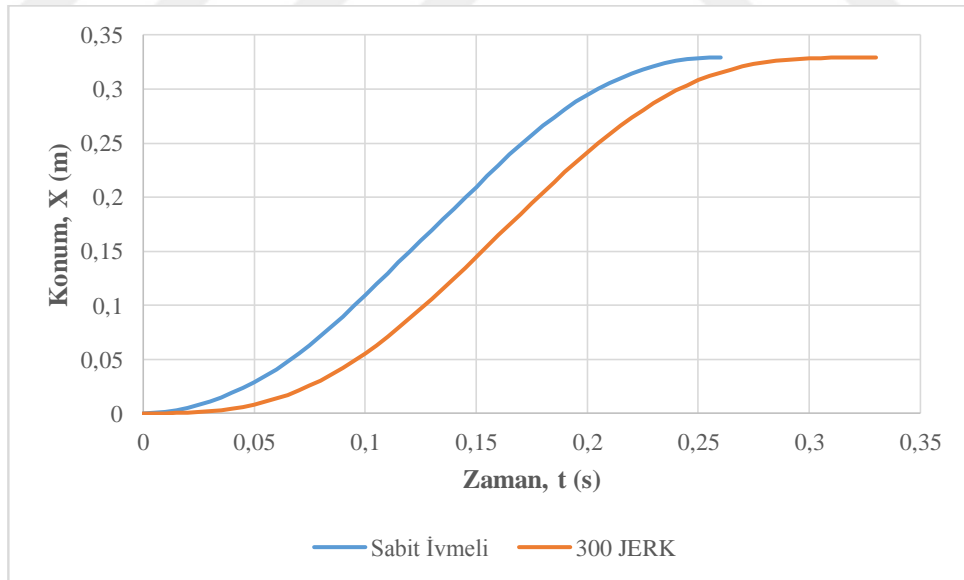
Sabit ivmeli hareket ve 300 Jerk ile yönetilen jerk kontrollü harekete ait karşılaştırmalı ivme zaman ve ivme konum grafikleri sırasıyla Şekil 3.7’de ve Şekil 3.8’de verilmiştir.

**Şekil 3.7.** Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareket karşılaştırmalı ivme - zaman grafiği



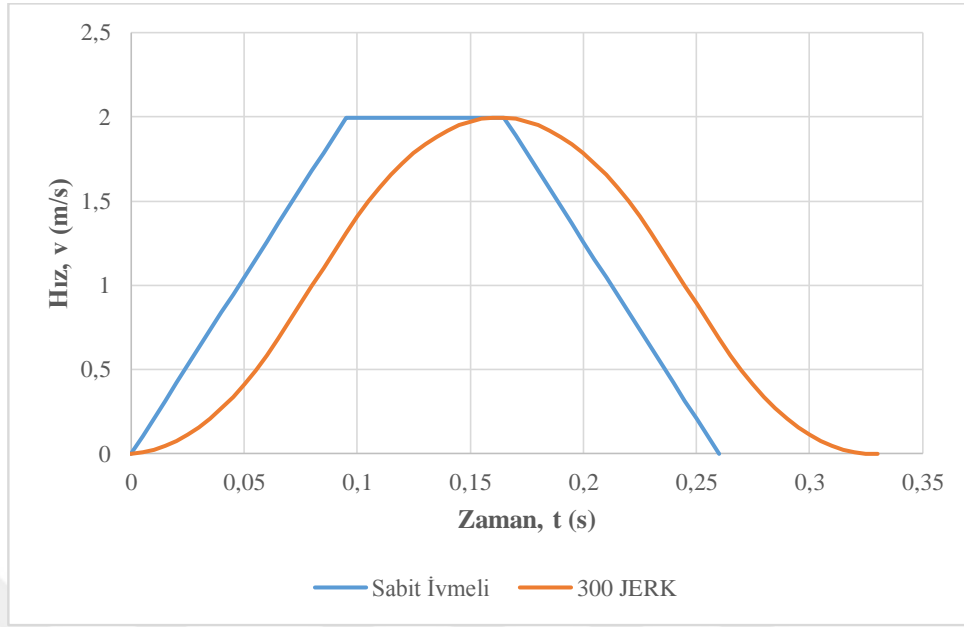
**Şekil 3.8.** Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareket karşılaştırmalı ivme - konum grafiği

Tablo 3.8’de dikkat edilirse sabit ivmeli hareket parametreleri kullanıldığı zaman (Tablo 3.7) 0.26 saniyede alınan 0.329175 m’lik yol 0.33 saniyede alınmaktadır ve her bir zaman adımına karşılık gelen hız ve konum değerleri de farklılık göstermektedir. Karşılaştırmalı konum zaman grafiği Şekil 3.9’da verilmiştir.

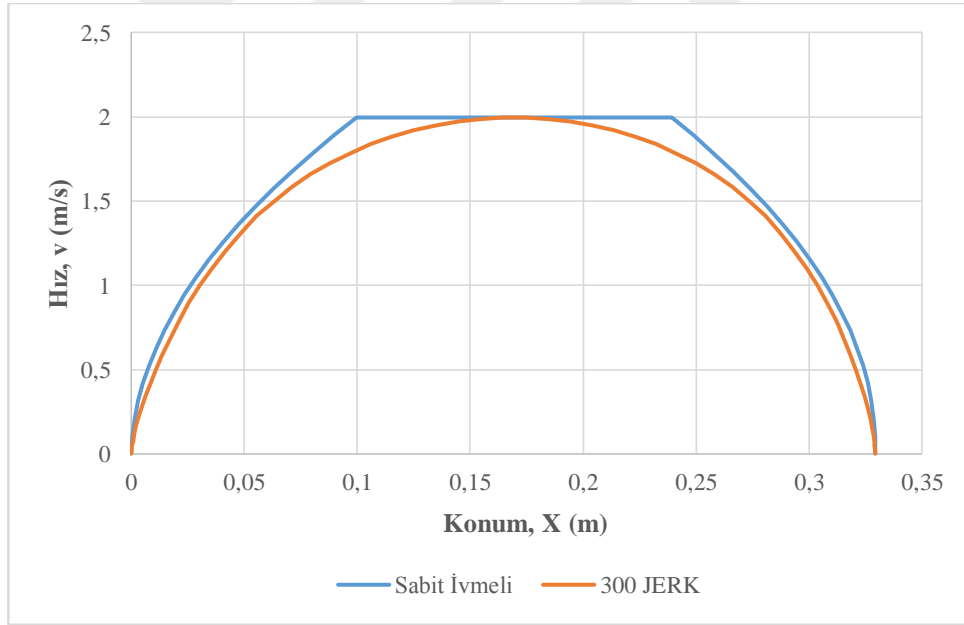


**Şekil 3.9.** Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareket karşılaştırmalı konum - zaman grafiği

Yine sabit ivmeli hareket ve 300 Jerk ile yönetilen jerk kontrollü harekete ait karşılaştırmalı hız zaman ve hız konum grafikleri sırasıyla Şekil 3.10’da ve Şekil 3.11’de verilmiştir.



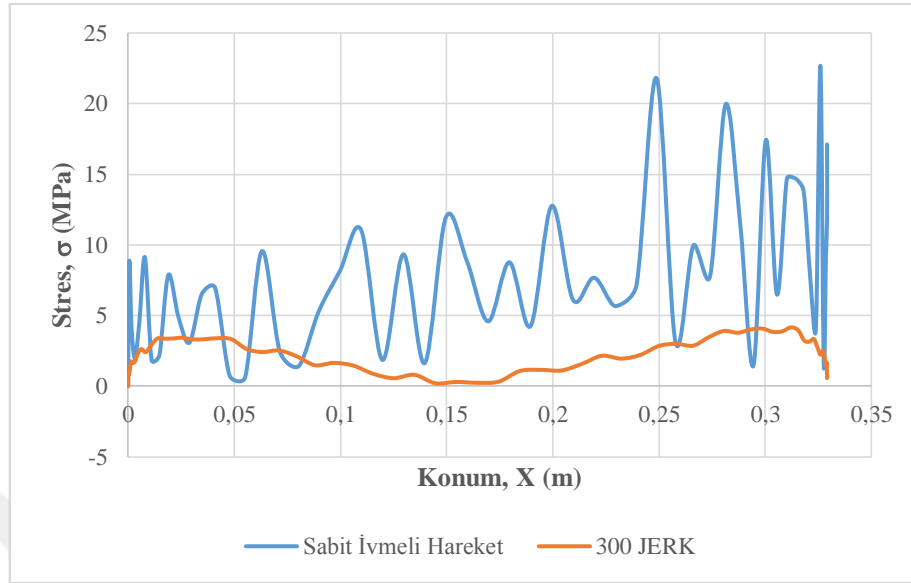
Şekil 3.10. Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareket karşılaştırmalı hız - zaman grafiği



Şekil 3.11. Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareket karşılaştırmalı hız - konum grafiği

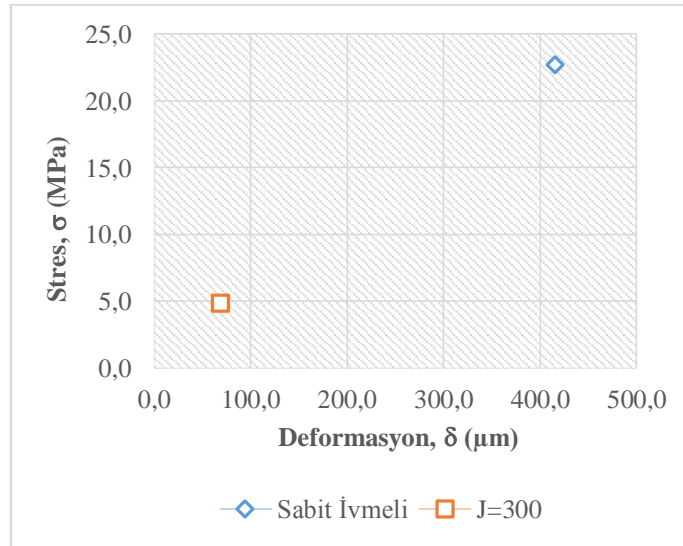
Şekil 3.10'da ve Şekil 3.11'de hız değerlerine ait keskin köşelerin jerk kontrolü ile yuvarlandığına dikkat edilmelidir. Bu durum sistemde hareket sırasında özellikle keskin köşelerde meydana gelebilecek sarsıntıları minimuma indirecek ve buna bağlı olarak deformasyon ve stres değerleri de sabit ivmeli harekete göre azalma gösterecektir. Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk değeri ile elde edilmiş lineer olarak artan ve azalan ivme

değerlerinin kullanıldığı dinamik hareket boyunca meydana gelen stres değerlerini karşılaştırmalı olarak gösteren stres konum grafiği Şekil 3.12’de verilmiştir.



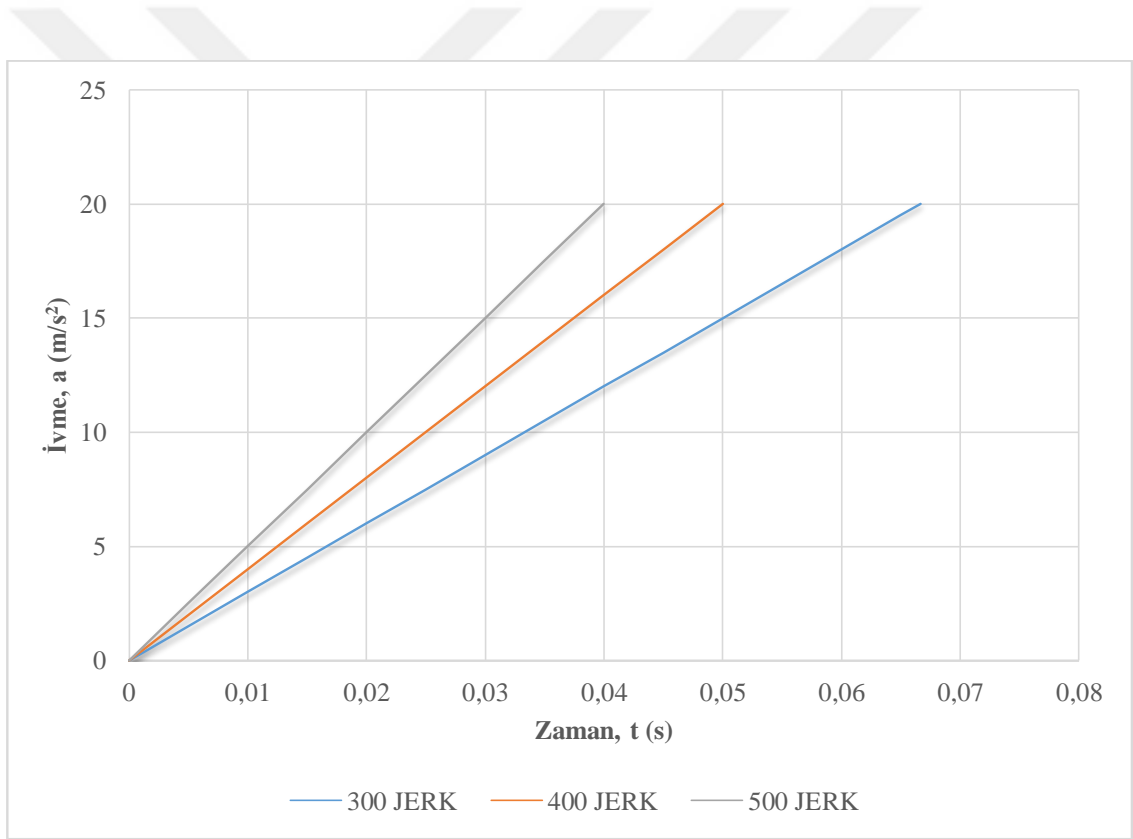
Şekil 3.12. Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareket karşılaştırmalı stres - konum grafiği

Şekil 3.12’de dikkat edilirse sabit ivmeli hareket 300 jerk değeri ile kontrol edildiği zaman stres değerlerinde meydana gelen değişim görülmektedir. Dinamik hareket süresince sistemin maruz kaldığı maksimum stres miktarı azaldığı gibi maksimum deformasyon değeri de azalma göstermektedir. Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk kontrollü dinamik hareket sayısal analizlerine ait maksimum stres ve deformasyon değerleri Şekil 3.13’de verilmiştir.



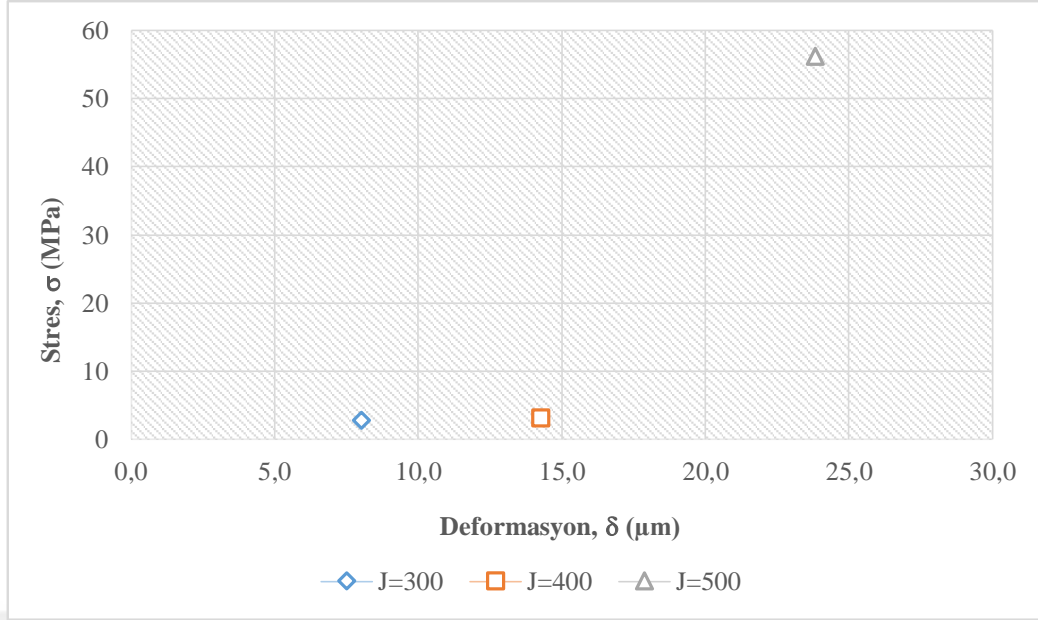
Şekil 3.13. Sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareket stres ve deformasyon değerleri

Şekil 3.13’de görüldüğü gibi sabit ivmeli hareket 300 jerk gibi bir değer ile kontrol edildiği zaman sistemde meydana gelen stres ve deformasyon değerlerinde kayda değer bir azalma olmaktadır. Bu yüzden tez kapsamında gerçekleştirilecek sayısal dinamik analizlerin tümünde jerk kontrollü dinamik hareket parametreleri kullanılacaktır. Fakat parametre hesaplamalarında kullanılacak jerk değerini belirlemek için öncelikle farklı jerk değerleri ile belirlenen parametreler kullanılarak elde edilen stres ve deformasyon verileri kontrol edilebilir. Bu kapsamda 300, 400 ve 500 jerk değerleri kullanılarak sistemin ulaşması gereken maksimum ivme değeri için harcanan sürelerin karşılaştırılması olarak gösterildiği ivme zaman grafiği Şekil 3.14’te verilmiştir. 300, 400 ve 500 jerk değerleri ile gerçekleştirilmiş sayısal dinamik analiz sonuçlarından elde edilen maksimum stres ve deformasyon değerleri ise Şekil 3.15’te verilmiştir.



**Şekil 3.14.** 300, 400 ve 500 jerk değerleri ile gerçekleştirilen sayısal dinamik analizlere ait karşılaştırmalı ivme - zaman grafiği

Şekil 3.14’te jerk değerleri arttıkça maksimum ivme değerine ulaşmak için harcanan sürenin jerk değerindeki artış ile ters orantılı olarak azaldığı görülmektedir.



**Şekil 3.15.** 300, 400 ve 500 jerk değerleri ile gerçekleştirilen sayısal dinamik analizlere ait karşılaştırmalı stres ve deformasyon grafiği

Şekil 3.15'te ise jerk değeri artış gösterdikçe meydana gelen stres ve deformasyon değerlerinde de artış olduğu görülmektedir. Şekil 3.14'te gösterilen jerk değerinin artırılmasına bağlı olarak hareket süresinin azalması ürün çıktısı olarak bakıldığı zaman güzel görülebilir fakat Şekil 3.15'te açıkça görüldüğü üzere jerk değeri arttıkça stres ve deformasyon değerleri de artmaktadır ve bu çoğunlukla istenmeyen bir durumdur. Bu yüzden tez kapsamında gerçekleştirilecek olan sayısal dinamik analiz hareket parametreleri belirlenirken 300 jerk değeri ile elde edilecek olan konum bilgisi kullanılacaktır.

### 3.6. Rijitliği Artırıcı Diğer Etkenler

Bu kısma kadar olan bölümde anlatıldığı üzere 300 jerk değeri kullanılarak oluşturulacak dinamik hareket parametreleri kullanılarak gerçekleştirilecek olan sayısal dinamik analizler ile öncelikle nihai analiz için kullanılacak olan malzeme, profil boyutları ve profil et kalınlığı değerleri belirlenecektir. Ön analizler tamamlandıktan sonra belirlenen profile göre tasarlanacak olan bayraklar profil içine eklenerek dinamik hareket süresince sistemin rijitliğinin artırılması sağlanacaktır ve bu durum bir önceki durumla karşılaştırılmalı grafiklerle verilerek yeni tasarımın davranışı incelenecektir. Öngörüldüğü üzere sistemde dinamik analiz sonucu meydana gelen maksimum stres ve deformasyon değerlerinde azalma olması durumunda nihai analize yeni tasarım ile devam edilecektir.

### 3.7. Sistemin Güvenlik Katsayısı ve Diğer Kısıtlamalar

Güvenlik katsayısı veya bir diğer deyişle emniyet katsayısı, analiz girdisi olarak kullanılan parametrelerle doğru bir şekilde çalışan sisteme uygulanan harici yük değerlerinin ne kadar fazlasının taşınabileceği şeklinde yorumlanabilir. Endüstride birçok ürün, kullanım durumuna ve çalışma koşullarına göre farklı güvenlik katsayıları ile üretilmektedirler. Tasarımcının öngöremediği değişkenlerden kaynaklanan yıkımları engellemek için her sistemin genellikle bir güvenlik katsayısı vardır. Bu güvenlik katsayısı uçaklarda maliyet parametresi gereğince 1.5 gibi bir değer iken ağırlığın önemli olduğu bir tasarımda 2, asansör gibi sistemlerde 10 - 15 mertebelerinde olabilmektedir. Güvenlik katsayısı malzemenin mekanik bir özelliği olan akma dayanım değerinin sistemin analiz süresince maruz kaldığı maksimum stres değerine bölünmesi ile elde edilmektedir.

$$\text{Güvenlik Katsayısı } (S) = \frac{\text{Malzeme Akma Dayanımı}}{\text{Maksimum Stres Değeri}}$$

(15)

Tez kapsamında gerçekleştirilecek sayısal dinamik analizlerde kullanılacak olan malzemeler St-37 çeliği ve AL6061-T6 alüminyum malzemeleridir. Bu kapsamda denklem (15)'da malzeme akma dayanım değerleri St-37 çeliği ve AL6061-T6 alüminyum malzemeleri için sırasıyla 235 MPa ve 275 MPa değerleri kullanıldığı ve sistem güvenlik katsayısı değeri minimum 2 olarak seçildiği takdirde St-37 çelik malzemesi kullanılması durumunda maksimum 117.5 MPa, AL6061-T6 alüminyum malzemesi kullanılması durumunda ise maksimum 137.5 MPa stres değerine kadar optimizasyon devam ettirilebilir. Bu değerlerden daha yüksek stres değerleri elde edilmesi durumunda tasarım hatalı sayılabilir. Bir diğer önemli kısıtlama ise maksimum deformasyon miktarıdır. Lazer kesim makinalarında kullanılan lazer kesim kafası taşıyıcı köprü sisteminin rijitliği önem taşımaktadır. Bu kapsamda sistemin ulaşabileceği maksimum değerler kullanılarak gerçekleştirilecek bir analiz sonucu beklenen maksimum deformasyon miktarı limiti bu tez çalışması kapsamında 100 mikron olarak belirlenmiştir. Bu değer belirlenirken çeşitli lazer kesim makineleri üretimi gerçekleştirmekte olan firmaların kataloglarından faydalanılmıştır. Örneğin maksimum 1.5g ivmelenme ve maksimum 1.75 m/s pozisyonlanma hız değerine sahip bir sistemde

pozisyonlanma hassasiyeti  $0.08 \text{ mm}$  (80 mikron) olarak verilmiştir. Sisteme etki eden maksimum girdi değerleri kullanılarak gerçekleştirilecek bir harekette beklenen durum köprü sisteminin hedef değerden maksimum 80 mikron sapma ile pozisyonlanmasıdır. Tez çalışması kapsamında gerçekleştirilecek ön analizlerin akabinde maksimum  $2g$  ivmelenme değeri ve maksimum  $2 \text{ m/s}$  pozisyonlanma hız değeri kullanılarak lazer tezgâhı 300 jerk değeri ile lazer kesim kafası ve ekipmanlarının basit bir modeli ile hareket ettirilecek ve elde edilen maksimum deformasyon değerinin 100 mikron değerinin altında olması beklenecektir.

### 3.8. Sistemin Doğal Frekansı

Bir yapıda çeşitli nedenlerden kaynaklanan salınımlar meydana gelebilir. Genlik sistemin belli bir denge noktası etrafında yaptığı mekanik salınım hareketidir. Genlik değerinin teorik olarak sonsuza gitmesine ise rezonans denilmektedir. Sistemin çalışması esnasında uygulanan herhangi bir dış kuvvetin frekansı ile sisteme ait doğal frekans değeri çakıştığı zaman rezonans kaçınılmaz olabilmekte ve yapıda meydana gelebilecek rezonans olayı yıkıcı sonuçlar doğurabilmektedir. Bir sistemde birden fazla doğal frekans olabilir ve tasarımcılar rezonans gerçeğini göz ardı edemezler. Sistemin rezonansa girmesinden kaçınmak için ya uygulanan dış kuvvete ait frekans değeri ya da sisteme ait doğal frekans değeri değiştirilmelidir.

$$\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

(16)

Denklem (16)'da  $k$  ifadesi malzemenin yay katsayısını ve  $m$  değeri ise kütesini ifade etmektedir. Dolayısıyla eğer dış kuvvetten kaynaklanan frekansı değiştiremiyorsak malzemeye ait doğal frekansı malzemenin kütle değeri ile oynayarak (ekleme veya çıkarma) değiştirebileceğimizi görmekteyiz. Bu durum tez kapsamında değerlendirilecek olursa sayısal dinamik analizlerde kullanılacak sistem  $12 \text{ mm}$  mil çapına sahip servo motorlar tarafından tahrik edilmekte ve dolayısıyla servo motor kaynaklı titreşimlere maruz kalmaktadır. Sistemin çalışma hızı maksimum  $2 \text{ m/s}$  olarak belirlendiği için aşağıda verilen denklem (17) ve denklem (18) kullanılarak servo motorların açısal hızı ve frekansı belirlenebilir.

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{2 \text{ m/s}}{0.006 \text{ m}} = 333.33 \text{ rad/s} \quad (17)$$

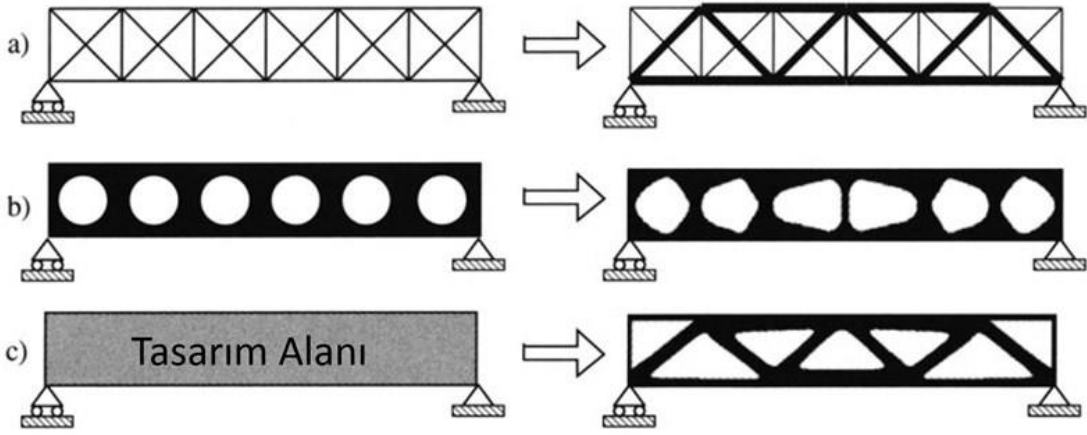
$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{333.33 \text{ rad/s}}{2\pi} = 53.08 \text{ Hz} \quad (18)$$

Denklem (17)'de  $r$  değeri servo motorlara ait mil yarıçap değeridir.  $V$  değeri ise çizgisel hız değerini temsil etmektedir. Denklem (18)'de elde edilen servo motorların sistem girdi değerlerine bağlı olarak ulaşabileceği maksimum frekans değeri 53.08 Hz, optimizasyon işlemlerinden sonra tasarımı tamamlanan sistemin modlarından (doğal frekanslarından) farklı ise yapının rezonansa girmeyeceği söylenebilir. Bu kapsamda yine Solidworks programının frekans analiz kısmı kullanılarak sistemin ilk beş mod değeri belirlenecek ve denklem (18)'de elde edilen değerden uzak olup olmadığı kontrol edilecektir.

### 3.9. Optimizasyon

Gelişen bilgisayarlar ve mühendislik teknolojileri, hasar tahmininin bilgisayar ortamında benzetiminin yapılabilmesine kritik stres bölgelerinin deneme yanılmalarla kaybedilecek zamanın önüne geçerek daha kolay belirlenebilmesine ve buna bağlı maliyetlerin azaltılmasına katkı sağlamaktadır. Son yıllarda optimizasyon kavramının da ürün yaşam döngüsü içerisinde dahil olmasıyla tasarım süreçlerinde köklü değişiklikler meydana gelmiştir. Optimizasyon bir problemin belirlenmiş olan koşul ve kısıtlar içerisinde çözümü olarak tanımlanabilir. Yapısal optimizasyon ise parçanın boyut, şekil veya topoloji olarak en iyi hale getirilmeye çalışılması olarak tarif edilebilir. Tanımdan da anlaşılacağı üzere yapısal optimizasyon; boyut, şekil ve topoloji olarak üçe ayrılmaktadır. Boyut ve şekil, optimizasyonunda parçanın belirlenmiş olan ölçüleri veya şekli değiştirilerek optimizasyon işlemi yapılırken topoloji optimizasyonunda belirlenen iki veya üç boyutlu bir tasarım alanı üzerinde optimizasyon yapılmaktadır. Son yıllara kadar topoloji sonuçlarının üretime yansıtılması parça üzerinde köklü değişiklikler gerektiriyordu ve neredeyse üretime geçirilmeleri imkânsızdı. Ancak üretim kısıtlarının yöneme dâhil olmasıyla bu durum değişti. Günümüzde topoloji sonuçlarını döküm, ekstrüzyon, simetrik veya döner simetrik olarak almak mümkün olmakta ve sonuçların üretime yansıtılması kolaylaşmaktadır. Topoloji optimizasyonunda amaç ağırlığı

azaltırken dayanımı veya doğal frekansı en yüksek olan yapı şeklini bulmaktır. Özellikle son yıllarda bilgisayarların gelişen işlem gücü ve başta havacılık ve otomotiv sanayi olmak üzere daha hafif ancak daha dayanıklı parçalar yapma isteği, bu yöntemin sanayide kullanımını yaygınlaştırmıştır. Ayrıca bu yöntem dinamik yükler uygulanan parçalara da uygulanabilmekte, böylece yorulma dayanımının artırılmasını sağlamaktadır. Ansys, SolidWorks, Abaqus, Patran, Adams gibi gelişmiş sonlu elemanlar yöntemi kullanan programlar sayesinde tasarımcılar optimum yapı ile tasarıma başlayabilmektedirler. [25, 26, 27]



**Şekil 3.16.** Optimizasyon çeşitleri [27]

Şekil 3.16-a'da boyut ya da hacim, Şekil 3.16-b'de ise şekil optimizasyonu ile ilgili bir örnek gösterilmiştir. Bu iki örnekte de boyut ve şekillerin önceden belirlenmiş olduğu görülmektedir. Şekil 3.16-c'de ise belirlenmiş tasarım alanı üzerinden optimizasyon yapıldığı görülmektedir. Tez kapsamında gerçekleştirilecek optimizasyon çalışması Şekil 3.16-a'da gösterildiği gibi boyut optimizasyonu olacaktır. Buradaki amaç kütleli minimize etmektir. Optimizasyon çalışması boyunca SolidWorks Simulation Premium programı kullanılacak ve çeşitli parametrelere göre elde edilen sonuçlar değerlendirilerek sınır şartları ile uyum içinde çalışabilecek optimum yapı tasarımı elde edilmeye çalışılacaktır. Sayısal dinamik analiz girdisi olarak kullanılacak parametreler birlikte gösterilecek olursa Tablo 3.9'da verildiği şekilde olacaktır.

**Tablo 3.9.** Parametre tablosu özeti

Profil Boyutu (enxboy)	Profil Et Kalınlık Değeri	Kullanılan Malzeme	Jerk Değeri	Maksimum İvme Değeri		Maks. Hız Değeri
				<i>a</i> (m/s <sup>2</sup> )	<i>g</i> (m/s <sup>2</sup> )	<i>v</i> (m/s)
350x250	4	St-37	300	21	2.14	1.470
300x200	5	AL6061-T6				
250x250	6					

Tablo 3.9’da verilen parametre değerleri kullanılarak optimum yapı tasarımı için adım adım bir yol izlenmesi planlanmıştır. Bu kapsamda her bir profil boyut değeri, et kalınlığı değeri ile bir malzeme kullanılacak ve sayısal dinamik analizler jerk, maksimum ivme ve maksimum hız değerlerine göre icra edilecektir. Maksimum hız sütunundaki 1.47 ve 1.995 *m/s* değerleri için açıklama getirmek gerekirse, 1.47 *m/s* değeri nihai modele ulaşmak için yapılacak olan ön analizlerde kullanılacaktır. Ön analizlerde aynı yükleme şartları ve çalışma koşullarında Tablo 3.9’da belirtilen parametrelere göre maksimum stres ve maksimum deformasyon karşılaştırmaları yapılacaktır. Bu hız değeri kullanıldığı zaman sistem maksimum ivme değerine ulaştığı anda tekrar negatif yönde ivmelenmeye başlayacaktır, yani sabit ivmeli bir hareket gerçekleşmeyecektir. Böylece gerçekleştirilecek birçok analiz için harcanacak uzun sürelerin bir miktar önüne geçilmesi amaçlanmıştır. Karşılaştırmalar sonucu seçilecek her bir alt tasarım modeli 1.995 *m/s* maksimum hız ile yüklenecek ve sonuçlar tekrar incelenecektir. Gerçekleştirilecek olan optimizasyon çalışmasının asıl hedefi kütleyi minimize etmektir. Çünkü servo motorlar tarafından tahrik edilen sistemin ağırlığı servo motor maliyetlerini önemli ölçüde etkilemektedir. Kütle optimizasyonu yapılmış tasarım ile kullanılacak servo motorlar daha düşük maliyetli çeşitlerinden seçilebilir veya mevcut motorlar kullanılarak, optimize edilerek hafifletilmiş sistem daha yüksek ivme ve hız değerlerine taşınabilir.

$$P = T \times \omega \quad (19)$$

$$T = F \times r \quad (20)$$

$$F = m \times a \quad (21)$$

Denklem (19), (20) ve (21)'de güç, tork ve kuvvet değerleri arasındaki ilişki gösterilmiştir. Denklem (21)'de dikkat edilirse servo motorların maliyetini doğrudan etkileyen kuvvet bileşeni, sistemin kütlesi ve ivmesine bağlıdır. Eğer maliyetleri düşürmek için sistemi tahrik edecek kuvvet azaltılmak isteniyorsa burada iki seçenek ortaya çıkmaktadır, ya sistemin ivmelenme değeri düşürülecektir ya da kütlesi azaltılacaktır. Makine üreticilerinin her geçen gün daha iyiye götürmek zorunda oldukları çalışma koşulları düşünüldüğünde hali hazırda kullanılmakta olan  $2g$  olan ivme değerinin aşağı çekilmesi çok mantıklı olmayacaktır. Aksine daha da artırmak için gerekli çalışmalar yapılması gerekmektedir. Bu yüzden optimizasyon işlemi gerçekleştirilirken planlanan hedef kütleyi minimize etmek olacaktır. Böylece denklem (21)'de verilen formüle göre sistemi hareket ettirmek için harcanacak kuvvet azalacak ve buna bağlı olarak Denklem (19) ve (20)'de verilen formüllere göre etki eden tork değeri ve güç değeri azalma gösterecektir.

### 3.10. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Sayısal Dinamik Analiz

Planlanan optimizasyonu başarılı bir şekilde gerçekleştirebilmek için sistemin mekanik davranışının, kritik yük bölgelerinin ve yük dağılımının iyi tespit edilebilmesi gerekmektedir. Bu kapsamda iki farklı yöntem kullanılabilir. Bunlardan biri deneysel deneme yanılma ile tasarım bir diğeri ise gelişmiş bilgisayar ile gerçekleştirilen sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan sayısal analizler. Analizler olmadan icra edilen bir tasarım büyük zaman kaybına neden olabileceği gibi yüksek maliyet de kaçınılmaz olacaktır. Klasik bir tasarım şu şekilde olabilir;

- Model oluşturma
- Tasarım prototipi oluşturma
- Gerçek çalışma koşulları altında test
- Test sonuçlarının değerlendirilmesi
- Sonuçlara göre tasarımda değişikliğe gidilmesi.

Yukarıdaki maddelerde son maddede belirtildiği gibi tasarımda değişikliğe gidildiği takdirde her seferinde döngü en başa dönecek ve bu durum istenilen koşullar sağlanana dek devam edecektir. Aşağıdaki maddelerde ise bir sayısal analiz programı kullanıldığı takdirde elde edilebilecek avantajlardan bahsedilmiştir.

- Pahalı deneysel testler yerine bilgisayar ortamında sayısal simülasyon programı kullanılarak maliyetin düşürülmesi.
- Daha az sayıda ürün geliştirme döngüsü sayesinde pazara sunma süresinin kısaltılması.
- Birçok tasarım senaryosunun çok hızlı bir şekilde test edilmesiyle yeni tasarımlara daha fazla zaman ayrılması.

SolidWorks Simulation Premium yazılımı Sonlu Elemanlar Yöntemini (FEM) kullanmaktadır. FEM, mühendislik tasarımlarının analizine yönelik bir sayısal tekniktir. FEM, genel kullanım amaçlarına hitap etmesi ve bilgisayar ortamına uygulanabilir olması nedeniyle standart analiz yöntemi olarak kabul edilmektedir. FEM, modelin elemanlar adı verilen basit şekilli birçok küçük parçaya bölünerek, karmaşık bir problemin esasen eşzamanlı olarak çözülmesi gereken birçok basit probleme dönüştürülmesi prensibine göre çalışmaktadır.



**Şekil 3.17.** Sonlu Elemanlar Yöntemi [28]

Elemanlar, düğüm adı verilen ortak noktaları paylaşırlar. Modeli küçük parçalara bölme işlemine ise meshleme adı verilmektedir. Her elemanın olası tüm destek ve yük senaryolarında sergileyeceği davranış en iyi şekilde bilinmektedir. Sonlu eleman yöntemi, farklı şekillere sahip elemanları kullanmaktadır. Elemanın herhangi bir noktasındaki tepki, eleman düğümlerindeki tepkinin interpolasyonu ile belirlenmekte, her

düğüm, analiz tipine ve kullanılan elemana bağlı olarak birçok parametre ile tam olarak tanımlanmaktadır. Yapısal analizler için bir düğümün tepkisi genel olarak üç sürüklenme ve üç rotasyon ile tanımlanmaktadır. Bunlara serbestlik dereceleri (DOF'ler) ve FEM kullanılarak gerçekleştirilen analize ise Sonlu Eleman Analizi (FEA) adı verilmektedir. Yazılım, her elemanın diğer elemanlara bağlanabilirliğini göz önünde bulundurarak davranışını düzenleyen denklemleri formüle etmektedir. Bu denklemler, tepkiyi bilinen malzeme özellikleri, kısıtlamalar ve yükler ile ilişkilendirmektedir. Ardından, program denklemleri büyük bir eşzamanlı cebirsel denklem setine dönüştürmekte ve bilinmeyenleri çözmektedir. Bir gerilim analizinde, çözücü her düğümdeki yer değiştirmeleri bulmakta ve ardından program gerinimleri ve son olarak da gerilimleri hesaplamaktadır. [28]



## 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Köprü sistemi üzerinde SolidWorks Simulation Premium programı ile gerçekleştirilen sayısal statik ve dinamik analiz özellikleri, sonuçları ve sistem tasarımını doğrudan etkileyen doğal frekanslara ait ilk 5 mod değerini ve mod şekillerini içeren modal analiz sonuçları aşağıda verilmiştir. Bu kısımda yapılan çalışmalar bir akış içerisinde anlatılmaya çalışılacak ve nihai tasarıma adım adım gidilecektir. Öncelikle Tablo 3.9 değerleri kullanılarak gerçekleştirilen sayısal analiz sonuçları verilecek ve grafiksel olarak iyi bir kıyaslama ile seçilmiş olan parametrelerle elde edilmiş olan yeni tasarım ile birlikte sistemin çalışmasını etkileyen maksimum girdi değerlerinin kullanıldığı lazer kesim kafası ve ekipmanlarının basit bir modelinin eklendiği sayısal dinamik analiz sonuçları incelenecektir. Doğal frekanslara ait rezonans kontrolü ve sisteme ait ilk 5 mod değeri ve şekli yine nihai tasarım için ayrıca incelenecektir. Fakat bu bölüme geçmeden önce sisteme etki eden maksimum girdi değerlerinin kullanıldığı sistem hareketine benzerlik gösteren yukarıda Şekil 3.1’de verilen analitik model ile ilgili hesaplamalar yapıp elde edilen veriler yine aynı modelin sayısal statik analiz sonuçları ile karşılaştırılacaktır.

### 4.1. Analitik ve Sayısal Statik Analiz

#### 4.1.1. Analitik Hesaplamalar

Bu kısımda yukarıda “Sistemin Analitik Modeli” başlığı altında verilen denklemler (Denklem (1) - (9) ) kullanılarak Şekil 3.1’de serbest cisim diyagramı verilen köprü sisteminin analitik hesaplamaları gerçekleştirilecektir.

##### 4.1.1.1. Atalet Momenti

Lazer köprüsünün atalet momentini aşağıda Şekil 4.1’de verilen parametreler kullanılarak denklem (6) ile hesaplayabiliriz. Burada dikkat edilmesi gereken nokta hareketin X eksenini boyunca gerçekleştiği düşünüldüğünde  $b$  ve  $h$  değerlerinin profil kesitinden doğru olarak seçilmesidir. Kirişin serbest cisim diyagramı (Şekil 3.1) ve Şekil 4.1 incelendiğinde  $I_1$  için  $b$  ve  $h$  değerlerinin sırasıyla 200 mm ve 300 mm olduğu görülmektedir.  $I_2$  için ise  $b$  ve  $h$  değerleri 4 mm’lik et kalınlığından dolayı sırasıyla 192 mm ve 292 mm olmaktadır.

$$I = I_1 - I_2$$

(22)

$$I_1 = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{0.2 \times 0.3^3}{12} = 0.00045 \text{ m}^4$$

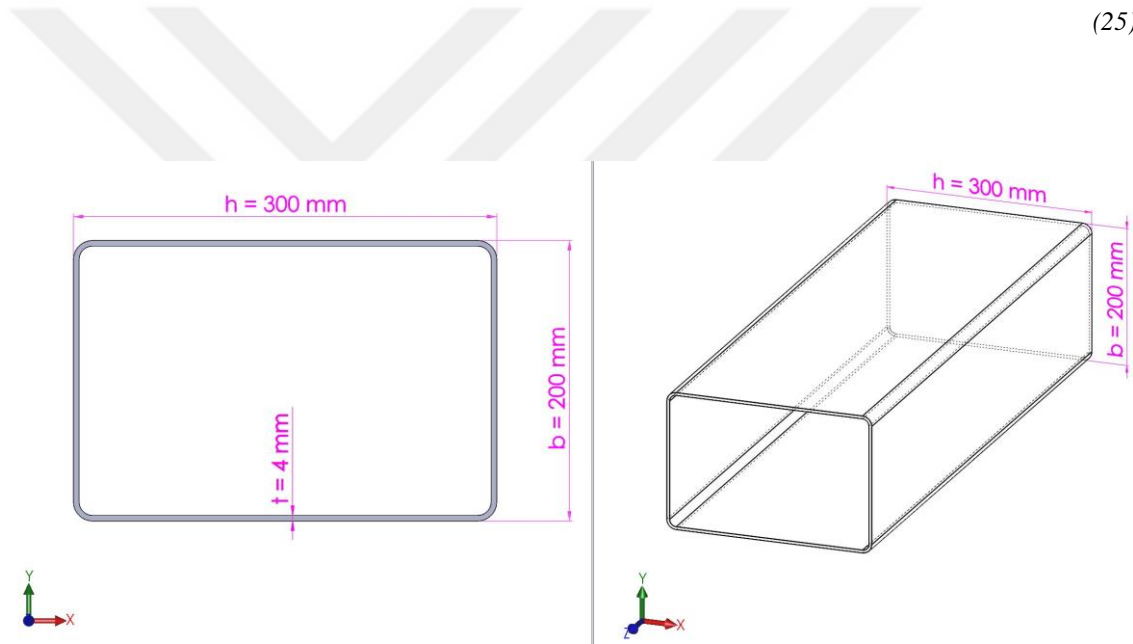
(23)

$$I_2 = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{0.192 \times 0.292^3}{12} = 0.000398 \text{ m}^4$$

(24)

$$I = I_1 - I_2 = 0.00045 - 0.000398 = \mathbf{0.00005165 \text{ m}^4}$$

(25)



Şekil 4.1. Atalet momenti hesabı için parametre gösterimi

#### 4.1.1.2. Diğer Analitik Hesaplamalar

Sisteme etki eden toplam yük değerini denklem (26)'da gösterildiği gibi hesaplayabiliriz.

$$F_q = m \times a = 17.76 \times (2 \times 9.81) = 348.45 \text{ N}$$

(26)

Denklem (26) ile hesaplanan  $F_q$  değeri ve  $L = 1.705$  m olan kiriş uzunluğu değerini kullanarak metre başına yayılı yük miktarını hesaplayabiliriz. (Denklem (27))

$$q = F_q/L = 348.45/1.705 = 204.37 \text{ N/m} \quad (27)$$

Ankastre kısımlarda meydana gelen tepki kuvvetleri olan  $F_A$  ve  $F_B$  değerleri toplam yük miktarı  $F_q$  değerinin yarısı kadar olacaktır. Bu değerleri denklem (28)'deki gibi hesaplayabiliriz.

$$F_A = F_B = \frac{q \times L}{2} = \frac{348.45}{2} = 174.23 \text{ N} \quad (28)$$

Yine ankastre kısımlarda meydana gelen moment değerleri olan  $M_A$  ve  $M_B$  değerlerini denklem (29)'da gösterildiği gibi hesaplayabiliriz.

$$M_A = M_B = \frac{q \times L^2}{12} = \frac{204.37 \times 1.705^2}{12} = 49.5 \text{ Nm} \quad (29)$$

Kirişin tam ortasında oluşan moment değeri olan  $M_C$  değeri ankastre kısımlarda oluşan moment değerinin yarısı kadar olmaktadır. Bu durum denklem (30)'da gösterilmiştir.

$$M_C = \frac{q \times L^2}{24} = \frac{204.37 \times 1.705^2}{24} = 24.75 \text{ Nm} \quad (30)$$

İki ucu ankastre yayılı yük altındaki kirişte meydana gelen maksimum yer değiştirme kirişin tam orta noktasında olmaktadır. Meydana gelen maksimum yer değiştirmeyi denklem (31)'i kullanarak hesaplayabiliriz.

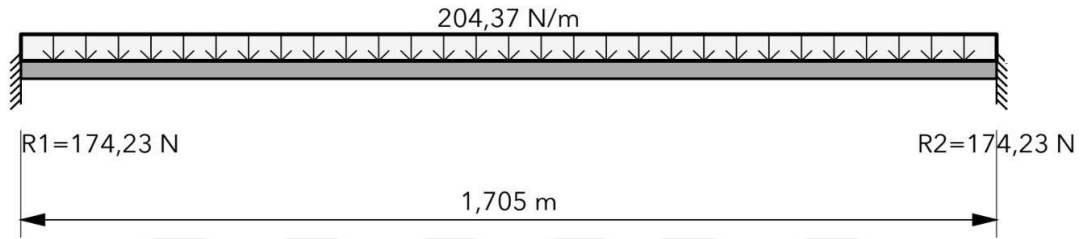
$$\delta_C = \frac{q \times L^4}{384 \times E \times I} = \frac{204.37 \times 1.705^4}{384 \times 68.9e9 \times 0.00005165} = 1.3 \mu \quad (31)$$

Kirişin tam orta noktasında meydana gelen moment değeri, denklem (25)'te hesaplanan atalet momenti değerini ve nötral eksenin uzaklık değeri olan  $c$  değerini kullanarak kirişin orta noktasında oluşacak stres miktarını denklem (32)'de gösterildiği gibi hesaplayabiliriz.

$$\sigma = \frac{M_C \times c}{I} = \frac{24,75 \times 0,15}{0,00005165} = 0,072 \text{ MPa}$$

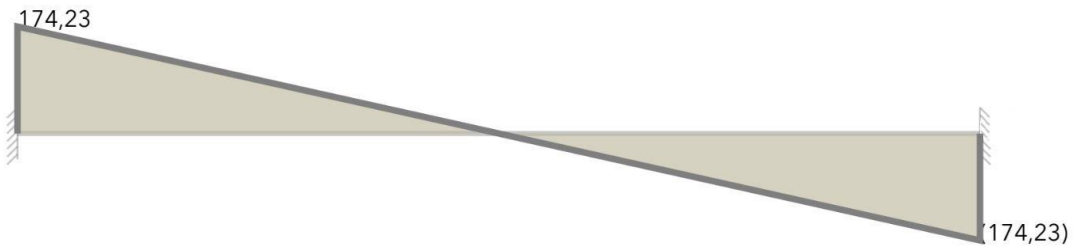
(32)

Yapılan analitik hesaplamalardan sonra kirişe ait serbest cisim diyagramı Şekil 4.2'de gösterildiği gibi olacaktır.



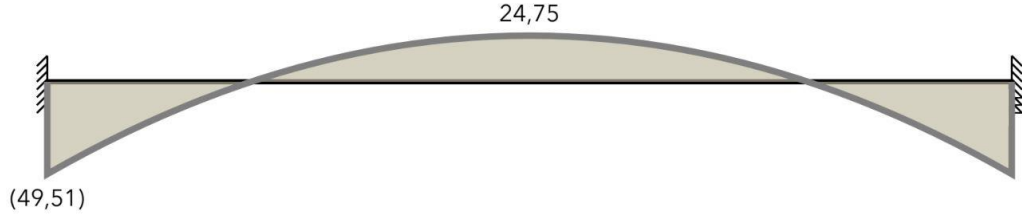
Şekil 4.2. Analitik hesaplamalar sonrası serbest cisim diyagramı

Şekil 4.2'de verilen serbest cisim diyagramından elde edilen kesme kuvvetleri diyagramı ise Şekil 4.3'teki gibi olacaktır.



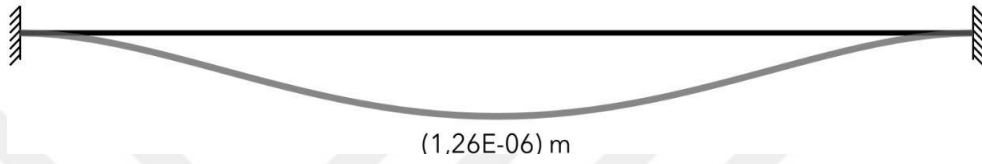
Şekil 4.3. Kesme kuvvetleri diyagramı

Şekil 4.3'te verilen kesme kuvvetleri diyagramından elde edilen eğilme moment diyagramı Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Ankastre kısımlarda oluşan eğilme momentlerinin kirişin orta noktasında oluşan eğilme moment değerinin iki katı büyüklüğünde olduğuna dikkat edilmelidir.



Şekil 4.4. Eğilme moment diyagramı

Kirişin tam orta noktasında meydana gelen yer değiştirme ise Şekil 4.5'te gösterilmiştir.



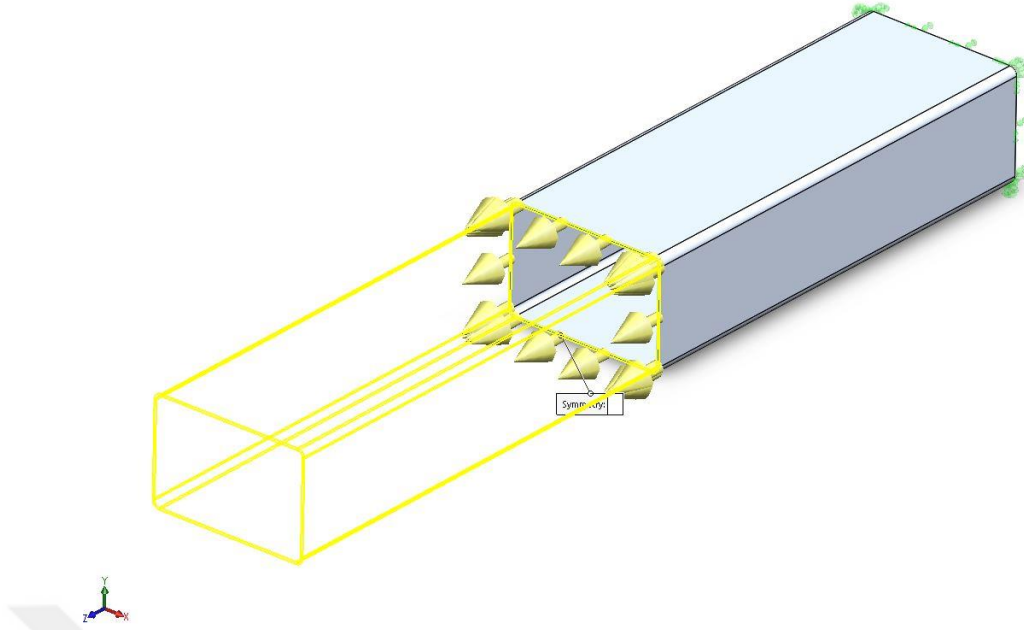
Şekil 4.5. Yer değiştirme diyagramı

#### 4.1.2. Sayısal Statik Analiz

Bu bölümde yukarıda verilen denklemlerden elde edilen yayılı yük altındaki iki uç ankastre kirişe ait analitik hesap sonuçları ile iyi bir karşılaştırma yapabilmek için sistemin sayısal statik analizi gerçekleştirilecektir. Farklı yerlerden fikstür uygulanan modellere ait gerçekleştirilen statik analiz sonuçları kendi aralarında değerlendirilecek ve son olarak gerçek çalışma koşullarının simüle edildiği sayısal statik ve tezin bundan sonraki kısmında devam edecek olan dinamik analiz sonuçları karşılaştırılacaktır.

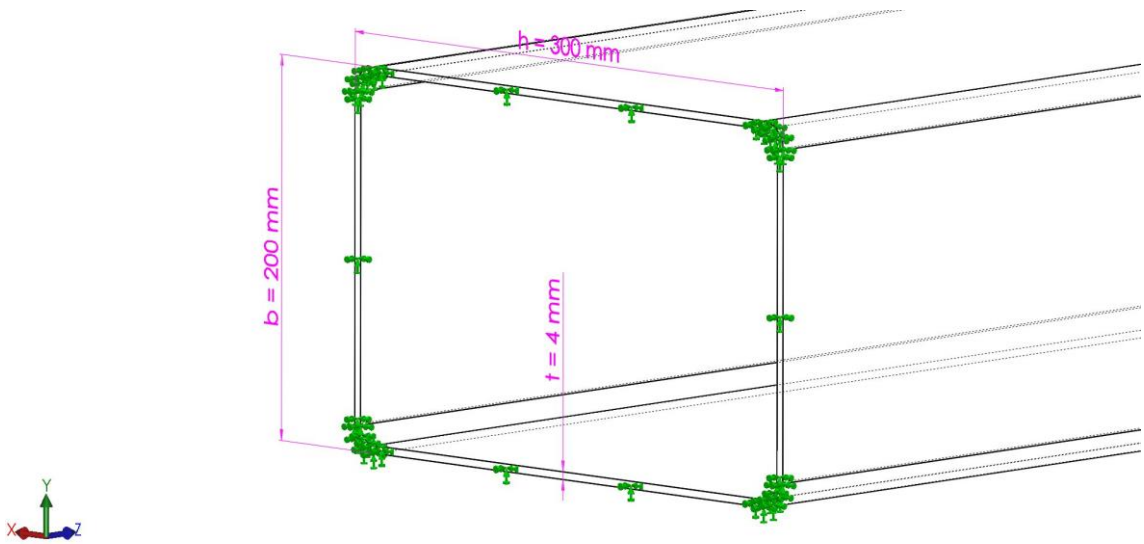
##### 4.1.2.1. Sınır Şartları

Gerçekleştirilecek olan sayısal statik analizde Al 6061 – T6 alüminyum malzeme ve simetri ekseni kullanılacaktır. Bunun sebebi köprüyü ortadan ikiye ayırdığımız zaman sağ ve sol kısımların birebir eşit olmasıdır. Bu durumda analiz için simetri ekseni kullanımının azalan mesh sayısı ile doğru orantılı olarak kısalan analiz süresi gibi bazı faydaları olacaktır. Ayrıca simetri ekseni kullanıldığı zaman gelişmiş güzel düğüm noktası seçiminden kaynaklanan küçük hata miktarlarının da önüne geçilebilecektir. Simetri görüntüsü Şekil 4.6'da verilmiştir.



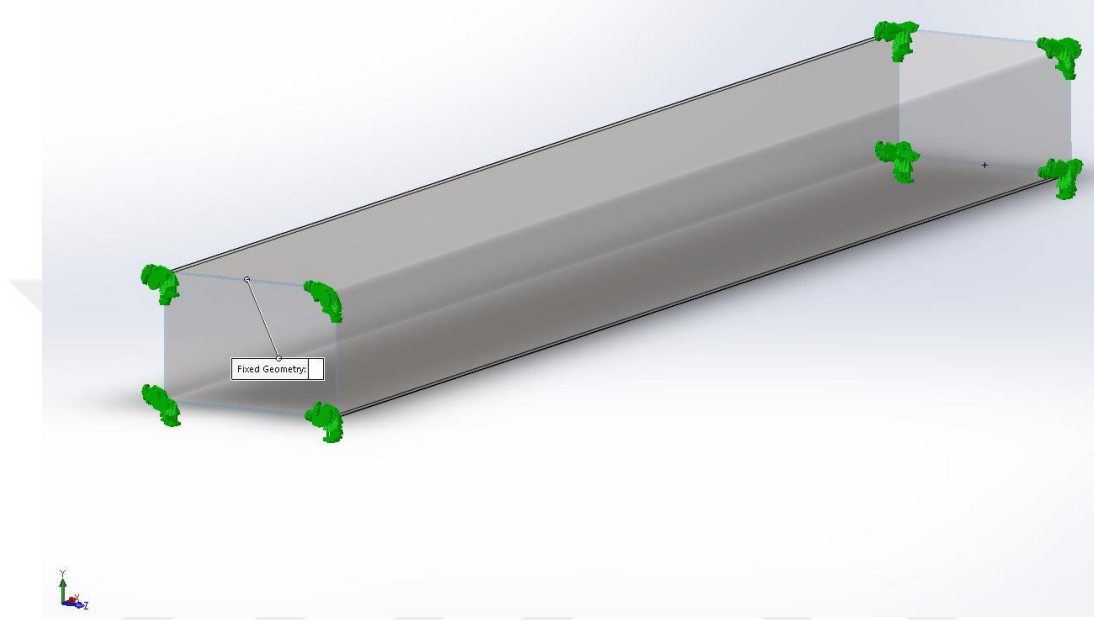
Şekil 4.6. Sayısal statik analiz için simetri model görüntüsü

Fikstür yerleri belirlenirken 2 farklı seçenek incelenecektir. 2 sınır şartında da dönmeye müsaade edilmeyecektir. İlk fikstürde 1.705 m olan kirişin, et kalınlığı olan çerçeve kısımlarından ankastre davranması sağlanacaktır. İkinci fikstür durumunda ise lazer köprü sisteminin gerçek çalışma koşulları altındaki durumu göz önüne alınarak fikstür yeri değiştirilecek ve analitik sonuçlardan sapması incelenecektir. Böylelikle sınır şartlarının analiz üzerindeki etkileri de görülmüş olacaktır. Analitik model ile aynı fikstür şartlarını taşıyan ilk durum için fikstür gösterimi Şekil 4.7’de verilmiştir.



Şekil 4.7. Sayısal statik analiz ilk fikstür durumunun gösterimi

Şekil 4.7’de gösterilen fikstür işlemi simetri eksenini kullandığı için tek taraflı olarak gösterilmiştir. Simetri ekseninden dolayı şeklin bir tarafına uyguladığımız herhangi bir işlem diğer tarafa da uygulanmaktadır. Simetri eksenini kullanmamış olduğumuzu varsaysaydık ilk durum için fikstür görüntüsü Şekil 4.8’deki gibi olacaktır.



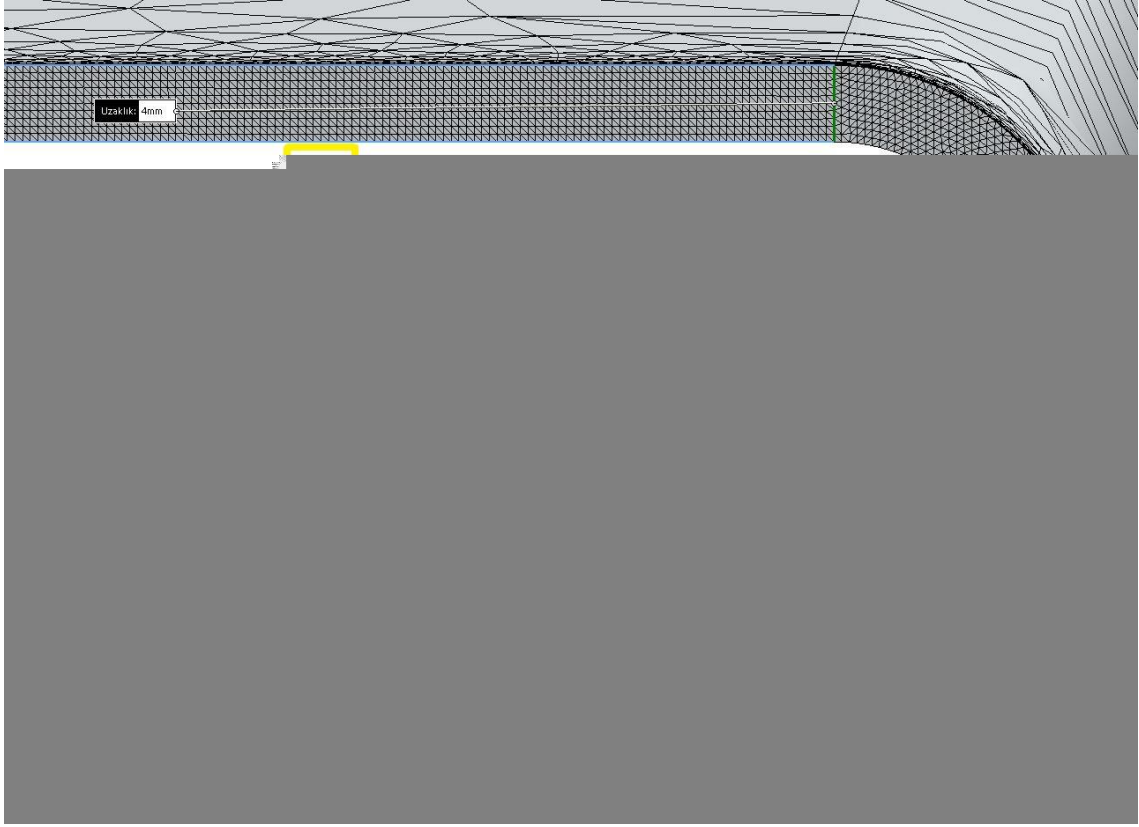
Şekil 4.8. Sayısal statik analizde simetri eksenini kullanılmadığı takdirde iki taraflı fikstür görüntüsü

İkinci durum olan ve sayısal dinamik analizlerde de kullanılacak fikstür görünümü ise Şekil 4.9’da verilmiştir.



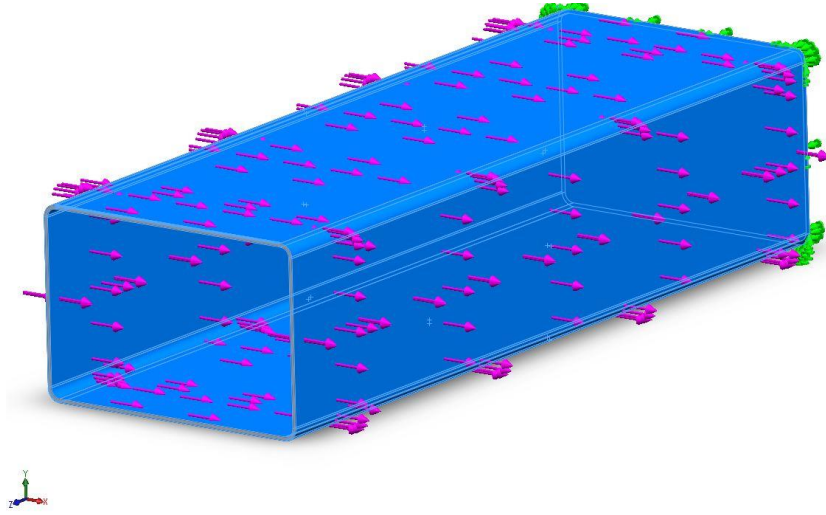
Şekil 4.9. Sayısal statik analiz ikinci fikstür durumunun gösterimi

Şekil 4.9’da gösterilen fikstür durumu görüldüğü üzere yukarıda verilen analitik modelden farklıdır fakat lazer kesim makinesi köprü sisteminin tahrik edildiği bölge bu şekildedir. Model üzerinde uygulanan mesh işleminin görüntüsü de Şekil 4.10’da verilmiştir.



**Şekil 4.10.** Sayısal statik analiz için uygulanan mesh işleminin görüntüsü

Mesh işlemi uygulanırken sınır şartları gereği sayısal analiz sonucu yer değiştirmenin maksimum olacağı simetri ekseninin başlangıç kısmı yani modelin tam ortası çok daha küçük parçalara ayrılmıştır. Bunun sebebi bu kısımda çok daha hassas sonuçlar elde edebilmektir. Ayrıca analitik analizde de modelin tam orta kısmı incelendiği için karşılaştırma işleminde doğruluk artacaktır. Analitik analizde olduğu gibi sistemin tamamına etki eden bir yayılı yük modellemesi sayısal statik analiz için Şekil 4.11’deki gibi olacaktır.

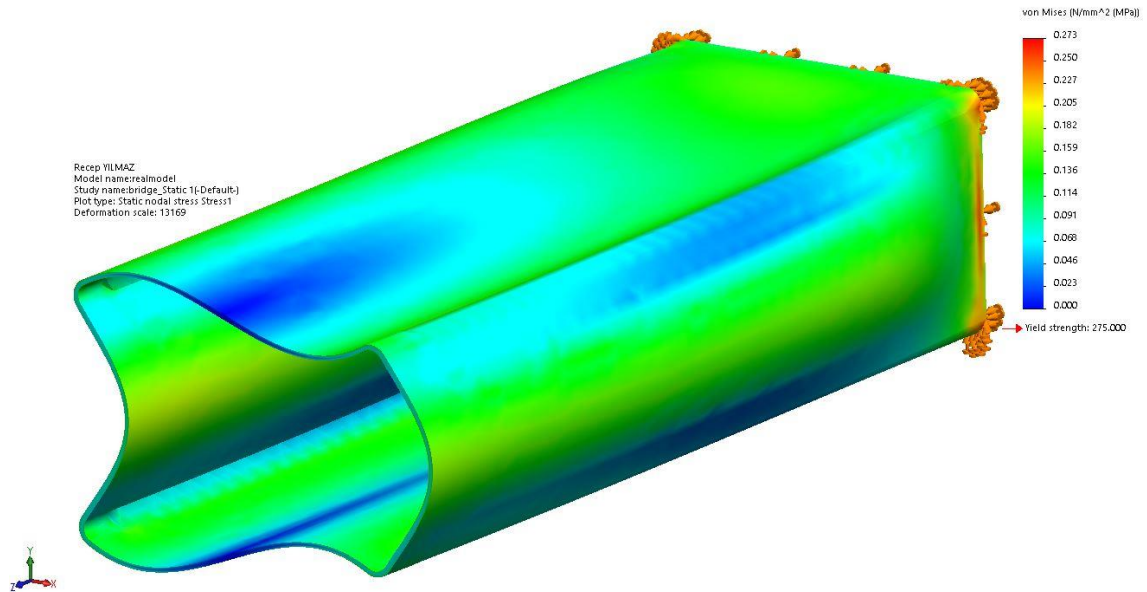


Şekil 4.11. Sayısal statik analiz için yayılı yük gösterimi

Denklem (26)'da hesaplanan sisteme etki eden yayılı yük kuvvet değeri olan 348.45 N simetri ekseninden dolayı ikiye bölünerek Şekil 4.11'de gösterilen model üzerine modelin tamamına etki edecek şekilde toplam yük değeri olarak uygulanmıştır.

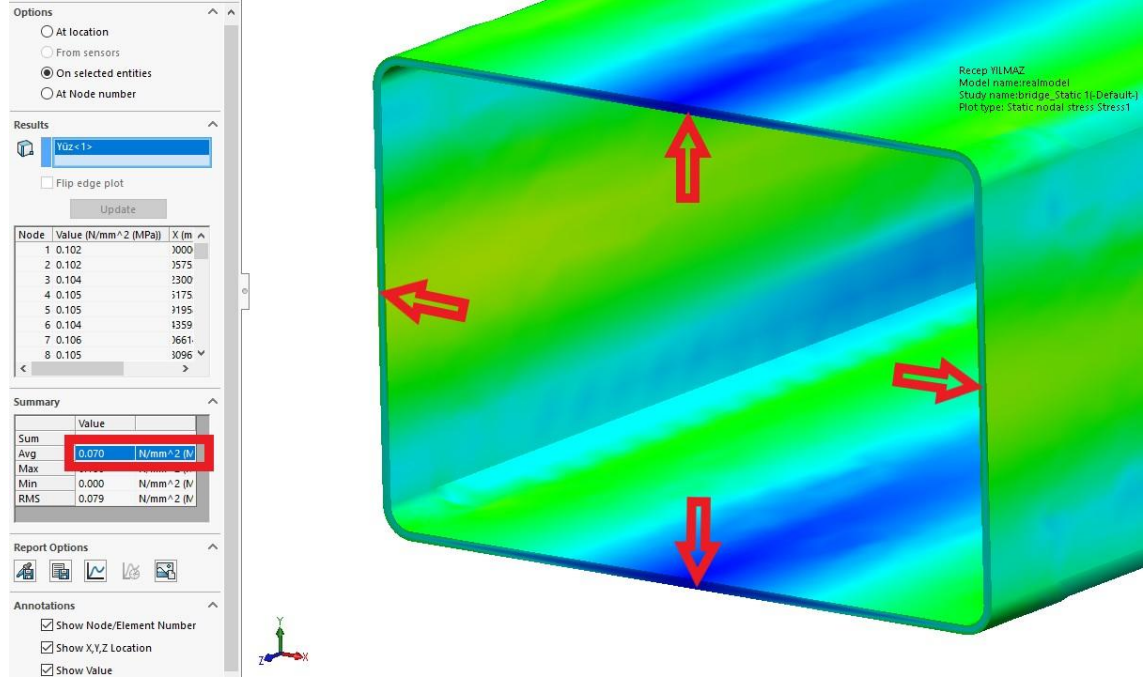
#### 4.1.2.2. İlk Fikstür Durumu için Analiz Sonuçları

Kirişin her iki köşesinden tam olarak sabitlenmiş olduğu ilk durum için yukarıdaki sınır şartları ile gerçekleştirilmiş sayısal statik analize ait modelde meydana gelen stres dağılımını gösteren resim Şekil 4.12'de verilmiştir.



Şekil 4.12. Sayısal statik analiz ilk fikstür durumu için stres dağılımı gösterimi

Şekil 4.12 incelendiğinde modelde meydana gelen maksimum stresin ankastre köşelere ait bir düğüm noktasında 0.273 MPa değerinde olduğu görülmektedir. Simetri ekseninin kullanıldığı diğer kısım et kalınlığı dahilinde çerçeve boyunca stres değerlerinin ortalaması alınarak incelendiği zaman elde edilen değer ise 0.07 MPa olmaktadır (Şekil 4.13). Bu değer analitik modelde hesaplanan modelin tam orta noktasında meydana gelen stres değerine (0.072 MPa) oldukça yakındır (Denklem (32)).



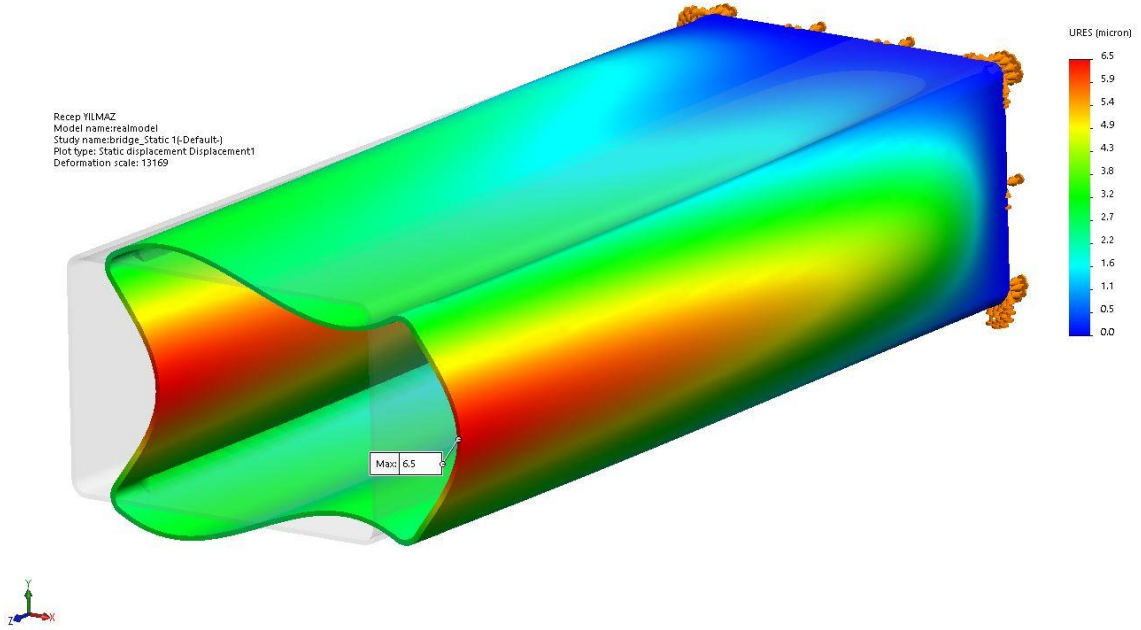
Şekil 4.13. Sayısal statik analiz ilk fiştir durumu için modelin orta kısmında meydana gelen stres değeri

Şekil 4.13'te elde edilen stres değeri ile yine Denklem (32)'de analitik hesaplardan elde edilen stres değerinin % bağıl hata hesaplaması (8) ve (9) numaralı denklemlerdeki formüller kullanılarak aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\% \text{ Bağıl Hata} = \frac{|0.072 - 0.07|}{0.072} \times 100 = \% 2,77$$

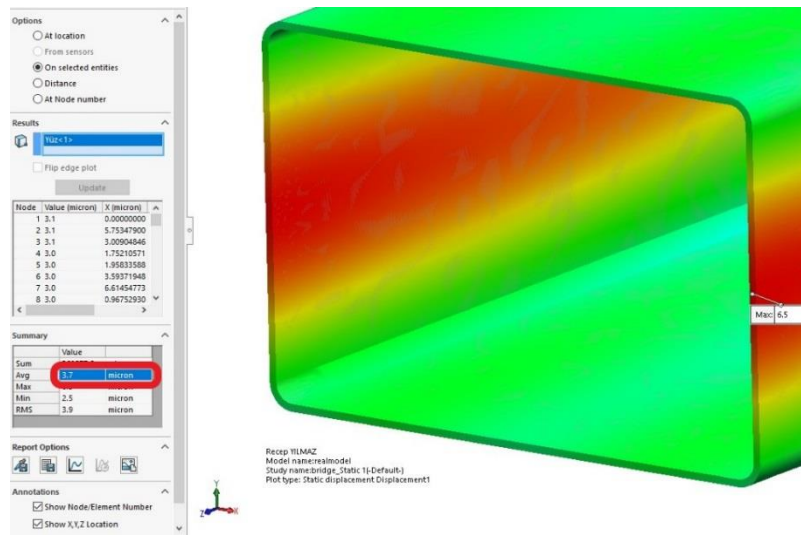
(33)

Sayısal statik analiz sonucu meydana gelen maksimum yer değiştirmenin analitik modelde olduğu gibi kirişin tam ortasında olması beklenmektedir. Yukarıda verilen sınır şartları uygulanarak gerçekleştirilen sayısal statik analiz sonucu elde edilen yer değiştirmeleri gösteren resim Şekil 4.14'de verilmiştir.



**Şekil 4.14.** Sayısal statik analiz ilk fikstür durumu için yer değiştirme sonuçları gösterimi

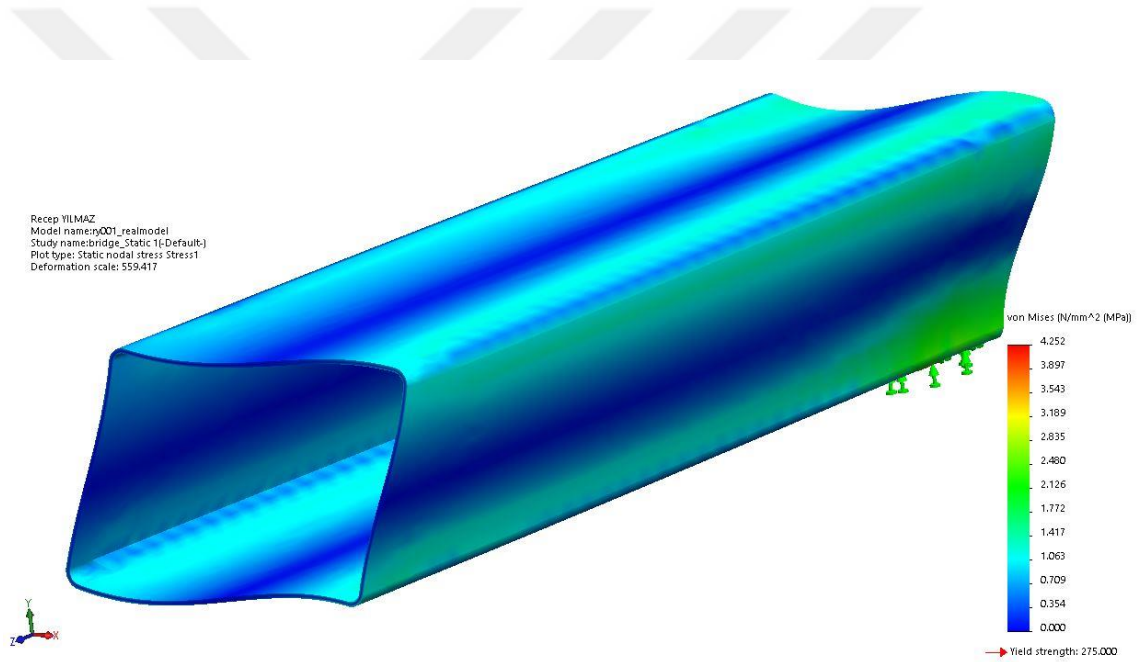
Şekil 4.14 incelendiğinde modelde meydana gelen maksimum yer değiştirmenin simetri ekseninin başladığı kirişin tam orta noktasında 6.5 mikron değerinde olduğu görülmektedir. Yine yukarıda stres değerlerinde de yaptığımız gibi et kalınlığı ile beraber tüm çerçevenin ortalamasını aldığımızda modelin tam orta noktasında meydana gelen yer değiştirme miktarının 3.7 mikron olduğu görülmektedir. (Şekil 4.15)



**Şekil 4.15.** Sayısal statik analiz ilk fikstür durumu için modelin orta kısmında meydana gelen yer değiştirme değeri

#### 4.1.2.3. İkinci Fikstür Durumu için Analiz Sonuçları

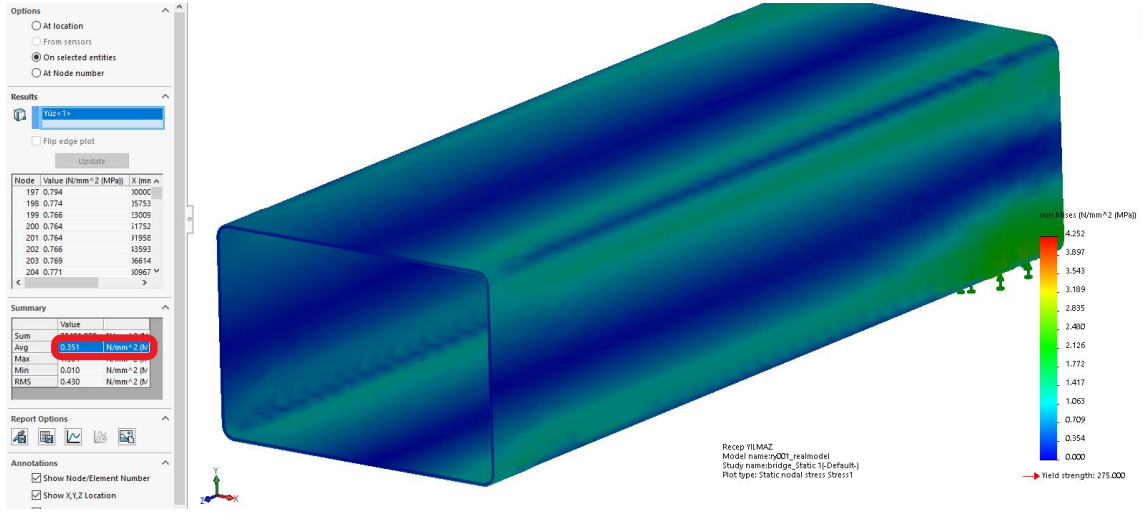
İkinci olarak uygulanan fikstür durumunda lazer köprü sisteminin gerçek çalışma koşulları göz önüne alınmış ve kirişin hareket için tahrik edildiği noktalardan fikstür sağlanmıştır. Elde edilen sonuçlar analitik modelden oldukça farklıdır. Bunun nedeni sınır şartlarının aynı olmamasıdır. Sınır şartları değiştikçe sistem davranışı ve analiz sonundaki şekli de değişmektedir. Sistemin gerçek çalışma koşullarının statik olarak modellendiği bu analiz ile yine aynı noktalardan fikstürlenmiş olan kirişe ait sayısal dinamik analiz karşılaştırması ilerleyen bölümlerde yapılacaktır. İlk fikstür durumu ile aynı şartlarda gerçekleştirilen statik analize ait stres değerlerini gösteren resim Şekil 4.16'da verilmiştir.



Şekil 4.16. Sayısal statik analiz ikinci fikstür durumu için stres değerleri sonuçları

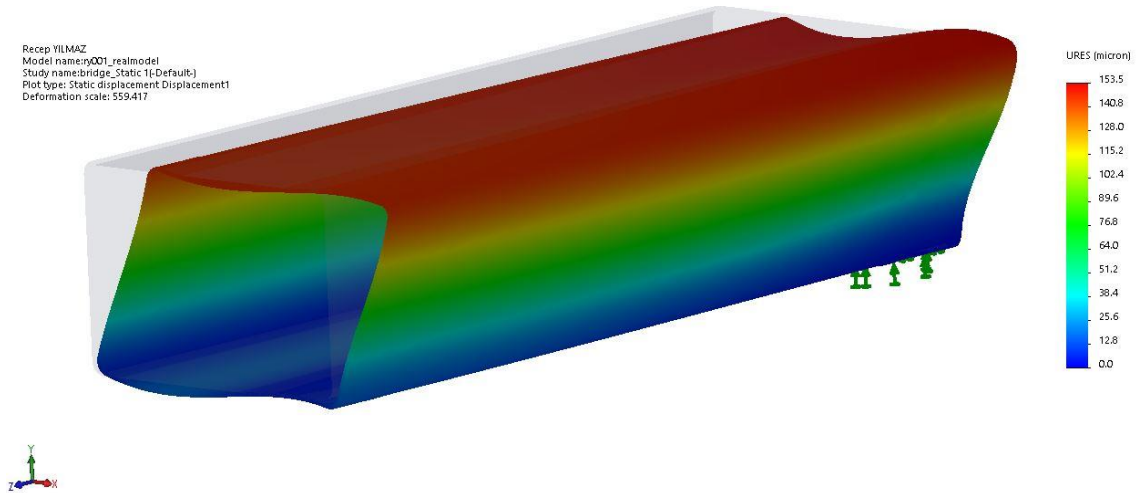
İkinci fikstür durumu ile (Şekil 4.16) ilk fikstür durumu (Şekil 4.12) bir arada incelendiğinde statik analiz sonucu ortaya çıkan şekillerin birbirinden farklı olduğu açıkça görülmektedir. Bunun sebebi sınır şartlarının birbirinden farklı olarak verilmesidir.

Köprünün tam orta noktasında (simetri ekseninin verildiği kısımda) meydana gelen stres değerlerinin gösterimi ise Şekil 4.17'de verilmiştir.



**Şekil 4.17.** Sayısal statik analiz ikinci fikstür durumu için modelin orta kısmında meydana gelen stres değerleri

İkinci fikstür durumu için gerçekleştirilen sayısal statik analiz sonucu meydana gelen yer değiştirmeleri gösteren resim Şekil 4.18’de verilmiştir.



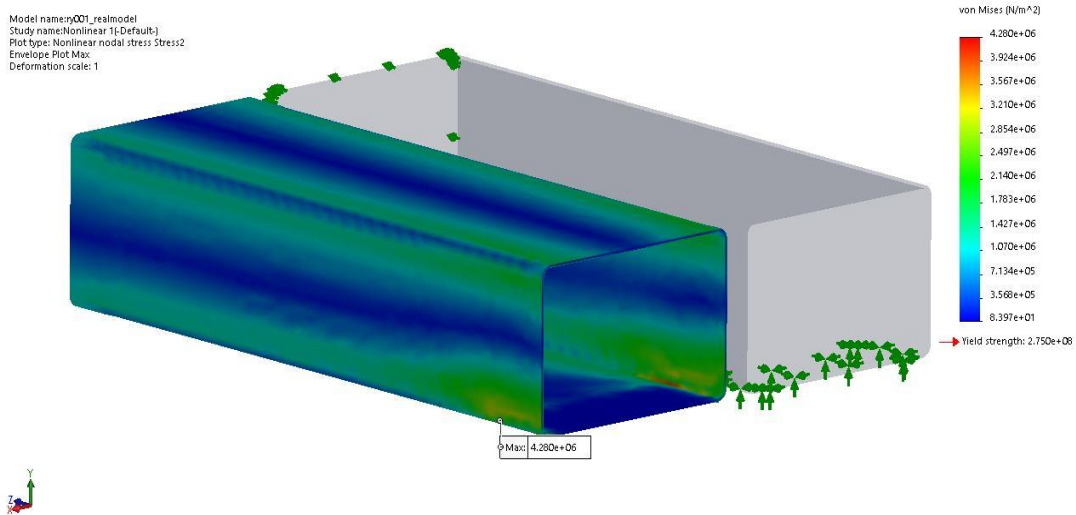
**Şekil 4.18.** Sayısal statik analiz ikinci fikstür durumu için yer değıştirme değeri sonuçları

İlk fikstür durumunda ortaya çıkan şekillerin (Şekil 4.12 ve Şekil 4.14) analitik modelle aynı şartlarda sınır koşullarına sahip olduğu için analitik model için verilen Şekil 3.1’deki gibi olmaktadır. Bu beklenen durumdur. İkinci fikstür durumu için ise (Şekil 4.16 ve Şekil 4.18) böyle bir beklentiden söz edilemez. Tezin sayısal analizler ile sürüyor olması analitik olarak çözümü zor olan gerçek çalışma şartları ve sınır koşullarının daha kolay modellenebilmesidir. Tez çalışmasının bu bölümünde verilmek istenen analitik

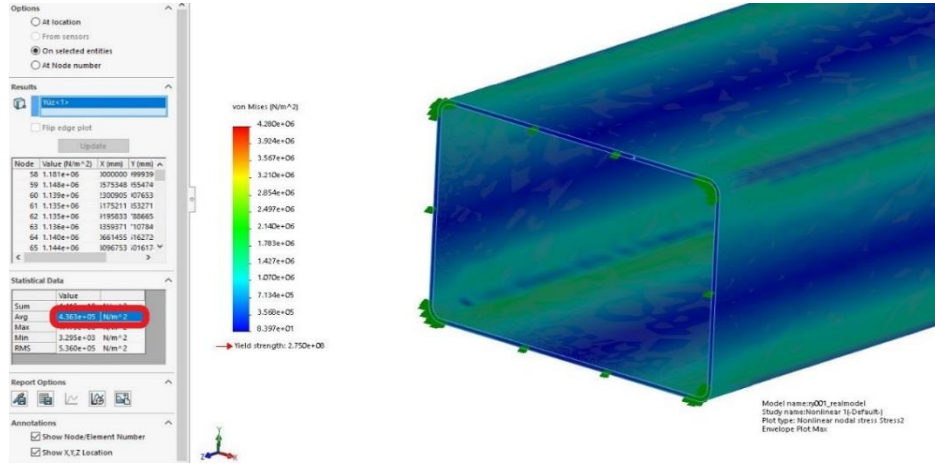
modelle aynı şartlarda modellenen sayısal modelin analiz sonucunda verilerinin analitik hesaplara yakınlığının sorgulanmasıdır. Ayrıca gerçek çalışma koşullarını simüle edebilmek için gerçek sınır şartlarının verildiği ikinci fikstür durumu ile sayısal dinamik analizlere devam edeceğimizden dolayı bu analiz sonuçlarının da bir değerlendirilmeye tabi tutulabilmesi ve devam eden analizlerde ki sonuçların güvenilirliğini sorgulayabilmek bir diğer önemli parametredir.

#### 4.1.2.4. İkinci Fikstür Durumu için Sayısal Statik ve Dinamik Analiz Karşılaştırma

Bu bölümde bir önceki başlıkta ele aldığımız ikinci fikstür durumu için gerçekleştirilen statik analizlerden elde edilen stres ve deformasyon sonuçları ile dinamik analiz için sınır şartları verilerek oluşturulmuş sayısal dinamik analiz sonucu elde edilen stres ve deformasyon değerleri karşılaştırılacaktır. Bu kapsamda gerçek çalışma koşullarından farklı olarak statik analizde de olduğu gibi yer çekimi ivmesi köprü üzerine etki ettirilmemiştir. İlerleyen analizlerde yerçekimi etkisi de analiz koşullarında eklenecek ve sonuçlar ayrıca incelenecektir. Şekil 4.19’da köprüye etki eden maksimum stres değeri ve Şekil 4.20’de ise köprünün tam orta noktasında meydana gelen stres değeri ortalama olarak gösterilmiştir.



**Şekil 4.19.** 200x300 4 mm Al6061-T6 sayısal dinamik analiz maksimum stres grafiği (simetri model,  $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=2$  ( $m/s$ ))

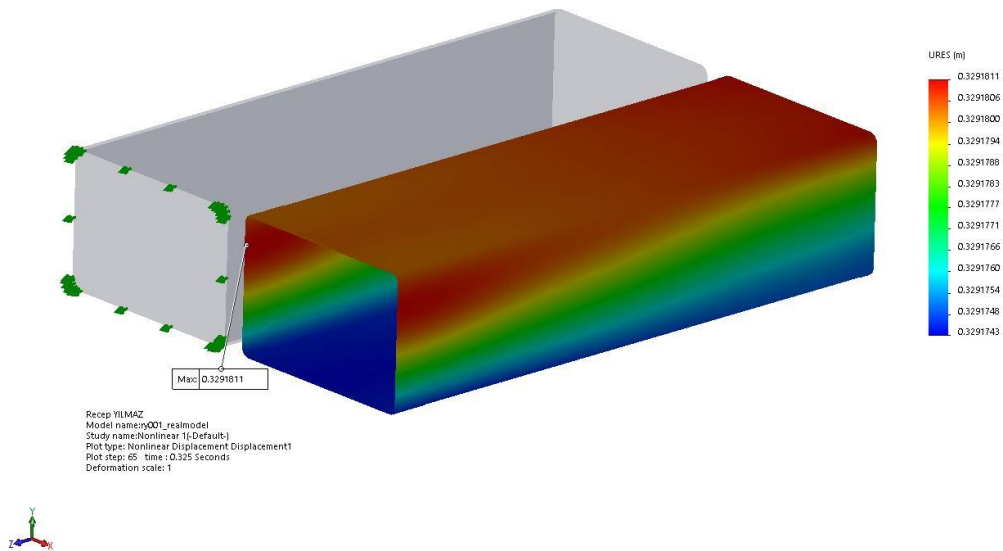


**Şekil 4.20.** 200x300 4 mm Al6061-T6 sayısal dinamik analiz köprü ortası stres grafiği (simetri model,  $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=2$  ( $m/s$ ))

Sayısal statik analiz sonuçları olan stres ve yer değiştirme değerlerini gösteren şekiller (Şekil 4.16, Şekil 4.17, Şekil 4.18) ile sayısal dinamik analiz sonuçları olan stres ve yer değiştirme değerlerini gösteren şekiller (Şekil 4.19, Şekil 4.20, Şekil 4.21) birlikte incelendiğinde elde edilen tablo aşağıdaki gibi olacaktır. (Tablo 4.1)

**Tablo 4.1.** Sayısal statik ve dinamik analiz sonuçları karşılaştırması

Analiz Türü	Stres Değeri (MPa)		Yer Değiştirme ( $\mu m$ )
	Maksimum	Köprü Ortası	Maksimum
Statik Analiz	4.252	0.351	153.5
Dinamik Analiz	4.280	0.436	6.1



**Şekil 4.21.** 200x300 4 mm Al6061-T6 sayısal dinamik analiz maksimum yer değiştirme grafiği (simetri model,  $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=2$  ( $m/s$ ))

#### 4.2. Sayısal Dinamik Analiz için Etüt Özellikleri

SolidWorks programında üç boyutlu CAD modeli hazırlanan sistem yine bu programın Simulation Premium paketi ile çeşitli dinamik analizlere tabi tutulmuştur. Analiz parametreleri belirlenirken 300 jerk değeri ile ivmenin lineer bir şekilde artması ve azalması sağlanmıştır. Yapılmış olan ön analizler kapsamında uzayan analiz sürelerinin kısaltılması ve rahat çözüm için ivme değerlerinin maksimuma ulaştığı anda düşüşe geçtiği ve buna bağlı olarak maksimum hız değerinin  $1.47 \text{ m/s}$  olduğu hareket parametreleri kullanılmıştır. Hazırlanan ön dinamik analizlere ait etüt özellikleri aşağıda Tablo 4.2’de verilmiştir.

**Tablo 4.2.** Sayısal ön dinamik analizlere ait etüt özellikleri

Etüt adı	Lazer Makinası Köprü Sistemi Dinamik Analizi
Analiz tipi	Doğrusal Olmayan - Dinamik
Mesh tipi	Katı Mesh
Başlangıç zamanı	0 Saniye
Bitiş zamanı	0.28 Saniye
Zaman artışı	0.005 Saniye
Büyük yer değiştirme	Açık
Çözümleyici tipi	FFEPlus

Genel olarak bir analiz yürütebilmek için aşağıda maddeler halinde verilen adımlar etüt tipine bağlı olarak uygulanmaktadır.

- Analiz tipi ve seçenekleri tanımlanarak bir etüt oluşturulur.
- Gerekirse seçilen etüdün parametreleri tanımlanabilir. Parametre; bir model ölçümlendirmesi, malzeme özelliği, kuvvet değeri veya diğer herhangi bir girdi olabilir.
- Seçilen etütte kullanılacak olan malzeme özellikleri tanımlanır. Malzeme özellikleri daha önce CAD sisteminde tanımlanmışsa bu adıma gerek duyulmaz.
- Kısıtlamalar ve yükler belirtilir.
- Birbirini etkileyen birden fazla parça varsa bileşen temasları ve temas setleri tanımlanır.
- Model, elemanlar adı verilen birçok küçük parçaya bölünerek meshlenir. Program yapısal elemanları otomatik olarak giriş elemanlarıyla meshler. Modelde farklı geometriler (katı, kabuk, yapısal elemanlar vb.) varsa program otomatik olarak bir karma mesh oluşturur. Fakat daha spesifik çözümlerde mesh işlemi kullanıcı

tarafından çeşitli parametreler ile gerçekleştirilmelidir. Bunun sebebi çözümün daha hassas olması istenilen bölgelerde mesh kontrolü ile daha küçük elemanlar kullanmak diğer bölgelerde ise farklı eleman boyutları ile devam edebilmektir. Artan eleman sayısı çözüm sürelerini inanılmaz bir şekilde uzatabilir ve bazen çözüm için kullanılan bilgisayar sistemine bağlı olarak imkânsız hale getirebilmektedir.

- Etüt çalıştırılır.
- Sonuçlar görüntülenerek yorumlanır. [25]

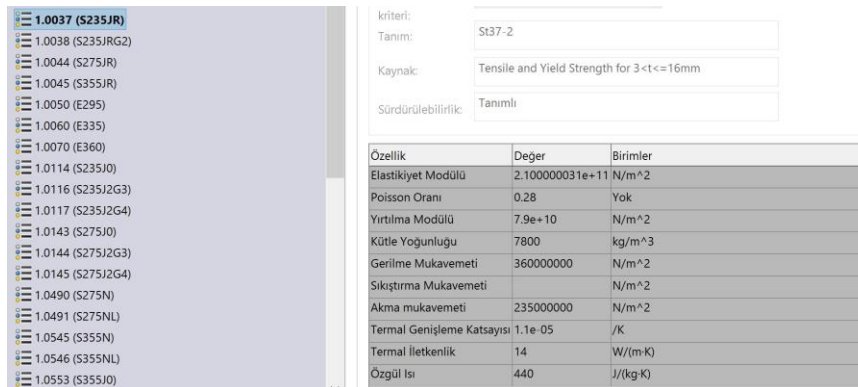
#### 4.2.1. Malzeme Seçimi

Gerçekleştirilmiş olan sayısal dinamik analizlerde iki farklı malzeme kullanılmıştır. Bunlar St-37 çeliği ve Al 6061-T6 alüminyum malzemeleridir. Bu malzemelere ait kimyasal ve mekanik özellikleri Tablo 3.2, Tablo 3.3, Tablo 3.4 ve Tablo 3.5'te verilmiştir. Aşağıda Şekil 4.22 ve Şekil 4.23'de ise analiz programı üzerinden farklı analizlere ait seçim görselleri verilmiştir. Her bir ön analiz için malzeme seçimi tamamlandıktan sonra bayrak eklemesi henüz yapılmadığından bileşen teması kısmı atlanarak fikstür belirlemeye geçilmiştir. Ön analizler tamamlandıktan sonra nihai tasarıma giden modelin analiz işlemlerinde ise bayrak ile bileşen temasları verilecektir.



Özellik	Değer	Birimler
Elastikiyet Modülü	6.900000067e+10	N/m <sup>2</sup>
Poisson Oranı	0.33	Yok
Gerilme Mukavemeti	310000002.1	N/m <sup>2</sup>
Akma mukavemeti	275000000.9	N/m <sup>2</sup>
Teğet modülü		N/m <sup>2</sup>
Termal Genişleme Katsayısı	2.4e-05	/K
Kütle Yoğunluğu	2700	kg/m <sup>3</sup>
Sertleştirme Faktörü	0.85	Yok

Şekil 4.22. Sayısal analiz programı üzerinde Al6061-T6 malzeme seçimi

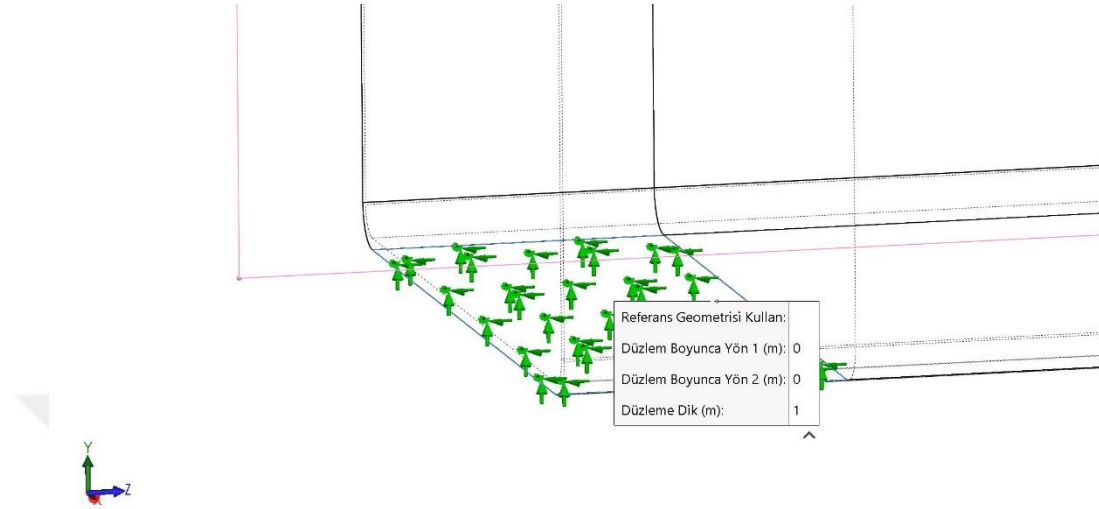


Özellik	Değer	Birimler
Elastikiyet Modülü	2.100000031e+11	N/m <sup>2</sup>
Poisson Oranı	0.28	Yok
Yırtılma Modülü	7.9e+10	N/m <sup>2</sup>
Kütle Yoğunluğu	7800	kg/m <sup>3</sup>
Gerilme Mukavemeti	360000000	N/m <sup>2</sup>
Sıkıştırma Mukavemeti		N/m <sup>2</sup>
Akma mukavemeti	235000000	N/m <sup>2</sup>
Termal Genişleme Katsayısı	1.1e-05	/K
Termal İletkenlik	14	W/(m·K)
Özgü Isı	440	J/(kg·K)

Şekil 4.23. Sayısal analiz programı üzerinde St-37 malzeme seçimi

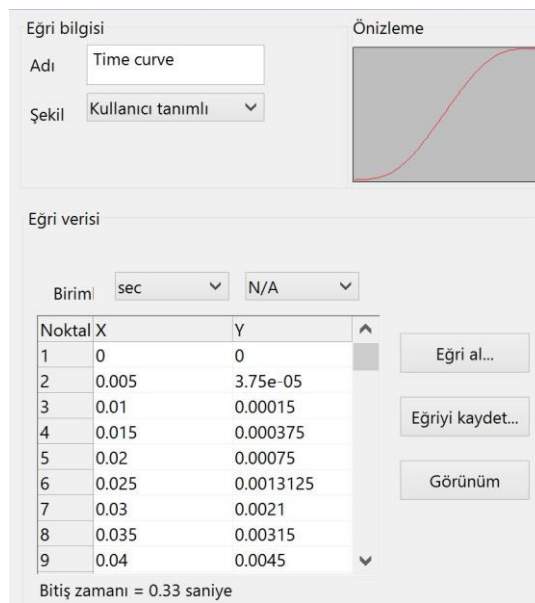
#### 4.2.2. Fikstürler ve Yükle

Analiz programında model üzerinde fikstürler belirlenirken köprü sisteminin servo motorlar tarafından tahrik edildiği kısımlardan hareket verilmiştir (Şekil 4.24).



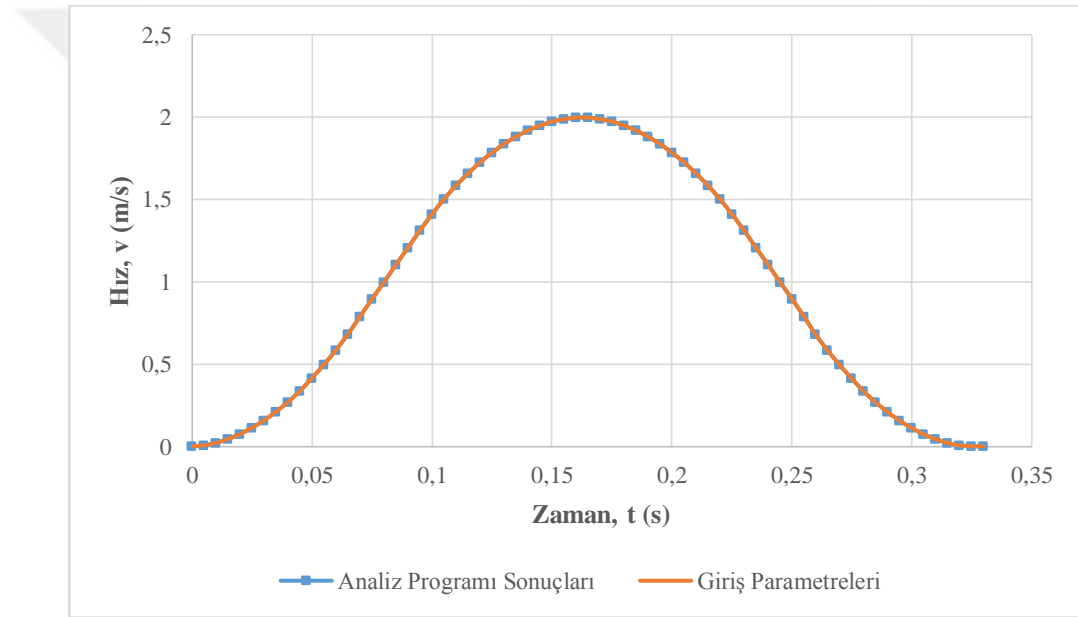
Şekil 4.24. Sayısal ön dinamik analizler için belirlenen fikstür noktaları

Belirlenen fikstür noktalarından analiz süresince her adım değeri için kullanılacak konum değerleri Şekil 4.25'te gösterildiği gibi verilirken koordinat eksenine göre seçilen referans düzlem esas alınarak düzleme dik olarak harekete izin verilmiş, diğer tüm yönlerdeki hareketler kısıtlanmıştır. Böylece gerçek çalışma koşulları doğru bir şekilde verilmiş olmaktadır.



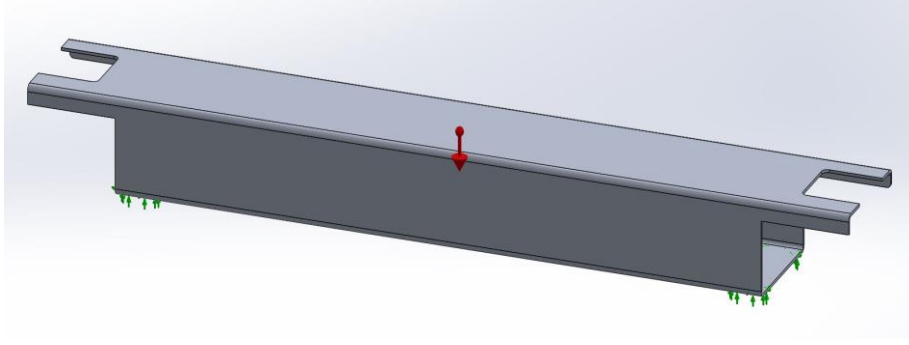
Şekil 4.25. Sayısal ön dinamik analizler için belirlenen fikstür hareket parametreleri

Şekil 4.25'te "X" sütunu saniye cinsinden zaman adımlarını ve "Y" sütunu her bir zaman adımına karşılık gelen metre cinsinden konum değerlerini ifade etmektedir. "X" ve "Y" sütunu gerçekleştirilen ön analizler için sırasıyla 0.28 s ve 0.2058 m. değerinde, ön analizler tamamlandıktan sonra gerçekleştirilen maksimum 2 m/s hız değerine ulaşılan diğer analizlerde 0.33 s ve 0.329175 m olarak sonlandırılmıştır. Bu aşamada sisteme girdi olarak verilen 300 jerk ile ivmelendirilen zaman ve karşılık gelen konum değerlerinin doğruluğunun araştırılması gerekmektedir. Bu da analiz sonrası programdan elde edilecek hız ve ivme değerleri ile kıyaslama yapılarak sağlanabilir. Bu aşamada ön analizler için sisteme girdi olarak verilen zaman ve konum değerlerinin elde edildiği hız değerleri ile analiz çıktısı olan hız değerleri karşılaştırması Şekil 4.26'da gösterilmiştir.



Şekil 4.26. Sayısal ön dinamik analizler için analiz sonucu ile analiz girdi hız değerlerinin kıyaslanması

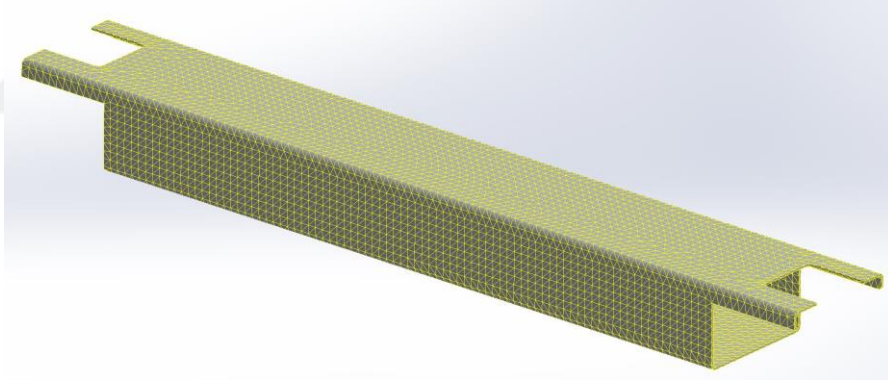
Şekil 4.26'da hız zaman grafik değerlerinin birbiriyle birebir örtüşmesi sebebiyle parametre çalışmasının doğruluğundan söz edilebilir. Çünkü dinamik analize girdi olarak sadece zaman ve konum bilgileri girişi yapılmıştır. Analiz sonucunda program tarafından verilen hız zaman değerleri ise bizim elle girdiğimiz konum zaman değerlerine göre yine program tarafından hesaplanıp elde edilmiştir. Her bir noktanın birebir çakıştığı açıkça görülmektedir. Sisteme ayrıca Şekil 4.27'de gösterildiği gibi yer çekimi ivmesi tanımlanmıştır.



Şekil 4.27. Sayısal analizler için yer çekimi ivmesi gösterimi

#### 4.2.3. Mesh

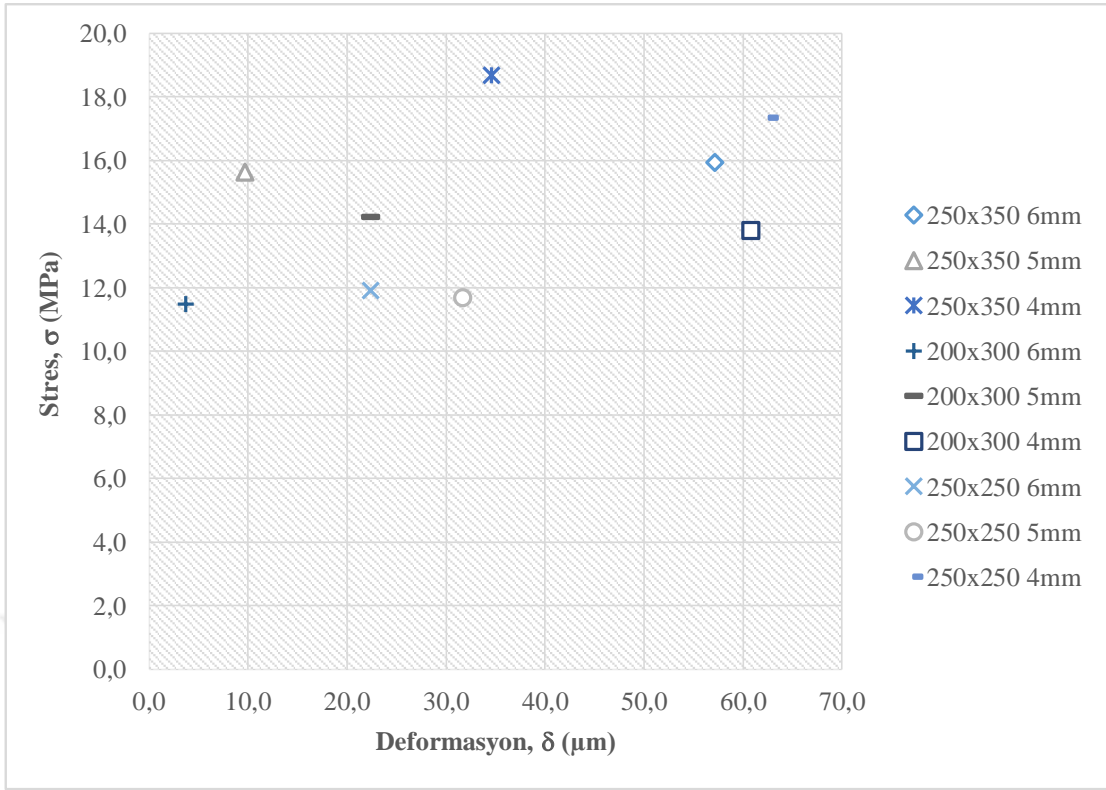
SolidWorks Simulation Premium programı üzerinden standart mesh tipi kullanılarak ön analizler gerçekleştirilmiştir. Ön analizler sonucu tasarıma devam edilen sistemde ise karma tip mesh kullanılmıştır. Bunun sebebi özellikle radyus bölgelerinde daha hassas çözüm işleminin gerçekleştirilmesidir. Ön analizlere ait mesh işlemine tabi tutulmuş profil görüntüsü Şekil 4.28’de verilmiştir.



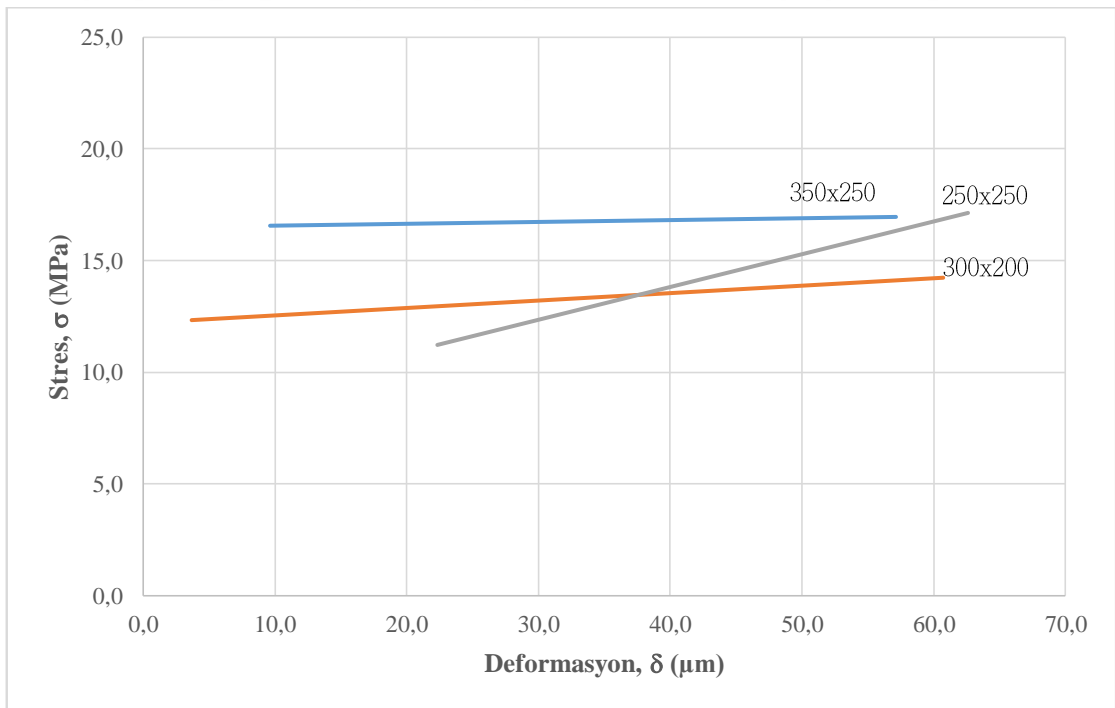
Şekil 4.28. Sayısal ön dinamik analizlerde kullanılan mesh görüntüsü

#### 4.3. Ön Sayısal Dinamik Analiz Sonuçları

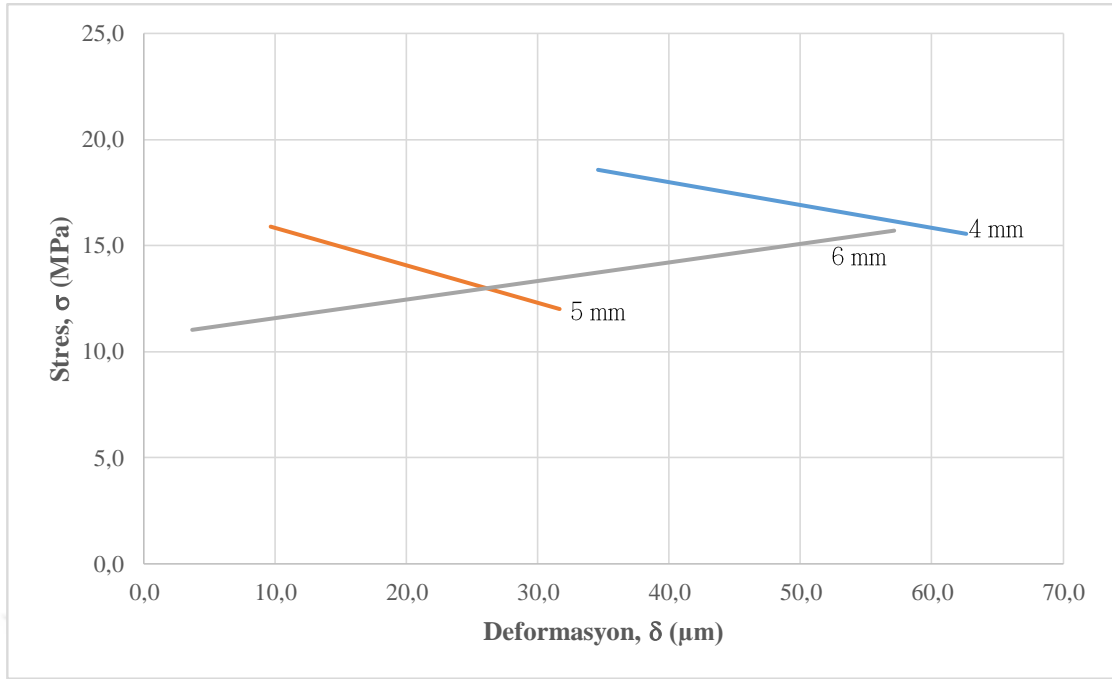
Nihai model ve bu model ile birlikte gerçekleştirilen maksimum girdi değerlerinin kullanıldığı sayısal dinamik analiz öncesi Tablo 3.9 değerleri kullanılarak gerçekleştirilen analiz sonuçları aşağıdaki şekillerde ayrı ayrı gösterilmiştir. Kullanılan malzeme özelliklerine göre ayrılmış grafikler Şekil 4.29 ve Şekil 4.34’te verilmiştir. Şekil 4.29 ve Şekil 4.34’te sistemin maruz kaldığı maksimum hız değeri  $1.47 \text{ m/s}$ ’dir. Şekil 4.35’te ise bu değer  $2 \text{ m/s}$  olmaktadır ve sistemde rijitliği artıracak olan bayraklar eklenmeden bu hız değerinde de davranışı incelenmiştir.



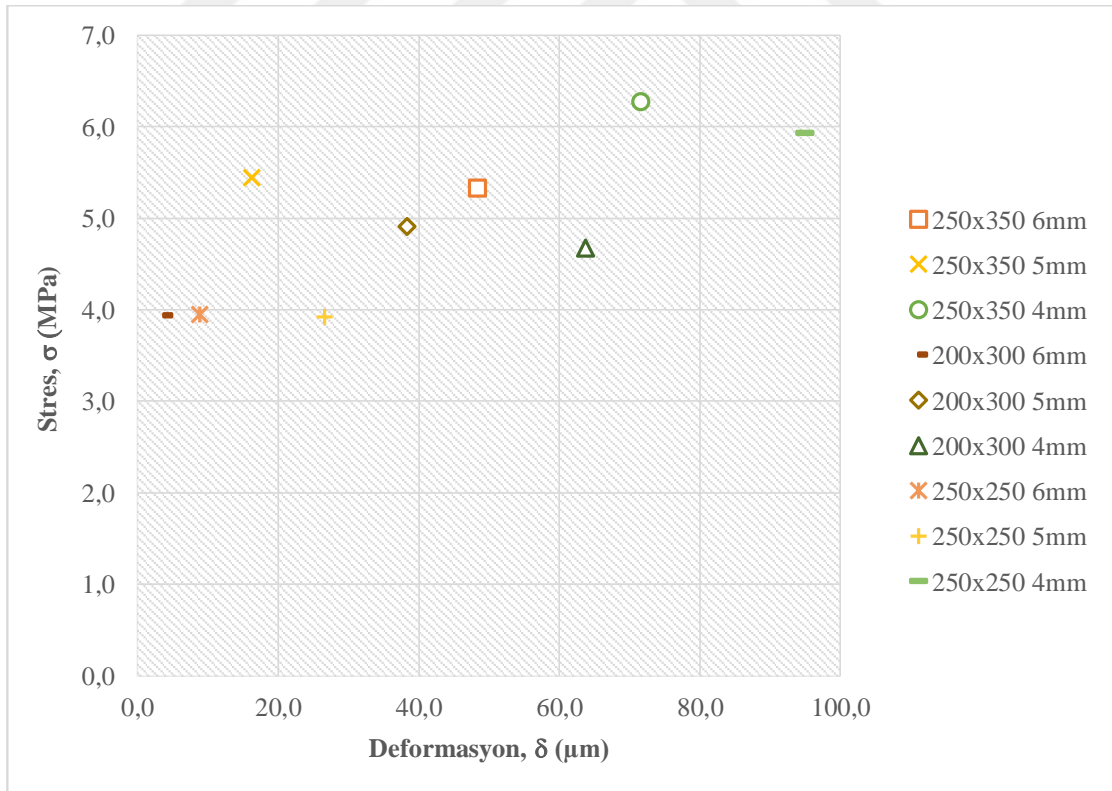
Şekil 4.29. St-37 malzemesi ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=1.47$  ( $m/s$ ))



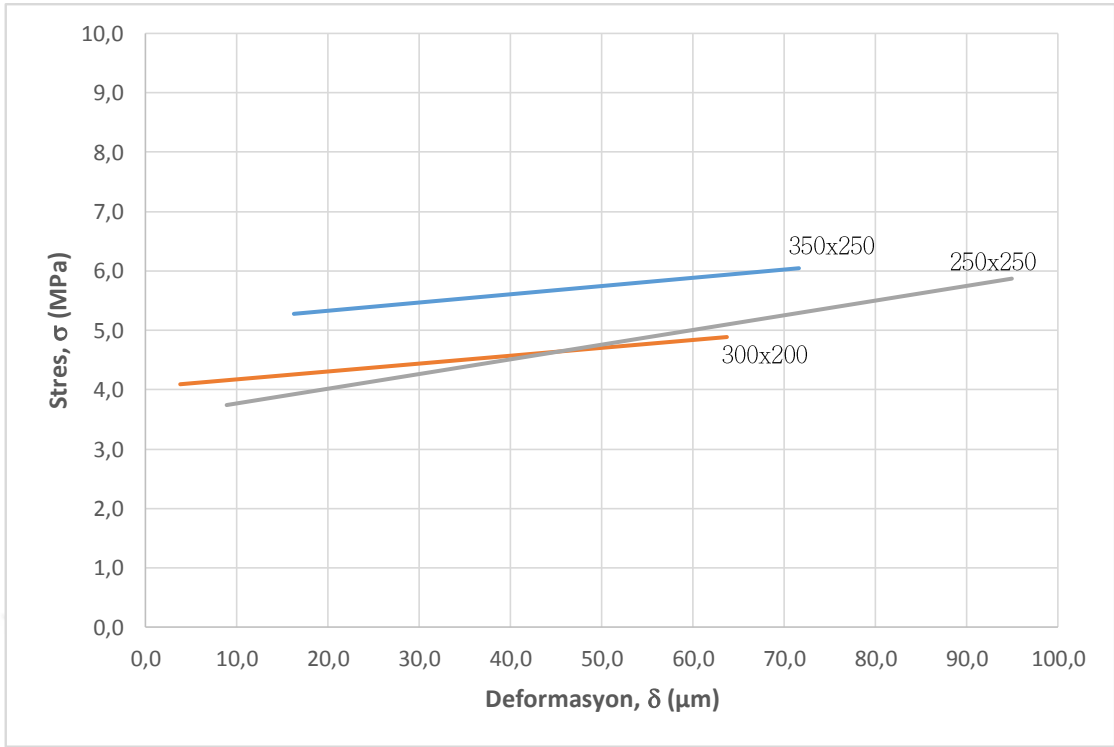
Şekil 4.30. St-37 malzemesi ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları, farklı profillerin stres ve deformasyon eğilimi grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=1.47$  ( $m/s$ ))



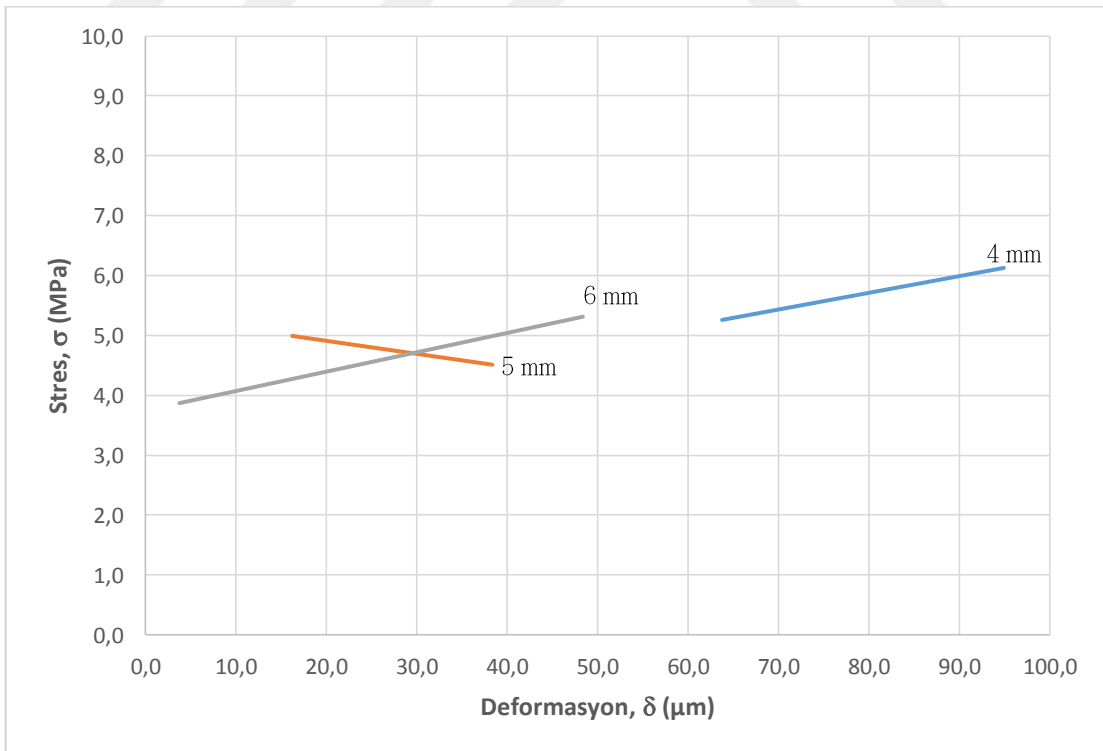
Şekil 4.31. St-37 malzemesi ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları, farklı et kalınlığı değerlerinin stres ve deformasyon eğilimi grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=1.47$  ( $m/s$ ))



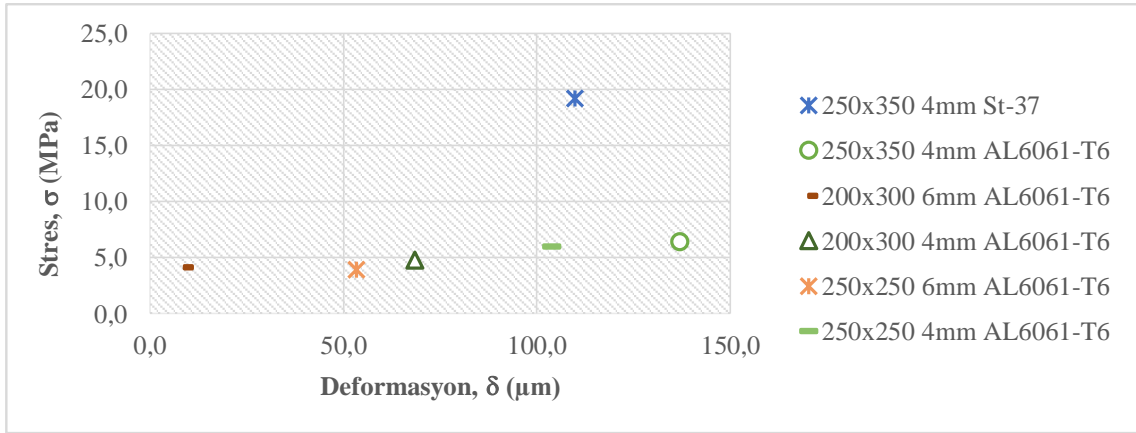
Şekil 4.32. AL6061-T6 malzemesi ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=1.47$  ( $m/s$ ))



Şekil 4.33. Al 6061-T6 malzemesi ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları, farklı profillerin stres ve deformasyon eğilimi grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=1.47$  ( $m/s$ ))

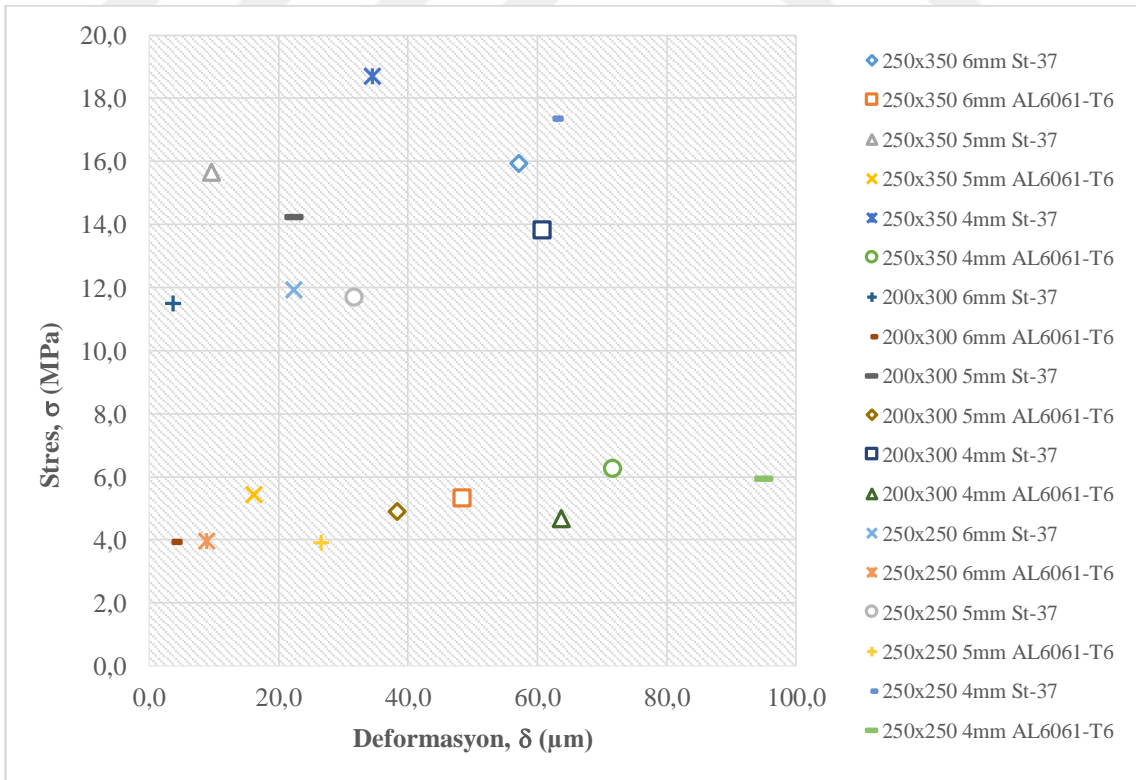


Şekil 4.34. Al 6061-T6 malzemesi ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları, farklı et kalınlığı değerlerinin stres ve deformasyon eğilimi grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=1.47$  ( $m/s$ ))

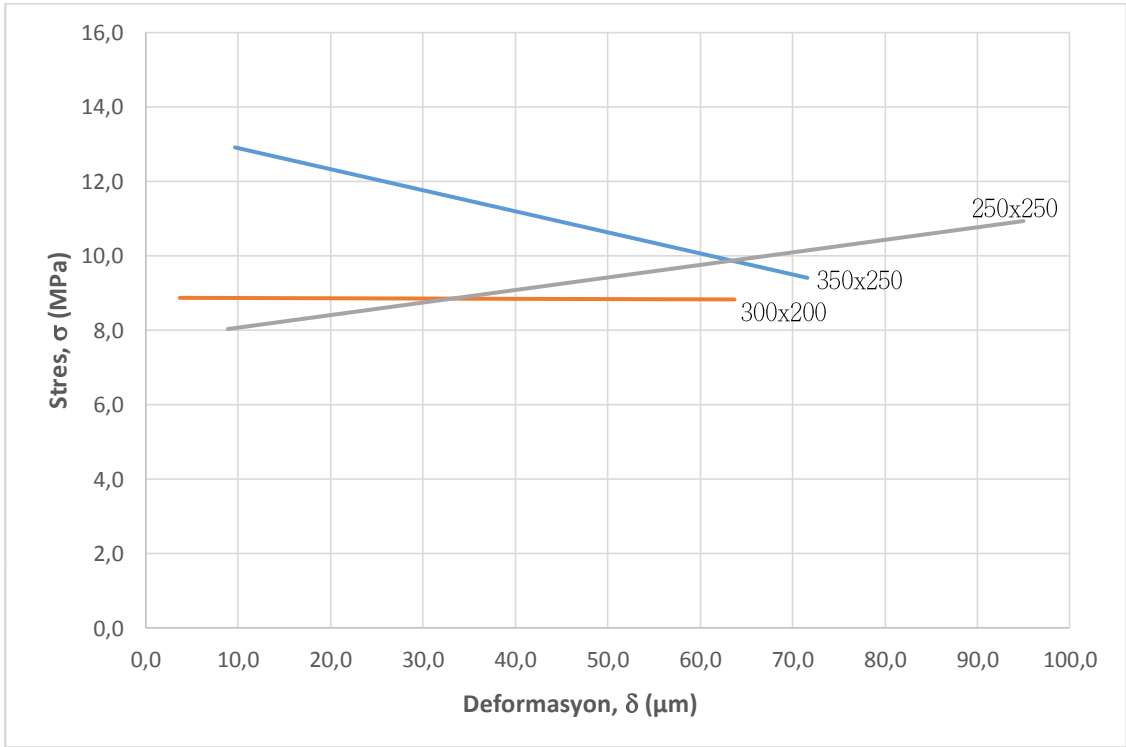


**Şekil 4.35.** Maksimum 2 m/s hız değeri için sayısal ön dinamik analiz sonuçları grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=2$  ( $m/s$ ))

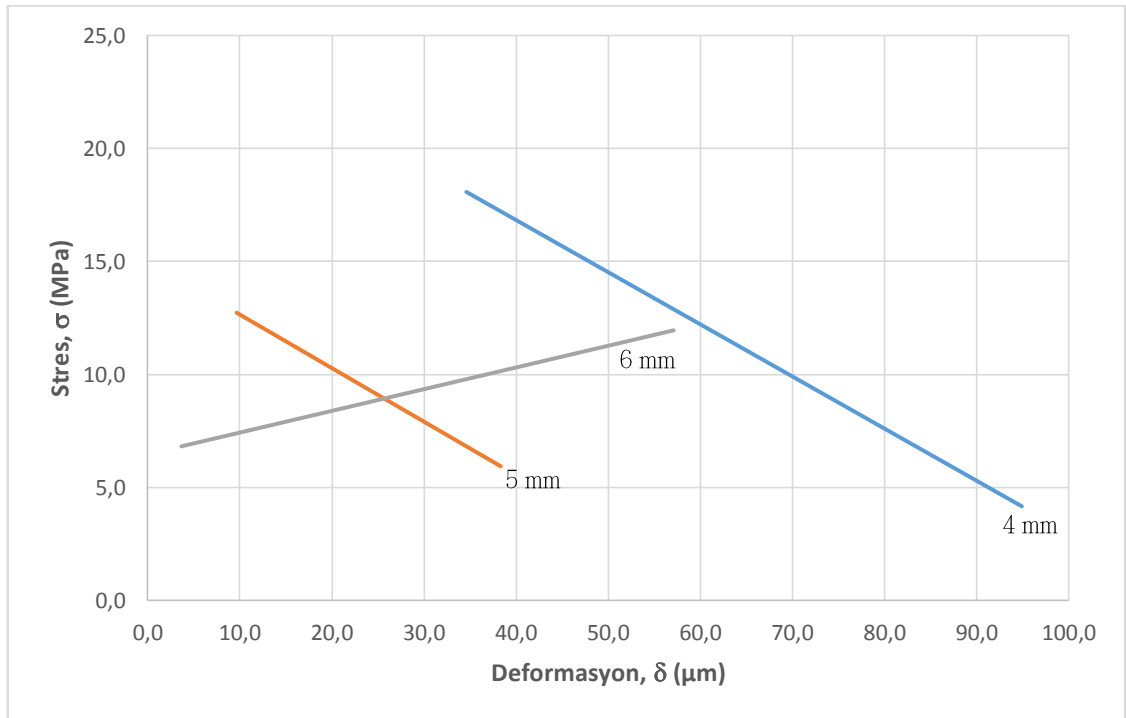
Her iki malzemeye ait belirlenen çeşitli parametrelerle yürütülen ön analiz sonuçları toplu olarak Şekil 4.36'da verilmiştir. Şekil 4.39'da ön analizler için kullanılan parametrelerle birlikte elde edilen kütle miktarı ve analiz sonucu sistemde meydana gelen maksimum stres ve deformasyon değerleri verilmiştir. Şekil 4.40'ta ise sayısal dinamik analizler sonunda lazer köprüsünün orta kısmında meydana gelen deformasyon değerlerini gösteren grafik verilmiştir.



**Şekil 4.36.** Her iki malzemeyi de içeren sayısal ön dinamik analiz sonuçları grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=1.47$  ( $m/s$ ))



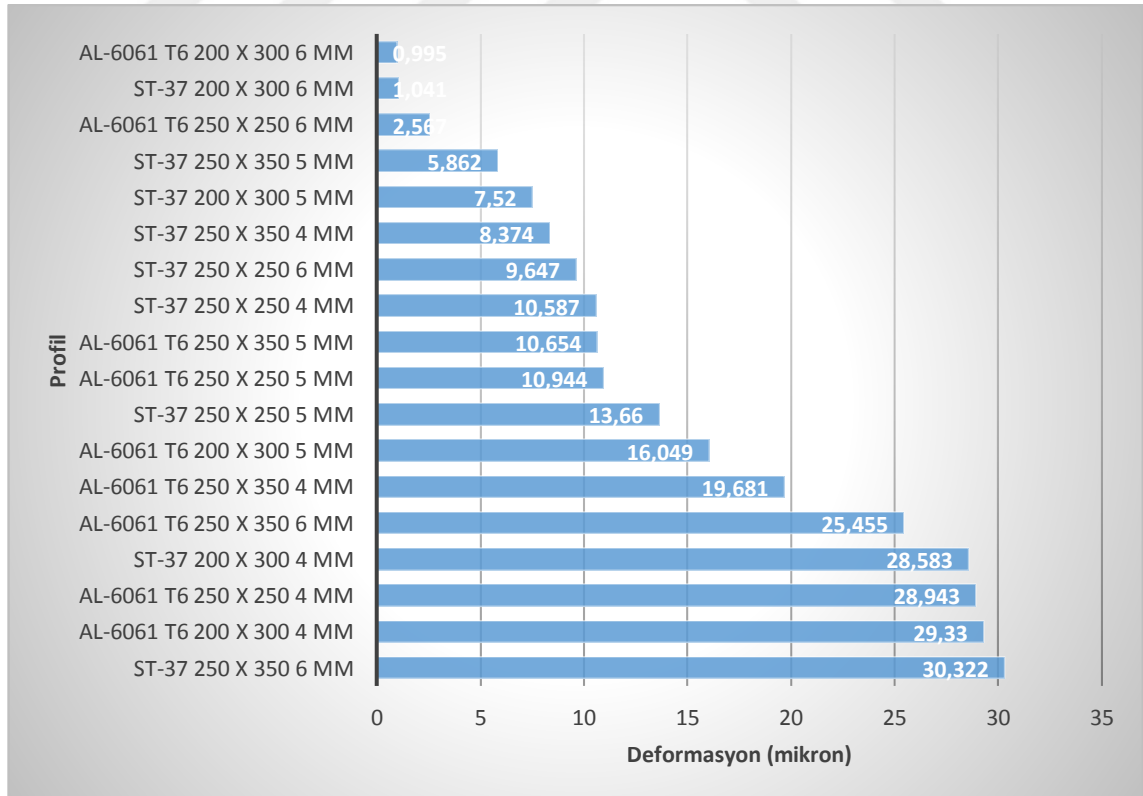
**Şekil 4.37.** St-37 ve Al 6061-T6 malzemeleri ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları, farklı profillerin stres ve deformasyon eğilimi grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=1.47$  ( $m/s$ ))



**Şekil 4.38.** St-37 ve Al 6061-T6 malzemeleri ile gerçekleştirilen sayısal ön dinamik analiz sonuçları, farklı et kalınlığı değerlerinin stres ve deformasyon eğilimi grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=1.47$  ( $m/s$ ))

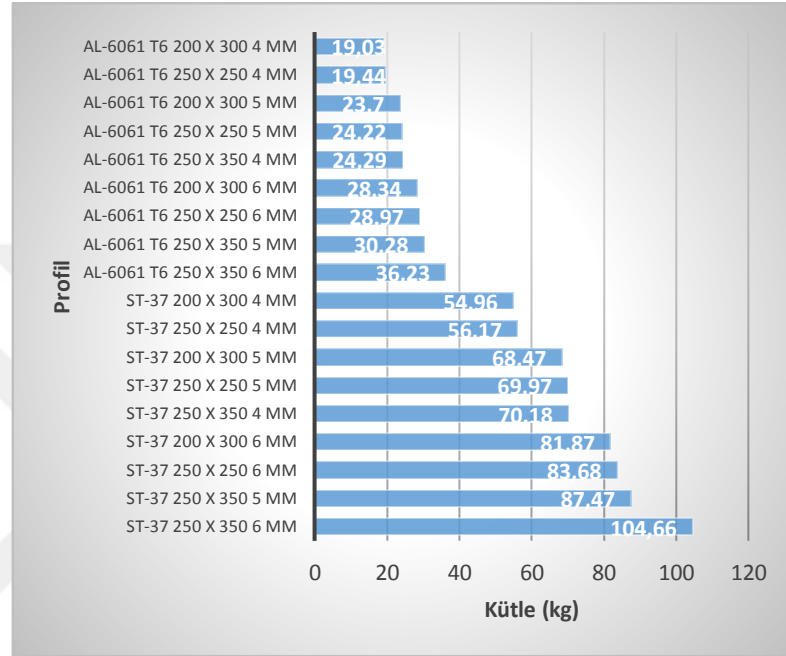
PROFİL	ET KALINLIĞI	MALZEME	JERK	MAX g	MAX V	t	X	KÜTLE	Maksimum Stres	Maksimum Deformasyon
			m/s <sup>3</sup>	m/s <sup>2</sup>	m/s	s	m	kg	MPa	mikron
250 x 350	6 mm	St-37	300	2,14	1,47	0,28	0,2058	104,66	15,9	57,1
		Al-6061 T6						36,23	5,3	48,4
	5 mm	St-37	300	2,14	1,47	0,28	0,2058	87,47	15,7	9,6
		Al-6061 T6						30,28	5,4	16,2
	4 mm	St-37	300	2,14	1,47	0,28	0,2058	70,18	18,7	34,6
		Al-6061 T6						24,29	6,3	71,6
200 x 300	6 mm	St-37	300	2,14	1,47	0,28	0,2058	81,87	11,5	3,7
		Al-6061 T6						28,34	3,9	3,7
	5 mm	St-37	300	2,14	1,47	0,28	0,2058	68,47	14,2	22,3
		Al-6061 T6						23,7	4,9	38,3
	4 mm	St-37	300	2,14	1,47	0,28	0,2058	54,96	13,8	60,7
		Al-6061 T6						19,03	4,7	63,7
250 x 250	6 mm	St-37	300	2,14	1,47	0,28	0,2058	83,68	11,9	22,3
		Al-6061 T6						28,97	4,0	8,8
	5 mm	St-37	300	2,14	1,47	0,28	0,2058	69,97	11,7	31,6
		Al-6061 T6						24,22	3,9	26,6
	4 mm	St-37	300	2,14	1,47	0,28	0,2058	56,17	17,4	62,6
		Al-6061 T6						19,44	5,9	94,9

Şekil 4.39. Yapılan sayısal ön dinamik analizlere ait sonuçların kütle değerleri ile birlikte liste gösterimi

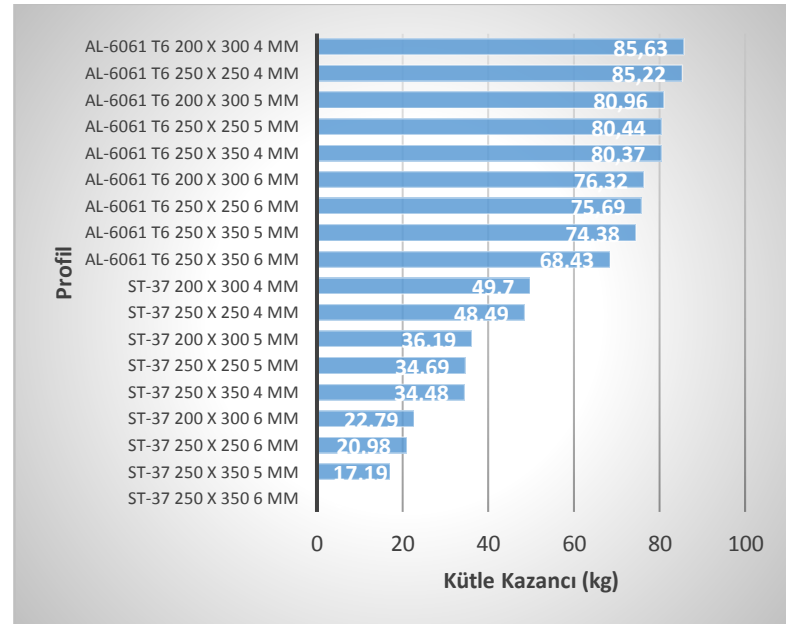


Şekil 4.40. Sayısal ön dinamik analizlerde köprü ortasında meydana gelen deformasyon değerleri

Şekil 4.39’da verilen değerlere ait karşılaştırmalı kütle optimizasyonu grafiği kütle değerlerine göre büyükten küçüğe doğru Şekil 4.41’de ayrıca optimizasyon çalışması öncesi başlangıç profili olan 6 mm et kalınlığındaki St-37 250x350 (boy x en) profiline ait olan 104.66 kg ağırlığından elde edilen kütle kazancını gösteren karşılaştırmalı kütle kazanç grafiği ise küçükten büyüğe doğru olarak Şekil 4.42’de gösterilmiştir.

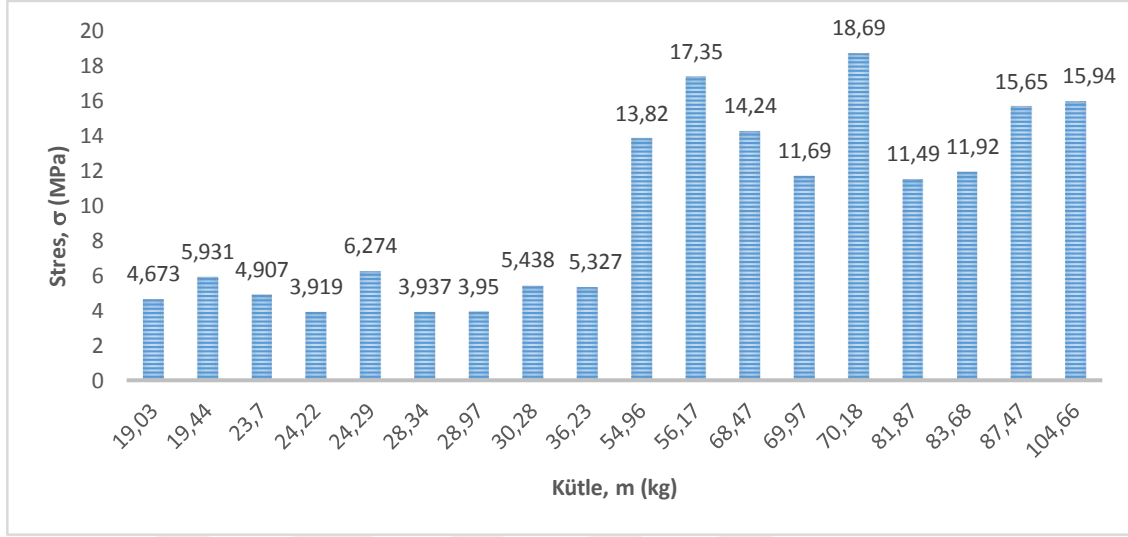


Şekil 4.41. Sayısal ön dinamik analizlere ait kütle optimizasyonu grafiği

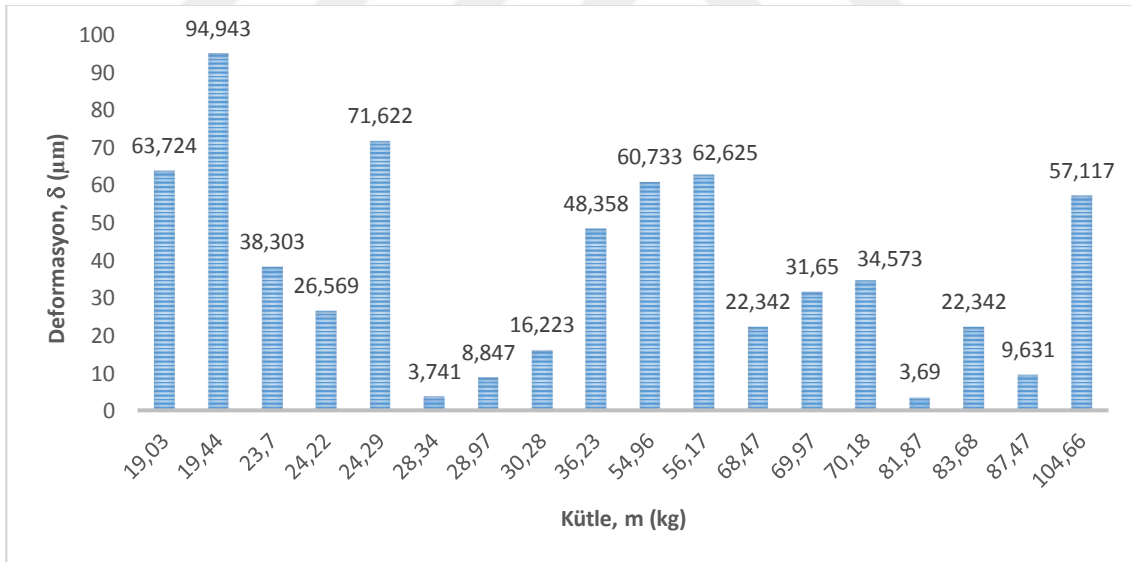


Şekil 4.42. Sayısal ön dinamik analizlere ait kütle kazanç grafiği

Sayısal ön dinamik analizlerde kullanılan modellere ait kütle değerlerine karşılık gelen analiz sonucu oluşan stres ve deformasyon değerleri sırasıyla Şekil 4.43 ve Şekil 4.44'te verilmiştir.



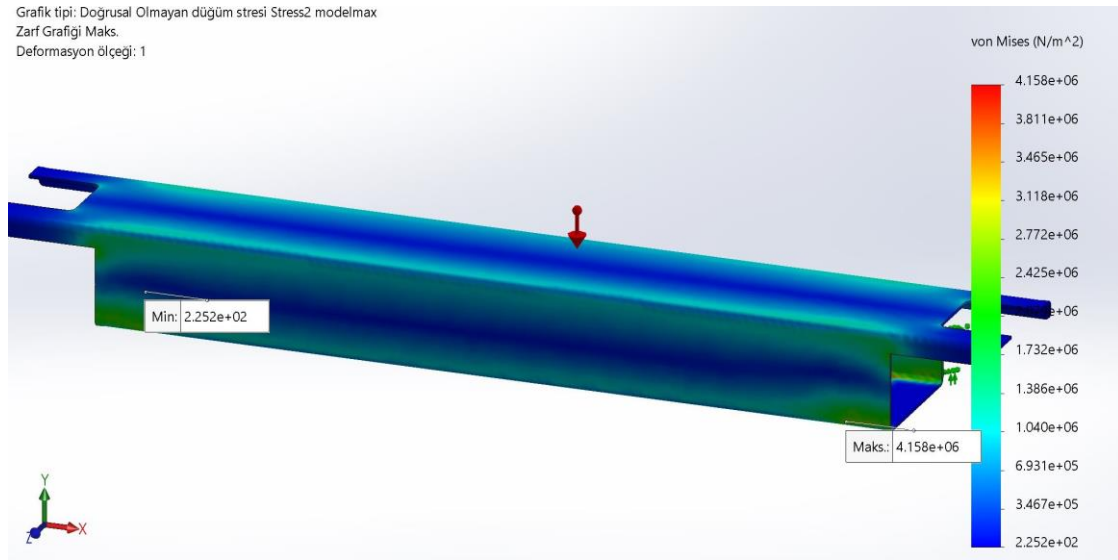
Şekil 4.43. Sayısal ön dinamik analizlere ait kütle – stres grafiği



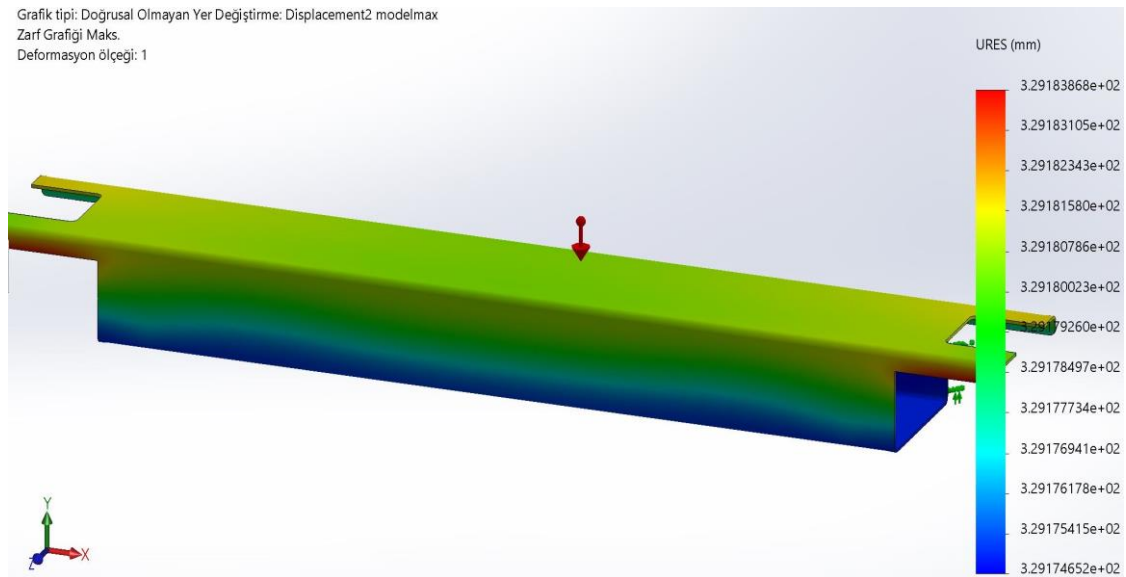
Şekil 4.44. Sayısal ön dinamik analizlere ait kütle – deformasyon grafiği

Yukarıda Şekil 4.43 ve Şekil 4.44'te sayısal analizlere tabi tutulan çeşitli parametrelerle belirlenen profil ölçülerine karşılık gelen kütle değerleri ile analiz çıktıları olan stres ve deformasyon değerleri birlikte verilmiştir. Şekil 4.36 - Şekil 4.44'teki grafikler birlikte incelendiğinde 4 mm et kalınlığı, 200 mm boy ve 300 mm en değerine sahip olan Al6061-T6 malzemesiyle gerçekleştirilmiş sayısal dinamik analize ait sistemi

etkileyen maksimum stres ve deformasyon sonuçları elde edilen kütle değeri ile birlikte diğer analizlere kıyasla oldukça tatmin edici görülmektedir. Bu yüzden tasarıma bu model ile birlikte devam edilecektir. 200x300 (boy x en) 4 mm et kalınlıklı Al6061-T6 malzemesiyle gerçekleştirilmiş sayısal dinamik analize ait sistemi etkileyen maksimum stres ve deformasyon sonuçları grafikleri Şekil 4.45 ve Şekil 4.46'da gösterilmiştir.



**Şekil 4.45.** 200x300 4 mm Al6061-T6 sayısal ön dinamik analiz maksimum stres grafığı ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=1.47$  ( $m/s$ ))



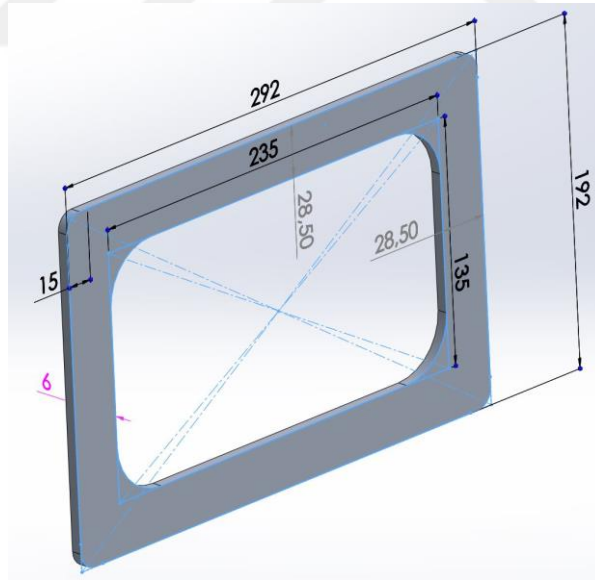
**Şekil 4.46.** 200x300 4 mm Al6061-T6 sayısal ön dinamik analiz maksimum deformasyon grafığı ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=1.47$  ( $m/s$ ))

#### 4.4. Sisteme Bayrak Ekleme

Bu bölüme kadar 300 jerk değeri kullanılarak oluşturulan dinamik hareket parametreleri kullanılarak gerçekleştirilen sayısal dinamik analizler ile nihai analiz için kullanılacak olan malzeme, profil boyutları ve profil et kalınlığı değerleri belirlenmiştir. Bu bölümde ise sistemin rijitliğinin daha da artırılması için tasarlanacak olan bayraklar profil içine eklenerek maksimum 2g ivme ve maksimum 2 m/s hız değeri ile sayısal dinamik analiz tekrarlanmış ve bu durum bir önceki durumla karşılaştırılmalı grafiklerle verilerek bayrak eklemeli yeni tasarımın davranışı incelenmiştir. Daha önce öngörüldüğü üzere sistemde sayısal dinamik analiz sonucu meydana gelen maksimum stres ve deformasyon değerlerinde azalma meydana gelmiş ve nihai analiz bu yeni model ile gerçekleşmiştir.

##### 4.4.1. Bayrak Tasarımı

Ön analizler sonucu elde edilen 200x300 mm ebat 4 mm et kalınlığı değerine sahip Al6061-T6 profil içine yerleştirerek sistemin rijitliğini artırmak amacıyla bayrak tasarımı yapılmış ve montaj parçası oluşturulmuştur (Şekil 4.47).

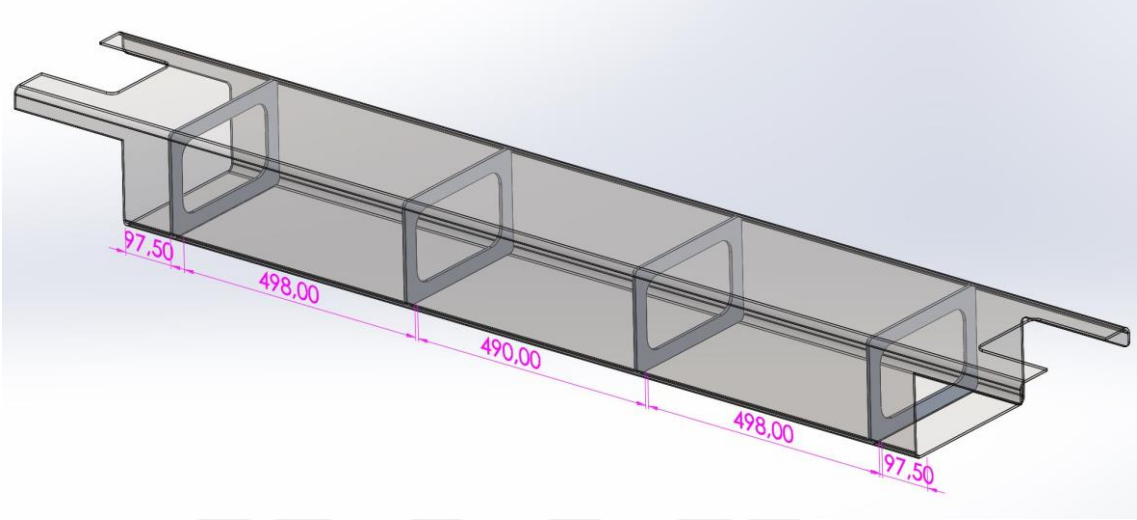


Şekil 4.47. Bayrak tasarımı

Tasarlanan bayrak profil içine yerleştirileceği için boyutlar ön analiz sonuçlarına göre seçilen yeni modele göre belirlenmiştir. Bayrak et kalınlığı değeri ise 6 mm olarak belirlenmiştir.

#### 4.4.2. Bayrak Montajı

Bu kısımda, tasarlanan bayrak modeli köprü içerisine belirli aralıklarla yerleştirilmiştir. Köprü sistemine dört adet bayrak parçasının yerleştirilmesi ile elde edilen yeni model Şekil 4.48’de gösterilmiştir.



Şekil 4.48. Dört adet bayrağın köprü içerisine yerleştirilmesi

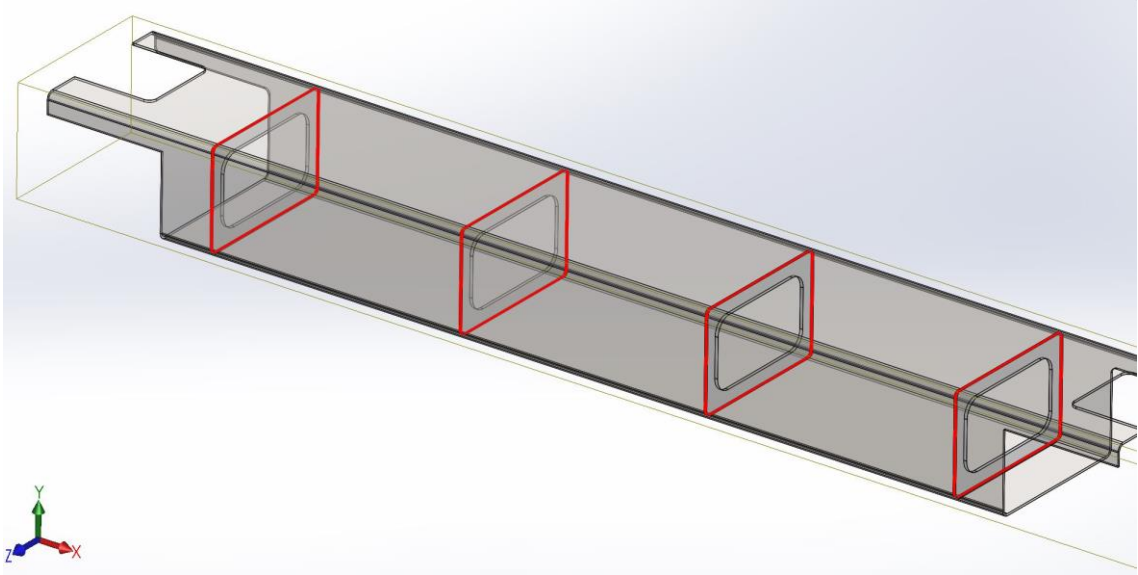
#### 4.4.3. Bayrak Eklenmiş Yeni Model Analiz Parametreleri ve Analiz Sonuçları

Bu bölümde elde edilen yeni model doğrultusunda yapılan sayısal dinamik analiz etüt özelliklerinde ön analizlerden farklı olan kısımlar ayrıca gösterilecektir. Bu kapsamda yeni modele ait sayısal dinamik analiz etüt özellikleri Tablo 4.3’de verilmiştir.

Tablo 4.3. Yeni model maksimum 2 m/s hız değeri için etüt özellikleri

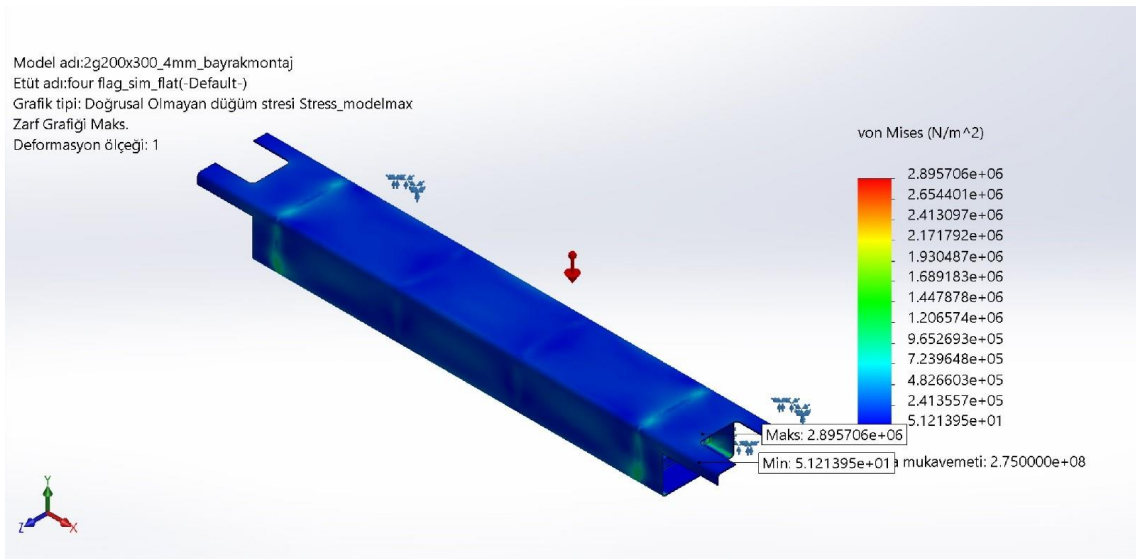
Etüt adı	Lazer Makinası Köprü Sistemi Dinamik Analizi
Analiz tipi	Doğrusal Olmayan - Dinamik
Mesh tipi	Katı Mesh
Başlangıç zamanı	0 Saniye
Bitiş zamanı	0.33 Saniye
Zaman artışı	0.005 Saniye
Büyük yer değiştirme	Açık
Çözümleyici tipi	FFEPlus

Tablo 4.2’den farklı olarak Tablo 4.3’de analiz bitiş zamanı olarak 0.33 saniye olarak giriş yapılmıştır. Bir diğer önemli kısım ise bileşen temaslarıdır. Köprü sistemine dört adet bayrak eklendikten sonra çakışma kontrolü yapılmış ve herhangi bir sorun tespit edilmemiştir. Bileşen temaslarını gösteren resim Şekil 4.49’da verilmiştir.

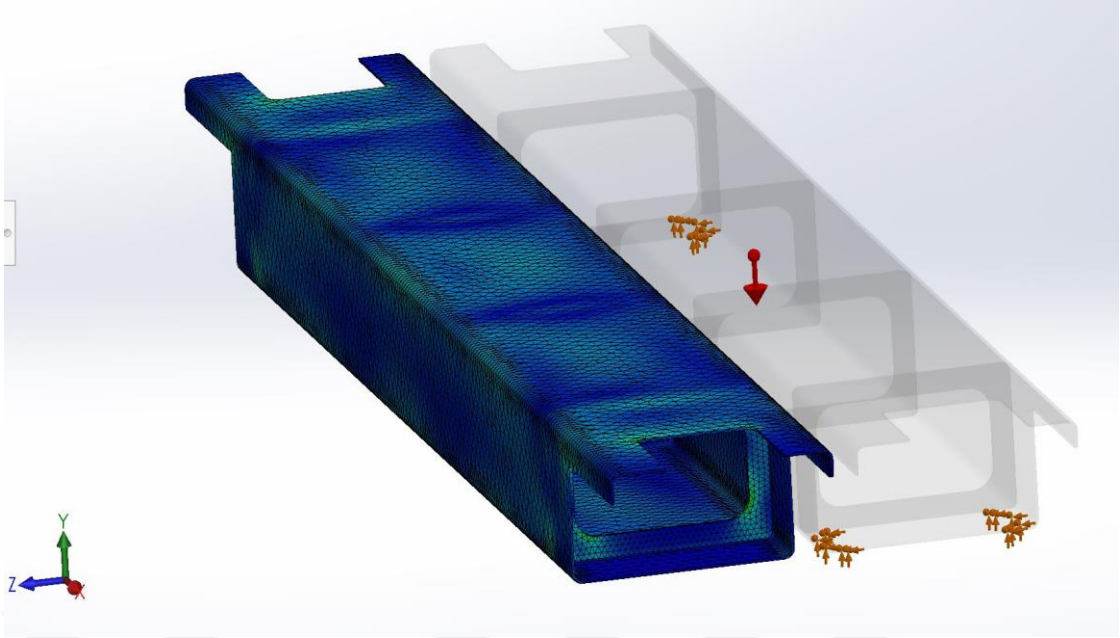


Şekil 4.49. Köprü sistemine ait bileşen temaslarının gösterimi

Yeni model mesh işlemi için toplam 126749 düğüm noktası ve 63185 eleman kullanılmıştır. Mesh işlemi için karışık eğrilik tabanlı mesh tercih edilmiştir. Bunun sebebi bayraklar ve radius bölgelerinde daha hassas çözümler elde etmektir. Yeni model ile gerçekleştirilmiş maksimum 2 m/s hız değerine ulaşan sayısal dinamik analiz sonuç grafikleri Şekil 4.50 - Şekil 4.54'te verilmiştir.

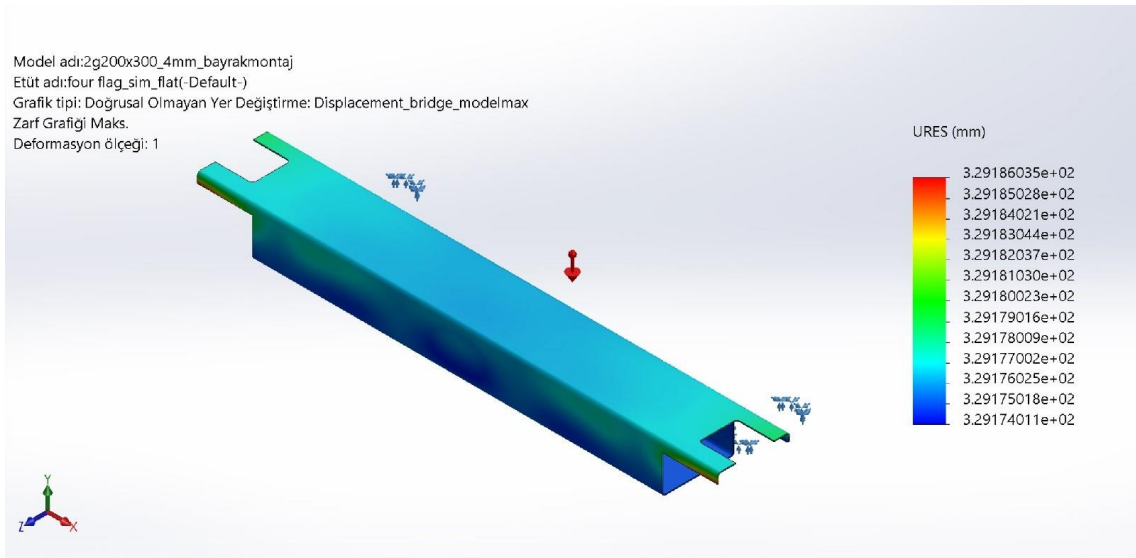


Şekil 4.50. Bayrak eklemeli yeni modele ait sayısal dinamik analiz sonucu maksimum stres grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=2$  ( $m/s$ ))

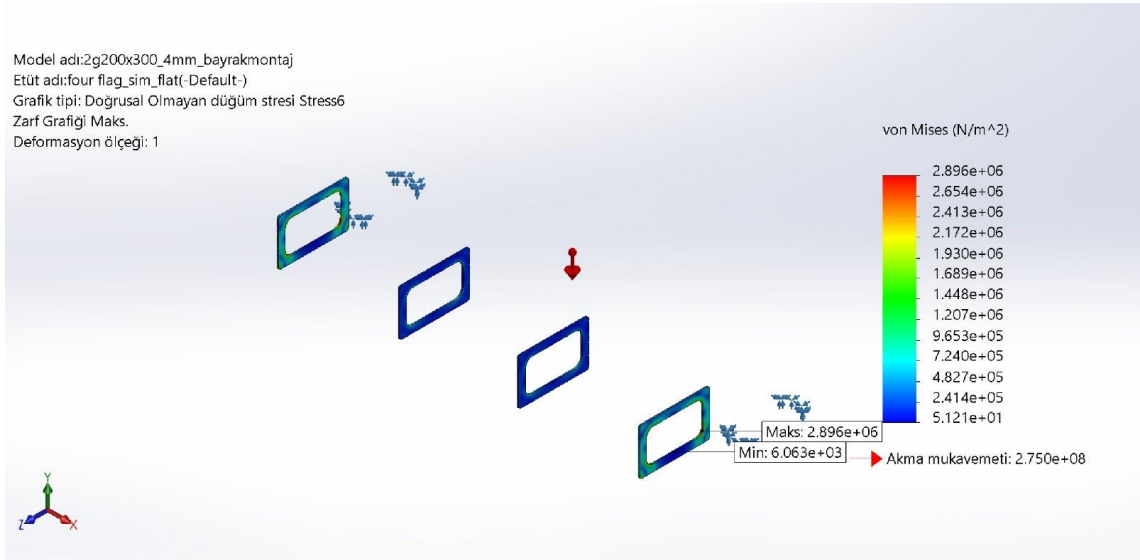


**Şekil 4.51.** Bayrak eklemeli yeni modele ait sayısal dinamik analiz sonucu deforme olmuş şekli gösteren grafik ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=2$  ( $m/s$ ))

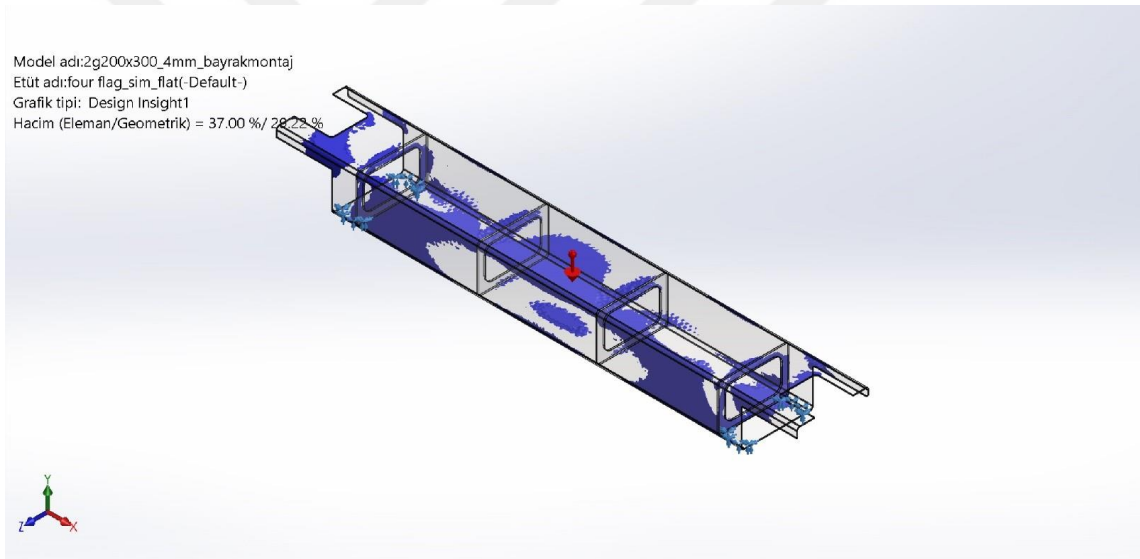
Şekil 4.50 incelendiğinde 2.9 MPa olan maksimum stres değerinin bayrak parçasının radyus bölgesinde olduğu görülmektedir. Şekil 4.51’de ise köprü sisteminin başlangıç konumundan Z eksenini doğrultusunda 0.33 saniye boyunca almış olduğu yolu görmekteyiz. Yine Şekil 4.51’de bayrak eklemeli yeni modele ait mesh işlemi de görülebilmektedir.



**Şekil 4.52.** Bayrak eklemeli yeni modele ait sayısal dinamik analiz sonucu maksimum yer değiştirme grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=2$  ( $m/s$ ))

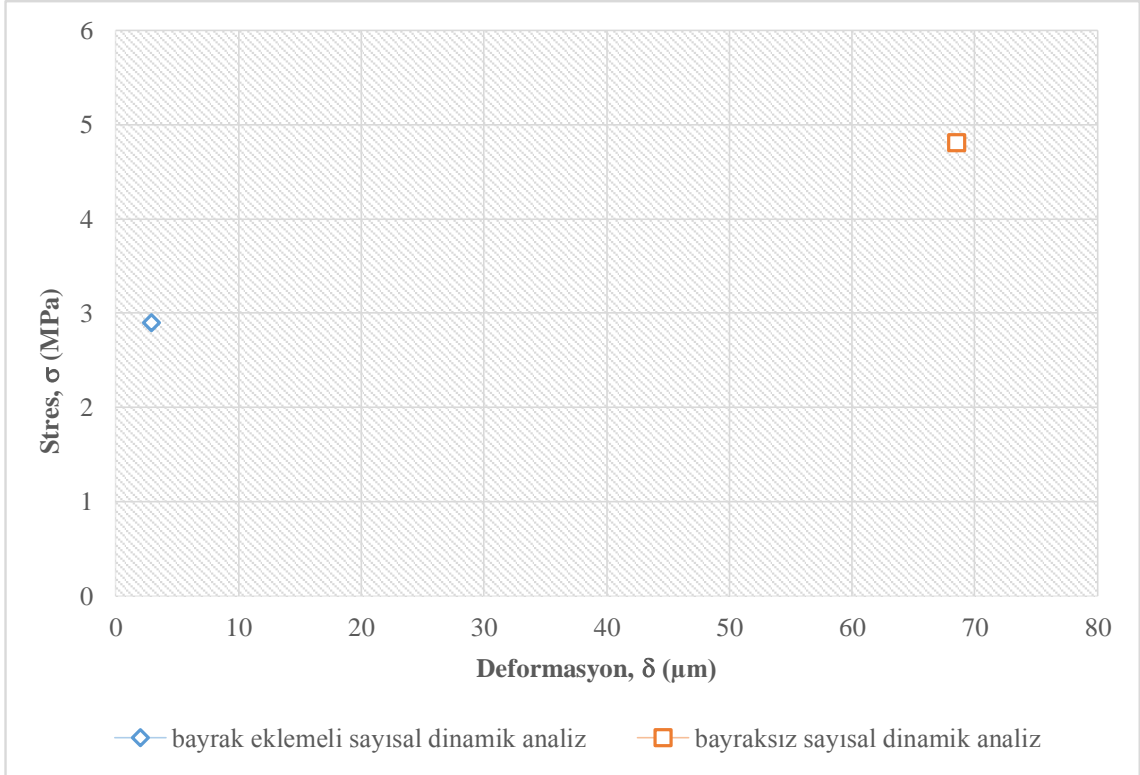


**Şekil 4.53.** Bayrak eklemeli yeni modele ait sayısal dinamik analiz sonucu bayraklarda meydana gelen stres grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=2$  ( $m/s$ ))



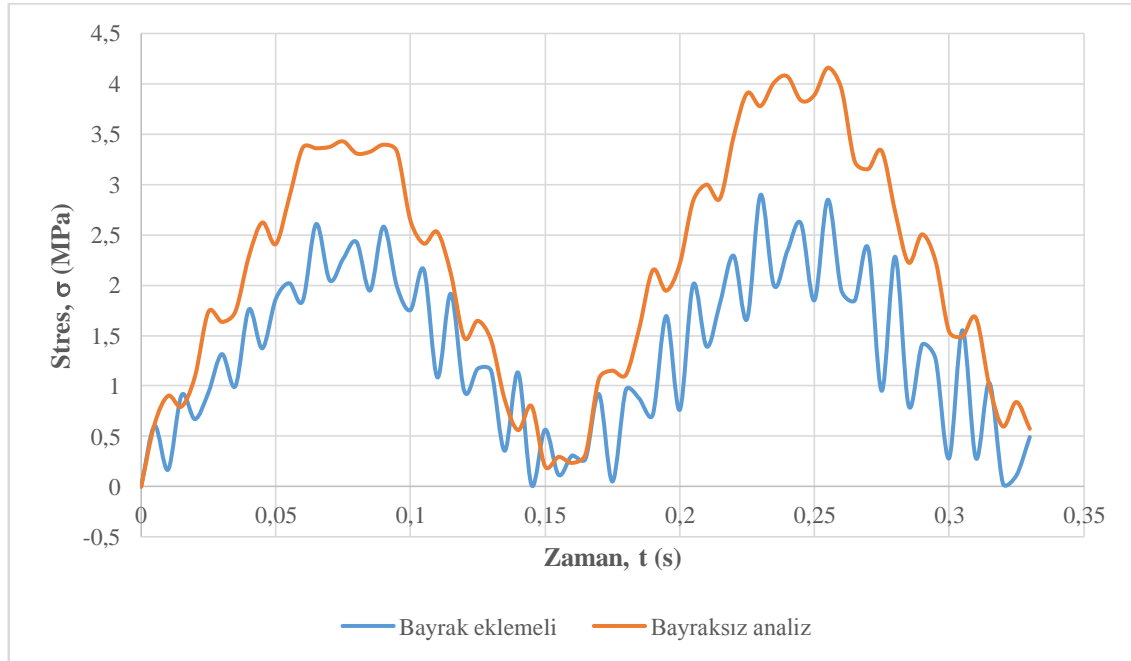
**Şekil 4.54.** Bayrak eklemeli analize ait sayısal dinamik analiz sonucu tasarım öngörü grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=2$  ( $m/s$ ))

Şekil 4.55'te ise ön analiz sonucu bayrak eklemesi yapılmadan elde edilen 4 mm et kalınlığına sahip Al6061-T6 200x300 (boy x en) profiline ait stres ve deformasyon sonuçları, bayrak eklemesi yapılmış yeni modele ait sonuçlarla kıyaslanmıştır. Görüldüğü gibi dört adet 6 mm et kalınlığına sahip bayrak eklemesi yapılarak aynı şartlar altında daha az stres ve deformasyon değerleri elde edilmiştir.



**Şekil 4.55.** Bayrak eklemeli ve bayraksız sayısal dinamik analizlere ait stres ve deformasyon sonuç karşılaştırma grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=2$  ( $m/s$ ))

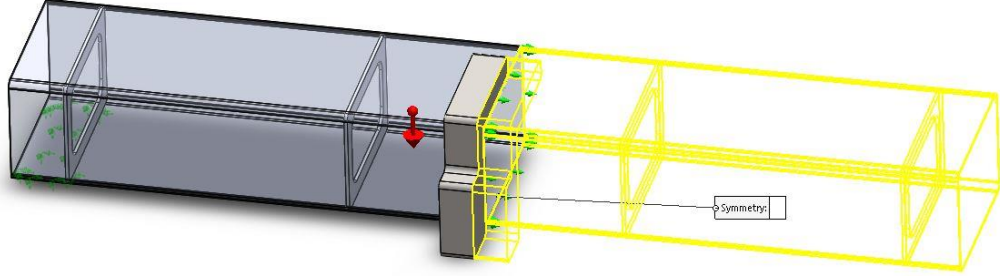
Şekil 4.56'da ise her iki analize ait stres – zaman grafiği verilmiştir.



**Şekil 4.56.** Bayrak eklemeli ve bayraksız sayısal dinamik analizlere ait stres – zaman grafiği ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=2$  ( $m/s$ ))

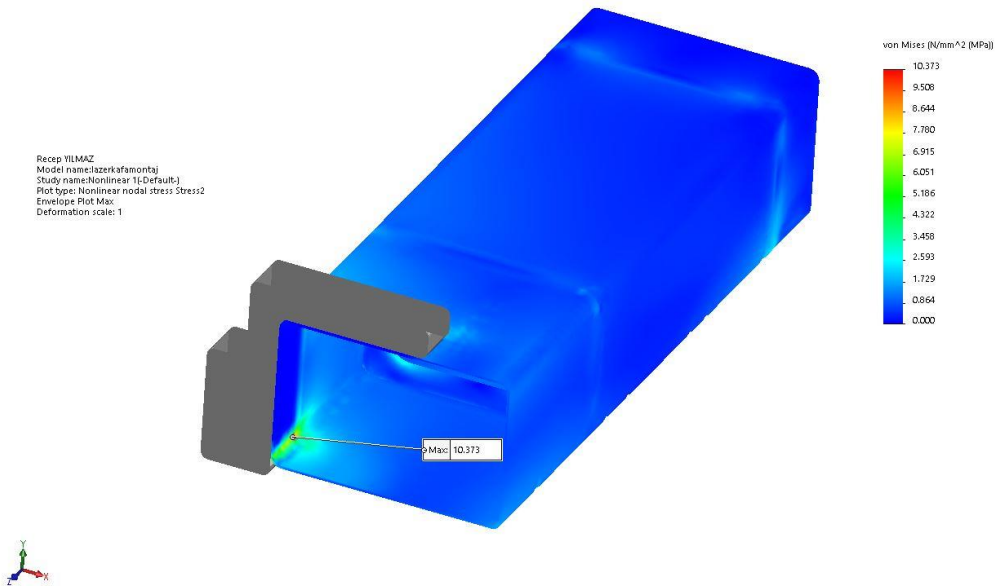


Yapılan sayısal dinamik analiz parametreleri ve sınır şartları bayrak eklemeli analizler ile aynıdır ve lazer kesim kafası ve ekipmanlarının basit simetrik modeli eklemesi dışında herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Sisteme eklenen basit modelin rijit davranması sağlanmıştır. Yeni modele ait simetri görüntüsü Şekil 4.59'da verilmiştir.

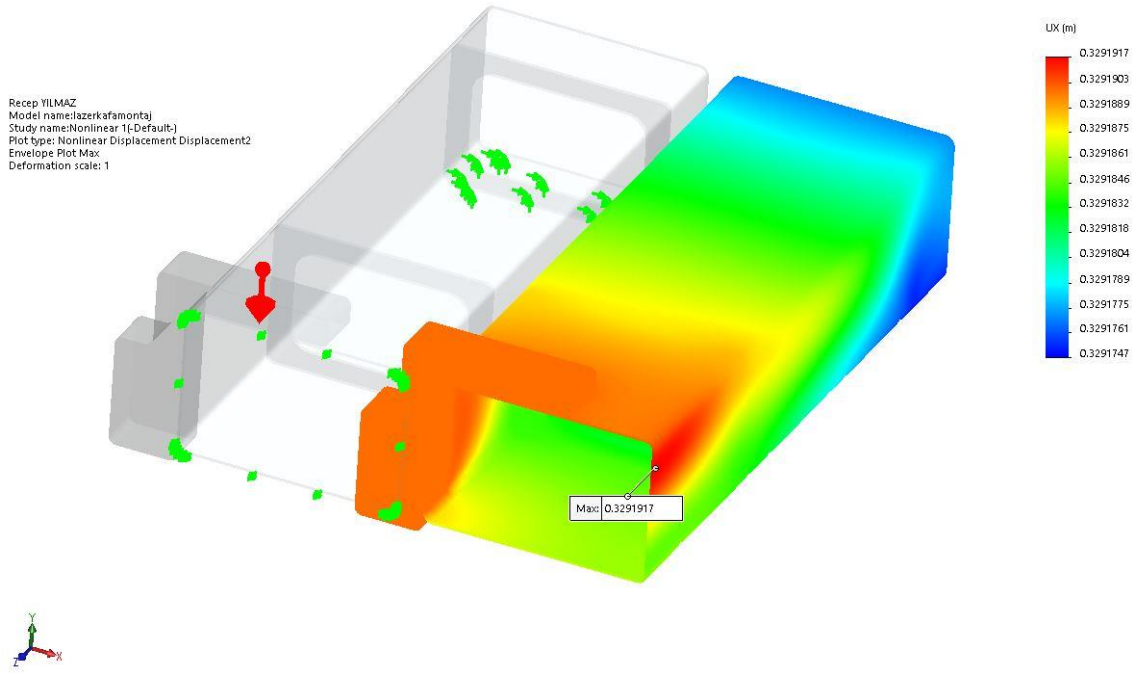


Şekil 4.59. Montajı yapılmış sisteme simetri eksenini tanımlama

Gerçekleştirilen sayısal dinamik analiz sonucu sisteme etki eden maksimum stres ve yer değiştirme değerlerini gösteren resimler sırasıyla Şekil 4.60 ve Şekil 4.61'de verilmiştir.



Şekil 4.60. Lazer kesim kafası ve ekipmanlarının basit simetrik modeli ile gerçekleştirilen sayısal dinamik analiz sonucu stres değerleri ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=2$  ( $m/s$ ))



**Şekil 4.61.** Lazer kesim kafası ve ekipmanlarının basit simetrik modeli ile gerçekleştirilen sayısal dinamik analiz sonucu yer değiştirme değerleri ( $J=300$ ,  $a=2g$  ( $m/s^2$ ),  $v=2$  ( $m/s$ ))

Tablo 4.4'te lazer kesim kafası ile yapılan sayısal dinamik analize ait parametre ve analiz sonucu elde edilen maksimum stres ve deformasyon sonuçları yer almaktadır.

**Tablo 4.4.** Lazer kesim kafası ile sayısal dinamik analiz parametre ve sonuçları

Jerk	Maksimum İvme (g)	Maksimum Hız	Zaman	Konum	Kütle	Maksimum Stres	Maksimum Deformasyon
$m/s^3$	$m/s^2$	$m/s$	$ms$	$mm$	$kg$	$MPa$	$\mu m$
300	2.14	1.995	330	329.175	20.65	<b>10.373</b>	<b>16.7</b>

Elde edilen maksimum stres sonucunun denklem (15)'de yerine konması ile tasarlanan köprü sisteminin güvenlik katsayısını hesaplayabiliriz.

$$S = \frac{275}{10.37} = 26.51$$

(34)

Denklem (34)'e göre tasarım güvenlidir. Bir sonraki adım olan köprü sisteminin sayısal modal analizi yapılarak ilk beş mod değeri ve şekli kontrol edilecektir. Sistemi

tahrik eden maksimum frekans değeri ile kıyaslamaları yapılarak tez çalışması sonlandırılacaktır.

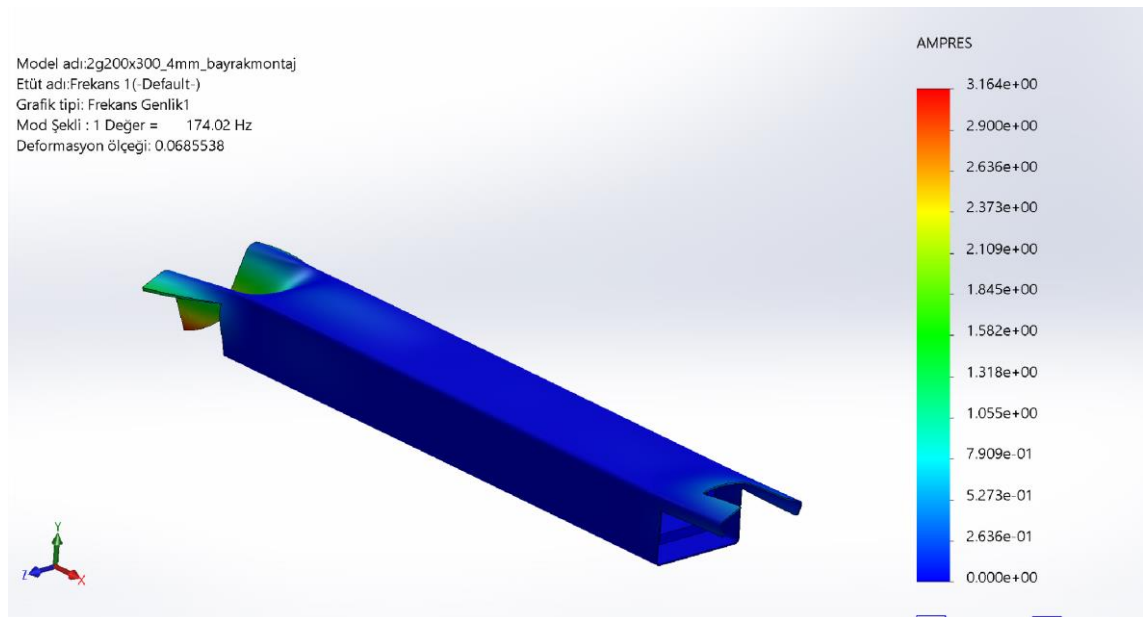
#### 4.6. Tasarlanan Köprü Sisteminin Sayısal Modal Analizi

Sayısal modal analiz sonucu elde edilen köprü sistemine ait ilk beş mod değeri Tablo 4.5'te verilmiştir.

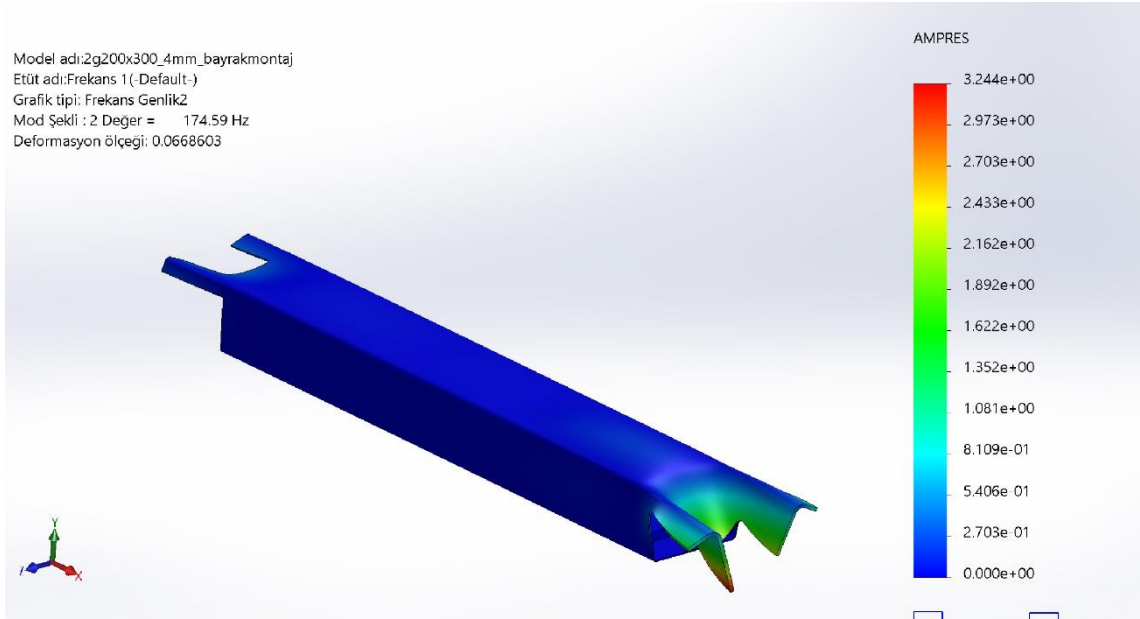
**Tablo 4.5.** Sayısal modal analiz sonucu elde edilen ilk beş mod değeri

Mod No	Frekans ( $rad/s$ )	Frekans ( $Hz$ )	Periyot ( $ms$ )
1	1093.4	<b>174.02</b>	5.7463
2	1097.0	174.59	5.7276
3	1238.4	197.10	5.0735
4	1263.0	201.02	4.9747
5	1287.4	204.90	4.8805

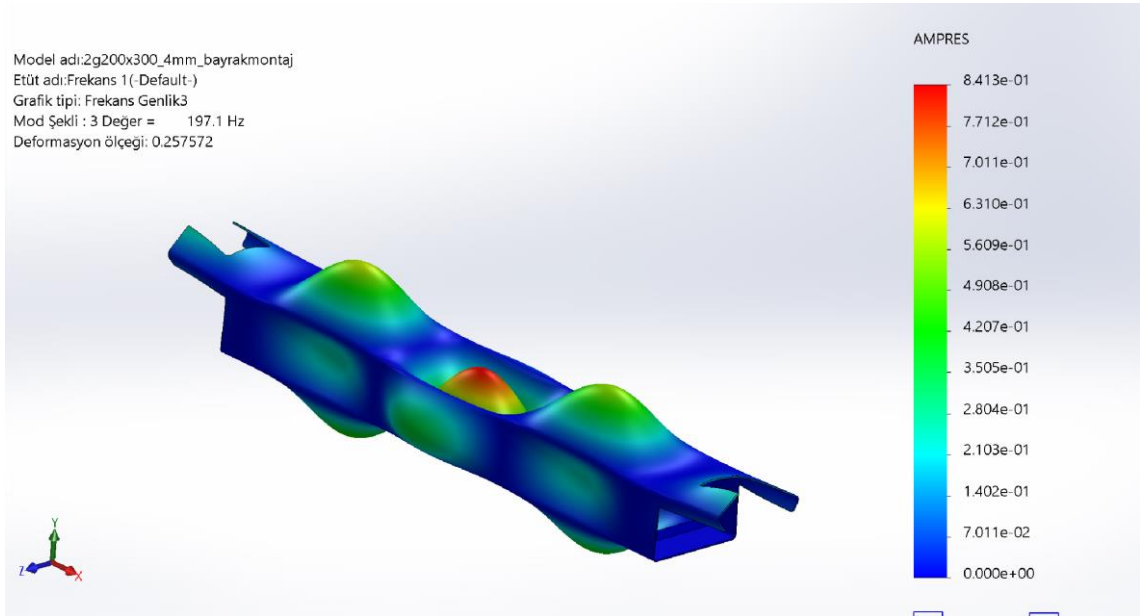
Tablo 4.5'te 1 numaralı mod değerine baktığımız zaman denklem (18)'de elde edilen servo motorların ulaşabileceği maksimum frekans değeri olan  $53.08 Hz$  değerinden oldukça uzak olduğunu görüyoruz. Yani sistem maksimum girdiler ile çalışmaya devam ederken servo motorların çalışmasından kaynaklanan frekans çakışması olmayacaktır. Bir diğer deyişle sistem rezonansa girmeyecek ve güvenli olacaktır. Elde edilen ilk beş mod değerine ait mod şekilleri aşağıda verilmiştir (Şekil 4.62- Şekil 4.66)



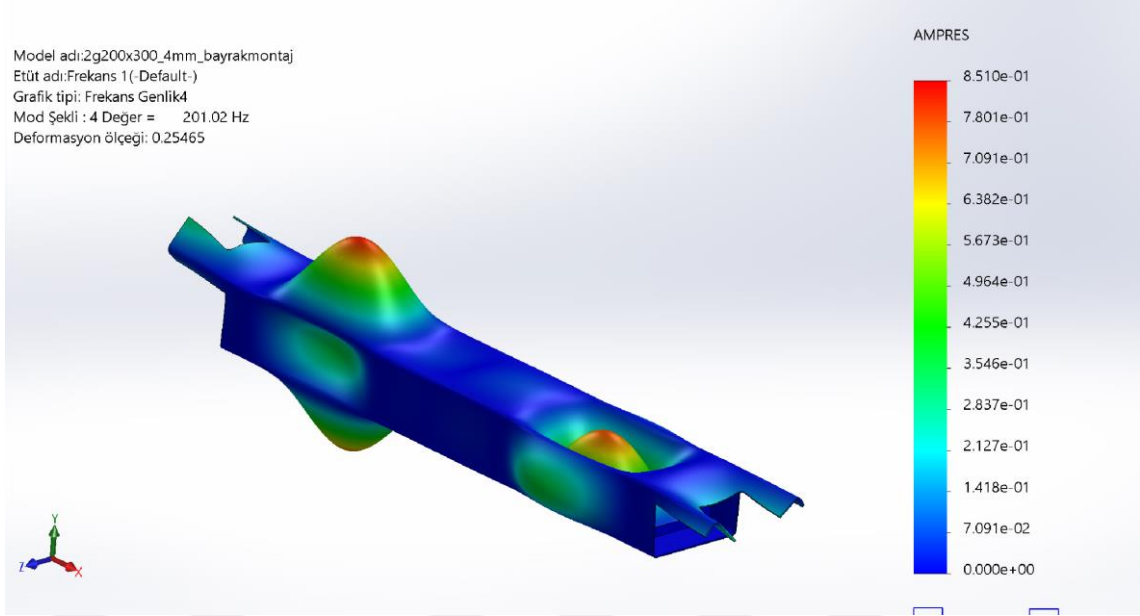
**Şekil 4.62.** Köprü sisteminin sayısal modal analizi sonucu bir numaralı mod değeri ve şekli (174.02 Hz)



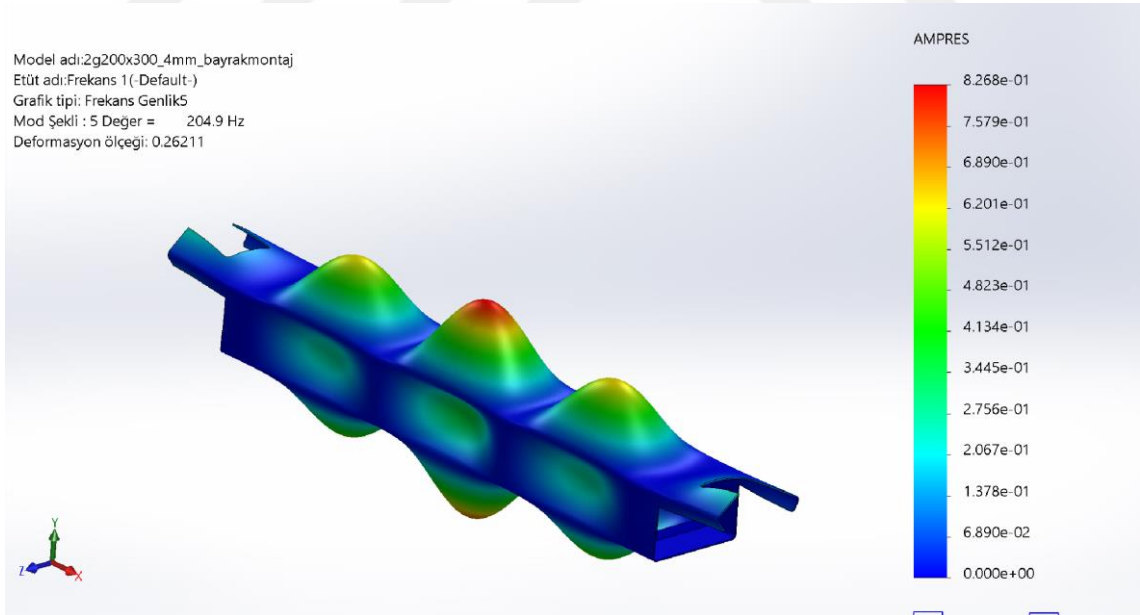
Şekil 4.63. Köprü sisteminin sayısal modal analizi sonucu iki numaralı mod değeri ve şekli (174.59 Hz)



Şekil 4.64. Köprü sisteminin sayısal modal analizi sonucu üç numaralı mod değeri ve şekli (197.1 Hz)



Şekil 4.65. Köprü sisteminin sayısal modal analizi sonucu dört numaralı mod değeri ve şekli (201.02 Hz)



Şekil 4.66. Köprü sisteminin sayısal modal analizi sonucu beş numaralı mod değeri ve şekli (204.9 Hz)

## 5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Tez çalışmasında ürün tasarım ve optimizasyon işlemlerinin deneysel deneme yanılımlara maruz kalmadan sayısal ortamda gerçekleştirilmesi ile üretim maliyetlerinin çok önemli bir kısmının ve fazladan harcanan zamanın önüne geçilmesi amaçlanarak tasarım için en uygun parametreler belirlenmek istenmiştir. Öncelikle sistemin analitik modeli oluşturulmuş ve analitik hesapları yapılmıştır. Analitik modelle aynı geometri ve sınır şartlarına sahip sayısal modelin bilgisayar ortamında sayısal statik analizi gerçekleştirilerek ve sonuçlar karşılaştırılmış ve hata oranı hesaplanmıştır. Gerçek çalışma koşullarında sistemin tahrik edildiği noktalardan fikstürlenmiş modelin yine aynı geometri ile sayısal dinamik analizi gerçekleştirilmiş ve elde edilen maksimum stres ve deformasyon sonuçlarının analitik modelle aynı şekilde fikstürlenmiş sayısal statik analiz sonuçlarıyla karşılaştırması yapılarak aradaki şekil ve değer farkı görülmüştür. Analiz doğrulamaları yapıldıktan sonra Solidworks Premium Edition programı ile tasarlanan lazer kesim makinasına ait köprü sistemi CAD modelinin yine Solidworks Simulation Premium programı ile sayısal dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir (maksimum 2g ivme ve maksimum 1.47 m/s hız). Yapılan çalışmalarda sönümleme etkisi dikkate alınmamıştır. Bu çalışmalarda sabit ivmeli hareket ve 300 jerk ile kontrol edilen hareketler birbiri içerisinde kıyaslanmış ve hareket jerk ile kontrol edildiği zaman aynı konuma ulaşmak için harcanan zamanda küçük bir artış meydana geldiği, buna paralel olarak stres ve deformasyon değerlerinde ise kayda değer düşüşler olduğu gözlemlenmiştir. Bu yüzden sonraki sayısal dinamik analizlerde jerk kontrollü hareket kullanılmıştır. Öncelikle gerçekleştirilen sayısal dinamik ön analiz sonuçlarından özellikle üç önemli parametre (maksimum stres, maksimum deformasyon ve kütle) dikkate alınarak seçilen yeni malzeme ve profile (Al 6061-T6, 200x300 mm, 4 mm et kalınlığı) rijitliği artırmak amacıyla 6 mm et kalınlığında Al 6061-T6 malzemeye sahip dört adet bayrak eklenmiş ve karşılaştırmalı grafiklerden elde edilen sonuçlarda bayraklar eklendikten sonra aynı şartlar altında rijitliğin arttığı gözlemlenmiştir. Eklenen bayraklar köprü sisteminin kütlesinde 1.62 kg'lık bir artış meydana getirmiştir fakat bu durum karşılaştırmalı stres ve deformasyon grafik değerlerindeki kazanç ile kıyaslandığında dikkate alınmamıştır. Tez kapsamında nihai sayısal dinamik analizde kullanılacak model seçilirken 6 mm et kalınlık değerine sahip Al 6061-T6 (200x300 mm) seçimi yapıldığı takdirde maksimum stres ve deformasyon miktarlarında düşüş görülebilirdi fakat bu durum kütle bazında incelendiğinde meydana gelen 9.31 kg değerindeki artıştan dolayı

dikkate alınmamış ve tasarıma 4 mm et kalınlığı ile devam edilmiştir. Tasarlanan yeni sisteme, lazer kesim makinalarında kullanılan lazer kesim kafası ve ekipmanlarının basit bir simetrik modeli eklenerek yeni model simetri eksenini ile yeniden sayısal dinamik analize tabi tutulmuş ve stres ve yer değiştirme sonuçları incelenmiştir. Elde edilen değerlerin limit değerlerin oldukça altında olduğu görülmüştür. Son olarak sayısal analiz programı üzerinden tasarlanan köprü sistemi sayısal modal analize tabi tutulmuş ve ilk beş mod değeri ve şekli incelenmiştir. Özellikle ilk mod değerine göre servo motorlardan kaynaklanan maksimum frekansın çok uzak olduğu görülmüştür. Bu durum köprü sisteminin doğal frekansının maksimum çalışma koşulları altında bir tehlike teşkil etmeyeceğini göstermiştir. Sonuç olarak 200 x 300 (boy x en) 4 mm et kalınlığı değerine sahip Al6061-T6 alüminyum malzeme tercih edilmiş ve bayrakların eklenmesiyle beraber 250 x 350 (boy x en) 6 mm et kalınlığı değerine sahip St-37 çelik profili kullanıldığı zamanki profil ağırlığı olan 104.66 kg değeri ile kıyaslandığında toplamda 84.01 kg'lık bir kütle kazancı sağlanmıştır.

## KAYNAKLAR

- [1] Karaoğlu S, Çiçek., 2008, Dip Klapesinin Ansys İle Tasarım Optimizasyonu. Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 14(2), 155-160.
- [2] Can, İ., 2015, Palet Sisteminin Sonlu Elemanlar Metodu İle Mukavemet Analizinin Yapılması Ve Optimizasyonu (Doctoral dissertation, Fen Bilimleri Enstitüsü).
- [3] Hızır, O. G., 2011, Askeri Gemilerde Helikopter Güvertesinin Yapısal Ağırlık Optimizasyonu (Doctoral dissertation, Fen Bilimleri Enstitüsü).
- [4] Yavuzcan, H. G., Önder, M., Keçel, S., Akkurt, A., Korkmaz, M. S., 2015, Yatık Ağız Açma Ve Kalibre Etme Makinasının Yapısal Analizi Ve Ağırlık Optimizasyonu. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji, 3(3), 555-564.
- [5] <http://www.esabna.com/us/en/education/blog/how-does-laser-cutting-work.cfm>
- [6] <http://www.mvd.com.tr/fiber-lazer>
- [7] Çavdar K, Tanrısever T, 2013, Farklı Malzemelerin Lazerle Kesilmesi, Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 18, Sayı 2
- [8] Yılmaz, R., Samancı, A., 2018, Lazer Kesim Makinası Köprü Sisteminin Sayısal Dinamik Analizi, 6th International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science (ISITES 2018), Antalya, 8 p.
- [9] Zhang, Xiangyu, 2008, Topological Optimization of Slide of Machining Center Based on ANSYS, Manufacturing Technology & Machine Tool 6, 67-70.
- [10] Xia, T., Ma, X., & Zhang, G., 2011, Design and Topological Optimization of the Slide of High Speed Vertical Machining Center, Machine Tool & Hydraulics, 3, 036.
- [11] Gao, D. Q., Mao, Z. Y., Zhang, G. X., & Li, Z. Y., 2011, Topological optimization of the worktable of DVG850 based on ANSYS workbench, Machinery Design & Manufacture, 2, 026.
- [12] Xu, J. H., Mao, Z. Y., Sun, J. F., & Gao, D. Q., 2011, Static and Dynamic Characteristic Analysis and Structure Improvement of High-speed Vertical Processing Center. Coal Mine Machinery, 3, 088.
- [13] Swami, B. M., Kumar, K. S. R., & Ramakrishna, C. H., 2012, Design And Structural Analysis Of Cnc Vertical Milling Machine Bed. International Journal of Advanced Engineering Technology, 3(4), 97-100.
- [14] Parmar, A. H., Zala, K. P., & Patel, A. R., 2014, Design and modification of foremost element of hydraulic press machine. International Journal of Advanced Scientific and Technical Research, (4).

- [15] Malipatil, S. S., Potdar, Y. N., & Mattikalli, A. C., 2014, Analysis and Structural Optimization of 5 Ton H-Frame Hydraulic Press. *International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology*, 1(5), 356-360.
- [16] Golechha, B. V., & Kulkarni, P. S., 2017, Design, analysis and optimization of 10 ton pneumatic press machine. *International Journal of Advanced Research in science, Engineering and Technology*, 4(3).
- [17] [http://www.guven-kutay.ch/ozet-konular/06a\\_miller\\_kirisler.pdf](http://www.guven-kutay.ch/ozet-konular/06a_miller_kirisler.pdf)
- [18] [http://web.karabuk.edu.tr/yasinortakci/dokumanlar/say%C4%B1sal\\_analiz/turkce/2.pdf](http://web.karabuk.edu.tr/yasinortakci/dokumanlar/say%C4%B1sal_analiz/turkce/2.pdf)
- [19] *Metals Handbook, Vol.2 - Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special-Purpose Materials*, ASM International 10th Ed. 1990.
- [20] *Structural Alloys Handbook*, 1996 edition, John M. (Tim) Holt, Technical Ed; C. Y. Ho, Ed., CINDAS/Purdue University, West Lafayette, IN, 1996.
- [21] *Metals Handbook*, Howard E. Boyer and Timothy L. Gall, Eds., American Society for Metals, Materials Park, OH, 1985.
- [22] <https://www.mmsonline.com/articles/understanding-jerk-control>
- [23] <https://ultimaker.com/en/resources/52664-speed>
- [24] <https://tr.khanacademy.org/science/physics/one-dimensional-motion/acceleration-tutorial/a/what-are-acceleration-vs-time-graphs>
- [25] Bendsoe, M.P. & Sigmund, O., 1999, Material Interpolation Schemes in Topology Optimization, *Arch. Appl. Mech.*, 69, pp, 635-654.
- [26] Yıldız, A. R., Kaya, N., & Öztürk, F., 2003, Taşıt elemanlarının optimum topoloji yaklaşımı ile tasarımı, *Mühendis ve Makina*, 44(516).
- [27] Tsavdaridis K.D., Kingman J.J. & Toropov V.V., 2015, Application Of Structural Topology Optimization To Perforated Steel Beams, *Computers and Structures* 158, p.108-123
- [28] [http://help.solidworks.com/2018/turkish/SolidWorks/cworks/c\\_Benefits\\_of\\_Analysis.htm](http://help.solidworks.com/2018/turkish/SolidWorks/cworks/c_Benefits_of_Analysis.htm)

## ÖZGEÇMİŞ

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : RECEP YILMAZ  
**Uyruğu** : T.C.  
**Doğum Yeri ve Tarihi** : KONYA / 23.02.1985  
**Telefon** : 0 541 688 2588  
**Faks** : -  
**e-mail** : recepyilmaz042@gmail.com

### EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Meram Konya Lisesi	2002
Üniversite	: KTO Karatay Üniversitesi	2016
Yüksek Lisans	: -	-
Doktora	: -	-

### İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2017	MVD İnan Mak.San.A.Ş.	AR-GE Mühendisi
2017-devam ed.	TÜBİTAK UME	Araştırmacı

### YABANCI DİLLER

İngilizce

### YAYINLAR

Yılmaz, R., Şahin R., Ata S., 2016, Thermodynamic Analysis And Working Fluid Selection Of Organic Rankine Cycle (ORC) Using Engineering Equation Solver (EES), 4. Uluslararası KOP Bölgesi Gelişim Sempozyumu, Karaman, 21-23 Ekim.

Yılmaz, R., Samanci, A., 2018, Lazer Kesim Makinası Köprü Sisteminin Sayısal Dinamik Analizi, 6th International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science (ISITES 2018), Antalya: 8 p.

Yılmaz, R., Hamarat, A., 2018, Otomatik Kütle Yüklemeli Pistonlu Basınç Standardı ile Referans Basınç Uygulaması, 6th International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science (ISITES 2018), Antalya: 9 p.