T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YAPIŞTIRICIYLA BİRLEŞTİRİLMİŞ ALÜMİNYUM T TİPİ BAĞLANTILARIN MODAL ANALİZİ VE TİTREŞİM KONTROLÜ

Tezi Hazırlayan
Şaban Murat ÜNLÜ

Tezi Yöneten
Prof. Dr. M. Kemal APALAK

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Temmuz 2008
KAYSERİ

T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YAPIŞTIRICIYLA BİRLEŞTİRİLMİŞ ALÜMİNYUM T TİPİ BAĞLANTILARIN MODAL ANALİZİ VE TİTREŞİM KONTROLÜ

Tezi Hazırlayan
Şaban Murat ÜNLÜ

Tezi Yöneten
Prof. Dr. M. Kemal APALAK

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Bu çalışma Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından FBT-06-52 kodlu proje ile desteklenmiştir

Temmuz 2008
KAYSERİ

Prof. Dr. M. Kemal APALAK danışmanlığında **Şaban Murat ÜNLÜ** tarafından hazırlanan **"Yapıştırıcıyla Birleştirilmiş Alüminyum T Bağlantıların Modal Analizi ve Zorlanmış Titreşim Kontrolü"** adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalında **Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

../07/2008

JÜRİ :

Başkan : Prof.Dr. M. Kemal APALAK

Üye : Yrd.Doç.Dr. Recep GÜNEŞ

Üye : Yrd.Doç.Dr. Şükrü SU

ONAY :

Bu tezin kabülü Enstitü Yönetim Kurulunun ..... tarih ve ..... sayılı kararı ile onaylanmıştır.

.... / .... / .....

Enstitü Müdürü

TEŞEKKÜR

"Yapıştırıcıyla Birleştirilmiş Alüminyum T Tipi Bağlantıların Modal Analizi ve Titreşim Kontrolü" konulu tez çalışmasının seçiminde, yürütülmesinde, sonuçlandırılmasında ve sonuçlarının değerlendirilmesinde maddi ve manevi destek ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam sayın Prof. Dr. M. Kemal Apalak'a teşekkür ederim.

Yapılan analiz ve deneylerde her türlü yardımı yapan, zaman harcayan, emek veren, bilgi ve tecrübesini paylaşan hocalarım Arş. Gör. Mustafa Yıldırım ve Arş. Gör. Recep Ekici'ye teşekkür ederim.

Deney numunelerinin üretilmesinde ve diğer çalışmalarda yardımcı olan arkadaşlarım Demet Livkebabcı ve M. Emrah Koç'a teşekkür ederim.

Tez çalışması boyunca bana verdiği maddi ve manevi desteklerinden dolayı aileme teşekkür ederim.

YAPIŞTIRICIYLA BİRLEŞTİRİLMİŞ ALÜMİNYUM T TİPİ BAĞLANTILARIN MODAL ANALİZİ VE TİTREŞİM KONTROLÜ

Şaban Murat ÜNLÜ
Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi, Temmuz 2008
Tez Danışmanı : Prof. Dr. M. Kemal APALAK

ÖZET

Yapıştırıcı ile birleştirilmiş T tipi bindirme bağlantılarda, yapıştırıcı bölgesi boyunca gerilmenin düzenli dağılımı, yapıştırıcı bölgesinde yük transferinin başarılı bir şekilde sağlanması, yüksek mukavemet/ağırlık oranı, yüksek sönüm kabiliyeti, korozyona karşı direnç, tasarım kolaylığı, kolay montaj, ekonomiklik ve farklı malzemelerden imal edilmiş elemanların birleştirilmesi gibi önemli sebeplerden dolayı günümüz klasik bağlantı elemanları yerine tercih edilmekte ve endüstriyel birçok alanda kullanılmaktadırlar.

Bu tez çalışmasında, izotropik (alüminyum) malzemeden imal edilmiş günlük hayatta ve literatürde karşılaşılan *T tipi bağlantı*ların serbest titreşim analizleri yapıldı. Bağlantıda kullanılan, düşey ve yatay plaka uzunluklarının ve kalınlıklarının, destek yatay ve düşey uzunluğunun ve destek kalınlığının doğal frekans ve modal şekil değiştirme enerjisi üzerindeki etkileri araştırıldı. T tipi bağlatıların optimum tasarım parametreleri Yapay Sinir Ağları ve Genetik Algoritma kullanılarak tespit edildi. Deneysel olarak alüminyum malzemeden üretilen T tipi bağlantıların sönüm katsayısı ölçüldü. Son olarak T tipi bağlantıların zorlanmış titreşim kontrolü analizleri yapıldı. Kontrol kuvvetinin zamana karşı değişimi için bir fonksiyon önerildi. Genetik Algoritma, optimum kontrol kuvveti, açık çevrimli kontrol sistemi ve önerilen fonksiyon kullanılarak, tek aktüatör için T tipi bağlantılarda düşey plaka yüzeyindeki optimum konumu tespit edildi.

Anahtar Kelimeler: serbest titreşim; zorlanmış titreşim; T bağlantı; modal analiz; optimum titreşim kontrolü; açık çevrimli kontrol.

MODAL ANALYSIS AND VIBRATION CONTROL OF ADHESIVELY BONDED ALUMUNIUM TEE JOINTS

Şaban Murat ÜNLÜ
Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences
M.Sc. Thesis, July 2008
Thesis Supervisor: Prof. Dr. M. Kemal APALAK

ABSTRACT

Today, adhesive bonding technique is preferred to traditional mechanical joining methods such as screws and bolts, and used in many industrial applications because they provide a uniform stress distribution and load transfer through overlap region, high stress/weight ratio, high damping ability, a simple design, easy assembly and joining of different materials.

This thesis addresses the free vibration analysis of two types of Tee joints made of alüminum. The effects of vertical and horizontal plate length and thickness, support vertical and horizontal length and support thickness on the natural frequencies and modal strain energies of the joints. Optimum design parameters were determined by means of Artificial Neural Networks and Genetic Algorithm. Loss factors of both Tee joints were measured experimentally. Finaly the forced vibration analysis of Tee joints were carried out. A function was suggested in order to simplify the time hisory of control forces. Optimum control forces were determined using Artificial Neural Networks, Genetic Algorithm based on Open Loop Control model. The optimal position of the actuator was found to be at the vertical plate end for the single actuator case.

Keywords: Free vibration; forced vibration; Tee joint; modal analysis; optimum vibration control; open loop control.

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY i

TEŞEKKÜR ii

ÖZET iii

ABSTRACT iv

TABLOLAR LİSTESİ vii

ŞEKİLLER LİSTESİ ix

1. BÖLÜM

GİRİŞ 1

2. BÖLÜM

OPTİMİZASYON, GENETİK ALGORİTMA, YAPAY SİNİR AĞLARI . . . 9

2.1. Optimizasyon 9

2.2. Genetik Algoritma 10

2.3. Genetik Algoritmanın Adımları 12

2.4. Yapay Sinir Ağları 16

2.5. Yapay Sinir Ağı Yapısı 17

3. BÖLÜM

SERBEST TİTREŞİM VE ELASTİK GERİLME ANALİZİ 20

3.1. Şekil Değiştirme Enerjisi 20

3.2. Frekans ve Modal Analiz Metodu 23

3.3. I. ve II. Tip T bağlantılar 27

4. BÖLÜM

DENEYSEL ÇALIŞMA 61

4.1. Alüminyum T Bağlantıların Üretimi 61

4.2. Deney Tesisatı 63

4.3. Deney 63

5. BÖLÜM

OPTİMAL TİTREŞİM KONTROLÜ 70
5.1. Sönümlü Serbest Titreşim ve Zorlanmış Titreşim 70
5.2. Kontrol Sistemi 71
5.2.1. Açık Çevrimli Kontrol Sistemi 72
5.2.2. Kapalı Çevrimli Kontrol Sistemi 72
5.3. Aktif Kontrol 73
5.4. Optimal Kontrol 74
5.5. GA İle Optimal Kontrol Kuvveti $\underset{\sim}{F_c}(t)$'nin Bulunması 75
5.6. I. Tip T Bağlantıda Aktüatörün Optimal Konumu ve Davranışı . . . 79
5.7. II. Tip T Bağlantıda Aktüatörün Optimum Konumu ve Davranışı . . 81
6. BÖLÜM
SONUÇLAR 86
KAYNAKLAR 88
ÖZGEÇMİŞ 91

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 3.1. I. ve II. T tipi bağlantıların elemanlarının seçilen boyut sınırları . 29

Tablo 3.2. Bağlantılarda kullanılan alüminyum plaka ve yapıştırıcının mekanik ve fiziksel özellikleri 29

Tablo 3.3. I. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde düşey plaka uzunluğunun (M) tesiri 38

Tablo 3.4. I. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde yatay plaka uzunluğunun (L) tesiri . 38

Tablo 3.5. I. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde düşey plaka kalınlığının (t_1) tesiri . 39

Tablo 3.6. I. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde yatay plaka kalınlığının (t_2) tesiri . 39

Tablo 3.7. I. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde destek kalınlığının (t_3) tesiri 40

Tablo 3.8. I. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde destek yatay uzunluğunun (d) tesiri 40

Tablo 3.9. II. Tip T bağlantıların ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde destek düşey uzunluğunun (c) tesiri 41

Tablo 3.10. II. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde düşey plaka uzunluğunun (M) tesiri 44

Tablo 3.11. II. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde yatay plaka uzunluğunun (L) tesiri . 44

Tablo 3.12. II. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde düşey plaka kalınlığının (t_1) tesiri . 45

Tablo 3.13. II. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde yatay plaka kalınlığının (t_2) tesiri . 45

Tablo 3.14. II. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde destek kalınlığının (t_3) tesiri 46

Tablo 3.15. II. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde destek yatay uzunluğunun (d) tesiri 46

Tablo 3.16. II. Tip T bağlantıların ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde destek düşey uzunluğunun (c) tesiri 47

Tablo 3.17. I. ve II. Tip T bağlantının ilk on mod için optimal boyutları (tüm boyutlar mm'dir) 60

Tablo 4.1. Sönüm değeri tespit edilen I. ve II. Tip T bağlantıların boyutları (mm) 63

Tablo 4.2. I. ve II. Tip T bağlantı numunelerinin 1. eğilme modu için sönüm katsayısı değerleri. 69

Tablo 5.1. I. Tip T bağlantı için optimal aktüatör konumu ve kuvveti aranırken elde edilen değerler 80

Tablo 5.2. II. Tip T bağlantı için optimal aktüatör konumu ve kuvveti aranırken elde edilen değerler 80

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Genetik Algoritmanın genel işleyişi 13

Şekil 2.2. a) Tek ve b) çift noktadan çaprazlama 15

Şekil 2.3. Mutasyon 15

Şekil 2.4. Basit nöron modeli [21] 17

Şekil 2.5. Yapay sinir ağları aktivasyon fonksiyonları [21] 18

Şekil 3.1. Uniform eksenel gerilme altındaki deformasyon 21

Şekil 3.2. Eksenel deformasyon için şekil değiştirme enerjisi. 22

Şekil 3.3. Kayma deformasyonu. 22

Şekil 3.4. a) I. Tip ve b) II. Tip T bağlantılar 28

Şekil 3.5. C3D8R sonlu elemanın gösterimi [25] 29

Şekil 3.6. a) I. Tip ve b) II. Tip alüminyum T bağlantıların sonlu eleman modelleri 30

Şekil 3.7. I. Tip T bağlantının ilk on mod şekilleri ve doğal frekansları ($t_1 = t_2 = t_3 = 3$ mm, $M = 300$ mm, $L = 250$ mm, $c = 30$ mm, $d = 30$ mm) 31

Şekil 3.8. I. Tip alüminyum T bağlantının doğal frekansları (Hz) ve mod şekilleri ($t_1 = t_2 = t_3 = 3$ mm, $M = 300$ mm, $L = 250$ mm, $c = 30$ mm, $d = 30$ mm) 32

Şekil 3.9. Eğitim için kullanılan ileri beslemeli yapay sinir ağı modeli 35

Şekil 3.10. YSA ile tahmin edilen ve SEM ile hesaplanan I. Tip T bağlantının ilk altı doğal frekans değerlerinin karşılaştırılması 36

Şekil 3.11. YSA ile tahmin edilen ve SEM ile hesaplanan II. Tip T bağlantılarının ilk altı doğal frekans değerlerinin karşılaştırılması . 37

Şekil 3.12. I. Tip T bindirme bağlantısının ilk altı doğal frekansında düşey plaka uzunluğu (M) ile yatay plaka kalınlığının (t_2) ortak etkisi . 50

Şekil 3.13. I. Tip T bindirme bağlantısının ilk altı doğal frekansında düşey plaka uzunluğu (M) ile düşey plaka kalınlığının (t_1) ortak etkisi . 51

Şekil 3.14. I. Tip T bindirme bağlantısının ilk altı doğal frekansında düşey plaka uzunluğu (M) ile yatay plaka uzunluğunun (L) ortak etkisi 52

Şekil 3.15. I. Tip T bindirme bağlantısının ilk altı doğal frekansında yatay plaka uzunluğu (L) ile yatay plaka kalınlığının (t_2) ortak etkisi . . 53

Şekil 3.16. I. Tip T bindirme bağlantısının ilk altı doğal frekansında yatay plaka uzunluğu (L) ile düşey plaka kalınlığının (t_1) ortak etkisi . . 54

Şekil 3.17. I. Tip T bindirme bağlantısının ilk altı doğal frekansında düşey plaka kalınlığı (t_1) ile yatay plaka kalınlığının (t_2) ortak etkisi . . 55

Şekil 3.18. II. Tip T bağlantısının ilk altı doğal frekansında düşey plaka uzunluğu (M) ile yatay plaka kalınlığının t_2 ortak etkisi 58

Şekil 4.1. Alüminyumdan imal edilmiş a) I. Tip ve b) II. Tip T bağlantılar . 62

Şekil 4.2. Deney tesisatının şematik gösterimi 64

Şekil 4.3. Deney tesisatı 65

Şekil 4.4. Yarım güç bant genişliği metodu [31] 66

Şekil 4.5. I. Tip T bağlantının a) deneysel yer değiştirme, b) deneysel frekans, c) yarım bant güç metodu ile sönüm katsayısının belirlenmesi ve d) sönüm grafiği (SEM) 67

Şekil 4.6. II. Tip T bağlantının a) deneysel yer değiştirme, b) deneysel frekans, c) yarım bant güç metodu ile sönüm katsayısının belirlenmesi ve d) sönüm grafiği (SEM) 68

Şekil 5.1. Bir kontrol sisteminin temel unsurları [33] 72

Şekil 5.2. Açık çevrimli otomatik kontrol devresi genel yapısı [34] 72

Şekil 5.3. Kapalı çevrimli otomatik kontrol devresi genel yapısı [34] 73

Şekil 5.4. Kontrol kuvveti üzerinde x_1, x_2 ve x_3 parametrelerinin etkisi . . . 77

Şekil 5.5. Kontrol kuvveti üzerinde $\bar{x}$ parametre setinin tesiri 78

Şekil 5.6. T tipi yapıştırıcı bağlantılarının kontrolü için kullanılan açık çevrimli kontrol sistemi 78

Şekil 5.7. Sistemi tetikleyen ilk dış kuvvet (F_0) grafiği 79

Şekil 5.8. a) I. Tip, b) II. Tip T bağlantılarda düşey plaka üzerinde aktüatörün uygulama noktaları 82

Şekil 5.9. I. Tip T bağlantının a) sönümlü serbest titreşimi, b) zorlanmış en iyi titreşim kontrolünde yer değiştirme eğrileri ve c) en iyi sönümlü titreşim kontrolünü gerçekleyen kontrol kuvveti değişimi 83

Şekil 5.10. II. Tip T bağlantının a) sönümlü serbest titreşimi, b) zorlanmış en iyi titreşim kontrolünde yer değiştirme eğrileri ve c) en iyi sönümlü titreşim kontrolünü gerçekleyen kontrol kuvveti değişimi 84

1. BÖLÜM

GİRİŞ

Metaller, medeniyetin gelişmesinde önemli görev yapmaktadır. Bu gelişme sürecinde, alüminyum kadar önemli rol oynayan az sayıda metal bulunmaktadır. Alüminyum kendine has özellikleri ile eski çağlardan beri bilinen ağaç, bakır, demir ve çelik gibi birçok malzemeden daha önem kazanmıştır. 19. yüzyılın ikinci yarısından beri endüstriyel çapta üretilen çok genç bir metal olmasına rağmen, bugün bakır ve alaşımları, kurşun, kalay ve çinko gibi tüm demir dışı metallerin toplam kullanımından daha çok miktarda kullanılmaktadır.

Alüminyum malzemelerin bu gün endüstride bu kadar yaygın kullanılmasının başlıca sebepleri şunlardır:

- Alüminyum hafiftir. Aynı hacimdeki bir çelik malzemenin ağırlığının ancak üçte biri kadar ağırlıktadır.
- Çeşitli alüminyum alaşımlarının mukavemeti, normal yapı çeliğinin mukavemetine denk veya daha yüksektir.
- Alüminyum elastik bir malzemedir. Bu nedenle ani darbelere karşı dayanıklıdır. Ayrıca, dayanıklılığı düşük sıcaklıklarda azalmaz. (Çeliklerin, düşük sıcaklıklarda ani darbelere karşı mukavemeti azalır.)
- Alüminyum, işlenmesi kolay bir metaldir. Öyle ki, kalınlığı 1/100 mm'den daha ince olan folyo veya tel haline getirilebilir.
- Alüminyum ısı ve elektriği bakır kadar iyi iletir.

- Alüminyum'a şekil vermek için döküm, dövme, haddeleme, presleme, ekstrüzyon, çekme gibi tüm metotlar uygulanabilir.
- Alüminyum'un ısıyı yansıtma kabiliyeti yüksektir. Gümüşi beyaz renginin bu özelliğe olan katkısı ile beraber gerek iç gerekse dış mimarî için cazibeli bir görünüme sahiptir. Alüminyumun bu güzel görünümü, anodik oksidasyon (eloksal), lâke maddeleri vs. gibi uygulamalar ile uzun müddet korunabilir.
- Alüminyum, hava şartlarına, yiyecek maddelerine ve günlük yaşamda kullanılan pek çok sıvı ve gazlara karşı dayanıklıdır.

Endüstri ve teknoloji geliştikçe, alüminyum kullanımı artmaktadır. Daha hafif, daha sağlam, daha verimli, daha uzun ömürlü ve sonuçta daha ekonomik ürünler için, alüminyum tercih edilmektedir. Uzay araçları dahil olmak üzere hava taşıtları, daha iyi binalar ve köprüler, elektrik nakil hatları, diğer mühendislik uygulamaları için alüminyum vazgeçilmez malzemedir. Alüminyum endüstrisinde; yeni alaşımlar, teknolojik gelişmeler, üretim metotları, ürün tasarımı ve kalite kontrol için araştırma-geliştirme çalışmalarına devam edilmektedir.

Ürünlerin hafifliğinin söz konusu olduğu durumlarda, kullanılan malzeme ve bu malzemelerin birleştirilmesinde, kullanılan yöntem büyük önem taşımaktadır. Malzemeleri birleştirme konusunda da endüstride bir çok gelişme sağlanmıştır. Eskiden sıkça kullanılan civata, perçin, kaynak gibi birleştirme yöntemlerine alternatif olarak yapıştırma yöntemi ile birleştirme eklenmiştir.

Bir yapıştırıcı (adhesive) ASTM tarafından, *'yüzey teması ile malzemeleri bir arada tutabilen madde'* olarak tanımlanmıştır [1]. Yapıştırıcının bir başka tanımı ise, *'yüzeylere uygulandığında onları bir arada tutabilen ve ayrılmayı önleyen polimerik malzemedir'* şeklindedir [2].

Yapıştırıcının birbirine yapıştırılacak benzer veya farklı malzemelerin özelliklerini değiştirmeden servis ömrü içinde onları bir arada tutacak fiziksel ve mekanik özeliklere sahip olması istenir. Bu nedenle endüstriyel yapıştırıcılar için aşağıdaki üç faktör önemlidir;

1. Birleştirilecek malzemelerin yüzeyleri arasını dolduracak şekilde akıcı olmalıdır.
2. Akarken birleştirilen malzemelerin yüzeylerini tamamen ıslatmalıdır.
3. İstenilen yükleri taşıyacak mukavemette katı veya viskoz jel yapıştırma bağını oluşturmalıdır [3].

Yapıştırıcıyla birleştirme tekniğinin sıkça kullanılmasının en önemli sebebi gerilmelerin bindirme boyunca daha düzenli bir şekilde dağılmasıdır. Uçak konstrüksiyonlarında ve ahşap yapılarda, yapıştırıcıyla birleştirilmiş yapıların mukavemeti ve gerilme değişimlerine olan dayanımı uzun yıllardan beri gösterilmiştir [4].

Yapıştırma bağlantılarının diğer birleştirme yöntemlerine göre bir çok avantajı vardır. Bunlar:

- Bileşim, genleşme katsayısı, elastiklik modülü ve kalınlık gibi özellikler bakımından farklılık arz eden değişik tip malzemeler birleştirilebilir.
- Vida, perçin gibi çıkıntılı bağlama elemanlarınca sebep olunan düzensiz yüzey hatları yapıştırıcı ile birleştirme durumunda ortadan kaldırılarak son sistemin görünüşünde iyileşme sağlanır.
- Civata, vida gibi bağlama elamanları ve nokta kaynağında küçük temas alanlarında ortaya çıkan gerilme yığılmalarının azaltılması ve tüm yapıştırma alanı boyunca daha düzenli gerilme dağılımı sağlanır. Sık sık ağırlık ve maliyetten tasarruf sağlanarak ince malzemeler de dayanıklı bir şekilde birleştirilebilir.
- Gerilmelerin emilmesine, dağıtılabilmesine ve iletilebilmesine müsaade eden bir çok yapıştırıcının yapışma bağlarının dinamik darbelere karşı yüksek dayanım kabiliyeti ve gerilme - uzama kabiliyeti, dolayısıyla özellikle yorulma direnci iyileşir ve titreşimlere karşı direnci ve esnekliği artar.

Bu avantajların yanında yapıştırma işleminden önce yüzeylerin iyice temizlenmesi gerekir ve bağlantının ömrü sıcaklık, nem gibi çevresel etkilere bağlıdır.

Yapıştırıcı bağlantıların endüstride sıkça kullanılması sebebiyle titreşim karakteristikleri ve mekanik özellikleri üzerinde bir çok araştırma yapılmıştır. Saito ve Tani [5] bir çift paralel ve özdeş elastik kirişlerin ve viskoelastik malzeme ile belirli bir boyda yapıştırılması ile oluşan bindirme bağlantılarında enine ve boyuna titreşimlerin oluşturduğu doğal frekansları ve sönüm katsayılarını araştırmıştır. İki farklı sınır şartını dikkate alarak hareketin denklemlerini çıkartmışlardır ve bu denklemlerin çözümlerini bulmuşlardır. Bağlantıların bindirme boyuna karşı doğal frekansların ve logaritmik azalışın grafiklerini çizmişlerdir. Buldukları bu sonuçları ise Winkler ve Pasternek [6, 7] teorileri ile karşılaştırmışlardır.

Ko ve arkadaşları [8] yapıştırıcıyla birleştirilmiş bağlantılarda alt ve üst plakaların titreşim cevabını araştırmak için izoparametrik yapıştırıcı ara yüzey elemanı ve birinci derece kayma deformasyonlu plaka elemanı kullanmıştır. Yapıştırıcı katmanda enine kayma ve soyulma gerilmelerinin yok olduğunu kabul etmişlerdir. Katmanlı plakalar ile birleştirilmiş tek bindirme bağlantısının çeşitli bindirme uzunlukları ve yapıştırılan plaka kalınlıkları için bağlantının mod şekilleri ve doğal frekanslarını belirlemişlerdir ve sonuçları bindirmesiz plakalar ile karşılaştırmışlardır. Yapıştırıcı ile birleştirilmiş katmanlı plakaların serbest titreşim analizlerinde kullanılan elemanların etkili olduğunu tespit etmişlerdir.

He ve Oyadiji [9] sonlu elemanlar metodu kullanarak yapıştırıcıyla birleştirilmiş ankastre tek bindirme bağlantısında yapıştırıcının elastiklik modülünün mod şekillerini etkilediğini ve enine doğal frekansları artırdığını ve ancak Poisson oranının doğal frekansları etkilemediğini görmüşlerdir. Mod şekillerinin çok sert yapıştırıcı katmanlar için düz iken, nispeten esnek katmanlar için daha belirgin olduğunu göstermişlerdir. Rijit yapıştırıcı tabakada ortaya çıkan yüksek gerilmelerin yorulma aşınması ortaya çıkaracağını ve çözülmelere yumuşak tabakalardakinden daha sık rastlanacağını ifade etmişlerdir.

Kaya ve arkadaşları [10] yapıştırıcıyla birleştirilmiş tek bindirme bağlantının sonlu elemanlar metodu ile dinamik yükler uygulayarak çeşitli dinamik karakteristiklerini araştırmışlardır. Sol taraftan ankastre olarak tasarlanan modelde izoparametrik üç boyutlu eleman kullanılmıştır. Bağlantının düzlem titreşim analizi yapılmıştır.

İlk olarak doğal frekanslar ve mod şekilleri elde edilmiştir ve daha sonra yapısal sönümlemeyi dikkate alarak nokta ve dinamik esneklik değerlerini bulmuşlardır. Sönümün, rezonans şiddetini oldukça düşürdüğünü gözlemlemişlerdir.

He ve Rao [11, 12] belirli bir boyda viskoelastik yapıştırıcıyla birleştirilmiş bir çift paralel ve özdeş kirişten oluşan bağlantıların enine ve boyuna titreşim analizi üzerinde bir teorik bir de nümerik çalışma yapmıştır. Birleştirilmemiş uçların basitçe desteklendiğini kabul etmişlerdir. Teorik çalışmada enine tahrik edilmiş yükler altında sistemin zorlanmış titreşiminin hareket denklemleri Hamilton'un prensibi ve enerji metodu kullanılarak elde edilmiştir. Yapıştırıcı tabakasındaki kalınlık ve kayma deformasyonları hesaba katılmıştır. Teorik model oluşturulmuş ve serbest titreşim için sınır ve süreklilik şartları, sönüm katsayısı ve mod şekillerini kapsayan çözümler elde edilmiştir. Nümerik olarak yapılan çalışmada bağlantının geniş bir aralıkta tasarım parametreleri için rezonans frekansı ve modal sönüm katsayısı bulunmuştur. Yapılan bu iki çalışmanın sonucunda artan kayma deformasyonun lineer olmasa da sistemin rezonans frekansını artırdığını, yapıştırıcının artan kalınlığının sistemin modal sönüm katsayısını artırdığını ancak sistemin rezonans frekansını düşürdüğünü, artan bindirme boyunun modal sönüm katsayısını ve rezonans frekansını artırdığını bulmuşlardır.

Khalil ve Kagho [13] titreşim analizi ile yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek bindirme bağlantılarda tahribatsız testler yapmışlardır. Bağlantıda farklı boyutlarda ve farklı yerlerde iki tip hata (boşluk ve çözülmeler) oluşturulmuştur. Azalan rezonans frekansı ve artan sönüm oranı ile iki tip kusurun boyutları ve yeri belirlenmiştir.

Rao ve Zhou [14] yapıştırıcıyla birleştirilmiş tüp bağlantının teorik bir modelini oluşturmuştur. Bağlantının zorlanmış titreşiminin hareket denklemleri enerji metodu ve Hamilton prensibi kullanılarak çıkarılmıştır. Yapıştırıcı katmandaki kayma ve eğilme deformasyonları ile enerjinin dağıtıldığı kabul edilmiştir. Sonlu farklar yöntemi kullanılarak bağlantının sabit-sabit sınır şartlarında serbest titreşiminin nümerik çözümü için denklemler elde edilmiştir. Yapısal parametrelerin ve yapıştırıcı malzemesinin özelliklerinin sistemin sönüm katsayısı ve rezonans frekansı üzerindeki etkileri için ayrıca çalışmalar yapmışlardır.

Lin ve Ko [15] yapıştırıcıyla birleştirilmiş bindirme bağlantının sonlu elemanlar metodu ile serbest titreşim analizi yapılmıştır. Kütlesi olan yapıştırıcı katmanın, alt ve üst plakanın cevapları ayrı ayrı belirlenmiştir. Plakalar için birinci mertebe kayma deformasyonları teorisine dayanan 8 düğüm noktalı izoparametrik eleman, yapıştırıcı için 16 düğüm noktalı ara yüzey elemanı kullanılmıştır. Beş katmanlı ankastre bindirme bağlantısı için yapılan nümerik analizler ile belirli bir yama boyutuna sahip yamalı plakanın titreşim karakteristiği ve bunun doğal frekanslar ve mod şekilleri üzerine etkisini göstermişlerdir. Sonuçlardan oluşturulan modelin yapıştırıcıyla birleştirilmiş bindirme bağlantıların titreşim analizi için etkili bir model olduğunu bulmuşlardır.

Vaziri ve Nayeb-Hashemi [16] plakaları elastik, yapıştırıcıyı ise viskoelastik kabul ederek harmonik eksenel yük altında yapıştırıcıyla birleştirilmiş tüp bindirme bağlantısının dinamik tepkisinde tüp bağlantı geometrisinin, malzeme ve yapıştırıcı özelliklerinin etkisini araştırmışlardır. Sistemin tepkisinin yapıştırıcının sönüm katsayısına duyarlı olduğunu görmüşlerdir. Birleşme bölgesinde merkezde bulunan, bindirme uzunluğunun % 40'ından küçük boşluğun sistemin dinamik tepkisini çok az etkilediğini göstermişlerdir. Bindirme bölgesinde kayma gerilmelerinin şiddetini belirlemişlerdir. Uygulanan bütün frekans yükleri için en büyük kayma gerilmeleri bindirme bölgesinin kenarlarında ortaya çıkmıştır. Birleşme bölgesinde merkezde bulunan, bindirme uzunluğunun % 40'ından büyük boşluğun varlığı en yüksek kesme gerilmelerini çok az etkilemiştir ve boşluğun büyüklüğüne göre kayma gerilmeleri artmış ve azalmıştır. Bu durumun uygulanan yük frekansı ve sistemin değişen rezonans frekansı ile ilgili olduğunu belirtmişlerdir.

Hu ve arkadaşları [17] kalay oksit kaplanmış ve kaplanmamış alümina bor partükül takviyeli alüminyum kompozit malzemelerin sönüm kapasitelerini araştırmışlardır. Kalay oksit kaplı alümina bor partiküllü alüminyum kompozitlerin sönüm katsayısının, kaplanmamış alüminyum kompozitinkine göre daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. Sıcaklık arttıkça kalay oksit kaplı ve kaplı olmayan alümina bor partikül takviyeli alüminyum kompozitlerin sönüm katsayısının arttığını bulmuşlardır.

Botelho ve arkadaşları [18] alüminyum 2024 alaşımı, cam fiber/epoksi, karbon fiber/epoksi, alüminyum 2024/cam fiber/epoksi (hibrit 1) ve alüminyum 2024/karbon fiber/epoksi, (hibrit 2) deney numunelerinin viskoelastik özelliklerini araştırmışlardır. Deney sonuçları kompozit mikro mekanik yaklaşımı ile hesaplanan değerler ile karşılaştırılmıştır ve sonuçların birbirine yakın olduğunu göstermişlerdir. Alüminyum alaşım ve fiber epoksinin deneysel sönüm faktörü ve modülü kullanılarak fiber/metal kompozitlerin viskoelastik davranışını tahmin etmeye çalışmışlardır. Hibrit 2 kompozit malzemenin sönüm modülünün Hibrit 1'inkinden % 44 daha büyük olduğunu tespit etmişlerdir.

Apalak ve arkadaşları [19] yapıştırıcı ile birleştirilmiş tek destekli köşe bağlantının üç boyutlu serbest titreşim ve gerilme analizlerini gerçekleştirmiş ve optimum tasarımı etkileyen ana parametreler belirlenmiştir. Yapıştırıcı kalınlığının olduğu gibi elastiklik modülünün, Poisson oranının ve yapıştırıcı malzemesinin yoğunluğunun köşe bağlantısının doğal frekansları ve mod şekilleri üzerinde küçük bir etkiye sahip olduğunu bulmuşlardır. Destek boyu ve özellikle plaka kalınlığı doğal frekanslar ve modal şekil değiştirme enerjisinde önemli artışa sebep olurken, artan bağlantı uzunluğu ile doğal frekanslar ve modal şekil değiştirme enerjisinde düşüş belirlemişlerdir. Her bir modun optimal bağlantı boyutlarını belirlemişlerdir. Optimal bağlantıda destek uzunluğu ve plaka kalınlığı gibi baskın tasarım parametreleri modal şekil değiştirme enerjisini en aza, doğal frekansları en yükseğe eriştirirken, bindirme uzunluğunun zıt bir etkiye sahip olduğunu belirlemişlerdir.

Apalak ve Yıldırım [20] yapıştırıcıyla birleştirilmiş tek bindirme ankastre bağlantının sönümlü titreşim analizini gerçekleştirmiş ve titreşim sönümlemesi aktuatörler ile etkili bir şekilde kontrol etmişlerdir. Yapıştırıcıyla birleştirilmiş bağlantının kinetik ve modal şekil değiştirme enerjisinde aktüatör kullanarak önemli ölçüde kazanç sağlamışlardır. Sönümleme zamanı % 33'e kadar azaltılırken, toplam enerjiyi % 69.6 oranında düşürmüşlerdir. Optimum aktüatör kontrol kuvvetini plakanın serbest ucunun orta noktasında bulmuşlardır. Ayrıca aktüatör sayısının titreşimin sönümlemesinde önemli etkiye sahip olduğunu görmüşlerdir. İki aktüatör ile toplam enerjide ilaveten % 30-50 düşüş bunun yanı sıra aktüatörler tarafından yapılan işte % 26 azalma sağlamışlardır.

Bu çalışmada ise alüminyum malzemeden imal edilmiş iki tip T bindirme bağlantılarının doğal frekans ve modal şekil değiştirme enerjisi üzerinde plaka ve destek boyutlarının etkileri araştırılmıştır. Her iki tip T bağlantı için gerilme ve şekil değiştirme analizinden belirlenen etmen parametrelerin optimal bağlantı boyutlarında üretilen bağlantılar için deneysel olarak loos sönüm katsayıları belirlenmiştir. Bulunan bu değerler T tipi bindirme bağlantılarının titreşim kontrolünde kullanılmıştır. T tipi bindirme bağlantılarının aktüatör ile gerçekleştirilen optimal titreşim kontrolü ve optimal kontrol kuvveti eğrileri Yapay Sinir Ağları ve Genetik Algoritma yardımı ile bulunmuştur.

2. BÖLÜM

OPTİMİZASYON, GENETİK ALGORİTMA, YAPAY SİNİR AĞLARI

2.1. Optimizasyon

Genel olarak *optimum* en uygun, en iyi anlamına gelir [21]. Matematikte ise *optimizasyon* terimi; bir fonksiyonu en küçük ya da en büyük değerine eriştirmek amacı ile gerçek ya da tamsayı değerlerini tanımlı bir aralıkta seçip fonksiyona yerleştirerek sistematik olarak bir problemi incelemek ya da çözmek işlemlerini ifade eder. Bu tip problemlere de *optimizasyon problemi* denir.

Çeşitli yüklere maruz katı cisimlerde oluşan gerilmeler ve bu yüklerden oluşan deformasyonlar, geometride meydana gelen değişimler, mevcut yükler altındaki parçaların güvenli görev yapıp yapamayacağı, meydana gelen deformasyonların kabul edilebilirliği yüzyıllar boyunca mühendis ve fizikçiler tarafından analitik yöntemlerle çözülmeye çalışılmıştır.

Çeşitli yükler altında bir sistemde oluşan gerilme dağılımının, istenilen aralıklarda kalması sağlandıktan sonra, mevcut yükleri taşıyacak en düşük ağırlık ve optimal tasarımın tespiti mühendislik problemleri açısından çok önemlidir.

Optimal tasarımı aranan bir problemi formüle etmek, o problemi çözmek için en önemli adımdır. Bu yüzden problemin doğru formüle edilmesi gerekir. Bir optimizasyon problemini tanımlamak için

1. tasarım değişkenlerini,
2. amaç fonksiyonlarını,
3. tasarım sınırlamalarını, tanımlamak gerekmektedir.

Tasarım değişkenleri; uzunluk, kalınlık, çap v.b. gibi modeli tanımlayan geometrik büyüklüklerdir. Amaç fonksiyonunun değerini etkileyen bilinmeyenlerdir. Ancak bu bilinmeyenler birbirinden bağımsız değişkenlerdir. Diğer bir deyişle bağımsız değişkenlere farklı değerler atayarak, farklı tasarımlar yapılabilir.

Amaç fonksiyonu; tasarım değişkenlerine bağlı olarak tanımlanan ve tasarım sınırlamaları dahilinde en küçük veya en büyük yapılmaya çalışılan fonksiyondur. Yani, optimum değeri aranan fonksiyondur [21].

En büyük değeri aranan bir optimizasyon problemi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$f(x), x = (x_1, x_2, x_3, ..., x_n) \rightarrow En\ büyük$$

Burada $f(x)$ en büyük değere eriştirilecek amaç fonksiyonu ve $(x_1, x_2, x_3, ..., x_n)$ de optimum çözüm vektörüdür.

Tasarım sınırlamaları; tasarım değişkenlerine bağlı olarak tanımlanan ve sisteme ait gerilme, frekans, boyut, deformasyon, sıcaklık gibi büyüklüklerin sınırlarını belirten ifadelerdir. İlk olarak sistemi tanımlamak için, tasarım değişkenleri olarak isimlendirilen bir değişken seti belirlenir. Değişkenler tasarımcının istediği sınırlar arasında alınarak sistem oluşturulur. Örneğin $'l'$ plaka uzunluğu olmak üzere $15 < l < 30$ mm seçilebilir.

2.2. Genetik Algoritma

Genetik Algoritma, doğadaki evrim mekanizmasını örnek alan bir arama metodudur. Literatürde Genetik Algoritma GA olarak kısaltılmaktadır. GA'lar doğada geçerli olan en iyinin yaşaması kuralına dayanarak sürekli iyileşen çözümler üretir [22]. GA'nın yapısını anlatırken sıkça *gen, kromozom, popülasyon* terimleri kullanılır. Kendi başına anlamlı bilgi taşıyan en küçük birime *gen* denir. Birden fazla genin bir araya gelerek oluşturduğu diziye *kromozom* denir. Kromozomlar, problemin alternatif çözümleridir. Kromozomlardan oluşan birime de *popülasyon* denir. Popülasyon, geçerli alternatif çözüm kümesidir.

Klasik optimizasyon yöntemleri ile karşılaştırıldığında GA;

- parametrelerin kendileri ile değil parametre setlerinin kodları ile ilgilenir,
- tek noktada veya noktalar kümesinde değil popülasyonun tamamında çözüm arar.
- sapma değeri veya hata faktörünü değil amaç fonksiyonunu kullanılır.

GA'ya göre uyum sağlama kabiliyeti, popülasyon ortalamasının üzerinde olan diziler zaman geçtikçe çoğalırlar. Bu çoğalma, genetik işlemler aracılığı ile gerçekleşmektedir ve sonucunda ana-babadan daha üstün özellikler taşıyan bireyler ortaya çıkmaktadır. Bu çözüm kalitesinin kuşaktan kuşağa artmasının iki sebebi vardır:

1. Başarısız olan bireylerin üreme şansları azaltıldığı için kötüye gidiş zorlaşır.
2. GA'ların yapısı kötüye gidişi engellemekle beraber, GA'ların temel teoremi uyarınca zaman içinde hızlı bir iyiye gidiş de sağlanmaktadır.

GA ile bir problemin çözümünde aşağıdaki adımlar uygulanır:

- Arama uzayındaki bütün muhtemel çözümler, dizi olarak kodlanır. Bu diziyi (kromozomu) oluşturan her bir elemana gen denir. Her bir dizi, arama uzayında belirli bir bölgeye tekabül eder.
- Genellikle rastsal bir çözüm seti seçilir ve başlangıç popülasyonu olarak kabul edilir.
- Her bir dizi için uygunluk değeri hesaplanır, bulunan uygunluk değerleri dizilerin çözüm kalitesini gösterir.
- Bir grup dizi (kromozom) belirli bir olasılık değerine göre rastsal olarak seçilip üreme işlemi gerçekleştirilir.
- Üreme işleminde, çeşitli genetik operatörler kullanılır.

- Yeni bireylerin uygunluk değerleri hesaplanarak, çaprazlama ve mutasyon işlemine tabi tutulur.
- Önceden belirlenen nesil sayısı boyunca yukarıdaki işlemler devam eder.
- İterasyon, nesil sayısına ulaşınca işlem bitirilir. Uygunluk değeri en yüksek olan dizi seçilir.

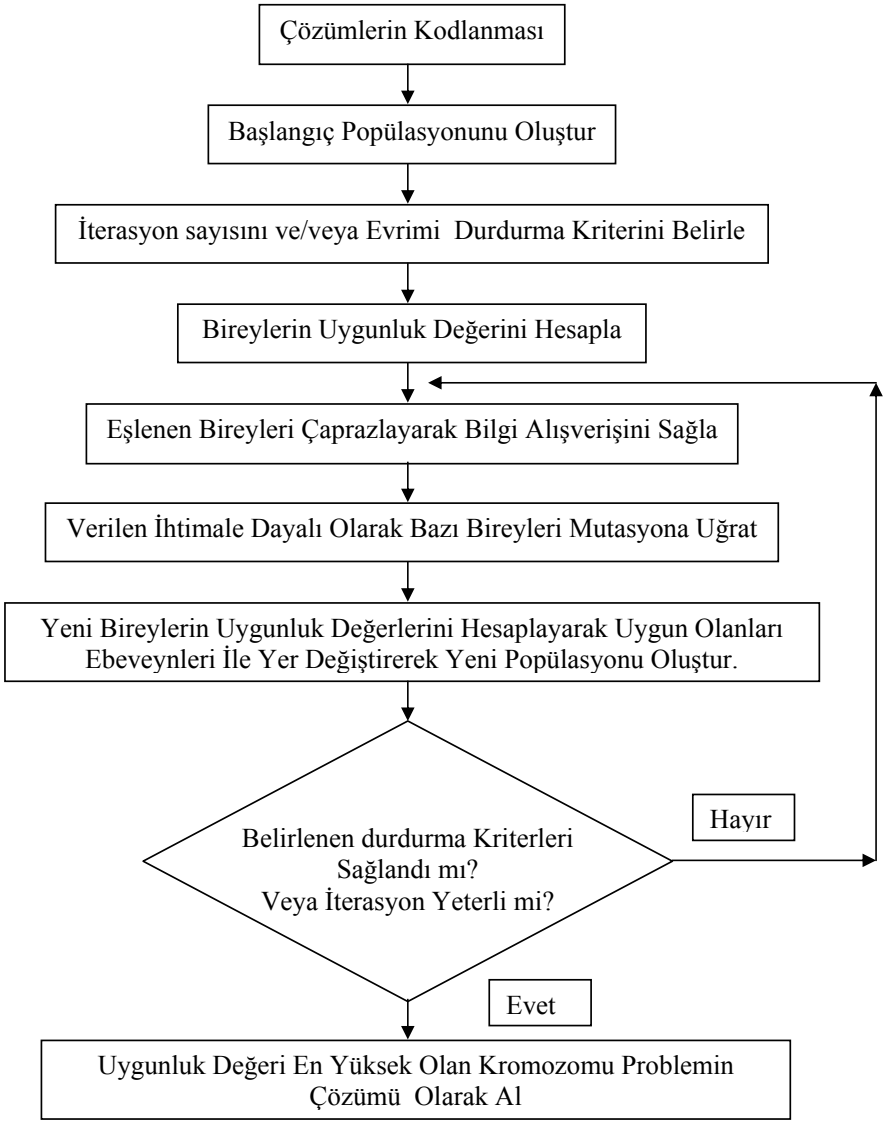
GA'lar bir çözüm uzayındaki her noktayı, kromozom adı verilen ikili dizi olarak kodlar. Her noktanın bir uygunluk değeri vardır. GA'lar tek bir nokta yerine, noktalar kümesini (popülasyon) muhafaza eder. Yeni bir popülasyon, çaprazlama ve mutasyon adı verilen GA'nın genetik operatörleri kullanarak oluşturulur. Birkaç kuşak sonunda, popülasyon daha iyi uygunluk değerine sahip üyeleri içerir.

2.3. Genetik Algoritmanın Adımları

Genetik Algoritmanın genel işleyişi Şekil 2.1'de gösterilmiştir. ***Çözümlerin Kodlanması***: Parametrelerin kodlanması, probleme özgü bilgilerin GA'nın kullanacağı dile çevrilmesidir. Bir problemin çözümü için GA geliştirmenin ilk adımı, tüm çözümlerin aynı boyutlara sahip dizi biçiminde gösterilmesidir. Dizilerden her biri, problemin olası çözümler uzayındaki rastsal bir noktayı simgeler.

Başlangıç Popülasyonunun Oluşturulması: Olası çözümlerin kodlandığı bir çözüm grubu oluşturulur. İkili kodlamanın kullanıldığı kromozomların gösteriminde, ilk popülasyonun oluşturulması için rastsal sayı üreticileri kullanılabilir. Fakat optimizasyonu gerçekleştiren optimum değerlerin bulunduğu uzay hakkında ön bilgiye sahip ise optimizasyon zamanını kısaltmak için başlangıç popülasyonuna bu değerler verilebilir [21].

Uygunluk Değerinin Hesaplanması: Bir kuşak oluşturulduktan sonraki ilk adım, popülasyondaki her üyenin uygunluk değerini hesaplama adımıdır. Çözümü aranan her problem için bir uygunluk fonksiyonu mevcuttur. Verilen belirli bir kromozom için uygunluk fonksiyonu, o kromozomun temsil ettiği çözümün kullanımıyla veya yeteneğiyle orantılı olarak sayısal bir uygunluk değeri verir. Bir

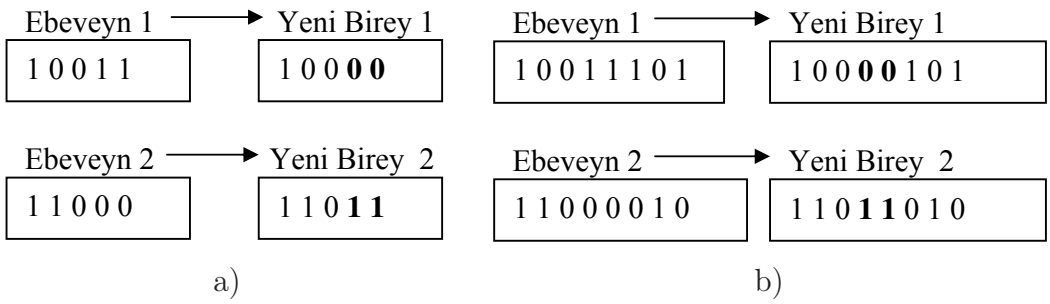


Şekil 2.1. Genetik Algoritmanın genel işleyişi

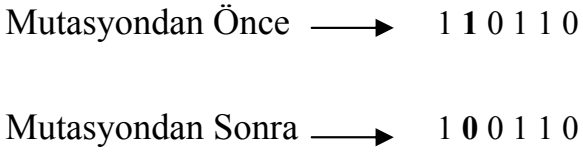
çözümün uygunluk değeri ne kadar yüksekse, yaşama ve çoğalma sansı o kadar fazladır ve bir sonraki kuşakta temsil edilme oranı da o kadar yüksektir.

Çoğalma İşleminin Uygulanması: Uygunluk değerinin hesaplanması adımından sonra mevcut kuşaktan yeni bir popülasyon oluşturulur. Seçim işlemi, bir sonraki kuşak için yeni nesil üretmek amacı ile hangi ailelerin yer alması gerektiğine karar vermektedir. Bu doğal seçimdeki en uygunun yaşaması durumuna benzerdir. Çoğalma işleminde diziler, amaç fonksiyonuna göre kopyalanır ve iyi kalıtsal özellikleri gelecek kuşağa daha iyi aktaracak bireyler seçilir. Dizileri uygunluk değerlerine göre kopyalama, daha yüksek uygunluk değerine sahip dizilerin, bir sonraki kuşaktaki bir veya daha fazla yeni bireye daha yüksek bir olasılıkla katkıda bulunması anlamına gelmektedir. Çoğalma adımında seçilmiş bireyler bir eşleme havuzuna kopyalanır ve havuzda bireyler çiftler halinde gruplara ayrılır. Seçim yöntemlerinden bir kaçı; rulet seçim çemberi, turnuva seçimi, derecelendirmeli seçimdir. Rulet seçim çemberi metodunda çember popülasyonu oluşturan dizi sayısı kadar dilime bölünür, yani her dizi çember üzerinde belli bir yüzdeye sahiptir. Dizilerin çember üzerinde sahip oldukları yüzde, dizilerin uygunluk değerlerine bağlı olarak belirlenir. Bu rulet çemberi üzerinden rastgele bir birey seçilir. Bu sayede uygunluk değeri daha iyi olan bireyin seçilme olasılığı daha yüksek olmaktadır. Turnuva metodunda ise tüm bireylerden rastgele seçilen 2 veya daha fazla bireyden kendi aralarında karşılaştırılır ve uygunluk değeri daha iyi olan seçilir. Derecelendirmeli seçim metodunda ise bireyler uygunluk değerlerine göre sıralanırlar ve bu sıralamaya göre orantılı olarak seçilme şansına sahip olurlar [21].

Çaprazlama İşleminin Uygulanması: Çaprazlama işlemi, popülasyon içerisindeki farklı çözümler arasında bilgi değişimini sağlayarak arama uzayının benzer ancak araştırılmamış bölgelerine ulaşmayı sağlayan bir arama operatörüdür. Mevcut gen havuzunun potansiyelini araştırmak üzere, bir önceki kuşaktan daha iyi nitelikler içeren yeni kromozomlar yaratmak amacıyla uygulanır. GA'nın performansını etkileyen önemli parametrelerden biri olan çaprazlama operatörü doğal popülasyonlardaki çaprazlamaya karşılık gelmektedir. Çoğalma işlemi sonucunda elde edilen yeni popülasyondan rastgele iki kromozom seçilmekte ve karşılıklı çaprazlama işlemine tabi tutulmaktadır. İkili düzen kodlama için



Şekil 2.2. a) Tek ve b) çift noktadan çaprazlama



Şekil 2.3. Mutasyon

literatürde bilinen ve çok sık kullanılan 3 adet çaprazlama işlemi bulunmaktadır. Bunlar, 1 noktalı, 2 noktalı ve üniform çaprazlama operatörleridir (Şekil 2.2).

Mutasyon İşleminin Uygulanması: Çaprazlama, mevcut gen potansiyellerini araştırmak üzere kullanılır. Fakat popülasyon gerekli tüm kodlanmış bilgiyi içermez ise çaprazlama tatmin edici bir çözüm üretemez. Bundan dolayı, mevcut kromozomlardan yeni kromozomlar üretme yeteneğine sahip bir operatör gerekmektedir. Bu görevi mutasyon gerçekleştirir. İkili kodlama sisteminin kullanıldığı problemlerde mutasyon, düşük bir olasılık değeri altında bir bit değerini (0 veya l olabilir) diğer bit değerine dönüştürür, ikili kodlama sisteminin kullanılmadığı problemlerde ise daha farklı mutasyon yöntemleri kullanılmaktadır. Hangi yöntem kullanılırsa kullanılsın, mutasyonun genel amacı, genetik çeşitliliği sağlamak veya korumaktır (Şekil 2.3).

Yeni Popülasyonun Oluşması ve İterasyonun Durdurulması: Yeni kuşak çoğalma, çaprazlama ve mutasyon işlemlerinden sonra tanımlanmakta ve bir sonraki kuşağın ebeveynleri olmaktadırlar. Süreç yeni kuşakla çoğalma için belirlenen uygunluk ile devam eder. Bu süreç önceden belirlenen kuşak sayısı kadar veya bir hedefe ulaşılıncaya kadar ya da başka bir durdurma kriteri sağlanana kadar devam eder. İstenen hassasiyet derecesine göre de maksimum iterasyon sayısı belirlenebilmekte ve iterasyon bu sayıya ulaştığında döngü durdurulabilmektedir.

Durdurma kriteri iterasyon sayısı olabileceği gibi hedeflenen uygunluk değeri de olabilmektedir.

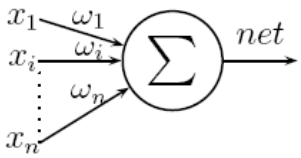
2.4. Yapay Sinir Ağları

Beynin üstün özellikleri, bilim adamlarının ilgisini çekmiş, beynin nörofiziksel yapısından esinlenerek matematiksel modelini çıkarmaya çalışmışlardır. Bilim adamları beynin bütün davranışlarını tam olarak modelleyebilmek için, fiziksel bileşenlerinin doğru olarak modellenmesi gerektiği düşünmüşlerdir. Bunun üzerine çeşitli yapay hücre ve ağ modelleri geliştirmişlerdir. Böylece Yapay Sinir Ağları (YSA) denen yeni ve günümüz bilgisayarlarının algoritmik hesaplama yönteminden farklı bir bilim alanı ortaya çıkmıştır

Yapay sinir ağları (YSA) insanın sinir sisteminden esinlenerek geliştirilmiş, ağırlıklı bağlantılar aracılığıyla birbirine bağlanan ve her biri kendi belleğine sahip işlem elemanlarından oluşan parelel ve dağıtılmış bilgi işleme yapılarıdır [23].

Günümüzde bilgi işleme konusunda bilgisayarlardan yararlanılmaktadır. Bilgisayarlar büyük boyuttaki verileri insanlara göre oldukça hızlı işleyebilmektedir. Aynı şekilde sayısal işlemlerde de bilgisayarlar, insan beyniyle kıyaslanamayacak kadar hızlıdır. Ancak ses ve görüntü algılama ve işleme, plan yapma ve öğrenme gibi işlemleri insan beyni çok kısa sürede gerçekleştirebilirken, bilgisayarlar bu işlemleri teorik olarak sonsuz zaman ve sonsuz hafıza kullanarak, çok az miktarda ve çok daha az başarıyla sonuçlandırır.

Beynin ve bilgisayarların birbirlerinden farklı olarak üstünlükleri vardır. Bilgisayarlar seri, beyin elemanları ise paralel işlemciler gibi çalışır. Beynin merkezi bir işlemcisi yoktur. Her bir sinir hücresi, büyük bir problemin bir parçasıyla ilgilenen birbirine paralel bağlanmış bir işlemci eleman yapısındadır. Sinir hücreleri kendi başlarına yavaş olmalarına rağmen sinir hücreleri birbiriyle paralel çalıştığı için beyin hızlıdır. Bir bilgisayar programında tek bir komut bile yanlış olsa program ya çalışmaz ya da tamamen yanlış çözüm yapar. Buna karşın insan beynindeki bir sinir hücresi (nöron) hasar görse bile beyin fonksiyonlarını tamamen yitirmez.



Şekil 2.4. Basit nöron modeli [21]

Doğrusal olmama, öğrenme, genelleme, uyarlanabilirlik ve hata toleransı yapay sinir ağlarının temel özellikleridir.

2.5. Yapay Sinir Ağı Yapısı

Temel bir yapay sinir ağı hücresi biyolojik sinir hücresine göre çok daha basit bir yapıya sahiptir. Yapay sinir ağı hücresinde temel olarak dış ortamdan ya da diğer nöronlardan alınan veriler yani girişler, ağırlıklar, toplama fonksiyonu, aktivasyon fonksiyonu ve çıkışlar bulunmaktadır. Dış ortamdan alınan veri ağırlıklar aracılığıyla nörona bağlanır ve bu ağırlıklar ilgili girişin etkisini belirler. Toplam fonksiyonu ise net girişi hesaplar, net giriş, girişlerle bu girişlerle ilgili ağırlıkların çarpımının bir sonucudur. Aktivasyon fonksiyonu işlem süresince net çıkısını hesaplar ve bu işlem aynı zamanda nöron çıkısını verir. Şekil 2.4'de basit bir nöron modeli gösterilmiştir.

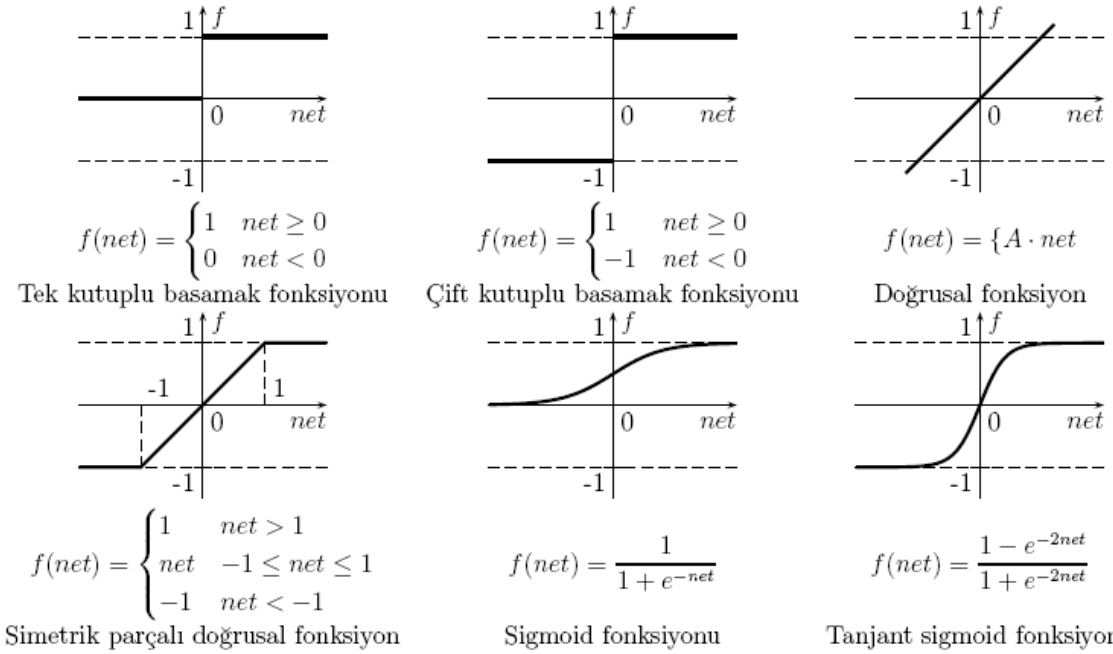
Yapay sinir ağı modellerinde giriş değerleri (x_i), ağırlıklandırma katsayıları (w_i) ile çarpılarak toplanır.

$$t = \sum_i x_i w_i \tag{2.1}$$

Yapay sinir ağının çıkış değerleri ikili biçimde ifade edileceği zaman net değeri belirli bir eşik değerinden (T) geçirilerek eşik değerinin altında ise 0 üstünde ise 1 değeri üretilir.

$$y = \left\{ \begin{array}{l} 1, net > T \\ 0, net \leq T \end{array} \right\} \tag{2.2}$$

Burada, uyarma sinapsisi için $w = +1$, engelleme sinapsisi için $w = -1$ ve nöronu ateşlemek için gerekli olan eşik seviye değeri ise T olmaktadır. Bu model



Şekil 2.5. Yapay sinir ağları aktivasyon fonksiyonları [21]

ayrık zaman yaklaşımı altında uygulanmakta ve daha geniş bir ağ içindeki bütün nöronları eşzamanlı çalıştıkları varsayılmaktadır. Modelde ağırlıklar ve nöronların eşik seviyeleri sabit olmakta ve sinyal akısı dışında ağ içinde yer alan nöronlar birbirini etkilememektedir. Bundan dolayı bu model nöron modelleme konusunda bir başlangıç noktası olarak kabul edilir.

Yapay sinir ağına verilen bir örnek, ağın önceki öğretilmiş durumlarından çok farklı olursa, ağırlıklandırma katsayılarını değiştirerek benzerliği artırmak mümkündür. Buradan anlaşıldığı gibi, eşik seviyesi modellerde önemli rol oynamaktadır. Bu sebepten eşik seviyesini ayrı bir nöron modeli parametresi olarak göstermek gerekebilir [21].

$$Y = f(net) \tag{2.3}$$

Burada f aktivasyon fonksiyonu olarak gösterilmektedir. Tipik aktivasyon fonksiyonları Şekil 2.5'de gösterilmiştir.

Yapay sinir ağları, hücrelerin birbirleri ile çeşitli şekillerde bağlanmalarından oluşur. Yapay sinir ağlarında değerlerin girildiği giriş katmanı, ağın ürettiği çıktılar için

çıkış katmanı ve giriş ve çıkış katmanları arasındaki ara katman olmak üzere üç farklı katman mevcuttur (Şekil 3.9).

En basit ve en genel yapay sinir ağları tek yönlü sinyal akışını kullanırlar. Yapay sinir ağı modelleri temel olarak iki grupta toplanmaktadır: i) İleri beslemeli yapay sinir ağları, ii) Geri beslemeli yapay sinir ağları. İleri beslemeli yapay sinir ağlarında gecikmeler yoktur, işlem girişlerden çıkışlara doğru ilerler. Çıkış değerleri öğreticiden alınan istenen çıkış değeriyle karşılaştırılarak bir hata sinyali elde edilerek ağ ağırlıkları güncellenir. Geri beslemeli yapay sinir ağlarında ise en az bir hücrenin çıkışı kendisine ya da diğer hücrelere giriş olarak verilmekte ve genellikle geri besleme bir geciktirme elemanı üzerinden yapılmaktadır.

3. BÖLÜM

SERBEST TİTREŞİM VE ELASTİK GERİLME ANALİZİ

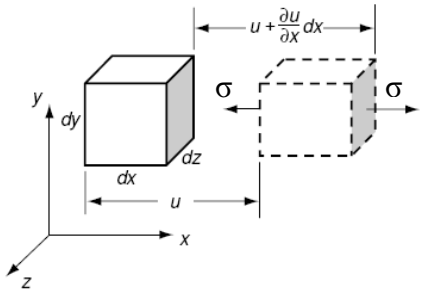
Yapısal yapıştırıcılar günümüz klasik bağlantı elemanları (somun, civata, perçin vb.) yerine kullanılmaktadırlar. Çünkü çok daha hafiftirler ve gerilmenin bindirme boyunca daha düzenli dağılmasını sağlarlar [9]. Yapıştırıcı ile birleştirme tekniği aynı yada farklı türden malzemelerin yapıştırılmasında yapısal olumsuzluklara (gerilme yığılmaları, delme işleminden sonra bağlantının zayıflaması vb.) maruz kalmadan malzemelerin birleştirilmesine imkan sağlar. Uygulamada iki plaka birbirine dik veya belli bir açıda birleştirilmesi sıkça karşılaşılan bir durumdur. Bu amaçla yapıştırıcı ile birleştirilmiş T tipi bindirme bağlantıları tercih edilmektedir. Dinamik yükler altındaki veya kısa bir zaman aralığında yüke maruz kaldıktan sonraki bağlantının davranışı tasarımcıların ilgi alanıdır. Bu bölümde Apalak ve arkadaşları [19] tarafından önerilen yapıştırıcı ile birleştirilmiş iki T tipi bindirme bağlantısının serbest titreşim ve elastik gerilme analizleri incelenmiştir.

- I.Tip (çift destekli) T bağlantısı (Şekil 3.4a)
- II.Tip (tek destekli) T bağlantısı (Şekil 3.4b)

Alüminyumdan imal edilmiş T tipi bindirme bağlantılarının serbest titreşim ve elastik gerilme analizlerinde takip edilen teorik model ve yöntemleri kısaca izah etmek faydalı olacaktır.

3.1. Şekil Değiştirme Enerjisi

Elastik katılar üzerinde yüzey ve cisim kuvvetleri tarafından yapılan iş cisim içerisinde şekil değiştirme enerjisi olarak depolanır. İdeal elastik cisim için depolanan



Şekil 3.1. Uniform eksenel gerilme altındaki deformasyon

bu enerji, cisim başlangıç şekil değiştirmemiş haline geri döndüğünde tamamıyla yenilenebilir. Bu çerçevede, elastik katı için gerilme ve şekil değiştirme cinsinden şekil değiştirme enerjisi hesaplanabilir. Tek boyutlu, düzenli eksenel deformasyon Şekil 3.1'de gösterilmiştir. dx, dy, dz boyutlarındaki kübik eleman x yönündeki σ gerilmesine maruz kalmıştır.

Deformasyon sırasında gerilmenin sıfırdan yavaşça σ_x'e ulaştığı kabul edilmekte ve atalet etkileri göz ardı edilmektedir. Şekil değiştirme enerjisi yapılan net işe eşittir ve

$$dU = \int_0^{\sigma_x} \sigma d\left(u + \frac{\partial u}{\partial x}\right) dydz - \int_0^{\sigma_x} \sigma dudydz = \int_0^{\sigma_x} \sigma d\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right) dxdydz \qquad (3.1)$$

ile ifade edilir. Şekil değiştirme-yerdeğiştirme ilişkisi ve Hook Kanunu

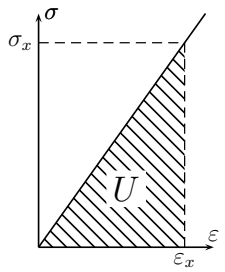
$$\frac{\partial u}{\partial x} = \varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E}$$

kullanılacak olursa denklem 3.1

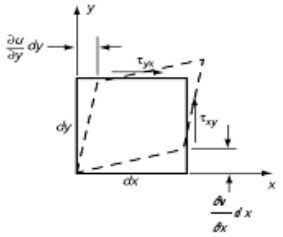
$$dU = \int_0^{\sigma_x} \sigma \frac{d\sigma}{E} dxdydz = \frac{\sigma_x^2}{2E} dxdydz \qquad (3.2)$$

şekline indirgenmiş olur. Birim hacim başına şekil değiştirme enerjisi yada *şekil değiştirme enerjisi yoğunluğu*

$$U = \frac{dU}{dxdydz} \qquad (3.3)$$



Şekil 3.2. Eksenel deformasyon için şekil değiştirme enerjisi.



Şekil 3.3. Kayma deformasyonu.

ile ifade edilir. Buradan,

$$U = \frac{\sigma_x^2}{2E} = \frac{E\varepsilon_x^2}{2} = \frac{1}{2}\sigma_x\varepsilon_x \tag{3.4}$$

eşitliği elde edilir. Elde edilen bu sonuç, gerilme-şekil değiştirme eğrisinin altında kalan taralı alan ile ifade edilebilir (Şekil 3.2).

Düzenli kayma gerilmesinden kaynaklanan şekil değiştirme enerjisini hesaplamak için, aynı kübik elemanın Şekil 3.3'de gösterildiği gibi düzenli τ_{xy} ve τ_{yx} yüklemelerine maruz kaldığını varsayalım. Bu durumda şekli değiştirme enerjisi,

$$dU = \frac{1}{2}\tau_{xy}dydz\left(\frac{\partial v}{\partial x}dx\right) + \frac{1}{2}\tau_{yx}dxdz\left(\frac{\partial u}{\partial y}dy\right) = \frac{1}{2}\tau_{xy}\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right)dxdydz \tag{3.5}$$

ile ifade edilir. Şekil değiştirme enerjisi yoğunluğu

$$U = \frac{1}{2}\tau_{xy}\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}^2}{2\mu} = \frac{\mu\gamma_{xy}^2}{2} \tag{3.6}$$

şeklindedir. Elde edilen bu iki sonuç (denklem 3.4 ve 3.6), şekil değiştirme enerjisinin gerilme ve şekil değiştirmenin lineer fonksiyonu olmadığını göstermektedir. Bu

sebepten dolayı, çok boyutlu gerilme durumu için şekil değiştirme enerjisi denklemleri çıkartılırken süperpozisyon (herbir boyut veya gerilme türü) prensipleri doğrudan kullanılamaz. Fakat enerjinin korunumundan dolayı, yapılan iş, uygulanan yüklerin sırasından bağımsız, sadece gerilme ve şekil değiştirmenin son şiddeti ile ilgilidir ve şekil değiştirme enerjisi

$$U = \frac{1}{2}\left(\sigma_x\varepsilon_x + \sigma_y\varepsilon_y + \sigma_z\varepsilon_z + \tau_{xy}\gamma_{xy} + \tau_{yz}\gamma_{yz} + \tau_{zx}\gamma_{zx}\right) = \frac{1}{2}\sigma_{ij}\varepsilon_{ij} \tag{3.7}$$

ile ifade edilir. Elastik katının V hacmi üzerinde toplam şekil değiştirme enerjisi

$$U_T = \int\int\int_V U dxdydz \tag{3.8}$$

Denklem 3.7'den gerilme Hook Kanunu kullanılarak yok edilebilir ve şekil değiştirme enerjisi, sadece şekil değiştirme cinsinden yazılabilir. İzotropik hal için,

$$\begin{aligned} U(\varepsilon) &= \frac{1}{2}\lambda\varepsilon_{jj}\varepsilon_{kk} + \mu\varepsilon_{ij}\varepsilon_{ij} \\ &= \frac{1}{2}\lambda\left(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z\right)^2 + \mu\left(\varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2 + \varepsilon_z^2 + \frac{1}{2}\gamma_{xy}^2 + \frac{1}{2}\gamma_{yz}^2 + \frac{1}{2}\gamma_{zx}^2\right) \end{aligned} \tag{3.9}$$

Aynı şekilde şekil değiştirme yok edilip, şekil değiştirme enerjisi sadece gerilme cinsinden yazılabilir.

$$\begin{aligned} U(\sigma) &= \frac{1+\nu}{2E}\sigma_{ij}\sigma_{ij} - \frac{\nu}{2E}\sigma_{jj}\sigma_{kk} \\ &= \frac{1+\nu}{2E}\left(\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 + 2\tau_{xy}^2 + 2\tau_{yz}^2 + 2\tau_{zx}^2\right) - \frac{\nu}{2E}\left(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z\right)^2 \end{aligned} \tag{3.10}$$

Şekil değiştirme enerjisinin gerilme ve şekil değiştirme cinsinden yazdığımız değişik formları incelenecek olursa, σ_{ij} ve ε_{ij}'nin bütün değerleri için U pozitif, $\sigma_{ij} = 0$ ve $\varepsilon_{ij} = 0$ değerleri için $U = 0$ olduğu görülmektedir.

$$U \geq 0 \tag{3.11}$$

3.2. Frekans ve Modal Analiz Metodu

Dinamik problemlerde, yerdeğiştirme, hız, şekil değiştirme, gerilme ve yükler zamana bağlıdır. Dinamik bir problemin sonlu eleman denklemlerinin elde edilme prosedürü

şu şekildedir;

$$\underset{\sim}{u}(x,y,z,t) = \left\{ \begin{array}{c} u(x,y,z,t) \\ v(x,y,z,t) \\ w(x,y,z,t) \end{array} \right\} = [N(x,y,z)]\underset{\sim}{Q}^{(e)}(t) \tag{3.12}$$

Burada, $\underset{\sim}{u}$ yerdeğiştirme vektörü, $[N]$ şekil fonksiyonlarının matrisi ve $\underset{\sim}{Q}^{(e)}$ zamana bağlı nodal yerdeğiştirme vektörüdür. Denklem 3.12'den şekil değiştirme

$$\underset{\approx}{\varepsilon} = [B]\underset{\sim}{Q}^{(e)} \tag{3.13}$$

şeklinde elde edilir. Gerilme ise

$$\underset{\approx}{\sigma} = [D]\,\underset{\approx}{\varepsilon} = [D][B]\underset{\sim}{Q}^{(e)} \tag{3.14}$$

şeklindedir. Denklem 3.12'nin zamana bağlı türevi alınır ise,

$$\underset{\sim}{\dot{u}}(x,y,z,t) = [N(x,y,z)]\underset{\sim}{\dot{Q}}^{(e)}(t) \tag{3.15}$$

hız denklemi elde edilir. Burada $\underset{\sim}{\dot{Q}}^{(e)}$ nodal hız vektörüdür. Yapıların dinamik hareket denklemlerini elde etmede kullanılan Lagrange denklemleri

$$\frac{d}{dt}\left\{ \frac{\partial L}{\partial\, \underset{\sim}{\dot{Q}}} \right\} - \left\{ \frac{\partial L}{\partial\, \underset{\sim}{Q}} \right\} + \left\{ \frac{\partial R}{\partial\, \underset{\sim}{\dot{Q}}} \right\} = \{0\} \tag{3.16}$$

burada

$$L = T - \pi_p \tag{3.17}$$

Lagrange fonksiyonu olarak adlandırılır, T kinetik enerji, π_p potansiyel enerji, R kayıp fonksiyonu, Q nodal yerdeğiştirme ve $\dot{Q}$ nodal hızdır. Birim elemanın "e" kinetik ve potansiyel enerjileri

$$T^{(e)} = \frac{1}{2}\iiint\limits_{V^{(e)}} \rho \underset{\sim}{\dot{u}}^T \underset{\sim}{\dot{u}} dV \tag{3.18}$$

$$\pi_p^{(e)} = \frac{1}{2}\iiint\limits_{V^{(e)}} \underset{\approx}{\varepsilon}^T \underset{\approx}{\sigma} dV - \iint\limits_{S_1^{(e)}} \underset{\sim}{u}^T \underset{\sim}{\Phi} dS_1 - \iiint\limits_{V^{(e)}} \underset{\sim}{u}^T \underset{\sim}{\Phi} dV \tag{3.19}$$

Burada $V^{(e)}$ hacim, ρ yoğunluk ve $\underset{\sim}{\dot{u}}$ eleman "e" nin hız vektörüdür.

$$R^{(e)} = \frac{1}{2}\iiint\limits_{V^{(e)}} \mu \underset{\sim}{\dot{u}}^T \underset{\sim}{\dot{u}} dV \tag{3.20}$$

burada μ sönüm katsayısıdır. Denklem 3.12 - 3.14 kullanılarak T, π_p ve R yazılacak olur ise,

$$T = \sum_{e=1}^{E} T^{(e)} = \frac{1}{2} \underset{\sim}{\dot{Q}}^T \left[\sum_{e=1}^{E} \iiint_{V^{(e)}} \rho [N]^T [N] dV \right] \underset{\sim}{\dot{Q}} \tag{3.21}$$

$$\begin{aligned} \pi_p = \sum_{e=1}^{E} \pi_p^{(e)} &= \frac{1}{2} \underset{\sim}{Q}^T \left[\sum_{e=1}^{E} \iiint_{V^{(e)}} [B]^T [D][B] dV \right] \underset{\sim}{Q} \\ &- \underset{\sim}{Q}^T \left(\sum_{e=1}^{E} \iint_{S_1^{(e)}} [N]^T \vec{\Phi}(t) dS_1 + \iiint_{V^{(e)}} [N]^T \vec{\Phi}(t) dV \right) - \underset{\sim}{Q}^T \underset{\sim}{P_c}(t) \end{aligned} \tag{3.22}$$

$$R = \sum_{e=1}^{E} R^{(e)} = \frac{1}{2} \underset{\sim}{\dot{Q}}^T \left[\sum_{e=1}^{E} \iiint_{V^{(e)}} \mu [N]^T [N] dV \right] \underset{\sim}{\dot{Q}} \tag{3.23}$$

Burada $\underset{\sim}{Q}$ global nodal yerdeğiştirme vektörü, $\underset{\sim}{\dot{Q}}$ global nodal hız vektörü ve $\underset{\sim}{P_c}(t)$ cisim üzerindeki tekil nodal kuvvet vektörüdür. İntegrallerin matris notasyonları,

$$[M^{(e)}] = \text{eleman kütle matrisi} = \iiint_{V^{(e)}} \rho [N]^T [N] dV \tag{3.24}$$

$$[K^{(e)}] = \text{eleman rijitlik matrisi} = \iiint_{V^{(e)}} [B]^T [D][B] dV \tag{3.25}$$

$$[C^{(e)}] = \text{eleman sönüm matrisi} = \iiint_{V^{(e)}} \mu [N]^T [N] dV \tag{3.26}$$

$$\begin{aligned} P_s^{(e)} &= \text{yüzey kuvvetlerinin oluşturduğu eleman nodal kuvvetler vektörü} \\ &= \iint_{S_1^{(e)}} [N]^T \vec{\Phi} dS_1 \end{aligned} \tag{3.27}$$

ve

$$\begin{aligned} P_b^{(e)} &= \text{cisim kuvvetlerinin oluşturduğu eleman nodal kuvvetler vektörü} \\ &= \iiint_{V^{(e)}} [N]^T \vec{\Phi} dV \end{aligned} \tag{3.28}$$

Eleman matrisleri ve kütle matrisleri birleştirilerek tüm sistemin hareket denklemleri elde edilir.

$$T = \frac{1}{2}\underset{\sim}{\dot{Q}}^T [M]\, \underset{\sim}{\dot{Q}} \tag{3.29}$$

$$\pi_p = \frac{1}{2}\underset{\sim}{Q}^T [K] \underset{\sim}{Q} - \underset{\sim}{Q}^T \underset{\sim}{P} \tag{3.30}$$

$$R = \frac{1}{2}\underset{\sim}{\dot{Q}}^T [C]\, \underset{\sim}{\dot{Q}} \tag{3.31}$$

Burada

$$[M] = \text{cismin ana kütle matrisi} = \sum_{e=1}^{E} [M^{(e)}]$$

$$[K] = \text{cismin ana rijitlik matrisi} = \sum_{e=1}^{E} [K^{(e)}]$$

$$[C] = \text{cismin ana sönüm matrisi} = \sum_{e=1}^{E} [C^{(e)}]$$

$$\underset{\sim}{P}(t) = \text{toplam yük vektörü} = \sum_{e=1}^{E} \left(P_s^{(e)}(t) + P_b^{(e)}(t) \right) + \underset{\sim}{P_c}(t)$$

[3.29-3.31],nolu deklemler 3.16'da yerine yazılarak cisimlerin dinamik hareket denklemleri

$$[M]\, \underset{\sim}{\ddot{Q}}(t) + [C]\, \underset{\sim}{\dot{Q}}(t) + [K]\, \underset{\sim}{Q}(t) = \underset{\sim}{P_c}(t) \tag{3.32}$$

şeklinde elde edilir. Burada $\underset{\sim}{\ddot{Q}}(t)$ global sistemde nodal ivme vektörüdür. Eğer sistemde sönüm mevcut değil ise hareket denklemleri

$$[M]\, \underset{\sim}{\ddot{Q}} + [K]\, \underset{\sim}{Q} = \underset{\sim}{P_c} \tag{3.33}$$

şeklinde yazılabilir. Rijitliğinin sabit olduğu, kütle etkisi, kuvvet veya yerdeğiştirme gibi dış etkilerin olmadığı sönümsüz yapıların hareket denklemi

$$[M]\, \underset{\sim}{\ddot{Q}} + [K]\, \underset{\sim}{Q} = 0 \tag{3.34}$$

şeklindedir. Sönümsüz yapıların harmonik hareketleri

$$\{\mathbf{Q}\} = \left\{\bar{\mathbf{Q}}\right\} \sin(\omega t) \;\text{ ve }\; \left\{\ddot{\mathbf{Q}}\right\} = -\omega^2 \left\{\bar{\mathbf{Q}}\right\} \sin(\omega t) \tag{3.35}$$

burada $\left\{\bar{\mathbf{Q}}\right\}$ nodal serbestlik dereceleri vektörü, ω dairesel frekanstır. Denklem 3.34 ve 3.35 birleştirilir ise

$$([\mathbf{K}] - \lambda\,[\mathbf{M}])\left\{\bar{\mathbf{Q}}\right\} = \{0\} \tag{3.36}$$

Burada $\lambda = \omega^2$ dir. Bu özdeğer probleminin çözümü

$$\det\left([\mathbf{K}] - \lambda\,[\mathbf{M}]\right) = \{0\} \tag{3.37}$$

Doğal frekans f_i'nin dairesel frekans ω_i cinsinden ifadesi ise

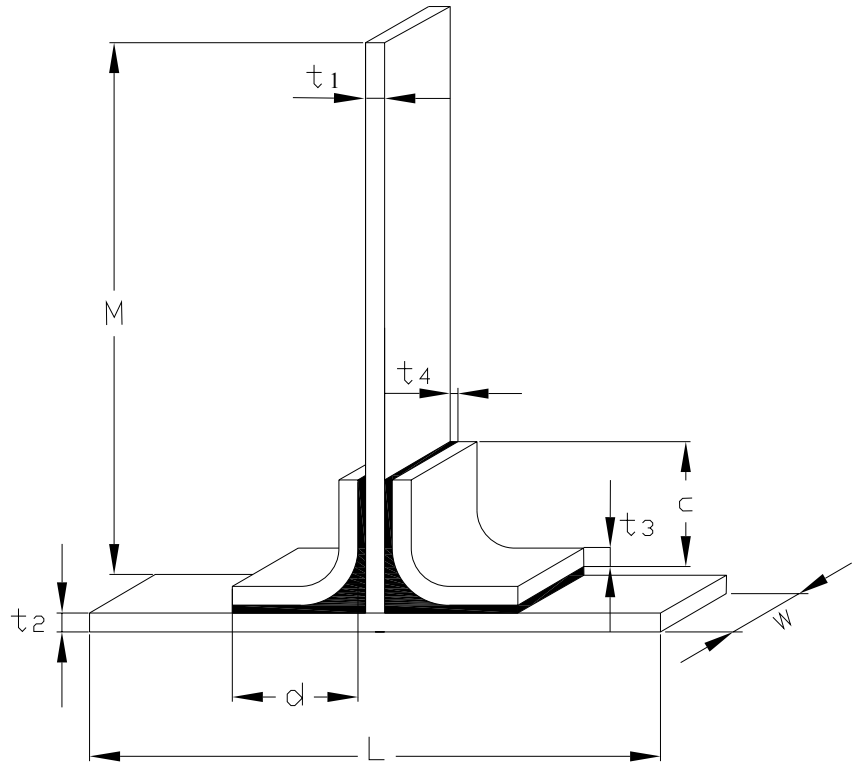
$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \tag{3.38}$$

şeklindedir.

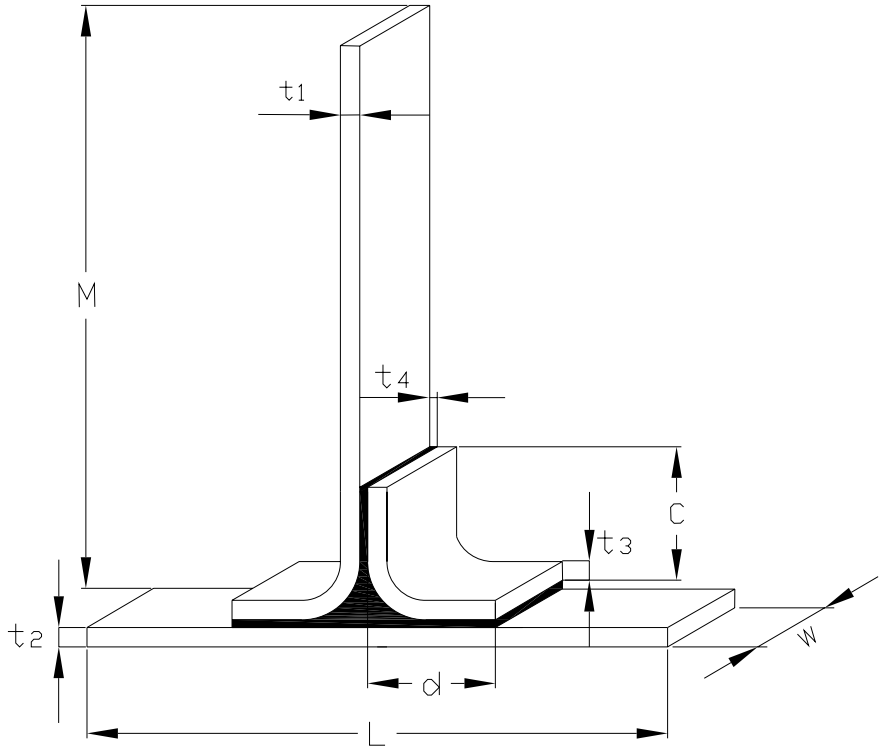
3.3. I. ve II. Tip T bağlantılar

Bu bölümde alüminyumdan imal edilmiş düz ve eğik plakalar yapıştırıcı ile birleştirilmesinden oluşan iki tip alüminyum T bindirme bağlantının doğal frekanslarına ve mod şekillerine etki eden geometrik parametreler incelenmiştir. Serbest titreşim ve gerilme analizleri Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Uygulamada alüminyum ve alaşımlarının bağlantılarının yaygın olarak kullanılmasından dolayı plaka malzemesi olarak alüminyum seçilmiştir. Bağlantıları oluşturan tasarım parametreleri ve parametrelerin değiştiği aralıklar Tablo 3.1'de gösterilmiştir. T bağlantıların sonlu eleman modeli ABAQUS Standard FEA yazılımında hazırlanmıştır [25]. SEM modelinde plakalar üç boyutlu modellenmiştir. I. Tip ve II. Tip T bağlantıların modellenmesinde ABAQUS sonlu elemanlar yazılımının eleman kütüphanesinde bulunan üç boyutlu ve 8 düğüm noktalı lineer, indirgenmiş integrasyonlu solid eleman C3D8R kullanılmıştır. Şekil 3.5 de üç boyutlu C3D8R elemanın modeli gösterilmiştir. I. Tip T bağlantıda 4130 eleman ve 6464 düğüm noktası ve II. Tip T bağlantıda 2916 eleman ve 4480 düğüm noktası vardır. T bağlantıların ABAQUS Standard FEA yazılımında hazırlanmış olan SEM modeli Şekil 3.6'da gösterilmiştir. T bağlantılar yatay plakanın serbest uçlarından ankastredir. Bağlantılarda yapıştırıcının mekanik özellikleri ve yapıştırıcı kalınlığı (t_4), tasarım parametresi olarak dikkate alınmamıştır. Çünkü *'Yapıştırıcı ile birleştirilmiş bindirme bağlantısında kullanılan yapıştırıcı kalınlığının ve mekanik özelliklerinin doğal frekans ve modal şekil değiştirme enerjisi üzerinde yok denecek kadar az etkiye sahiptir.'* [21].

Bu çalışmada, dikkate alınan alüminyum T bağlantılarda, yapıştırıcı kalınlığı (t_4=0.2 mm) ve plakaların genişliği (W=20 mm) olarak sabit alınmıştır. İki



(a)



(b)

Şekil 3.4. a) I. Tip ve b) II. Tip T bağlantılar

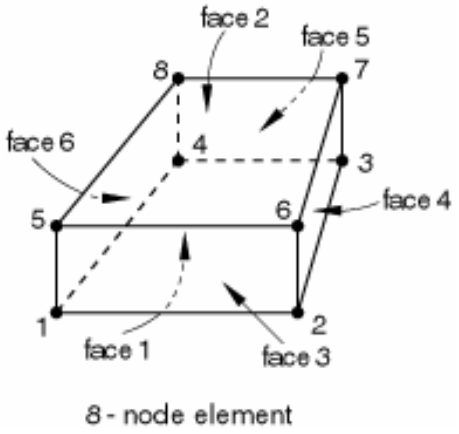
Tablo 3.1. I. ve II. T tipi bağlantıların elemanlarının seçilen boyut sınırları

Tasarım Parametreleri		
Parametre	Gösterimi	Boyut sınırları (mm)
Düşey plaka uzunluğu	M	$130 - 320$
Yatay plaka uzunluğu	L	$150 - 320$
Destek düşey uzunluğu	c	$15 - 60$
Destek yatay uzunluğu	d	$15 - 60$
Düşey plaka kalınlığı	t_1	$1 - 5$
Yatay plaka kalınlığı	t_2	$1 - 5$
Destek kalınlığı	t_3	$1 - 5$

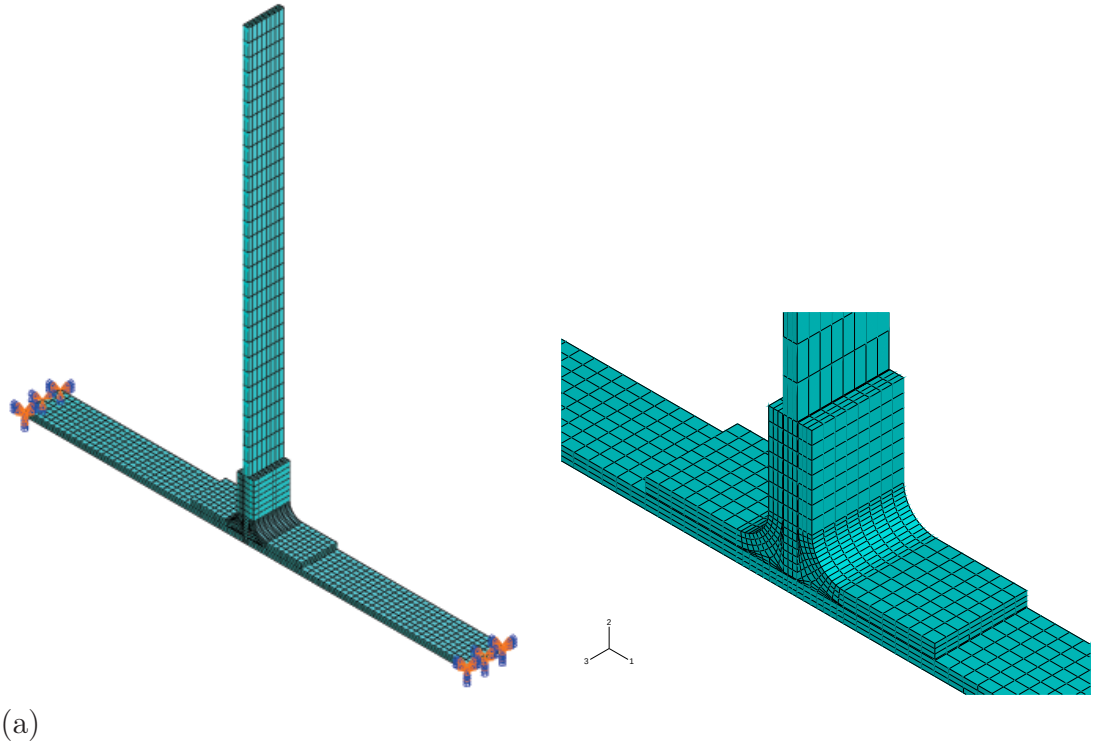
Tablo 3.2. Bağlantılarda kullanılan alüminyum plaka ve yapıştırıcının mekanik ve fiziksel özellikleri

Özellik	AA 1050 Alüminyum	2015 epoksi yapıştırıcı
Elastiklik Modülü E (GPa)	71	3.94
Poisson Oranı υ	0.3	0.3
Yoğunluk (kg/m^3)	2780	1560

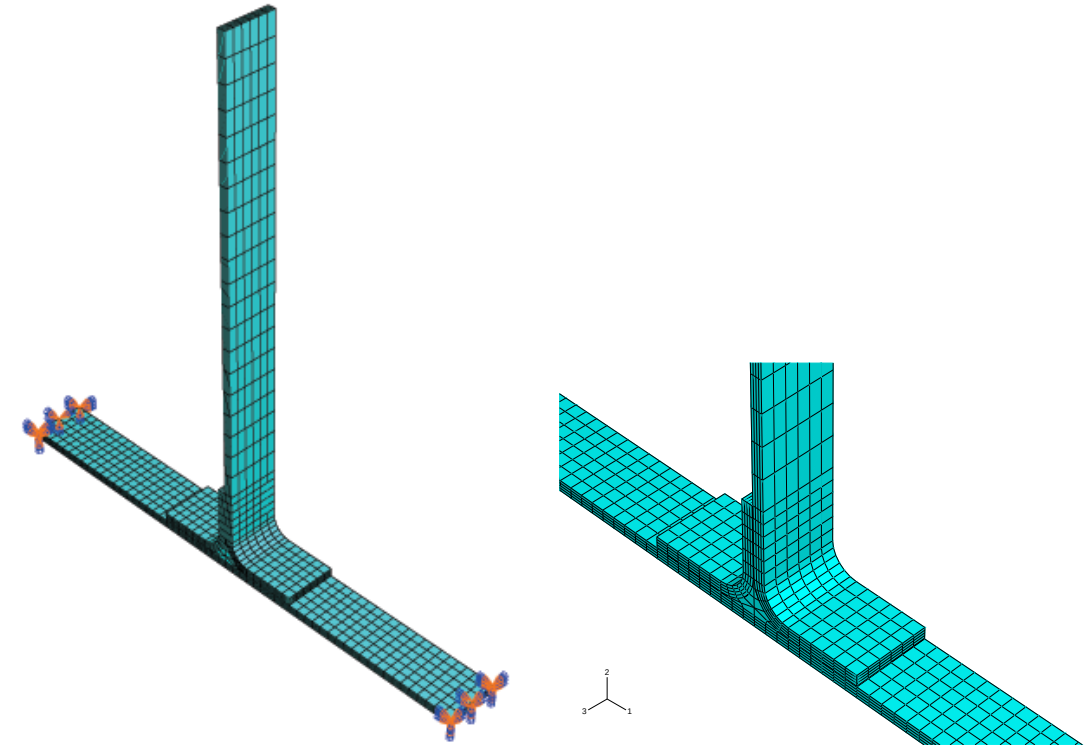
Tip alüminyum T bağlantının geometrik boyutları Şekil 3.4'de gösterilmiştir. Bağlantılarda kullanılan plakalar piyasa da yaygın bir şekilde kullanılan AA 1050 (Etial 5) serisi Alüminyum malzemeden imal edilmiştir. T bağlantıları oluşturan düşey ve yatay plakaların birer destekle birleştirilmesinde Araldite 2015 epoksi yapıştırıcı kullanılmıştır. Tablo 3.2'de AA 1050 alüminyum plakanın ve Araldite 2015 epoksi yapıştırıcının mekanik özellikleri verilmiştir.



Şekil 3.5. C3D8R sonlu elemanın gösterimi [25]

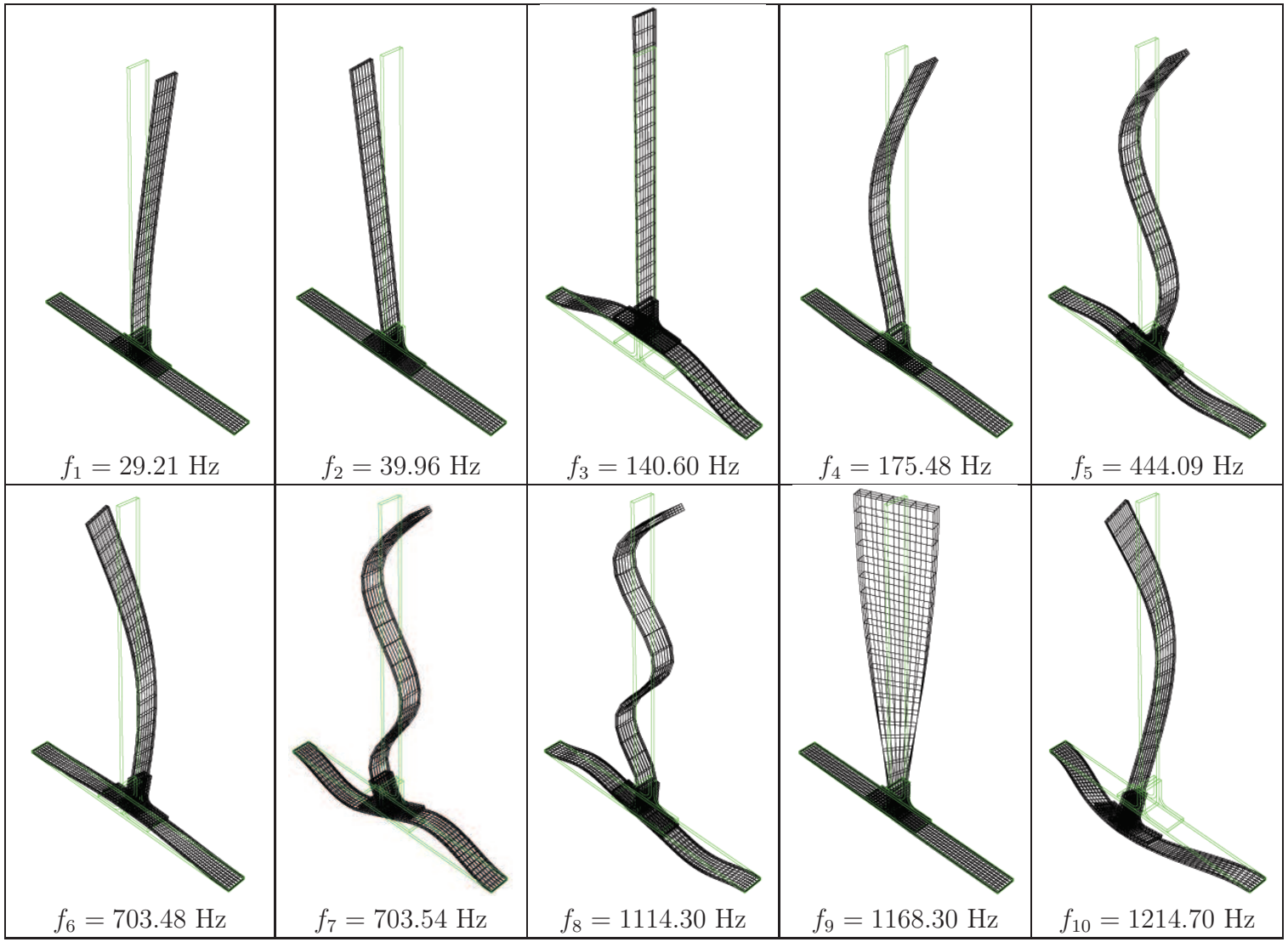


(a)

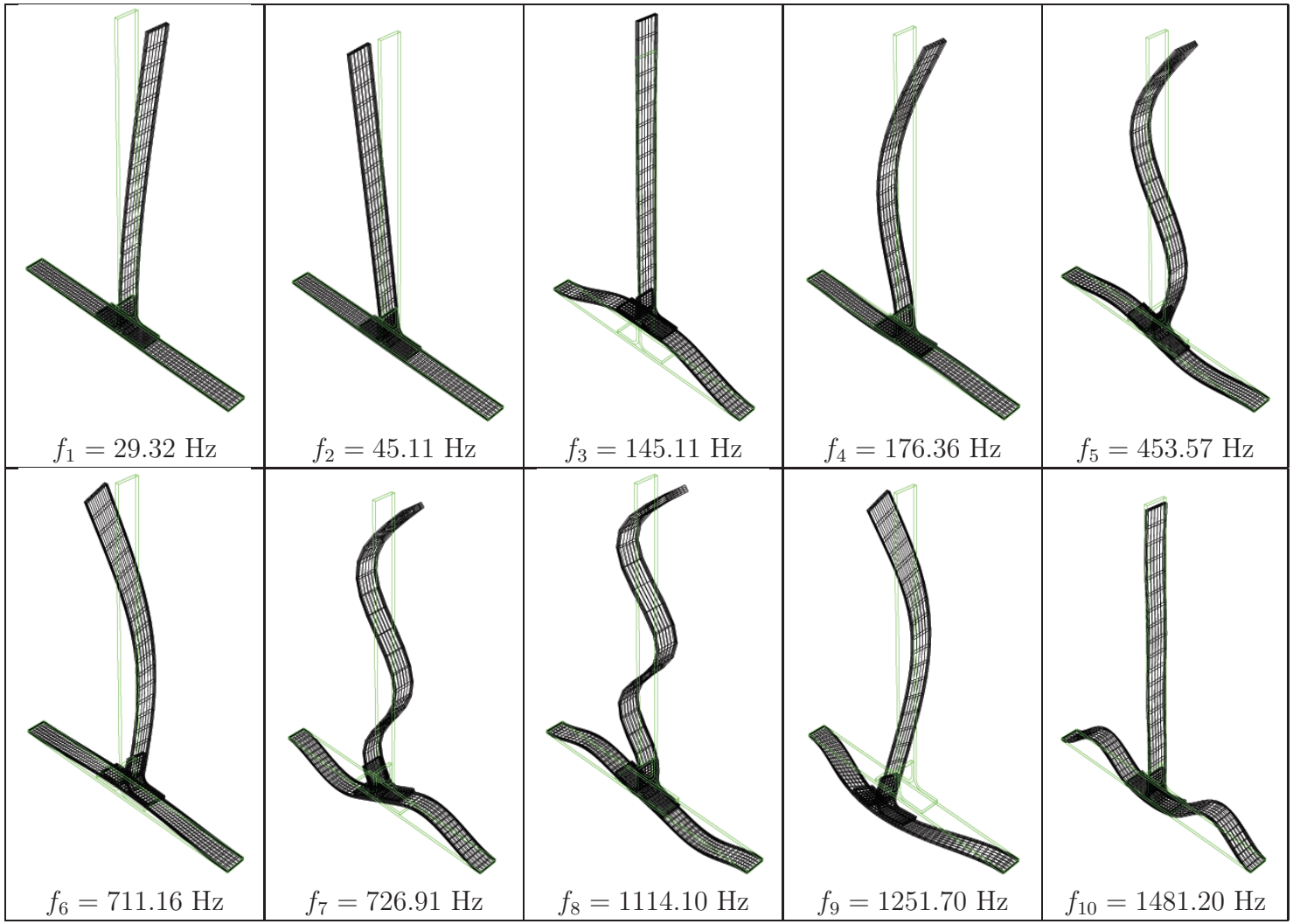


(b)

Şekil 3.6. a) I. Tip ve b) II. Tip alüminyum T bağlantıların sonlu eleman modelleri



Şekil 3.7. I. Tip T bağlantının ilk on mod şekilleri ve doğal frekansları ($t_1 = t_2 = t_3 = 3$ mm, $M = 300$ mm, $L = 250$ mm, $c = 30$ mm, $d = 30$ mm)



Şekil 3.8. I. Tip alüminyum T bağlantının doğal frekansları (Hz) ve mod şekilleri ($t_1 = t_2 = t_3 = 3$ mm, $M = 300$ mm, $L = 250$ mm, $c = 30$ mm, $d = 30$ mm)

Boyutları M=300 mm, L=250 mm, c=30 mm, d=30 mm, t_1=t_2=t_3=3 mm olan I. ve II. Tip T bağlantılarının ABAQUS FEA sonlu elemanlar yazılımıyla gerçekleştirilen serbest titreşim analizlerinden elde edilen ilk on doğal frekans ve mod şekilleri sırasıyla Şekil 3.7 ve 3.8'de gösterilmiştir.

Şekil 3.7 ve 3.8 incelendiğinde aynı tasarım parametreleri için bu iki bağlantı tipi yakın doğal frekans değerlerine ve benzer mod şekillerine sahiptir. İlk doğal frekans değeri her iki bağlantı tipi için yaklaşık 29 Hz civarında iken son doğal frekans değeri I. Tip bağlantı için 1214.7 Hz ve II. Tip bağlantı için 1481.2 Hz olarak tespit edilmiştir. Her iki bağlantı için 1, 4, 5, 7 ve 8. modlar birbirlerinin harmoniği olup, mod şekilleri düşey plakanın eğilmesi, 2. mod düşey plakanın burulması, 3. mod düşey plakanın boyuna uzaması, 6. mod düşey plakanın burulması şeklinde gerçekleşmiştir. I. Tip bağlantıda 9. mod burulma ve 10. mod düşey plakada eğilme ve burulma modları olarak gerçekleşmektedir. II. Tip bağlantıda ise 9. mod düşey eğilme ve burulma modlarının birlikte ortaya çıktığı mod şekli ve 10. mod ise yatay plakanın eğilme modunun harmoniğidir. I. Tip T bağlantıda 7. ve 8. modlar 1. modun, 9. mod 2. modun ve 10. mod ise 1. ve 2. modun birlikte ortaya çıktığı modlardır. II. Tip T bağlantıda ise 7. ve 8. modlar 1. modun, 9. mod 1. ve 2. modun birlikte ortaya çıktığı modlar ve 10. mod ise 3. modun harmoniğidir. Bu nedenle ilk altı modun değerlendirilmesi uygundur.

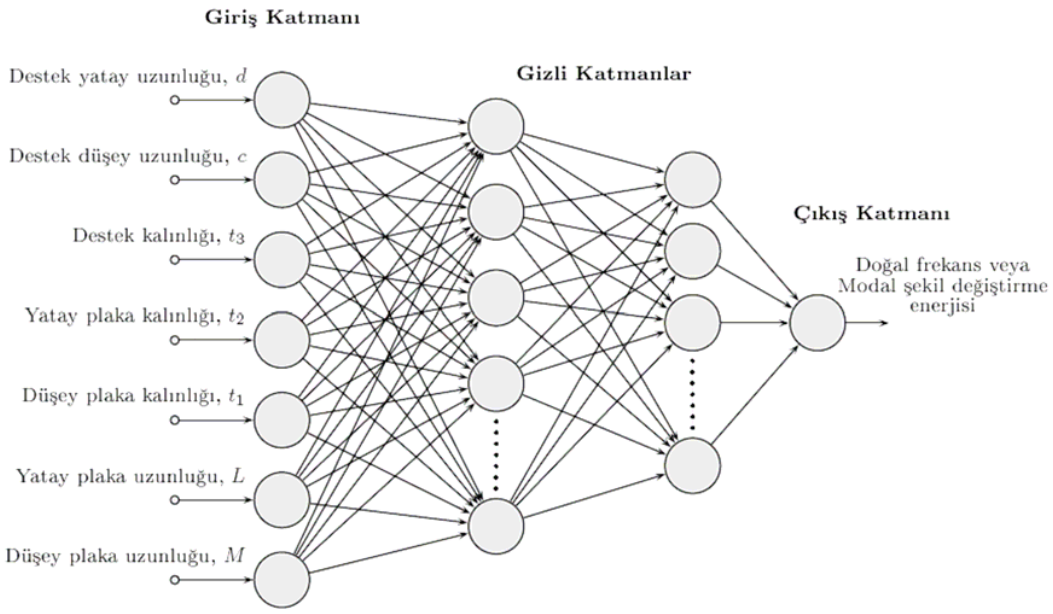
Şöyle ki, her iki tip T bağlantının ilk on modu düşey ve yatay plakaların eğilme modlarına tekabül etmektedir. Öncelikle düşey plaka eğilmeye daha yatkındır. Çünkü yatay plakanın her iki ucunun sabit olması bu plakayı eğilmeye karşın daha rijit yapmaktadır. Buna karşın dikey plakanın bir ucu serbest diğeri yatay plakaya yapıştırılmıştır. Yani daha esnek bir bağlantı elemanıdır ve daha kolay eğilebilmektedir.

Serbest titreşim analizleri ile bağlantıların doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjisi üzerine 7 parametrenin (M, L, c, d, t_1, t_2, t_3) etkisi araştırılmıştır. Bu araştırmada her iki tip T bağlantının her biri için tüm tasarım parametrelerinin kendi sınırları dahilinde rastgele değiştiği 14000'er analiz yapılmıştır ve ilk altı mod için rastgele boyutlar, doğal frekanslar ve şekil değiştirme enerjisi

bir rapor dosyasında tutulmuştur. Tasarım parametrelerinin optimizasyonunun gerçekleştirilmesi amacıyla her bir bağlantı tipi için elde edilen 14000 datanın yapay sinir ağları metodu ile eğitilmesi gerekmektedir. Yapay sinir ağları kullanarak, ilk altı doğal frekansın her biri için tasarım parametreleri ile doğal frekans ve modal şekil değiştirme enerjisi arasında bir fonksiyonel ilişki kurmaktır. Böylece optimizasyon işlemi daha da kolaylaşacaktır. Çünkü düşey plakanın uzunluğu seçilen boyut aralığında lineer olarak artırıldığında 191 farklı parametre ortaya çıkmaktadır. Benzer şekil de yatay plakada 171, destek düşey ve yatay uzunluğunda 46'şar, destek ve plaka kalınlıklarında ise 9'ar farklı parametre ortaya çıkmaktadır. Bu 7 parametrenin bütün ihtimalleri göz önünde bulundurulduğunda 500,381,682,800 adet farklı parametre seti ortaya çıkmaktadır. Her bir parametre seti için ABAQUS sonlu elemanlar yazılımı kullanarak doğal frekansları ve modal şekil değiştirme enerjilerini hesaplamak yerine, YSA ile tahmin edilebilmektedir. Bu sayede analiz süresi oldukça kısaltılmıştır.

Dataların YSA ile eğitilmesi ile tasarım parametrelerinin oluşturduğu geniş uzayda bulunan herhangi bir noktadaki parametre seti için ABAQUS sonlu elemanlar yazılımı kullanarak yeni bir analiz yapmaya gerek kalmamıştır. Herhangi bir parametre setine karşılık gelen doğal frekanslar ve modal şekil değiştirme enerjileri, YSA eğitimlerinden elde edilen tasarım parametreleri ile doğal frekans ve modal şekil değiştirme enerjisi arasında oluşturulan fonksiyonlarla tahmin edilmektedir. Parametre uzayındaki bütün parametre seti ihtimallerinin analizlerini yapmak yerine, YSA kullanılarak doğal frekanslar ve şekil değiştirme enerjileri yüksek doğrulukla tahmin edilebilir. Eğitim için kullanılan ileri beslemeli yapay sinir ağları modelimiz Şekil 3.9'da verilmiştir. Çalışmada Matlab Matematik yazılımında bulunan yapay sinir ağları modülü (Neural Network Toolbox) kullanılmıştır [26].

Eğitimde kullanılan yapay sinir ağı modelinde 7 giriş, 2 gizli katman ve bir çıkış bulunmaktadır. YSA modelinde katmanlar arası aktivasyon fonksiyonları olarak sırası ile tansig (TanjantSigmoid), ve logsig (LogaritmikSigmoid) fonksiyonları kullanılmıstır Şekil 2.5. YSA modelindeki 7 giriş için tasarım parametreleri; *düşey plaka uzunluğu M, yatay plaka uzunluğu L, düşey plaka kalınlığı t_1, yatay plaka kalınlığı t_2, destek kalınlığı t_3, destek yatay uzunluğu c, destek plaka uzunluğu*

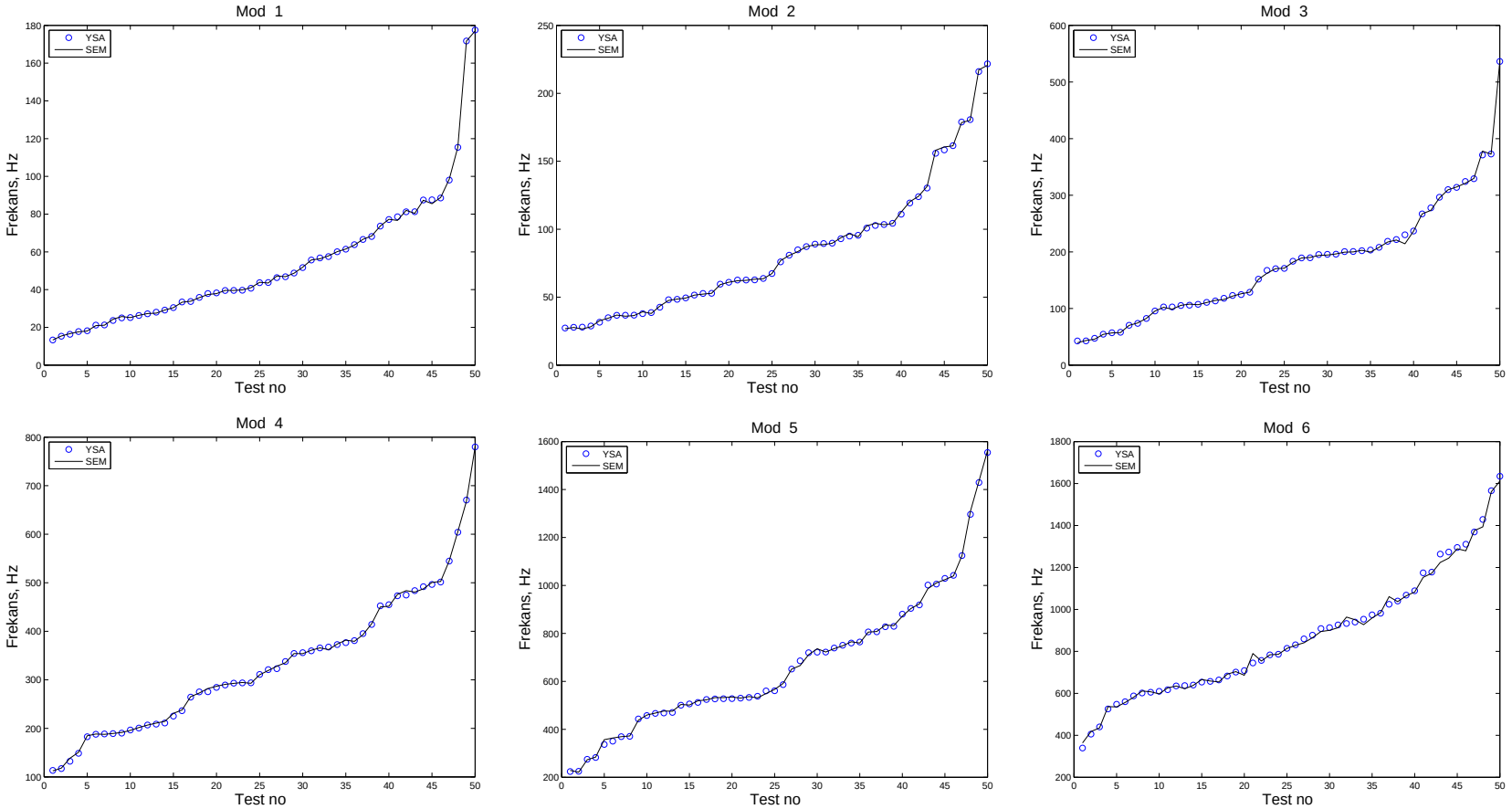


Şekil 3.9. Eğitim için kullanılan ileri beslemeli yapay sinir ağı modeli

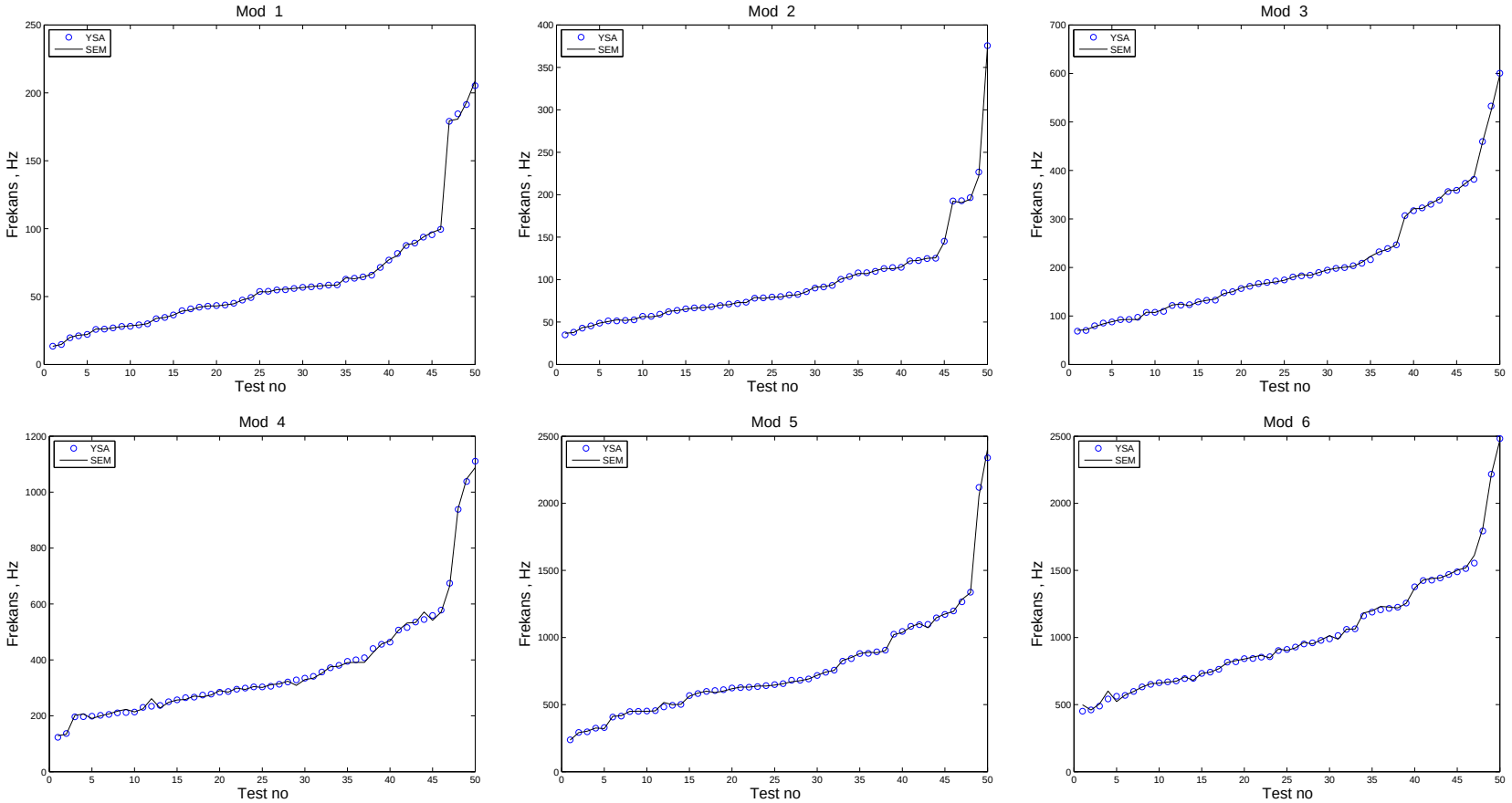
*d'*dir. Çıkış için ise *ilk altı doğal frekans ve ilk altı modal şekil değiştirme enerjisi* kullanılmıştır. Bu çalışmada toplamda 50 YSA eğitimi gerçekleştirilmiştir.

Yapılan bu 14000 analizde her bir tasarım parametresinin doğal frekanslar ve modal şekil değiştirme enerjisi üzerine etkisini incelemek için incelenen tasarım parametresi alt ve üst sınırları arasında lineer değiştirilmiştir. Tablolarda **koyu** yazılar; o tabloda normalize edilmiş verilerin en büyük değerlerini göstermektedir.

Yapılan 14000 analizden farklı olarak, 50 adet ilave analiz daha yapılmıştır ve rapor dosyası oluşturulmuştur. Yapılan bu 50 analiz, 14000 analizden tamamen farklıdır. Yapay sinir ağlarında eğitim datası olarak ilk 14000 analiz, eğitimin başarısını test etmek için de ilave 50 analiz kullanılmıştır. YSA ile yapılan eğitimlerin başarısı SEM ile gerçekleştirilen 50 analizin sonuçları ile karşılaştırılmıştır (Şekil 3.10 ve 3.11). Her bir mod için eğitilen YSA modellerinin tahminleri SEM sonuçları ile büyük bir doğrulukla uyuşmaktadır.



Şekil 3.10. YSA ile tahmin edilen ve SEM ile hesaplanan I. Tip T bağlantının ilk altı doğal frekans değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 3.11. YSA ile tahmin edilen ve SEM ile hesaplanan II. Tip T bağlantılarının ilk altı doğal frekans değerlerinin karşılaştırılması

Tablo 3.3. I. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde düşey plaka uzunluğunun (M) tesiri

	Normalize edilmiş doğal frekans değerleri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$M\,(mm)$	**135**	**167**	**176**	**628**	**1201**	**1278**
130	1	1	1	1	1	1
150	0.786	0.708	0.946	0.853	0.847	0.883
170	0.640	0.512	0.920	0.719	0.685	0.848
190	0.510	0.396	0.890	0.591	0.586	0.812
210	0.398	0.319	0.861	0.480	0.513	0.761
240	0.311	0.262	0.836	0.389	0.450	0.693
260	0.247	0.217	0.813	0.317	0.395	0.610
280	0.198	0.180	0.793	0.260	0.345	0.527
300	0.160	0.150	0.772	0.209	0.300	0.454
320	0.130	0.124	0.757	0.169	0.259	0.391
	Normalize edilmiş modal şekil değiştirme enerjileri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$M\,(mm)$	**2625**	**2820**	**33828**	**96611**	**936552**	**1037211**
130	1	1	0.881	1	1	0.201
150	0.683	0.689	0.975	0.752	0.235	0.943
170	0.514	0.472	0.977	0.481	0.206	1
190	0.381	0.375	0.979	0.305	0.180	0.917
210	0.220	0.298	0.979	0.215	0.155	0.657
240	0.161	0.223	0.978	0.165	0.140	0.331
260	0.122	0.177	0.978	0.131	0.116	0.239
280	0.090	0.152	0.980	0.099	0.087	0.197
300	0.065	0.138	0.986	0.064	0.072	0.163
320	0.047	0.126	1	0.041	0.059	0.126

Tablo 3.4. I. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde yatay plaka uzunluğunun (L) tesiri

	Normalize edilmiş doğal frekans değerleri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$L\,(mm)$	**45**	**71**	**271**	**409**	**722**	**1079**
150	1	1	1	1	1	1
170	0.990	0.887	0.982	0.746	0.967	0.988
190	0.979	0.806	0.951	0.606	0.926	0.953
210	0.968	0.744	0.774	0.577	0.875	0.906
230	0.956	0.695	0.637	0.568	0.816	0.856
240	0.945	0.655	0.532	0.551	0.757	0.800
260	0.933	0.621	0.449	0.537	0.701	0.738
280	0.922	0.590	0.383	0.525	0.648	0.670
300	0.898	0.538	0.284	0.500	0.540	0.525
320	0.898	0.538	0.284	0.500	0.540	0.525
	Normalize edilmiş modal şekil değiştirme enerjileri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$L\,(mm)$	**395**	**1388**	**66418**	**222757**	**119730**	**437833**
150	1	1	0.222	1	0.948	0.588
170	0.999	0.821	0.201	0.644	0.897	0.581
190	0.994	0.631	0.729	0.432	0.885	0.655
210	0.977	0.530	1	0.056	0.916	0.661
230	0.945	0.454	0.727	0.061	0.967	0.671
240	0.907	0.400	0.541	0.062	1	0.635
260	0.869	0.367	0.410	0.060	0.958	0.581
280	0.836	0.356	0.315	0.057	0.834	0.884
300	0.813	0.338	0.245	0.056	0.691	0.976
320	0.798	0.329	0.191	0.055	0.596	1

Tablo 3.5. I. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde düşey plaka kalınlığının (t_1) tesiri

	Normalize edilmiş doğal frekans değerleri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$t_1\,(mm)$	**47**	**85**	**165**	**328**	**784**	**895**
1	0.191	1	0.538	0.475	0.248	0.446
1.4	0.360	0.822	0.816	0.432	0.391	0.582
1.9	0.527	0.692	1	0.453	0.509	0.641
2.3	0.686	0.597	0.946	0.571	0.585	0.801
2.8	0.824	0.531	0.901	0.669	0.641	0.956
3.2	0.949	0.481	0.862	0.747	0.703	1
3.7	1	0.465	0.827	0.817	0.775	0.996
4.1	0.932	0.509	0.796	0.881	0.852	0.983
4.6	0.877	0.552	0.769	0.941	0.928	0.960
5	0.829	0.575	0.743	1	1	0.941
	Normalize edilmiş modal şekil değiştirme enerjileri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$t_1\,(mm)$	**675**	**1036**	**33892**	**42797**	**319368**	**517471**
1	0.046	0.545	0.024	0.735	0.009	0.086
1.4	0.098	0.543	0.055	0.840	0.051	0.148
1.9	0.170	0.546	0.969	0.081	0.111	0.193
2.3	0.268	0.543	0.972	0.163	0.188	0.269
2.8	0.426	0.521	0.973	0.265	0.314	0.444
3.2	0.637	0.538	0.980	0.379	0.412	0.617
3.7	0.925	0.593	0.988	0.510	0.500	0.810
4.1	0.945	0.680	0.995	0.659	0.634	0.898
4.6	0.987	0.811	0.999	0.824	0.809	0.954
5	1	1	1	1	1	1

Tablo 3.6. I. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde yatay plaka kalınlığının (t_2) tesiri

	Normalize edilmiş doğal frekans değerleri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$t_2\,(mm)$	**45**	**94**	**272**	**280**	**721**	**976**
1	0.348	0.209	0.056	0.492	0.521	0.507
1.4	0.615	0.215	0.140	0.577	0.561	0.701
1.9	0.729	0.255	0.242	0.675	0.598	0.799
2.3	0.851	0.310	0.345	0.762	0.646	0.843
2.8	0.912	0.399	0.451	0.830	0.708	0.873
3.2	0.944	0.504	0.559	0.885	0.778	0.901
3.7	0.971	0.616	0.671	0.928	0.848	0.928
4.1	0.987	0.738	0.783	0.950	0.910	0.954
4.6	0.995	0.868	0.899	0.962	0.961	0.978
5	1	1	1	1	1	1
	Normalize edilmiş modal şekil değiştirme enerjileri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$t_2\,(mm)$	**387**	**2213**	**124244**	**68037**	**126741**	**366061**
1	0.265	0.100	0.007	0.099	0.155	0.217
1.4	0.376	0.036	0.033	0.117	0.348	0.302
1.9	0.539	0.093	0.072	0.142	0.479	0.699
2.3	0.786	0.139	0.132	0.169	0.664	0.573
2.8	0.942	0.199	0.215	0.192	0.867	0.678
3.2	0.945	0.296	0.323	0.208	0.985	0.805
3.7	0.974	0.447	0.456	0.211	1	0.923
4.1	0.982	0.625	0.616	0.194	0.982	0.957
4.6	0.985	0.792	0.807	0.163	0.966	0.979
5	1	1	1	1	0.950	1

Tablo 3.7. I. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde destek kalınlığının (t_3) tesiri

	Normalize edilmiş doğal frekans değerleri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$t_3\,(mm)$	**43**	**52**	**148**	**255**	**569**	**900**
1	0.924	0.936	0.967	0.916	1	1
1.4	0.946	0.950	0.989	0.941	0.998	0.993
1.9	0.962	0.963	0.998	0.960	0.995	0.986
2.3	0.973	0.973	1	0.972	0.991	0.977
2.8	0.981	0.982	0.998	0.981	0.987	0.969
3.2	0.987	0.989	0.993	0.987	0.981	0.962
3.7	0.992	0.994	0.987	0.991	0.975	0.955
4.1	0.995	0.998	0.981	0.994	0.968	0.950
4.6	0.998	1	0.973	0.997	0.961	0.946
5	1	1	0.966	1	0.954	0.943
	Normalize edilmiş modal şekil değiştirme enerjileri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$t_3\,(mm)$	**365**	**640**	**37319**	**14509**	**131604**	**405345**
1	0.891	0.856	0.775	0.917	0.812	0.655
1.4	0.929	0.845	0.830	0.937	0.858	0.671
1.9	0.964	0.854	0.876	0.952	0.897	0.669
2.3	0.987	0.867	0.914	0.964	0.931	0.650
2.8	0.995	0.878	0.943	0.973	0.959	0.621
3.2	0.997	0.888	0.963	0.979	0.980	0.589
3.7	0.998	0.918	0.977	0.983	0.994	0.599
4.1	0.997	0.956	0.987	0.987	1	0.837
4.6	0.995	0.983	0.994	0.992	0.999	0.906
5	1	1	1	1	0.994	1

Tablo 3.8. I. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde destek yatay uzunluğunun (d) tesiri

	Normalize edilmiş doğal frekans değerleri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$d\,(mm)$	**43**	**57**	**183**	**265**	**625**	**894**
15	0.920	0.795	0.678	0.862	0.852	1
20	0.936	0.809	0.710	0.882	0.861	0.997
25	0.948	0.824	0.744	0.901	0.871	0.994
30	0.958	0.842	0.779	0.918	0.883	0.991
35	0.966	0.861	0.816	0.935	0.897	0.989
40	0.973	0.882	0.854	0.950	0.913	0.988
45	0.980	0.906	0.893	0.964	0.932	0.987
50	0.987	0.933	0.931	0.977	0.953	0.987
55	0.994	0.964	0.967	0.989	0.976	0.988
60	1	1	1	1	1	0.989
	Normalize edilmiş modal şekil değiştirme enerjileri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$d\,(mm)$	**357**	**873**	**53130**	**15434**	**143455**	**320837**
15	0.914	0.529	0.448	0.814	0.701	0.727
20	0.948	0.569	0.501	0.844	0.742	0.762
25	0.976	0.609	0.560	0.872	0.785	0.800
30	0.993	0.622	0.623	0.897	0.830	0.843
35	1	0.657	0.688	0.919	0.874	0.885
40	1	0.733	0.753	0.937	0.914	0.918
45	0.996	0.825	0.818	0.952	0.946	0.939
50	0.989	0.889	0.881	0.966	0.971	0.956
55	0.980	0.946	0.942	0.982	0.988	0.974
60	0.972	1	1	1	1	1

Tablo 3.9. II. Tip T bağlantıların ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde destek düşey uzunluğunun (c) tesiri

	Normalize edilmiş doğal frekans değerleri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$c\,(mm)$	**51**	**53**	**152**	**256**	**577**	**889**
15	0.696	0.940	1	0.894	1	0.969
20	0.727	0.945	0.989	0.917	0.996	0.983
25	0.760	0.949	0.979	0.938	0.987	0.994
30	0.796	0.951	0.968	0.956	0.977	1
35	0.834	0.952	0.959	0.972	0.969	1
40	0.875	0.953	0.950	0.985	0.963	0.996
45	0.917	0.956	0.941	0.994	0.961	0.990
50	0.956	0.962	0.933	0.999	0.962	0.985
55	0.985	0.975	0.925	1	0.966	0.982
60	1	1	0.919	0.996	0.973	0.981
	Normalize edilmiş modal şekil değiştirme enerjileri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$c\,(mm)$	**573**	**672**	**33120**	**16387**	**120722**	**335023**
15	0.523	0.949	0.992	0.769	0.957	1
20	0.560	0.852	0.995	0.791	0.979	0.893
25	0.586	0.808	0.997	0.817	1	0.836
30	0.615	0.815	0.999	0.844	0.989	0.807
35	0.654	0.862	1	0.873	0.939	0.804
40	0.716	0.907	1	0.901	0.866	0.963
45	0.840	0.933	0.999	0.925	0.793	0.958
50	0.902	0.953	0.997	0.948	0.731	0.961
55	0.982	0.976	0.995	0.973	0.680	0.972
60	1	1	0.994	1	0.628	0.979

I. Tip T bağlantıda düşey plaka uzunluğu M' nin ilk altı doğal frekans ve şekil değiştirme enerjisi üzerine etkisi sırayla Tablo 3.3'de gösterilmiştir. Düşey plaka uzunluğu M, arttıkça bütün modlarda doğal frekanslar % 24-88 oranında düşmüştür. Şekil değiştirme enerjilerinde ise sonuçlar bu kadar düzenli değildir. 3. mod hariç diğer modlarda düşey plaka uzunluğu arttıkça şekil değiştirme enerjileri belirgin oranda (% 87-96) düşmüştür. 3. modda M arttıkça şekil değiştirme enerjisi artmış olup, modal şekil değiştirme enerjisi tablosunda modların genelinde hakim olan davranışın tam tersi bir durum ortaya çıkmıştır. 6. modda ise M' nin 170 mm değerine kadar şekil değiştirme enerjisinde oldukça keskin bir artış gözlenmiş olup en yüksek değerini bu uzunluk değerinde almıştır. Bu değerden sonra ise M arttıkça şekil değiştirme enerjisi azalmıştır. Düşey plaka uzunluğu arttıkça şekil değiştirme

enerjisi % 78 oranında düşmüştür. Doğal frekanslar ve de şekil değiştirme enerjisi üzerinde düşey plaka uzunluğu M ters bir tesire sahiptir. Ancak etkili (%24-96) bir parametredir.

Tablo 3.4 I. Tip T bağlantının yatay plaka uzunluğu L' nin ilk altı doğal frekans ve şekil değiştirme enerjisi üzerindeki etkisini göstermektedir. Tüm modlarda doğal frekanslar yatay plaka uzunluğu L' nin en küçük değerinde doğal frekans en yüksek değerini almıştır. Tüm modlarda L arttıkça doğal frekans % 10-72 oranında azalmıştır ve şekil değiştirme enerjisi 1, 2 ve 4. modlarda, doğal frekansta olduğu gibi (% 20-81) düşmüş, 6. modda artmış, 3. ve 5. modda ise dalgalanmalar gözlenmiştir. Yatay plaka uzunluğu L, doğal frekanslar ve şekil değiştirme enerjisi üzerinde ortalama % 10-80'lik bir etkiye sahip tasarım parametresidir.

Düşey plaka kalınlığı t_1'in ilk altı doğal frekans ve şekil değiştirme enerjisi üzerine etkisi Tablo 3.5'de gösterilmiştir. Düşey plaka kalınlığı ($1 \leq t_1 \leq 5$ mm) doğal frekanslarda düzenli bir değişim göstermemiştir. Ancak düşey plaka kalınlığı t_1 doğal frekanslar üzerinde artışa neden olmaktadır. Ancak modal şekil değiştirme enerjisi üzerinde ise artırıcı (% 27-99), fakat doğal frekansların tersine oldukça düzenli bir artış etkisi gösterir. Modal şekil değiştirme enerjisi, düşey plaka kalınlığı t_1, en büyük değerinde iken en yüksek değer almıştır. Düşey plaka kalınlığı tasarımda önemli bir parametredir.

Yatay plaka kalınlığı t_2'nin ilk altı doğal frekans ve şekil değiştirme enerjisi üzerinde belirgin bir tesire sahiptir (Tablo 3.6). Yatay plaka kalınlığı ($1 \leq t_2 \leq 5$ mm) arttıkça doğal frekanslarda % 48-94'lük artış gözlenmiştir. Doğal frekanslar, bütün modlarda en yüksek değerini en büyük kalınlık değerinde almıştır. 5. mod hariç, şekil değiştirme enerjisi ve doğal frekansta benzer tesir gösterir. Şekil değiştirme enerjisi, yatay plaka kalınlığı t_2 arttıkça % 80-90 oranında artmıştır. Yatay plaka kalınlığı t_2'nin artışı doğal frekanslar ve şekil değiştirme enerjisini belirgin bir şekilde etkilemektedir. Bu nedenle yatay plaka kalınlığı t_2 etkili bir parametredir.

Destek plaka kalınlığı ($1 \leq t_3 \leq 5$ mm)'nın ilk altı doğal frekans ve şekil değiştirme enerjisi üzerine etkisi Tablo 3.7'de gösterilmiştir. Destek kalınlığının doğal frekanslar üzerine etkisi modlara göre farklılık göstermiş olup, etkisi oldukça

küçüktür (% 7). Destek kalınlığı t_3'ün şekil değiştirme enerjisi üzerindeki etkisi, doğal frekanslardakine göre daha düzenlidir. Kalınlık arttıkça şekil değiştirme enerjisi de artmaktadır (% 28) ve en yüksek değerini kalınlığın en büyük değerinde almıştır. Ancak doğal frekanslar ve şekil değiştirme enerjilerinde değişimler önceki parametrelere göre küçüktür. Bu nedenle destek kalınlığı t_3 tasarımda nispeten az etkilidir.

Destek yatay uzunluğu ($15 \leq d \leq 60$ mm)'nun ilk altı doğal frekans ve şekil değiştirme enerjisi üzerine etkisi Tablo 3.8'de gösterilmiştir. İlk beş modda destek yatay uzunluğu d arttıkça doğal frekanslarda artmış ve en yüksek değerini uzunluğun en büyük değerinde almıştır. 6. modda ise doğal frekans en yüksek değerini uzunluğun en küçük değerinde almış ve destek yatay uzunluğu arttıkça doğal frekans azalmıştır. Modal şekil değiştirme enerjisinde ise 1. mod hariç, destek yatay uzunluğu d arttıkça şekil değiştirme enerjisi artmıştır. 1. modda ise destek yatay uzunluğu d=35-40 mm iken modal şekil değiştirme enerjisi en yüksek değerini almıştır. Destek yatay uzunluğu doğal frekanslar üzerinde ortalama % 12, modal şekil değiştirme enerjisi üzerinde ortalama % 33 oranında artışa neden olmaktadır. Şöyle ki, destek yatay uzunluğu diğer parametrelere göre nispeten tasarımda daha az tesire sahiptir.

Tablo 3.9 destek düşey uzunluğu ($15 \leq c \leq 60$ mm) 'nun ilk altı doğal frekans ve şekil değiştirme enerjisi üzerindeki etkisini göstermektedir. Destek düşey uzunluğunun artışı doğal frekanslar ve şekil değiştirme enerjilerini modlara göre farklı etkilemiştir. 1, 2. ve 4. modlarda doğal frekans ve modal şekil değiştirme enerjisi artmıştır ve en yüksek değerlerini destek düşey uzunluğunun en büyük değerinde almıştır. Doğal frekanslar 3 ve 5. modlarda en yüksek değerini destek düşey uzunluğunun en küçük değerinde almıştır ve c arttıkça frekans çok az da olsa düşmüştür. 6. modda ise doğal frekans artmış ve c=30 mm iken frekans en yüksek değerini almıştır ve sonra frekans düşmüştür. Destek düşey uzunluğu c 'nin artışı 3, 5 ve 6. modda şekil değiştirme enerjisinde dalgalanmalara sebep olmuştur. Destek düşey uzunluğu, doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjisini çok az etkilemektedir. Dolayısıyla tasarımda az etkindir.

Tablo 3.10. II. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde düşey plaka uzunluğunun (M) tesiri

	Normalize edilmiş doğal frekans değerleri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$M\,(mm)$	**151**	**166**	**180**	**639**	**1183**	**1254**
130	1	1	1	1	1	1
150	0.776	0.708	0.957	0.853	0.829	0.934
170	0.587	0.542	0.924	0.715	0.692	0.898
190	0.444	0.436	0.895	0.579	0.602	0.858
210	0.346	0.357	0.867	0.464	0.535	0.803
240	0.275	0.294	0.838	0.373	0.474	0.724
260	0.219	0.244	0.813	0.302	0.415	0.632
280	0.175	0.202	0.794	0.246	0.358	0.549
300	0.141	0.168	0.778	0.200	0.304	0.478
320	0.114	0.139	0.752	0.164	0.255	0.410
	Normalize edilmiş modal şekil değiştirme enerjileri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$M\,(mm)$	**2466**	**3214**	**110377**	**240616**	**978477**	**1037211**
130	1	1	0.977	1	1	0.659
150	0.735	0.461	0.999	0.641	0.812	0.944
170	0.463	0.290	1	0.401	0.735	1
190	0.330	0.230	0.999	0.266	0.788	0.975
210	0.235	0.228	0.998	0.197	0.769	0.591
240	0.172	0.208	0.996	0.149	0.620	0.351
260	0.130	0.186	0.994	0.107	0.453	0.268
280	0.100	0.163	0.993	0.072	0.337	0.225
300	0.078	0.139	0.993	0.048	0.259	0.183
320	0.062	0.118	1	0.035	0.203	0.139

Tablo 3.11. II. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde yatay plaka uzunluğunun (L) tesiri

	Normalize edilmiş doğal frekans değerleri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$L\,(mm)$	**44**	**73**	**269**	**423**	**727**	**1081**
150	1	1	1	1	1	1
170	0.992	0.903	0.982	0.749	0.969	0.981
190	0.982	0.834	0.961	0.597	0.932	0.957
210	0.972	0.783	0.814	0.538	0.889	0.920
230	0.960	0.744	0.659	0.518	0.840	0.869
240	0.948	0.713	0.544	0.518	0.785	0.812
260	0.936	0.689	0.456	0.505	0.727	0.752
280	0.925	0.670	0.384	0.489	0.666	0.689
300	0.912	0.656	0.326	0.474	0.604	0.624
320	0.895	0.646	0.279	0.463	0.543	0.559
	Normalize edilmiş modal şekil değiştirme enerjileri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$L\,(mm)$	**376**	**1476**	**66931**	**216717**	**124825**	**529073**
150	1	1	0.216	1	0.875	0.508
170	0.989	0.850	0.201	0.663	0.871	0.488
190	0.980	0.732	0.251	0.498	0.843	0.480
210	0.971	0.598	1	0.051	0.844	0.493
230	0.960	0.508	0.725	0.055	0.887	0.511
240	0.946	0.449	0.541	0.060	0.955	0.527
260	0.929	0.375	0.416	0.060	1	0.549
280	0.908	0.300	0.326	0.057	0.987	0.616
300	0.881	0.232	0.261	0.053	0.902	0.823
320	0.850	0.182	0.210	0.049	0.781	1

Tablo 3.12. II. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde düşey plaka kalınlığının (t_1) tesiri

	Normalize edilmiş doğal frekans değerleri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$t_1\,(mm)$	**49**	**93**	**169**	**333**	**809**	**912**
1	0.179	1	0.526	0.463	0.228	0.480
1.4	0.342	0.818	0.800	0.423	0.373	0.597
1.9	0.503	0.693	1	0.436	0.490	0.681
2.3	0.643	0.602	0.965	0.534	0.573	0.790
2.8	0.769	0.536	0.905	0.640	0.641	0.938
3.2	0.881	0.488	0.863	0.724	0.707	1
3.7	0.982	0.444	0.827	0.795	0.777	0.985
4.1	1	0.431	0.792	0.862	0.851	0.966
4.6	0.937	0.478	0.759	0.929	0.927	0.947
5	0.884	0.499	0.730	1	1	0.931
	Normalize edilmiş modal şekil değiştirme enerjileri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$t_1\,(mm)$	**668**	**851**	**34880**	**45900**	**363144**	**509725**
1	0.029	0.549	0.033	0.631	0.012	0.073
1.4	0.055	0.685	0.049	0.719	0.037	0.147
1.9	0.127	0.673	0.910	0.098	0.081	0.255
2.3	0.249	0.710	0.941	0.145	0.166	0.380
2.8	0.419	0.751	0.954	0.229	0.274	0.505
3.2	0.649	0.760	0.964	0.355	0.389	0.592
3.7	0.899	0.824	0.974	0.502	0.508	0.675
4.1	1	0.757	0.983	0.654	0.627	0.809
4.6	0.977	0.801	0.992	0.816	0.769	0.922
5	0.995	1	1	1	1	1

Tablo 3.13. II. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde yatay plaka kalınlığının (t_2) tesiri

	Normalize edilmiş doğal frekans değerleri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$t_2\,(mm)$	**45**	**96**	**272**	**294**	**721**	**985**
1	0.351	0.253	0.081	0.449	0.529	0.456
1.4	0.609	0.386	0.117	0.543	0.565	0.697
1.9	0.765	0.348	0.228	0.630	0.608	0.795
2.3	0.853	0.383	0.339	0.708	0.668	0.842
2.8	0.911	0.452	0.453	0.772	0.739	0.878
3.2	0.946	0.541	0.567	0.818	0.811	0.910
3.7	0.965	0.646	0.685	0.849	0.876	0.939
4.1	0.980	0.759	0.809	0.879	0.929	0.965
4.6	0.991	0.878	0.926	0.926	0.970	0.985
5	1	1	1	1	1	1
	Normalize edilmiş modal şekil değiştirme enerjileri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$t_2\,(mm)$	**387**	**2254**	**104017**	**143851**	**124557**	**318492**
1	0.321	0.689	0.005	0.050	0.231	0.113
1.4	0.562	0.084	0.035	0.058	0.474	0.214
1.9	0.715	0.097	0.090	0.070	0.629	0.857
2.3	0.786	0.103	0.164	0.082	0.788	0.864
2.8	0.892	0.204	0.261	0.089	0.926	0.879
3.2	0.927	0.343	0.389	0.093	1	0.900
3.7	0.947	0.470	0.553	0.094	0.998	0.926
4.1	0.964	0.619	0.756	0.096	0.977	0.953
4.6	0.981	0.800	1	0.101	0.946	0.976
5	1	1	0.145	1	0.895	1

Tablo 3.14. II. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde destek kalınlığının (t_3) tesiri

	Normalize edilmiş doğal frekans değerleri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$t_3\,(mm)$	**44**	**58**	**153**	**259**	**593**	**904**
1	0.908	0.968	0.984	0.908	1	0.999
1.4	0.932	0.974	0.992	0.922	0.997	1
1.9	0.949	0.979	0.998	0.936	0.994	1
2.3	0.962	0.984	1	0.949	0.991	0.999
2.8	0.971	0.988	1	0.962	0.987	0.996
3.2	0.979	0.991	0.998	0.973	0.984	0.993
3.7	0.985	0.994	0.994	0.978	0.980	0.989
4.1	0.990	0.996	0.988	0.981	0.977	0.984
4.6	0.995	0.998	0.981	0.995	0.973	0.979
5	1	1	0.973	1	0.970	0.973
	Normalize edilmiş modal şekil değiştirme enerjileri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$t_3\,(mm)$	**364**	**714**	**36073**	**13590**	**128690**	**300669**
1	0.910	0.894	0.861	0.901	0.902	0.901
1.4	0.944	0.891	0.895	0.938	0.916	0.917
1.9	0.969	0.911	0.921	0.969	0.937	0.937
2.3	0.984	0.930	0.943	0.991	0.961	0.959
2.8	0.991	0.947	0.961	1	0.980	0.980
3.2	0.993	0.962	0.975	0.998	0.991	0.996
3.7	0.993	0.974	0.986	0.986	0.997	1
4.1	0.995	0.983	0.994	0.969	1	0.992
4.6	0.998	0.992	0.998	0.948	1	0.970
5	1	1	1	0.928	0.999	0.930

Tablo 3.15. II. Tip T bağlantının ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde destek yatay uzunluğunun (d) tesiri

	Normalize edilmiş doğal frekans değerleri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$d\,(mm)$	**44**	**62**	**192**	**262**	**641**	**904**
15	0.907	0.862	0.660	0.865	0.884	0.997
20	0.923	0.862	0.691	0.886	0.888	0.999
25	0.937	0.866	0.724	0.907	0.892	1
30	0.949	0.873	0.759	0.927	0.898	1
35	0.960	0.885	0.797	0.946	0.906	0.999
40	0.970	0.900	0.837	0.953	0.918	0.996
45	0.979	0.918	0.878	0.974	0.934	0.992
50	0.987	0.941	0.920	0.976	0.954	0.986
55	0.994	0.968	0.961	0.991	0.976	0.982
60	1	1	1	1	1	0.979
	Normalize edilmiş modal şekil değiştirme enerjileri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$d\,(mm)$	**363**	**980**	**56408**	**13559**	**154734**	**325709**
15	0.931	0.581	0.434	0.890	0.662	0.805
20	0.948	0.605	0.482	0.927	0.696	0.823
25	0.962	0.629	0.535	0.956	0.737	0.845
30	0.975	0.655	0.593	0.978	0.782	0.869
35	0.986	0.688	0.655	0.992	0.829	0.893
40	0.993	0.786	0.724	0.999	0.874	0.916
45	0.997	0.863	0.800	1	0.916	0.937
50	0.999	0.903	0.873	0.995	0.953	0.957
55	1	0.948	0.938	0.983	0.981	0.978
60	1	1	1	0.964	1	1

Tablo 3.16. II. Tip T bağlantıların ilk altı normalize edilmiş doğal frekansı ve modal şekil değiştirme enerjileri üzerinde destek düşey uzunluğunun (c) tesiri

	Normalize edilmiş doğal frekans değerleri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$c\,(mm)$	**51**	**57**	**155**	**252**	**594**	**912**
15	0.710	0.987	1	0.921	0.990	0.919
20	0.740	0.992	0.994	0.943	0.993	0.945
25	0.770	0.996	0.989	0.960	0.994	0.971
30	0.802	0.999	0.983	0.972	0.992	0.989
35	0.833	1	0.978	0.982	0.989	0.998
40	0.864	1	0.972	0.989	0.986	1
45	0.895	0.997	0.967	0.995	0.985	0.999
50	0.928	0.992	0.961	0.998	0.987	0.996
55	0.964	0.983	0.955	1	0.991	0.991
60	1	0.972	0.949	0.999	1	0.986
	Normalize edilmiş modal şekil değiştirme enerjileri					
Mod no	1	2	3	4	5	6
$c\,(mm)$	**469**	**664**	**33521**	**16539**	**135442**	**296031**
15	0.635	0.999	0.994	0.648	1	1
20	0.675	1	0.995	0.699	0.977	0.975
25	0.714	0.997	0.996	0.750	0.940	0.961
30	0.752	0.990	0.998	0.801	0.895	0.957
35	0.789	0.980	0.999	0.849	0.850	0.961
40	0.829	0.968	1	0.893	0.807	0.968
45	0.870	0.935	1	0.931	0.767	0.976
50	0.912	0.832	1	0.961	0.725	0.980
55	0.955	0.822	0.999	0.983	0.681	0.980
60	1	0.817	0.999	1	0.640	0.973

II. Tip T bağlantıda düşey plaka uzunluğu M' nin ilk altı doğal frekans ve şekil değiştirme enerjisi üzerine etkisi Tablo 3.10'da gösterilmiştir. Doğal frekans en yüksek değerini M'nin en küçük değerinde almıştır. Düşey plaka uzunluğu arttıkça bütün modlarda doğal frekanslarda % 25-89 oranında düşme gözlemlenmiştir. Şekil değiştirme enerjilerinde ise sonuçlar bu kadar düzenli değildir. 3. ve 6. modlar hariç diğer modlarda düşey plaka uzunluğu arttıkça şekil değiştirme enerjileri düşmüştür. 3. ve 6. modda şekil değiştirme enerjisi M artıkça artmış, M=170 mm iken en yüksek değerini almış ve sonra şekil değiştirme enerjisi düşmüştür. Düşey plaka uzunluğu M'in artması şekil değiştirme enerjisini % 76 oranında düşürmüştür. Doğal frekans ve de şekil değiştirme enerjisinin değişimi, düşey plaka uzunluğu M'nin II. Tip T bağlantı üzerinde etkin bir tasarım parametresi olduğunu göstermektedir.

Tablo 3.11 yatay plaka uzunluğu L' nin ilk altı doğal frekans ve şekil değiştirme enerjisi üzerine etkisini göstermektedir. Doğal frekanslar en yüksek değerini L'nin en küçük değerinde almıştır. Yatay plaka uzunluğu L arttıkça bütün modlarda doğal frekanslar % 11-72 oranında düşmüştür. Modal şekil değiştirme enerjisi, yatay plaka uzunluğu L arttıkça, 1, 2 ve 4. modlarda, doğal frekansta olduğu gibi düzenli bir düşme, 6. modda bir artış ve diğer modlarda ise önce artış sonra düzenli azalma gözlenmiştir. Yatay plaka uzunluğu L, modal şekil değiştirme enerjisi üzerinde % 15-82 oranında düşüşe neden olmaktadır. Bu nedenle etkin bir tasarım parametresidir.

Düşey plaka kalınlığı t_1'in ilk altı doğal frekans ve şekil değiştirme enerjisi üzerine etkisi Tablo 3.12'de gösterilmiştir. Düşey plaka kalınlığı t_1 arttıkça 4. ve 5. modda doğal frekans artmış, 2. modda azalmış ve diğer modlarda ise önce artış sonra düşüş gözlenmiştir. Düşey plaka kalınlığındaki artışın doğal frekanslar üzerinde %12-82 etkisi vardır. Düşey plaka kalınlığının şekil değiştirme enerjisi üzerindeki etkisi doğal frekanslara göre daha düzenlidir. t_1 arttıkça şekil değiştirme enerjisi de % 45-99 oranında artmıştır. Düşey plaka kalınlığı da etkin bir tasarım parametresidir.

Tablo 3.13 yatay plaka kalınlığı t_2'nin ilk altı doğal frekans ve şekil değiştirme enerjisi üzerindeki tesirini göstermektedir. Doğal frekans en yüksek değerini yatay plaka kalınlığı t_2'nin en büyük değerinde almıştır. Yatay plaka kalınlığı t_2 arttıkça doğal frekanslarda % 47-92 artış gözlenmiştir. 5. mod hariç, şekil değiştirme enerjisinde düzenli bir artış ortaya çıkmaktadır. Şekil değiştirme enerjisi, yatay plaka kalınlığı arttıkça % 31-100 oranında artmıştır. Yatay plaka kalınlığının doğal frekanslar ve şekil değiştirme enerjisi üzerindeki belirgin tesiri yatay plaka kalınlığını da düşey plaka kalınlığında olduğu gibi tasarımda etkin bir parametre kılmaktadır.

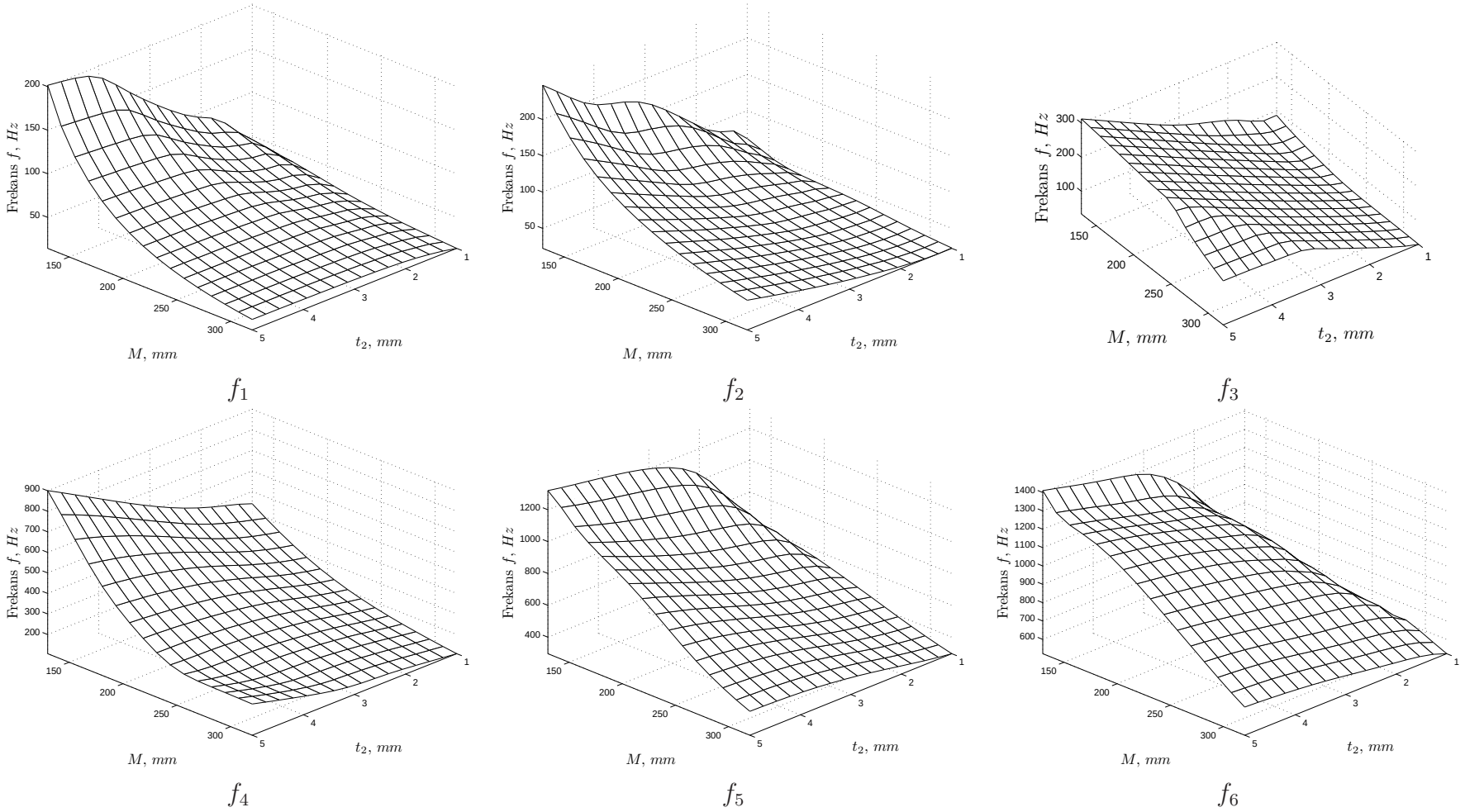
Destek kalınlığı t_3'ün ilk altı doğal frekans ve şekil değiştirme enerjisi üzerindeki etkisi Tablo 3.14'de gösterilmiştir. Destek kalınlığı t_3 doğal frekanslar üzerinde modlara göre farklı tesir göstermiştir. 1, 2, ve 4. modlarda destek kalınlığı arttıkça doğal frekanslar da artmaktadır. 5. modda çok küçük bir düşüş ortaya çıkmaktadır. 3. ve 6. modlarda ise doğal frekanslar önce artıp sonra düşmektedir. Destek kalınlığının şekil değiştirme enerjisi üzerindeki etkisine gelince ilk üç mod

ve 5. modda kalınlık arttıkça şekil değiştirme enerjisi düzenli artmaktadır. Diğer modlarda ise şekil değiştirme enerjisinde önce atış, daha sonra düşüş gözlenmiştir. Ancak gerek doğal frekanslar gerekse şekil değiştirme enerjilerindeki değişimler küçük olduğu için destek kalınlığının tasarımda etkisi ihmal edilebilir.

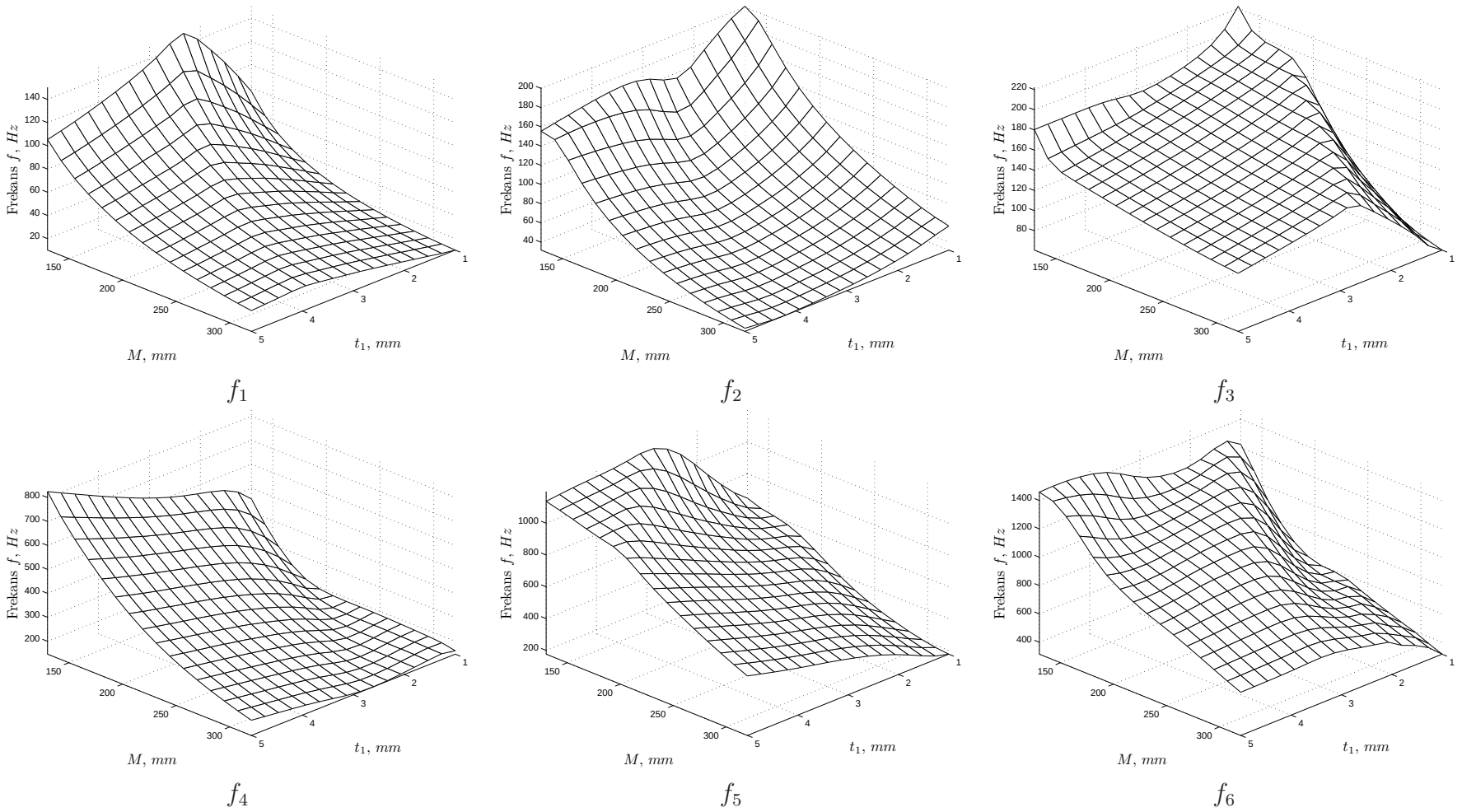
Destek yatay uzunluğu d' nin ilk altı doğal frekans ve şekil değiştirme enerjisi üzerindeki etkisi Tablo 3.15'de gösterilmiştir. Destek yatay uzunluğu d'nin artmasıyla ilk beş modda doğal frekanslar düzenli bir şekilde artmıştır ve en büyük uzunluk değerinde en yüksek frekans değerleri gözlenmiştir. 6. modda ise dalgalanma söz konusudur. Artan destek uzunluğu 4. mod hariç tüm modlarda şekil değiştirme enerjisinin artmasına neden olmaktadır. Destek yatay uzunluğu d'nin doğal frekanslar ve şekil değiştirme enerjilerindeki üzerinde etkisi diğer parametrelere göre çok küçüktür. Etkin bir tasarım parametresi değildir.

Tablo 3.16'da destek düşey uzunluğu c'nin ilk altı doğal frekans ve şekil değiştirme enerjisi üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Destek düşey uzunluğu c artarken doğal frekanslar ve şekil değiştirme enerjileri üzerinde etkisi modlara göre farklılık göstermiştir. Destek düşey uzunluğu c arttıkça doğal frekanslar 1, 4 ve 5. modlarda artmış, 3. modda düşmüş, diğer modlarda ise önce artmış sonra düşmüştür. Şekil değiştirme enerjisi ise 1. ve 4. modlarda artmış, 3. modda neredeyse sabit kalmıştır. 2, 5 ve 6. modlarda ise düşüş gözlenmiştir. Destek düşey uzunluğunun, doğal frekanslar ve şekil değiştirme enerjisi üzerinde ihmal edilebilir olduğundan destek düşey uzunluğu tasarımda etkin bir parametre değildir.

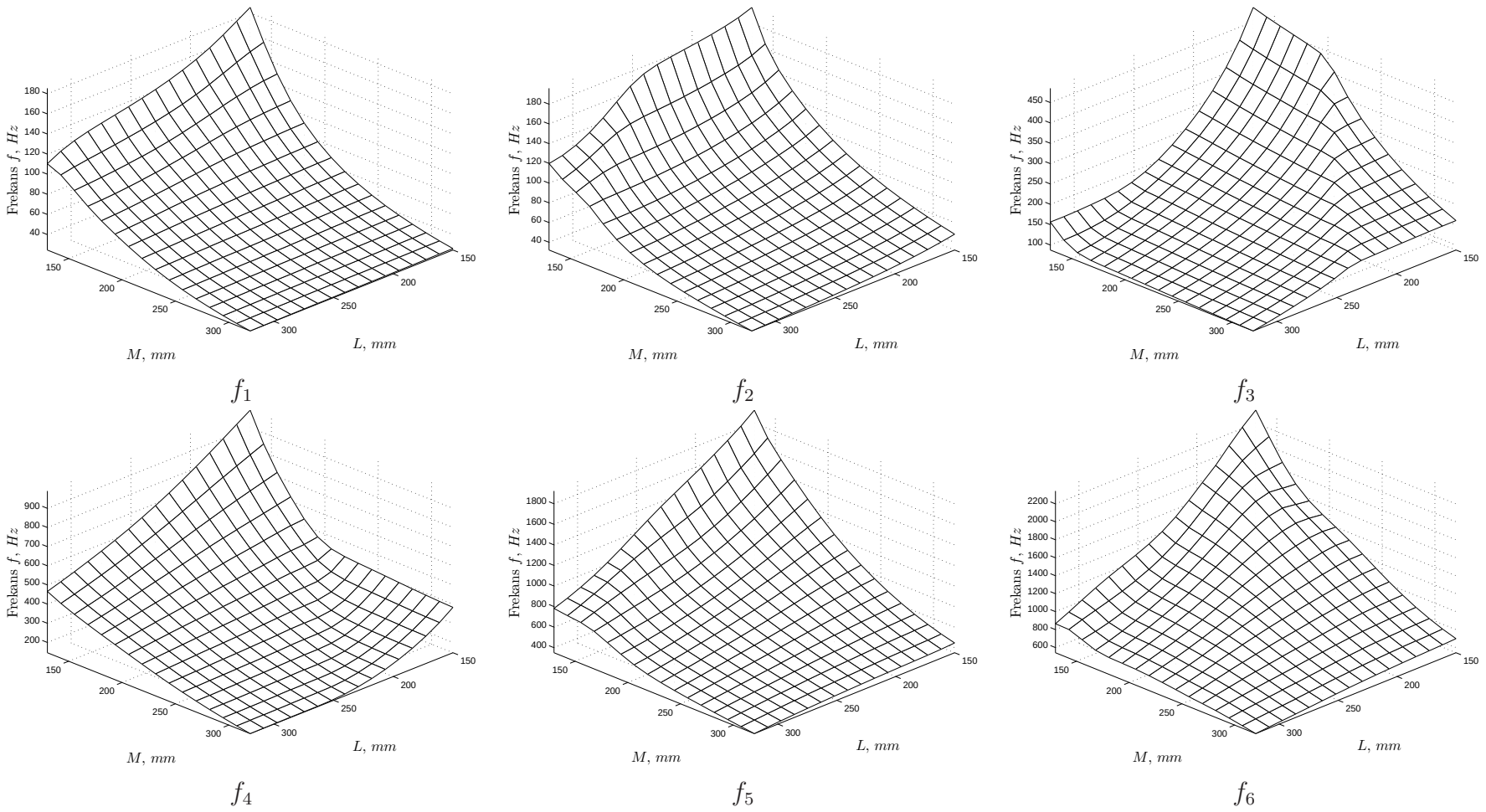
Tablolardan da anlaşıldığı gibi her iki bağlantı tip için de düşey plaka uzunluğu M, yatay plaka uzunluğu L, düşey plaka kalınlığı t_1 ve yatay plaka kalınlığı t_2 tasarımda etkili parametrelerdir. Düşey plaka uzunluğu M ve yatay plaka uzunluğu L artıkça doğal frekanslar düşmüş, düşey plaka kalınlığı t_1 ve yatay plaka kalınlığı t_2 artıkça doğal frekanslar artmıştır. Çünkü düşey ve yatay plaka uzunlukları artıkça daha esnek bir bağlantı ortaya çıkar. Yani bağlantıların rijitliği azalır. Sonuç olarak da doğal frekansların düşmesi beklenir. Düşey ve yatay plaka kalınlıkları artıkça bağlantıların kütlesi ve rijitliği artar. Bu durumda doğal frekansların artması beklenir.



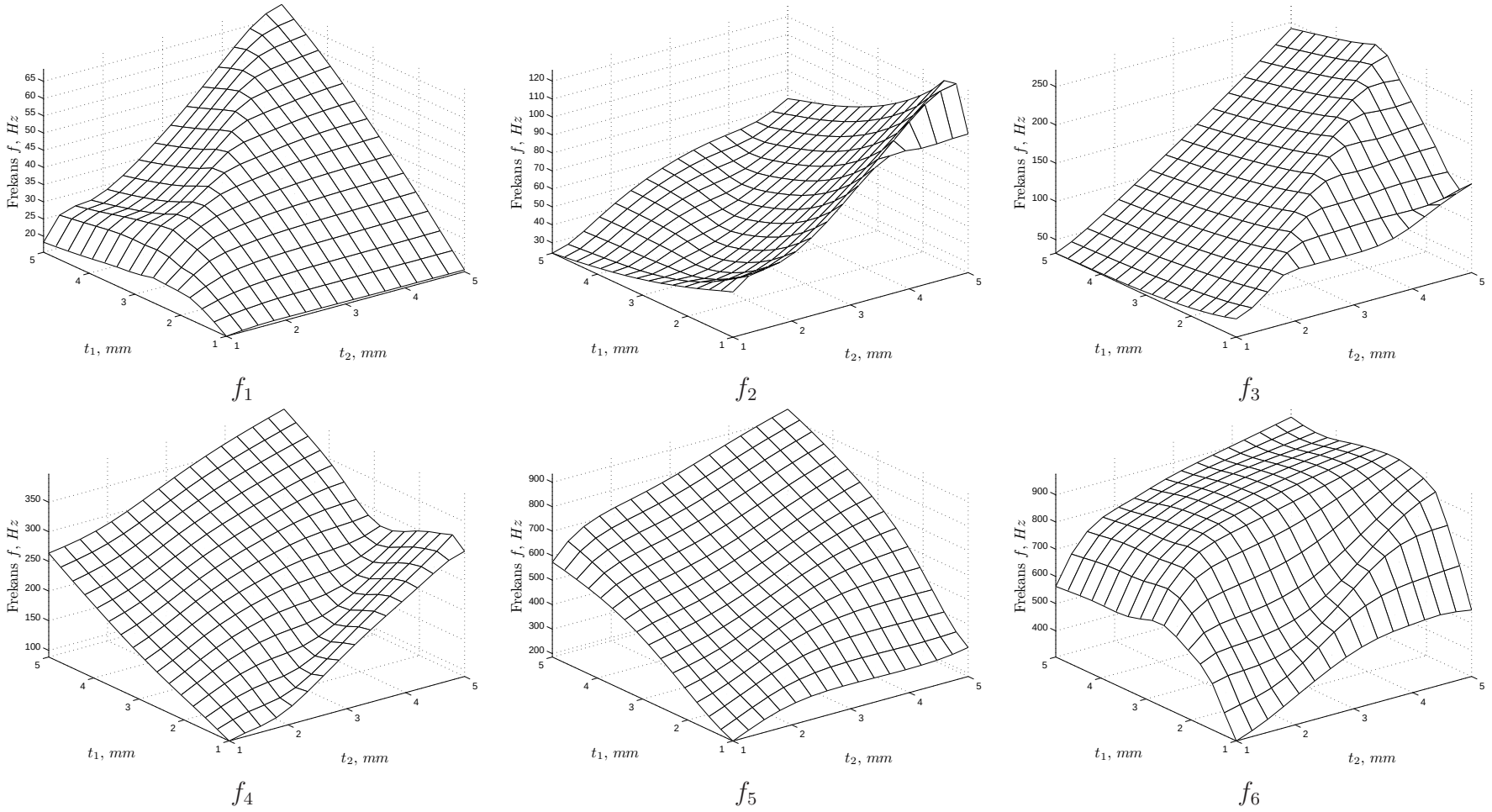
Şekil 3.12. I. Tip T bindirme bağlantısının ilk altı doğal frekansında düşey plaka uzunluğu (M) ile yatay plaka kalınlığının (t_2) ortak etkisi



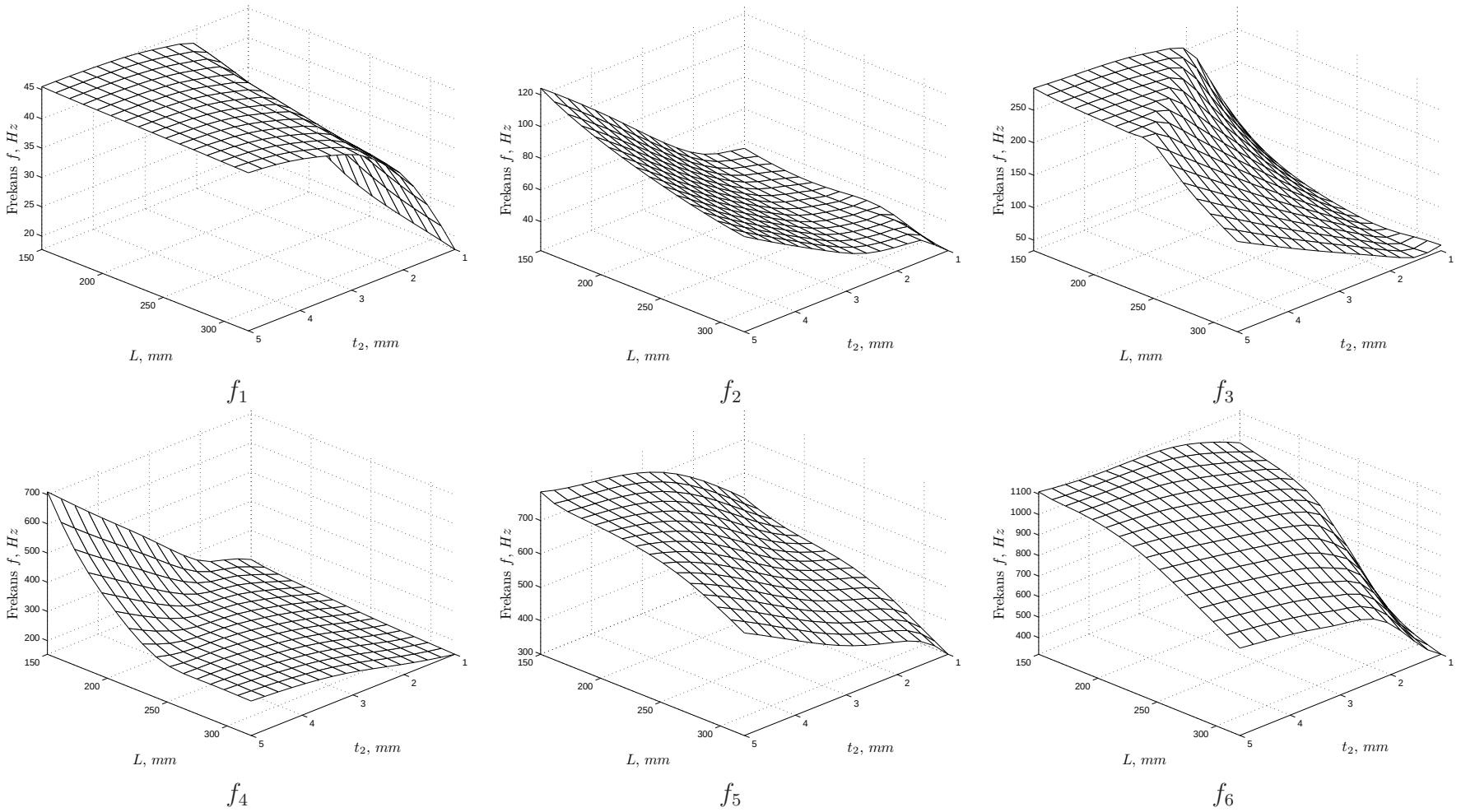
Şekil 3.13. I. Tip T bindirme bağlantısının ilk altı doğal frekansında düşey plaka uzunluğu (M) ile düşey plaka kalınlığının (t_1) ortak etkisi



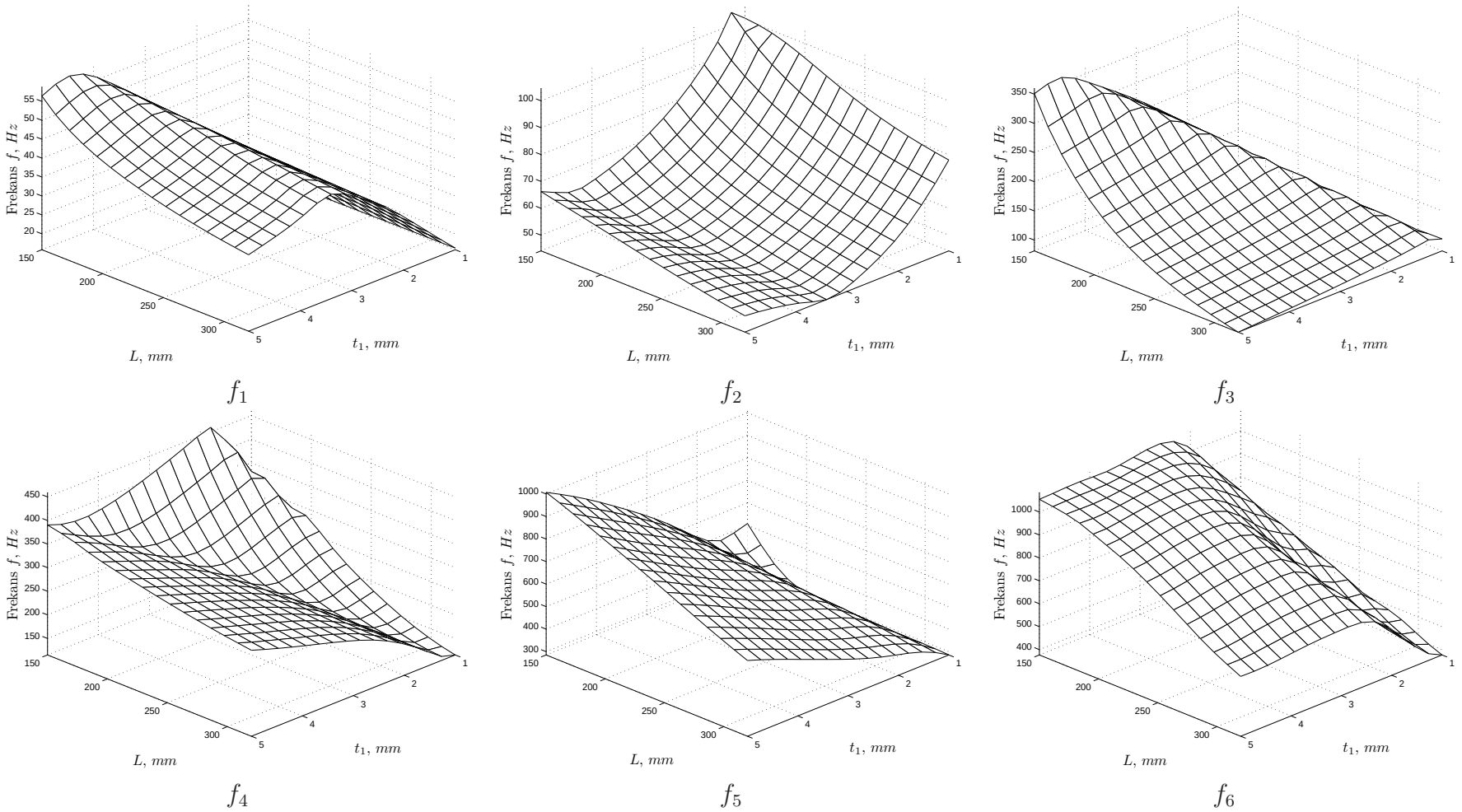
Şekil 3.14. I. Tip T bindirme bağlantısının ilk altı doğal frekansında düşey plaka uzunluğu (M) ile yatay plaka uzunluğunun (L) ortak etkisi



Şekil 3.15. I. Tip T bindirme bağlantısının ilk altı doğal frekansında yatay plaka uzunluğu (L) ile yatay plaka kalınlığının (t_2) ortak etkisi



Şekil 3.16. I. Tip T bindirme bağlantısının ilk altı doğal frekansında yatay plaka uzunluğu (L) ile düşey plaka kalınlığının (t_1) ortak etkisi



Şekil 3.17. I. Tip T bindirme bağlantısının ilk altı doğal frekansında düşey plaka kalınlığı (t_1) ile yatay plaka kalınlığının (t_2) ortak etkisi

I. Tip T bağlantının doğal frekans ve modal şekil değiştirme enerjisi üzerinde geometrik parametrelerinden plaka uzunlukları (M, L), plaka kalınlıkları (t_1, t_2) etkin bir tesire sahip iken, destek uzunlukları (c, d) ve kalınlıkları (t_3) ihmal edilebilir bir tesire sahiptir. Bu nedenle plaka uzunlukları ve kalınlıkları I. Tip T bağlantısının tasarımında dikkatli seçilmesi gereken parametrelerdir. Plaka uzunlukları ve kalınlıkları arasındaki ilişkinin bağlantının doğal frekanslarına ve modal şekil değiştirme enerjilerine yansıdığını belirlemek için bu dört geometrik parametre (M, L, t_1, t_2) belirtilen aralıklarında ikili değiştirilmiş serbest titreşim ve gerilme analizleri gerçekleştirilmiştir.

Şekil 3.12 I. Tip T bağlantı için düşey plaka uzunluğu M ile yatay plaka kalınlığı t_2'nin doğal frekans üzerine ortak etkisini göstermektedir. Doğal frekans üzerinde düşey plaka uzunluğunun, düşey plaka kalınlığına göre daha etkin bir parametre olduğu görülmektedir. Plaka uzunluğu artarken bağlantı daha esnek bir yapıya sahip olmakta ve frekans düşmektedir. Plaka kalınlığı artarken bağlantı daha katı olmakta ve frekans yükselmektedir.

Şekil 3.13 I. Tip T bağlantı için düşey plaka uzunluğu M ile düşey plaka kalınlığının t_1 doğal frekans üzerine ortak etkisini göstermektedir. Doğal frekans üzerinde düşey plaka uzunluğu, düşey plaka kalınlığına göre daha etkili bir parametredir. 2. ve 3. modda düşey plaka uzunluğu ve düşey plaka kalınlığının en küçük değerinde doğal frekans en yüksek değerini almıştır. Düşey plaka uzunluğunun artması ile sistemin rijitliği azalır, düşey plaka kalınlığının artmasıyla sistemin rijitliği artar. Belirtildiği gibi düşey plaka uzunluğu çok daha etkili bir parametre olduğundan sistemin rijitliğindeki temel davranış azalma yönünde olmuş ve dolayısıyla da doğal frekans düşmüştür.

I. Tip T bağlantı için düşey plaka uzunluğu M ile yatay plaka uzunluğu L'nin doğal frekans üzerine ortak etkisi Şekil 3.14'de gösterilmiştir. Doğal frekans üzerinde düşey plaka uzunluğu M, yatay plaka uzunluğu L'ye göre daha etkili bir parametredir. Düşey plaka uzunluğu ve yatay plaka uzunluğunun en küçük değerinde doğal frekans en büyük değerini almıştır ve uzunluklar arttıkça doğal frekans azalmıştır. Çünkü düşey ve yatay plaka uzunluğu artmasına rağmen plaka kalınlıkları ve destek boyları

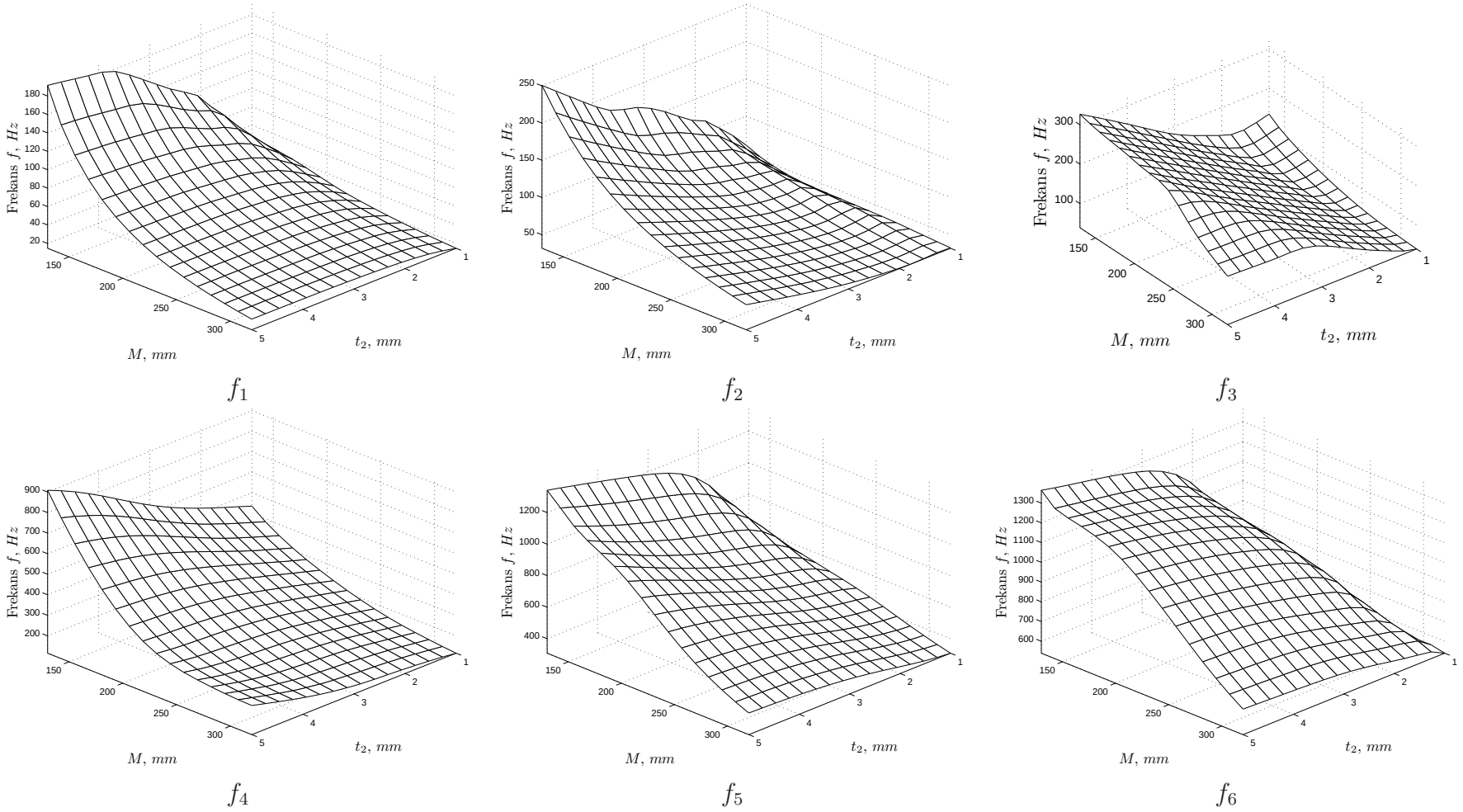
değişmediği için bağlantının rijitliği azalmış ve dolayısıyla doğal frekans düşmüştür.

Yatay plaka uzunluğu L ile yatay plaka kalınlığının t_2 doğal frekans üzerine ortak etkisi I. Tip T bağlantı için Şekil 3.15'de gösterilmiştir. Bu grafiklerde de durum yatay plaka uzunluğu L ile düşey plaka kalınlığı t_1'in doğal frekans üzerine birleşik etkisinin görüldüğü grafiklerdeki durum (Şekil 3.16) ile aynıdır. Yatay plaka uzunluğu ve yatay plaka kalınlığı etkili birer parametredir. Artan yatay plaka kalınlığı ve azalan yatay plaka uzunluğu ile doğal frekanslar belirgin bir şekilde artmıştır. Ancak yatay plaka uzunluğu biraz daha etkili bir parametredir.

Yatay plaka uzunluğu L ile düşey plaka kalınlığının t_1 doğal frekans üzerine ortak etkisi I. Tip T bağlantı için Şekil 3.16'da gösterilmiştir. Yatay plaka uzunluğu L, düşey plaka kalınlığına göre daha etkili bir parametredir. Yatay plaka uzunluğu L arttıkça doğal frekans düşmüştür. Düşey plaka kalınlığının artması ile doğal frekans genel anlamda artmıştır. Yatay plaka uzunluğundaki artış ile doğal frekansın düşmesinin nedeni; yatay plaka uzunluğunun artmasına rağmen destek boylarının sabit kalması sonucunda bağlantının rijitliğinin azalmasıdır. Düşey plaka kalınlığının artması ile bağlantının rijitliği artar ve bu artış da doğal frekansa yansımaktadır.

Şekil 3.17 I. Tip T bağlantı için düşey plaka kalınlığı t_1 ile yatay plaka kalınlığının t_2 doğal frekans üzerine ortak etkisini göstermektedir. Düşey plaka kalınlığı ve yatay plaka kalınlığı artıkça sistemin doğal frekans artmıştır. Çünkü düşey ve yatay plaka kalınlıklarının artması daha katı bir bağlantıya neden olmaktadır. Dolayısıyla doğal frekanslar yükselmektedir. Ancak düşey plaka kalınlığı t_1, 1, 4 ve 5. modlarda yatay plaka kalınlığından t_2 daha etkilidir. Benzer şekilde yatay plaka kalınlığı t_2 ise 2, 3 ve 6. modlarda daha etkili olmaktadır.

Şekil 3.18 II. Tip T bağlantı için düşey plaka uzunluğu M ile yatay plaka kalınlığının t_2'nin doğal frekans üzerine ikili etkisini göstermektedir. Bu bağlantının doğal frekans değerleri I. Tip T bağlantı grafiklerindeki (Şekil 3.12) doğal frekans değerleri ile çok benzerdir ve diğer tasarım parametrelerinde de bu durum söz konusudur. Bu nedenle diğer tasarım parametrelerin ortak etkilerinin görüldüğü grafikler tekrar teze eklenmemiştir.



Şekil 3.18. II. Tip T bağlantısının ilk altı doğal frekansında düşey plaka uzunluğu (M) ile yatay plaka kalınlığının t_2 ortak etkisi

YSA ile eğitilen doğal frekans ve şekil değiştirme enerji modelleri kullanılarak I. ve II. Tip T bağlantılarının temel geometrik boyutlarının ortak (ikili) tesirleri araştırılmış ve her iki tip bağlantıda bu parametrelerin benzer tesire sahip olduğu görülmüştür. Düşey plaka uzunluğu (M) tüm parametrelerin en etkini olarak ortaya çıkmaktadır. Yatay plaka uzunluğu (L), düşey ve yatay plaka kalınlıkları (t_1, t_2) etkinlik sırasına sahip olmaktadır. O halde, daha uzun bir düşey plaka veya çok ince bir plaka kullanımı bağlantıları esnekleştirmekte, doğal frekansları da düşürmektedir. Ancak doğal frekanslar ve modal şekil değiştirmeler üzerinde bu parametreler moda bağlı olarak ters etkiye sahiptir. Şöyle ki, frekans yükselirken şekil değiştirme enerjileri de düşmektedir. Yapıştırıcı bağlantılarından yüksek doğal frekans değerleri fakat dayanım açısından düşük şekil değiştirme enerjileri beklenir. Dolayısıyla bu bizi bir optimizasyon problemine götürür.

Tasarım parametrelerinin optimizasyonunda Matlab yazılımında mevcut programındaki Genetic Algorithm Toolbox'dan yararlanılmıştır [27]. Bir önceki adımda YSA ile tasarım parametreleri ile doğal frekanslar ve de modal değiştirme enerjisi arasında oluşturulan matematiksel ilişkiler Genetik Algoritmada kullanılarak her bir bağlantı tipi için ilk on modda yedi tasarım parametresinin optimal değerleri tespit edilmiştir. Genetik Algoritma ile optimizasyon işleminde Genetik Algoritma parametreleri: nesil sayısı=500, popülasyon sayısı=40, çaprazlama oranı=0.8, çaprazlama tipi rasgele (çift noktada/tek noktadan), mutasyon oranı=0.015 ve seçim metodu olarak da rulet çemberi kullanılmıştır. Optimizasyon işleminde kullanılan amaç fonksiyonda doğal frekans ve modal şekil değiştirme enerjisi eşit ağırlıkta dikkate alınmıştır. Amaç fonksiyonu :

$$f(M, L, c, d, t_1, t_2, t_3) = (-0.5 \times frekans + 0.5 \times enerji) \rightarrow min \tag{3.39}$$

şeklinde tariflenir. Burada doğal frekansın en büyük değer ve modal şekil değiştirme enerjisinin ise en küçük değer alması amaçlanmaktadır. Çünkü, T bağlantıların 1. doğal frekanslarının mümkün olduğu kadarıyla rezonans frekansından büyük olması arzulanır. Optimizasyonda dikkate alınan parametrelerin boyut aralığı;

- Düşey plaka uzunluğu, ($130 \leq M \leq 320$ mm)

- Yatay plaka uzunluğu, $(150 \leq L \leq 320$ mm$)$
- Destek yatay uzunluğu, $(15 \leq c \leq 60$ mm$)$
- Destek düşey uzunluğu, $(15 \leq d \leq 60$ mm$)$
- Düşey plaka kalınlığı, $(1 \leq t_1 \leq 5$ mm$)$
- Yatay plaka kalınlığı, $(1 \leq t_2 \leq 5$ mm$)$
- Destek kalınlığı, $(1 \leq t_3 \leq 5$ mm$)$

Tablo 3.17. I. ve II. Tip T bağlantının ilk on mod için optimal boyutları (tüm boyutlar mm'dir)

I. Tip T bağlantı								II. Tip T bağlantı							
Mod no	M	L	t_1	t_2	t_3	d	c	Mod no	M	L	t_1	t_2	t_3	d	c
1	144	221	3	5	5	55	60	1	130	150	2	5	5	60	60
2	130	166	3	5	3	53	38	2	140	170	1	5	4	54	42
3	216	184	3	4	5	55	49	3	140	160	3	4	5	60	44
4	130	150	3	5	3	52	28	4	130	160	4	5	3	60	45
5	134	151	3	4	2	58	42	5	130	150	3	5	3	46	45
6	137	150	3	5	2	49	53	6	130	150	2	5	5	45	45
7	130	172	4	4	4	56	60	7	130	150	3	4	4	45	45
8	130	179	3	4	5	45	60	8	130	150	3	4	5	49	58
9	130	157	4	2	5	36	35	9	130	150	2	3	5	47	55
10	130	153	3	3	4	20	25	10	130	150	2	5	2	43	60

I. ve II. Tip alüminyum T bağlantıların ilk 10 mod için Genetik Algoritma ile elde edilen optimal boyutları Tablo 3.17'de verilmektedir. 1. mod için her iki tip bağlantının optimal düşey ve yatay plaka kalınlıkları, düşey destek uzunluğu değerleri aynı olup parametrelerin seçilen aralıklarının en büyük değerleridir. Düşey plaka uzunluğu ile destek yatay uzunluğu değerleri ise birbirlerine oldukça yakındır. Düşey destek uzunluğu ise seçilen aralığın en küçük değerini almış olup, yalnızca II. Tip T bağlantı için de yatay plaka uzunluğu seçilen aralığın en küçük değerini almıştır. Deneysel olarak bağlantıların sadece 1. eğilme modundaki sönüm değerini belirleyerek etkileşmiş bir T bağlantının serbest titreşimi kontrol edilmeye çalışılacaktır.

4. BÖLÜM

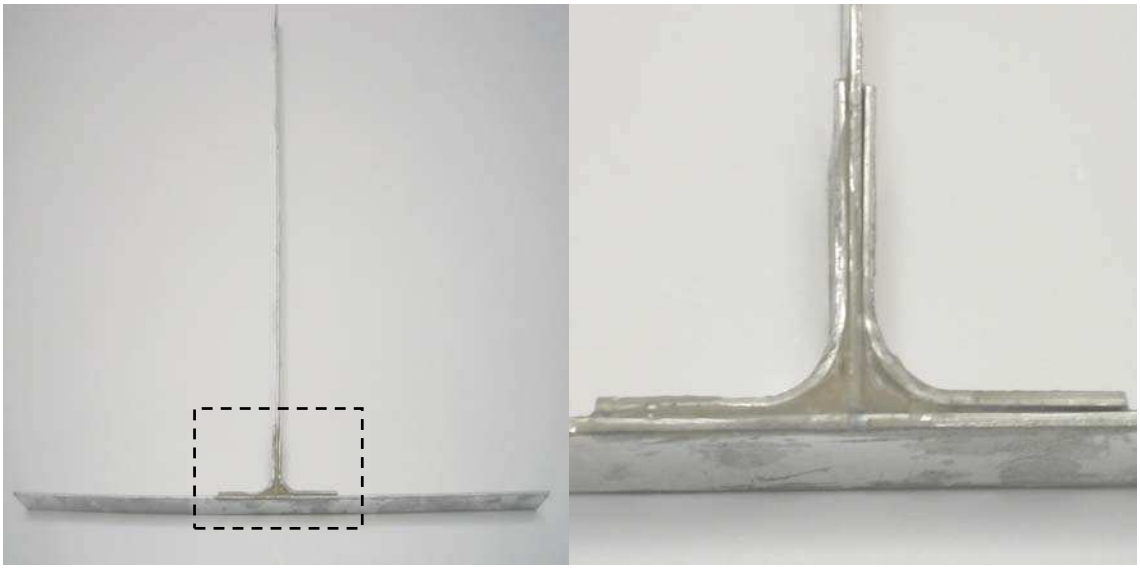
DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu bölümde titreşim kontrolü amaçlanan alüminyum iki tip T bağlantının 1. eğilme modu için sönüm katsayısı (loss) ve frekans değerleri deneysel olarak ölçülecektir. Deneysel ölçülen frekans değerleri ve sonlu elemanlar metodu ile hesaplanan frekans değerleri karşılaştırılacaktır.

4.1. Alüminyum T Bağlantıların Üretimi

Deneysel çalışmalarda, T bağlantıların üretilmesinde kullanılan 2015 epoksi yapıştırıcı ve alüminyum plakalar Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Fonu'nun FBT-06-52 kodlu araştırma projesi desteğiyle alınmıştır [28].

Bağlantıları oluşturan parçalar piyasada rahatlıkla bulunabilen AA 1050 serisi alüminyum plakalardan kesilmiştir. Plakaların kesilme işlemi giyotin makaslarla ve destek plakaların eğilme işlemi ise basit bir eğme kalıbında hassas bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Bağlantıyı oluşturan parçaları birleştirmede Ciba Özel Kimyevi Maddeler A.Ş. tarafından üretilen AV 5308/HV 5309-1 ticari kodlu çift bileşenli Araldite 2015 epoksi yapıştırıcı kullanılmıştır. T bağlantının oluşturulması için Araldite epoksi yapıştırıcı sertleştiricisiyle karıştırılıp kesilmiş ve eğilmiş plakaların önceden temizlenmiş yapışacak yüzeylerine spatula ile sürülür. Bağlantıyı oluşturan parçalar birleştirilir ve yapıştırıcının sertleşmesi için aparatlarla sıkıştırılır. Yapıştırıcının sertleşmesi için yaklaşık bir saat beklenir. Daha sonra parçaların birleştiği yüzeylerden çıkan fazla epoksi temizlenir. Oluşturulan bağlantı iyileşmeye (curing) bırakılır. Araldite yapıştırıcının tam olarak iyileşmesi oda sıcaklığında 48 saat olarak tavsiye edilmektedir.



(a)



(b)

Şekil 4.1. Alüminyumdan imal edilmiş a) I. Tip ve b) II. Tip T bağlantılar

4.2. Deney Tesisatı

Deney numunelerinin sönüm katsayısı değerlerinin tespiti için Makine Mühendisliği Mekanik Ana Bilim dalı öğretim elemanlarının, TÜBİTAK 107M213 nolu hızlı destek projesinden sağlanan maddi destek ile oluşturduğu deney tesisatı kullanılmıştır [29]. Deney tesisatının şeması ve resmi Şekil 4.2 ve 4.3'de gösterilmektedir. Deney tesisatının oluşturan elemanlar şu şekilde izah edilebilir. (6) nolu *Güç kaynağı* (NT-TG-230/B15): yer değiştirme sensörü ve güçlendiriciye enerji sağlar. Çıkış değeri ±15 V' tur. (5) nolu *Eddy current uzaklık ölçüm sensörü* (KD2300-12CU yer değiştirme sensörü): çalışma aralığı 5-50 mm. 0-5 V' tur. Sensör saniyede 50000 veri (50 kHz) algılayabilmektedir. Deney numunesinin titreşimi sırasında oluşan yer değiştirmeyi algılar. Elde edilen bu veriler güçlendiriciye aktarılır. (7) nolu *Güçlendirici* : sensörden gelen analog bilgiyi sayısal bilgiye çevirip veri toplayıcısına aktarır. (8) nolu *Veri toplayıcı* (Picoscope 3224): saniyede 20 milyon veri toplamaktadır. Güçlendiriciden gelen bilgiyi toplar ve bilgisayar ortamına aktarmaya hazır hale getirir. Bilgisayara gelen verilerin analizi ise mevcut yazılım yardımı ile veya Matlab [30] yazılımıyla yapılmaktadır.

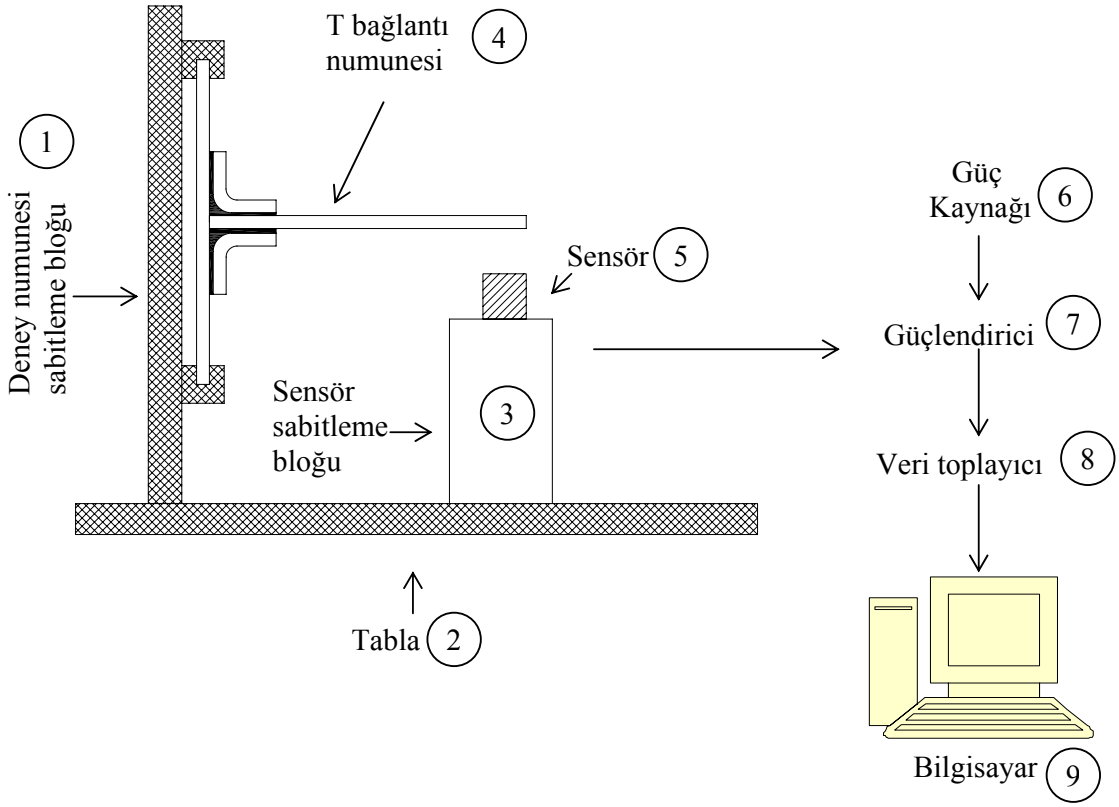
4.3. Deney

Tablo 4.1. Sönüm değeri tespit edilen I. ve II. Tip T bağlantıların boyutları (mm)

Bağlantı	M	L	t_1	t_2	t_3	d	c
I. Tip	300	250	1.5	1.5	1.5	30	30
II. Tip	300	250	1.5	1.5	1.5	30	30

Tablo 4.1 titreşim sönüm değerlerinin ölçüleceği T bağlantıların boyutlarını göstermektedir. Her bir bağlantı tipi için üçer numune üretilmiş ve test edilmiştir.

Sönüm katsayısı ölçülecek T bağlantı numunesi sabitleme bloğuna yatay plakanın her iki ucundan ankastre olarak bağlanmıştır. Deney numunesinde titreşim oluşturmak için bağlantı düşey plakanın serbest ucundan 10 mm çekilerek serbest bırakılmıştır. T bağlantının serbest ucunun hemen altına yerleştirilen sensör ile bağlantının yer değiştirmesi algılanır. Alınan bu sinyaller güçlendiriciye, güçlendiriciden de veri toplayıcıya aktarılır. Veri toplayıcı analog bilgiyi dijital bilgiye çevirerek bilgisayara aktarır. Bilgisayar ise bu verileri FFT (Fast Fourier Transform) yardımı ile frekans



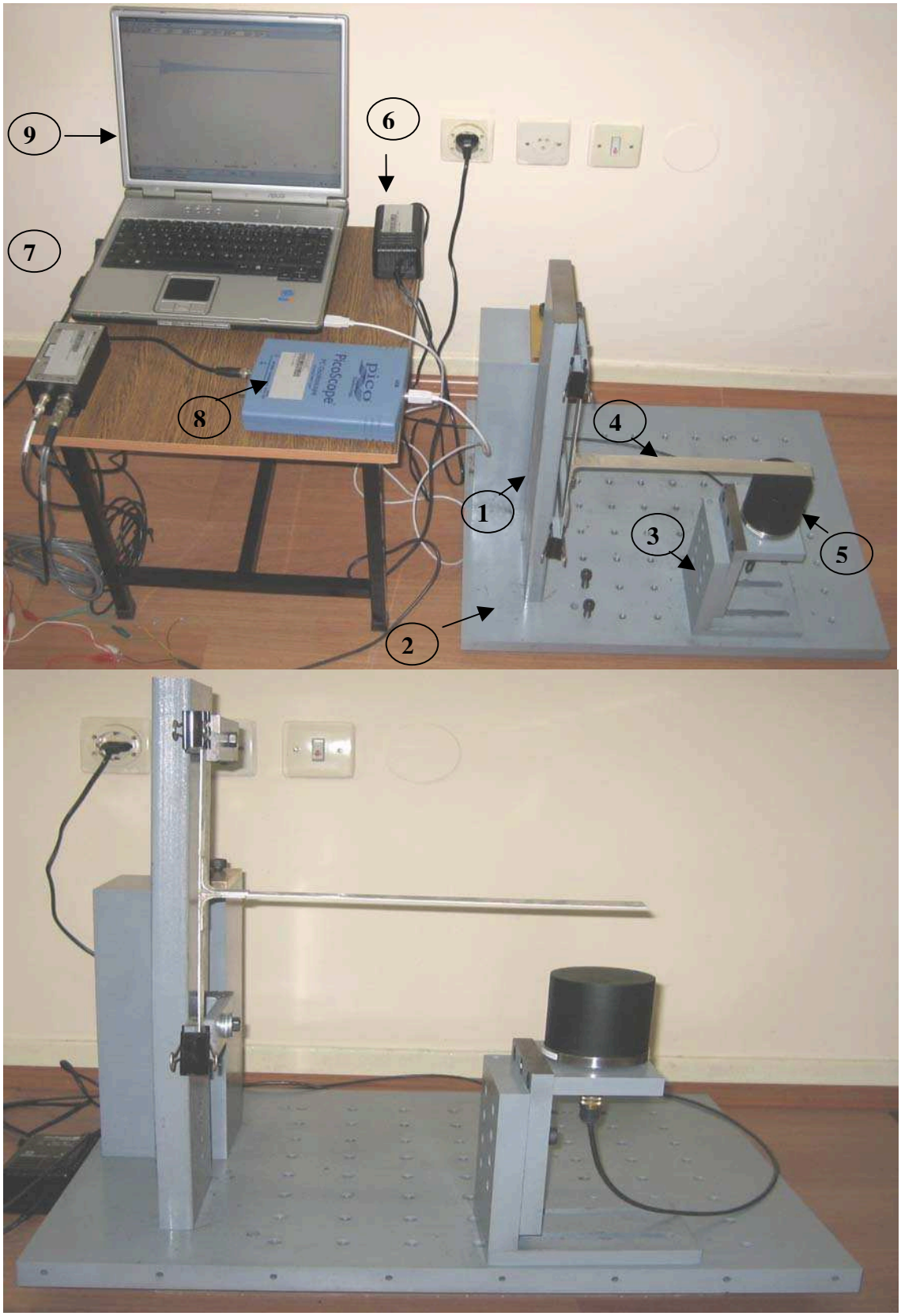
Şekil 4.2. Deney tesisatının şematik gösterimi

verilerine dönüştürür. Yarım güç bant genişliği (Half Power Bandwidth) metodu ile bu frekans değerlerinden sönüm (loss) katsayısı elde edilir [31]. Sönüm katsayısını belirlemek için sistemin titreşimi sırasında elde edilen frekans eğrisinin tepe noktası belirlenir. Frekans eğrisinin tepe noktasının katı olduğu genlik değeri frekans eğrisi iki noktada keser (Z_1 ve Z_2). Bu noktalardan frekans eksenine dikler inilir. Frekans eksenine inilen diklerin frekans ekseninde karşılık geldiği değerler bu iki noktanın frekansıdır (Şekil 4.4).

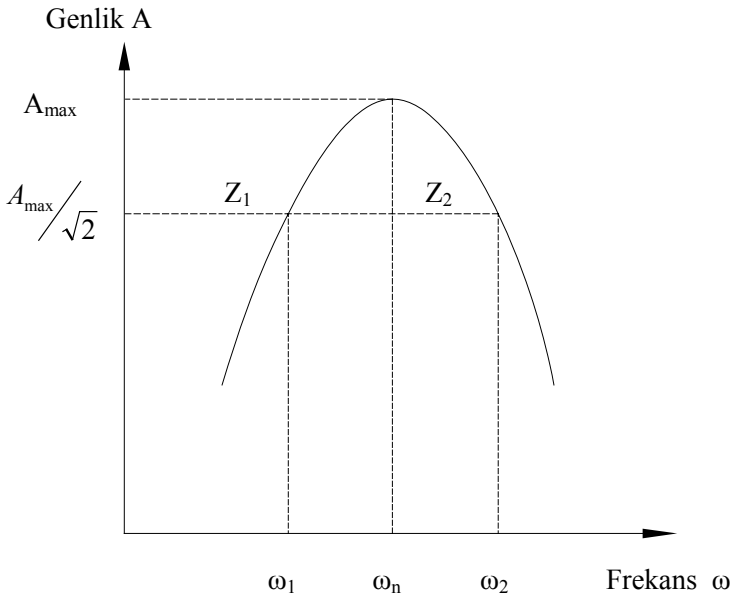
Burada ω_1=ω_n(1-ξ) ve ω_2=ω_n(1-ξ) sönüm oranına göre yarım güç bant noktalarının frekansıdır. $\Delta\omega$=ω_2-ω_1 ise yarım güç bant noktalarının frekans aralığıdır. Sönüm (loss) katsayısı

$$\eta = \frac{\Delta\omega}{\omega_n} \tag{4.1}$$

şeklinde hesaplanır. Her bir numune için beş ölçüm yapılmıştır. Yapılan bu ölçümlerde sensör zamana bağlı olarak, yer değiştirmeleri mV olarak algılamaktadır



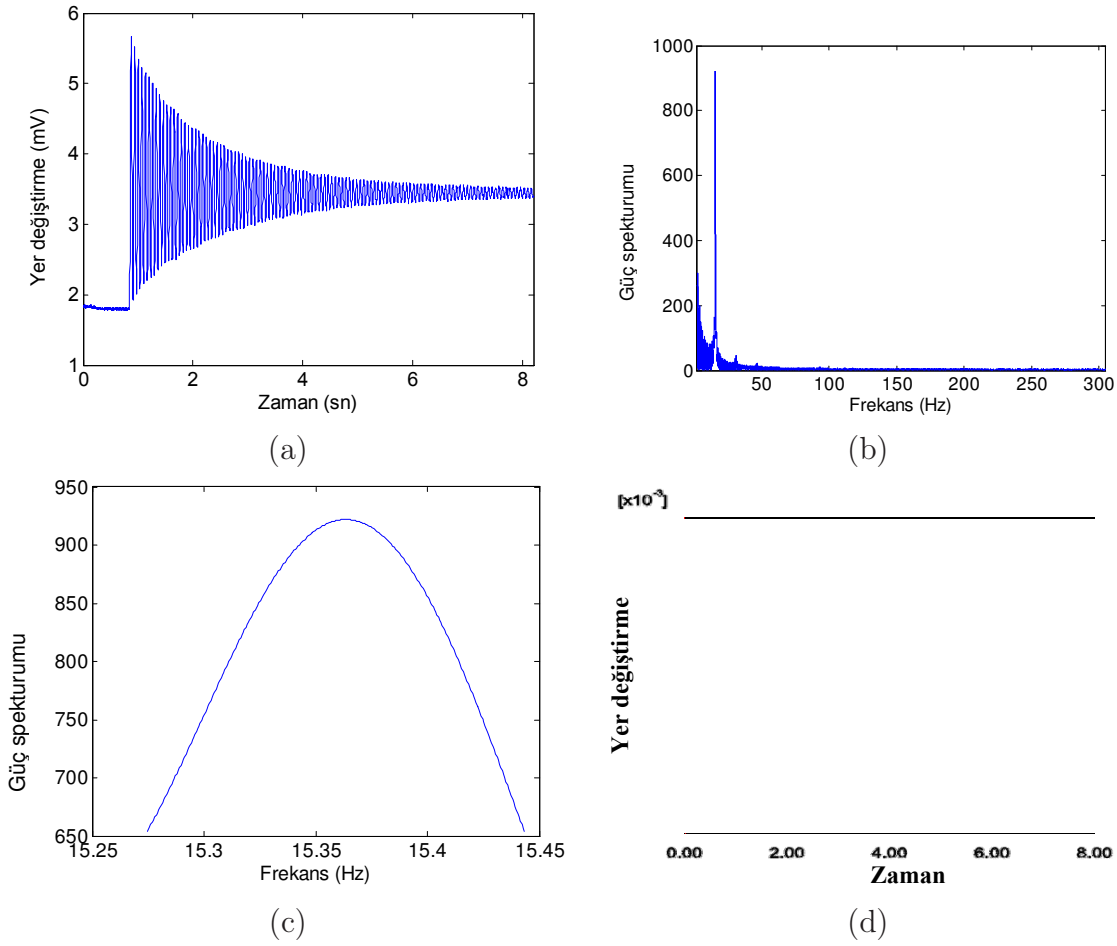
Şekil 4.3. Deney tesisatı



Şekil 4.4. Yarım güç bant genişliği metodu [31]

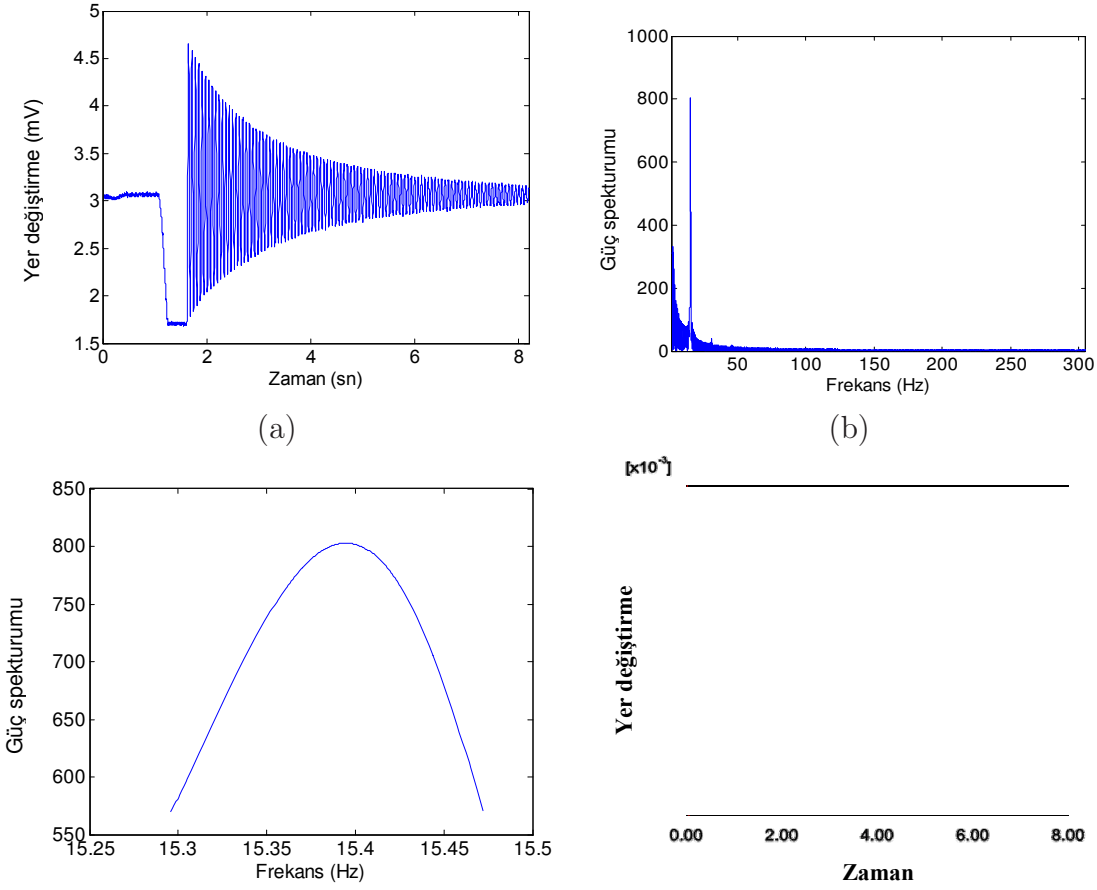
(Şekil 4.5a ve 4.6a). Bu datalar bilgisayarla aktarılarak FFT (Fast Fourier Transform) yardımı ile frekans cevabına dönüştürür (Şekil 4.5b ve 4.6b). Sıradaki işlem ise yarım güç bant genişliği metodu ile sistemin sönüm katsayısı belirlemektir. Bunun için Şekil 4.5b ve 4.6b'de görülen tepe noktasının değeri belirlenir ve bu değerin $1/\sqrt{2}$ katı alınır. Eğriyi kestiği noktalardan frekans eksenine dikler inilir. Bu iki frekans değerinin farkı alınır, bu farkın doğal frekansa bölümü ile de sönüm katsayısı belirlenir (Şekil 4.5c ve 4.6c). Hata oranı azaltmak için yapılan bu ölçümlerin ortalaması alınmıştır. Bulunan bu sönüm değeri ise ABAQUS sonlu elemanlar yazılımında kullanılarak bağlantının serbest titreşim analizi yapılır. Bu analiz sonunda ise bağlantının yer değiştirme grafiği çizilmiştir (Şekil 4.5d ve 4.6d). Burada deneysel ve teorik (SEM) yer değiştirme grafiklerinde sönüm süresinin farklı olmasının sebebi deneyde uygulanan kuvvetin büyüklüğünün ölçülemeyişidir.

Deneysel çalışma sonunda I. Tip bağlantının ve II. Tip bağlantının 1. eğilme modu için frekans değeri sırasıyla ortalama 15.454 Hz ve 15.188 Hz olarak ölçülmüştür. SEM ile ölçülen değerler ise sırasıyla 14.867 Hz ve 14.978 Hz'dir. SEM ile hesaplanan ve deneysel olarak ölçülen değerler çok yakındır. Bu nedenle SEM frekans hesabı doğrudan kullanılabilir. Tablo 4.1 her iki T bağlantı tipi için sönüm katsayılarını (0.0103 ve 0.010) göstermektedir. Aynı boyutlarda üretilen iki tip bağlantıda



Şekil 4.5. I. Tip T bağlantının a) deneysel yer değiştirme, b) deneysel frekans, c) yarım bant güç metodu ile sönüm katsayısının belirlenmesi ve d) sönüm grafiği (SEM)

yapıştırıcının kütlesinin bağlantının kütlesine oranla ihmal edilebilir olması sebebiyle sönüm katsayıaları birbirine çok yakın çıkmıştır. Deneysel olarak ölçülen ve SEM ile hesaplanan frekans değerlerinin çok yakın olması nedeniyle elde edilen sönüm değerleri bağlantıların titreşim kontrolünde doğrudan kullanılabilir.



Şekil 4.6. II. Tip T bağlantının a) deneysel yer değiştirme, b) deneysel frekans, c) yarım bant güç metodu ile sönüm katsayısının belirlenmesi ve d) sönüm grafiği (SEM)

Tablo 4.2. I. ve II. Tip T bağlantı numunelerinin 1. eğilme modu için sönüm katsayısı değerleri.

	I. Tip T Numune				II. Tip T Numune		
Ölçüm no	1	2	3	Ölçüm no	1	2	3
1	0.011	0.010	0.009	1	0.011	0.009	0.010
2	0.011	0.009	0.010	2	0.011	0.009	0.009
3	0.011	0.011	0.010	3	0.012	0.009	0.011
4	0.011	0.009	0.011	4	0.011	0.009	0.010
5	0.012	0.008	0.011	5	0.011	0.009	0.009
Ortalama	0.011	0.009	0.011	Ortalama	0.011	0.010	0.009
Seçilen	**0.0103**			Seçilen	**0.010**		

5. BÖLÜM

OPTİMAL TİTREŞİM KONTROLÜ

Bu bölümde yapıştırıcıyla birleştirilmiş alüminyum, I. ve II. Tip T bağlantıların tek aktüatör yardımıyla I. eğilme modlarının zorlanmış titreşiminin kontrolüne açık çevrimli kontrol sistemi uygulanacaktır. Kontrol kuvveti $\underset{\sim}{F_c}$' nin optimum değeri ve aktüatör konumu Genetik Algoritma ve SEM ile aranacaktır. Burada amaç aktüatör için en az enerjiyi (kontrol kuvveti) kullanarak sönüm süresini kısaltmaktır. Bağlantıların sönümlü titreşimine uygunluk gösteren kontrol kuvveti $\underset{\sim}{F_c}$ değişimini hesaplamak için bir fonksiyon önerimiş ve fonksiyonun parametrelerinin GA ve SEM ile optimal değerleri aranmıştır. Uygulanan bu optimal kontrol kuvveti ile I. ve II. Tip bağlantıların düşey yer değiştirmeler en kısa sürede sönümlenmeye çalışılacaktır. Kısacası bağlantıların deforme olmamış geometrilerine en kısa sürede dönmeleri sağlanmaya çalışılacaktır. I. ve II. Tip T bağlantıların titreşim kontrolünden önce sönümlü serbest ve zorlanmış titreşim, açık ve kapalı çevrimli kontrol sistemleri, aktif kontrol ve optimal kontrol konularına kısaca değinilecektir.

5.1. Sönümlü Serbest Titreşim ve Zorlanmış Titreşim

Herhangi bir titreşim sisteminde sürtünme kuvveti ve malzemenin bünyesinde dış enerjinin absorbe edilme kabiliyetine bağlı olarak (dissipation) enerji kaybı vardır. Dolayısıyla sistemin titreşim genliği zaman ile bir miktar düzenli bir şekilde azalır ve *sönümlü titreşim* ismini alır. Sistem belli bir süre sonra sönümlenerek sanki durağan hale gelir.

Titreşime maruz sistemler titreşimi esnasında dış yüklere maruz kalabilirler. Sisteme herhangi bir dış yük tesir etmez ise *serbest titreşim* gerçekleşir. Serbest titreşimin

frekansına bu sistemin *doğal frekansı* denir. Serbest titreşim esnasında dış etki olmadığından serbest titreşim frekansını tamamen sistemin fiziki ve mekanik özellikleri belirler. Dış kuvvetlerin etkisi altında ortaya çıkan titreşime *zorlamış titreşim* denir. Zorlanmış titreşime maruz bir sistemin hareket denklemi:

$$m\underset{\sim}{\ddot{x}} + c\underset{\sim}{\dot{x}} + k\underset{\sim}{x} = \underset{\sim}{F_c}(t) \tag{5.1}$$

şeklindedir. Burada $\underset{\sim}{F_c}(t)$ dış kuvvettir. Dış kuvveti aktüatör kuvveti veya kontrol kuvveti olarak değerlendireceğiz.

5.2. Kontrol Sistemi

Günümüzde, mekatronik sistemlerin yaşantımıza yoğun bir şekilde girmesiyle birlikte, kontrol sistemleri her alanda kullanılmaya başlanmıştır. *'Merdiven ışıklarının yakıldıktan belli bir süre sonra kendi kendine sönmesini sağlayan merdiven otomatiğinden otomatik çamaşır makinelerine, üretimde kullanılan Bilgisayar Kontrollü Tezgahlardan (CNC), uzay taşıtlarına, kontrol sistemleri gittikçe yaygınlaşan geniş bir alanı içine almaktadır. Evrende bir çok doğal kontrol sistemi vardır. Bir çoğuna insan vücudunun fizyolojik kontrol sisteminde de rastlamak mümkündür. Kandaki şeker konsantrasyonunun belli bir değerde tutulması, katı ve ağır cisimler ile yumuşak, hafif ve narin cisimlerin kavranması işleminde kuvvetlerin ayarlanması, vücut sıcaklığının yaklaşık sabit bir değerde muhafaza edilmesi bu fizyolojik kontrollerden bazılarıdır.'* [32].

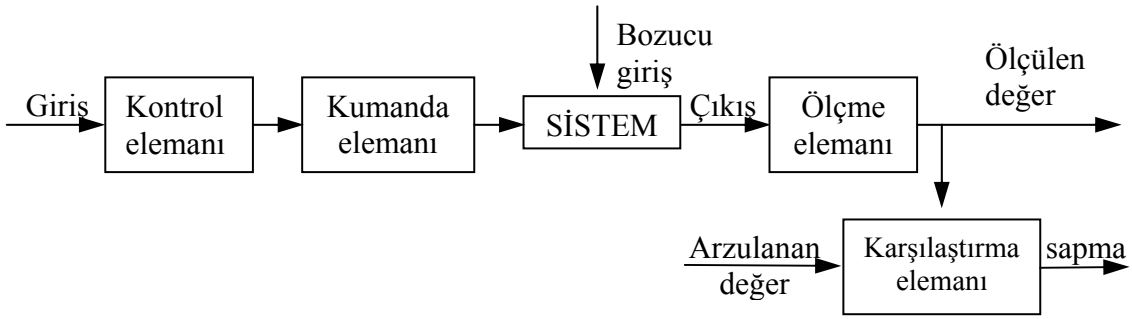
Bir sistemin işlevlerini amaçlanan değerlere yöneltmek veya önceden belirlenmiş bir koşula uyumunu sağlamak üzere gerçekleştirilen işlemlere *kontrol* adı verilir. Bir sistemin bizzat kendisinin ya da diğer bir sistemin davranışını bozucu değişkenlerin etkisine rağmen kumanda etmek, yönlendirmek veya ayarlamak üzere gerekli kontrol işlemlerini gerçekleştirmek için kurulan *sisteme kontrol sistemi* denir.

Bir kontrol sisteminin başlıca unsurları (i) amaçlar (girişler), (ii) kontrol sistemi ve (iii) sonuçlar (çıkışlar) dır. Şekil 5.1'deki gibi ifade edilirler.

Şekil 5.1'deki sonuçların ne kadar başarılı olduğunu *açık çevrim kontrol sistemleri*



Şekil 5.1. Bir kontrol sisteminin temel unsurları [33]



Şekil 5.2. Açık çevrimli otomatik kontrol devresi genel yapısı [34]

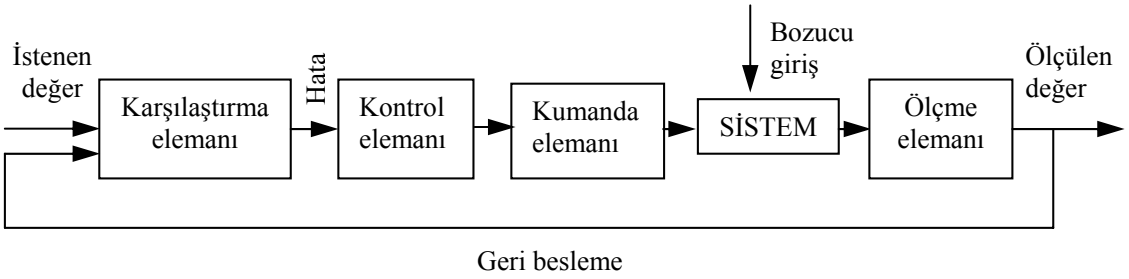
ve kapalı çevrim kontrol sistemleri yardımıyla takip edebiliriz.

5.2.1. Açık Çevrimli Kontrol Sistemi

Eğer kontrol işlemi sisteminin çıkışından doğrudan etkilenmiyorsa bu kontrol türüne *açık çevrimli kontrol* denir. Açık çevrimli kontrol sistemleri zamanlama veya sıralama esasına göre çalışır. Örneğin, trafik ışıklarının kontrolünde sistem girişi zaman esasına dayanan bir program şeklinde verilir ve ışıkların yanıp sönmesi belli bir zaman süresi kadardır. Otomatik çamaşır makinelerindeki kontrol ise sıralama esasına göre çalışır ve sistem program sırasını izler.

5.2.2. Kapalı Çevrimli Kontrol Sistemi

Kontrol sisteminin, çıkıştaki değişimlerden etkilendiği ve bu değişmelere göre belirlenen kontrol türüne *kapalı çevrimli kontrol* denir. Sistemin, çıkışı ölçülerek karşılaştırma elemanına geri beslenir ve orada arzu edilen referans değerle karşılaştırılır. Ortaya çıkan hata kontrol elemanında değerlendirilmesine ona göre sinyal üretilir ve düzeltme birimi yani kumanda elemanı bu sinyale göre sisteme müdahale ederek çıkışı düzeltir.



Şekil 5.3. Kapalı çevrimli otomatik kontrol devresi genel yapısı [34]

5.3. Aktif Kontrol

Karmaşık mekanik sistemler modellenebilir ve değişik sayısal yöntemler kullanılarak farklı analizleri gerçekleştirilebilir. Eğer başlangıç şartları $x(0) = x_0$ ve $\dot{x}(0) = \dot{x_0}$ biliniyor ise, serbest titreşim problemi bir başlangıç değer problemi halini alır. Aktif kontrolde ise problemin başlangıç ve bitiş şartları bilinebilir ve aktüatör tarafından uygulanacak kontrol kuvvetleri hesaplanabilir. Kontrol teorisinde, sistemin durumu, durum değişkenleri cinsinden birinci mertebe diferansiyel denklem formunda yazılabilir [36]. Bahsedilen durum değişkenleri (sırasıyla konum ve hız) $z_i = x_i$ ve $z_{n+i} = \dot{x_i}$ (i=1,2,3...n) cinsinden yazılabilir ve düğümlerde kontrol kuvvet vektörü $\underset{\sim}{F_c}(t)$ etkisi altındaki yapılar için

$$\dot{\underset{\sim}{z}} = [A]\,\underset{\sim}{z} + [B]\,\underset{\sim}{F_c}(t) \tag{5.2}$$

şeklini alır. Burada

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}_{2n\times 2n} \tag{5.3}$$

$$[B] = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1} \end{bmatrix}_{2n\times 2n} \tag{5.4}$$

ve $\underset{\sim}{z}$ durum değişkenleri vektörü, n ise sonlu eleman modelinin serbestlik derecesini göstermektedir. Görüldüğü üzere,

$$m\,\ddot{\underset{\sim}{x}} + c\,\dot{\underset{\sim}{x}} + k\,\underset{\sim}{x} = \underset{\sim}{F_c}(t) \tag{5.5}$$

ikinci mertebeden diferansiyel denklem ile ifade edilen ve n serbestlik dereceli

dinamik sistem, $2n$ durum değişkenli birinci mertebeden diferansiyel denkleme dönüştürülebilmektedir.

Aktif kontrolde $\underset{\sim}{x}(0) = \underset{\sim}{x}_0$ ve $\dot{\underset{\sim}{x}}(0) = \dot{\underset{\sim}{x}}_0$ (başlangıç şartlarına) ilaveten, bitiş şartları

$$\underset{\sim}{x}(t_f) = \underset{\sim}{x}_f \; ve \; \dot{\underset{\sim}{x}}(t_f) = \dot{\underset{\sim}{x}}_f \tag{5.6}$$

şeklinde yazılmalıdır. Başlangıç ve bitiş şartları durum değişkenleri cinsinden

$$\underset{\sim}{z}(0) = \underset{\sim}{z}_0 \; ve \; \underset{\sim}{z}(t_f) = \underset{\sim}{z}_f \tag{5.7}$$

şeklinde yazılabilir. Burada $\underset{\sim}{z}_0$ ve $\underset{\sim}{z}_f$ hareketin başlangıç ve bitişinde sistemin durumunu (konum ve hız) göstermektedir. Aktif kontrolde, aktüatörlerin uyguladığı kontrol kuvvetleri bir sistemden diğer sisteme taşınabilmektedir. Çünkü her iki sisteminde değişkenler açısından başlangıç ve bitiş şartları bilinmektedir. Özellikle titreşim göz önüne alındığında, sistemin düzeninin bozulması $\underset{\sim}{z}_0$, sistemin titreşimsiz hale tekrar gelmesi $\underset{\sim}{z}_f$ olarak alınabilir. Aktüatörün tatbik konumu öncelikli olarak bilinmemektedir, fakat en uygun konum bulunabilir.

$\underset{\sim}{z}_0$ ile $\underset{\sim}{z}_f$ arasındaki sürede aktüatör kuvvetinin tespiti kontrol sistemi kullanılarak yapılır. Bunun için *açık çevrimli kontrol sistemi* veya *kapalı çevrimli kontrol sistemi* kullanılabilir. Kapalı çevrimli kontrol sistemler giriş ve çıkışları tekrarlı olarak karşılaştırıp hatayı azaltmaya çalıştığından optimal aktüatör kuvvetinin tespiti için güçlü bir bilgisayar ve uzun hesaplama süresi gerekmektedir. Bu nedenle optimal aktüatör kuvveti değişiminin tespitinde açık çevrimli kontrol sistemi kullanılmıştır.

5.4. Optimal Kontrol

Optimal kontrolde temel amaç sistemin en iyi yada en uygun hareketinin bulunmasıdır. Optimal kontrol, kontrol yönteminin matematiksel modeline ihtiyaç duyar. Matematiksel model fiziksel sınırlamalar ve performans ölçütlerinden oluşmalıdır. Daha öncede bahsedildiği üzere, kontrol genellikle sistemin durumu ile ilgilenmektedir. Dolayısıyla dinamik sistemin durum değişkenleri cinsinden matematiksel modeli; $\dot{\underset{\sim}{z}} = [A]\,\underset{\sim}{z} + [B]\,\underset{\sim}{F_c}(t)$ ve $\underset{\sim}{z}(t_f) = \underset{\sim}{z}_0$ ve $\underset{\sim}{z}(t_f) = \underset{\sim}{z}_f$ ilgili sınır

şartları şeklindedir. Performans ölçütü ise;

$$J = \int_{t_0}^{t_f} g(\underset{\sim}{z}(t), \underset{\sim}{F_c}(t))dt \rightarrow \min veya \max \tag{5.8}$$

olarak yazılabilir. Burada $g(\underset{\sim}{z}(t),\underset{\sim}{F_c}(t))$, durumun ve kontrolün fonksiyonudur. Performans ölçütü minimize veya maksimize edilirken, $\underset{\sim}{z}(t)$ yörüngesinde $\underset{\sim}{F_c}(t)$'nin aranılması işlemini tarifler. Aslında bu şartları sağlayan bir tane $\underset{\sim}{F_c}(t)$ ve $\underset{\sim}{z}(t)$ yörüngesinde $\underset{\sim}{F_c}(t)$ ikilisi mevcut olmalıdır. Bu optimal çözümdür. Bu denkleme bazı fiziksel sabitler eklenebilir. Örneğin,

- Eğer $g = g_1(\underset{\sim}{z}) = \underset{\sim}{z}^T[K]z$ ve burada, $[K]$ sistemin rijitliği ise, g hareket süresince şekil değiştirme enerjisini temsil etmektedir.
- Eger $g = g_2(\underset{\sim}{F_c}(t)) = \underset{\sim}{F_c}^T[R]\,\underset{\sim}{F_c}$ ve burada, $[R]$ ağırlık matrisi ise, g hareket süresince minimize edilecek kontrol kuvvetinin şiddetini temsil etmektedir.

Birçok mekanik sistemin performans ölçütü aşağıdaki gibi serbestlik derecesinin ve kontrolün quadratik formunda yazılabilir.

$$J = \frac{1}{2}\int_{t_0}^{t_f} [x^T Q_d x + x^T\, Q_v\, \dot{x} + F_c^T R F_c + \Gamma]dt \rightarrow \min \tag{5.9}$$

Burada pozitif tanımlı ağırlık matrisleri $[Q_d], [Q_v]$ ve [R] sırasıyla yer değiştirme, hız ve kontrol kuvvetinin derecesinin kontrol eden matrislerdir. Γ ise pozitiftir ve toplam hareket zamanını göstermektedir. $[Q_d] \rightarrow [K], [Qv] \rightarrow [M]$ ve $[R] \rightarrow [K]^{-1}$ şeklinde bir dönüşüm sırasıyla sistemin şekil değiştirme, kinetik ve kontrol enerjilerini temsil eder.

5.5. GA İle Optimal Kontrol Kuvveti $\underset{\sim}{F_c}(t)$'nin Bulunması

Performans ölçütü fonksiyonunu (Denklem 5.8) minimize eden bir $\underset{\sim}{F_c}(t)$ kontrol kuvveti mevcut olmalıdır. Bu kontrol kuvveti ile sistemin şekil değiştirme enerjisi, kinetik enerjisi, yer değiştirmesi ve kontrol kuvveti için aktüatörlerin harcayacağı enerji $[t_0, t_f\ ]$ zaman aralığında toplamda minimize edilecektir. Burada t_0 sistemin

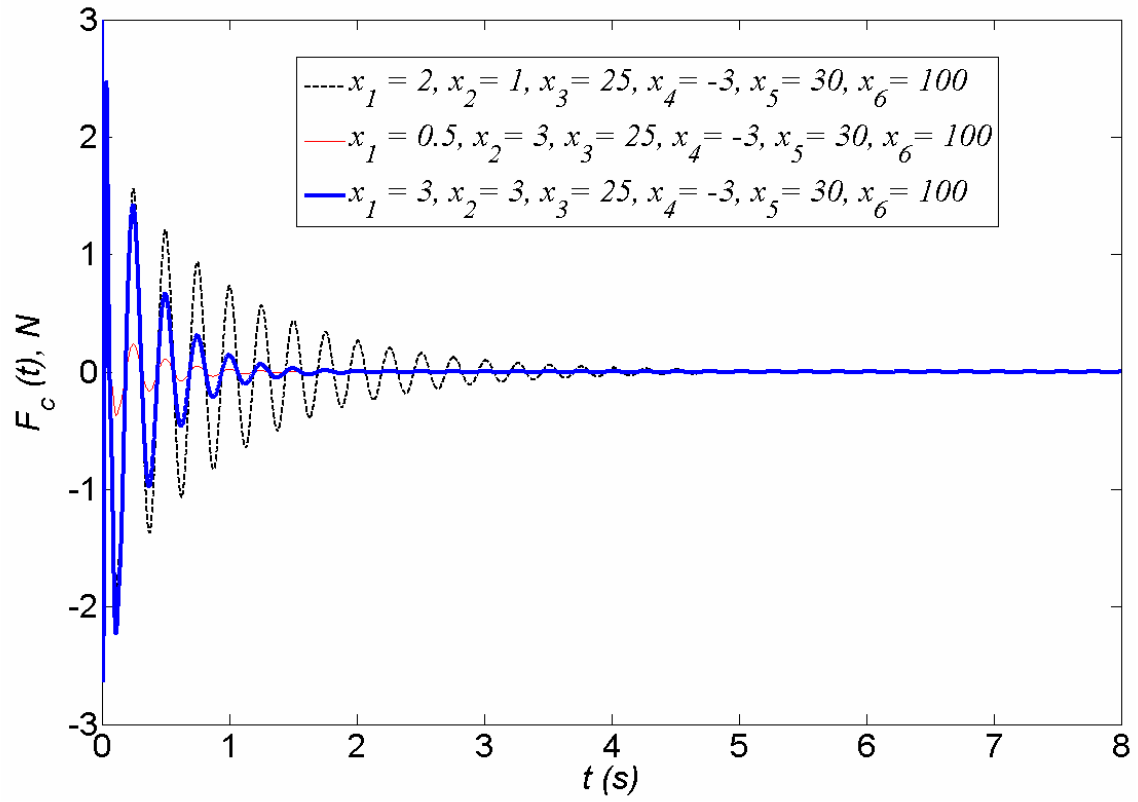
durgun halinin bozulduğu başlangıç zamanını, t_f ise sistemin titreşiminin sona ererek durgun hale geçtiği zamanı ifade etmektedir. Bu hesaplamanın yapılmasında SEM ve GA birlikte kullanılmıştır.

Performans ölçütü J'nin hesaplandığı denklemde t_0 ile t_f zaman aralığı 1000 eşit adıma bölünmüştür. ABAQUS FEA yardımıyla her bir zaman aralığının sonunda sistemin şekil değiştirme enerjisi, kinetik enerjisi, yer değiştirmesi ve kontrol kuvvetinin bağlantıda yaptığı iş hesaplanmıştır. Burada t_0 ile t_f arasında değişen en uygun $\underset{\sim}{F_c}(t)$ kuvveti aranır. Kuvvet vektörü optimize edilecek 1000 adet kontrol kuvveti adımının bulunması anlamına gelir. Bu analiz için ise oldukça uzun zamana ihtiyaç vardır. Bu sürenin kısaltılması için $\underset{\sim}{F_c}(t)$ kontrol kuvveti, $[t_0, t_f]$ zaman aralığında;

$$F_c\left(t\right) = x_1 e^{(-x_2 t)} \cos\left(x_3 t\right) \left(1 + x_4 e^{(-x_5 t)} \sin\left(x_6 t\right)\right) \tag{5.10}$$

şeklinde bir fonksiyon ile ifade edilmiştir. Bu fonksiyon $(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6)$ gibi altı parametre ile karakterize edilmiştir. Her bir zaman aralığı için bir parametre kullanmak yerine, bu fonksiyon ile tüm zaman aralıklarında altı parametre kullanılarak kontrol kuvvetinin optimizasyonunda büyük hesaplama tasarrufu sağlanmıştır. Bu yolla en iyi sonuç değil de, en iyiye yakın sonuca ulaşılmıştır.

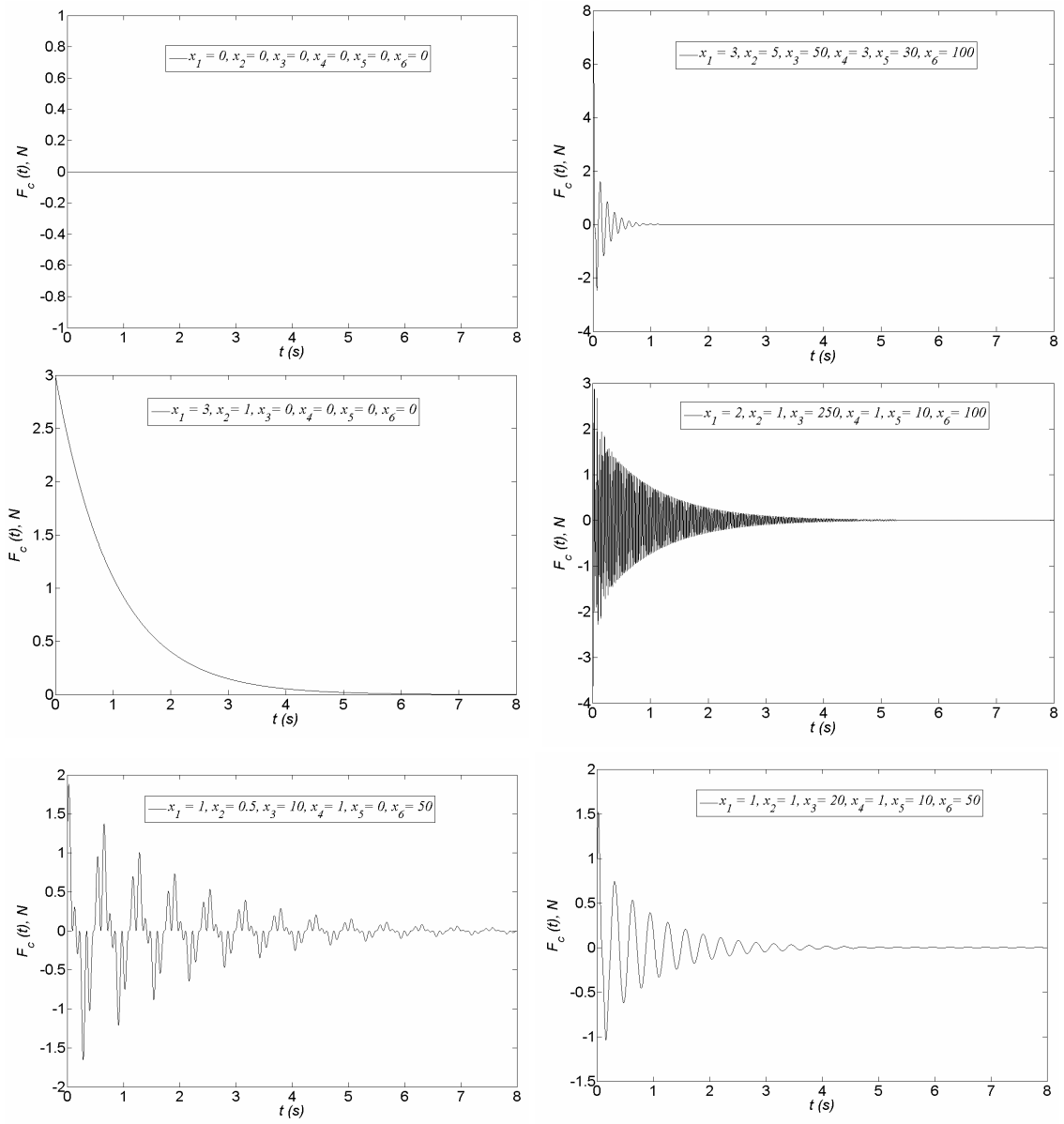
$\underset{\sim}{F_c}(t)$ kontrol kuvveti (N)'dur, t ise zaman (s)'dir. $\bar{x} = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6)$ değerleri ise denklemin GA ile optimize edilen parametre setidir. x_1, x_2, x_3 bu fonksiyonun temel üç parametresi olup kontrol kuvvetinin zamana bağlı karakteristiğini etkilemektedir. Diğer üç parametre ise genel karakteristiği bozmadan birim zamanda kuvvetindeki iniş-çıkışları etkilemektedir. Şöyle ki, bu parametrelerin kontrol kuvveti üzerindeki etkisi Şekil 5.4 ve 5.5'de gösterilmiştir. Burada kuvvetin genliği (x_1), sönümleme hızı (x_2), kuvvetin periyodu (x_3), ana kuvvet eğrisi üzerinde küçük düzeltmeler (x_4), sönümleme hızı (x_5), periyodu (x_6) ile kontrol edilir. Optimizasyonda seçilen Genetik Algoritma parametreleri: nesil sayısı=600, popülasyon sayısı=400, çaprazlama oranı=0.85, çaprazlama tipi rastgele (çift noktada/tek noktadan), mutasyon oranı=0.015 ve seçim metodu olarak da rulet çemberi şeklindedir.



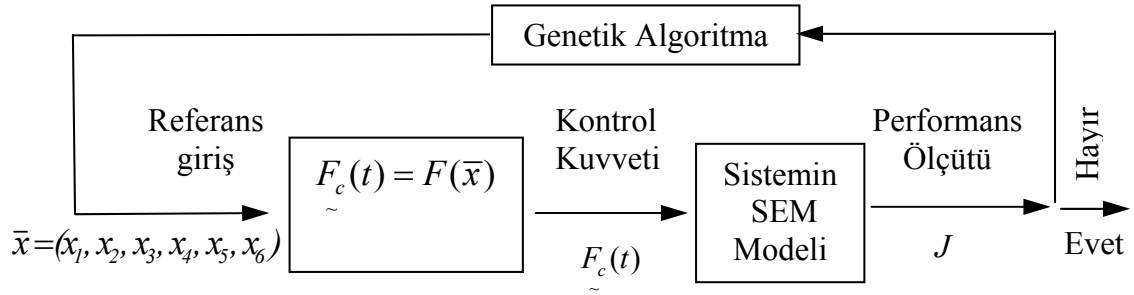
Şekil 5.4. Kontrol kuvveti üzerinde x_1, x_2 ve x_3 parametrelerinin etkisi

Şekil 5.6 her iki T tipi bağlantıların kontrolünde kullanılan açık çevrimli kontrol sistemini göstermektedir. Giriş verileri: $(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6)$, kontrol elemanı: kontrol kuvveti fonksiyonu, sürücü işareti; kontrol kuvveti, kontrol edilen sistem; sistemin SEM modeli, kontrol edilen değişken: performans ölçütüdür. Bu çevrim şu şekilde çalışmaktadır. Giriş verileri kontrol fonksiyonuna gönderilmektedir. Fonksiyondan elde edilen kontrol kuvveti değeri de T tip bindirme bağlantısının analizinin yapıldığı ABAQUS FEA programına gönderilmektedir. Analiz sonuçlarından performans ölçütü hesaplanmaktadır. Performans ölçütü yer değiştirme, şekil değiştirme enerjisi, kinetik enerji ve aktüatörün yaptığı işin toplamıdır. Bu ölçütün değerleri GA tarafından değerlendirilip yeni bir $\bar{x}$ seti oluşturularak süreç tekrarlanmaktadır.

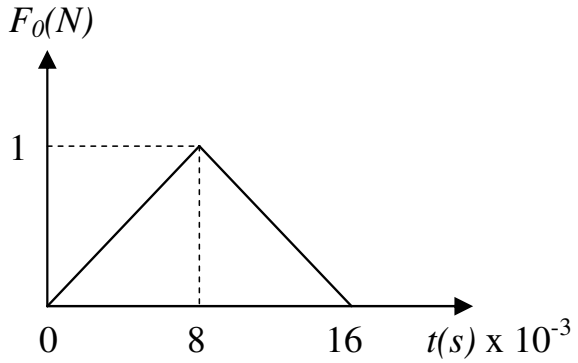
T bağlantıların sönüm katsayısı sönümlenme süresini doğrudan etkiler. Bu nedenle T bağlantıların sönüm katsayıları deneysel olarak tespit edilmiştir. Bu amaçla modal analizden elde edilen optimal bağlantı boyutlarında imal edilen alüminyum T bağlantıların (Bölüm 4) deki yöntem ile sönüm katsayıları tespit edilmiştir. I. Tip



Şekil 5.5. Kontrol kuvveti üzerinde $\bar{x}$ parametre setinin tesiri



Şekil 5.6. T tipi yapıştırıcı bağlantılarının kontrolü için kullanılan açık çevrimli kontrol sistemi



Şekil 5.7. Sistemi tetikleyen ilk dış kuvvet (F_0) grafiği

T bağlantı için sönüm katsayısı 0.0103, II. Tip bağlantı için sönüm katsayısı 0.010 olarak belirlenmiştir. Sönüm katsayılarının bu değerleri için her iki tip bağlantı 8 s' de sönümlenmektedir. Sistemin titreşim analizi ABAQUS yazılımı yardımıyla 8 s'lik zaman aralığı 1000 eşit adıma bölünerek gerçekleştirilmiştir. T tipi bağlantıları titreşime zorlamak için Şekil 5.7'de zamana bağlı değişimi verilen bir dış kuvvet 16 μs'de uygulanmıştır. Takiben denklem 5.10'da tariflenen kontrol kuvveti $\underset{\sim}{F_c}(t)$ uygulanmıştır.

Optimal kontrol kuvvetinin parametre $(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6)$ değerleri I. ve II Tip T bağlantılar için GA yardımıyla belirlenmiştir. GA ile yapılan her bir iterasyon için bir parametre seti üretilmiştir. Bu parametre setleri ile oluşturulan kontrol kuvveti ise ABAQUS sonlu elemanlar yazılımında, sistemin zorlanmış titreşim analizinde kullanılmıştır. Her bir zaman aralığı sonunda yer değiştirme, şekil değiştirme enerjisi, kinetik enerji ve aktüatör işi hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerlerin toplamı GA'ya geri besleme olarak gönderilmiştir. Bu işlem optimum parametre seti bulunana kadar devam etmiştir. Optimizasyonun yapıldığı bilgisayar Intel Xenon 4 GB Ram, 320 GB HD donanıma sahiptir. Bu optimizasyon I. Tip T bağlantı için 53600, II. Tip T bağlantı için 42800 iterasyonda gerçekleştirilmiştir. İterasyonlar her bir bağlantı için yaklaşık 72 saat sürmüştür.

5.6. I. Tip T Bağlantıda Aktüatörün Optimal Konumu ve Davranışı

I. Tip T bağlantının düşey plakasının üzerinde aktüatörün uygulanacağı noktalar tespit edilmiştir. Düşey plakanın yapıştırma bölgesi dışında kalan kısmı boyuna 19,

Tablo 5.1. I. Tip T bağlantı için optimal aktüatör konumu ve kuvveti aranırken elde edilen değerler

Çözümler	1	2	3	4
x_1	-1.2	**-1.48**	-2.55	-2.05
x_2	17.58	**29.86**	28.95	27
x_3	1841	**1272**	490	1348
x_4	2.98	**2.53**	-0.29	1.15
x_5	16.01	**26.06**	21.53	20.94
x_6	75	**1663**	430	1038
Aktüatör konumu (y,z) (mm)	(222.14,8.57)	**(262.67,17.14)**	(235.65,17.14)	(208.63,17.14)
Şekil değiştirme enerjisi (J)	0.00082	**0.00046**	0.00068	0.00137
Kinetik enerji (J)	0.00358	**0.00246**	0.00169	0.00185
Aktüatör işi (J)	0.00685	**0.00559**	0.00379	0.00315
Yer değiştirme (mm)	0.01349	**0.00830**	0.01168	0.01798
Performans Ölçütü	0.02474	**0.01682**	0.01784	0.02434

Tablo 5.2. II. Tip T bağlantı için optimal aktüatör konumu ve kuvveti aranırken elde edilen değerler

Çözümler	1	2	3	4
x_1	-1.18	2	**-1.2**	-0.52
x_2	19.5	17	**13.1**	4.8
x_3	1843	1272	**490**	1348
x_4	2.19	-0.93	**1.89**	2.6
x_5	4.72	12.7	**20.4**	14.3
x_6	111	206	**183**	1024
Aktüatör konumu (y,z) (mm)	(193.7,16.67)	(220.7, 3.33)	**(207.2, 10)**	(180.2,13.33)
Şekil değiştirme enerjisi (J)	0.00090	0.00139	**0.00071**	0.00118
Kinetik enerji (J)	0.00279	0.00293	**0.00197**	0.00230
Aktüatör işi (J)	0.00397	0.00386	**0.00340**	0.00252
Yer değiştirme (mm)	0.01756	0.01894	**0.01421**	0.02221
Performans Ölçütü	0.02521	0.02712	**0.02030**	0.02820

genişliğine ise 7 eşit parçaya bölünmüştür. Düğüm noktalarının bulunduğu yüzey; düşey plakanın yatay plakaya yapıştırıldığı alt uçtan 56.82 mm'lik bir mesafede başlayan ve düşey plakanın serbest ucuna kadar olan bölgedir. Bu bölge toplam 114 nokta içerir. Aktüatörün optimal konumu bu noktalar arasında aranır (Şekil 5.8). Bu noktalar random (rastgele) göz önüne alınır. Bağlantının zorlanmış titreşim analizleri ve titreşim kontrolü 1. eğilme modu için gerçekleştirilmiştir. Amaç bağlantının ilk 1. modunda kontrol edilebilmesidir.

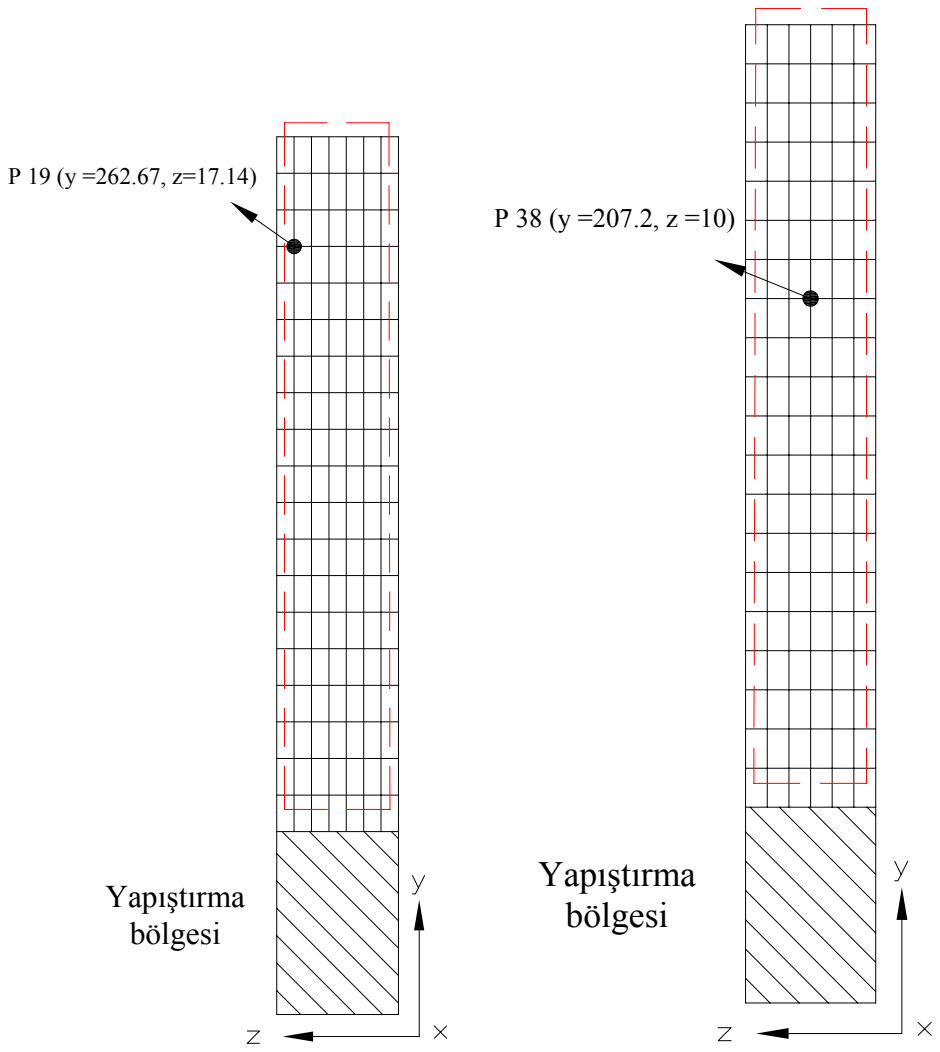
I. Tip T bağlantıda optimal aktüatör konumu ve kuvveti aranırken dört farklı çözüm yapılmıştır. Optimizasyon sonucunda hesaplanan değerler Tablo 5.1'de gösterilmiştir. Optimal aktüatör konumu ve kuvveti için en iyi sonuçlar ikinci çözümde elde edilmiştir. Bu çözüm için en uygun aktüatör konumu 19. noktaya

tekabül eder (Şekil 5.8a). Bu noktanın koordinatları (x=126.5, y=262.67, z=17.14 mm)'dir. Tablo 5.1'deki sonuçlar incelendiğinde son üç çözüm için aktüatörün konumu z ekseninde aynı konumdadır, yalnızca y eksenindeki konumu değişmektedir. Optimum nokta için kontrol kuvveti ve zorlanmış titreşimin zamana karşı yer değiştirmesi Şekil 5.9'da gösterilmiştir. Bu noktada performans ölçütü değerimiz en küçük değere sahiptir (0.01682). Kontrol kuvveti 0.23 s boyunca etki etmiştir. Bu kısa sürede yer değiştirmeler oldukça düşürülmüştür. Sönümsüz serbest titreşimde en büyük yer değiştirme değeri 6.46 mm iken, zorlanmış kontrollü titreşimde ise 1.92'dir. (6.46-1.92) / 6.46=% 70 oranında yer değiştirme düşürülmüştür. Yer değiştirme grafiğinde zorlanmış kontrollü titreşim, serbest titreşime göre oldukça kısa zamanda sönümlenmektedir. Serbest titreşim 8 s de sönümlenirken, zorlanmış kontrollü titreşim 0.24 s sönümlenmiştir. Bu durumda t_f zamanı bakımından % 96.9'luk bir kazanç sağlanmıştır.

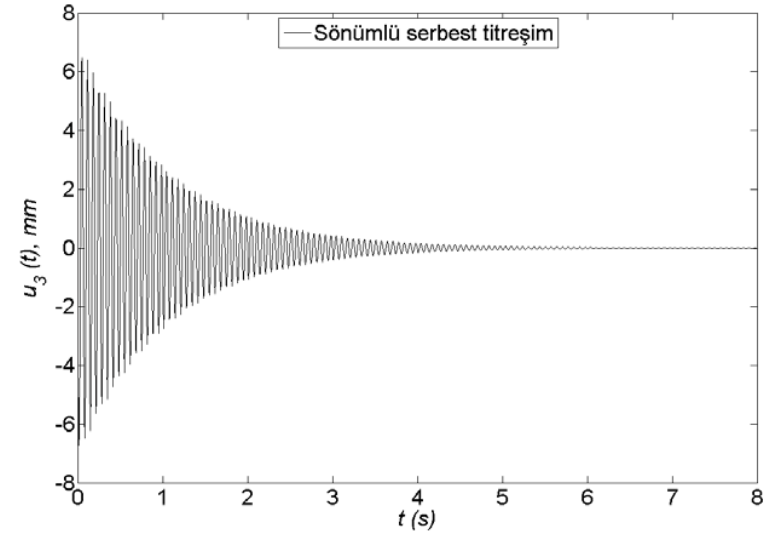
5.7. II. Tip T Bağlantıda Aktüatörün Optimum Konumu ve Davranışı

II. Tip T bağlantıda düşey plakanın üzerinde aktüatörün yerleştirileceği noktalar belirlenmiştir. Düşey plakanın yapıştırma bölgesi dışında kalan kısmı boyuna 20, genişliğine ise 6 eşit parçaya bölünmüştür. Noktaların bulunduğu yüzey düşey plakanın yatay plaka yapıştırıldığı alt uçtan 43.31 mm mesafede başlayan ve düşey plakanın serbest ucuna kadar olan bölgedir. Bu bölgede toplam 100 noktada rastgele aktüatör yerleştirilmektedir (Şekil 5.8). Bağlantının zorlanmış titreşim analizleri ve titreşim kontrolü 1. eğilme modu için gerçekleştirilmiştir.

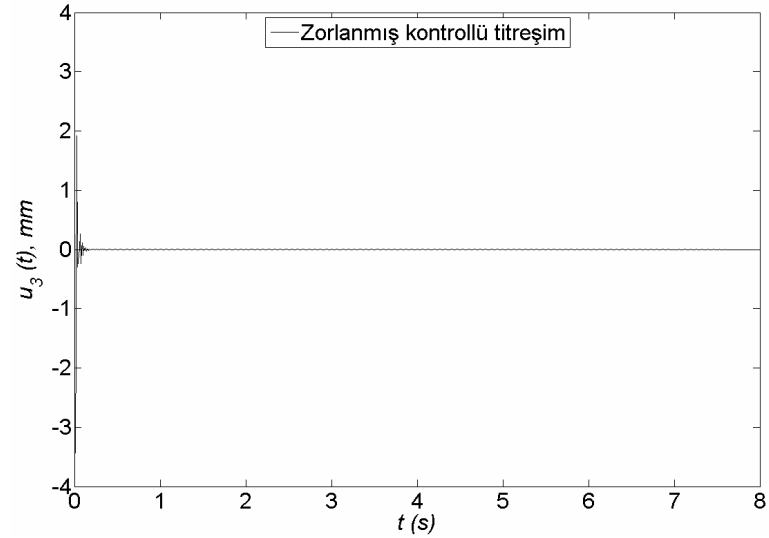
II. Tip T bağlantıda optimal aktüatör konumu ve kuvveti aranırken dört farklı çözüm yapılmıştır. II. Tip T bağlantı için optimizasyon sonucunda hesaplana değerler Tablo 5.2'de gösterilmiştir. Optimal aktüatör konumu ve kuvveti için en iyi sonuçlar üçüncü çözümde elde edilmiştir. Aktüatörün en uygun pozisyonu 38. nokta olarak belirlenmiştir (Şekil 5.8b). Bu noktanın koordinatları (x=126.6, y=207.2, z=10 mm)'dir. Bu nokta da kontrol kuvveti grafiği ve kontrollü zorlanmış titreşimin zamana bağlı yer değişimi Şekil 5.10'de gösterilmiştir. Bu noktada performans ölçütü değerimiz en küçük değere sahiptir (0.02030). Kontrol kuvveti yaklaşık 0.23 s etki etmiştir. Bu kısa sürede yer değiştirmeler oldukça düşürülmüştür. Sönümsüz



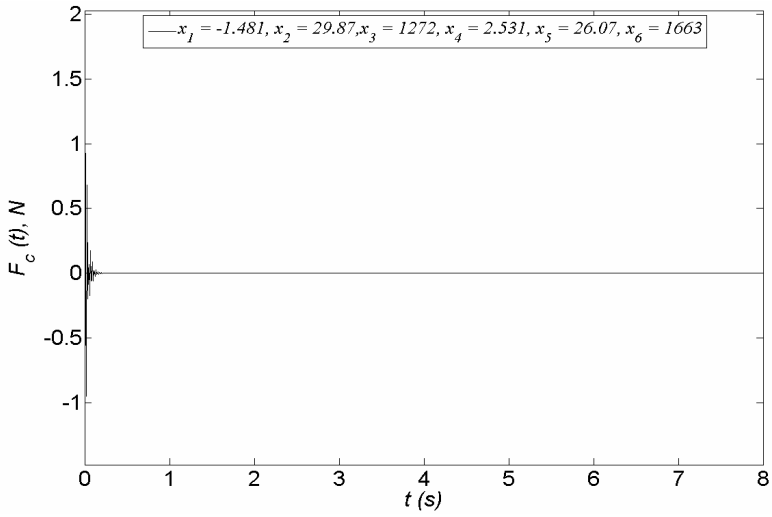
Şekil 5.8. a) I. Tip, b) II. Tip T bağlantılarda düşey plaka üzerinde aktüatörün uygulama noktaları



(a)

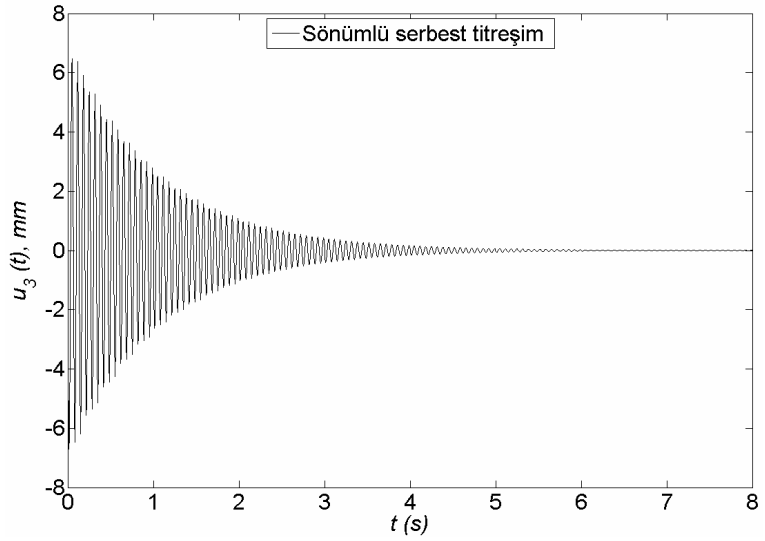


(b)

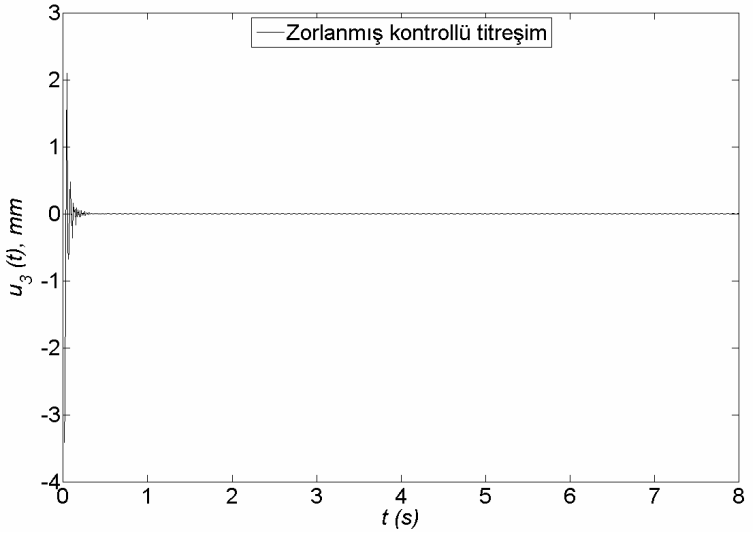


(c)

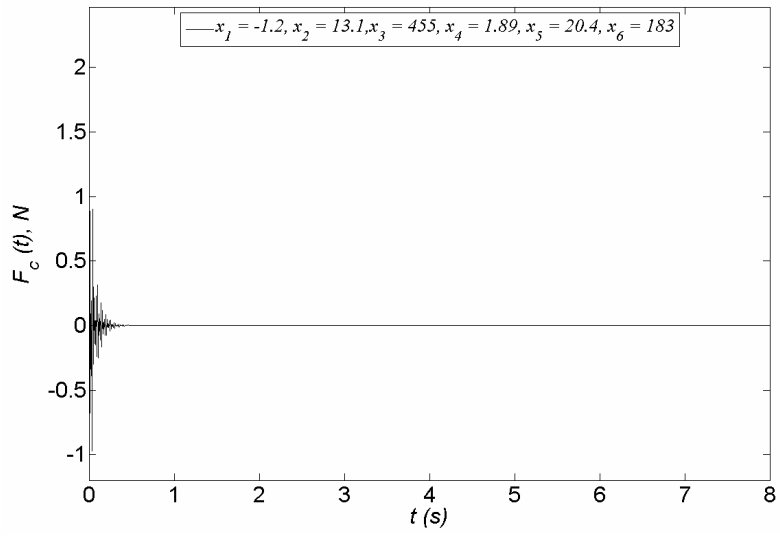
Şekil 5.9. I. Tip T bağlantının a) sönümlü serbest titreşimi, b) zorlanmış en iyi titreşim kontrolünde yer değiştirme eğrileri ve c) en iyi sönümlü titreşim kontrolünü gerçekleyen kontrol kuvveti değişimi



(a)



(b)



(c)

Şekil 5.10. II. Tip T bağlantının a) sönümlü serbest titreşimi, b) zorlanmış en iyi titreşim kontrolünde yer değiştirme eğrileri ve c) en iyi sönümlü titreşim kontrolünü gerçekleyen kontrol kuvveti değişimi

serbest titreşimde en büyük yer değiştirme değeri 6.47 mm iken, zorlanmış titreşimde ise 2.09'dir. (6.47-2.09) / 6.47= % 67.7 kadar yer değiştirme düşürülmüştür. Yer değiştirme grafiğinde kontrollü zorlanmış titreşim, serbest titreşime göre oldukça kısa zamanda gerçekleşmektedir. Serbest titreşim 8 s de sönümlenirken, zorlanmış titreşim 0.6 s de sönümlenmiştir. Bu durumda t_f zamanı bakımından % 92.5'lik bir kazanç sağlanmıştır.

I. ve II. Tip T bağlantıların zorlanmış titreşim kontrolünde tek aktüatör kullanılarak yer değiştirmeler büyük ölçüde azaltılmış ve sönüm süresi kısaltılmıştır. Daha fazla aktüatör kullanılarak aktüatörün titreşim kontrolünde harcadığı enerjinin azaltılabileceği ve sönüm süresinin daha da kısaltılabileceği beklenmektedir. Ancak tez süresinin kısıtlı olmasından dolayı bu çalışmada titreşim kontrolü tek aktüatör kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

6. BÖLÜM

SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında alüminyum plakaların yapıştırıcı ile birleştirilmesi ile oluşturulan I. ve II. Tip T bağlantıların serbest titreşim analizleri, deneysel olarak sönüm faktörlerinin belirlenmesi ve zorlanmış titreşim kontrolü gerçekleştirilmiştir. Şu sonuçlar elde edilmiştir:

1. Yapıştırıcıyla birleştirilmiş T bindirme bağlantılarında düşey plaka uzunluğunun (M) doğal frekanslar ve modal şekil değiştirme enerjilerinde en etkin parametre olduğu görülmüştür. Düşey plaka uzunluğu arttıkça bağlantı daha esnekleştiği için doğal frekanslar ve şekil değiştirme enerjilerinin düştüğü gözlenmiştir.

2. Destek düşey ve yatay uzunlukları ile destek kalınlığının I ve II. Tip T bindirme bağlantılarının doğal frekanları ve modal şekil değiştirme enerjisi üzerinde ihmal edilebilir bir etkiye sahip olduğu belirlenmiştir.

3. I.ve II. Tip T bağlantıların ilk 10 modu için optimal boyutları bulunmuştur. Sonuçların boyutların seçilen aralıklarında plaka uzunluklarının en küçük, kalınlıkların en büyük değerlerde çıktığı gözlenmiştir.

4. I. ve II. optimal Tip T bindirme bağlantıların deneysel olarak sönüm katsayıları ve frekansları ölçülmüştür. I. Tip T bağlantının sönüm katsayısı 0.0103, II. Tip T bağlantının ise 0.010 'dur.

5. I. ve II. Tip T bindirme bağlantıların tek aktüatör kullanılarak gerçekleştirilen zorlanmış titreşim kontrolünde aktüatörün optimal konumu tespit edilmiştir. Aktüatörün optimal kontrol kuvveti ile I. Tip T bağlantıda yer değiştirmeler % 70 oranında düşürülmüş, sönüm süresinde ise % 96.9 kazanç sağlanmıştır. II. Tip

T bağlantıda ise yer değiştirmeler % 67.7 oranında düşürülmüş, sönüm süresinde de % 92.5 kazanç sağlanmıştır.

6. Önerilen kontrol kuvveti fonksiyon ile bağlantıların zorlanmış titreşim kontrolünde başarılı olunmuştur. GA ile önerilen kontrol kuvvetinin optimal parametre değerleri bulunmuştur.

KAYNAKLAR

1. Definition of Terms Relating To Adhesives, 1974.

2. Adams R.D. and Wake W.C., Structural Adhesive Joints in Engineering, Elsevier Applied Science, London, 1986.

3. Engin A., Yapıştırıcı ile Birleştirilmiş Bindirme Bağlantılarında Hasar Bölgesi Oluşumu ve Gelişiminin İncelenmesi, Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 2003.

4. Apalak M.K., Davies R. and Apalak Z.G., Analysis and Design of Adhesively Bonded Double Containtment Corner Joints, Int. J. Adhesion Sci. Technol., 9:267-293, 1995.

5. Saito H. and Tani H., Vibrations of Bonded Beams With a Single Lap Adhesive Joint, Journal of Sound and Vibration, 92:299-309, 1984.

6. Kerr A.D, Journal of Applied Mechanics, Elastic and Viscoelastic Foundation Models, 31, 491-498, 1964.

7. Seeling J.M. and Hoppmann W.H., Impact on an Elastically Connected Double-Beam System, Journal of Applied Mechanics, 31:621-626,1964

8. Ko T.C., Lin C.C. and Chu R.C., Vibration Analysis of Bonded Laminated Lap-joint Plates Using Adhesive Interface Elements, Journal of Sound and Vibration, 184:567-583, 1995.

9. He X. and Oyodiji S.O., Influence of Adhesive Characteristics on The Transverse Free Vibration of Single Lap-jointed Cantilevered Beams, Journal of Materials Processing Technology, 58:3451-3456, 2004.

10. Kaya A., Tekelioğlu M.S. and Fındık F., Effects of Various Parameters on Dynamic Characteristics in Adhesively Bonded Joints, Materials Letters, 58:3451-3456, 2004.

11. He S. and Rao M.D., Vibration Analysis of Adhesively Bonded Lap Joint, Part I: Theory, Journal of Sound and Vibration, 152:405-416, 1992.

12. He S. and Rao M.D., Vibration Analysis of Adhesively Bonded Lap Joint, Part II: Numerical solution, Journal of Sound and Vibration, 152:417-425, 1992.

13. Khalil A.A. and Kagho A.N., Non-destructive Testing of Adhesively Bonded Joints Using Vibrational Analysis, International Journal of Adhesion and Adhesives, 11:121-127, 1991.

14. Rao M.D. and Zhou H., Vibration and Damping of a Bonded Tubular Lap Joint, Journal of Sound and Vibration, 178:577-590, 1994.

15. Lin C.C. and Ko T.C., Free Vibration of Bonded Plates, Computers and Structures, 64:441-452, 1997.

16. Vaziri A. and Nayeb-Hashemi H., Dynamic Response of Tubular Joints With an Annular Void Subjected to a Harmonic Axial Load, International Journal of Adhesion and Adhesives, 22:367-373, 2002.

17. Hu J., Wang. X.F. and Tang S.W., A study of Damping Capacities in Pure Aluminum Matrix Composites Reinforced With SnO_2-coated and Uncoated Alumina Borate Whiskers, Composites Science and Technology, 68:2297-2299, 2008.

18. Botelho E.C., Campos A.N., Barros de E. and Pardini L.C., Damping Behavior of Continuous Fiber/Metal Composite Materials by The Free Vibration Method, Composites Part B: Engineering, 37:255-263, 2006.

19. Apalak M.K., Ekici R. and Yıldırım M., Optimal Design of an Adhesively-Bonded Corner Joint With Single Support Based on The Free Vibration Analysis, Journal of Adhesion Science Technology 20:1507-1528, 2006.

20. Apalak M.K. and Yıldırım M., Optimal Vibration Attenuation of an Adhesively-Bonded Cantilevered Single-Lap Joint, Journal of Adhesion Science and Technology, 21:267-286, 2007.

21. Yıldırım M., Yapıştırıcıyla Birleştirilmiş Bindirme Bağlantıların Modal Analizi ve Titreşim Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, 2006.

22. Lawrence D., Handbook of Genetic Algorithms, Addison Wesley, 1990.

23. Elmas Ç., Yapay Sinir Ağları (Kuram, Mimari, Eğitim, Uygulama), Seçkin Yayıncılık, Ankara, 2003.

24. Holland J.H., Adaptation in Natural and Artificial Systems, MAMIT Press, Cambridge, 1975.

25. ABAQUS/Standard (Version 6.5), Finite Element Software, www.abaqus.com, 2005.

26. Matlab Neural Network Toolbox User's Guide, The Mathworks Inc., MA, 2006.

27. Matlab Genetic Algorithm Toolbox User's Guide, The Mathworks Inc., MA, 2006.

28. Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi FBT-06-52 kodlu Araştırma Projesi, *'Yapıştırıcıyla Birleştirilmiş T Bağlantıların Modal Analizi ve Titreşim Kontrolü'*,

29. 107M213 kodlu TÜBİTAK Hızlı Destek Projesi, *'Plastik Esaslı Tek Yönlü Fiber Takviyeli Kompozit Malzemelerin Sönüm Değerlerinin Tespiti'*

30. Matlab, The Mathworks Inc., MA, 2006.

31. Mandal N.K., Rahman R.A. and Leong M.S., Experimental study on loss factor for corrugated plates by bandwidth method, Ocean Engineering, 31: 1313-1323, 2004.

32. Özdaş N., Dinibütün T. ve Kuzucu A., Otomatik Kontrol Temelleri, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Otomatik Kontrol Birimi, İstanbul, 1995

33. Benjamin C.K., Otomatik Kontrol Sistemleri, Çev. Prof.Dr. Atillâ Bir, Literatür Yayınları, 2002.

34. Uzmay İ., Sarıkaya H., Yılmaz M. ve Yıldırım Ş., Otomatik Kontrol, Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Kayseri, 2000.

35. Goldberg D.E., Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning, Addison Wesley Publishing Company, MA, 1989.

36. Takahashi Y., Robins M. J. and Auslander D.M., Control and Dynamic Systems, Addison Wesley Publishing Company, Massachusetts, 1972.

ÖZGEÇMİŞ

Ş.Murat Ünlü 1982 yılında Kayseri'de doğdu. İlk öğrenimini Ahmet Paşa İlköğretim okulunda, orta ve lise öğrenimini ise Özel Kılıçarslan Lisesi'nde tamamladı. 2000'de kazandığı Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünden 2005 yılında mezun oldu. Aynı yıl Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında Yüksek Lisansa başladı.

Adres	:	Erciyes Üniversitesi Lojmanları 3. Blok No:62 38050 Melikgazi KAYSERİ
Telefon	:	0 352 222 33 71
e-posta	:	muhmurat5@yahoo.com