



## Analysis of vibration control of a single-link epoxy-glass composite manipulator by FFT method

Şahin Yavuz\*<sup>ID</sup>, Hira Karagülle<sup>ID</sup>

Department of Mechanical Engineering, Dokuz Eylül University, 35390, Buca, Izmir, Turkey

### Highlights:

- Analysis of residual vibration control by Fast Fourier Transform (FFT) method
- The calculation time for transient analysis: 22 h in ANSYS and 1 s for proposed FFT method
- FFT method can be used to study the vibration control of complex mechanical systems

### Keywords:

- Flexible composite manipulator
- Vibration control
- FFT method

### Graphical/Tabular Abstract

A method which uses the Fast Fourier Transform (FFT) is introduced to study the vibration control of a single-link flexible composite manipulator by input shaping. FFT method uses the impulse response of the system which can be obtained by ANSYS. Then, vibration responses are found by FFT method for various inputs.

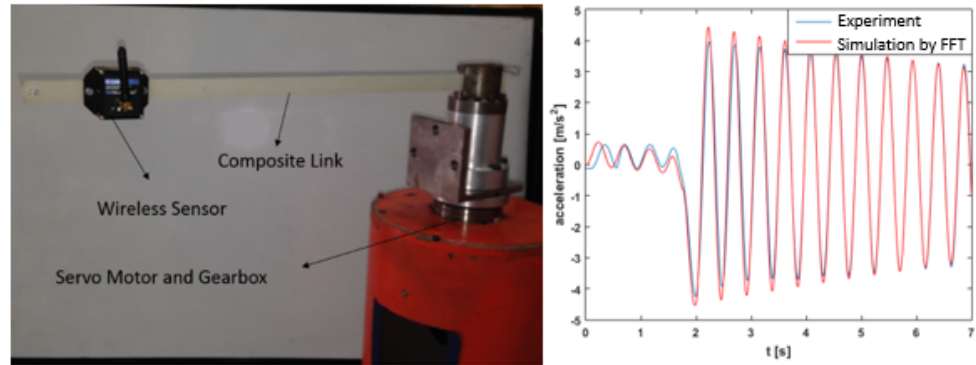


Figure A. Experimental system and comparison of vibration responses for experiment and FFT method

### Article Info:

Research Article  
Received: 27.02.2020  
Accepted: 08.10.2020

### DOI:

10.17341/gazimmfd.695323

### Correspondence:

Author: Şahin Yavuz  
e-mail:  
sahin.yavuz@deu.edu.tr  
phone: +9 0 232 301 9246

**Purpose:** The purpose of this study is obtain transient results of a single-link flexible composite manipulator in a short time.

### Theory and Methods:

FFT method is verified on an analytical model first, then single-link flexible composite manipulator is modeled in ANSYS and transient responses are found by FFT. The results are compared with experimental results. Then, a single-link composite manipulator is modeled in ANSYS and residual vibrations are found by the FFT method which uses the unit impulse response obtained by ANSYS and the results are compared with experimental results. It is observed that the FFT method is useful for saving time when obtaining transient responses and evaluating the results.

### Results:

The samples of the impulse response is found by ANSYS, which requires a 22 h of calculation time. The FFT method is used for the trapezoidal velocity profiles using the samples of the impulse response found by ANSYS. The FFT method requires 1 s only.

### Conclusion:

The simulation results by FFT are compared with experimental results for various inputs. The results are in good agreement and it is observed that the residual vibration of the end point can be decreased by taking the deceleration time of the velocity profile considering the natural frequency. The FFT method introduced in this work can be used to analyze the vibration control of complex mechanical systems with different input shaping.



## Tek eksenli epoksi-cam kompozit manipülatörün titreşim kontrolünün FFT yöntemi ile analizi

Şahin Yavuz\*<sup>ID</sup>, Hira Karagülle<sup>ID</sup>

Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 35390 Buca, İzmir, Türkiye

### Ö N E Ç İ K A N L A R

- Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT) yöntemi ile artık titreşim kontrolünün incelenmesi
- Geçici rejim analizi için hesaplama süresi: ANSYS programında 22 saat, önerilen FFT yönteminde ise 1 saniye
- FFT yöntemi karmaşık mekanik sistemlerin titreşim kontrolü çalışmalarında kullanılabilir

### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 27.02.2020

Kabul: 08.10.2020

### DOI:

10.17341/gazimmfd.695323

### Anahtar Kelimeler:

Esnek kompozit manipülatör, titreşim kontrolü, FFT yöntemi

### ÖZET

Bu çalışmada, girdi şekillendirme yoluyla tek eksenli esnek kompozit manipülatörün titreşim kontrolünü incelemek için Hızlı Fourier Dönüşümü'nü (FFT) kullanan bir yöntem tanıtılmıştır. FFT yöntemi, ANSYS tarafından elde edilebilen sistemin impuls cevabını kullanır. Ardından, çeşitli girdiler için FFT yöntemi ile titreşim cevapları bulunur. Titreşim cevabı, seçilen çıktı noktasının zamana bağlı ivme sinyalidir. Yöntem önce 4 serbestlik dereceli bir sistemde doğrulanmıştır. Analitik olarak Laplace dönüşüm yöntemi ile, sayısal olarak Newmark yöntemi ile ve doğrudan ANSYS programında elde edilen cevaplar, FFT yöntemi kullanılarak bulunan cevaplar ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra, doğal frekansların ve impuls cevabının bulunduğu ANSYS programında tek eksenli kompozit bir manipülatör modellenmiştir. FFT yöntemi, çeşitli trapez hız profillerine sahip girdiler için titreşim cevaplarını elde etmek için kullanılmıştır. Titreşim cevaplarını elde etmek için hesaplama süresi ANSYS'de 22 saat ve FFT yönteminde 1 saniye sürmektedir. ANSYS tarafından bulunan doğal frekanslar ve FFT yöntemi ile bulunan titreşim cevapları deneysel titreşim cevapları ile karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. Hız profilinin yavaşlama süresinin titreşimi kontrol etmek için etkili olduğu gözlemlenmektedir. Hesaplama süreleri göz önüne alındığında, FFT yöntemi karmaşık mekanik sistemlerin girdi şekillendirme ile titreşim kontrolünü incelemek için kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

## Analysis of vibration control of a single-link epoxy-glass composite manipulator by FFT method

### H I G H L I G H T S

- Analysis of residual vibration control by Fast Fourier Transform (FFT) method
- The calculation time for transient analysis: 22 h in ANSYS and 1 s for proposed FFT method
- FFT method can be used to study the vibration control of complex mechanical systems

### Article Info

Research Article

Received: 27.02.2020

Accepted: 08.10.2020

### DOI:

10.17341/gazimmfd.695323

### Keywords:

Flexible composite manipulator, vibration control, FFT method

### ABSTRACT

A method which uses the Fast Fourier Transform (FFT) is introduced to study the vibration control of a single-link flexible composite manipulator by input shaping. FFT method uses the impulse response of the system which can be obtained by ANSYS. Then, vibration responses are found by FFT method for various inputs. The vibration response is the time dependent acceleration signal of the selected output point. The method is verified on a 4-degree-of-system first. The responses found analytically by Laplace transform method, numerically by Newmark method, directly by ANSYS, and using the FFT method are compared. Then, a single link-composite manipulator is modeled in ANSYS, where natural frequencies and the impulse response are found. FFT method is used to find the vibration responses for inputs with various trapezoidal velocity profiles. The calculation time for the transient analysis is 22 h in ANSYS and 1 s for the FFT method. The natural frequencies found by ANSYS and the simulation results for the vibration responses found by the FFT method are compared with the experimental results. It is observed that they are in good agreement. It is noted that the deceleration time of the velocity profile is effective to control vibration. Considering the calculation times, the FFT method can be used to study the vibration control of complex mechanical systems by input shaping.

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Mekanik sistemlerin titreşim analizinin amacı, farklı dinamik koşullar altında sönüm oranı, artık titreşimler, doğal frekanslar vb. gibi sistem davranışlarını elde etmektir. Artık titreşimleri kontrol etmek araştırmacılar için en popüler alanlardan biridir. Mekanik sistemlerin matematiksel modeli sonlu elemanlar yöntemi ya da analitik yöntemler ile yapılabilir [1]. Basit sistemlerin matematiksel modellerini kurmak kolaydır, ancak gerçek sistemler genellikle oldukça karmaşıktır. Gerçek sistemlerin dinamik cevaplarını elde etmek için uzun hesaplama süresi gerektirebilen ANSYS gibi yazılımlar kullanılır. Dinamik sistemlerin temel diferansiyel denklemleri Newmark ve Runge-Kutta gibi sayısal yöntemler kullanılarak çözülebilir [2-6]. Bu yöntemler farklı araştırma alanlarında kullanılmaktadır; koşulsuz kararlı yüksek dereceli doğru algoritmalar için Newmark yöntemine dayalı adım adım zaman entegrasyon algoritması [2], depremler ve deniz dalgaları için stokastik Newmark algoritması [3], kalın kompozit silindirik panelin zamana bağlı hareket denklemlerini çözmek için [4] ve yüksek hızlı demiryolu köprülerinde aşırı titreşimleri azaltmak için elde edilen modelin hareket denklemlerini çözmek için Newmark metodu [5], dinamik analizler için diferansiyel denklemlerin çözümünde [6-8] ve memristör emülatöründe giriş gerilimi ve akıma bağlı denklemlerin çözümünde [9] Runge-Kutta yöntemi kullanılabilir.

Karmaşık sistemlerin modelleri ve dinamik cevapları ticari mühendislik programları ile elde edilebilmektedir [10-12]. Karagülle vd. [13] akıllı yapılarda aktif titreşim kontrolünün ANSYS tarafından analiz edilmesi için bir çalışma sunmuşlardır. Xu ve Koko [14], ANSYS programını kullanarak konsol kirişinin aktif titreşim kontrolünü gerçekleştirmişlerdir. Khot ve Yelve [15], ankastre bir kirişin durum uzay modelini kurarak MatLAB'da dinamik analiz cevaplarını bulmuş ve sonuçları ANSYS sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

Girdi şekillendirme ile artık titreşimlerin kontrolü birçok araştırmacı tarafından incelenmiştir. Hibrit girdi şekillendirme [16, 17], üç darbeli girdi, sekansı şekillendirici [18] veya esnek sistemlerin kontrolü [19] gibi artık titreşimleri en aza indirmek için çeşitli yöntemler kullanılmıştır. Banerjee ve Singhose [20, 21] esnek iki bağlantılı manipülatörün minimum zaman kontrolü için girdi kontrolcü konfigürasyonunu incelemişlerdir. Sıfır titreşim (ZV) şekillendirici, sıfır titreşim türevi (ZVD) şekillendirici ve sıfır titreşim türevinin türevi (ZVDD) şekillendirici gibi çeşitli girdi şekillendiriciler yaygın olarak kullanılır [22, 23]. Bu üç girdi şekillendirici yöntemi, esnek bir kirişin titreşim genliklerini bastırmak için Nguyen ve Ngo [22] tarafından kullanılmış ve sonuçlar deneylerle karşılaştırılmıştır. İki eksenli sarkaç sistemi dış etkilerin zorlaması altında girdi şekillendirici yöntemi ve geri-beslemeli kontrol kullanılarak kontrol edilmiştir [24]. Piedrafita vd. [25] 35 ton kapasiteli vinç üzerinde 7 farklı girdi şekillendirme algoritması kullanarak salınımları incelemişlerdir.

FFT yöntemi ile titreşim analizi, deniz yapıları, kompozit malzemeler ve dinamik özellikler gibi çeşitli uygulamalar için kullanılır [26-30]. Badour vd. [31] dönen makinelerde arıza tespiti için dalgacıkların, özellikle WPT dönüşümünün uygulanmasını incelemiş ve sabit koşullar altında arıza tespiti için geleneksel FFT yaklaşımını kullanmışlardır. İndüksiyon motorlarında titreşim spektrumu analizi için FFT yöntemi kullanılarak durum görüntüleme gerçekleştirilebilmektedir [32]. Kabel vd. [33] Moulinec – Suquet'in FFT tabanlı homojenizasyon yöntemi için kompozit voksellerin kullanılmasının etkisini incelemişlerdir. Ayrıca Fourier Dönüşümü ile gerçek zamanlı kumaş hatası tespiti de yapılabilmektedir [34]. Mühendislikte birçok alanda FFT yönteminin kullanıldığı, ancak FFT ile geçici rejim cevaplarının bulunmasının literatürde incelenmediği görülmektedir.

Bir sistem farklı dinamik koşullarda çalışıyorsa geçici rejim analizi yapmak ve sonuçları değerlendirmek ciddi zaman alır. Bu çalışmada, geçici rejim analizi yapmak ve sonuçları değerlendirmek için zaman kazandıran bir FFT yöntemi önerilmiştir. FFT genellikle titreşim sinyallerinin analizi için kullanılır, ancak titreşim kontrolüne FFT uygulanması literatürde mevcut değildir. Bu çalışma, tek eksenli esnek kompozit manipülatörün geçici rejim cevabını elde etmenin daha hızlı bir yöntemini sunar. FFT yöntemini açıklamak için ilk olarak 4 serbestlik dereceli bir örnek sistem (4-SDS) ele alınır. Daha sonra çalışma konusu tek eksenli kompozit manipülatör incelenir. Manipülatörün sonlu eleman modeli ANSYS'te kurulur. Doğal frekanslar ve impuls cevabı ANSYS ile bulunur. ANSYS ile bulunan impuls cevabı kullanılarak farklı girdiler için FFT yöntemiyle manipülatörün çıktısı sinyalleri elde edilir ve girdi sinyallerinin titreşim kontrolüne etkisi incelenir. ANSYS ile bulunan doğal frekanslar ve farklı girdiler için FFT yöntemi ile bulunan çıktı sinyalleri deneylerle karşılaştırılır.

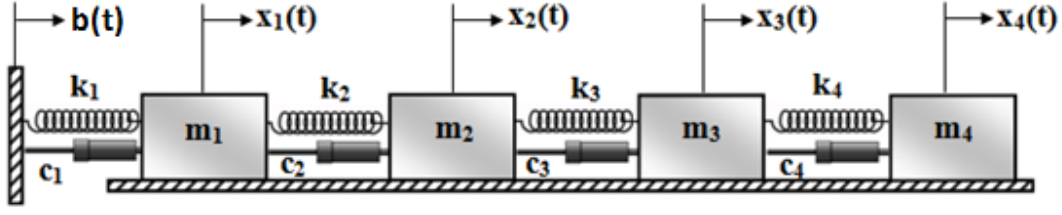
## 2. FFT YÖNTEMİYLE GEÇİCİ REJİM ANALİZİ (TRANSIENT ANALYSIS WITH FFT METHOD)

Bu bölümde FFT yöntemiyle geçici rejim analizini açıklamak için 4 serbestlik dereceli sistem (4-SDS) ele alınmıştır. Sistem Şekil 1'de gösterilmektedir. Sistem  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$  ve  $m_4$  kütlelerine,  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  ve  $k_4$  yaylarına ve  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  ve  $c_4$  sönüm elemanlarına sahiptir. Sistem zamanla ( $t$ ) değişen zemin yer değiştirmesi,  $b(t)$ , ile zorlanmaktadır.  $x_1(t)$ ,  $x_2(t)$ ,  $x_3(t)$  ve  $x_4(t)$  kütle hareketleridir. Sistemin girdisi zeminin hızı olan  $\dot{b}(t)$  dir. Sistemin çıktısı kütlelerin ivmesi olan  $\ddot{x}_4(t)$  dir. Deneylerde planlanan tahrik ve ölçüm dikkate alınarak girdi hız olarak ve çıktı ise uç nokta ivmesi olarak seçilmiştir. Deneylerde motorlara hız profilleri uygulanabilir ve ivme değerleri ölçülebilir.

### 2.1. İmpuls Cevabı (Impulse Response)

Sistemin matematik modeli Eş. 1 ile elde edilebilir [35].

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = u \quad (1)$$



**Şekil 1.** 4-SDS kütle-yay-sönüm elemanı sistemi( $m_1=m_2=m_3=m_4=1$  kg,  $c_1=1,5$  Ns/m,  $c_2=1,2$  Ns/m,  $c_3=c_4=0,8$  Ns/m,  $k_1=600$  N/m,  $k_2=400$  N/m,  $k_3=k_4=200$  N/m)  
(System-4 DOF mass-spring-damper system)

burada M, C ve K sırasıyla kütle, sönümlenme ve direngenlik kare matrisleridir. Lagrange denkleminde x genelleştirilmiş koordinat sütun vektörü,  $x=[x_1, x_2, x_3, x_4]^T$  dir. Burada T vektörün transpozunu temsil eder. u, genelleştirilmiş kuvvet sütun vektörüdür. Lagrange denklemi ile Eş. 2’deki matrisler bulunur:

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} c_1+c_2 & -c_2 & 0 & 0 \\ -c_2 & c_2+c_3 & -c_3 & 0 \\ 0 & -c_3 & c_3+c_4 & -c_4 \\ 0 & 0 & -c_4 & c_4 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} k_1+k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ -k_2 & k_2+k_3 & -k_3 & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3+k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{bmatrix}$$

$$u = [k_1 b(t) + c_1 \dot{b}(t), 0, 0, 0]^T \quad (2)$$

u girdisi sıfır alınır ve serbest titreşim için  $x=Xe^{pt}$  çözümü uygulanırsa

$$\det[p^2M+pC+K]=0 \quad (3)$$

Eş. 3’deki denklemi sağlayan p değerleri sistemin özdeğerlerini verir. Sistemin özdeğerleri, sırasıyla  $-0,0726 \pm 6,5469i$ ,  $-0,5054 \pm 17,1964i$ ,  $-1,1358 \pm 24,4693i$  ve  $-1,8362 \pm 35,4631i$  kompleks sayıları bulunur. Özdeğerler  $-\sigma \pm \omega i$  formundadır. Sönümsüz doğal frekans  $f_0 = (\sqrt{\sigma^2 + \omega^2}) / (2\pi)$  ve boyutsuz sönüm oranı  $\xi = \sigma / \sqrt{\sigma^2 + \omega^2}$  eşitlikleri ile bulunur. Sönümsüz doğal frekanslar sırasıyla 1,042, 2,738, 3,899 ve 5,652 Hz ve boyutsuz sönüm oranları sırasıyla  $\xi=0,111, 0,0294, 0,0464$  ve  $0,0517$  bulunur.

Analitik çözümde Laplace dönüşümü kullanılır. Girdi,  $u(t)=U(s) e^{st}$  ve çıktı  $x(t)=X(s) e^{st}$  için Eş. 1’in çözümü  $X(s)=G(s)U(s)$  olarak bulunur. Burada G(s), 4x4 boyutunda transfer fonksiyonu kare matrisidir. X(s), x(t) nin ve U(s), u(t) nin Laplace dönüşümüdür.  $X(s)=[X_1(s), X_2(s), X_3(s), X_4(s)]^T$  ve  $U(s)=[c_1s+k_1, 0, 0, 0]^T B(s)$  dir. B(s), b(t)’nin ve X<sub>4</sub>(s), x<sub>4</sub>(t) nin Laplace dönüşümüdür.

$$G(s)=[s^2M+sC+K]^{-1} \quad (4)$$

$$X(s)=G(s) [c_1s+k_1, 0, 0, 0]^T B(s) \quad (5)$$

b(t) den x<sub>4</sub>(t) ye transfer fonksiyonu,  $H_{bx_4}(s)$ , Eş. 5’de G(s) in 4. satırını U(s) sütun vektörü ile çarparak elde edilir ve  $H_{bx_4}(s) = (c_1s + k_1)G_{41}(s)$  bulunur. Burada G<sub>41</sub>(s), G(s) kare matrisinin 4. satır ve 1. sütun elemanı olup Eş. 6’da verilmiştir.

$$G_{41}(s) = \frac{192s^3 + 16 \times 10^4 s^2 + 44 \times 10^6 s + 4 \times 10^9}{D(s)}$$

$$D(s) = 250s^8 + 1775s^7 + 553810s^6 + 2,333 \times 10^6 s^5 + 3,524 \times 10^8 s^4 + 7,074 \times 10^8 s^3 + 7,016 \times 10^{10} s^2 + 3,24 \times 10^{10} s + 2,4 \times 10^{12} \quad (6)$$

$\dot{b}(t)$  nin transfer fonksiyonu sB(s) ve  $\ddot{x}_4(t)$  nin transfer fonksiyonu s<sup>2</sup>X<sub>4</sub>(s) dir.  $\dot{b}(t)$  girdisinden  $\ddot{x}_4(t)$  çıkışına olan transfer fonksiyonu Eş. 7’deki gibi bulunur:

$$H(s) = (c_1s^2 + k_1s)G_{41}(s) \quad (7)$$

Sistemin impuls cevabı, H(s) in ters Laplace dönüşümüdür. İmpuls cevabının genel formu Eş. 8’de verilmiştir.

$$h(t) = Ae^{-\sigma t} \cos(\omega t - \varphi) \quad (8)$$

Burada A genlik, σ sönüm katsayısı, ω sönümlü sistem doğal frekansı ve φ faz açısıdır. t zamanı sonsuza gittiğinde sönümden dolayı h(t) sifıra gider. FFT yöntemi ile analiz için örneklemede bir zaman adımı (Δt) seçilmelidir [36]. Zaman adımı seçilirken Nyquist teoremine göre örtüşme (‘aliasing’) etkisinin ihmal edilebilir seviyede olması hedeflenir. Sistemin sönümsüz doğal frekansı f<sub>0</sub> ve bu frekansın belirlediği periyod T<sub>0</sub>=1/f<sub>0</sub> olsun. t<sub>f</sub>, h(t)’nin sifıra yaklaştığı (düzgün rejime ulaştığı) zaman değeri olsun. Bu çalışmada Eş. 9’daki değerler kullanılmıştır:

$$\Delta t_s = \frac{T_0}{20}, \Delta t = \frac{\Delta t_s}{2}, t_f = \frac{T_0}{\xi} \quad (9)$$

Burada Δt<sub>s</sub>, bir periyodun örnekleme zaman adımıdır. Nyquist teoremine göre [36], örtüşmeyi önlemek için sinyalin frekansında maksimum frekansın iki katı ile örnekleme frekansının seçilmesi gerekir. Bu nedenle Δt, Δt<sub>s</sub> in yarısı olarak seçilmiştir. 4-SDS için 4 adet özdeğer söz konusudur ve her bir özdeğerin belirlediği sönümsüz doğal frekans ve boyutsuz sönüm oranı (ξ) ile Eş. 9’da hesaplanan Δt değerlerinin en küçüğü ve t<sub>f</sub> değerlerinin en büyüğü seçilerek analiz yapılır (Δt=0,0088s, t<sub>f</sub>=88,5571s). h(t) nin

$t=0$ 'dan  $t=t_f$  ye kadar  $\Delta t$  zaman adımı ile örneklenmesi ile  $h_n$  serisi elde edilir.  $h_n$  serisinin eleman sayısı  $N_1$  olsun.  $n$ , 1 den  $N_1$  e kadar tam sayı değerini alır.  $N_1=(t_f / \Delta t) + 1$  dir.  $h_n$  değerleri Eş. 7 kullanılarak bulunur.  $h_n$  değerleri Newmark yöntemi ile sayısal olarak da bulunabilir [37]. İmpuls fonksiyonunun örnekleri Şekil 2'de gösterildiği gibi üçgen hız profili şeklinde modellenmiştir.  $t=\Delta t$  de ordinat değeri üçgenin altında kalan alan 1 olacak şekilde  $1/\Delta t$  olarak belirlenmiştir.  $b(t)$ 'nin örnekleri,  $\dot{b}(t)$  nin integralinin örnekleridir. ANSYS programında sistem modellenir, Şekil 2'de verilen örnekler girdi olarak tanımlanır ve geçici rejim çözümü ile impuls cevabının örnekleri,  $h_n$ , elde edilebilir. 4-SDS için analitik yöntem, Newmark yöntemi ve ANSYS ile elde edilen sonuçlar Şekil 3'te gösterilmiştir. Sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir. Bu uyum, Eş. 9'daki zaman adımı seçiminin uygunluğunu gösterir.

## 2.2. Geçici Rejim Cevaplarının FFT yöntemi ile bulunması (Finding Transient Responses by FFT Method)

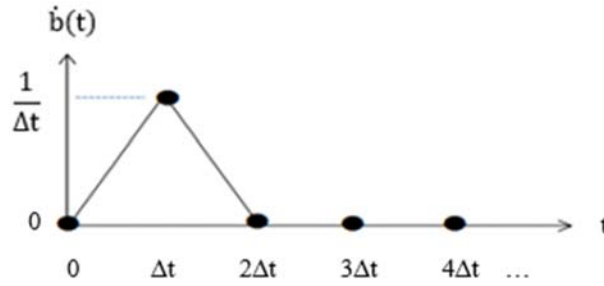
Rasgele hız profillerine sahip girdiler için geçici rejim cevaplarının örnekleri Newmark yöntemi veya ANSYS

programıyla bulunabilir. Ayrıca bu bölümde verilen FFT yöntemiyle de bulunabilir. Burada, motorlarda yaygın olarak kullanılan trapez profilli girdiler dikkate alınmıştır.

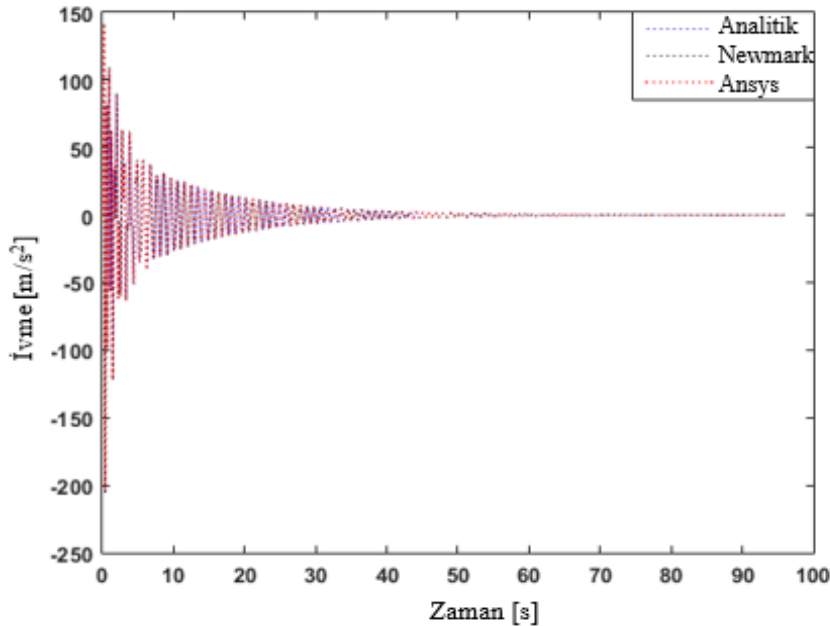
$b_{vn}$ ,  $\dot{b}(t)$  fonksiyonunun  $\Delta t$  zaman adımı ile oluşturulmuş  $N_2$  adet sıfırdan farklı örneği olsun. İmpuls cevabı  $h(t)$  ile  $\dot{b}(t)$  fonksiyonunun doğrusal konvolusyonu  $\ddot{x}(t)$  çıktısını verir.  $\ddot{x}(t)$  'nin örnekleri  $x_{an}$  olsun.  $H_n$ ,  $B_{vn}$  ve  $X_{an}$  sırasıyla  $h_n$ ,  $b_{vn}$  ve  $x_{an}$ 'nin FFT u olsun.  $X_{an}$  örnekleri aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$X_{an} = H_n B_{vn} \quad (10)$$

$x_{an}$  'nin örnekleri,  $X_{an}$  'nin Ters Hızlı Fourier Dönüşümü (IFFT) alınarak bulunabilir. FFT kullanarak frekans alanındaki çarpmanın zaman alanındaki dairesel konvolusyonuna karşılık geldiğine dikkat edilmelidir. Sıfır değerine sahip örnekler,  $h_n$  ve  $b_{vn}$ 'ye eklenir, böylece her sinyal için toplam örnek sayısı  $N$  ve  $N > N_1 + N_2 - 1$  olur. Daha sonra, çıktının örnekleri doğrusal konvolusyon olarak elde edilir [38]. Giriş sinyalini kabul edilebilir bir hassasiyetle örnekleme için maksimum zaman adımı  $\Delta t_2$  olsun. İmpuls



Şekil 2. İmpuls fonksiyonunun modellenmesi (Numerical model of impulse function)



Şekil 3. Analitik yöntem, Newmark yöntemi ve ANSYS ile bulunan impuls cevaplarının karşılaştırması  
(Impulse responses found by the analytical method, the Newmark method, and ANSYS superposed)

cevabı için örnekleme hızının ve FFT yöntemi için girdinin maksimum zaman adımı  $\Delta t$  olsun.  $\Delta t \leq \Delta t_1$  ve  $\Delta t \leq \Delta t_2$  koşullarının yerine getirilmesi gerektiği belirtilmelidir. Yukarıda açıklanan FFT yönteminin akış şeması Şekil 4'te verilmiştir.

Trapez hız profili için girdi sinyali Şekil 5'te gösterilmiştir.

Burada  $t_a$ ,  $t_c$ ,  $t_d$  ve  $t_e$  sırasıyla hızlanma, sabit hız, yavaşlama ve zorlama süresi olarak adlandırılır. Trapez hız profili,  $q_e=[t_a, t_c, t_d, t_e]^T$  vektörü olarak tanımlanır. Vektörün üç elemanı bağımsız olarak seçilebilir ve dördüncüsü  $t_e=t_a + t_c + t_d$  ile hesaplanır. Profilin altındaki alan, zeminin yer değiştirmesini,  $b(t)$  yi verir.

FFT yöntemi, Newmark yöntemi ve ANSYS tarafından bulunan örnek çıktı sinyalleri Şekil 6'da gösterilmektedir. FFT yönteminde ANSYS tarafından bulunan impuls cevabı örnekleri kullanılmıştır. Sonuçların uyumlu oldukları gözlemlenmektedir.

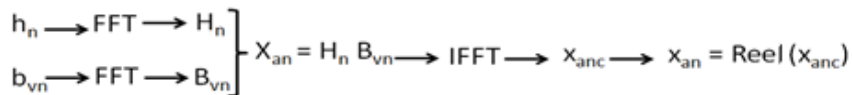
### 3. KOMPOZİT MANİPÜLATÖRÜN ANSYS MODELİ (ANSYS MODEL OF CONPOSITE MANIPULATOR)

Bu bölümde, Şekil 7 de gösterilen tek eksenli kompozit bir manipülatör ele alınmıştır. Kompozit manipülatör, ANSYS Workbench'te kabuk modeli olarak modellenmiştir. Manipülatörün kalınlığı 2 mm olduğundan ve 8 katmandan oluştuğu için, geometri menüsü altında "Katmanlı Bölüm" oluşturulur. Sekiz katman, her katmanın 0,25 mm kalınlığı ile tanımlanır. Her tabakaya kompozit malzeme atanır.

[0/90] katmanlı esnek bir kompozit manipülatör kullanılmıştır. Manipülatörün uzunluğu 500 mm'dir. Kablosuz algılayıcı, ivme verilerini ölçmek için dönüş noktasından 420 mm mesafeye yerleştirilmiş, modelde döner mafsal ve kütle noktası tanımlanmıştır. Kompozit manipülatörün malzeme ve geometrik özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Sistemdeki sönüm Rayleigh sönümlemesi ile modellenmiş ve rijitlik katsayısı,  $\beta=0,0008$  olarak seçilmiştir.

Zaman adımını,  $\Delta t$  yi, belirlemek için ANSYS te önce modal analiz yapılır. Modal analiz sonucu özdeğerler bulunur. İlk 3 mod dikkate alınmış ve sönümsüz doğal frekanslar 2,19, 21,81 ve 28,62 Hz olarak bulunmuştur. Bu 3 doğal frekansa karşı gelen mod şekilleri Şekil 7 de gösterilen z ekseninde eğilme şeklindedir.  $\Delta t$  zaman adımı ve düzgün rejime ulaşma zamanı,  $t_r$ , Eş. 9 kullanılarak ve girdi sinyallerinin yeterli hassasiyetle örnekleme dikkate alınarak seçilir.  $\Delta t=0,001$  s ve  $t_r=103,02$  seçilmiştir.

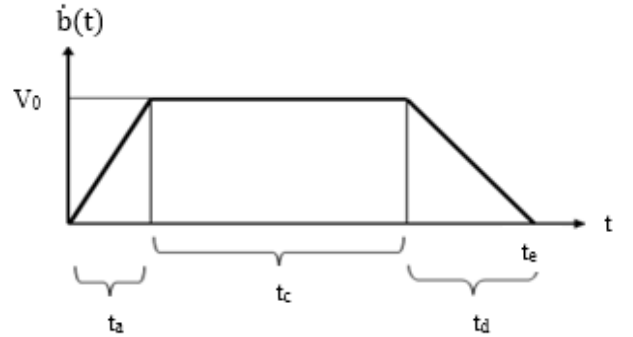


Şekil 4. FFT yönteminin akış şeması (Flow chart of FFT method)

FFT yönteminde ilk aşamada impuls cevabının örneklerinin ( $h_n$ ) elde edilmesi gereklidir. Girdi, Şekil 7 de gösterilen dönel mafsalın z ekseninde etrafındaki açısal hızıdır. Titreşim cevabı, manipülatörün Şekil 7 de gösterilen yükün olduğu uç noktasının lokal y ekseninde ivmesidir. ANSYS te Şekil 2 de verilen impuls fonksiyonunun örnekleri girdi olarak tanımlanıp, impuls cevabının örnekleri,  $h_n$ , bulunur. ANSYS te bulunan impuls cevabı Şekil 8 de gösterilmiştir.

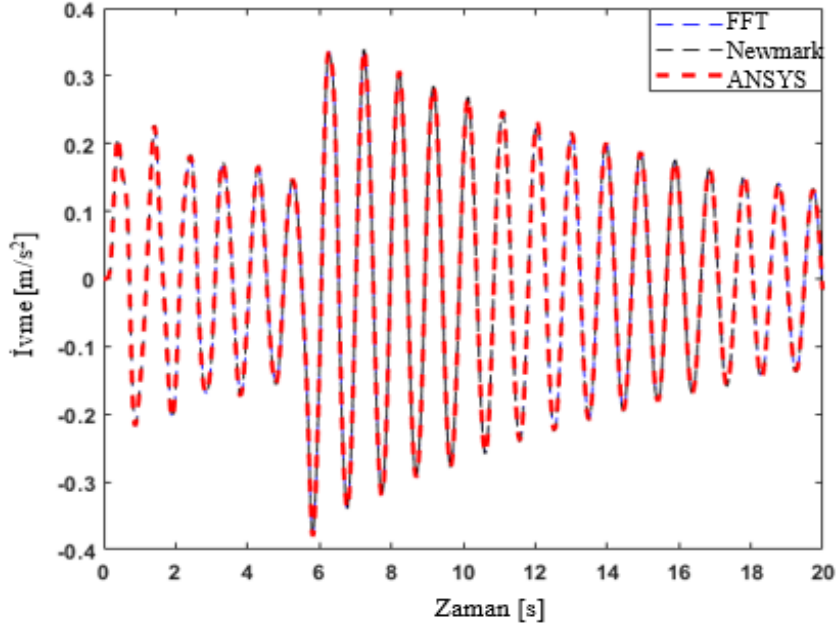
### 4. DENEYSEL SİSTEM (EXPERIMENTAL SYSTEM)

Çalışmada kullanılan deneysel sistem Şekil 9 da gösterilmiştir. Deneysel sistem, uç yükü olan tek eksenli esnek kompozit manipülatör, servo motor ve sürücüsü, hareket kontrol kartı, kablosuz ivmeölçer algılayıcı, kablosuz veri toplama sistemi ve bilgisayardan oluşur. Deneysel doğrulama için dokuma cam elyaf/epoksi kompozit plaka [0/90]<sub>s</sub> üretilmiştir. Dokuma kumaş cam elyaflarının alan yoğunluğu 500 g/m<sup>2</sup>'dir. Matris malzemesi olarak Araldite LY 564 ve Aradur 3487 BD'den oluşan bir epoksi sistemi kullanılmıştır. Sertleştirme işlemi için, lamine plakalar 8 saat boyunca 80°C'de tutulmuştur. 200 W kapasiteli Mitsubishi AC servo motor, manipülatörü hareket ettirmek için kullanılır. Boşluklu redüktörler titreşim tepkilerinin büyüklüğünü etkilediğinden, 100 dişli oranına sahip Harmonic Drive redüktör kullanılmıştır. Adlink PCI-8366 hareket kontrol kartı [39], Visual Basic arabirimi üzerinden servo sürücüye hareket komutları göndermek için kullanılmıştır.

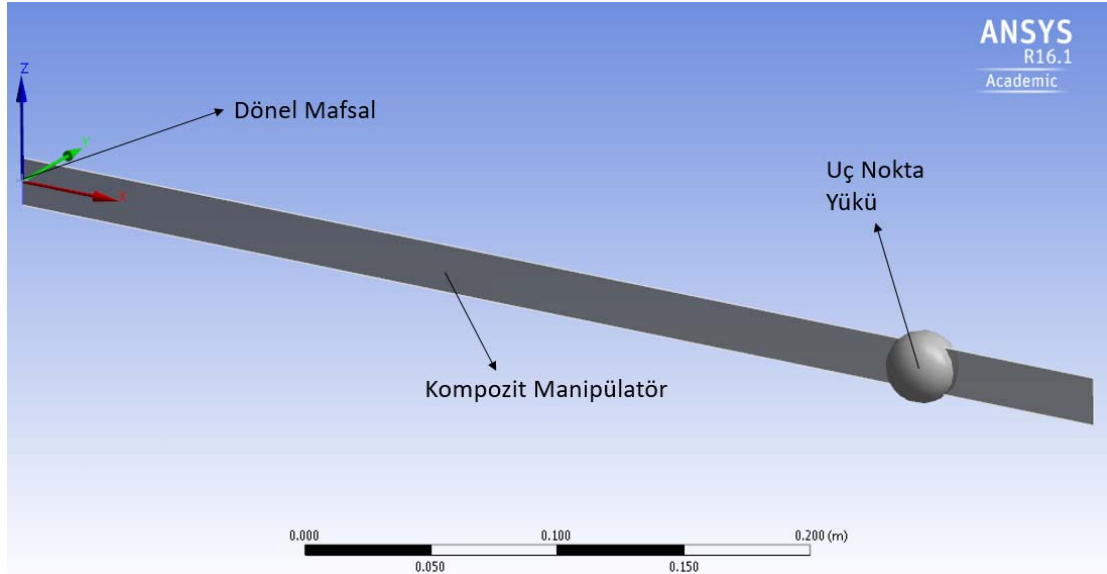


Şekil 5. Trapez hız profili (Trapezoidal velocity profile)

MicroStrain ivmeölçer [40] kompozit manipülatörün uç noktasında ivme sinyallerini ölçmek için kullanılmıştır. İvmeölçer sistemi üç ana bileşen kullanır; ivme algılayıcı, verileri almak ve bir ana bilgisayara aktarmak için USB baz istasyonu ve sistemi çalıştıran ve verileri kaydeden yazılım. İvmeölçer algılayıcı üç eksenli ivmeölçerleri birleştirir ve gömülü ivmeölçerleriyle üç yönde titreşimleri ölçer. Örnekleme hızı ve düşük geçiş filtresi yazılımda sırasıyla 617 Hz ve 5 Hz olarak ayarlanmıştır.



Şekil 6. FFT yöntemi, Newmark yöntemi ve ANSYS ile bulunan çıktı sinyalinin karşılaştırılması  $q_e=[0,44,5,0,352,5,792]$  (Output signals found by the FFT method, Newmark method, and ANSYS superposed)



Şekil 7. Kompozit manipülörün ANSYS modeli (ANSYS model of composite manipulator)

Tablo 1. Deneysel sistemin özellikleri (Properties of experimental system)

Açıklama	Değer	Açıklama	Değer
Boyuna Elastisite Modülü	$E_1=23200$ MPa	Manipülör Uzunluğu	$L=500$ mm
Enine Elastisite Modülü	$E_2=24000$ MPa	Kesit Özellikleri	$b=20$ mm, $h=2$ mm
Poisson oranı	$\nu_{12}=0,16$	Kesit Alanı	$A=40$ mm <sup>2</sup>
Kayma Modülü	$G_1=3250$ MPa $G_2=3300$ MPa	Alan Atalet Momenti	$I=bh^3/12=13,33$ mm <sup>4</sup>
Yoğunluk	$\rho=1,75$ g/cm <sup>3</sup>	Uç nokta ağırlığı	$m_p=54$ g

## 5. KOMPOZİT MANİPÜLATÖRÜN TİTREŞİM KONTROLÜ (VIBRATION CONTROL OF CONPOSITE MANIPULATOR)

### 5.1. Simülasyon ve Deneysel Sonuçlar (Simulation and Experimental Results)

İlk olarak manipülâtörün uç noktasına sapma verilerek serbest bırakılmış ve ivme sinyallerinin FFT u alınarak doğal frekanslar deneysel olarak ölçülmüştür. ANSYS-simülasyon ve deney sonuçları Tablo 2 de karşılaştırılmıştır. Sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir.

**Tablo 2.** Deneysel sistemin doğal frekansları  
(Natural frequencies of experimental system)

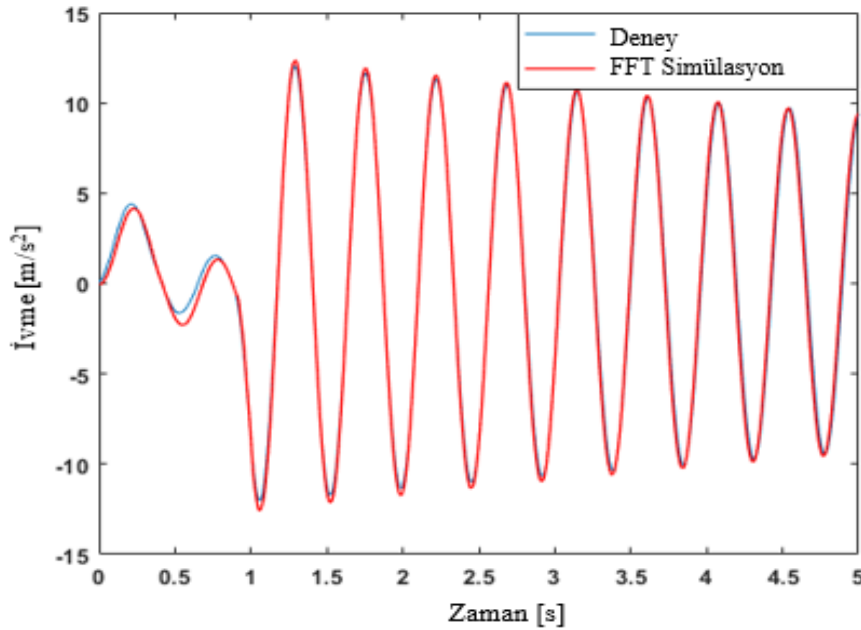
Doğal Frekans	ANSYS-Simülasyon (Hz)	Deney (Hz)
Birinci	2,19	2,18
İkinci	21,81	21,01
Üçüncü	28,62	25,31

Daha sonra farklı girdiler için FFT yöntemi-simülasyon ve deney sonuçları elde edilerek aşağıda karşılaştırılmıştır. FFT yönteminde, 4-SDS için uygulanan Şekil 4 teki akış şeması kompozit manipülâtöre de uygulanmıştır. ANSYS programında elde edilen Şekil 8 de verilen impuls cevabının örnekleri,  $h_n$ , kullanılmıştır. Şekil 5 te tanımlanan trapez hız profilinden oluşan girdi sinyali örnekleri  $b_{vn}$  in FFT,  $h_n$  in FFT u ile çarpılarak çıktı sinyalinin FFT u,  $X_{an}$ , elde edilir.  $X_{an}$  in ters FFT unun reel kısmı, çıktı sinyalinin örneklerinin verir. İmpuls veya farklı girdiler için ANSYS'te çıktı sinyallerinin elde edilmesi 22 saat sürmektedir. Analizler ANSYS 16.1 sürümünde ve Intel Xeon X5687 3,6 GHz işlemcili, 24GB RAM, NVidia 1GB P2200 ekran kartı özellikleri olan bilgisayarda gerçekleştirilmiştir. FFT yönteminde ise ANSYS ile bulunan impuls cevabı

kullanılarak farklı girdiler için çıktı sinyallerinin elde edilmesi 1 s sürmektedir. Girdi şekillendirmenin titreşim kontrolüne etkisini incelemek için birçok girdi sinyalinin ele alınması gerekir. Bu analizlerin ANSYS ile yapılması çok uzun zaman gerektirir. FFT yönteminde ise ANSYS yalnız bir defa impuls cevabını bulmak için kullanılır ve daha sonra birçok analiz FFT ile kısa sürede yapılabilir.

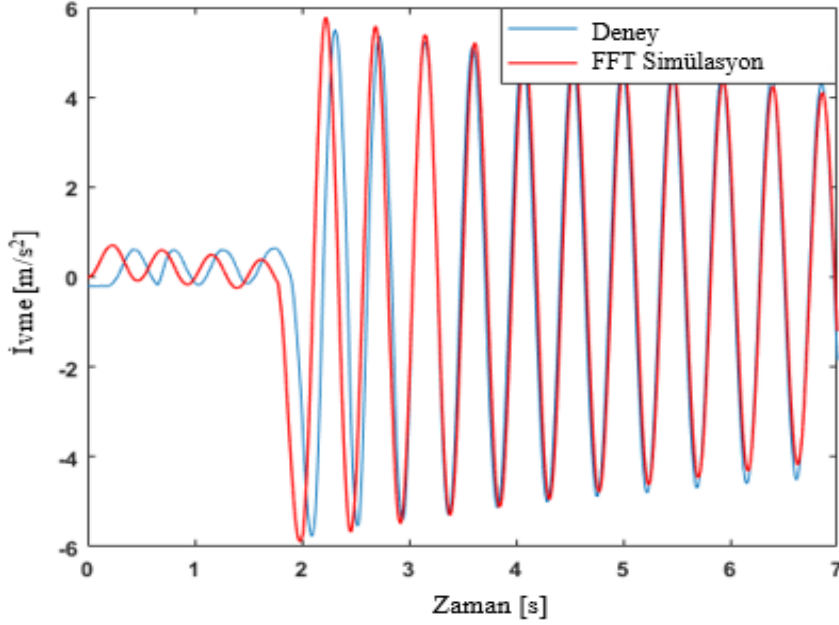
Şekil 5 teki trapez profilinin altında kalan alan manipülâtörün  $t_c$  sürede kaç derece döndüğünü belirler. Aşağıda verilen tüm sonuçlar için dönüş miktarı  $90^\circ$  dir. Şekil 10 da örnek bir durum için deney ve FFT yöntemi simülasyonu ile elde edilen çıktı sinyalleri karşılaştırılmıştır. Sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir.

Manipülâtörün temel frekans periyoduna dayanan yavaşlama süresinin titreşimleri azaltmada etkili olduğu bilinmektedir [41-43].  $T_{1h}$ , sistemin 1. doğal frekansının belirlediği periyodun yarısı olsun. Bu çalışmada ele alınan manipülâtör için  $T_{1h}=1/2,18/2=0,23$  s dir. Kompozit manipülâtörde,  $T_{1h}$  nın artık titreşimlere etkisi, FFT yöntemi ile araştırılmış ve deneylerle karşılaştırılmıştır. Bunun için üç durum ele alınmıştır. Durum 1, 2 ve 3 te zorlama süresi,  $t_c$ , sırasıyla 1, 2 ve 3 s alınmıştır. Durum 1 de sabit hız süresi,  $t_c$ , sıfır alınarak üçgen profil kullanılmıştır. Durum 2 ve 3 te sabit hız süresi,  $t_c$ ,  $T_{1h}$  olarak alınmış ve trapez profiller kullanılmıştır. Her durum için yavaşlama süresi  $T_{1h}$  nın katları olarak değiştirilmiştir. Hızlanma süresi,  $t_a$ , manipülâtörün dönüş miktarı her durum için  $90^\circ$  olacak şekilde hesaplanmıştır. Artık titreşimleri gözlemlemek için  $t=t_c$  den sonra 5 s daha cevabın örnekleri elde edilmiştir. Üç durum için deney ve FFT yöntemi simülasyonu ile elde edilen çıktı sinyalleri, Şekil 11-13 te karşılaştırılmıştır. Sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir. Şekil 11 (a) ve (b) karşılaştırıldığında yavaşlama süresi  $2T_{1h}$  olması halinde  $T_{1h}$

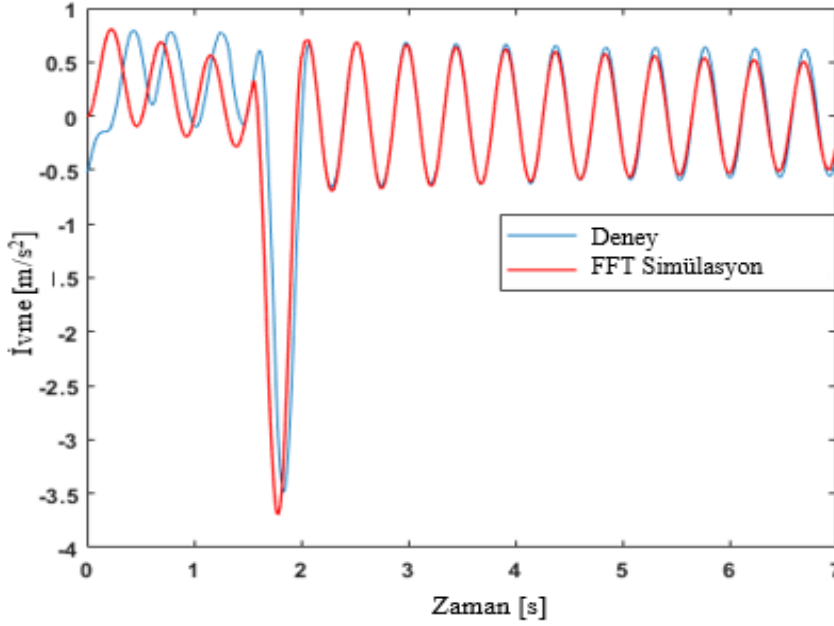


**Şekil 10.** Örnek çıktı sinyalleri,  $q_e=[0,4, 0,5, 0,1, 1]$  (Acceleration output signals of simulation and experiment)





(a)

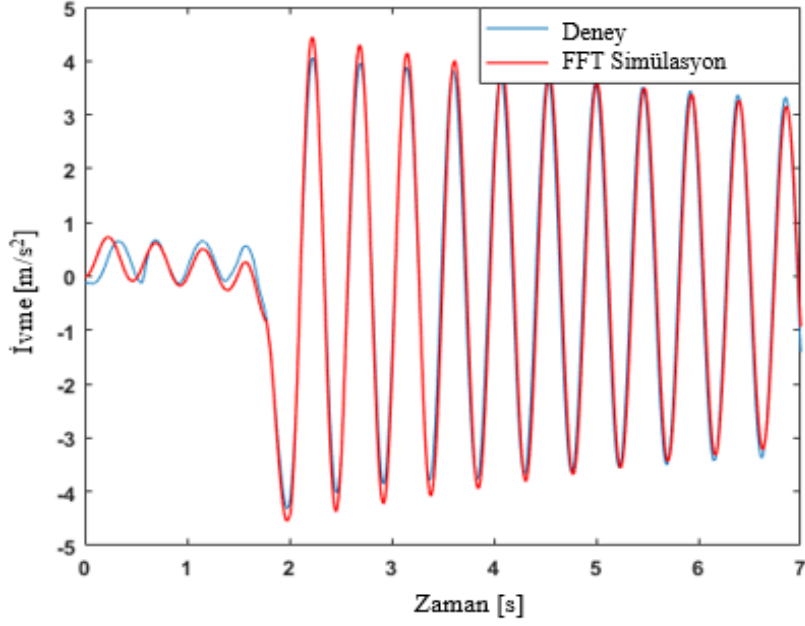


(b)

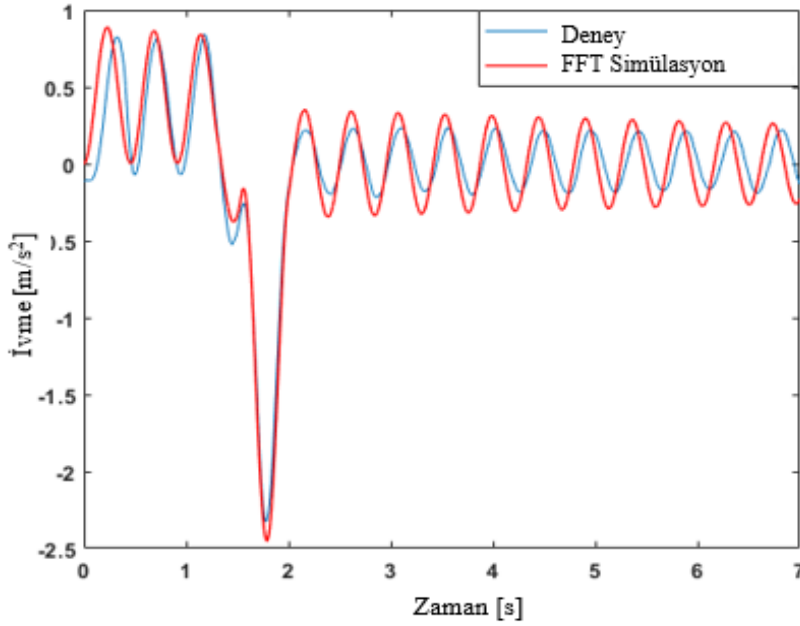
**Şekil 11.** Durum-1 için çıktı sinyalleri (a) [ $t_{acc}, t_{con}, t_{dec}, t_m$ ]=[\*,0, $T_{1h}$ ,2] ve (b) [\*,0,2 $T_{1h}$ ,2]  
(Example signals for Case-1)

ya göre önemli ölçüde artık titreşimlerin azaldığı gözlemlenmektedir. Benzer gözlem Şekil 12 ve 13 için de geçerlidir. Yavaşlama süresinin artık titreşimleri sönmülemde etkisini sayısal olarak incelemek için çıktı sinyali,  $t=t_c$  den  $t=t_c+5$  s aralığında pencereleir ve pencereleirilmiş sinyalin karelerinin ortalamasının karekök (RMS) değeri hesaplanır. RMS değeri küçüldükçe titreşim daha çok sönmülemiş olur. Üç durum için hesaplanan RMS

değerleri Tablo 3'te listelenmiştir. Azalma % leri yavaşlama süresi  $T_{1h}$  için hesaplanan RMS değeri esas alınarak hesaplanır. Örneğin Durum-1 için yavaşlama süresi  $2T_{1h}$  olması halinde Azalma  $\%=(3,4821-0,4264)/3,4821=\% 87,75$  tir. Üç durumun sonuçları, Tablo 3'te verildiği gibi  $2T_{1h}$  ve  $4T_{1h}$  için titreşim genliklerinde azaltmanın elde edilebildiğini göstermektedir. Durum 1 de, azalmalar simülasyonlarda sırasıyla  $2T_{1h}$  ve  $4T_{1h}$  için %87,75 ve



(a)

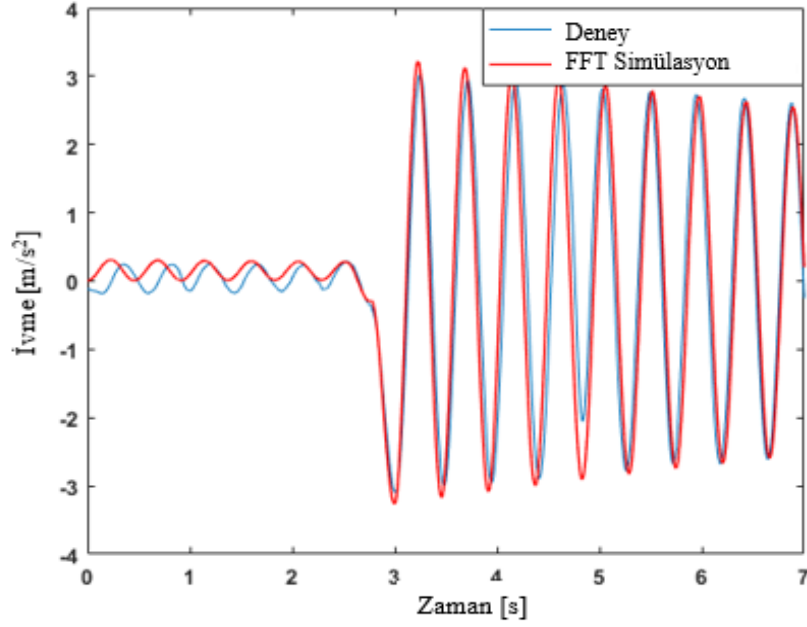


(b)

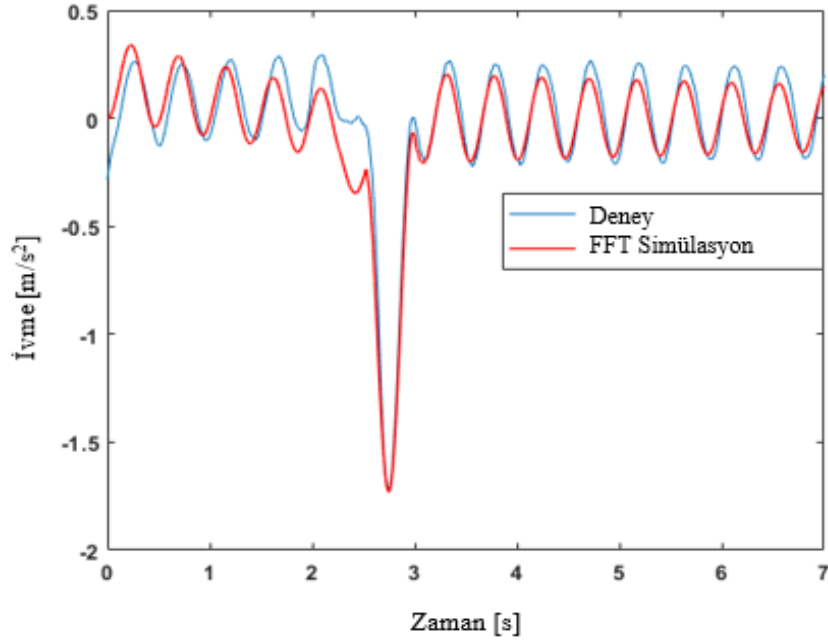
**Şekil 12.** Durum-2 için çıktı sinyalleri (a)  $[t_{acc}, t_{con}, t_{dec}, t_m]=[*, T_{1h}, T_{1h}, 2]$  ve (b)  $[*, T_{1h}, 2T_{1h}, 2]$   
(Example signals for Case-2)

%82,77 dir ve deneylerde  $2T_{1h}$  ve  $4T_{1h}$  için azalmalar sırasıyla %87,79 ve %83,95 tir. Durum 2 de azalmalar simülasyonlarda sırasıyla  $2T_{1h}$  ve  $4T_{1h}$  için %91,37 ve %82,13 tür ve deneylerde  $2T_{1h}$  ve  $4T_{1h}$  için azalmalar sırasıyla %94,37 ve %84,78 dir. Durum 3 te azalmalar simülasyonlarda sırasıyla  $2T_{1h}$  ve  $4T_{1h}$  için %91,7 ve %95,41 ve deneylerde  $2T_{1h}$  ve  $4T_{1h}$  için azalmalar sırasıyla %91,74

ve % 93,45 dir. Simülasyon ve deney için RMS değerleri azalma oranları, Tablo 3'te gösterildiği gibi çok yakındır. Azalma oranlarının, ayarlanan yavaşlama süresinin  $T_{1h}$ 'in çift katları için daha iyi olduğu görülmektedir. Frekans azaldıkça,  $6T_{1h}$  için titreşim genliklerini bastırmanın daha yüksek esneklik nedeniyle çalışamayacağı gözlemlenmiştir.  $qe=[*, 0,6T_{1h}, 2]$  için örnek bir cevap Şekil 14'te



(a)



(b)

**Şekil 13.** Durum-3 için çıktı sinyalleri for (a)  $[t_{acc}, t_{con}, t_{dec}, t_m]=[*, T_{1h}, T_{1h}, 3]$  ve (b)  $[*, T_{1h}, 2T_{1h}, 3]$  (Example signals for Case-3)

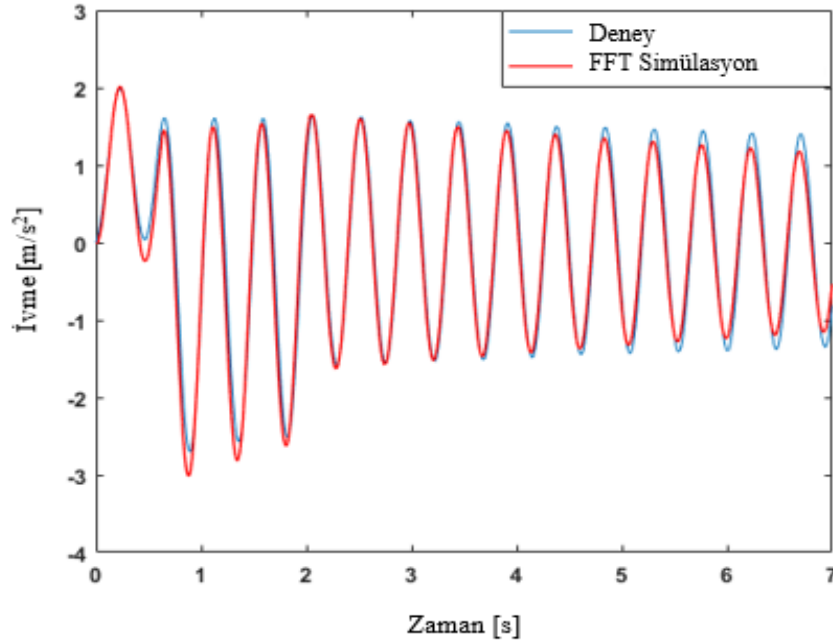
verilmektedir. Üç durum için yavaşlama süresine bağlı olarak artık titreşimlerin RMS değerlerinin değişimi Şekil 15'te verilmiştir.

Şekil 15 te görüldüğü gibi yavaşlama süresi artık titreşimlerin sönümlenmesinde etkilidir.  $T_{1h}$  nın tek katlarında maksimum değerler, ve  $T_{1h}$  nın çift katlarında

minimum değerler görülmektedir. Bunun nedeni,  $t=t_c$  de zorlama kesildiğinde sistem serbest titreşim hareketi yapmaktadır. Serbest titreşimin başladığı  $t=t_c$  anında oluşan ilk şartlar artık titreşimin seviyesinde etkili olmaktadır. Yavaşlama süresi  $2T_{1h}$  olduğunda  $t=t_c$  de denge konumundan sapma daha düşük olduğundan artık titreşimlerin seviyesi de daha düşük olmaktadır.

**Tablo 3.** Tüm durumlar için RMS değerleri ve azalma oranları (RMS values and reduction ratios for all cases)

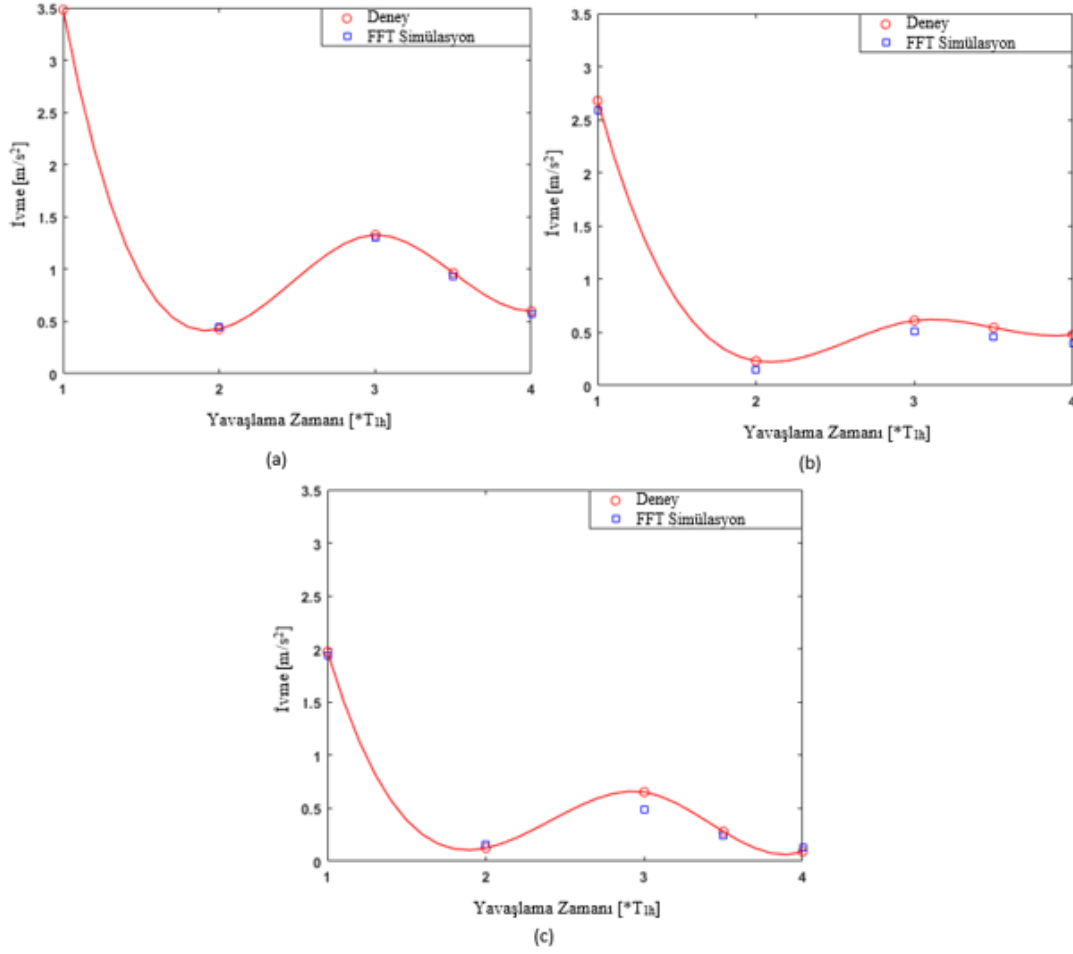
Durum	$[t_a, t_c, t_d, t_m]$	Simülasyon	Azalma %	Deney	Azalma %
Durum-1	$[* , 0, T_{1h}, 2]$	3,4821	-	3,5277	-
	$[* , 0, 2T_{1h}, 2]$	0,4264	87,75	0,4485	87,29
	$[* , 0, 3T_{1h}, 2]$	1,3293	61,82	1,3015	63,11
	$[* , 0, 4T_{1h}, 2]$	0,60	82,77	0,5662	83,95
Durum-2	$[* , T_{1h}, T_{1h}, 2]$	2,6789	-	2,5913	-
	$[* , T_{1h}, 2T_{1h}, 2]$	0,2311	91,37	0,1459	94,37
	$[* , T_{1h}, 3T_{1h}, 2]$	0,6119	77,16	0,5123	80,23
	$[* , T_{1h}, 4T_{1h}, 2]$	0,4786	82,13	0,3943	84,78
Durum-3	$[* , T_{1h}, T_{1h}, 3]$	1,9751	-	1,9375	-
	$[* , T_{1h}, 2T_{1h}, 3]$	0,1244	91,7	0,16	91,74
	$[* , T_{1h}, 3T_{1h}, 3]$	0,6524	66,97	0,4891	74,76
	$[* , T_{1h}, 4T_{1h}, 3]$	0,0906	95,41	0,1277	93,45

**Şekil 14.** Örnek cevap sinyali (a)  $[t_{acc}, t_{con}, t_{dec}, t_m] = [* , 0, 6T_{1h}, 2]$  (Example response)

## 6. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Bu çalışmada, tek eksenli esnek bir kompozit manipülatörün girdi şekillendirme ile titreşim kontrolü incelenmiştir. Hızlı Fourier Dönüşümünü (FFT) kullanan bir yöntem sunulmuştur. İlk olarak, FFT yönteminin başarısını açıklamak ve test etmek için dört serbestlik dereceli bir sistemin (4-SDS) ele alınmıştır. FFT yöntemi, impuls cevabını kullanır. 4-SDS in impuls cevabı Laplace dönüşümü yöntemiyle analitik olarak, Newmark yöntemiyle nümerik olarak ve ANSYS programıyla bulunmuştur. Nümerik yöntemi ve ANSYS için impulsun örnekleri için bir model önerilmiştir. Analitik, nümerik ve ANSYS sonuçları

karşılaştırılmış ve uyumlu olduğu görülmüştür. ANSYS ile bulunan impuls cevabı FFT yönteminde kullanılarak farklı girdiler için çıktı sinyalleri bulunmuştur. Farklı girdiler için FFT yöntemi, nümerik yöntem ve ANSYS ile bulunan sonuçlar karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. FFT yönteminin başarısı test edildikten sonra çalışma konusu kompozit manipülatör, ANSYS'te modellenmiş ve sistemin doğal frekansları ile seçilen girdi ve çıktı için impuls cevabının örnekleri bulunmuştur. ANSYS ile bulunan impuls cevabı FFT yönteminde kullanılarak farklı girdiler için çıktı sinyalleri elde edilmiştir. Geçici rejim analizi ile elde edilen çıktı sinyalleri ANSYS'te 22 saatte, FFT yönteminde 1 s de elde edilebilmektedir. ANSYS te geçici rejim analizi bir defa impuls cevabının



**Şekil 15.** Artık titreşim sinyallerinin yavaşlama zamanına bağlı RMS değerlerinin değişimi (a) üçgen (Durum-1) (b) trapez (Durum-2) ve (c) trapez (Durum-3) (Change of the RMS values of the residual vibration signals versus the deceleration time for (a) triangular (Case-1) (b) trapezoidal (Case-2) and (c) trapezoidal (Case-3) )

örneklerini bulmak için kullanılır. Girdi şekillendirmenin artık titreşimlerin sönümlenmesine etkisini incelemek için birçok girdi sinyalinin ele alınması gerekir. Birçok girdi sinyalinin ANSYS ile elde edilmesi çok uzun zaman alacağından, FFT yönteminin kullanılması titreşim kontrolünün hızlı olarak incelenmesi için kullanılır. ANSYS ile istenilen noktanın zorlanması girdi olarak ve istenilen noktanın ivmesi çıktı olarak seçilebilir. Farklı girdi ve çıktı noktaları için impuls cevabı ANSYS ile bulunur. Bu çalışmanın konusu olan manipülatörde girdi ve çıktı noktası uygulama esas alınarak belirlenmiştir.

Bir deney düzeneği kurulmuştur. Doğal frekansların ANSYS-simülasyonu ve deney sonuçları karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Farklı girdiler için çıktı sinyalleri FFT yöntemi-simülasyonu ve deneyde elde edilerek karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Girdi sinyalleri farklı trapez hız profilleri olarak ele alınmış ve çıktı sinyallerinde artık titreşimlerin sönümlenmesine etkisi incelenmiştir. Hız profillerinde yavaşlama süresinin artık titreşimlerin sönümlenmesinde etkili olduğu gözlemlenmiştir. Yavaşlama süresinin,

manipülatörün 1. doğal frekansının tanımladığı periyodun yarısı,  $T_{1h}$ 'nin çift katları olması halinde artık titreşimler en fazla sönümlenmektedir.

Bu çalışmada önerilen FFT yöntemi, trapez hız girdili kompozit manipülatörün uç noktasının artık titreşimlerinin incelenmesinde başarı ile uygulanmıştır. Benzer çalışmalar, servo motorlarda uygulanabilen S-eğrili girdiler için ve farklı manipülatörler için de yapılabilir.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Benosman M., LeVey G., Control of flexible manipulators: A survey, *Robotica*, 22, 533-545, 2004.
2. Fung T.C., Unconditionally stable higher-order Newmark methods by sub-stepping procedure, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 147, 61-84, 1997,
3. Zhang L., Zhu J.W., Zheng Z., The stochastic Newmark algorithm for random analysis of multi-degree-of-freedom nonlinear systems, *Computers and Structures*, 70, 557-568, 1999.

4. Kurtaran H., Dynamic analysis of moderately thick composite cylindrical panel subjected to moving load. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33 (2), 381-392, 2018.
5. Kahya V., Araz O., A simple design method for multiple tuned mass dampers in reduction of excessive vibrations of high-speed railway bridges. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 35 (2), 607-618, 2020.
6. Citro V., D'Ambrosio R., Giovacchino S.D., A-stability preserving perturbation of Runge–Kutta methods for stochastic differential equations. *Applied Mathematics Letter*, 120, 1-6, 2020.
7. Egger H., Schmidt K., Shasklov V., Multistep and Runge–Kutta convolution quadrature methods for coupled dynamical systems. *Journal of Computational and Applied Mathematics*, <https://doi.org/10.1016/j.cam.2019.112618>, 2020.
8. Xiaolong M., Bo W., Jiaohua Z., Xi S., A new numerical scheme with Wavelet–Galerkin followed by spectral deferred correction for solving string vibration problems, *Mechanism and Machine Theory*, 142, 1-14, 2019.
9. Taskiran Z.G.C., Sedef H., Realization of memristor based chaotic rossler circuit, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 35 (2), 765-774, 2020.
10. Karagülle H., Malgaca L., Analysis of End Point Vibrations of a Two-Link Manipulator by Integrated CAD/CAE Procedures, *Finite Elements in Analysis and Design*, 40, 2049-2061, 2004.
11. Kara Y., Akbulut H., Mechanical behavior of helical springs made of carbon nanotube additive epoxy composite reinforced with carbon fiber, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University* 32 (2), 417-427, 2017,
12. Çabuk A.S., Sağlam S., Üstün Ö., Investigation on efficiency of in-wheel BLDC motors for different winding structures, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University* 34 (4), 1975-1985, 2019.
13. Karagülle H., Malgaca L., Öktem H.F., Analysis by active vibration control in smart structures by ANSYS, *Smart Mater Struct*, 13, 661–667, 2004.
14. Xu S.X., Koko T.S., Finite element analysis and design of actively controlled piezoelectric smart structures. *Finite Element Analysis Designs*, 40, 241–262, 2004.
15. Khot S.M., Yelve N.P., Modeling and response analysis of dynamic systems by using ANSYS© and MATLAB©. *Journal of Vibration and Control*, 17 (6), 953 – 958, 2011.
16. Ahmad M. A., Nasir A. N. K., Ismail R. R., Ramli M. S., Comparison of hybrid control schemes for vibration suppression of flexible robot manipulator," in *Computer Modeling and Simulation, ICCMS'09. International Conference on. IEEE*. 356-360, 2009.
17. Li W.P., Luo B., Huang H., Active vibration control of Flexible Joint Manipulator using Input Shaping and Adaptive Parameter Auto Disturbance Rejection Controller. *Journal of Sound and Vibration*, 363, 97–125, 2016.
18. Gurleyuk S., Cinal S., Robust three-impulse sequence input shaper design. *Journal of Vibration and Control*, 13 (12), 1807-1818, 2007,
19. Adair D., Jaeger M., Aspects of Input Shaping Control of Flexible Mechanical Systems, *The Mathematica Journal*, 19, [dx.doi.org/doi:10.3888/tmj.19-3](https://doi.org/10.3888/tmj.19-3), 2017,
20. Banerjee A., Singhose W., Command shaping for nonlinear tracking control of a two-link flexible manipulator, *Proceedings of the AAS/AIAA Astrodynamics Specialists Conference, American Astronautical Society*, 97–121, 1997,
21. Banerjee A., Singhose W., Command shaping for nonlinear tracking control of a two-link flexible manipulator, *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, 21 (6), 1012–1015, 1998.
22. Nguyen Q.C., Ngo H.Q.T., Input Shaping Control to reduce the residual vibration of a flexible beam. *Journal of Computer Science and Cybernetics*, 32 (1), 73-88, 2016.
23. Ghorbani H., Alipour K., Tarvirdizadeh B., Hadi A., Comparison of various input shaping methods in rest-to-rest motion of the end-effector of a rigid-flexible robotic system with large deformations capability, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 118, 584-602, 2019.
24. Mar R., Goyal A., Nguyen V., Yang T., Singhose W., Combined input shaping and feedback control for double-pendulum systems, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 85, 267-277, 2017,
25. Piedrafita R., Comin D., Beltran J.R., Simulink® implementation and industrial test of Input Shaping techniques, *Control Engineering Practice*, 79, 1-21, 2018.
26. Monciet V., Combining FFT methods and standard variational principles to compute bounds and estimates for the properties of elastic composites. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 283, 454-473, 2015.
27. Lu W., Ge F., Wu X., Hong Y., Nonlinear dynamics of a submerged floating moored structure by incremental harmonic balance method with FFT. *Marine Structures*, 31, 63–81, 2013.
28. Mariot S., Leroy V., Pierre J., Elias F., Bouthemy E., Langevin D., Drenckhan W., An FFT approach to the analysis of dynamic properties of gas/liquid interfaces. *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects*, 473, 11-17, 2015.
29. Yan W., Yang L., Yang X., Ren W.X., Statistical modeling for fast Fourier transform coefficients of operational vibration measurements with non-Gaussianity using complex-valued t distribution, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 132, 293-314, 2019.
30. Charlere R., Marano R., Gelebart L., Use of composite voxels in FFT based elastic simulations of hollow glass

- microspheres/polypropylene composites, *International Journal of Solids and Structures*, 182–183, 1-14, 2020.
31. Badour F.A., Sunar M., Cheeded L., Vibration analysis of rotating machinery using time-frequency analysis and wavelet techniques. *Journal of Mechanical Systems and Signal Processing*, 25, 2083-2101, 2011.
  32. Sudhakar I., Naranaya S.A., Prakash M.A., Condition Monitoring of a 3-Ø Induction Motor by Vibration Spectrum analysis using Fft Analyser- A Case Study, *Materialstoday: Proceedings*, 4 (2), 1099-1105, 2017,
  33. Kabel M., Merkert D., Schneider M., Use of composite voxels in FFT-based homogenization. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 294, 168–188, 2015.
  34. Hanbay K., Talu M.F., Özgüven Ö.F., Real time fabric defect detection by using fourier transform, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 32 (1), 151-158, 2017.
  35. Singiresu S. Rao, *Mechanical Vibrations*. 5th Edition, Prentice Hall, 2011.
  36. Brigham E.O., *The Fast Fourier Transform and Its Applications* 1st Edition, Prentice-Hall, 1988.
  37. Newmark N.M., A method of computation for structural dynamics. *Journal of Engineering Mechanics*, ASCE 85, 67-94, 1959.
  38. Chitode J.S., *Digital Signal Processing*, Technical Publications Pune, 2005.
  39. Adlink Technology Inc. <http://www.adlinktech.com>. Erişim Tarihi Şubat 26, 2020.
  40. MicroStrain Inc. <http://www.microstrain.com/wireless/sensors>. Erişim Tarihi Şubat 26, 2020.
  41. Ankaralı A, Diken H., Vibration control of an elastic manipulator link. *Journal of Sound and Vibration*, 204 (1), 162–70, 1997,
  42. Yavuz Ş., Malgaca L., Karagülle H., Vibration control of a single-link flexible composite manipulator. *Journal of Composite Structures*. 140, 684-691, 2016.
  43. Ankaralı A, Mecitoglu Z, Diken H., Response spectrum of a coupled flexible shaft-flexible beam system for cycloidal input motion. *Mechanism and Machine Theory*, 47, 89–102, 2012.

