

# Yapıların Yüksek Doğruluklu Modal Analizi İçin Otomatik Darbe Tahrik Sistemi

*Automated Impact Excitation System for High Accuracy Modal Analysis of Structures*

Bekir BEDİZ<sup>1</sup> 

<sup>1</sup> Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Sabancı Üniversitesi, 34956, İstanbul, Türkiye

## Öz

Titreşim testi yapıların dinamik davranışlarının bulunmasında veya oluşturulan modellerin doğrulanmasında kullanılan bir yöntemdir. Literatürde kullanım kolaylığı ve hızlı uygulanabilirliğinden dolayı en yaygın olarak darbe testinden yararlanılmaktadır. Bu testte yapıya ucunda bir kuvvet algılayıcısı olan bir darbe çekici ile kuvvet iletimi yapılmaktadır. Sistem dinamiklerinin doğru olarak elde edilmesi için darbenin kalitesi ve yinelenebilirliği büyük bir önem taşımaktadır. Bu çalışmada, yapıların/parçaların titreşim testlerinde kullanılmak üzere yeni otomatik bir darbe tahrik sistemi geliştirilmiştir. Bu kapsamda, özel yapım bir esnek darbe mekanizmasına bir kuvvet algılayıcısı bağlanarak kuvvet ölçümlerinin yapılması sağlanmıştır. Sistem otomasyonunun sağlanması amacıyla esnek darbe mekanizmasını belirli bir başlangıç konumuna getirecek elektromagnets tabanlı bir sistem entegrasyonu gerçekleştirilmiştir. Uygun darbe için gerekli kontrol parametrelerinin elde edilebilmesi için tasarlanan mekanizma modellenmiş ve ayrıca her darbe sonucu test yapısının dinamiklerinin de hesaba katılabileceği bir simülasyon alt yapısı hazırlanmıştır. Çalışma kapsamında üretilen darbe tahrik sisteminin ve otomasyon yazılımının performansları yapılan testler ile sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** titreşim testi, darbe testi, otonom darbe çekici, yüksek kalite dinamik karakterizasyon.

## Abstract

Vibration testing is a method used to find the dynamic behavior of parts and systems used in many engineering fields and applications or to validate the derived analytical/numerical models. One of the most widely used vibration testing methods is impact testing due to the ease of application. In this test, the force is transmitted to the structure with an impact hammer. Therefore, to accurately determine the dynamics of the system, the quality and repeatability of the impact applied is of great importance. The aim of this study is to develop a new automatic impact drive system for vibration tests of structures/parts. In this context, a force sensor is connected to a special flexible impact mechanism. To provide system automation, an electromagnet-based system integration was carried out to bring the flexible impact mechanism to a certain starting position. A simulation framework is constructed to obtain the necessary control parameters for the appropriate impact. The performance of the impact drive system and automation software produced within the scope of the study were presented with case studies.

**Keywords:** vibration test, impact testing, automated impact hammer, high-quality dynamic characterization.

## I. GİRİŞ

Birçok mühendislik alanında ve uygulamasında (havacılık ve uzay, enerji depolama ve dönüştürme, medikal, vb.) kullanılan yapıların dinamik davranışlarının bilinmesi ve modellenmesi, fonksiyonel özellikleri ve performansları açısından oldukça büyük bir önem arz eder. Yapıların karmaşıklığından ve genellikle sönümleme için kullanılan fiziksel modellerin yetersizliğinden ya da doğruluktan uzak olmasından dolayı, analitik veya numerik yöntemler ile bu yapıların hepsinin modellenmesi mümkün değildir. Modellenen yapılar için dahi elde edilmiş modellerin doğruluğunun deneyler ile ispat edilmesi gerekmektedir. Bu sebeple, yapıların dinamik özelliklerinin (doğal frekans, sönümleme katsayısı, vb.) titreşim testi ile bulunması gerekmektedir.

Titreşim testi basit olarak bir yapının bilinen (veya ölçülebilen) bir kuvvetle tahrik edilmesi ve bu tahrik sonucu yapıdaki tepkinin ölçülmesi işlemini kapsar. Daha sonra, tahrik ve tepki sinyallerinin frekans alanında işlenmesi ile yapının dinamik özelliklerinin bulunabileceği frekans tepki fonksiyonları (FTF) elde edilir. Literatürde yapıların titreşim testleri ile ilgili oldukça fazla çalışma yapılmış ve yeni teknolojiler üretilmiştir. Literatürde test yapısının tahrik edilmesi amacıyla darbe çekici ve sallayıcı yöntemleri en çok kullanılan metotlardır. Yapının sallayıcı ile tahrik edilmesi için sallayıcının test parçasına bağlanması ve böylece istenen bir tahrik sinyalinin

sisteme iletiminin sağlanması gerekmektedir. Test yapısı ve sallayıcı bağlantı noktasındaki bir kuvvet algılayıcısı vasıtasıyla da iletilen kuvvetin ölçülmesi sağlanmaktadır [1]. Test aşamasında sistem farklı frekanslarda sallanarak tepkisi ölçüldüğünden, sistemin istenen bir frekans aralığındaki dinamik davranışının çıkarılması oldukça zaman alıcıdır. Ayrıca, sistem (i) çok büyük olduğunda istenen kuvvetlerin yapıya iletimin fiziksel olarak zor olması veya (ii) çok küçük olduğunda (minyatür ve/veya esnek sistemlerde) sallayıcı test edilen yapıya bağlandığından dolayı yapının dinamiklerinin değişmesine yol açtığından bu tahrik sisteminin kullanım alanları oldukça sınırlıdır [2]. Diğer tahrik yöntemi olan darbe çekiçleri 1960'ların ortalarında alternatif bir tahrik yöntemi olarak ortaya çıkmıştır [3]. Süreksiz bir yöntem olduğundan sistem dinamiklerinin oldukça hızlı bir şekilde elde edilmesine olanak sağlar. Bu yöntemde, sisteme uygulanan çok kısa süreli (milisaniye mertebelerini geçmeyen) bir darbe ile sisteme yüksek bir enerji verilerek belli bir bant genişliği içerisindeki tüm biçim şekillerinin uyarılması hedeflenir [3], [4]. Fakat manuel olarak uygulanmasından dolayı birçok zorlukları bulunmaktadır. Öncelikle yüksek hassasiyetli FTF elde etmek için ölçümlerin yinelenebilir bir şekilde yapılması gerekmektedir; fakat darbe çekiçleri manuel olarak uygulandığından bunun sağlanması hemen hemen imkânsızdır. Her ne kadar büyük yapılar için bu hassasiyet az da olsa, test yapısı küçüldükçe yinelenebilir bir şekilde ölçüm yapılması oldukça zordur. Ayrıca test yapısı küçüldükçe fiziksel boyutlarının küçük olmasından kaynaklı yüksek bant genişliklerinde dinamik davranışlar sergilenebilmektedir. Örneğin, mikro üretim sistemlerinde kullanılan minyatür ultra-yüksek-hızlı iş millerinin dinamiklerinin doğru olarak modellenmesi için titreşim testlerinde tahrik sisteminin bant genişliği 25 kHz mertebelerine kadar ulaşmalıdır [5]. Aynı zamanda hassas yapılarda test yapısının zarar görmemesi için tahrik kuvvetinin yapıya zarar vermeyecek bir düzeyde tutulmasını gerektirir; fakat manuel bir uygulamayla bu gereksinimlerin sağlanması mümkün değildir.

Literatürde, yukarıda bahsedilen zorlukların üzerinden gelmek için birtakım çalışmalar yapılmıştır. Yinelenebilir bir şekilde yapının tahrik edilmesi amacıyla değişik mekanizmalar/tasarımlar kullanılabilir. Yapılan ilk çalışmalardan birisi Jacobs ve Bissinger [6] tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmadaki asıl amaç sadece tahrik noktası açısından yinelenebilir darbeler elde edilmesiyle sınırlı kalmıştır ve sadece manuel bir uygulamaya oranla üstünlüğü niteliksel olarak gösterilmiştir. Bu alanda en yaygın olarak kullanılan sistemler sarkaç benzeri

mekanizmalardır [7], [8]. Bu yöntemde her ne kadar darbe/vuruş kuvveti basit modelleme teknikleri (tek serbestlik dereceli modeller) ile tahmin edilebilse de, hem düşük darbe kuvveti ile vuruşların yapılabilmesi hem de vuruş açısının ayarlanması oldukça zordur. Diğer bir yaygın yöntem de darbe çekiçlerinin bir motora bağlanmasıdır. Champoux vd. yaptıkları bir çalışmada bu yöntemi iki minyatür darbe çekicini iki farklı motora bağlayarak sisteme moment tahriki vermekte kullanmışlardır [7]. Fakat düzgün bir darbe profili için (tek vuruştan oluşan) oldukça karmaşık kontrol algoritmalarının kullanılması gerekmektedir. Yapılan testler sonucunda da ancak 1 kHz genliğinde vuruşlar elde edilebilmiştir. Literatürde kullanılan bir diğer yöntem de sarmal bobin (veya ses bobini) kullanarak aynı noktaya yinelenebilir darbeler iletmektir. Bu sistemlerde basitçe sisteme iletilen gerilim ile darbe ucunun hareketi sağlanmaktadır. Aynı noktaya darbe iletimini gerçekleştirmek için oldukça basit bir yöntem olsa da kısa süreli darbeler (yüksek genlikteki darbeler) ve kontrol edilebilir darbe kuvveti için sistemin hareketinin kontrol edilmesi oldukça zordur [9]. Yakın zamandaki bir çalışmada benzer bir sistem Maierhofer vd. tarafından geliştirilmiştir ve kuvvet algılayıcısının hareketi elektromanyetik relüktans eyleyicisi ile sisteme verilen voltaj ayarlanarak kontrol edilebilmektedir [10]. Ama bu sistemde test için uygun parametrelerin belirlenmesinin manuel olarak yapılması gerekmektedir. Bu alandaki en son çalışmalar Bediz ve diğerleri [11] ve Shekhar ve Ozdoganlar [12] tarafından yapılmış ve yeni bir darbe tahrik sistemi tasarlanmıştır. Yapılan bu fizibilite çalışmasında geliştirilen darbe cihazının da dinamik modellenmesi üç boyutlu analitik/numerik modeller kullanılarak yapılmış ve oluşturulan simülasyon ile deneyde cihaz için kullanılacak uygun test parametreleri elde edilmiştir. Fakat uygulanan modelleme yönteminin hesaplama verimsizliğinden dolayı pratikte uygulamak için eksikleri bulunmaktadır. Her ne kadar darbe kuvvetinin büyüklüğü kontrol edilebilse de sistemde ankastre giriş benzeri bir mekanizma kullanıldığından darbe oryantasyonun kontrolü mümkün olamamaktadır.

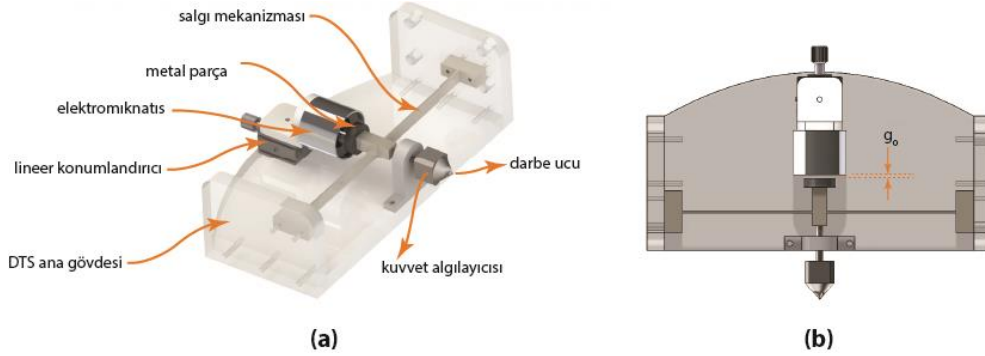
Bu çalışmada yapıların titreşim testlerinde kullanılmak üzere yeni otomatik bir darbe tahrik sisteminin geliştirilmesi ve böylece literatürdeki yapıların/sistemlerin dinamiklerinin titreşim testleri ile hızlı ve yüksek hassasiyetle bulunması yolundaki eksikliklerin giderilmesi amaçlanmaktadır. Bu amaçla öncelikle geliştirilen darbe mekanizmasının basit ve kapalı devre çalışabilecek bir dinamik modeli oluşturulmuştur. İkinci olarak, otomatik bir şekilde çalışması için darbe testi sırasında yapı yüzeyinin bulunması sağlayacak bir algoritma sisteme

eklenmiştir. Üçüncü aşamada da tasarlanan darbe tahrik sisteminin, darbe olayının kendisinin (Hertzian darbe teorisi kullanılarak) ve test yapısının dinamik modellerinin beraber kullanılacağı bir simülasyon alt yapısı oluşturulmuş ve bu alt yapı kapalı devre sistemi uygulamasıyla üretilen sisteme başarılı bir şekilde entegre edilmiştir. Son olarak da geliştirilen sistemin performansının ölçülmesi için de manuel darbe testleri sonuçları ile karşılaştırılması yapılmıştır.

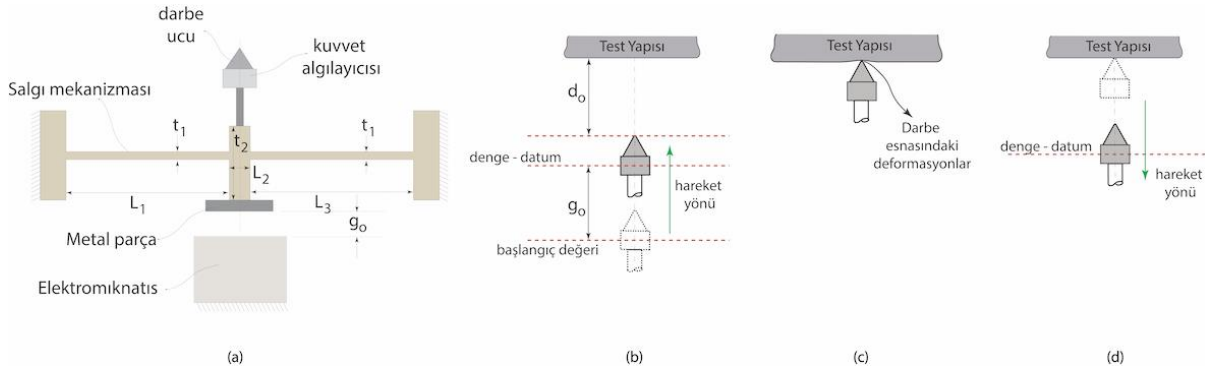
## II. MODELLEME VE YÖNTEM

### 2.1. Darbe Tahrik Sistemi

Şekil 1, tasarlanan darbe tahrik sistemini göstermektedir [13]. Görüldüğü gibi hareket mekanizması özel olarak istenen doğrusal hareketi sağlayacak bir salgı mekanizmasından oluşmaktadır.



Şekil 1. Tasarlanan darbe mekanizmasının CAD modeli.



Şekil 2. Darbe tahrik sisteminde darbe ucunun hareket şeması: (a) darbe tahrik sistemi modelinin üstten görüntüsü, (b) elektromıknatisin yardımıyla geri çekilmiş darbe ucunun konumu, (c) sistem serbest bırakıldıktan sonra hareket ederek test yapısına temas halindeki darbe ucunun hareketi, (d) darbeden sonra test yapısından uzağa ilerlemekte olan darbe ucunun hareketi.

Darbe tahrik sisteminin çalışması şu şekilde basitçe özetlenebilir: Elektromıknatisa gerilim verildiğinde, salgı mekanizmasına bağlı olan metal parçayı kendine doğru çeker ve böylece salgı mekanizmasına bir deformasyon verilmiş olur. Devre kapatıldığında ise, elektromıknatis sistemi serbest bırakır ve yapı belirli bir yolu izleyerek test yapısına doğru hareket etmeye başlar. Darbe tahrik sisteminin ve test yapısının dinamiğine ve darbe mekanizmasına bağlı olarak tek

Test sırasında darbe kuvvetinin ölçülebilmesi için kuvvet algılayıcısı (Kistler 9712B – Quartz kuvvet algılayıcısı) kullanılmıştır. Darbe mekanizmasının otomatik bir şekilde çalışması için salgı mekanizmasına bir başlangıç deformasyonu verilmesi gerekmektedir. Böylece salgı mekanizmasında depolanan potansiyel enerji sistem serbest bırakıldığında kinetik enerjiye dönüşecek ve darbe ucu Şekil 2’de belirtilen şekilde test yapısına doğru hareket edecektir. Bu amaçla sisteme

Şekil 1’de görüldüğü gibi bir elektromıknatis entegre edilmiştir. Elektromıknatisin salgı mekanizmasını gerilim verildiğinde çekebilmesi için salgı mekanizmasına bir metal disk takılmıştır.

bir darbe veya çoklu darbe gerçekleşir. Test sırasında darbe ucu ile test yapısı arasındaki mesafenin ( $d_0$ ) ve/veya salgı mekanizmasına bağlı metal parça ile elektromıknatis arasındaki mesafenin ( $g_0$ ) kolaylıkla kontrol edilebilmesinden dolayı tek bir darbe elde etmek ve darbe kuvvetinin ve genişliğinin ayarlanmasında bu iki parametre kontrol parametreleri olarak seçilmiştir.

## 2.2. Darbe Mekanizması Modeli

Titreşim testi kapsamında darbe kuvvetinin doğru bir şekilde tahmini yapılabilmesi ve kontrol parametrelerinin ( $d_o$  ve  $g_o$ ) hızlı bir şekilde ayarlanabilmesi için PMMA'den üretilen salgı mekanizmasının eş değer tek serbestlik dereceli bir modeli oluşturulmuştur [14]. Tek serbestlik dereceli dinamik model için öncelikle eş değer kütle ve esneklik değerlerinin bulunması gerekmektedir. Eş değer model bulunurken yapı iki simetrik kısma ayrılmıştır ve her kısım için ucunda konsantre kütle bulunan ankastre giriş için olan eş değer formülasyonlar kullanılmıştır. Yalnız salgı mekanizmasının kütlesi de bu eşdeğer modeline dahil edilmiştir. Bu yaklaşımla eş değer sistem parametreleri

$$k_{eq} = \frac{192 E I}{(2 L_1 + L_2)} \quad (1)$$

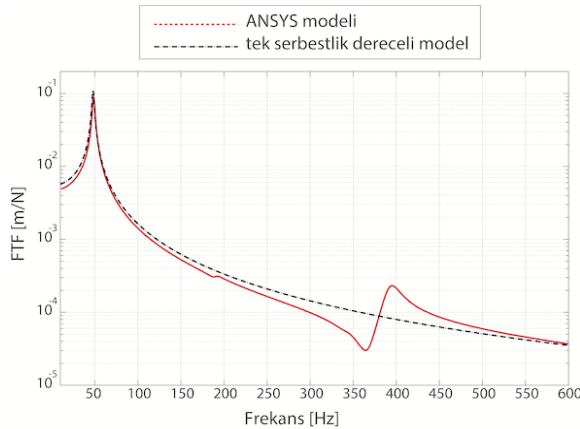
$$m_{eq} = 2 [0.24 \rho w_1 t_1 (2 L_1 + L_2)] + \rho w_2 L_2 (t_2 - t_1) \quad (2)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada  $t$  ve  $w$  salgı mekanizmasının kalınlığını ve genişliğini belirtmektedir. Salgı mekanizmasının geometrik parametreleri Tablo 1'te verilmiştir.

**Tablo 1.** Salgı mekanizması geometrik parametreleri.

Geometrik Parametre	Değerler [mm]
$L_1$	74
$L_2$	8
$L_3$	74
$t_1$	1.2
$t_2$	22
$t_3$	1.2
$w_1 = w_2 = w_3$	8

Modelin doğruluğunu test etmek için aynı mekanizma sonlu elemanlar yöntemi ile de modellenmiştir. Tek serbestlik dereceli model ve sonlu eleman modeli ile sistemin temel rezonans frekansı sırasıyla 48.6 Hz ve 48 Hz olarak hesaplanmıştır. Frekans tepki fonksiyonları karşılaştırması da Şekil 3'te görülmektedir. Sistem dinamiğinde en baskın kısım birinci titreşim biçiminden geldiğinden tek serbestlik dereceli model de oldukça doğru sonuçlar verecektir.



**Şekil 3.** Salgı mekanizması darbe ucu için hesaplanan frekans tepki fonksiyonu.

## 2.3. Darbe Modeli

Darbe ucu test yapısına temas ettikten sonra darbe kuvvetinin bulunabilmesi için bir darbe modeli oluşturulması gereklidir. Şekil 2(b)'de de gösterildiği gibi darbe sırasında iki ana aşama bulunmaktadır: (i) deformasyon ve (ii) önceki duruma gelme. Darbe test yapısına temas ettiğinde sahip olduğu hız ve momentum sayesinde test yüzeyinde bir elastik girinti başlar. Girinti ilerledikçe darbe ucu ve test yüzeyi arasında bir kuvvet oluşmaktadır. Darbe dinamiği üzerine literatürde oldukça fazla çalışma bulunmaktadır. Bu alandaki modellerden en önemlisi Hertz teorisidir [15]–[18]. Bu teori başlangıçta iki küresel cismin çarpışmasını modellemek için geliştirilmiştir. Temelde Hertz teorisi, çarpışma sırasında doğrusal olmayan bir kuvvet-deformasyon ilişkisine sahiptir. Darbe sırasındaki kuvvet aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$F_{darbe} = K \delta^n \left\{ 1 + \frac{3(1-e^2)}{4} \frac{\delta}{U_o} \right\} \quad (3)$$

Bu denklemde  $K$  darbe sertliğini,  $e$  geri getirme katsayısını,  $U_o$  darbe ucunun ilk temas hızını  $\delta$  ve  $\delta'$  da girinti miktarını ve hızını,  $n$  de doğrusal olmayan katsayıyı belirtmektedir ve bu değer 1.5 olarak alınmıştır [17], [19]. Geri getirme katsayısının değeri literatürden bulunabilir. Bununla birlikte, karmaşık geometriler için deneylerden belirlenmesi gerekir. Darbe sertliği de

$$K = \frac{4}{3\pi(k_i+k_j)} \sqrt{\frac{r_i r_j}{r_i+r_j}} \quad (4)$$

formülü kullanılarak hesaplanabilir. Burada  $r_i$  ve  $r_j$  çarpışan yüzeylerin yarıçapını  $k_i$  ve  $k_j$  de çarpışan yapıların malzeme özelliklerini göstermektedir ve aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$k_l = \frac{1-\nu_l^2}{\pi E_l}, \quad l = i, j \quad (5)$$

Burada  $\nu$  Poisson katsayısını,  $E$  de elastisite modülünü belirtmektedir.

## 2.4. Elektromıknatis Ampirik Modeli

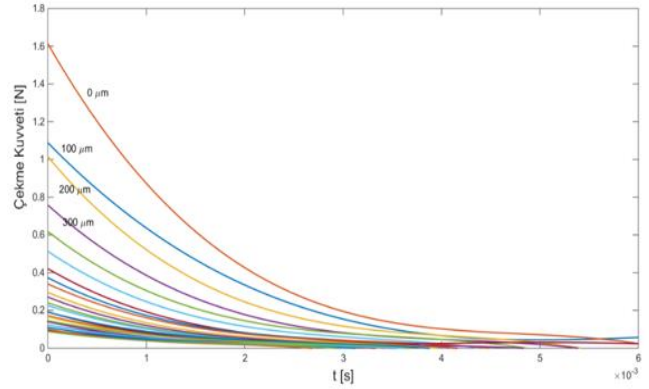
Elektromıknatisa voltaj verilmesi ile bir manyetik alan oluşmaktadır ve bu manyetik alan salgı mekanizmasına sabit bir şekilde takılmış metal parçayı kendisine doğru çekmektedir. Elektromıknatisa verilen voltajın kesilmesi ile manyetik alan yok olmaya ve böylece sistem salgı mekanizmasında depolanmış gerinim enerjisi ile hareket etmeye başlamaktadır. Burada önemli olan manyetik alanın voltaj kesildiği anda tamamen kaybolmamasıdır.

Elektromıknatisa verilen voltajın  $t=0$  anından kesildiğini varsayarsak hareketin başlaması  $t=t_i$  zamanında olmaktadır. Yani yavaş yavaş zayıflayan manyetik alan kuvveti bir noktada ( $t=t_i$  anında),

gerinmiş haldeki salgi mekanizmasını yerinde tutmaya yetmemektedir ve böylece salgi mekanizmasının test yapısına doğru hareketi başlamaktadır. Fakat salgi mekanizmasının hareketinin bu ilk kısımlarında manyetik kuvvet de sisteme etki etmeye devam etmektedir. Bu yüzden sistemin doğru bir şekilde modellenebilmesi amacıyla elektromıknatis kuvvetinin de modellenmesi gerekmez. Bu kapsamda hem analitik modellerin uygulanmasının zor olmasından ve numerik açıdan verimsiz olmasından dolayı bu çalışma kapsamında daha önce de belirtildiği gibi ampirik bir model oluşturulması üzerine çalışılmıştır. Ampirik model oluşturulmasında elektromıknatisa 9V değeri verilerek elde edilen kuvvet değişimi Şekil 4'teki gibi uzaklığa ve zamana bağlı olarak elde edilmiştir. Simülasyonlarda bu test datasından interpolasyon yöntemi ile salgi mekanizmasına etki eden kuvvet değeri bulunmaktadır.

### 2.5. Test Yapısının Modeli

Titreşim testine başlanmadan önce test yapısının dinamiği hakkında bir bilgi genelde bulunmamaktadır. Test yapılacak parça yüksek rijitlikte bir parça ise bu aşamaya kadar geliştirilmiş olan simülasyon modeli (darbe tahrik sistemi modeli, darbe modeli ve elektromıknatis modeli) darbe kuvveti ve darbe genliğinin tahmin edilmesi için yeterlidir. Fakat test yapısının esnek olduğu durumlarda, darbe sonucunda test yapısında da esneme/hareket meydana gelmektedir. Denklem 3'ten de görülebileceği gibi darbe kuvveti darbe ucu ve darbe yüzeyi arasındaki rölatif konuma ( $\delta$ ) ve hıza ( $\dot{\delta}$ ) bağlıdır. Dolayısı ile esnek parça üzerinde test yapıldığında darbe kuvvetinden dolayı test yapısında esneme ve bu sebeple rölatif konum ve hız değerlerinde farklılık olmaktadır. Dolayısıyla esnek parçalar üzerinden yapılacak testlerde de darbe kuvvetinin ve genliğinin doğru bir şekilde tahmin edilebilmesi için test yapısı dinamiğinin de simülasyon modeline dahil edilmesi gerekmektedir. Test yapılmadan test dinamiği hakkında bir bilgi sahibi olunması imkânsız olduğu için yapılacak ilk vuruşta test dinamiği rijit olarak kabul edilmesi düşünülmüştür. Böylelikle ilk vuruştan sonra darbe ve tepki verisi kullanılarak hesaplanacak frekans tepki fonksiyonu kullanılarak test yapısının modal parametreleri çıkarılabilecektir. Çıkarılan modal parametreler ile sistem dinamiği de simülasyon modeline dahil edilebilmektedir. Dolayısıyla her vuruştan sonra güncellenen frekans tepki fonksiyonu üzerinden sistem dinamiği çıkarılmakta ve simülasyon modelinde kullanılmaktadır. Oluşturulan bu yinelemeli model sayesinde birkaç vuruştan sonra doğru kuvvet ve genlik tahminleri yapılabilmekte ve esnek parçaların da titreşim testlerinin hızlı bir şekilde elde edilmesi sağlanmış olabilmektedir.



Şekil 4. Elektromıknatis kapandıktan sonra kaybolan manyetik alanın salgi mekanizmasına uyguladığı kuvvet.

### 2.6. Darbe Tahrik Sistemi Çalışma Simülasyonu

Oluşturulan simülasyon algoritması Şekil 5'te verilmiştir. Görülebileceği gibi yinelemeli bir simülasyon modeli oluşturulmuştur. İlk başta seçilen  $d_o$  ve  $g_o$  değerleri istenen tek darbe vuruşunu gerçekleştirilemezse bile daha sonraki vuruşlarda test yapısı dinamiği de hesaba katılacağından istenilen vuruşlar sonraki darbelerde elde edilebilecektir ve böylece titreşim testi bittiğinde test dinamiği doğru bir şekilde çıkarılmış olacaktır. Verilen algoritmanın daha iyi anlaşılabilmesi için bu bölümde her kısım detaylıca anlatılmıştır.

**Adım 1:** Seçilen darbe mekanizması çalışma parametreleri ( $d_o$  ve  $g_o$ ), salgi mekanizması için oluşturulmuş dinamik modelinde zamana bağlı hareketin bulunması için kullanılacaktır. Zaman tabanlı tepkinin tahmin edilmesinde MATLAB yazılımının 'ode' fonksiyonu kullanılmıştır. Bu amaçla sistem modelinin durum uzay modeli oluşturulmuştur. Örneğin tek serbestlik dereceli sistem için bu model aşağıdaki gibi çıkarılabilir:

$$\begin{cases} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{cases} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_n^2 & -2\zeta\omega_n \end{bmatrix} \begin{cases} q_1 \\ q_2 \end{cases} + \begin{cases} 0 \\ 1/m_{eq} \end{cases} F \quad (6)$$

**Adım 2:** Sistemin hareketinin başlangıcı yukarıda da bahsedildiği gibi salgi mekanizmasının elektromıknatıstan koptuğu andır. Elektromıknatisa verilen voltaj kesildikten sonra manyetik alan biranda yok olmadığından elektromıknatis kuvvet uygulamaya devam etmektedir. Dolayısı ile ilk önce Denklem 6 kullanılarak sistemin ilk harekete başladığı noktanın bulunması gerekmektedir. Buradaki kuvvet ( $F$ ) elektromıknatıstan dolayı sisteme etki eden çekme kuvvetidir. 'ODE - I' isimli fonksiyon bu amaçla kullanılmaktadır.

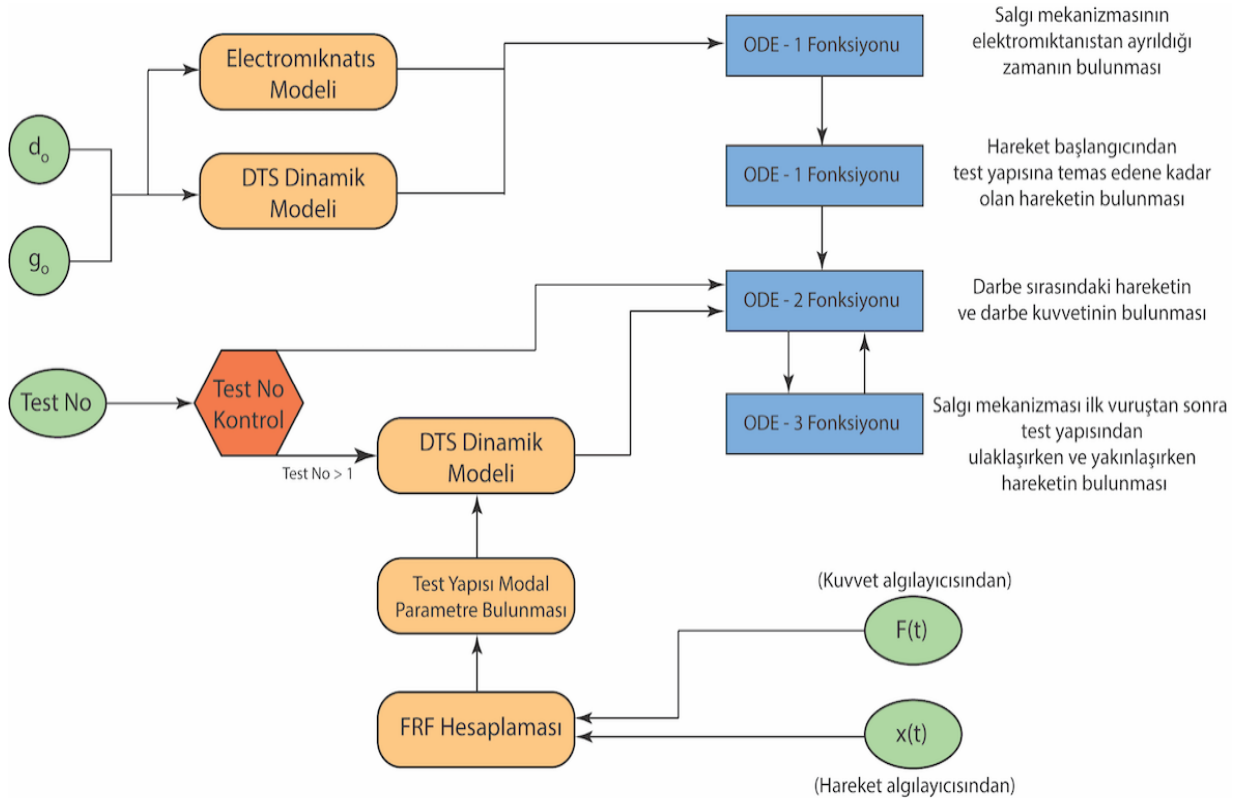
**Adım 3:** Hareket başladıktan sonra darbe ucunun test yapısına değdiği noktaya kadar sistemin hareketi yine 'ODE - 1' isimli fonksiyon kullanılarak bulunabilir. Belli bir zaman sonra ya da darbe elektromıknatıstan belli bir uzaklığa geldiği noktada sistem üzerine etki eden kuvvet sıfır olacağından sistem serbest salınımına geçecektir. Bu üçüncü adımda ayrıca sistemin her zaman aralığında pozisyonu kontrol edilerek test yapısının bulunduğu konuma gelip gelmediği kontrol edilmektedir.

**Adım 4:** Darbe ucu test yapısının yüzeyi ile temasa geçtiği noktadan itibaren Şekil 2'de belirtilen deformasyon ve geri gelme fazları oluşacağından test yapısı ve darbe ucu arasında bir kuvvet oluşumu gerçekleşecektir. Bu kısım için oluşturulan 'ODE - 2' isimli fonksiyon içerisinde Denklem 3 kullanılarak darbe kuvveti hesabı yapılmakta ve yine Denklem 6 kullanılarak sisteme etkisi tahmin edilebilmektedir. Test yapısı üzerinde ilk test gerçekleştirildikten sonra (eğer test yapısı esnekse istenilen darbe elde edilmeyebilir) hesaplanan frekans tepki fonksiyonu kullanılarak eğri uydurma yöntemi ile test yapısının dinamikleri için de Denklem 6'daki benzer durum uzay denklemleri çıkarılabilir. Böylece ikinci veya daha sonraki testlerde hem darbe sisteminin hem de test yapısının beraber zamana bağlı tepki simülasyonu gerçekleştirilmektedir.

**Adım 5:** Darbe tamamlandıktan sonra sistem test yapısından uzaklaşmaya başlamaktadır. Bu durumda sisteme etki eden bir kuvvet olmadığı için hareketi bulunurken Denklem 6'da kuvvet kısmı tepki hesabına katılmamaktadır ve buna uygun olarak 'ODE - 3' isimli fonksiyon kullanılmaktadır. Bu fonksiyon sonucunda tekrar test yapısına temas olması durumunda hareketin çözülmesi için 'ODE - 2' isimli fonksiyonun kullanımına geçilmektedir.

**Adım 6:** Frekans tepki fonksiyonu hesabı için yeterli miktarda vuruş yapıldıktan sonra kuvvet ve hareket algılayıcılarından gelen veriler kullanılarak sistem dinamikleri bulunabilir.

Şekil 6, sistem için oluşturulan bu simülasyon alt yapısı ile elde edilmiş bu adımları göstermektedir. Sistem hareketinde tüm bu adımların hesaplandığı kısımlar şekil üzerinde gösterilmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken bir diğer unsur da ilk vuruştan sonra geri gelen darbe ucunun kendi salınımindan kaynaklı olarak tekrar gidip test yapısına vurabileceğidir; test süresinin darbe mekanizmasının salınım periyodundan fazla olması durumunda bu oluşan çoklu darbe sorun yaratacaktır. Geliştirilen simülasyon yapısı bunun da tespitini yapabilmektedir. Bulgular ve Tartışma bölümünde bu simülasyon yapısı kullanılarak elde edilen sonuçlardan örnekler verilmiştir.



Şekil 5. Darbe Tahrik Sistemi Çalışma Simülasyonu.

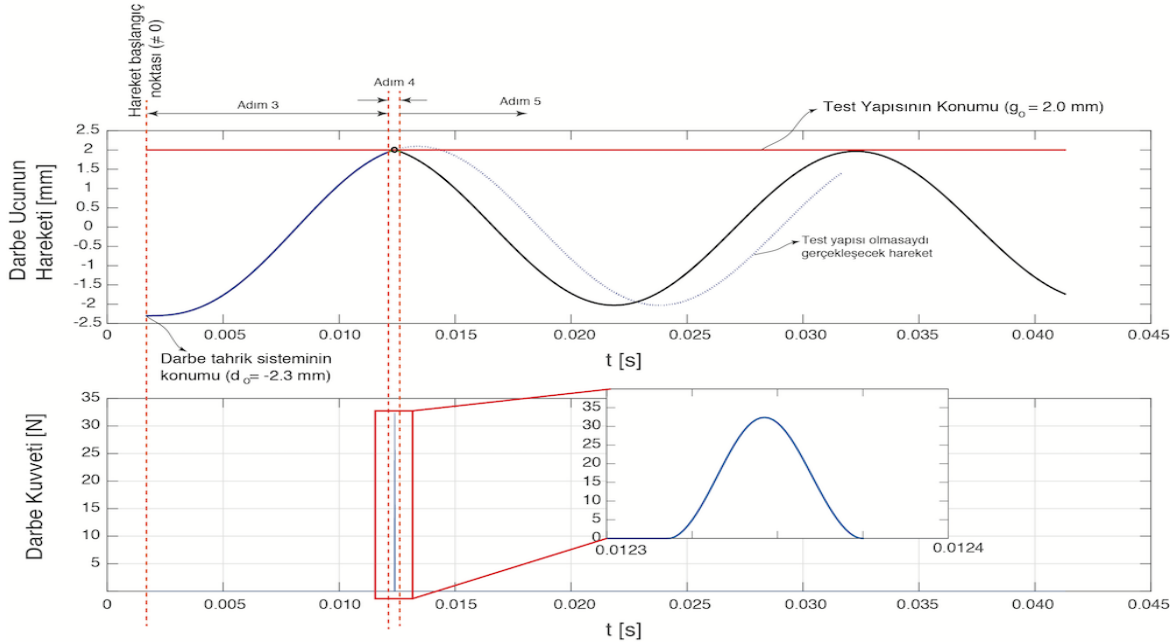
### III. BULGULAR VE TARTIŞMA

#### 3.1. Başlangıç Test Parametresi Seçimi ve Güncellenmesi

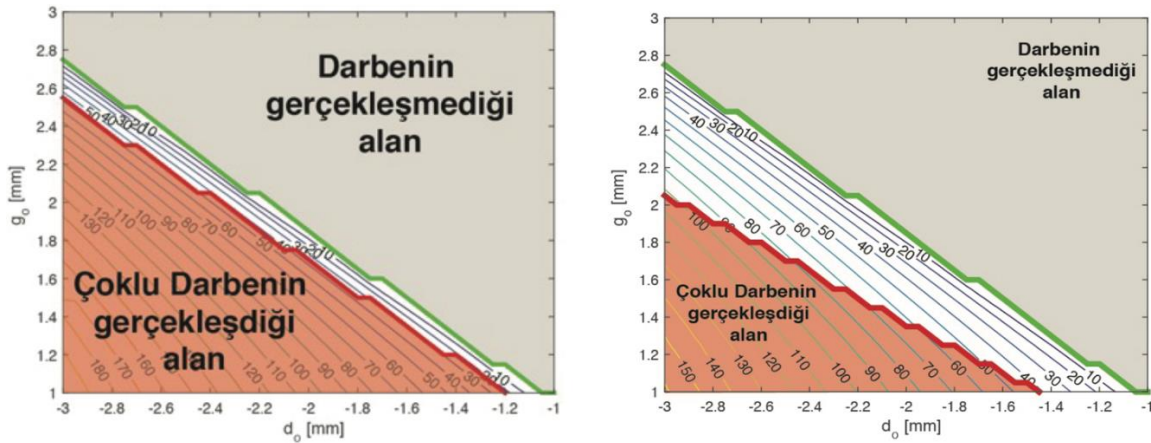
Oluşturulan simülasyon alt yapısı ile yapılacak herhangi bir test için darbe mekanizmasının çalışmasında kullanılacak parametreler ( $d_0$  ve  $g_0$ ) için başlangıç değerleri bulunabilir. Örneğin Şekil 7(a)'da testin yapılacağı yüzeyin düz olduğu çelik bir yapı için darbe kuvvetinin bu başlangıç parametrelerine bağlı değişimi çıkarılmıştır. İlk vuruşlardan sonra yapının esnek olduğu durumlarda (darbe kuvveti tahminlerde hata olma ihtimali yüksek olabileceğinden) elde edilen frekans tepki fonksiyonu kullanılarak test yapısının dinamiği de simülasyon modeli dahil edilerek (Şekil 5'te gösterildiği gibi) darbe mekanizma için kullanılacak değerlerin güncellenmesi yapılabilir. Örneğin test yapısının dinamikleri dahil edilerek Şekil 7(a)'daki parametre haritası güncellenmiştir. Bu kapsam test yapısı için modal parametreler  $m_{eq} =$

$0.005 kg$ ,  $\omega_n = 10 Hz$ ,  $\zeta = 0.01$  olarak kabul edilmiştir. Güncellenen parametre haritası Şekil 7'de verilmiştir.

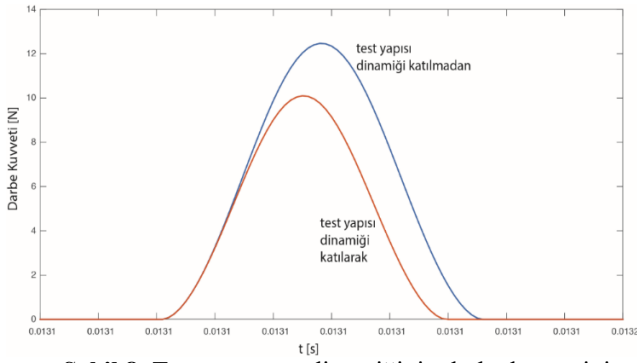
Şekil 7 incelendiğinde test yapısının dinamiklerinin eklenmesinin iki ana sonucu olduğu görülebilir. Birincisi aynı parametre değerlerinde ( $g_0$  ve  $d_0$  için) test yapısının dinamikleri simülasyona dâhil edildiğinden darbe kuvvetinden dolayı test yapısı da hareket edeceğinden daha düşük darbe kuvvetleri oluşmaktadır (bakınız Şekil 8). Bunun sonucu olarak da ikincisi, darbenin olmadığı, tek darbenin gerçekleştiği ve çoklu darbenin gerçekleştiği alanların sınırları değişmiştir. Yalnız burada dikkat edilmesi gereken nokta, test yapısının dinamiğine göre çoklu darbe alanının küçülebileceğidir. Bu örnekte esnek parçanın ana salınım frekansı darbe yapısınınkinden daha düşük olduğundan test yapısı salınımı sırasında tekrar test yapısına çarpmamıştır.



Şekil 6. Darbe tahrik sistemi hareket simülasyonu.



Şekil 7. Darbe kuvvetinin  $g_0$  ve  $d_0$  değerine göre değişimi: (a) test yapısı dinamiği katılmadan, (b) test yapısı dinamiği katılarak.



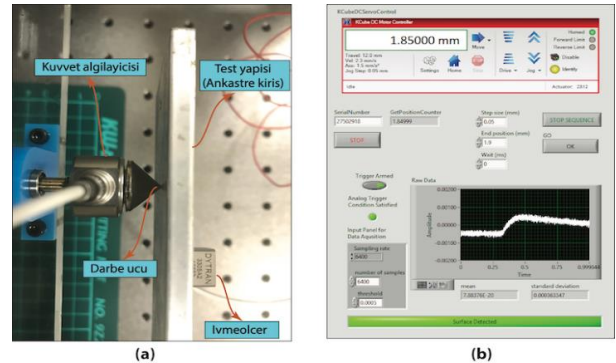
Şekil 8. Test yapısının dinamiğinin darbe kuvvetini etkisi.

### 3.2. Test Yüzeyi Tespiti

Öncelikler testler sırasında oluşturulan simülasyon algoritması ile darbe mekanizması için kullanılacak parametreler bulunmuştur; fakat bu parametreleri testler sırasında uygulayabilmek için darbe ucunun test yapısına uzaklığının doğru ve hassas bir şekilde ayarlanması gerekmektedir. Bunu sağlamak amacıyla öncelikle test yüzeyinin bulunmasını sağlayacak bir yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemde sistemde hali hazırda kullanılan motorize lineer konumlandırıcı ve kuvvet algılayıcısından yararlanılmıştır. Darbe tahrik sistemi, test için kurulduktan sonra lineer konumlandırıcı sayesinde tüm sistem yavaş yavaş test yapısına doğru harekete geçirilmektedir. Böylece test yapısı ile temasa geçtiği anda kuvvet algılayıcısından okunan veride bir değişim görülmektedir. Bu işlemin otomatik olarak gerçekleştirilmesi için Labview yazılımı kullanılarak bir arayüz programı hazırlanmıştır:

Arayüz programında kuvvet algılayıcının test yapısına temasını algılamak için iki farklı yöntem kullanılmıştır. Her iki yöntemde de kuvvet algılayıcısından gelen voltaj değerinden yararlanılmıştır. Birincisi yukarıda da bahsedildiği gibi eşik üstü değeri tanımlanması ve böylece sinyal seviyesindeki değişimden temas algılanmaktadır. Fakat yapılan testlerde hareket adımı olarak 50 mikrometre kullanıldığında eşik değeri tanımlama ile yüzey bulunmasında sorunlar olabildiği görülmüş; bu sebeple ikinci bir yöntem daha arayüze dâhil edilmiştir. Bu ikinci yöntemde okunan verinin sürekli olarak standart sapması hesaplanmaktadır. Temas olması halinde standart sapmanın en az bir merteye değiştiği görülmüştür. Böylece daha küçük yaklaşma adımlarında dahi temas oldukça kolay bir şekilde saptanmıştır. Şekil 9'da temas olduğu durumdaki test sistemi ve arayüz programı gösterilmektedir.

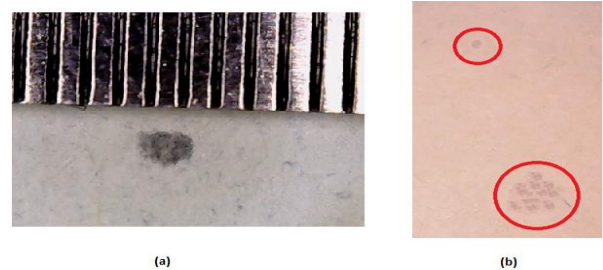
Temas tespit edildikten sonra proje kapsamında geliştirilmiş simülasyon modeli yardımıyla darbe tahrik sistemi için elde edilmiş  $d_0$  değeri motorize konumlandırıcı sayesinde sisteme uygulanmaktadır. Böylece sistem ilk test için hazır hale gelmektedir.



Şekil 9. Temas olduğu andaki (a) test düzeneği ve (b) arayüz programı.

### 3.3. Darbe Noktası Kararlılığı

Darbe noktasının yinelenebilirliğinin test edilmesi için vuruş yapılacak yüzeyde basınca duyarlı bir kağıt kullanılmış ve böylece darbe noktalarının dağılımı elde edilmiştir. Karşılaştırma için aynı test manuel bir darbe çekici kullanılarak da yapılmıştır. Şekil 10'da elde edilen darbe alanları MATLAB görüntü işleme paketi ile incelendiğinde darbe tahrik sistemi ve manuel vuruşlar ile elde edilen darbe alanlarının yaklaşık olarak 1 mm<sup>2</sup> ve 10 mm<sup>2</sup> olduğu gözlemlenmiştir. Manuel vuruşlar yapılırken darbe çekici ile daha önce vuruş yapmış bir kişinin elde ettiği en iyi performans kullanılmıştır. Görülebileceği gibi darbe tahrik sistemi ile aynı noktaya tekrarlanabilir vuruşlar kolaylıkla yapılabilmektedir ve manuel vuruşlara göre darbe noktasından dolayı oluşabilecek gürültüler minimum düzeye indirgenebilecektir.

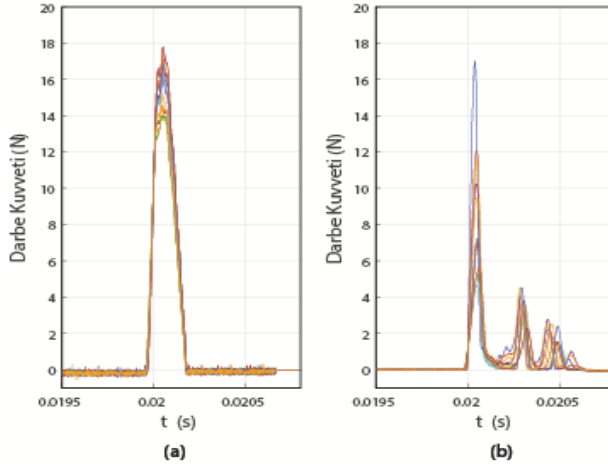


Şekil 10. (a) Darbe tahrik sistemi ile 15 vuruş sonrası oluşan darbe alanı, (b) darbe tahrik sistemi ve manuel vuruş ile elde edilen darbe alanı karşılaştırması.

### 3.4. Darbe Kuvvetinin Yinelenebilirliği

Darbe tahrik sistemi için bir diğer önemli konu da test yapısına iletilen darbenin yinelenebilir olmasıdır. Böylece darbe tahrik sistemi bir kez test için kurulduğunda test yapısına hep aynı kuvvet profilini aktarmalıdır. Özellikle minyatür yapılarda test yaparken kuvvet büyüklüğü yapıya zarar verecek mertebelere çıkabilir. Şekil 9'da gösterilen deney düzeneği kullanılarak hem darbe tahrik sistemi ile hem de manuel olarak test yapısına aynı noktaya 10 kez vuruş yapılmıştır. Yapılan testlerden elde edilen darbe kuvvet grafikleri Şekil 11'de gösterilmiştir.



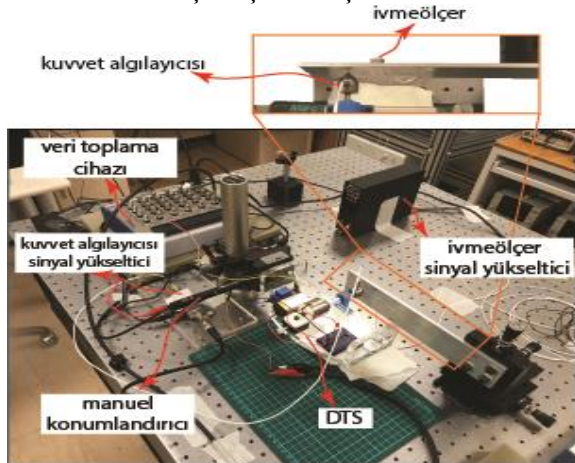


**Şekil 11.** (a) Darbe tahrik sistemi ve (b) manuel titreşim test sonucu elde edilen tahrik kuvvetlerinin profili.

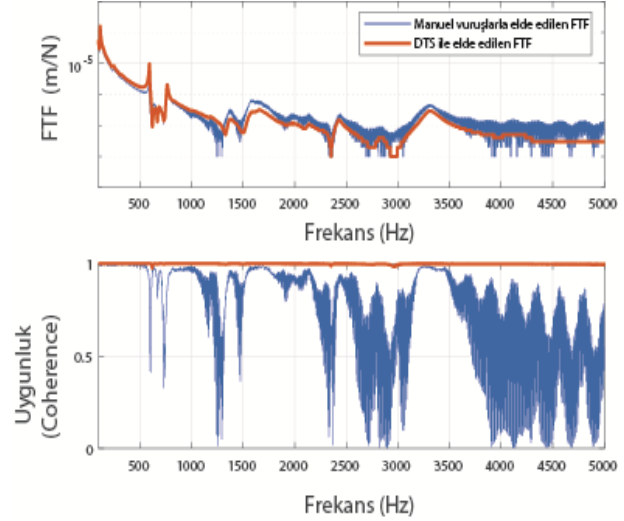
Darbe tahrik sistemi ile yapıya aynı kuvvet profilleri ile vuruş yapılırken, manuel olarak yapılan vuruşlarda 5 – 18 N arasında büyük bir değişkenlikteki darbe kuvvetleri elde edilmiştir. Ayrıca yapı ince bir ankastre kiriş olduğundan manuel vuruşlarda çoklu darbe olayı da gözlemlenmektedir. Sonuç olarak geliştirilen darbe tahrik sistemi yinelenabilir olarak tek darbe kuvvet profilleri elde edilmesini sağlamıştır.

### 3.5. Esnek Ankastre Kiriş Üzerinde Titreşim Testi

Geliştirilen darbe tahrik sistemi Şekil 12’de belirtilen düzenek kullanılarak ankastre kiriş üzerinde titreşim testi yapılmış ve elde edilen frekans tepki fonksiyonları manuel uygulama ile elde edilenlerle karşılaştırılmıştır. Frekans tepki fonksiyonları elde edilirken 10 vuruş yapılmıştır, örnekleme frekansı 1e6 Hz, toplam örnek sayısı 1e5 olarak seçilmiştir. Şekil 13’te hem DTS ile elde edilen hem de manuel vuruşlar ile elde edilen FTF ve uyumluluk (coherence) grafikleri verilmiştir. Uyumluluk grafiğinden de görüldüğü üzere DTS ile 5000 Hz’e kadar yüksek doğrulukla sistem dinamiği çıkarılmıştır. Fakat manuel vuruşlarda, darbelerdeki sorunlardan dolayı oldukça gürültülü sonuçlar elde edilmiş ve sistem dinamikleri ancak 1000 Hz’e kadar kabul edilebilir ölçüde çıkarılmıştır.

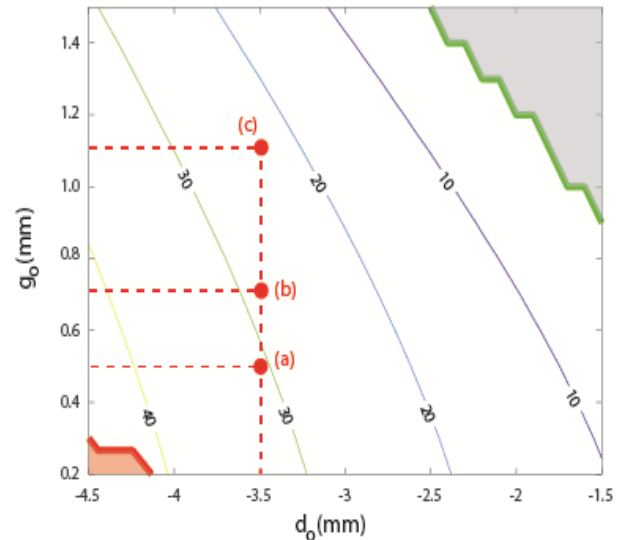


**Şekil 12.** Titreşim testi deney düzeneği.



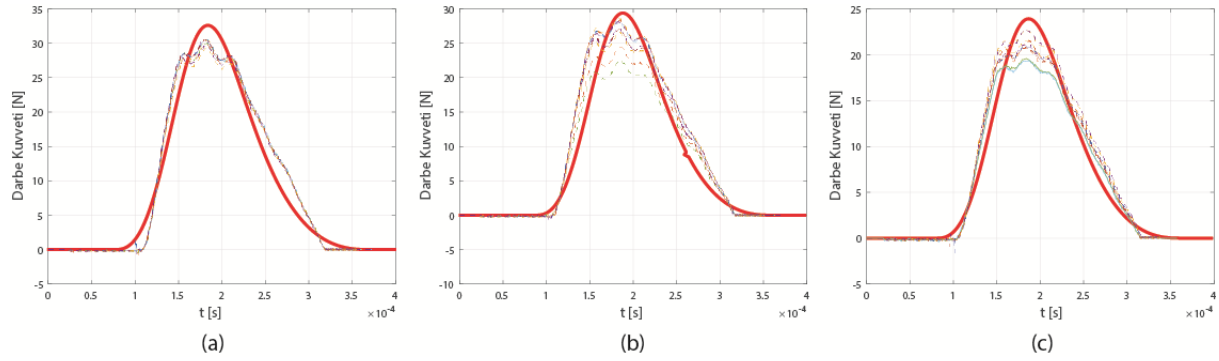
**Şekil 13.** Manuel ve DTS ile yapılan vuruşlar ile elde edilen frekans tepki fonksiyonu (FTF) ve uygunluk (coherence) grafiği.

Titreşim testi sırasında yapısı dinamiği hesaba katılarak darbe kuvvetinin  $d_o$  ve  $g_o$  parametrelerine bağlı değişimini gösteren harita Şekil 14’te verilmiştir. Bu proses haritası kullanılarak belirli noktalarda testler yapılmış ve simülasyonlardan elde edilen darbe kuvvetleri deneysel olarak elde edilenlerle karşılaştırılmıştır. Şekil 15’ten de görüldüğü gibi simülasyon modeli kullanılarak darbe kuvvetinin doğru bir şekilde tahmin edilebildiği görülmüştür. Darbe kuvvetlerindeki hata miktarı ortalama %5 civarında hesaplanmıştır.



**Şekil 14.** Ankastre kiriş testi için test yapısı dinamikleri dâhil edilerek çıkarılan parametre haritası.

Sonuç olarak geliştirilen darbe tahrik sistemi ile yinelenabilir ve tek vuruş özelliğinde darbeler üretilebilmekte ve test yapısı dinamikleri manuel vuruşa kıyasla daha yüksek frekans genliklerinde daha doğru bir şekilde hesaplanabilmektedir.



**Şekil 15.** Test (kuvvet algılayıcısından) ve simülasyon sonucu elde edilen darbe kuvveti karşılaştırması (Kırmızı çizgi simülasyondan elde edilen kuvvet profili, kesikli çizgiler deneyden elde edilen darbe kuvveti profilleri):  
(a)  $g_o = 0.5$  mm, (b)  $g_o = 0.7$  mm, (c)  $g_o = 1.1$  mm.

## SONUÇ

Yapıların dinamiklerinin test yoluyla doğru bir şekilde elde edilmesi birçok mühendislik alanında ihtiyaç duyulan bir gereksinimdir ve dolayısı ile bu alandaki çalışmalar sürekli devam etmektedir. Bu çalışmada, titreşim testlerinin daha hızlı ve hassas bir şekilde yapılabilmesi için bir darbe tahrik sistemi tasarlanmış ve üretilmiştir. Çalışmanın temel bulguları şu şekilde özetlenebilir:

- Darbe tahrik sisteminin prototipi başarılı bir şekilde üretilmiştir ve yapılan testlerde istenen darbe kuvveti ile aynı noktaya yinelenabilir şekilde darbeler elde edildiği gösterilmiştir.
- Üretilen darbe tahrik sisteminin teorik modeli oluşturulmuştur ve bu model darbe modeli ve test yapısı modelleri ile birleştirilerek otomasyon sağlanmıştır. Simülasyon modelinin doğrulanması testler ile gerçekleştirilmiş ve darbe kuvvetini yüksek hassasiyet ile tahmin edilebildiği gözlemlenmiştir.
- Esnek ankastre kiriş benzeri bir sistemde testler gerçekleştirilmiş ve manuel darbe ile edilen frekans tepki fonksiyonları ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Böylece üretilen sistemin performans değerlendirmesi yapılabilmektedir.

Geliştirilen bu darbe tahrik sistemi özellikle yüksek hassasiyet istenen titreşim deneylerinin ve daha da önemlisi esnek veya kırılabilir bir yapıya sahip sistemlerin testlerinin kolaylıkla yapılmasını sağlayacaktır. İleride oluşturulan simülasyon modelinin doğruluğunu daha da artırmak amacıyla simülasyon modeli sürekli sistemler yöntemleri ile çıkarılabilir ve test yazılımı için oluşturulan arayüz programına entegre edilebilir.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma Bilimsel ve Teknolojik Türkiye Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) 117M813 sayılı proje kapsamında desteklenmiştir.

## KAYNAKLAR

- [1] Schwarz, B. J., & Richardson, M. H. (1999). Experimental modal analysis. *CSI Reliability Week*, 35(1), 1–12.
- [2] Dytran. (1995). Introduction to impulse hammers. In *DYTRAN General Catalogue & Instrumentation Handbook*.
- [3] Brown, D. L., Allemang, R. J., & Phillips, A. W. (2015). Forty Years of Use and Abuse of Impact Testing: A Practical Guide to Making Good FRF Measurements. *International Modal Analysis Conference*, 25.
- [4] Ewins, D. J. (1984). *Modal Testing: Theory and Practice*, 1984. In Hertfordshire, England: Research study press LTD.
- [5] Bediz, B., Gozen, B. A., Korkmaz, E., & Ozdoganlar, O. B. (2014). Dynamics of ultra-high-speed (UHS) spindles used for micromachining. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 87, 27–38.
- [6] Jacobs, K., & Bissinger, G. (1998). An electro-mechanical actuator for a miniature force Hammer. *SPIE Proceedings Series*, 1309–1312.
- [7] Champoux, Y., Cotoni, V., Paillard, B., & Beslin, O. (2003). Moment excitation of structures using two synchronized impact hammers. *Journal of Sound and Vibration*, 263(3), 515–533.
- [8] Brüggemann, T., Biermann, D., & Zabel, A. (2015). Development of an automatic modal pendulum for the measurement of frequency responses for the calculation of stability charts. *Procedia CIRP*, 33(August 2016), 587–592.
- [9] Norman, P. E., Jung, G., Ratcliffe, C., Crane, R., & Davis, C. (2012). Development of an Automated Impact Hammer for Modal Analysis of Structures.
- [10] Maierhofer, J., Mahmoudi, A. el, & Rixen, D. J. (2020). Development of a Low Cost Automatic Modal Hammer for Applications in Substructuring (pp. 77–86).
- [11] Bediz, B., Korkmaz, E., & Ozdoganlar, O. B. (2014). An impact excitation system for repeatable, high-bandwidth modal testing of miniature structures. *Journal of Sound and Vibration*, 333(13), 2743–2761.
- [12] Shekhar, S., & Burak Ozdoganlar, O. B. (2022). Dynamics of Miniature and High-Compliance

- Structures: Experimental Characterization and Modeling. *Experimental Mechanics*, 62(2), 299–312.
- [13] Bediz, B. (2021). Yapı analizinde kullanılmaya uygun bir darbe tahrik sistemi (TR 2020 05454 A1). Turkey: Turk Patent
- [14] Meirovitch, L. (2001). *Fundamentals of vibrations*. McGraw Hill.
- [15] Akay, A., & Hodgson, T. H. (1978). Acoustic radiation from the elastic impact of a sphere with a slab. *Applied Acoustics*, 11(4), 285–304.
- [16] Guran, D. (2000). Inelastic collision and the Hertz theory of impact. *American Journal of Physics*, 68(10), 920–924.
- [17] Goldsmith, W. (1960). *Impact - The theory and physical behaviour of colliding solids*.
- [18] Shekhar, S, Nahata, S., & Ozdoganlar, O. B. (2018). Analysis of contact dynamics using controlled impact excitations. *International Modal Analysis Conference*.
- [19] Lankarani, H. (1994). Continuous contact force models for impact analysis in multibody systems. *Nonlinear Dynamics*, 5, 193–207.