



# Sistem tanımlama yöntemi kullanılarak çeyrek araç süspansiyon sisteminin dinamik modelinin tahmini

## Estimation of dynamic model of quadrant vehicle suspension system using system identification method

Murat Çatalkaya<sup>1,\*</sup> 

<sup>1</sup> Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi, Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, 46100, Kahramanmaraş, Türkiye

### Öz

Araçların hareket halinde karşılaştıkları titreşimler, konfor ve güvenlik açısından olumsuz etkilere yol açmaktadır. Bu titreşimlerin bastırılmasında, yol tutuşu ve yolcu konforu için süspansiyon sistemleri kritik bir role sahiptir. Bu çalışmada, araç dinamiği araştırmalarında yaygın olarak kullanılan çeyrek araç süspansiyon modeli üzerine, sistemin dinamik davranışını doğru ve verimli şekilde temsil eden bir sistem tanımlama yaklaşımı geliştirilmiştir. İlk olarak, çeyrek araç süspansiyon sisteminin matematiksel hareket denklemleri oluşturulmuş ve Matlab-Simulink ortamında modellenmiştir. Farklı yol senaryoları bu modele uygulanarak zaman verileri toplanmıştır. Ardından, elde edilen veriler Auto Regressive with Exogenous Inputs (ARX), Output Error (OE), Box Jenkins (BJ) ve Autoregressive Moving Average with Exogenous Input (ARMAX) gibi sistem tanımlama yöntemlerine tabi tutulmuş ve sistemin matematiksel transfer fonksiyonu modeli çıkarılmıştır. Son olarak ise bu modeller doğrulama kriterlerinden ve testlerinden geçirildikten sonra en uygun uyum sağlayan model, sistemi tanımlayan model olarak seçilmiştir. Sonuç olarak, ARMAX modeli süspansiyon dinamiğini en iyi temsil eden model olarak belirlenmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Süspansiyon sistemi, Dinamik model, Sistem tanımlama, MATLAB, Simulink

### 1 Giriş

Araç süspansiyon sistemi, aracın yol tutuşu, viraj alma ve konfor yeteneklerini kontrol eden kritik bir bileşendir [1]. Bu bileşen araç gövdesini, yolun tümseklerinden ve titreşimlerinden ayırarak, bu etkilerin insan vücuduna geçmesini engellemektedir [2]. Araç konforu, yol tutuşu, sürüş kabiliyeti ve güvenliği otomotiv endüstrisinde önemli faktörler olduğundan, zorlu yol koşullarıyla başa çıkabilecek daha kaliteli bir süspansiyon sistemi tasarlamak ve geliştirmek önemlidir. Temel bir araba süspansiyon sisteminin yapısı genellikle üç ana bileşenden oluşur. Bunlar: Helezon yaylar, amortisörler ve bir kaldıraç koludur [3]. Bu bileşenlerden oluşan süspansiyon sistemleri pasif (mekanik) süspansiyon olarak adlandırılır [4]. Pasif süspansiyonun yapısı oldukça basittir ancak çalışma verimliliği yüksek değildir. Bu sistemde araç gövdesinin salınımlarını tamamen pasif bir şekilde kontrol edilmektedir.

### Abstract

The vibrations that vehicles experience in motion have a negative impact on comfort and safety. Suspension systems play a critical role in suppressing these vibrations for road holding and passenger comfort. In this study, a system identification approach that accurately and efficiently represents the dynamic behaviour of the system has been developed based on the quarter car suspension model, which is widely used in vehicle dynamics research. Firstly, the equations of motion of the quarter car suspension system were generated and modelled in the Matlab-Simulink environment. Different road scenarios were applied to this model and time data were collected. The data obtained were then subjected to system identification methods such as Autoregressive with Exogenous Inputs (ARX), Output Error (OE), Box Jenkins (BJ) and Autoregressive Moving Average with Exogenous Input (ARMAX) and the mathematical transfer function model of the system was derived. Finally, after subjecting these models to validation criteria and tests, the model that provided the best fit was selected as the model to describe the system. As a result, the ARMAX model was identified as the model that best represented the suspension dynamics.

**Keywords:** Suspension system, Dynamic model, System identification, MATLAB, Simulink

Fakat, büyük salınımlar olduğunda dengenin ve konforun kaybedilmesine neden olmaktadır. 1970'lerden bu yana, pasif süspansiyonun olumsuz yönlerini gidermek için yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemleri otomotiv endüstrisi için geliştirilmektedir [5-9]. Ancak, aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemi maliyet açısından hala uygun değildir [10]. Süspansiyon sistemlerinden, değişken sönümleme elemanı karakteristiğine sahip sistemlere, yarı aktif süspansiyon sistemleri denir [11]. Bu süspansiyon sisteminde, geleneksel doğrusal amortisörler yerine elektromanyetik amortisörler kullanır. Amortisöre sağlanan akım, çevresindeki metal parçacıkların düzenini değiştirebilir, bu da içindeki sıvının viskozitesini değiştirmektedir [11]. Yarı aktif süspansiyon sistemi, diğer süspansiyon sistemlerine göre daha basit bir yapıya sahiptir ve bu nedenle maliyeti düşüktür [12]. Fakat salınım kontrol verimliliği düşüktür [13]. Bir diğer süspansiyon sistemi de

aktif süspansiyon sistemidir. Aktif süspansiyon sistemi, yarı aktif süspansiyon sistemine göre daha karmaşık bir yapıya sahiptir. Bu sistem ek bir hidrolik aktüatöre sahiptir. Hidrolik aktüatör, araç gövdesine kuvvet uyguladığından araç salınımını azaltmaya yardımcı olmaktadır. Yukarıda bahsi geçen tüm süspansiyon sistemlerinin performansını artırmak amacıyla hem tasarım aşamasında hem de tasarım sonrasında çeşitli kontrol yöntemleri uygulanmak için matematiksel modellerinin çıkarılması gerekmektedir. Süspansiyon sistemlerine ait matematiksel modellerin elde edilebilmesi için genellikle çeyrek taşıt olarak bilinen, asılı kütle ve lastik dinamiklerini içeren iki serbestlik dereceli bir model kullanılmaktadır. Çeyrek araç modeli; tüm aracın bir teker üzerine düşen asılı kütle (sprung mass) ve aks-teker grubunun yarısını temsil eden yaysız kütle (unsprung mass) ile oluşturulan iki serbestlik dereceli model olarak bilinmektedir [14]. Bir sistemin matematiksel modelini elde etmek için, Newton'un hareket yasaları gibi fizik kanunlarının yanı sıra deneysel verilerden de yararlanılmaktadır. Bilindiği üzere, bir sisteme uygulanan kontrol yönteminin başarısı, sistemin matematiksel modelinin ve çalışma parametrelerinin doğru belirlenmesine bağlıdır. Günümüzde; deneysel veriler kullanılarak, sistemlerin modellenmesine yönelik çalışmalar sürekli olarak artmaktadır. Bu çalışmalarda, yapay zekâ algoritmaları ve sayısal analiz uygulamaları gibi yöntemler kullanılmaktadır [15]. Bahsi geçen bu yöntemler kullanılarak, sistemi tanımlayan dinamik sistem modelleri türetilmekte, bu modellere ilişkin parametreler ve sistem kontrolü için gerekli matematiksel modeller elde edilebilmektedir. Bir sistemin matematiksel modelinde, geleneksel veya gelişmiş kontrol teknikleri kullanılarak kontrol edilip edilmediğine bakılmaksızın kabul edilebilir doğrulukta çalışması beklenir [16]. Matematiksel model geliştirmek için kullanılan üç farklı yöntem vardır. Birinci yöntem beyaz kutu (white-box) diye adlandırılan yöntem olup bu yöntem için temel gereksinim sistemi tam tanımlayan, sisteme ait matematiksel denklemleri ve sistem değişkenlerinin bilinmesidir. İkinci yöntem ise gri kutu (grey-box) yöntemidir ve sistemin sadece matematiksel denklemleri bilinmekte olup sistem değişkenleri belirsizdir. Üçüncü yöntem ise kara kutu (black-box) yöntemidir. Bu yöntemde sisteme ait herhangi bir matematiksel ve sistem parametreleri bilgisi yoktur. Günlük hayatta kullanılan sistemlerin çoğu karmaşıktır, doğrusal değildir ve önemli bir zaman gecikmesine sahip kara kutu şeklinde ki sistemlerdir [17]. Bu bağlamda, gerçek bir sistemin açık çevrim veya kapalı çevrim deneysel verileri kullanılarak bir sistemin bilinmeyen matematiksel modeli ve sistem parametreleri elde edilmektedir [18-20]. Deneysel verileri kullanarak belirli bir sistemin matematiksel modelini geliştirme tekniğine sistem tanımlama (system identification-SI) denir [21-27]. SI birçok otonom sistemler ve robotik alanlarda önemli sorunları çözmeye uzun bir geçmişe sahiptir. Örneğin; robotik manipülatörlerin kinematik modelinin elde edilmesi, kalibrasyonu, parametrelerinin belirlenmesi, kontrol ve sinir ağı tabanlı sistemlerin kontrol parametrelerinin tanımlanması, atalet parametrelerinin tahmini gibi çok sayıda örnekler verilebilir [28]. SI ile ilgili

çalışmalar özetlenecek olursa; Eng [29], deneysel olarak tasarlanan, otonom bir sualtı aracına ait sistem dinamiği modelini tanımlamıştır. Garg [30], kara kutu, gri kutu, beyaz kutu ve parametrik, parametrik olmayan SI yöntemlerini kullanan çeşitli modelleme yöntemlerini ve model türlerini ele almıştır. Lai [31] küçük bir insansız helikopter için yunuslama, yalpalama ve dönme dinamik modellerini tanımlamak için bir SI modeli geliştirmiş, ardından tahmin edilen model için bir döngü içi yazılım türetmiştir. Hasiewicz [32], blok yönelimli dinamik doğrusal olmayan sistemler için bir SI modeli geliştirmiştir. Antonelli [33], bulanık mantık denetleyicisine dayalı bir SI algoritması öne sürmüştür. Bu çalışmada, bir aracı güvenli bir şekilde sürmek için ilerideki istenen yolun eğriliği ile bir sonraki viraj arasındaki mesafe bilgilerini kullanmıştır. Gupta ve ark. [16], tek giriş-tek çıkışlı (SISO) bir sistem olan ısı eşanjörünün matematiksel modelini SI yöntemlerini kullanarak belirlemişlerdir. Elde ettikleri modelleri FPE, MSE, FIT doğrulama kriterleri kullanarak irdelemişler ve OE modelinin sistem dinamiklerini veren en iyi model olarak tanımlamışlardır. Aruna ve ark. [34], bir SISO sistemi olan hibrit depolama yatağının matematiksel modelini SI tanımlama yöntemleri kullanarak ortaya koymuşlardır. Çalışma sonucunda modelleri FPE, FIT doğrulama kriteri kullanarak BJ modelini en iyi model olarak seçmişlerdir.

Yapılan bu çalışmada, ilk olarak çeyrek araç süspansiyon sisteminin simülasyon modeli oluşturulmuştur. Daha sonra bu simülasyon modeline çeşitli yol girdileri uygulayarak süspansiyon sistemine ait veri setleri oluşturulmuştur. Bu veri setleri kullanılarak sisteme ait transfer fonksiyon modelleri ARX, ARMAX, BJ ve OE metotları ile elde edilmiştir. Bu modellerin sistem dinamiğine uyup uymadığı çeşitli doğrulama yöntemleri ile kontrol edilmiştir. Uyum sağlayan modeller daha sonra farklı yol senaryoları ile test edilmiş ve simülasyon sonuçlarına en yakın transfer fonksiyon modeli, sistemi tanımlayan model olarak seçilmiştir. Ayrıca seçilen modellerin performansı literatürdeki çalışmalarla kıyaslanmıştır.

## 2 Materyal ve metot

Yapılan bu çalışmada çeyrek araç süspansiyon sisteminin matematiksel modelin blok diyagramı Matlab simulink ortamında oluşturulmuştur. Elde edilen modele birim basamak yol girdisi verilerek sistemde zaman serisi şeklinde veri seti elde edilmiştir. Daha sonra bu modele SI yöntemleri uygulanarak sistemin dinamiklerini veren transfer fonksiyon modelleri oluşturulmuştur. Bu modeller çeşitli doğrulama kriterinden geçirilmiş ve sistemi en iyi temsil eden model seçilmiştir. Son olarak ise sistemi temsil eden modellerin performansları sinüs ve tümsek yol girdi profilleri ile modellerin doğruluğu farklı senaryolar altında test edilmiştir.

### 2.1 Çeyrek araç modelinin matematiksel modeli

Kontrol alanında, sistemlerin modellenmesi çok önemli bir bileşendir. Bilim insanları ve mühendisler, gerçek tasarım üretimine odaklanmadan önce sistemin hareket matematiksel denklemini oluştururlar. Matematiksel modelleme, mevcut modelin veya yapılacak modelin matematiksel dilde tasvir edilmesi ve tanımlanması amacıyla geliştirilir. Ayrıca geliştirilen matematiksel modeller

sayesinde sistemlere ait simülasyonlar yapılabilmekte ve bu simülasyonlar sayesinde, üretim aşamasına geçmeden, sistem davranışları incelenmektedir. Bu çalışmada iki serbestlik dereceli çeyrek araç gövdesi için süspansiyon sisteminin matematiksel modellemesi temel mekanik yasalar kullanılarak yapılmıştır (Şekil 1). Süspansiyon sisteminin modellemesinde aşağıdaki sınır ve başlangıç kabulleri dikkate alınmıştır:

- Süspansiyon sistemi, iki serbestlik dereceli bir sistem olarak kabul edilmiştir ve çeyrek araç için doğrusal veya yaklaşık olarak doğrusal bir sistem olarak varsayılmıştır.

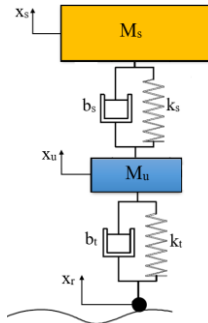
- Sistemin karmaşıklığını azaltmak için düşük etkili kuvvetler göz ardı edilmiştir. Bu kuvvetler sistem modelinde dikkate alınmamıştır.

- Lastik malzemesi hem sönümleme hem de sertlik özelliklerine sahip olarak kabul edilir.

- Aşağıda gösterilen çeyrek araç modeli, her bir tekerlek için araç sistemini temsil etmektedir.

- Bu modelde, süspansiyon sistemine ait yay  $k_s$  ve bir sönümleyici  $b_s$  ile gösterilmiştir. Lastik sertliği ve sönümleme özellikleri de sırasıyla  $k_t$  ve  $b_t$  ile gösterilmiştir. Etkili araç gövde kütlesi  $M_s$  (yayı kütle) ve tekerlek ile aks için etkili kütle  $M_u$  (yaysız kütle) olarak gösterilmiştir.

- $M_u$  ve  $M_s$ 'nin statik dengeden dikey yer değiştirmeleri sırasıyla  $x_u$  ve  $x_s$  ile gösterilmiştir. Yol profili  $x_r$  ile temsil edilmiştir. Süspansiyon hareketi  $x_s - x_u$  olarak belirlenmiştir ve referans noktasıyla ( $x_r = 0$ ) karşılaştırılacaktır.



Şekil 1. Süspansiyon sistemi için çeyrek araç modeli

Yukarıda yapılan sınır ve başlangıç kabulleri altında araç süspansiyon sistemine ait iki serbestlik dereceli çeyrek taşıt

modeli Şekil 1'de gösterilmiştir. Çeyrek taşıt modelinin Newton'un hareket kanunları uygulandığında elde edilen hareket denklemleri aşağıda verilmiştir.

$M_u$  kütlesi için;

$$b_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s) + k_s(x_u - x_s) + b_t(\dot{x}_u - \dot{x}_r) + k_t(x_u - x_r) = -M_u\ddot{x}_u \quad (1)$$

$M_s$  kütlesi için;

$$b_s(\dot{x}_u - \dot{x}_s) + k_s(x_u - x_s) = M_s\ddot{x}_s \quad (2)$$

olarak elde edilmiştir.

Tablo 1'de ise çeyrek taşıt modeline ait fiziksel parametreler ve değerleri verilmiştir.

Tablo 1. Sistem parametreleri [1]

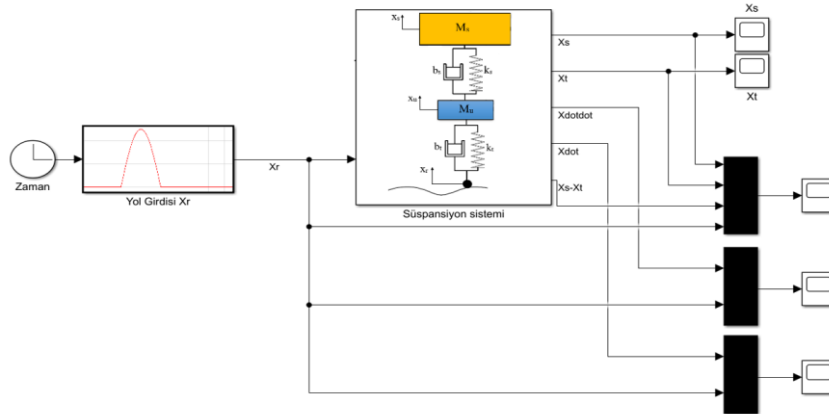
Sembol	Değer	Birim
$M_s$	241.5	kg
$M_u$	41.5	kg
$b_s$	300	Ns/m
$k_s$	6000	N/m
$b_t$	1500	Ns/m
$k_t$	14000	N/m

## 2.2 Blok diyagramı

Matlab programı içerisinde çalışan simulink modül; matematiksel ifadeler yerine matematiksel blok operatörlerinin kullanıldığı bir arayüzdür. Simulink kütüphanesinde mekanik, elektrik, hidrolik, manyetik gibi çeşitli çalışma alanlarına yönelik hazır bloklar bulunmaktadır. Bu blokların bağıntıları kolayca oluşturulmaktadır. Çalışmada, çeyrek araç modelinin süspansiyon sistemi simulink modülü kullanılarak modellenmiştir.

Simulink modülünde matematiksel bloklar kullanıldığı için modelleme çalışması gayet kolaydır. Sistemin hareket denklemleri, bu bloklar kullanılarak modelleme çalışması yapılmıştır. Bu modelleme sayesinde, sistemi anlama, tasarlama, değiştirme ve farklı senaryolar altında dinamiklerini gözlemlemek bakımından büyük kolaylıklar sağlanmaktadır.

Şekil 1'de serbest cisim diyagramı verilen çeyrek araç süspansiyon sisteminin Simulink de tasarlanan blok diyagramı Şekil 2'de gösterilmiştir.



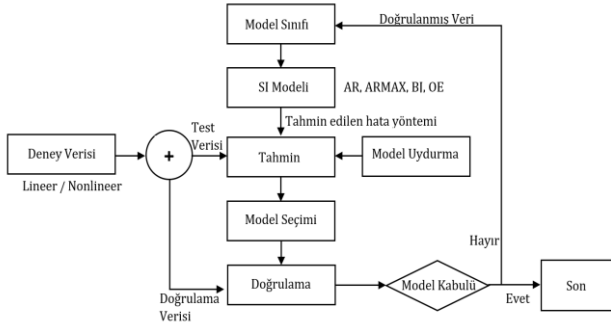
Şekil 2. Süspansiyon sistemine ait çeyrek araç simulink modeli

### 2.3 Sistem tanımlama (system identification)

SI, gözlemlenen giriş-çıkış verilerine dayalı olarak dinamik sistemlerin doğrusal veya doğrusal olmayan matematiksel modellerini geliştirmek için kullanılan istatistiksel bir yöntemdir [35]. SI sıfırlar, kutuplar ve gecikme gibi elemanlardan oluşan bir transfer fonksiyonu kullanarak, bilinmeyen sabit değerleri matematiksel bir yöntemle değerlendirir ve tahmin eder. Bir sistemi SI olarak ele alabilmek için uygun bir SI modeli seçilir. Bu modelin oluşturulmasını sağlayan katsayılar ve sabitler deneysel veriler doğrultusunda tahmin edilir. Tahmin işlemi tamamlandıktan sonra, modelin deneysel verilere uygun olup olmadığı çeşitli test ve doğrulama süreçleri ile kontrol edilir [16]. Eğer test sonuçları istenen hata aralığında değilse, yeni bir SI modeli seçilir ve süreç tekrar edilir (Şekil 3).

SI'daki en önemli hususlardan biri, kapalı çevrim veya açık çevrim bir sistemden test verisi elde etmektir [36, 37]. SI'dan elde edilecek transfer fonksiyonunun kalitesi, deneylerin optimum sayısına ve verilerin tutarlılığına bağlıdır.

Geleneksel olarak, SI modelleri ARX modelleme, OE modelleme, ARMAX modelleme ve Box-Jenkins modelleme yöntemlerinden oluşmaktadır [38].



Şekil 3. Sistem tanımlama prosedürü

#### 2.3.1 SI model yapıları

Doğrusal zamanla değişmeyen (LTI) bir sistemin transfer fonksiyonu modelinin genel tanımı aşağıdaki gibi bir matematiksel denklemle ifade edilir:

$$y(k) = G(q, \theta) u(k) + H(q, \theta) \varepsilon(k) \quad (3)$$

Denklem (3), Denklem (4) ve (5) ile daha ayrıntılı olarak ifade edilebilir.

$$G(q, \theta) = \sum_{k=1}^{\infty} g(k)q^{-k} = \frac{B(q)}{A(q)F(q)} \quad (4)$$

$$H(q, \theta) = \sum_{k=1}^{\infty} h(k)q^{-k} = \frac{C(q)}{A(q)D(q)} \quad (5)$$

Denklem (3)-(5),  $G(q, \theta)$  sistem modelini,  $H(q, \theta)$  gürültü modelini,  $u(k)$  sisteme verilen girdi,  $y(k)$  ise verilen

girdiye karşın alınan çıktı sinyalinin,  $\varepsilon(k)$  sistem hareket gürültüsünü (acting noise),  $q^{-k}$  callback operatörünü ve  $\Theta$  sistem vektörünü temsil etmektedir.

Denklem (3)'teki transfer fonksiyonu modeline Denklem (4) ve (5) uygulandığında genel olarak aşağıda verilen Denklem (6)'daki gibi ifade edilebilir.

$$y(k) A(q) = \frac{B(q)}{F(q)} y(k) + \frac{C(q)}{D(q)} \varepsilon(k) \quad (6)$$

Denklem (7)'de verilen,  $A(q)$ ,  $B(q)$ ,  $C(q)$ ,  $D(q)$  ve  $F(q)$  deney verileri temsil eden polinomlar olup burada,  $n_a$ ,  $n_b$ ,  $n_c$ ,  $n_d$ ,  $n_f$  ve  $n_k$  polinom dereceleridir. Bu polinomlar aşağıda verilen denklemler ile ifade edilir.

$$\begin{aligned} A(q) &= 1 + a_1 q^{-1} + \dots + a_{n_a} q^{-n_a} \\ B(q) &= b_1 q^{-1} + \dots + a_{n_b} q^{-n_b} \\ C(q) &= 1 + c_1 q^{-1} + \dots + c_{n_c} q^{-n_c} \\ D(q) &= 1 + d_1 q^{-1} + \dots + d_{n_d} q^{-n_d} \\ F(q) &= 1 + f_1 q^{-1} + \dots + f_{n_f} q^{-n_f} \end{aligned} \quad (7)$$

Denklem (6) aynı zamanda, farklı parametrik modeller ile de (ARX, ARMAX, BJ, OE) ifade edilebilir.

$$y(k)_{ARX} = \frac{B(q)}{A(q)} q^{-n_k}(k) + \frac{1}{A(q)} \varepsilon(k) \quad (8)$$

$$y(k)_{ARMAX} = \frac{B(q)}{A(q)} q^{-n_k}(k) + \frac{C(q)}{A(q)} \varepsilon(k) \quad (9)$$

$$y(k)_{BJ} = \frac{B(q)}{F(q)} q^{-n_k}(k) + \frac{C(q)}{D(q)} \varepsilon(k) \quad (10)$$

$$y(k)_{OE} = \frac{B(q)}{F(q)} q^{-n_k}(k) + \varepsilon(k) \quad (11)$$

Yukarıda matematiksel yapıları verilen tüm model türleri, gerçek sistemin parametreleri hakkında hiçbir bilgi olmadan, oldukça etkili ve dinamik sistemlerin çoğunu modelleyebilmektedir [39]. Bahsi geçen modeller içinde ARX modeli, sistem girdisi (giriş sinyali) içeren en basit modeldir. ARX modeli için tahmin, polinom tahmin yöntemleri arasında en verimli olanıdır; çünkü analitik forma dayalı doğrusal regresyon denklemlerinin çözülmesinin sonucudur. Fakat ARX modelinin dezavantajı, bozucu etkilerinin sistem dinamiğinin bir parçası olmasıdır. ARX modelinden farklı olarak ARMAX modelinin sistem yapısı bozulmaları da içermesidir [39]. ARMAX modelleri, baskın bozucuların daha erken devreye girmesi durumunda kullanışlıdır. Box-Jenkins modeli bir sistemin tam bir modelini sağlamaktadır. Bu model bozucu etkileri sistemin dinamiğinden ayrı tutar ve bozulmalar geç girdiği sistemlerde faydalıdır. OE modelinde ise yalnızca tüm sistem dinamiği dikkate alınır. Bozucu etkiler kısmı modellenmemiştir [39].

### 2.3.2 SI model doğrulama

SI ile elde edilen sistemin transfer fonksiyonunun deneysel verilere uygun olup olmadığını belirlemek amacıyla çeşitli test ve doğrulama işlemleri yapılmaktadır. Tahmin edilen modelin geçerliliğini değerlendirmek için kullanılan Akaike'nin Nihai Tahmin Hatası (Final Prediction Error-FPE) ve Akaike'nin Bilgi Kriterleri gibi farklı model doğrulama kriterleri vardır [16]. FPE aşağıda verilen **Denklem (12)** ile hesaplanmaktadır.

$$FPE = \left| \frac{1}{N} \sum_1^N e(k, \theta)(e(k, \theta))^T \right| \left( \frac{1 + (d_m/n)}{1 - (d_m/n)} \right) \quad (12)$$

Bu denklemde  $d_m$  tahmin edilen parametrelerin sayısı,  $N$  deneysel sistemden gelen veri miktarı,  $e(k)$  tahmin edilen hata vektörü ve  $\theta$  tahmin edilen parametrelerdir. Tahmin modelinin kalitesini değerlendirmek için ise FIT olarak adlandırılan doğrulama kriteri kullanılır. FIT değerleri ne kadar yüksek olursa, tahmin sonuçları o kadar doğru olur [16]. FIT aşağıda verilen **Denklem (13)** ile hesaplanmaktadır;

$$FIT = 100 \left( 1 - \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^N (y(k) - \hat{y}(k))^2}}{\sqrt{\sum_{k=1}^N (y(k) - \bar{y}(k))^2}} \right) \quad (13)$$

Bu denklemde  $y(k)$  sistemden ölçülen test çıktısı,  $\hat{y}(k)$  tahmin edilen modelin yanıtı ve  $\bar{y}$  ölçülen verilerin ortalama değeridir.

Model performans değerini ifade etmek için ise “Ortalama Hata Karesi (Mean Square Error-MSE)” doğrulama değeri ile bulunur. Bu değer ortalamadan sapmaların karelerinin toplanması ve bu değerinin ortalamasının alınması ile hesaplanmaktadır. MSE **Denklem (14)** ile ifade edilmektedir. Denklemde “ $n$ ” veri sayısını;  $e(t)$  ise gerçek değer ile tahmin edilen değer arasındaki hata değerini ifade etmektedir.

$$MSE = \frac{1}{n} \sum_{t=1}^n e(t) \quad (14)$$

Bütün bu doğrulama kriterlerine ek olarak; hangi modelin uyumunun zayıf olduğunu tespit etmek için IAE (Integral of the Absolute Value of Error) doğrulama kriteri kullanılmaktadır. Bu kriter, deney sonuçları ve model çıktıları arasındaki hatanın mutlak değerinin integrali ile elde edilmektedir [40]. IAE olması gereken sinyal değeri ile gerçek sistem değeri arasındaki sapmanın (e) mutlak değerlerinin bütünü temsil eder. Kare hata tabanlı metrik davranıştan farklı olarak, IAE hatanın büyüklüğünü göz önünde bulundurarak karelenmesine izin vermez. Bu hata, **Denklem (15)**’deki gibi hesaplanmaktadır.

$$IAE = \int_0^{\infty} |e(t)| dt \quad (15)$$

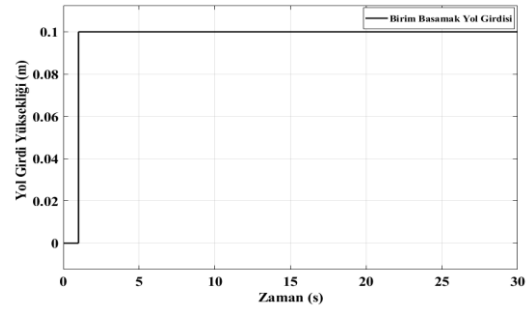
Sistemin dinamik davranışlarını en iyi şekilde veren matematiksel modeli elde etmek amacıyla oluşturulan modeller; modelin geçerliliği, performansı ve kalitesi için FPE, FIT, MSE doğrulama kriterlerinden geçirilmiştir. Oluşturulan modelin farklı girdiler ile arasındaki hata miktarına bakmak için ise IAE doğrulama kriteri kullanılmıştır.

### 2.4 Yol profil girdileri

Simulink ortamında tasarlanan süspansiyon sistemine ait blok diyagramına üç farklı yol girdisi iki amaç için uygulanmıştır.

#### 2.4.1 Birim basamak yol girdisi

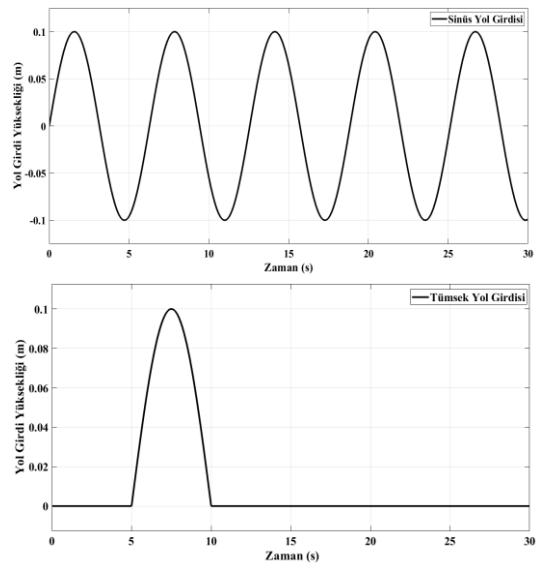
Bu yol girdi senaryosunda; sistemin dinamiklerini elde edebilmek, sistemi tanımlayan transfer fonksiyonlarını oluşturabilmek için gerekli olan veri setlerini elde etmek amacıyla blok diyagramına büyüklüğü 0.1m olan birim basamak fonksiyonu yol girdisi olarak verilmiştir (**Şekil 4**).



Şekil 4. Birim basamak yol girdi profili

#### 2.4.2 Sinüs ve tümsek yol girdi profilleri

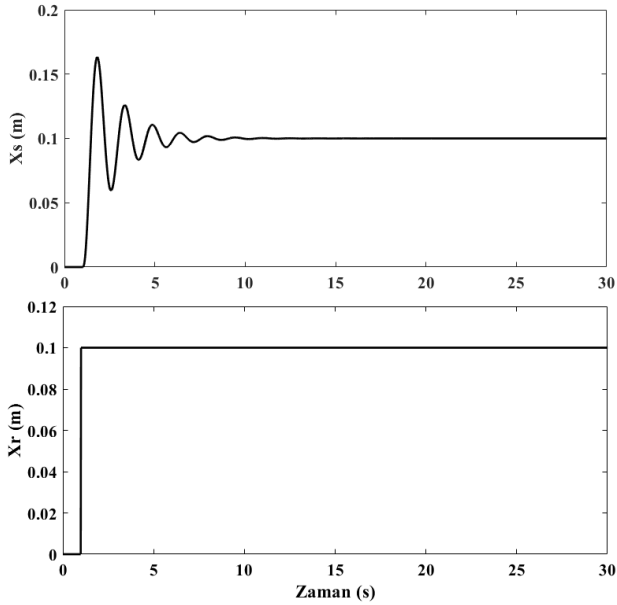
Bu senaryoda ise SI yöntemleri kullanılarak oluşturulan sistemin transfer fonksiyonlarının farklı senaryolar altındaki performansını değerlendirmek için blok diyagramına sinüs ve tümsek yol girdi fonksiyonları sistem girdisi olarak verilmiştir (**Şekil 5**).



Şekil 5. Sinüs ve tümsek yol girdi profili

### 3 Bulgular ve tartışma

Çeyrek araç süspansiyon sistemine ait blok diyagramına; SI yapılarak, sistemin matematiksel modelini oluşturmak ve gerekli verileri toplamak üzere; birim basamak yol girdisi, test sinyali olarak uygulanmış, simülasyon çalışmaları yapılmıştır. Yapılan simülasyonda, SI için gerekli olan,  $x_r$  yol girdi sinyali ( $u_1$ ), araç gövdesi yer değiştirme miktarı  $x_s$  çıktı sinyali ( $y_1$ ) olarak belirlenmiştir. Simülasyonda birim basamak genliği 0.1m olarak alınmış olur simülasyon süresi 30 s olarak belirlenmiştir. Süre boyunca, zamana bağlı araç gövde yer değiştirmesi için 30023 veri seti elde edilmiş ve veri örnekleme periyodu 0.01 s olarak belirlenmiştir (Şekil 6).



Şekil 6. SI için elde edilen veri seti

SI için sisteme uygulanana birim basamak yol girdisi ile araç gövde yer değiştirme miktarı  $x_s$  girdi sinyalinin büyüklüğü etrafında salınım yapmıştır. Bunun nedeni ise girdi sinyalinin simülasyon sonlanıncaya kadar sabit bir büyüklük ile sistemi uyarmasıdır [41-42]. Uygulama sonucunda Blok diyagramından veriler alındıktan sonra, eksik verilerin tamamlanması, tekrar eden verileri silinmesi, düzenlenmesi, ayıklanması, boyut indirgenmesi gibi veri ön işleme yapılmıştır. Daha sonra hazırlanan veriler Matlab programının "system identification" araç menüsüne aktarılarak transferi fonksiyon modelleri elde edilmiştir. Modeller; FPE, FIT ve MSE doğrulama kriterlerine göre test edilerek seçilmiştir. Doğrulanmış modeller, çapraz doğrulama ve otomatik çapraz doğrulama prosedür kullanılarak da kontrol edilmiştir [43].

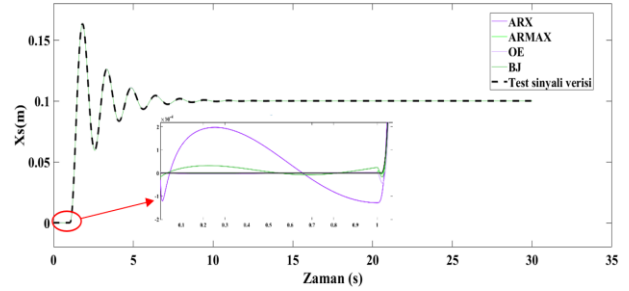
Tablo 2'de, elde edilen en iyi sonuçlara sahip transfer fonksiyon modelleri için FPE, MSE, FIT kriterleri değerleri verilmiştir.

En iyi doğrulama kriterine sahip transfer fonksiyon modellerinin, deney verisine olan yakınsaması Şekil 7'de verilmiştir. ARX modeli ile elde edilen en iyi uygunluk %99.68, ARMAX modeline göre %99.91, OE modeline göre

%99.93 ve BJ modeline göre ise %99.92 olarak elde edilmiştir.

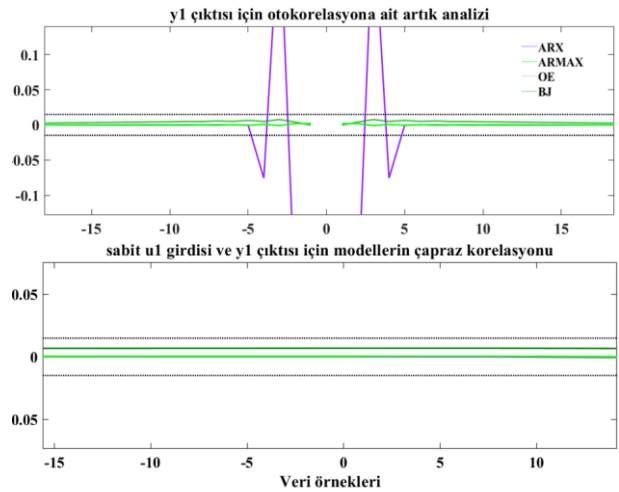
Tablo 2. Seçilen modeller için doğrulama sonuçları

Model	$n_a$	$n_b$	$n_c$	$n_d$	$n_f$	$n_k$	FPE	MSE	FIT%
ARX	4	1	0	0	0	0	1.816e-12	4.916e-9	99.68
ARMAX	3	3	3	0	0	0	2.552e-13	2.55e-13	99.91
OE	0	2	0	0	3	1	2.66e-10	2.66e-10	99.93
BJ	0	2	2	3	3	0	2.565e-13	2.563e-13	99.92



Şekil 7. Deney ve SI modelleri çıktıları

Hata değerlerinin önceki ve sonraki değerleriyle olan ilişkisi otokorelasyon yöntemiyle belirlenmektedir. Sistemin girdi sinyaliyle olan ilişkisi ise çapraz korelasyon (cross-correlation) yöntemiyle kontrolü sağlanmaktadır. Bu yaklaşımlara artık (residual) analizi ismi verilmektedir. Bu yaklaşımla eğer kabul edilebilir veriler edilirse, sistemin girdisi ve çıktısı arasındaki bağıntı, belirlenen transfer fonksiyonu ile temsil edilebilir [44]. Buna göre tüm modellere uygulanan artık analizi Şekil 8'de gösterilmiştir.



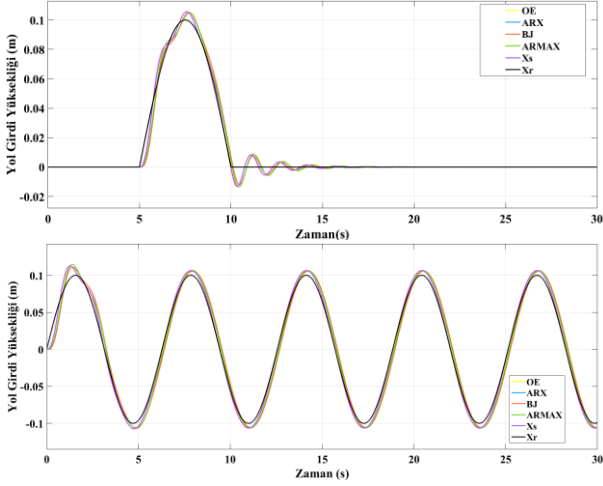
Şekil 8. Modellerin artık (residual) analiz çıktıları

Elde edilen BJ, OE, ARX ve ARMAX modelleri için her iki korelasyon yaklaşımında da güven aralıklarının %99'unda yer aldığından belirlenen modellerin başarılı olduğu net olarak görülmektedir. ARX modelinde otokorelasyon fonksiyonunun anlık değerinde sıfırın dışında olması, korelasyon testinin başarılı olmadığı anlamına gelmemektedir [45]. Korelasyon sonuçlarına göre; her ne kadar anlık olarak korelasyon testinin başarılı olmadığı anlamına gelmemektedir, ARX dahil BJ, ARMAX ve OE modellerinin sistem dinamiklerini

yakaladığı nettir. Doğrulama ilkeleri ve korelasyon sonuçlarına bakıldığında doğrusal modeller arasında ARMAX, BJ ve OE modellerinin sistemi optimum seviyede temsil ettiği tecrübe dilmektedir.

### 3.1 Model seçimi

Belirlenen transfer fonksiyonu modellerinin, sinüs ve tümsek yol girdi fonksiyonları uygulandığından, yol girdilerine gösterdikleri tepkiler ve performansları Şekil 9'da gösterilmiştir.



Şekil 9. Sinüs ve tümsek yol girdileri için transfer fonksiyonları model çıktıları

Modellerin, deney sonuçları ile arasındaki hata miktarlarını belirlemek için IAE hata testi yapılmış ve sonuçlar Tablo 3'de verilmiştir.

Tablo 3. Modellerin IAE sonuçları

Model	Sinüs yol girdisi	Tümsek yol girdisi
OE	0.2416	0.03312
BJ	0.242	0.03313
ARX	0.2414	0.03307
ARMAX	0.151	0.02981

Analiz neticesinde tüm yol senaryoları için ARMAX modelinin IAE değeri sınıflandırmasına göre sistem dinamiklerini ifade eden "optimum model" olduğu açıkça görülmektedir. ARX, BJ ve OE modellerinin tümsek yol senaryolarına verdiği tepkiler ARMAX ile benzer olsa da sürekli değişen yol senaryosuna gösterdikleri hata tepkisi fazladır. Gerçekleşen doğrulama analizleri sonucunda ARMAX modelinin sistem dinamiklerine en uygun transfer fonksiyonu modeli olduğu değerlendirilmektedir. Literatürde farklı sistemler için belirlenen transfer fonksiyonu modellerinin doğrulama sonuçlarını irdelemek için yapılan benzer çalışmaların sonuçları aşağıda verilmiştir.

Tablo 4'de verilen sonuçlara göre; Gupta ve ark. 1s1 eşanjörü üzerinde yaptıkları çalışma için sistemin dinamiklerini veren model olarak OE modelini FPE = 0.00693, MSE = 0.0069 ve FIT = %72.23 doğrulama değerleri ile en iyi model olarak tanımlamıştır.

Tablo 4. Modellerin doğrulama sonuçları [16]

Model	FPE	MSE	FIT%
ARX	6.902e-5	6.884e-5	36.83
ARMAX	6.926e-5	6.88e-5	37.01
OE	0.00693	0.0069	72.23
BJ	6.912e-5	6.873e-5	40.32

Tablo 5'de, Aruna ve ark. hibrit depolama yatağını modelleme için yaptıkları çalışmada; BJ modelini, FPE ve FIT değerlerini sırasıyla %9.731e-9 ve %80.77 değerleri altında en iyi model olarak seçmiştir.

Tablo 5. Modellerin doğrulama sonuçları [34]

Model	FPE	FIT%
ARX	1.930e-8	68.4
ARMAX	2.061e-8	61.73
OE	1.11725	24.54
BJ	9.731e-9	80.77

## 4 Sonuçlar

Bu çalışmada; çeyrek araç süspansiyon sistemine ait sistemin dinamiklerini veren transfer fonksiyonu modeli geliştirilmiş ve simüle edilmiştir. Yapılan bu çalışma ile pasif süspansiyon sistemlerine uygulanacak kontrol sistemleri için SI yöntemleri kullanılarak sistemin matematiksel transferi fonksiyonu elde edilerek, kontrolör tasarımı için zemin hazırlanmıştır. Çalışmada süspansiyon sisteminin blok diyagramı Matlab ortamında oluşturulmuş ve bu blok diyagramına genliği 0.1m olan birim basamak yol girdisi uygulanmıştır. Uygulama neticesinden blok diyagramından 32000 sayısal veri alınmış ve bu verilen SI uygulanarak sistemin dinamik davranışlarını veren BJ, OE ARX ve ARMAX modelleri kullanılarak transfer fonksiyonları oluşturulmuştur.

Yapılan analizler neticesinde ARMAX modelinin sistem dinamiklerine en uygun transfer fonksiyonu modeli olduğu sonucuna varılmıştır. ARMAX modeli için uygunluk yüzdesinin değeri %99.91, FPE değeri 2.552e-13 ve MSE değer ise 2.55e-13 olarak elde edilmiştir. SI ile elde edilen modellerin farklı senaryolardaki davranışını belirlemek için sisteme sinüs ve tümsek olmak üzere iki farklı yol girdisi uygulanmış ve modellerin performansları incelenmiştir. Yapılan uygulama neticesinde ARMAX modeli diğer modeller ile karşılaştırıldığında %37.45'lik daha doğru bir şekilde sistem davranışlarını temsil etmiştir. Her ne kadar BJ, OE, ARX modellerinin FIT yüzdesi %99'lük oranlara sahip olsa da, hem korelasyon analizinde hem de IAE analizinde ARMAX modelinin daha başarılı bir model olduğu açıkça görülmektedir.

Sonuç olarak çeyrek araç modeli üzerinde yapılan SI çalışmaları neticesinde sisteme uyum sağlayan ve sistemi tanımlayan en iyi model olarak ARMAX modeli seçilmiştir.

Bu çalışmanın sonucunda; çeyrek araç süspansiyon sistemi için SI kullanılarak matematiksel bir transfer fonksiyonu modeli tanımlanmıştır. Ayrıca bu çalışma ile süspansiyon tasarımı için alternatif bir simülasyon yöntemi öne sürülmüştür.

## Çıkar çatışması

Yazar çıkar çatışması olmadığını beyan etmektedir.

**Benzerlik oranı (iThenticate): %10**

## Kaynaklar

- [1] D. N. Nguyen and T. A. Nguyen, The dynamic model and control algorithm for the active suspension system. *Mathematical Problems in Engineering*, 2023(1), 1-9, 2023. <https://doi.org/10.1155/2023/2889435>.
- [2] U. Kırbaş and M. Karasahin, Karayolu-demiryolu hemzemin geçitlerinde maruz kalınan titreşimin insan sağlığını etkileme seviyeleri. Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 12(2), 487-500, 2023. <https://doi.org/10.28948/ngumuh.1214112>.
- [3] T. E. Putra, N. Husaini, and M. Iqbal, Automotive suspension component behaviors driven on flat and rough road surfaces. *Heliyon*, 7(7), 1-9, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2021.e07528>.
- [4] T. A. Nguyen, Advance the stability of the vehicle by using the pneumatic suspension system integrated with the hydraulic actuator. *Latin American Journal of Solids and Structures*, 18(7), 1-16, 2021. <https://doi.org/10.1590/1679-78256621>.
- [5] C. Poussot-Vassal, O. Sename, L. Dugard, P. Gáspár, Z. Szabó, and J. Bokor, A new semi-active suspension control strategy through LPV technique. *Control Engineering Practice*, 16(12), 1519–1534, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2008.05.002>.
- [6] D. Hrovat, D. L. Margolis, and M. Hubbard, An approach toward the optimal Semi-Active suspension, *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 110(3), 288–296, 1988. <https://doi.org/10.1115/1.3152684>.
- [7] M. Z. Q. Chen, Y. Hu, C. Li, and G. Chen, Semi-active suspension with semi-active inerter and semi-active damper. *IFAC Proceedings*, 47(3), 11225–11230, 2014. <https://doi.org/10.3182/20140824-6-ZA-1003.00138>.
- [8] M. Canale, M. Milanese, and C. Novara, Semi-active suspension control using ‘fast’ model-predictive techniques. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 14(6), 1034–1046, 2006. <https://doi.org/10.1109/TCST.2006.880196>.
- [9] A. Fien, Active suspension systems for rail vehicles, *Vehicle System Dynamics*. 6(2-3), 206, 1977. <https://doi.org/10.1080/00423117708968542>.
- [10] A. Soliman and M. Kaldas, Semi-active suspension systems from research to mass-market – A review. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 40(2), 1005–1023, 2019. <https://doi.org/10.1177/1461348419876392>.
- [11] J. Yang, D. Ning, S.S. Sun, J. Zheng, H. Lu, M. Nakano, S. Zhang, H. Du, W.H. Li, A semi-active suspension using a magnetorheological damper with nonlinear negative-stiffness component. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 147(2021), 1-21, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107071>.
- [12] M. Ghoniem, T. Awad, and O. Mokhiamar, Control of a new low-cost semi-active vehicle suspension system using artificial neural networks. *Alexandria Engineering Journal*, 59(5), 4013–4025, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2020.07.007>.
- [13] N. A. Saadabad, H. Moradi, and G. Vossoughi, Semi-active control of forced oscillations in power transmission lines via optimum tuneable vibration absorbers: With review on linear dynamic aspects. *International Journal of Mechanical Sciences*, 87, 163–178, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2014.06.006>.
- [14] H. Okuturlar and M. Tinkir, Araç süspansiyon sisteminin nümerik ve deneysel dinamik analizi. *Konya Journal of Engineering Sciences*, 9(1), 85–105, 2021. <https://doi.org/10.36306/konjes.778390>.
- [15] M. Daş, E. Alıç, and E. K. Akpınar, Numerical and experimental analysis of heat and mass transfer in the drying process of the solar drying system. *Engineering Science and Technology an International Journal*, 24(1), 236–246, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.10.003>.
- [16] S. Gupta, R. Gupta, and S. Padhee, Parametric system identification and robust controller design for liquid–liquid heat exchanger system. *IET Control Theory and Applications*, 12(10), 1474–1482, 2018. <https://doi.org/10.1049/iet-cta.2017.1128>.
- [17] L. Ljung, System identification. In *Signal analysis and Prediction*, Birkhäuser, Boston, MA, 1998.
- [18] A. K. Tangirala, Principles of system identification. Taylor and Francis, Abingdon, 2018.
- [19] P. Shah and R. Sekhar, Closed loop system identification of a dc motor using fractional order model. 2019 International Conference on Mechatronics, Robotics and Systems Engineering (MoRSE), pp. 69-74, Bali, Indonesia, 2019.
- [20] P. Shah, S. Agashe, and V. Vyawahare, System identification with fractional-order models: A comparative study with different model structures. *Progress in Fractional Differentiation and Applications*, 4(4), 533–552, 2019. <http://dx.doi.org/10.18576/pfda/040407>.
- [21] H. Hjalmarsson, From experiment design to closed-loop control. *Automatica*, 41(3), 393–438, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.automatica.2004.11.021>.
- [22] P. Wolszczak, K. Łygas, and G. Litak, Dynamics identification of a piezoelectric vibrational energy harvester by image analysis with a high speed camera. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 107, 43–52, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.01.024>.
- [23] R. Cechowicz and P. Stączek, Computer supervision of the group of compressors connected in parallel. *Eksploracja I Niezawodność-Maintenance and Reliability*, 16(2), 198-202, 2014.
- [24] A. Martynenko, Computer Vision for Real-Time control in drying. *Food Engineering Reviews*, 9(2), 91–111, 2017. <https://doi.org/10.1007/s12393-017-9159-5>.
- [25] L., P. Yang, S.-L. Ding, G. Litak, E.-Z. Song, and X.-Z. Ma, Identification and quantification analysis of



- nonlinear dynamics properties of combustion instability in a diesel engine. *Chaos an Interdisciplinary Journal of Nonlinear Science*, 25(1), 013105/1-013105/13, 2015. <https://doi.org/10.1063/1.4899056>.
- [26] P. Harris, M. Arafa, G. Litak, C. R. Bowen, and J. Iwaniec, Output response identification in a multistable system for piezoelectric energy harvesting. *The European Physical Journal B*, 90(1), 1-11, 2017. <https://doi.org/10.1140/epjb/e2016-70619-y>.
- [27] G. Litak and R. Rusinek, Identification of turning and milling processes by stochastic langevin equations. 2012 IEEE 4th International Conference on Nonlinear Science and Complexity (NSC), pp. 41-44, Budapest, Hungary, 2012.
- [28] L. Ljung, System identification: An Overview. in *Encyclopedia of Systems and Control*, pp. 2302–2317, 2021. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-44184-5\\_100](https://doi.org/10.1007/978-3-030-44184-5_100).
- [29] Y. H. Eng, K. M. Teo, M. Chitre and K. M. Ng, Online System Identification of an Autonomous Underwater Vehicle Via In-Field Experiments. in *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, 41(1), 5-17, 2016. <https://doi.org/10.1109/JOE.2015.2403576>.
- [30] A. Garg, K. Tai, and B. N. Panda, System identification: Survey on modeling methods and models. in *Advances in intelligent systems and computing*, 607–615, 2017. [https://doi.org/10.1007/978-981-10-3174-8\\_51](https://doi.org/10.1007/978-981-10-3174-8_51).
- [31] Y.-C. Lai and Q. Le Tri, System identification and control of a small unmanned helicopter at hover mode, 2017 2nd International Conference on Control and Robotics Engineering (ICCRE), Bangkok, Thailand, pp. 92-96, 2017.
- [32] Z. Hasiewicz, P. L. Śliwiński, and G. Mzyk, Nonlinear system identification under various prior knowledge. *IFAC Proceedings Volumes*, 41(2), 7849–7858, 2008. <https://doi.org/10.1007/s11277-021-08954-7>.
- [33] G. Antonelli, S. Chiaverini and G. Fusco, A fuzzy-logic-based approach for mobile robot path tracking, in *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, 15(2), 211-221, 2007. <https://doi.org/10.1109/TFUZZ.2006.879998>.
- [34] R. Aruna and S. T. J. Christa, Modeling, system identification and design of fuzzy PID controller for discharge dynamics of metal hydride hydrogen storage bed. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(7), 4703–4719, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.11.238>.
- [35] E. Alvarez-Sánchez, A Quarter-Car suspension system: car body mass estimator and sliding mode control. *Procedia Technology*, 7, 208–214, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.protcy.2013.04.026>.
- [36] T. S. Ng, G. C. Goodwin, and T. Söderström, Optimal experiment design for linear systems with input-output constraints. *Automatica*, 13(6), 571–577, 1977. [https://doi.org/10.1016/0005-1098\(77\)90078-4](https://doi.org/10.1016/0005-1098(77)90078-4).
- [37] A. A. Mahfouz, M. M. K, and F. A. Salem, Modeling, simulation and dynamics analysis issues of electric motor, for mechatronics applications, using different approaches and verification by MATLAB/Simulink. *International Journal of Intelligent Systems and Applications*, 5(5), 39–57, 2013. <https://doi.org/10.5815/ijisa.2013.05.06>.
- [38] L. Ljung, System Identification. in: W. S. Levine. (eds.) *The Control Systems Handbook: Control System Advanced Methods*. Second Edition, pp. 57-1, CRC Press, Heidelberg, 2010.
- [39] A. B. Singh, R. V. Murugan, K. Saravanan, A. S. Ahmed, and R. Vinoth, Fractional order control and comparative analysis of a hybrid system. *Procedia Computer Science*, 48, 37–44, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.procs.2015.04.107>.
- [40] T. Kumbasar, I. Eksin, M. Guzelkaya, and E. Yesil, Adaptive fuzzy model based inverse controller design using BB-BC optimization algorithm. *Expert Systems With Applications*, 38(10), 12356–12364, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.eswa.2011.04.015>.
- [41] S. Kumar, A. Medhavi, R. Kumar, and P.K. Mall, Modeling, analysis and PID controller implementation on suspension system for quarter vehicle model. *J. Mech. Eng. Sci.*, 16(2), 8905–8916, 2022. <https://doi.org/10.15282/jmes.16.2.2022.08.0704>.
- [42] O. Eser, A. Çakan, M. Kalyoncu, and F. Botsali, Arı algoritması (aa) ve parçacık sürü optimizasyonu (pso) kullanarak çeyrek araç modeli tasarım parametrelerinin belirlenmesi. *Konya Journal of Engineering Sciences*, 9(3), 621–632, 2021. <https://doi.org/10.36306/konjes.881062>.
- [43] K. A. Mohideen, G. Saravanakumar, K. Valarmathi, D. Devaraj, and T. K. Radhakrishnan, Real-coded Genetic Algorithm for system identification and tuning of a modified Model Reference Adaptive Controller for a hybrid tank system. *Applied Mathematical Modelling*, 37(6), 3829–3847, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2012.08.019>.
- [44] C. Lewis, *International and Business Forecasting Methods* Butterworths. London, 1982.
- [45] H. İ. Çardaklı, İnsan-makina etkileşimli bilgisayar deneyi kullanarak insan operatörlerin parametrik ve akıllı sistemlerle modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Türkiye, 2005.

