



## ARI ALGORİTMASI (AA) VE PARÇACIK SÜRÜ OPTİMİZASYONU (PSO) KULLANARAK ÇEYREK ARAÇ MODELİ TASARIM PARAMETRELERİNİN BELİRLENMESİ

<sup>1</sup>Onur ESER , <sup>2</sup>Abdullah ÇAKAN , <sup>3</sup>Fatih Mehmet BOTSALI , <sup>4</sup>Mete KALYONCU 

Konya Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi-Makine Mühendisliği Bölümü, Konya,  
TÜRKİYE

<sup>1</sup>me.onureser@gmail.com, <sup>2</sup>acakan@ktun.edu.tr, <sup>3</sup>fbotsali@ktun.edu.tr, <sup>4</sup>mkalyoncu@ktun.edu.tr

(Geliş/Received: 16.02.2021; Kabul/Accepted in Revised Form: 11.05.2021)

**ÖZ:** Bu çalışmada, araç dinamiği çalışmalarında yaygın olarak kullanılan çeyrek araç modeli kullanılmıştır. Çeyrek araç modeli oluşturularak, sistemin yaylı ve yaysız kütlesi, yay sertliği, sönümleme katsayısı ve lastik sertliği olmak üzere beş adet tasarım parametresi optimizasyon algoritmaları aracılığı ile belirlenmek üzere seçilmiştir. Optimizasyonun amacı; belirlenen yol profilinde çeyrek araç süspansiyon sisteminin daha iyi sürüş kabiliyeti ve konfor elde edebilmek adına süspansiyon sistemindeki sapmaların minimize edilmesi olarak belirlenmiştir. Arı Algoritması (AA) ve Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO) algoritmaları kullanılarak MATLAB yazılımı aracılığı ile tasarım parametrelerinin optimum değerleri belirlenmiştir. Çeyrek araç modeli blok diyagramı Matlab/Simulink ile oluşturulmuş ve belirlenen optimum değerler kullanılarak, ISO 8608 Standartlı C sınıfı yol profili cevapları incelenmiştir. Yapılan simülasyonlar sonucunda Arı Algoritmasının daha başarılı sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlar tablo ve grafikler halinde verilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Arı Algoritması, PSO, Çeyrek Araç Modeli, Süspansiyon Sistemi, Optimizasyon

### Determining The Quarter Vehicle Model Design Parameters Using Bees Algorithm (BA) And Particle Swarm Optimization (PSO)

**ABSTRACT:** In this study, a quarter vehicle model that is widely used in vehicle dynamics studies is chosen for analysis. The quarter vehicle model used is created based on five design parameters, namely as the sprung and unsprung mass of the system, spring stiffness, damping coefficient and tire stiffness. These design parameters are selected to be determined by the proposed optimization algorithms. The objective of the optimization is to minimize the deviations in the suspension system in order to obtain better driving stability and comfort of the quarter vehicle suspension system on the chosen road profile. The optimum values of the design parameters are determined by using The Bees Algorithm (BA) and Particle Swarm Optimization (PSO) algorithms executed in the MATLAB software environment. The quarter vehicle model block diagram is created within Matlab / Simulink and along with ISO 8608 Standard Class C road profiles. The responses of the model are then examined by using the determined optimum values. As a result of the simulations, it is observed that The Bees Algorithm gives more successful results compared to PSO. The obtained results are presented in tables and graphics.

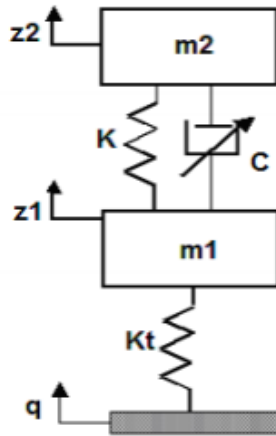
**Key Words:** The Bees Algorithm, PSO, Quarter Vehicle Model, Suspension System, Optimization

## GİRİŞ (INTRODUCTION)

Geçmişten günümüze kadar gelişen otomotiv sektörü arz talebe uyum sağlayabilmek adına sürekli değişim göstermiştir. Otomobillerin ilk üretim yıllarından bu yana müşteri istek ve talepleri, ana unsur olarak sürüş konforu ve performansı üzerine çalışmaları ön plana çıkarmıştır. Süspansiyon sistemleri yol ile araç arasındaki titreşimleri minimize ederek daha iyi sürüş performansı ve sürüş konforunu esas almaktadır. İki serbestlik derecesine sahip olan çeyrek araç modeli sistem modellemesini kolaylaştırarak optimizasyon ve kontrolcü tasarımı gibi uygulamalarda otomotiv endüstrisinin birçok alanında kullanılmaktadır (Türkdoğan, 2008; Çakan ve diğ., 2014).

Süspansiyon sistemi optimizasyonunda çeyrek araç modeli yarım araç modeli ve tam araç modeli olmak üzere matematiksel modellenerek optimum tasarımlar üzerine çalışılmıştır (Uddin, 2019; Gogaa ve Klúčik, 2012; Yurttaş, 2011). Farklı algoritmalar ve farklı optimizasyon seçenekleri ile süspansiyon sistemi optimum tasarımında birçok çalışma yapılmıştır. Çeyrek araç süspansiyon sistemi başta olmak üzere süspansiyon sistemi optimizasyon çalışmaları arasında Genetik Algoritma en çok kullanılan optimizasyon algoritması olarak gözlemlenmektedir (Gogaa ve Klúčik, 2012; Likaj ve diğ., 2010; Nagarkar ve diğ., 2018; Anirban ve diğ., 2016). Bunun yanı sıra Çok Amaçlı Optimizasyon (Multi-Objective Optimization), Guguklu Arama Optimizasyonu (Cuckoo Search Optimization), Sıralı Kuadratik Program (Sequential Quadratic Program, SQP), Parçacık Sürü Optimizasyonu (Particle Swarm Optimization, PSO) gibi süspansiyon sistemindeki matematiksel modelden elde edilen hareket denklemleriyle belirli yol profili üzerinde daha başarılı araç performansı ve sürüş konforu için optimizasyon çalışmaları yapılmıştır (Gadhvia ve diğ., 2016; Koulocheris ve diğ., 2017; Florea ve diğ., 2016; Wong ve diğ., 2017; Likaj ve diğ., 2010; Wang ve diğ., 2015). Bu çalışmalarda genellikle lastik sertliği, yay sertlik katsayısı ve süspansiyon sönümlenme katsayısı değerleri optimize edilmiş ve yol profili üzerindeki performansı incelenmiştir. Ayrıca süspansiyon sisteminde bulunan yay üzerine de Diferansiyel Gelişim Algoritması (Differential Evolution Algorithm) yöntemi ile optimizasyon çalışmaları yapılmıştır (Yıldız, 2018).

## SİSTEMİN MATEMATİKSEL MODELİ (MATHEMATICAL MODEL OF THE SYSTEM)



Şekil 1. Çeyrek Araç Modeli

Figure 1. Quarter Vehicle Model

Bu çalışmada çeyrek araç süspansiyon sistemi matematiksel modeli kullanılmaktadır. Çeyrek araç süspansiyon modeli basitlikleri ve verdiği niteliksel olarak doğru bilgilerden dolayı tasarımın ilk aşamasında otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 1'de Newton'un ikinci hareket kanunu kullanılarak elde edilen çeyrek araç modeli matematiksel modeli gösterilmektedir (Çakan ve diğ., 2014; Anirban ve diğ., 2016; Likaj ve diğ., 2010; Nagarkar ve diğ., 2018; Uddin, 2019).

Sistemin hareket denklemi:

$$m_1\ddot{z}_1 + C(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + K(z_1 - z_2) + K_t(z_1 - q) = 0 \quad (1)$$

$$m_2\ddot{z}_2 + C(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + K(z_2 - z_1) = 0 \quad (2)$$

Fourier denklem dönüşümü:

$$z_1(-\omega^2 m_1 + j\omega C + K + K_t) = z_2(j\omega C + K) + qK_t \quad (3)$$

$$z_2(-\omega^2 m_2 + j\omega C + j\omega + K) = z_1(j\omega C + K) \quad (4)$$

Model, tekerleğin süspansiyon sistemi ile araç gövdesinin çeyrek kısmına bağlandığı bir arabanın tek tekerleğini temsil etmektedir. Çizelge 1'de çeyrek araç süspansiyon sistemi fiziksel parametreleri verilmiştir (Likaj ve diğ., 2010).

**Çizelge 1. Sistem Parametreleri**

*Table 1. System Parameters*

| Sembol      | Açıklama                         |
|-------------|----------------------------------|
| $z_2$       | Gövdenin yer değişimi (m)        |
| $\dot{z}_2$ | Gövdenin hızı (m/s)              |
| $z_1$       | Tekerleğin yer değişimi (m)      |
| $\dot{z}_1$ | Tekerleğin hızı (m/s)            |
| $m_2$       | Gövde kütlesi (kg)               |
| $m_1$       | Tekerlek Kütlesi (kg)            |
| K           | Yay sertlik katsayısı (N/m)      |
| $K_t$       | Tekerlek sertlik katsayısı (N/m) |
| C           | Sönümlenme katsayısı (Ns/m)      |

Yol düzensizliği, sürücü veya araç yapısının ana rahatsız edici kaynağını temsil etmektedir. Tasarım optimizasyonu amacıyla James'in ilkesine göre, yaylı kütle ivmesinin  $\ddot{z}_2$ 'nin ortalama karekökü (Root Mean Square, RMS) şu şekilde ifade edilebilir (Likaj ve diğ., 2010):

$$\sigma_{\ddot{z}} = \left\{ \pi R V \left[ \frac{K_t C}{2m_2^{3/2} K^{1/2}} + \frac{(m_1 + m_2) K^2}{2C m_2^2} \right] \right\}^{1/2} \quad (5)$$

Süspansiyon çalışma alanının ortalama karekökü (RMS)  $f_d$ :

$$\sigma_{f_d} = \left\{ \pi R V \left[ \frac{(m_1 + m_2)(m_2 K)^{1/2}}{2C m_2} \right] \right\}^{1/2} \quad (6)$$

Bağlı dinamik lastik yükünün ortalama karekökü (RMS) şu şekilde hesaplanabilir:

$$\sigma_{F_d/G} = \left\{ \pi R V \left[ \frac{K_t^2 m_1}{2C(m_1 + m_2)^2} + \frac{(m_1 + m_2) K^2}{2C m_2^2} - \frac{K_t K m_1}{C m_2 (m_1 + m_2)} + \frac{C K}{2m_1 m_2} \right] \right\}^{1/2} \quad (7)$$

Bu çalışmada kullanılan çeyrek araç modelde denklem 5, 6 ve 7 de geçmekte olan hız değeri  $V = \frac{40m}{s}$  güç spektrumu düzensizlik katsayısı  $R = 6.5 \times 10^{-6} m^3$  olarak alınmıştır (Likaj ve diğ., 2010).

## ARI ALGORİTMASI (THE BEES ALGORITHM)

D. T. Pham ve arkadaşları tarafından ilk olarak 2006 yılında önerilen Arı Algoritması, arıların nektar, su gibi kaynakları arama davranışlarını sürü zekâsı kullanarak öğrenme, hatırlama ve bilgi paylaşma özellikleriyle en ilgi çekici çalışma alanlarından biri haline getirmiştir (Pham ve diğ., 2006). Bu algorithmada bal arılarının kaynak araştırma yapısına benzetilerek sezgisel bir bakış açısı yakalanmıştır. Teorik ve deneysel çalışmalar bir robot kolunun kontrolü için bulanık mantık ve PID kontrolcülerini Arı Algoritması ile tasarlayan Pham ve Kalyoncu bu alandaki çalışmaların temellerini atmışlardır (Pham ve diğ., 2008; Pham ve Kalyoncu, 2009). Daha sonra Arı Algoritması ile çalışmalar sürdürülerek Arı Algoritmasının diğer optimizasyon araçlarından daha ileride olduğu gözlemlenmiştir. Şen, Bilgiç ve Kalyoncu'nun çift ters sarkaç sisteminin denge ve konum kontrolünü arı algoritması ile LQR kontrolcü parametreleri üzerine çalışma yapılmıştır. Konum ve denge kontrolünde geleneksel yöntemlere nazaran Arı Algoritmasının daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir (Şen ve diğ., 2015; Şen ve Kalyoncu, 2016).

Arı Algoritması çalışma prensibinde birçok parametre yer almaktadır. Bunlar:

1.  $n$ : Kâşif arı sayısı
2.  $m$ : Ziyaret edilen  $n$  nokta içinden seçilen en uygun bölge sayısı
3.  $e$ : Seçilen  $m$  bölge içindeki elit bölge sayısı
4.  $ne_p$ : En iyi  $e$  bölgeye gönderilen arı sayısı
5.  $ns_p$ : Kalan ( $m-e$ ) bölgeye gönderilen arı sayısı
6.  $ngh$ : Bölge boyutu, (Bölge boyutunun birimi aranan parametrenin birimidir.)
7.  $itr$ : Durdurma kriteri/iterasyon sayısı



Şekil 2. Arı Algoritması Akış Şeması

Figure 2. The Bees Algorithm Flow Chart

Şekil 2'de Arı Algoritması akış şeması gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü üzere bu döngü optimizasyonun durdurma kriteri ( $itr$ ) sağlanana kadar devam eder. Bu çalışmada yer alan ve deneme yanılma yoluyla seçilen, Arı Algoritması sistem parametreleri çizelge 2'de gösterilmiştir.

**Çizelge 2.** Çalışmada Kullanılan Arı Algoritması Sistem Parametreleri

*Table 2. The Bees Algorithm System Parameters Used in the Study*

| itr | n  | m | e | nep | nsp | ngh  |
|-----|----|---|---|-----|-----|------|
| 30  | 30 | 8 | 5 | 7   | 8   | 0.01 |

## PARÇACIK SÜRÜ OPTİMİZASYONU (PARTICLE SWARM OPTIMIZATION, PSO)

1995 yılında J. Kennedy ve R. C. Eberhart tarafından geliştirilen parçacık sürü optimizasyonu, kuş ve balık sürüsü hareket ilkelerine temel alan sezgisel bir optimizasyon algoritmasıdır. Parçacık sürüsü algoritmasının temel avantajları basitlik, sağlamlık ve iyi yakınsamadır. Parçacık sürüsü algoritmasında parametrelerin tanımlanmasının daha sağlam bir şekilde kontrol edildiğini ve Genetik Algoritmadan daha basit bir şekilde seçildiğini bulmuştur. Bu algoritma balık, kuş gibi sürü halinde hareket eden popülasyonlarda çeşitli adaptasyonlara bağlı olarak birbirleri ile haberleşme hızını temsil eder ve temelinde her bir parçacık sürüdeki en iyi pozisyonu ayarlamak için önceki pozisyon tecrübelerinden faydalanır (Wang ve diğ., 2015).

$$v_{k+1}^i = wv_k^i + c_1 \text{rand} \frac{(p^i - x_k^i)}{\Delta t} + c_2 \text{rand} \frac{(p_k^g - x_k^i)}{\Delta t} \quad (8)$$

Denklem 8’de PSO parçacık hız formülü verilmiştir. Bu denklemde yer alan PSO parametreleri çizelge 3’de yer almaktadır.

**Çizelge 3.** PSO Parametreleri

*Table 3. PSO Parameters*

| Sembol  | Açıklama                   |
|---------|----------------------------|
| $v$     | Hız                        |
| $w$     | Eylemsizlik faktörü        |
| $c_1$   | Parçacığın kendi katsayısı |
| $c_2$   | Sürüye bağlı katsayı       |
| $p^i$   | Parçacığın en iyi noktası  |
| $p_k^g$ | Sürünün en iyi noktası     |

Bu çalışmada yer alan ve deneme yanılma yoluyla seçilen, Parçacık Sürü Optimizasyonu (PSO) Algoritması sistem parametreleri çizelge 4’de gösterilmiştir.

**Çizelge 4.** Çalışmada Kullanılan PSO Parametreleri

*Table 4. PSO Parameters Used in Study*

| N  | $c_1$ | $c_2$ | $w$ | $v_{min}$ | $v_{max}$ |
|----|-------|-------|-----|-----------|-----------|
| 10 | 2     | 2     | 0.8 | -5        | +5        |

## OPTİMİZASYON VE SİMÜLASYON SONUÇLARI (OPTIMIZATION AND SIMULATION RESULTS)

Bu çalışmada Arı Algoritması ve Parçacık Sürü Optimizasyon Algoritması ile modellenen çeyrek araç süspansiyon sisteminin optimum tasarımı yapılmıştır. Sistemde amaç fonksiyonu olarak yaylı kütle

ivmesinin minimize edilmesi esas alınmıştır. Daha iyi sürüş konforu için bu değer minimum olması gerekmektedir. Ayrıca süspansiyon çalışma alanı ve dinamik lastik yükü sistem kısıtlaması olarak belirlenmiştir. Sistemde tasarım değişkenleri ve amaç fonksiyonu denklem 9'da yer almaktadır. Kısıtlar ise denklem 10 ve 11'de gösterilmektedir. Optimize edilecek tasarım parametrelerinin minimum ve maksimum değeri çizelge 5'de gösterilmektedir.

$$\sigma_{\ddot{z}}(m_1, m_2, K_t, K, C) = \left\{ \pi R V \left[ \frac{K_t C}{2m_2^{3/2} K^{1/2}} + \frac{(m_1 + m_2) K^2}{2C m_2^2} \right] \right\}^{1/2} \quad (9)$$

$$\sigma_{\frac{F_d}{G}}(m_1, m_2, K_t, K, C) \leq 0.5 \quad (10)$$

$$\sigma_{f_d}(m_1, m_2, K_t, K, C) \leq 0.05 \quad (11)$$

**Çizelge 5.** Optimum Tasarım Değerleri (Likaj ve diğ., 2010)

*Table 5. Optimum Design Values*

|            | $m_1$ | $m_2$ | $K_t$  | $K$    | $C$  |
|------------|-------|-------|--------|--------|------|
| <b>Min</b> | 83,2  | 509,6 | 559440 | 80480  | 2560 |
| <b>Max</b> | 124,8 | 764,4 | 839170 | 120720 | 3840 |

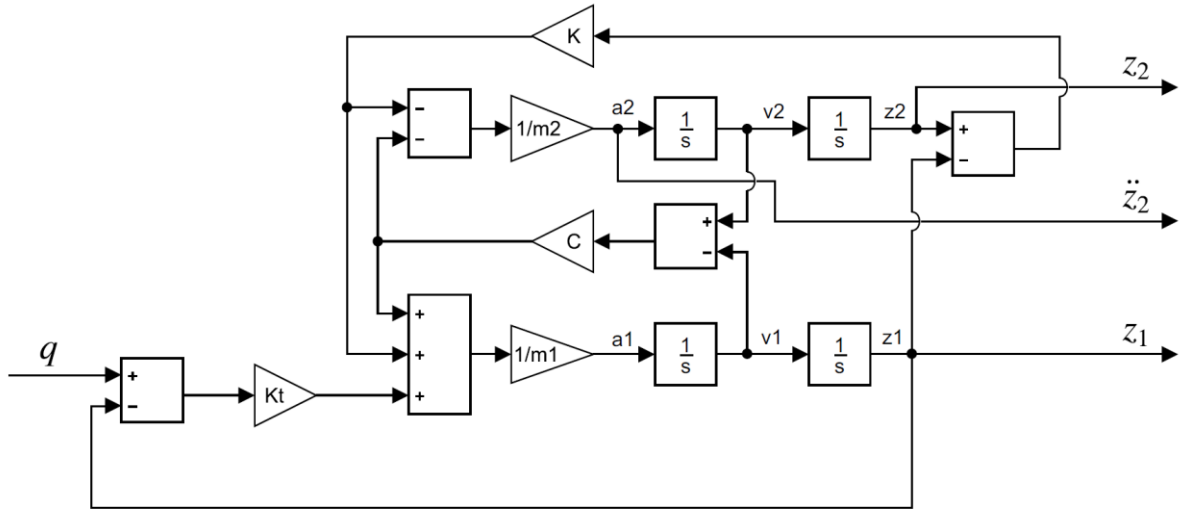
Belirtilen amaç fonksiyonu ve sistem kısıtları altında Arı Algoritması ve Parçacık Sürü Optimizasyonu Algoritması ile MATLAB programında çözdürülerek optimum sonuçlar elde edilmiştir. Elde edilen değerler çizelge 6'da gösterilmiştir.

**Çizelge 6.** Optimum Tasarım Değerleri

*Table 6. Optimum Design Values*

|                       | <b>BA</b> | <b>PSO</b>  |
|-----------------------|-----------|-------------|
| $K$                   | 81646.59  | 92415.2358  |
| $C$                   | 3703.882  | 3712.709452 |
| $m_1$                 | 92.38365  | 111.5183263 |
| $m_2$                 | 742.9819  | 737.8823602 |
| $K_t$                 | 583585.2  | 570866.2107 |
| $\sigma_{\ddot{z}_2}$ | 1.1247    | 1.2680      |

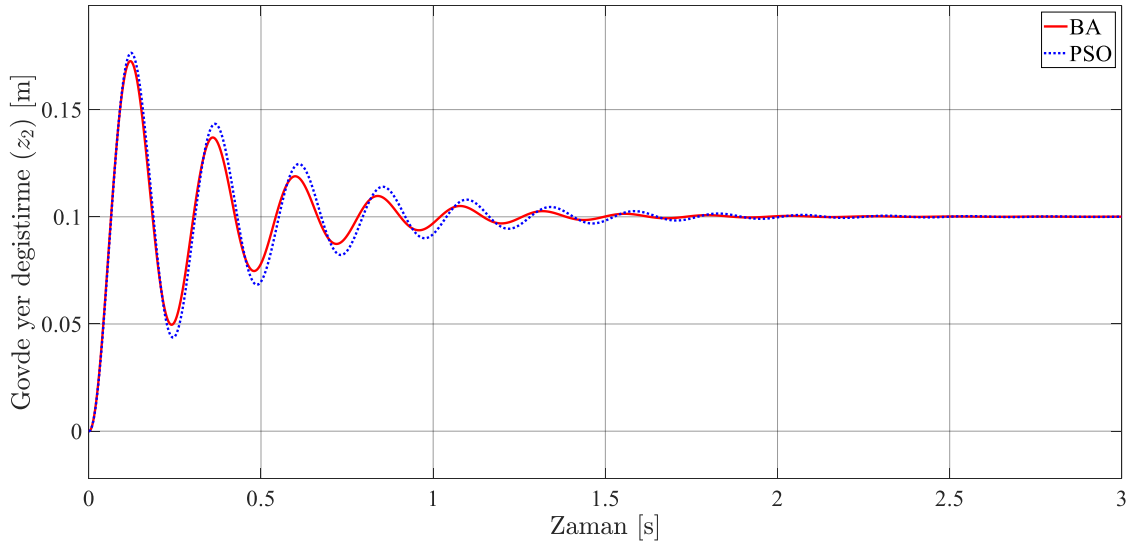
Arı Algoritması (BA) ve Parçacık Sürü Optimizasyonu Algoritması (PSO) ile optimize edilen değerlerle bu algoritmaların karşılaştırılması için çeyrek araç süspansiyon sistemi matematiksel modeli ilk olarak 10 cm derinliğinde bir çukura girmiş şekilde MATLAB/Simulink'te blok diyagram haline getirilmiştir. Şekil 3'te çeyrek araç süspansiyon sistemi blok diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 3. Çeyrek Araç Modeli Blok Diyagramı

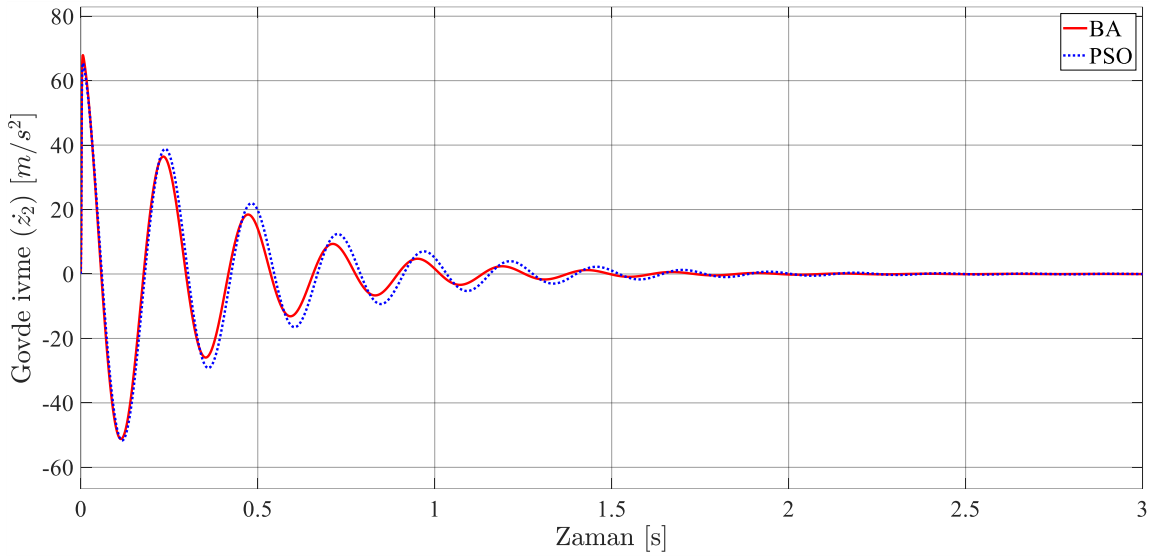
Figure 3. Quarter vehicle Model Block Diagram

Arı Algoritması ve Parçacık Sürü Optimizasyonu Algoritması (PSO) 10 cm'lik çukur değeri varsayılarak bu algoritmaların bu yol profili üzerindeki davranışları simule edilmiş ve sonuçlar karşılaştırılarak irdelenmiştir. Gövde yer değıştirme ( $z_2$ ), gövde ivme ( $\ddot{z}_2$ ) ve tekerlek yer değıştirme ( $z_1$ ) sonuçları Şekil 4, Şekil 5 ve Şekil 6'da sırasıyla verilmiştir.



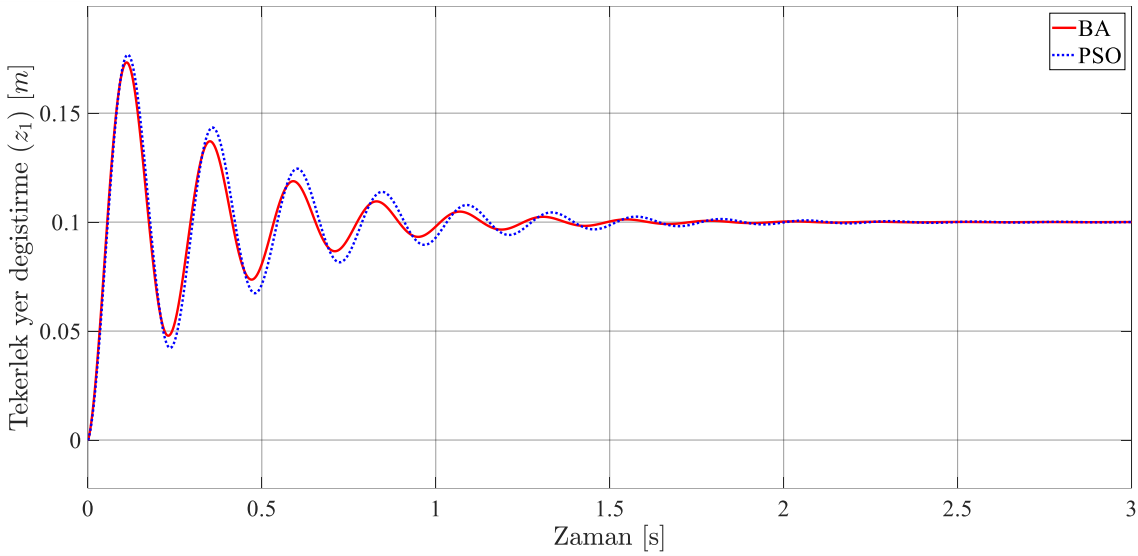
Şekil 4. Gövde Yer Değıştirme-Zaman Grafiği

Figure 4. Body Displacement-Time Plot



Şekil 5. Gövde İvme-Zaman Grafiği

Figure 5. Body Acceleration-Time Plot



Şekil 6. Tekerlek Yer Deęistirme-Zaman Grafiği

Figure 6. Wheel Displacement-Time Plot

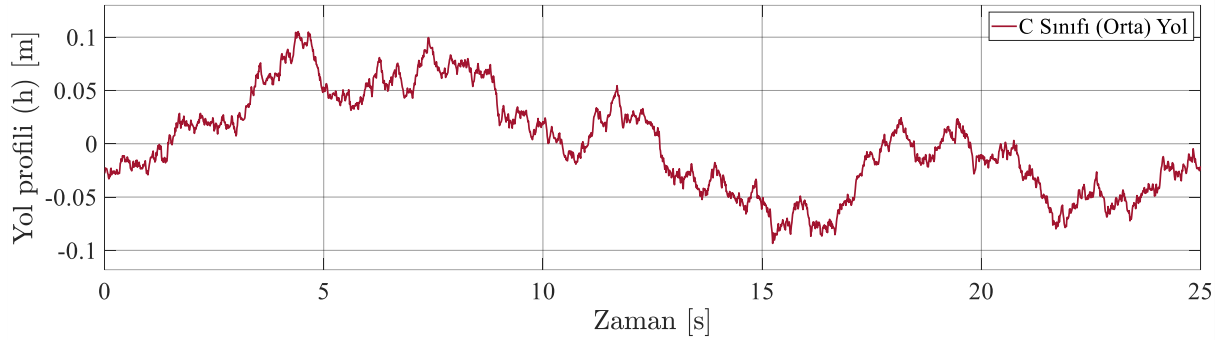
Bu çalışmada algoritmaların daha verimli bir şekilde karşılaştırılabilmesi için optimize edilen değerler ile sistem modelinde ISO 8608 Standartlı yol profiline göre tekrar simüle edilerek çıkan sonuçlar karşılaştırılmıştır. ISO 8608 Standartı günümüzde, yol sınıflandırmasına dayalı yol profilleri, mekanik ve inşaat yapılarının titreşim analizinde ve yol aracı-sürücü etkileşim sistemindeki çeşitli görevleri çözmek için simülasyon amacıyla kullanılmaktadır. Standart ISO 8608, dikey yer değistirme gücü spektral yoğunluğuna (Power Spectral Density, PSD) dayalı uzunlamasına yol profillerinin yol sınıflandırmasını belirtir.

ISO 8608, çok iyi (Sınıf A), iyi (Sınıf B), ortalama (Sınıf C) vb. gibi sözlü olarak tanımlanmış yol sınıfları kategorilerini belirtmez. Bu sözlü kategoriler genellikle mevcut karayolu ağının düzgünlük seviyesi ile herhangi bir korelasyon olmaksızın kullanılır. ISO 8608'in öncülü, yol sınıflarına sözlü kategoriler atayan İngiliz Standartları Enstitüsü (BSI) teklifiydi (Múčka, 2018).

Bu çalışmada ISO 8608 yol sınıflandırması ortalama yol profili olan C sınıfı yol profili kullanılarak Arı Algoritması ve Parçacık Sürü Optimizasyonu Algoritması (PSO) karşılaştırılmıştır. Şekil 7'de yol profili

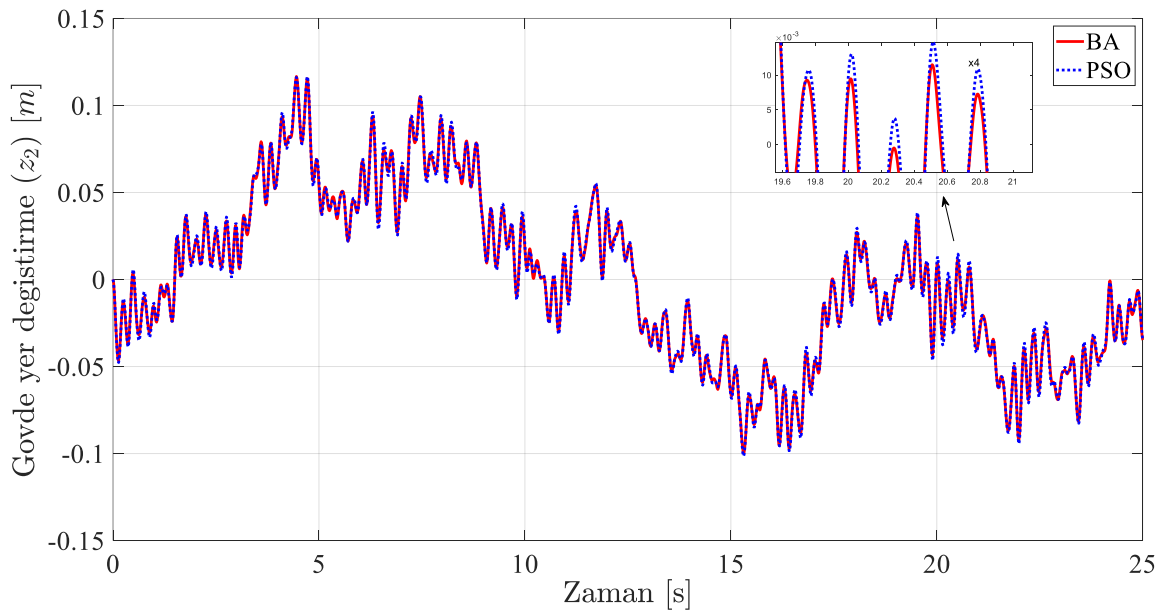


gösterilmiştir. Bu yol profili ile elde edilen cevaplar gövde yer değiştirme ( $z_2$ ), gövde ivme ( $\ddot{z}_2$ ) ve tekerlek yer değiştirme ( $z_1$ ) sonuçları Şekil 8, Şekil 9 ve Şekil 10'da sırasıyla verilmiştir.



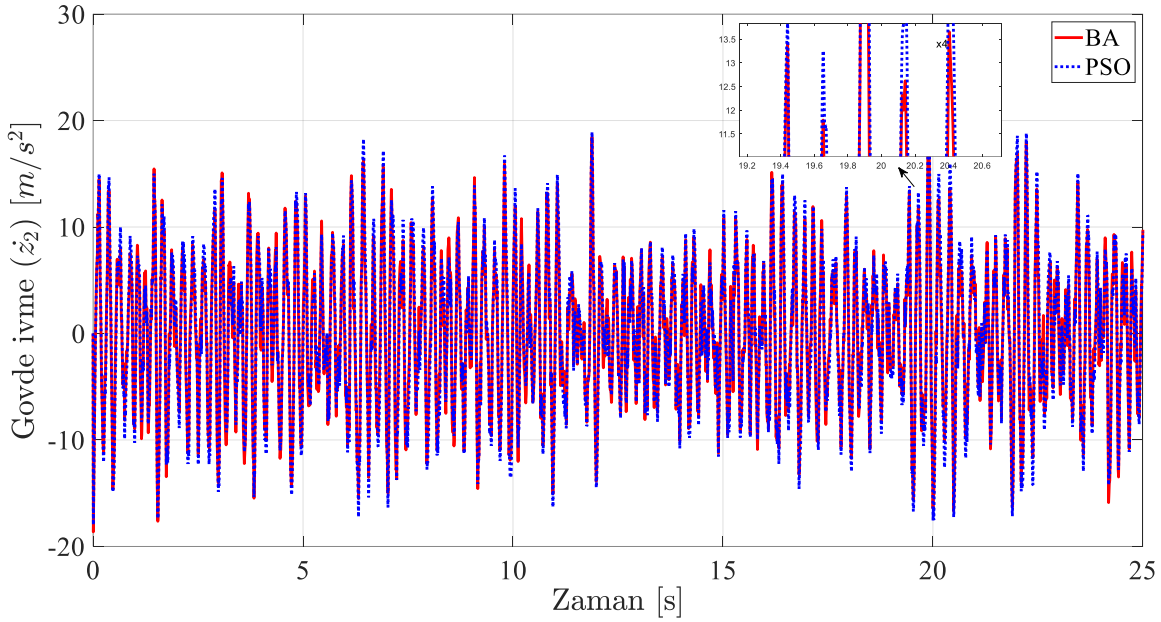
Şekil 7. Yol profili-Zaman Grafiği

Figure 7. Road Elevation-Time Plot



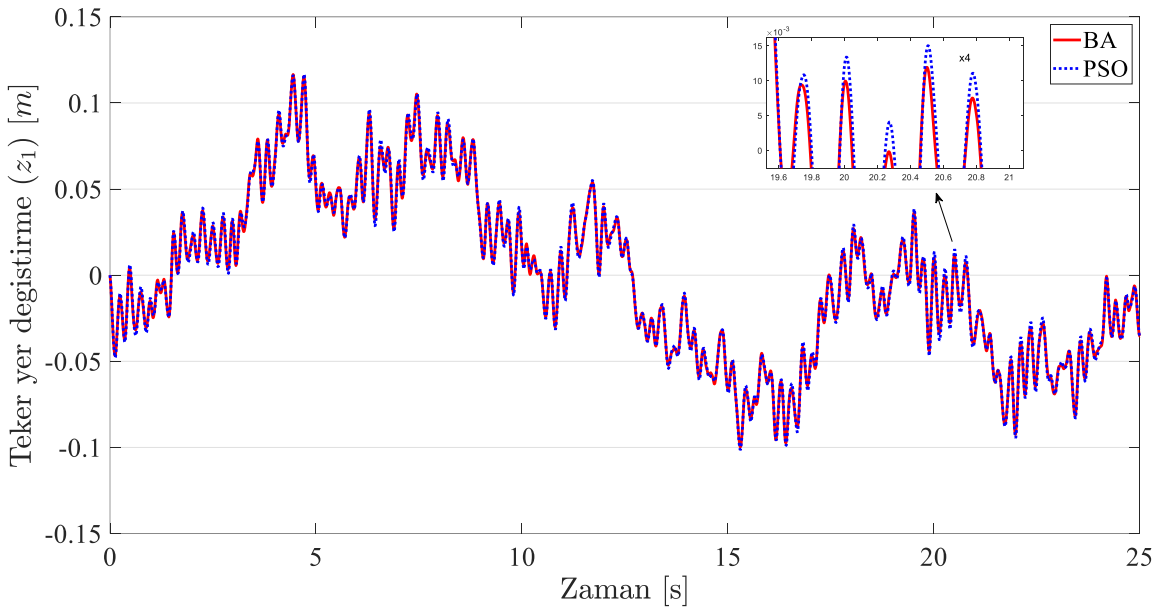
Şekil 8. Gövde Yer Değiştirme-Zaman Grafiği

Figure 8. Body Displacement-Time Plot



Şekil 9. Gövde İvme-Zaman Grafiği

Figure 9. Body Acceleration-Time Plot



Şekil 10. Teker Yer Değiştirme-Zaman Grafiği

Figure 10. Wheel Displacement-Time Plot

## SONUÇ ve TARTIŞMALAR (RESULTS and DISCUSSIONS)

Yapılan bu çalışmada çeyrek araç süspansiyon sistemi matematiksel modeli oluşturulmuştur. Sistem gereksinimi belirlenerek amaç fonksiyonu ve kısıtlamalar çıkartılmıştır. Kabul edilen değerler gerekli literatür taraması sonucu elde edilmiştir. Bu sistemin optimizasyonunda Arı Algoritması (The Bees Algorithm, BA) ve Parçacık Sürü Optimizasyonu Algoritması (Particle Swarm Optimization, PSO) kodları MATLAB programında kodlanmıştır ve bu programda çözümü istenmiştir. Elde edilen değerleri karşılaştırmak adına ilk olarak varsayılan değer 10 cm'lik bir çukur, daha sonra da ISO 8608 yol sınıflandırmasından C sınıfı bir yol profili belirlenerek MATLAB/Simulink'te blok diyagram oluşturulmuştur.

Simülasyon sonucunda yol yüksekliği-zaman, gövde yer değiştirme-zaman, tekerlek yer değiştirme-zaman ve gövde ivmesi-zaman grafikleri elde edilmiştir. Elde edilen bu grafiklerde Arı Algoritması ve Parçacık Sürü Optimizasyonu Algoritması karşılaştırılmıştır ve gözle görülür şekilde Arı Algoritmasının, Parçacık Sürü Optimizasyonu Algoritmasından daha iyi sonuçlar verdiği ve tasarım optimizasyonu çalışmalarında da başarılı bir şekilde kullanılabileceği gözlenmiştir.

İlerleyen çalışmalarda diğer meta sezgisel algoritmalar üzerinde çalışmalar yapılarak Arı Algoritması ile karşılaştırmalar yapılması planlanmaktadır. Ayrıca diğer çalışmalar da yarım araç süspansiyon modeli ve tam araç süspansiyon modelleri arı algoritması ile optimize edilerek bu çalışmaların daha netlik kazanması adına sistem farklılıkları gözlenmesi planlanmaktadır.

#### KAYNAKÇA (REFERENCES)

- Anirban. C. Mitraa, Gourav. J. Desai, Saaish. R. Patwardhan, Parag H. Shirke, Waseem M. H. Kurnee, Nilotpal Banerjee, 2016, "Optimization Of Passive Vehicle Suspension System By Genetic Algorithm" *Procedia Engineering* 144 pp 1158 – 1166
- Çakan, A., Botsalı, F. M., & Tinkir, M., 2014, "Modeling and controller comparison for quarter car suspension system by using PID and Type-1 fuzzy logic" In *Applied Mechanics and Materials* (Vol. 598, pp. 524-528). Trans Tech Publications Ltd.
- Florea A., Cofaru I. I., Roman L., Cofaru N., 2016 "Applying the Multi-objective Optimization Techniques in the Design of Suspension Systems" *Journal of Digital Information Management* Vol.14 No.6, pp 351-367
- Gadhvia B., Savsania, V, Patela V., 2016, "Multi-Objective Optimization of Vehicle Passive Suspension System using NSGA-II, SPEA2 and PESA-II" *Procedia Technology* 23 pp 361 – 368
- Gogaa V., Klúčík M., 2012, "Optimization of vehicle suspension parameters with use of evolutionary computation", *Procedia Engineering* 48, 174 – 179
- Koulocheris D., Papaioannou G. and Christodoulou D., 2017 "An approach for multi-objective optimization of vehicle suspension system" *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 252 (2017) 012037 pp 1-8
- Likaj R., Shala A., Bruqi M., Qelaj M., 2010, "Optimal Design Of Quarter Car Vehicle Suspension System", *TMT 2010, Mediterranean Cruise*, 11-18 September 2010 pp 417-420
- Múčka, P., 2018, "Simulated road profiles according to ISO 8608 in vibration analysis" In *Journal of Testing and Evaluation*, ISSN 0090-3973, Vol. 46, No. 1, pp. 405-418.
- Nagarkar M. P., Bhalerao Y. J., Patil G. J. V. and Patil R. N. Z., 2018. "GA-based multi-objective optimization of active nonlinear quarter car suspension system—PID and fuzzy logic control" *Nagarkar et al. International Journal of Mechanical and Materials Engineering*
- Pham D.T. and Kalyoncu M., 2009, "Optimisation of a Fuzzy Logic Controller for a Flexible Single-Link Robot Arm Using the Bees Algorithm", *Cardiff CF24 3AA, Cardiff University, UK, 2009 IEEE*.
- Pham D.T., Koç E., Ghanbarzadeh A., Otri S., Rahim S., Zaidi, M., 2006, "The Bees Algorithm A Novel Tool for Complex Optimisation Problems" *2nd International Virtual Conference on Intelligent Production Machines and Systems*, 454-461.
- Pham D.T., Koç E., Kalyoncu M., Tinkır M., 2008, "Hierarchical PID Controller Design for a Flexible Link Robot Manipulator Using the Bees Algorithm", *Proceedings of 6th International Symposium on Intelligent Manufacturing Systems*, Sakarya, Turkey, Ekim 14-16, 757-765.
- Şen, M. A., Bilgiç, H. H., Kalyoncu, M. 2016. "Çift Ters Sarkaç Sisteminin Denge ve Konum Kontrolü için Arı Algoritması ile LQR Kontrolcü Parametrelerinin Tayini, " *Mühendis ve Makina*, cilt 57, sayı 679, s. 53-62.
- Şen M. A ve Kalyoncu M., 2015 "İki Tekerlekli Kendi Kendini Dengeleyen Robotun Yörünge Takibi için Arı Algoritması kullanarak LQR Kontrolcü Tasarımı" *Uluslararası Katılımlı 17. Makina Teorisi Sempozyumu, İzmir*, pp 1-7

- Türkdođru N. G. 2008, "Aktif Süspansiyon Sistemlerinde Hata Tespiti ve Analiz", Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- Uddin N., 2019, "Optimal Control Design of Active Suspension System Based on Quarter Car Model" Jurnal Infotel Vol.11 No.2 pp 55-61
- Wang L., Lv Z. and Li Q., 2015 "Road friendliness optimization of heavy vehicle suspension based on particle swarm algorithm" 4th International Conference on Computer, Mechatronics, Control and Electronic Engineering (ICCMCEE 2015) pp 1328-1333
- Wong P. K., Ma X., Zhao J., Xie Z., Zhao R., 2017 "Damping Force Control of A Semi-active Suspension System Using Cuckoo Search Optimized PID Method" Advances in Engineering Research (AER), volume 102 269 Second International Conference on Mechanics, Materials and Structural Engineering (ICMMSE 2017) pp 269-273
- Yıldız B. S., 2018 "Optimal Design Of Automotive Suspension Springs Using Differential Evolution Algorithm" Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering, Vol. 23, No. 3, pp 207-214
- Yurttaş A., 2011, "Araç Matematiksel Modelinin Oluşturulması ve Tasarım Parametrelerinin Sezgisel Yöntemlerle Optimizasyonu", Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.