

## 8x8 AĞIR TİCARİ TAŞIT HIDROPNÖMATİK SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

**Kahraman Küçük\***, **Hünkar Kemal Yurt\*\***, **Kutluk Bilge Arıkan\*\*\***, **Hüseyin İmrek\*\*\*\***

\*Hidrokon Konya Hidrolik Mak. San. Tic. Ltd. Şti., KONYA

\*\* Eksen Mühendislik, İSTANBUL

\*\*\* Atılım Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Mekatronik Müh. Böl., ANKARA

\*\*\*\* Selçuk Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Müh. Böl., KONYA

### ÖZET

Bu çalışmada, 8x8 sürüş yeteneği olan, teleskobik bomlu vinç taşıyıcısı ağır ticari vasıtanın hidro-pnömatik (HP) süspansiyon sisteminin matematiksel modeli ve ilgili benzetimler aktarılmıştır. Çoğunlukla arazi koşullarında çalışan araçlarda, ağır ticari vasıtalarda ve askeri araçlarda kullanılan HP süspansiyonun yay ve sönümleyici etkileri ayrı ayrı modellenmiş, taşıt üzerindeki etkileri 1/8 taşıt modeli ve çoklu gövde dinamiği esaslarına göre MSC ADAMS Car yazılımı ortamında da matematiksel model kurulmuştur. Elde edilen modeller ve benzetimler süspansiyon sisteminin analiz ve optimizasyonları için temel oluşturmaktadır.

**Anahtar kelimeler:** Ağır Ticari Vasıta, Hidropnömatik Süspansiyon, Modelleme, Benzetim

### ABSTRACT

In this study, modeling and simulation of the hydro-pneumatic (HP) suspension system of an 8x8 mobile crane heavy-duty vehicle is briefly reported. Spring and damper effects of the HP suspension system which is mostly employed in off-road, heavy duty and military vehicles, are modeled separately and implemented on 1/8 vehicle model and MSC ADAMS Car multibody dynamical model. Generated model structures will be used for suspension optimization and controller design purposes.

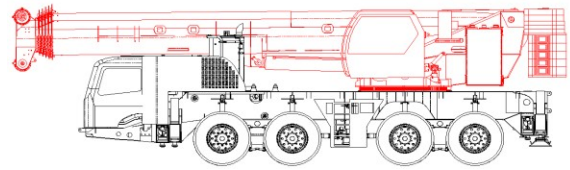
**Keywords:** Heavy-duty vehicle, Hydropneumatic Suspension, Modeling, Simulation

### 1. GİRİŞ

Bu bildiriye konu olan sistem, Türkiye’de ilk kez üretilen 8x8 çekişli, özel dümenleme sistemine ve HP süspansiyonlara sahip 48 ton ağırlığında mobil bir vinçtir. Bu bildiride, TÜBİTAK tarafından desteklenen 3110764 No.’lu proje kapsamında üretilecek bu taşıtın süspansiyon sisteminin matematiksel modeli üzerine yapılan çalışmalar aktarılmıştır.

HP süspansiyon (HPS) sistemi, hidrolik silindirler, akümülatörler ve hidrolik valflerden oluşmaktadır[1-6]. Klasik süspansiyon sistemlerindeki damper ve yay etkileri, HP süspansiyon sisteminde, sırasıyla hidrolik silindir ve akümülatör tarafından sağlanmaktadır. HPS sistemi, geleneksel yay ve damperden oluşan süspansiyonlarla karşılaştırıldığında farklı yüklerde yüksek konfor sağlaması ve platform denetimi gibi önemli avantajlara sahiptir. Ancak yüksek maliyeti dezavantaj olarak görülmektedir [1].

Proje kapsamında yapılan çalışmalarda, süspansiyon sisteminin tasarım ve optimizasyonunda kullanılmak üzere matematiksel modeller kurulmuştur.



**Şekil 1.** 8x8 Ağır ticari taşıtın genel görünümü

Şekil 1’de sunulduğu üzere, bu bildiriye konu olan taşıt sekiz adet HPS sistemine sahiptir. 1/8 taşıt modeli ve MSC ADAMS/Car yazılımı ile tüm taşıt çoklu gövde modeli üzerinde HPS dinamiği uygulanmıştır. Çeyrek taşıt modellerinde olduğu üzere [8-10], kurulan 1/8 taşıt modelinde de tek bir HPS sistemi modellenmiş, yoldan

gelen bozucu girdilere karşı asılı ve asılı olmayan kütlelerin tepkileri benzetimler ile incelenmiştir. Tüm HPS sistemlerinin taşıt dinamiğine etkilerini gözlemlemek ve optimal HPS tasarımı gerçekleştirmek amacıyla ADAMS/Car ortamında da model kurulmuş, HPS dinamiği bu model üzerinde de yansıtılmış ve araç üzerindeki farklı noktaların yoldan gelen girdilere karşı tepkileri incelenmiştir.

Literatürde HPS sistemlerine dair farklı modelleme yaklaşımlarını içeren birçok çalışma mevcuttur[1-6]. HPS, aktif süspansiyon olarak çalışmaya uygun özelliktedir. Bu konuda yapılmış çalışmalar içerisinde, doğrusal ve doğrusal olmayan denetim yapılarının aktif HPS sistemi tasarımı amacıyla kullanıldığı görülmektedir [3]. HPS'nin modellemesinde, literatür taraması ışığında, sistemin fiziğini daha iyi yorumlayabilmek adına enerji depolama ve enerji sönmüleme (yay ve damper etkileri) sebebiyle oluşan kuvvetler ayrı ayrı modellenmiş ve toplam etkileri elde edilmiştir.

Bildirinin devamında sırasıyla şu başlıklara yer verilmiştir: İkinci bölümde HPS ile üretilen kuvvetlerin matematiksel ifadeleri aktarılmıştır, Üçüncü Bölümde HPS modelinin de yer aldığı 1/8 taşıt modeli ve ilgili benzetimler aktarılmıştır, sonraki bölümde ADAMS/Car modeli ve HPS kuvvetlerinin bu model üzerinde uygulanması benzetimler ile sunulmuştur. Beşinci ve son bölümde sonuçlar değerlendirilmiş ve sürmekte olan çalışmalar hakkında bilgi verilmiştir.

## 2. HPS MATEMATİKSEL MODELİ

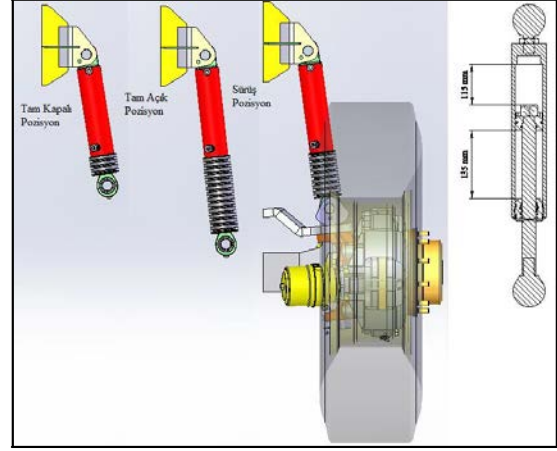
Bu bölümde, HPS sisteminin oluşturduğu kuvvetlere ait matematiksel ifadeler sunulmuştur. Bu kuvvetler, yay ve sönmüleyici olmak üzere iki farklı etkinin toplamı şeklinde modellenmiştir.

Şekil 2'de sunulan HPS pistonunun hareket genişliği 0.25 m olup, statik denge konumunda yine Şekil 2'de gösterildiği haliyle yer almaktadır. Şekil 4 üzerinde HPS silindirinin akümülatör ile bağlantısı ve ara elemanları basitçe sunulmaktadır.

Statik denge durumdan itibaren, pistonun yukarı doğru 0.115 m ve aşağıya doğru da 0.135m'lik bir hareket imkânı bulunmaktadır.

HPS sistemi akümülatöründeki hacim değişimi aşağıda verilmiştir.

$$V_3 = \left[ V_{30} + A_p x_s - x_u \right]^n \quad (1)$$



Şekil 2. HPS silindiri ve statik denge konumu

Buradaki  $V_{30}$  statik denge konumundaki akümülatörün içindeki havanın hacmini,  $A_p$  piston alanını,  $n$  politropik gaz sabitini ifade etmektedir.  $x_s$  ve  $x_u$  süspansiyonun araç üzerinde bağlı olduğu noktaların (1/8 taşıt modelinde sırasıyla asılı ve asılı olmayan kütlelerin pozisyon değişkenleri) statik denge konumu etrafındaki pozisyonlarını ifade etmektedir. Akümülatördeki basınç değişimi için ilk olarak statik denge durumundaki basıncın hesaplanması gereklidir. Bu ifade aşağıda sunulmuştur.

$$P_{30} = P_{atm} + \frac{m_p g}{A_p} \quad (2)$$

Buradaki  $P_{atm}$  atmosfer basıncını ifade etmektedir. Adyabatik gaz kanunu kullanılarak aşağıdaki ifadeler elde edilmektedir.

$$P_3 V_3^n = P_{30} V_{30}^n \quad (3)$$

$$P_3 = P_{30} \left( \frac{V_{30}}{V_3} \right)^n \quad (4)$$

Buradan,

$$P_3 = \frac{\left[ \frac{m_p g}{A_p} + P_{atm} \right] V_{30}^n}{\left[ V_{30} + A_p x_s - x_u \right]^n} \quad (5)$$

elde edilmiştir.

HPS'de piston pozisyonuna bağlı değişen kuvvet yay etkisi olarak belirtilmiş ve aşağıdaki ifade ile tanımlanmıştır.

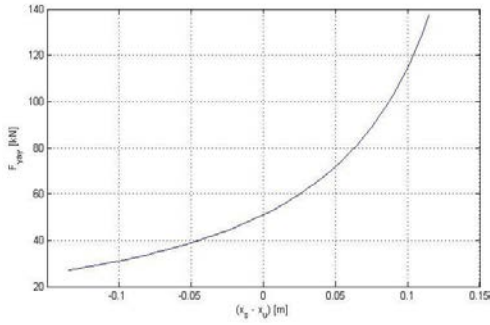
$$F_{yay} = P_3 A_p \quad (6)$$

$$F_{yay} = \frac{[m_s g + P_{atm} A_p] V_{3_0}^n}{[V_{3_0} + A_p x_s - x_u]^n} \quad (7)$$

Konuma bağılı olarak değişen etkin yay katsayısı aşağıda hesaplanmıştır.

$$k_{gaz} = \frac{dF_{yay}}{d x_s - x_u} = \frac{-n V_{3_0}^n A_p [m_s g + P_{atm} A_p]}{[V_{3_0} + A_p x_s - x_u]^{n+1}} \quad (8)$$

Piston deplasmanına göre  $F_{yay}$  kuvvetinin değişimi Şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 3.  $F_{yay}$  kuvvetinin değişimi

HPS'nin enerji sönmüleme, damper etkisi, sistem içerisinde basınç düşmesine sebep olan bileşenlerin etkileri ile modellenmiştir. Silindir girişindeki basınç kaybı aşağıda verilmiştir.

$$\Delta P_{damper} = \frac{1}{2} \rho \left( \frac{Q}{C_d A_{orifis}} \right)^2 \text{sign } \dot{z} \quad (9)$$

Bu eşitlikte,  $\rho$  hidrolik akışkanın yoğunluğunu,  $Q$  hidrolik akışkanın debisini,  $C_d$  boşaltma katsayısını,  $A_{orifis}$  silindir üzerinde orifis alanını ifade etmektedir. Hidrolik borudaki basınç kaybı ifadesi

$$\Delta P_{hidrolikboru} = \rho \lambda \frac{l_p}{2D_p} \left( \frac{Q}{A_{bka}} \right)^2 \text{sign } \dot{z} \quad (10)$$

eşitliğiyle verilmektedir. Bu eşitlikte,  $\lambda$  hidrolik boru hattındaki sürtünmeyi,  $l_p$  hidrolik borunun boyunu,  $D_p$  hidrolik borunun çapını,  $A_{bka}$  hidrolik borunun kesit alanını ifade etmektedir. Akümülatör girişindeki basınç kaybının ifadesi

$$\Delta P_{akümülatör} = \frac{1}{2} \rho \zeta \left( \frac{Q}{A_{aka}} \right)^2 \text{sign } z \quad (11)$$

eşitliğiyle verilmiştir. Bu eşitlikte,  $\zeta$  yerel direnç katsayısını,  $A_{aka}$  akümülatördeki dar kısmın kesit alanını ifade etmektedir. Bu üç eşitlikteki debi ifadesi yerine;

$$Q = A_p \dot{z} \quad (12)$$

yazılarak denklemler düzenlenmiş ve damper etkisi ile oluşan kuvvet ifadesi,  $F_{damper}$ , elde edilmiştir.

$$F_{damper} = \frac{1}{2} \rho \left( \frac{A_p \dot{z}}{C_d A_{orifis}} \right)^2 A_p \text{sign } z + \rho \lambda \frac{l_p}{2D_p} \left( \frac{A_p \dot{z}}{A_{bka}} \right)^2 A_p \text{sign } z + \frac{1}{2} \rho \zeta \left( \frac{A_p \dot{z}}{A_{aka}} \right)^2 A_p \text{sign } z \quad (13)$$

Yukarıda kısaca aktarılan kuvvet bileşenlerinin toplamı ile HPS'nin ürettiği kuvvet ortaya çıkmaktadır.

$$F_s = F_{yay} + F_{damper} \quad (14)$$

$$F_s = \frac{P_{3_0} V_{3_0}^n A_p}{[V_{3_0} + A_p x_s - x_u]^n} + \frac{1}{2} \rho \left[ \left( \frac{A_p \dot{z}}{C_d A_{orifis}} \right)^2 + \lambda \frac{l_p}{2D_p} \left( \frac{A_p \dot{z}}{A_{bka}} \right)^2 + \zeta \left( \frac{A_p \dot{z}}{A_{aka}} \right)^2 \right] A_p \text{sign } z \quad (15)$$

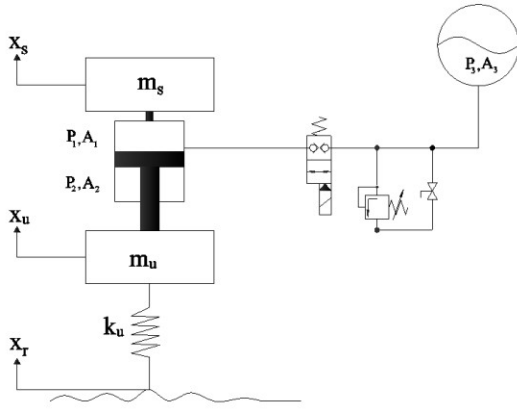
$$\text{sign } \dot{z} = \begin{cases} 1 & \dot{z} > 1 \\ 0 & \dot{z} = 0 \\ -1 & \dot{z} < 1 \end{cases} \quad (16)$$

$$\dot{z} = \dot{x}_s - \dot{x}_u \quad (17)$$

ile ifade edilir.

### 3. 1/8 TAŞIT MODELİ

Literatürde çeyrek taşıt modeli olarak yer alan modeller incelendiğinde, taşıt dinamiğinin hedeflenen frekans aralığına bağlı olarak farklı detaylarda matematiksel modeller yer almaktadır [8-10]. Bu bildiriye sunulan çalışmada Şekil 4'te yer alan taşıt modeli kullanılmıştır.

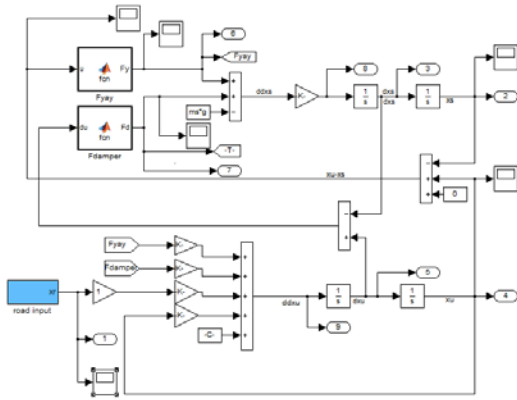


Şekil 4. 1/8 Taşıt modeli ve HPS sistemi

$$m_s \ddot{x}_s = F_s \quad (18)$$

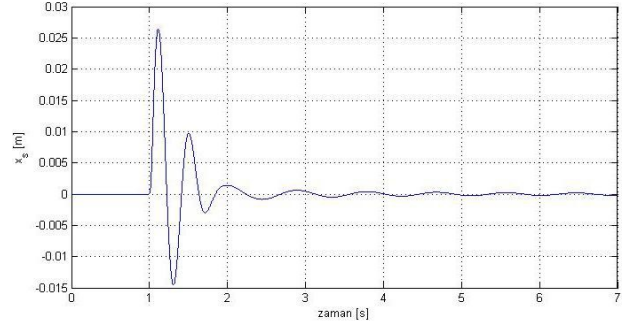
$$m_u \ddot{x}_u = -F_s + k_t(x_r - x_u) \quad (19)$$

Burada  $m_s$  yaylanan kütle,  $x_s$  bu kütle için konumunu,  $F_s$  HPS'un oluşturduğu kuvveti,  $m_u$  yaylanmayan kütle,  $x_u$  bu kütle için konumunu,  $k_t$  lastik dikey sertliğini,  $x_r$  yoldan gelen bozucu girdileri ifade etmektedir. Doğrusal olmayan HPS kuvvetleri,  $F_s$ , ve 1/8 taşıt dinamiği modeli Simulink'te kurulmuştur, Şekil 5.

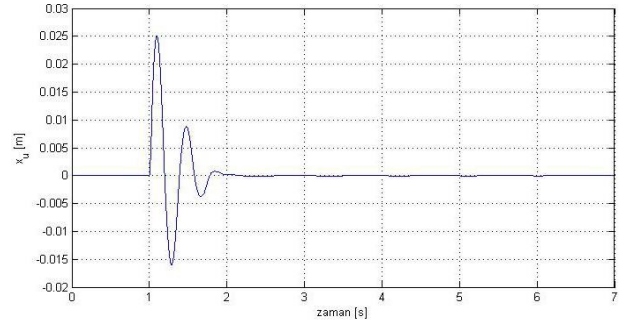


Şekil 5. MatLab/Simulink ortamında 1/8 taşıt modeli

Nominal parametre değerleri kullanılarak gerçekleştirilen benzetimlere örnek olarak Şekil 6 ve 7'de sunulmuştur.

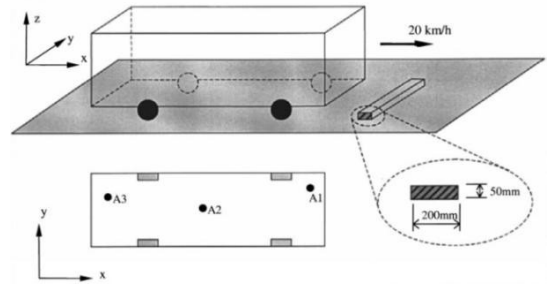


Şekil 6.  $x_s$  değişimi



Şekil 7.  $x_u$  değişimi

Yukarıda sunulan benzetim örneklerinde yol girdisi olarak Şekil 8'de verilen profil uygulanmıştır. Aracın doğrusal ilerleme hızı 20 km/h olarak alınmıştır.



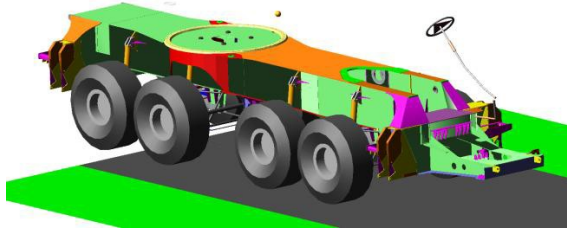
Şekil 8. Yol girdisi ve ivme ölçüm konumları [7]

#### 4. HPS MODELİNİN MSC ADAMS CAR MODELİ ÜZERİNDE UYGULANMASI

1/8 taşıt modeli, üzerinde optimizasyon uygulamalarının ve denetim sistemi tasarımlarının kolaylıkla yapıldığı bir matematiksel modeldir. Bu yapı üzerinde tasarlanan denetimciler veya optimizasyon algoritmaları sonucu tasarlanan süspansiyon bileşenleri, çoklu gövde dinamiği esaslarına göre kurulan ve daha detaylı ve karmaşık modeller üzerinde sınanmaktadır. Bu modeller üzerinde gerçekleştirilen benzetim çalışmaları, gerçek araç üzerindeki uygulamalar öncesinde sistemi ve performansını sına ve doğrulama imkanı vermektedir.

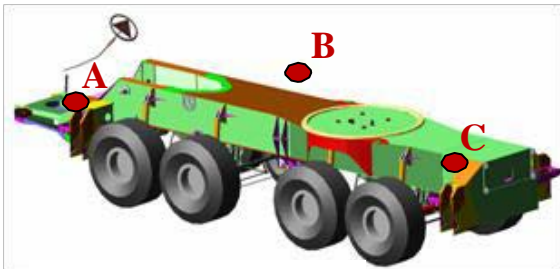
Proje kapsamında gerçekleştirilen optimizasyon çalışmalarında da bu yaklaşım uygulanmıştır. Bu sebeple proje konusu taşıtın Adams/Car modeli de kurulmuştur.

Aracın katı model datası referans alınarak, MSC Adams Car ortamında, hareketli uzuvlar ve aralarında tanımlanan uygun sınır şartları ile dinamik sistem benzetim modeli kurulmuştur. Hareketli uzuvlar, MSC ADAMS Car ortamında ilgili konumlar arasında parametrik geometriler ile oluşturularak, optimizasyon çalışmalarına uygun bir yapıda hazırlanmıştır. Oluşturulan parametrik uzuvlar üzerine, katı model üzerinden referans alınan kütle ve atalet bilgileri tanımlanmıştır. Lastikler, uygun boyutlarda, Pacejka (PAC2002) lastik modeli ile modellenmiştir. Lastik üreticisinden alınabilen özellik bilgileri, lastik modelinin içerisine tanımlanmıştır. Yukarıda detaylı olarak açıklamaları verilen HPS Sistemi, MSC Adams Car kütüphanesinde mevcut olarak bulunmayan, özel bir süspansiyon tipidir. Bu nedenle ilgili süspansiyon sisteminin oluşturduğu kuvvetlerin MSC ADAMS Car modeline entegrasyonu gerçekleştirilmiştir. Şekil 9'da taşıtın MSC ADAMS Car Modeli sunulmuştur.



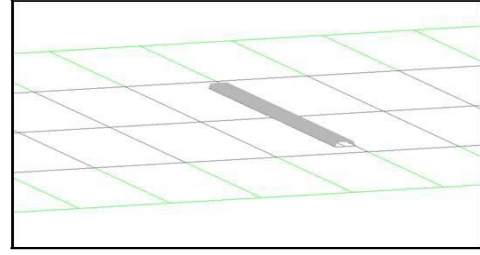
Şekil 9. MSC ADAMS Car modeli

Hazırlanan araç modelinde ISO 2631 standardına uygun olarak 20 km/h ilerleme hızı ile tümsek geçiş benzetimi gerçekleştirilmiş, Şekil 8 ve 10'da belirtilen noktalardaki düşey eksen çizgisel ivmeleri incelenmiştir. Benzetimlerde kullanılan tümsek modeli Şekil 11'de sunulmuştur.



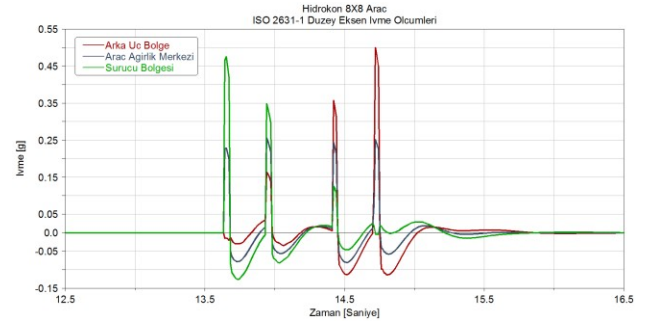
A – Sürücü Bölgesi  
B – Araç Ağırlık Merkezi  
C – Arka Uç Bölgesi

Şekil 10. İvme ölçüm noktaları



Şekil 11. Yol girdisi profili

Nominal parametre kümesi kullanılarak gerçekleştirilen benzetimler ile belirtilen noktalardan alınan ivme değerleri Şekil 12'de sunulmuştur.



Şekil 12. İvme değişimleri

## 5. DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada, proje kapsamında geliştirilen 8x8 çekiş özelliğine sahip, 48 ton kütleli mobil vinç taşıyıcı aracın hidropnömatik süspansiyon sisteminin modellenmesi ve benzetimleri kısaca aktarılmıştır. Geliştirilen model ve benzetim yazılımları, HPS sisteminin optimizasyonunu gerçekleştirmek ve denetim sistemi tasarlamak için uygun yapıdadır. Bu bildiriye sunulan benzetimler nominal bir parametre kümesi ile elde edilen sonuçlardır. Genetik algoritma kullanarak gerçekleştirdiğimiz optimizasyon süreci devam etmektedir. Çok amaçlı optimizasyon yaklaşımı ile, sürüş konforu, yol tutuş, süspansiyon hareketi gibi farklı amaçlara verilen ağırlıklar ile farklı tasarımlar elde etmekteyiz. Denetim sistemi olarak, bozucu girdi kestiren ve bertaraf eden yapılar üzerinde çalışmalarımızı sürdürmekteyiz.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma, 1501 Sanayi Arge Projeleri Destekleme Programı çerçevesinde TÜBİTAK tarafından desteklenen 3110764 No.'lu proje kapsamında gerçekleştirilmiştir. Desteklerinden dolayı TÜBİTAK'a teşekkürlerimizi sunarız.

## KAYNAKLAR

1. W. Bauer, 2011, “**Hydropneumatic Suspension Systems**”, Springer, Heidelberg.
2. L. Wu, 2003, “**Analysis of Hydro-pneumatic Interconnected Suspension Struts in the Roll Plane Vehicle Model**”, Master’s Thesis, Concordia University, Montreal, Quebec, Canada.
3. J-W. Shi, X-W. Li, J-W. Zhang, 2009, “**Feedback Linearization and Sliding Mode Control for Active Hydropneumatic Suspension of a Special Purpose Vehicle**”, Proc. IMechE, Vol. 224, Part D: J. Automobile Engineering, pp. 41-53.
4. P. Siminski, 2010, “**Aspect of Simulation and Experimental Research Studies on Wheeled Armored Fighting Vehicles with Hydropneumatic Suspension**”, SAE International.
5. L. Baozhan, H. Aijun, Z. Sihong, 2009, “**Simulation on Nonlinear Vibration Characteristics of Off-Road Vehicle Hydro Pneumatic Suspension**”, International Conference on Transportation Engineering, pp.1711-1716.
6. A. M. M. Abdelhaleem, 2001, “**Investigation of the Performance of Hydropneumatic Slow Active Suspension Systems for Motor Vehicles**”, PhD Thesis, Zagazig University, Egypt.
7. O. Friberg, P. Eriksson, 2000, “**Optimization of Ride Comfort**”, Multi-Body Dynamics Monitoring and Simulation Techniques – II, Professional Engineering Publishing Limited, Edited by H. Rahnejat, M. Ebrahimi, R. Whalley, pp.107-114.
8. İ. Karen, N. Kaya, F. Öztürk, 2012, “**Sürüş Konfor Optimizasyon Probleminin Yeni Geliştirilen En İyi Fark Vektörlerini Kullanan Diferansiyel Gelişim Algoritması (debvs) ile Çözümü**”, 6. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa.
9. İ. Karen, N. Kaya, F. Öztürk, M. Yıldızhan, A. Yurttaş, İ. Korkmaz, 2010, “**Araç Konfor Özelliklerinin Analizi: Model Tanımı ve Analizler ile Konfor Değerlendirmesi**”, 5. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa.
10. R. N. Jazar, 2008, “**Vehicle Dynamics, Theory and Application**”, Springer.