



Yol Kaynaklı Titreşimlerin Taşınan Ürün Üzerindeki Etkilerinin Canlandırılması İçin Bir Test Ekipmanı Konseptinin Geliştirilmesi

Serdar Murat Demirel¹

ÖZ

Endüstride, üretilen ürünlerin uygun şekilde ambalajlanması ve taşınması da en az üretimi kadar önem taşımaktadır. Bu nedenle, karayolu taşımacılığında ürünlerin üzerine en çok etkiyen kuvvet olan titreşim kaynaklı kuvvetlerin ürün üzerindeki etkilerinin bilinmesi ürün ve ambalaj tasarımında önemli rol oynamaktadır. Bu amaçla, sürücü ve yolcu konforu için daha önceden yapılan çalışmaların aksine yol titreşimlerinden kaynaklanan kuvvetlerin ürün üzerindeki etkilerinin gözlemlenmesini sağlayacak, işletmelerde konumlandırılabilir sabit bir test ekipmanı konsepti geliştirilmesi için bu çalışma yapılmıştır. z-ekseni (yer çekimine paralel) doğrultusundaki titreşimleri oluşturabilmek için tamburlu sistem tercih edilmiştir. Bununla beraber, matematiksel olarak elde edilen fonksiyonların CAE metotları ile doğrulanması yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Titreşim, test, yol

Development of A Test Equipment Concept For Reviewing The Effects of Road Generated Vibrations on the Transported Product

ABSTRACT

In the industry, proper packaging and transportation of the products is at least as important as its production. Therefore, knowing the effects of vibration-induced forces on the product, which is the most effective force on the products in road transport, plays an important role in product and packaging design. For this purpose, this study has been carried out to develop a stationary test equipment concept that can be positioned in enterprises, which will enable the effects of the forces arising from road vibrations to be observed on the product, contrary to previous studies for driver and passenger comfort. In order to generate vibrations in the z-axis (parallel to gravity) direction, a drum system is preferred. In addition, the mathematically obtained functions were verified with CAE methods.

Keywords: Vibration, test, road

Geliş/Received : 03.11.2021

Kabul/Accepted : 27.04.2022

¹ ETİ Makine Sanayi ve Ticaret A.Ş., Eskişehir
smdemirel@etimakine.com.tr, ORCID: 0000-0003-1503-4206



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

In the industry, fast production and costs are much more important than before. For this reason, significant earnings in terms of speed and costs can be achieved in product development studies by using developed technological opportunities. Recently developed simulation systems and methods come to the fore in obtaining these advantages. Simulation can be done not only by numerical methods, but also by increasing the accuracy with the feedback of the numerical results obtained from the experimental data.

One of the prior studies is a vibration analysis done with a mathematical model and a simulation equipment. In particular, vibration analysis has a great importance for vehicles used in land transportation and highway construction, which is one of the most preferred transportation methods.

In this study, it is aimed to analyze the vibrations that the products with logistics are exposed to during transportation. For this reason, the simulation method of long-term scenarios based on relatively short-term and non-displacement experimental data was preferred. The aim of the study is to develop a prototype test equipment that can simulate long-term transportation effects on goods by using experimentally measured vibration data. Thus, equipment design will be developed that can obtain a basic data set, especially for the development of packaging.

Objectives

In the literature, Nguyen et al. studied on the ride comfort of a vibratory roller, which can be used to compact asphalt and soil. In this study, the improvements made in order to contribute to the increase of both comfort and occupational safety of the operator are supported by simulation and mathematical calculations [1]. In addition, Ren et al. have also reported a study to reduce the effects of vibrations, which are frequently exposed to special machine/equipment operators, on physical and mental health. It has been observed that the vibration characteristic in the vehicle cabin measured by the sensor is compatible with the finite element method [2]. Especially in automotive, the number of studies carried out to detect road-bourne vibrations and to reduce their reflections in the cabin in vehicle development studies is quite high. Butkunas mentioned random vibration analysis in his study in 1969 and explained that this method is used in industrial vehicle development [3]. In another study on this topic, research and calculations were carried out to accurately measure road profiles. For this purpose, a computer simulation was made with a mathematical model [4]. In another vibration analysis study on automobiles, vibrations in the interior mirrors of automobiles were analyzed. In the study, it is aimed to prevent the distortions that may occur in the view by reducing the vibrations in the interior mirror and to prevent the mirror from being damaged. For this reason, vibration analyzes were carried out using the finite element analysis method [5]. Vibration analysis and related simulation studies and mathematical modeling have generally been carried out to increase driver and passenger comfort. Another mathematical method used in studies on vibration is seen as vehicle-track coupled dynamics. This method can be used alone, or it can be evaluated in a hybrid way, supported by different numerical methods and experimental studies [6]. It is very important to examine the effects of vibration in order to delay the fatigue caused by vibrations. Therefore, different methods have been used, such as the equivalent damage method. In the study of Coulon et al., the results of the study carried out according to the IEC 61 373 standard were examined and the operability of the standard was tested [7]. In addition, there is also a study that examines the effects of vibration caused by wear in the wheel-gear box system on high-speed railway vehicles, based on transportation. In mentioned study, Liu et al. designed an exact scale equipment and simulated the mathematical model with solid modeling. As a result of the study, percentage data related to wheel wear and track irregularity were obtained [8].

Methods

In this study, in order to analyze the forces acting on goods during long-term transportation, real road data is gathered using a calibrated accelerometer device fixed to the ground on the truck bed, and 3-axis vibration data was recorded along the road. The obtained data were reduced, analyzed and converted into a design parameter.



The mathematical method depends on rotating a cam placed on a drum with fixed diameter of 600mm with variable speeds to obtain desired acceleration values with a maximum known displacement of 36mm. The cam path must be free of discontinuities.

A mass and spring/damper duo can be added to the constructed system, as in vehicles. In this paper, 4 different diameter followers and 3 different spring constants for a fixed 750kg load were worked on.

Discussion and Conclusions

In this study, it is aimed to develop a test device that predicts the forces that industrial products will be exposed to while they are on their way for shipment, thus enabling precautionary measures to be taken. In this context, the “drum system”, which can only measure in the z-axis, was preferred among 5 different systems. This is because the forces in the z-axis are greater during the transport of the products and the equipment costs are lower. Along with the drum system, a mathematical model that can verify the results has also been created. For a fixed 750kg load, 4 different diameter trackers and 3 different spring constants were studied.

In order for a test device to be designed as desired, it is necessary to design a cam that will ensure constant contact between the cam and the follower in the system. The system can respond to approximately 62% of the acceleration values required at the desired exposure times. All acceleration values can be obtained if the exposure time is not observed. If suspension (spring-damper) is used in the system, realistic results can be obtained, but the system must be “intelligent” as different values will be obtained depending on the amount of load on each load. The system can be operated at different speeds before the operation, the acceleration values depending on the engine speed are extracted and then scenarios are applied according to these values..

As a result of the study, the requirements for a test equipment that can simulate the forces that the products will be exposed to in the logistics have been determined, tested and a mathematical model has been put forward. The accuracy of the created mathematical model was verified by comparing it with the data received from the test equipment. The results obtained in this study can be used to arrange test equipment in different combinations for the desired conditions. In future studies, trials can be made for different sizes and different products.

1. GİRİŞ

Günümüz endüstrisinde hız ve maliyet eskiye nazaran çok daha yüksek önem taşımaktadır. Bu nedenle de gelişen teknolojik imkanlar kullanılarak ürün geliştirme çalışmalarında hız ve maliyetten önemli kazançlar elde edilebilmektedir. Bu avantajların kazanılmasında, son dönemde gelişen simülasyon sistem ve yöntemleri öne çıkmaktadır. Simülasyon, yalnızca nümerik yöntemlerle değil deneysel verilerden alınan sayısal sonuçların geri beslemesiyle doğruluğu artırılarak da yapılabilir. tedir.

Matematik modeller ve simülasyon ekipmanları ile yapılan çalışmalardan biri de titreşim analizleridir. Özellikle, en çok tercih edilen ulaşım yöntemlerinden biri olan kara ulaşımı ve karayolu yapımında kullanılan araçlar için titreşim analizi büyük önem taşımaktadır.

Literatürde bu konuyla ilgili, kullanılan yöntem ve simüle edilen senaryolar ile birbirlerinden ayrılan çalışmalar mevcuttur. Nguyen ve arkadaşları, asfalt ve toprak sıkıştırmak için kullanılabilen titreşimli silindirin sürüş konforu ile ilgili bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, operatörün hem konfor hem de iş güvenliğinin artırılmasına katkı sağlayabilmek adına yapılan geliştirmeler simülasyon ile beraber matematik hesaplarıyla da desteklenmiştir [1]. Bununla beraber, Ren ve arkadaşları da özel makine/ekipman operatörlerinin sıklıkla maruz kaldıkları titreşimlerin, fiziksel ve ruhsal sağlığa etkilerinin azaltılması için bir çalışma yapmışlardır. Sensör vasıtasıyla ölçülen araç kabini içerisindeki titreşim karakteristiğinin sonlu eleman yöntemiyle uyumlu olduğu gözlenmiştir [2]. Özellikle otomotivde, araç geliştirme çalışmalarında yol kaynaklı titreşimlerin tespiti ve kabin içerisine yansımalarının azaltılması için yapılan çalışmalar bulunmaktadır. Butkunas, 1969 yılında gerçekleştirdiği çalışmasında rastgele titreşim analizinden bahsetmiş ve bu yöntemin endüstriyel olarak araç geliştirmede kullanıldığını anlatmıştır [3]. Bu konuyla ilgili bir diğer çalışmada, yol profillerini doğru bir şekilde ölçmek için araştırma ve hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Bu amaç için matematik model ile bilgisayar simülasyonu yapılmıştır [4]. Otomobillerle ilgili yapılan bir diğer titreşim analizi çalışmasında, otomobillerin iç aynalarındaki titreşimler analiz edilmiştir. Çalışmada, iç aynadaki titreşimlerin azaltılması ile görüntüde oluşabilecek bozulmaların engellenmesi ve aynanın hasar görmesinin önlenmesi amaçlanmıştır. Bu nedenle sonlu eleman analizi yöntemi kullanılarak titreşim analizleri yapılmıştır [5]. Titreşim analizi ve buna bağlı yapılan simülasyon çalışmaları ile matematik modellemeler, genellikle sürücü ve yolcu konforunu artırmak amacıyla gerçekleştirilmiştir. Titreşim ile ilgili yapılan çalışmalarda kullanılan bir diğer matematiksel yöntem ise araç kaynaklı dinamik (vehicle-track coupled dynamics) olarak görülmektedir. Bu yöntem, tek başına kullanılabildiği gibi farklı nümerik yöntemlerle ve deneysel çalışmalarla desteklenerek hibrit şekilde de değerlendirilebilmektedir [6]. Titreşimlerin yarattığı yorulmaların geciktirilmesi amacıyla, titreşim etkilerinin ince-



lenmesi oldukça önemlidir. Bu nedenle, eşdeğer hasar yöntemi gibi farklı yöntemler kullanılmıştır. Coulon ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, IEC 61 373 standardına göre yapılan çalışmanın sonuçları irdelenmiş ve standardın çalışırılığı test edilmiştir [7]. Bununla beraber, taşımacılığı baz alarak, yüksek hızlı demiryolu araçları üzerinde tekerlek-dişli kutusu sistemindeki aşınmalardan kaynaklı titreşim etkilerini birebir boyutta inceleyen bir çalışma da mevcuttur. Bahsedilen çalışmada Liu ve arkadaşları, birebir boyutlu bir ekipman tasarlamış ve katı modelleme ile simülasyonu gerçekleştirmiştir. Çalışma sonucunda, tekerlek aşınmaları ve palet düzensizliği ile ilgili yüzdelik verilere ulaşılmıştır [8].

Bu çalışmada ise, lojistiği sağlanan ürünlerin taşınması sırasında maruz kaldıkları titreşimlerin ürün üzerindeki etkilerini canlandırabilen bir sistemin tasarlanması amaçlanmıştır. Bu nedenle, uzun süreli senaryoların nispeten kısa sürede ve yer değiştirme gerektirmeyen ayrıca deneysel verilere dayalı bir simülasyonu yöntemi tercih edilmiştir. Çalışmanın amacı, ürünlerin veya malzemelerin taşınması esnasında maruz kalabilecekleri deneysel verilere dayalı titreşimler ve buna bağlı etkilerin gözlemlenebileceği, bir prototip test ekipmanı geliştirmektir. Böylece, taşınma süreçlerine göre ambalajların geliştirilmesi için bir temel veri seti elde edebilecek ekipman tasarımı geliştirilmiş olacaktır.

2. MATERYAL & METOT

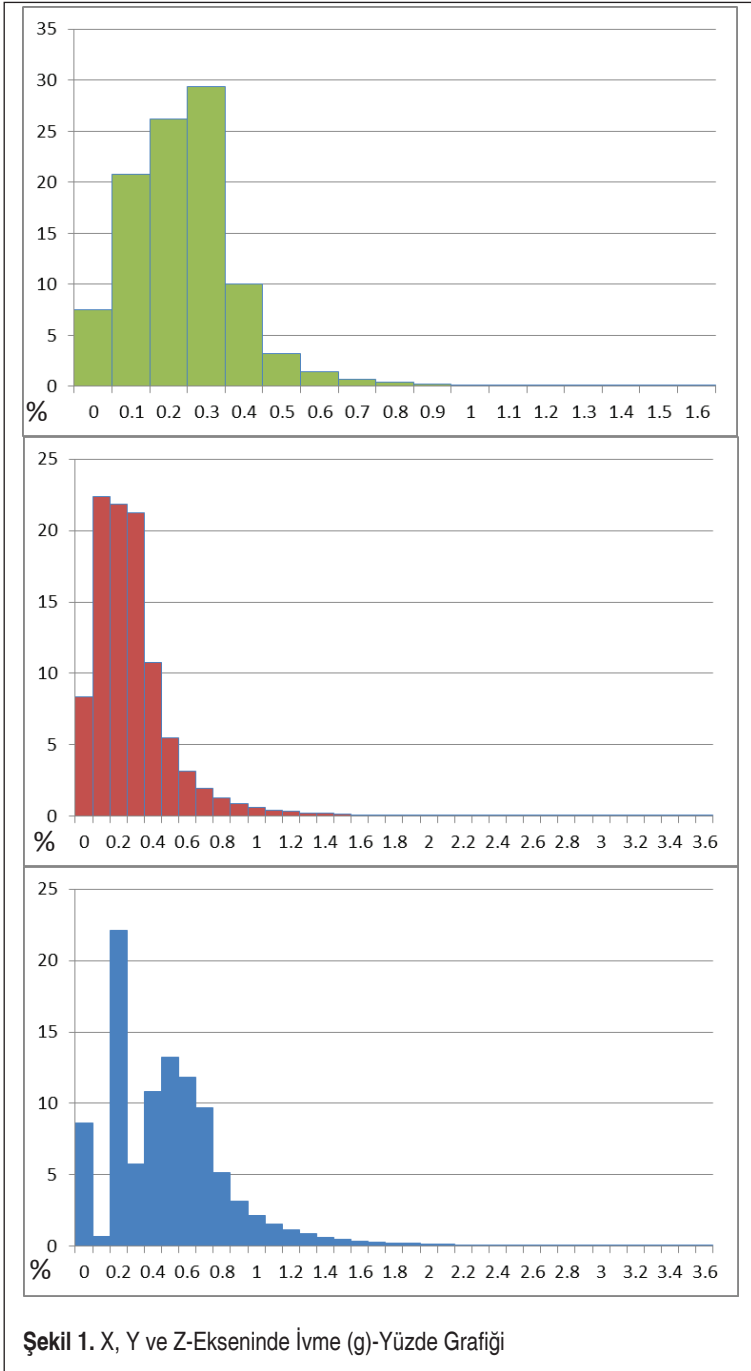
Bu çalışmada, yol titreşimlerini ölçen ve bu sayede uzun süreli hareketlerde malzeme veya ürünlerin üzerine etkileyen kuvvetlerin analizini yapabilen bir prototip test ekipmanı geliştirilmesi amaçlanmıştır. Bu nedenle, farklı konseptler incelenerek, en uygun deney sisteminin belirlenmesi hedeflenmiştir.

Çalışmanın ilk adımında, gerçek çalışma ortamındaki titreşim verilerinin ölçülmesi için kalibre edilmiş bir ivme ölçer cihazının kamyon kasası üzerinde zemine sabitleyerek yol boyunca 3 eksenli titreşim verisi kaydedilmiş, elde edilen veriler indirgenerek analiz edilip tasarım parametresine dönüştürülmüştür. İşlenen verilerden elde edilen sonuçlar Tablo 1'deki gibidir.

X, Y ve Z eksenleri için ivme değerlerinin tekrarlanma yüzdeleri Şekil 1'de sırası ile gösterilmektedir.

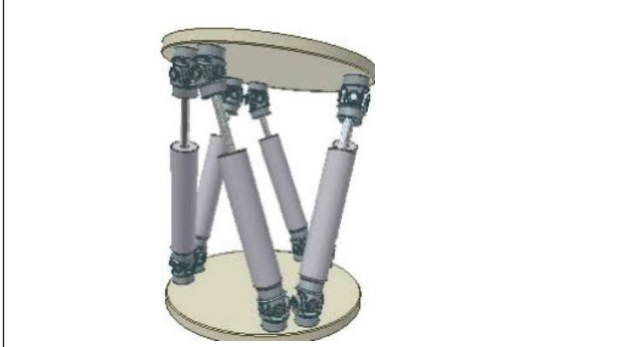
2.1 Konseptler

Yapılan değerlendirmede, bu çalışma için kullanılacak 5 farklı konseptin uygulanabilirliği tartışılmıştır. Bu konseptler, lineer işleticili Stewart platformu, rotary Stewart platformu, vidalı millî Kartezyen sistem, kayan kranklı Kartezyen sistem ve tamburlu sistem olarak belirlenmiştir.



Stewart Platformu

Bir Stewart platformu, platformun taban plakasındaki üç konuma çiftler halinde bağlanan ve bir üst plaka üzerinde üç montaj noktasına geçen, genellikle hidrolik krikolar veya elektrikli lineer aktüatörler olmak üzere altı prizmatik aktüatöre sahip bir tür paralel manipülatördür. 12 bağlantının tümü üniversal mafsallar aracılığıyla yapılır. Üst plakaya yerleştirilen cihazlar, serbestçe asılı duran bir cismin hareket etmesinin mümkün olduğu altı serbestlik derecesinde hareket ettirilebilir: üç doğrusal hareket x , y , z (yanal, boyuna ve dikey) ve üç dönüş (pitch, roll ve yalpalama).



Şekil 2. Lineer İşleticili Stewart Platformuna Ait Şematik Gösterim

Prototipleme ve düşük bütçeli uygulamalar için tipik olarak döner servo motorların yer aldığı rotary Stewart platformu kullanılır. Döner aktüatörlerin ters kinematiği için benzersiz bir kapalı form çözümü de mevcuttur.

Krank-biyel mekanizması, üç döner mafsallı ve bir prizmatik veya kayar mafsallı bir mekanizmadır [9]. Krankın dönüşü, kaydırıcının doğrusal hareketini yönlendirir ya da pnömomatik bir silindirin tahriği ile krankın dönüşünü sağlayabilir.

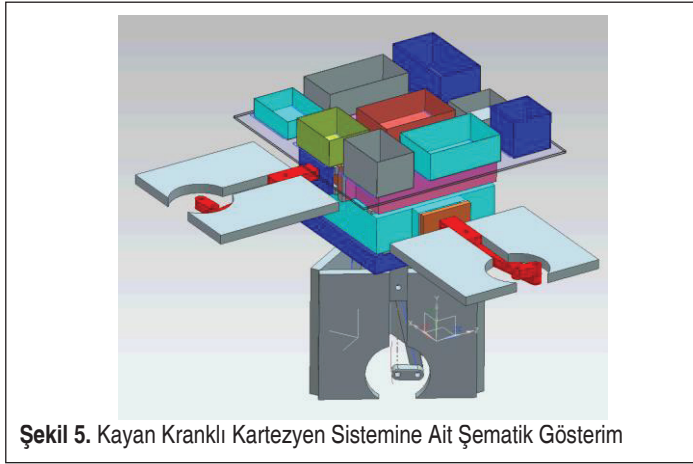
Tamburlu sistemlerde ise üzerinde farklı noktalarda ve farklı uzunluklarda yükselti-lerin bulunduğu bir tambur üzerinde harekete maruz kalan bir araba mevcuttur. Arabanın yükseltilere temas noktasında yol üzerindeki titreşimleri modelleyebilecek bir



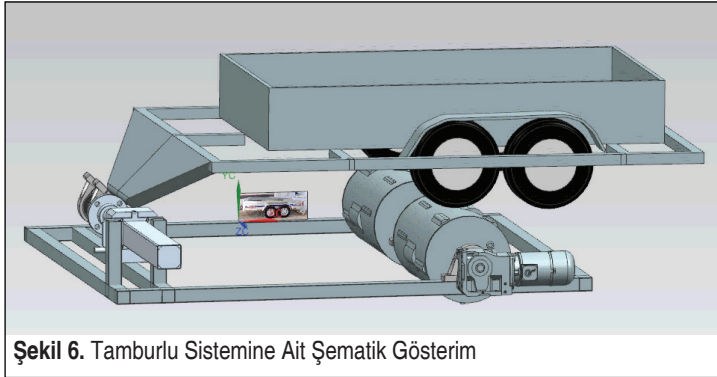
Şekil 3. Rotary Stewart Platformuna Ait Şematik Gösterim



Şekil 4. Vidalı milli Kartezyen Sistemine Ait Şematik Gösterim



Şekil 5. Kayan Kranklı Kartezyen Sistemine Ait Şematik Gösterim



Şekil 6. Tamburlu Sistemine Ait Şematik Gösterim

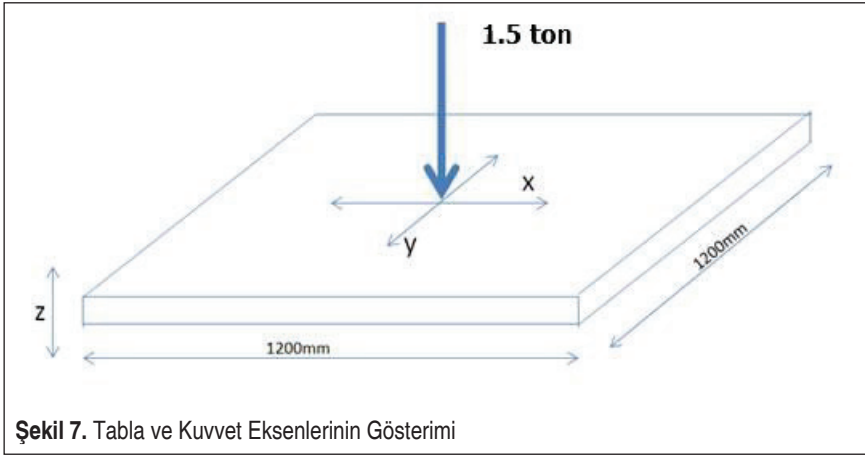
hareket sağlanmış olmaktadır. Bu hareket, bahsedilen sistem için z-ekseni doğrultusunda olmaktadır.

Karayolu taşımacılığında ürünlerin zarar görebileceği en yüksek etkilerin ve en çok

ivmenin z-ekseni doğrultusunda gerçekleştiği göz önünde bulundurularak yalnızca z ekseninde oluşan ivmelerden doğan etkileri oluşturabilen ve yukarıda bahsedilen diğer sistemlere göre düşük maliyetli olan tamburlu bir sistemin uygulanabilirliğinin incelenmesi kararlaştırılmıştır.

2.2 Tamburlu Sistem

Titreşim ölçümü için tasarlanacak olan prototip test ekipmanında tambur başlangıç parametresi olarak 600mm çapında seçilmiştir.



Z-ekseninde ölçülen değerler incelenerek, bu değerlerin adetsel anlamda %99,98'ini kapsayan (0 – 3,6g aralığındaki) Tablo 2'de veriler değerlendirmeye alınmıştır.

Tablo 2. z-Ekseninde Ölçülen 0-3,6g Aralığındaki İvme Değerleri

İvme (g)	z				
	Tekrar Sayısı	Ortalama Maruziyet Süresi (sn)	Ortalama Yer Değiştirme (mm)	Frekans (1/sn)	Yüzde (%)
0	45531	0.163623	-2.9533	6.111626	8.6
0.1	3827	0.152339	0.001093	6.564322	0.72
0.2	117170	0.136095	36.78962	7.347786	22.13
0.3	30487	0.114952	0.009786	8.699262	5.76
0.4	57320	0.126731	26.40357	7.890752	10.83



0.5	70232	0.128325	23.58785	7.792732	13.26
0.6	62710	0.125449	0.00519	7.971374	11.84
0.7	51195	0.127629	0.004493	7.83523	9.67
0.8	27501	0.125957	0.003969	7.939202	5.19
0.9	16674	0.12497	-0.00125	8.00192	3.15
1	11471	0.123124	0.00758	8.121924	2.17
1.1	8357	0.120079	-0.03545	8.327853	1.58
1.2	6135	0.115746	-0.04029	8.639628	1.16
1.3	4554	0.115327	-0.02279	8.670982	0.86
1.4	3455	0.112996	-0.01625	8.849898	0.65
1.5	2634	0.11063	-0.04098	9.039121	0.5
1.6	2015	0.109727	-0.13294	9.113523	0.38
1.7	1566	0.110728	-0.26969	9.031142	0.3
1.8	1293	0.105491	0.005145	9.479472	0.24
1.9	985	0.106904	-0.03156	9.354226	0.19
2	844	0.112796	0.029463	8.865546	0.16
2.1	667	0.106372	-0.11376	9.400987	0.13
2.2	516	0.098643	-0.27858	10.13752	0.1
2.3	429	0.106993	-0.25953	9.346405	0.08
2.4	319	0.106897	-0.06135	9.354839	0.06
2.5	242	0.103719	-0.18352	9.641434	0.05
2.6	223	0.105381	-0.19034	9.489362	0.04
2.7	223	0.120852	0.041965	8.274583	0.04
2.8	151	0.111258	-0.31747	8.988095	0.03
2.9	117	0.109402	-0.38721	9.140625	0.02
3	93	0.107527	0.478607	9.3	0.02
3.1	97	0.109794	0.256027	9.107981	0.02
3.2	62	0.116129	-0.28473	8.611111	0.01
3.3	64	0.096094	-0.08724	10.4065	0.01
3.4	43	0.124419	0.066063	8.037383	0.01
3.5	47	0.12766	-2.57683	7.833333	0.01
3.6	37	0.098649	0.239459	10.13699	0.01

3. MATEMATİK MODEL

Bilinen maksimum 36mm'lik deplasmanı oluşturacak şekilde çapı bilinen bir tambur (600mm) üzerinde bir kamın (uygulamada bump) tasarlanarak istenen ivme değerini oluşturabilecek mümkün olan en yakın hızda döndürülmesi ile çalışan bir sistem düşünülmüştür.

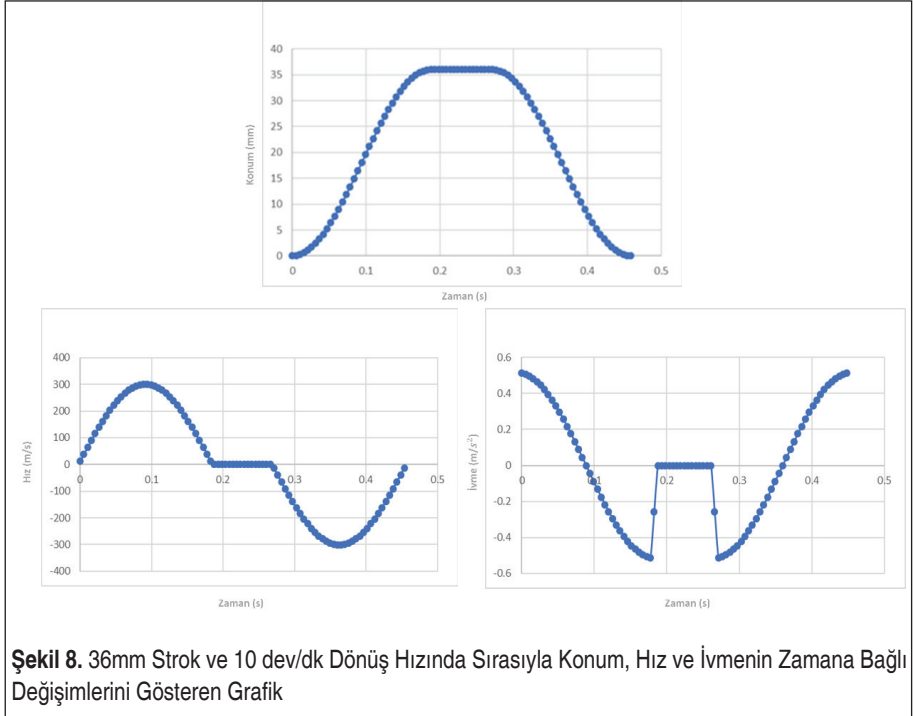
Kam yolu üzerindeki süreksizliklerin giderilmesi amacı ile yol basamak fonksiyonu $\left(\frac{1}{2}(1 - \cos z)\right)$ kullanılarak tasarlanmıştır.

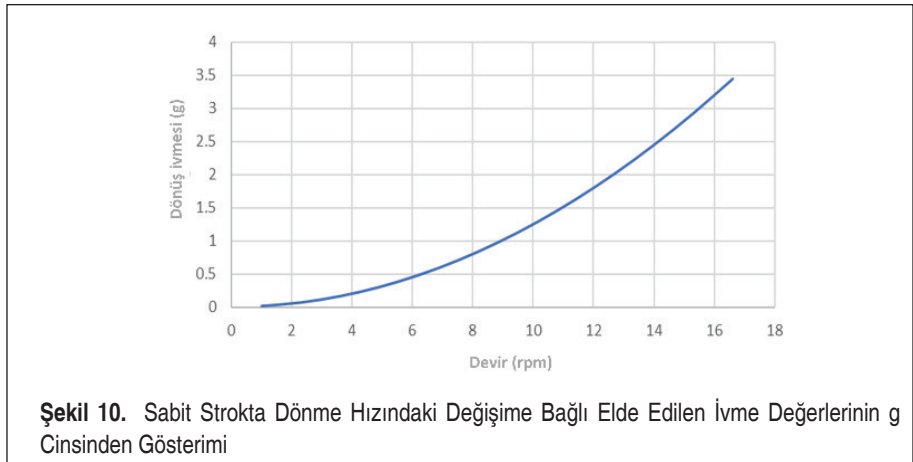
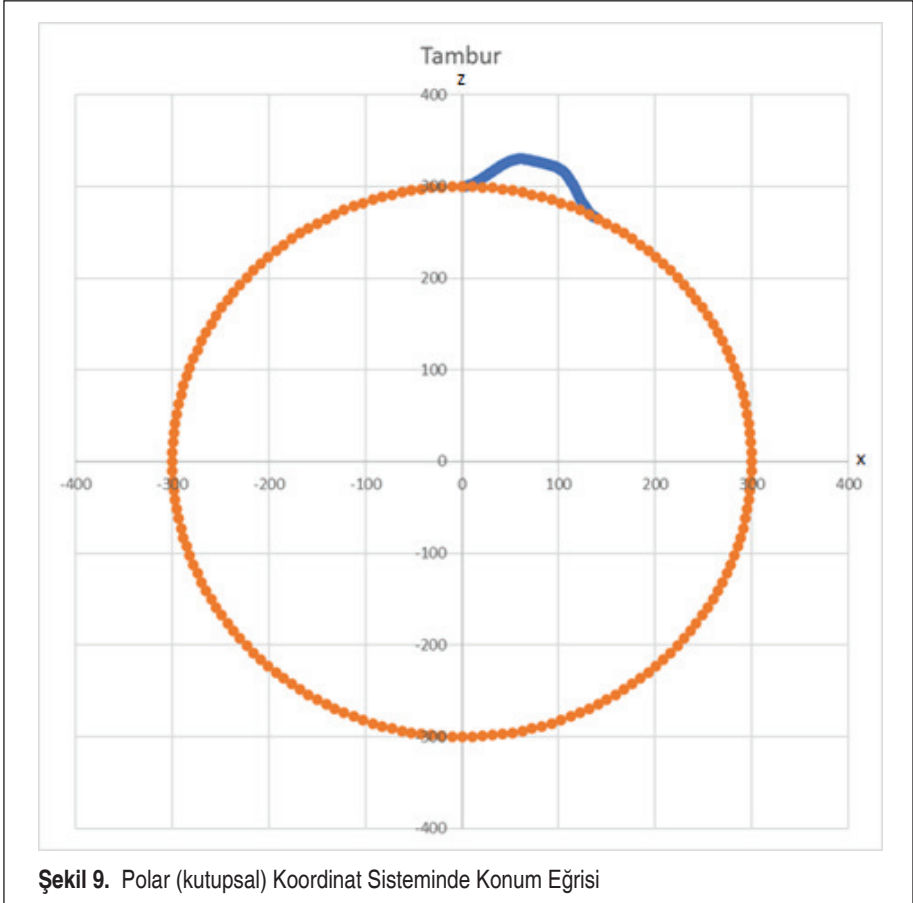
36mm'lik strok ve 10dev/dk'lık tambur dönüş hızı için konum, hız ve ivmenin zamana bağlı değişimleri Şekil 8'deki gibi olacaktır.

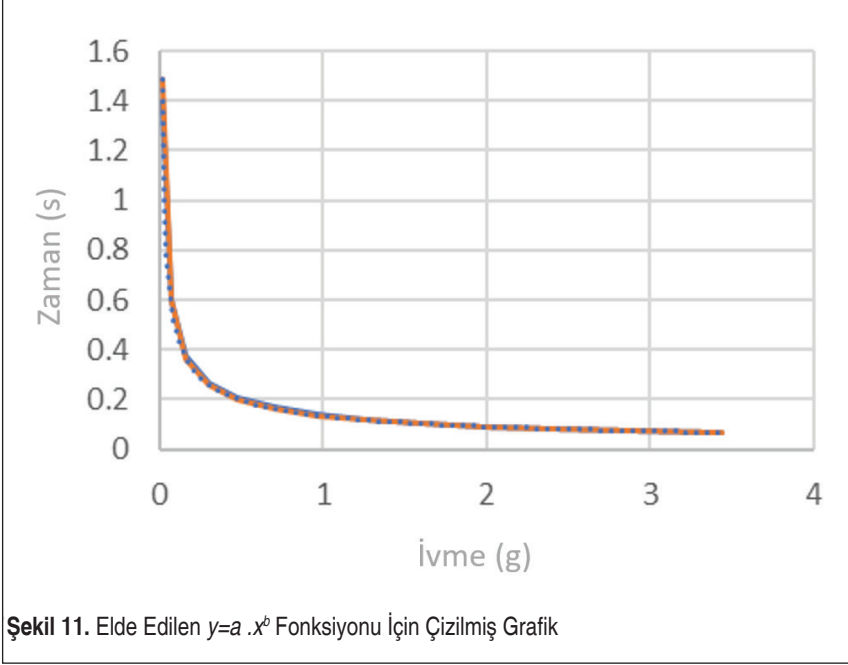
Konum için kullanılan eğri, polar koordinat sistemine çevrilip tambur üzerine sarılacak olursa Şekil 9'daki görünüm elde edilebilir.

Elde edilen bu tambur tasarımı çalışmanın ilerleyen safhasında NX ile yapılacak simülasyonlarda kullanılacaktır.

Hızdaki değişime bağlı olarak elde edilebilecek g cinsinden ivme değerleri ise Şekil 10'da yer alan grafikte gösterilmektedir.



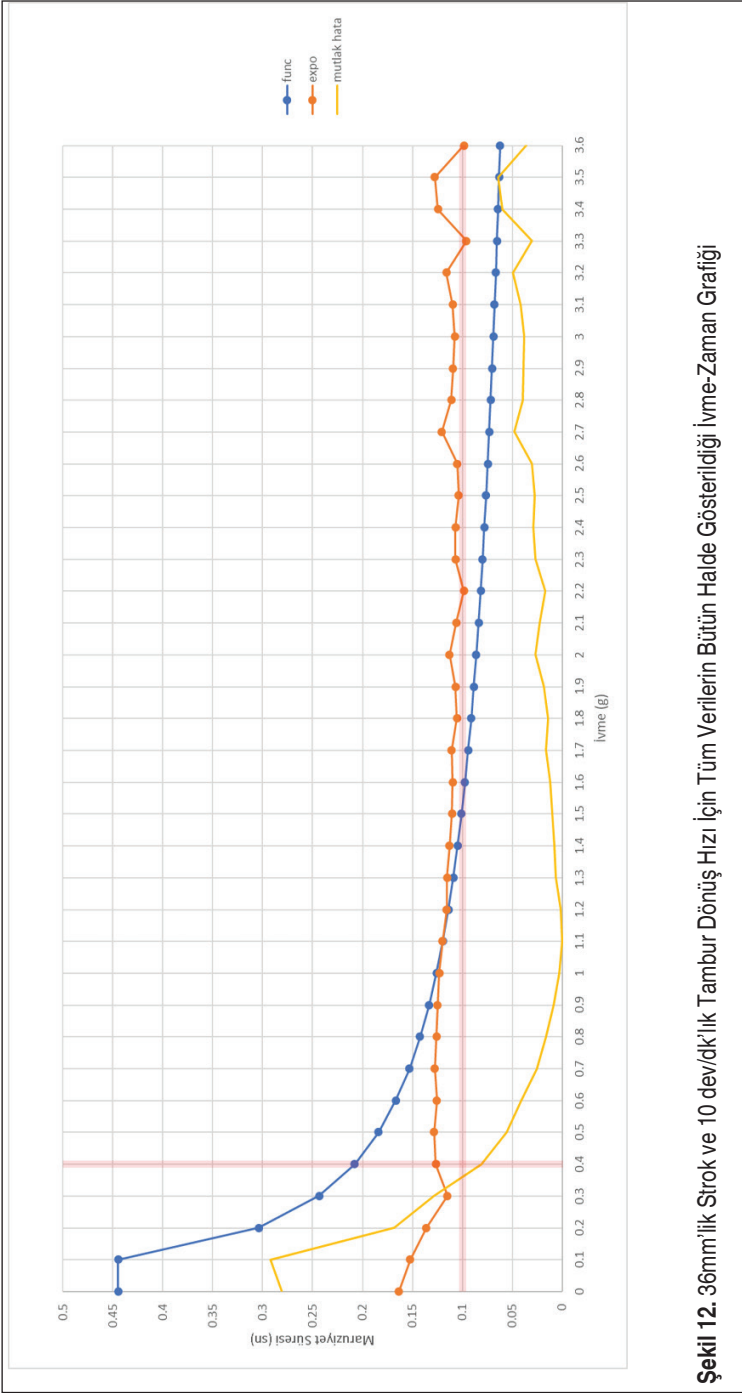




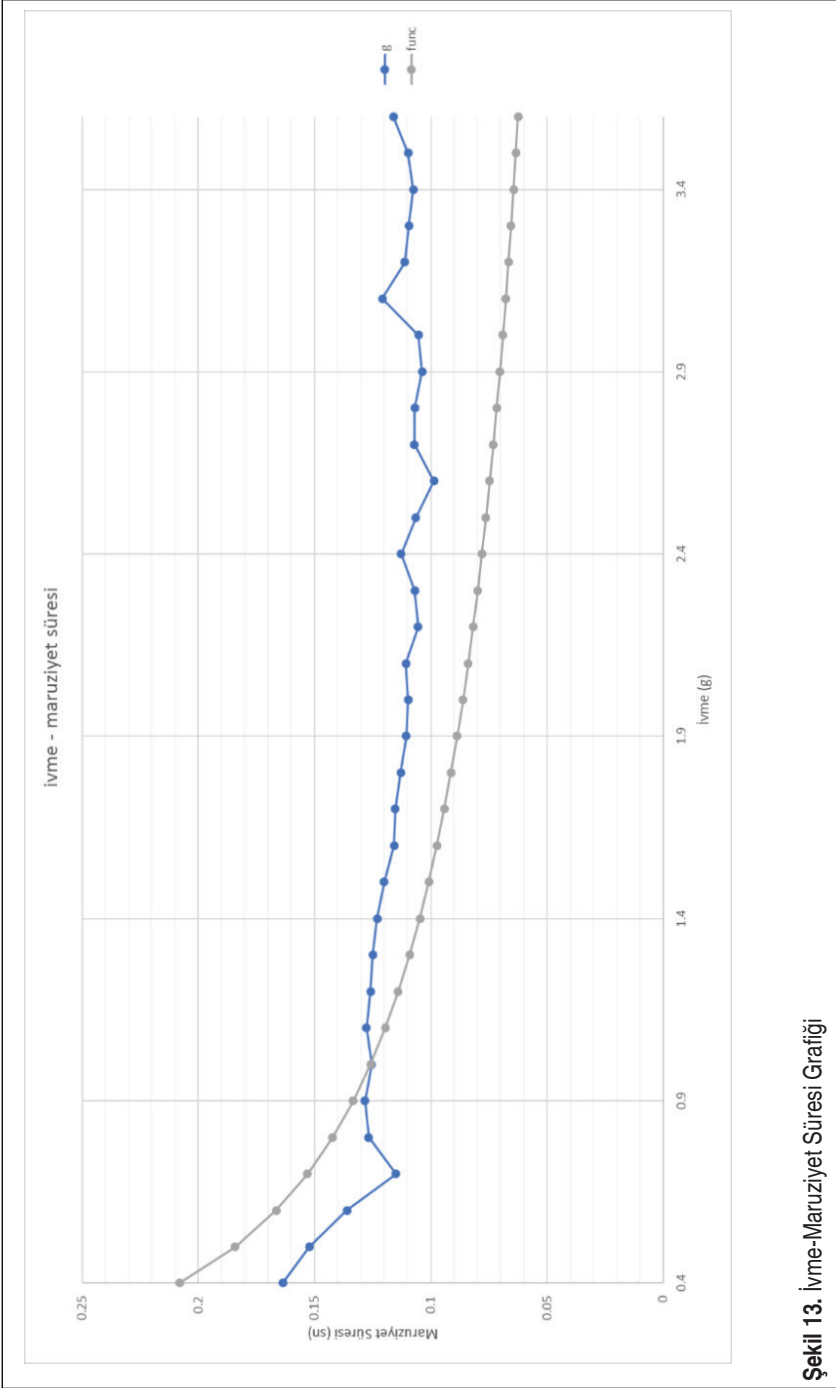
Dönüş hızına bağlı olarak elde edilen ivme miktarlarının maruziyet süreleri ise hesaplanan veriler kullanılarak $y=a .x^b$ cinsinden üstel bir fonksiyona çevrilebilir. Elde edilen fonksiyonun uygunluğu Şekil 11’deki grafikte gösterildiği gibidir.

Ölçüm değerleri (expo), bulunan fonksiyondan elde edilen değerler (func) ve mutlak sapma ([func-expo]) değerleri tek bir grafikte, Şekil 12’de gösterilmiştir.

0,1sn’lik mutlak hata eşik değeri olarak kabul edilecek olursa, 0,4 – 3,6g’lik ivme değeri aralığında ve en fazla 0,1sn’lik hata ile istenilen ivme miktarlarının üretilebildiği görülmektedir. Bu durumda toplam kapsama tüm ölçüm değerlerinin %62.77’sidir.



Şekil 12. 36mm'lik Strok ve 10 dev/dk'lık Tambur Dönüş Hızı İçin Tüm Verilerin Bütün Halde Gösterildiği İvme-Zaman Grafiği



Şekil 13. İvme-Maruziyet Süresi Grafiği

4. SAYISAL DOĞRULAMA

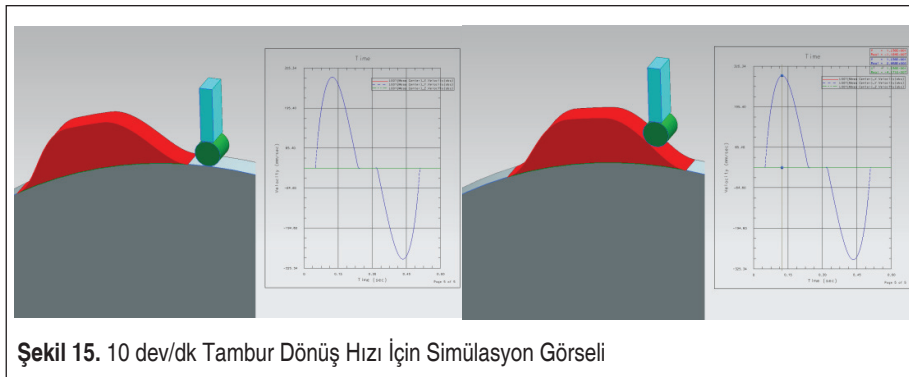
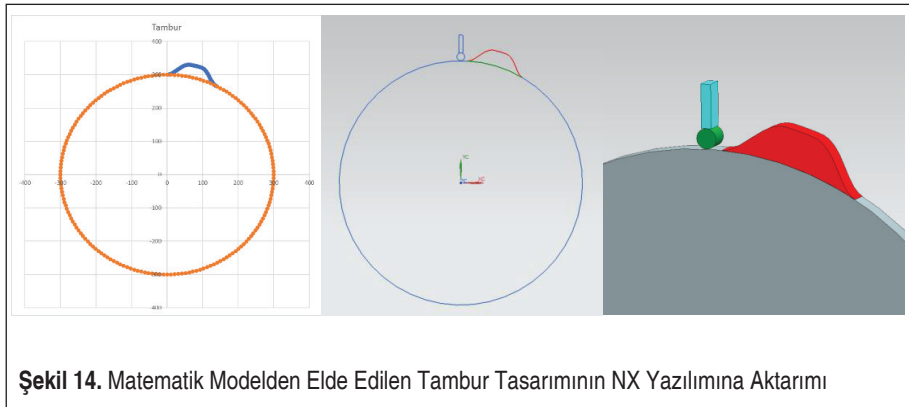
Matematik modelden elde edilen tambur tasarımı NX yazılımına Şekil 14'deki şekilde aktarılmıştır.

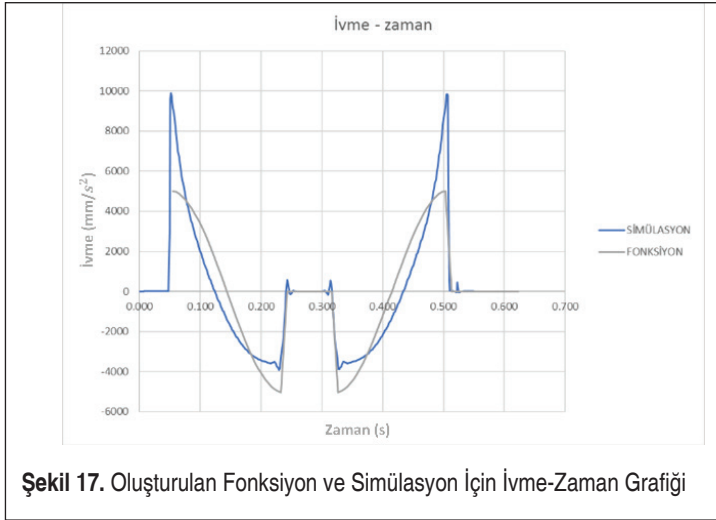
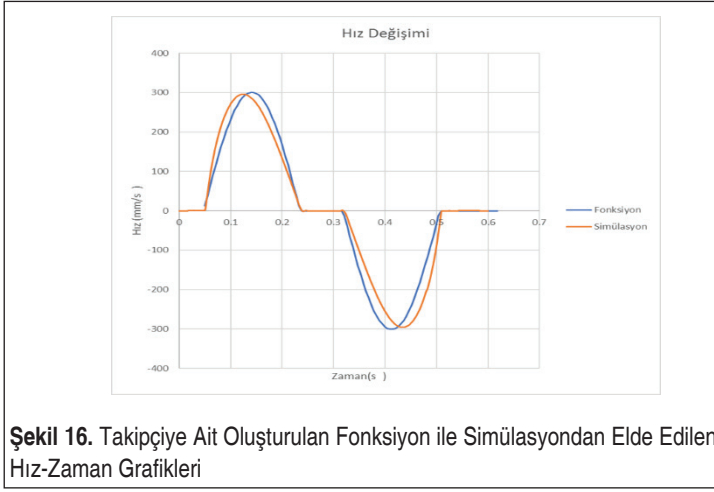
10 dev/dk'lık tambur dönüş hızı için simülasyon çalışmasına ait görsel Şekil 15'de sunulmuştur.

Noktasal takipçi için hazırlanan fonksiyon ile 20mm çapındaki takipçinin simülasyon sonucu oluşturduğu hız-zaman farkının grafiği Şekil 16'da sunulmuştur.

Bu farklılık ivme açısından incelendiğinde aynı maruziyet süreleri için çok daha yüksek ivme değerleri anlamına gelmektedir.

Bu durum, sistemde yer alacak takipçi çapının minimum boyutlarda olması gerekliliği olarak yorumlanmalıdır. Noktasal, Ø20mm ve Ø50mm takipçi için aynı koşullar altında ivmenin zamana bağlı değişimi Şekil 18'de gösterilmektedir.

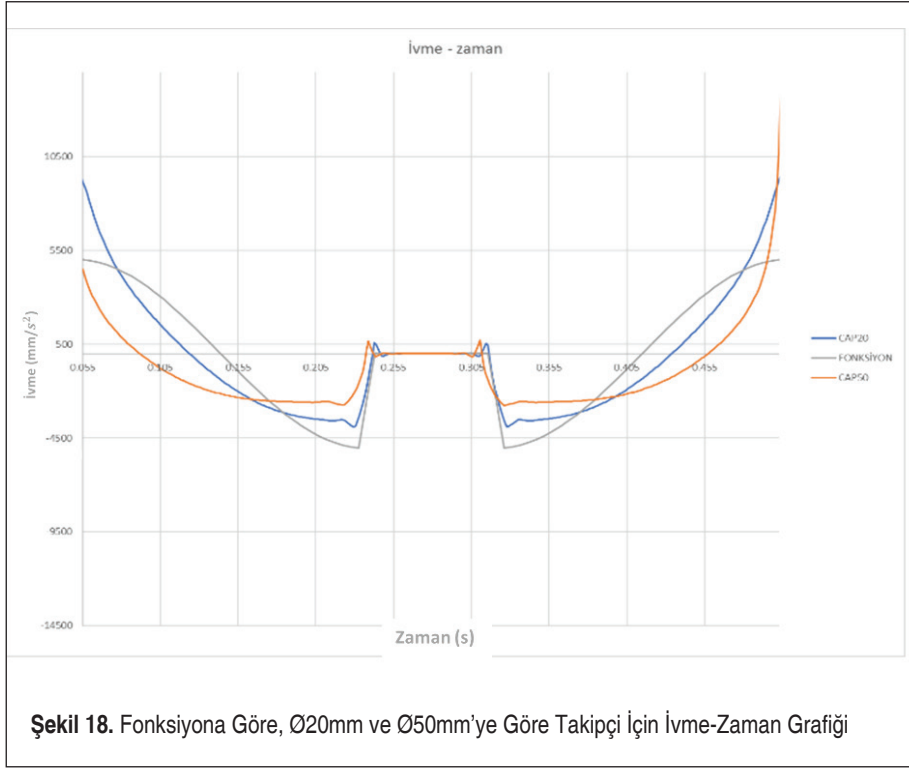




Araç tekerleği boyutunda bir takipçi kullanımı ile istenilen ivme değerlerinin elde edilebilmesi için özel bir kam yolu tasarımı ihtiyacı ortaya çıkmaktadır.

Sabit İvme

Hedeflenen temas süresince sabit bir ivme değeri elde etmek amacı ile, tekerlek temas noktasında aynı eğimi sağlayacak ve istenen strok değerini elde edecek şekilde kam yolu Şekil 19'da gösterildiği gibi yeniden düzenlenebilir. Ancak bu durumda strok miktarı değişecektir. Üzerinde çalışılan durum için strok 46,5mm artmaktadır.



Sabit Strok

Hedeflenen temas süresince istenen yer değiştirme miktarını sağlamak üzere, tekerleğin birim zamanda tek bir noktadan değmesi prensibinden yola çıkarak, sabit strok (36mm) gözetilerek kam yolu tasarlanacak olursa Şekil 18'de gösterilene benzer bir şekil ortaya çıkacaktır.

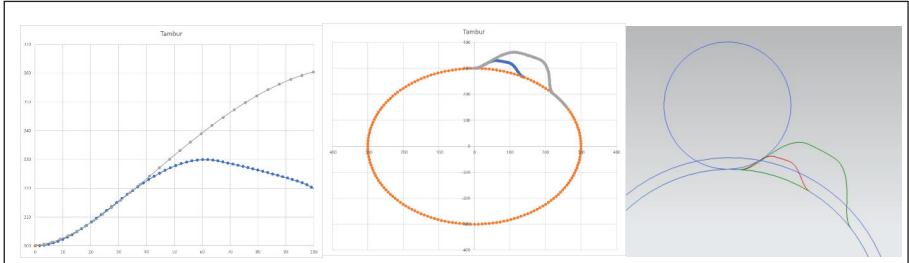
Aynı tambur dönüş hızında, Ø10mm ve Ø250mm'lik takipçiler için konum-zaman grafikleri Şekil 21'de gösterilmiştir.

Tambur dönüş hızında yapılan değişiklik ile iki eğrinin eğimleri arasındaki fark azaltılabilir.

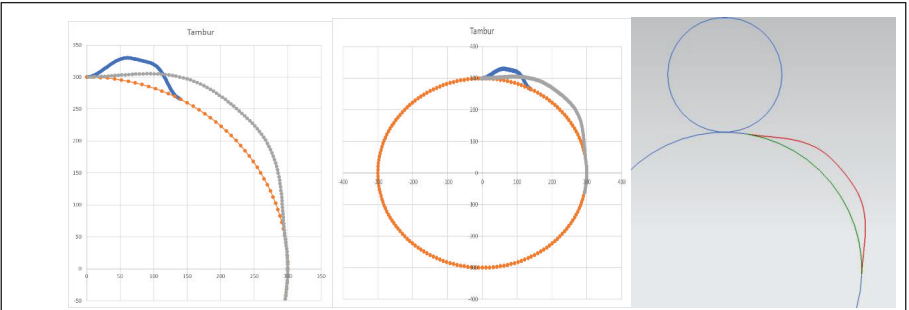
Tambur dönüş hızında yapılan değişiklik sonrasında Şekil 23'de gösterilen grafikler elde edilmiştir.

Benzer şekilde tüm devir aralıkları için 0-3,5g ivme aralığında tamburun hız değişimine bağlı ivme değerleri yeniden hesaplandığında Şekil 24'deki grafik elde edilir.

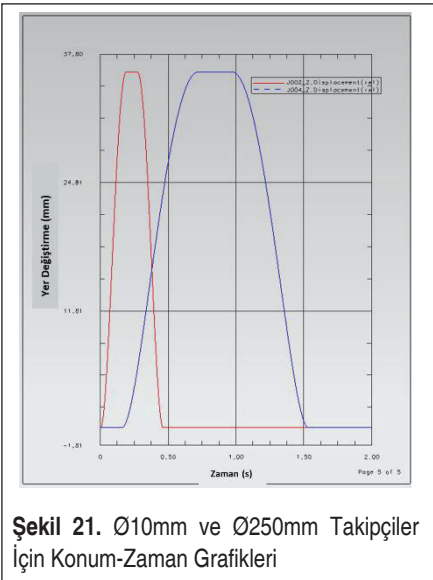
İvmeye bağlı maruziyet süreleri yeniden hesaplandıktan sonra, ölçülen maruziyet değerleri (expo), fonksiyondan elde edilen değerler (func) ve mutlak sapma [func-



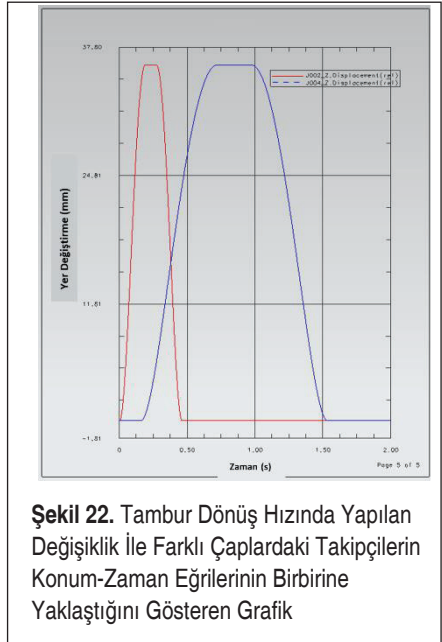
Şekil 19. Yapılan Düzenlenme Sonrası Kam Yolu



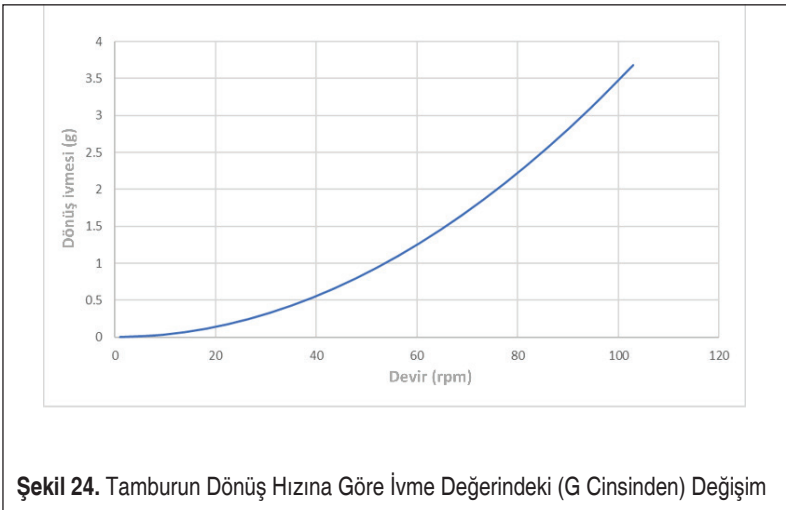
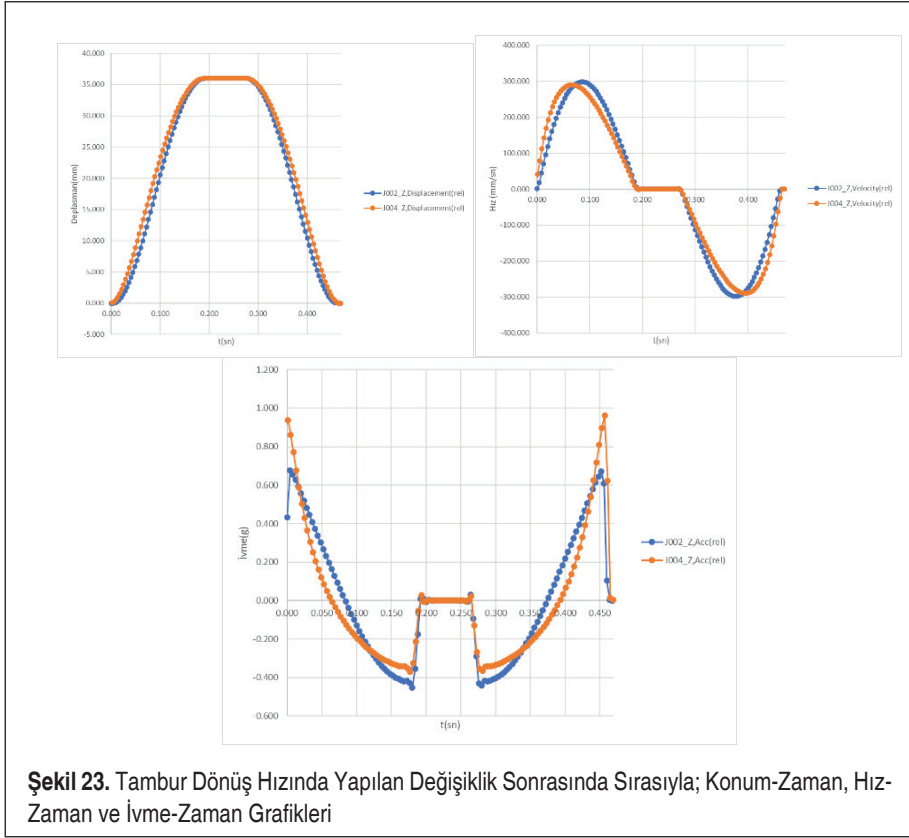
Şekil 20. 36mm sabit Strok Baz Alınarak Tasarlanan Kam Yolu



Şekil 21. Ø10mm ve Ø250mm Takipçiler İçin Konum-Zaman Grafikleri



Şekil 22. Tambur Dönüş Hızında Yapılan Değişiklik İle Farklı Çaplardaki Takipçilerin Konum-Zaman Eğrilerinin Birbirine Yaklaştığını Gösteren Grafik



expo] incelendiğinde 0,1sn'lik hata aralığında Şekil 12'deki grafikte gösterildiği gibi %62,77'lik kapsam alanının değişmediği görülmektedir.

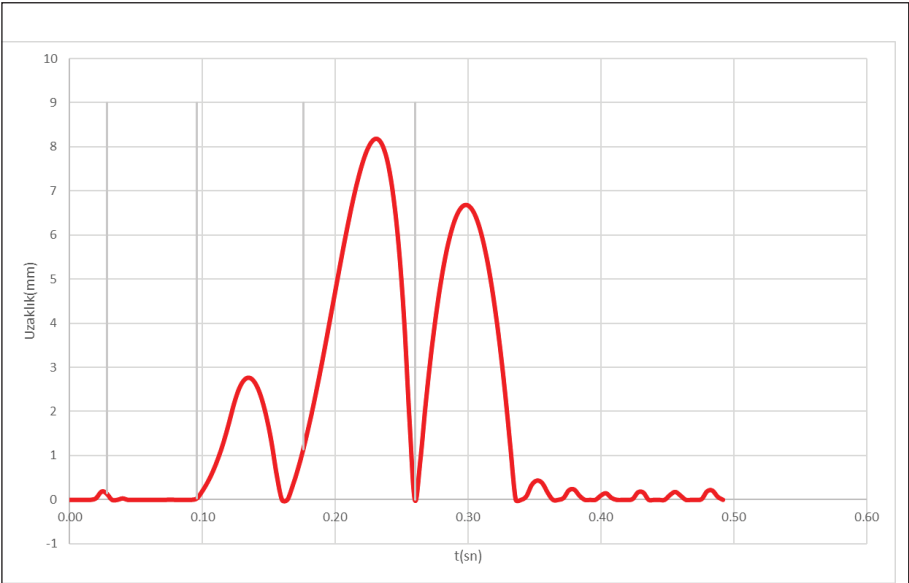
Sürekli Temas

Eksi yönlü ivmenin 1g'den fazla olduğu koşullarda, takipçi ile kam arasındaki temasın kesilmesi durumu ortaya çıkacaktır.

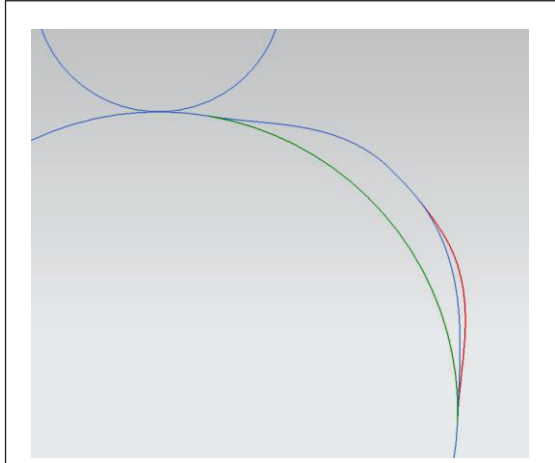
Yaklaşık 59dev/dk'lık tambur hızında, kam ile takipçinin temasını gösterir grafik Şekil 26'daki gibidir.

Bu problemin çözülebilmesi için alınabilecek önlemlerden biri özellikle ivme vektörü ile yerçekimi vektörünün eş yönlü olduğu durumda kam eğrisinin yumuşatılmasıdır. Bu sayede 1g altındaki ivmelerde temas korunmuş olur ancak bu durumda 1g'den büyük, negatif yönlü ivmeler, sistem tarafından uygulanamayacaktır. Bu sebeple sistemin takipçi ile kam arasındaki teması temin edecek ilave bir baskıya ihtiyacı bulunmaktadır. Bu baskının riski, toplam sistem ağırlığına ek bir kuvvetin kam-takipçi ikilisine aktarılıyor olmasıdır. Sürekli bir temas, yay kuvveti ile sağlanabilir ancak kamyon ile taşınan ürünlerin de negatif ivmelerde maksimum 1g kuvvete maruz kalması sebebiyle yay ile desteklenmiş, negatif ivme yönünde 1g'den fazla ivme üretmeyen bir kam tasarımı önerilmektedir.

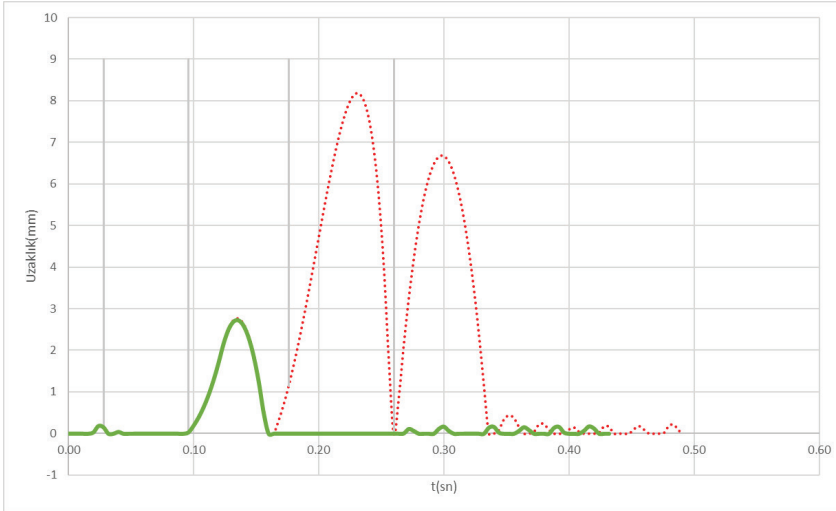
Yukarıdaki şekilde kırmızı ile gösterilen kam eğrisi, mavi olan ile değiştirilecek olursa, negatif ivme değerleri 1g'nin altında kalacağından temas kaybı yaşanmayacaktır.



Şekil 25. 59dev/dk Tambur Hızında, Kam ile Takipçi Temas Süresini Gösteren Grafik



Şekil 26. Kam Eğrisinin Gösterimi



Şekil 27. 59dev/dk'lık Tambur Hızında, Değiştirilmiş Kam ile Takipçinin Temas Grafiği

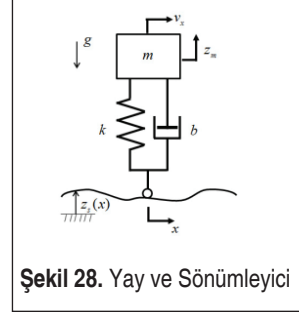
Yaklaşık 59dev/dk'lık tambur hızında, değiştirilmiş kam ile takipçinin temasını gösterir grafik Şekil 28'deki gibi olacaktır.

Yukarıdaki grafikte görüldüğü üzere tamburun 59dev/dk'lık dönüş hızında + yönde uygulanan ivme sonrasında takipçi ile kam arasındaki temas bir süreliğine kaybolmaktadır ve bu durum zıplama olarak tanımlanabilir.

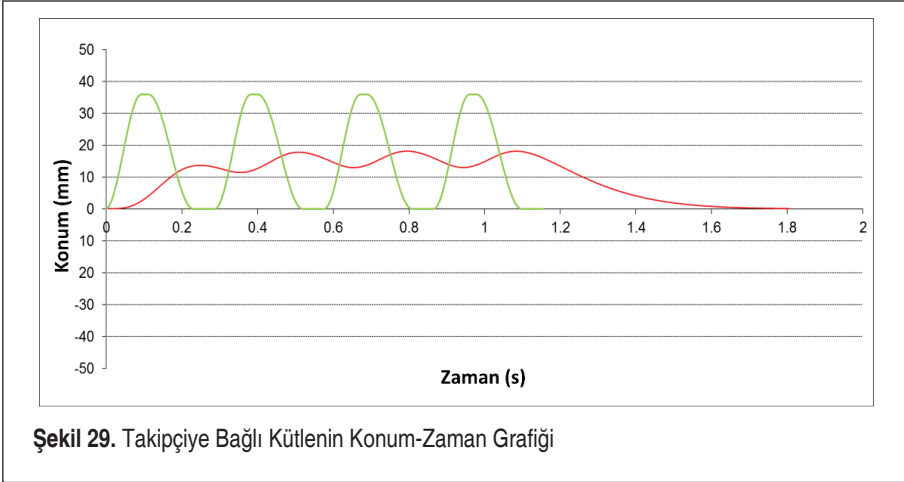
5. KÜTLE, YAY, SÖNÜMLEME ETKİSİ

Kurgulanan sisteme, araçlardaki gibi bir kütle ve yay/sönümleyici ikilisi eklenebilir.

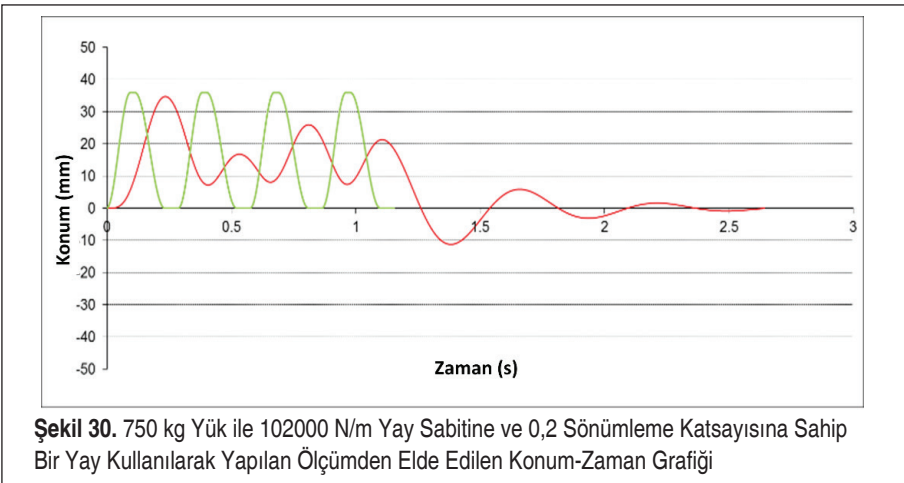
Takipçinin hareketinden, 3 tekrar için elde edilen konum/zaman fonksiyonu, yukarıdaki şekilde gösterilene benzer bir sistem içerisinde modellenir ve 750 kg'lık bir yük, 50000 N/m yay sabitine sahip bir yay ve 0,9 Ns/m sönümlenme katsayısı (underdamped) senaryosu için takipçiye bağlı kütle için zamana bağlı hareketi Şekil 29'daki gibi elde edilmiştir.



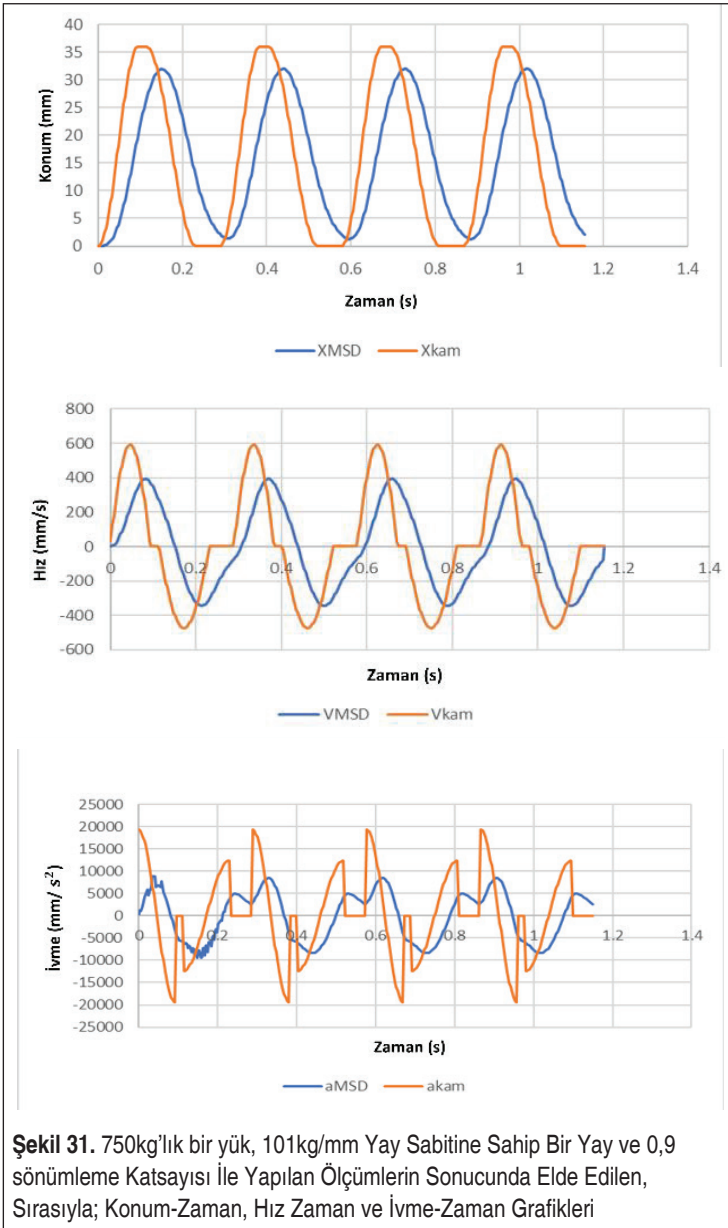
Şekil 28. Yay ve Sönümleyici



Şekil 29. Takipçiye Bağlı Kütle için Konum-Zaman Grafiği

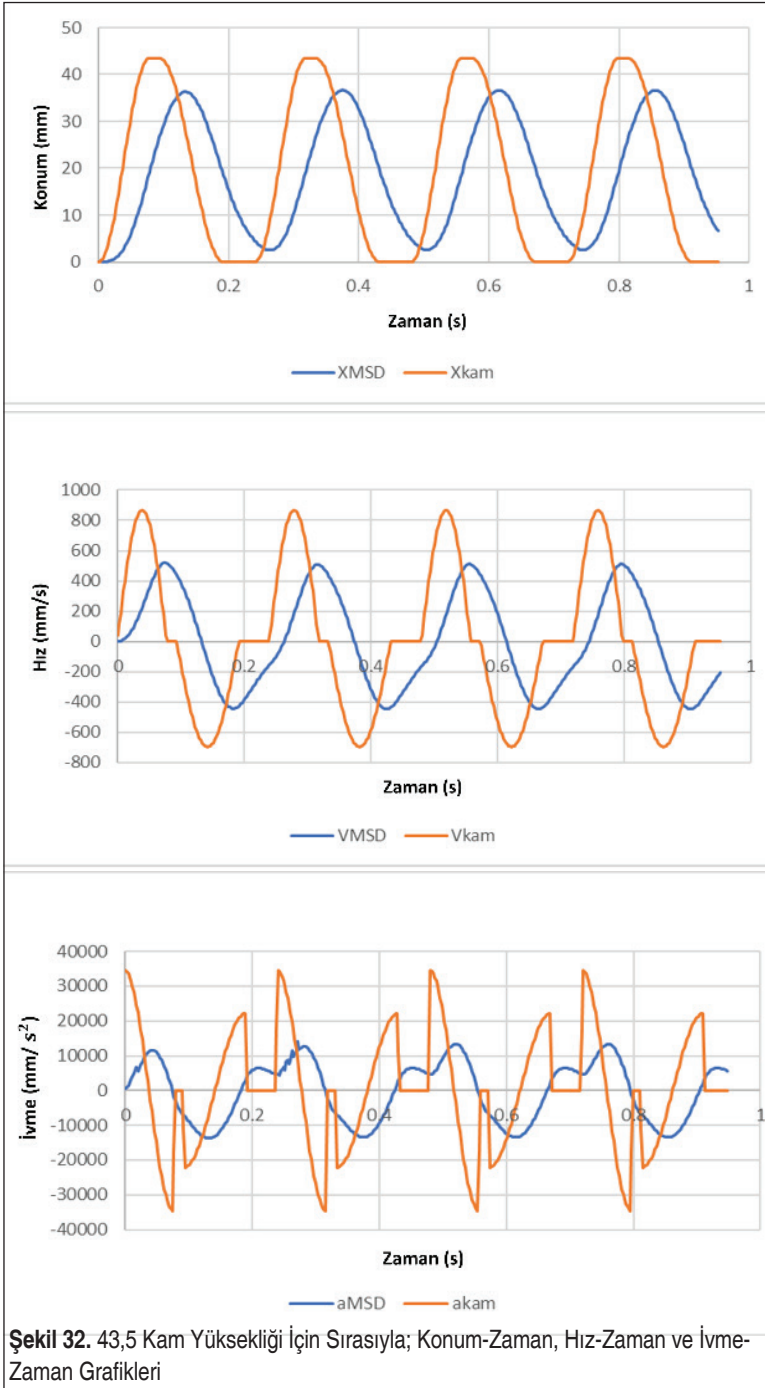


Şekil 30. 750 kg Yük ile 102000 N/m Yay Sabitine ve 0,2 Sönümlenme Katsayısına Sahip Bir Yay Kullanılarak Yapılan Ölçümden Elde Edilen Konum-Zaman Grafiği

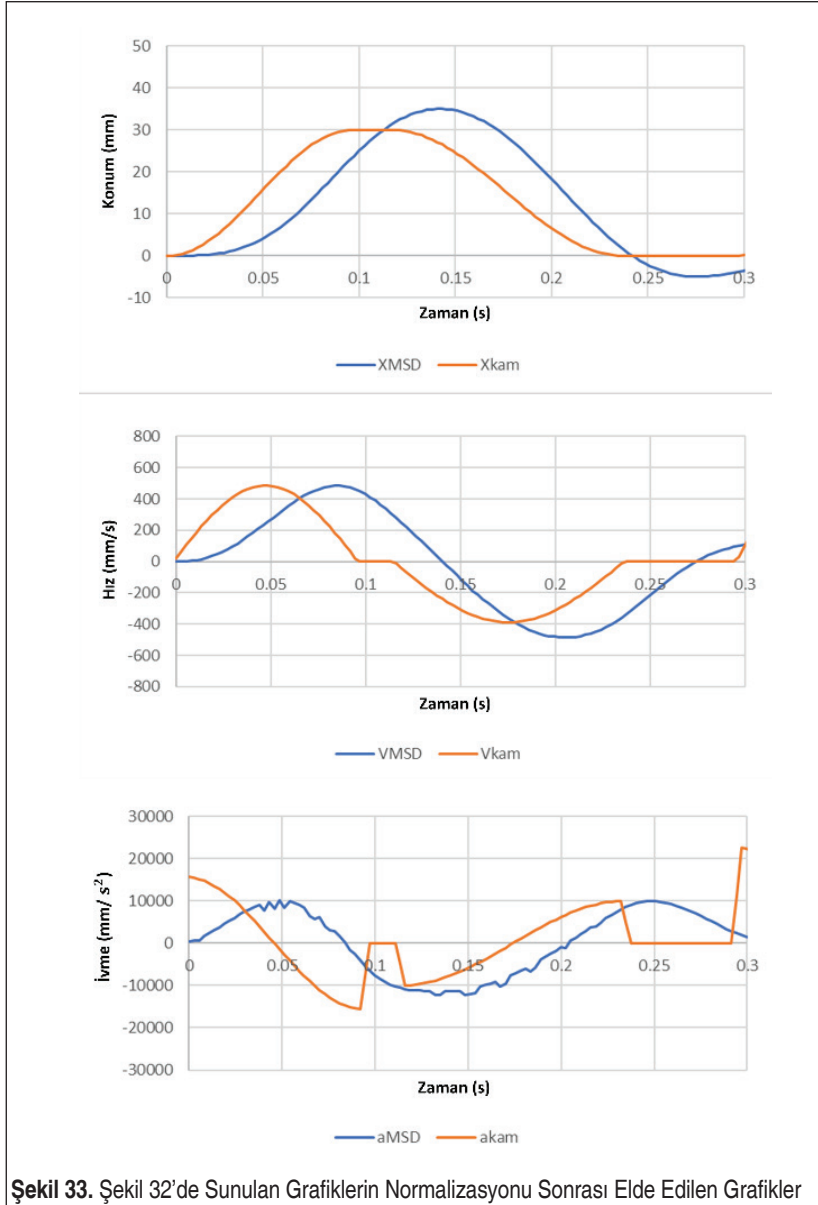


Benzer şekilde, 750 kg'lık bir yük, 102000 N/m yay sabitine sahip bir yay ve 0,2 Ns/m sönümlenme katsayısı ile yapılan ölçümler sonucunda Şekil 30'da yer alan grafik elde edilebilir.

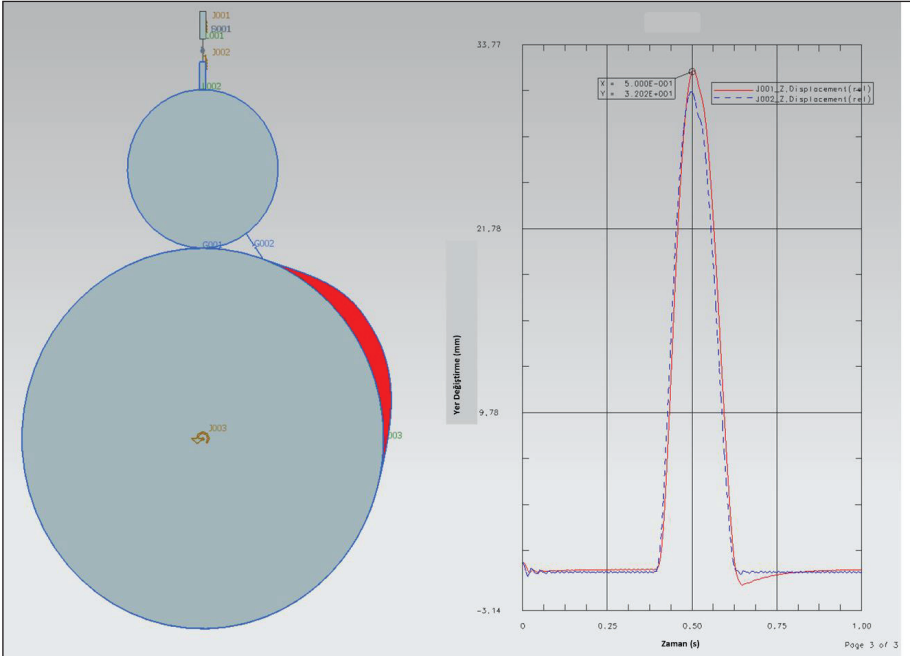
Sonuç olarak, Şekil 29 ve 30'daki grafiklerden de anlaşıldığı üzere matematiksel mo-



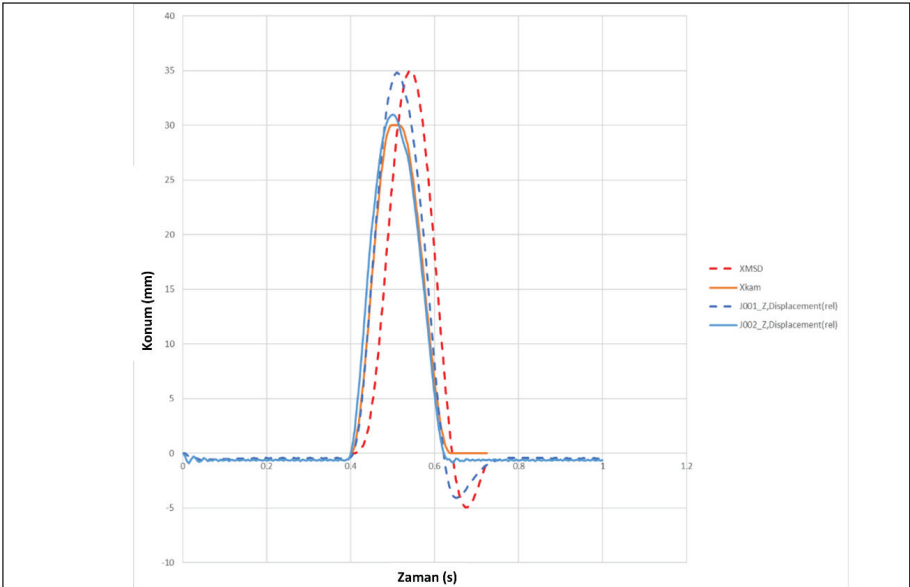
dele eklenmiş bir MSD'nin S ve D parametrelerinin doğru seçimi çok büyük önem arz etmektedir. 750 kg'lık bir yük, 1010 kN/m yay sabitine sahip bir yay ve 0,9 Ns/m sönümleme katsayısı (underdamped) senaryosu için, $x(t)$, $V(t)$ ve $a(t)$ grafikleri Şekil 31'deki gibi olmaktadır.



Şekil 33. Şekil 32'de Sunulan Grafiklerin Normalizasyonu Sonrası Elde Edilen Grafikler



Şekil 34. Sınır Koşullarının Birebir Modellendiği 3D Contact ile Yapılan Çalışma



Şekil 35. Deneysel ve MSD Matematiksel Modelden Elde Edilen Verilerin Karşılaştırılmasına Ait Grafik



Yukarıdaki grafiklerden görüldüğü üzere, istenen deplasman değeri için kam yeniden tasarlanmalıdır. 36mm'lik deplasmanın sağlanabilmesi için kam yüksekliğinin 43,5mm'ye çıkarıldığı durum Şekil 32'deki gibi olur.

Görüldüğü üzere deplasman sağlanmakta ancak, ivme değerleri sağlanamamaktadır. 30mm'lik kam deplasmanı için, ivme değerinin sağlanabilmesi amacıyla $x(t)$ grafiğinde normalizasyon yapıldığında aşağıdaki grafik seti elde edilir.

Kurulan MSD modelinin doğruluğu ve sürekli temas şartının sağlandığının kontrolü için, sınır şartlarının birebir modellendiği bir 3D_contact çözümü gerçekleştirilmiş ve Şekil 34'de sunulmuştur.

Simülasyon sonuçları ile MSD matematiksel modelinden elde edilen sonuçlar aşağıdaki grafikte karşılaştırılmaktadır.

6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, endüstriyel ürünlerin sevkiyat amacıyla karayolu üzerinde taşınması sırasında maruz kalacakları kuvvetlerin öngörülmesine olanak sağlayan ve bu sayede önceden önlem alınmasına imkan tanıyan bir test ekipmanı geliştirilmesi amaçlanmıştır. Bu kapsamda, 5 farklı sistem arasından, yalnızca z-ekseninde ölçüm verebilen “*tamburlu sistem*” tercih edilmiştir. Bunun nedeni, ürünlerin taşınması sırasında z-eksenindeki kuvvetlerin nispeten daha fazla olması ve ekipman maliyetinin daha düşük olmasıdır. Tamburlu sistem ile birlikte sonuçların doğrulanmasını sağlayabilecek bir matematiksel model de oluşturulmuştur. Sabit 750kg yük için 4 farklı çapta takipçi ve 3 farklı yay sabiti ile çözümler yapılmıştır.

İstenen biçimde bir test ekipmanının tasarlanması için sistemde takipçi ve kam arasında sürekli temas sağlanacak bir kam tasarımı zorunluluğu vardır. Sistem, maruziyet süreleri gözetilmez ise tüm ivme değerlerini, istenen maruziyet sürelerine karşılık gelen ivme değerlerinin ise yaklaşık %62'sini sağlayabilmektedir. Sistemde bir süspansiyon (yay-sönümleyici) kullanılması durumunda, gerçeğe yakın sonuçlar elde edilebilir ancak her yüklemde yükün miktarına bağlı olarak farklı değerler elde edileceğinden sistemin “*akıllı*” olma zorunluluğu vardır. *Örnek olarak, sistemin işlem öncesinde farklı hızlarda çalıştırılarak motor hızına bağlı ivme değerlerini çıkararak sonrasında bu değerlere göre senaryoları uygulaması gösterilebilir.*

Çalışma sonucunda, ürünlerin lojistiğinde maruz kalacağı kuvvetleri simüle edilecek bir test ekipmanı için gerçek koşullardan elde edilen gereklilikler tespit edilerek bir matematik model ortaya konmuştur. Oluşturulan matematik modelin doğruluğu, simülasyonlar ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Bu çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar, istenen koşullar için gerekli olan test ekipmanının dizaynında kullanılabilir.



KAYNAKÇA

1. **V. Nguyen, J. Zhang, V. Le ve R. Jiao**, “Vibration Analysis and Modeling of an Off-Road Vibratory Roller Equipped with Three Different Cab’s Isolation Mounts,” Hindawi, p. 17, 2018.
2. **W. Ren, B. Peng, J. Shen, Y. Li ve Y. Yu**, “Study on Vibration Characteristics and Human Riding Comfort of a Special Equipment Cab,” Hindawi Journal of Sensors, cilt 2018, 2018.
3. **A. A. Butkunas**, “Random Vibration Analysis and Veichle Development,” SAE Transactions, cilt 78, no. 69001, pp. 536-547, 1969.
4. **C. S. Patel, P. P. Gohil ve B. Borhade**, “Modelling and Vibration Analysis of a Road Profile Measuring System,” International Journal of Automotive and MEchanical Engineering, cilt 1, pp. 13-28, 2010.
5. **B. S. Sadadeo ve M. C. Swami**, “The Vibration Analysis of Automobile Outer Rear View Mirror With Ist Development and Optimization,” International Journal of Research in Engineering and Technology, cilt 4, no. 8, 2015.
6. **S. Qu, J. Yang, S. Zhu, W. Zhai ve G. Kouroussis**, “A hybrid methodology for predicting train-induced vibration on sensitive equipment in far-field buildings,” Transportati-on Geotechnics, no. 31, p. 100682, 2021.
7. **A. Coulon, B. Nelain ve N. Vincent**, “Interest of equivalent damage methods for railway equipment qualification to vibrations,” Porcedia Engineering, cilt 133, pp. 714-725, 2015.
8. **P. Liu, S. Yang ve Y. Liu**, “Full-scale test and numerical simulation of wheelset-gear box vibration excited by wheel polygon wear and track irregularity,” Mechanical Systems and Signal Processing, cilt 167, p. 108515, 2022.