



MARMARA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



# İKİ SERBESTLİK DERECELİ ARAÇ SİMÜLATÖRÜ ANALİZİ VE UYGULAMASI

BORA DEMİRCİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

**DANIŞMAN**

Doç. Dr. Uğur DEMİR

İSTANBUL, 2023

## **ÖNSÖZ/TEŞEKKÜR**

Tez çalışma sürecinde beni destekleyen, yardım eden, yol gösteren değerli danışman hocam Uğur Demir'e, çalışmalara her daim katkıda bulunan, fikir veren ve yol gösteren değerli hocam Gazi Akgün'e, bilimsel çalışmalarda katkıda bulunan ve her daim yardımcı olan Alper Yıldırım'a, imalat süreçlerinde yardımcı olan ve ustalık yapan babama, maddi ve manevi bana destek olan aileme, Marmara Üniversitesi Bilimsel Araştırma Proje Koordinasyon Birimi'ne

Teşekkür ederim

# İÇİNDEKİLER

ÖZET .....	iii
ABSTRACT .....	iv
SEMBOLLER/SYMBOLS .....	v
KISALTMALAR/ABBREVIATIONS .....	vi
ŞEKİL LİSTESİ .....	vii
TABLO LİSTESİ/LIST OF TABLES .....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
2.1 Ticari Ürünler.....	3
2.2 Tekniğin Bilinen Durumu.....	5
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	8
3.1 İki Serbestlik Dereceli Araç Simülâtör Tasarımı.....	8
3.2 İki Serbestlik Dereceli Paralel Manipülâtörün Kinematığı .....	12
3.3 İki Serbestlik Dereceli Paralel Manipülâtörün Dinamığı.....	15
3.4 Kararlı Durum Dairesel Sürüş Çevrimi.....	18
3.5 Çift Şerit Değiştirme Sürüş Çevrimi .....	18
3.6 Olta Manevra Sürüş Çevrimi.....	19
3.7 Yavaşça Artan Yönlendirme Manevrası Sürüş Çevirimi.....	20
3.8 Beklemeli Sinüs Sürüş Çevrimi.....	21
3.9 Süpürülmüş Sinüs Sürüş Çevrimi .....	22
3.10 Simülâtör Frekans-Titreşim Analizi.....	23
3.11 Simülâtör Modal Dinamik Analiz.....	28
3.12 Topoloji Optimizasyonu ve Yenilikçi Tasarım .....	34
3.13 Simülâtör İmalatı .....	38
3.14 Simülâtör Uygulama ve Kontrol.....	41
4. BULGULAR ve TARTIŞMA .....	45
5. SONUÇ.....	48
KAYNAKLAR/REFERENCES.....	50

## ÖZET

# İKİ SERBESTLİK DERECELİ ARAÇ SİMÜLATÖRÜ ANALİZİ VE UYGULAMASI

Günümüzde simülasyonlar ve simülasyon teknikleri birçok alanda kullanılmaktadır. Ülkemizde ve dünyada bu tekniğin önemi giderek artmaktadır. Simülasyonlar, problemler hakkında objektif bilgiye sahip olmamızı sağlar. Geçici ve kalıcı rejimlerin sistem dinamiği üzerinden gözlemlenmesine yardımcı olurlar.

Bu çalışmada 2 DoF araç simülasyonu braketleri için sürüş senaryoları ile desteklenmiş topoloji optimizasyonu sunulmuştur. İlk olarak 14 DoF a sahip bir binek model referans uygulaması Simulink'te belirlenmiştir. Ardından aracın dinamik performansını analiz etmek için yaygın olarak kullanılan sürüş senaryoları (Constant Radius, Double Lane Change, Fishhook, Increasing Steer, Sine with Dwell ve Swept Sine) 14 DoF araç modelinde oluşturulmuştur. Elde edilen analiz sonuçlarında, xyz eksenlerinde oluşan ivmeler kaydedilmiştir. Burada oluşan ivmeler için minimum ve maksimum ivme değerleri her sürüş senaryosu için ayrı ayrı gruplandırılmıştır.

SOLIDWORKS Simulation ortamında sürüş senaryolarından elde edilen ivmeler 2 DoF araç simülasyonu üzerinde oluşturulup stress deformasyon analizi yapılmıştır. Stress deformasyon analizleri esnasında 2 DoF araç simülasyonu üzerinde oluşan reaksiyon kuvvetleri doğrultusunda lineer aktüatör ve eksen kuvvetleri belirlenmiştir. Belirlenen eksen kuvvetleri altında braketler topoloji optimizasyonuna tabi tutulmuştur.

Elde edilen yenilikçi tasarım rötuşlanarak üretime uygun hale getirilmiştir. Şekil optimizasyonu yapılan braketler 2 DoF araç simülasyonu üzerinde sürüş senaryolarından elde edilen ivme değerleri ile tekrar oluşturulup stress ve deformasyon analizi yapılmıştır. İlgili bilgiler ışığında tasarlanan sistem imal edilerek montajı gerçekleştirilmiştir. Ardından sistem uygulaması yapılmıştır.

Uygulama ve kontrol kısmında, IoT ve Sinir Ağı tabanlı 2 DoF araç simülasyonu için sürüş senaryolarının dağılımı sunulmuştur. 2 DoF manipulatörde 3 ekseninde uygun ivmelerin aktarılması lineer olmayan bir problemi çağrıştırdığından kontrolör yapısı Yapay Sinir Ağı tabanlı kontrolör olarak seçilmiştir. Yapay Sinir Ağı hesaplamalarını gerçekleştirmek için araç simülasyonunda kullanılan mikro denetleyicinin sınırlı işlem kapasitesi ve hızı nedeniyle IoT tabanlı bilgi işlem ve veri aktarımı seçilmiştir. İlk olarak, araç simülasyonunu tanımlamak ve sinir ağı için eğitim verilerini oluşturmak için bir açık döngü ölçümü gerçekleştirilir. Daha sonra eksenlerdeki hızlanma verileri ve kontrol sinyalleri kaydedilir. İkinci olarak, günlüğe kaydedilen verilerle sinir ağı eğitimi gerçekleştirilir. Son olarak eğitilen sinir ağı çeşitli sürüş manevraları ile test edilerek çalışma tamamlanmıştır.

## **ABSTRACT**

### **TWO DEGREES OF FREEDOM VEHICLE SIMULATOR ANALYSIS AND APPLICATION**

Today, simulators and simulation techniques are used in many fields. The importance of this technique is increasing in our country and in the world. Simulations allow us to have objective information about problems. They help to observe temporary and permanent regimes through system dynamics.

In this study, topology optimization supported by driving scenarios for 2 DoF vehicle simulator brackets is presented. First, a passenger model reference application with 14 DoF was identified in Simulink. Then, commonly used driving scenarios (Constant Radius, Double Lane Change, Fishhook, Increasing Steer, Sine with Dwell and Swept Sine) were run on 14 DoF vehicle models to analyze the dynamic performance of the vehicle. In the analysis results obtained, the accelerations in the xyz axes were recorded. The minimum and maximum acceleration values for the accelerations formed here are grouped separately for each driving scenario.

In the SOLIDWORKS Simulation environment, the accelerations obtained from the driving scenarios were run on 2 DoF vehicle simulators and stress deformation analysis was performed. During the stress deformation analysis, linear actuator and axis forces were determined in line with the reaction forces on the 2 DoF vehicle simulator. Under the determined axial forces, the brackets were subjected to topology optimization.

The resulting innovative design has been retouched and made suitable for production. Shape-optimized brackets were rerun on 2 DoF vehicle simulators with acceleration values obtained from driving scenarios, and stress and deformation analysis were performed. The system designed in the light of the relevant information was manufactured and assembled. Then the system application was made.

In the application and control part, the distribution of driving scenarios for 2 DoF vehicle simulators based on IoT and Neural Network is presented. Since the transfer of appropriate accelerations in 3 axes in 2 DoF manipulators evokes a non-linear problem, the controller structure was chosen as an Artificial Neural Network based controller. Due to the limited processing capacity and speed of the microcontroller used in the vehicle simulator to perform the Artificial Neural Network calculations, IoT-based computing and data transfer were chosen. First, an open loop measurement is performed to define the vehicle simulator and generate the training data for the neural network. The acceleration data and control signals on the axes are then recorded. Second, neural network training is performed with the logged data. Finally, the trained neural network was tested with various driving maneuvers and the study was completed.

## SEMBOLLER/SYMBOLS

<b>B<sub>1</sub></b>	: 1. Prizmatik eklem
<b>B<sub>2</sub></b>	: 2. Prizmatik eklem
<b>Θ</b>	: Yunuslama açısı-Pitch
<b>Ø</b>	: Yatış açısı-Roll
<b>i</b>	: Kısıt indeksi
<b>j</b>	: Genelleştirilmiş koordinat indeksi
<b>f</b>	: Frekans (Hertz)
<b>m</b>	: Kütle (kg)
<b>F</b>	: Kuvvet (Newton)
<b>k</b>	: Kısıt indeksi
<b>K</b>	: Sistemin toplam kinetik enerjisi
<b>K<sub>p</sub></b>	: Platform kinetik enerjisi
<b>K<sub>1</sub></b>	: Uzun-bacak kinetik enerjisi
<b>U</b>	: Sistemin toplam potansiyel enerjisi
<b>G<sub>ij</sub></b>	: Lagrange Çarpanı
<b>τ</b>	: Tork (Nm)
<b>G</b>	: Yer çekimi vektörü
<b>V</b>	: Merkezci ve Coriolis ivmeler vektörü
<b>D</b>	: Görev uzayında kütle matrisi
<b>q</b>	: Koordinat verisi
<b>Q</b>	: Genelleştirilmiş kuvvet
<b>J</b>	: Jakobiyen matrisi
<b>M</b>	: Kütle matrisi
<b>C</b>	: Sönümlenme katsayısı
<b>K<sub>e</sub></b>	: Eleman sertlik matrisi
<b>u<sub>e</sub></b>	: Eleman yer değiştirme vektörü
<b>ρ<sub>e</sub></b>	: Malzeme yoğunluk değeri
<b>w</b>	: Açısal frekans (rad/s)
<b>C(ρ)</b>	: Uyumluluk denklemi

## KISALTMALAR/ABBREVIATIONS

<b>DoF</b>	: Degree of Freedom-Serbestlik Derecesi
<b>ANN</b>	: Artificial Neural Network
<b>VRML</b>	: Virtual Reality Modeling Language-Sanal Gerçeklik Modelleme Dili
<b>CAN</b>	: Control Area Network
<b>PC</b>	: Personal Computer-Kişisel Bilgisayar-Motion Cueing Algorithm
<b>MCA</b>	: Motion Cueing Algorithm-Hareket İşaretleme Algoritması
<b>SIMP</b>	: Solid Isotropic Material with Penalization
<b>CR</b>	: Constant Radius-Kararlı Durum Dairesel
<b>DLC</b>	: Double Lane Change-Çift Şerit Değişirme
<b>IST</b>	: Increasing Steer-Yavaşça Artan Yönlendirme
<b>FH</b>	: Fishhook-Olta
<b>SwD</b>	: Sine with Dwell-Beklemeli Sinüs
<b>SS</b>	: Swept Sine- Süpürülmüş Sinüs
<b>IoT</b>	: Internet of Things- Nesnelerin İnterneti
<b>IMU</b>	: Inertial Measurement Unit- İnersiyal Ölçme Ünitesi
<b>HIL</b>	: Hardware in the Loop- Döngüdeki Donanım
<b>MSE</b>	: Mean Squared Error-Ortalama Hata Karesi
<b>MAPE</b>	: Mean Absolute Percentage Error-Ortalama Mutlak Yüzde Hatası

# ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1. Serbestlik Dereceleri [1] .....	1
Şekil 1.2. Eğitimde Sürüş Simülatörü [7-9] .....	2
Şekil 1.3. ABD Donanması pilotlarını eğitmek için uçuş simülatörü kullanmaktadır [10] .....	2
Şekil 2.1. Sherpa Simülatörü [11] .....	3
Şekil 2.2. Virttex Ford Simülatörü [14] .....	4
Şekil 2.3. BMW Simülatör [15] .....	4
Şekil 2.4. Stewart Platform [16] .....	5
Şekil 2.5. 6-DoF Sürüş Simülatör Testi [18] .....	6
Şekil 2.6. Sürüş Simülatörü Kullanımı [19] .....	6
Şekil 2.7. Simülatör Yapısı ve Şeması [20] .....	7
Şekil 3.1. Simülatör Şase Tasarımı ve Ölçüleri .....	8
Şekil 3.2. Simülatör Ekran ve Direksiyon Konumu .....	9
Şekil 3.3. Simülatör Koltuk Yapısı ve Hareket Sistemi .....	10
Şekil 3.4. İki Serbestlik Dereceli Araç Simülatörü İzometrik Görünüm .....	11
Şekil 3.5. İki Serbestlik Dereceli Araç Simülatörü Yan Görünüm .....	11
Şekil 3.6. Simülatör Kinematik Şema .....	12
Şekil 3.7. Kararlı Durum Dairesel Sürüş Çevrimi .....	18
Şekil 3.8. Çift Şerit Değiştirme Sürüş Çevrimi .....	19
Şekil 3.9. Olta Manevrası Sürüş Çevrimi .....	20
Şekil 3.10. Yavaşça Artan Yönlendirme Sürüş Çevrimi .....	21
Şekil 3.11. Direksiyon Açığı Grafiği .....	21
Şekil 3.12. Beklemeli Sinüs Sürüş Çevrimi .....	22
Şekil 3.13. Süpürülmüş Sinüs Sürüş Çevrimi .....	22
Şekil 3.14. Simülatör Hareketli Yapı Sabitleme .....	24
Şekil 3.15. Simülatör Hareketli Sistem Mesh Yapısı .....	25
Şekil 3.16. Simülatör Hareketli Sistem Mesh Detayları .....	25
Şekil 3.17. Simülatör Hareketli Yapı 30. Mod Şekli .....	28
Şekil 3.18. Kütle-Yay-Damper Mekanik Sistemi .....	28
Şekil 3.19. Simülatör Hareketli Yapı CR Xmin İvme Değerleri ve Uygulanışı .....	29
Şekil 3.20. CR İvme Değerleri ve Modal Dinamik Analiz Sonuçları .....	30
Şekil 3.21. DLC İvme Değerleri ve Modal Dinamik Analiz Sonuçları .....	30
Şekil 3.22. FH İvme Değerleri ve Modal Dinamik Analiz Sonuçları .....	31
Şekil 3.23. IST İvme Değerleri ve Modal Dinamik Analiz Sonuçları .....	31
Şekil 3.24. SwD İvme Değerleri ve Modal Dinamik Analiz Sonuçları .....	32
Şekil 3.25. SS İvme Değerleri ve Modal Dinamik Analiz Sonuçları .....	32
Şekil 3.26. Çift Şerit Değiştirme Sürüş Çevrimi Xmin Değeri için Reaksiyon Kuvvetleri .....	33
Şekil 3.27. Örnek modelde malzemenin gerekli olduğu ve olmadığı yerlerin gösterimi [38].	34
Şekil 3.28. Topoloji Etüdü Sınır Koşulları .....	36
Şekil 3.29. Topoloji Etüdü Sonucu .....	37
Şekil 3.30. Topoloji Etüdü Sonrasında Gerçekleştirilen Yenilikçi Tasarım .....	37
Şekil 3.31. Simülatör Şase Teknik Resmi ve Profil Bağlantı Parçaları .....	38
Şekil 3.32. Simülatör Şase Taban Bölümü .....	39
Şekil 3.33. Simülatör Şase Direksiyon ve Ekran Bölümleri .....	39
Şekil 3.34. Simülatör İmalat İşlemi Nihai Hali .....	40
Şekil 3.35. Simülatör Mekanik ve Elektrik-Elektronik Sistem Diyagramı .....	41
Şekil 3.36. Simülatör Temel Hareket ve Kontrol Sistemi .....	42
Şekil 3.37. Simülatör Kontrol ve Donanım Yapısı .....	43
Şekil 3.38. Yapay Sinir Ağları ile Kontrol Metodolojisi .....	44

Şekil 4.1. Yenilikçi Tasarıma Sahip Bağlantı Parçası ile Gerçekleştirilen Modal Dinamik Analiz Sonucu .....	45
Şekil 4.2. Sistem Tanımlama Girişleri .....	46
Şekil 4.3. HIL Cevapları .....	46
Şekil 4.4. Sistem Test Sonuçları.....	47



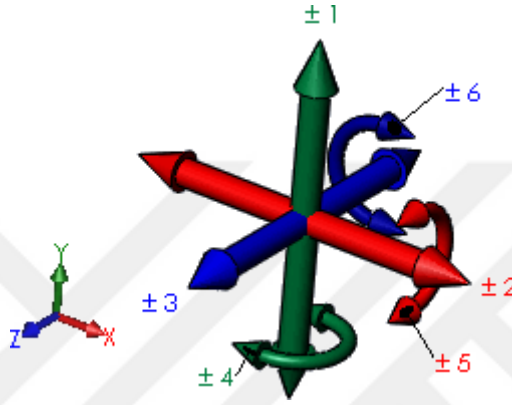
## TABLO LİSTESİ/LIST OF TABLES

Tablo 3.1. Simülör Mod-Frekans Tablosu .....	26
Tablo 3.2. Simülör Mod-Ktle Katılım Tablosu .....	27
Tablo 4.1. Ortalama Mutlak Yüze Hatası .....	47



# 1. GİRİŞ

Bu projede hedeflenen tasarım çıktısı, 2 serbestlik derecesine (2 DoF) sahip araç simülatörüdür. Serbestlik derecesi, mekanik sistemin konfigürasyonunu tanımlayan bağımsız parametrelerin sayısıdır. Şekil 1.1’de serbestlik derecelerini gösteren bir grafik yer almaktadır. Şekilde 1,2 ve 3 rakamıyla ifade edilen serbestlik dereceleri öteleme serbestlik dereceleri olup 4,5 ve 6 rakamlarıyla ifade edilenler ise dönme serbestlik dereceleridir. [1]



Şekil 1.1. Serbestlik Dereceleri [1]

Araç simülatörleri, platform üzerinde hareket halindeki bir aracın içinde olma hissini yaratan mekanizmalardır. Hareketli platformlar ile tasarladığımız bu araç simülatörü, araçta gerçek anlamda bir platform oluşturacak şekilde sürücü koltuğu, direksiyon, gaz ve fren pedalları gibi geliştirmeleri içermektedir. Ekipmandaki ses ve video sinyalleri, yazılımı senkronize etmek için işlenmektedir. Hepsinin birleşimi ile; simülatör, gerçekçi bir sürüş deneyimi ortaya çıkarmaktadır. [2]

Uygulanan hareket, ses ve video sinyalleri ile birleştiğinde ortaya çıkan görme, ses ve dokunma duyularının birleşimidir. Kullanıcı kişi gerçek aracın koşullarını simülatör sisteminde oluşturulan hareket ile deneyimleyebilmektedir. İlgili araç simülatörü tasarımı çeşitli test ve koşulları deneyimlemek ve analiz etmek için mühendislik alanında yaygın olarak kullanılmaktadır. [3]

Projemiz tıpkı referans projelerde olduğu gibi havacılık ve askeri saha eğitimlerinde, sivil alanlarda sürücü kurslarında, gerçekçi bir eğitim deneyimi sunarak fayda sağlayacaktır. Ticaret sektöründe reklam, pazarlama ve tanıtımın yapılmasına olanak sağlayacak karların arttırılmasını, fuar ve eğlence sektöründe olan ilginin artmasını sağlayacaktır. [4-6]

Güney Kaliforniya Araştırma Enstitüsü'ndeki araştırmalar, eğitimin simülasyon doğruluğu ile birkaç etkisinin olduğunu ve en etkili eğitimin tam boyutlu, geniş görüş alanı sürüş ekran simülatorüne bağlı olduğunu gösteriyor. Simülator çevrelemesi ve kontrollerin etkileri ve eğitimde çok etkilidir. Öğretmenler ve öğrenciler tarafından kabul edilebilir bir kendi kendine eğitim sistemi içinde uygulanan simülasyon eğitimi verimli olmaktadır. [7-9]. Şekil 1.2'de eğitimde gösterilen sürüş simülatorü yer almaktadır.



Şekil 1.2. Eğitimde Sürüş Simülatorü [7-9]

Havacılıkta kullanılan eğitim simülatorleri sayesinde gerçek hayatta yaşanacak can ve mal kayıpları çok büyük oranda azaltılmıştır. Örneğin bir pilot, gerçek bir uçağın kalkışıyla birlikte bilgisayar simülasyonlarında kullanılan uçak yerine tecrübesizken, iniş konusunda yeterli deneyime ve kontrole sahiptir. Ama bu işlem simülasyon test standı olmadan yapılırsa daha çok can ve mal kaybına neden olma riski vardır. Simülator, pilot eğitiminde kullanılan uçakların olay ve simülasyonları sırasındaki korkularını ve streslerini azaltmaya yardımcı olarak özgüvenlerini sağlamakta ve bu sayede daha etkili ve verimli bir öğrenme süreci geçirmektedir [10]. Şekil 1.3'te bir askeri uçuş simülatorü sunulmaktadır.



Şekil 1.3. ABD Donanması pilotlarını eğitmek için uçuş simülatorü kullanmaktadır [10]

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

### 2.1 Ticari Ürünler

Bu bölümde en üst düzey aslına uygun, döngüde insan ve hareketli tabanlı sürüş simülatörlerinden bazılarını tartışacağız. Simülatörler kronolojik bir sırayla sunulur. Sürüş simülatörleri eğlenceden araştırmaya ve ileri eğitime kadar çeşitli kullanım alanlarında bulunur. Burada simülatörlerin yapısını ve karmaşıklığına göre çeşitli tiplerinden bahsedilmektedir. Bu simülatör tipleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

Sade bir simülatörde sürücü, tercihen yere sabitlenmiş bir arabanın içinde bir araba koltuğuna oturur. Buna sabit tabanlı simülatör denir. Sürücü de sabitlenmiş bir ekrana bakar. Psikolojik çalışmada birçok sade simülatör bulunmaktadır. 6 serbestlik dereceli (6 DoF) simülatörlerinin Renault tasarımı ile geliştirilmesi 1999 yılında başlamıştır. Günümüzde de 6 serbestlik dereceli simülatörler üretilmektedir. Münih Teknik Üniversitesi'ndeki Kamyon Simülatörü (2004), Lamih tarafından yapılan ve Valencia Üniversitesi tarafından araştırılan Sherpa simülatörü, Şekil 2.1'de görülebilir. [11]



Şekil 2.1. Sherpa Simülatörü [11]

Volkswagen; 70'lerin başında Volkswagen ilk sürüş simülatörünü yaptı. Bu simülatör, 3 DoF hareket sistemindeki bir araba ile ilgiliydi. Hareketler, bir döner tabla (sapma), bir yuvarlanma ve bir yunuslama mekanizması tarafından yürütüldü. Bir platform koltuğunda oturan sürücünün önüne tek bir düz ekran yerleştirilerek gerçekleştirilen çalışmadır. [12]

Daimler-Benz; İlk "Daimler-Benz" Sürüş Simülatörü 1985 yılında piyasaya sürüldü ve 6 DoF Stewart Platformunda yapılan ilk sürüş simülatörü oldu. Bu simülatör için özel bir tasarım olan bir hidrolik altı ayaklı, o zamanın en büyük hareket zarfını gerçekleştirdi. 6 projektörün 180° görüş alanı gösterdiği bir kubbe içine bir araba veya kamyon kabini kurularak gerçekleştirildi. 1993 yılında yeni bir simülatör, "Gelişmiş Sürüş Simülatörü" olarak tanıtıldı. Önceki tasarımdan temel farkı, hareket sisteminin yanal yönde uzatılmasıydı. Başka bir hidrolik silindir, yanal yönde (sallanma) 5,6 m'lik bir hareket gerçekleştirmiştir. [13]

Ford; Hidrolik hexapod üzerinde bir kubbe olan Virttex, Ford tarafından 1994 yılında tanıtıldı. Virttex, 2001 yılında çağdaştırıldı. Virttex'in genel şeması Şekil 2.2'de yer almaktadır. [14].



**Şekil 2.2.** Virttex Ford Simülatorü [14]

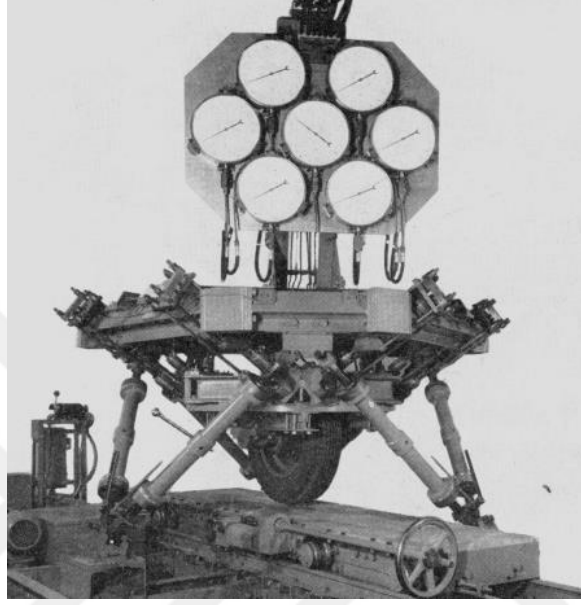
BMW; Simülator, tam boyutlu bir arabayla birlikte hareket platformuna monte edilmiş küçük bir ekrana sahip 4 m yüksekliğinde, hidrolik altı ayaklı olarak geliştirildi. Bu sistem 2003 yılında tamamen yeniden inşa edildi. Platform artık bir kubbe ile desteklenmektedir ve sürücüye bir simülator den ziyade bir arabaya girdiği fikrini vermek için sürücü simülatorüne bir tünel yoluyla girmektedir. [15]. Şekil 2.3'teki BMW'nin simülator modelinin genel yapısı gösterilmiştir.



**Şekil 2.3.** BMW Simülator [15]

## 2.2 Tekniğin Bilinen Durumu

Daha önceki yıllarda buna benzer birçok çalışma yapılmış, çeşitli alanlarda alınmış patentlerle ilgili bir simülatör tasarlandı. Projemiz ile ilgili çeşitli hareket simülatörü bulunmaktadır. Bu konulardaki ilk çalışmalar 1965 yılında uçuş simülatörü için 'Stewart Platformu' ile başlar. Stewart Platformu 6 DoF paralel mekanizmaya sahiptir ve adını D. Stewart'tan almıştır. Bu platform birçok araştırmada, robotik ve endüstriyel çalışmalarda, teorik ve pratik alanda kullanıldı. Stewart Platformu Şekil 2.4 'te görülebilir [16].



Şekil 2.4. Stewart Platform [16]

Çeşitli uygulamalar için paralel robotlar ve mekanizmalar kullanılmıştır. Bu sistemler iyi taşıma kapasitesine, uygun dinamik ve kinematik performansa ve hassasiyete sahiptir. DoF artarsa kesinlik ve tutarlılık artacaktır. Bu nedenle, 6 DoF, simülasyon konusunda en iyi çözümdür ancak daha fazla aktüatöre ihtiyaç duyar ve daha karmaşıktır, öte yandan 2 DoF iyi bir hassasiyete ve ayara sahip değildir. Ancak simülasyon tekniği konusunda ucuz ve zahmetsiz bir çözümdür.

Projemiz sürüş simülasyonu ile ilgili olup bu konuda yapılmış birçok çalışma literatürde yer almaktadır. Sürüş simülatörleri, gerçek sürüş koşullarının güvenli ve sıkı bir şekilde kontrol altında yeniden üretilmesini sağlayarak, araç sistemi geliştirme ve diğer amaçlar için etkin bir şekilde kullanılmaktadır. 1998 yılında 6 DoF-Stewart Platformu ile sürüş simülasyonu üzerine bir çalışma yapılmış, bu çalışmada PC, monitör ve direksiyon sistemi gerçek zamanlı kullanılmış ve haberleşme protokolü ile birbirine bağlanmıştır. Görsel veri tabanı VRML [17-18] kullanılarak tasarlanmıştır. Simülatörün çalışırken çekilmiş bir fotoğrafı Şekil 2.5'te gösterilmektedir.



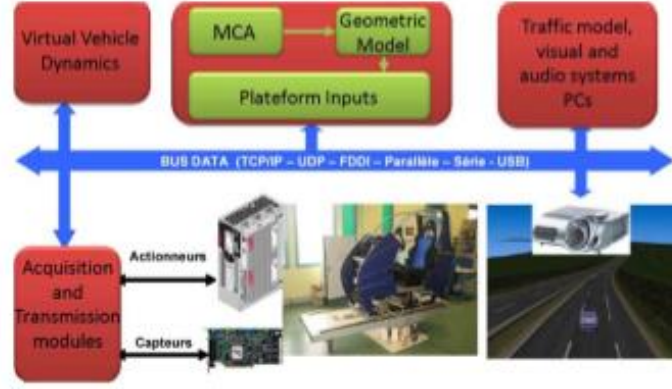
**Şekil 2.5.** 6-DoF Sürüş Simülör Testi [18]

Yukarıda bahsedildiği gibi düşük maliyet ve tutarlılık için simülasyon 2-DoF en uygun çözümdür. Araç simülörleri, araba tasarımı, eğitimi ve sürücünün davranış çalışması için kullanışlı hale getirilmektedir. Bu nedenle, birçok üniversite ve endüstriyel laboratuvar, yeni prototipler ve araç dinamik modellerinin doğrulanması için araştırma yapmaktadır. Projemizde iki serbestlik derecesine sahip düşük maliyetli bir hareket platformu tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu mekatronik mimarinin seçimi, iki araştırma incelemesinden kaynaklanmaktadır. Sistemin kompakt ve tamamen işlevsel sürüş deneyimine izin vermesi nasıl sağlanır ve sistem, ilgili sürüş bağlamlarında sürücünün davranış çalışması nasıl yarar sağlar. Bunlar 2-DoF [19] için ana amaç oluşturmaktadır. Şekil 2.6'da iki serbestlik dereceli bir sürüş simülörü yer almaktadır.



**Şekil 2.6.** Sürüş Simülörü Kullanımı [19]

Bu konuda 2011 yılında yapılan bir başka çalışma Servo Aktüatör SMB80 ve PC ile CANBUS'a bağlı olarak yapılmıştır. Ayrıca MCA'lar doğrusal ivmelerin minimum uygun uyarımı sağlamak için yeterli olan geçici bileşenlerini yeniden üretmek için kullanılmaktadır [20]. Genel şema Şekil 2.7'de gösterilmiştir.



**Şekil 2.7.** Simülasyon Yapısı ve Şeması [20]

Literatürdeki benzer simülasyon çalışmaları da 2 serbestlik dereceli olarak gerçekleştirilmiştir. Ancak literatürdeki sistemler birbirine benzer şekilde tasarlanmıştır. İlgili çalışmalarda hareket sisteminin önemi ortaya çıkmıştır. Bu çalışmada ilgili mekanik bağlantı elemanları simülasyon sisteminin dinamik yapısı ele alınarak analiz edilmiştir. [21]

Analiz sonuçlarına göre sistemde üretken bir tasarım yaklaşımı kullanılmış, daha az malzeme ve kütle ile daha dayanıklı bir sistem tasarımı gerçekleştirilerek ekonomik kazanç sağlanmıştır. Yapılacak analiz ve optimizasyon ile modele yenilikçi bir tasarım tekniği uygulanarak sistemde deformasyon, gerilme, titreşim ve atalet etkileri en aza indirilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla simülasyonlar üzerinde kontrol ve filtreleme teknikleri uygulanmıştır. [22-23]

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Literatürde yer alan çalışmalar incelenerek gerçekleştirilecek simülasyon sisteminin öncelikle tasarımı oluşturulmuştur. Simülasyon sistemi çalışma prensibi, imal yöntemi göz önünde bulundurularak tasarım kriterleri belirlenmiş ve tasarım bu yöntemlere istinaden oluşturulmuştur.

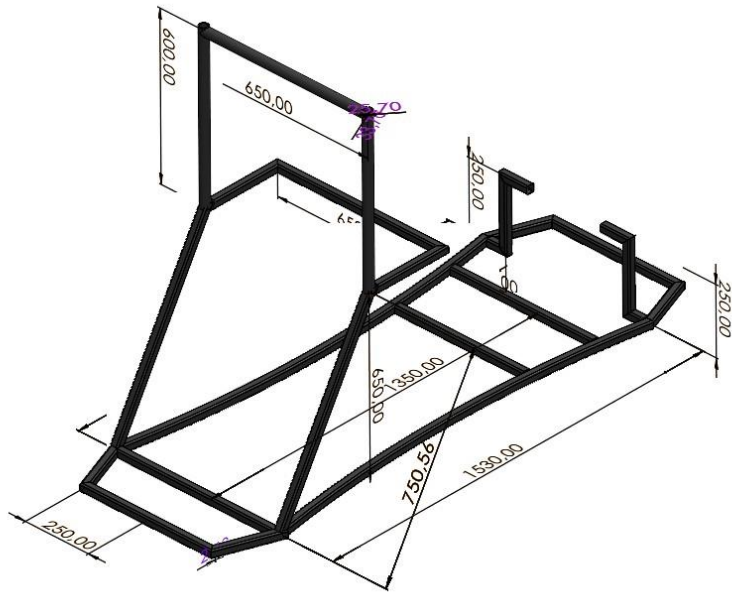
Tasarım ile sistem yapısı belirlenmesinin ardından sistemin sahip olduğu dinamik model ortaya çıkarılması gerçekleştirilmiştir. Dinamik modelin oluşturulması için sistemin sahip olduğu yapı modeli üzerinden kinematik ve çalışma uzayı hesaplamaları oluşturulmuştur. Ardından sistemin dinamik denklemleri oluşturulmuştur.

Simülasyonun dinamik modelinin oluşturulmasıyla birlikte araçların maruz kaldığı sürüş çevrimleri ile ilgili literatür çalışması gerçekleştirilerek 6 sürüş çevrimi için tanımlamalar gerçekleştirilmiştir. Buradan alınan verilere istinaden simülasyon modeli üzerinde frekans-titreşim ve modal dinamik analiz çalışması gerçekleştirilerek yenilikçi tasarım yaklaşımı ile bağlantı yapısı üzerinde optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. İlgili tasarım ve analiz çalışmaları SOLIDWORKS CAD ve SOLIDWORKS Simulation kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

#### 3.1 İki Serbestlik Dereceli Araç Simülasyon Tasarımı

Bu proje kapsamında geliştirilen simülasyon sade ve tek yapıda tasarlanmıştır, ekonomik ve ergonomik bir yapıya sahiptir. Bu yapısı ile birçok alanda rahatlıkla kullanılabilir. Ayrıca motor sürücü ile hareket ettirilen sürücü koltuğu mekanizması da yenilikçi bir tasarım anlayışı ile tasarlanarak oluşturulmuştur.

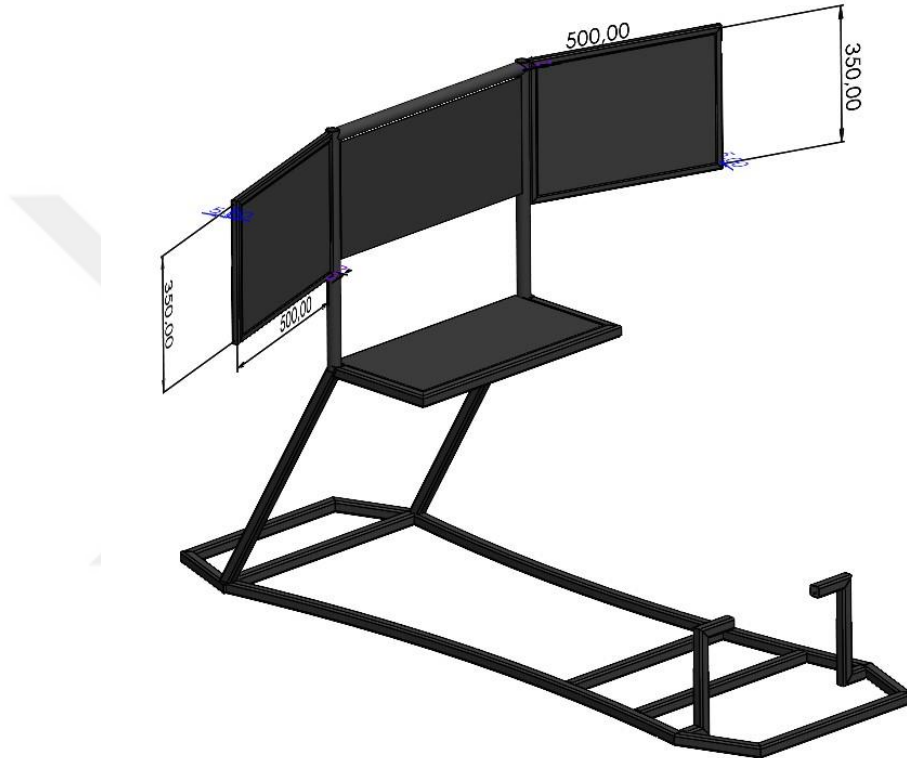
Simülasyon modeli, 30x30 mm ST-37 yapı çeliği profili kullanılarak kaynaklı olarak imal edilmesi düşünülmüştür. Bu sebeple tasarım ilgili profil yapısı ile gerçekleştirilmiştir. Öncelikle simülasyon şasesi profiller ile gerçekleştirilmiştir. Şase tasarımı ve genel ölçüleri Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Simülasyon Şase Tasarımı ve Ölçüleri

Simülâtör şasesinin kullanılacak laboratuvar, oda ve ofis vb. koşullara rahat bir şekilde girebilmesi için orta gövde kısmında iç bükey tasarım gerçekleştirilmiştir. Şase tasarımında ortalama insan boyutları ele alınarak direksiyon ve pedal konumu belirlenmiştir. Ayrıca hareketli koltuğun geleceği kısma kayıt bağlantısı atılmıştır.

Simülâtör şasesinde ek olarak farklı 2 ekran daha eklenerek görselliğin artırılması amaçlanmıştır. Bu sebepten ötürü 2 ekran için şaseye ek 500 mm genişliğinde 350 mm yüksekliğinde 2 adet sac levha ve profil yapısı tasarlanmıştır. Ana orta konumdaki ekran bölmesinin hizasında direksiyon için konuma istinaden sac levha yerleştirilmiştir. Şekil 3.2 'de simülâtör şasesi, direksiyon konumu ve ekran yapısı görülmektedir.



Şekil 3.2. Simülâtör Ekran ve Direksiyon Konumu

Simülâtörde kullanıcıya araç hissini oluşturacak yapı kardan mafsallı yapı ile sağlanmıştır. Kardan mafsallı iki serbestlik derecesinde hareket imkânı tanımaktadır. İki serbestlikteki hareketi iki adet lineer motor sağlamaktadır. Motorların eş zamanlı çalışması bir serbestlik derecesini verirken tersinir çalışması bir diğer eksenindeki hareketi verecek şekilde sistem tasarlanmıştır. Motorlar ile kardan mafsallı hareketini sağlayacak braket yapısı üzerinden topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Motorlar ile bağlantı braketleri arasında da vidalı mil ve mafsallı rulman bağlantıları kullanılarak tasarım yapılmıştır.

Koltuk alt kısmında yer alan sac plaka oturtulmuştur. Bu plakaya da kardan mafsallı bağlanmıştır. Koltuğun yerden yüksekliği yaklaşık 300 mm'dir. Motorlar da koltuktan yaklaşık 250 mm uzaklıktadır. Koltuğun sabitlendiği sistem üzerinden motor bağlantı elemanlarına pozisyon aktarımı gerçekleştirilmiştir. Motorlar simülâtör şasesine sabitlenmiştir. Böylelikle hareketi sağlayacak yapı oluşturulmuştur. Şekil 3.3'te koltuk yapısı ve hareket sistemi görülmektedir.



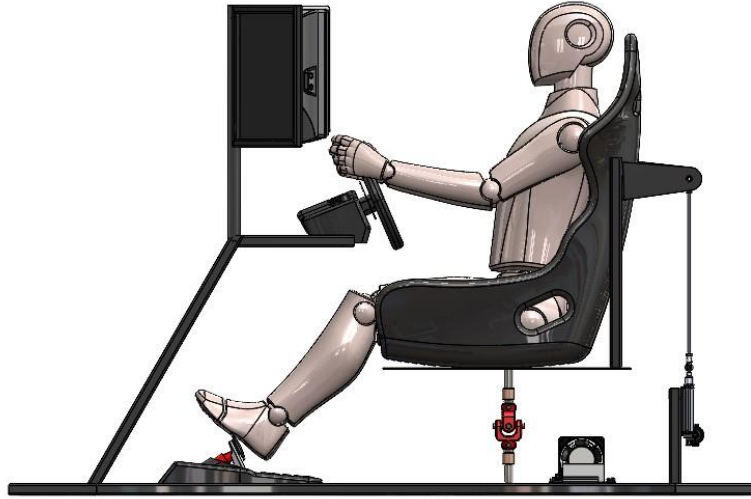
**Şekil 3.3.** Simülâtör Koltuk Yapısı ve Hareket Sistemi

Simülâtör sistemi insan konforu için ve ortam kapılarından geçecek şekilde bir genişlikte ölçü verilerek yaklaşık 650 mm genişlik verilmiştir. Ortam kapıları ortalama 700-750 mm genişliğindedir. Koltuk ile pedal ve direksiyon mesafesi araç kabinlerinden ölçü alınarak insan konforuna uygun şekilde oluşturulmuştur.

Simülâtör çalışmalarının yanı sıra sonlu elemanlar tekniği ile sistemin dinamik etkisi statik ve dinamik olarak analizi gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.4'te sistemin nihai tasarımı görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi direksiyon simidi, pedal seti, sürücü koltuğu bilgisayar, monitör, motorlar, sürücüler ve tahrik sistemi olarak modellenmiştir.



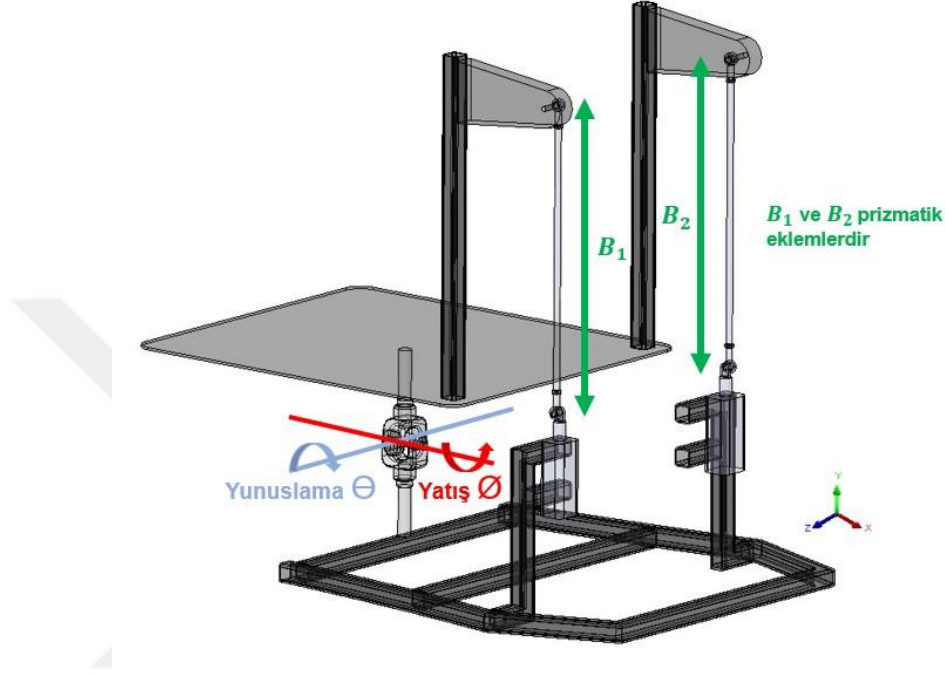
Şekil 3.4. İki Serbestlik Dereceli Araç Simülatörü İzometrik Görünüm



Şekil 3.5. İki Serbestlik Dereceli Araç Simülatörü Yan Görünüm

### 3.2 İki Serbestlik Dereceli Paralel Manipülâtörün Kinematîği

2 serbestlik dereceli araç simülâtörü yapı itibari ile paralel manipülâtör şeklindedir. Bu nedenle 2 serbestlik dereceli paralel manipülâtör üzerinden kinematik ve dinamik serbest cisim diyagramları oluşturularak denklemler belirlenmiştir. Ters kinematik problem, bilinen bir uç efektör hareketi değeri için eklem hareketinin konum, hız ve ivme şeklinde belirlenmesini içerir. Şekil 3.6’da Simülâtör kinematik yapı şeması gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Simülâtör Kinematik Şema

Kullanıcının ilgili herhangi bir yörüngeden ve uygun bir hareket kanunundan istenen uç efektör hareketini üretebileceğini varsayarak, B1 ve B2 noktalarında eklem uzay hareketinin belirlenmesini yöneten denklemi tartışacağız. Ayrıca kardan mafsalda oluşan serbestlik derecesini gösteren yunuslama- $\Theta$  ve yatış- $\Ø$  açıları da incelenmiştir.

Yuvaranın istenen yuvarlanma ve eğim pozisyonlarına ulaşmak için aktüatörlerin uzunluklarını doğru bir şekilde belirlemek için Ters Kinematik esastır. Bu bölüm, ters kinematîği türetmek için atılan adımları kapsar. Bunu yapmak için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir, en yaygın olanı kapalı döngü yöntemidir.

Pozisyon Analizi:

$$\mathbf{c}_{B1} = (x, y)^T \quad (1)$$

$$\mathbf{b}_{1\mathfrak{R}} = (R \ y_1)^T, \mathbf{b}_{2\mathfrak{R}} = (-R \ y_2)^T \quad (2)$$

$$\mathbf{p}_{i\mathfrak{R}} = \mathbf{p}_{i\mathfrak{R}'} + \mathbf{c}_{\mathfrak{R}}, i = 1, 2 \quad (3)$$

$$\mathbf{p}_{1\mathfrak{R}'} = (r \ 0)^T, \mathbf{p}_{2\mathfrak{R}'} = (-r \ 0)^T \quad (4)$$

Manipülâtörün ters kinematik problemi aŖağıdaki kısıt denklemini yazılarak çözülebilir.

$$\|\mathbf{p}_{iR} - \mathbf{b}_{iR}\| = L, i = 1,2 \quad (5)$$

$$y_1 = \pm\sqrt{L^2 - (r + x - R)^2} + y \quad (6)$$

$$y_2 = \pm\sqrt{L^2 - (x - r + R)^2} + y \quad (7)$$

Manipülâtörün ters kinematiğı için dört çözümlü olduğunu görebiliyoruz. Bu nedenle, belirli bir manipülâtör için ve hareketli platformun konumunun öngörülen değerleri için, gerekli çalıştırılan girdiler, Denklem (6) ve (7)'den doğrudan hesaplanabilir.

Doğrudan kinematik çözümlünün amacı, bilinen çalıştırılan girişler kümesinden çıkış platformunun bilinmeyen pozuna bir eşleme tanımlamaktır. Denklem (6) ve (7)'den, manipülâtörün doğrudan kinematiğı řu şekilde tanımlanabilir:

$$x = ay + b \quad (8)$$

$$a = \frac{y_2 - y_1}{2(R - r)}, b = \frac{y_1^2 - y_2^2}{4(R - r)} \quad (9)$$

$$y = \frac{-f \pm \sqrt{f^2 - 4eg}}{2e} \quad (10)$$

$$e = a^2 + 1 \quad (11)$$

$$f = 2a(r + b - R) - 2y_1 \quad (12)$$

$$g = (r + b - R)^2 + y_1^2 - L^2 \quad (13)$$

Manipülâtör için doğrudan kinematiğinin iki çözümlü vardır. şekil 1'de gösterilen ileri konfigürasyonu elde etmek için Denklem (10)'daki "±" ile verilen ifade "-" olmalıdır.

Yukarıdaki denklemlerden manipülâtörün ters ve direkt kinematik problemlerinin çok kolay olduğunu ve kapalı formlar olarak tanımlanabileceğini görebiliriz.

Jakobiyen Matrisinin Elde Ediliři:

Denklem (5), hız denklemlerini elde etmek için zamana göre türevlendirilebilir. Bu, formun bir denklemine yol açar.

$$\mathbf{A} \begin{pmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{pmatrix} = \mathbf{B} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix} \quad (14)$$

A ve B, sırasıyla, manipülatörün  $2 \times 2$  ters ve ileri Jakobiyen matrisleridir ve şu şekilde ifade edilebilir:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} y - y_1 & 0 \\ 0 & y - y_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} r + x - R & y - y_1 \\ x - r + R & y - y_2 \end{bmatrix} \quad (15)$$

A matrisi tekil değilse, manipülatörün Jakobiyen matrisi şu şekilde elde edilebilir:

$$\mathbf{J} = \mathbf{A}^{-1}\mathbf{B} = \begin{bmatrix} (r + x - R)/(y - y_1) & 1 \\ (x - r + R)/(y - y_2) & 1 \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$|\mathbf{E}\lambda - \mathbf{J}| = 0 \quad (17)$$

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$\lambda^2 + s\lambda + 4 = 0 \quad (19)$$

$$s = -\left(\frac{r+x-R}{y-y_1} + 1\right), \quad t = \frac{r+x-R}{y-y_1} - \frac{x-r+R}{y-y_2} \quad (20)$$

Daha sonra Jakobiyen matris J'nin tekil değeri elde edilebilir.

$$\lambda = \frac{-s \pm \sqrt{s^2 - 4t}}{2} \quad (21)$$

Paralel manipülatörün tasarım sürecindeki en önemli konulardan biri çalışma alanıdır. Paralel manipülatörler için bu konu daha kritik olabilir, çünkü paralel manipülatörler bazen oldukça sınırlı bir çalışma alanına sahip olabilir.

Düzlemsel 2 serbestlik dereceli paralel manipülatörünün çalışma alanı genellikle düzlemde bir bölge olarak temsil edilir. Çalışma alanının belirlenmesi basittir ve ters kinematik denkleminde geometrik olarak elde edilebilir. Denklem (5)'ten elde edilen denklemler aşağıdaki gibi oluşturulabilir. [24-25]

$$(r + x - R)^2 + (y - y_1)^2 = L^2 \quad (22)$$

$$(x - r + R)^2 + (y - y_2)^2 = L^2 \quad (23)$$

### 3.3 İki Serbestlik Dereceli Paralel Manipülatörün Dinamiği

Lagrange formülasyonu, dinamik bir sistemin davranışını, ilgili bireysel üyelerin kuvvet ve momentlerinden ziyade sistemde depolanan iş ve enerji açısından tanımlar. Bu yaklaşımı kullanarak, kapalı form dinamik denklemler herhangi bir koordinat sisteminde sistematik olarak türetilebilir. Bu yazıda, kısıtlı koordinatları kullanan Lagrange denklemi sunulmuştur.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_j} + \frac{\partial U}{\partial q_j} + \sum_{i=1}^{\ell} \zeta_i G_{ij} = Q_j, j = 1, \dots, n. \quad (24)$$

Burada  $i$  kısıt indeksi,  $j$  genelleştirilmiş koordinat indeksi,  $k$  kısıt fonksiyonlarının sayısı,  $K$  sistemin toplam kinetik enerjisi,  $U$  sistemin toplam potansiyel enerjisi,  $G_{ij}$  Lagrange çarpanı,  $G_{ij}$  eleman Jakobiyen kısıt denklemi matrisinin,  $G_{ij} = \partial f_i / \partial q_j$ , ki buradaki bir kısıt denklemdir,  $q_j$   $j$  inci genelleştirilmiş koordinattır ve  $q = (q_1, q_2, q_3, q_4)^T = (x, y, y_1, y_2)^T$ .  $Q_j$ ,  $j$ 'inci genelleştirilmiş kuvvettir ve  $Q = (Q_1, Q_2, Q_3, Q_4)^T = (F_1, F_2, \tau_1, \tau_2)^T$ 'dir, burada  $F_i$ ,  $i$ 'nci kaydırıcı boyunca sürtünme kuvvetidir ve  $\tau_i$ ,  $i$ 'nci kaydırıcının çalıştırıcı kuvvetidir. Bu türetme, dört değişkenli dört denklem verir; burada dört değişken  $\zeta_i$  ( $i = 1, 2$ ) ve  $Q_j$ 'dir, özellikle  $j = 3, 4$  için  $Q_j = F_j$   $j = 1, 2$  ve  $Q_j = \tau_j - 2$  olduğunda  $Q_j = F_j$  sıfırdır.

Yukarıda bahsedilen kısıt denklemleri, genelleştirilmiş koordinatlar kullanılarak açıklanmıştır.

Sistemin toplam kinetik enerjisi  $K$ , hareketli platformun ( $K_p$ ) bacaklarının ( $K_l$ ) ve kaydırıcıların ( $K_s$ ):

$$K = K_p + K_l + K_s \quad (25)$$

$$K_s = \frac{1}{2} m_s (\dot{y}_1^2 + \dot{y}_2^2) \quad (26)$$

$$K_p = \frac{1}{2} m_p (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \quad (27)$$

Burada  $m_p$ , hareketli platformun kütesini temsil eder ve  $m_s$ , kaydırıcının kütesidir. Bacaklarla ilgili olarak, iki paralel kenarın her biri, bağlantının kütesinin ortalama olarak dağıtıldığı bir bağlantı olarak düşünülebilir.  $i$ 'nci ayağın iki ucunun mutlak hızları sırasıyla;

$$\sqrt{(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)} \text{ ve } \dot{y}_i \text{ olsun,}$$

Kinetik enerji  $K_l$  şu şekilde elde edilebilir:

$$K_l = \frac{1}{3} m_l [2\dot{x}^2 + 2\dot{y}^2 + \dot{y}_1^2 + \dot{y}_2^2 + (\dot{y}_1 + \dot{y}_2)(\dot{x}^2 + \dot{y}^2)^{1/2}] \quad (28)$$

Burada  $m_l$ , bacağın kütesidir. Benzer şekilde, manipülatörün toplam potansiyel enerjisi  $U$ , hareketli platformun, bacakların ve sürgülerin potansiyel enerjilerinden oluşur ve şu şekilde

ifade edilebilir:

$$U = U_p + U_s + U_l = \left[ m_p y + m_s (y_1 + y_2) + m_l \left( y + \frac{y_1 + y_2}{2} \right) \right] g \quad (29)$$

Kısıt denklemleri aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial K}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial x} + \sum_{i=1}^2 \zeta_i G_{i1} = 0 \quad (30)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial K}{\partial y} + \frac{\partial U}{\partial y} + \sum_{i=1}^2 \zeta_i G_{i2} = 0 \quad (31)$$

Lagrange çarpanı  $\zeta_i$  yukarıdaki iki denklemden elde edilebilir ve şu şekilde yazılabilir:

$$\begin{pmatrix} \zeta_1 \\ \zeta_2 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x} & \frac{\partial f_2}{\partial x} \\ \frac{\partial f_1}{\partial y} & \frac{\partial f_2}{\partial y} \end{bmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial K}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial x} \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial K}{\partial y} + \frac{\partial U}{\partial y} \end{pmatrix} \quad (32)$$

Denklem (32) Denklem (23) ile değiştirilerek, aktüatör kuvveti doğrudan kalan iki denklemden belirlenebilir.

$$\tau_1 = \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{y}_1} \right) - \frac{\partial K}{\partial y_1} + \frac{\partial U}{\partial y_1} + \sum_{i=1}^2 \zeta_i G_{i3} \quad (33)$$

$$\tau_2 = \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{y}_2} \right) - \frac{\partial K}{\partial y_2} + \frac{\partial U}{\partial y_2} + \sum_{i=1}^2 \zeta_i G_{i4} \quad (34)$$

Burada  $\tau_i$ ,  $i$  kaydırıcısına etki eden aktüatör kuvvetidir.

$$\tau = \mathbf{M}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{V}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{G}(\mathbf{q}) \quad (35)$$

Burada  $\tau = (\tau_1, \tau_2)^T$ ,  $\mathbf{M}(\mathbf{q})$  konuma bağlı kütle matrisidir,  $\mathbf{V}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$  merkezci ve Coriolis ivmesinden kaynaklanan doğrusal olmayan takımların vektörüdür ve  $\mathbf{G}(\mathbf{q})$  yerçekimi terimlerinin vektörüdür.

Kinematik ve statik dualite olarak adlandırılan şey sayesinde, hareketli platformda statik koşullar altında uygulanan kuvvetler ve momentler, Jakobiyen matris  $\mathbf{J}$ 'nin devrik tarafından dengeyi korumak için aktüatörlerde gerekli olan kuvvetler veya momentlerle ilişkilidir.

$$\mathbf{F} = \mathbf{J}^T \tau \quad (36)$$

Burada  $F = (F_1, F_2)^T$ , kaydırıcılara uygulanan kuvvet vektörüdür. Denklemler (12) ve (14)'ten elde edilir.

$$\begin{pmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{pmatrix} = J \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{pmatrix} \quad (37)$$

Yukarıdaki denklemin zamana göre türevini almak bizi sonuca götürür.

$$\begin{pmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{pmatrix} = J \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + \dot{J} \begin{pmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{pmatrix} \quad (38)$$

$M(q)$  matrisi görev uzayında  $D(q)$  olarak yazılabilir.

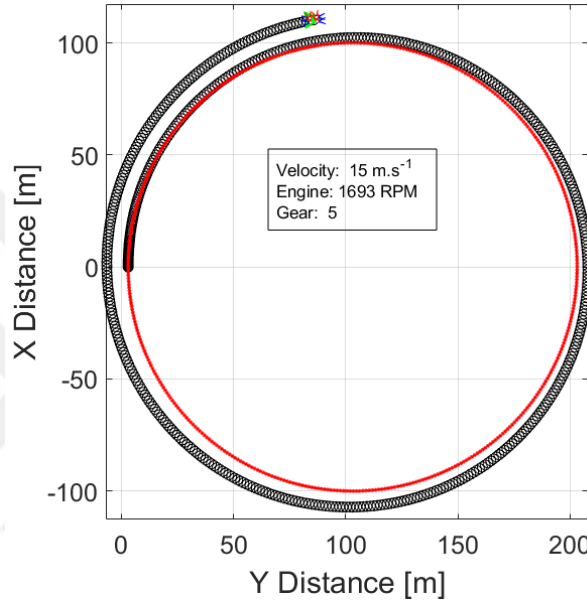
$$D(q) = J^T M(q) J \quad (39)$$

Böylelikle iki serbestlik dereceli araç simülatör sisteminin genel matematiksel modeli iki serbestlik dereceli paralel manipülatör kullanılarak ortaya çıkarılmıştır. Bu bölümde elde edilen denklemler üzerinden sistemin kinematik ve dinamik yapısı çözümlenerek analiz işlemleri gerçekleştirilebilmektedir. [26]

### 3.4 Kararlı Durum Dairesel Sürüş Çevrimi

Kararlı durum dairesel (Constant Radius) testi, binek otomobillerin veya hafif kamyonların sürüş davranışını belirlemek için açık döngülü bir test manevrasıdır. Bu test yöntemi özellikle araçların yol tutuş kabiliyetini, kendi kendine dönme özelliklerini ve arkadan savrulma veya arkadan savrulma davranışı gibi konforunu belirlemeyi amaçlar.

Bu test yöntemi, test aracının bilinen yarıçaplı dairesel bir yol üzerinde birkaç hızda sürülmesini gerektirir. Yolun standart yarıçapı olacaktır, ancak önerilen daha düşük değer ve minimum olarak daha büyük veya daha küçük yarıçaplar kullanılabilir. [27]



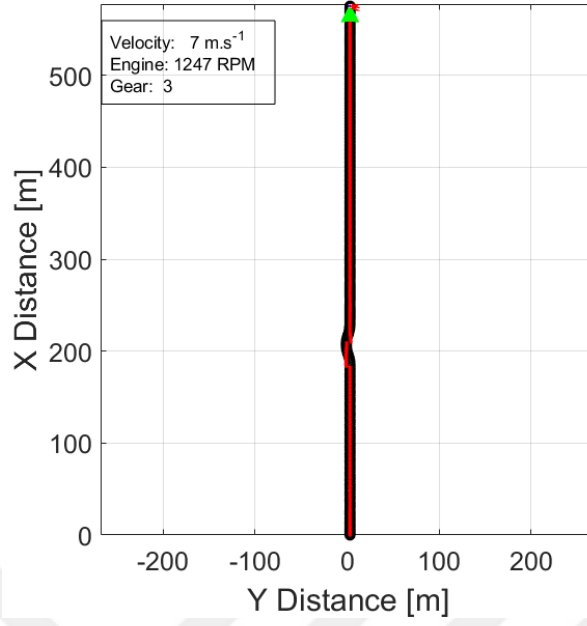
Şekil 3.7. Kararlı Durum Dairesel Sürüş Çevrimi

### 3.5 Çift Şerit Değiştirme Sürüş Çevrimi

Bir aracın engellerden kaçınma performansını test etmek için çift şerit değiştirme (Double Lane Change) manevrasını tanımlar. Testte, sürücü:

- Araç hedef hıza ulaşana kadar hızlanır
- Gaz pedalını serbest bırakır
- Sol şeride giden yolu takip etmek için direksiyon simidini çevirir
- Sağ şeride geri dönmek için direksiyon simidini döndürür

Tipik olarak, koniler şerit sınırlarını işaretler. Araç ve sürücü manevrayı bir koniye çarpmadan geçebilirse, araç testi geçer. Çift şerit değiştirme manevrası, sürücünün acil bir durumda bir şeritten diğerine hızlı bir şekilde geçiş yapması ve geri dönmesi gerektiğinde bir aracın davranışına yaklaşıp. Manevra sırasında araç, ön akstaki doyumluk lastik kuvvetleri nedeniyle arkadan savrulabilir veya özellikle karşı direksiyon aşamasında aşırı savrulabilir veya hatta zaman zaman nispeten daha yüksek ağırlık merkezine sahip araçlarda meydana gelen yüksek yanal hızlanma nedeniyle devrilebilir. Manevra genel olarak aracın yanal dinamiklerdeki çevikliğini ve yeteneklerini gösterir. [28]



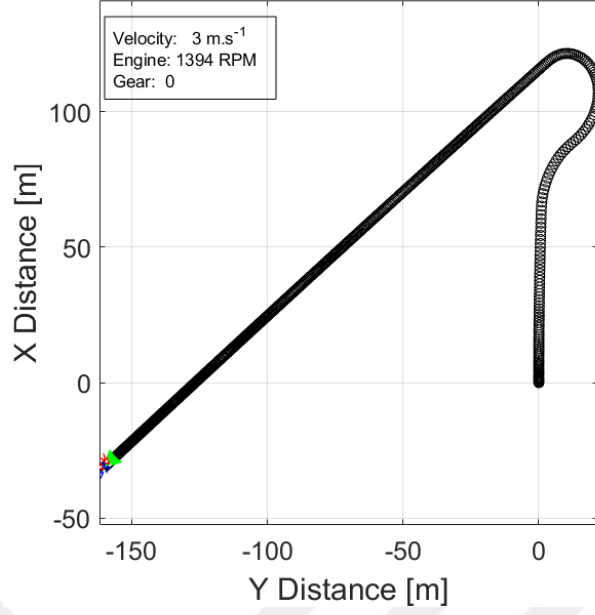
**Şekil 3.8.** Çift Şerit Değişirme Sürüş Çevrimi

### 3.6 Olta Manevra Sürüş Çevrimi

Olta manevrası, ABD'de satılan araçların bir kaçınma manevrasına maruz kaldığında devrilmemesini sağlamak için olta testini geliştirdi. Olta manevrası (Fishhook), devrilme bağlamında önemli bir test manevrasıdır. Geçici koşullar altında yuvarlanma açısını maksimize etmeye çalışır.

Manevraya başlamak için araç düz bir çizgide hedef giriş hızına kadar hızlandırılır ve biraz geçilir. Sürücü hazır olduğunda gaz kelebeği bırakılır ve araç hızı hedef hıza düştüğü anda direksiyon kontrolörü ilk direksiyon girişini başlatır. Bu sıfır zaman ve manevranın başlangıcını işaret ediyor.

Manevranın ilk kısmı, IST'de bulunan direksiyon açısının maksimum 6,5 katı olan maksimum açıya kadar saniyede 720 derecelik bir yönde bir yönlendirmedir. Bu maksimum dönüş açısı, gövde yuvarlanma hızı  $\pm 1.5$  derece/saniye içine düşene kadar tutulur ve bu sırada direksiyon tersine çevrilir. Geri dönüş hızı, IST dönüş açısının 6,5 katı olan direksiyon dönüşünün büyüklüğü gibi saniyede 720 derece olan ilk dönüş hızı ile aynıdır. Bu direksiyon açısı üç saniye tutulur, bu süre sonunda sürüş tamamlanır ve sürücü aracın kontrolünü ele alır. [29]



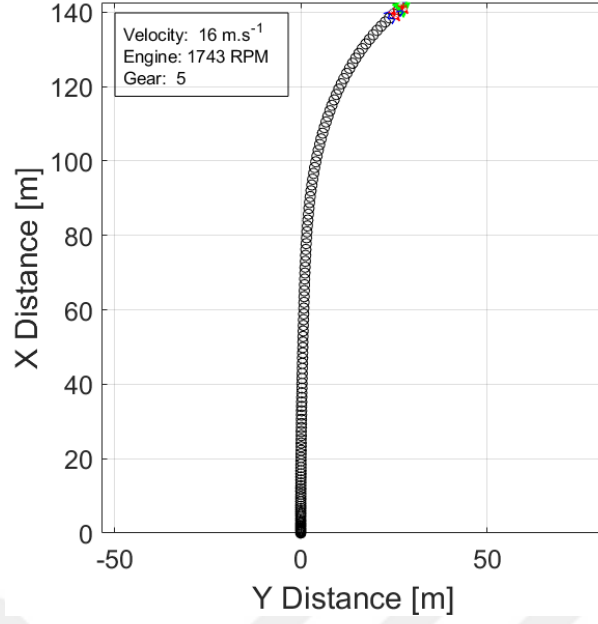
**Şekil 3.9.** Olta Manevrası Sürüş Çevrimi

### 3.7 Yavaşça Artan Yönlendirme Manevrası Sürüş Çevrimi

Yavaş Artan Yönlendirme Manevrası (Increasing Steer), aracın yanal tepkilerinin davranışını bulmak için kullanılan bir yöntemdir. Manevraya başlamak için araç, 50 mph'lik sabit bir hızla düz bir çizgide sürülür. Direksiyon kontrolörü etkinleştirildiğinde, sistem sıfır zamanını işaretler ve tekerleği maksimum 270 derecelik bir açıya kadar saniyede 13,5 derecede veya bu durumda yanal ivme 0,4 g'ı geçene kadar döndürmeye başlar.

Araç kullanım özelliklerinin simetrisini sağlamak için IST, sağa (saat yönünde) ve sola (saat yönünün tersine) olmak üzere her yönde üç kez çalıştırılır. Bu, hem standart araç hem de kinetik ile donatılmış araç için, direksiyon açısının her iki araç için de mümkün olduğunca doğru olmasını sağlamak için yapıldı.

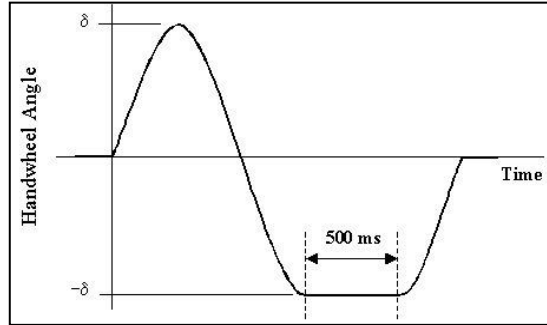
IST, araç tepki özellikleri hakkında çok iyi bir fikir verebilir, ancak bu manevranın ana amacı, Olta manevrasını çalıştırmak için istenen direksiyon girdilerini bulmaktır. Fishhook manevrası için referans direksiyon konumunu belirlemek için 0,1 g ila 0,4 g arasındaki veriler çizilir ve doğrusal bir eğri yerleştirilir. Bu satırdaki 0,3 g'ye karşılık gelen direksiyon değeri, Olta manevrasına taşıyacak ilgili miktardır. [30]



Şekil 3.10. Yavaşça Artan Yönlendirme Sürüş Çevrimi

### 3.8 Beklemeli Sinüs Sürüş Çevrimi

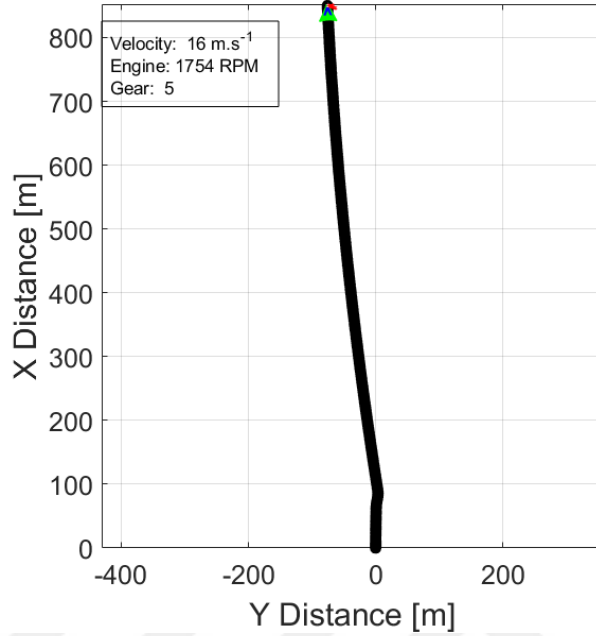
Bir beklemeli sinüs (Sine with Dwell) testi, direksiyon veya fren olmaksızın aracın 80 km/s'nin biraz üzerinde bir hıza getirilmesini, en yüksek viteste 80 km/s'ye kadar serbest bırakılmasını ve ardından bir direksiyon kontrolünü uygulamak için bir kumandanın kullanılmasını içerir.



Şekil 3.11. Direksiyon Açığı Grafiği

Araç, şekilde gösterildiği gibi beklemeli Sinüs testleri ikinci tepe genliğinde başlayan 500 ms'lik bir gecikmeyle 0,7 Hz frekansında bir sinüs dalgasının direksiyon modeli kullanılarak iki dizi test çalışmasına tabi tutulur. Bir seri, ilk yarı çevrim için saat yönünün tersine yönlendirmeyi kullanır ve diğer seri, ilk yarı çevrim için saat yönünde yönlendirmeyi kullanır. Araç durur haldeyken, her bir test çalıştırması arasında 1,5 ila 5 dakikalık bir süre boyunca aracın soğumasına izin verilir.

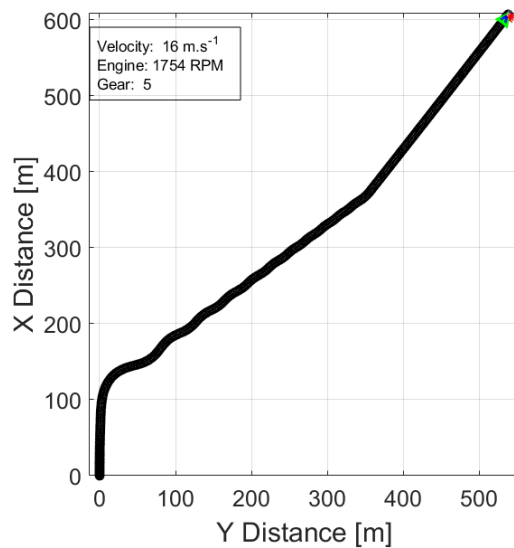
Bu dalga formuyla iki dizi test gerçekleştirilir (biri Şekilde gösterildiği gibi başlangıçta pozitif yönlendirmeli ve diğeri işaret ters çevrilmiş). İlk testte, dalga formu  $1.5 \cdot A$  ile ölçeklendirilir. Araç testi geçerse, sonraki test için genlik  $0,5 \cdot A$ 'lık bir artışla artırılır. Bir serideki son çalıştırmaya, genlik 270 dereceden büyük olduğunda ulaşılır. (Ayrıca, genlik deltası  $300^\circ$ 'den büyükse, son çalıştırma için genlik 300 dereceye düşürülür).



Şekil 3.12. Beklemeli Sinüs Sürüş Çevrimi

### 3.9 Süpürülmüş Sinüs Sürüş Çevrimi

Süpürülmüş sinüs (Swept Sine) direksiyon manevrası, aracın direksiyon girdilerine verdiği frekans tepkisini test eder. Testte sürücü: Araç hedef hıza ulaşana kadar hızlanır. Sinüzoidal direksiyon girişine komut verir. Sinüzoidal dalganın frekansını doğrusal olarak artırır. [31]



Şekil 3.13. Süpürülmüş Sinüs Sürüş Çevrimi

### 3.10 Simülâtör Frekans-Titreşim Analizi

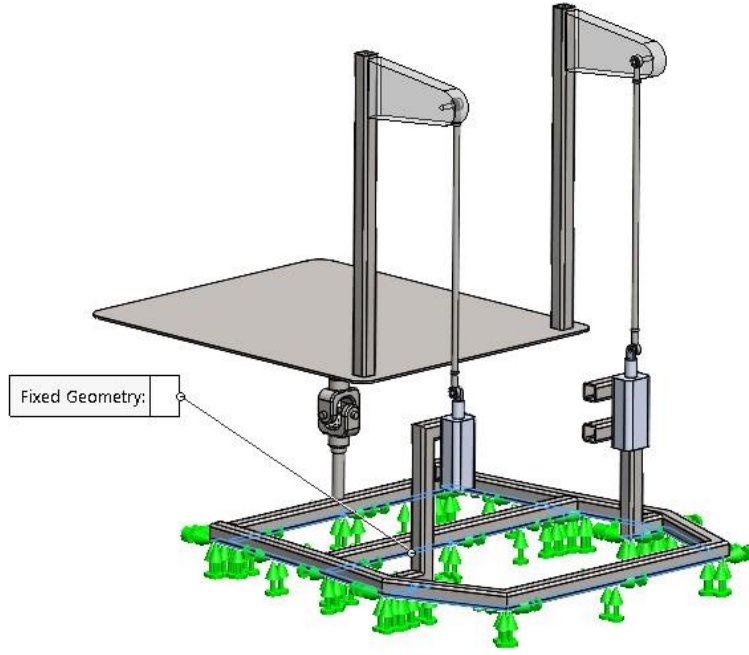
Mekanik sistemlerde titreşim önemli bir yere sahiptir. Hareketli sistemlerin titreşime maruz kalacağı gibi durağan sistemler de titreşime maruz kalmaktadır. Titreşim aynı zamanda frekans olarak da bilinmektedir. Frekans birimi zamanın tersidir. Frekans, bir büyüklüğün birim zamanda hangi sıklıkla ve kaç kere tekrarlandığının bir ölçüsüdür. Frekans, elektrik-elektronik biliminde kullanıldığı gibi mekanik biliminde de yer almaktadır ve dinamiğin temelini oluşturmaktadır.

Mekanikte titreşim konusu sistemlerin doğal frekansı noktasında önemli bir rol oynar. Doğal frekans, bir sistemin sertlik ve kütesine bağlıdır ve belirli bir frekansta yüksek genlikle ve sürekli titreşim göstereceği frekanstır. Mekanik frekans hertz biriminde formülü aşağıdaki denklem ile ifade edebilir.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (40)$$

Doğal frekans ile ilişkili olan rezonans ise bir sistemin belirli frekanslarda diğer frekanslara göre daha büyük genlikle salınım yapması eğilimidir. Doğal frekans ve rezonans olayı mekanik sistemler için yıkıcı etkilere sahip olabilmektedir. Sistemler statik-mukavemet açısından güvenli olabilir ancak statik-mukavemet açıdan güvenli olan bir sistem rezonans sonucu yıkıma uğrayabilir. Bu nedenle tasarlanan sistemler frekans analizine tabi tutularak bu açıdan güvenli olup olmadıkları test edilebilir. Frekans analiz ayrıca modal dinamik analizlerin de başlangıcını oluşturur. Tasarlanan simülâtör sistemi için frekans analizi gerçekleştirilmiştir. İlgili frekans analizinin ardından sürüş çevrimlerinde yer alan ivme değerleri için frekans analiz baz alınarak modal dinamik analiz senaryoları gerçekleştirilmiştir. Frekans ve modal dinamik analiz için simülâtör hareket sistemi kısmı özelleştirilerek işlemler yapılmıştır. Simülâtör hareket sistemi için motorlar, koltuk ve koltuk platformu, motor bağlantı braketleri, vidalı mil, mafsal rulman ve simülâtör şasesinin ilgili yerleri tasarımda bırakılmıştır. Frekans analizi için simülâtör şasesi alt yüzeyinden sabitlenmiştir. Frekans analizi için tasarımda yer alan bağlantılar birleşmiş temas olarak gerçekleştirilmiştir. Frekans ve dinamik analizlerde sistemin doğru analiz edilmesi için birleşmiş temas seti tanımlaması gerçekleştirilmektedir. [32]

Frekans analizinin modal dinamik analizde daha uygun sonuçlar vermesi için gerekli mod sayısına ulaşmalıdır. Mod sayısının gerekli ve yeterli olması koşulu frekans analizi sonucunda elde edilecek kütle katılımı listesine bağlı olarak belirlenmektedir. Kütle katılım tablosunda X, Y ve Z eksenlerindeki kütle katılım oranlarına bakarak mod sayısının yeterli olduğu kabulü yapılabilir. Bunun için dinamik açıdan sistemin hareket eksenine bağlı olan eksen için %70-80 oranında kütle katılım faktörüne erişilen mod sayısı yeterlidir denilebilir. Simülâtör sistemi için ilgili eksenlerdeki kütle katılım oranı yapılan analiz işlemlerinin ardından 30 modda gözlemlenmiştir. [33]

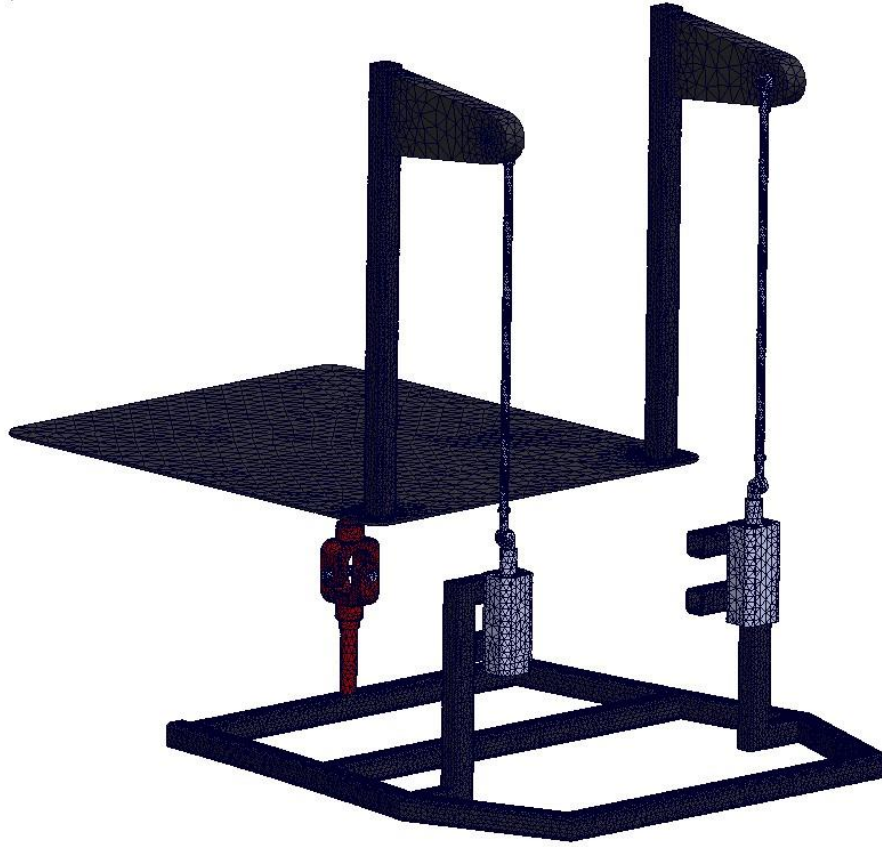


**Şekil 3.14.** Simülatör Hareketli Yapı Sabitleme

Sabitlenme işlemi, temas tanımları ardından, sistemde yer alan parçalar için malzeme tanımları gerçekleştirilmiştir. Şase ve bağlantı parçaları için ST-37 yapı çeliği malzeme tanımları yapılmıştır. Motorlar için bütüncül olarak Alüminyum 6063 malzeme tanımları gerçekleştirilmiştir. Motor bağlantı braketi için yenilikçi tasarım düşünüleceğinden ABS malzeme tanımları gerçekleştirilmiştir. İlgili tanımların ardından frekans analizi gerçekleştirildiğinde her bir moda karşılık gelen doğal frekans ve kütle katılım listesi sonucu alınmıştır. Doğal frekans listesi Tablo 3.1’de, Kütle Katılım Oranı ise Tablo 3.2’de gösterilmiştir.

Simülatör sistem hareketi 2 serbestlik derecesine sahip olduğundan ve düşey yönde hareket etmediğinden kütle katılımında Y eksenini için daha düşük kütle katılım oranı kabul edilebilir. Hareket burada X ve Z eksenlerinde gerçekleşmekte olup kütle katılım oranı yaklaşık %71 şeklindedir.

Frekans analiz ve modal dinamik analiz için aynı mesh yapısı uygulanmıştır. Eleman boyutları olarak 25 mm ve 5 mm boyutlarında mesh eleman kullanılmıştır. Eğrilik tabanlı yüksek kalite hacim eleman triangular mesh atılmıştır. Toplam düğüm 357747, toplam eleman 187602’dir. Mesh uygunluğu açısından en boy oranına bakıldığında 3’ten küçük olanların yüzdesi %84.3 olup 10’dan büyük olanların yüzdesi ise %0.11’dir. Bu nedenle mesh için uygun bir yapı olduğu kabul edilebilir. Şekil 3.15 ‘te ve Şekil 3.16’da mesh yapısı ve detayları verilmiştir.



Şekil 3.15. Simülatör Hareketli Sistem Mesh Yapısı

Mesh Details	
Study name	Xmin (-Varsayılan-)
Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used	Curvature-based mesh
Jacobian points for High quality mesh	16 points
Max Element Size	25 mm
Min Element Size	5 mm
Mesh quality	High
Total nodes	357747
Total elements	187602
Maximum Aspect Ratio	48,065
Percentage of elements with Aspect Ratio < 3	84,3
Percentage of elements with Aspect Ratio > 10	0,106
Percentage of distorted elements	0
Number of distorted elements	0
Remesh failed parts independently	Off
Time to complete mesh(hh:mm:ss)	00:00:25
Computer name	BDEMIRCI

Şekil 3.16. Simülatör Hareketli Sistem Mesh Detayları

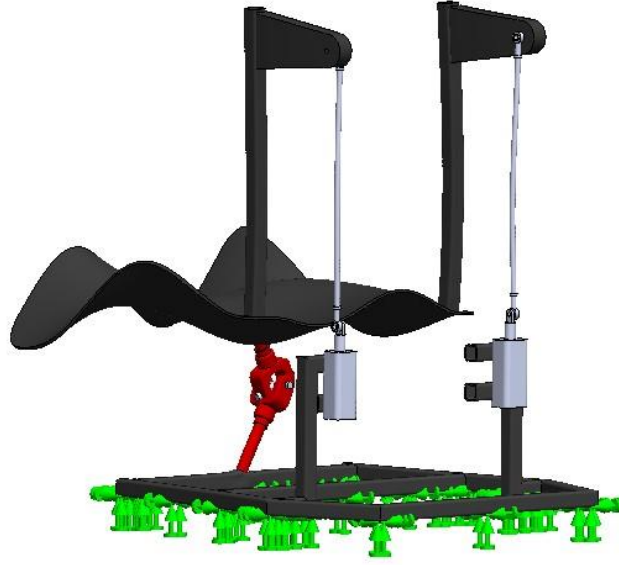
**Tablo 3.1.** Simülör Mod-Frekans Tablosu

<b>Mod No</b>	<b>Frekans (Rad/Sn)</b>	<b>Frekans (Hertz)</b>	<b>Periyot (Saniye)</b>
1	59,136	9,4118	0,10625
2	78,526	12,498	0,080014
3	89,608	14,262	0,070119
4	106,1	16,886	0,059221
5	139,66	22,228	0,044988
6	141,7	22,552	0,044342
7	153,09	24,365	0,041043
8	186,3	29,651	0,033726
9	215,96	34,371	0,029095
10	463,6	73,783	0,013553
11	520,59	82,855	0,012069
12	547,64	87,16	0,011473
13	628,96	100,1	0,0099899
14	632,69	100,7	0,0099309
15	670,74	106,75	0,0093676
16	761,26	121,16	0,0082537
17	795,45	126,6	0,0078989
18	811,86	129,21	0,0077393
19	920,89	146,56	0,0068229
20	935,23	148,85	0,0067183
21	968,54	154,15	0,0064873
22	1097,2	174,62	0,0057268
23	1110,8	176,8	0,0056562
24	1117,7	177,89	0,0056213
25	1134,1	180,51	0,00554
26	1147,4	182,61	0,0054762
27	1285,1	204,52	0,0048894
28	1446,8	230,27	0,0043428
29	1608,8	256,05	0,0039054
30	1740	276,92	0,0036111

**Tablo 3.2.** Simülasyon Mod-Kütle Katılım Tablosu

<b>Mod No.</b>	<b>Frekans (Hertz)</b>	<b>X Eksen</b>	<b>Y Eksen</b>	<b>Z Eksen</b>
1	9,4118	0,000191	0,000206	0,26125
2	12,498	0,012047	0,006708	0,000308
3	14,262	0,001782	0,000133	0,062593
4	16,886	0,33943	0,013536	3,46E-06
5	22,228	0,010454	0,000467	0,060503
6	22,552	0,18241	0,002225	0,019431
7	24,365	0,011358	0,002488	0,181
8	29,651	0,046976	0,2283	0,000265
9	34,371	0,000565	0,0016	0,017735
10	73,783	1,13E-05	0,037414	1,76E-06
11	82,855	0,001424	0,17419	7,13E-06
12	87,16	7,60E-06	0,000417	0,007462
13	100,1	0,000919	3,91E-05	0,002932
14	100,7	0,000155	3,66E-05	0,015571
15	106,75	9,12E-05	9,37E-06	0,001335
16	121,16	0,065333	0,002769	1,01E-05
17	126,6	0,000276	0,000105	0,001124
18	129,21	0,001274	0,031768	5,17E-08
19	146,56	7,60E-08	5,53E-05	0,020177
20	148,85	1,69E-06	3,40E-05	0,026609
21	154,15	0,00144	4,41E-07	4,38E-06
22	174,62	0,005984	0,001721	0,013386
23	176,8	0,016003	0,00401	0,006539
24	177,89	4,48E-05	1,44E-05	0,000301
25	180,51	0,002572	1,38E-05	0,004405
26	182,61	0,009587	7,49E-06	0,002222
27	204,52	1,38E-05	7,80E-06	0,000684
28	230,27	1,36E-05	0,00011	0,00182
29	256,05	0,000451	0,020445	8,63E-06
30	276,92	0,000179	0,000107	0,009311
		Top X = 0,711	Top Y = 0,52894	Top Z = 0,717

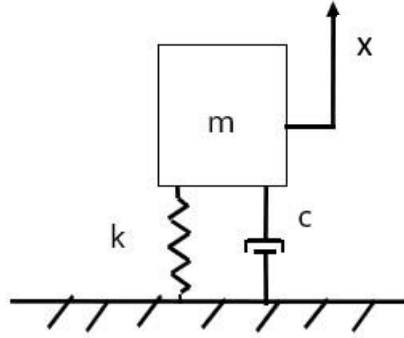
Simülasyon frekans analiz sonucunda 30. Mod ve en yüksek frekans için mod şekli Şekil 3.17 'de gösterilmiştir. 30. mod için gözlemlenen frekans değeri 276.92 Hz'dir. Frekans analizleri çözdürüldüğünde analiz çözücü ilgili koşullar altında sistemin sahip olabileceği en düşük düşük doğal frekansı 1. mod olarak belirleyerek belirlenen mod sayısına göre frekans cevaplarını oluşturur. Sistemin 1. mod doğal frekans 9.41 Hz'dir.



Şekil 3.17. Simülâtör Hareketli Yapı 30. Mod Şekli

### 3.11 Simülâtör Modal Dinamik Analiz

Modal dinamik analiz frekans analiz tabanlı gerçekleştirilen ve mekanik sistemlerde kütle-yay-damper sistemleri şeklinde modellenen sistemler için yapılan analizlerdir. Modal dinamik analize benzer şekilde harmonik, şok, random vibration, response spectrum dinamik analizleri de benzer sistematığe sahiptir.



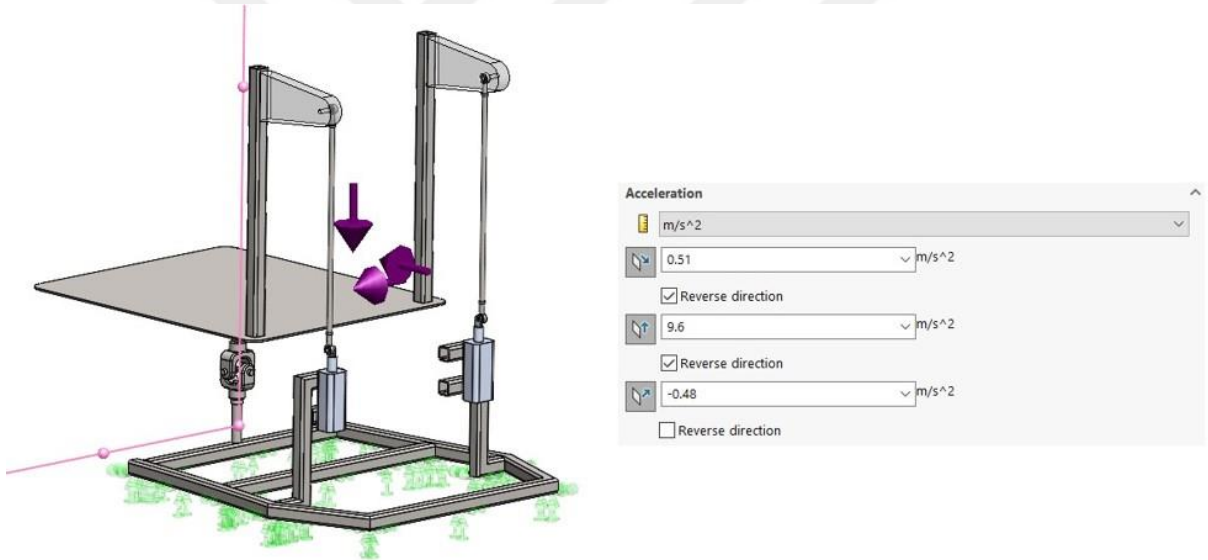
Şekil 3.18. Kütle-Yay-Damper Mekanik Sistemi

Kütle-yay-damper sisteminden hareketle temel dinamik denklemi elde edilmektedir. İlgili denklem aşağıda gösterilmiştir. Dinamik analizlerde damper yer alırken, frekans analizlerde damper sıfırlanarak karşılık gelen kuvvet de sıfır alınmaktadır.

$$F(t) = M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx \quad (41)$$

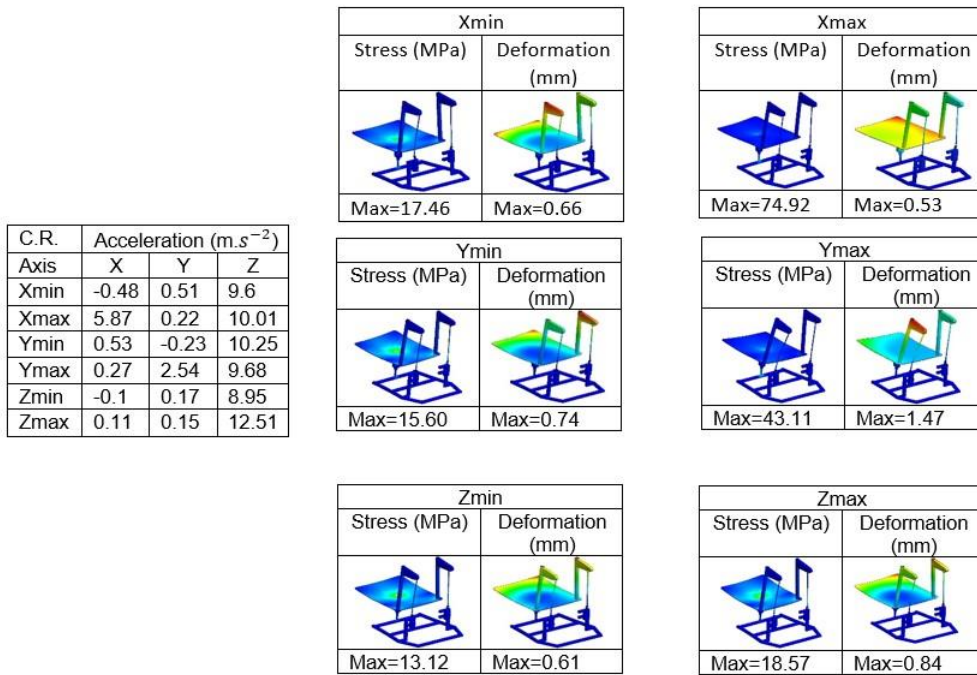
Modal dinamik analizler frekans analizinde elde edilen mod sayı ve şekline göre dinamik durumları kütle-yay-damper sistemi gibi mekanik sistemi düşünerek işlem yapmaktadır. Konum, hız, ivme gibi değerleri uygulayarak gerilme deformasyon sonucu vermektedir. Modal dinamik analizler zamanı bağlı olduğu gibi doğrudan sisteme uygulanarak zamana bağlı olmadan da gerçekleştirilebilir. [34-36]

Simülör sistemi için sürüş çevrimlerinden elde edilen ivme değerleri modal dinamik analizde ilgili eksenlere istinaden girilerek sistemin gerilme ve deformasyonu incelenmiştir. Ayrıca buradan hareketle reaksiyon kuvvetleri incelenerek motor bağlantı braketlerine gelen kuvvetlere istinaden motor kuvvetleri de baz alınarak braketler için topoloji optimizasyonu ile yenilikçi tasarım ortaya konulmuştur. Burada ilk olarak Kararlı durum dairesel sürüş çevrimi X ekseninde minimum ivme değerlerinin görüldüğü diğer eksenlerdeki ivmeler de verilerek dinamik analiz çözdürülmüştür. Sabitleme, temas seti tanımı, malzeme tanımı mesh yapısı frekans analiz ile aynı kabuller yapılarak belirlenmiştir. Kararlı durum dairesel sürüş çevrimi X ekseninde minimum değeri için ivmeler; X ekseninde  $-0.48 \text{ m/s}^2$ , Y ekseninde  $0.51 \text{ m/s}^2$  ve Z ekseninde  $9.6 \text{ m/s}^2$  olarak verilmiştir. Analiz çözümleri sonucu gerilme ve deformasyon Şekil 3.20'de gösterilmiştir. Şekil 3.19'da simülör hareketli yapı ivme değerleri ve uygulanması gösterilmiştir. Diğer sürüş çevrimleri de aynı şekilde uygulanarak 36 adet dinamik analiz gerçekleştirilip sonuçlar ilgili tablolarda incelenmiştir.

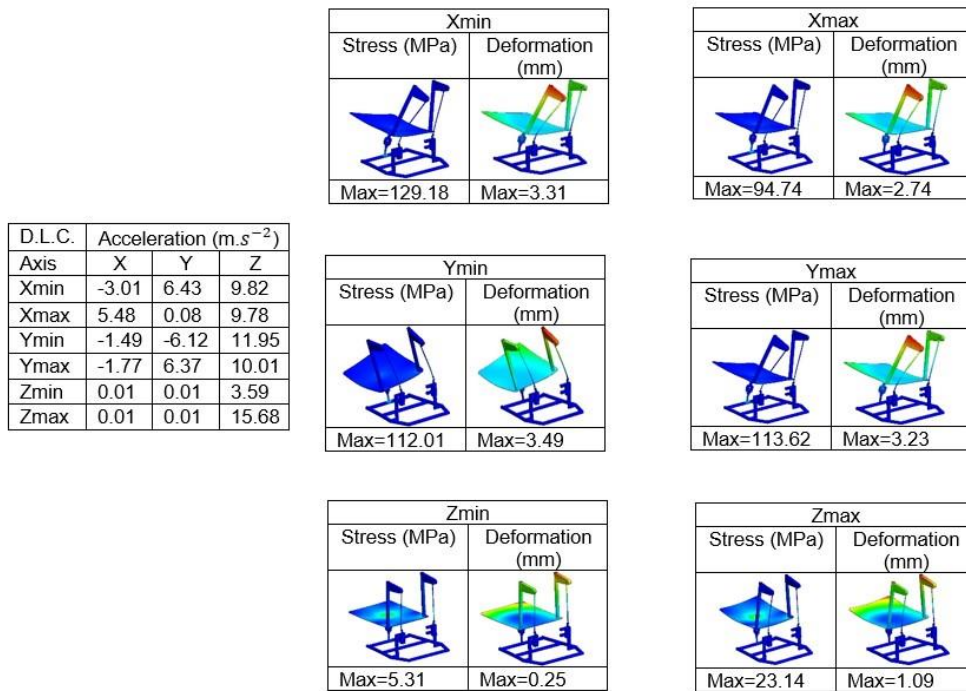


**Şekil 3.19.** Simülör Hareketli Yapı CR Xmin İvme Değerleri ve Uygulanışı

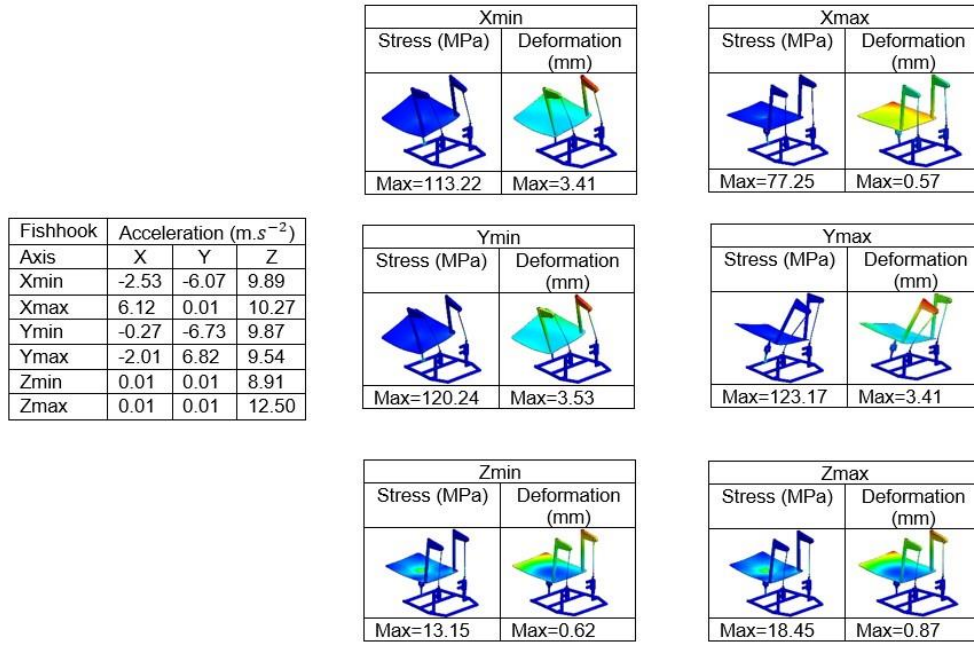
Söz konusu sürüş çevrimlerinin anlık ivme değerleri ile eksen bazında minimum ve maksimum değerleri ile tablolar oluşturulmuştur. Tablolardaki değerler modal dinamik analiz ile simülör modeline uygulanmış ve sonuçlar elde edilmiştir.



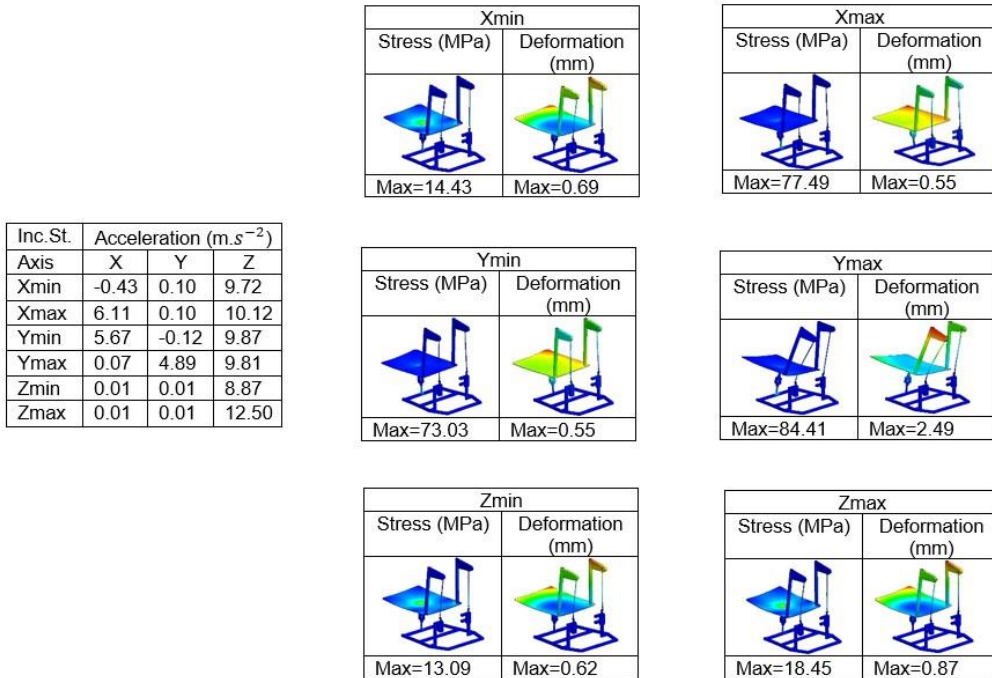
Şekil 3.20. CR İvme Değerleri ve Modal Dinamik Analiz Sonuçları



Şekil 3.21. DLC İvme Değerleri ve Modal Dinamik Analiz Sonuçları

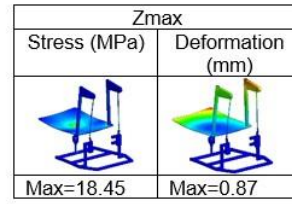
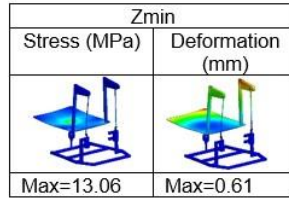
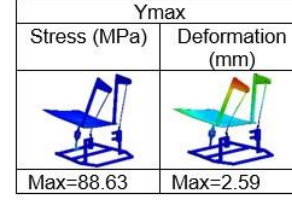
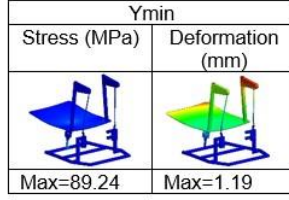
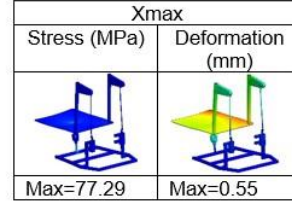
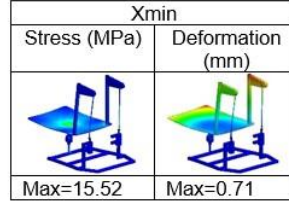


Şekil 3.22. FH İvme Değerleri ve Modal Dinamik Analiz Sonuçları



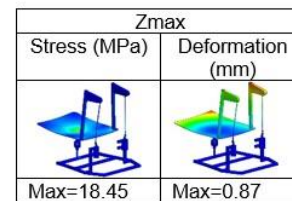
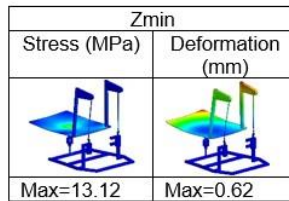
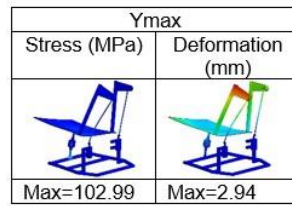
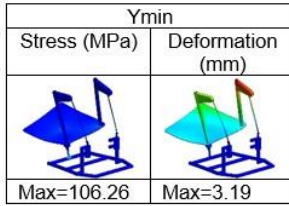
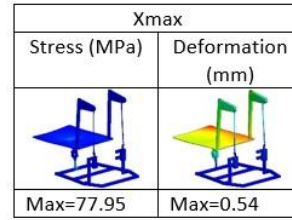
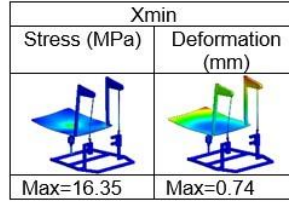
Şekil 3.23. IST İvme Değerleri ve Modal Dinamik Analiz Sonuçları

S.w.D.	Acceleration ( $m.s^{-2}$ )		
Axis	X	Y	Z
Xmin	-0.48	0.01	9.81
Xmax	6.12	0.01	9.83
Ymin	-0.12	-5.99	9.72
Ymax	-0.17	5.12	9.57
Zmin	0.01	0.01	8.85
Zmax	0.01	0.01	12.5



Şekil 3.24. SwD İvme Değerleri ve Modal Dinamik Analiz Sonuçları

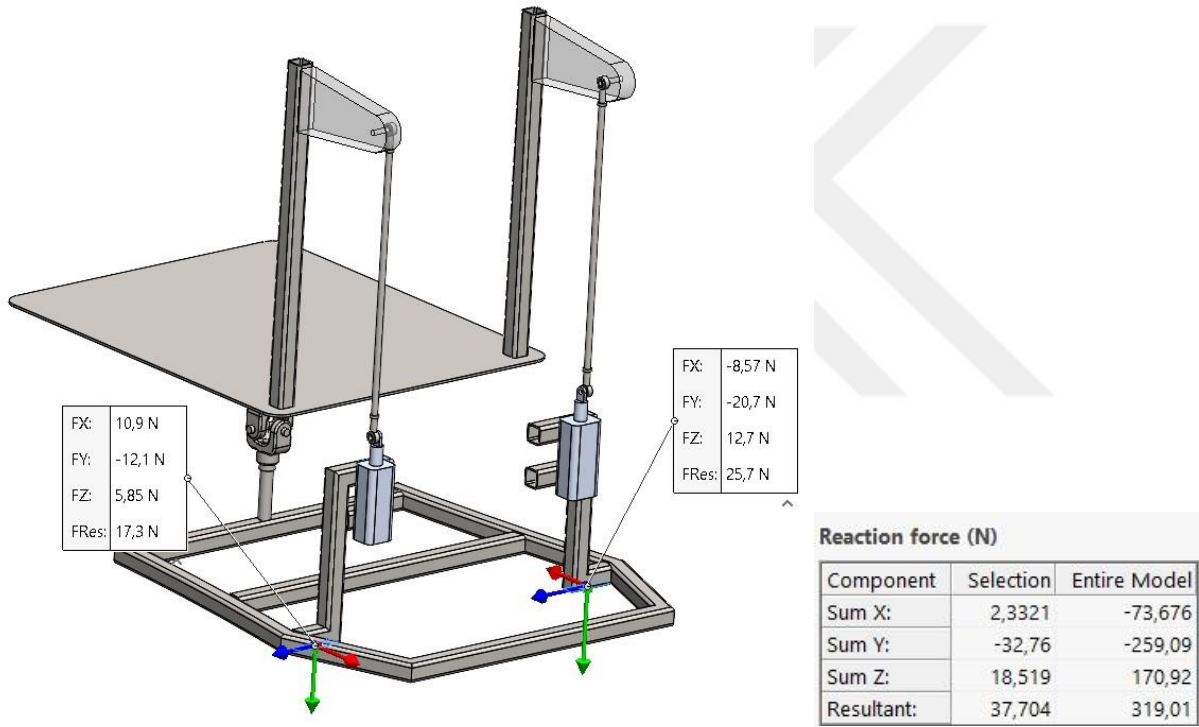
Swe.Si.	Acceleration ( $m.s^{-2}$ )		
Axis	X	Y	Z
Xmin	-0.52	0.01	10.12
Xmax	6.17	0.01	9.68
Ymin	-0.27	-5.93	9.93
Ymax	0.29	5.96	10.01
Zmin	0.01	0.01	8.89
Zmax	0.01	0.01	12.5



Şekil 3.25. SS İvme Değerleri ve Modal Dinamik Analiz Sonuçları

Sistem tabandan sabitlenerek 6 adet sürüş çevrim tekniği içinde yer alan X, Y ve Z eksenlerinde meydana gelen minimum ve maksimum ivmeler her bir eksen için belirlenerek modal dinamik analiz için uygulanmıştır. Modal dinamik analiz sonucunda simülör sisteminde meydana gelen gerilme ve deformasyonlar listelenmiştir. İlgili gerilme ve deformasyon sonuçları grafiksel olarak 100 kat abartılı gösterilmiştir. Abartılı görseller ile dinamik analizde meydana gelen etkilerin doğurduğu sonuçlar daha net ve sade bir biçimde gözlemlenebilmektedir.

Toplamda gerçekleştirilen 36 adet modal dinamik analiz senaryosu sonucunda Çift Şerit Değişirme sürüş çevrim tekniğinde X ekseninin minimum ivmeye sabit olduğu koşuldaki ivme değerlerinde modelde en yüksek gerilme elde edilmiştir. Ayrıca deformasyon değeri de gerçekleştirilen analiz sonuçlarına kıyasla yüksek gözlemlenmiştir. Bu çalışmada sonuç kuvvetleri listelenerek tepki kuvvetleri incelendiğinde tüm modelde meydana gelen toplam kuvvet 319.01 N olarak gözlemlenmiştir. Burada sadece lineer motor tabanlarına bakıldığında ise 17.3 ve 25.7 N kuvvet değerleri ölçülmüştür.



Şekil 3.26. Çift Şerit Değişirme Sürüş Çevrimi Xmin Değeri için Reaksiyon Kuvvetleri

Tüm modelde gözlemlenen tepki kuvveti ve lineer motorların sahip olduğu 400 N yük değeri göz önünde bulundurularak motor ve platform bağlantı parçası topoloji optimizasyonuna tabi tutulmuştur.

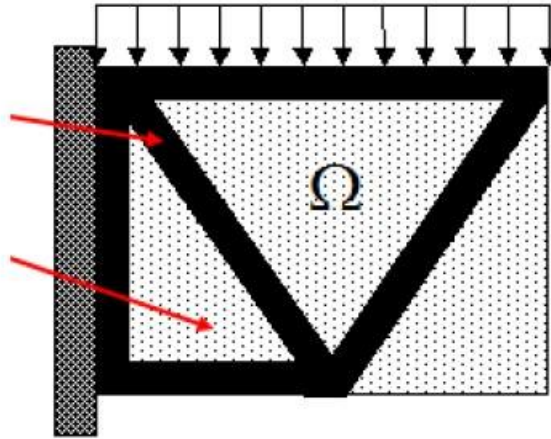
### 3.12 Topoloji Optimizasyonu ve Yenilikçi Tasarım

Topoloji optimizasyonu günümüzde yaygın bir şekilde kullanılan yapısal analiz optimizasyon uygulamasıdır. Tasarımın başlangıç etabında optimum malzeme dağılımını belirlemek adına gerçekleştirilir. Statik, frekans gibi analiz çalışmaları ile modeldeki mukavemet durumu gözlemlenerek daha hafif tasarım ortaya çıkartılabilmektedir. Tasarlanan modelde spesifik özellikler belirlenerek sınırlandırma gerçekleştirilir. Bu sınırlandırmalar dikkate alınarak optimizasyon çalışması gerçekleştirilir. [37]

Topoloji Optimizasyonu için kullanılan en yaygın matematiksel metot, Solid Isotropic Material with Penalization yöntemidir. İlgili yöntemin ismi SIMP şeklinde kısaltılarak literatürde kullanılmaktadır. Topoloji optimizasyonuna dair çalışmalar ve SIMP yöntemi Bendsoe ve Kikuchi tarafından 1988 yılında önerilmiştir. Benzer şekilde Rozvany ve Zhou 1992 yılında SIMP metodunu topoloji optimizasyonu için önermiştir. SIMP metodu, belirli yük ve sınır koşulları, imalat kısıtlamaları için tasarlanan modelde optimal malzeme dağılımını ön görür.[37]

Topoloji optimizasyonu çalışmasına yönelik olarak modelde yer alan bölgelerde sonlu elemanlar yöntemi de dahil olarak izotropik katı mikro yapılar oluşarak malzeme yapısı oluşturulur. Modelde malzeme gerekli bölgeler dolu ifade edilir, malzemeye ihtiyaç olmayan bölgeler ise boş ifade edilir. İlgili malzeme ihtiyacı statik, mukavemet, frekans vb analiz metotları uygulanarak belirlenir. Malzemenin olduğu yerler yoğunluk olarak ifade edilerek  $\rho$  şeklinde ifade kullanılmaktadır. [38]

Malzemenin gerekli olduğu yerler ( $\rho_e$ ) = 1, siyah renkle ile gösterilmektedir. Malzemenin gerekli olmadığı yerler ( $\rho_e$ ) = 0, beyaz renkle gösterilmektedir.[38]



Şekil 3.27. Örnek modelde malzemenin gerekli olduğu ve olmadığı yerlerin gösterimi [38]

İlgili yöntem neticesinde malzemenin yoğunluğu değişmektedir. Bu sebeple her elemanın Elastiklik (Young) modülü değişecektir. Malzeme yoğunluk değeri  $\rho_e$  olarak ifade edilmektedir. İzotropik malzemenin elastiklik modülü  $E_0$  şeklinde ifade edildiğinde. Model elastiklik formülü aşağıdaki denklemdeki gibi oluşmaktadır.

$$E(\rho_e) = \rho_e^p E_0 \quad (40)$$

Denklemden yer alan yoğunluk değeriindeki üs ifadesi penaltı faktörünü belirtmektedir. Penaltı faktörü, ara yoğunluklara sahip yani modelde siyah ve beyaz olmayan bölgeler (gri bölgeler) için sertlik koşuluna olan etkisini azaltmaktadır.

Eleman elastiklik modülünün azalması eleman sertliğinin azalmasına neden olmaktadır. SIMP metoduna göre sertlik matrisi aşağıdaki denklemdeki gibi ifade edilir.

$$K(\rho) = \sum_{e=1}^N [\rho_{min} + (1 - \rho_{min}) \rho_e^p] K_e \quad (41)$$

$K_e$  eleman sertlik matrisi, N tasarımdaki eleman sayısıdır.

Topoloji optimizasyonu için yaygın hedef modeldeki sertliği maksimuma çıkarmak veya sertliğin karşıtı olan uyumluluğu minimuma indirmektir. Bu nedenle optimizasyon çalışması, yapının global uyumluluğunu minimuma indiren eleman yoğunluğunu çözümlenmektedir. Uyumluluk denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.[39]

$$C(\rho) = \sum_{e=1}^N \rho_e^p [u_e]^T [K_e] [u_e] \quad (42)$$

$u_e$  değişkeni elemanın yer değiştirme vektörüdür. İlgili denklemlerden hareketle statik hesaplamaların da temelini oluşturan, temel dinamik denklemin yer değiştirmeye göre kuvveti verdiği ifade oluşturulabilir.

$$K(\rho) [u] = F \quad (43)$$

Topoloji optimizasyonu algoritması sertliği maksimize etmeye çalışır. Bu koşul sırasında her yineleme işleminde malzeme yoğunluğu değişimini hedef fonksiyon üzerinde etkisini incelemek adına hassasiyet analizi gerçekleştirir. Hassasiyet analizi, matematiksel olarak malzeme yoğunluğuna göre hedef fonksiyonun türevi alınarak elde edilir. [40]

$$\frac{\partial C}{\partial \rho_e} = -p(\rho_e)^{p-1} [u_e]^T [K_e] [u_e] \quad (44)$$

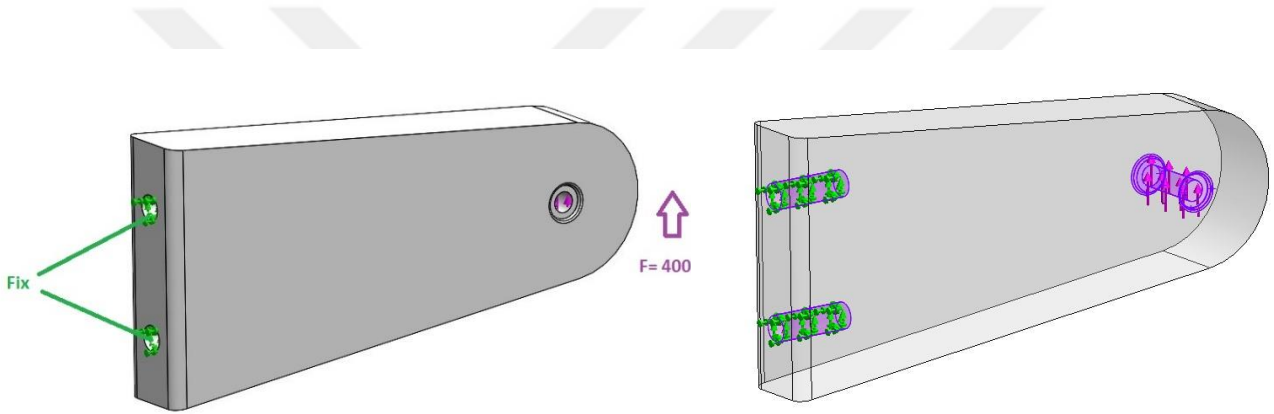
8 Kuvveti ifade eden yer değiştirmeye bağlı dinamik denklem için sönümlenme etkisi çıkarılarak gerçekleştirildiğinde ifadeye açılmal frekans değeri ve kütle etkisi de eklenecektir.

$$(K_i(\rho) - w^2 M_i(\rho)) u_i = F_i \quad (45)$$

M, model kütle matrisini,  $w$  açısal frekans ve  $i$  indisleri ise optimizasyon çalışmasında yer alan koşul sayısını vermektedir. İlgili çıkartım hassasiyet analizi için de ele alınırsa aşağıdaki denklem elde edilmektedir.

$$\frac{\partial C}{\partial \rho_e} = 2F_i^T u_i \left( \frac{\partial F_i^T}{\partial \rho_e} u_i + F_i^T \frac{\partial u_i}{\partial \rho_e} \right) \quad (46)$$

Topoloji optimizasyon çalışmasında, optimizasyon yinelenmesi, hedef fonksiyon varyasyonları yakınsama kriterlerine ulaşmaya kadar devam eder.[41]

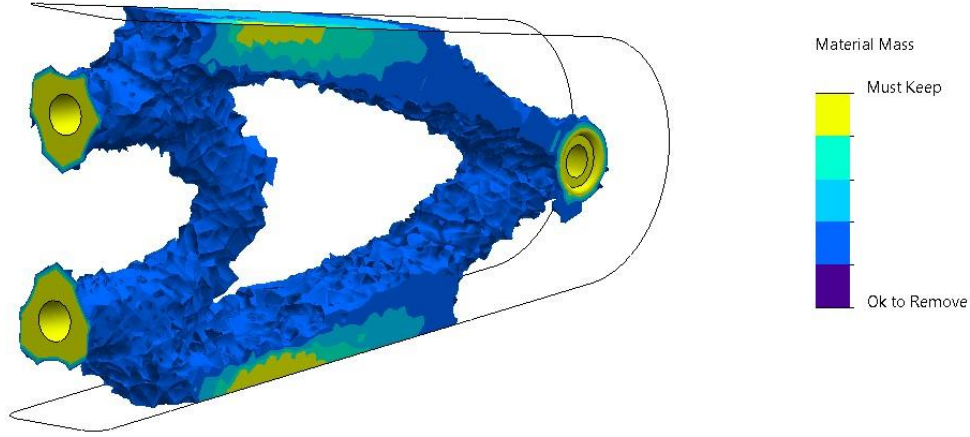


**Şekil 3.28.** Topoloji Etüdü Sınır Koşulları

Topoloji optimizasyonu ile birlikte modelde hafiflik sağlanarak ve deformasyon, gerilme değerleri azaltılarak sistem mukavemeti artırılması ve hafiflik hedeflenmiştir. Motor platform bağlantı parçası için gerçekleştirilen topoloji optimizasyonunda model civata deliklerinden sabitlenmiştir. Motorların bağlı olduğu vidalı mil bağlantı kısmına ise 400 N yük motorların hareketi ekseninde düşey olarak uygulanmıştır. İlgili sabitleme ve yük uygulanan kısımlar topoloji optimizasyonunda korunan bölge olarak tanımlanmıştır.

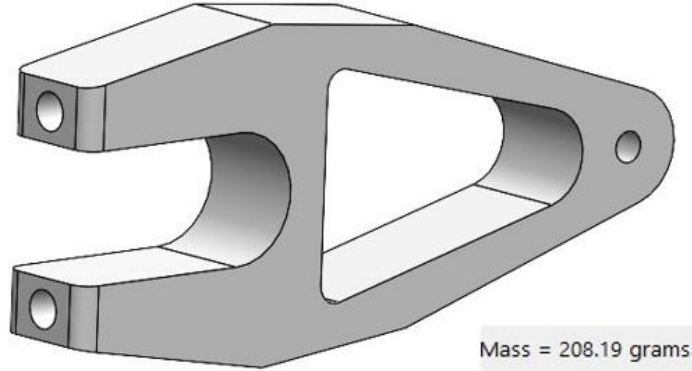
Simülasyon modeli dinamik bir yapı olması sebebiyle ve modal dinamik analizin için yapılan frekans etüdü ile sistemdeki titreşim etkileri ve kütle katılımı gözlemlenmiştir. Daha hafif yapılar aşağıda da yer alan mekanik frekans formülünden de yola çıkılarak rezonans açısından daha etkin olmaktadır.

Topoloji optimizasyonu için hedef olarak kütle minimuma indirme ve sınır olarak da maksimum gerilme 20 MPa değeri seçilmiştir. Bu belirlemeler neticesinde topoloji etüdü çözdürüldüğünde aşağıdaki şekildeki gibi bir tasarım ortaya çıkmıştır.



**Şekil 3.29.** Topoloji Etüdü Sonucu

Topoloji etüdünden çıkan modelden ilham alınarak mevcut model yenilenmiştir. İlgili boşluklar oluşturularak model kütlesi 477.17 gr değerinden 208.019 gr değerine hafifletilmiştir. Kütlede yarından fazla %56.4 oranında azaltma gerçekleştirilmiştir.



**Şekil 3.30.** Topoloji Etüdü Sonrasında Gerçekleştirilen Yenilikçi Tasarım

Yenilikçi tasarım gerçekleştirilmesinin ardından ilgili motor bağlantı braket parçası tekrardan tasarımda aynı konumuna getirilmiştir. En yüksek gerilme ve deformasyon değeri çıkan sürüş çevrimi ivme değerleri tekrardan modele uygulanarak modal dinamik analiz yapılarak sonuçları incelenmiştir.

Literatürde yer alan benzer çalışmalar incelendiğinde bağlantı-braket parçaları için dayanım ve tasarruf noktasında yakın tasarımlar gerçekleştirilmiştir. [42-44]

Gerçekleştirilen yenilikçi tasarıma istinaden modal dinamik analiz sonucunda iyileşmeler incelenerek Bulgular ve Tartışma kısmında irdelenmiştir.

### 3.13 Simülâtör İmalatı

SOLIDWORKS ortamında 3 boyutlu tasarımı yapılan simülâtörün analiz işlemlerinin de ardından imalatı gerçekleştirilmiştir. Tasarımda uygulanan imal yöntemi baz alınarak imalat gerçekleştirilmiştir. Tasarımda simülâtör şasesi için 30x30 mm kare profil düşünülerek imalat yapılmıştır. 2 boyutlu tasarım sonrasında ilgili ölçüler teknik resim alınarak çıkartılmıştır. Şekil 3.31 'de teknik resim ve profil bağlantı parçaları görülmektedir.



**Şekil 3.31.** Simülâtör Şase Teknik Resmi ve Profil Bağlantı Parçaları

Simülâtör şasesi için öncelikli olarak taban profil kısmından başlanarak imalat gerçekleştirilmiştir. Profil malzemesi olarak ST-37 yapı çeliği malzemesi kullanılmıştır. Şasenin birleştirme işlemi elektrik ark kaynağı ve gaz altı kaynağı yapılarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.32 dte simülâtör taban şasesi yer almaktadır.

Simülâtör imalat işlemleri sırasında tasarımdan referans alınarak insan konforu göz önünde bulundurulmuştur. İmalatın her aşamasında insan boyutları gözden geçirilerek denemeler gerçekleştirilmiştir.



**Şekil 3.32.** Simülâtör Şase Taban Bölümü

Simülâtör şase taban bölümü yapıldıktan sonra tasarıma uygun olarak profil parçaları kesilerek direksiyon kısmı ve ekran paneli kısmı imal edilmiştir. Ekran panel kısmı öncelikli olarak tek ekran gelecek şekilde yapılmış olup sonrasında diğer iki ekran için aynı profil tipinde dikdörtgen oluşturularak ana ekran gövdesine menteşeli şekilde monte edilmiştir. İlgili yapı Şekil 3.33 'te görülmektedir.



**Şekil 3.33.** Simülâtör Şase Direksiyon ve Ekran Bölümleri

Simülâtör şasesi taban, direksiyon ve ekran bölümleri yapıldıktan sonra sürücü koltuğu için kardan mafsal bağlantısı direksiyon, pedal ve ekran pozisyonları konforu sağlanarak kaynaklanmıştır. İlgili kardan mafsal sürücü koltuğu altına gelecek şekilde konumlandırılmıştır. Diğer ekran panellerinin olduğu kısımlar menteşe bağlantılı yapılarak simülâtörün girişlerden kolayca geçmesi taban şase konkav yapısıyla desteklenmiştir. Ekran bölümlerine ve direksiyon kısmına ve de simülâtör taban kısmına sac levhalar yerleştirilerek sürücünün, pedal ve direksiyon setinin ve de ekranların duracağı konumlar oluşturulmuştur.

Simülâtörün kolayca taşınabilmesi için 4 adet avare ayak şase taban kısmına monte edilmiştir. Avare ayaklardan ikisi frenli yapıda kullanılarak simülâtörün istenilen konumda sabit kalabilmesi sağlanmıştır.

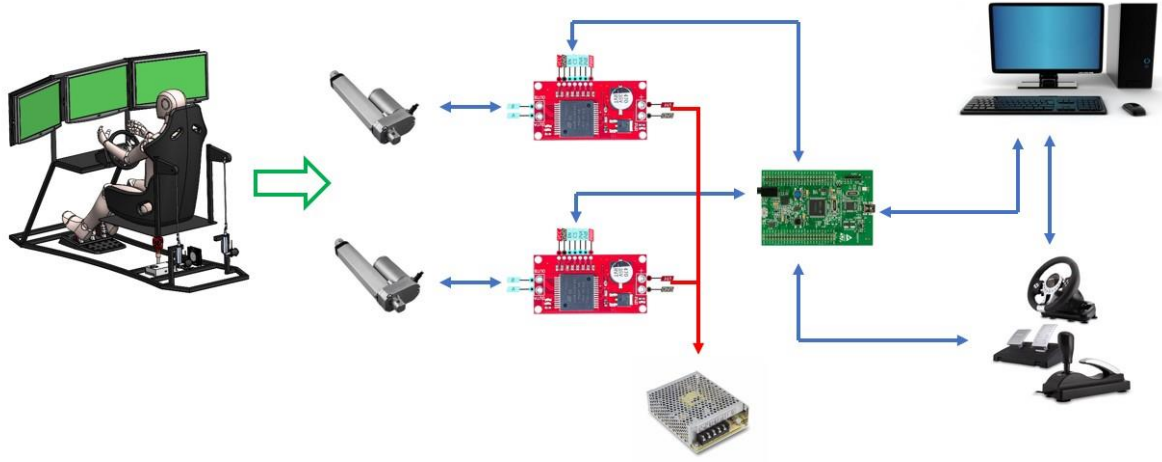
Simülâtör şase montajı yapıldıktan sonra iki adet lineer motor, sürücü koltuğu arka kısmına monte edilmiştir. Hareketi sağlamak için koltuk tarafından çıkan profiller ve motor bağlantı braketi eklenerek motor mil tarafında ve motor bağlantı tarafında mafsal rulmanlar kullanılmıştır. Mafsal rulman arasına vidalı mil eklenerek ara bağlantı işlemi gerçekleştirilmiştir.

Mafsal rulman ve vidalı mil M12 boyutta tercih edilmiş olup bağlantı civata ve somunları da M12 belirlenmiştir. Motor mili ve M4 yapıda civata geçecek şekilde olup M12 ve M4 civata kademesi birbirine kaynaklanarak ara bağlantı gerçekleştirilmiştir. Mafsal rulmanlar göbek ve vida bağlantı kısmı M12 şeklinde standarttır. Vidalı mil boyu yaklaşık olarak 200 mm uzunluktadır. Ayrıca vidalı mil kısımları motor bağlantı parçaları yükünü ölçmek için kullanılan S tipi yük hücresinin geleceği şekilde kesilmiştir. Yük hücresi göbek kılavuz çapları da vidalı mile uyum gösterecek şekilde M12 boyuttadır. Simülâtör imalat nihai görüntüsü Şekil 3.34 'te gösterilmiştir.



Şekil 3.34. Simülâtör İmalat İşlemi Nihai Hali





**Şekil 3.36.** Simülasyonun Temel Hareket ve Kontrol Sistemi

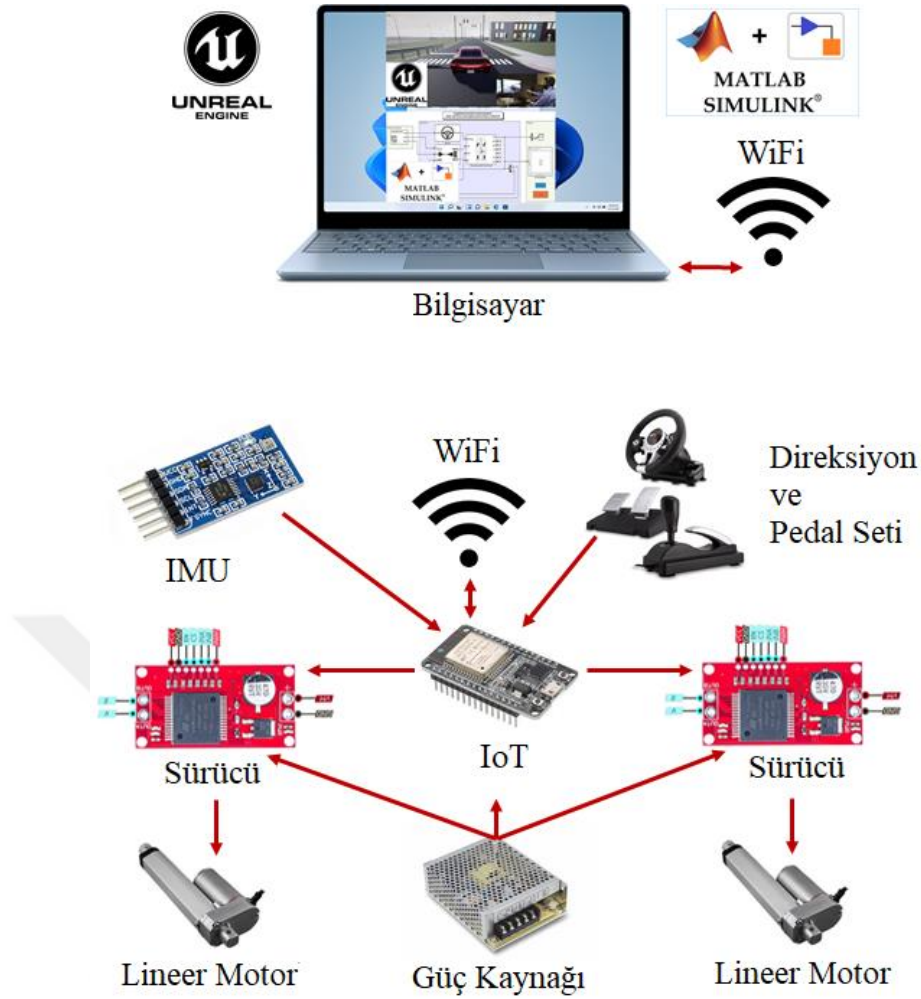
İlgili temel hareket ve kontrol elektrik-elektronik sistemin yanı sıra Matlab ortamında SimMechanics ile yapay sinir ağı yaklaşımı üzerinden kontrolü sağlanma çalışma simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Aynı biçimde kontrol sistemi IoT üzerinden düşünülerek Nesnelerin İnterneti ile haberleşme sağlama çalışması gerçekleştirilmiştir.

Literatürde doğrusal olmayan problemler için geliştirilmiş sinir ağı tabanlı kontrolör yapılarının ön plana çıktığı görülmektedir [47]. Özellikle sinir ağlarının parametre uydurma, sınıflandırma, kestirim gibi özellikleri ile doğrusal olmayan problemlerin çözümünde önemli katkılar sağladığı görülmektedir [49-53]. Araç simülatörü içinde lineer aktüatörlere uygulanacak referans sinyallerin üretilebileceği bir sinir ağı yaklaşımı ve sinir ağını besleyecek gerçek sürüş verilerinden alınmış x-y-z eksenlerinde olması gereken ivme bilgileri ile sürücü tarafında gerçek sürüş hissiyatı oluşturulmasına imkân sağlanabilecektir.

Nesnelerin interneti (IoT), veri aktarımı ve işleminde önemli katkılar sağlayabilmektedir. Özellikle merkezi bir işlemciye bağlı olan alt aktüatör yada sensor birimlerinden gelen sinyallerin işlenmesi ve referans sinyallerin türetilmesi esnasında ihtiyaç duyulabilecek yüksek işlem gücünün internet üzerinden serverlar tarafında sağlanabiliyor olması büyük bir önem arz etmektedir [48].

Bu çalışmada katkı sağlanan nokta donanım döngüde mantığıyla (HIL) lineer aktüatörlerin ve ivme bilgilerin (IMU-Inertial Measurement Unit) alındığı bir IoT üzerinden ana sunucuya aktarılan bilgilerin sinir ağına işlenerek gerekli kontrol sinyallerinin yine IoT üzerinden araç simülatörüne aktarıldığı bir yapı üzerinden çalışılmıştır.

Ele alınan sürüş simülatörüne ilişkin tasarım ve prototip görseli Şekil 2’de verilmiştir. Burada iki lineer aktüatör üzerinden mobil platforma yani sürücü koltuğuna bağlanmaktadır. Geri besleme olarak alınmak istenen x-y-z eksenlerindeki bilgiler de IMU üzerinden alınmaktadır. Lineer aktüatörlerin sürücüleri ve IMU bir IoT üzerinden sunucuya ana bilgisayar aktarılmaktadır. Şekil 3.37’de simülasyon sistemi için gerçekleştirilen kontrol ve donanım yapısı yer almaktadır.

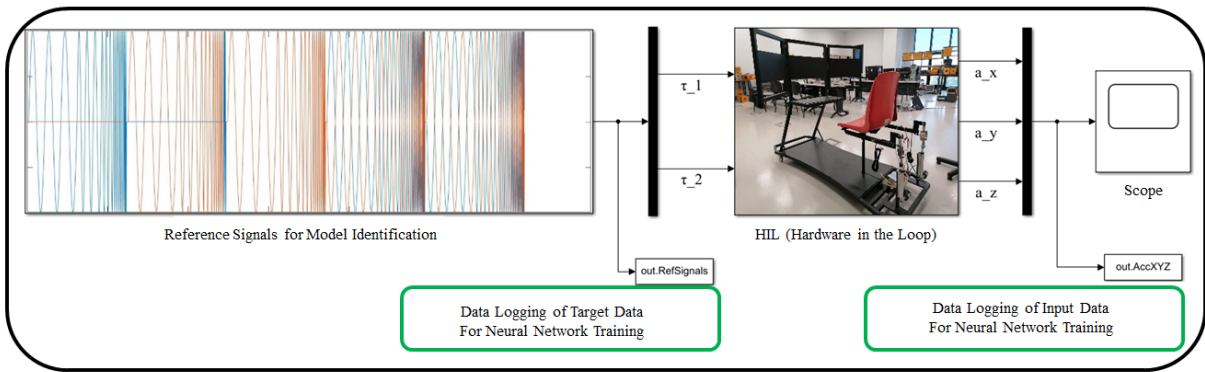


Şekil 3.37. Simülasyon Kontrol ve Donanım Yapısı

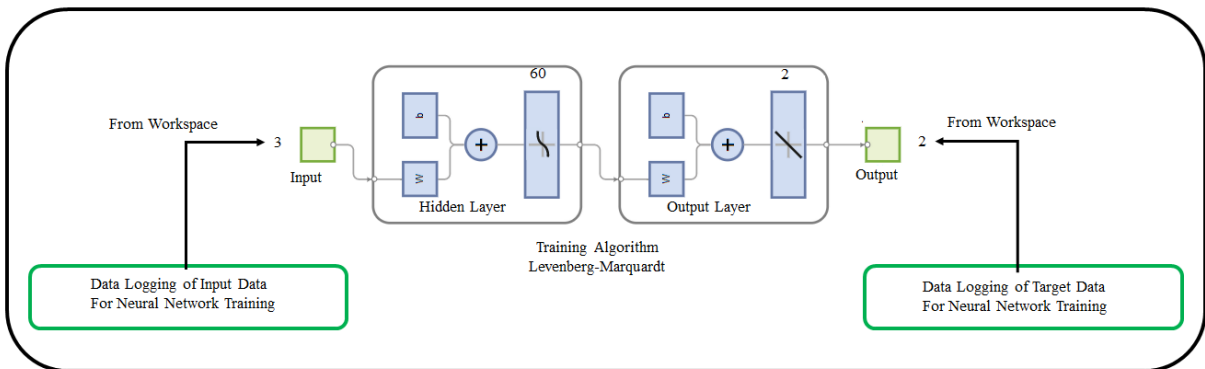
Bu çalışmada uygulanacak işlem akışına ilişkin görsel Şekil 3’de verilmiştir. Buradaki proses 3 adım dan oluşmaktadır. 1. Adımda sistem tanımlaması ve sinir ağı için eğitim verilerinin oluşturulması sağlanır. Burada sistem tanımlanması için 1,2,4,8,10,20 Hz frekanslarında sinusoidal sinyaller ile 180 ve 360 derece faz farkları ile 2 kombinasyonlu iki giriş sinyali oluşturulmuştur. 2. Adımda sinir ağı modelinin eğitimi gerçekleştirilir. Burada sinir ağı için 3 giriş ( $a_x, a_y, a_z$ ) ve 2 çıkış ( $\tau_1, \tau_2$ ) bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Sinir ağı gizli ve çıkış olarak 2 katmandan oluşmaktadır.

Gizli katmanda 60 neuron çıkış katmanında ise 2 neuron bulunmaktadır. Gizli katmanda aktivasyon fonksiyonu olarak tansig kullanılırken çıkış katmanında purelin kullanılmıştır. Burada 1. Adımda elde edilen giriş ve hedef verileri Levenberg-Marquardt algoritması ile eğitime çalışılmıştır. [49-53] 3. Adımda ise çeşitli test senaryolarından türetilmiş referans ivme bilgileri ile eğitilen sinir ağı modeli test edilmiştir. Buradaki test senaryoları Double Lane Change, Constant Radius, Fishhook, Increase Steer, Sine with Dwell ve Swept Sine testleri esnasında toplanmış ivme ( $a_x, a_y, a_z$ ) verileridir

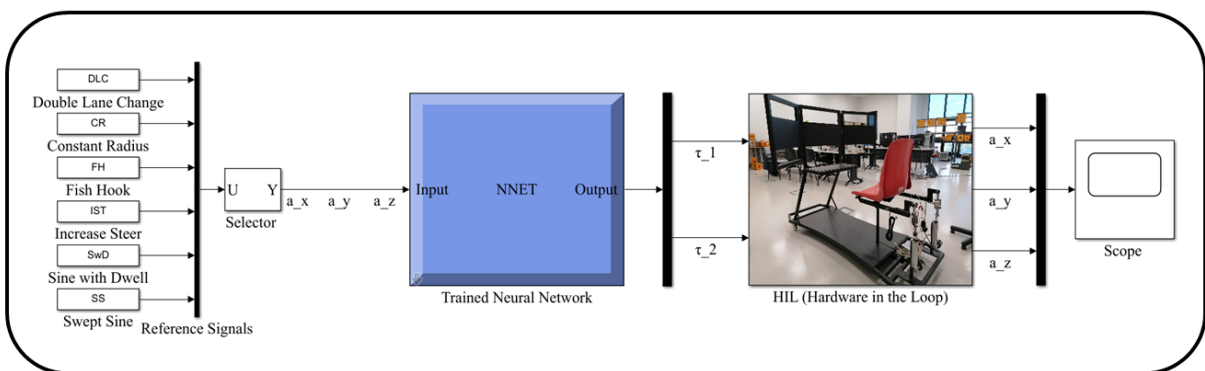
1st Step Model Based System Identification and Training Data Generation



2nd Step Neural Network Training



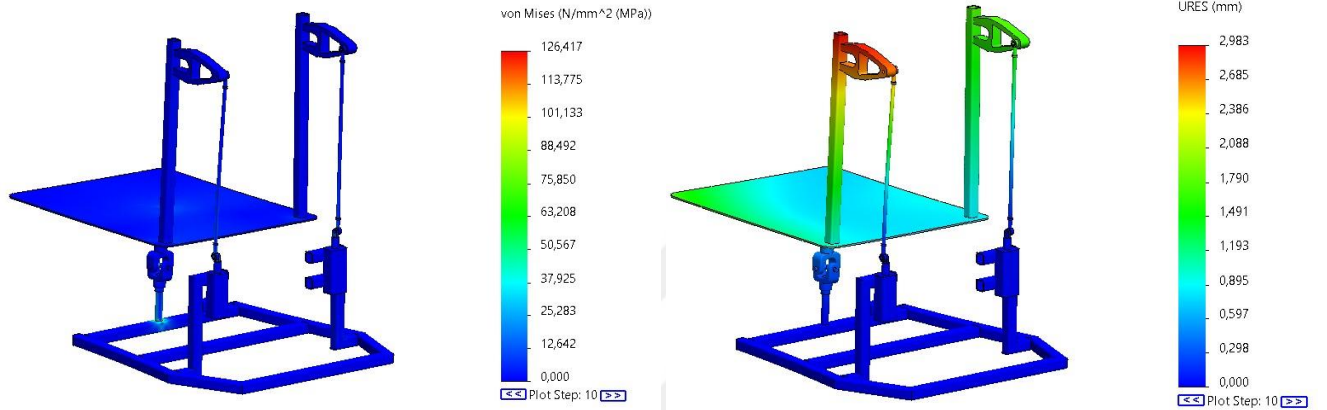
3rd Step System Deployment Testing



Şekil 3.38. Yapay Sinir Ağları ile Kontrol Metodolojisi

## 4. BULGULAR ve TARTIŞMA

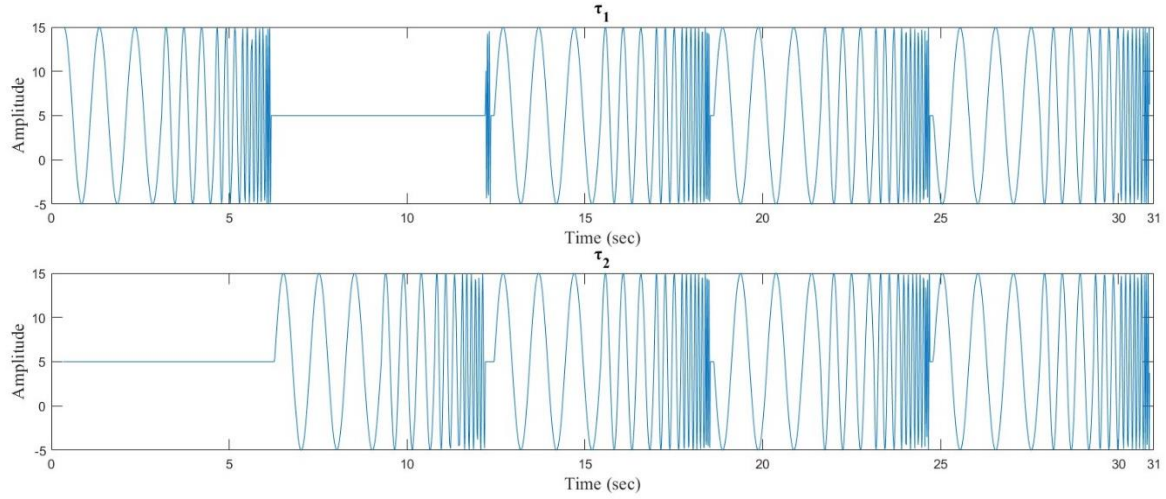
Yenilikçi bir tasarım anlayışıyla yeniden modellenen motor platformu bağlantı kısmı, Çift Şerit Değiştirme sürüş çevrimi tekniğinde X ekseninin minimum ivme değerlerinde gerçekleştirilen modal dinamik analize tabi tutulmuştur. Tüm değerler aynı tutularak yeniden analiz edilen sistemde gerilme ve deformasyon değerlerinde azalma gözlemlendi. İlgili grafikler 10 kat abartılı gösterilmiştir.



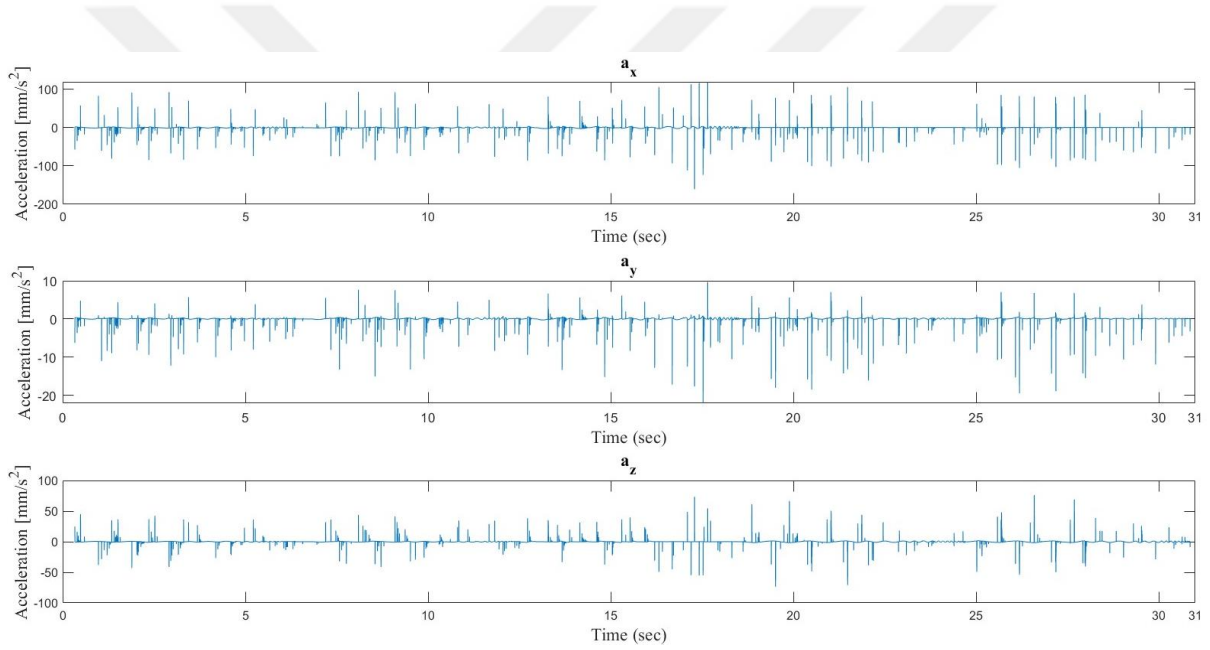
**Şekil 4.1.** Yenilikçi Tasarıma Sahip Bağlantı Parçası ile Gerçekleştirilen Modal Dinamik Analiz Sonucu

Gerilme değeri 129.18 MPa değerinden 126.42 MPa değerine, deformasyon değeri 3.31 mm değerinden 2.98 mm değerine düşmüştür. Ayrıca aynı frekans mod sayısında (30 mod) X ekseninde kütle katılım oranında da %71.1 değerinden %70.6 değerinde düşüş gözlemlenmiştir. Böylelikle atalet momenti etkisi azaltma yönünde de kazanç sağlanmıştır.

Kontrol kısmında yapay sinir ağları ve Nesnelerin İnterneti ile yürütülen çalışmalarda araç simülasyon sisteminin tanımlanması ve sinir ağı eğitimi için giriş referans ve hedef kontrol sinyallerinin oluşturulması için kullanılan sistem tanımlama sinyallerine ilişkin gösterim Şekil 4.2'de verilmiştir. Şekil 4.3'te araç simülasyonüne (HIL) uygulanan sinyallere karşın araç simülasyonunun IMU üzerinde ölçtüğü ivme ( $a_x$ ,  $a_y$ ,  $a_z$ ) bilgileri ise Şekil 4.4'te verilmiştir. Şekil 4.4'teki veriler input, Şekil 4.3'teki veriler de target olacak şekilde sinir ağı eğitimi Levenberg-Marquardt algoritması ile eğitilmiştir. Eğitim sonucu %87.1 başarımlı performans ve MSE (Mean Squared Error) = 9.2 olarak ölçülmüştür.

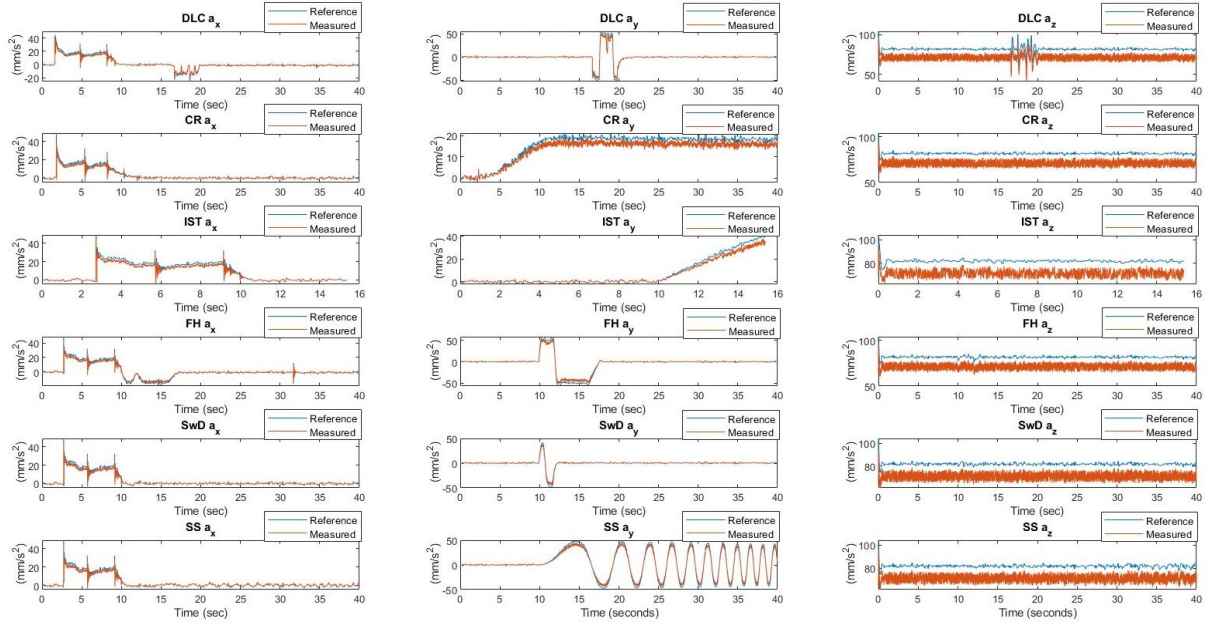


**Şekil 4.2.** Sistem Tanımlama Girişleri



**Şekil 4.3.** HIL Cevapları

Eğitilen sinir ağı, Şekil 4.4'te gösterilen çeşitli test manevralarından elde edilen ivme bilgilerinin ( $a_x$ ,  $a_y$ ,  $a_z$ ) referans sinyal olarak kullanıldığı bir doğrulama işlemine tabi tutulmuştur. Buradaki test senaryoları Double Lane Change, Constant Radius, Increase Steer, Fish Hook, Sine with Dwell ve Swept Sine şeklindedir. Buradaki referans test manevraları bir araç üzerinde test ediliyorken toplanan ivme bilgileri zaman serileri olarak kaydedilmiştir. Kaydedilen test verileri araç simülatörü kısıtlarına uygun ölçeklendirilmiştir. Zaman serileri olarak kaydedilen ivme bilgileri her bir test senaryosu için ayrı ayrı sinir ağı girişine uygulanarak eğitilen sinir ağının performansın gözlemlenmeye çalışılmıştır. Yapılan testler esnasında uygulanan referans sinyaller ve elde edilen sonuçlara ilişkin bilgiler Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



**Şekil 4.4. Sistem Test Sonuçları**

Şekil 4.4'te elde edilen sonuçlar referans sinyaller ve ölçülen sinyaller olarak ele alındığında mean absolute percentage error (ortalama mutlak yüzde hatası) için değerlendirilmiş ve genel değerlendirme Tablo 4.1'de gösterilmiştir. Tablo 4.1'den de anlaşılacağı ortalama %13 lük bir hata ile sistem doğrulaması sağlanmıştır.

**Tablo 4.1. Ortalama Mutlak Yüzde Hatası**

	<b><math>a_x</math></b>	<b><math>a_y</math></b>	<b><math>a_z</math></b>
<b>DLC (Double Lane Change)</b>	12.91%	13.00%	13.05%
<b>CR (Constant Radius)</b>	12.97%	13.00%	13.02%
<b>IST (Increase Steer)</b>	12.99%	12.97%	12.88%
<b>FH (Fishhook)</b>	13.00%	13.11%	12.92%
<b>SwD (Sine with Dwell)</b>	12.96%	13.00%	13.05%
<b>SS (Swept Sine)</b>	12.95%	13.00%	13.00%

## 5. SONUÇ

Bu çalışmada 2 serbestlik dereceli bir araç simülatörünün yapısı incelenmiştir. Literatürdeki çalışmalar incelenerek araç simülatörlerinin kullanım alanları ve kullanım şekilleri incelenmiştir. Araç simülatör yapısının kinematik ve dinamik hesaplamaları serbestlik dereceleri kullanılarak yapılmıştır. Sürüş döngüsü örnekleri incelenir ve resimlendirilir. Sürüş çevrimleri içerisinde X, Y ve Z eksenlerindeki kritik ivme değerlerini hesaplayarak.

Sürüş çevrimi ivme uygulamalarıyla birlikte yapılan modal dinamik analiz sonuçları ile gerilme ve deformasyon değerleri incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda en yüksek stresin gözlemlendiği analiz çalışması değerlendirilmiştir. Değerlendirme sonucunda simülatör motor bağlantı braketleri üzerindeki ve tüm sistemdeki reaksiyon kuvvetleri elde edilmiştir. Modal dinamik analizden elde edilen en yüksek tepki kuvveti dikkate alınarak ve motorların çalışma kuvveti değerlendirilerek motor bağlantı dirseğine 400 N'luk bir yük uygulanmıştır. Braketin arka kısmı motor bağlantı kısmından 400 N yük uygulanarak sabitlenmiş kabul edilir. Statik analiz bu koşullar altında gerçekleştirilmiştir. Motor montaj braketinin üretken tasarımı için statik analiz sonuçlarıyla birlikte topoloji optimizasyonu uygulandı.

Topoloji optimizasyonu ile motor braketinde kütle azaltma ve dayanıklılık hedeflenir. Çalışma sonucunda ortaya çıkan optimizasyon sonucuna göre braket tasarımı üretken bir tasarımla yapılmıştır. İlgili yeni tasarım, en yüksek gerilme ve deformasyon değerine sahip modal dinamik analiz senaryosuna yeniden tabi tutulduğundan, gerilme ve deformasyon değerlerinde azalma gözlemlenerek mukavemetin arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca kütle azaltılarak malzeme tasarrufu sağlandı.

Topoloji optimizasyonuna dayalı olarak, gelecekteki çalışmalar, simülatör gövdeleri ve şasi ve benzeri gövde yapıları üzerinde üretken tasarımlar gerçekleştirerek malzeme tasarrufu sağlayabilir. Yüksek mukavemetli, rezonansa dayanıklı yapılar oluşturulabilir.

Bu çalışmada IoT üzerinden kontrol edilen bir araç simülatörü ele alınmıştır. Çeşitli sürüş senaryoları için araç simülatörünün uygun sürüş hissiyatını sürücüyeye aktarılması gerekir. Bu durumda ilgili manipülatörlerin sürüş senaryosuna uygun eksen takımındaki ivmeyi mobil platforma iletilmesi ile gerçekleşir.

3 ana eksendeki referans ivmelerin kontrolör üzerinden sürücüyeye aktarılması için bu çalışmada kullanılan 2 DoF araç simülatörünün üzerinde kullanılan 2 lineer aktüatörün uyarılması gerekir. Dolayısıyla da 3 giriş 2 çıkışlı lineer olmayan bir problem için burada sinir ağı tabanlı bir kontrolör kullanılması gerekliliğini doğurmuştur.

Sinir ağının hesaplama yaparak uygun kontrol sinyallerini üretebilmesi için araç simülatörü üzerindeki mikrodenetleyicinin işlem kapasitesi sürüş hissiyatını azaltmakta ve ilgili ivmelerin sürücüyeye aktarılmasında gecikmelere neden olduğu için IoT üzerinden ana sunucuya aktarılan bilgiler sinir ağında işlenip ilgili referans sinyaller yine IoT üzerinden aktüatörlere aktarılarak gerçekçi sürüş hissiyatı yakalanmaya çalışılmıştır.

IoT ve sinir ağı tabanlı bir simülatör içinde hem sistem tanımlaması hem de sinir ağının eğitimi için uygun verilerin toplanmasının ardından sinir ağı, DLC, CR, IST, FH, SwD ve SS gibi sürüş manevraları ile test edilerek sistem doğrulanmaya çalışılmıştır.

Sinir ağı eğitimi için 1,2,4,8,10,20 Hz frekanslarında ve 180 ile 360 derece faz kaymalı 2 kombinasyonu sinyaller araç simülatörüne uygulanarak sürücü koltuğu üzerindeki ivmeler toplanmıştır. Burada uygulanan kontrol sinyalleri sinir ağının target verileri, ivme bilgileri ise input verileri olarak kullanılmıştır.

Burada sinir ağı için 3 giriş, 2 çıkış, ve 2 katmanlı bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Sinir ağının gizli katmanında 60 neuron ile aktivasyon fonksiyonu olarak tansig tercih edilmiştir. Sinir ağının çıkış katmanında ise 2 neuron ve purelin aktivasyon fonksiyonu tercih edilmiştir. Toplanan veriler ile sinir ağı, Levenberg-Marquardt eğitim algoritması ile eğitilmiştir. Eğitim sonrasında sinir ağının başarımlı performansının %87.1 ve MSE = 9.2 olduğu görülmüştür. Kabul edilebilir bir performans olduğu için ardından test fazına geçilmiştir.

Gerçek araç üzerinden DLC, CR, IST, FH, SwD ve SS gibi sürüş manevraları esnasında toplanan ivme verileri sürüş simülatörünün kısıtları doğrultusunda ölçklendirilmiştir. Ardından sinir ağının girişine sırasıyla DLC, CR, IST, FH, SwD ve SS için toplanmış ivme verileri (ax, ay, az) uygulanarak sinir ağı çıkışından elde edilen kontrol sinyalleri IoT üzerinden araç simülatörlerinin aktüatörlerine aktarılmıştır. Sürücü koltuğu üzerinde bulunan IMU tarafından ölçülen ivme bilgileri de yine IoT üzerinden ana sunucuya aktararak test işlemi tamamlanmıştır.

Test işlemi sonrasında uygulanan referans ivmeler ile ölçülen ivmeler için MAPE sonuçları Tablo 4.1'de özetlenmiştir. Tablo 4.1'den de anlaşılacağı üzere ortalama %13 hata ile araç simülatörü referans ivmeleri takip edebilmektedir. Ayrıca ölçümler esnasında referans sinyalden maksimum %19 hata ile uzaklaşmış olup bu tip bir sistem için Kabul edilebilir sonuçlar elde edildiği gözlemlenmiştir.

## KAYNAKLAR/REFERENCES

- [1] SOLIDWORKS Yardım, Hareket Etütleri, Hareket Etütlerine Giriş, Hareket Analizine Genel Bakış, Serbestlik Dereceleri, [https://help.solidworks.com/2023/turkish/SolidWorks/motionstudies/c\\_degrees\\_freedom\\_motion.htm](https://help.solidworks.com/2023/turkish/SolidWorks/motionstudies/c_degrees_freedom_motion.htm), 11 Aralık 2022.
- [2] Bang, K. H. (2007) Development of dynamics modeling in the vehicle simulator for road safety analysis. SICE Annual Conference, pp. 649-653.
- [3] Reddy, G. N. (2009) An EV-simulator for Electric Vehicle Education. International Conference on Engineering Education (ICEED), pp. 131-137.
- [4] Peng, J., Zhenjun, S. (2009) Improvement of driving simulator for real-time vehicle dynamic collision simulation. 2nd IEEE International Conference on Computer Science and Information Technology, pp. 590-593.
- [5] Zhao, Y. (2012) Integrated Traffic-Driving-Networking Simulator: A Unique R&D Tool for Connected Vehicles. International Conference on Connected Vehicles and Expo (ICCVE), pp. 203-204.
- [6] Weiss, E., Gerdes, J. C. (2022) High Speed Emulation in a Vehicle-in-the-Loop Driving Simulator. IEEE Transactions on Intelligent Vehicles.
- [7] Hatipoğlu, S., Özdemir, S., Öztürk, E. (2012) Türkiye’de İlköğretim Okullarında Verilen Trafik Eğitiminin Farklı Ülkelerde Verilen Eğitimle Karşılaştırılarak İncelenmesi ve Geliştirilmesi İçin Öneriler, Tübitak Ulakbim.
- [8] Hughes, D. T. D., Cramer, F., Knight, G.J. (1967) Use of a Car Simulator for Medical Research the Effects of Marzine and Alcohol on Driving Performance. The Welicom Research Laboratories, pp. 212-213.
- [9] Allen, R. W., Park, G. D., Cook, M. L., Fiorentino, D. (2007) The Effect of Driving Simulator Fidelity on Training Effectiveness. Southern California Research Institute, Sept.
- [10] Hayes, E., Silberman, L. (2007) Incorporating Video Games into Physical Education. University of Wisconsin in Madison, JOPERD, Volume 78, No. 3 March.
- [11] Benloucif, M.A., Sentouh, C., Floris, J., Simon, P., Boverie, S., Popieul, J. C. (2016) Cooperation between the driver and an automated driving system taking into account the driver’s state. Driving Simulation and Virtual Reality Conference, September, Paris, France.
- [12] Bouchner, P. (2016) Interactive Driving Simulators – History, Design and their Utilization in area of HMI Research. International Journal of Systems Applications, Engineering & Development, Vol. 10.
- [13] Chiew, Y. S., Abdul Jalil, M. K., and Hussein, M. (2008) Kinematic Modeling of Driving Simulator Motion Platform. IEEE Conference on Innovative Technologies in Intelligent Systems and Industrial Applications, 12-13 July, Malaysia

- [14] Howard, B. (2012) Inside Virttex, Ford's amazing driver distraction simulator. *Extreme Tech Journal*, 1 August, <http://www.extremetech.com/extreme/133549-inside-virttex-fords-amazing-driver-distraction-simulator>, (11.12.2022)
- [15] Newcoub, D. (2011) BMW Connected Drive First Look. 18 March. <http://www.edmunds.com/car-reviews/features/bmw-connecteddrive-first-look.html>, 11.12.2022.
- [16] Stewart, D. (1965) A platform with six degrees of freedom. *Proc. Inst. Mech. Engrs, Part I* 180, pp. 371–386.
- [17] Gao, F., Li, W., Zhao, X., Jin, Z., Zhao, H. (2012) New kinematic structures for 2-, 3-, 4-, and 5-DOF parallel manipulator designs. *Mechanism and Machine Theory*.
- [18] Lee, W.S., Kim, J.H., Cho, J.H. (1998) A Driving Simulator as a Virtual Reality Tool. *IEEE International Conference on Robotics & Automation Leuven*, Kookmin University, Belgium.
- [19] Nehaoua, L., Mohellebi, H., Amouri, A., Arioui, H., Espié, S., Kheddar, A. (2008) Design and Control of a Small-Clearance Driving Simulator. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, March, Vol. 57, No. 2.
- [20] Arioui, H., Hima, S., Nehaoua, L., Bertin, R.J., Espié, S. (2011) From Design to Experiments of a 2-DOF Vehicle Driving Simulator. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, February, Vol. 60, No. 2.
- [21] Sabiha, Y., Yıldırım, E., Ertunç, H.M., Güner, H.E., Demirci, B., Doğan, İ. (2017) 2 DOF Vehicle Simulator. *International Conference on Advances and Innovations in Engineering*, May, Elazığ. Türkiye.
- [22] Maksimkins, P., Stupans, A., Krivisa, S., Senfelds, A., Ribickis, L. (2021) Implementation of a Classic Washout Filter for Robotic Large Range Motion Simulator using Cylindrical Coordinate System. *IEEE 9th Workshop on Advances in Information, Electronic and Electrical Engineering (AIEEE)*, November.
- [23] Damian, M., Shyrokau, B., Akutain, X. C., Happee, R. (2022) Experimental Validation of Torque-Based Control for Realistic Handwheel Haptics in Driving Simulators. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, January.
- [24] Liu, X. J., Wang, Q. M., Wang, J. (2005) Kinematics, dynamics and dimensional synthesis of a novel 2-DoF translational manipulator. *J. Intell. Robot. Syst.*, Vol. 41, No. 4, pp. 205–224.
- [25] Zhao, T. S., Huang, Z. (2000) A Novel Three-DOF Translational Platform Mechanism and its Kinematics. *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 10 September, pp. 517–522.
- [26] Ganesh, S. S., Rao, A. B. K. (2018) Kinematic and Dynamic Optimization of a 2-DOF Parallel Kinematic Mechanism, *Procedia Computer Science*, Vol. 133, pp. 576–584.

- [27] Karlsson, A. (2014) Test Procedures and Evaluation Tools for Passenger Vehicle Dynamics. Chalmers University of Technology, Master's Thesis in Automotive Engineering.
- [28] SAE International. (2018) J266: Steady-State Directional Control Test Procedures for Passenger Cars and Light Trucks, Vol. 4970, No. 724.
- [29] ISO 3833:1977, Road vehicles – Types, Terms and definitions, <https://www.iso.org/standard/9389.html>, 28.10.2022
- [30] Gerard, M., Pasillas Lépine, W., De Vries, E., Verhaegen, M. (2012) Improvements to a five-phase ABS algorithm for experimental validation. *Veh. Syst. Dyn.*, Vol. 50, No. 10, October, pp. 1585–1611.
- [31] Bosch, R. (2014) Bosch Automotive Handbook, 9th Edition.
- [32] Dao, G., Youhong, S., Guangyu, L., Zegen, W., Xin, D., Weiguang, S., Qiushi, W., Tengfei, W., Yuanjin, J., Kai, Z., Jinsong, Z. (2023) Frequency veering between car body and under-chassis equipment of railway vehicles in vertical bending mode. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 185, N.PAG.
- [33] Ribeiro, D., Calçada, R., Delgado, R., Brehm, M., Zabel, V. (2013) Finite-element model calibration of a railway vehicle based on experimental modal parameters. *Vehicle System Dynamics*, 51(6), 821–856.
- [34] Bae, S. H., Cho, J. R. (2022). Numerical Frequency-Interval Modal Analysis of Structural Dynamic Systems with Frequency-Dependent Mounts. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 1–9.
- [35] Rogelio, J. P., Coronado, L. O. B., Dadios, E. P., Bandala, A. A., Vicerra, R. R. P., Ligutan, D. D. F., Liza, F. P., Buison, A. M., Florante, D. D. A. (2020) Modal Analysis, Computational Fluid Dynamics and Harmonic Response Analysis of a 3D Printed X-ray Film Handler for Assistant Robotic System using Finite Element Method. 2020 IEEE 12th International Conference on Humanoid, Nanotechnology, Information Technology, Communication and Control, Environment, and Management (HNICEM).
- [36] Enders, E., Karle, P., Bonelli, G., Killian, D., Burkhard, G. (2020) Modal Vertical Vehicle Dynamics Control for Semi-Active and Active Suspension Systems. Fifteenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER), Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER), Fifteenth International Conference On, 1–9.
- [37] Bendsoe, M. P., Kikuchi, N. (1988) Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 28 March, Holland.
- [38] Rozvany, G. I. N., Zhou, M., Birker, T. (1992) Generalized Shape Optimization without Homogenization. *Structural Optimization* Springer-Verlag, Essen University, Germany.
- [39] Işık, M., Kısa, E., Koç, B., Yıldız, M., Pehlivanoğulları, B., Orhangül, A., Akbulut, G. (2021) Topology Optimization and Manufacturing of Engine Bracket using Electron Beam Melting. *Journal of Additive Manufacturing Technologies*, Turkey.

- [40] Shi, G., Guan, C., Quan, D., Wu, D., Tang, L., Gao, T. (2019) An Aerospace Bracket Designed by Thermo-Elastic Topology Optimization and Manufactured by Additive Manufacturing. Chinese Journal of Aeronautics, 11 October, China.
- [41] Chen, Y., Wang, Q., Wang, C., Gong, P., Shi, Y., Yu, Y., Liu, Z. (2021) Topology Optimization Design and Experimental Research of a 3D-Printed Metal Aerospace Bracket Considering Fatigue Performance. Applied Science, 11, 6671, 24 June.
- [42] Gökdağ, İ., Acar, E. (2022) Application of a modular topology optimization framework to an aerospace bracket design. Materials Testing, Vol. 64, No. 7, pp. 1090-1102.
- [43] Balta, B., Arıcı, A. A., Yılmaz, M., Gümüş, S., Gümüş, Y., Selçuk, C. (2018) Microstructural and mechanical properties of friction and MIAB welded carbon steel tubes and forging bracket joints. Materials Testing, Vol. 60, No. 3, pp. 273-282.
- [44] Korkmaz, F. F., Subran, M., Subran, Y., Ali, R. (2021) Optimal design of aerospace structures using recent meta-heuristic algorithms. Materials Testing, Vol. 63, No. 11, pp. 1025-1031.
- [45] Patel, Y., George, P. (2012) Parallel Manipulators Applications—A Survey. Modern Mechanical Engineering, Vol. 2 No. 3, pp. 57-64.
- [46] Hernández, A., Urizar, M., Macho, E., Petuya, V. (2018) Parallel Manipulators: Practical Applications and Kinematic Design Criteria. Towards the Modular Reconfigurable Robots. In: Dede, M., İtik, M., Lovasz, EC., Kiper, G. (eds) Mechanisms, Transmissions and Applications. IFToMM 2017. Mechanisms and Machine Science, Vol 52. Springer, Cham.
- [47] Molina, J. K., Dominguez, M. J., Onate, C. U., Salamea, H. T. (2014) Development of a neural controller applied in a 5 DOF robot redundant. IEEE Latin America Transactions, Vol. 12, No. 2, pp. 98-106.
- [48] Gupta A. K., Johari, R. (2019) IOT-based Electrical Device Surveillance and Control System. 4th International Conference on Internet of Things: Smart Innovation and Usages (IoT-SIU), pp. 1-5.
- [49] Demir, U., Akuner, M.C. (2018) Design and analysis of radial induction motor. Electrical Engineering, Vol. 100, pp. 2361- 2371.
- [50] Demir, U., Kocabicak, Z.K. (2021) Performance assessments of the material for the traction motor cores of an electric racing kart. Materials Testing, Vol. 63, No. 6, pp. 519-528.
- [51] Demir, U. (2021) Improvement of the power to weight ratio for an induction traction motor using design of experiment on neural network. Electrical Engineering, Vol. 103, pp. 2267-2284.
- [52] Demir, U. (2022) IM to IPM design transformation using neural network and DoE approach considering the efficiency and range extension of an electric vehicle. Electrical Engineering, Vol. 104, pp. 1141- 1152.

[53] Pourkarimi, M., Demir, U., Akuner, M.C. (2022) Neural Network Approach for E-Motor Development. 8th International Conference on Control, Decision and Information Technologies (CoDIT), pp.1091-1095.

