



**YÜKSEK İZOLASYON PERFORMANSI VE NEGATİF  
RİJİTLİK MEKANİZMASINA SAHİP MEKANİK  
SÜSPANSİYONLU KOLTUK GELİŞTİRİLMESİ VE  
PERFORMANSININ AYRINTILI ANALİZİ**

**Mehmet Kıvanç TURAN**



T.C.  
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜKSEK İZOLASYON PERFORMANSI VE NEGATİF RİJİTLİK  
MEKANİZMASINA SAHİP MEKANİK SÜSPANSİYONLU KOLTUK  
GELİŞTİRİLMESİ VE PERFORMANSININ AYRINTILI ANALİZİ**

**Mehmet Kıvanç TURAN**  
0000-0002-1605-9678

Prof. Dr. Fatih KARPAT  
(Danışman)

DOKTORA TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2025  
Her Hakkı Saklıdır

## ÖZET

Doktora Tezi

### YÜKSEK İZOLASYON PERFORMANSI VE NEGATİF RİJİTLİK MEKANİZMASINA SAHİP MEKANİK SÜSPANSİYONLU KOLTUK GELİŞTİRİLMESİ VE PERFORMANSININ AYRINTILI ANALİZİ

**Mehmet Kıvanç TURAN**

Bursa Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Prof. Dr. Fatih KARPAT

Titreşim yol dışı taşıt operatörü veya uzun taşıt sürücüsü için oldukça zararlı olabilir. Bu sebeple bu taşıtlarda sürücü veya operatör koltuğu olarak süspansiyonlu koltuklar kullanılmaktadır. Süspansiyonlu koltuklar sahip oldukları süspansiyon tipine göre üç gruba ayrılabilir: pasif süspansiyonlu koltuk, yarı-aktif süspansiyonlu koltuk ve aktif süspansiyonlu koltuk. Yarı-aktif süspansiyonlu koltuk ve aktif süspansiyonlu koltuk oldukça iyi titreşim izolasyonu performansına sahiptir. Fakat oldukça maliyetlidirler. Bu yüzden yaygın olarak kullanılamazlar. Pasif süspansiyonlu koltuklar düşük maliyetli yapılardır, fakat onların izolasyon frekans aralığı belli olduğundan dolayı titreşim izolasyon performansları sınırlıdır. Bu çalışmada, mevcut bir pasif süspansiyonlu koltuğa negatif rijitlik mekanizması eklenmiştir. İlk olarak literatür aracılığıyla sistemin temel denklemleri incelenmiştir. Sonrasında parametre etkileri istatistiksel olarak araştırılmıştır. İstatistiksel analiz sonucunda açıkça görülmüştür ki yay rijitlik oranı çok daha etkin bir parametredir. Sonrasında simülasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Ardından prototip üretilip test edilmiştir. Deneysel ve simülasyon sonuçları yeni pasif süspansiyonlu koltuğun oldukça iyi titreşim izolasyon performansına sahip olduğunu göstermiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Süspansiyonlu koltuk, negatif rijitlik, titreşim, izolasyon, simülasyon, istatistik

**2025, xv + 84 sayfa.**

## **ABSTRACT**

PhD Thesis

**DEVELOPMENT OF A MECHANICAL SUSPENSION SEAT WITH HIGH  
ISOLATION PERFORMANCE AND NEGATIVE STIFFNESS MECHANISM  
ADDED AND DETAILED ANALYSIS OF ITS PERFORMANCE**

**Mehmet Kıvanç TURAN**

Bursa Uludağ University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Prof. Dr. Fatih KARPAT

Vibration can be very harmful for off-road vehicle operator or long vehicle driver. For this reason, suspension seats are used for driver or operator seat in these vehicles. Suspension seats can be divided three groups accordingly their suspension types: passive suspension seat, semi-active suspension seat, and active suspension seat. Semi-active suspension seat and active suspension seat have pretty good vibration isolation performance. However, they are very costly. Therefore, they cannot used widely. Passive suspension seat is a low cost structure, however its vibration isolation performance is limited because of their isolation frequency gap is certain. In this study, negative stiffness mechanism has been added to the existing passive suspension seat. First of all, the fundamental equations of the system were investigated via literature. Then, parameter effects were investigated statistically. As a result of statistical analysis, it was clearly seen that the spring stiffness ratio is a more effective parameter. Then, simulation studies were realized. After that, the prototype was created and tested. Experimental and simulation results showed this new passive suspension seat has a very good vibration isolation performance.

**Key words:** Suspension seat, negative stiffness, vibration, isolation, simulation, statistic

**2025, xv + 84 pages.**

## TEŞEKKÜR

Doktora tez çalışmam boyunca benden desteğini esirgemeyen, karşılaştığım zorluklarda bana yol gösterici olan değerli danışman hocam Prof. Dr. Fatih KARPAT'a teşekkürlerimi sunarım.

Tüm eğitim hayatım boyunca yanımda olan aileme şükranlarımı sunarım.

Doktora tez çalışmam sürecinde benden maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen değerli dostlarım, Dr. Çağlar KAHYA, Mert Ali ÖZEL, Adem KARACA, Efe SAVRAN, Burak KİŞİN, Altuğ BAKIRCI, Üsame SABIRLI, Burak AYDOĞDU, Erhan ARSLAN, Emre Can ÇÖMEZ, Onur ÜNLÜ, Emre ORUÇ, Mücahit Türker UYSAL, Deniz KAYA, Dr. M. Erman ÇALIŞKAN, Volkan TURUÇ, Safa ŞENAYSOY, Mümin YILMAZ, Ali Osman GÜNEY'e ve değerli hocalarım Prof. Dr. Erdal EMEL, Prof. Dr. Necmettin KAYA, Prof. Dr. Elif ERZAN TOPÇU, Doç. Dr. Celalettin YÜCE, Doç. Dr. Oğuz DOĞAN, Dr. Öğretim Üyesi Tufan Gürkan YILMAZ, Prof. Dr. Nurullah ARSLANOĞLU'na teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam kapsamında bana destek olan Grammer Koltuk Sistemleri Sanayi ve Ticaret A.Ş.'ye ve başta Altan POLAT olmak üzere tüm çalışanlarına teşekkür ederim.

Doktora eğitimim boyunca bana desteklerinden dolayı Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) ve çalışanlarına şükranlarımı sunarım.

Mehmet Kıvanç TURAN  
03/03/2025

## İÇİNDEKİLER

|                                                                                                  | Sayfa |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| ÖZET.....                                                                                        | viii  |
| ABSTRACT.....                                                                                    | ix    |
| TEŞEKKÜR.....                                                                                    | x     |
| SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ .....                                                             | xii   |
| ŞEKİLLER DİZİNİ.....                                                                             | xiii  |
| ÇİZELGELER DİZİNİ .....                                                                          | xv    |
| 1. GİRİŞ .....                                                                                   | 1     |
| 2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI .....                                                 | 8     |
| 2.1 Titreşim .....                                                                               | 8     |
| 2.2. Süspansiyonlu Koltuk .....                                                                  | 14    |
| 2.3. Kaynak Araştırması.....                                                                     | 16    |
| 2.3.1. Süspansiyonlu koltuk ve negatif rijitlik mekanizmaları üzerine inceleme çalışmaları ..... | 16    |
| 2.3.2. Negatif rijitlik mekanizmaları üzerine çalışmalar.....                                    | 19    |
| 2.3.3. Koltuklar üzerine diğer çalışmalar .....                                                  | 22    |
| 2.4. Tüm Vücut Titreşimi.....                                                                    | 25    |
| 3. MATERYAL ve YÖNTEM.....                                                                       | 27    |
| 3.1. Negatif Rijitlik Mekanizması .....                                                          | 27    |
| 3.2. Parametre Etkilerinin İstatistiksel Olarak İncelenmesi .....                                | 39    |
| 3.3. Tez Çalışması Modeli .....                                                                  | 43    |
| 3.3.1. Simülasyon çalışması .....                                                                | 44    |
| 3.3.2 Deney çalışması .....                                                                      | 49    |
| 4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....                                                                     | 58    |
| 4.1 Parametre Etkisi İstatistiksel Sonuçları .....                                               | 58    |
| 4.2 Simülasyon Sonuçları .....                                                                   | 61    |
| 4.3.Deneysel Çalışma.....                                                                        | 71    |
| 5. SONUÇ .....                                                                                   | 74    |
| KAYNAKLAR .....                                                                                  | 77    |
| ÖZGEÇMİŞ .....                                                                                   | 82    |

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

### Simgeler

| Simgeler   | Açıklama                           |
|------------|------------------------------------|
| $k_o$      | Eğik yay rijitliği                 |
| $k_v$      | Düşey yay rijitliği                |
| $k_h$      | Yatay yay rijitliği                |
| $M$        | Kütle                              |
| $B$        | Bar uzunluğu                       |
| $L$        | Bar duvar arası mesafe             |
| $L_c$      | Yatay yay sıkıştırılmış durum boyu |
| $L_f$      | Yatay yay sıkıştırılmış durum boyu |
| $P$        | Sıkıştırma parçası uzunluğu        |
| $\theta$   | Barın açısı                        |
| $x$        | Kütlenin gövdeye bağlı deplasmanı  |
| $z_e$      | Uyarı                              |
| $z_u$      | Kütledeki değişim                  |
| $F$        | Kuvvet                             |
| $F_v$      | Düşey kuvvet                       |
| $F_h$      | Yatay kuvvet                       |
| $\gamma_1$ | Boyutsuz sayı- gama 1              |
| $\gamma_2$ | Boyutsuz sayı- gama 2              |
| $\alpha$   | Yay rijitlikleri oranı             |
| $r$        | Uyarı frekansı doğal frekans oranı |
| $\zeta$    | Sönüm oranı                        |
| $V$        | Volt                               |

### Kısaltmalar Açıklama

|        |                                           |
|--------|-------------------------------------------|
| TVT    | Tüm vücut titreşimi                       |
| SEAT   | Seat Effective Amplitude Transmissibility |
| Hz     | Hertz                                     |
| ANOVA  | Analysis of Variance                      |
| TR     | Transmissibility(İletilebilirlik)         |
| $TR_b$ | İzolasyon başlangıcı                      |
| RMS    | Root Mean Square(Ortalama karekök)        |

## ŞEKİLLER DİZİNİ

|             | Sayfa |
|-------------|-------|
| Şekil 1.1.  | 2     |
| Şekil 1.2.  | 3     |
| Şekil 1.3.  | 4     |
| Şekil 1.4.  | 5     |
| Şekil 1.5.  | 6     |
| Şekil 2.1.  | 8     |
| Şekil 2.2.  | 9     |
| Şekil 2.3.  | 10    |
| Şekil 2.4.  | 11    |
| Şekil 2.5.  | 12    |
| Şekil 2.6.  | 13    |
| Şekil 2.7.  | 13    |
| Şekil 2.8.  | 14    |
| Şekil 2.9.  | 18    |
| Şekil 2.10. | 20    |
| Şekil 3.1.  | 29    |
| Şekil 3.2.  | 30    |
| Şekil 3.3.  | 31    |
| Şekil 3.4.  | 32    |
| Şekil 3.5.  | 35    |
| Şekil 3.6.  | 35    |
| Şekil 3.7.  | 36    |
| Şekil 3.8.  | 37    |
| Şekil 3.9.  | 38    |
| Şekil 3.10. | 39    |
| Şekil 3.11. | 41    |
| Şekil 3.12. | 43    |
| Şekil 3.13. | 44    |
| Şekil 3.14. | 44    |
| Şekil 3.15. | 45    |
| Şekil 3.16. | 46    |
| Şekil 3.17. | 47    |
| Şekil 3.18. | 48    |
| Şekil 3.19. | 48    |
| Şekil 3.20. | 49    |
| Şekil 3.21. | 50    |
| Şekil 3.22. | 51    |
| Şekil 3.23. | 52    |
| Şekil 3.24. | 53    |
| Şekil 3.25. | 54    |



|             |                                       |    |
|-------------|---------------------------------------|----|
| Şekil 3.26. | Yatay yay iç kılavuzu                 | 55 |
| Şekil 3.27. | Yatay yay dış kılavuzu                | 56 |
| Şekil 3.28. | Nihai prototip                        | 56 |
| Şekil 4.1.  | S/N oranı sonuçları                   | 59 |
| Şekil 4.2.  | 0,1 Hz deplasman-zaman grafiği        | 61 |
| Şekil 4.3.  | 0,2 Hz deplasman-zaman grafiği        | 61 |
| Şekil 4.4.  | 0,3 Hz deplasman-zaman grafiği        | 62 |
| Şekil 4.5.  | 0,4 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 62 |
| Şekil 4.6.  | 0,5 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 63 |
| Şekil 4.7.  | 0,6 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 63 |
| Şekil 4.8.  | 0,7 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 64 |
| Şekil 4.9.  | 0,8 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 64 |
| Şekil 4.10. | 0,9 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 65 |
| Şekil 4.11. | 1 Hz Deplasman-zaman grafiği          | 65 |
| Şekil 4.12. | 1,1 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 66 |
| Şekil 4.13. | 1,2 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 66 |
| Şekil 4.14. | 1,3 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 67 |
| Şekil 4.15. | 1,4 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 67 |
| Şekil 4.16. | 1,5 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 68 |
| Şekil 4.17. | 1,6 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 68 |
| Şekil 4.18. | 1,7 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 69 |
| Şekil 4.19. | 1,8 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 69 |
| Şekil 4.20. | 1,9 Hz Deplasman-zaman grafiği        | 70 |
| Şekil 4.21. | 2 Hz Deplasman-zaman grafiği          | 70 |
| Şekil 4.22. | Inspire modeli iletilebilirlik sonucu | 71 |
| Şekil 4.23. | Test sonucu                           | 72 |

## ÇİZELGELER DİZİNİ

|         |      | <b>Sayfa</b>                                   |
|---------|------|------------------------------------------------|
| Çizelge | 3.1. | Parametre Etkisi Tasarım değerleri             |
| Çizelge | 3.2. | Parametre Etkisi Deney Tasarımı                |
| Çizelge | 3.3. | Parametre değerleri                            |
| Çizelge | 4.1. | Parametre Etkisi İletilebilirlik(TR) sonuçları |
| Çizelge | 4.2. | S/N sonuç tablosu                              |
| Çizelge | 4.3. | ANOVA sonuçları                                |



## 1. GİRİŞ

Titreşim hayatın içinde olağan bir parça olarak ele alınabilir (Türkkan, 2014). Hem canlı hem de cansız varlıklar gün içerisinde çeşitli kaynaklardan titreşime maruz kalır. Titreşim her ne kadar bazı durumlarda istenen bir unsur olsa da bazı durumlarda ise engellenmesi zaruridir (Türkkan, 2014). Bu sebeple başta otomotiv, koltuk ve sağlık sektörleri olmak üzere birçok farklı bilim ve üretim alanında titreşim üzerine kapsamlı araştırmalar yapılmaktadır.

Otomotiv sektörü açısından mekanik titreşimler büyük önem arz etmektedir. Otomobil gibi ufak taşıttan tır, otobüs gibi büyük taşıtlara kadar her taşıt için titreşim önemli bir etmendir, bu sebeple ayrıntılı olarak ele alınmalıdır. Yolcu ve yük taşıma taşıtları dışında iş makinelerinde de titreşim önemli bir araştırma konusudur.

Taşıtların maruz kaldıkları titreşimlerin kaynakları taşıt türüne göre değişiklik gösterebilmektedir. Örneğin otomobil, otobüs, minibüs, midibüs, kamyon ve tır gibi binek ve yük taşıtları için temel titreşim kaynağı yol iken greyder, ekskavatör, dozer, beko loder gibi iş makinelerinde ise çalışma koşulları titreşim kaynağı olarak daha fazla öne çıkabilmektedir. Bu taşıtların hepsinde sürücü/operatör ve varsa yolcuya aktarılan titreşim önemli bir araştırma başlığıdır.

Taşıtlarda mekanik titreşim etkisini minimize etmek ve mümkünse ortadan kaldıracılamak amacıyla için süspansiyon adı verilen elemanlardan yararlanılır (Şekil 1). Bu elemanlardan temel beklenti yol tutuşunu sağlamak ve gerek taşıtı gerekse sürücü ve yolcuları mekanik titreşimin olumsuz etkilerinden korumasıdır.



**Şekil 1.1.** Taşıt süspansiyonu (Lexus, n.d.)

Taşıtlarda kullanılan süspansiyon yapıları üç temel grup altında ele alınabilir (Erzan Topçu & Kamış Kocabıçak, 2019; Türkkın, 2020):

- Pasif süspansiyonlar
- Yarı-aktif süspansiyonlar
- Aktif süspansiyonlar

Pasif süspansiyonlar süspansiyon türleri içerisinde düşük maliyeti açısından ön plana çıkarken titreşim izolasyon performansı açısından düşük kalmaktadır. Buna ek olarak pasif süspansiyonlar diğer süspansiyon türlerine kıyasla daha sade bir yapıya sahiptir.

Aktif süspansiyonlar ise her ne kadar çok yüksek bir titreşim izolasyon performansına sahip olsalar da yüksek maliyetleri yaygın kullanımı açısından önemli bir engel teşkil etmektedir. Yarı-aktif yapıya sahip süspansiyonlar ise gerek performans gerekse maliyet bakımından aktif ve pasif süspansiyonların arasında yer almaktadır. Pasif süspansiyonla kıyaslandığında titreşim izolasyonu bakımından daha iyi bir performans gösterirken aktif süspansiyonlarla kıyaslandığında ise maliyet avantajı ile öne çıkmaktadır.

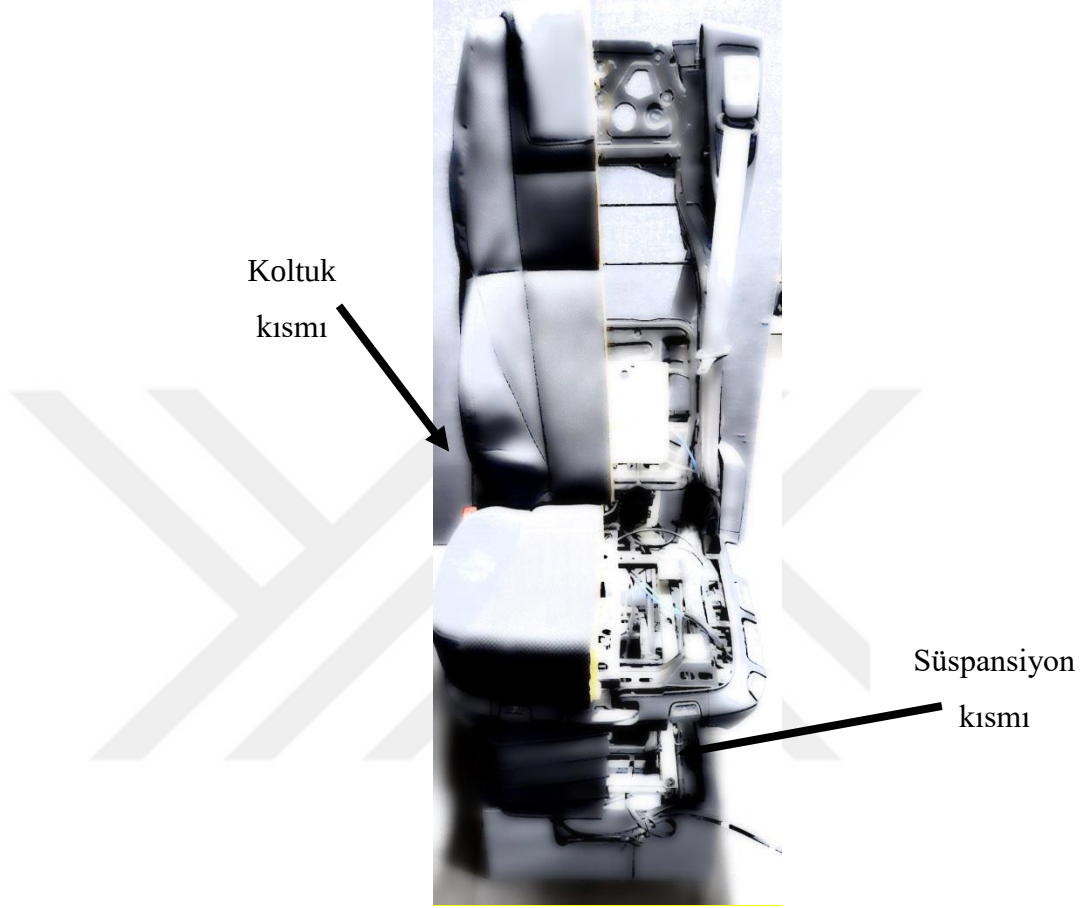
Taşıt süspansiyonları otomobil gibi binek taşıtlar için yeterli titreşim izolasyonu gerçekleştirmektedir. Başka bir deyişle bu taşıtlarda sürücü ve yolcular için titreşim

açısından ek bir tertibata gerek görülmemekte ya da maliyet açısından uygun bulunmamaktadır. Fakat daha büyük taşıtlar için örnek olarak tır veya otobüs ele alınabilir ve iş makinesi gibi taşıtlarda sürücü/operatör çalışma şart ve süreleri sebebiyle daha fazla, daha yoğun titreşime maruz kalabildiği için bu taşıtlarda sürücü/operatör için ek yapı veya elemanların kullanılmasına ihtiyaç duyulur. Bu durumu daha net açıklamak gerekirse otomobil sürücüleri çoğu zaman kısa ve aralıklı sürüş yaparlar. Bu nedenle yol kaynaklı titreşimler otomobil sürücüleri için önemli bir sağlık riski teşkil etmezler. Ancak otobüs, tır, kamyon, iş makinesi gibi taşıtların kullanıcıları ise çoğu zaman daha uzun süreli sürüş veya kullanım gerçekleştirirler. Bu uzun süreli gerçekleştirilen sürüş veya kullanım ise tüm vücut titreşim (TVT) riskini kayda değer oranda artırmaktadır (Al-Ashmori & Wang, 2020). Ortaya çıkan bu durum bu tarz taşıtlarını kullanan sürücü veya operatörlerin mevcut titreşimlerden korunması için önlemler alınmasını zorunlu kılmaktadır. Bu nedenle uzun süredir bu taşıtlarda sürücü koltuğu olarak süspansiyonlu koltuk adı verilen kendine ait pasif, yarı-aktif veya aktif süspansiyon yapısına sahip olan koltuklar tercih edilmektedir (Şekil 1.2). Kara taşıtlara dışında deniz taşıtlarında veya demiryolu taşıtlarında da süspansiyonlu koltuklar kullanılabilmektedir (Grammer AG, n.d.-c, n.d.-a).



**Şekil 1.2.** Sürücü koltuğu (Grammer AG, n.d.-b)

Süspansiyonlu koltuklar daha önce belirtildiği üzere taşıt süspansiyondan ayrı kendi ait süspansiyonu olan koltuk türlerdir (Şekil 1.3).



**Şekil 1.3.** Süspansiyonlu koltuğun kesiti

Şekil 1.3'den görüleceği üzere süspansiyonlu koltuklar temelde iki kısımdan oluşmaktadır. Koltuk kısmı daha çok ergonomi üzerinedir. Burada sürücünün daha rahat bir sürüş gerçekleştirebilmesi için ergonomik açıdan olabildiğince uygun tasarımlar yapılmaya çalışılmaktadır. Buna ek olarak son kullanıcının taleplerine bağlı olarak farklı eklemeler de yine yapılabilmektedir.

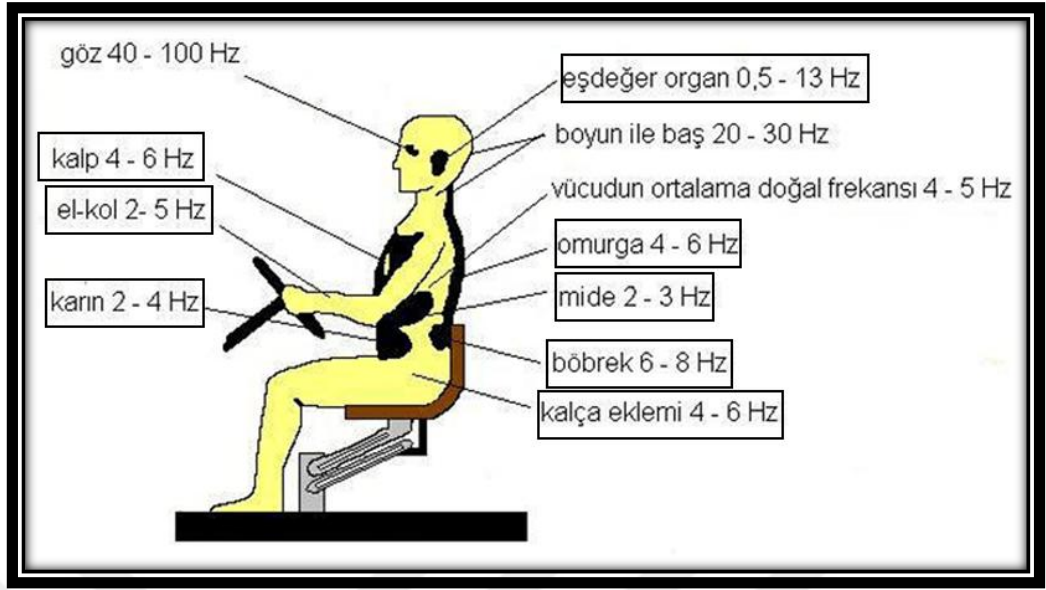
Buradaki süspansiyon elemanından beklenen temel amaç yoldan gelen titreşimin etkisini minimize ederek sürücünün sürüş konforu arttırmak ve daha sağlıklı sürüş yapmasını gerçekleştirmektir.



**Şekil 1.4.** Yıllara göre farklı koltuk süspansiyon türleri (Mayton vd., 2019)

Teknolojinin gelişmesiyle beraber Şekil 1.4'den görüleceği üzere koltuk süspansiyonları da taşıt süspansiyonlarına benzer olarak gelişmiştir ve özellikle yarı-aktif ve aktif süspansiyonlu sürücü koltuklarıyla çok yüksek izolasyon performanslarına ulaşılmıştır. Her ne kadar yarı-aktif ve aktif süspansiyonlu koltuklar daha yüksek izolasyon performansı gösterebilirler de maliyet dezavantajları sebebiyle halen yaygın olarak kullanılamamaktadır. Bu sebeple pasif süspansiyonlu koltukların izolasyon performansını iyileştirilmesi günümüzde bile yaygın bir araştırma konusudur.

Sade yapılı pasif süspansiyonlu koltuklarda başka bir deyişle süspansiyon için temel bileşenlerden oluşan yapılarda doğal frekans 2-3 Hz frekans civarında olduğu literatürde bilinmektedir (Adam & Jalil, 2017). Yani düşük frekanslarda izolasyon gerçekleştirilemezler. Düşük frekansta gerçekleşen titreşimler sürücüler için ciddi problemler oluşturabilir (Adam & Jalil, 2017; Guo vd., 2020). Zira mide, böbrek, el-kol, kalp gibi birçok organın doğal frekansı 2-8 Hz frekans aralığındadır (Çay, 2006). Şekil 1.5'de insan vücudundaki bazı organların doğal frekans değerleri sunulmuştur (Çay, 2006). Bu durum ışığında düşük frekanslar için performans iyileştirilmesi gerektiği açıktır.



**Şekil 1.5.** İnsan vücudunun ve organlarının doğal frekans değerleri (Çay, 2006)

Bu tez çalışmasının temel amacı mevcutta tırlar için kullanılan bir pasif süspansiyonlu koltuk türünün izolasyon performansının geliştirilmesidir. Bunu yaparken düşük maliyetli ve pasif süspansiyonlu olarak kullanılmasına devam edilmesidir. Bu çalışmada pasif süspansiyonlu tır sürücü koltuğunun izolasyon performansını iyileştirmek için sisteme bir negatif rijitlik mekanizmasının eklenmesinin, adaptasyon, titreşimi izolasyonu performansı ve boyutsal olarak uygunluğu araştırılmıştır. Oluşturulacak olan negatif rijitlik mekanizması yay, bar, sıkıştırma parçası kombinasyonundan oluşacağı için maliyet bakımından bir risk teşkil etmemektedir.

Tez çalışması kapsamında ilk olarak giriş konusunda titreşim, süspansiyon ve süspansiyonlu koltuklar hakkında genel bilgilendirme yapılmıştır. Sonraki aşamada kaynak araştırması bölümünde literatürde sürücü koltuğu ve negatif rijitlik mekanizmaları üzerine yapılan çalışmalar ayrıntılı olarak sunulmuştur. Materyal ve yöntem bölümünde bu bağlamda temel denklemler literatür aracılığıyla incelenmiş ve ortaya konulmuştur. Yayların rijitlik oranının ve yatay yay ön yükleme miktarının negatif rijitlik performansı üzerindeki etkileri incelemek maksadıyla istatistiksel incelemeler gerçekleştirilmiştir. Sonraki aşamada mevcut esneme boyutların çok aşmayacak genişlikte bir negatif rijitlik mekanizmalı koltuk süspansiyonu tasarlanmış ve prototipi üretilmiştir. Gerek istatistiksel inceleme gerekse tez simülasyon modeli için Altair



Inspire yazılımı kullanılmıştır. Çalışmada son olarak tek eksenle titreşim izolasyon testi uygulanmıştır. Son olarak simülasyon sonuçları ile deneysel sonuçlar mukayese edilmiştir.

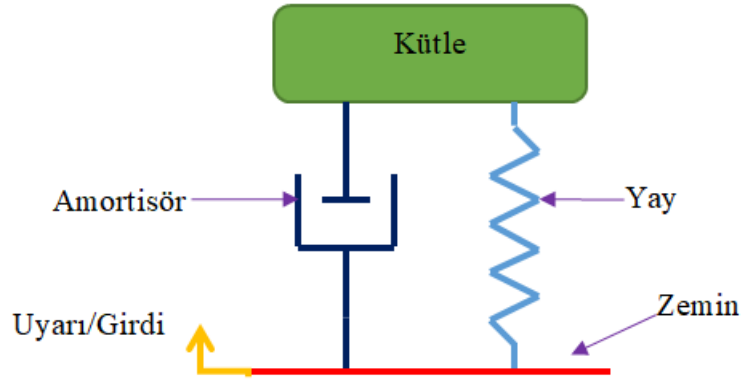


## 2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu bölümde ilk olarak titreşim sonrasında süspansiyonlu koltuk ve son olarak literatürde süspansiyonlu koltuk ve negatif rijitlik mekanizmaları üzerine yapılmış çalışmalar ele alınmıştır. Literatür genel hatlarıyla ele alındığında süspansiyonlu koltuklar ve negatif rijitlik mekanizmaları üzerine çok sayıda çalışma yapıldığı görülmüştür. Gerek süspansiyonlu koltuklar gerekse negatif rijitlik mekanizmaları oldukça geniş kapsamlı konular olmaları sebebiyle literatürdeki çalışmalardan tez konusuna yakın olan çalışmalar seçilmiştir. Sonraki aşamada yapılan çalışmalar kendi arasında gruplandırılmış olup üç ana başlık altında sunulmuştur.

### 2.1. Titreşim

Titreşimi en sade ve basit haliyle tanımlamak gerekirse herhangi bir yapının belli bir referans etrafında, kimi zaman bir konum kimi zaman bir cisim olabilir, salınması olarak tanımlanabilir (Ergün, 2016). Tek serbestlik dereceli bir süspansiyon sistemi ele alınırsa (Şekil 2.1);



**Şekil 2.1.** Tek serbestlikli süspansiyon sistemi (Ergün, 2016; Türkkkan, 2014)

Şekil 2.1 'de gösterilmiş olan sistemin üç temel bileşeni vardır: kütle, yay ve amortisör. Süspansiyon sisteminin kullanıldığı yere göre bu kütle taşıt ağırlığı olabileceği gibi bir süspansiyonlu koltuk yapısında ise sürücü ağırlığına karşılık gelmektedir.

Süspansiyonlarda konfor performansını etkileyen asıl elemanlar amortisör/damper ve yaydır. Yaylar elastik eleman tanımına tam olarak uyan makine elemanlarıdır (Babalık & Çavdar, 2014). Disk yay, kangal yay, spiral yay, helisel yay ve çubuk yay gibi birçok farklı türü bulunmaktadır (Şekil 2.2).



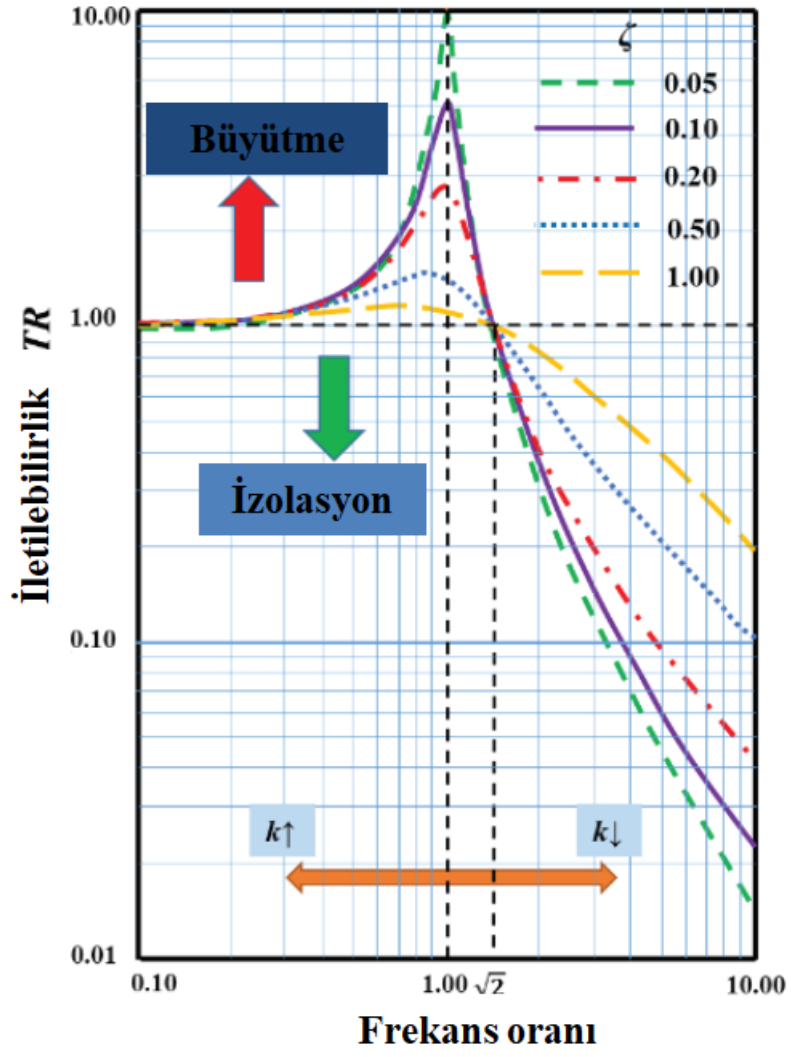
**Şekil 2.2.** Yay çeşitleri a) disk yay, b)burulma yayı, c) baskı(helisel) yayı, d yaprak yay (M, 2023)

Yayları en basit şekilde tanımlamak gerekirse herhangi bir çekme veya basma kuvvetine maruz kaldığında türüne bağlı olarak şekilsel ve/veya boyutsal değişim geçirir ve bu esnada uygulanan kuvvetten oluşan enerjiyi depolar, maruz kalınan kuvvetin ortadan kalkmasıyla şayet plastik deformasyona uğramadıysa depolamış olduğu enerjiyi geri aktarır (Babalık & Çavdar, 2014).



**Şekil 2.3.** Amortisör

Süspansiyon sistemin bir diğer kritik elemanı amortisör/damper olarak adlandırılan parçadır (Şekil 2.3). Amortisör bir sönüm elemanı olup kinetik enerjiyi ısı enerjisine döndürme aracılığıyla sönümleyen bir bileşen veya makine ekipmanıdır. Amortisör elemanın en kritik olduğu durum rezonans durumudur. Rezonans tanımının daha iyi anlaşılabilmesi için doğal frekanstan bahsetmek gerekmektedir. Her eleman ya da sistemin kendine haiz doğal frekansları bulunmaktadır. Doğal frekans eleman ya da sistemin rijitliği ile kütlelerinin bir fonksiyonudur. Rezonans, eleman veya sistemin çalışma şartları veya herhangi bir başka uyaran aracılığıyla kendi doğal frekansı ile tahrik edilmesi ile ortaya çıkan bir durumdur. Herhangi bir sistem veya eleman kendi doğal frekansı ile tahrik edilirse veyahut başka bir deyişle uyarılırsa titreşim genliği sonsuza doğru artış gösterir (Şekil 2.4), genliğin sonsuza gitmesinin engellenmesi ve genlik değerinin azaltılması için mutlak bir suretle sönüm elemanı kullanılmalıdır (Türkkan, 2014).



**Şekil 2.4.** Rezonans (H. Li vd., 2020)

Herhangi bir sistem veya elemanın rezonansa girmesi durumunda mevcut sistemde veya elemanda büyük ve kalıcı hasarlar meydana gelebilir hatta tamamen parçalanabilir (Türkkan, 2014). 1940 yılında yıkılan Tacoma Narrows köprüsü bu konuda hakkında oldukça önemli bir örnektir (Şekil 2.5).

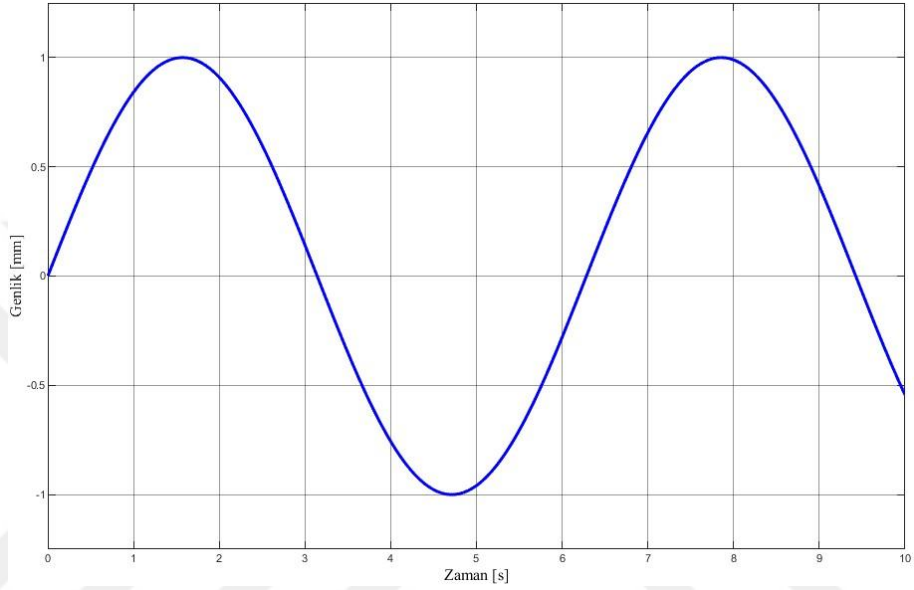


**Şekil 2.5.** Tacoma Narrows köprüsü (Fizikist, 2014)

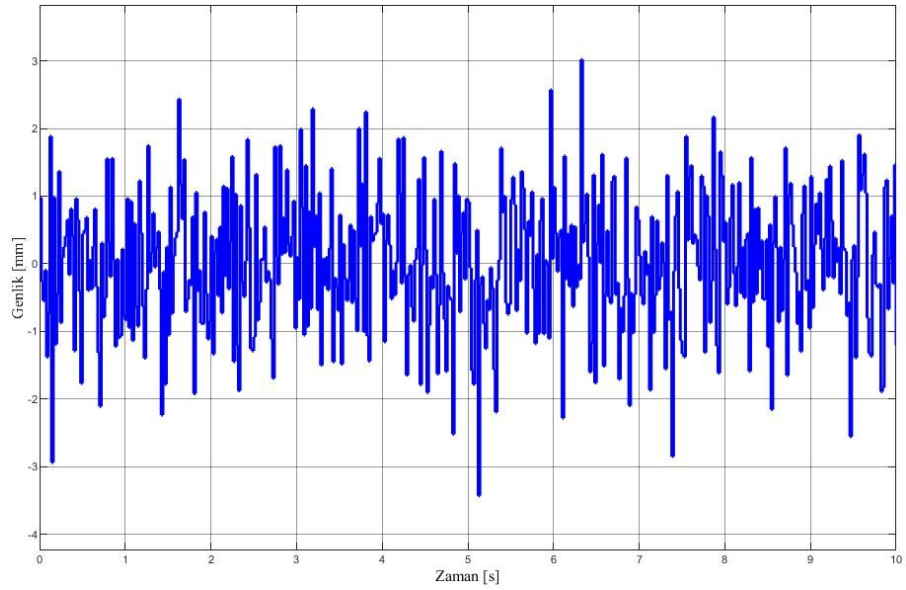
Bu sebeple kullanılacak olan sistem veya elemanın doğal frekansının önceden tespit edilmesi ve çalışma frekansının bu değerlerden uzak olması yahut çalışma frekansı değiştirilemiyor ise sistem veya elemanın doğal frekansı tasarım değişimi, malzeme değişimi vb. yöntemlerle değiştirilmesi gerekmektedir.

Bu sistemde herhangi bir uyarı veyahut tahrik olmadığı vakit belirli bir süre geçtikten sonra sistem kütle ağırlığı üzerinden dengesini oluşturur. Sonraki aşamada Şekil 2.1’de de gösterildiği üzere zeminden bir uyarı/giriş olmasıyla kütle titreşim hareketi yapmaya başlar. Titreşim bir dış kuvvetin sisteme veya yapıya uygulanması ile gerçekleşebileceği (zorlanmış titreşim) gibi sistemin veya yapının denge konumundan uzaklaştırılması ile (serbest titreşim) de gerçekleşebilir (Ergün, 2016; Türkkkan, 2014).

Şekil 2.1’de belirtilen girdi veya uyarı herhangi bir düzene sahip olup olmaması durumuna göre düzenli veya düzensiz(rastgele) olarak gerçekleşebilir (Ergün, 2016). Düzenli giriş periyodik olarak gerçekleşen ve tekrarlanan bir titreşim türüdür (Ergün, 2016) ; Sinüs veya kosinüs fonksiyonu olarak gerçekleşebilir (Şekil 2.6.). Rastgele girişte ise herhangi bir düzen yoktur (Şekil 2.7.).



Şekil 2.6. Sinüzoidal giriş



Şekil 2.7. Rastgele/Düzensiz giriş

Giriş bölümünde de bahsedildiği üzere titreşime sürekli maruz kalmak önemli birçok sağlık riskini barındırmaktadır. Gerek tır, otobüs, gibi büyük taşıt sürücüleri gerekse iş makineleri operatörleri yoğun ve uzun süreli titreşime maruz kalabilmektedir. Bu sebeple sürücü ve operatörler için titreşimin olumsuz etkilerini elemine edecek yöntemlerin geliştirilmesi veya mevcut yöntemlerden uygun olanların bu amaç için kullanılması büyük önem taşımaktadır.

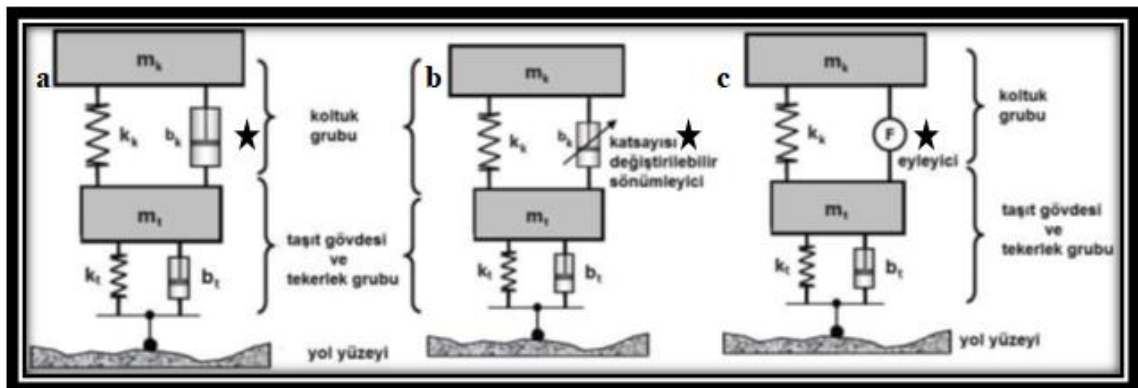
Sürücü ve operatörlerin titreşime maruz kalmasında etkin bölgelerden biri koltuklardır. Taşıt zemininden gelen titreşimler koltuk aracılığıyla gövdeye iletilirler. Bu sebeple koltuklarda süspansiyon kullanılması sürücü konforunu büyük ölçüde arttıracaktır. Bu sebeple günümüzde birçok farklı taşıt türünde sürücü ve operatör koltuğu için süspansiyonlu koltuklar kullanılmaktadır.

## 2.2. Süspansiyonlu Koltuk

Süspansiyonlu koltuklar giriş bölümünde belirtildiği üzere üç ana başlıkta incelenebilmektedir (Ergün, 2016):

- Pasif süspansiyonlu koltuklar
- Yarı-aktif süspansiyonlu koltuklar
- Aktif süspansiyonlu koltuklar

Şekil 2.8’de süspansiyon tiplerinin görselleri verilmiştir (Ergün, 2016).



Şekil 2.8. Koltuk süspansiyon türleri (Ergün, 2016)



Pasif süspansiyonlu sürücü koltukların kullanımı oldukça eskiye dayanmaktadır. Şekil 2.8a'da bu yapıdan oluşturulmuş koltuk gösterilmektedir. Genel itibariyle bir yay ve damper/amortisör sistemi olan bu yapının izolasyon performansı oldukça yetersizdir. Zira pasif süspansiyon sistemini oluşturan elemanların özellikleri sabittir başka bir ifadeyle duruma göre değişmezler. Bu sebeple pasif süspansiyonlu koltukların efektif olduğu yani titreşim izolasyonunu gerçekleştireceği frekans bandı bellidir. Her ne kadar başta optimizasyon olmak üzere farklı çalışmalar ile bazı iyileştirmeler yapılsa da aktif ve yarı-aktif süspansiyona kıyasla bu iyileştirmeler yetersiz kalmaktadır. Buna ek olarak hava körüğü ve benzeri farklı elemanlar kullanan pasif süspansiyonlu koltuklar da üretilmektedir. Fakat yine de istenen titreşim izolasyon performansına ulaşamamaktadır.

Yarı-aktif süspansiyonlu koltuklar ile pasif süspansiyonlu koltuklar arasındaki temel fark olarak kullanılan süspansiyon tipi gösterilebilir (Şekil 2.8b.). Yarı aktif süspansiyonlarda bir uyarı ile sönüm katsayısı değişebilen manyeto-reolojik veya elektro-reolojik amortisörler kullanılır. Bu bağlamda bu tür süspansiyonlarda bir kontrol mekanizması da kullanılmaktadır. Bu özelliği sayesinde pasif süspansiyonlu sürücü koltuklarına göre oldukça daha iyi bir izolasyon performansına sahiptirler.

Aktif süspansiyonlu sürücü koltuklarındaki en temel fark başka bir deyişle diğer süspansiyonlu koltuk türlerinden ayıran en önemli özellik ise bu yapıda aktüatör(eylec) bulunmasıdır (Şekil 2.8c.). Aktüatör aracılığıyla taşıttan gelen uyarıya karşı tepki oluşturarak izolasyon performansını kayda değer miktarda artırmaktadır. Yarı-aktif süspansiyonlu koltuk türü gibi bu süspansiyonlu koltuk türünde de bir kontrol mekanizması bulunmakla ve bunla beraber çok fazla güce ihtiyacı olması hasebiyle ayrıca bir güç ünitesine de ihtiyaç duymaktadır.

Yarı-aktif ve aktif süspansiyonlu koltuklar donanım gereksinimleri ve benzeri sebeplerden dolayı yüksek maliyete sahiptir. Bu sebeple günümüzde hâlâ pasif süspansiyonlu koltuklar yaygın olarak kullanılmaktadır.

Daha önce belirtildiği üzere pasif süspansiyonlu koltuklar diğer süspansiyonlu koltuk türlerine göre daha düşük izolasyon performansına sahiptir ve optimizasyon ve farklı eleman kullanımı gibi konvansiyonel performans iyileştirme yöntemleri pasif süspansiyonlu sürücü koltukları için yeterli ilerlemeyi sağlayamamaktadır. Bu sebeple daha farklı izolasyon iyileştirme yöntemlerinin koltuk süspansiyonuna uyarlanması veya uygulanması gerekmektedir. Bu noktada günümüzdeki en ideal çözüm negatif rijitlikli yapıların bu sistemlere eklenmesidir.

Negatif rijitlik tanımı çok aşına olunan bir tanım değildir. Zira rijitlik veya direngenlikten bahsedildiği zaman genelde bu değer pozitif olması gerektiği algılanmaktadır. Çünkü pozitif bir rijitliğin olmaması demek yapının gerekli direnci gösterememesi demektir. Negatif rijitlik yapısı daha çok sanki sıfır rijitlikli yapı ve benzeri yapıların kullanılmasıyla beraber daha fazla ilgi odağı olan bir durumdur. Birçok yapının temelde tek bir rijitlik durumu vardır ve bunu kısaca statik rijitlik diyebiliriz, bu statik rijitliğin pozitif olması gerekir ki gerekli yük veya kuvveti taşıyabilsin veya engelleyebilsin. Fakat izolasyon veya süspansiyon sistemlerinde yüksek rijitlik yüksek doğal frekansa sebep olduğundan ve bu durum izolasyonun başlayacağı frekans değerini yukarı çekeceği için aslında bir bakıma olumsuz bir durum da teşkil etmektedir. Fakat dinamik durumda yani başka bir deyişle dinamik rijitlik esnasında rijitliğin azaltılması sistemin izolasyon başlangıç frekans değerinin düşürülmesini sağlayacaktır. Günümüzde birçok mekanizma veya malzemeler ile bu sağlanabilmektedir. Negatif rijitlik en sade biçimde tanımlanmak istenirse kuvvet deplasman eğrisinin eğiminin negatife dönmesi olarak tanımlanabilir. Bu konu hakkında daha ayrıntılı bilgiler materyal ve yöntem bölümünde verilecektir.

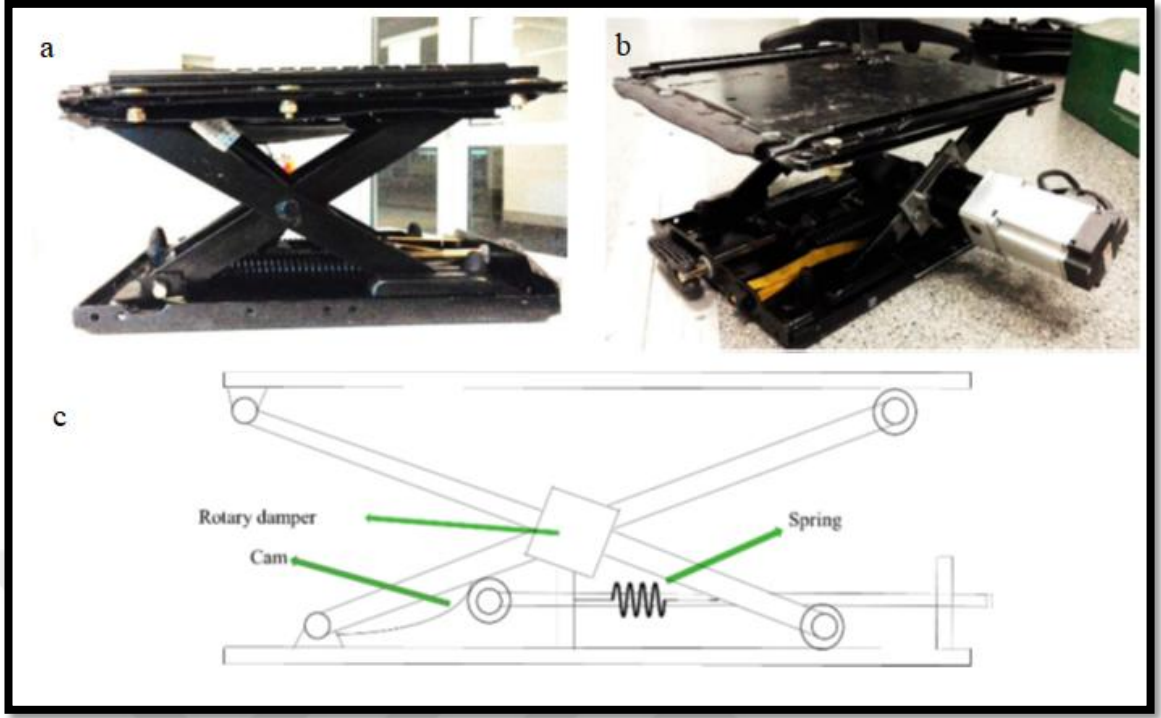
### **2.3. Kaynak Araştırması**

#### **2.3.1. Süspansiyonlu koltuk ve negatif rijitlik mekanizmaları üzerine inceleme çalışmaları**

Rutiao ve diğerleri (2018) yaptıkları çalışmada Çin'deki traktör sürücü koltukları üzerine kapsamlı bir inceleme gerçekleştirmiştir. Koltuk süspansiyonlarını ilk olarak pasif ve aktif süspansiyon sistemleri olarak iki ana gruba ayırmıştır. Pasif yapıdaki

süspansiyonları kendi arasında rijit yapılı süspansiyonlar/ süspansiyon yok, lineer elastik süspansiyonlar, non-lineer elastik süspansiyonlar olarak ele alırken aktif süspansiyonları ise aktif ve yarı-aktif olarak iki grup altında incelemiş ve kıyaslama yapmıştır. Buna göre rijit yapılı süspansiyonlarda neredeyse hiç şok sönümü olmadığı belirtilmiştir. Lineer elastik yapılı süspansiyonlar her ne kadar basit yapılı ve düşük maliyetli olsalar da titreşim azaltmaları sınırlı olduğu gözlenmiştir. Non-lineer yapılı süspansiyonların ise basit yapılı ve ayarlandıkları bölgede yüksek verime sahip olduğu belirtilmiştir fakat ayarlanmaları zor olduğu üzerinde durulmuştur.. Yarı aktif yapılı süspansiyonlar önemli bir avantajı yüksek fiyat performans verimine sahipken izolasyon performansları da oldukça yüksektir. Aktif süspansiyonlar ise her ne kadar iyi izolasyon yapsalar da maliyetleri oldukça yüksektir.

Heidarian ve Wang (2019) sürücü koltuklarındaki süspansiyon yapılarını ayrıntılı olarak ele almıştır. Buna göre litetürdeki çalışmalar pasif yarı-aktif ve aktif sistemler olarak üç grupta incelenmiştir. Çalışma neticesinde bu gruptaki sistemlerin avantaj ve dezavantajları ayrıntılı olarak ortaya konulmuştur. Buna göre pasif sistemler basit yapılı ve ucuzdur fakat performansları düşüktür. Aktif sistemler diğerlerine oranla oldukça pahalıdır fakat yüksek izolasyon performansına sahiptir. Yarı-aktif sistemler ise izolasyon performansı açısından pasif sistemlerden iyi iken maliyet olarak aktif sistemlerden daha uygundur.



**Şekil 2.9.** Süspansiyon türleri, a) pasif süspansiyonlu koltuk, b) aktif süspansiyonlu koltuk, c) yarı-aktif süspansiyonlu koltuk (Heidarian & Wang, 2019)

Li ve diğerleri (2020) negatif rijitlik mekanizmaları üzerine kapsamlı bir inceleme çalışması yapmıştır. Yapılan çalışmada negatif rijitlik mekanizmalarını kullanılan eleman, malzeme ve yapıya göre yaylı, önceden-burkulmuş kirişli/çubuklu, manyetizmalı, geometrik non-lineer yapılı, kompozit yapılı ve metamateryelli olmak üzere gruplandırarak incelemiştir. Çalışma sonucunda negatif rijitlik mekanizmalı titreşim izolatörleriyle lineer izolatörlere kıyasla daha iyi sonuçlar elde edildiği vurgulanmıştır.

Al-Ashmori ve Wang (2020) aktif süspansiyonlu koltuklar üzerine kapsamlı bir literatür gözden geçirme çalışması gerçekleştirmiştir. İlk olarak insan vücudunun modellenmesi üzerinde durulmuş olup daha sonra insan vücuduna etki eden titreşimler açıklanmıştır. Sonraki kısımda titreşimin değerlendirilmesi için literatürde kullanılan parametreler tanıtılmıştır. Daha sonra koltuklarda kullanılan süspansiyon türleri hakkında bilgi verilmiş olup son kısımda aktif süspansiyonlu koltuklar hakkında genel yapı, kullanılan

kontrol sistemleri gibi çeşitli konularda hakkında ayrıntılı bir aktarım gerçekleştirilmiştir.

Hien (2024) yaptığı çalışmada tır koltuğunda kullanılan süspansiyonları pasif süspansiyon, yarı-aktif süspansiyon ve aktif süspansiyon olarak ayrıntılı biçimde ele almıştır. Çalışma sonucunda elektromanyetik aktif süspansiyon çalışmaları üzerine önerilerde bulunmuşlardır.

### **2.3.2. Negatif rijitlik mekanizmaları üzerine çalışmalar**

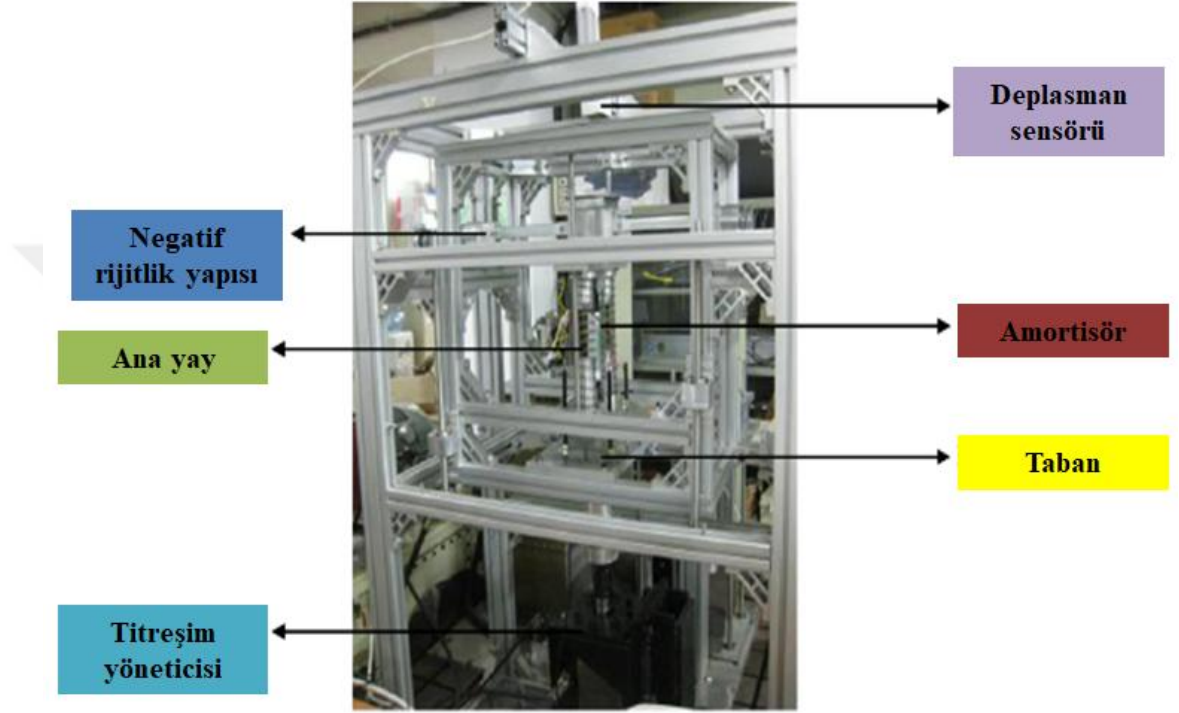
Carrella ve diğerleri (2007a, 2007b) sanki sıfır rijitlikli izolatörler üzerine kapsamlı çalışmalar yapmıştır. Çalışmalar literatür açısından temel noktaların oluşmasına katkıda bulunmuştur.

Lee ve diğerleri (2007) yayınlarında negatif rijitliği olan yaylardan yapılmış izolatörün performansı incelemiştir. İlk olarak negatif rijitliğe sahip yaylar anlatılmıştır. Buna göre negatif rijitliğe yönelik yayların üretiminde ilk olarak eksenel bir kuvvet uygulanmaktadır. Daha sonra kuvvet ve moment birlikte uygulanır. Son olarak ters yönde bir kuvvet olarak son hale getirildiği belirtilmiştir. Bu mekanizma birçok farklı araçta denenmiştir ve başarılı sonuçlar alındığı gözlenmiştir.

Le ve Ahn (2011) çalışmalarında yatay yay, bar, ve sıkıştırma kılavuzundan oluşan negatif rijitlik mekanizması kurmuş olup bu mekanizmaları bir düşey yay ve amortisör ile birleştirerek koltuk süspansiyon yapısı oluşturmuştur. İlgili süspansiyonun gerekli denklemleri çıkarılmış ve parametre etkileri araştırılmıştır. Sonraki aşamada nümerik analizler gerçekleştirilmiştir. Bu aşamanın ardından deneysel çalışmalara başlanmıştır. Sisteme tabana yerleştirilmiş cihazdan titreşim uygulanmıştır. Çalışma sonucunda negatif rijitlik mekanizmasıyla kayda değer bir performans iyileştirilmesi gerçekleştiği görülmüştür.

Le ve Ahn (2013) çalışmalarında 2011 yılında yaptıkları çalışmaya ek olarak sıkıştırma kılavuzunun boyutunu da denklemlere eklemişlerdir. Çalışma nümerik ve deneysel

olarak gerçekleştirilmiş olup, çalışmada kullanılan negatif rijitlik mekanizmalı yapının negatif rijitlik mekanizmasına sahip olmayan sisteme kıyasla daha iyi izolasyon gerçekleştirdiği gözlenmiştir. Şekil 2.10'da çalışmada kullanılan deney düzeneği sunulmuştur.



**Şekil 2.10.** Le ve Ahn 2013 yılındaki çalışmasının deney düzeneği (Le & Ahn, 2013)

Danh ve Ahn (2014) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, negatif rijitlik yapısı ayrıntılı bir şekilde analiz edilmiştir ve negatif rijitlik yapısı kullanan aktif bir pnömatik titreşim izolasyon sistemini ele almıştır. Çalışma sonucunda negatif rijitlik mekanizması eklenmiş yapının eklenmemiş yapıya oranla daha iyi performans verdiği görülmüştür.

Tu ve diğerleri (2020) yaptıkları çalışmada negatif rijitlik elemanı olarak manyetik yay kullanmıştır. İlgili yayı yarı-aktif koltuk süspansiyonuna ekleyerek çeşitli incelemeler gerçekleştirilmiş olup çalışma sonucunda gerek pasif gerekse ilgili yayın eklenmediği yarı-aktif süspansiyonlu koltuğa kıyasla kayda değer bir performans iyileştirilmesi gerçekleştiği vurgulanmıştır.

Papaioannou ve diğlerleri (2020) yaptıkları çalışmada farklı türdeki negatif rijitlik mekanizmalarına sahip süspansiyonlu koltukların performansları kıyaslamasını gerçekleştirmiştir. Bu bağlamda bir pasif süspansiyonlu ve dört adet farklı negatif rijitlik mekanizmasına sahip süspansiyonlu koltuk kullanılmıştır. Çalışma sonucunda genel anlamda en iyi sonucun Antoniadis tarafından önerilen negatif rijitlik mekanizmalı model ile elde edildiği vurgulanmıştır.

Rahman ve Rahman (2021) yaptıkları çalışmada sürücü koltuğunda negatif rijitlik mekanizmasının izolasyon performansı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çalışmada bir negatif rijitlik mekanizması tekli ve çift olarak kullanılmış olup çalışma neticesinde çiftli yapının daha iyi izolasyon performansı gösterdiği grlmştr.

Liao ve diğlerleri(2021a) yaptıkları çalışmada bir inşaat makinesi için negatif rijitlik mekanizmalı süspansiyonlu koltuğu incelemiştir. Çalışmada ilk statik durum ele alınmış olup sistemin temel denklemleri ortaya konulmuştur. Daha sonra sistem için kritik öneme sahip bazı parametrelerin etkileri ele alınmıştır. Sonraki aşamada dinamik durum incelenmiştir. Son olarak sisteme bir optimizasyon çalışması uygulanmıştır. Çalışma neticesinde optimum parametreler ile kayda değer bir izolasyon performansı iyileştirmesi elde edildiği gözlenmiştir.

Liao ve diğlerleri (2021b) negatif rijitlik sistemine sahip sürücü koltukları üzerine en kapsamlı teorik çalışmalardan birini gerçekleştirmiştir. Bu bağlamda sistem statik ve dinamik olmak üzere iki kısımda incelenmiştir. Gerek statik ve gerekse dinamik modelleme kısımlarında ilk olarak sistemin temel denklemleri çıkartılmıştır. Daha sonrasında farklı parametrelerin etkisi incelenmiştir.

Yang ve diğlerleri yaptıkları (2021) alışmada manyeto-reolojik amortisör ile negatif rijitlik yapısını bir arada kullanmıştır. Bu bağlamda negatif rijitlik için mıknaşs takımı tercih edilmiştir. Çalışma sonucunda negatif rijitlik yapısının eklendiği yarı-aktif süspansiyonlu yapının pasif ve negatif rijitlik yapısının olmadığı süspansiyona kıyasla titreşim izolasyonunda önemli bir iyileşme sağladığı gözlenmiştir.

Li ve diğlerleri (2022) yaptıkları çalışmada koltuk süspansiyonunda etkileri görmek maksadıyla hava pistonlu, yatay yaylı ve makaralı yay üç farklı sanki sıfır yapıları kullanmıştır. Daha sonra bu yapıları genetik algoritma ile optimizasyon uygulanmıştır. Çalışma neticesinde optimal parametreler ile en iyi sürüş konforu hava pistonlu sanki sıfır rijitlik yapısı ile elde edildiği görülmüştür.

Ye ve diğlerleri (2023) yaptıkları çalışmada paralel düşey süspansiyon, paralel yatay süspansiyon ve negatif rijitlik elemanlı süspansiyonun kıyaslamasını yapmıştır. Çalışma sonucunda sürüş konforunu iyileştirmek ve sallanmayı azaltmak adına paralel düşey süspansiyon ile negatif rijitlik elemanlı süspansiyonun birlikte kullanılması gerektiği vurgulanmıştır.

Atindana ve diğlerleri (2023) yaptıkları çalışmada off-road taşıtlarında kullanılan sürücü koltukları için havalı yaylı sürücü koltuğu ile ve negatif rijitlik yapısının olduğu sürücü koltuklarını mukayese etmiştir. Analizler neticesinde negatif rijitlikli yapının olduğu koltukla daha iyi titreşim izolasyonu elde edildiği görülmüştür. Çalışmada ayrıca negatif rijitlik mekanizmasının performans iyileştirmesi için gri kurt optimizasyon algoritması kullanılmıştır. Optimizasyon çalışmaları neticesinde izolasyon performansı iyileştirilmiştir.

Turan ve diğlerleri (2024) negatif rijitlik mekanizması içeren süspansiyonlu koltuklar üzerine en kapsamlı istatistiksel incelemeyi içeren çalışmayı gerçekleştirmiştir. Bu bağlamda yatay ve düşey yayların rijitlik oranının yatay yaydaki yüklemekten oldukça daha etkin bir parametre olduğu açıkça vurgulanmıştır.

### **2.3.3. Koltuklar üzerine diğler çalışmalar**

Kawana ve Shimogo (1998) yaptıkları çalışmada tır sürücü koltuğunda aktif süspansiyon kullanmanın izolasyon performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu bağlamda bir elektrik servo-motor ve vidalı mil kullanmışlardır. Çalışma sonucunda 1 Voltluk voltaj değeri baz alındığında pasif süspansiyona kıyasla ortalama karekök ivmelenmesinde %50 azalma elde edilmiştir.



Lee ve Jeon (2002) yaptıkları çalışmada ilk olarak manyeto-reolojik amortisörü ayrıntılı olarak tanıtmıştır. Daha sonrasında pasif süspansiyonlu koltuk ile manyeto-reolojik amortisörlü koltuğun mukayesesine geçilmiştir. Bu noktada manyeto-reolojik amortisörün kontrolü için sky-hook kontrol, sürekli sky-hook kontrol ve bağıl deplasman kontrolü olmak üzere üç farklı kontrol algoritması kullanılmıştır. Çalışma sonucunda en iyi performans sürekli sky-hook kontrol algoritması ile elde edilmiştir.

Maas (2004) yaptığı çalışmada binek taşıtlarda süspansiyonlu koltuk kullanımı ele almıştır. Bu bağlamda aktif süspansiyon kullanımını ele almıştır. Çalışma neticesinde aktif süspansiyon ile titreşim izolasyonunda önemli bir iyileşme gerçekleştiği gözlenmiştir.

Gunston ve diğerleri (2004) yaptıkları çalışmada sürücü koltuğunun simülasyonu gerçekleştirmek adına Bouc-Wen ve toplu parametre modelleri ele almıştır. Çalışmada iki farklı koltuk kullanılmıştır. İlk koltukta süspansiyon sırt kısmında iken ikinci koltukta alt kısımdadır. Sonraki aşamada iki model ayrıntılı olarak açıklanmış olup deneysel çalışmaya geçilmiştir. Çalışma sonucunda modellerin farklı durumlar için uygun olduğu görülmüştür.

Marul ve Karabulut (2012) çalışmalarında sürücü koltuğu minderinin titreşim üzerindeki etkisini ele almıştır. Bu bağlamda pamuk, yün ve sünger olmak üzere üç farklı malzeme kullanılmış olup çalışma neticesinde en iyi izolasyon performansı yün ile elde edilmiştir.

Sun ve Jing (2016) yaptıkları çalışmada makas benzeri bir yapıyı ele almıştır. Çalışma sonucunda makas benzeri yapının titreşim kontrolü bakımından çok esnek ve çok yönlü olduğu açıkça vurgulanmıştır.

Kohl ve Pesik (2016) yaptıkları çalışmada sürücü koltuğunun izolasyonu için iki hava yaylı bir mekanizma tartışmıştır. Bu bağlamda bir hava yaylı ve amortisörlü sistem ile

iki hava yaylı sistemi ele almıştır. Çalışma sonucunda iki hava yaylı sistemin titreşim bakımından daha iyi performans verdiği görülmüştür.

Adam ve Jalil (2017) yaptıkları çalışmada bir traktörde süspansiyonlu sürücü koltuğunu incelemiştir. Çalışma deneysel olarak gerçekleştirilmiş olup bu bağlamda asfalt ve arazi ortamlarda çalışılmıştır. Zemin, koltuk ve uyluk üzerinden ivme ölçümleri gerçekleştirilerek iletilebilirlik ve Koltuk Etkili Genlik İletilebilirliği(SEAT-Seat Effective Amplitude Transmissibility) değerleri hesaplanmıştır. Çalışma sonucunda SEAT değerleri ışığında süspansiyonun titreşim izolasyonu etkisinin düşük olduğu belirtilmiştir.

Zhang ve diğerleri (2017) yaptıkları çalışmada makaslı koltuk süspansiyonunu ele almıştır. İlk olarak yapının temel bileşenleri belirtilmiştir. Sonraki aşamada kısıtlama dinamikleri denklemi matris formatında sunulmuş ve bunun bileşenleri açıklanmıştır. Buna binaen matrisin bileşenleri ayrıntılı olarak ele alınmıştır. Sonrasında kısıtlama dinamikleri denkleminin çözümü incelenmiştir. Bu noktada Euler nümerik algoritmasının hatayı arttırabileceği belirtilmiş olup bunun için Baumgarte algoritmasının düzeltme aracı olarak kullanılmış böylece kısıtlama dinamikleri denklemi modifiye edilmiştir. Böylece makaslı süspansiyonlu koltuğun çok gövdeli dinamik modelinin nümerik çözümü elde edilebilmiş ve deneysel olarak doğrulanmıştır. Sonrasında yapının sadeleştirilmiş bir dinamik modeli geliştirilmiş olup çalışma sonucunda sadeleştirilmiş dinamik model ile çok gövdeli dinamik modelin sonuçlarının uyumlu olduğu ortaya konulmuştur.

Radhakrishnan ve diğerleri (2020) yaptıkları çalışmada sürücü koltuğunda kademeli torsiyon çubuğu kullanımını tartışmıştır. Çalışma sonucunda en ideal tasarım olarak şaft uzunluğu olarak 110 mm'ye kanaat getirilmiştir.

Zhang ve diğerleri (2023) yaptıkları çalışmada makaslı bir traktör koltuğunun performans iyileştirmesinde çok amaçlı optimizasyon metodu kullanmıştır. Çalışma sonucunda optimizasyon ile iletilebilirlik, ivmelenme ve deplasman bakımından kayda değer bir titreşim izolasyon performans iyileşmesi gerçekleşmiştir.

Antonelli ve diğerleri (2023) yaptıkları çalışmada bir traktör sürücü koltuğuna uygulamak maksadıyla aktif bir hidrolik süspansiyon geliştirmiş olup bunun dijital ikizini oluşturmuşlardır.

Desai ve Seshu (2023) yaptıkları çalışmada beş farklı tipteki pasif koltuk süspansiyon modellemesi üzerine önemli bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışma sonucunda görülmüştür ki en iyi sonuç çok katman içeren ve eğik amortisör ile ona paralel bağlı yay kombinasyonu ile oluşturulmuş pasif süspansiyonlu koltuk modeli ile elde edilmiştir.

#### **2.4. Tüm Vücut Titreşimi**

Tüm vücut titreşimi sürücü sağlığı açısından oldukça önemlidir. Bu sebeple literatür incelendiğinde taşıt türü, kilo ve benzeri değişimleri hesaba katan bir çok çalışma gerçekleştirilmiştir (Blood, Ploger, & Johnson, 2010; Blood, Ploger, Yost, vd., 2010; Jonsson vd., 2015; Kim vd., 2018; Marcotte vd., 2010).

Motmans yaptığı (2012) çalışmada forklift operatörünün uğradığı TVT ele almıştır. Bu bağlamda çalışma hızı, çalışma zemini, ve koltuk süspansiyon türünün etkilerini ayrıntılı olarak gözlenmiştir. Çalışma neticesinde pnömatik süspansiyonlu koltuğun mekanik süspansiyonlu koltuğa kıyasla daha iyi sonuç verdiği görülmüştür.

Doğan ve diğerleri (2015) tüm vücut titreşiminin (TVT) sürücüler ve operatörler üzerindeki etkisinin anlaşılması üzerine kapsamlı bir araştırma gerçekleştirmiştir. İlk olarak literatürde yapılmış olan önemli çalışmalar aktarılmış olup daha sonra tüm vücut titreşimi ile ilgili tanımlar, standartlar, ölçüm yöntemi ve ölçülen parametreler gibi bilgiler aktarılmıştır.

Literatür taraması genel olarak değerlendirildiğinde sürücü koltuklarında titreşim izolasyonunun önemli bir araştırma konusu olduğu açıkça görülmektedir. Özellikle aktif süspansiyonlu sürücü koltukları oldukça iyi izolasyon performansına ulaşsa da günümüz

ekonomik koşulunda yaygın olarak kullanılması neredeyse imkansızdır. Bu sebeple halen pasif süspansiyonlu koltuklar üzerine çalışmalar yapıldığı görülmektedir. Özellikle iyi bir izolasyon performansı elde etmek için negatif rijitlik mekanizmalarının kullanılması gerektiği açıktır. Fakat negatif rijitlik mekanizmalarının mevcut sürücü koltuklarına adaptasyonunu sağlamak oldukça zordur. Özellikle sürücü koltuğunun genişliğini önemli miktarda arttırmadan bunun gerçekleştirmek başka bir deyişle ticari bir ürün olarak kullanılmasını devam ettirmek bu noktadaki en büyük zorluktur.



### 3. MATERİYAL ve YÖNTEM

Bu bölümde ilk olarak negatif rijitlik yapısı anlatılmış olup daha temel denklemler ve doğrulama çalışmalarından bahsedilmiştir. Sonraki aşamada istatistiksel inceleme için kullanılacak yöntem ve deney tasarımı anlatılmıştır. Son kısımda tez çalışması için geliştirilen simülasyon modeli, prototip ve deney cihazı tanıtılmıştır.

#### 3.1. Negatif Rijitlik Mekanizması

Negatif rijitlik yapılarının etkisinin tam olarak anlaşılabilmesi için ilk olarak süspansiyon sistemlerinin ele alınması gerekmektedir.

Süspansiyon sistemlerinden temel beklenti titreşim izolasyonu ve sönüm işlemlerini gerçekleştirmesidir. Titreşim izolasyonu için temel eleman yay iken sönüm için amortisördür (Şekil 2.1.).

Süspansiyon sistemini tek serbestlik dereceli bir yapı olarak ele alırsak ve sistemde sönüm elemanı yok veya sönüm katsayısı çok düşük olduğunu kabul edersek doğal frekansı Denklem 3.1'deki gibi hesaplanır:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.1)$$

Denklem 3.1'de  $\omega_n$  doğal frekansı,  $k$  yay rijitliğini,  $m$  ise kütleyi sembolize etmektedir. Sonraki aşamada iletilebilirlik hesaplamasına geçilir. İletilebilirlik (Transmissibility)  $TR$  Denklem 3.2 ile ifade edilebilir (Kelly, 2016);

$$TR = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (3.2)$$

Denklem 3.2'de  $\zeta$  sönüm oranı  $r$  uyarı frekansının doğal frekans oranını sembolize etmektedir. Denklem 3.2'de bulunan  $r$  Denklem 3.3'de ifade edildiği gibidir.

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (3.3)$$

Burada sönüm oranı sıfır  $\zeta = 0$  alırsak izolasyon başlangıcını Denklem 3.4 ile hesaplayabiliriz.

$$TR_b = \sqrt{2}\omega_n \quad (3.4)$$

İzolasyonun daha düşük frekans değerlerinde başlaması için ya yay rijitliği azaltılmalı ya da kütle artırılmalıdır. Kütlenin artırılması olası bir çözüm değildir. Zira süspansiyondaki kütle sürücü kütesidir ve bu kullanıcıya göre değişmektedir. Bu noktada ideal çözüm yay rijitliğinin azaltılmasıdır. Fakat yay rijitliğinin azaltılması statik deplasmanı yani kütlenin gerçekleştireceği deplasmanı artırmaktadır (Carrella vd., 2007b). Bu durum konstrüksiyonel açıdan problem yaratabileceği gibi yayın üretilmesi ve çalışma esnasında burkulması gibi birçok probleme sebep olabilir. Bu nedenle statik rijitliği yüksek, dinamik rijitliği düşük bir yay yapısına ihtiyaç vardır. Başka bir deyişle iki karakterli bir yapı da denebilir. Bunun için sistemde negatif rijitlik etkisi yapacak yapı/elemanlara ihtiyaç vardır.

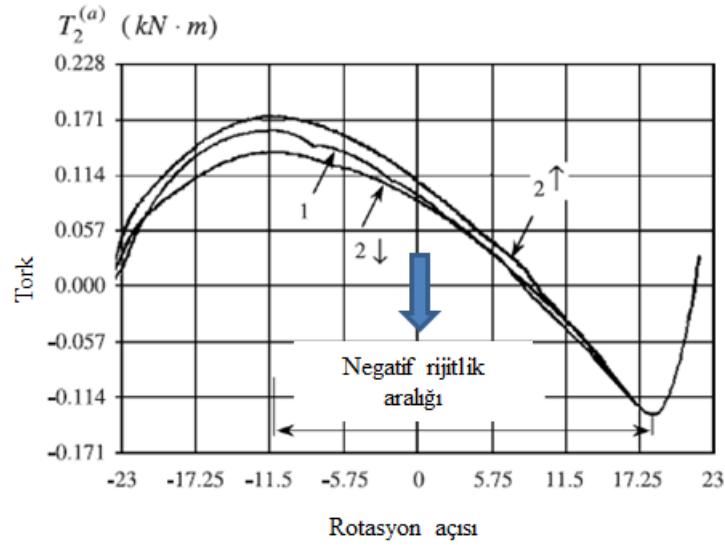
Bu noktada ilk olarak rijitlik kavramını açıklamamız gerekebilir. Rijitlik herhangi bir yapının maruz kaldığı kuvvete gösterdiği direnç olarak tanımlanabilir. Örneğin bir lineer karakteristikli bası yayını ele alırsak, yayda meydana gelen kısalma yayın rijiliği ile doğru orantılıdır. Bunu Denklem 3.5 ile ifade edebiliriz:

$$F = kx \quad (3.5)$$

Denklem 5’de  $k$  yalnız bırakılırsa:

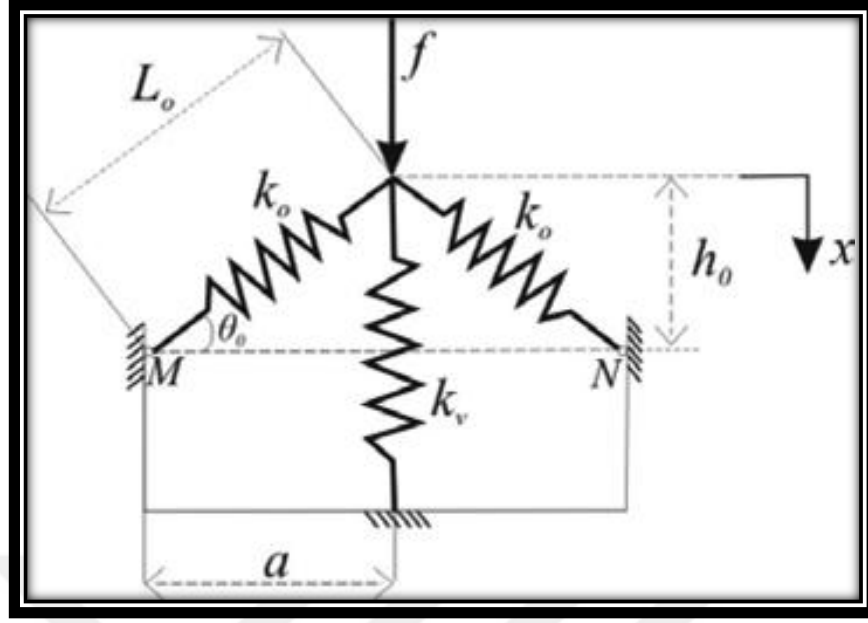
$$k = \frac{F}{x} \quad (3.6)$$

Buradan da görüleceği üzere rijitliği kuvvet deplasman eğrisinin eğimi olarak tanımlayabiliriz. Buradan çıkışla negatif rijitlik için eğimin negatife dönmesi veya daha açık ifadeyle kuvvet azalırken deplasmanın artması gerekmektedir (Şekil 3.1).



**Şekil 3.1.** Negatif rijitlik (C. M. Lee vd., 2007)

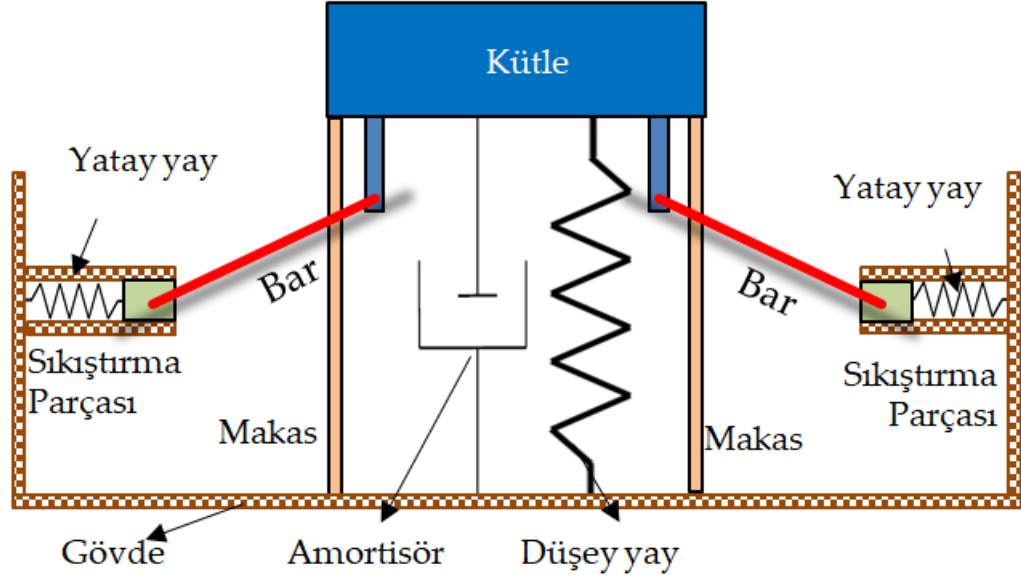
Negatif rijitliği de içeren yapılar genellikle bir yay kombinasyonu ile elde edilir. Fakat farklı yöntemlerle de üretebilmek mümkündür (H. Li vd., 2020). Şekil 3.2'deki yay kombinasyonunda bir pozitif rijitlikli yay varken buna paralel olarak bağlanmış negatif rijitlikli gibi davranan yay/yaylar bulunmaktadır (Carrella vd., 2007a, 2007b). Pozitif rijitlik yayın görevi sistemin statik durumu için gerekli rijitliği sağlamak iken negatif rijitlik yaylarının ise dinamik durumda sistemin rijitliğini minimize etme veya başka bir deyişle sıfıra yaklaştırmaya çalıştırmaktır. Bu sebeple bu sistemlere sanki sıfır rijitlikli izolatörler de denmektedir.



**Şekil 3.2.** Negatif rijitlik sistemi temel yapısı (Carrella vd., 2007a)

Sistemde iki adet yatay/eğik ve bir düşey yay bulunmaktadır. Sistemdeki  $k_o$  eğik yayların rijitliğini,  $k_v$  ise düşey yayın rijitliğini ifade etmektedir. Sistemin üst bölgesinden uygulanan yük veya kuvvet ile sistem ilk olarak statik denge durumuna geçecektir. Bu durumdayken sistemdeki yük veya kuvveti sadece düşey yay taşımaktadır. Sisteme dışarıdan bir uyarı gelmesi ile sistem dinamik duruma geçecektir. Dinamik duruma geçilmesi ile negatif rijitlik etkisini sağlayan yatay yaylar devreye girecek ve böylece sistemin rijitliği azaltılacaktır. Bu durum Denklem 3.1'deki rijitlik ifadesinin azalması başka bir ifadeyle sistemin izolasyon başlangıç noktasının daha ufak bir değere çekilmesi anlamına gelmektedir. Bu sistem pasif süspansiyonlu koltuklara adapte edilebilecek bir yapıdır. Şekil 3.3.'de negatif rijitlik mekanizmasının eklendiği bir pasif süspansiyonlu koltuk yapısı gösterilmektedir.



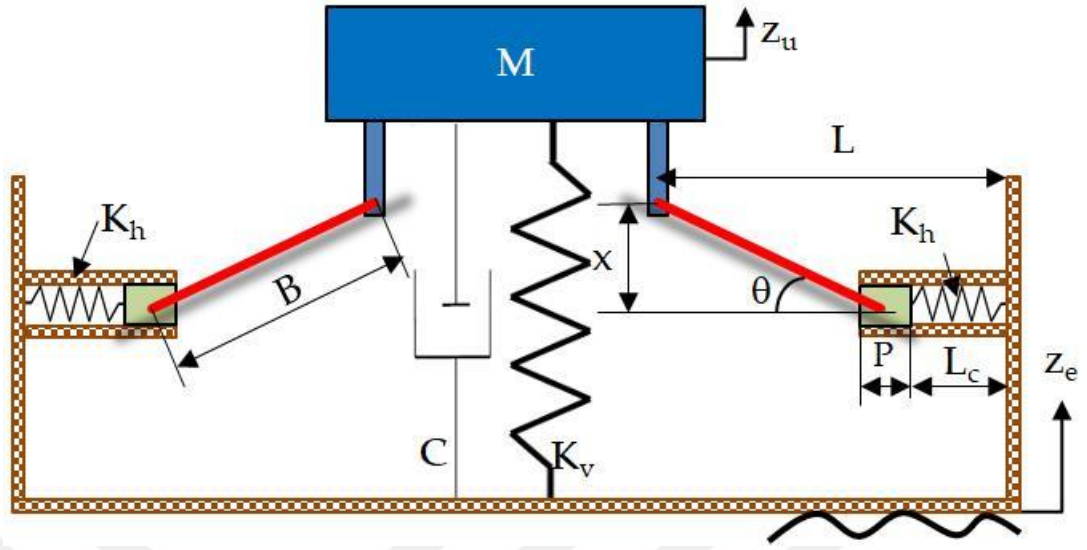


**Şekil 3.3.** Negatif rijitlik mekanizması eklenmiş pasif süspansiyon

Şekil 3.3’de negatif rijitlik mekanizması eklenmiş pasif süspansiyonlu koltuğun bileşenleri ayrıntılı olarak gösterilerek tanıtılmıştır. İlgili pasif süspansiyona sahip koltukta iki düşey yay, iki sıkıştırma parçası, iki bar, makas, kütle, amortisör ve düşey yay bulunmaktadır.

Düşey yay süspansiyon için gerekli statik rijitliği sağlarken yatay, sıkıştırma parçası ve bar kombinasyonu dinamik durum için gerekli olan negatif rijitliği oluşturmaktadır. Makas elemanın temel görevi veya başka bir deyişle işlevi kütlenin sadece düşey ekseninde hareket etmesini sağlamaktır. Zira sürücünün düşey eksen dışında istem dışı hareket etmesi kaza riskini artırmaktadır. Amortisör ise yapının doğal frekans değerinde uyarılması durumunda rezonans oluşumu engellemek için gerekli sönümü yapmakla görevlidir. Buradaki kütle esasen sürücü ağırlığını temsil etmektedir.

Şekil 3.3.’deki elemanların sembollerle gösterimi Şekil 3.4’de verilmiştir.



**Şekil 3.4.** Negatif rijitlik mekanizması eklenmiş pasif süspansiyonlu koltuk

Şekil 3.4'deki süspansiyon sisteminde  $M$  kütle,  $k_h$  yatay yay rijitliğini,  $k_v$  düşey yay rijitliğini,  $C$  amortisör sönüm katsayısını,  $B$  bar uzunluğunu,  $L$  barın duvar ile olan mesafesini,  $L_c$  yatay yayın sıkıştırılmış uzunluğunu,  $P$  sıkıştırma parçasının uzunluğunu,  $\theta$  barın eğim açısını,  $x$  kütlein gövdeye bağlı deplasmanı  $z_e$  uyarıyı ve  $z_u$  ise kütlein uyarıya bağlı yaptığı değişimi göstermektedir.

Şekilde belirtilmiş olan ve sürücü ağırlığına karşılık gelen kütle aşağı yönde harekete etmeye başladığında düşey ve yatay yaylarda meydana gelecek olan toplam kuvvet Denklem 3.7'deki gibi ifade edilir (Le & Ahn, 2013):

$$F = F_v + 2F_h \tan \theta \quad (3.7)$$

Denklemde  $F$  toplam kuvveti,  $F_v$  düşey yaydaki kuvveti ve  $F_h$  yatay yaydaki kuvveti ifade etmektedir. Denklemdeki  $\tan \theta$  Denklem 3.8'deki gibi daha açık olarak ifade edilebilir (Le & Ahn, 2013):

$$\tan \theta = \frac{x}{\sqrt{(B^2 - x^2)}} \quad (3.8)$$

Denklem 3.7'deki yay kuvvet ifadeleri rijitlik ve deplasman cinsinden ifade edilecek olursa Denklem 3.9'daki gibi yazılabilir (Le & Ahn, 2013):

$$F = K_v x + 2K_h \left( L - P - \sqrt{B^2 - x^2} - L_f \right) \frac{x}{\sqrt{(B^2 - x^2)}} \quad (3.9)$$

$$F = K_v x + 2K_h \left( \frac{L-P}{\sqrt{B^2-x^2}} - \frac{L_f}{\sqrt{B^2-x^2}} - 1 \right) x$$

Denklem 3.9'da  $L_f$  ifadesi yatay yayların serbest yani üzerlerde bir yük olmadığındaki uzunluklarını ifade etmektedir. Bu süspansiyon sitemini daha iyi kavrayabilmek, denklemdeki kullanılan elemanların etkilerini daha iyi anlayabilmek ve görebilmek için denklemi boyutsuzlaştırmak gerekmektedir. Bunun için çeşitli düzenleme ve sadeleştirme parametreleri gerekmektedir (Le & Ahn, 2013):

$$\bar{F} = \frac{F}{K_v L_f}, \bar{x} = \frac{x}{L_f}, \gamma_1 = \frac{B}{L_f}, \gamma_2 = \frac{L-P}{L_f}, \alpha = \frac{K_h}{K_v} \quad (3.10)$$

Denklemlerde  $\bar{F}$  boyutsuz kuvveti,  $\bar{x}$  boyutsuz deplasmanı,  $\gamma_1$  ve  $\gamma_2$  boyutsuzlaştırma işlemi için gereken parametreler ve  $\alpha$  yay rijitlikleri oranını ifade etmektedir. Sistemin verimli bir şekilde çalışabilmesi için  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  ve  $\alpha$  parametrelerinin seçimi oldukça önemlidir, aksi takdirde sistem verimli bir şekilde çalışmayacaktır.

Denklem 3.9'daki ifadeler Denklem 3.10'da gösterilmiş ve düzenlemiş olan boyutsuz ifadelere göre tekrar yazılırsa Denklem 3.11'deki forma dönüşür:

$$\bar{F} = \bar{x} + 2\alpha \left( \frac{\gamma_2 - 1}{\sqrt{\gamma_1^2 - \bar{x}^2}} - 1 \right) \bar{x} \quad (3.11)$$

Boyutsuz kuvvetin boyutsuz deplasmana göre türevi alınırsa boyutsuz rijitlik elde edilir:

$$\bar{K} = 1 + 2\alpha \left( \frac{\bar{x}^2(\gamma_2-1)}{(\gamma_1^2-\bar{x}^2)^{\frac{3}{2}}} - \frac{(1-\gamma_2)+\sqrt{\gamma_1^2-\bar{x}^2}}{\sqrt{\gamma_1^2-\bar{x}^2}} \right) \quad (3.12)$$

Statik durumda barın yatay eksenle mesafesi sıfırdır yani başka bir deyişle  $x = 0$ 'dır. Buna göre Denklem 3.12 tekrar yazılırsa:

$$\bar{K} = 1 + 2\alpha\left(\frac{\gamma_2 - \gamma_1 - 1}{\gamma_1}\right) \quad (3.13)$$

elde edilir. Denklem 3.13'den anlaşılacağı üzere boyutsuz rijitliğin istenen değerde olması için  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  ve  $\alpha$  parametrelerin uygun bir kombinasyonla oluşturulması elzemdir.

Şekil 3.4'deki gövde zeminden gelen  $z_e$  ile uyarıldığında bu uyarı kütleye iletilir. Sistemin hareket denklemi Newton'un ikinci yasasına göre Denklem 3.14'deki gibi ifade edilebilir:

$$\ddot{x} + \frac{C}{M}\dot{x} + \frac{K_v}{M}x - 2\frac{K_h}{M}\left(1 + \frac{1 - \gamma_2}{\sqrt{\gamma_1^2 - \frac{x^2}{L_f^2}}}\right)x = -\ddot{z}_e \quad (3.14)$$

Kütlenin deplasmanı  $z_u$  ise kütlenin gövdeye bağlı deplasmanı Denklem 3.15'deki gibi ifade edilebilir:

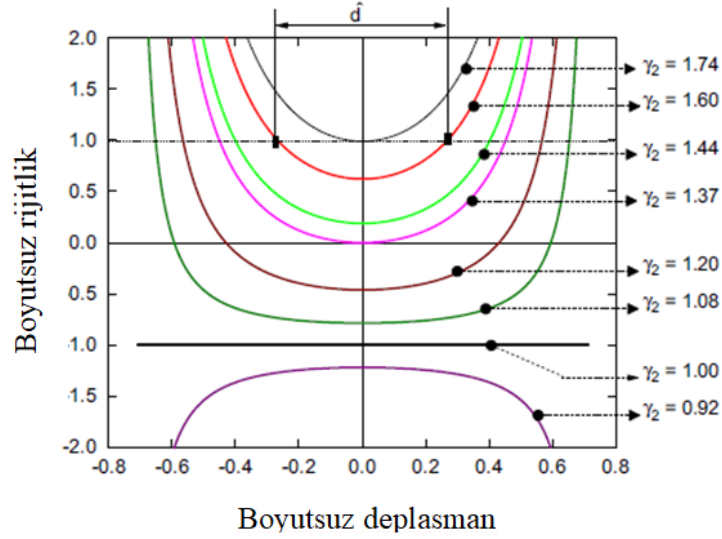
$$x = z_u - z_e \quad (3.15)$$

Süspansiyon sisteminde mutlak titreşim iletimi kütlenin mutlak deplasmanının gövdenin mutlak deplasmanına oranıdır ve Denklem 3.16'daki gibi ifade edilir:

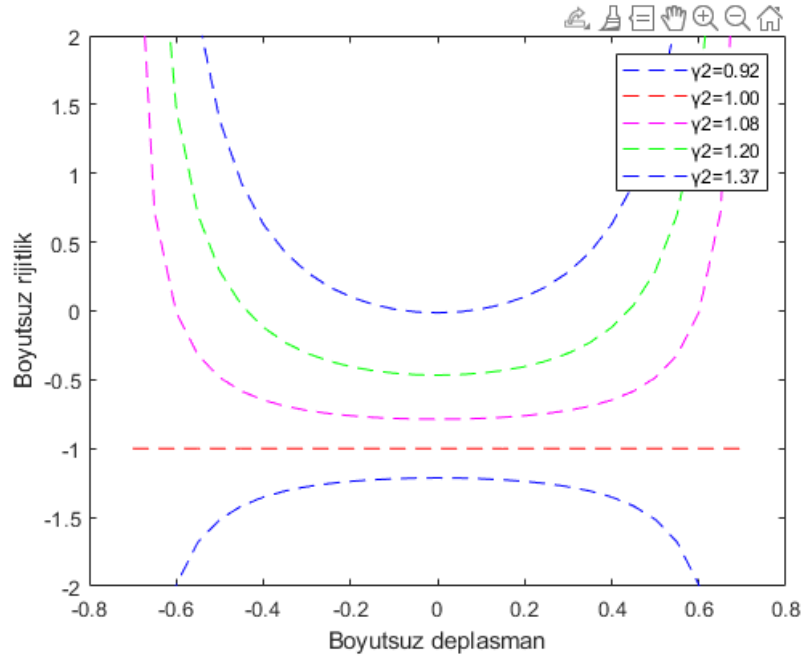
$$T_a = \frac{|z_u|}{|z_e|} \quad (3.16)$$

Negatif rijitlik elemanı eklenmiş pasif süspansiyonlarda önceki kısımlarda da belirtildiği üzere statik durum ve dinamik durum olmak üzere iki durum söz konusudur. Negatif rijitlik mekanizması eklenmiş pasif süspansiyonlu koltukta gerek doğrulama gerekse parametre etkilerini anlamak için Le ve Ahn'ın 2013 yılında yapmış olduğu çalışmalardan yararlanılmıştır.

Şekil 3.5’de Le ve Ahn’ın 2013 yılında yapmış oldukları çalışmadaki  $\gamma_2$  parametrelerini inceledikleri grafik sunulmuştur. Bu grafik için  $\gamma_1$  parametresi 0,75,  $\alpha$  parametresi ise 1 olarak hesaba katılmıştır.



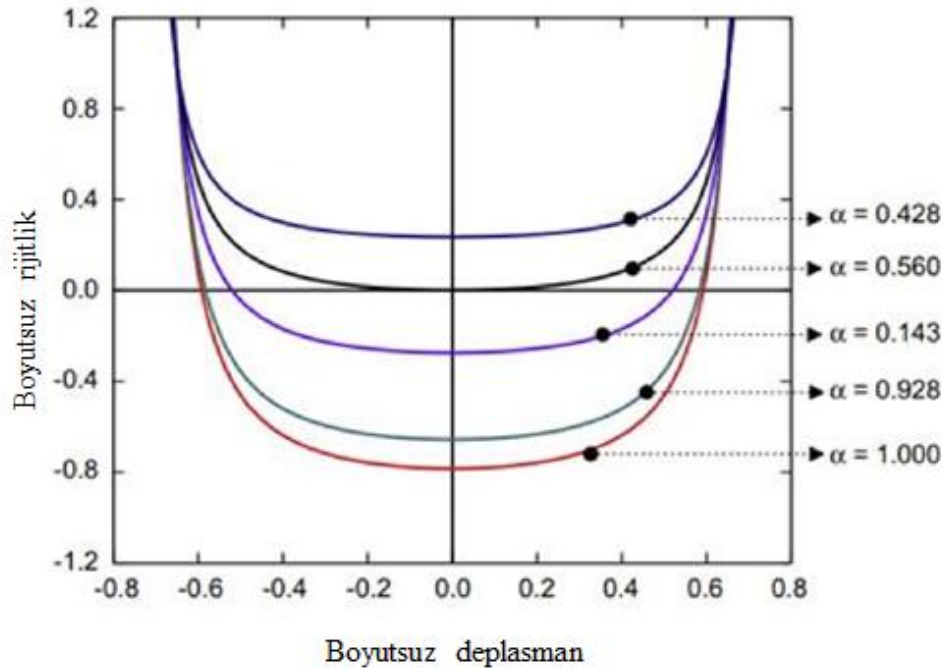
Şekil 3.5. Le ve Ahn çalışmasındaki  $\gamma_2$  parametresi etkisi (Le & Ahn, 2013)



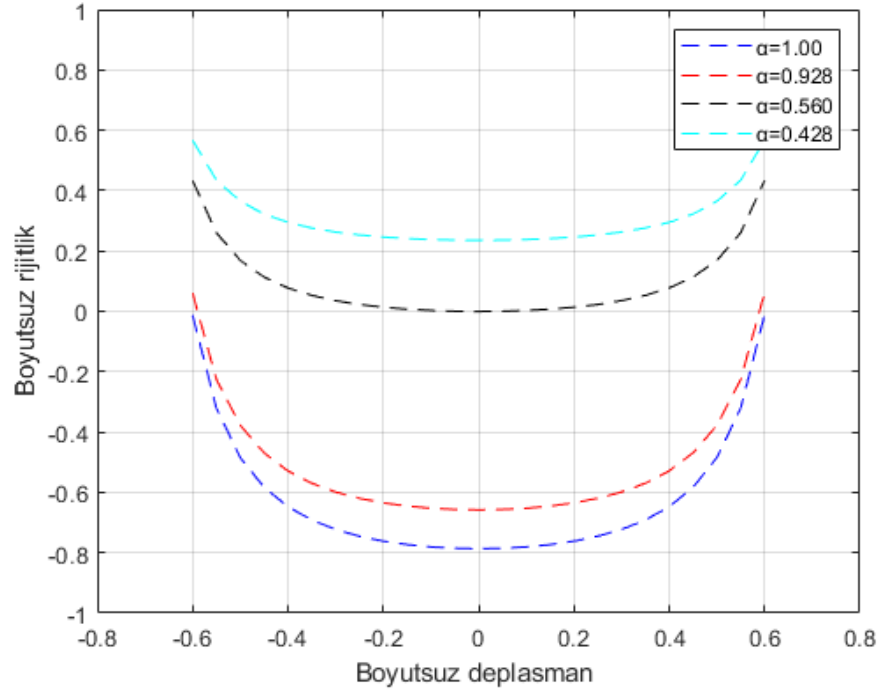
Şekil 3.6.  $\gamma_2$  parametresi doğrulama çalışması (Turan, Erzan Topçu vd., 2024)

Şekil 3.5 ve Şekil 3.6 oldukça uyumlu ve neredeyse aynıdır. Şekil 3.5’den ve Şekil 3.6’dan görüleceği üzere  $\gamma_2$  parametresi azaldıkça boyutsuz rijitlik sıfıra yaklaşmak hatta sıfırın altına inmektedir.  $\gamma_2$  temelde yayın ön yüklemesiyle ilgilidir. Bu parametrenin azalması için yayın serbest uzunluğu aynı iken barın kütleyle bağlı ucunun duvarla mesafesi azaltılmalı veya sıkıştırma parçasının boyu uzatılmalıdır. Ya da bu iki parametre aynı iken yayın serbest boyu arttırılmalıdır. Her iki yöntemle de yaydaki ön yükleme miktarı artacaktır. Bu ön yükleme değeri çok yüksek olursa boyutsuz rijitlik sıfırın altına iner ve sistem verimli olarak çalışmaz.

Şekil 3.7’de Le ve Ahn’ın 2013 yılında yapmış oldukları çalışmadaki  $\alpha$  parametrelerini inceledikleri grafik sunulmuştur. Bu grafik için  $\gamma_1$  parametresi 0,75,  $\gamma_2$  parametresi ise 1,08 olarak hesaba katılmıştır.



Şekil 3.7. Le ve Ahn’ın çalışmasındaki  $\alpha$  parametresinin etkisi (Le & Ahn, 2013)

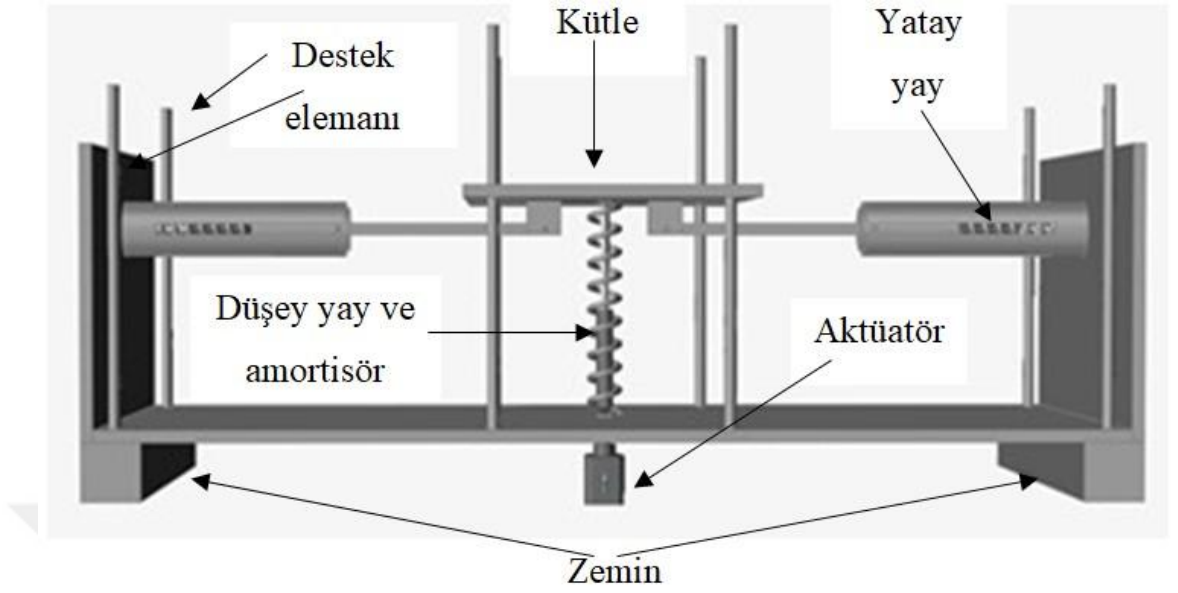


**Şekil 3.8.**  $\alpha$  parametresi doğrulama çalışması

Şekil 3.7 ve Şekil 3.8 oldukça uyumlu neredeyse aynıdır. Buradan görüleceği üzere  $\alpha$  parametresi 1'e yaklaştıkça boyutsuz rijitlik azalmakta 0'ın altına inmektedir. 1'den çok uzaklaştıkça ise 0'dan yukarılara çıkmaktadır. Bunun anlamı yay rijitlik oranı birbirine çok yakın olduğunda boyutsuz rijitlik oldukça düşmekte ve sistemi verimsizleştirmektedir. Benzer şekilde yatay yayın rijitliği düşey yaya göre çok düşük kalırsa sistem yine verimsizleşmektedir.

Şekil 3.5, 3.6, 3.7, 3.8'den açıkça görüleceği üzere negatif rijitlik yapılarından istenen etkinin alınabilmesi için parametre seçimi oldukça önemlidir. Doğru parametre grubu oluşturulmadıkça sistemden istenen verim alınamayacaktır.

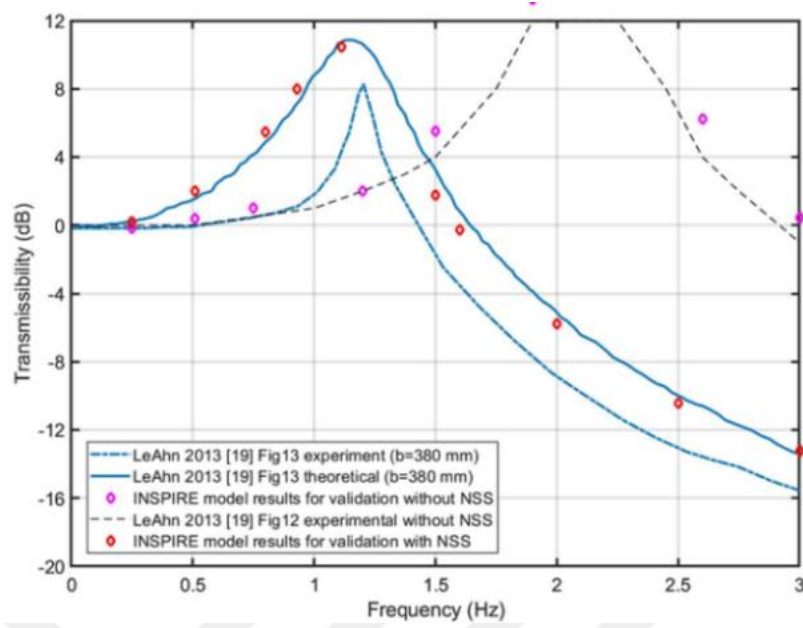
Sistemin temel hesaplarının literatürle doğrulanmasının ardından dinamik modelin doğrulanmasına geçilmiştir. Dinamik modelin doğrulanmasında Altair Inspire yazılımı kullanılmıştır.



**Şekil 3.9.** Le ve Ahn dinamik doğrulama modeli

Şekil 3.9’de Le ve Ahn’ın çalışmasını doğrulamak için bu tez çalışması kapsamında geliştirilmiş olan Inspire model elemanlarıyla gösterilmiştir. Modeldeki zemin yapının temel denge ve hareket kısıtlama elemanıdır. U profil ilgili çalışmadaki süspansiyon parçalarını için gövdeyi oluşturmaktadır. Destek elemanlarının temel görevi profilin sadece düşey ekseninde hareket etmesini sağlamaktır. Aktüatör sistemin hareketi için gerekli tahriki oluşturmaktadır. Turan ve diğerleri yaptıkları çalışmada ilgili doğrulamayı paylaşmıştır (Turan, Erzan Topcu, vd., 2024).





**Şekil 3.10.** Dinamik model doğrulama grafiği (Turan, Erzan Topcu, vd., 2024)

Şekil 3.10.'dan görüleceği üzere Le ve Ahn çalışmasındaki sonuçları ile tez çalışması için Inspire yazılımı ile elde edilmiş sonuçlar oldukça uyumludur. İki sonuçta deney sonuçlarından belli bir oranda farklıdır. Bunun sebebi deney esnasında fiziksel olarak oluşan değişimlerin simülasyon ortamına aktarılamamasıdır.

### 3.2. Parametre Etkilerinin İstatistiksel Olarak İncelenmesi

Negatif rijitlik mekanizması tasarlanırken parametrelerin doğru seçilmesi etkin bir performans elde edilmesi açısından elzemdir. Zira hatalı parametre seçimi yetersiz bir titreşim izolasyonu performansı gösterecek bir koltuk tasarımını sebep olabileceği tamamen olumsuz sonuç verecek bir koltuk tasarımını yapılmasını da mümkün kılabilir. Bu sebeple parametrelerin etkilerini daha doğru olarak görebilmek adına istatistiksel olarak inceleme yapılmalıdır.

İstatistiksel inceleme için ilk olarak deney tasarımı yapılması gerekmektedir. Deney işlemleri tam faktöriyel olarak gerçekleştirilmektedir. Yani mevcuttaki tüm olasılıklar denenebilir. Fakat birçok çalışma için bunu yapmak mümkün değildir. Zira olasılıkların çok fazla olması gerek ekonomik gerekse zaman olarak bu çalışmaların gerçekleştirilebilmesini imkansız kılar. Bu sebeple deney sayısının azaltılması

gerekmekte fakat bunu gerçekleştirirken herhangi bir sonucu gözden kaşırmayacak şekilde bir deney tasarımı yapılması gerekmektedir. Günümüzde deney tasarımı için uygulanan en bilindik yöntemlerden biri Taguchi yöntemidir.

Taguchi yöntemi tarihsel olarak 1950’li yıllara dayanan (Ünverdi & Küçük, 2019) minimum deney sayısı tespit edilmesi amacıyla tasarım parametrelerinin seçimi için kullanılan bir yöntemdir, böylece gerek zamandan gerekse maliyetten kayda değer bir tasarruf elde edilebilmektedir (Canbolat vd., 2020; Kucukoglu vd., 2023; Turan, Yuce, vd., 2024; Tutar vd., 2014; Yuce, 2021). Bu bağlamda Taguchi yöntemi ortogonal serilerden yararlanır (Turkkan vd., 2023; Ünverdi & Küçük, 2019).

Taguchi yönteminde sonuca etki eden parametreler(faktör) ve bu parametrelerin değerleri(seviyeleri) üzerinden deney tasarımı oluşturulur. Deney tasarımının akabinde oluşturulan deney seti uygun olarak gerekli deney işlemleri gerçekleştirilir. Deney işlemlerinin ardından elde edilen sonuçların incelenmesi gerekir. Taguchi yönteminde sonuçları incelemek için sinyal-gürültü-oranından(S/N) yararlanılır.

S/N oranında üç farklı tür bulunmaktadır, bunlar:

- Daha büyük daha iyi
- Daha küçük daha iyi
- Nominal en iyi (Turan, Yuce, vd., 2024)

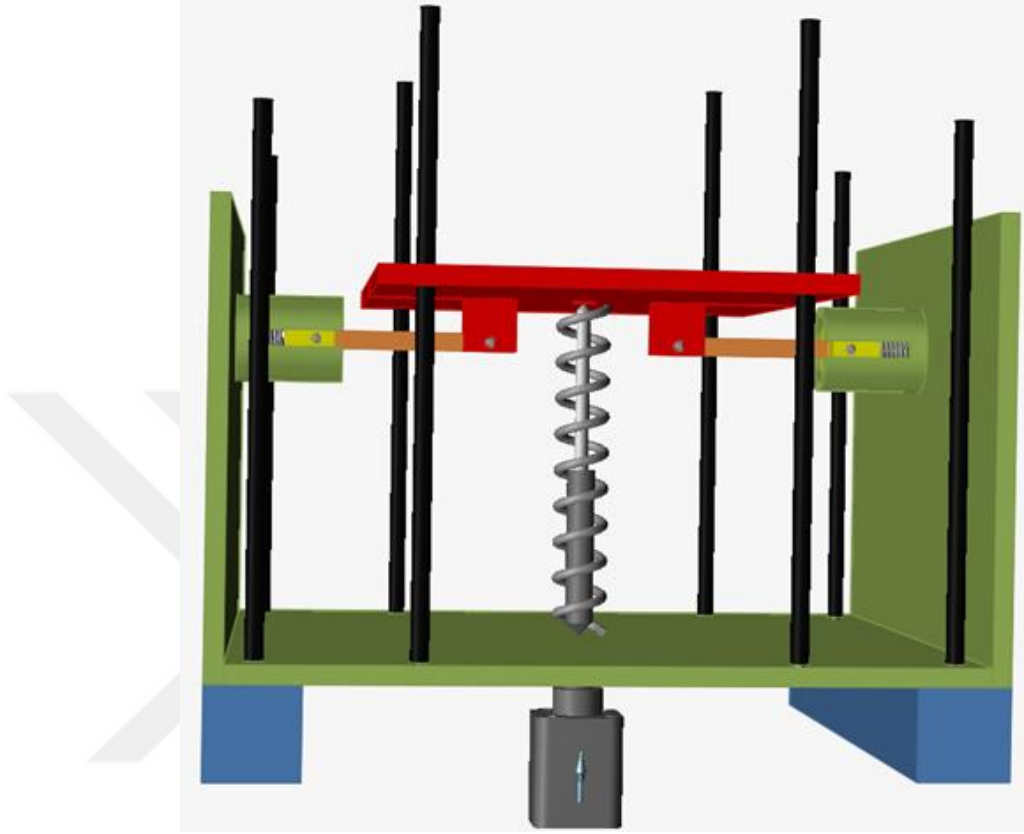
Daha büyük daha iyi için Denklem 3.17’den yararlanılır.

$$S/N = -10 \log \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right] \quad (3.17)$$

Daha küçük daha iyi için Denklem 3.18’den yararlanılır.

$$S/N = -10 \log \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right] \quad (3.18)$$

Parametre etkisinin incelenmesi için oluşturulan Şekil 3.11’de bulunan tasarım, parametre değerleri Çizelge 3.1’de sunulmuştur.



Şekil 3.11. Parametre Etkisi İnceleme Tasarımı

Çizelge 3.1. Parametre Etkisi Tasarım değerleri

| Parametreler | Değerler                                  |
|--------------|-------------------------------------------|
| $M$          | 75 kg                                     |
| $K_v$        | 5 N/mm                                    |
| $K_h$        | 1 N/mm, 1,5 N/mm, 2 N/mm, 2,5 N/mm, 3N/mm |
| $L_f$        | 80 mm, 85 mm, 90 mm, 95 mm, 100 mm        |
| $B$          | 100 mm                                    |
| $P$          | 27.5 mm                                   |
| Faktörler    | Seviyeler                                 |
| $\alpha$     | 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6                   |
| $\gamma_1$   | 1,25; 1,18; 1,11; 1,05; 1                 |

İstatiksel inceleme çalışmaları nümerik olarak gerçekleştirileceği için tam faktöriyel deney tasarımı yapılmasına karar verilmiştir. Oluşturulan deney tasarımı Çizelge 3.2’de verilmiştir.

**Çizelge 3.2.** Parametre Etkisi Deney Tasarımı

| Deney No | $\alpha$ | $\gamma_1$ |
|----------|----------|------------|
| 1        | 0,2      | 1,25       |
| 2        | 0,2      | 1,18       |
| 3        | 0,2      | 1,11       |
| 4        | 0,2      | 1,05       |
| 5        | 0,2      | 1,00       |
| 6        | 0,3      | 1,25       |
| 7        | 0,3      | 1,18       |
| 8        | 0,3      | 1,11       |
| 9        | 0,3      | 1,05       |
| 10       | 0,3      | 1,00       |
| 11       | 0,4      | 1,25       |
| 12       | 0,4      | 1,18       |
| 13       | 0,4      | 1,11       |
| 14       | 0,4      | 1,05       |
| 15       | 0,4      | 1,00       |
| 16       | 0,5      | 1,25       |
| 17       | 0,5      | 1,18       |
| 18       | 0,5      | 1,11       |
| 19       | 0,5      | 1,05       |
| 20       | 0,5      | 1,00       |
| 21       | 0,6      | 1,25       |
| 22       | 0,6      | 1,18       |
| 23       | 0,6      | 1,11       |
| 24       | 0,6      | 1,05       |
| 25       | 0,6      | 1,00       |

Sinyal-gürültü-oranı incelemesinde daha büyük daha iyi tercih edilmiş olup sonra parametre etkisini daha net görebilmek adına sonuçlara varyans analizi (Analysis of Variance-ANOVA) uygulanmıştır. ANOVA her bir faktörün sonuca etkisinin tespitinde kullanılan bir analiz yöntemidir.

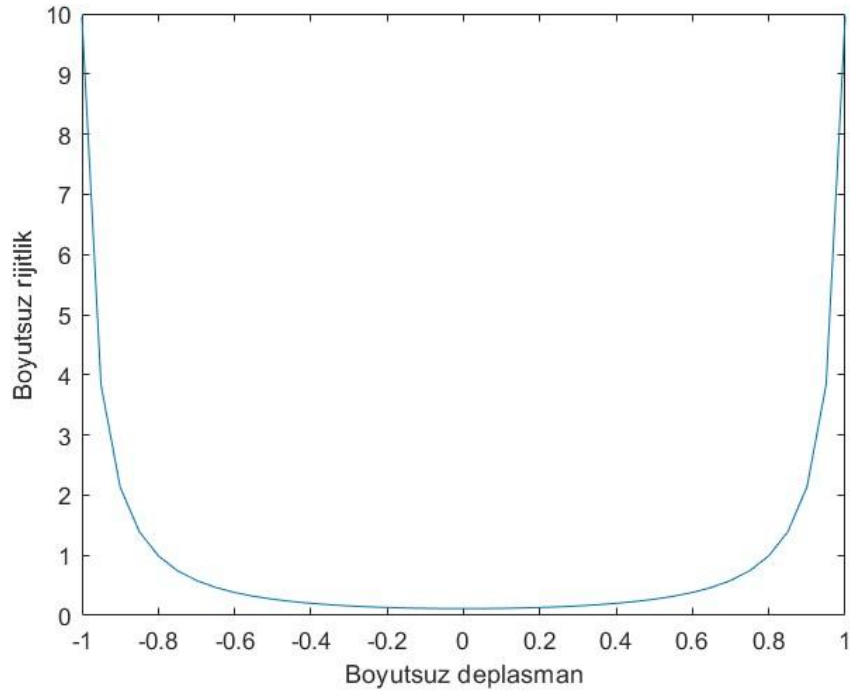
### 3.3. Tez Çalışması Modeli

Aşağıdaki Çizelge 3.3’de bu tez çalışması kapsamında oluşturulacak olan esneme için belirlenmiş boyutlar verilmiştir.

**Çizelge 3.3.** Parametre değerleri

|                 |        |
|-----------------|--------|
| <b><i>L</i></b> | 127 mm |
| <b><i>B</i></b> | 94 mm  |
| <b><i>P</i></b> | 12 mm  |
| <b><i>α</i></b> | 0,613  |

Seçilen parametrelerin uygun olup olmadığının tespiti için ilk olarak Matlab yazılımı ile boyutsuz deplasman boyutsuz rijitlik eğrisi elde edilmiştir.



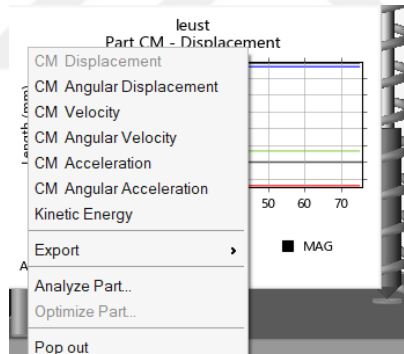
**Şekil 3.12.** Boyutsuz deplasman-Boyutsuz rijitlik eğrisi

Şekil 3.12’den görüleceği üzere seçilen parametrelerle boyutsuz rijitlik boyutsuz deplasmanın 0 olduğu noktada neredeyse 0 değerindedir.  $\pm 0,4$  boyutsuz deplasman

değerlerinde de 0'a oldukça yakındır. Bu sebeple seçilen bu değerler ile simülasyon çalışmalarına başlanabileceğine karar verilmiştir.

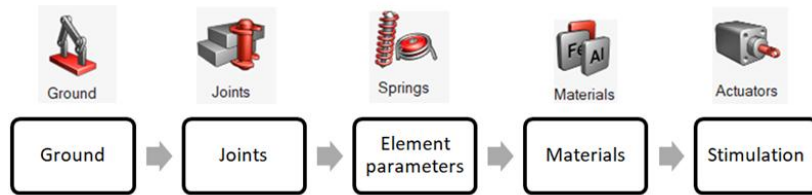
### 3.3.1. Simülasyon çalışması

Simülasyon çalışmaları için Altair Inspire yazılımı tercih edilmiştir. Altair Inspire yazılımı oldukça geniş bir kullanım alanı olan bir yazılımdır. Tasarım aşamasından analizlere kadar birçok işlem Altair Inspire yazılımı ile gerçekleştirilebilmektedir. Bunun yanında optimizasyon seçenekleri de kullanıcılar açısından oldukça faydalıdır. Fakat bu tez çalışmasında Inspire yazılımının tercih edilmesinin temel nedeni süspansiyon simülasyon modelinin kurulmasının oldukça kolay olmasıdır. Literatürdeki birçok çalışmada MSC ADAMS yazılımı tercih edilmiştir. Fakat Inspire yazılımı MSC ADAMS yazılımına göre kullanması oldukça daha kolay bir yazılımdır. Ayrıca Şekil 3.13'den görüleceği üzere deplasman, hız, açısal hız, ivme, açısal ivme gibi birçok farklı sonuç da elde edilebilmektedir.



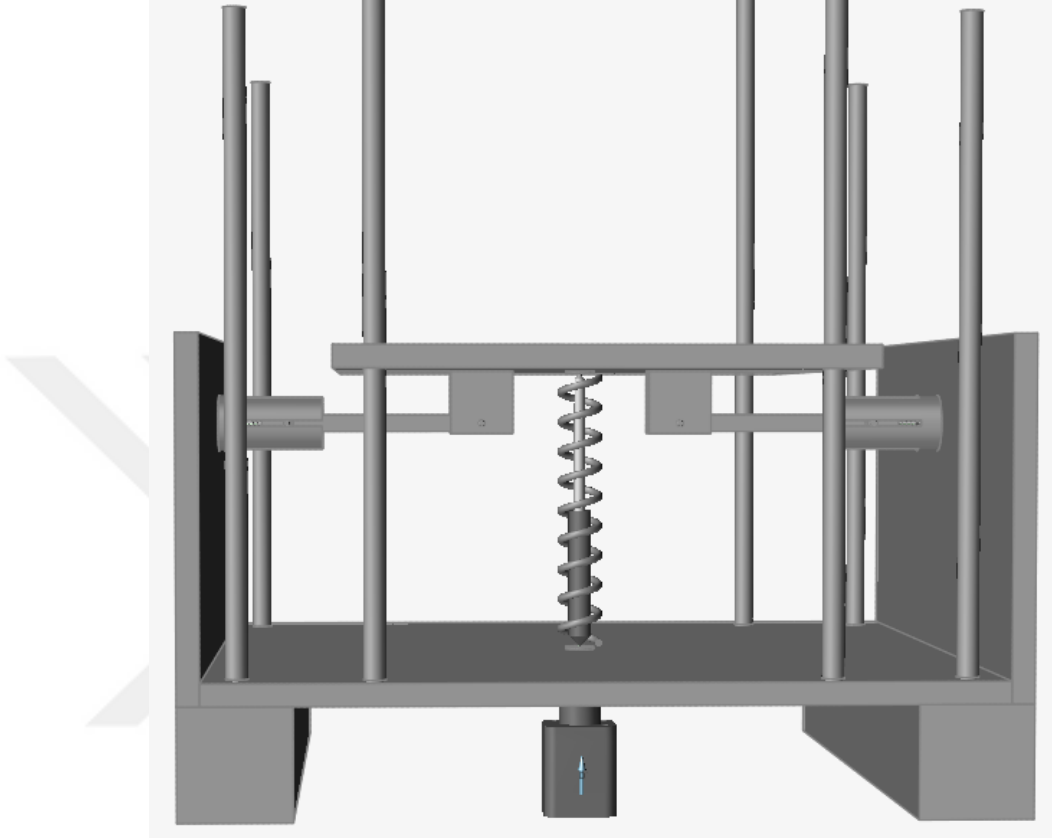
Şekil 3.13. Inspire yazılımı ile alınabilecek sonuçlar

Inspire yazılımı ile oluşturulacak model için akış şeması Şekil 3.14'de verilmiştir.



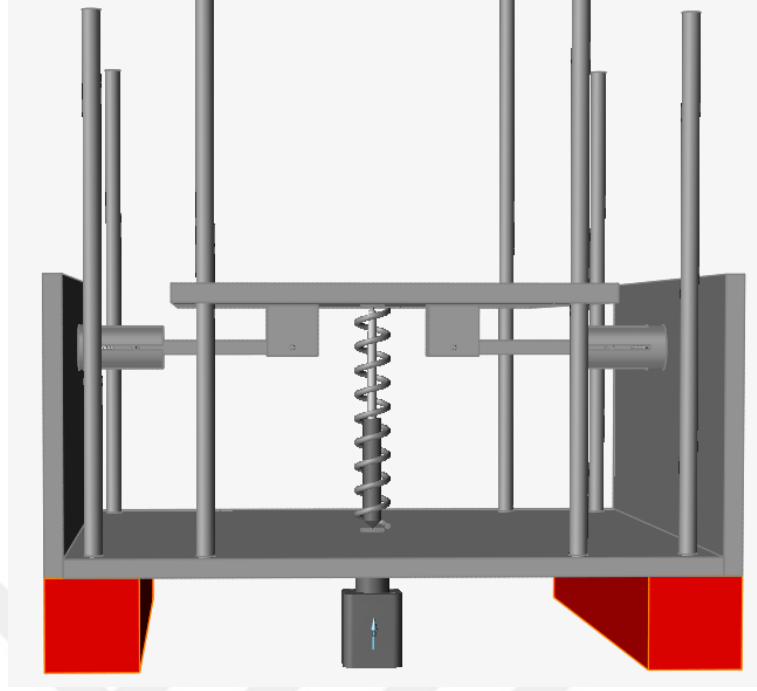
Şekil 3.14. Inspire modeli akış şeması (Turan, Erzan Topcu, vd., 2024)

Modelin oluşturulması beş temel adıma dayanmaktadır: Zemini oluşturma, mafsalları tanımlama, elemanları oluşturma ve özelliklerini tanımlama, malzeme ataması ve tahrik.



**şekil 3.15.** Tez çalışmasına için hazırlanmış Inspire modeli

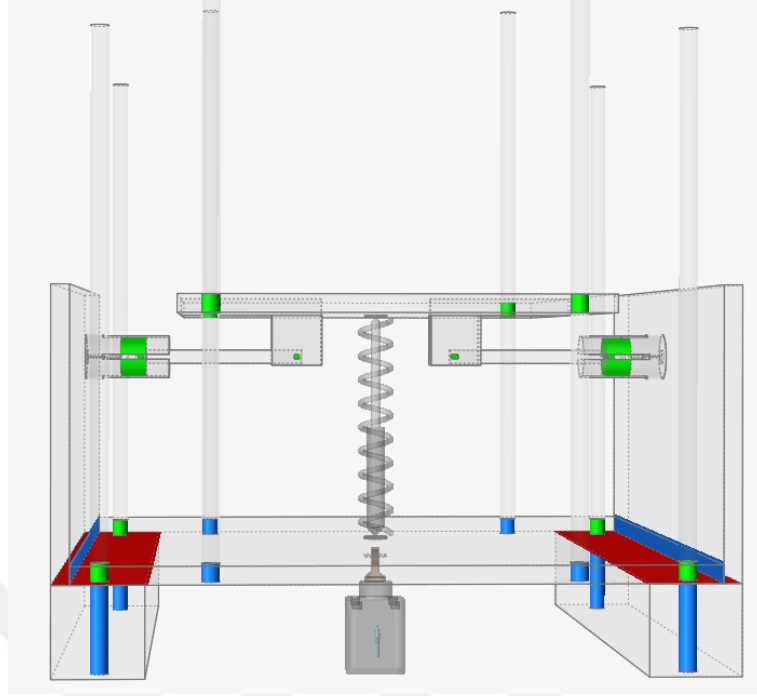
şekil 3.15’de izelge 3.1’de belirtilmiş olan boyutları temel alan bir simülasyon modeli kurulmuştur. Yapının iç genişliği 350 mm’dir. Simülasyon modeline ilk olarak yapıda yani süspansiyon sisteminde zemini oluşturan parçaların tanımlanmasıyla başlanmıştır. şekil 3.16’da zemini oluşturan parçalar kırmızı renk ile gösterilmiştir.



**Şekil 3.16.** Zemin

Zemin parçalarının temel işlevi süspansiyon için gerekli destekleri sağlamaktır. Zemin parçası üzerine konulmuş 4 adet mil süspansiyonun hareketi esnasında kılavuz görevi görmektedir. Zira daha önce belirtildiği üzere kütle'nin düşey yönde hareket etmesi oldukça kritiktir. Zeminin tanımlanmasının ardından sistemdeki mafsalların/bağlantıların tanımlanmasına geçilmiştir. Şekil 3.17'de yapıdaki mafsal tanımlamaları gösterilmiştir.

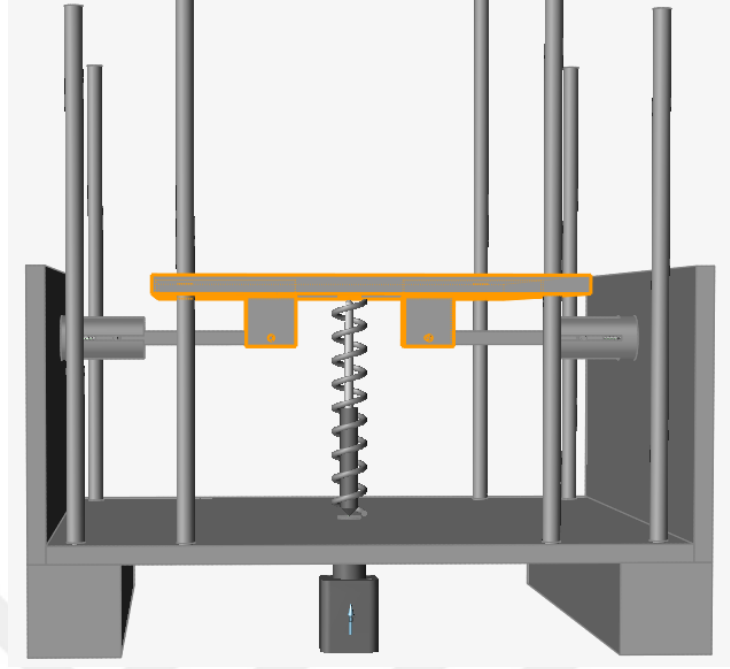




**Şekil 3.17.** Mafsallar

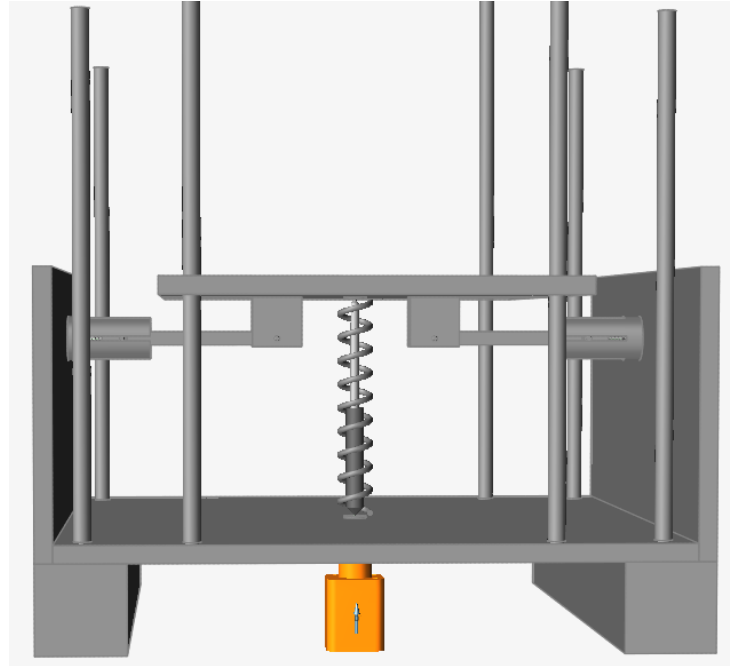
Şekil 3.17'ye göre yeşil renkli mafsallar aktif mafsalları temsil etmekte olup mavi renkli olanlar ise kilitlidir. Sistemde daha sonra yay elemanları tanımlanmıştır. Yay tanımlamaları yay rijitlik katsayısı ve yay serbest boyu üzerinden gerçekleştirilmiştir.

Sonraki aşamada sisteme taşınacak yük tanımlamasına geçilmiştir. Bu noktada gerekli yük üst sacın öz kütlesinin ayarlanması ile verilmiştir.



**Şekil 3.18.** Üst sac

Şekil 3.18’de gösterilmiş olan sacın kütlesi 6,5 kg olarak ayarlanmıştır. Kütlenin tanımlama işleminden sonra simülasyon modeli için son olarak sisteme gerekli tahriki sağlayacak olan bir aktüatör eklenmiştir (Şekil 3.19).



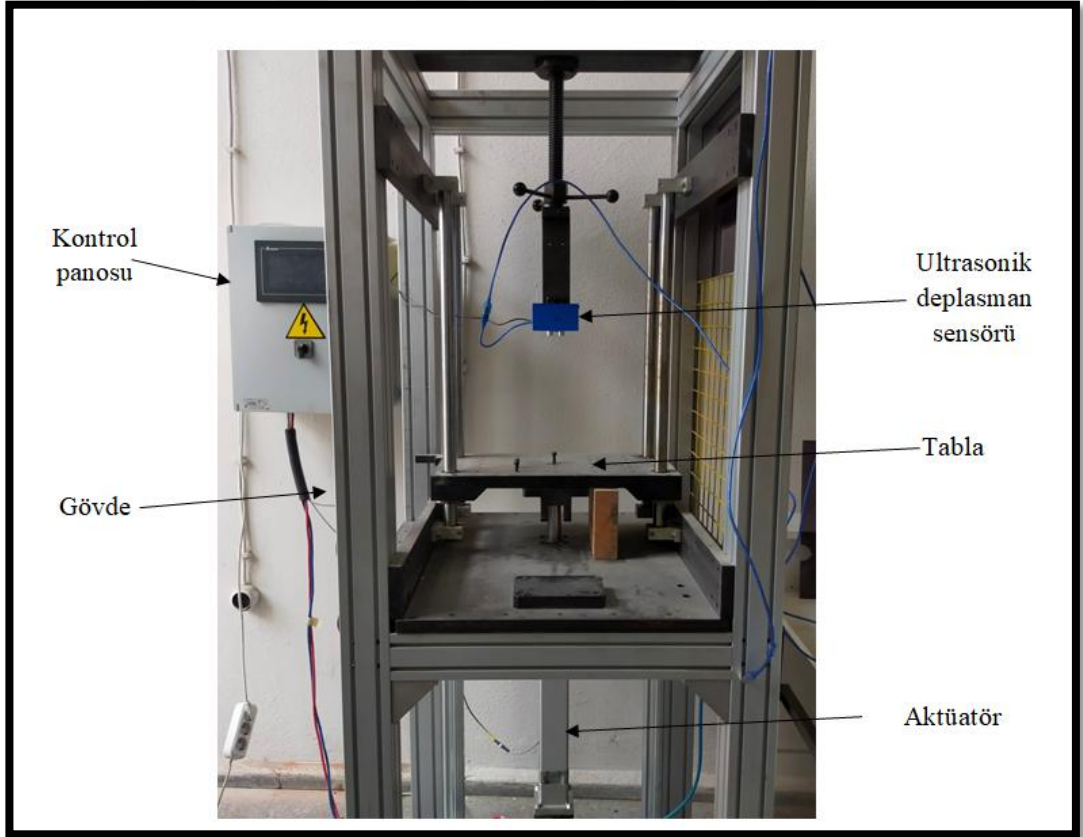
**Şekil 3.19.** Aktüatör

Şekil 3.19’da gösterilmiş olan aktüatör sisteme 0-2 Hz frekans bandında seçilen frekans değerinde ve  $\pm 15$  mm genlikte tahrik uygulamaktadır.

Simülasyon çalışmalarının akabinde deneysel çalışmalara başlanmıştır. Koltuk süspansiyonlarından genellikle düşey eksende izolasyon yapması beklenmektedir. Bunun temel sebebi düşey eksende daha fazla ve daha yüksek genlikli uyarılara maruz kalmasıdır. Bu sebeple literatürde yapılan birçok çalışmada süspansiyonlu koltuklar tek eksenli (düşey eksen) iletim testine sokulmuşlardır.

### 3.3.2 Deney çalışması

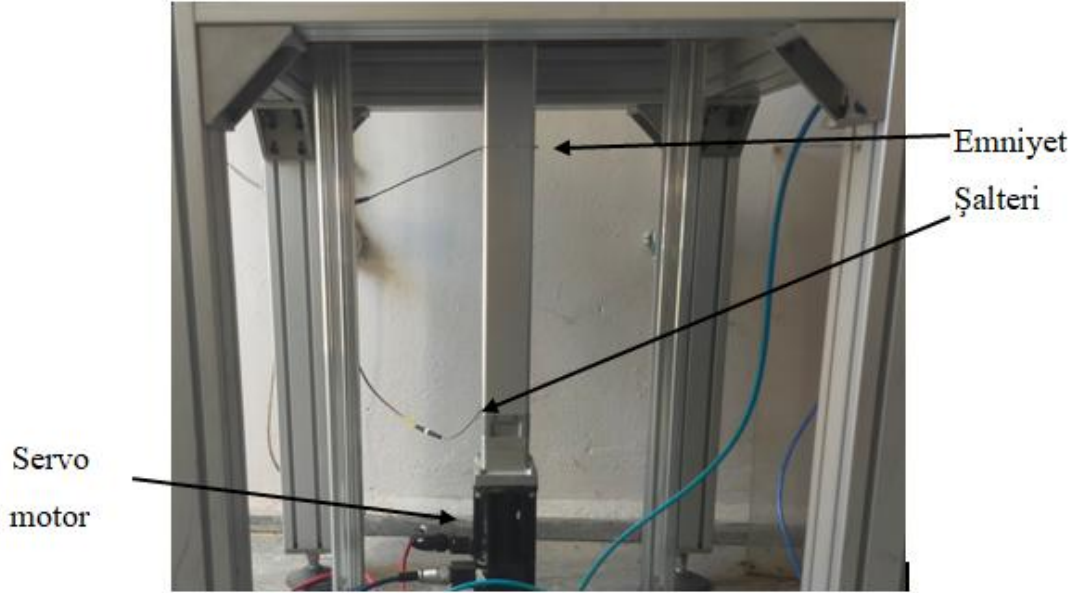
Bu çalışma kapsamında iletim performansının ölçülebilmesi için bir düşey eksen titreşim test cihazı kullanılmıştır (Şekil 3.20).



Şekil 3.20. Test cihazı

Şekil 3.20’de tez çalışması kapsamında kullanılacak olan test cihazının bileşenleri gösterilmiştir. Mevcut sistem ana gövde, kontrol panosu, ultrasonik deplasman sensörü, tabla ve aktüatör olmak üzere beş temel bileşenden oluşmaktadır.

Tabla parçası aktüatör (vidalı mil) ile tahrik edilmektedir (Şekil 3.21). Aktüatör servo motor aracılığıyla gerekli tahrik girişini oluşturmaktadır. Aktüatör üzerinde ayrıca deplasman emniyet şalteri bulunmaktadır. Bu şalterler aktüatör için gerekli alt ve üst sınırı oluşturmakta ve aktüatör bu aralıkta hareket etmektedir.



**Şekil 3.21.** Aktüatör

Aktüatörün kontrolü Şekil 3.22’de gösterilmiş olan dijital pano ile gerçekleştirilmektedir.



**Şekil 3.22.** Test cihazı panosu ve iç görüntüsü

Şekil 3.22’de gösterilmiş olan ekranda iki temel bölüm bulunmaktadır. İlk bölüm test işleminin başlayacağı konumun başka bir deyişle sıfır pozisyonunun tespit edildiği bölümdür. Daha önce belirtildiği üzere aktüatör üzerinde deplasman emniyet şalteri

bulunmaktadır. Yani cihazın bu aralıkta çalışması gerekmektedir. Bir başka kritik husus ise tablanın hareket esnasında mekanik sınırlandırıcılara çarpmamasıdır. Son olarak kütlenin hareket esnasında deplasman sensörüne çarpması da gerekmektedir. Bu sebeple bu kısıtlamalara uygun olarak aktüatörün başlangıç konumu tespit edilir ve bu konum sıfır pozisyonu olarak alınır.

Dijital panonun ikinci bölümü ise titreşimi girdisinin oluşturulduğu kısımdır. Test cihazı iki temel modda çalışabilmektedir. Bu modlardan ilkinde sayaçlı olarak pano üzerinde düzenlenmiş olan değer kadar çevrim (cycle) yapıp sonra durmaktadır. İkinci modda ise serbest olarak çalışmakta hareketi kullanıcı tarafından durdurulmaktadır. Bunlara ek olarak motor hızı ve genlik de bu kısımdan ayarlanmaktadır.

Test cihazında kütlenin yaptığı hareketinin tespiti için bir ultrasonik deplasman sensörü bulunmaktadır (Şekil 3.23). İlgili ultrasonik deplasman sensörü 2-400 cm arasında ölçüm yapabilmektedir. Ultrasonik deplasman sensörünün üzerinde iki kısım bulunmaktadır. Bunlardan ilki gönderici diğeri ise alıcıdır. Gönderici üzerinden ölçüm yapılacak nesneye ultrasonik ses dalgaları gönderilirken nesneden dönen dalgalar alıcı üzerinden toplanır ve bir veri kablosu ile bilgisayara aktarılır.



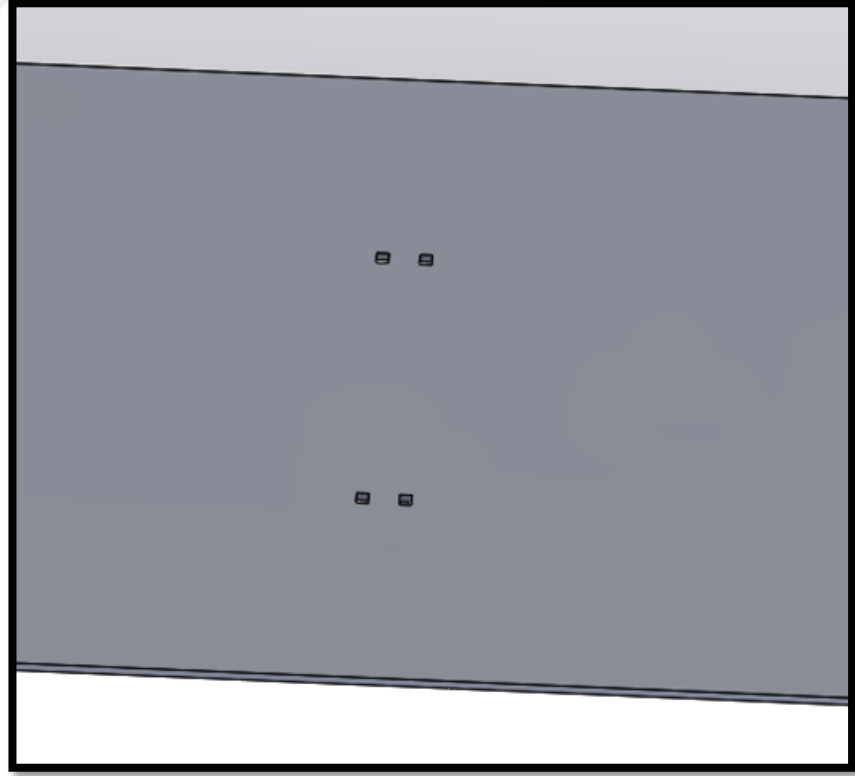
**Şekil 3.23.** Ultrasonik deplasman sensörü

Şekil 3.22’den görüleceği üzere negatif rijitlik yapısı eklenmiş koltuk süspansiyonuna uygulanacak titreşim için gerekli hız ve genlik ayarı pano üzerinden yapılabilmektedir.

Bu noktada kritik husus test hızı olarak belirtilmiş olan motor devri üzerinden vidalı milin tahrik hızının tespit edilmesidir. Bunun için motor devri ile saykıl süresi arasından hesaplama yapılacaktır. Sonrasında aktüatör test için gerekli olan frekans ve genlikte titreşim üretecektir. Ultrasonik deplasman sensörü ise koltuk süspansiyonda meydana gelecek deplasmanı ölçecektir.

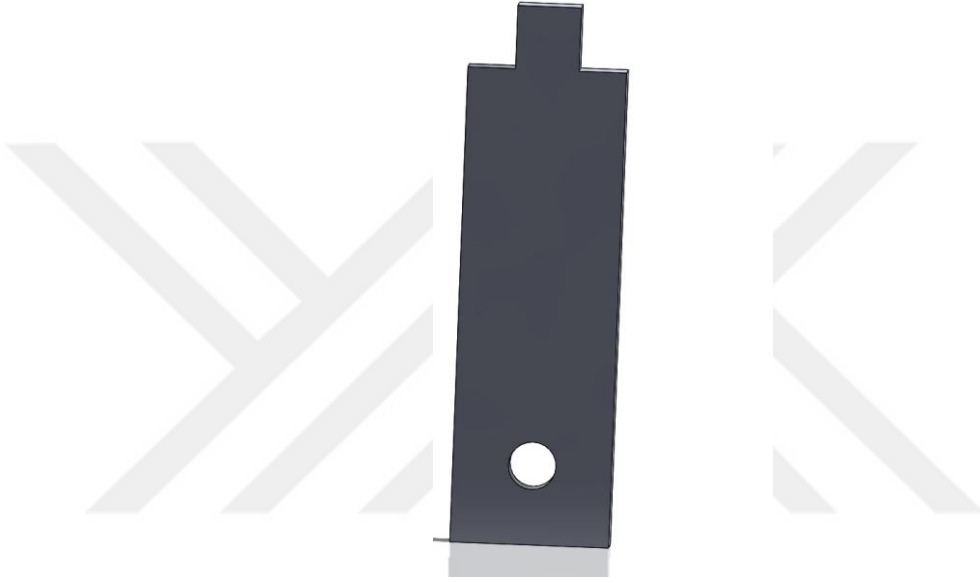
Negatif rijitlik mekanizmasının doğru çalışabilmesi, başka bir deyişle istenen performansı gösterebilmesi için ilk olarak boyutsal doğruluk büyük önem arz etmektedir. Özellikle montaj esnasında yapılabilecek hatalar mekanizmanın çalışmasını olumsuz olarak etkileyecektir. Bu sebeple prototip üretiminin dikkatli bir biçimde yapılması gerekmektedir.

Prototip üretimi için ilk olarak üst sac parçasının tasarımına odaklanılmıştır. Barın üst saca bağlantısını sağlayacak kulak parçasının konumunda hata yapmamak için kulak parçasının üst sac üzerinde bağlanacağı yerler delik olarak tasarlanmıştır (Şekil 3.24).



**Şekil 3.24.** Üst sac tasarımı

Sonraki aşamada kulak parçasının tasarımına geçilmiştir (Şekil 3.25). Kulak parçasının üst saca daha iyi yerleştirilebilmesi için bir geçme yapısı oluşturulmuştur. Bu yapı sayesinde kulak parçasının üst gövdeye daha sağlıklı şekilde bağlanmasına olanak sağlanmış olup bağlantı esnasında pozisyonlama hatası ve esneme hatasının minimize edilmesi sağlanmıştır.



**Şekil 3.25.** Kulak parçası

Negatif rijitlik mekanizmasının kritik elamanlarından biri yatay yaylardır. Mekanizmanın istendiği gibi çalışabilmesi gerekli etkiyi gösterebilmesi için negatif rijitlik oluşturacak yayların düzgün çalışması gerekmektedir. Bu sebeple yatay yayın sıkıştırılabilmesi için yay tasarımına uygun silindirik, kademeli bir iç kılavuz tasarımı gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.26).

Kılavuz üzerinde bar bağlantı deliği dışında ön yüklemeyi başka bir deyişle yatay yayı sıkıştırabilmek için başka bir delik de oluşturulmuştur. Son olarak yatay yayın burkulmasını engellemek amacıyla kılavuzun yay bağlantı kısmına ufak bir dairesel çıkıntı eklenmiştir. Ayrıca barın hareketinde herhangi bir sıkıntı oluşmaması için kılavuz kısmında boşluk oluşturulmuştur.

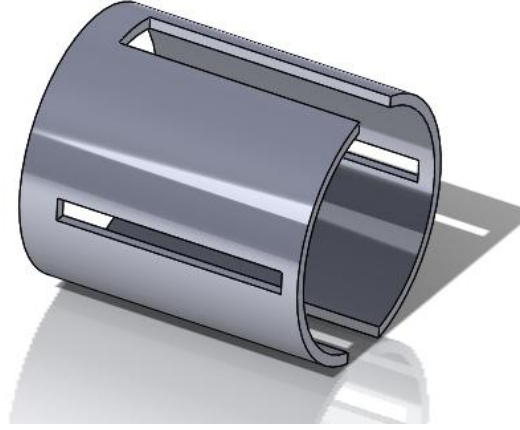




**Şekil 3.26.** Yatay yay iç kılavuzu

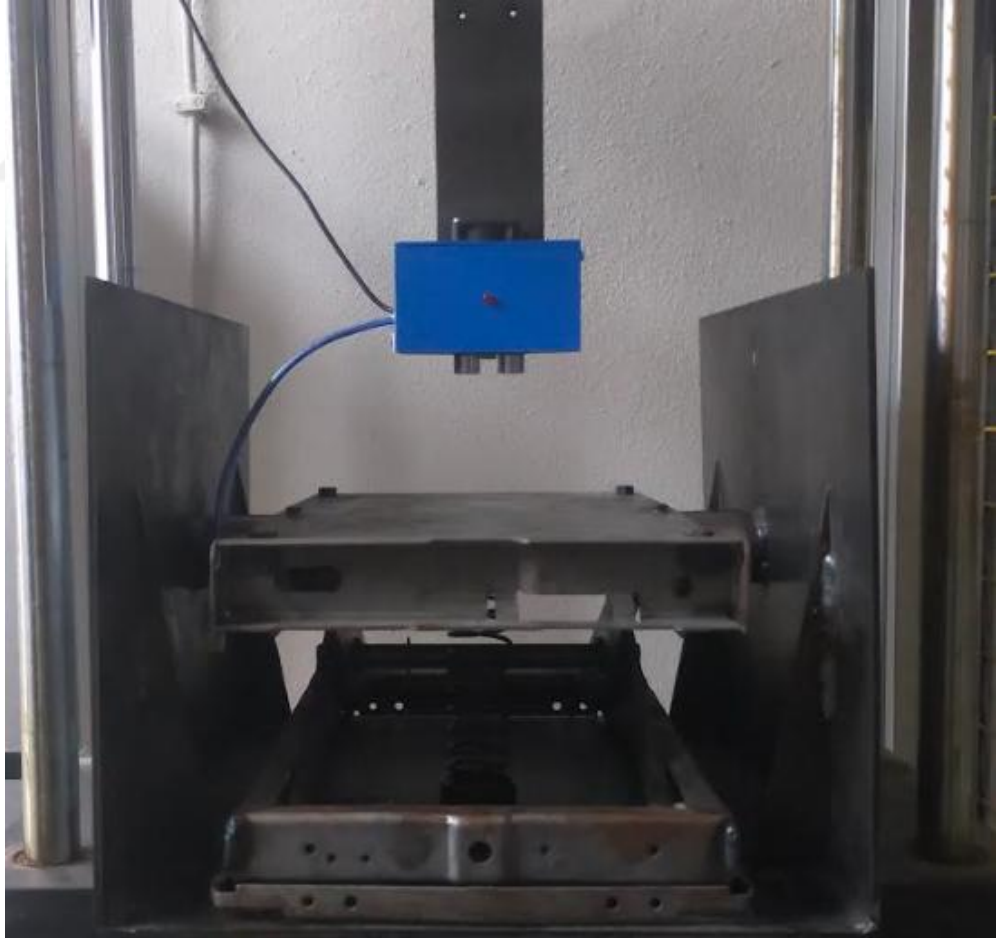
Kılavuz elemanı ile her ne kadar yatay yayın burkulması bir miktar engellenebilse de bu tam olarak yeterli olmayacaktır. Bu sebeple yatay yayın burkulması engellemek ve hareketini kontrol altında tutabilmek için bir dış kılavuz tasarlanmıştır (Şekil 3.27).

Dış kılavuz sadece yatay yay için kılavuz olmayacak aynı zaman iç kılavuz için de kullanılacaktır. Ayrıca bar elemanı da yine bu kılavuz içerisinde çalışacaktır. Bu sebeple dış kılavuz borusunda barın hareketi kısıtlamamak adına orta kısmında bir boşluk oluşturulmuşken yay iç kılavuzunun hareketini kısıtlamak adına yan kısmında kısmi delik açılmıştır. Böylece yay kılavuzunun boru dışına çıkması engellenecektir. Bu durum özellikle sistemin doğal frekansına yaklaştıkça genlik değerinin büyümesi özellikle rezonans durumunda sistemin yapısal bütünlüğünün korunabilmesi açısından büyük önem arz etmektedir.



**Şekil 3.27.** Yatay yay dış kılavuzu

Tez çalışması kapsamında oluşturulmuş olan nihai prototip Şekil 3.28’de verilmiştir.



**Şekil 3.28.** Nihai prototip

Şekil 3.28’de gösterilmiş olan prototip boyutsal olarak nihai ürün ölçülerine oldukça uygundur. Zira içinde bulunan mevcut esnemedden yaklaşık 120 mm civarında daha geniş olması onun mevcutta kullanılabilir boyutta olduğu olduğunu göstermektedir.

Bu çalışmada hedef değer 2 Hz frekansta veya daha düşük frekanslarda izolasyon başlangıcını elde etmektir. Bu kapsamda simülasyon çalışmasında 0-2 Hz frekans bandı kullanılacak olup frekans adımı olarak 0,1 Hz alınacaktır. Genlik olarak ise  $\pm 15$  mm tercih edilmiştir. Elde edilen değerler için Denklem 3.19’da verilmiş olan Desibel dönüşümü kullanılacaktır.

$$TR = 20 \log T_a \quad (3.19)$$

Bu dönüşüm ile frekans cevap eğrisi oluşturulacaktır. Sonraki aşamada 2 Hz frekans değerinde deneysel bir çalışma yapılarak mukayese edilecektir.

#### 4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu bölümde tez çalışması sonucunda elde edilen bulgular parametre etkisi istatistiksel sonuçları, simülasyon sonuçları ve deney sonuçları olarak üç ana başlık altında incelenecektir. İstatistiksel inceleme çalışmalarının bir kısmı makale çalışmasında sunulmuştur(Turan, Erzan Topcu, vd., 2024).

##### 4.1 Parametre Etkisi İstatistiksel Sonuçları

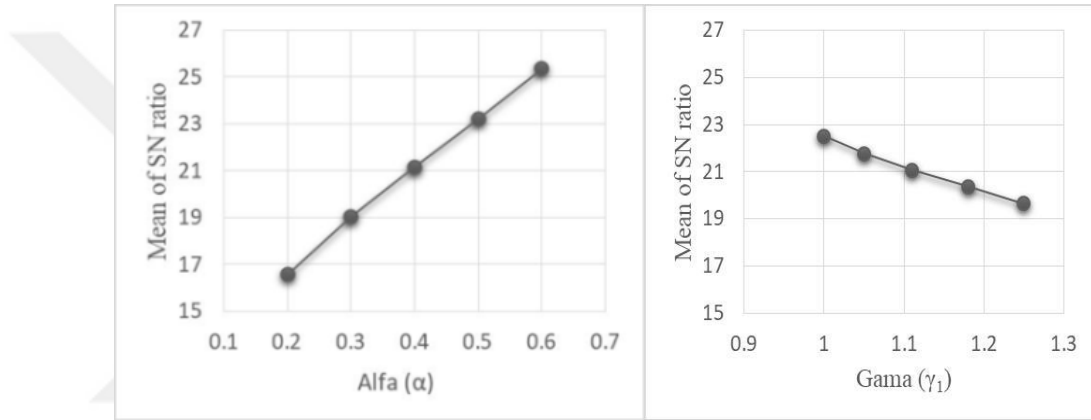
Nümerik analizler sonucunda elde edilen sonuçlar Çizelge 4.1’de parametrelerine bağlı olarak ayrıntılı olarak sunulmuştur. Sonuçlar -1 ile çarpılarak normalize edilmiştir.

**Çizelge 4.1.** Parametre Etkisi İletilebilirlik(TR) sonuçları(Turan, Erzan Topcu, vd., 2024)

| Deney No | $\alpha$ | $\gamma_1$ | TR(dB) |
|----------|----------|------------|--------|
| 1        | 0,2      | 1,25       | 6,06   |
| 2        | 0,2      | 1,18       | 6,41   |
| 3        | 0,2      | 1,11       | 6,74   |
| 4        | 0,2      | 1,05       | 7,08   |
| 5        | 0,2      | 1,00       | 7,43   |
| 6        | 0,3      | 1,25       | 7,85   |
| 7        | 0,3      | 1,18       | 8,4    |
| 8        | 0,3      | 1,11       | 8,96   |
| 9        | 0,3      | 1,05       | 9,53   |
| 10       | 0,3      | 1,00       | 10,12  |
| 11       | 0,4      | 1,25       | 9,79   |
| 12       | 0,4      | 1,18       | 10,6   |
| 13       | 0,4      | 1,11       | 11,45  |
| 14       | 0,4      | 1,05       | 12,34  |
| 15       | 0,4      | 1,00       | 13,31  |
| 16       | 0,5      | 1,25       | 11,99  |
| 17       | 0,5      | 1,18       | 13,15  |
| 18       | 0,5      | 1,11       | 14,45  |

**Çizelge 4.1.** Parametre Etkisi İletilebilirlik(TR) sonuçları(Turan, Erzan Topcu, vd., 2024) (devamı)

|    |     |      |       |
|----|-----|------|-------|
| 19 | 0,5 | 1,05 | 15,89 |
| 20 | 0,5 | 1,00 | 17,52 |
| 21 | 0,6 | 1,25 | 14,54 |
| 22 | 0,6 | 1,18 | 16,31 |
| 23 | 0,6 | 1,11 | 18,38 |
| 24 | 0,6 | 1,05 | 20,92 |
| 25 | 0,6 | 1,00 | 24,08 |



**Şekil 4.1.** S/N oranı sonuçları (Turan, Erzan Topcu, vd., 2024)

Sinyal-gürültü-oranı sonuçları ek olarak Çizelge 4.2'de de sunulmuştur.

**Çizelge 4.2.** S/N sonuç tablosu (Turan, Erzan Topcu, vd., 2024)

| Seviye | $\alpha$ | $\gamma_1$ |
|--------|----------|------------|
| 1      | 16,56    | 22,5       |
| 2      | 19,02    | 21,77      |
| 3      | 21,16    | 21,06      |
| 4      | 23,21    | 20,35      |
| 5      | 25,37    | 19,64      |
| Delta  | 8,81     | 2,86       |
| Sıra   | 1        | 2          |

Çizelge 4.1, Çizelge 4.2 ve Şekil 4.1'de beraber olarak değerlendirildiğinde gerek yay rijitlik oranlarının gerekse yatay yaydaki ön yükleme miktarının artmasının izolasyonu artırdığı açıkça görülmektedir. En düşük izolasyon değeri yatay yaydaki en düşük ön

yükleme miktarına denk gelen  $\gamma_1 = 1,25$  değeri ile yay rijitlik oranlarının en düşük olduğu  $\alpha = 0,2$  değerleri ile elde edilmiştir. Buna karşın en yüksek izolasyon değerleri ise yatay yaydaki ön yüklemenin maksimum olduğu  $\gamma_1 = 1$  değeri ile yay rijitlik oranlarının en büyük olduğu  $\alpha = 0,6$  değerleri ile elde edilmiştir. Bu sonuçlar ışığında söylenebilecek en net çıkarım yüksek izolasyon performansının elde edilmesi için yaylardaki ön yükleme miktarının ya da yay rijitlik oranlarının artırılması gerektiğidir. Fakat istenen izolasyonun daha kolay elde edilmesi için hangi parametrenin değiştirilmesi gerektiğinin tespit edilmesi elzemdir. Çizelge 4.2 ele alındığında görülmektedir ki yay rijitlik oranı izolasyon performansının iyileşmesi için daha efektif bir parametredir. Bu sonuçlara ek olarak ANOVA sonuçları ile parametrelerin etkisi daha belirgin olarak açıklanabilir. Çizelge 4.3’de ANOVA sonuçları verilmiştir.

**Çizelge 4.3.** ANOVA sonuçları

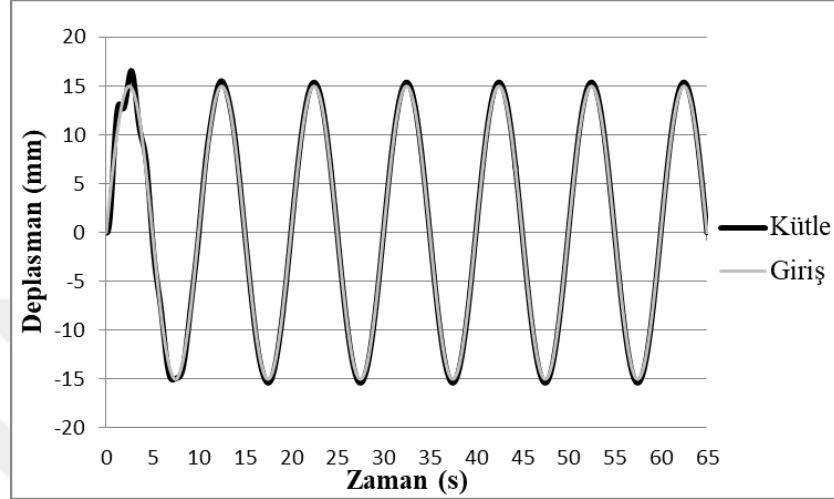
| Kaynak     | DF | Adj SS | Adj MS  | F     | P     | Katkı oranı(%) |
|------------|----|--------|---------|-------|-------|----------------|
| $\alpha$   | 4  | 452,93 | 113,234 | 68,35 | 0,000 | 83,71          |
| $\gamma_1$ | 4  | 61,60  | 15,401  | 9,30  | 0,000 | 11,39          |
| Hata       | 16 | 26,51  | 1,657   |       |       | 4,90           |
| Toplam     | 24 | 541,05 |         |       |       |                |

ANOVA sonuçları incelendiğinde yay rijitlik oranının yay ön yükleme oranına oranla izolasyon sonucu üzerinde yaklaşık 7,5 kat daha etkin olduğu görülmektedir. Bu durum sinyal-gürültü-oranı sonuçları oldukça uyumludur. Ayrıca hatanın etki oranının %4,90 olması da yine yapılan ANOVA çalışmasının sonuçlarının oldukça güvenli olduğunu göstermektedir.

Gerek sinyal-gürültü-oranı sonuçları gerekse ANOVA sonuçları göstermektedir ki yay rijitlik oranının izolasyon performansı üzerindeki etkisi oldukça barizdir. Bu sebeple ön yüklemeye üzerinde yapılacak değişiklikler yerine yay rijitliği üzerinde yapılacak değişiklikler daha efektif olacaktır. Fakat burada unutulmaması gereken husus rijitliğin aşırı derecede düşürülmemesidir. Aksi takdirde sistem beklendiği şekilde çalışmayacaktır.

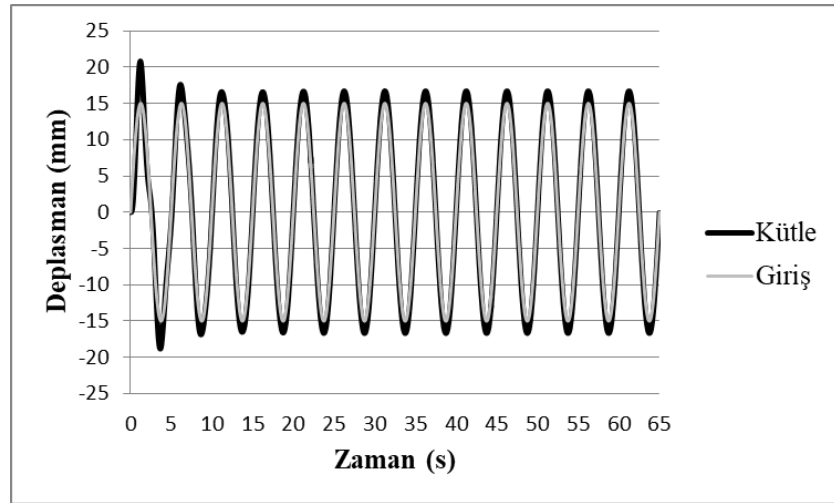
## 4.2. Simülasyon Sonuçları

Kurulan model üzerinden gerçekleştirilen simülasyon çalışmalarının sonuçları Şekil 4.2 - 4.21’de verilmiştir.



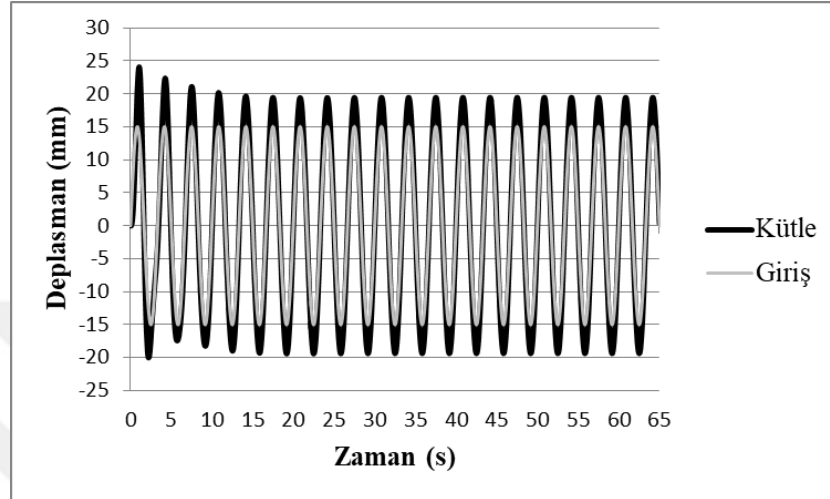
Şekil 4.2. 0,1 Hz deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.2’de 0,1 Hz frekans değerinde gerçekleşen zaman-deplasman grafiği verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde sistemde henüz herhangi bir izolasyonun gerçekleşmediği, giriş deplasman değeri ile kütlenin gerçekleştirmiş olduğu deplasman değerinin neredeyse aynı olduğu görülmektedir.



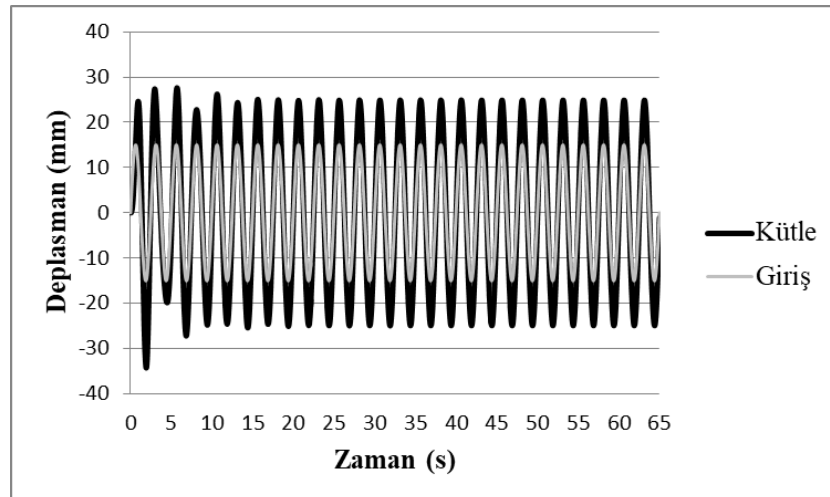
Şekil 4.3. 0,2 Hz deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.3’de 0,2 Hz frekans değerinde gerçekleşen zaman deplasman grafiği verilmiştir. Grafikten görüleceği üzere kütlenin giriş deplasman değerine göre daha fazla deplasman yapmıştır, fakat henüz rezonans noktasına yaklaşmamıştır.



Şekil 4.4. 0,3 Hz deplasman-zaman grafiği

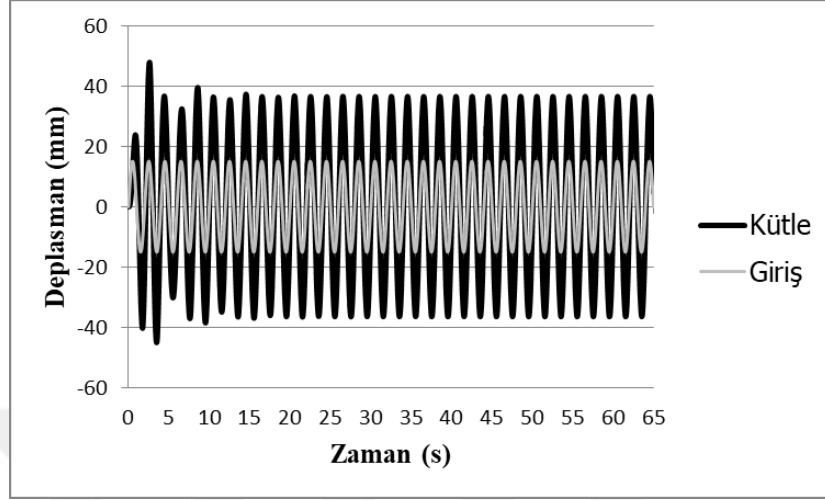
Şekil 4.4 incelendiğinde 0,3 Hz frekans değerinde kütlenin yapmış olduğu deplasman miktarında önemli bir artışın olduğu görülmektedir. Kütle neredeyse  $\pm 20$  mm deplasman gerçekleştirmektedir.



Şekil 4.5. 0,4 Hz Deplasman-zaman grafiği

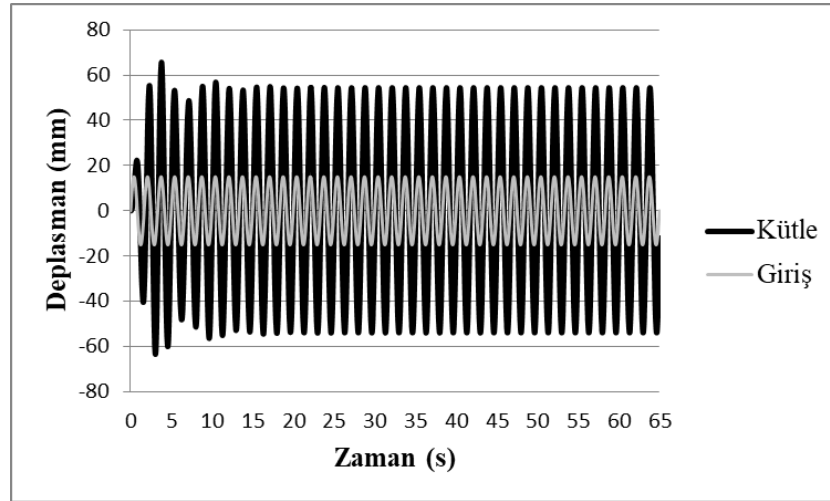


Şekil 4.5 incelendiğinde kütlenin yaptığı deplasmanın  $\pm 20$  mm değerinin epey üzerinde gerçekleştiği görülmektedir.



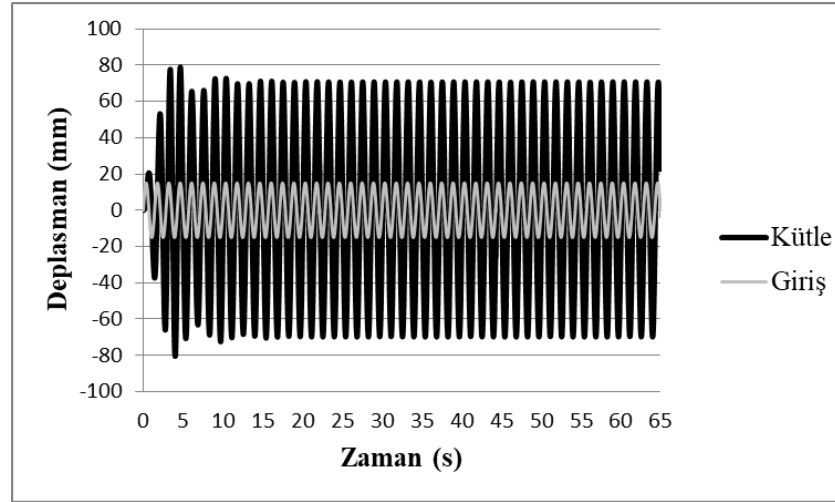
Şekil 4.6. 0,5 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.6 incelendiğinde kütlenin yaptığı deplasmanın  $\pm 40$  mm değerine yaklaştığı görülmektedir. Bu değerler ve giriş deplasmanına göre artış da göz önüne alındığında rezonans noktasına yaklaşıldığı söylenebilir.



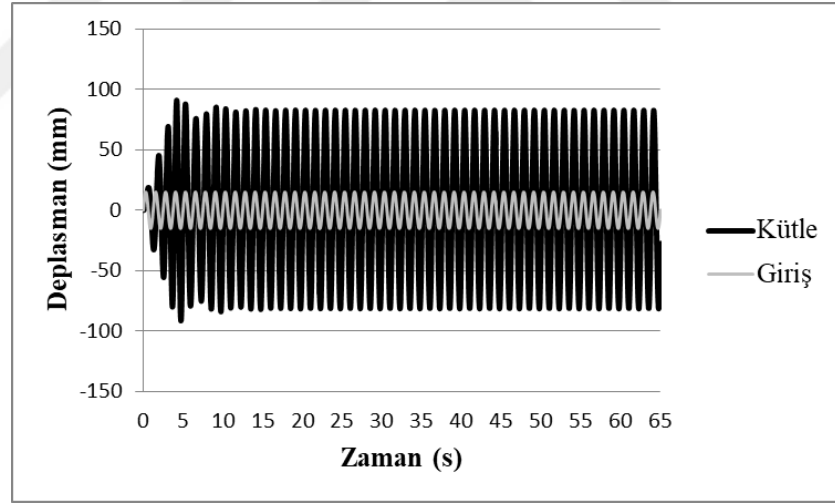
Şekil 4.7. 0,6 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.7 incelendiğinde kütlenin yapmış olduğu deplasman değerinin  $\pm 60$  mm değerine yaklaştığı söylenebilir. Bu değer giriş değerinin 4 katıdır. Yani rezonans frekansına daha fazla yaklaşıldığı açıktır.



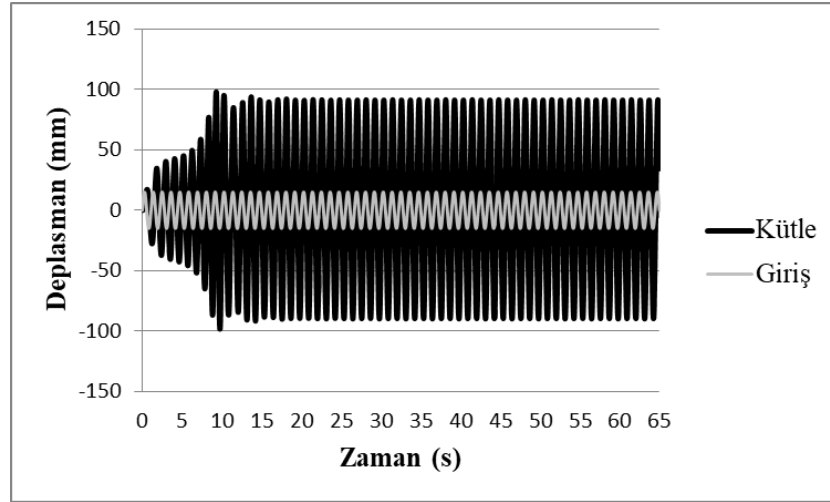
**Şekil 4.8.** 0,7 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.8 ele alındığında kütlelinin yapmış olduğu deplasmanın  $\pm 80$  mm değerine yaklaştığı görülmektedir.



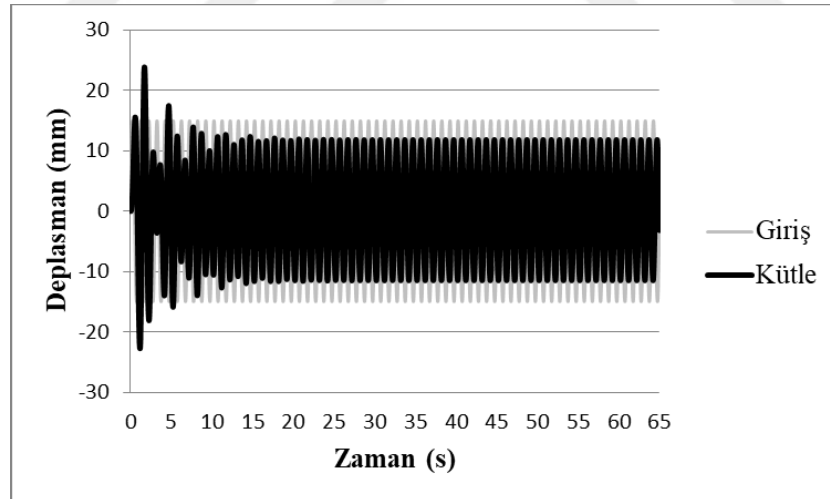
**Şekil 4.9.** 0,8 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.9'dan görüleceği üzere kütlelinin yaptığı deplasman  $\pm 100$  mm değerine yaklaşmaktadır.



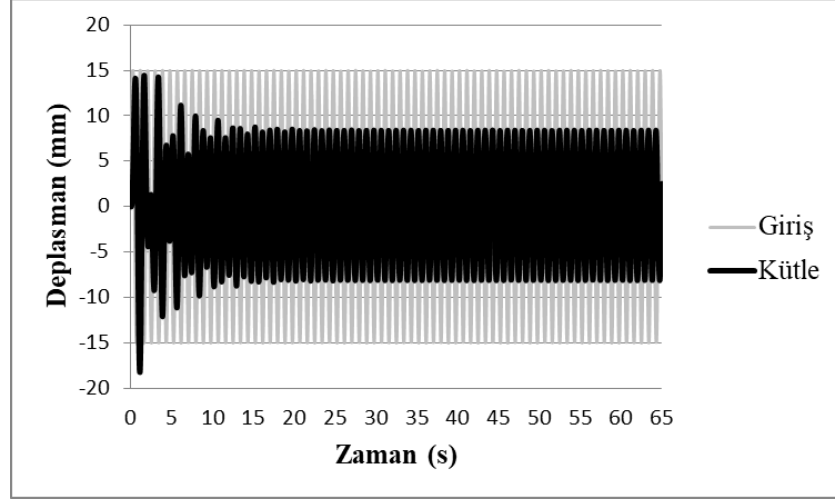
**Şekil 4.10.** 0,9 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.10'dan görüleceği üzere kütlenin yaptığı deplasman  $\pm 100$  mm değerine oldukça yaklaşmıştır. Fakat 0,8 Hz frekans değerinde gerçekleşen deplasman değerine kıyasla büyük bir deplasman artışı olmamıştır. Sistemin yaklaşık doğal frekansının bu değerler civarında olduğu söylenebilir.



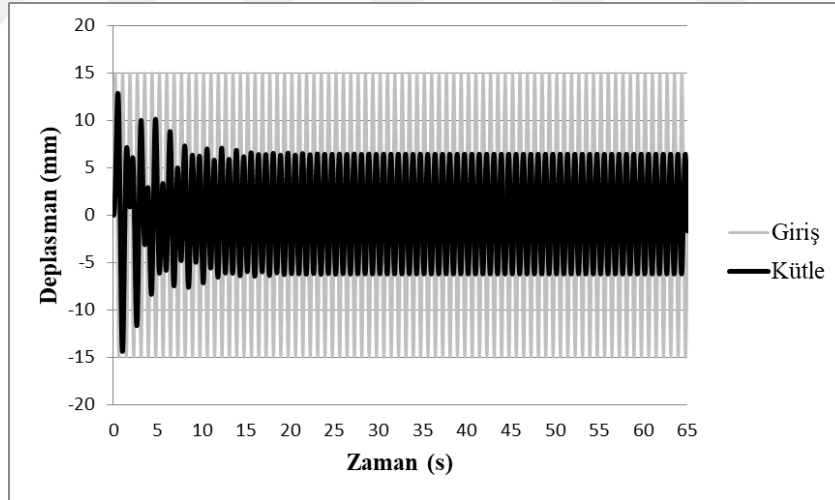
**Şekil 4.11.** 1 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.11'den açıkça görüleceği üzere kütlenin gerçekleştirdiği deplasman değeri giriş ile uygulanan deplasman değerine göre daha düşüktür. Başka bir deyişle sistem artık izolasyon yapmaya başlamıştır.



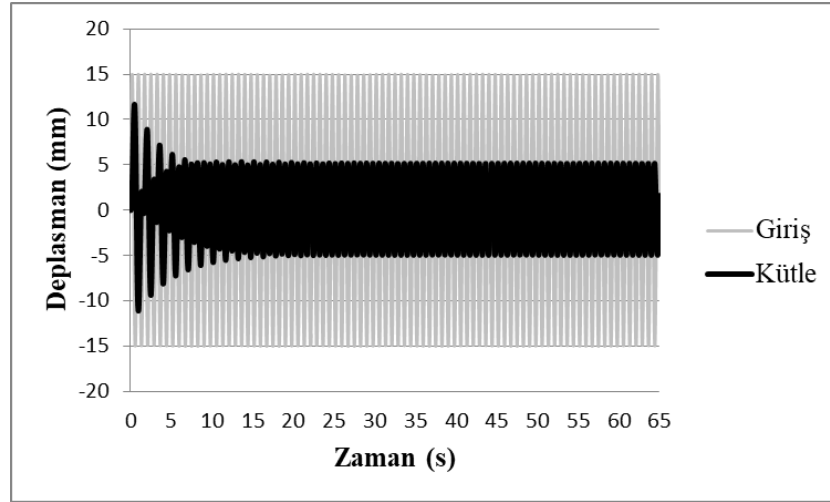
**Şekil 4.12.** 1,1 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.12'ye göre 1,1 Hz frekans değerinde sistemde gerçekleşen izolasyon değeri artmıştır. Yer değiştirme değerlerine bakıldığı zaman kütlein yapmış olduğu yer değiştirmenin  $\pm 10$  mm'nin altına düştüğü görülmektedir.



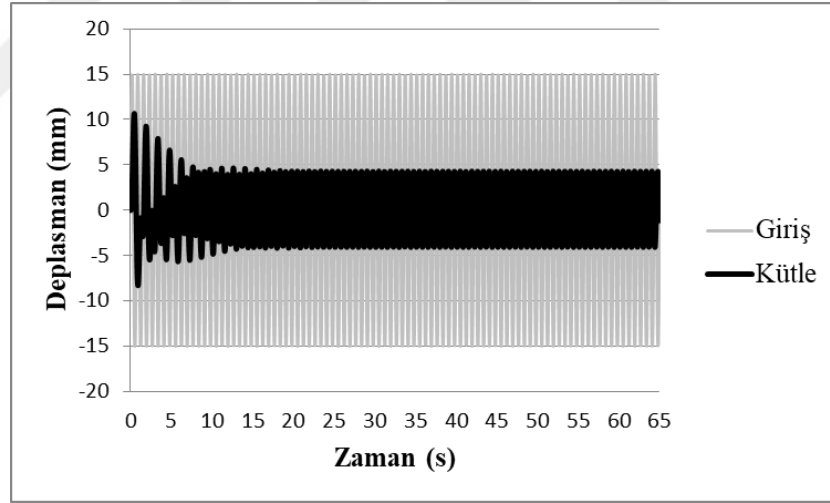
**Şekil 4.13.** 1,2 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.13'den görüleceği üzere 1,2 frekans değerinde gerçekleşen deplasman değerleri arasındaki fark artmaktadır, kütlein yapmış olduğu deplasman değeri  $\pm 5$  mm değerine yaklaşmaktadır.



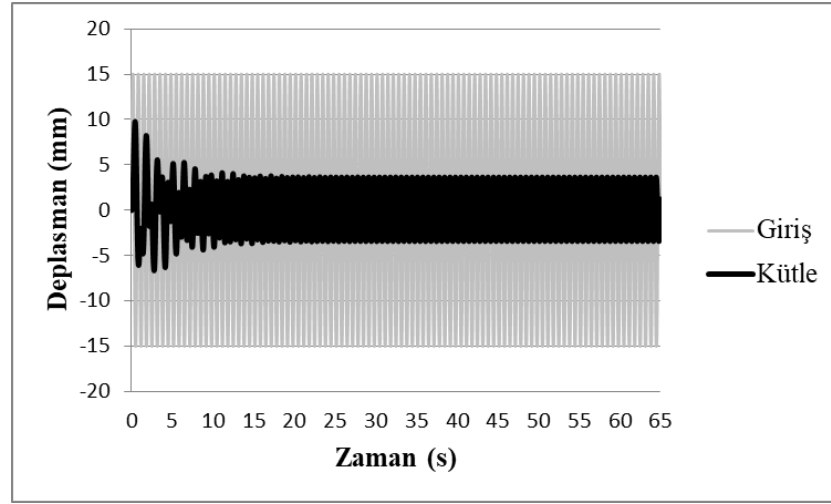
**Şekil 4.14.** 1,3 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.14'den açık bir biçimde görüleceği üzere 1,3 Hz frekans değerinde kütlelinin gerçekleştirmiş olduğu deplasman değeri neredeyse  $\pm 5$  mm'dir.



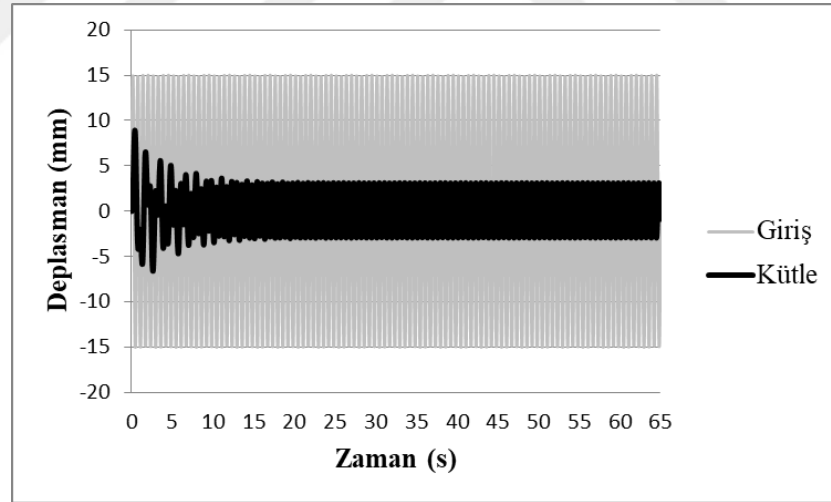
**Şekil 4.15.** 1,4 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.15 incelendiğinde 1,4 Hz frekans değerinde kütlelinin yapmış olduğu deplasman miktarının  $\pm 5$  mm değerinin altına düştüğü görülmektedir.



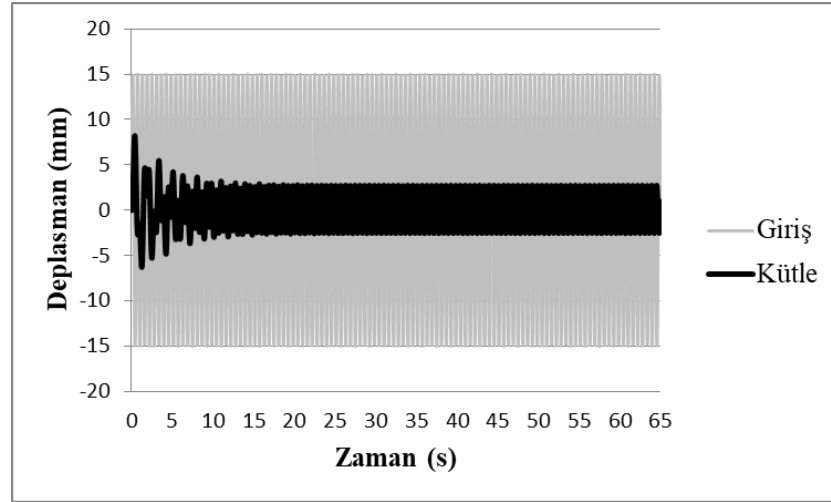
**Şekil 4.16.** 1,5 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.16'dan görüleceği üzere kütlenin gerçekleştirdiği deplasman miktarı  $\pm 5$  mm değerinin altında olup düşmeye devam etmektedir. Başka bir deyişle izolasyon miktarı artmaktadır.



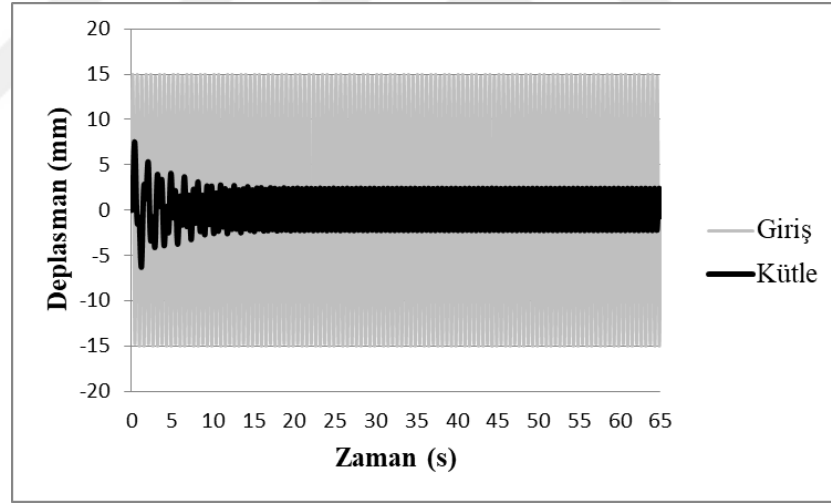
**Şekil 4.17.** 1,6 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.17'den görüleceği üzere kütlenin yaptığı deplasman değeri azalmaya devam etmektedir.



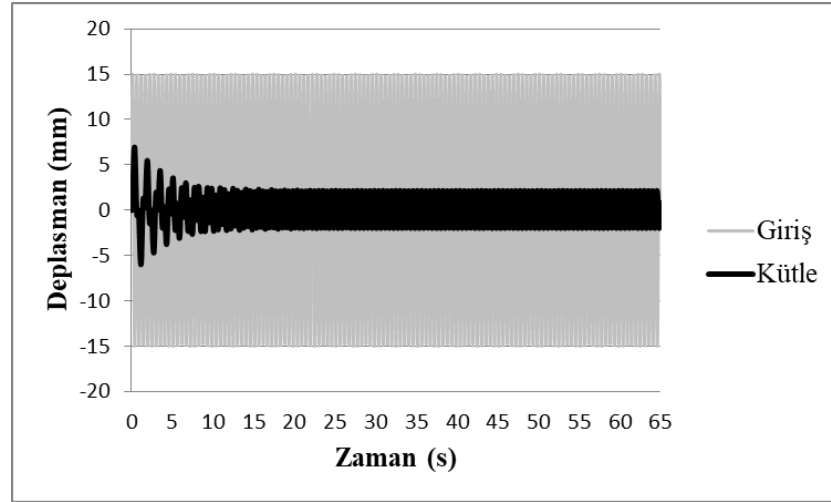
**Şekil 4.18.** 1,7 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.18’den görüleceği üzere kütlenin yapmış olduğu deplasman değeri  $\pm 2,5$  mm değerine yaklaşmaktadır.



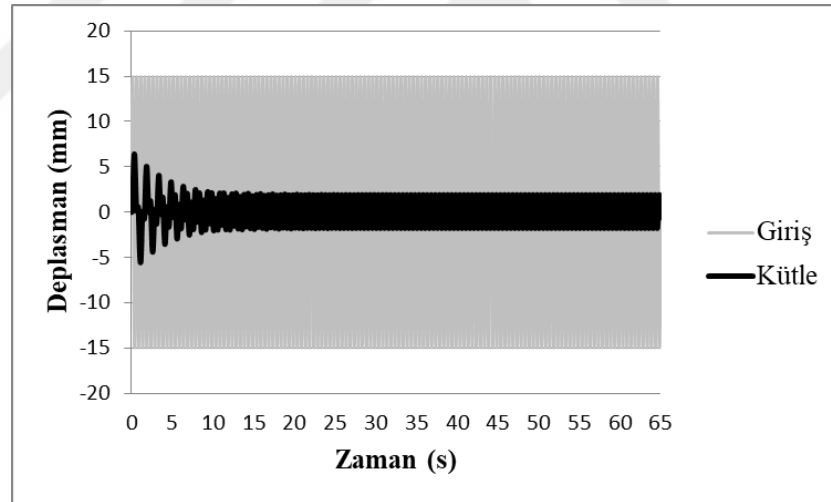
**Şekil 4.19.** 1,8 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.19’den görüleceği üzere kütlenin yaptığı deplasman azalmaya devam etmektedir.



**Şekil 4.20.** 1,9 Hz Deplasman-zaman grafiği

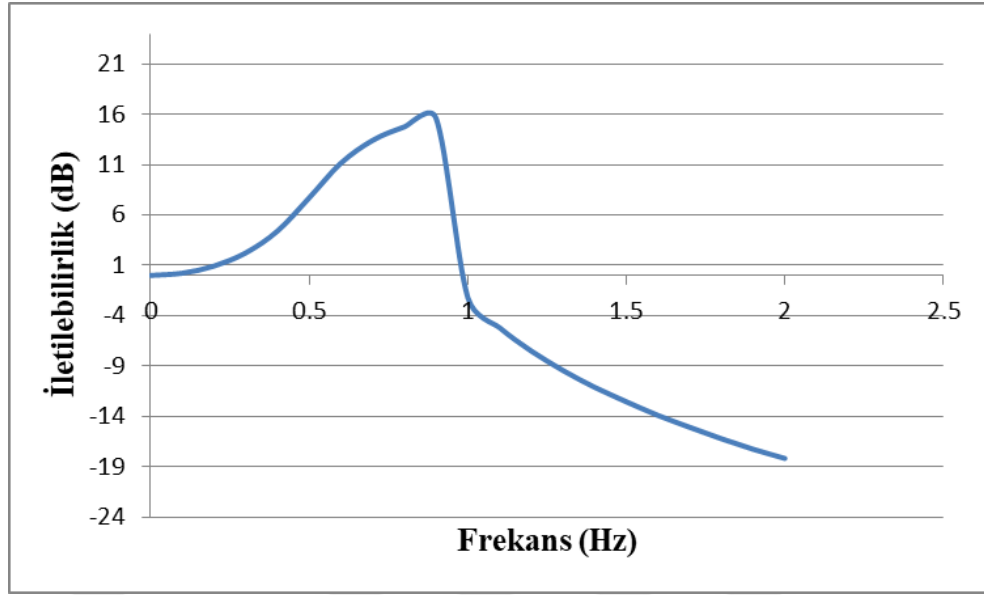
Şekil 4.20 incelendiğinde kütlelin yaptığı deplasmanın azalmaya başladığı ve  $\pm 2$  mm değerine yaklaştığı görülmektedir.



**Şekil 4.21.** 2 Hz Deplasman-zaman grafiği

Şekil 4.21 incelendiğinde kütlelin yaptığı deplasman değerinin  $\pm 2$  mm değerinin altına indiği görülmektedir. İzolasyon sonuçlarının daha iyi anlaşılabilmesi için desibel(decibel) dönüşü yapılabilir.





**Şekil 4.22.** Inspire modeli iletilebilirlik sonucu

Şekil 4.22'deki grafik incelendiğinde kurulan modelin yaklaşık 0,9 Hz frekans değerinden itibaren izolasyona başladığı görülmektedir. 2 Hz frekans değerine gelindiğinde ise neredeyse tamamen bir izolasyon gerçekleştiği söylenebilir. Tezin giriş bölümünde belirtildiği üzere özellik 2-8 Hz frekans bandında gerçekleşen titreşimler gerek insan sağlığı gerekse sürüş veya yolculuk konforu açısından büyük risk teşkil etmektedir. Simülasyonlar sonucunda elde edilen izolasyon bilgileri mevcut değerler ile düşük frekanslar için oldukça verimli bir tasarım gerçekleştirildiğini göstermektedir. Buna ek olarak iletilebilirlik eğrisinin akışına bakıldığında yüksek frekanslar için de iyi bir izolasyon performansı göstereceği açıktır.

### 4.3.Deneysel Çalışma

Son kısımda üretilmiş olan prototipin izolasyon performansının incelenmesine geçilmiştir. Bunun için materyal metot bölümünde tanıtılmış olan cihazda motor devri ayarlanarak yaklaşık 2 Hz frekansında ve  $\pm 15$  mm genlikte bir giriş uygulanmıştır. Elde edilen yer değiştirme sonucun kıyaslama bilmesi için 2 Hz ve  $\pm 15$  mm deplasman giriş datası oluşturulmuştur. Elde edilen sonuçlardan oluşturulmuş olan kıyaslama grafiği Şekil 4.23'de verilmiştir.



**Şekil 4.23.** Test sonucu

Şekil 4.23 incelendiğinde oluşturulmuş olan mekanik sistemin izolasyon performansı gösterdiği görülmektedir. Bu değeri Şekil 4.21'deki sonuç ile kıyaslayabiliriz. Bu noktada iki sonuç arasındaki temel fark simülasyon sonucunun daha düzenli, deneysel sonucun ise daha düzensiz olarak gerçekleşmesidir. Bunun altındaki temel sebeplerin başında ultrasonik deplasman sensörünün kullanılması gelmektedir. Zira ultrasonik deplasman sensörü lazer deplasman sensörü veya doğrusal değişken diferansiyel transformatörler gibi hassas değildir. Diğer yandan ortam sıcaklığı ve benzeri bozucu girişlere oldukça duyarlıdır. Bu sebeple ölçümlerde hata oluşmasına sebep olabilmektedir.

İki sonuç arasındaki farkın bir başka nedeni ise simülasyon modelinin basitleştirilmiş bir model olmasıdır. Başka bir deyişle mevcut sistemin basite indirgenmiş ve sadeleştirilmiş bir hali olabilir. Bu durum mevcut analizlerin daha yüksek izolasyon performansı göstermesine sebep olmaktadır. Zira mevcut süspansiyondaki sürtünme vb. problem veya yapısal kusurların olmadığı bir modeldir. Ayrıca simülasyon modeli süspansiyona kıyasla daha az parça içermektedir. Özellikle negatif rijitlik mekanizmasının eklendiği esneme elemanında birçok parça bulunmaktadır. Gerek bu parçaların kendi içindeki sürtünme ve benzeri etkenler gerekse negatif rijitlik

mekanizmasını oluşturan bileşenlerin kendi içerisindeki sürtünme ve diğer etkenler sonuçları kayda değer oranda etkilemektedir.

İki sonuç arasındaki farkın bir başka sebebi üretilen parçalardaki boyut, malzeme ve diğer üretim parametrelerinin etkileridir. Zira bu parametresel etkiler de sonuç üzerinde önemli etkilere sahiptir. Zira üretim esnasında boyutsal sapmalar olabileceği gibi malzeme özelliklerinde de ufak sapmalar söz konusu olabilir.

Son olarak deneysel ve nümerik sonuçlar arasında fark oluşmasının sebebi olarak ultrasonik deplasman sensörün de ana gövdeye bağlanması söylenebilir. Zira 2 Hz frekans değerinde gövde de titreşim oluşması oldukça olasıdır. Çünkü Şekil 3.20'deki tabla metal malzemeden yapılmış olup oldukça ağırdır. Buna ek olarak üzerine ciddi bir ağırlığa sahip prototip eklenmesiyle beraber toplam yük oldukça artmakta ve 2 Hz gibi nispeten yüksek frekansta titreşim uygulanması gövdede titreşim riskini beraberinde getirmektedir. Bu durum deneysel ve nümerik sonuçlar arasında fark oluşmasına sebep olabilir.

Tüm bu nedenler neticesinde simülasyon modeli ile deneysel sonuçlar arasında fark olması beklenen bir durumdur. Fakat iki netice de 2 Hz frekans değerinde izolasyon gerçekleştiği göstermektedir. Bu değerlerde giriş bölümünde belirtilmiş olan insan organlarının doğal frekansın altında kaldığı için geliştirilen tasarımın iyi bir performans verdiğini göstermektedir.

## 5. SONUÇ

Mekanik titreşimler sürücüler ve yolcular açısından tehlike oluşturabilecek önemli bir unsurdur. Bu sebeple taşıt ve taşıt koltuk üreticileri bu konu üzerinde uzun yıllardır çalışmalar yapmaktadır. Özellikle büyük taşıt sürücüler ve iş makineleri kullanıcıları açısından TVT bakımından büyük riskler taşıması sebebiyle bu taşıtlarda sürücü koltuğu olarak süspansiyonlu koltuklar tercih edilmektedir. Her ne kadar yarı-aktif ve aktif süspansiyonlu sürücü koltuklarıyla yüksek izolasyon performansları elde edilmiş olsa da bu koltukların maliyetleri yaygın kullanımına engel olmuştur. Bu sebeple günümüzde bile pasif süspansiyonlu koltuklar yaygın olarak kullanılmaktadır.

Pasif süspansiyonlu koltuklarda yüksek izolasyon performansı elde etmenin en efektif yollarından biri negatif rijitlik yapılarının kullanılmasıdır. Fakat negatif rijitlik yapısının pasif süspansiyonlu koltuğa adaptasyonu özellikle konstruktif bakımından büyük zorluklar içermektedir.

Bu tez çalışması kapsamında negatif rijitlik mekanizmasının mevcut bir tır sürücü koltuğuna adapte edilmesi ele alınmıştır. Bu kapsamda uygun negatif rijitlik parametrelerin elde edilebilmesi açısından negatif rijitlik yapısının izolasyon performansını etkileyen temel iki parametre olan yayların rijitlik oranları ile yatay yaydaki ön yükleme miktarının etkisi ele alınmış, sinyal-gürültü-oranı ve ANOVA sonuçları neticesinde yay rijitlik oranının izolasyon performansı üzerinde çok daha etkin bir parametre olduğu görülmüştür.

Konstrüksiyonel kısıtlamalar ve istatistiksel incelemeler neticesinde ideal bir parametre seti oluşturulmuş olup bu parametreler ile simülasyon modeli oluşturulmuştur. Gerek ideal parametre seti gerekse parametre etkilerinin incelenmesi aşamasında simülasyon yazılımı Altair Inspire yazılımı kullanılmış olup bu yazılımın süspansiyon modeli oluşturulmasında oldukça kullanışlı olduğu görülmüş olup analizlere geçilmeden önce Inspire modelinin literatürle doğrulaması gerçekleştirilmiştir.

Simölasyon sonuçları neticesinde izolasyon başlangıcının 0,9 Hz civarında olduğu gözlenmiştir. 2 Hz frekans değesinde ise neredeyse %90 denebilecek kadar yüksek bir izolasyon performansına ulaşıldığı görölmüştür. Bu sonuçlar ile aktif süspansiyonlar ile kıyaslanabilecek bir performansa sahip bir süspansiyon yapısının elde edildiğı ve insan sağlığı için tehlikeli olabilecek olan 2-8 Hz frekans bandında güvenle çalışabileceğı söylenebilir.

Deneysel kısım için üretilen prototip mevcut esneme ile mukayese edildiğinde kritik boyut olan genişlik açısından oldukça düşük bir büyüme ile negatif rijitlik mekanizmasının adapte edilebildiğı gözlenmiştir. Bu noktada kritik husus bar elemanın bağlantı noktalarının esnemenin iç kısmına doğru taşınmasıdır. Böylece negatif rijitlik mekanizmalarının süspansiyonlu koltuklara adaptasyonundaki önemli problemlerin başında gelen aşırı genişleme problemi aşılmıştır.

Üretilen prototip için yapılan testle beraber 2 Hz frekans değesinde izolasyonun deneysel olarak da gerçekleştiğı görölmektedir. Fakat deneysel olarak daha iyi izolasyon performansı elde edebilmek için farklı adımların atılması gerektiğı de görölmüştür. Bu adımlar kısaca şöyle sayılabilir:

- Parça sayısı azaltılarak daha sade bir ürünün üretilmesi: Bu noktada negatif rijitlik mekanizmasının sadeleştirilmesi kadar mekanik esnemenin de sadeleştirilmesi büyük önem arz etmektedir.
- Sürtünmenin azaltılması: Gerek mekanik esnemede gerekse negatif rijitlik mekanizmasında sürtünme olabilecek tüm bölgelerin ayrıntılı olarak tespiti ve iyi bir biçimde yağlanması gerekmektedir.
- Boyut ve malzeme hassasiyeti: Gerek mekanik esnemede gerekse negatif rijitlik mekanizmasında boyut ve malzeme oldukça önemli bir konudur. Zira boyutsal farklılar negatif rijitlik mekanizmasın beklendiğı gibi çalışmasını engelleyecektir. Buna ek olarak tolerans dışı üretim sürtünmeyi artırıp sonucu negatif etkileyebilir. Yine negatif rijitlik mekanizmasının en kritik elemanı olan

yayın üretiminde malzeme değişimi yay rijitliğinin değişmesine sebep olabilir. Ayrıca yay boyutlarında yapılacak hatalar da yine yayın rijitliğini değiştirebilir. Bu noktada yapılacak ufak bir hata sistemin izolasyon performansında büyük değişimlere sebep olabilir.

- Ölçüm hassasiyeti: Süspansiyonlu sürücü koltuklarında titreşim testleri her ne kadar düşük frekans bandında gerçekleştiriliyor olsa da neticede dinamik bir test olması sebebiyle ölçüm hatası yapılması olasıdır. Bu sebeple daha doğru bir izolasyon sonucu elde edilebilmesi için yüksek hassasiyetli deplasman sensörlerinin kullanılması gerekmektedir.

Gerek nümerik gerekse deneysel sonuçlar negatif rijitlik mekanizmalarının pasif süspansiyonlu sürücü koltuklarında kullanılabileceğini göstermektedir. Özellikle negatif rijitlik mekanizmasında kullanılan elemanların basit yapılı standart elemanlar olması mevcut bir pasif süspansiyonlu koltuğa negatif rijitlik mekanizması eklenmesinin koltuk maliyetini çok arttırmayacağını göstermektedir. Buna karşın düşük frekans bandında izolasyon gerçekleştirebilmektedir.

## KAYNAKLAR

- Adam, S. A., & Jalil, N. A. A. (2017). Vertical Suspension Seat Transmissibility and SEAT Values for Seated Person Exposed to Whole-body Vibration in Agricultural Tractor Preliminary Study. *Procedia Engineering*, 170, 435–442. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.03.070>
- Al-Ashmori, M., & Wang, X. (2020). A systematic literature review of various control techniques for active seat suspension systems. *Applied Sciences (Switzerland)*, 10(3), 1148. <https://doi.org/10.3390/app10031148>
- Antonelli, M. G., Brunetti, J., D'Ambrogio, W., Fregolent, A., & Nataletti, P. (2023). Development of a Digital Twin for a Hydraulic, Active Seat Suspension System. *Machines*, 11(7), 708. <https://doi.org/10.3390/machines11070708>
- Atindana, V. A., Xu, X., Huan, L., Nirere, A., Nyedeb, A. N., Quaisie, J. K., Kwaku, N. J., & Assam, S. P. (2023). Experimental design and optimization of pneumatic low-frequency driver seat for off-road vehicles: quasi-zero negative stiffness and gray wolf optimization algorithm. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 45, 502. <https://doi.org/10.1007/s40430-023-04391-8>
- Babalık, F. C., & Çavdar, K. (2014). *Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri* (7. Baskı). Dora Basım Yayın.
- Blood, R. P., Ploger, J. D., & Johnson, P. W. (2010). Whole body vibration exposures in forklift operators: Comparison of a mechanical and air suspension seat. *Ergonomics*, 53(11), 1385–1394. <https://doi.org/10.1080/00140139.2010.519053>
- Blood, R. P., Ploger, J. D., Yost, M. G., Ching, R. P., & Johnson, P. W. (2010). Whole body vibration exposures in metropolitan bus drivers: A comparison of three seats. *Journal of Sound and Vibration*, 329(1), 109–120. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.08.030>
- Canbolat, A., Bademlioglu, A., Saka, K., & Kaynakli, O. (2020). Investigation of parameters affecting the optimum thermal insulation thickness for buildings in hot and cold climates. *Thermal Science*, 24(5 Part A), 2891–2903. <https://doi.org/10.2298/TSCI181105068C>
- Carrella, A., Brennan, M. J., & Waters, T. P. (2007a). Optimization of a quasi-zero-stiffness isolator. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 21, 946–949. <https://doi.org/10.1007/BF03027074>
- Carrella, A., Brennan, M. J., & Waters, T. P. (2007b). Static analysis of a passive vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic. *Journal of Sound and Vibration*, 301(3–5), 678–689. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.10.011>
- Çay, C. İ. (2006). *Tarım Traktörleri Sürücü Koltukları Titreşim Sönümleme Elemanları Üzerine Bir Araştırma*. [Doktora Tezi, Ankara Üniversitesi]. Ankara Üniversitesi Akademik Arşiv Sistemi. <https://dspace.ankara.edu.tr/items/651a28b5-6855-4701-9767-318fd86152ce>
- Danh, L. T., & Ahn, K. K. (2014). Active pneumatic vibration isolation system using negative stiffness structures for a vehicle seat. *Journal of Sound and Vibration*, 333(5), 1245–1268. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2013.10.027>
- Desai, R., & Seshu, P. N. (2023). A comparison of different models of passive seat suspensions. *Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part D: journal of automobile engineering*, 235(9), 2585–2604. <https://doi.org/10.1177/0954407021990922>

- Dogan, T., Erdem, B., & Duran, Z. (2015). Tüm vücut titresiminin operatör ve sürücüler üzerindeki etkileri: Ölçümü ve değerlendirilmesi. *Madencilik*, 54(3–4), 25–39.
- Ergün, E. S. (2016). *Bir Ticari Araç Sürücü Koltuğunun Statik ve Dinamik Konfor Kriterlerine Göre İncelenmesi* (Tez No. 426040) [Yüksek lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi]. Yüksek Öğretim Kurulu Başkanlığı Tez Merkezi. <https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/tezSorguSonucYeni.jsp>
- Erzan Topçu, E., & Kamış Kocabaş, Z. (2019). Doğrusal Adım Motoruna Sahip Bir Aktif Süspansiyon Sisteminin Tasarımı ve Modellenmesi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 24(1), 137–150. <https://doi.org/10.17482/uumfd.455052>
- Fizikist. (2014, 22 Eylül). *Rezonansla Yıkılan Köprü: Tacoma Narrow Köprüsü*. <https://www.fizikist.com/rezonansla-yikilan-kopru-tacoma-narrow-koprusu>
- Grammer AG. (n.d.-a). *Avento*. Retrieved Ağustos 23, 2024, from <https://www.grammer.co.uk/avento>
- Grammer AG. (n.d.-b). *Bus Seats*. Retrieved Ağustos 23, 2024, from <https://www.grammer.com/en/products/commercial-vehicles/bus-seats/>
- Grammer AG. (n.d.-c). *Rail*. Retrieved Ağustos 23, 2024, from <https://www.grammer.co.uk/rail-seats>
- Gunston, T. P., Rebelle, J., & Griffin, M. J. (2004). A comparison of two methods of simulating seat suspension dynamic performance. *Journal of Sound and Vibration*, 278(1-2), 117–134. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2003.09.063>
- Guo, L., Wang, X., Fan, R. L., & Bi, F. (2020). Review on development of high-static-low-dynamic-stiffness seat cushion mattress for vibration control of seating suspension system. *Applied Sciences (Switzerland)*, 10(8), 2887. <https://doi.org/10.3390/APP10082887>
- Heidarian, A., & Wang, X. (2019). Review on seat suspension system technology development. *Applied Sciences (Switzerland)*, 9(14), 2834. <https://doi.org/10.3390/app9142834>
- Hien, V. T. (2024). A review of truck seat suspension system. *International Journal of Research in Engineering and Science*, 12(6), 38–42.
- Jonsson, P. M. G., Rynell, P. W., Hagberg, M., & Johnson, P. W. (2015). Comparison of whole-body vibration exposures in buses: effects and interactions of bus and seat design. *Ergonomics*, 58(7), 1133–1142. <https://doi.org/10.1080/00140139.2014.961568>
- Kawana, M., & Shimogo, T. (1998). Active suspension of truck seat. *Shock and Vibration*, 5(1), 35–41. <https://doi.org/10.1155/1998/579025>
- Kelly, S. G. (2016). *Mekanik Titreşimler Teori ve Uygulamaları* (Ö. Gündoğdu (ed.). Palme Yayıncılık.(Orijinal kitap 2012 yılında basılmıştır).
- Kim, J. H., Dennerlein, J. T., & Johnson, P. W. (2018). The effect of a multi-axis suspension on whole body vibration exposures and physical stress in the neck and low back in agricultural tractor applications. *Applied Ergonomics*, 68, 80–89. <https://doi.org/10.1016/j.apergo.2017.10.021>
- Kohl, O., & Pesik, L. (2016). Evaluation of a Driver'S Seat'S Dynamic Properties. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*, 91, 59–69. <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2016.91.6>
- Kucukoglu, A., Yuce, C., Sozer, I. E., & Karpat, F. (2023). Multi-response optimization for laser transmission welding of PMMA to ABS using Taguchi-based TOPSIS



- method. *Advances in Mechanical Engineering*, 15(8). <https://doi.org/10.1177/16878132231193260>
- Le, T. D., & Ahn, K. K. (2011). A vibration isolation system in low frequency excitation region using negative stiffness structure for vehicle seat. *Journal of Sound and Vibration*, 330(26), 6311–6335. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2011.07.039>
- Le, T. D., & Ahn, K. K. (2013). Experimental investigation of a vibration isolation system using negative stiffness structure. *International Journal of Mechanical Sciences*, 70, 99–112. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2013.02.009>
- Lee, C. M., Goverdovskiy, V. N., & Temnikov, A. I. (2007). Design of springs with “negative” stiffness to improve vehicle driver vibration isolation. *Journal of Sound and Vibration*, 302(4–5), 865–874. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.12.024>
- Lee, Y., & Jeon, D. Y. (2002). Study on the vibration attenuation of a driver seat using an MR fluid damper. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 13(7–8), 437–441. <https://doi.org/10.1106/104538902028606>
- Lexus. (n.d.). *Süspansiyon Nedir? Ne İşe Yarar?* Retrieved November 13, 2024, from <https://www.lexus.com.tr/lexusu-kesfet/lexus-otomobilleri-hakkinda-hersey/suspansiyon-nedir-ne-ise-yarar>
- Li, H., Li, Y., & Li, J. (2020). Negative stiffness devices for vibration isolation applications: A review. *Advances in Structural Engineering*, 23(8), 1739–1755. <https://doi.org/10.1177/1369433219900311>
- Li, S., Nguyen, V., Jiao, R., Ni, D., & Zhou, H. (2022). Isolation Efficiency of Vehicle Seat Suspension with Three Quasi-Zero Stiffness Models. *International Journal of Acoustics and Vibrations*, 27(3), 210–220. <https://doi.org/10.20855/ijav.2022.27.31858>
- Liao, X., Du, X., & Li, S. (2021a). Design of cab seat suspension system for construction machinery based on negative stiffness structure. *Advances in Mechanical Engineering*, 13(8). <https://doi.org/10.1177/16878140211044931>
- Liao, X., Zhang, N., Du, X., & Zhang, W. (2021b). Theoretical modeling and vibration isolation performance analysis of a seat suspension system based on a negative stiffness structure. *Applied Sciences (Switzerland)*, 11(15), 6928. <https://doi.org/10.3390/app11156928>
- M, S. (2023). 15 Different Types of Springs and Their Applications. <https://www.theengineerspost.com/types-of-springs/>
- Maas, J. (2004). Active seat suspension for passenger cars. *IFAC Proceedings Volumes*, 37(14), 313–318. [https://doi.org/10.1016/S1474-6670\(17\)31122-9](https://doi.org/10.1016/S1474-6670(17)31122-9)
- Marcotte, P., Beaugrand, S., Boutin, J., & Larue, C. (2010). Design and evaluation of a suspension seat to reduce vibration exposure of subway operators: A case study. *Industrial Health*, 48(5), 715–724. <https://doi.org/10.2486/indhealth.MSWBVI-17>
- Marul, M., & Karabulut, A. (2012). Vibration Effects Examination of Cushions. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 42(4), 31–40.
- Mayton, A. G., Pollard, J. P., Nasarwanji, M. F., & Kim, B. Y. (2019, 18-21 Ağustos). *Advancing Strategies to Reduce Worker Injury Risk on Mobile Mining Equipment* [Konferans Sunumu]. Proceedings of the ASME 2019, Anaheim, CA, USA <https://doi.org/10.1115/DETC2019-98041>
- Motmans, R. (2012). Reducing whole body vibration in forklift drivers. *Work*, 41(Supplement 1), 2476–2481. <https://doi.org/10.3233/WOR-2012-0484-2476>

- Papaioannou, G., Voutsinas, A., Koulocheris, D., & Antoniadis, I. (2020). Dynamic performance analysis of vehicle seats with embedded negative stiffness elements. *Vehicle System Dynamics*, 58(2), 307–337. <https://doi.org/10.1080/00423114.2019.1617424>
- Radhakrishnan, K., Godwin Antony, A., Rajaguru, K., & Sureshkumar, B. (2020). Torsional vibration analysis of torsion bar spring for off road vehicle driver seat. *Materials Today: Proceedings*, 21, 669–672. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.06.736>
- Rahman, M., & Rahman, M. A. (2021). Application of Potential Energy Method for Driver Seat Suspension System Using Quasi-Zero Stiffness: A Numerical and Experimental Study. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, 15(5), 431–439.
- Ruitao, G., Yang, W., Zhou, Y., Hong, J., Zhixiang, L., & Jian, S. (2018). Tractor Driving Seat Suspension System Research Status and Strategies in China: A Review. *IFAC-PapersOnLine*, 51(17), 576–581. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2018.08.138>
- Sun, X., & Jing, X. (2016). Analysis and design of a nonlinear stiffness and damping system with a scissor-like structure. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 66–67, 723–742. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.05.026>
- Tu, L., Ning, D., Sun, S., Li, W., Huang, H., Dong, M., & Du, H. (2020). A novel negative stiffness magnetic spring design for vehicle seat suspension system. *Mechatronics*, 68, 102370. <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2020.102370>
- Turan, M. K., Erzan Topcu, E., & Karpas, F. (2024). Modelling and Investigation of a Driver Seat Suspension With Negative Stiffness Structure. *International Journal of Simulation Modelling*, 23(2), 275–286. <https://doi.org/10.2507/IJSIMM23-2-684>
- Turan, M. K., Yuce, C., & Karpas, F. (2024). Numerical and experimental investigation of the effect of heat input on weld bead geometry and stresses in laser welding. *Materials Testing*. <https://doi.org/10.1515/mt-2024-0080>
- Türkkan, Y. A. (2014). *Sürüş konforu için taşıt koltuk titreşimlerinin modellenmesi ve analizi* (Tez No. 373758) [Yüksek lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi]. Yüksek Öğretim Kurulu Başkanlığı Tez Merkezi. <https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/tezSorguSonucYeni.jsp>.
- Türkkan, Y. A. (2020). *Binek Araçlarda Hava Yayı Kullanan Aktif Süspansiyon Sisteminin ve Hava Yayı Katılık Parametrelerinin Sistem Performansına Etkisinin İncelenmesi* (Tez No. 636908) [Doktora Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi]. Yüksek Öğretim Kurulu Başkanlığı Tez Merkezi.. <https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/tezSorguSonucYeni.jsp>.
- Turkkan, Y. A., Aslan, M., Tarkan, A., Aslan, Ö., Yuce, C., & Yavuz, N. (2023). Multi-Objective Optimization of Fiber Laser Cutting of Stainless-Steel Plates Using Taguchi-Based Grey Relational Analysis. *Metals*, 13(1), 132. <https://doi.org/10.3390/met13010132>
- Tutar, M., Aydın, H., Yuce, C., Yavuz, N., & Bayram, A. (2014). The optimisation of process parameters for friction stir spot-welded AA3003-H12 aluminium alloy using a Taguchi orthogonal array. *Materials & Design*, 63, 789–797. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2014.07.003>
- Ünverdi, M., & Küçük, H. (2019). Taguchi yöntemi ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak tasarlanan levhalı ısı değiştiricilerin performanslarının

- karşılaştırılması. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 25(4), 373–386. <https://doi.org/10.5505/pajes.2018.35493>
- Yang, J., Ning, D., Sun, S. S., Zheng, J., Lu, H., Nakano, M., Zhang, S., Du, H., & Li, W. H. (2021). A semi-active suspension using a magnetorheological damper with nonlinear negative-stiffness component. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 147, 107071. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107071>
- Ye, T., Li, H., Lu, W., Nguyen, V., & Mei, Y. (2023). Evaluating the Isolation Performance of Three Seat Suspension Models of Off-Road Vehicles. *SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH*, 7(4), 437–439. <https://doi.org/10.4271/10-07-04-0029>
- Yuce, C. (2021). Multi-objective optimisation for indentation rate, nugget diameter and tensile load in resistance spot welding using Taguchi-based grey relational analysis. *International Journal of Materials and Product Technology*, 63(4), 321–328. <https://doi.org/10.1504/IJMPT.2021.118352>
- Zhang, S., Wei, W., Chen, X., Xu, L., & Cao, Y. (2023). Vibration Performance Analysis and Multi-Objective Optimization Design of a Tractor Scissor Seat Suspension System. *Agriculture*, 13(1), 48. <https://doi.org/10.3390/agriculture13010048>
- Zhang, X., Wang, C., Guo, K., Sun, M., & Yao, Q. (2017). Dynamics modeling and characteristics analysis of scissor seat suspension. *Journal of Vibration and Control*, 23(17), 2819–2829. <https://doi.org/10.1177/1077546315622888>