



**Otomobil Debriyajları için Elastomerik Damperin
Modellenmesi, Analizleri ve Doğrulanması**

Mehmet Onur GENÇ



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

TEZ ONAYI

Mehmet Onur GENÇ tarafından hazırlanan "Otomobil Debriyajları için Elastomerik Damperin Modellenmesi, Analizleri ve Doğrulanması" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Necmettin KAYA

Başkan: Prof. Dr. Necmettin KAYA
Bursa Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Kenan TÜFEKÇİ
Bursa Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ
Bursa Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Bölümü

İmza

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Erdem UZUNSOY
Bursa Teknik Üniversitesi
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Celalettin YÜCE
Bursa Teknik Üniversitesi
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi
Mekatronik Mühendisliği Bölümü

İmza

Yukarıdaki sonuç onaylarım.

Enstitü Müdürü
Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN

B.U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

12 / 06 / 2019

Mehmet Onur GENÇ

ÖZET

Doktora Tezi

Otomobil Debriyajları için Elastomerik Damperin Modellenmesi, Analizleri ve Doğrulanması

Mehmet Onur GENÇ

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Necmettin KAYA

Otomobillerde artan yüksek konfor gereksinimleri, optimum sistem tasarımı ve uzun kullanım ömrü gerekliliklerini ortaya koymuştur. Bu tez çalışmasında otomobil debriyaj sistemlerinde elastomer tabanlı malzemelerin sönümleyici olarak kullanılması tasarım, test ile doğrulama, tasarım ve sistem optimizasyonu temel aşamaları dikkate alınarak incelenmiştir. Yapılan çalışmalarda geleneksel metal helisel yaylar ile karşılaştırma yapılarak, elastomer yaylı ve metal yaylı sistemlere ait avantaj ve dezavantajları analiz ve test sonuçları ile gösterilmiştir. Elastomer malzemeler hiperelastik ve viskoelastik özelliklerinden dolayı kuvvete, zamana, sıcaklığa, malzeme özellikleri gibi birçok değişkene bağlı olarak metal malzemelerden farklı tepkiler gösterirler. Sürüş güvenliği, mekanik sağlamlık ve ürün ömrü otomobillerde garanti altına alınması gereken konulardır, bu sebeple yüksek dinamik ve termal yüklere maruz kalan debriyaj sisteminde elastomer yay rijitliği için güvenlik faktörü seçiminde yapılması gereken yaklaşımlar da ortaya konulmuştur. Elastomer yay malzeme testleri, son ürün testleri ve sonlu elemanlar analizi ile doğrulanmasının ardından komple otomobil güç aktarım sistemi bir boyutlu modellenerek sistem davranışları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Tasarım ve doğrulama aşamalarının ardından hiperelastik ve viskoelastik davranışları karakterize edilen elastomer damper yayının tasarım ve sistem optimizasyonları gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon algoritmalarında ‘Tavlama Benzetimi’ algoritması uygulanarak geometrik kısıtlar için algoritma geliştirilmiştir ve Python dilinde kodlama yapılmıştır. Güç aktarım sistemi optimizasyonunda, ‘Tavlama Benzetimi’ algoritması bir boyutlu modelleme ile entegre edilerek sistem üzerinde titreşim optimizasyonu uygulanmıştır ve optimum sistem titreşim çıktıları elde edilmiştir. Otomobil debriyaj sistemleri için elastomer yayların incelenmesi ve bu yayların güç aktarım sistemi için optimizasyonu bu alanda yapılan yeni bir çalışma olup, alternatif malzemelerin yeni nesil otomobillere adaptasyonu ve uygulanması konusunda temel oluşturabilecek niteliktedir.

Anahtar Kelimeler: Elastomer damper yayı, Debriyaj, Güç aktarım sistemi, Tavlama benzetimi algoritması, Bir boyutlu modelleme, Sistem optimizasyonu, Şekil optimizasyonu

2019, xi + 138 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

Modeling, Analysis and Verification of Elastomeric Damper for Automobile Clutches

Mehmet Onur GENÇ

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

Supervisor: Prof. Dr. Necmettin KAYA

Increased comfort requirements on vehicles have been revealed that optimum system design and long product life necessities. In this thesis study, the using of elastomer based materials as damping element have been investigated by taking into consideration of design, validation with bench tests, design and system optimization phases. In the studies, the comparison has been performed with the traditional metallic helical springs, and the advantages and disadvantages of the systems with elastomer springs and metallic springs were revealed with analysis and test results. Due to their hyperelastic and viscoelastic properties, the elastomer materials react unlike to metal materials depending on many variables such as strength, time, temperature and material properties. Driving safety, mechanical endurance, and product life are the issues that need to be guaranteed, hence also the approaches on the selection of safety factor for elastomer spring stiffness have been revealed on the clutch system that is subjected to high dynamic and thermal forces. After the material testings have been validated with final product testings and FEA study, complete powertrain system was 1-D modeled, and system behaviors had been investigated comparatively. Following to design and validation phases, the design and system optimizations of elastomer damper spring, at which the hyperelastic and viscoelastic behaviors are characterized, have been performed. Between the optimization algorithms, the Simulated Annealing (SA) algorithm have been selected and performed by developing the code depending on with geometrical constraints and the coding was provided in Python language. On the powertrain system optimization, SA algorithm was integrated with 1-D modeling and the vibration optimization has been performed on the system. Then, the optimum vibration outputs were obtained. The investigation of elastomer damper springs and the optimization of this springs to the powertrain system are the new study in this spesific area and enable to obtain of basics amongst to adaptation and applying of alternative materials to the new generation vehicles.

Keywords: Elastomer damper spring, Clutch, Powertrain system, Simulated annealing algorithm, 1-D modeling, System optimization, Shape optimization

2019, xi + 138 pages.

TEŞEKKÜR

Otomotiv endüstrisinde rekabetin hızla devam ettiği günümüzde, Ar-Ge çalışmalarının önemi giderek artmaya devam etmektedir. Nitelikli çalışmaların artması, sanayi ve üniversite iş birliklerinin ilerletilmesi ve desteklenmesinin ülkemizin yakın geleceğinde önemli teknolojik kazanımların elde edilmesine imkan sağlayacağı inancındayım. Teknik ve sosyal alanlarda kendimi geliştirme fırsatlarını bulduğum doktora eğitimim süresince, yenilikçi bakış açısı ile beni yönlendiren, bilimsel konulara yaklaşımımı geliştirmemde büyük emeği olan danışman hocam Prof. Dr. Necmettin Kaya 'ya teşekkürlerimi sunarım. Otomotiv alanında önemli bir başarıya sahip olan, Ar-Ge çalışmalarında ve lisansüstü eğitim konusunda her türlü desteği bizlere sunan Valeo firmasına, çalışmalarım boyunca samimi destekleri ve önerileri için tüm değerli çalışma arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunuyorum.

Hayatım boyunca destekleri ile her zaman yanımda olan annem Kadriye Genç, babam Coşkun Genç ve kardeşim Taha Orkun Genç 'e, desteği ve anlayışı ile çalışmalarımda bana güç veren sevgili eşim Rabia Genç 'e sonsuz teşekkürler.

Mehmet Onur GENÇ

12 / 06 / 2019

İÇİNDEKİLER

Sayfa

| | |
|---|-----|
| ÖZET..... | i |
| ABSTRACT | ii |
| TEŞEKKÜR..... | iii |
| İÇİNDEKİLER | iv |
| Sayfa..... | iv |
| SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ | vi |
| ŞEKİLLER DİZİNİ..... | vii |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI | 2 |
| 2.1. Elastomer Malzemelerin Hiperelastik ve Viskoelastik Modellenmesi ile İlgili Çalışmalar | 3 |
| 2.2. Güç Aktarım sistemi ve Titreşim Analizi Modellemesi ile İlgili Çalışmalar | 9 |
| 2.3. Optimizasyon Algoritmaları ile İlgili Çalışmalar | 11 |
| 2.4. Tez Çalışmasının Literatüre Katkısı ve Diğer Çalışmalardan Farkı | 13 |
| 3. MATERYAL VE YÖNTEM | 13 |
| 3.1. Binek Araçlarda Debriyaj Sistemleri | 17 |
| 3.2. Titreşim ve modal analiz..... | 21 |
| 3.3. Yay Rijitliği ve Damper Torqu | 22 |
| 3.4. Elastomerlerin Hiperelastik Davranışları | 26 |
| 3.5. Elastomerlerin Viskoelastik Davranışları | 27 |
| 3.6. Elastomer Malzeme Testleri | 30 |
| 3.6.1. Hiperelastik Malzeme Karakterizasyon Testleri..... | 30 |
| 3.6.2. Viskoelastik Malzeme Karakterizasyon Testleri | 32 |
| 3.7. Elastomer Yaylı Debriyaj Damper Sistemleri..... | 34 |
| 3.8. Elastomer Malzemelerin Sonlu Elemanlar Analizleri ile Modellenmesi..... | 38 |
| 3.8.1. Hiperelastik SEA Modellemesi..... | 39 |
| 3.8.2. Viskoelastik SEA modellemesi..... | 40 |
| 3.9. Elastomer Yaylı Debriyaj Sisteminin ve Güç Aktarım Sisteminin Bir Boyutlu Modellenmesi..... | 43 |
| 3.9.1. Bir Boyutlu Kavrama Modeli..... | 43 |
| 3.9.2. Bir Boyutlu Güç Aktarım Sistemi Modellemesi..... | 47 |
| 3.10. Elastomer Damperli Disk Komplexine Yapılan Fonksiyonel Testler | 48 |
| 3.10.1 Oda Sıcaklığında Yapılan Fonksiyonel Testler..... | 49 |
| 3.10.2. Sıcaklık Altında Yapılan Fonksiyonel Testler | 53 |
| 3.11. Deney Tasarımı ve Yanıt Yüze Metodu ile Şekil Optimizasyonu Probleminin Tanımlanması..... | 55 |
| 3.12. Python Dilinde Tavlama benzetimi Algoritması ile Şekil Optimizasyonu | 57 |
| 3.12.1 Optimizasyon | 57 |

| | |
|---|-----|
| 3.12.2 Tavlama benzetimi algoritması | 58 |
| 3.13. Python Dilinde Tavlama benzetimi Algoritması ile Sistem Optimizasyonu | 61 |
| 3.14. Metalik Yaylar ile Elastomer Yay Karşılaştırmaları ve Test Prosedürleri | 64 |
| 4. BULGULAR VE TARTIŞMA | 67 |
| 4.1. Malzeme Testleri..... | 67 |
| 4.1.1. Oda Sıcaklığında Statik Test..... | 67 |
| 4.1.2. Sıcaklık Altında Statik Test | 69 |
| 4.2. Sonlu Elemanlar Analizleri ve Gerçek Test Sonuçları ile Karşılaştırmaları..... | 74 |
| 4.2.1. Hiperelastik Malzeme Testi ve SEA ile Doğrulanması | 74 |
| 4.2.2. Viskoelastik Malzeme Testleri ve SEA ile Doğrulanması..... | 75 |
| 4.3. Fonksiyonel Testler ve Modellemelerde Kullanılan Elastomer Yayın Tasarımı ve Analizleri..... | 81 |
| 4.4. Zamana Bağlı Rijitlik Davranışının İncelenmesi ve Karşılaştırmalar | 83 |
| 4.4.1. Bir Boyutlu Kavrama Modellemesi | 83 |
| 4.4.2. Damper Yayının Zamana Bağlı Deneysel Ölçümleri | 87 |
| 4.4.3. Zamana Bağlı Modelleme ve Deneysel Test Sonuçlarının Karşılaştırılması..... | 88 |
| 4.5. Oda Sıcaklığında Fonksiyonel Testler ve Metal Yaylarla Karşılaştırmalar..... | 92 |
| 4.6. Sıcaklık Altında Davranışların İncelenmesi, Fonksiyonel Testler ve Metal Yaylarla Karşılaştırmalar | 99 |
| 4.6.1. Fırın Testleri ve Sonrasında Yapılan Testler ve İncelemeler..... | 99 |
| 4.6.2. Sıcaklık Altında Burulma Dayanımı Testi..... | 105 |
| 4.7. Tavlama benzetimi Algoritması ile Şekil Optimizasyonu | 108 |
| 4.7.1. Hedef Elastomer Yay Rijitliği Değerinin Belirlenmesi | 108 |
| 4.7.2. Deneysel Tasarımı ve Yanıt Yüzey Yöntemi ile Optimizasyon Amaç Fonksiyonunun Belirlenmesi | 109 |
| 4.7.3. Kısıt Eklenmiş Tavlama benzetimi Algoritması ile Optimizasyon | 114 |
| 4.8. Tavlama benzetimi Algoritması ile Sistem Optimizasyonu..... | 119 |
| 4.9. Elastomer Yay İçeren Debriyaj Sistemi için Güvenlik Katsayısının Değerlendirilmesi..... | 124 |
| 5. SONUÇLAR | 126 |
| KAYNAKLAR | 131 |
| ÖZGEÇMİŞ | 137 |

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

| Simgeler | Açıklama |
|-----------------|--|
| k | Isı iletim katsayısı (W/mK) |
| m | Plaka kütlesi (kg) |
| M | Araç kütlesi (kg) |
| R_m | Ortalama sürtünme yarıçapı (mm) |
| S_f | Güvenlik katsayısı |
| t | Zaman (s) |
| T | Sıcaklık (°C) |
| T | Motor torku (Nm) |
| $\dot{\omega}$ | Açısal ivmelenme (rad/s ²) |
| μ | Sürtünme katsayısı |
| E^* | Dinamik modül |
| K^* | Dinamik rijitlik |
| I_n | Gerilme invaryantı |
| λ_n^x | Kordinata göre uzaman oranı |
| δ | Kayıp açısı |
| E' | Depolama modülü |
| E'' | Kayıp modülü |
| Shore A | Sertlik birimi |

| Kısaltmalar | Açıklama |
|--------------------|--|
| TB | Tavlama benzetimi Algoritması |
| GTS | Gürültü, Titreşim, Sertlik |
| NBR | Nitril Kauçuk |
| NR | Doğal Kauçuk |
| EPDM | Etil Propilen Kauçuk |
| SBR | Stiren Bütadien Kauçuk |
| MT | Manuel Transmisyon |
| SEA | Sonlu Elemanlar Analizleri |
| ASTM | American Society for Testing and Materials |

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

| | |
|--|----|
| Şekil 2.1. Ogden malzeme modeli ile hiperelastik davranışın analizleri (Wu ve ark. 2016) | 3 |
| Şekil 2.2. Elastomer malzemelerde Kayıp (Loss) modülü ve Depolama (Storage) modüllerinin incelenmesi (Kotapalli ve ark. 2010)..... | 4 |
| Şekil 2.3. Kauçuk malzemelerde Mullin etkisinin incelenmesi (Marvalova, 2007)..... | 6 |
| Şekil 2.4. Kuru kavramalı debriyaj sisteminin termal modellenmesi (Gkinis ve ark. 2018) | 7 |
| Şekil 2.5. Kauçuk malzemelerde histeresiz davranışının modellenmesi (Zhang ve Zhang, 2014) | 8 |
| Şekil 2.6. Kauçuk bası altında modellenmesi ve termal davranışın incelenmesi (Bani ve ark. 2012) | 8 |
| Şekil 3.1. Elastomer damperli debriyaj sistemi..... | 14 |
| Şekil 3.2. Elastomer malzemelerin endüstride kullanım oranları | 17 |
| Şekil 3.3. Debriyaj sisteminin araçta montajı | 18 |
| Şekil 3.4. Debriyaj baskı kompleksi | 19 |
| Şekil 3.5. Debriyaj sistemi a) kavrama durumu b) ayırma durumu | 20 |
| Şekil 3.6. Debriyaj sisteminde titreşimin sönümlenmesi | 21 |
| Şekil 3.7. Güç aktarım sistemi modal analizi (Genc ve Kaya, 2018) | 22 |
| Şekil 3.8. Debriyaj diski damper torku hesabı & Nm: yay reaksiyon kuvveti (N) x göbek/yay merkezleri arası mesafe (mm) | 24 |
| Şekil 3.9. Tez çalışmasında izlenen yöntemin akış diyagramı..... | 25 |
| Şekil 3.10. Viskoelastik malzeme modelleri..... | 28 |
| Şekil 3.11. Dinamik modül vektör diyagramı | 29 |
| Şekil 3.12. Elastomer malzeme karakterizasyon testleri..... | 30 |
| Şekil 3.13. Elastomer malzeme testleri a) tek eksenli bası b) tek eksenli çekme | 31 |
| Şekil 3.14. Mullin etkisinin gözlemlenmesi & Deneysel test | 32 |
| Şekil 3.15. Frekansiyel tarama testi (Test metodolojisi)..... | 34 |
| Şekil 3.16. Metal yay ve elastomer yayın rijitlik davranışları | 34 |
| Şekil 3.17. Metal yay yerine tasarlanan elastomer sönümleyici | 35 |
| Şekil 3.18. Debriyaj diski a) Metal damper yaylı debriyaj diski b) Elastomer damper yaylı debriyaj diski | 36 |
| Şekil 3.19. Elastomer damperli debriyaj disk kompleksi ve alt komponentleri..... | 37 |
| Şekil 3.20. Debriyaj disk modeli ve alt grupları | 37 |

| | |
|---|----|
| Şekil 3.21. Debriyaj diski damper torku ölçüm makinası..... | 38 |
| Şekil 3.22. Hiperelastik malzeme modeli tanım arayüzü (ABAQUS)..... | 39 |
| Şekil 3.23. Rijit plakalar arasında kauçuk bası testi modeli ve yerdeğiştirmiş model görüntüsü..... | 40 |
| Şekil 3.24. Viskoelastik modelleme arayüzü (ANSYS) | 40 |
| Şekil 3.25. Farklı hızlarda bası değerinde karşılaştırmalı örnek deneysel test | 42 |
| Şekil 3.26. Frekansiyel tarama testi SEA modeli..... | 43 |
| Şekil 3.27. Bir boyutlu elastomerik debriyaj diski simülasyonu için genelleştirilmiş Maxwell viskoelastik malzeme modeli..... | 44 |
| Şekil 3.28. Amesim kauçuk yay modeli..... | 45 |
| Şekil 3.29. Bir boyutlu debriyaj damper modeli & tek damper kademesi..... | 45 |
| Şekil 3.30. Bir boyutlu debriyaj damper modellemesi & üç damper kademesi..... | 46 |
| Şekil 3.31. Bir boyutlu debriyaj damper modellemesi & üç damper kademesi..... | 46 |
| Şekil 3.32. Bir boyutlu güç aktarım sistemi modeli a) Metalik yaylı b) Elastomer yaylı | 47 |
| Şekil 3.33. Viskoelastik yay malzeme tanım klasörü | 48 |
| Şekil 3.34. Testlerde kullanılan örnek elastomer yaylı ve metalik yaylı debriyaj diski kompleleri | 49 |
| Şekil 3.35. Açısal yer değiştirme & Lineer yer değiştirme – Görsel karşılaştırma | 50 |
| Şekil 3.36. Burulma dayanıklılık testi: serbest durum ve tork altında sıkışma durumu | 51 |
| Şekil 3.37. Debriyaj diski damper torku eğrisi - Tork (Nm) vs. Açık (°)..... | 52 |
| Şekil 3.38. Burulma dayanımı tezgah testi – Test makinası | 53 |
| Şekil 3.39. Lazer termometre ile metalik yaylı ve elastomer yaylı debriyaj diski kompleleri için fırın testleri ve sıcaklık ölçümleri | 54 |
| Şekil 3.40. Trafik sürüşü (Traffic jam) koşullarında debriyaj muhafazası deneysel sıcaklık ölçümü (Valeo Otomotiv, 2016)..... | 54 |
| Şekil 3.41. Sıcaklık altında burulma dayanıklılığı testi & Frekansiyel test makinası ve sıcaklık kabini | 55 |
| Şekil 3.42. Yanıt yüzey modeli tanımı..... | 56 |
| Şekil 3.43. Araştırmada izlenen sayısal ve deneysel yöntem bilim | 57 |
| Şekil 3.44. Tavlama benzetimi (TB) algoritmasının şekilsel gösterimi..... | 59 |
| Şekil 3.45. TB algoritması için genel akış diyagramı | 61 |
| Şekil 3.46. Elastomer yaylı debriyaj sistemi ve bir boyutlu güç aktarım sistemi modellemesi | 62 |
| Şekil 3.47. Dişli kutusu üzerinden alınan titreşim değerleri – Rad/s ² & Zaman | 62 |
| Şekil 3.48. Bir boyutlu modelleme ile entegre çalışan TB algoritması için Python kodu genel şeması | 63 |
| Şekil 3.49. Metal yaylı debriyaj disklerinde görülen dezavantajlar: a) kılavuz kırığı b) yay kırığı c) kılavuz aşınması | 64 |
| Şekil 3.50. Örnek Wöhler eğrisi..... | 65 |
| Şekil 3.51. Örnek Smith-Goodman diyagramı..... | 65 |

| | |
|--|-----|
| Şekil 4.1. NBR Kauçuk oda sıcaklığında bası testi (%40 bası oranı) | 68 |
| Şekil 4.2. NBR Kauçuk oda sıcaklığında gerilme-gerinim eğrisi | 68 |
| Şekil 4.3. NBR Kauçuk tek eksenli uzama testi..... | 69 |
| Şekil 4.4. Sıcaklık altında bası testi karşılaştırma grafiği (%40 bası oranı) | 70 |
| Şekil 4.5. Çeşitli koşullarda metalik yaylar için bası testi grafiği..... | 71 |
| Şekil 4.6. Sabit sıkıştırma mesafesi altında deneysel stres gevşeme testi (%37 bası oranı) | 72 |
| Şekil 4.7. NBR Kauçuk için çeşitli frekanslarda "Frekans süpürme testi" | 73 |
| Şekil 4.8. Hiperelastik malzeme model grafiklerinin karşılaştırılması (%40 bası oranı)..... | 74 |
| Şekil 4.9. Elastomer yay sonlu elemanlar analiz sonucu | 75 |
| Şekil 4.10. 48 s yükleme-boşaltma testi FEA sonucu reaksiyon kuvveti grafiği..... | 76 |
| Şekil 4.11. 96 s yükleme - boşaltma testi FEA sonucu reaksiyon kuvveti grafiği..... | 76 |
| Şekil 4.12. 480 s yükleme - boşaltma testi FEA sonucu reaksiyon kuvveti grafiği..... | 77 |
| Şekil 4.13. Farklı hızlarda bası altında viskoelastik FEA sonuçlarının karşılaştırması .. | 77 |
| Şekil 4.14. Deneysel test ve viskoelastik analiz karşılaştırması – 24 s bası altında | 78 |
| Şekil 4.15. Deneysel test ve viskoelastik analiz karşılaştırması – 48 s bası altında | 79 |
| Şekil 4.16. Deneysel test ve viskoelastik analiz karşılaştırması – 240 s bası altında | 79 |
| Şekil 4.17. Frekansiyel tarama testi SEA sonuç grafiği..... | 81 |
| Şekil 4.18. Fonksiyonel testlerde kullanılan elastomer yay geometrisi | 81 |
| Şekil 4.19. Elastomer yay tampon montajı & Gerçek parça görüntüsü..... | 82 |
| Şekil 4.20. Fonksiyonel ürün testlerinde kullanılan elastomer yayına ait deneysel bası testi ve SEA modeli..... | 83 |
| Şekil 4.21. AMESim elastomer yay damper torku gidiş-geliş eğrisi simülasyonu (1.12 mm/s bası hızı) | 85 |
| Şekil 4.22. Bir boyutlu güç aktarım sistemi modelinde farklı hızlarda elastomer yay damper torku karşılaştırması (Damper torku (Nm) & Yer değiştirme (°))..... | 86 |
| Şekil 4.23. Bir boyutlu güç aktarım sistemi modelinde farklı hızlarda elastomer yay damper torku karşılaştırması – Damper torku (Nm) & Yer değiştirme (°)..... | 87 |
| Şekil 4.24. Hıza bağlı elastomer damper sıkıştırma fazı karşılaştırmaları..... | 88 |
| Şekil 4.25. 3 farklı hızda damper torku karşılaştırma eğrileri (Gidiş – Geliş Eğrileri)... | 89 |
| Şekil 4.26. Farklı sıkıştırma hızlarında sistem optimizasyonu için belirlenen ortalama rijitlik değeri..... | 90 |
| Şekil 4.27. 3 farklı hızda metalik yaylı debriyaj damper torku eğrisi karşılaştırmaları – Damper torku (Nm) & Yer değiştirme (°) | 91 |
| Şekil 4.28. 1 Hz sıkıştırma frekansı altındaki damper tork eğrisi - Tork (Nm) & Yer değiştirme | 93 |
| Şekil 4.29. 3 Hz sıkıştırma frekansı altındaki damper tork eğrisi - Tork (Nm) & Yer değiştirme | 94 |
| Şekil 4.30. 6 Hz sıkıştırma frekansı altındaki damper tork eğrisi - Tork (Nm) & Yer değiştirme | 95 |
| Şekil 4.31. Burulma dayanımı testinde maksimum damper torku kayıp grafiği | 96 |
| Şekil 4.32. 100 °C 60 dakika fırın testi sonrası karşılaştırmalı soğutma fazı aşaması.. | 100 |

| | |
|---|-----|
| Şekil 4.33. 140 °C 60 dakika fırın testi sonrası karşılaştırmalı soğutma fazı aşaması.. | 100 |
| Şekil 4.34. 180 °C 60 dakika fırın testi sonrası karşılaştırmalı soğutma fazı aşaması.. | 101 |
| Şekil 4.35. Kauçuk yaylı debriyaj diski için damper tork eğrisi - 100 ° C fırın testinde 60 dakika | 102 |
| Şekil 4.36. Kauçuk yaylı debriyaj diski için damper tork eğrisi - 140 ° C fırın testinde 60 dakika | 102 |
| Şekil 4.37. Kauçuk yaylı debriyaj diski için damper tork eğrisi - 180 ° C fırın testinde 60 dakika | 103 |
| Şekil 4.38. Deneysel test sonrası damper torku davranışının karşılaştırılması - Max damper torku (Nm) vs. Zaman (Dakika)..... | 104 |
| Şekil 4.39. Kauçuk yaylı debriyaj diski için damper tork eğrisi - 100K çevrimi sırasında 140 ° C sıcaklıkta burulma dayanım testi | 105 |
| Şekil 4.40. 100K devirlerde 150 ° C sıcaklık altında burulma dayanım testi - Metal yaylı debriyaj diski için damper tork eğrisi | 107 |
| Şekil 4.41. Tezgah testleri sonucunda bulunan elastomer yay hedef fonksiyonel eğrisi | 109 |
| Şekil 4.42. Kauçuk damperi tasarım parametreleri..... | 110 |
| Şekil 4.43. Ki-kare hesaplama metodolojisi - Hedef Eğrisi ve Analiz Eğrisi..... | 111 |
| Şekil 4.44. Tavlama benzetimi (TB) algoritması akış şeması..... | 114 |
| Şekil 4.45. Amaç fonksiyonu - Sıcaklık TB algoritması uygunluk fonksiyonu | 117 |
| Şekil 4.46. Hedef Eğri vs. Analiz Eğrisi (TB algoritması optimizasyon sonuçları) | 118 |
| Şekil 4.47. Bir boyutlu güç aktarım sistemi ile entegre çalışan Tavlama benzetimi (TB) algoritması akış şeması – Dişli kutusu titreşiminin minimize edilmesi..... | 119 |
| Şekil 4.48. Python Kod Dizini & TB algoritması ile entegre çalışan 1-D güç aktarım sistemi modeli | 122 |
| Şekil 4.49. TB algoritması sistem optimizasyonu eğrisi - Rad / s ² & Sıcaklık..... | 123 |

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

| | |
|---|-----|
| Çizelge 3.1. Kauçuk malzemelerin özelliklerinin karşılaştırılması | 15 |
| Çizelge 4.1. Çeşitli sıcaklıklarda karşılaştırmalı kauçuk sıkıştırma testi..... | 70 |
| Çizelge 4.2. Değişken sıcaklıklarda karşılaştırmalı metalik yay bası testi | 72 |
| Çizelge 4.3. Zamana bağlı elastomer yaylı debriyaj damper torku ölçüm karşılaştırması | 89 |
| Çizelge 4.4. 1 Hz Burulma dayanıklılık testi karşılaştırması..... | 93 |
| Çizelge 4.5. 3 Hz Burulma dayanıklılık testi karşılaştırması..... | 95 |
| Çizelge 4.6. 6 Hz Burulma dayanıklılık testi karşılaştırması..... | 96 |
| Çizelge 4.7. Tezgah testleri sonrasında elastomer yay boy kaybı değerleri karşılaştırması | 97 |
| Çizelge 4.8. Farklı sıcaklıklarda fırın testi sonrasında damper torku karşılaştırmaları | 104 |
| Çizelge 4.9. 140 °C sıcaklık altında 6 Hz Burulma testi..... | 106 |
| Çizelge 4.10. Metal yaylı debriyaj damper diski için ısı altında bası testi..... | 107 |
| Çizelge 4.11. Elastomer yay için deney tasarımı tablosu..... | 113 |
| Çizelge 4.12. Ceza fonksiyonları eklenen TB Algoritması | 115 |
| Çizelge 4.13. Himmelblau fonksiyonu optimizasyon testi denemeleri..... | 116 |
| Çizelge 4.14. TB algoritması ile elastomer yay optimum tasarım parametreleri..... | 117 |
| Çizelge 4.15. Kısıt eklenmiş ve bir boyutlu modelleme ile entegre çalışan TB algoritması..... | 121 |
| Çizelge 4.16. TB optimizasyonu deneme sonuçları – Titreşim (Rad/s^2) minimizasyonu | 123 |
| Çizelge 5.1. Tez çalışmasının sonuçlarına göre Elastomer yaylı debriyaj sistemlerinin avantaj ve dezavantajları | 130 |

1.GİRİŞ

Tork aktarımı ve titreşim sönümlenmesi sağlayan debriyaj sistemleri taşıt güç aktarma sistemlerinin önemli bir parçasıdır. Motorda üretilen tork, debriyaj sistemi, dişli kutusu ve güç aktarma milleri sayesinde aracın hareket ettirilmesi için tekerleklere aktarılır. Güç aktarma organlarındaki aşırı titreşimin sönümlenememesi mekanik hasarlara ve düşük konforlu sürüş koşullarına sebep olmaktadır. Dişli kutusu (Şanzıman) mekanik hasarlarından ve araç genelinde GTS (Gürültü, titreşim ve sertlik) sorunlarından kaçınmak için motordan gelen titreşiminin debriyaj damper sistemi tarafından yeterli ve istenen bir seviyede sönümlenmesi beklenmektedir. Konvansiyonel olarak helisel metalik yaylar debriyaj diski damperlerinde sönümleyici olarak yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Elastomer malzemeler, metalik malzemelerden farklı olarak, çalışma süresine, frekansa ve termal yüklere duyarlı polimer zincirlerinden oluşan malzemelerdir. Bu parametreler, çalışma koşulları sırasında yüksek dinamik kuvvetlere ve değişkenlere sahip otomobil güç aktarım sistemleri üzerinde elastomer malzemelerin daha fazla araştırılmasının gerekliliğini ortaya koymaktadır. Elastomer tabanlı malzemeler otomobiller dahil birçok alanda yaygın şekilde kullanılmaktadır. Bu tez çalışmasında, otomobil debriyaj sistemi için elastomer damper yayı kullanımı deneysel olarak araştırılmış, malzeme modellemesi ve sistem modellemeleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, damper sistemi viskoelastik ve hiperelastik davranışa sahip elastomer yaylarla modellenip, deneysel verilerle ilişkilendirilmiştir. Elastomer yaylı nihai disk kompleksi ürününde fonksiyonel tezgah testleri gerçek araç kullanımı şartlarının temsil edilerek elastomer yayın ve debriyaj sisteminin davranışlarının elde edilmesini sağlamıştır. Bu çalışmaların ardından elastomer malzeme davranışına özgü ürün ve sistem optimizasyonları ile otomobil sistemlerine özgü tasarım ve sistem mühendisliği çalışması ortaya konmuştur. Tavlama benzetimi (TB) algoritması elastomer yay şekil optimizasyonu ve güç aktarım sistemi optimum modelinin elde edilmesi için uyarlanarak çalışmaya özgü biçimde Python kodlama dili ile geliştirilmiştir.

Damper yayı rijitliği, motorda üretilen torka dayanım açısından en önemli parametrelerin başında gelmektedir ve ürün ömrü boyunca rijitlik değerini koruyarak kendinden

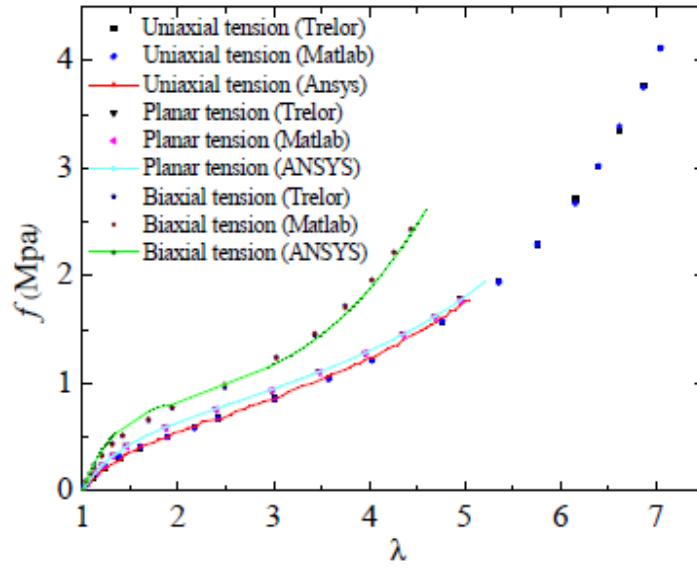
beklenen mekanik performansı karşılamalıdır. Beklenenden daha fazla damper yayı rijitliği kaybı olması durumunda titreşim istenen seviyede sönümlenemez ve bu durum otomobilde düşük konfor ve mekanik tehlikelere neden olur. Otomobilde sürüş konforunu ve emniyet gereksinimlerini sürdürebilmek için araç tipine ve güç aktarım sistemine göre uygun tork emniyet faktörü ile çalışılmalıdır. Kullanılan damper malzeme özelliklerine göre dizayn edilmesi gereken damper tasarımında dinamik koşullar altında rijitlik kaybı fonksiyonel tezgah testleriyle doğrulanmalıdır. Elastomer tabanlı malzemeler için dinamik koşullar altında malzeme davranışını temsil etmek için Nitril Kauçuk (NBR) seçilmiştir. Bu çalışmada ortalama termal direnç, aşınma direnci, yağ direnci vb. özellikleri Nitril kauçuk (NBR) malzemesinin seçilme nedenlerinden olmuştur. Elastomer malzemeler arasında ortalama bir dayanım davranışına sahip NBR bazlı disk yayının testleri, analizleri ve modellenmesi genel elastomer malzemelerin debriyaj sistemlerinde göstereceği davranışı temsil edecek ve yaklaşım yaparak önermelerin sunulmasına imkan sağlayacaktır. Bu tez çalışmasında yapılan tezgah testleri, modelleme, tasarım ve optimizasyon çalışmaları 75 Nm araç torkuna sahip orta segment benzinli motora sahip bir araç dikkate alınarak yapılmıştır. Bu çalışmalarda kullanılan NBR kauçuk, elastomer sertlik değeri araç tork değeri dikkate alınarak istenen hedef rijitliği sağlaması için 70 Shore A değerinde seçilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatürde elastomer tabanlı malzemeler ve elastomer malzemelerin kullanıldığı sistemler üzerinde çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar kauçukların hiperelastik ve viskoelastik özelliklerinin malzeme modeli ve testlerle doğrulanması ile ilgili olmakla birlikte, hiper-viskoelastik modelleme ile hem statik hem de dinamik özelliklerinin birlikte incelenmesini de içermektedir. Bu çalışmalara ek olarak, araç sistemlerinin modellenmesi ve bu sistemlere entegre optimizasyon çalışmaları da literatürde ilgi gören konuların başında gelmektedir ve bu tez çalışmasında bu alanlar için de literatür incelemesi yapılmıştır.

2.1. Elastomer Malzemelerin Hiperelastik ve Viskoelastik Modellenmesi ile İlgili Çalışmalar

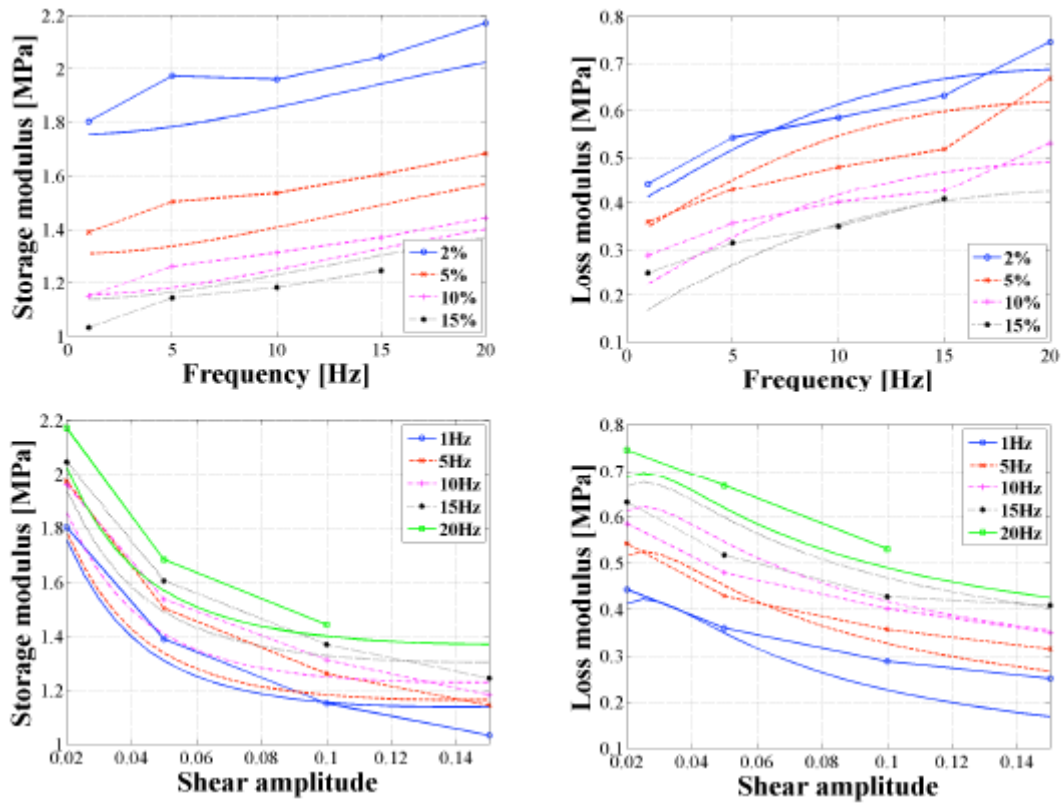
Jadhav ve ark. (2016) doğal kauçuk ve silikon gibi elastomer tabanlı malzemelerin mekanik davranışlarının ve kaslardan deri dokusuna kadar değişen biyolojik dokuların hiperelastik modellenmesine çalışmışlardır. Wu ve ark. (2016) çalışmalarında hiperelastik modelleme ile sonlu elemanlar analizi yöntemi ve Ogden hiperelastik malzeme modelini kullanarak kauçukları modellemiştirler (Şekil 2.1). Ayrıca, tek eksenli, çift eksenli testler ve basit kayma testleri ile deneysel veriler elde etmişlerdir. Bu çalışmada daha sonra hiperelastik malzeme modelini, viskoelastik malzeme modelini genelleştirilmiş Maxwell modeli ile birleştirerek hiperviskoelastik malzemelerin yapısal modelini ayrıntılı olarak açıklayıp, hassas parametreleri incelemiştirler. Ardından, test verileri ve analiz sonuçlarını karşılaştırıp elde ettikleri doğrulama oranlarını sunmuşlardır.



Şekil 2.1. Ogden malzeme modeli ile hiperelastik davranışın analizleri (Wu ve ark. 2016)

Mohammed (2014) yumuşak yapıda kauçuk bir malzemenin modellenmesini incelemiştir. Bu çalışmada Prony serisi ile temsil edilen viskoelastik model ve hiperelastik malzeme modelleri incelenmiştir. Kumar ve Rao (2016) hiperelastik Mooney-Rivlin davranışı temelinde bir elastomer malzemeye ait malzeme yoğunluğu işlevini ve sıkıştırılmaz olarak kabul edilen non-lineer yük karakteri sergileyen kauçuk malzemelerin gerilme tensörlerini araştırmışlardır. Çalışmalarında iki, üç, beş veya dokuz

parametreden oluşan Mooney-Rivlin malzeme modelinin gerilim enerjisi işlevi, stres eğrileri ve stabilite kriterlerini sınıflandırarak karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Kotapalli ve ark. (2010) çalışmalarında rotor-taşıt elastomerik damperlerinin histerezis döngülerini içeren hiperelastik, viskoz ve doğrusal olmayan davranışları modellemeyi amaçlamışlardır. Her iki modelde depolama ve kayıp modülleri için kabul edilebilir sonuçlar elde etmişlerdir (Şekil 2.2). Helikopter damperlerinde kullanılan tipik elastomerler için uygun malzeme verilerinin yetersizliği olduğundan dolayı malzeme testlerini uygulamak ve gerekli malzeme verilerini elde etmek için yöntem geliştirmişlerdir.



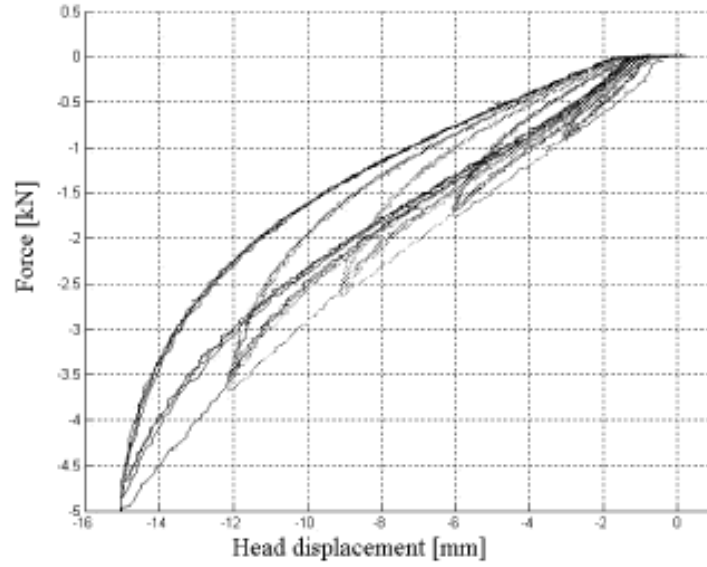
Şekil 2.2. Elastomer malzemelerde Kayıp (Loss) modülü ve Depolama (Storage) modüllerinin incelenmesi (Kotapalli ve ark. 2010)

Koblar ve ark. (2014) uçları rijit levhalara bağlı dairesel bir kesite sahip aksel yüklü lastik blokları incelemiştir. Frekans-cevap fonksiyonlarını, Poisson oranına ve şekil faktörüne göre sonlu elemanlar modeliyle lastik numunelerde elde etmişlerdir. Çalışmalarında daha sonra, genel Young modülü ile gerçek Young modül değerinin

kauçuk malzemede ilişkisini tanımlayan çeşitli denklemler kullanmışlardır. Ali ve ark. (2010) çalışmalarında kauçuk ve benzeri malzemeler için deformasyon dirençlerini gösteren farklı yapısal modeller üzerine çalışmışlardır. Gerilme-şekil değiştirme özellikleri yapısal modellemede sonlu elemanlar analizi kullanılarak hiperelastik malzeme modellemesi ile elde edilmiştir. Abubakar ve ark. (2016) sızdırmazlık bileşenleri gibi birçok mühendislik uygulamasında kullanılan kauçuk malzemeleri ve kauçukların yüklere verdiği yanıtın doğru bir şekilde tahmin edilmesine yönelik yöntemleri incelemişlerdir. Çalışmalarında deneysel testler ve sonlu elemanlar modellerinin karşılaştırması yoluyla hiperelastik gerilme formülasyonuna dayanan sıkıştırma yükleri altında kauçuk malzeme özelliklerini elde etmek için bir yaklaşımı ortaya sunmuşlardır.

Sause ve ark. (2007) kauçuk malzemeler için hıza bağımlı ve hızdan bağımsız histeretik (yük kaybı) analizleri yapmışlardır. Farklı kauçuk örnekleri ile histeresiz davranışlarını araştırıp, titreşim sönümlenmesinde histeresizin önemini vurgulamışlardır. Genç ve ark. (2018) çalışmalarında kauçuk debriyaj yayının viskoelastik modellemesini zamana bağlı koşullara göre deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Ogden $N = 3$ malzeme ile hiperelastik eğri uyumu sağlanıp, Prony serisi ile deneysel gerilme-gevşeme testi verilerini kullanarak viskoelastik modellemeyi gerçekleştirmişlerdir ve elastomer yayların zamana bağlı viskoelastik modellenmesinin önemini vurgulamışlardır.

Marvalova (2007) izotermal koşullarda deformasyon sırasında kauçuk yapıların mekanik davranışını karakterize ederek viskoelastik stres tepkisini deneysel olarak ölçmüştür. Viskoelastik stres yumuşama davranışı (Stress-softening) dikkate alınarak yapısal fonksiyon parametreleri değişken frekanslar altında incelenmiştir (Şekil 2.3).



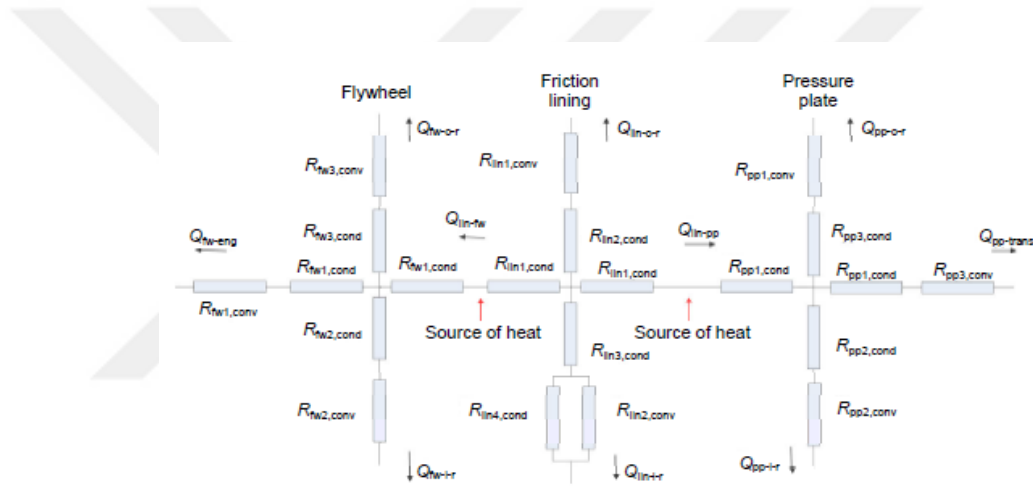
Şekil 2.3. Kauçuk malzemelerde Mullin etkisinin incelenmesi (Marvalova, 2007)

Melnik ve ark. (2005) dinamik koşullar altında elastomerlerin doğrusal olmayan özelliklerini incelemişlerdir. Bu çalışmada, zaman, sıcaklık ve yer değiştirme açısından yüksek frekans altında çalışan elastomer malzemelerin ısıl davranışlarını araştırmışlardır. Elastomer malzemelerde malzeme rijitliğindeki azalma (gevşeme) süresi üzerinde sıcaklık değişiminin etkisini termomekanik sistem modellemesi ile gözlemlemişlerdir. Pacheco ve ark. (2015) viskoelastik malzemelerin mekanik davranışlarını diğer faktörlere ek olarak zaman ve sıcaklık gibi değişkenler temelinde araştırmışlardır. Prony serisi kullanılarak viskoelastik gevşeme davranışı ve elde edilen deneysel veriler, zaman tabanlı viskoelastik analiz sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Bu çalışmalarında geliştirdikleri metodolojiyi doğrulayarak sunmuşlardır.

Monsia (2011) çeşitli viskoelastik malzemelerin zamana bağlı özelliklerini modellemek için bir dashpot ile seri bağlanmış lineer olmayan özelleştirilmiş bir Maxwell viskoelastik malzemenin modelini inceleyip, kurdukları matematiksel modelin adımlarını sunmuştur. Yumuşak kauçuk bir malzemenin visko-hiperelastik olarak modellenme aşamalarını inceleyip, Prony serisi ile temsil edilen viskoelastik model ve hiperelastik malzeme modeli detaylarını paylaşmışlardır. Sikora ve ark. (2016) otomobil güç aktarım sisteminde kauçuk-metal yapılardan oluşan süspansiyon sistemlerinin titreşim ve dayanıklılık davranışlarını incelemişlerdir. Metal amortisörlerle karşılaştırmalı olarak

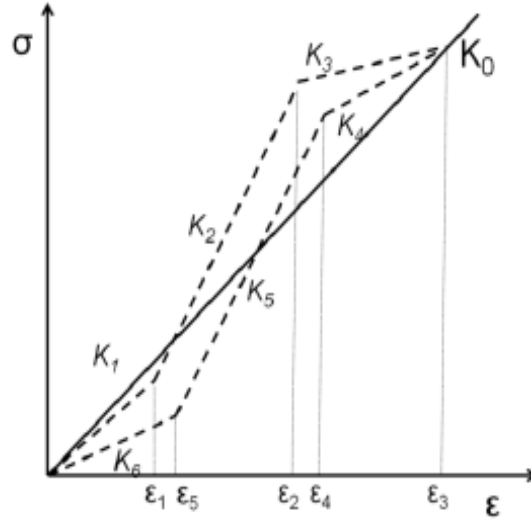
kauçuk-metal amortisör sistemlerinde bulunan kauçuk damperlerin avantajlarından bahsetmişlerdir. Adamowicz (2016) dinamik sistemlerdeki sürtünme parçalarındaki ısı artışı ve ısıl gerilimini araştırmışlardır. Çalışmalarında termal davranışlar hakkında detaylı analizler yapıp, bu analizlerin diğer sürtüneli sistemlerle benzerliklerini ve farklarını sonuçlarla belirtmişlerdir.

Gkinis ve ark. (2018) kuru kavramalı debriyaj sistemlerinin termal davranışlarını incelemişlerdir. Debriyaj diskinin baskı plakası ve volan arasında sürtünme ile tork iletimini ana parametreleri ile modellemişlerdir. Ayrıca debriyaj muhafazasının termal çalışma koşullarını ve termal yükleri gözlemlemişlerdir (Şekil 2.4).



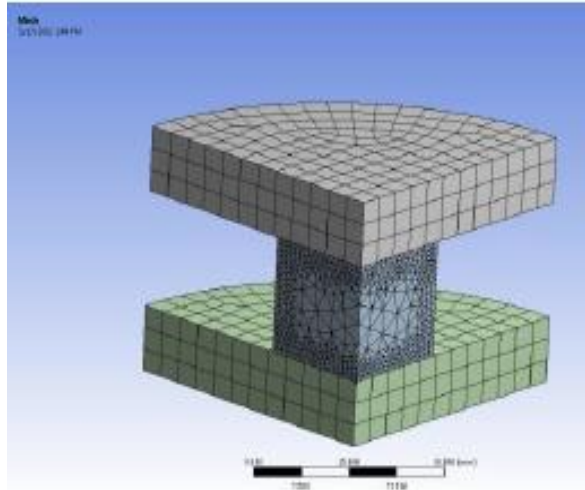
Şekil 2.4. Kuru kavramalı debriyaj sisteminin termal modellemesi (Gkinis ve ark. 2018)

Zhang ve Zhang (2014) kauçuk burçların viskoelastik model parametrelerini ve bu modelleme yönteminde malzeme özelliklerinin DMA (Dinamik Mekanik Analiz) ile belirlenme yöntemlerini incelemişlerdir. Polimer yapıların moleküler zincirleri arasındaki fiziksel deformasyon sonucunda meydana gelen etkileşimler sonucunda ortaya çıkan histeresiz kayıplarının tahmininde yeni bir yaklaşım önermişlerdir (Şekil 2.5).



Şekil 2.5. Kauçuk malzemelerde histeresiz davranışının modellenmesi (Zhang ve Zhang, 2014)

Bani ve ark. (2012) artan fiziksel yükleme koşullarında kauçuk yayların sıcaklığını gözlemleyip, düşük termal iletkenlik nedeniyle kauçuk üzerinde histeresiz kaybı ve artan sıcaklıktan kaynaklanan ısı birikimini gözlemlemiştir. Kauçuğun yaşlanmasının ana nedenlerinden biri olan ısı birikiminin sonuçlarını sınıflandırıp, rijitlikteki düşüşe ve sönümlenme kabiliyetlerindeki azalışa dikkat çekmişlerdir.



Şekil 2.6. Kauçuk bası altında modellenmesi ve termal davranışın incelenmesi (Bani ve ark. 2012)

Zhang ve Zhang (2016) gürültü ve titreşimi azaltmak için havacılıkta kullanılan kauçuk burçların çalışma koşullarından kaynaklanan kauçuğun ısıl davranış parametrelerini ve malzeme yapısındaki bozulmaları araştırmışlardır. Farklı frekans ve genlik değerlerinde elde edilen verileri de kullanarak sıcaklığa bağlı viskoelastik modellemeyi gerçekleştirmişlerdir. Dong ve ark. (2009) “manyetik kauçuklar” olarak adlandırılan yeni nesil kauçukları inceleyip, avantajlarını ortaya koymuşlardır. Değişken rijitlik kabiliyeti ve optimum sönümleme özelliklerini detaylı olarak incelemişlerdir. Cu ve ark. (2017) zaman ve frekans alanına göre kauçuk damperlerin sönümleme kabiliyetini incelemişlerdir.

Kim ve ark. (2004) malzeme testleri ile ilgili yapılan çalışmalarda SEA modelinde kullanılmak üzere yapılan testleri incelemişler ve bu malzemeler için uygun test şartlarını belirlemişlerdir. Romario ve ark. (2003) belirli frekans aralıklarında malzeme testleri için deneysel test yöntemlerini incelemişlerdir ve çıkan sonuçlara göre önerilerde bulunmuşlardır. Bradley ve ark. (2001), tek eksenli çekme testinden elde edilen verilere en uygun malzeme modellerini incelemişlerdir. Lee ve ark. (2005) bası durumunda çalışan kauçuk malzemesinin yüksek gerinme değerlerinde oluşan deformasyonları deneysel testler ile incelemişlerdir.

Kari (2003) kauçuk sönümleyicilerin modellenmesinde dinamik rijitliğin üzerinde etkili olan parametreleri belirlemiştir. Frekans alanında önyükleme ve dinamik genliğin kauçuğun dinamik davranışını üzerindeki etkilerini incelemiştir. Nemeth ve ark. (2007) çalışmalarında gerilme genliğine bağlı olarak dinamik rijitlik ve sönümleme özelliklerini incelemiş ve farklı genliklerde karşılaştırma yapmışlardır.

2.2. Güç Aktarım sistemi ve Titreşim Analizi Modellemesi ile İlgili Çalışmalar

Literatürde otomobil güç aktarım sisteminde titreşim optimizasyonu alanıyla ilgili çeşitli deneysel ve nümerik çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarda yapılan incelemelerin, analiz ve testlerin metal yaylı debriyaj damper sistemleri üzerinde yapıldığı görülmektedir.

Genç ve ark. (2018) 1-D simülasyonu (bir boyutlu modelleme) ile burulma modu analizini gerçekleştirmişlerdir. Farklı debriyaj yayı rijitlik seviyelerinde güç aktarma sistemi

titreşim tepkilerini karşılaştırmışlardır. Genc ve Kaya (2018) çalışmalarında debriyaj damper yayı sertliğinin taşıt sürüş konforuna etkisini incelemek amacıyla 1-D simülasyon sonuçlarını ve deneysel araç testlerini inceleyerek sonuçlar arasında korelasyon sağlamışlardır. Bu amaçla, güç aktarım sistemi modellenmiştir ve sistem verileri karşılaştırılmıştır.

Hwang ve ark. (2000) otomobiller için çalışma koşullarında burulma modal analizi yaparak otomatik ve manuel şanzıman kullanılan güç aktarım sistemlerin modellemesini ve simülasyonunu inceleyip araştırmışlardır. Çalışmanın devamında, elde ettikleri simülasyon sonuçları ile deneysel otomobil araç testi sonuçlarını karşılaştırarak sonuçlar arasında elde ettikleri korelasyonu ortaya koymuşlardır. Aktır ve ark. (2014) çalışmalarında tork aktarımı ve motor titreşimlerinin sönümlenmesinde görev yapan debriyaj damper sistemi için çekiç vurma yöntemiyle modal analiz çalışması yapmışlardır. Çalışmada debriyajın aksel titreşimlerini debriyajı doğal frekans modlarına ayırarak yorumlamışlardır. Bu çalışmanın sonucunda debriyajın rezonans frekanslarını bularak, taşıt titreşimlerinde dikkat edilmesi gereken noktaları vurgulamışlardır.

Macor ve ark. (2017) hidrolik hibrit güç aktarma sistemi simülasyonunu AMESim 1-D modellemesi kullanarak araştırmışlardır. Mohire ve ark. (2019) debriyaj sisteminin güç aktarım sisteminde titreşimlerin sönümlenmesinde olan etkisini araştırıp bulguları derlemişlerdir. Sürtünme ve sönümlenme bileşenlerinin bu oluşum üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Yoon ve Kim (2016) damperlerin çalışma aralıkları ve dayanımlarını inceleyerek sürüş koşullarını temsil eden modellemeler üzerinde çalışmışlardır. Buna ek olarak, farklı serbestlik derecelerinde modellediği güç aktarım sistemi elemanlarını kullanarak komple sistem için GTS (Gürültü, Titreşim, Sertlik) modellemesi uygulamışlardır.

Gandhi ve ark. (2016) farklı kuvvet yükleri ve sıkıştırma oranlarında çalışan metalik debriyaj damper yaylarının analizini ve deneysel incelemesini yapmışlardır. Saleh ve ark. (2015) deneysel ve sayısal yaklaşımları kullanarak kauçuk malzemelerde histeresiz ve rijitlik davranışlarını araştırmışlardır. Chen ve ark. (2016) debriyaj sistemindeki damper

çalışma kademeleriyle otomobilin 'Creeping' (sürünme modu) ilişkisini karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Güç aktarma organlarının her bir parçasını çeşitli “Serbestlik Derecesi (DFO)” ile modelleyip, frekans altındaki davranışlarını analiz etmişlerdir.

Sun ve ark. (2011) çift kütleli yaylı volanın (DMF) lineer olmayan yay rijitlik karakteristiğini inceleyip, bu ürünün özellikle dizel araçlardaki titreşim sönümleme konusundaki avantajlarını geleneksel debriyaj damperleri ile karşılaştırarak vurgulamışlardır.

2.3. Optimizasyon Algoritmaları ile İlgili Çalışmalar

Optimizasyon algoritmaları dinamik sistemlerin tasarımında büyük öneme sahiptir. Yapılan tasarımda kullanılan sistemin girdileri ve çıktıları amaç fonksiyonlarının ve kısıtların belirlenmesinde büyük öneme sahiptir. Otomobil sistemleri de çok değişkenli çalışma koşulları sebebiyle optimizasyon algoritmalarında detaylı ve hassas bir çalışmanın sağlanmasını gerektirir. Literatürde optimizasyon algoritmaları ve bu algoritmalarından Tavlama benzetimi (TB) algoritmasının olduğu çeşitli çalışmalar mevcuttur.

Kaya (2014) çalışmasında diferansiyel gelişim algoritması kullanarak kauçuk burçlarda rijitlik optimizasyonunu incelemiştir. Kauçuk burcun şekil optimizasyonunda, kauçuk malzemenin test metodolojisi ile incelenmesi ve daha sonra evrimsel gelişime dayalı optimizasyon algoritması ile hedef geometri bulunmuştur. Kaya (2006) makinelerde geometrik iş parçalarında yaşanan geometrik problemleri optimizasyon çalışması ile çözme üzerinde çalışmıştır. FEA ile genetik algoritmayı eş zamanlı ve entegre biçimde kullanarak kauçuk burçların şekil optimizasyonunu gerçekleştirmiştir.

Smith (2006) tez çalışmasında çok hedefli Tavlama benzetimi (TB) algoritması için alternatif bir yöntemler dizini sunmuştur. Araştırdığı yeni yönteminde problemin özelliklerine bağlı olarak istenen sete hızlı yakınsama elde etmiştir. Çalışmalarında genel olarak çok amaçlı geliştirilmiş yeni algoritma tiplerini inceleyip önermiştir. Shao ve Ghao (2018) global noktalarda arama yeteneğini geliştirmek amacıyla Tavlama benzetimi algoritmasının Boltzmann faktörünü kullanarak logaritmik soğutma fazını araştırıp daha

iyi sonuçların elde edilmesi için geliştirme parametrelerini incelemişlerdir. Çalışmalarında Tavlama benzetimi algoritmasının global arama noktalarına bazı durumlarda iyi bir şekilde yaklaşmadığını ve bu durumu logaritmik soğutma hızı ve Boltzmann Faktörü aktivasyon aralıklarını artırarak iyileştirmenin mümkün olduğunu ortaya koyup örneklerle kanıtlamışlardır.

Park ve Moon (2003) çeşitli ceza fonksiyon tiplerini araştırmış ve bunların Tavlama benzetimi algoritmasına entegre edilmesi için metodları sunmuşlardır. Moita ve ark. (2006) metal panel sistemlerinde bulunan damperlerin sönümlene kabiliyetini ve optimum titreşim seviyelerini araştırmışlardır. Bu sistemlerde optimum titreşim seviyelerini bulmak için Tavlama benzetimi algoritmasını kullanmışlardır.

Leng ve ark. (2014) soğuk şekillendirilmiş çelik kolonlarda geometrik kısıtları dikkate alarak Tavlama benzetimi algoritması ile şekil optimizasyonu çalışması yapmışlardır. Tejani ve ark. (2018) Tavlama benzetimi algoritması üzerinde çalışmışlardır ve TB algoritmasını "Passing Automobile Search" algoritmasına entegre ederek eş zamanlı kullanımını araştırmışlardır. Bu çalışmada TB algoritmalarında global arama sisteminde büyük önemi olan Boltzman Faktörünü kullanarak PVS algoritmasını geliştirme metodlarını incelemişlerdir. Afifi ve ark. (2011) üretim bandı çevrimleri sırasında takım tezgahı hareketlerini optimize etmek için TB algoritmasını geliştirmiş ve kullanmışlardır. TB algoritmasını çevrim süresi hesaplamasına entegre ederek üretim zamanını düşürmüşlerdir. Bu çalışma sayesinde zaman ve maliyet tasarrufu sağlayan bir metodoloji geliştirmişlerdir.

Skarpelis ve ark. (2013) TB algoritmasını kullanarak pnömatik kavrama aktivatörlerinin sistem davranışının optimizasyonunu inceleyip geliştirdikleri metodolojiyi sunmuşlardır. Yang ve ark. (2000) akış problemleri için ceza fonksiyonu eklenmiş TB algoritmasına çalışmışlardır. Akış problemlerinin optimizasyonu için lineer ve nonlineer cezalandırma yöntemlerini kullanmışlardır. Sedlaczek (2004) çalışmalarında "Partikül Swarm Algoritması (PSA)" ile populasyon tabanlı algoritmalar ve TB algoritması karşılaştırmalarını incelemişlerdir. Çalışmada her algoritmanın performansı detaylı olarak araştırılıp sonuçlarla gösterilmiştir.

2.4. Tez Çalışmasının Literatüre Katkısı ve Diğer Çalışmalardan Farkı

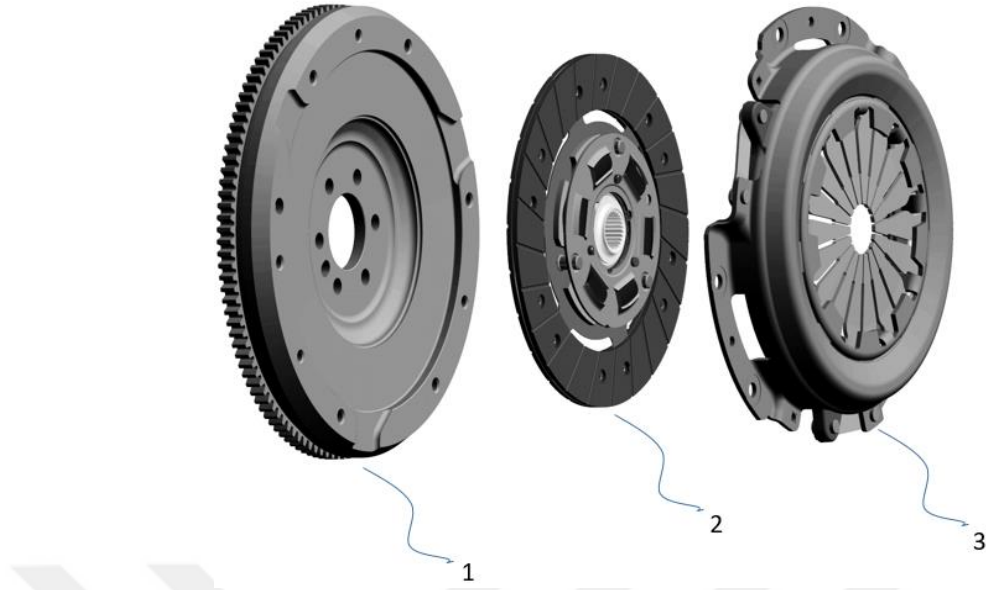
Metalik yaylar, metal-metal sürtünme, aşınmaya bağlı erken kırılma ve yüksek sertlik gibi dezavantajlara sahiptirler. Bu durumlar, debriyaj sistemlerinde elastomer malzemeler gibi alternatif sönümleme malzemelerinin araştırılmasını ve modellenmesini gerektirmektedir. Damper sistemleri için elastomer yaylar, metal yaylara göre öncelikle maliyet olmak üzere, sessiz sönümleme yeteneği ve düşük özgül ağırlıktan dolayı vites geçişlerinde konfor gibi avantajlara sahiptir. Elastomer malzemelerin esasında bulunan polimer zincirlerinin tekrarlı yüksek yükler ve ısıl yükler sebebiyle bozularak rijitliğini kaybetmesi gibi sonuçların meydana gelebileceği ve bu durumun iyileştirilmesi için yapılması gereken işlemler bu tez çalışmasında ortaya konulmuştur.

Elastomer malzemeler, iç yapılarında çapraz bağlı polimer zincirlerinden dolayı “Mullins etkisi” olarak adlandırılan ve elastomer tabanlı malzemelerin modellenmesi sırasında dikkat edilmesi gereken viskoelastik özelliklere sahiptir. Polimer bazlı malzemelerin titreşim sönümleyici olarak kullanıldığı alanların bazıları daha önce literatürde araştırılmıştır. Debriyaj sistemleri için elastomer yaylı sönümleyiciler literatürde çalışılmamış olup, bu tez çalışması elastomer malzemeler gibi alternatif malzemelerin otomobil kavrama sistemlerinde kullanılmasına temel oluşturacak ve güç aktarım sistemi dinamiklerine göre elastomer sönümleyici geliştirilmesi için tasarım ve test prosedürlerinin oluşturulmasına yaklaşımlar geliştirecektir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde elastomer kauçuk malzemelerin debriyaj damper yayı kullanımında yapılan analiz, modelleme, testler ve optimizasyon çalışmalarının materyal ve yöntem aşamaları incelenmiştir.

Debriyaj, otomobil güç aktarım sisteminde tork iletimi sağlamakla birlikte motordan kaynaklanan düzensizlikleri sönümlemekten de sorumludur. Şekil 3.1 'de görülebileceği gibi volan, motor krank miline ve debriyaj kapak grubuna (3) bağlanmıştır. Debriyaj disk kompleksi (2) baskı kompleksi (2) ve volan arasına sıkıştırılarak motordan şanzımana tork akışını sağlar.



Şekil 3.1. Elastomer damperli debriyaj sistemi

Otomobil debriyaj sistemi bileşenleri, çalışma koşulları altında yüksek dinamik kuvvetlere maruz kalmaktadır. Debriyaj diski, sürüş konforunu arttırmak ve torku iletmek için motordan gelen titreşimlerin sönümlemesinden sorumludur. Debriyaj diskinin tork aktarma rolü, günümüzde geleneksel olarak metal yaylardan oluşan damper sistemleri ile elde edilir. Elastomer yaylar, yüksek aşınma direnci, uzun ömür, titreşim sönümleme kabiliyeti ve düşük ağırlık değerleri metalik yaylara kıyasla bazı önemli avantajlara sahiptir ve maliyeti düşürür. Kauçuk esaslı malzeme kullanımı, otomotiv, nakliye, makine gibi pek çok endüstride önemli ölçüde artmıştır.

Sürüş koşullarındaki dinamik değişkenlere bağlı olarak motor ile şanzıman arasında bağlı hareketler meydana gelir. Volan ve debriyaj diski arasındaki bağlı hareket slipaj (kayma) ve enerji açığa çıkması ile sonuçlanır. Kayma sırasında, debriyaj mahfazasındaki termal yük artar ve bu bileşenlerin malzeme özelliklerinde kalıcı veya geçici değişikliklere neden olabilir. Sürtünme ile balata malzemelerinde aşınmanın artmasına neden olmaktadır. Debriyaj sisteminde çalışma koşullarında kinetik enerji ısı enerjisine dönüşerek sıcaklık artışına neden olur. Tekrarlanan kavrama ve ayırma durumu debriyaj mahfazasındaki

sıcaklığı arttırır. Tork iletimi T [Nm], F [N] sıkıştırma kuvveti, sürtünme katsayısı μ , sürtünme yüzey sayısı N ve ortalama yarıçap R_m ile orantılıdır (Denklem 3.1).

$$T = F * \mu * N * R_m \quad (3.1)$$

Debriyaj sisteminde ayırma ve kavrama fazı sırasında sürtünme ile açığa çıkan ısı, ortamda yayılarak volan ve debriyaj arasında dağılır. Isı, özgül ısı C [J / kgK] ve kütle m [kg] 'ye bağlı olarak katı parçalar arasındaki iletimle iletilir (Denklem 3.2).

$$Q = M * C_p * \Delta T \quad (3.2)$$

Kauçuk malzemeler, sönümlenme özelliklerinden dolayı otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Elastomer malzemeler polimer esaslı malzemeler grubundadır ve mekanik davranışları zamana, sıcaklığa ve frekansa göre çeliklere göre daha duyarlı şekilde değişir. Çelik benzeri malzemeler haricinde, kauçuklar çalışma koşullarında zamanın bir fonksiyonu olarak iç hasarların meydana geldiği polimer zincirlerini içermektedir. Dinamik sistem koşullarında malzeme mekanik özelliklerinde bozulmayı önlemek için elastomer malzemelerin bu özelliklerinin iyi modellenmesi ve tasarlanması gerekmektedir. Çizelge 3.1 literatürde sık olarak incelenen ve endüstride en çok kullanım oranına sahip olan elastomer kauçuk malzemelerin çeşitli koşullarda gösterdiği özellikleri göstermektedir. Bu tez çalışmasında, endüstride yüksek kullanım oranına sahip olan ve malzeme dayanım özellikleri bakımından ortalama bir dereceye sahip olan Nitril kauçuk (NBR) malzeme kullanılmıştır. NBR kauçuk dışında EPDM kauçuk türleri ve SBR kauçuk türleri endüstride birçok alanda kullanılmaktadır.

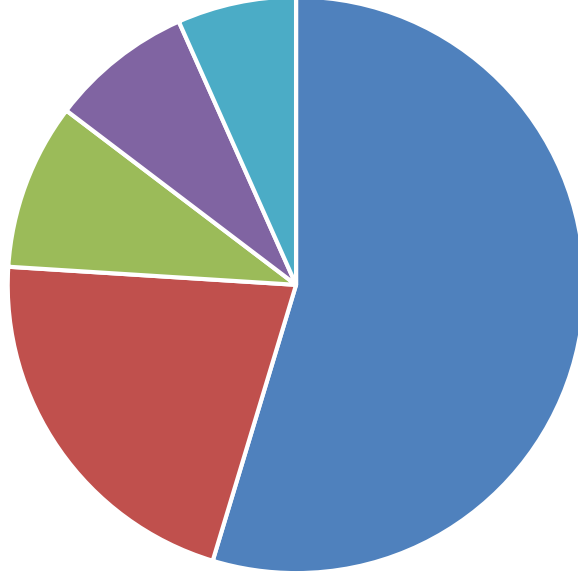
Çizelge 3.1. Kauçuk malzemelerin özelliklerinin karşılaştırılması

| Özellik | NBR | EPDM | SBR | NR |
|-----------------------|---------|---------|---------|---------|
| Gaz Geçirgenliği | Çok İyi | Orta | Orta | Orta |
| Isı Mukavemeti | 115 | 150 | 100 | 85 |
| Soğuk Mukavemeti | -25 | -40 | -25 | -30 |
| Kalıcı Deformasyon | İyi | İyi | Çok İyi | Çok İyi |
| Aşınma Mukavemeti | İyi | İyi | Çok İyi | Çok İyi |
| Ozon Mukavemeti | Orta | Çok İyi | Orta | Zayıf |
| Yaşlanma | Orta | Çok İyi | Orta | Zayıf |
| Oksidasyon Mukavemeti | İyi | Çok İyi | İyi | İyi |

Elastomer malzemelerin tanımlaması reçeteler ile yapılmaktadır. Metalik malzemelerde olduğu gibi sabit malzeme tanımları (Young modülü, elastik modül) olmamakla birlikte aynı tip elastomer malzemede bile reçetesinde birden fazla değişken malzeme katkısı ile üretilebilirler. Elastomer bazlı malzemelerin karakterizasyon analizlerinde geleneksel olarak kullanılan yöntemler mevcuttur. FTIR (Fourier Transform Infrared Spektrometre) ve TGA (Thermogravimetric Analysis) en sık kullanılan elastomer malzeme karakterizasyon yöntemleri arasında yer almaktadırlar. TGA analizi sıcaklığa bağlı olarak elastomer malzemenin kütlesini ve içeriğinin analiz edildiği bir testtir, FTIR analizi ise kızılötesi ışınlar ile malzemelerin dalga boylarını tanımlayarak sistem içerisinde bulunan organik bağların, bileşiklerin ve tekil maddelerin tanımlamasını yapmakta kullanılan bir yöntemdir.

Şekil 3.2 elastomer tabanlı malzemelerin sanayide alanlarına göre kullanım oranlarını göstermektedir. Otomotiv endüstrisi görüldüğü gibi elastomer tabanlı malzemelerin en çok kullanıldığı alanların başında gelmektedir. Otomotiv sektörünü Petrol ve Gaz endüstrisi takip etmektedir. Otomotiv sektöründe yüksek olan elastomer malzemelerin kullanım oranı bu tez çalışmasının motivasyon kaynaklarından bir tanesi olmuştur. Elastomer malzemelerin otomotiv sistemlerinde adapte edilip kullanılacağı birçok alternatif alan mevcuttur. Bunların yanında, elastomer malzemelerin maliyet açısından avantajları ve hafiflik, yüksek sönümleme gibi özellikleri tercih sebeplerini oluşturmaktadır. Uzun vadede endüstri alanında elastomer bazlı malzemelerin özellikle maliyet avantajından dolayı tercih edilmesinde artış olması öngörülmektedir.

■ Otomotiv ■ Petrol & Gaz Endüstrisi ■ Metalurji & Madencilik
■ Sağlık Sektörü ■ Diğerleri

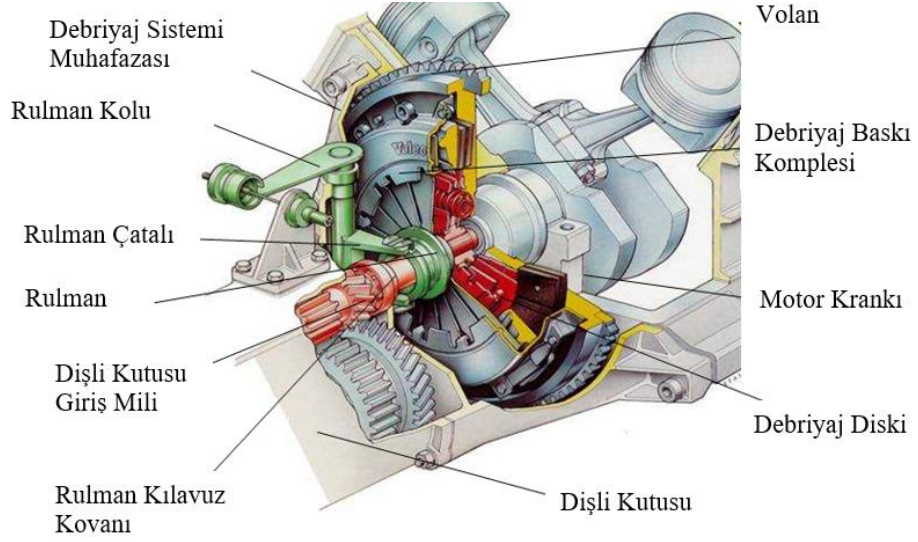


Şekil 3.2. Elastomer malzemelerin endüstride kullanım oranları

3.1. Binek Araçlarda Debriyaj Sistemleri

Debriyaj sistemleri kuru kavramalı ve ıslak kavramalı olmak üzere ikiye ayrılır. Kuru kavramalı debriyajlar kuru ortamda sürtünme yüzeylerinin kavranması ile tork ileten sistemleri ifade eder, ıslak kavramalar ise ıslak ortamda hidrolik kuvvetlerin de etkisiyle kavrama sağlayan sistemleri ifade eder. Bu çalışmaya konu olan araştırmalar kuru kavramalı sistemler ile yapılmıştır.

Debriyaj sistemleri için geometrik, fonksiyonel ve performans kısıtları mevcuttur. Bu kısıtların tasarım, analiz ve optimizasyon aşamalarında hassas bir şekilde incelenerek sürüş konforu ve mekanik ömrün sağlanması için detaylı bir şekilde çalışılması gereklidir.

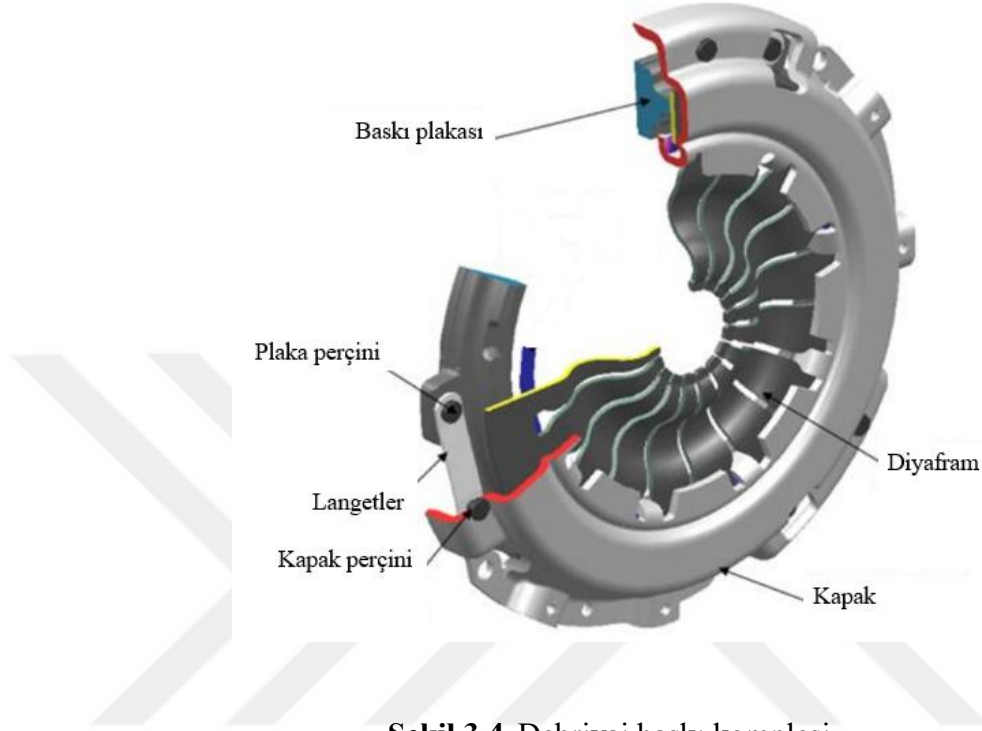


Şekil 3.3. Debriyaj sisteminin araçta montajı

Şekil 3.3 'de görseli verilen tek kademeli kuru tip debriyaj sistemi yer almıştır. Debriyaj plakası ve kapağını içeren baskı kompleksi, motor krankı ve volan ile birlikte hareket etmektedir. Sürücü tarafından debriyaj pedalına basılıp disk plakadan ayrılmadığı sürece disk kompleksi motor torkunu dişli kutusuna iletir. Dişli kutusu giriş mili disk kompleksi ile birlikte hareket ederek torku dişli kutusuna iletir, ardından dişli kutusundan çıkan tork diğer güç aktarım sistemi organlarına gönderilir. Sürüş koşullarında debriyaj ayırma-kavrama işlemleri sürtünme kuvvetlerinin etkisi ile Kayma (Slipaj) durumunun ortaya çıkmasına yol açmaktadır. Slipajın yoğun trafik, yokuş tırmanış veya ağır yük taşımalarında daha çok artması beklenir ve bu durum ile debriyaj muhafazası içerisinde sıcaklığın sürtünme sebebi ile artışı ortaya çıkar. Artan sıcaklık debriyaj sistemi komponentleri üzerinde etkisi bulunmakla birlikte, uygun malzeme kullanımı durumunda sıcaklığın malzeme üzerindeki zararlı etkisi azaltılmış olur. Yüksek sıcaklık balata ve plaka gibi malzemeler üzerinde en kritik etkiye sahiptir. Balata malzemesinde aşınma, sürtünme kabiliyetinin azalmasına yol açarken, baskı kompleksinde bulunan plaka üzerinde ise kırık, çatlak ve yüzey bozulması gibi durumların ortaya çıkmasına temel oluşturabilir.

Debriyaj baskı kompleksi motor torkunun iletiminde içinde bulunan diyafram yayı ve plaka sayesinde motor torkunu debriyaj diskini sıkıştırması sayesinde iletilmesinde

yardımcı olan bir yapıdır. Baskı kompleksi tasarımı araç tipine ve motor torkuna göre yapılarak her güç aktarım sistemine özgü bir şekilde üretilmektedir (Şekil 3.4).



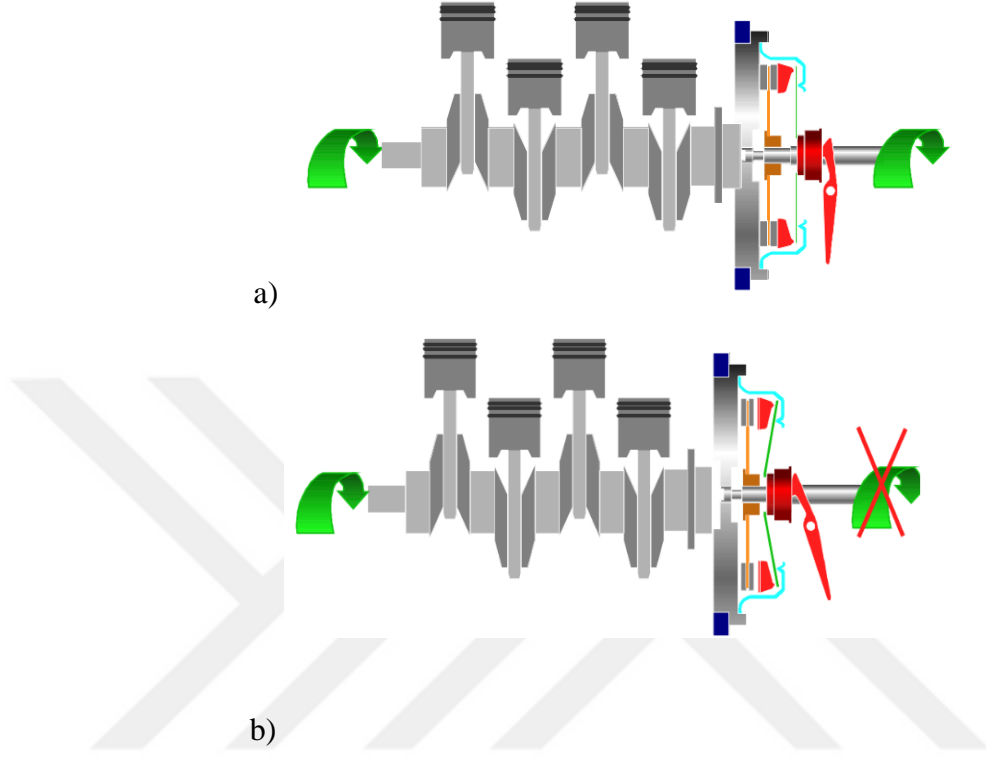
Şekil 3.4. Debriyaj baskı kompleksi

Debriyaj sistemleri başlıca aşağıdaki görevleri yerine getirir;

- Motor torkunu dişli kutusuna iletmek,
- Motor ve dişli kutusu arasında güç kesintisini ve iletimini sağlamak,
- Hızlı ve kolay vites değişimini sağlamak,
- Titreşimleri ve motor düzensizliklerini sönmüleyerek konforlu sürüşe imkan sağlamak
- Aşırı motor torku üretiminde dişli kutusunu mekanik hasarlardan korumak

Manuel transmisyonlu araçlar, tork aktarımında kesinti olan ve araçta debriyaj pedalının bulunduğu sistemlerdir. Bu sistemlerde sürücülerin debriyaj pedalına basmadığı koşula; kavrama durumu (debriyaj kapalı) denir ve bu durumda debriyaj tamamıyla içten yanmalı motor tarafından üretilen torku iletmekle görevlidir. Sürücülerin debriyaj pedalına bastığı koşula; ayırık durum (debriyaj açık) denir ve bu durumda debriyaj, vites değişikliğinin

kolaylıkla yapılabilmesi için içten yanmalı motorun ürettiği torkun transmisyona iletimini kesme görevini yerine getirir (Şekil 3.5).

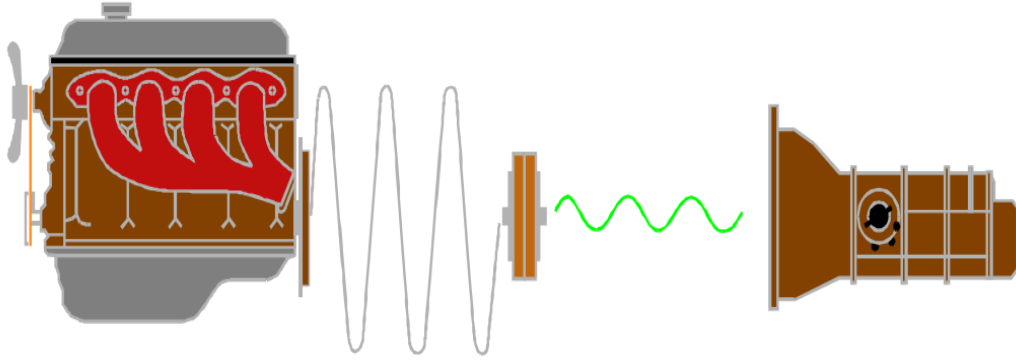


Şekil 3.5. Debriyaj sistemi a) kavrama durumu b) ayırma durumu

Disk kompleksi rölanti, sürüş ve motor freni esnasında, helisel yayların uygun rijitliği sayesinde tork sönümlemesini gerçekleştirir ve konforu sağlar. Parçalar arasındaki sürtünme ile oluşan histerezis de sönümlemeye yardımcı olmaktadır ve gidiş dönüş eğrileri arasındaki fark histeresiz nedeniyle oluşmaktadır. Araç üreticilerinin pedal konforu gibi gereksinimleri ve motor verileri, farklı tip baskı ve disk kompleksi tasarımlarına yol açar. Disk komplelerinde ise tasarım hem motor tork karakteristikleri hem de GTS (Gürültü, titreşim ve sertlik) gereksinimleri dikkate alınarak sınıflandırılmaktadır.

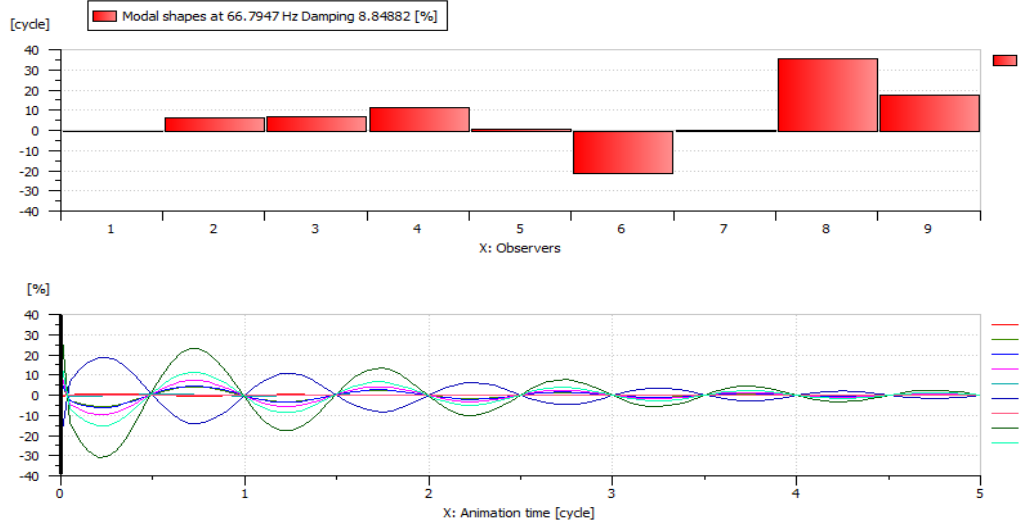
3.2. Titreşim ve modal analiz

Titreşim bir denge noktası etrafındaki mekanik salınımdır. Araçta meydana gelen titreşimler yüksek olduğunda kullanıcılar ve araç mekanik sisteminde zararlar meydana getirir. Debriyaj sistemlerinin en önemli görevlerinden biranesi de motorda oluşan yüksek titreşimlerin sönmülenererek dişli kutusuna aktarılmasıdır (Şekil 3.6). Motorda krankın döndürülmesi için silindirlerde belli bir sıra ile meydana gelen patlamalar araçta düzenli sinüzoidal titreşimler meydana getirir. Sistem titreşimlerinin dinamik analizinin yapılması için zamana bağlı titreşimler frekans düzeyinde incelenir. Zamana bağlı titreşimler FFT yöntemi ile (Fast Fourier Transformation) zaman düzeyinden frekans düzeyine dönüştürülür. FFT yönteminde karışık sinyaller ayrıştırılarak, bu sinyaller içinde harmonik olanlar belirlenip harmonik bileşenlerine ayrılır.



Şekil 3.6. Debriyaj sisteminde titreşimin sönmülenermesi

Modal analiz bir sistemin doğal frekansı, sönmüm değęerleri ve yapısal fazına bağlı bir değęer olan mod biçimini içeren dinamik karakterleri belirlemek için kullanılan bir yöntemdir. Modal analiz, güç aktarım sisteminde motor zorlama frekansı ile sistem parçalarının rezonans frekanslarının birbirine göre durumunu inceler. Aynı yönlü titreşim koordinatlarını frekans düzeyinde toplanarak, ayrı ayrı tanımlanmış sistem parçalarının doğal frekansları bulunur. Bu sayede sistemde titreşim seviyeleri ve istenen frekans seviyeleri kontrol edilerek en konforlu sürüş ihtiyaçları bulunur (Şekil 3.7).



Şekil 3.7. Güç aktarım sistemi modal analizi (Genc ve Kaya, 2018)

Motor zorlama frekansı, krankın bir tur dönüşünde silindirlerde meydana gelen patlama sayısının frekans türünden ifade edilmiş şeklidir. FFT yöntemini de kullanarak motor kaynaklı titreşimleri ve motor kaynaklı olmayan titreşimleri ayırt edilebilir. Spektrum haritası denen, motor hızı, frekans ve titreşimin sinyal noktalarını FFT yöntemi ile bulan bu haritada ‘Order Track’ ismi verilen, bir saniyede tekrar eden titreşim sayılarını veren bir seçenek vardır ve sistem titreşim ve gürültü analizlerinde kullanılır. Frekans haritasında aracın hızı ile titreşimlerin genliği hakkında fikir sahibi olunur ve bir turda tekrar eden titreşim sayıları bulunarak sistem parçalarının dinamik davranışları yorumlanabilmektedir.

3.3. Yay Rijitliği ve Damper Torku

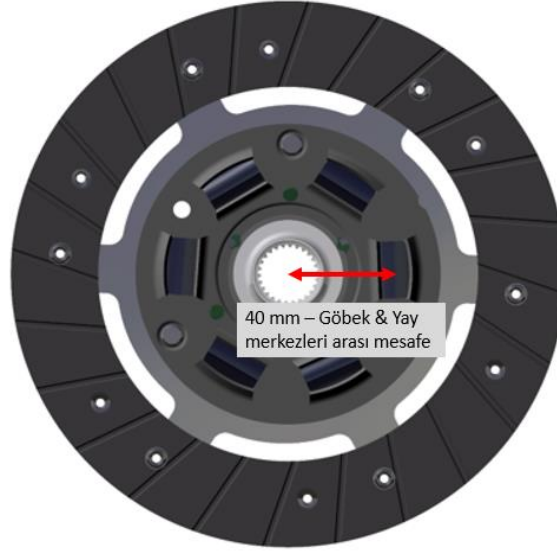
Yaylar gerildiği zaman enerji depo eden, bırakıldığı zaman ise enerjiyi aynı miktarda geri veren yapılardır. Debriyaj diskinde kullanılan yaylar tork aktarımı sırasında basıya maruz kalmaktadır. Basma yayları üzerine yüklenen yükün etkisi yönünde esneyerek bu etkiyi karşılayan ve üzerindeki yük kalktığında depoladığı enerjinin etkisi ile ilk durumunu alan elemanlardır.

Rijitlik elastik cisimlerin ve yapıların ötelenme ve yer değiştirme tesirlerine karşı koyma derecesidir. Debriyaj diskine kullanılan yaylar motor titreşimlerini sönmölemek amacıyla, araç torkuna ve disk geometrisine uygun olacak şekilde tasarlanır. Yay sayısı

debriyaj tipine, kullanılacak aracın torkuna göre değişir. Sistemin toplam rijitlik değeri, araç torkunu karşılayan toplam yay sayısına bağlıdır. Rijitlik birimi diskler için Nm / ° ‘dir. Yani araçtan gelen anlık torka bağlı olarak debriyaj damper yayının derece cinsinden sıkışma miktarıdır. Ana damper yayları ve n damper yayları olarak ikiye ayrılır. n damper yayları; Motor rölantide durumda iken titreşimleri snmlenmek ve dişli kutusunda bu frekanslarda oluşması muhtemel dişlilerin birbirine çarpma seslerini önlemek amacıyla kullanılır. Fakat bu yaylar genellikle yüksek torklu ve dizel araçlar için daha çok tercih edilmekle birlikte ‘Rattle Noise’ denen şanzıman dişlilerinden gelen sesi nleme amaçlı kullanılmaktadır.

Bu tez çalışmasında tasarlanan damper sistemi benzinli ve nispeten orta seviye bir motor torku için modellendiği için n damper yayları tasarımda kullanılmamıştır. n damper yayları araç rölantide durumunda iken düşük torkları karşılarken araç yüksek torklara çıktığında ise ana damper yayları görev almaktadır. Ana damper yayları değişken motor devirlerinde ve değişken torklarda meydana gelen titreşimleri snmlenmek amacıyla kullanılır. Elastomer yaylar bu çalışmada ana damper yayı olarak tasarlanarak incelenmiştir.

Damper torku, debriyaj diski kompleksinde motordan aktarılan torku karşılayabilecek ve aktarabilecek özellikte tasarlanmaktadır. Aracın alışma şartlarında motordan tork aktarımı olduğu sürece damper yayları basıya maruz bir şekilde çalışmaktadır. Motorda ancak tork aktarımı olmadığı sürece damper yayları serbest bir pozisyonudadır. Bu tez çalışmasında kullanılan disk tasarımında n damper yayları yoktur, bunun nedeni tasarlanan diskin hedef araç torkunun çok yüksek olmaması ve dizel motorlarda meydana gelen gürültülü ve vuruntulu çalışmanın olmamasıdır.

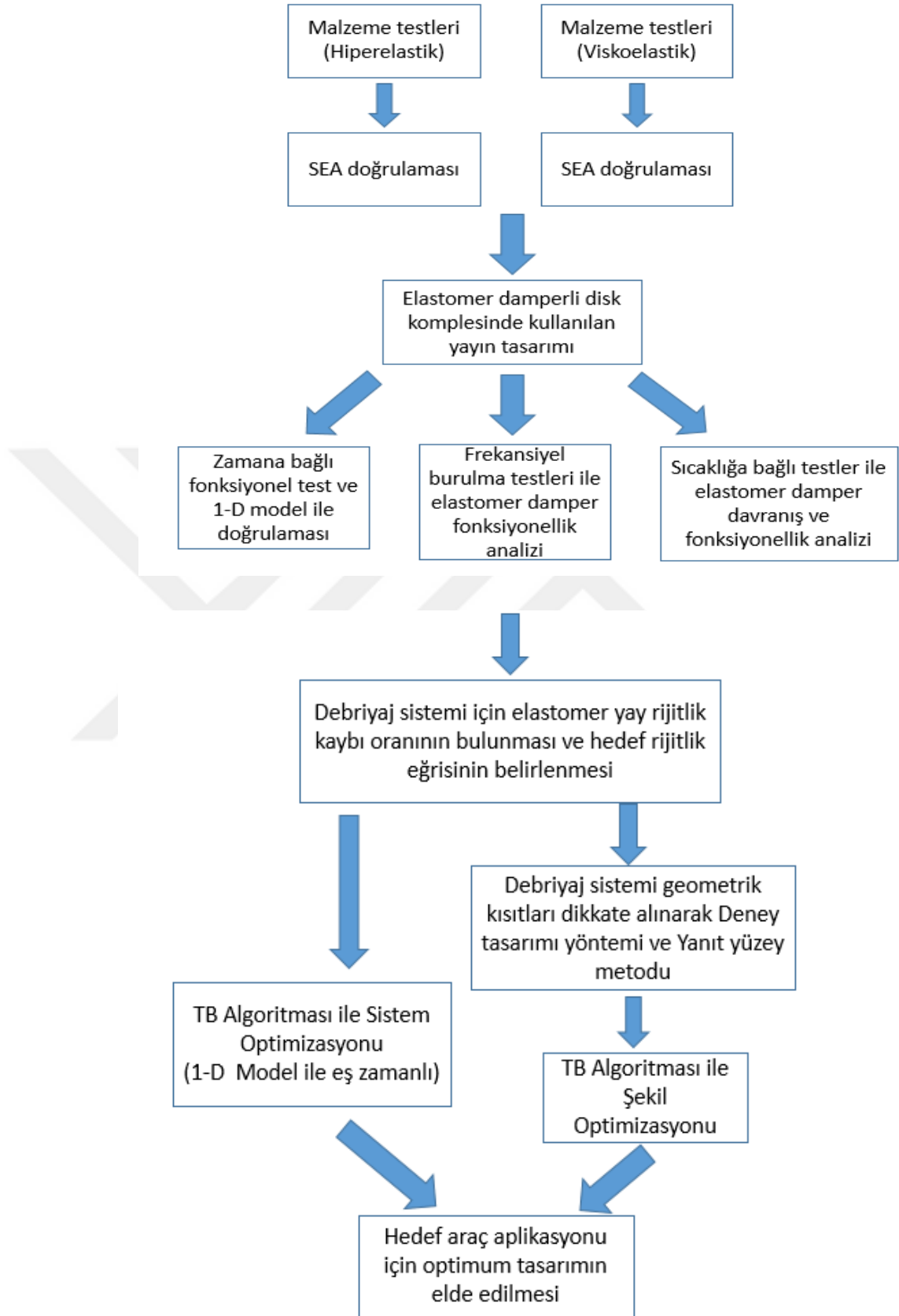


Şekil 3.8. Debriyaj diski damper torku hesabı & Nm: yay reaksiyon kuvveti (N) x göbek/yay merkezleri arası mesafe (mm)

Damper torku hesabında, ana damper yaylarının merkezinden disk göbeğinin merkezine kadar olan mesafe (m) ile belirlenen yer değiştirme mesafesinde oluşan yay reaksiyon kuvveti (N) çarpımı bir adet yayın sahip olduğu damper torku (Nm) değerini vermektedir (Şekil 3.8). Toplam yay sayısı ile bir adet yayın sahibi olduğu damper torkunun çarpımı ise debriyaj diskinin sahip olduğu toplam damper torku (Nm) değerini vermektedir (Denklem 3.3).

$$T (Nm): F (N) * x (m) \quad (3.3)$$

Tez çalışmasında izlenen yöntemin akış şeması Şekil 3.9 'da verilmiştir. Yapılan çalışmalarda çok yönlü olmak üzere tasarım ve sistemden gelecek etkiler dikkate alınarak hedef ürünün elde edilmesi sağlanmıştır. SEA (Sonlu elemanlar analizi), 1-D modelleme (bir boyutlu modelleme), malzeme testleri, ürün tekil testi, fonksiyonel komple ürün testleri ve optimizasyon çalışmaları belirlenen yöntem ve sıralama ile incelenerek elde edilen sonuçlar güncel çözüm olan metalik yaylı sistemler ile karşılaştırmalı analiz edilmiştir.



Şekil 3.9. Tez çalışmasında izlenen yöntemin akış diyagramı

3.4. Elastomerlerin Hiperelastik Davranışları

Hiperelastik malzemeler yüksek oranda şekil değişimi yeteneğine sahip olan ve tekrar eski şekline dönebilen malzemelerdir. Hiperelastik malzemenin mekanik özelliklerinin tanımlanması lineer yük karakteristiği gösteren metalik malzemelerden farklı şekilde ifade edilmektedir. Denklem (3.4) çekme testinde uzama sonrası uzunluğun ilk uzunluk değerine oranını göstermektedir.

$$\lambda = \frac{L}{L_0} = \varepsilon + 1 \quad (3.4)$$

Hiperelastik malzeme modeli için gerinme enerjisi potansiyeli denklemleri kullanılır. Bu amaçla invaryant ve uzama oranı değerleri tanımlanmıştır. İnvaryantlar, koordinat sisteminden bağımsız gerinmeleri ölçmek için kullanılırlar. Gerinme enerjisi potansiyelinin tanımlanması için üç yönde uzama ($\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$) oranı kullanılır. Burada λ_1 ve λ_2 düzlemdeki uzamaları temsil ederken, λ_3 ise düzlem dışı uzamayı temsil etmektedir. Gerinme invaryantları aşağıdaki denklemler ile belirtilmiştir:

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (3.5)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \quad (3.6)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \quad (3.7)$$

Hiperelastik malzemelerde yer değiştirme işi gerinme enerjisi olarak depolanır. Malzemenin davranışı gerinme enerjisi yoğunluk fonksiyonu ile tanımlanır. Gerilme bileşenleri bu fonksiyonun gerinmeye göre türevi alınarak hesaplanır. Gerinme enerjisi potansiyeli (W), uzama oranları ve gerinme invaryantlarının fonksiyonudur. Hiperelastik malzeme modelleri ve bu modelleri ifade eden denklemler aşağıda belirtilmiştir (Abubakar ve ark. 2016);

$$\text{Mooney-Rivlin: } W(I_1, I_2) = \sum_{ij=0}^{n \rightarrow \infty} c_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j \quad (3.8)$$

$$\text{Neo-Hookean: } W(I_1) = c_{10}(I_1 - 3) \quad (3.9)$$

$$\text{Ogden: } W(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) = \sum_{r=0}^{n \rightarrow \infty} \frac{\mu_r}{\alpha_r} (\lambda_1^{\alpha_r} + \lambda_2^{\alpha_r} + \lambda_3^{\alpha_r} - 3) \quad (3.10)$$

$$\text{Yeoh: } W(I_1) = \sum_{n=1}^i c_{i0}(I_1 - 3)^i \quad (3.11)$$

Hiperelastik malzeme modelleri temel olarak 2 grupta incelenebilir;

Sıkıştırılmaz: Mooney-Rivlin, Arruda-Boyce, Ogden, Yeoh, Neo-Hookean

Sıkıştırılabilir: Blatz-Ko, Hyperfoam;

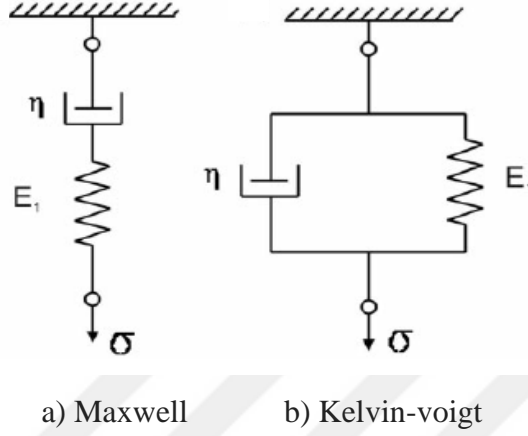
Mooney-Rivlin, sıkıştırılmaz elastomerlerle% 200'e kadar gerinim ile çalışır. Arruda-Boyce, silikon ve neopren gibi kauçuklar için% 300'e kadar gerilime uygundur. Ogden, sıkıştırılmaz herhangi bir malzeme için% 700'e kadar gerinimle çalışır. Neo-Hookean, sıkıştırılmaz herhangi bir malzeme için% 300'e kadar gerinimle çalışır. Sıkıştırılabilir; Blatz-Ko sıkıştırılabilir poliüretan köpük kauçukları için özel bir modeldir. Hiper köpük, yastık, sünger veya dolgu gibi yüksek derecede sıkışabilir malzemeleri temsil edebilir.

3.5. Elastomerlerin Viskoelastik Davranışları

Viskoelastik davranışlar genel olarak literatürde iki malzeme modeliyle ifade edilmiştir. Maxwell ve Kelvin-Voigt viskoelastik modelleri, viskoelastik davranışı temsil eden dashpot ve lineer davranışı temsil eden lineer yay içerir (Şekil 3.10). Bu viskoelastik model ifadeleri sistem karmaşıklığına göre genişletilebilir. Bu modellerde bulunan dashpot (η) elastomer malzemenin viskoz özelliğini temsil ederken, lineer yay (O) malzemenin elastik özelliğini temsil etmektedir.

Viskoelastik davranışın modellenmesi elastomer yaylı debriyaj sistemleri için en önemli aşamayı temsil etmektedir. Debriyaj sistemi, yüksek dinamik yük altında ve değişken yüksek sıcaklıklarda çalışmaktadır. Bu çalışma şartlarının zaman içerisinde polimer yapılı elastomerlerde iç yapının bozulmasını hızlandırma ihtimali yüksektir ve bu da

debriyajdan istenen fonksiyonelliğin alınamaması sonucunu doğurmaktadır. Elastomer yaylı debriyaj sisteminin incelenmesi, analizleri ve gerekli çıkarımlar ilerleyen bölümlerde ele alınmıştır.



Şekil 3.10. Viskoelastik malzeme modelleri

Elastomer malzemeler viskoz özellikleri sayesinde kinetik enerjiyi ısı enerjisine dönüştürerek dinamik yükleri sönmüleme kabiliyetine sahiptirler. Bunun yanında ise elastik özellikleri parçayı tekrar orijinal haline getirmeye çalışır. Bu şekilde de yüksek frekanslı titreşimleri absorbe ederler. Bu davranış viskoelastik davranış olarak tanımlanır. Belirli bir frekansta yükleme durumu için numune üzerinde ölçülen gerilme ve gerilme durumu (3.12) ve (3.13) denklemleri ile tanımlanabilmektedir:

$$\varepsilon = \varepsilon_0(\sin\omega t) \quad (3.12)$$

$$\sigma = \sigma_0(\sin\omega t + \delta) \quad (3.13)$$

δ değeri kayıp açısı (loss angle) olarak isimlendirilir.

(3.13) eşitliği genişletilerek Denklem (3.14) elde edilebilir.

$$\sigma = (\sigma_0 \cos\omega t) \sin\delta + (\sigma_0 \sin\omega t) \cos\delta \quad (3.14)$$

Buradan aşağıdaki dönüşümler ile Denklem (3.17) elde edilebilir.

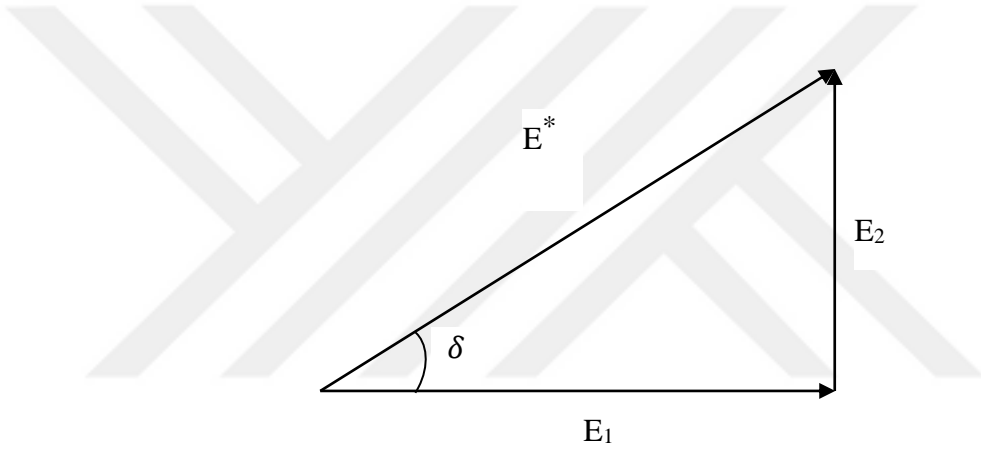
$$E' = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \cos\delta \quad (3.15) \quad \text{ve} \quad E'' = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \sin\delta \quad (3.16)$$

olmak üzere;

$$\sigma = \varepsilon_0(E' \sin \omega t + E'' \cos \omega t) \quad (3.17)$$

Buradaki E' , depolama modülü (storage modulus) ve E'' ise kayıp modülü (loss modulus) olarak isimlendirilir. Depolama modülü, bir malzemenin enerjiyi elastik olarak koruyup depolamasını temsil ederken, kayıp modülü ise malzemenin enerjiyi dağıtabilmesini temsil etmektedir. Dinamik malzeme testinden elde edilen diğer parametreler ise şu şekildedir:

Dinamik modül (E^*): Belirli bir frekans için Gerilme genliği / Gerinme genliğini temsil etmektedir. Bu değerlerin vektör gösterimi Şekil 3.11 'de verilmiştir.



Şekil 3.11. Dinamik modül vektör diyagramı

Kayıp açısı: $\tan \delta = \frac{E_2}{E_1}$ (3.18) şeklinde tanımlanır.

Dinamik rijitlik (K^*): Zorlama frekansına bağlı olarak değişir. Belirli bir frekans için, sabit dinamik yer değiştirme genliğinde (d) numune üzerindeki reaksiyon kuvveti genliğinden hesaplanır.

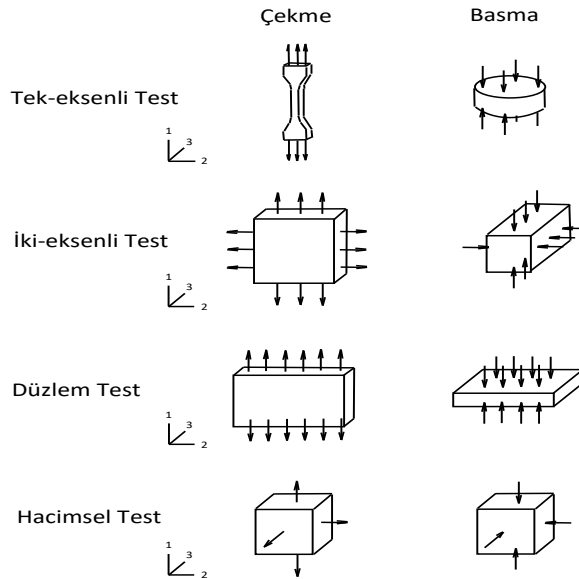
$$K = \frac{F_x}{D_n} \quad (3.19)$$

3.6. Elastomer Malzeme Testleri

Elastomer malzemelerin karakteristikleri belli standartlarla oluşturulmuş testler ile belirlenebilmektedir. Bu testler malzemelerin çalışma şartları ve koşulları dikkate alınarak oluşturulur. Bu teze konu olan elastomer yayların sürekli basıya maruz kalarak çalışması bu şartların dikkate alınarak test prosedürünün oluşturulmasını gerektirmektedir.

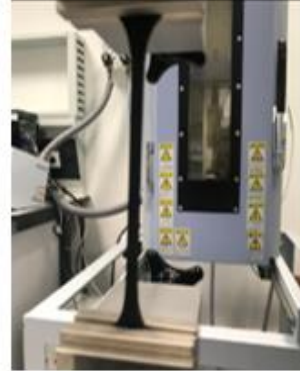
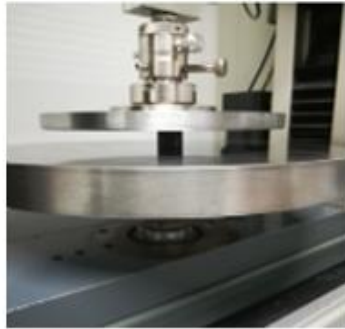
3.6.1. Hiperelastik Malzeme Karakterizasyon Testleri

Hiperelastik davranışın belirlenmesi için yapılan testler elastomer yay tasarımının en önemli aşamalarından biridir. Elastomer yaya ait rijitlik değerinin ve debriyaj diskine ait geometrik kısıtlar dikkate alınarak en uygun elastomer malzemesinin seçilmesi gerekmektedir. Buna ek olarak malzeme testleri ile elde edilen test verileri malzeme modellenmesinde kullanılmaktadır. Testlerden elde edilen değerler SEA modelinde kullanılarak malzeme modeli tanımındaki katsayılar belirlenir ve farklı dinamik şartlar altında çalışan elastomer ürünün davranışının karakterizasyonu yapılır. Elastomer test numunelerinin test yöntemleri ile elde edilen verileri eğri uydurma yöntemleri ile malzeme modellerinin seçiminde ve tanımlanmasında kullanılır. Şekil 3.12 'de elastomer malzemeler için uygulanan tek eksenli basma, düzlem çekme, çift eksenli çekme ve hacimsel bası testleri gösterilmiştir (Abubakar ve ark. 2016).



Şekil 3.12. Elastomer malzeme karakterizasyon testleri

Bu tez çalışmasında elastomer yayların çalışma koşulları dikkate alınarak malzeme testleri yapılmıştır. Debriyaj sistemlerinde elastomer yayların bası altında çalışma karakteriğini belirlemek amacıyla tek eksenli bası testi, genel karakteristik bilgisi elde etmek için de tek eksenli çekme testi yapılmıştır. Tek eksenli bası testi, hiperelastik davranış karakteristiğinin belirlenmesinde daha sonra SEA çalışmasında kullanılacaktır. Bası testinde kullanılan test numuneleri ASTM D575 standardında belirtilen test numune boyutlarına göre belirlenmiştir. Silindirik deney numunelerinin boyutları 28.6 mm çapında ve 12.5 mm kalınlığında hazırlanmıştır. NBR malzemesinin hiperelastik özelliğini değerlendirmek için uygulanan bası testi, malzeme modellenmesinde debriyaj sistemleri için en önemli test olmaktadır. Çekme testi numunesi ise ASTM D638 standartlarına göre hazırlanan kaşık numunesidir. Kaşık numunesi 4.57 mm kanlınlığa ve 6.5 mm genişliğe sahiptir. Şekil 3.13 bu çalışmada kullanılan bası testi ve çekme testi için kullanılan test numunelerini ve test makinelerini göstermektedir.



a)

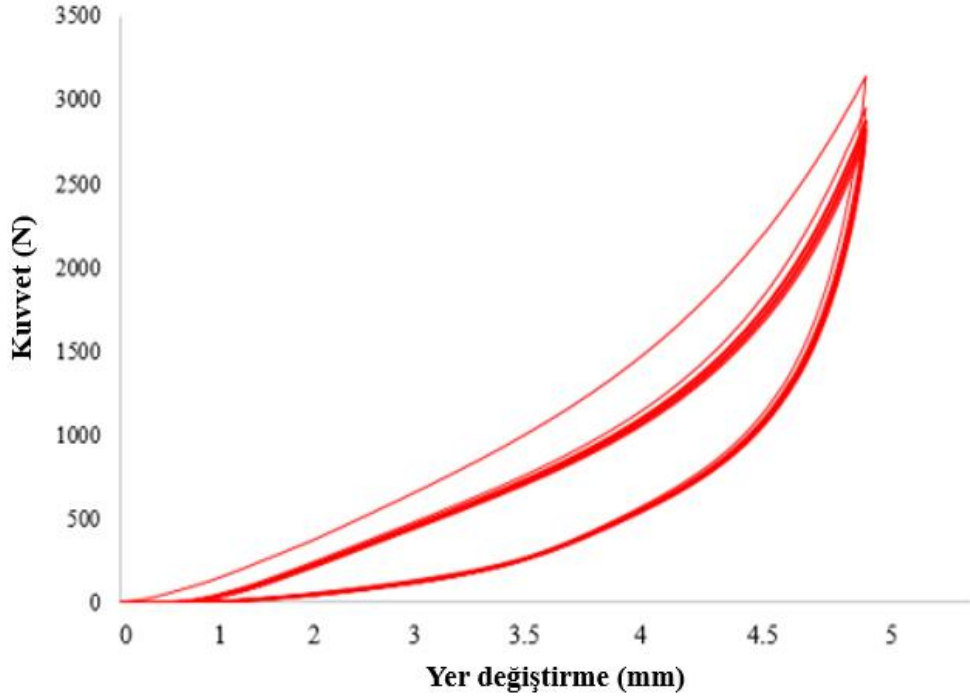


b)

Şekil 3.13. Elastomer malzeme testleri a) tek eksenli bası b) tek eksenli çekme

3.6.2. Viskoelastik Malzeme Karakterizasyon Testleri

Elastomer malzemeler doğrusal olmayan yük karakteristikleri gösterir ve farklı tiplerden oluşan malzeme davranışları ile modellenirler (Zhang ve Zhang, 2016). Elastomer malzemeler polimer zincirlerden oluşan iç yapıları ile viskoelastik davranışlara sahiptirler ve bu davranışlarının debriyaj sistemi çalışma koşulları dikkate alınarak modellenmesi gerekmektedir. ‘Mullin etkisi’ elastomer malzemelere özgü bir davranış şeklidir. Basıya ve çekiye maruz kalan elastomer malzemede yükleme koşulları ile birlikte iç yapısında değişiklikler meydana gelmektedir. Polimer zincirlerinin kırılması ile oluşan bu durumda malzeme rijitliğinde azalma meydana gelmektedir (Melnik ve ark. 2005).



Şekil 3.14. Mullin etkisinin gözlemlenmesi & Deneysel test

Şekil 3.14 Mullin etkisinin görülmesi amacıyla yapılan deneysel bası testinin sonuçlarını göstermektedir. Grafikte görülen rijitlik düşüşü ilk çevrimlerde daha çok olmaktadır, fakat belli bir çevrim sayısının ardından rijitlikte meydana gelen bu düşüş daha sonra kararlı hale gelmektedir.

Viskoelastik davranışlar genellikle literatürdeki iki malzeme modeliyle gösterilmiştir. Maxwell ve Kelvin-Voigt viskoelastik modelleri, viskoelastik davranışı temsil eden dashpot ve lineer davranışı temsil etmek için lineer yay içerir. Bu viskoelastik modeller basit ifadelerdir, sistem karmaşıklığına göre genişletilebilir ve karıştırılabilir. Elastomer malzemeler, metalik yayların aksine değişken dinamik koşullara göre değişen değişken histeresiz (yük kaybı) davranışlarına sahiptir (Dong ve ark. 2009).

Viskoelastik davranışların karakterizasyonunda standartlar doğrultusunda testler uygulanmaktadır. Bu tez çalışmasında NBR elastomer kauçuk yayın viskoelastik modellenmesinde aşağıda belirtilen testler uygulanmıştır;

Gerilme – Gevşeme Testi

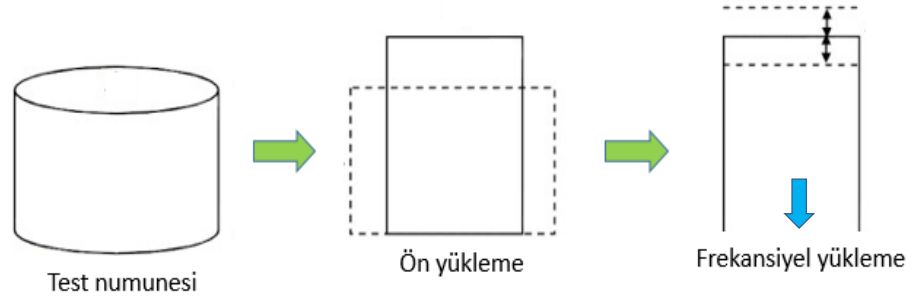
Gerilme – gevşeme (Stress softening) testi, sürekli bası veya çeki altında rijitlik kaybı davranışını belirlemeyi hedefleyen testtir. Stres yumuşatma davranışı, zaman içindeki rijitlik kaybını belirten viskoelastik özelliklerden biridir. Bu test malzemenin zaman alanında viskoelastik özelliklerini belirlemek için NBR malzemesi üzerinde gerçekleştirilmiştir.

Rijitlik davranışı sönümlenme özellikleri için çok önemlidir ve güç aktarma sistemi modelinin analizinde açıkça görülebilir (Genç ve Kaya, 2018). Test numuneleri stabilizasyon için testten önce 5 ön sıkıştırma aşamasına tabi tutulmuştur. Bunun amacı test numunelerinde Mullins etkisinden dolayı malzemeyi test öncesinde daha kararlı hale getirmektir.

Frekansiyel Tarama Testi

Çeşitli frekans değerleri altında kauçuk malzeme karakteristiğini gözlemlemek için dinamik test yapılır. Testin hedefi, elastomer yayın frekansiyel bası altında göstereceği dinamik rijitlik karakterini vermek, buna ek olarak frekansa dayalı viskoelastik davranışı temsil eden " Loss (Kayıp) modülü" ve "Storage (Depolama) modülü" nü bulmaktır. Test numuneleri, otomobilde meydana gelen gerçek titreşimi taramak için 1 Hz ila 100 Hz arasında dinamik sıkıştırmaya tabi tutulmuştur. Deneysel test bize “Dinamik rijitlik” olarak adlandırılan rijitlik davranışını da göstermektedir. Bu test vites geçişleri, yol profili, sürücü profili vb. değişkenlerine bağlı olarak elastomer yaylı debriyaj sisteminin

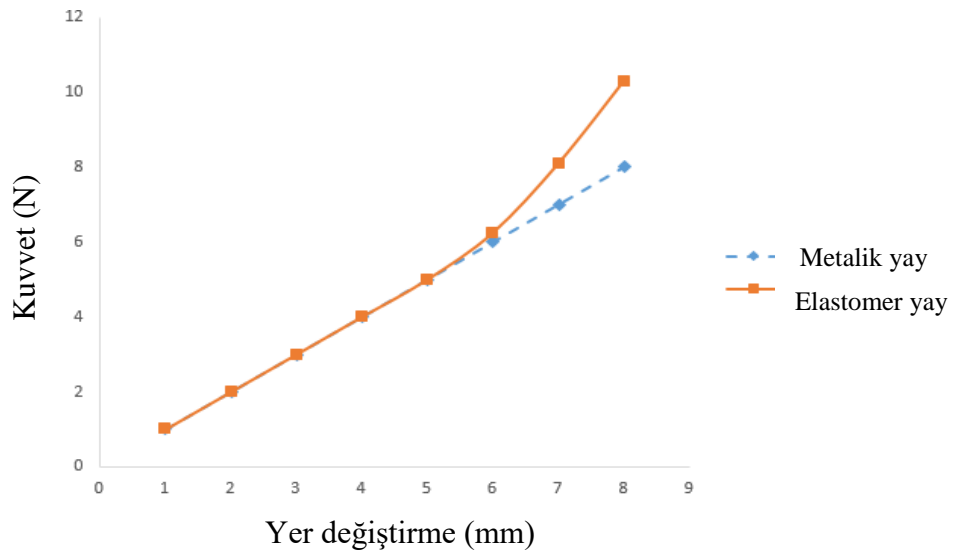
sahip olacağı dinamik rijitlik davranışı hakkında bilgi verecektir. Dinamik bası (frekansiyel tarama) testinden gelen dinamik rijitlik değerleri ayrıca debriyaj damperi tasarımı ve doğrulama işlemi için kullanılacaktır (Şekil 3.15).



Şekil 3.15. Frekansiyel tarama testi (Test metodolojisi)

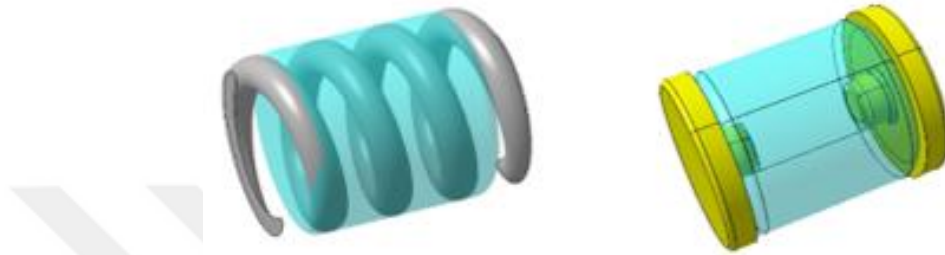
3.7. Elastomer Yaylı Debriyaj Damper Sistemleri

Elastomer yaylar sıkıştırılmaz özellikleri ile metal yayların aksine doğrusal bir reaksiyon kuvveti göstermeyip doğrusal olmayan davranışa sahiptirler (Şekil 3.16). Bu davranışın analizleri ve testleri bu tez çalışmasında gerçekleştirilmiş olup, ömür ve dayanıklılık özellikleri de fonksiyonel testler ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.16. Metal yay ve elastomer yayın rijitlik davranışları

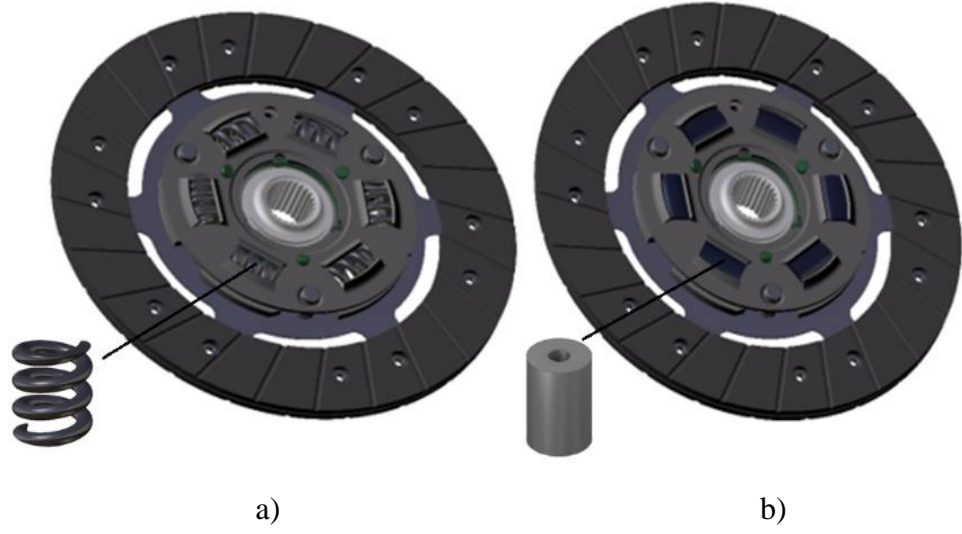
Bu çalışmalarda test edilecek debriyaj diski komplelerinde elastomer ve metalik damper yayları haricinde tüm komponentler aynı özelliklerde kullanılarak ürün performanslarının daha doğru ve tekrarlanabilir özelliklerinin tespit edilmesi sağlanmıştır. Şekil 3.17 bu çalışmada metalik yayın yerine tasarlanan elastomer damper yayının genel 3 boyutlu görüntüsüne aittir.



Şekil 3.17. Metal yay yerine tasarlanan elastomer sönümleyici

Çalışma koşulları altında her debriyaj damperi tork kapasitesinin motor torku özelliklerine göre iyi optimize edilmesi gerekir. Damper sistemi, motordan gelen üretilmiş torka dayanan ve titreşimleri sönümlenme amaçlı tasarlanan seri bağlanmış yaylardan oluşur. Elastomer damper yayı tasarımı sırasında, termal, frekansiyel bası ve çalışma süresi değişkenleri altında rijitlik kaybına sebep olan viskoelastik özelliklerin kontrolü amacıyla bazı önlemler alınmalıdır. Elastomer esaslı malzemeler sıkıştırılmaz olarak kabul edilir ve Poisson oranı 0.5 'tir (Cu ve ark. 2017).

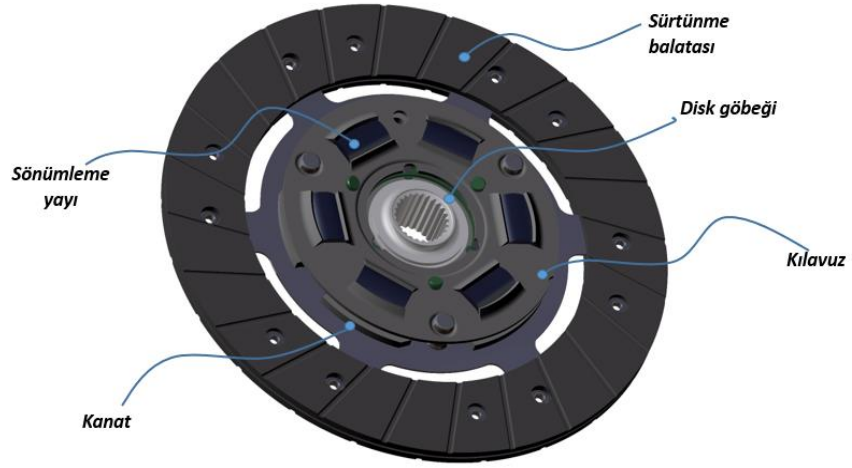
Şekil 3.18 metal yaylı ve elastomer yaylı debriyaj diski komplelerini göstermektedir. Metal yaylı debriyaj diski ve elastomer yaylı debriyaj diski arasındaki fark damper grubuna eklenen yayın malzemesi ve türüdür.



Şekil 3.18. Debriyaj diski a) Metal damper yaylı debriyaj diski b) Elastomer damper yaylı debriyaj diski

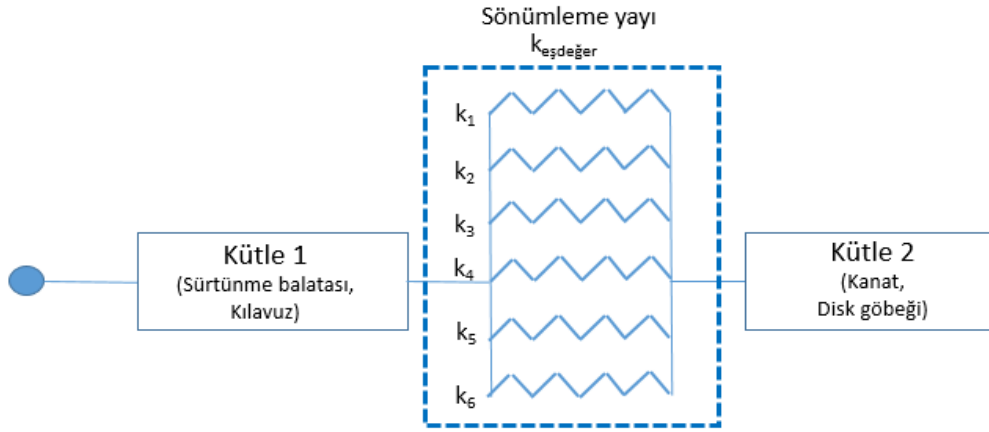
Şekil 3.19 kauçuk yayları ve debriyaj diskinin alt bileşenlerini gösterir. Debriyaj diskleri tork aktarımında sürtünmeden dolayı uzun süre dayanım gösterebilen kompozit balata malzemeleri içermektedir. Kompozit balatalar içlerinde elyaf, cam, seramik ve buna benzer takviye ve matris malzemelerin olduğu hibrit yapılardan oluşmaktadırlar. Debriyaj balataları, damper yaylarında olduğu gibi uzun ömür gereksinimine sahip olan yapılardan bir tanesidir. Kanat ve kılavuz componentleri ağır çalışma şartlarına dayanıklı olarak tasarlanması gereken ve metal damper yaylarının da etkisiyle meydana gelen metal-metal aşınmalarına karşı süreklilik sağlaması gereken yapılar içerisinde bulunmaktadır.

Debriyaj diski, damper yayları sayesinde sönümlenme sağlamak için nispeten hareket eden parçalardan oluşur. Damper yayları iki grubun ortasında yer almaktadır ve damper yayları vasıtasıyla sönümlenme sağlanabilmektedir. Damper yayı eşdeğer rijitliği her yayın rijitlik değerinin toplamından oluşmaktadır.



Şekil 3.19. Elastomer damperli debriyaj disk kompleksi ve alt komponentleri

Damper yayları bu grupların ortasına yerleştirilmiş ve sönümlenme onlar tarafından sağlanmıştır. Amortisör yayı sertlik değeri, her yayın (sertlik) tek sertliğinin toplamıdır. Bu çalışmada montaj 6 yaydan oluşmaktadır. Şekil 3.20 ile debriyaj diskinin modellenmesi ve sönümlenme sistemini göstermektedir. Debriyaj diski iki farklı kütle grubu ve bu kütle gruplarının arasında bulunan yay sisteminden oluşmaktadır.



Şekil 3.20. Debriyaj disk modeli ve alt grupları

Şekil 3.21 damper torku fonksiyonel ölçüm makinesine aittir. Sıkıştırma aşamasında, makine disk düzeneğini ters kuvvete dayanacak şekilde sıkıştırır. Bu faz sayesinde, damper direci torku hesaplanır ve doğrusal olmayan eğri elde edilir. Serbest bırakma

aşamasında ise direnç torku seçilen hızda serbest bırakılır ve elastomer damper yayları üzerindeki kuvvet giderek azalır.



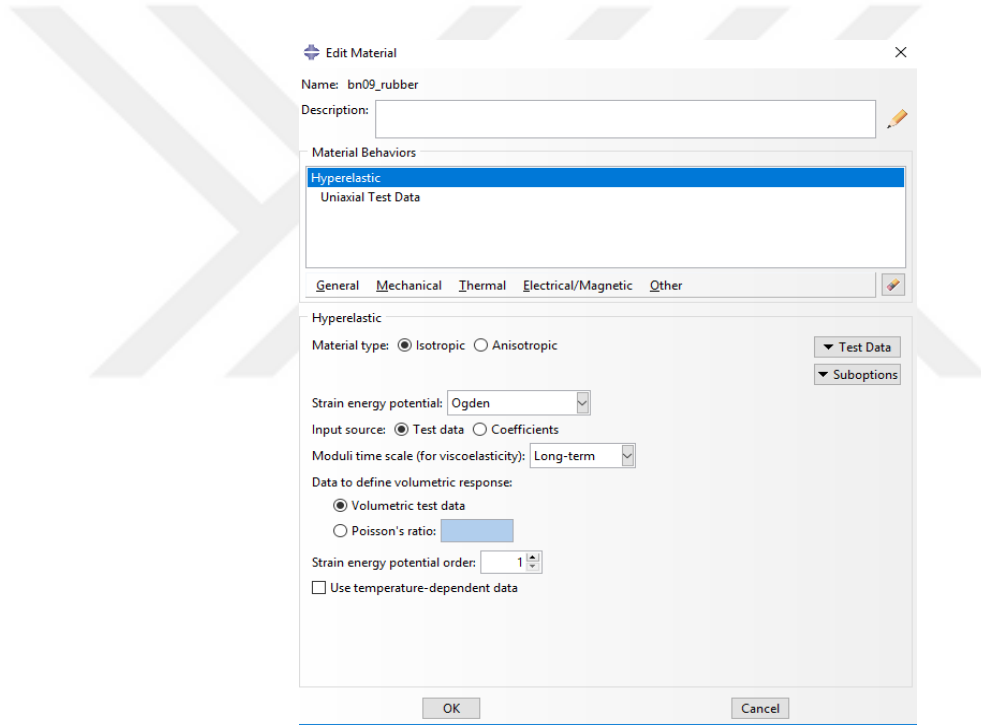
Şekil 3.21. Debriyaj diski damper torku ölçüm makinası

3.8. Elastomer Malzemelerin Sonlu Elemanlar Analizleri ile Modellenmesi

Bu bölümde elastomer NBR kauçuk malzemesinin elde edilen malzeme test verileri ile Sonlu elemanlar analizi (SEA) yöntemiyle hiperelastik ve viskoelastik modellemeleri analiz edilip incelenmiştir. Malzeme testleri ile SEA modellerinin doğrulanma aşamalarında hiperelastik ve viskoelastik modellemeler ANSYS ve ABAQUS programlarında gerçekleştirilmiştir. Dinamik modelleme (Frekansiyel modelleme) frekansiyel malzeme verileri ile modellemeye izin verdiği için ABAQUS programında gerçekleştirilmiştir. Her iki programda kabul edilebilir seviyede korelasyon yakalanmıştır ve analizlerde en iyi korelasyon sağlanan modeller incelenmiştir. Bu amaçla hiperelastik modellemede ABAQUS ve zamana bağlı viskoelastik modellemede ANSYS programı çalıştırılarak incelemeler yapılmıştır.

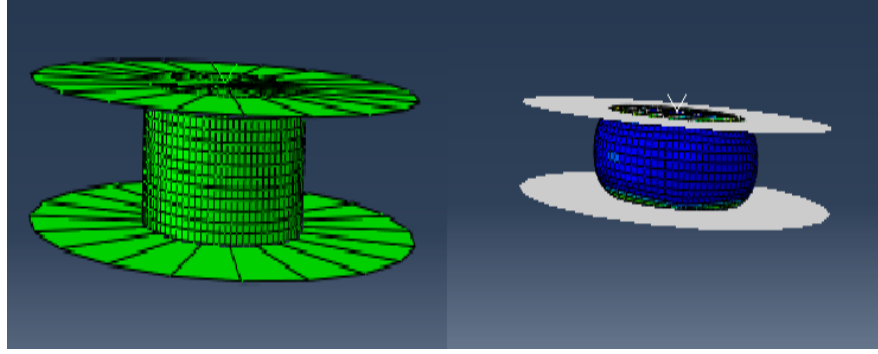
3.8.1. Hiperelastik SEA Modellemesi

Bu çalışma ABAQUS programında yapılmıştır. Malzeme testlerinden elde edilen veriler SEA modellerinde girdi olarak kullanılarak elastomer yayın modellenmesinde kullanılmaktadır. Bası testinde elde edilen veriler, SEA arayüzünde Şekil 3.22 'de gösterildiği gibi girilerek malzemenin karakteri modellenmiştir. SEA arayüzünde bası testinde test numunesinden elde edilen 'Reaksiyon kuvveti – yer değiştirme' verileri hiperelastik model için seçilmiştir. Elde edilen bası testi sonuçları 'Kuvvet – yer değiştirme' grafiğinden 'Gerilme – Uzama' verilerine dönüştürülmüştür. Bu veriler ise malzeme tanımına girilerek malzeme modellemesi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.22. Hiperelastik malzeme modeli tanım arayüzü (ABAQUS)

Şekil 3.23 sınır koşulları olarak iki rijit plaka arasında sıkıştırılmış elastomer damperin sonlu eleman modelini göstermektedir. Sınır koşullarını tanımlamak için alt rijit plaka sabitlenmiş olup üst rijit plaka aşağı doğru 5 mm hareket ettirilerek gerekli bası modellemesi gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar modeli 56482 düğüm ve 12928 prizmatik eleman içermektedir.

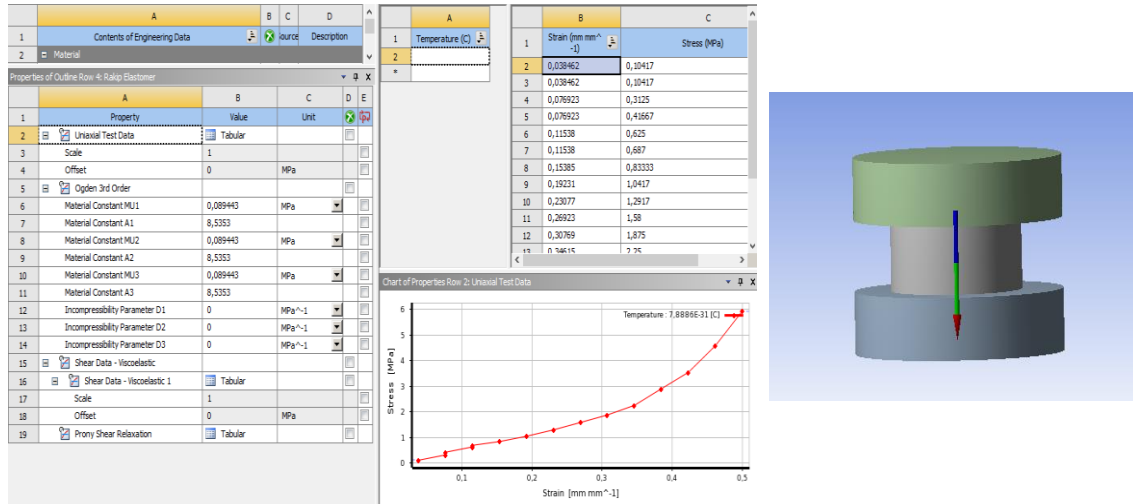


Şekil 3.23. Rijit plakalar arasında kauçuk bası testi modeli ve yerdeğiştirmiş model görüntüsü

3.8.2. Viskoelastik SEA modellemesi

Zamana bağlı modelleme

Viskoelastik modellemede ‘Gerilme-Gevşeme’ test verileri girdi olarak kullanılmıştır. Buna ek olarak, hiperelastik model tanımı da ANSYS ‘de viskoelastik model ile birlikte programa tanımlanması gereklidir (Şekil 3.24). Hiperelastik modellemede olduğu gibi, iki rijit plaka arasında sıkıştırılan elastomer yayın zamana bağlı olarak rijitlik kaybı gözlemlenmiştir.



Şekil 3.24. Viskoelastik modelleme arayüzü (ANSYS)

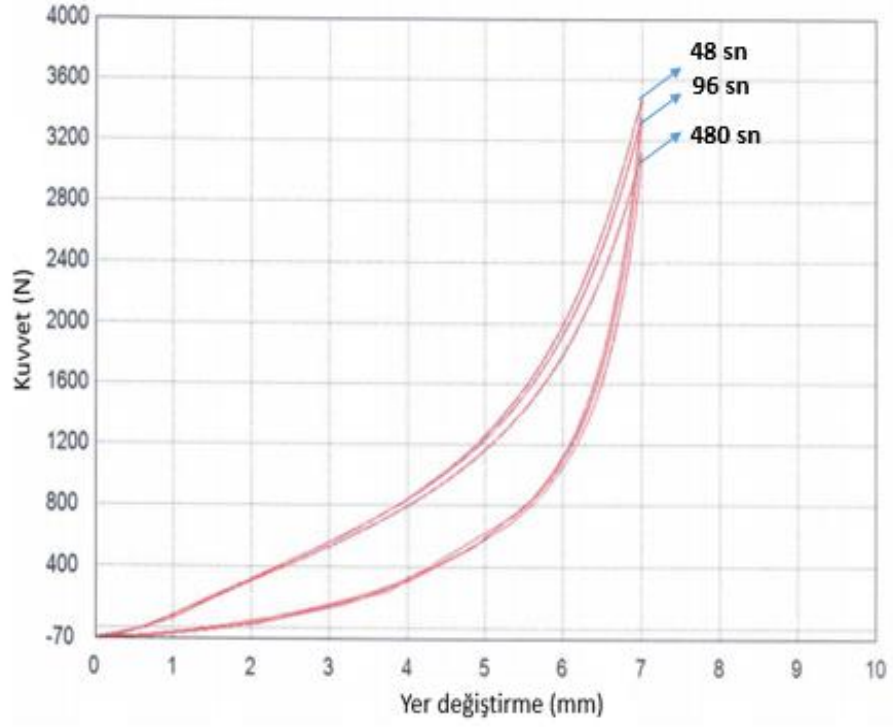
Viskoelastik davranış, zamana ve frekansa bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Bu tez çalışmasında, zamana ve frekansa bağlı deneysel testler de yapılmıştır. Zamana bağlı olarak modellemede, sıkıştırma süresi ile birlikte elastomer yayda oluşan rijitlik kaybı gözlemlenmektedir. Bu kayıp oranı daha sonra azalarak daha kararlı hale gelmektedir. Rijit plakalar arasında sıkıştırma hızı arttıkça malzemenin gösterdiği rekasiyon kuvveti artmaktadır. Frekans altında modellemede ise, bu davranışla doğru orantılı olarak sıkıştırma frekansı arttıkça elastomer yayın gösterdiği dinamik rijitlik artmaktadır.

Viskoelastik malzeme davranışı SEA 'da Prony serileri ile temsil edilir. Prony serisi, viskoelastik malzemelerin gerilme gevşemesini temsil eden bir seri denklemdir. Rijitlik modülü olarak da adlandırılan Shear (kayma) modülü ile belirtilir. $G(t)$, belirtilen zamandaki anlık değerlerdir ve rijitlik değerini temsil etmektedir. G_0 ilk rijitlik değeri, t_i^G gevşeme süresi ve N ise prony seri sayısıdır (Denklem 3.20). Gevşeme süresi (t_i^G) viskoelastisitenin elastikiyet oranını temsil eder. Yay rijitliği μ_i ve dashpot viskozitesi η_i dir. Gevşeme süresi, viskozitenin rijitliğe oranı olarak tanımlanır (Denklem 3.21).

$$G(t) = G_0 [a_{\infty}^G + \sum_{i=1}^N a_i^G \exp(-t/t_i^G)] \quad (3.20)$$

$$t_i = \eta_i / \mu_i \quad (3.21)$$

Bu denklemler zamana bağlı olarak kauçuk viskoelastik davranışını belirtmektedirler. Şekil 3.25 çeşitli döngü hızları ile gerçekleştirilen deneysel sıkıştırma testidir. En hızlı döngü kauçukta daha yüksek kuvvet reaksiyonuna neden olurken, en yavaş döngü düşük kuvvet reaksiyonuna neden olur.

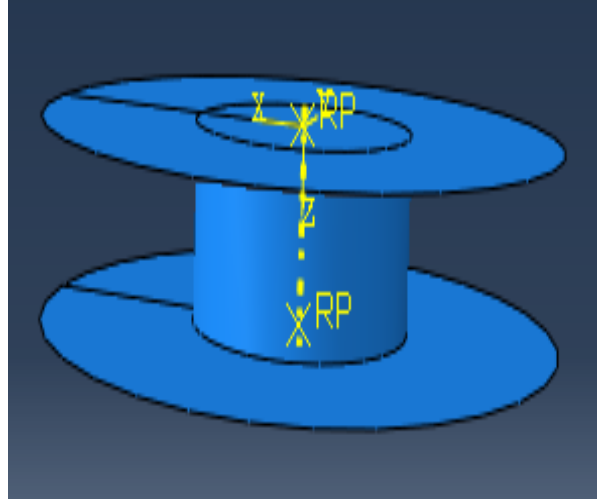


Şekil 3.25. Farklı hızlarda bası değerinde karşılaştırmalı örnek deneysel test

Elastomer malzemenin gösterdiği hiperelastik ve viskoelastik davranışlar, araç kullanım koşullarında elastomer yayın göstereceği davranışların temelini oluşturmakta ve tasarım temelleri açısından öngörü oluşturmaya imkan sağlamaktadır.

Dinamik modelleme (Frekansiyel tarama)

Bu çalışma ABAQUS programında yapılmıştır. Dinamik modellemede kinematik analiz yöntemi seçilip, viskoelastik ve hiperelastik malzeme tanımlamalarının ardından model çalıştırılmıştır. Şekil 3.26 debriyaj sisteminde elastomer yayın çalışma koşullarını temsil edecek şekilde kurulan modeli göstermektedir. İki rijit plaka arasında elastomer yay tanımı yapılarak, frekansiyel test aralığı seçilmiştir. Alt ve üst bölgede frekansiyel olarak sıkıştırma görevi bulunan plakalar rijit seçilmiştir ve rijit plakalar için malzeme tanımı yapılmamıştır.



Şekil 3.26. Frekansiyel tarama testi SEA modeli

Frekansiyel tarama testinde elastomer malzemelerde bulunan dinamik rijitlik karakteri ortaya çıkarılır ve frekans altında göstereceği davranış tespit edilir. Program model çözümünde, frekans tabanlı çözümü ile frekans değişimi altındaki davranışı tanımlayabilmektedir (Denklem 3.22).

$$\sigma = 2|G' + iG''|e^{\exp(i(\Omega t + \delta))} + |K' + iK''|\Delta \exp(i(\Omega t + \delta)) \quad (3.22)$$

Burada, G' ve G'' depolama ve kayıp shear (kayma) modüllerini temsil ederken, K' ve K'' ise depolama ve kayıp hacim (bulk) modüllerini temsil etmektedir. Ω ve δ ise sırayla frekansı ve faz açılarını temsil etmektedir.

3.9. Elastomer Yaylı Debriyaj Sisteminin ve Güç Aktarım Sisteminin Bir Boyutlu Modellenmesi

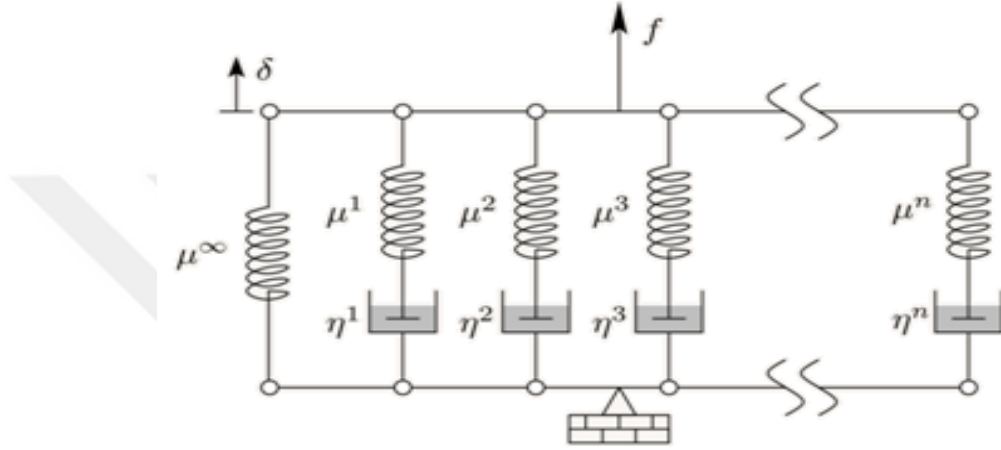
Bu bölümde elastomer yaylı debriyaj disk kompleksinin ve elastomer yaylı debriyaj diski kullanılan güç aktarım sisteminin bir boyutlu modellemeleri incelenmiştir.

3.9.1. Bir Boyutlu Kavrama Modeli

Bu çalışmada AMESim programı ile debriyaj damper sistemi modellenmiştir. AMESim programı mekanik, dinamik ve sistem modellerini içeren ve tasarım sürecinde sistemin davranışlarının modellenebileceği bir ortam sağlamaktadır. Kavrama modelinde

kullanılan elastomer damperin tanımlamasında gerçek malzeme testinden elde edilen sonuçlar girdi olarak kullanılmıştır.

Viskoelastik davranış, LMS AMESim'de geliştirilmiş Maxwell viskoelastik modeli ile tanımlanmıştır. İçinde viskoelastik zamana bağlı ve elastik davranış içeren bazı paralel dashpot ve doğrusal yay grupları bulunmaktadır (Şekil 3.27).

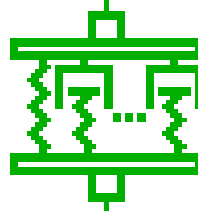


Şekil 3.27. Bir boyutlu elastomerik debriyaj diski simülasyonu için geliştirilmiş Maxwell viskoelastik malzeme modeli

Şekil 3.27 ile gösterilen viskoelastik malzeme modeli ile viskoelastik debriyaj damper yayı aşağıda belirtilen denklem 3.23 ile gösterilmiştir. Bu denklemde; Dashpot viskozitesi: η^i ve Yay rijitliği: μ^i ile gösterilmiştir. Bu durumda gevşeme zamanı (τ^i) dashpot viskozitesinin yay rijitliğine oranıdır. Gevşeme zamanı viskoelastik malzemenin zaman içinde gösterdiği rijitlik kaybını temsil etmektedir.

$$\tau^i = \eta^i / \mu^i \quad (3.23)$$

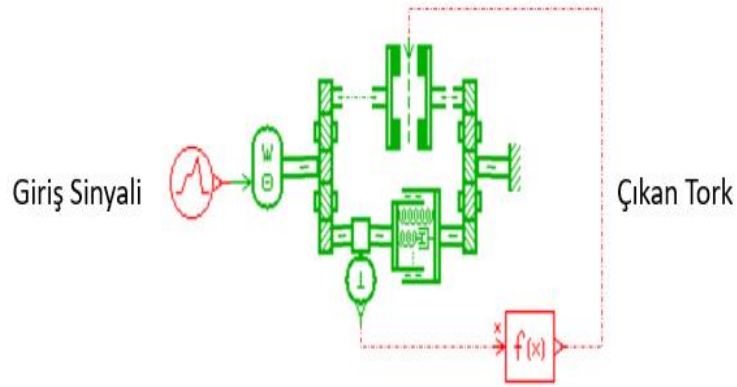
Şekil 3.28 AMESim programı içerisinde viskoelastik yay tanımlanmış olan elastomer kauçuk yay modelini göstermektedir. Denklem 3.24 ise AMESim programında elastomer yay rijitliğinin tanımında kullanılan eşitliğe aittir.



Şekil 3.28. Amesim kauçuk yay modeli

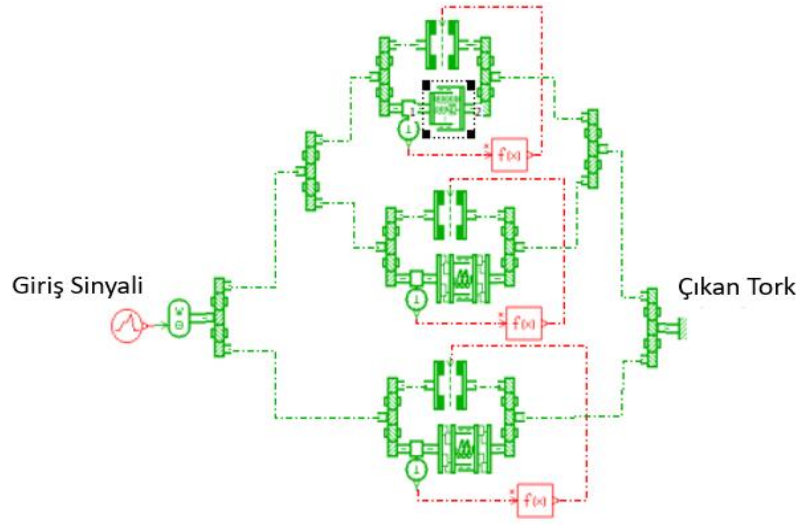
$$F(s) = \frac{e}{x} = k_0 + \frac{r_1 \cdot k_1 \cdot s}{r_1 \cdot s + k_1} + \frac{r_2 \cdot k_2 \cdot s}{r_2 \cdot s + k_2} + \dots + \frac{r_n \cdot k_n \cdot s}{r_n \cdot s + k_n} \quad (3.24)$$

Debriyaj kavrama sisteminin bir boyutlu modellenmesinde damper sisteminin çalıştırılması için sinyal gönderilerek, hangi sürede ve ne kadar sıklıkla damper sisteminin görev yapacağı belirlenmektedir. Buna ek olarak, tek bir yayın tanımlanmış olduğu sistemlerde tek kademeli yay karakteristiği olmaktadır. Damper kavrama modelinde, debriyaj sisteminin kendi içerisinde sürtünme yoluyla olan kayıpları tanımlamak amacıyla histeresiz (tork kaybı) tanımlanmıştır (Şekil 3.29)



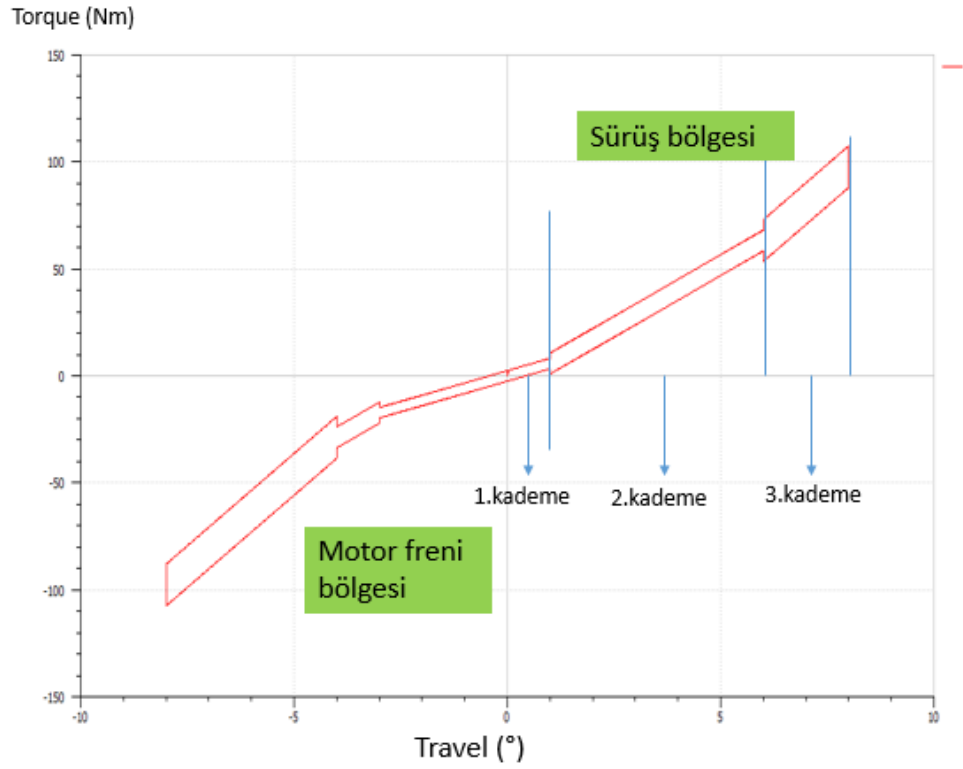
Şekil 3.29. Bir boyutlu debriyaj damper modeli & tek damper kademesi

Şekil 3.30 üç kademeli debriyaj damper sistemini göstermektedir. Bu damper sisteminde disk kompleksinde bulunan yaylar üç farklı rijitlik karakterine sahiptir ve bu davranış aktarılan tork altında titreşimlerin sönümlenmesi için debriyaj sisteminin farklı sönümleme kapasitelerine sahip olacağını göstermektedir.



Şekil 3.30. Bir boyutlu debriyaj damper modellemesi & üç damper kademesi

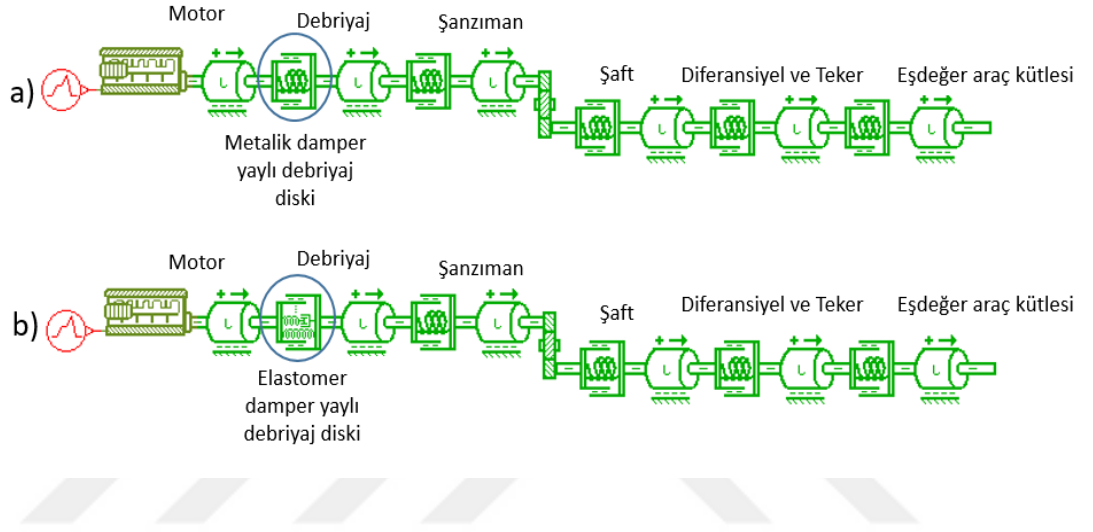
Şekil 3.31 üç kademeli damper tasarımında debriyaj sisteminin sahip olacağı damper torku karakteristiğini göstermektedir. Bu tasarım ile damper sisteminin dönüş yönüne göre göstereceği tork karakteristiğindeki çeşitlilik ve her farklı yayda farklı rijitliğinin elde edileceği dikkate alınmalıdır.



Şekil 3.31. Bir boyutlu debriyaj damper modellemesi & üç damper kademesi

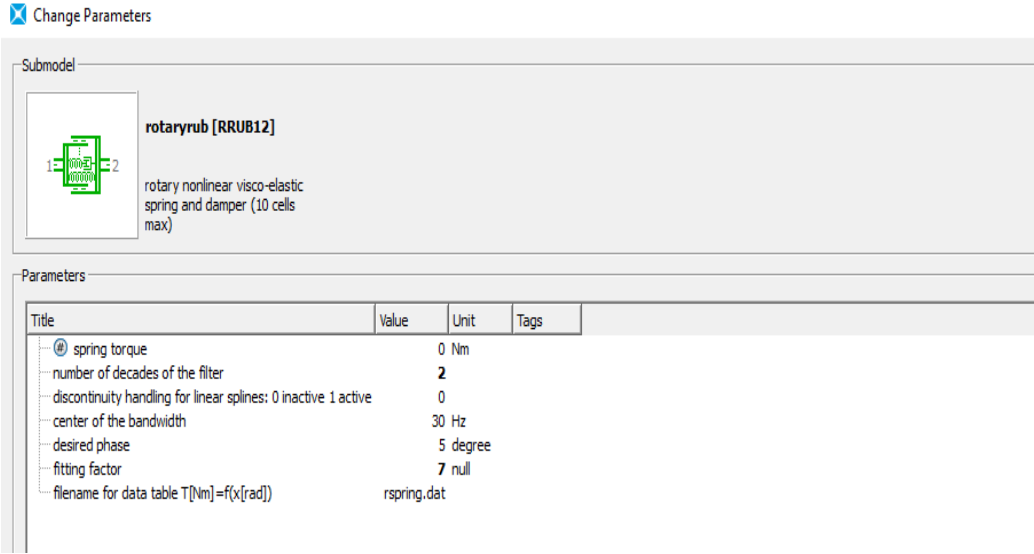
3.9.2. Bir Boyutlu Güç Aktarım Sistemi Modellemesi

Bir boyutlu kavrama modelinin ardından sistemin modellenmesi için güç aktarım sistemi modellemesi çalışılmıştır. Otomobil güç aktarım sistemi tanımlamasında her bir alt ana komponentin (Örnek: şaft, dişli kutusu, debriyaj) özgül ağırlık, rijitlik, vb. bilgilerine sahip olmak gerekmektedir. Bu modelleme çalışmasında kullanılan bilgiler elastomer yay için hedef araç aplikasyonundan alınan gerçek bilgiler ile yapılmıştır.



Şekil 3.32. Bir boyutlu güç aktarım sistemi modeli a) Metalik yaylı b) Elastomer yaylı

Debriyaj damper modeli viskoelastik kauçuk yay ve histerezis parçalarından oluşur. Bu çalışmada histerezis kaybı dikkate alınmamıştır. Yükleme ve serbest bırakma işlemini simüle eden çevrim sinyalleri, gerçek disk düzeneğinin sınırlamaları ile belirli aralıklarla verilmiştir. Bu bölümde debriyaj disk 1-D modellemesi araştırılmış ve viskoelastik doğrusal olmayan kauçuk damper modeli güç aktarma sistemi sistemine yerleştirilmiştir (Şekil 3.32). Sistem elastomer kauçuk damper, histerezis (tork kaybı) kısmı, tork aktarma kısmı ve çalışma frekansını düzenleyen sinyaller içerir. Kauçuk yay arayüzü, kauçuk yayın maruz kaldığı titreşim frekansını temsil eden frekans parametrelerini ve .dat dosyası kullanılarak kauçuk yay bası testi sonuçları baz alınarak doldurulması gereken “Damper torku - Radyan” giriş alanını içerir (Şekil 3.33).



Şekil 3.33. Viskoelastik yay malzeme tanım klasörü

3.10. Elastomer Damperli Disk Komplexine Yapılan Fonksiyonel Testler

Bu bölümde anlatılan testler, elastomer damperli debriyaj diski kompleksinde aracın gerçek çalışma koşullarında debriyaj sisteminin göstereceği davranışı test etme ve elastomer yay davranışı için test prosedürü geliştirme amaçlı yapılan testleri içermektedir. Geleneksel olarak debriyajlarda kullanılan metalik yaylara uygulanan test prosedürlerinin metalik malzeme özelliğinin gereğince farklı olduğunu öngörerek, performans karşılaştırması yapmak ve araçta olası karşılaşılabilecek risk parametrelerini değerlendirmek amacıyla benzer şartlar altında testler gerçekleştirilmiştir.

Şekil 3.34 ile gösterilen elastomer yaylı ve metalik yaylı debriyaj diski kompleleri teste giren örnek gerçek parçaları temsil etmektedirler. Her iki debriyaj diski kompleşi birebir aynı olmakla birlikte sadece kullanılan damper yayları bakımından farklıdırlar. Elastomer ve metalik yaylar aynı geometrik pakete ve hacim sınırlarına sahiptirler.

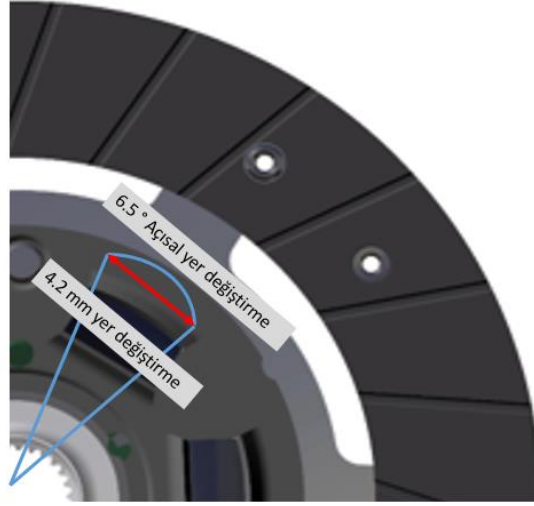


Şekil 3.34. Testlerde kullanılan örnek elastomer yaylı ve metalik yaylı debriyaj diski kompleleri

3.10.1 Oda Sıcaklığında Yapılan Fonksiyonel Testler

Bu bölümde anlatılan test yöntemi, debriyaj diski komplelerinin gerçek araç kullanımı koşullarında göstereceği dayanımın test edilmesinde kullanılmaktadır. Testler oda sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Bu testteki asıl amaç farklı frekanslarda titreşim altında elastomer damper yayları üzerinde oluşan rijitlik kayıplarının gözlemlenmesi ve elastomer yayın göstereceği davranışın karakterize edilmesidir. Yay komponenti disk komplelerinde en kritik komponentlerden biridir, optimum tasarım ve doğru belirlenmiş test prosedürleri ile test edilmesi gerekmektedir.

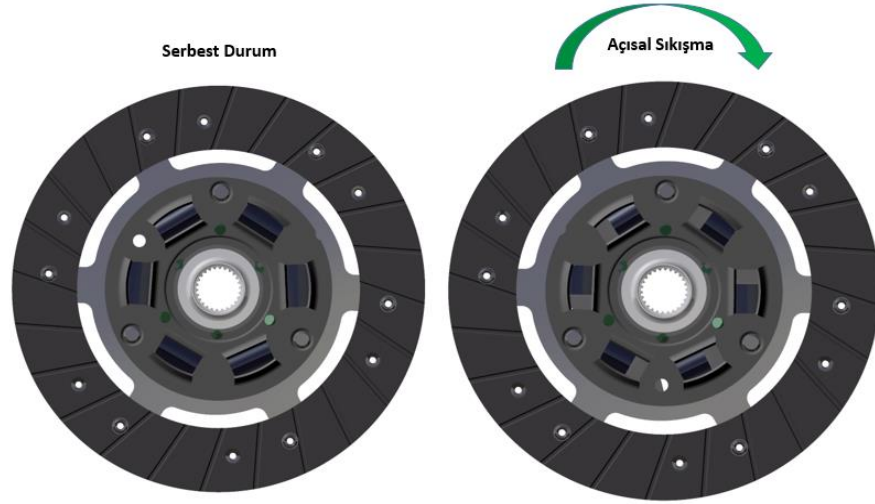
Burulma dayanımı testi debriyaj diski kompleşi üzerine belirli frekansta verilen torklar ile yaylarda meydana gelen frekansiyel sıkışma sonucu yayların davranışının karakterize edildiği bir testtir. Şekil 3.35 bu test boyunca meydana gelen radyal sıkışmanın gerçek lineer sıkışma miktarı ile olan karşılaştırmasını vermektedir. Bu testlerde meydana gelen 6.5° radyal sıkışma lineer olarak 4.2 mm yer değiştirme ile sonuçlanmaktadır. Bu durumda elastomer yayın gelen tork ile maksimum derecede sıkışmaya karşı göstereceği reaksiyon kuvvetinin değeri lineer olarak 4.2 mm sıkışmaya eşit olmaktadır.



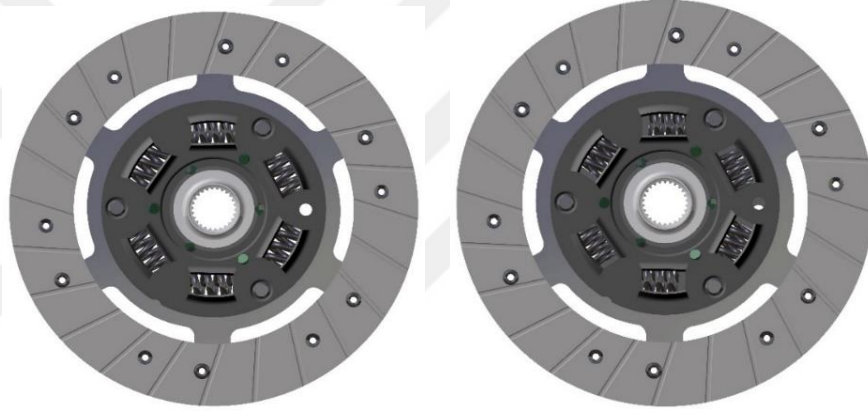
Şekil 3.35. Açısal yer değiştirme & Lineer yer değiştirme – Görsel karşılaştırma

Burulma dayanımı testi, yaylarda motorda üretilen tork değişkenlerine karşı dayanma gücünü gösterir ve sürüş koşullarında en kötü durumu temsil edecek şekilde yapılmaktadır. Sürücü profili, klima durumu açık / kapalı, aydınlatma açık / kapalı, yakıt tipi benzin / dizel, yakıt kalitesi, motor bakım kalitesi, kötü ve zorlayıcı kullanım vb. gibi durumlar otomobilin tork salınımları üzerinde birçok etkiye sahiptir. Elastomer damperli yaylara sahip disklere, frekansiyel sıkıştırma ve serbest bırakma fazlarını temsil eden 1 Hz, 3 Hz ve 6 Hz burulma dayanımı testlerine maruz bırakılmıştır.

Şekil 3.36 elastomer yaylı disk kompleksinin ve metalik yaylı disk kompleksinin ‘Burulma dayanımı’ testinde bir çevrimde meydana gelecek açısal sıkışma durumunu ve serbest durumu göstermektedir. Sönümlenme yayları motorda tork üretilmediği durumlarda serbest konumda olurken, motorun ürettiği torkun aktarımı sırasında mutlaka sıkışma durumuna geçecektir. Motorda üretilen torklarda düzensizlikler olması durumunda ise (titreşim durumu) damper yayları farklı derecelerde sıkışarak sönümlenme işlemini gerçekleştirirler. Tezgah testlerinde gerçek kullanım koşullarında olduğu gibi damper yayları sürüş ve motor freni yönlerinde maksimum kurs yapacak şekilde sıkıştırılırlar ve en kötü araç kullanımı koşullarını temsil edecek şekilde uygulanırlar.



a) Elastomer yaylı debriyaj diski kompleksi

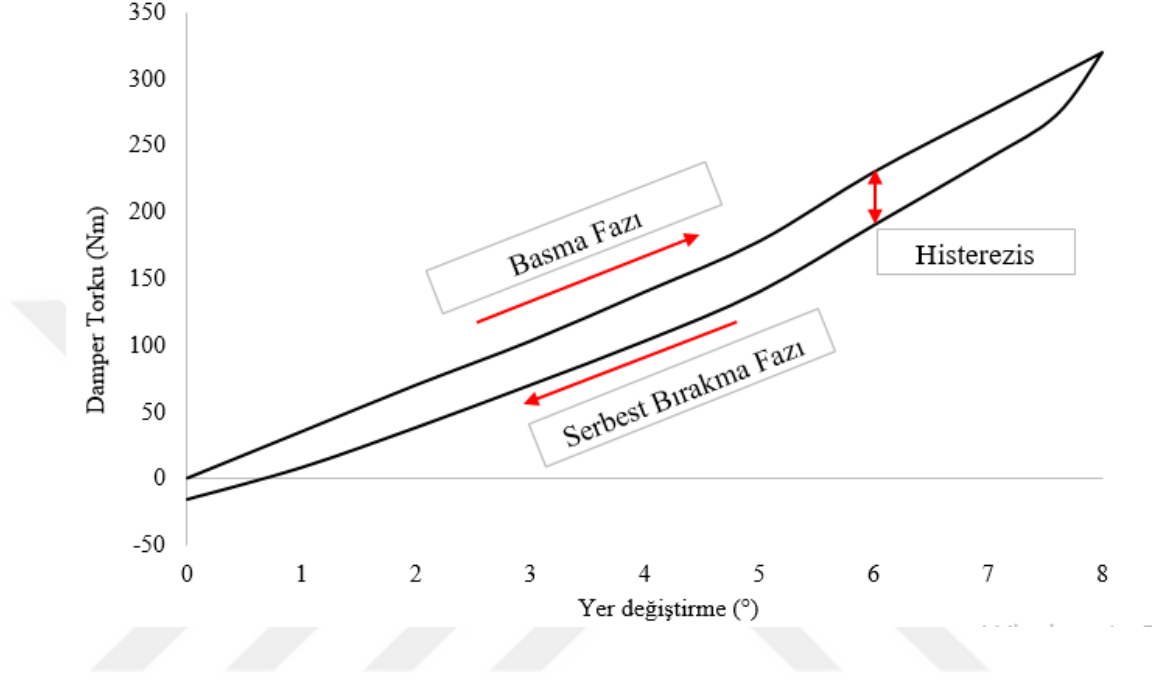


b) Metalik yaylı debriyaj diski kompleksi

Şekil 3.36. Burulma dayanıklılık testi: serbest durum ve tork altında sıkışma durumu

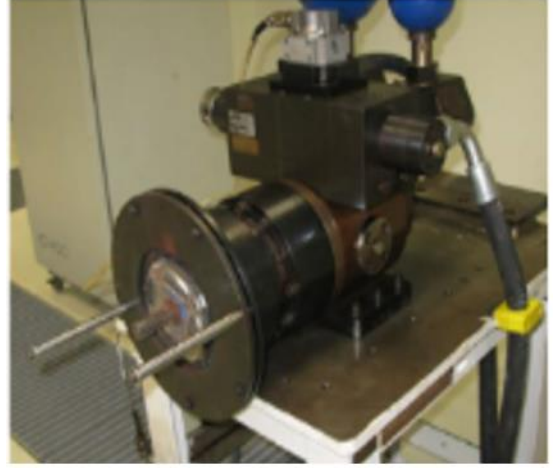
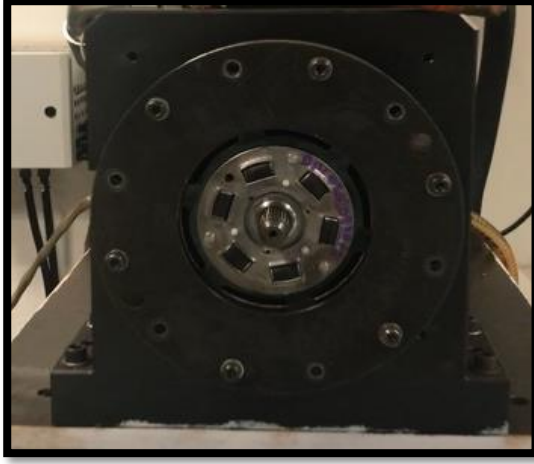
Debriyaj sistemi için tork eğrisi ile gösterilen damper torku kapasitesini elde etmek için damper tork ölçümü gerçekleştirilir. Sıkıştırma aşaması yükleme döngüsünü temsil ederken (loading), serbest bırakma aşaması yük boşaltma döngüsünü temsil eder (unloading). Damper torku ölçülürken, damper yayları tahrik plakası tarafından sıkıştırılır (Şekil 3.37). Tork eğrisi dönme yönüne göre oluşturulur. Damper tork ölçümü aynı zamanda iç sürtünme ve iç ısı dağılımı nedeniyle yükleme ve boşaltma durumları arasında meydana gelen tork kaybı olan histerezis değerini de gösterir. Histerezis, sıkıştırma ve serbest bırakma yükleri arasındaki tork kaybıdır (Bani ve ark. 2012) . Histerezis damper yaylarının iç enerji kaybına ve disk bileşenlerinin içindeki sürtünme kaybına bağlı olarak

ortaya çıkar (Kottapalli ve ark. 2010). Sürüş konforunu ve otomobildeki parçaların dayanıklılığını artırmak için motorda üretilen düzensizliklerin filtrelenmesi gerektiğinden dolayı her ürün tipine özgü olarak histerezis tanım aralıkları gereklidir.



Şekil 3.37. Debriyaj diski damper torku eğrisi - Tork (Nm) vs. Açı (°)

Şekil 3.38 burulma dayanıklılığı testi makinesini göstermektedir. Bu makinede, kavrama diski düzeneğinde birbirine göre göreceli hareket edebilen test flanşları burulma sıkıştırmasının sağlanması için montaj edilmiştir. Burulma dayanıklılığını ölçen bu testlerde, debriyaj diski damper sistemi araç torkuna göre belirli bir güvenlik katsayısı dikkate alınarak test edilir. Bunun amacı, yol koşullarında debriyaj üzerine gelen ve beklenmeyen fazla tork oluşması durumunda bu torkun güvenli bir şekilde aktarılmasını sağlamaktır. Test tezgahı çeşitli frekanslarda radyal kuvvet sağlayabilen ana makinaya bağlıdır. Frekansiyel sinyaller ile iletilen hidrolik kuvvetler sayesinde istenen aralıklarda burulma dayanıklılığı testi gerçekleştirilebilir. Testin gerçekleştirildiği makine en fazla 8 Hz frekansta radyal kuvvet üretme kapasitesine sahiptir.



Şekil 3.38. Burulma dayanımı tezgah testi – Test makinası

3.10.2. Sıcaklık Altında Yapılan Fonksiyonel Testler

Bu bölümde anlatılan testler, debriyaj muhafazasında oluşabilecek potansiyel sıcaklık oluşumlarında elastomer damperli debriyaj sisteminin göstereceği davranışı öngörmek amacıyla yapılmıştır. Sıcaklık debriyaj sistemi için iyi analiz edilmesi gereken bir faktördür ve sistem komponentleri üzerinde olumsuz etkileri olabilmektedir. Elastomer malzemelerin çapraz bağlanmış polimer zincirlerinden oluşması, sıcaklığın bu bağları zayıflatması sonucu ürün rijitliğinde azalmayı ortaya çıkarabilir. Araç kullanımı koşullarında debriyaj muhafazası sıcaklığı kullanım profiline bağlı olarak sürekli değişme eğilimi gösterir. Örneğin, yoğun trafik sırasında sürekli debriyaj üzerinde ayırma kavrama meydana gelmesi, sürtünme yüzeyleri üzerinde slipaj (kayma) sonucunda ortam sıcaklığının artışı ortaya çıkartır.

Fırın Testi

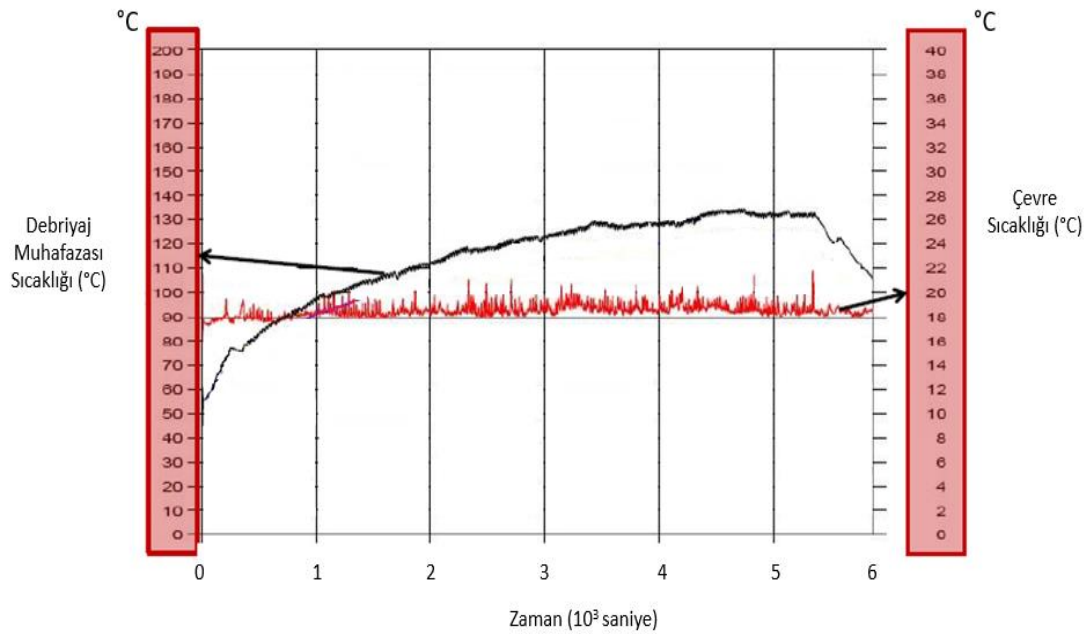
Kauçuk ve metalik damperin sıcaklık altında karşılaştırmalı davranışlarını görmek için fırın testi uygulanmıştır. İlk hedef, iki tür damperin soğuma eğrilerini karşılaştırmak ve daha sonra soğuma aşamasında elastomer yaylı debriyaj disk kompleksinin belirli süre aralıklarında damper tork eğrisini ölçerek davranışını gözlemlemektir. Testten hemen sonra sıcaklıklar lazer termometre ile ölçülmüştür ve zaman içinde belirli aralıklarla kaydedilmiştir. Şekil 3.39 sıcaklık ölçüm yöntemini göstermektedir.



Şekil 3.39. Lazer termometre ile metalik yaylı ve elastomer yaylı debriyaj disk kompleleri için fırın testleri ve sıcaklık ölçümleri

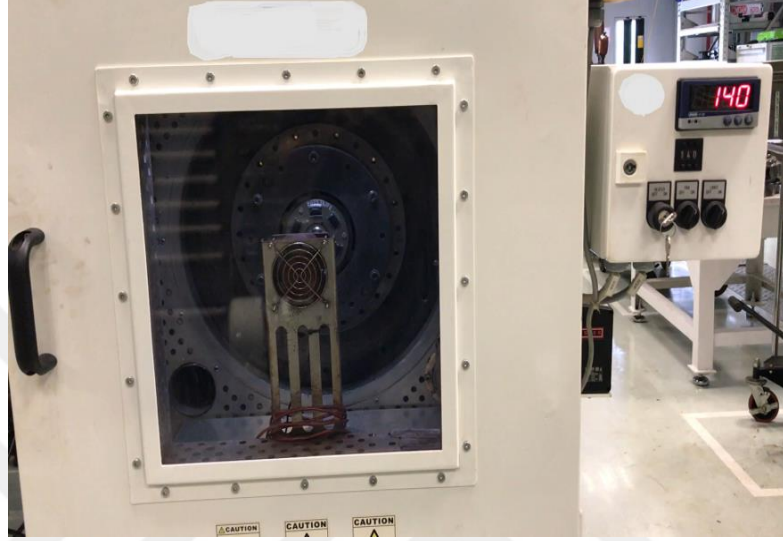
Sıcaklık Altında Burulma Dayanımı Testi

Şekil 3.40 Valeo firması tarafından gerçekleştirilen deneysel trafikte araç zorlaması (Traffic jam) testini göstermektedir. Bu test sırasında, debriyaj muhafazası sıcaklığının kötü sürüşle artma eğiliminde olduğu ve debriyaj diskinde yaşanan sürekli ayırma-kavrama durumları azaldığı zaman sıcaklığın da azaldığı görülmektedir. Bu test debriyaj diski yaylarının ısı yük limitleri açısından modellenmesi hakkında fikir vermektedir.



Şekil 3.40. Trafik sürüşü (Traffic jam) koşullarında debriyaj muhafazası deneysel sıcaklık ölçümü (Valeo Otomotiv, 2016)

Şekil 3.41 'Sıcaklık altında burulma dayanıklılığı' test makinesini göstermektedir. Bu test, frekans altında sıkıştırmaya paralel olarak termal yük sağlayan kapalı ısı kabini yapılmıştır. En kötü koşulları görmek ve gerçek sürüş koşullarını simüle etmek için test frekansı 6 Hz olarak seçilmiştir.



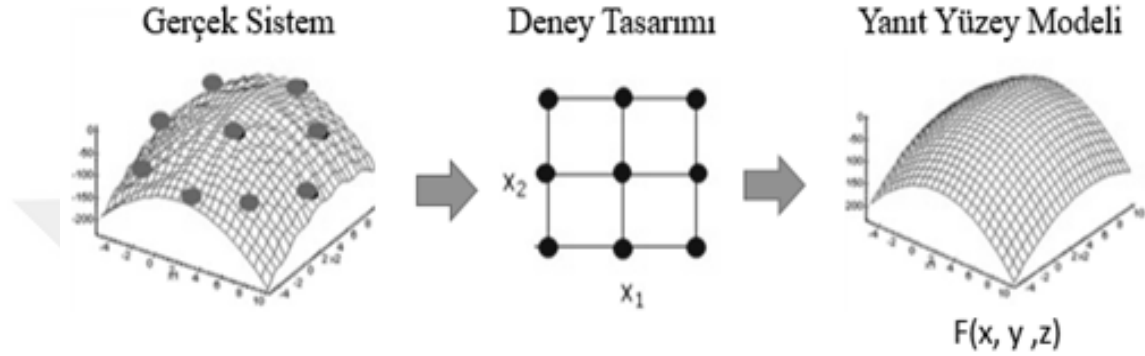
Şekil 3.41. Sıcaklık altında burulma dayanıklılığı testi & Frekansiyel test makinası ve sıcaklık kabini

Bu test, gerçek araç testlerinde ölçülen en yüksek debriyaj mahfazası sıcaklığı baz alınarak aynı sıcaklıkta yapılmıştır. Sürüş koşullarında, damperlerin yükleme ve boşaltma aşaması çeşitli sıcaklık seviyelerinde meydana gelir. Bu çalışmada, ortam sıcaklığı deneysel olarak ölçülen en yüksek sıcaklıklardan biri olan 140 ° C olarak seçilmiştir (Şekil 3.41). Sıcaklık altında burulma dayanımı testi bu çalışmada 100 bin çevrim için yapılmıştır ve her 20 bin çevrimde bir fonksiyonel ölçüm makinasında ölçüm yapılarak damper tork eğrileri elde edilmiştir.

3.11. Deney Tasarımı ve Yanıt Yüzey Metodu ile Şekil Optimizasyonu Probleminin Tanımlanması

Standart bir optimizasyon problem tanımı için amaç ve kısıt fonksiyonları kullanılır. Optimizasyon çözüm zamanını düşürmek için sonlu elemanlar modelini yaklaşık olarak temsil eden yanıt yüzeyi modelleri kullanılabilir. Giriş değerleri (şekil parametreleri) ile çıkış değerleri (gerilme, deformasyon, kuvvet vb.) arasındaki ilişkiyi tanımlamak için

deney tasarımı yöntemi kullanılabilir (Şekil 3.42). Bu çalışmada elastomer yaylar için yapılan malzeme testleri, elastomer yay ürünü testi ve SEA çalışmaları deney tasarımı ile çeşitlendirilerek yanıt yüzey modeli oluşturulmuştur. Elde edilen yanıt yüzey fonksiyonunun modellenmesinde ve optimum tasarımın elde edilmesinde optimizasyon algoritmaları kullanılmıştır.

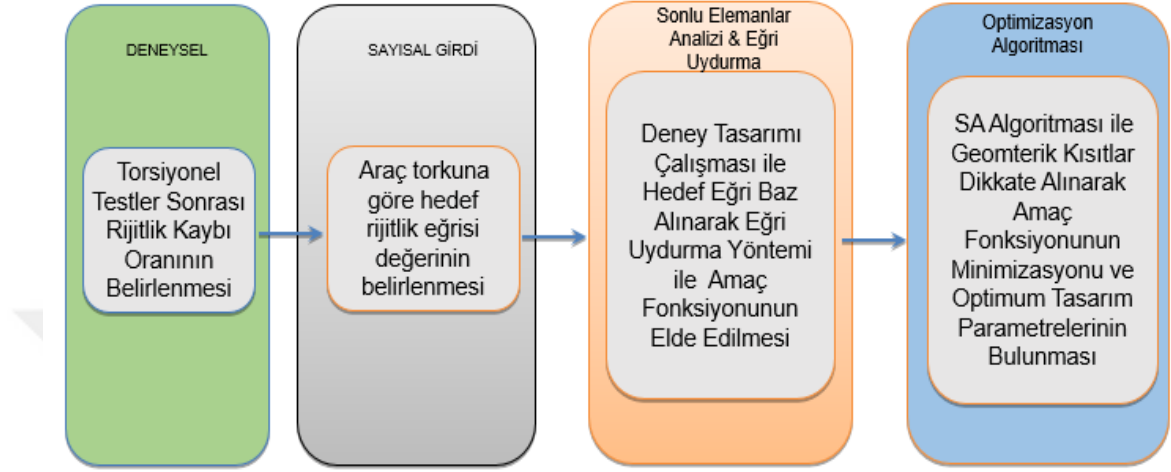


Şekil 3.42. Yanıt yüzey modeli tanımı

Tez çalışmasında elastomer yaylar için deneysel tezgah testleri ve şekil optimizasyonu içeren süreçte izlenen yöntemliliği Şekil 3.43 ile gösterilmiştir. Elastomer damperli debriyaj disklerinde test öncesinde, test sırasında ve test sonrasında alınan fonksiyonel ölçümler damper torklarında kayıpları, yani birim elastomer yaylarda meydana gelen rijitlik kayıplarını ve oranlarını vermektedir. Bu kayıp oranları hedef araç uygulaması için damper torku seçiminde kullanılacak güvenlik faktörü katsayısının bulunmasını sağlamaktadır. Bu sayede araç torkuna göre hedef rijitlik eğrisi elde edilmiştir. Bunun ardından, SEA ile deney tasarım yöntemi uygulanarak çok faktöriyelli değişkenler oluşturulmuştur. SEA modelleri elastomer malzeme testleri ile doğrulanıp korelasyonu yapıldıktan sonra bu çalışmada kullanılmıştır.

En son aşamada istatistiksel bir yöntem olan ki-kare yaklaşımı ile deney tasarımında bulunan sapmalar eğri uydurma yöntemi ile fonksiyona çevrilerek minimizasyonu yapılacak ki-kare fonksiyonu elde edilmiştir. Bu fonksiyonun elastomer geometrinin kısıtları dikkate alınarak Python dilinde Tavlama benzetimi algoritması ile çözülmesine karar verilmiştir. TB algoritması penaltı fonksiyonları adapte edilerek ki-kare fonksiyonunu çözerek optimum elastomer yay şekil parametrelerine yaklaşım

göstermiştir. Elde edilen optimum elastomer yay tasarım değerleri hedef araç uygulaması için kullanılacak güvenlik katsayısı eklenmiş rijitliğe sahip olan elastomer yayları temsil etmektedir (Şekil 3.43).



Şekil 3.43. Araştırmada izlenen sayısal ve deneysel yöntem bilim

3.12. Python Dilinde Tavlama benzetimi Algoritması ile Şekil Optimizasyonu

3.12.1 Optimizasyon

Optimizasyon tanımı, belirli bir sistemde belirli kaynakların kullanılarak amaçlanan fonksiyon için en iyi sonucun elde edilmesini ifade etmektedir. Optimizasyon problemlerinde amaç fonksiyonu eldeki değişkenler kullanılarak minimize ya da maksimize edilmektedir. Optimizasyon problemlerinde yer alan değişkenlere ve parametrelere göre genel tanımlamalar aşağıdaki gibi yapılabilmektedir;

$$\text{Amaç fonksiyonu: } f(x) \text{ minimum veya maksimum: } f(x): (x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (3.25)$$

$$\text{Eşitsizlik kısıtlayıcıları: } g_j(x) \leq 0 \quad j=1, \dots, m \quad (3.26)$$

$$\text{Eşitlik kısıtlayıcıları: } h_k(x) = 0 \quad k=1, \dots, n \quad (3.27)$$

Optimizasyon problemleri amaçlarına göre ikiye ayrılmaktadır, tek amaçlı optimizasyonlar ve çok amaçlı optimizasyonlar. Tek amaçlı optimizasyon problemlerinde

sadece tek bir amaç vardır, çok amaçlı optimizasyonlarda ise birden fazla amacın eniyilemesi sağlanmaya çalışılır.

Optimizasyonun problemlerde uygulanması iki şekilde olabilir; kesin metotlar problemin global optimum cevabını bulan metot ya da algoritmalarıdır, yaklaşık metotlar ise kesin metotlar ile çözümü zor olan ve zaman alan optimizasyon problemlerinin cevabını daha hızlı şekilde veren metotlardır. Bu problemlere örnek olarak Sezgisel ve Metasezgisel Yöntemler verilebilmektedir. Sezgisel algoritmalar gurubunda yer alan ve çok tercih edilen algoritmalarından bazıları aşağıda belirtilmiştir;

Genetik Algoritmalar; Genetik algoritmalar, evrim algoritmalarının içerisinde yer almaktadırlar. Mutasyon, çarpazlama gibi seçim operatörleri ile evrim teoremini esas almışlardır.

Tavlama benzetimi algoritması; Metallerin tavlama sürecindeki davranışlarını esas alır. Boltzmann faktörü sayesinde global arama yapacak şekilde tasarlanmıştır ve kötü çözüm aramalarına da geçilmesine olanak sağlayarak yerel optimum çözümlere yaklaşmayı önleyerek global çözümlere ulaşma imkanı verir.

Sürü Zekası; Sürü algoritmaları doğada sürülerin hareketlerinden esinlenerek oluşturulmuş arama algoritmalarıdır. Sürü bireyleri birbirleriyle etkileşim halinde en iyi çözüme yaklaşarak problemi ortadan kaldırmaya çalışırlar.

Tabu Araması; Bu algoritmalarda çözüme götüren adımlarda tekrarlı hareket yapılmasını önleyerek en iyi çözüme ulaşmada bölgesel araştırma yapılmaktadır.

3.12.2 Tavlama benzetimi algoritması

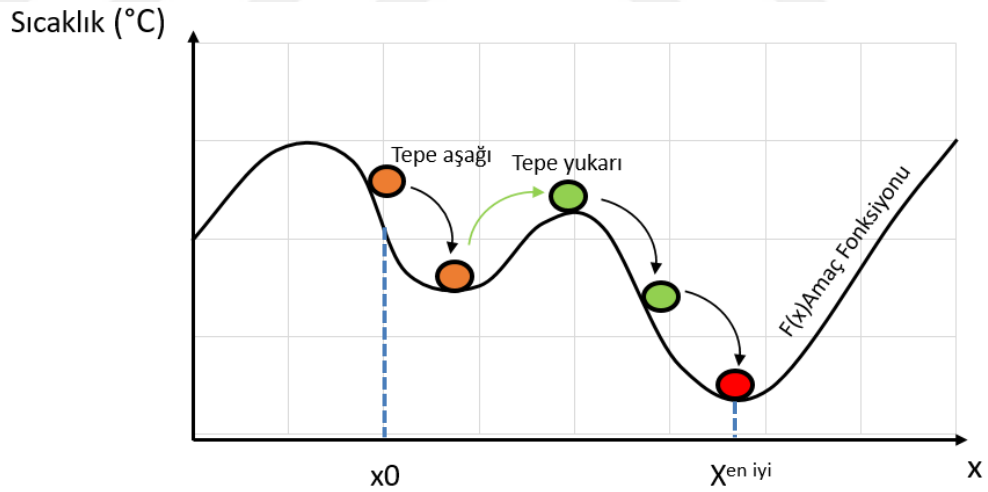
Bu tez çalışmasında yapılan tasarım ve sistem optimizasyon çalışmalarında Tavlama benzetimi algoritması kullanılmıştır. Bu algoritmayı seçme nedenlerinden bazıları;

- Global optimizasyon algoritması olması, yerel optimumlara yakalanmaması
- Yerel arama kapasitesinin yüksek olması

- Kolay programlanabilir olması

Tavlama benzetimi algoritması istatistiksel sezgisel arama yöntemi olarak kabul edilen bir optimizasyon algoritmasıdır. Sezgisel algoritmalar bir problem çözme tekniğidir. Sezgisel algoritmalar en iyi sonuca ulaşmasalar da en iyiye yakın olan çözüm yoluna hızlı ve kolay bir şekilde ulaşmayı sağlarlar.

TB algoritması, metallerin tavlama işlemini simüle eden bir tür yerel ve global arama işlemidir. TB algoritmasındaki temel mantık Metropolis algoritması tarafından çözülmüştür (Shao ve Guo. 2018). Tavlama, yavaş yavaş soğutulurken metali sabit bir sıcaklıkta tutma işlemidir. Soğutma, malzemenin enerji durumunu minimum enerji durumuna yakın tutmasını sağlar. Optimizasyon işlemi, rastgele bir başlangıç çözümü üreterek başlar. Bir soğuma prosesinde iyileştirme için tüm tepe aşağı hareketler sistemin enerjisinin azalması için kabul edilir. Eşzamanlı olarak TB algoritması yerel optimumdan kaçmak için mevcut çözümden daha kötü (tepe yukarı hareket eden) çözümlerle sonuçlanan harekete izin verir (Şekil 3.44).



Şekil 3.44. Tavlama benzetimi (TB) algoritmasının şekilsel gösterimi

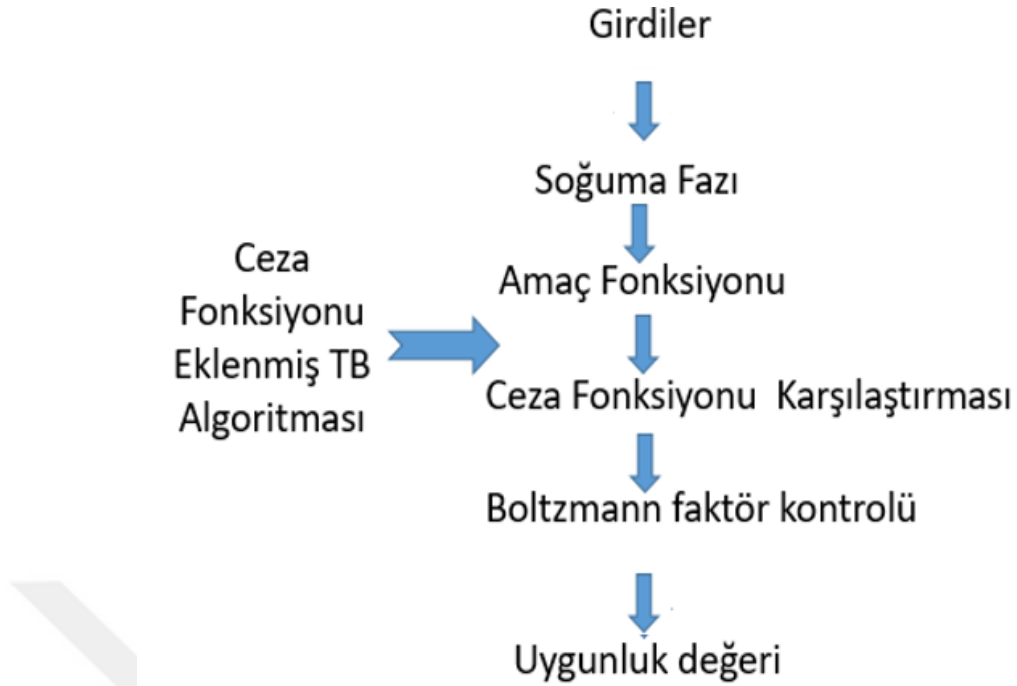
Şekil 3.44 'de gösterildiği gibi, mevcut çözümün (X) bölgesinden yeni rastgele bir çözüm (X0) seçilir. Amaç fonksiyonunda (veya enerjideki) değişiklik negatifse, yeni çözüm mevcut çözüm olarak kabul edilir. Fakat amaç fonksiyonunda değişiklik pozitifse yokuş yukarı hareket genel durumda kabul edilemez ve yeni çözüm atılır. TB algoritması bazı

durumlarda yerel minimumlardan kaçmak için bazı yokuş yukarı hareketlere (daha kötü çözümler) kontrollü bir şekilde izin verir. Daha kötü bir sonucu kabul etmek Boltzmann olasılık faktörü sayesinde olmaktadır ve TB algoritmasının tercih edilme avantajlarından bir tanesini oluşturmaktadır. Bu durum denklemi 3.28 ile gösterilmiştir.

$$\text{Boltzmann faktörü: } 1 / \left(e^{\left(\frac{f(x_{tmp}) - f(x_i)}{T_t} \right)} \right) \quad (3.28)$$

Boltzmann faktöründe, rastgele sayılar dizini formülle kontrol edilmektedir. Eğer rastgele seçilen sayı küçükse daha kötü bir enerji seviyesine geçiş yapılarak yeni çözüm kabul edilir, fakat rastgele sayı daha yüksekse dikkate alınmayacaktır. $F(x_{tmp})$ yeni hareket i ve $f(x_i)$ yeni güncel çözümdür. T_t , geçerli konumdaki sıcaklıktır. Boltzmann faktör oranı büyüdükçe formülün çıktısı daha küçük hale gelir, böylece yeni kötü hareketleri kabul etme şansı azalır.

Şekil 3.45 Python dili ile kodlamada takip edilen TB algoritmasının genel akış şemasını göstermektedir. Yukarıda açıklandığı gibi, soğutma fazı ve Boltzmann faktörü, genel TB algoritması için anahtar faktördür. Bu çalışmada süreçte geometrik parametrelerin kısıtlanabilmesi için algoritmaya ceza fonksiyonları eklenmiştir. Akış geometrik girdilerle ve başlangıç çözümleriyle başlar. Sonra akış TB algoritmasının doğasında olduğu gibi devam eder.



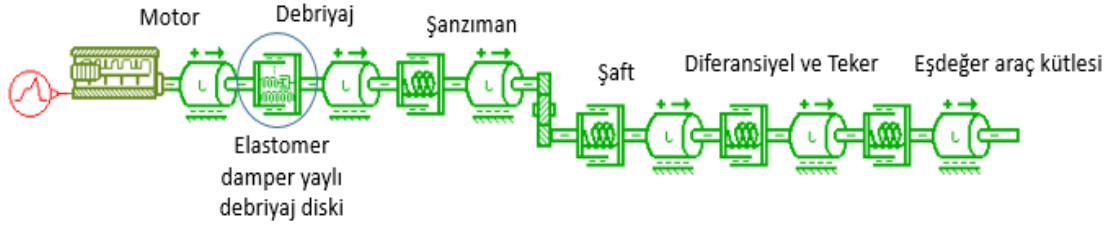
Şekil 3.45. TB algoritması için genel akış diyagramı

Python kodlama dili nesne yönelimli ve modüler programlama dilidir. Son yıllarda kullanımı kullanımını gittikçe artmaktadır ve birçok alanda hazır kütüphane fonksiyonları (ücretsiz) sunmaktadır. Diğer dillere göre daha az satırla kod yazılabilmektedir. Ayrıca birçok mühendislik ve analiz yazılımı içinde Python ile kod yazılabilmektedir.

3.13. Python Dilinde Tavlama benzetimi Algoritması ile Sistem Optimizasyonu

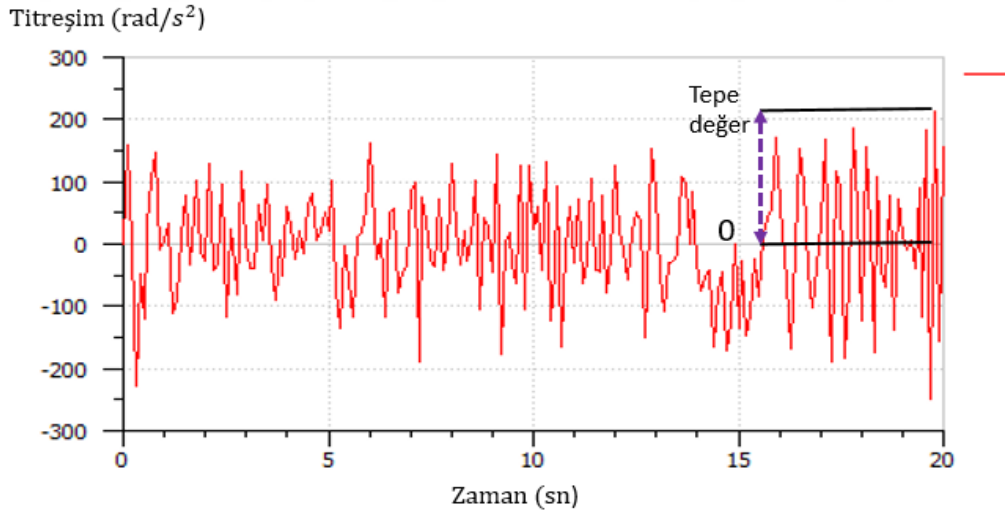
Optimizasyon algoritmalarında amaç fonksiyonu genel literatür çalışmalarında belirtildiği gibi çeşitli matematiksel ve istatistiksel yaklaşımlar sayesinde yaklaşık fonksiyonlar bulunarak optimizasyon algoritmalarında kullanılabilir. Bu yaklaşım bazı yöntemlerde oldukça yaklaşık çözümler verirken (Krigging yöntemi), bazı yöntemlerde ise problemin ve algoritmanın türüne göre uygun çözümler veremez ve hata oranları yüksek çıkabilir. Bu çalışmada, amaç fonksiyonu doğrudan AMESim programında hazırlanan bir boyutlu modellemeden alınmıştır ve her iterasyonda TB algoritması ve AMESim modeli arasında bilgi alışverişi sağlanmıştır (Şekil 3.46).

Elastomer damperler debriyaj disklerindeki çalışma aralıklarında genel olarak doğrusal kuvvet bölgesinde kalırlar ve debriyaj disklerinde bulunan durdurma pinleri sayesinde tam sıkışma olmadığı için doğrusal olmayan kuvvet bölgesinde davranış göstermezler. Bu nedenle elastomer dampere ait rijitlik değeri sabit alınmıştır.



Şekil 3.46. Elastomer yaylı debriyaj sistemi ve bir boyutlu güç aktarım sistemi modellemesi

Şekil 3.47 analiz edilen 1-D modelleme için çıktı grafiğidir. Titreşim değeri dişli kutusu atalet modülü üzerinden alınır. Grafikte seçilen değerler, AMESim ile entegre edilmiş TB algoritmasında titreşimin optimizasyonu için kullanılacaktır. '0 – Tepe değeri', sistem optimizasyonu için dikkate alınan dişli kutusunun maksimum titreşim değerini gösterir.

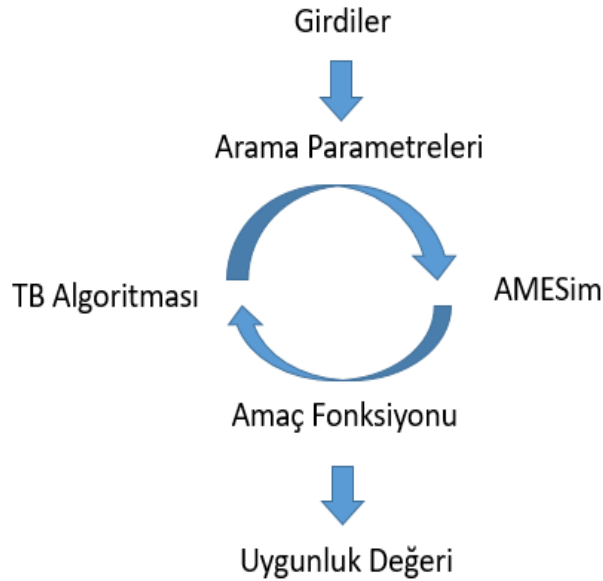


Şekil 3.47. Dişli kutusu üzerinden alınan titreşim değerleri – Rad/s² & Zaman

Dişli kutusu (şanzıman) üzerindeki titreşimler araç konforunun sağlanması ve araç kullanım ömrü açısından büyük önem taşımaktadır. Bu amaçla debriyaj sistemlerinin tasarımında birlikte kullanılacağı dişli kutusunun özellikleri çok önemlidir. Debriyaj tasarım süreçlerinde ana üretici ve debriyaj tedarikçisi projeleri birlikte sürdürürken dişli kutusuna ait titreşim kapasitelerini de mutlaka paylaşımları gerekmektedir. Her dişli kutusunun belirli titreşim ivmesi (Rad/s^2) kapasitesine göre tasarım ve sistem optimizasyonlarını yapmak gerekmektedir.

TB algoritmasında ana fonksiyon olarak işletilen tüm terimler Python kod grubuna yazılır ve işi analiz etmek için kaydedilir. Optimizasyon algoritması ile entegre edilen bir boyutlu modelin çalıştırılmasında Python kodlarının yazımı ve kurgulanması, 1-D modelleme ve TB algoritması arasındaki bağlantıda önemli bir rol oynar.

Bu çalışmada optimizasyon, TB algoritmasını entegre eden bir sistemle ve Python kodlamasında eş zamanlı çalışan AMESim analizleri ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.48 tekrarlı ana akışlardan birinin çalışma sistematiğini göstermektedir. İlk önce, AMESim 1-D modelleme çalıştırma kodu Python kod grubuna fonksiyon olarak tanımlanır. Yay sertliği değeri gerçek başlangıç arama parametresi olarak seçilir ve sıcaklık (T), soğutma oranı (k) gibi parametreler TB algoritması akış şemasına girilen diğer parametrelerdir.



Şekil 3.48. Bir boyutlu modelleme ile entegre çalışan TB algoritması için Python kodu genel şeması

3.14. Metalik Yaylar ile Elastomer Yay Karşılaştırmaları ve Test Prosedürleri

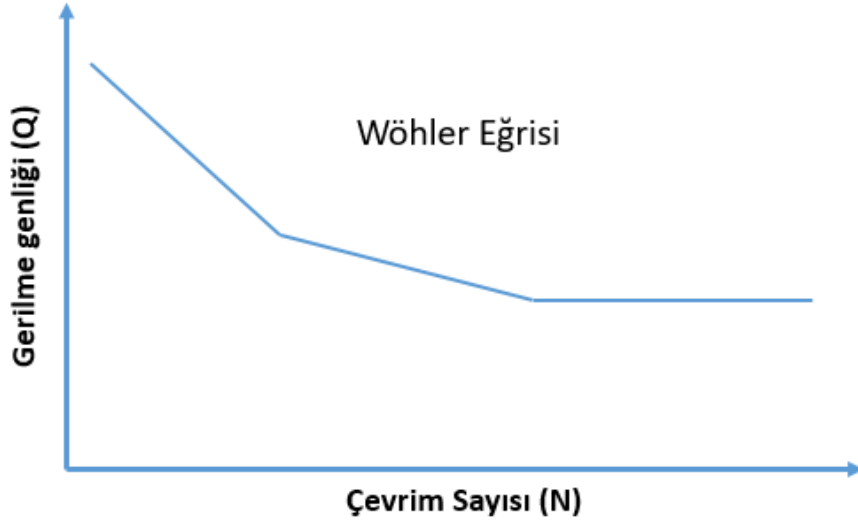
Test prosedürleri her sisteme ve ürüne özel bir şekilde, kullanım şartlarına benzetim yapılarak ürünün veya sistemin istenen süre içerisinde tam fonksiyonel olarak kullanılabilirliğini temsil etmektedirler.



Şekil 3.49. Metal yaylı debriyaj disklerinde görülen dezavantajlar: a) kılavuz kırığı b) yay kırığı c) kılavuz aşınması

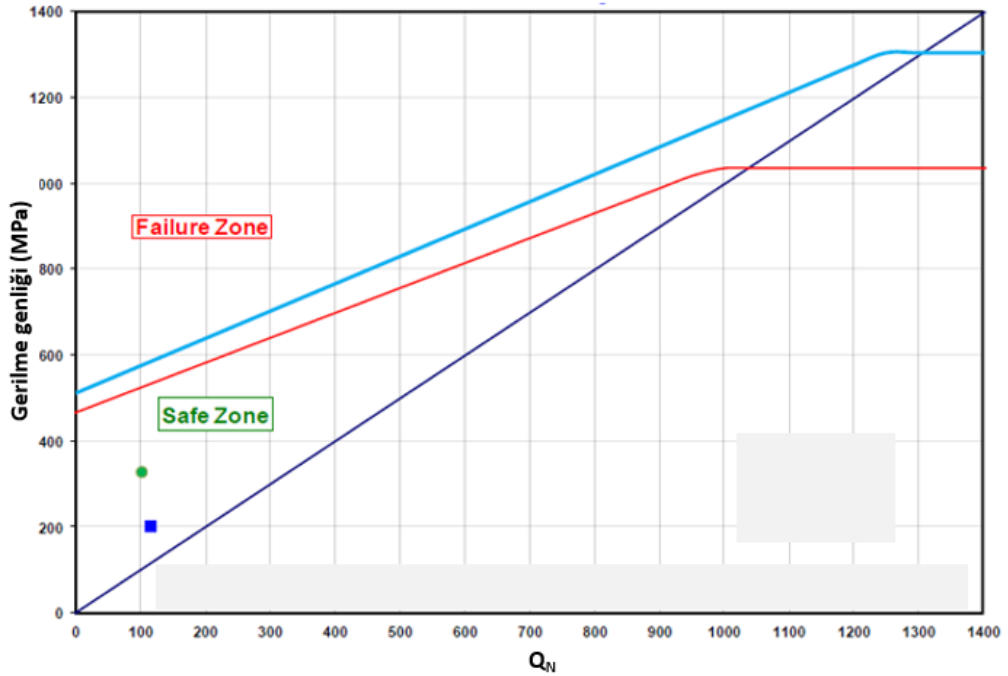
Tasarım, SEA doğrulamaları, fonksiyonel test ile doğrulamalar ve gerçek kullanım testi doğrulamaları ürünün doğrulama planlarında yer alır ve malzeme sınırlarını dikkate alarak belirli bir güvenlik faktörü ile çalışmayı gerektirir. Metalik yaylar, malzeme yapıları gereğince doğrusal bir yük eğrisine sahip olup, dayanıklılık ve ömür açısından yay üzerinde oluşabilecek kırık ve çatlakların önlenmesi için detaylı incelenmektedir. Şekil 3.49 metal yaylı damper sistemlerinde karşılaşılan kırık, çatlak ve aşınma örneklerine ait resimlerdir.

Wöhler eğrisi ve Smith-Goodman eğrisi metalik damper yayları için yay tasarımı öncesinde incelenen ömür eğrileridir. Wöhler Eğrisi, bir malzemenin hasara uğradığı çevrim sayısına karşılık gelen gerilme genliğinin büyüklüğünü gösterir. Bu eğride genellikle hem gerilme hem de çevrim sayısı logaritmik ölçeklerde gösterilir (Şekil 3.50).



Şekil 3.50. Örnek Wöhler eğrisi

Yay malzemesi üzerinde oluşan ortalama gerilmenin değişimi Wöhler eğrisini de değiştirmektedir. Aynı malzemeye ait çok sayıda Wöhler eğrisi mevcuttur. Wöhler eğrilerinin ortalama gerilme ve sürekli mukavemet değerleri Smith-Goodman diyagramında gösterilmektedir (Şekil 3.51).



Şekil 3.51. Örnek Smith-Goodman diyagramı

Metalik yaylı debriyaj damperleri için genel olarak aşağıda belirtilen testler esas alınmaktadır;

- Burulma Dayanımı testi: Belirli bir test çevrimi sayısında, araç torkuna göre metalik yaylara karşı direnç torku fonksiyonel test makinası tarafından uygulanır. Bu çevrimler, test tezgahına göre çeşitli frekanslarda olabilmektedir. Fakat metalik malzemelerin, elastomer malzemelerden olan farkları dikkate alındığında, frekansa bağlı, sıcaklığa bağlı vs. gibi dinamik değişkenlere göre metalik yayların davranışları neredeyse değişmemektedir.

- Aşırı Tork testi: Araç motor torkunun belirlilik bir katı ile yapılır, metalik yayların sağlamlığı ve debriyaj disk komponentlerinin sağlamlığı test edilir.

Bu tez çalışmasında, elastomer yaylı debriyaj damper sistemi için 'Burulma dayanımı testi' temel alınarak deneysel testlerde analiz edilmiştir. Bu çalışmanın amacı, elastomer malzemelerin viskoelastik davranışlarının metalik yaylardan temel farkı olduğunu belirlemek ve elastomer yaylı damper sistemi için güvenlik faktörü katsayısının belirlenmesidir. Güvenlik faktörü katsayısı otomobillerin güvenli sürüş, yüksek konfor ve uzun ürün kullanımı açısından büyük önem taşımaktadır ve mühendislik problemleri açısından detaylı ve hassas sistematik bir çalışma gerektirmektedir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde analiz ve test sonuçları incelenerek, elde edilen sonuçlar değerlendirilmiş ve çıkarımlarda bulunulmuştur. Elastomer malzemelerin analizleri ve deneysel testleri araçta gerçek kullanım koşulları dikkate alınarak oluşturulmuştur. Öncelikle malzeme testleri yapılıp, malzemenin hiperlastik ve viskoelastik davranışları belirlenmiştir. Ardından elde edilen test sonuçları ile SEA verileri karşılaştırılarak korelasyon sağlanmıştır. Tezgah testleri araçta kullanım koşulları dikkate alınarak planlanıp uygulanmıştır. Metalik yaylar ile karşılaştırmalı yapılan bu testlerde metalik ve elastomerik malzemelerin debriyaj sisteminde sönümleyici olarak kullanımında gösterdiği belirgin davranışlar incelenip gözlemlenmiştir. Bu çalışmaların ardından hedef araç uygulaması için belirlenen tasarım, şekil ve sistem optimizasyonları ile güç aktarım sistemi için eniyileme çalışmasına tabi tutulmuştur.

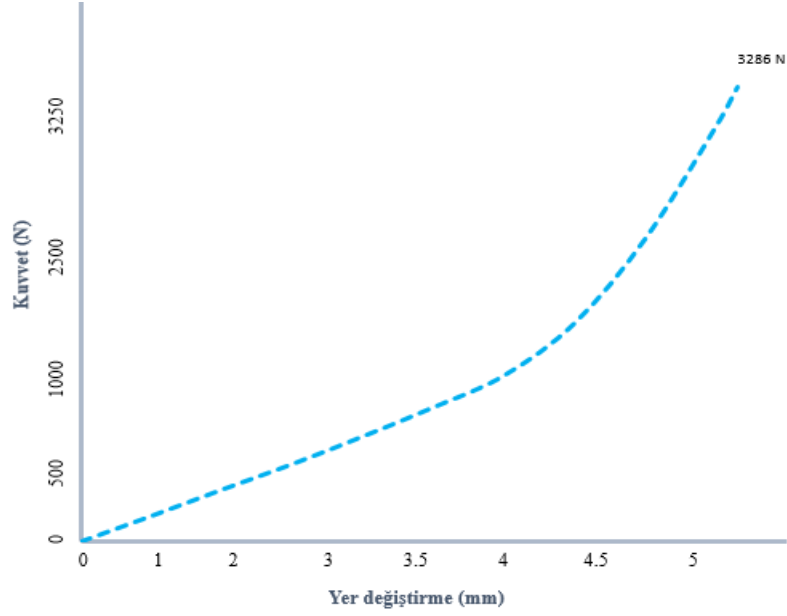
4.1. Malzeme Testleri

Malzeme testleri elastomer yay tasarımında ve sistem modellemesinde kullanılacak en önemli verileri ortaya koymaktadır. Bu bölümde malzeme testleri gerçekleştirilirken, oda sıcaklığında ve değişken sıcaklıklar altında malzeme davranışları gözlemlenmiştir.

4.1.1. Oda Sıcaklığında Statik Test

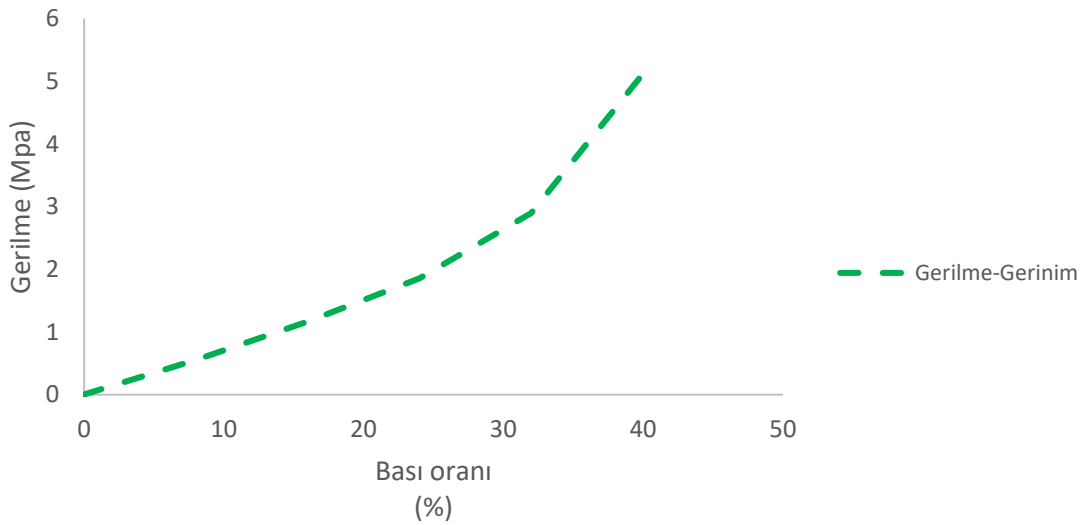
Malzeme testleri oda sıcaklığında ve değişken sıcaklıklar altında uygulanmıştır. Oda sıcaklığında bası testi elastomer yayların modellenmesinde en önemli veri olmaktadır ve SEA çalışmasında modelleme amaçlı kullanılacaktır.

Bası testi modelleme verisi olarak kullanılırken, çekme testi malzeme davranışını görmek amacıyla yapılmıştır.



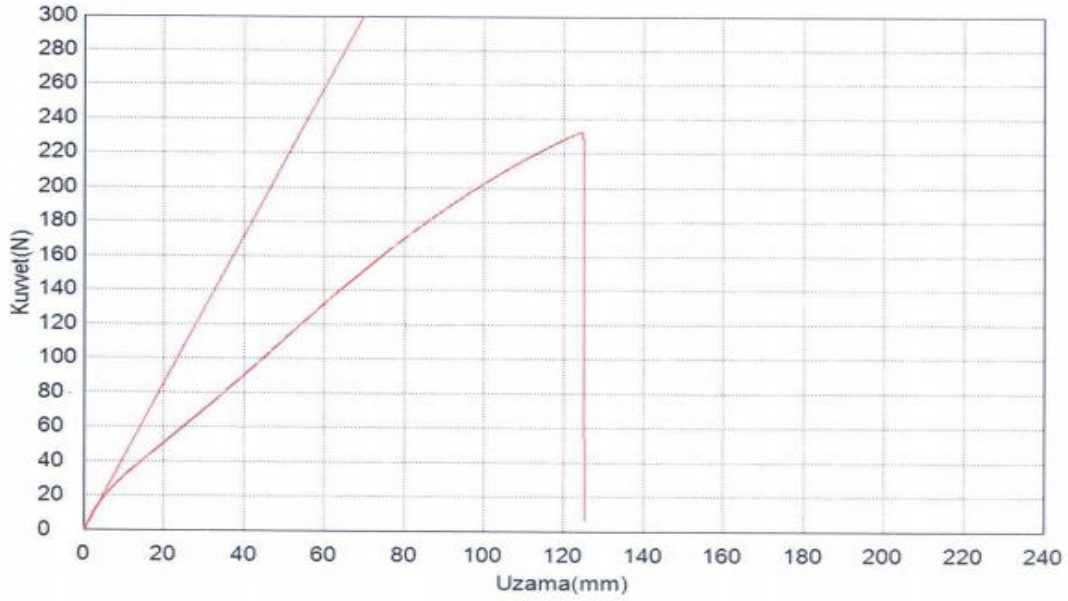
Şekil 4.1. NBR Kauçuk oda sıcaklığında bası testi (%40 bası oranı)

Bası testi oda sıcaklığında yapılmıştır. Test makinesi ölçüm kapasitesi yetmediği için %40 bası oranına (uzaması) kadar ölçüm alınabilmektedir. NBR tipinde elastomer kauçuk malzeme ASTM standartlarına göre 12.5 mm kalınlık ve 28.6 mm çap ile silindirik şekilde hazırlanmıştır. Şekil 4.1 NBR elastomer kauçuk malzemenin bası testi grafiğini göstermektedir. Elde edilen bu değerler gerilme-gerinim grafiğine dönüştürülerek hiperelastik malzeme modellemesi amacıyla SEA modelinde girdi olarak kullanılacaktır (Şekil 4.2).



Şekil 4.2. NBR Kauçuk oda sıcaklığında gerilme-gerinim eğrisi

Şekil 4.3 NBR kauçuk malzemesine ait tek eksenli uzama testinin verileridir. Test numunesi kaşık tipi olarak ASTM D638 standardına göre hazırlanmıştır. Kaşık numunesi 4.57 mm kalınlık ve 6.5 mm genişlik değerlerine sahiptir.

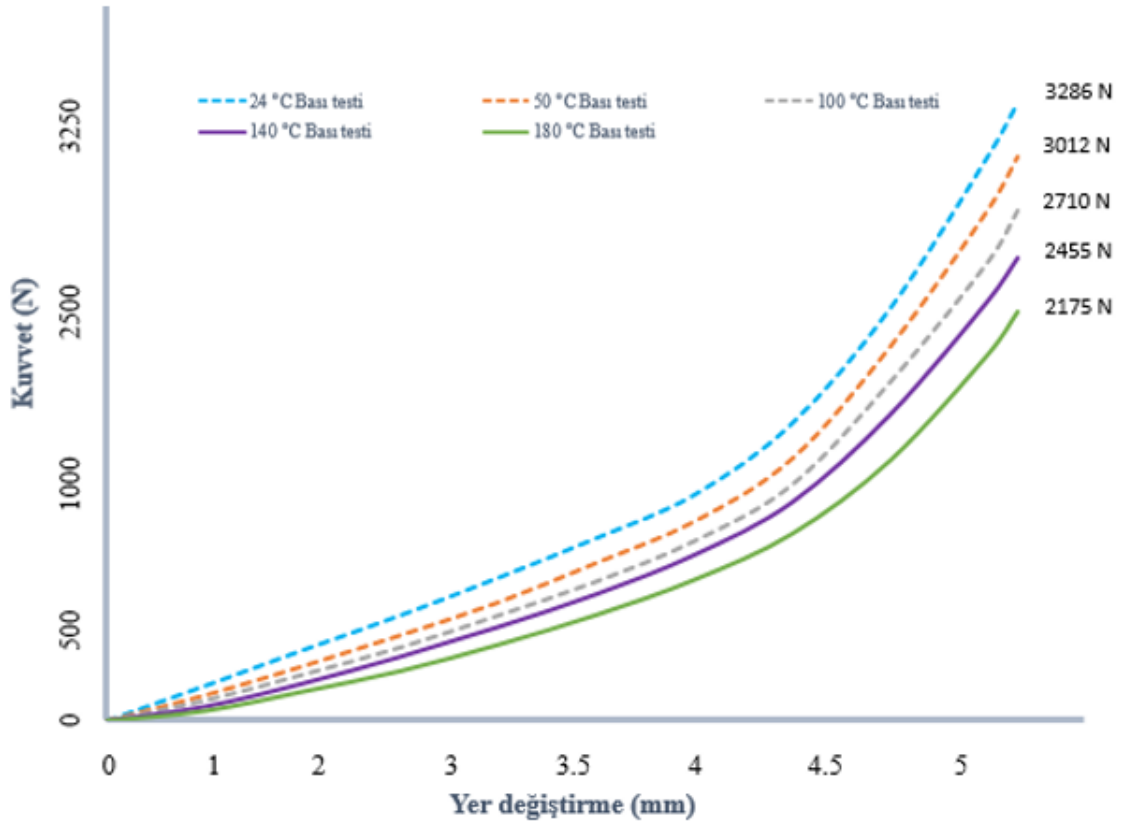


Şekil 4.3. NBR Kauçuk tek eksenli uzama testi

4.1.2. Sıcaklık Altında Statik Test

Bu bölümde ASTM standardına göre hazırlanan test örnekleri çeşitli sıcaklıklarda bası testine tabi tutulmuştur. Şekil 4.4 Kuvvet (N) ve Yer değiştirme (mm) arasındaki kısa grafiği göstermektedir. Kapalı kabin altındaki elastomer yayların ısıtılmasında fırın kullanılmıştır. Isıtma süresinin bitiminden sonra test numuneleri alınmış ve bası test makinesinde bası testi yapılmıştır.

Şekil 4.4 'de sıcaklık artışı ile birlikte NBR elastomer kauçuk malzemenin rijitliğinde azalmalar meydana geldiği görülmektedir. Bu sonuç debriyaj çalışma sistemi göz önüne alındığında, debriyaj muhafazasında araç sürüşü sırasında meydana gelecek sıcaklık artışları ile birlikte elastomer sönümleyici yayda rijitlik kaybı olacağını kanıtlamaktadır. NBR bazlı kauçuk, test örneklerinde kademeli olarak lineer rijitlik kaybı göstermiştir. Bu durum, sürüş esnasında debriyaj diskinde kauçuk yayların kullanılması durumunda bazı önlemler alınması için fikir vermektedir.

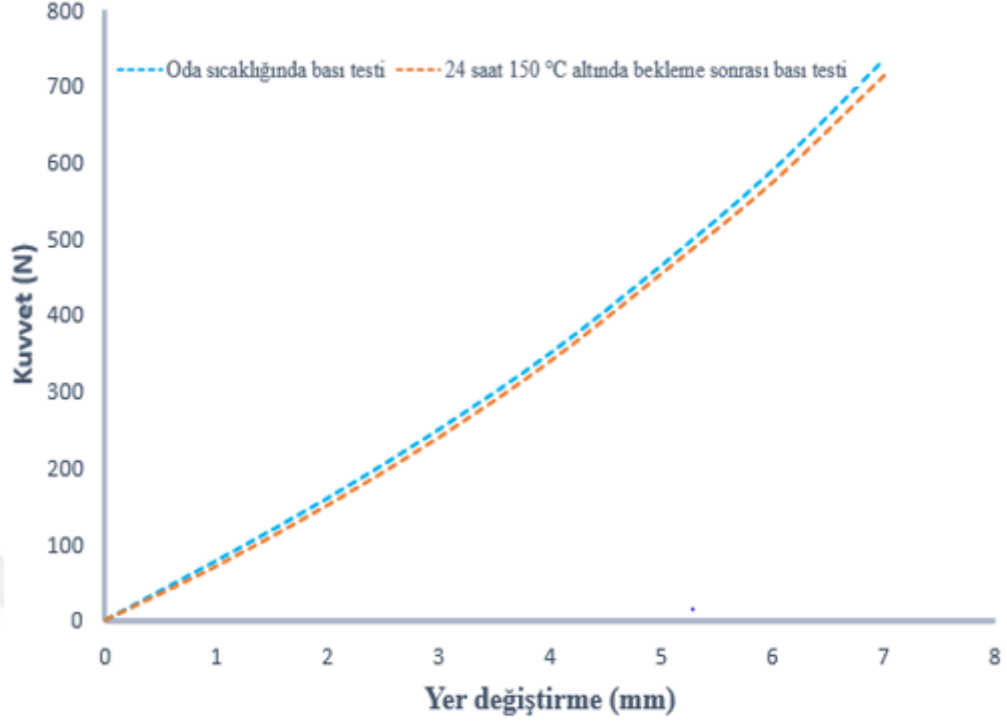


Şekil 4.4. Sıcaklık altında bası testi karşılaştırma grafiği (%40 bası oranı)

Çizelge 4.1 'de sıcaklık artışları ile birlikte meydana gelen rijitlik kayıpları gösterilmiştir. Bu sonuçlar araç kullanım koşullarında meydana gelecek artışlarla birlikte elastomer yayda rijitlik kaybının olacağını öngörülmesini gerektirir. Bu durum, elastomer malzemenin termal dayanımının artırılması için sıcaklığa direnci arttıracak yeni kauçuk reçetelerinin hazırlanmasını ortaya koymaktadır.

Çizelge 4.1. Çeşitli sıcaklıklarda karşılaştırmalı kauçuk sıkıştırma testi

| Örnek numarası | Sıcaklık (°C) | Süre (Dakika) | 5 mm sıkıştırma değerinde basma reaksiyon kuvveti (N) | 5 mm sıkıştırma değerinde kuvvet kaybı (%) |
|----------------|---------------|---------------|---|--|
| 1 | 24 | - | 3286 | - |
| 2 | 50 | 60 | 3012 | 8 |
| 3 | 100 | 60 | 2710 | 17 |
| 4 | 140 | 60 | 2455 | 25 |
| 5 | 180 | 60 | 2175 | 33 |



Şekil 4.5. Çeşitli koşullarda metalik yaylar için bası testi grafiği

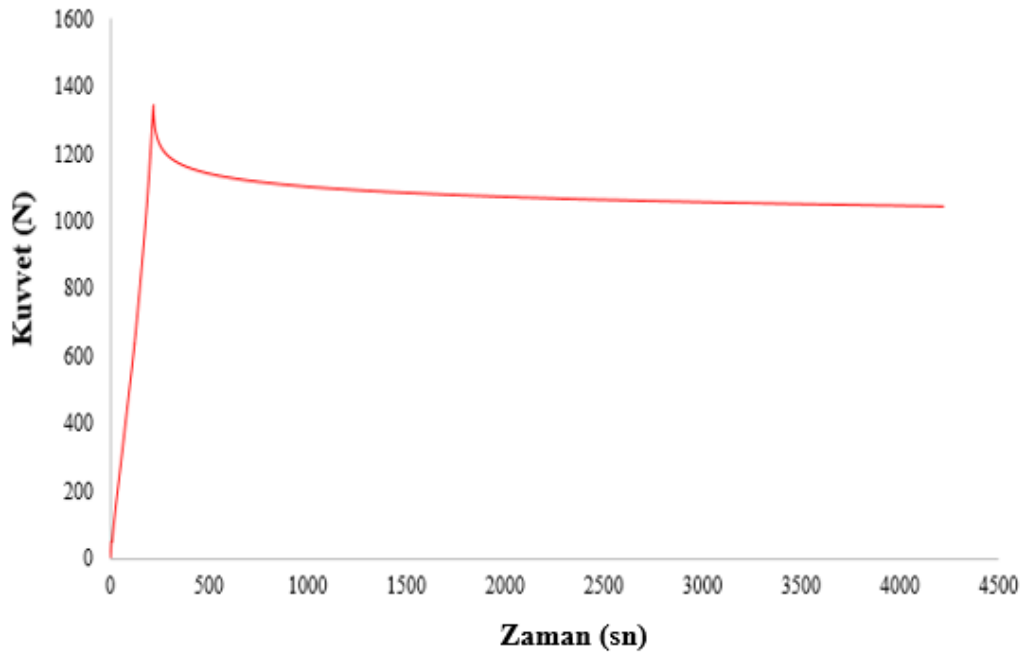
Şekil 4.5 “24 saat boyunca 150 °C'nin altındaki metal yayın firını testini” göstermektedir. Maksimum kuvvet yüklerinin karşılaştırılması durumunda, kauçuk bazlı test numunelerine kıyasla daha az rijitlik kaybının gerçekleştiği görülmektedir. Bu test, Şekil 4.4 ‘e kıyasla daha ağır koşullarda yapılmıştır, ancak kuvvet kaybının elastomer test numunelerinden daha az gerçekleştiği görülebilir. NBR test numuneleri% 25 civarında maksimum kuvvetini yitirirken, testin daha ağır koşullarda yapılmasına rağmen metalik yayın yaklaşık% 2,8 oranında kayıba uğradığı gözlemlenmiştir.

Çizelge 4.2 grafik sonuçlarının özetini karşılaştırmalı olarak göstermektedir. 24 saat boyunca 150 °C sıcaklık altında metalik yayda meydana gelen kuvvet kayıplarının elastomer malzemeler ile karşılaştırıldığında oldukça düşük olduğu görülmektedir. Bu sonuçlar elastomer malzemelerin debriyaj sistemlerinde sönümleyici olarak kullanılması durumunda sıcaklığa dayanıklılığının artırılması konusunda takviyelerin yapılması gerekliliğini ortaya koymaktadır.

Çizelge 4.2. Değişken sıcaklıklarda karşılaştırmalı metalik yay bası testi

| Test numunesi | Sıcaklık (°C) | Süre | Maksimum kuvvet (N) | 7 mm sıkıştırma değerinde kuvvet kaybı (%) |
|---------------|---------------|---------|---------------------|--|
| 1 | 24 | - | 735 | - |
| 2 | 150 | 24 saat | 714 | 2.8 |

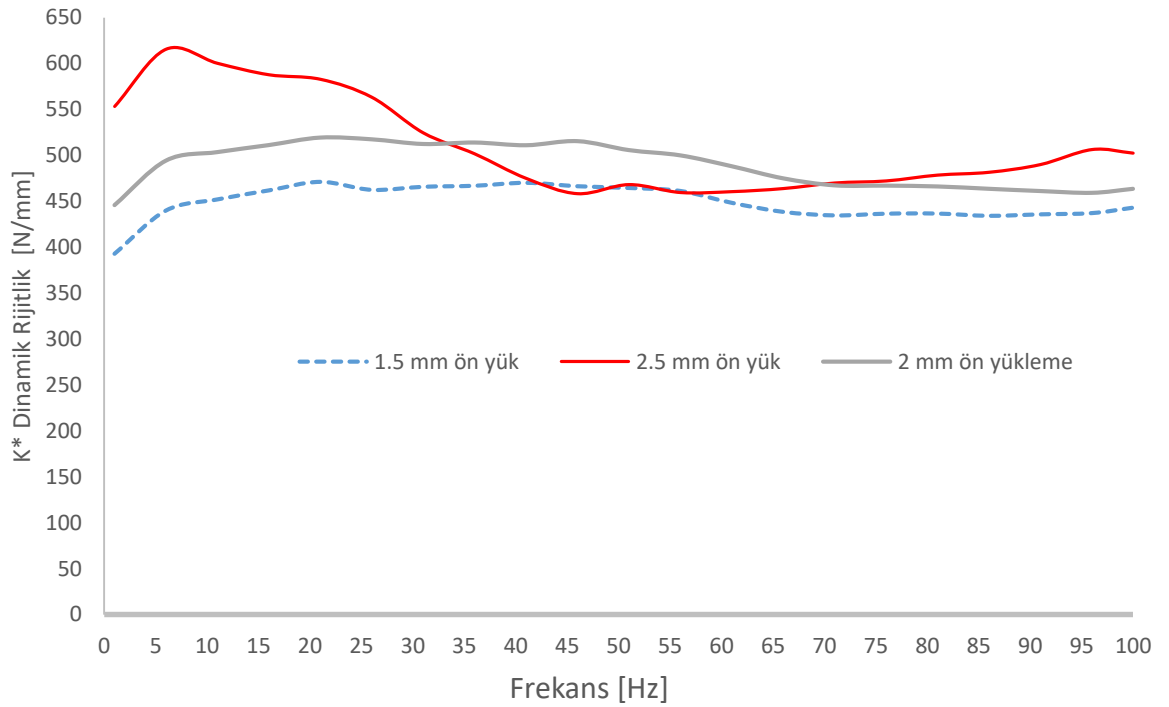
Şekil 4.6 elastomer NBR kauçuk malzemeye uygulanan gerilme-gevşeme (Stress softening) testinin sonuçlarını göstermektedir. Bu testte kullanılan test numunelerinde 24.7 mm çaplı ve 29.5 mm uzunluğunda NBR numuneler kullanılmıştır. 11 mm sıkıştırılan numune üzerinde %37 sıkıştırma oranı elde edilmiştir. Bu test sonuçları aynı zamanda viskoelastik modellemede girdi olarak SEA modeline girilecektir. Test süresince sabit bir sıkıştırma miktarı altında bulunan NBR malzemede zaman ile birlikte rijitliğin ilk sürelerde daha hızlı düştüğü, fakat daha sonra kararlı hale geldiği görülmektedir.



Şekil 4.6. Sabit sıkıştırma mesafesi altında deneysel stres gevşeme testi (%37 bası oranı)

Şekil 4.7 'Frekansiyel tarama' testi sonuçlarını göstermektedir. NBR elastomer kauçuk malzeme test numuneleri; 1.5 mm, 2 mm ve 2.5 mm ön yükleme koşulları ile 100 Hz

frekansa kadar dinamik bası testine maruz bırakılmıştır. Test numunelerine 2 mm eksenel dinamik frekansta yer değiştirme uygulanmıştır. Test numunesi olarak 13 mm kalınlığında ve 13 mm çapında elastomer disk numuneleri kullanılmıştır. Viskoelastik özelliğinden dolayı elastomer malzemeden birim zamanda artan sıkıştırma miktarı sonucunda rijitliğinin artması beklenmektedir. Test sonuçlarına göre, farklı ön yükleme koşullarında elastomer malzemede farklı karakteristiklerin ortaya çıktığı görülmektedir.



Şekil 4.7. NBR Kauçuk için çeşitli frekanslarda "Frekans süpürme testi"

Elastomer malzemelerin viskoelastik yapısından dolayı artan frekans ile daha da sertleşerek rijitliğini arttırması beklenmektedir. Aynı malzemeye ait farklı test numuneleri ile yapılan test sonuçlarına göre farklı ön yük değerlerine sahip numuneler farklı oranlarda rijitlik davranışına sahip olabilmektedir. Test numunelerine ait örneklerde görüldüğü gibi, 1.5 mm ve 2 mm ön yüke sahip test numuneleri 2 mm eksenel basıya maruz kalırken 10 Hz seviyesine kadar rijitliğini arttırmış fakat daha sonra neredeyse sabit bir rijitlik karakteri göstermiştir. Fakat, 2.5 mm ön yük değerinde 10 Hz seviyesine kadar yükselen rijitlik değeri 45 Hz frekans seviyesine kadar düşüş göstermiş ama daha

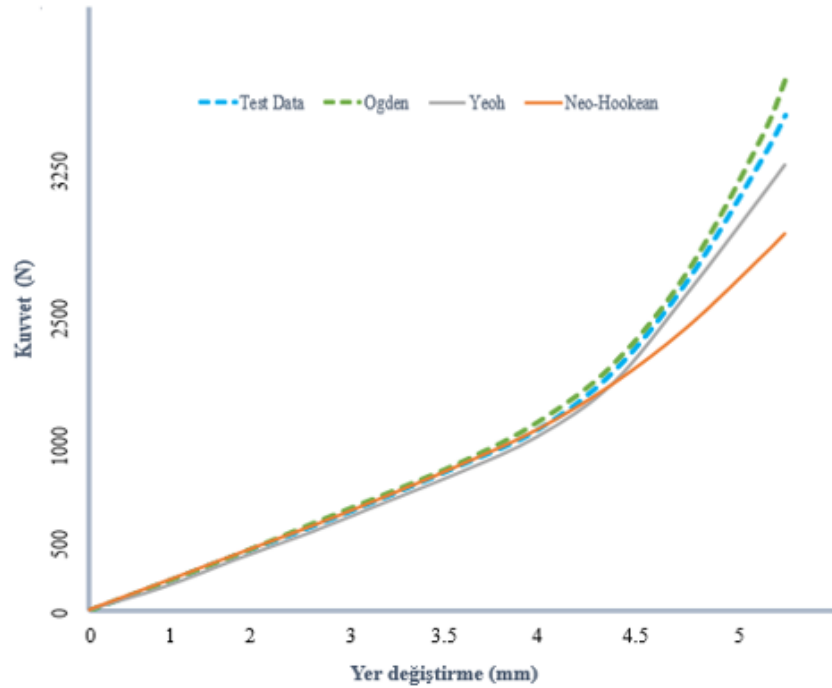
sonra tekrar hafif seviyede artışa sahip olmuştur. Bu sonuçlar elastomer malzemelerin farklı çalışma şartlarında tüm değişkenlerden kolayca etkilenebildiğini ve modelleme çalışmalarında dikkatli incelemelerin yapılma gerekliliğini ortaya koymaktadır.

4.2. Sonlu Elemanlar Analizleri ve Gerçek Test Sonuçları ile Karşılaştırmaları

Bu bölümde SEA modelleri ile elastomer NBR malzemesine yapılan deneysel testlerin korelasyonları incelenmiştir.

4.2.1. Hiperelastik Malzeme Testi ve SEA ile Doğrulanması

Bu bölümde yapılan analizler ABAQUS programında gerçekleştirilmiştir. SEA sonuçları ile laboratuvar testi sonuçları karşılaştırıldığında %7 sapma değeri ile analiz sonuçlarının test sonuçlarına yaklaştığı görülmektedir. Bu sapma değerinin modellenmesi zor olan elastomer malzemeler için iyi bir sonuç olarak kabul edilebilir. Elastomer malzemeler, sıkıştırılmaz özellikleri nedeniyle lineer olmayan bir yük eğrisine sahiptir ve bu eğri nedeniyle az yer bir değiştirme mesafesinde bile elastomer malzemenin göstereceği reaksiyon kuvvetinde büyük yer değiştirmeler söz konusu olabilmektedir. Sonlu elemanlar modeli 56482 düğüm ve 12928 prizmatik eleman içermektedir.



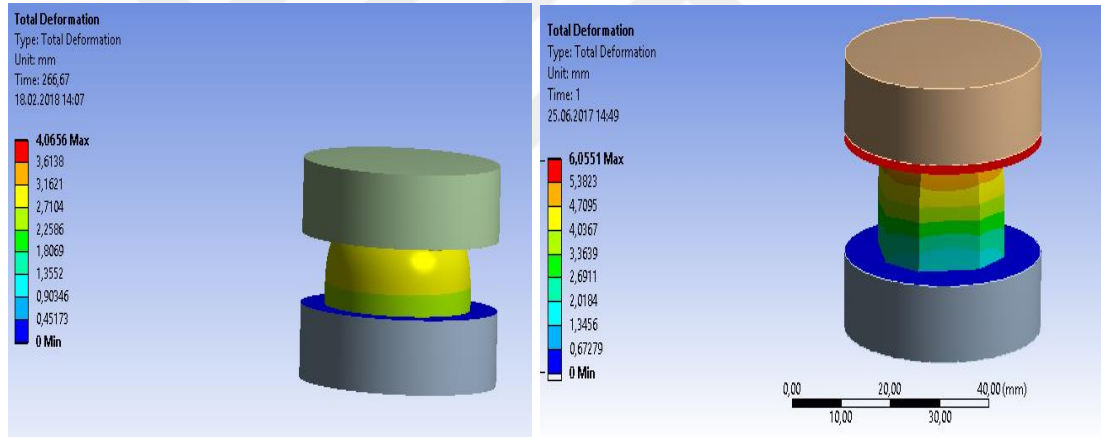
Şekil 4.8. Hiperelastik malzeme model grafiklerinin karşılaştırılması (%40 bası oranı)

Şekil 4.8 bası testinde elde edilen veriler ile oluşturulan hiperelastik SEA modelinde hiperelastik malzeme modellerine göre uygunluk eğrilerini vermektedir. Elde edilen fonksiyonel eğrilerin arasından Ogden malzeme modelinin test verileri ile en iyi yakınsamayı yaptığı görülmektedir. Ogden malzeme modeli N:3 seviyesinde seçilmiştir.

4.2.2. Viskoelastik Malzeme Testleri ve SEA ile Doğrulanması

Gerilme-Gevşeme Testi ve Analizleri

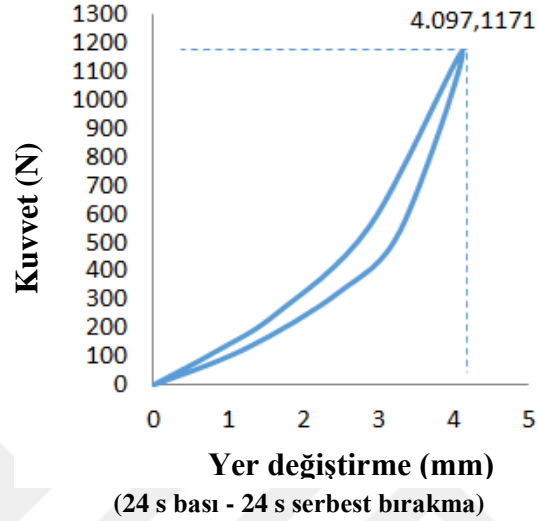
Hiperelastik ve viskoelastik modelleme için malzeme modeli verileri hiperelastik ve viskoelastik deneysel testlerinden alınmıştır. Analizler 12 mm kalınlık ve 23.8 mm çapa sahip yay modeline aittir. Bası testi SEA çalışması Ansys % 33 gerilme oranına göre modellenmiştir. SEA çalışmasında elastomer yay modeli 64416 düğüm ve 16096 prizmatik elemandan oluşmaktadır (Şekil 4.9).



Şekil 4.9. Elastomer yay sonlu elemanlar analiz sonucu

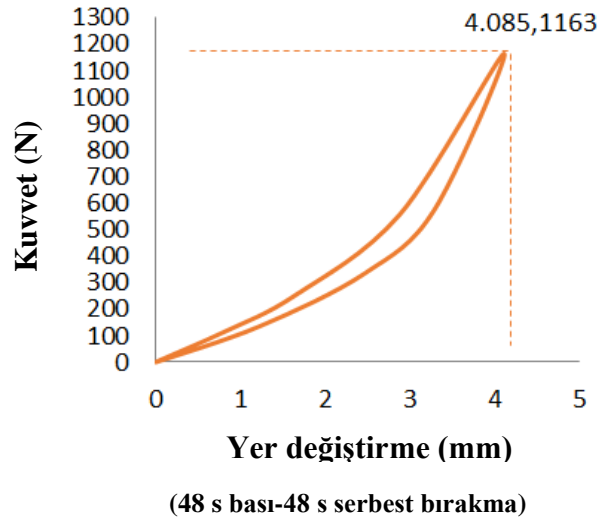
Önceki bölümde gösterildiği gibi, viskoelastik malzemelerin zamana bağlı davranışları, sistem modellemesi için büyük öneme sahiptir. İlk olarak, deneysel test verisine sahip modellenmiş kauçuk yayın, iki sert plaka arasındaki çeşitli sürelerde sıkıştırılması planlanmıştır. Gerilme-gevşeme testinde malzeme karakteri elde edilen ve zamana bağlı rijitlik kaybı bilgisi elde edilen NBR malzeme için elde edilen bası testi bilgisi ANSYS modül içerisinde bulunan Kayma gerilmesi (Shear modulus) dönüşümü ile zamana bağlı viskoelastik analize uygun hale getirilmiştir.

Zamana bağılı yapılan analizlere ait sonuçlar ve grafikleri aşağıda gösterilmiştir. Şekil 4.10 toplam sıkıştırma döngüsü 24 saniye ve serbest bırakma (unloading) 24 saniye olan toplam 48 saniyelik analizi göstermektedir.



Şekil 4.10. 48 s yükleme-boşaltma testi FEA sonucu reaksiyon kuvveti grafiği

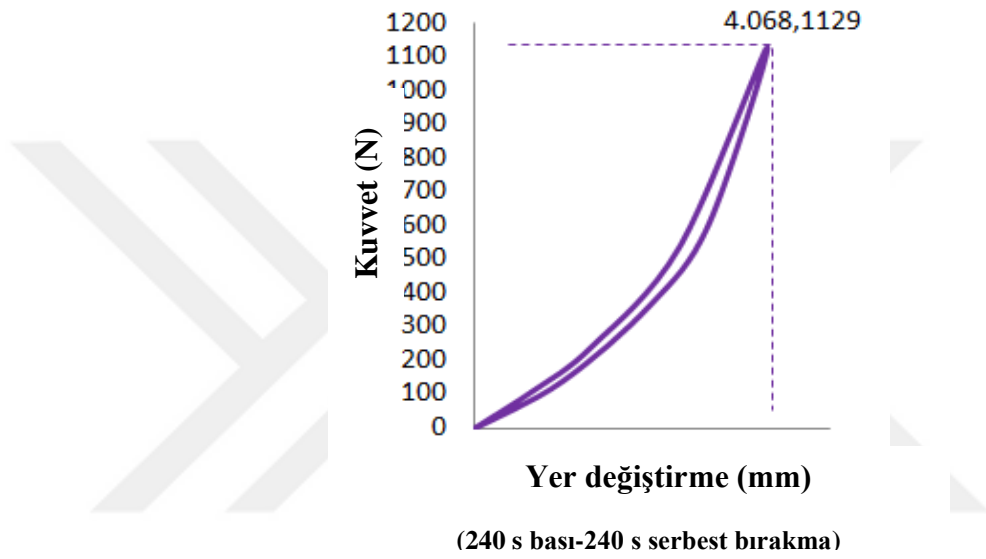
Şekil 4.10 'da belirtilen simülasyon sonucuna göre, simüle edilmiş model, 4 mm sıkıştırma oranında (% 33 gerinme oranı) ile 1171 N reaksiyon kuvveti ortaya çıkmaktadır ve bu analiz 4.097 mm toplam deformasyonla sonuçlanmaktadır.



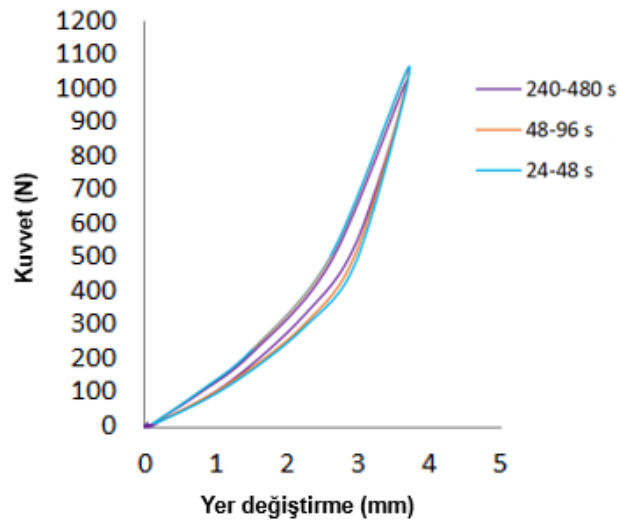
Şekil 4.11. 96 s yükleme - boşaltma testi FEA sonucu reaksiyon kuvveti grafiği

İkinci analizde modellenen kauçuk toplam 96 saniye döngü süresi (48 s sıkıştırma 48 s serbest bırakma) ile 4 mm sıkıştırmaya (%33 gerinme oranı) kadar sıkıştırılmıştır.

Simülasyon sonuçlarına göre, test örneği 4.085 toplam deformasyon sonucu olan 1163 N reaksiyon kuvveti verir (Şekil 4.11). Şekil 4.12 480 s toplam sıkıştırma test süresinde (240 sn sıkıştırma - 240 sn serbest bırakma fazı) aynı modeli temsil eder. Bu sıkıştırma süresinde, elastomer örneği 4 mm'ye kadar sıkıştırma (% 33 gerinme oranı) ile 4.068 toplam deformasyonda 1129 N kuvvet reaksiyonu ortaya çıkmaktadır. Deformasyon miktarlarındaki farklılık malzeme modelinin viskoelastik özelliğinden kaynaklanmaktadır.

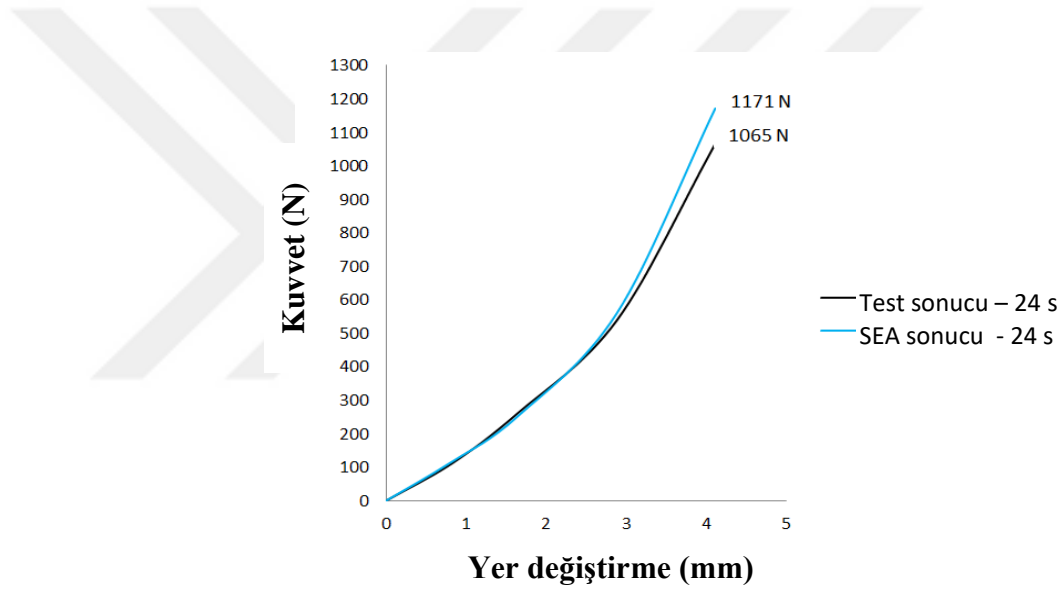


Şekil 4.12. 480 s yüklem - boşaltma testi FEA sonucu reaksiyon kuvveti grafiği



Şekil 4.13. Farklı hızlarda bası altında viskoelastik FEA sonuçlarının karşılaştırması

Şekil 4.13 3 farklı döngü süresinde gerçekleştirilen testler arasında karşılaştırma yapmaktadır. Bu sonuçlar elastomer malzemenin hızlı sıkıştırmaya maruz bırakıldığında beklendiği gibi malzeme üzerinde daha fazla stresin ortaya çıktığını göstermektedir. Hızlı sıkıştırma sürecinde elastomer NBR kauçuk üzerinde rijitlik artarken, yavaş sıkıştırma durumunda daha az reaksiyon kuvveti oluşarak malzeme üzerinde daha düşük rijitlik meydana gelmiştir. Prony serisine paralel olarak Gerilme gevşemesi (Stress softening) durumu ortaya çıkmış ve SE modelinde Prony serilerinin viskoelastik modellemeye olan katkısı görülmüştür. Yapılan analizlerde 48 s toplam döngü süresi 1171 N reaksiyon kuvveti ile sonuçlanırken, 480 s toplam döngü 1129 N reaksiyon kuvveti ile sonuçlanmıştır.

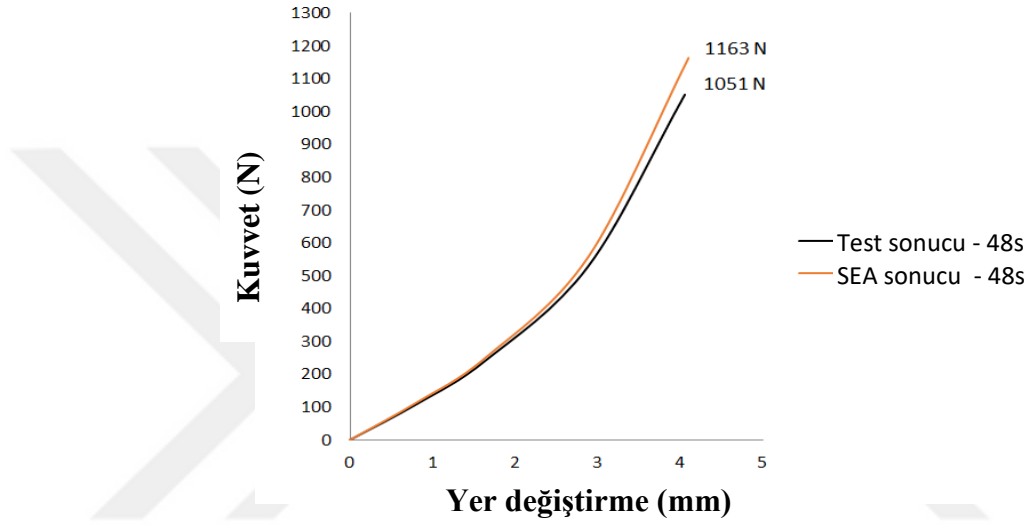


Şekil 4.14. Deneysel test ve viskoelastik analiz karşılaştırması – 24 s bası altında

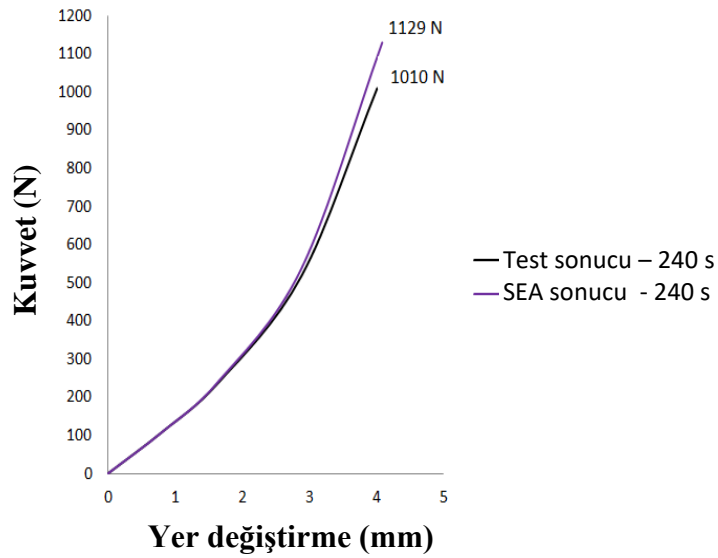
Bu çalışmaların ardından yukarıda incelenen SEA sonuçları, aynı sıkıştırma oranlarında modellenen elastomer yayın deneysel test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Farklı hızlarda gerçekleştirilen deneysel bası testlerinde Mullins etkisinden dolayı stabilizasyon için 5 tekrardan sonra asıl bası testleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.14 aynı gerilme oranlarında toplam 48 saniyede sıkıştırılmış SEA ve deneysel test sonucunun karşılaştırmasını

göstermektedir. Elde edilen karşılaştırma grafiği SEA ve test sonuçları arasında % 9.9 sapma oranı ile korelasyonun sağlandığını göstermektedir.

Şekil 4.15 aynı gerilme oranlarında toplam 96 sn bası durumunun SEA ve deneysel test sonuçları ile karşılaştırmasını göstermektedir. Sonuç, SEA ile test sonuçları arasında % 10 sapma oranı ile korelasyonun sağlandığını göstermektedir. Şekil 4.16 ise % 11 sapma oranı ile sonuçlanan 480 s sıkıştırma döngüsü sonuçlarını temsil etmektedir.



Şekil 4.15. Deneysel test ve viskoelastik analiz karşılaştırması – 48 s bası altında



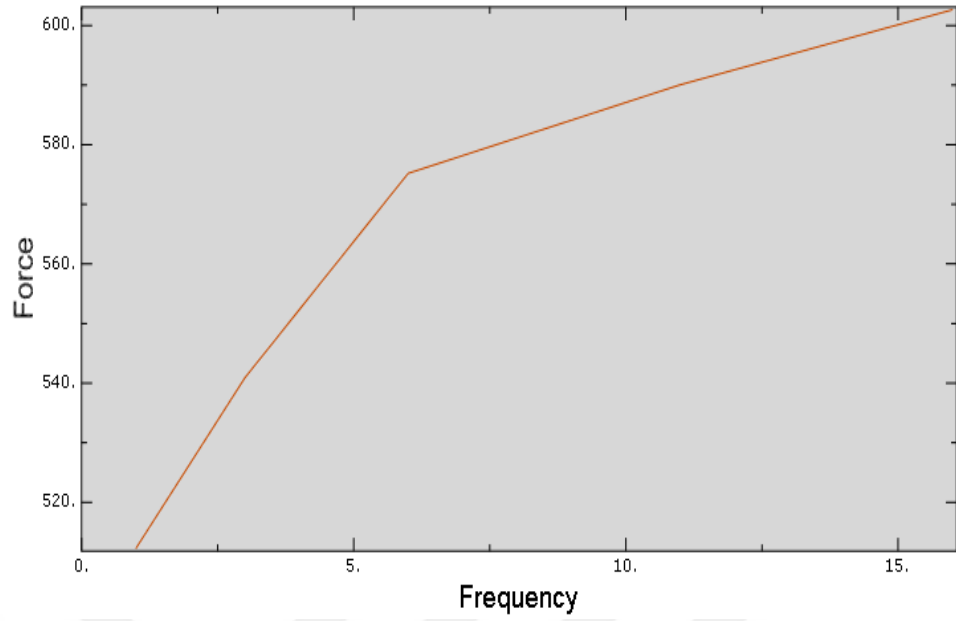
Şekil 4.16. Deneysel test ve viskoelastik analiz karşılaştırması – 240 s bası altında

Kauçuk damper yayının viskoelastik modellemesinde SEA ve deneysel test verileri karşılaştırılmıştır. ANSYS yazılımı ile modelleme için hiperelastik Ogden $N=3$ ve viskoelastik Prony Shear (kayma) modül verileri kullanılmıştır. Test ve analiz sonuçları değerlendirildiğinde aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir;

- Mullins etkisinden dolayı modelleme için deneysel testlerin öncesinde test numunelerine stabilizasyon için belli çevrimlerde fiziksel deformasyon uygulanmalıdır, yani çevrimsel olarak belli sayıda (en az 5) basıya veya çekiye maruz bırakılmalıdır.
- Test ve SEA sonuçları bası-çeki hızının (strain-rate) viskoelastik modellemede önemli olduğunu göstermektedir. Bu özellik SEA'da prony serisi ve Maxwell & Kelvin-Voigt malzeme modellerinde Dashpot-Spring sistemi ile gösterilmektedir.
- Elastomer numunesi, basıya maruz kaldığında kısa süreli (hızlı) döngülerde daha yüksek rijitliğe sahipken, uzun süreli (yavaş) döngülerde daha düşük rijitlik göstermektedir.

Frekansiyel Tarama Testi Modellemesi

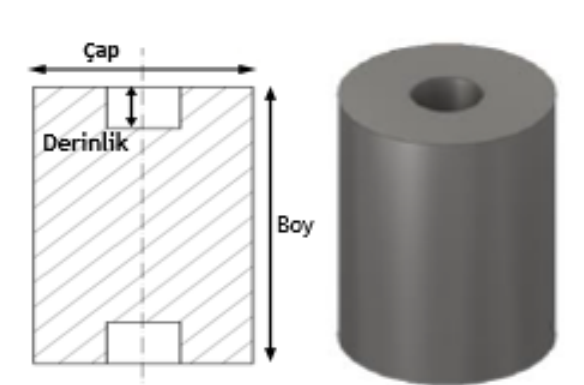
Frekansiyel tarama testi için malzeme modeli ABAQUS yazılımında oluşturulmuştur. Kinematik analiz seçilerek sınır şartları belirlenen modelde hiperelastik ve viskoelastik tanımlamalar ve malzeme test girdileri yapılmıştır (Şekil 4.17). Test numune boyutları önceki deneysel testte olduğu gibi 13 mm kalınlığında ve 13 mm çapında elastomer NBR malzemeli kauçuk diskler dikkate alınmıştır. Malzeme verileri modele girilirken NBR 70 Shore kauçuk malzemeye ait test verileri kullanılmıştır. Modele ait analiz sonuçları frekans altında basıya maruz kalan elastomer yayın göstereceği rijitlik davranışını göstermektedir. Elastomer yay 18 Hz frekansa kadar modelde taranarak incelenmiştir.



Şekil 4.17. Frekansiyel tarama testi SEA sonuç grafiği

4.3. Fonksiyonel Testler ve Modellemelerde Kullanılan Elastomer Yayın Tasarımı ve Analizleri

Debriyaj disk tasarımında hedef araç maksimum torku 75 Nm olarak seçilmiş ve elastomer yay tasarımı yapılırken de 75 Nm araç torku dikkate alınmıştır. NBR kauçuk malzemesine sahip yaya ait tasarım seçilirken debriyaj diskinin paket geometrisi dikkate alınan ikinci öncelik olmuştur.



Şekil 4.18. Fonksiyonel testlerde kullanılan elastomer yay geometrisi

Disk tasarımında NBR kauçuk elastomer yayların boyutları aşağıdaki gibi seçilmiştir (Şekil 4.18);

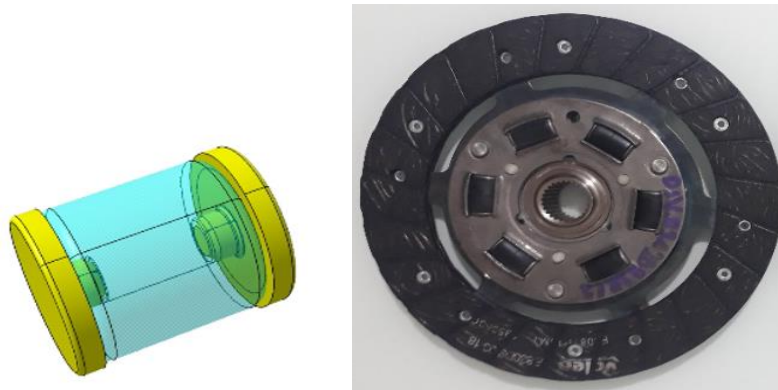
Boy: 18.8 mm

Çap: 17 mm

Derinlik: 3 mm

Elastomer yayların debriyaja montajı sırasında kanat ve kılavuz komponentleri arasında belli bir sıkıştırma oranı ile ön yük uygulayarak sıkışması beklenmektedir. Ön yükleme olmaması durumunda elastomer yayın montajı ve sabitlenmesi sağlanamaz. Metal yaylarda elastomer yaylar gibi ön yükleme yapılması gerekmektedir. Ön yükleme durumu tüm yay malzemeleri için gereklidir ve her malzeme ve tasarıma göre özel belirlenmelidir. Bu tez çalışmasında tasarlanan elastomer yay ve disk tasarımında 0.5 mm ön yükleme uygulanmıştır. Bu durumda, elastomer yayın toplam sıkışma miktarı ön yükleme mesafesi ve yayın motor torkuna karşılık gelen yer değiştirme miktarının toplamı olacaktır.

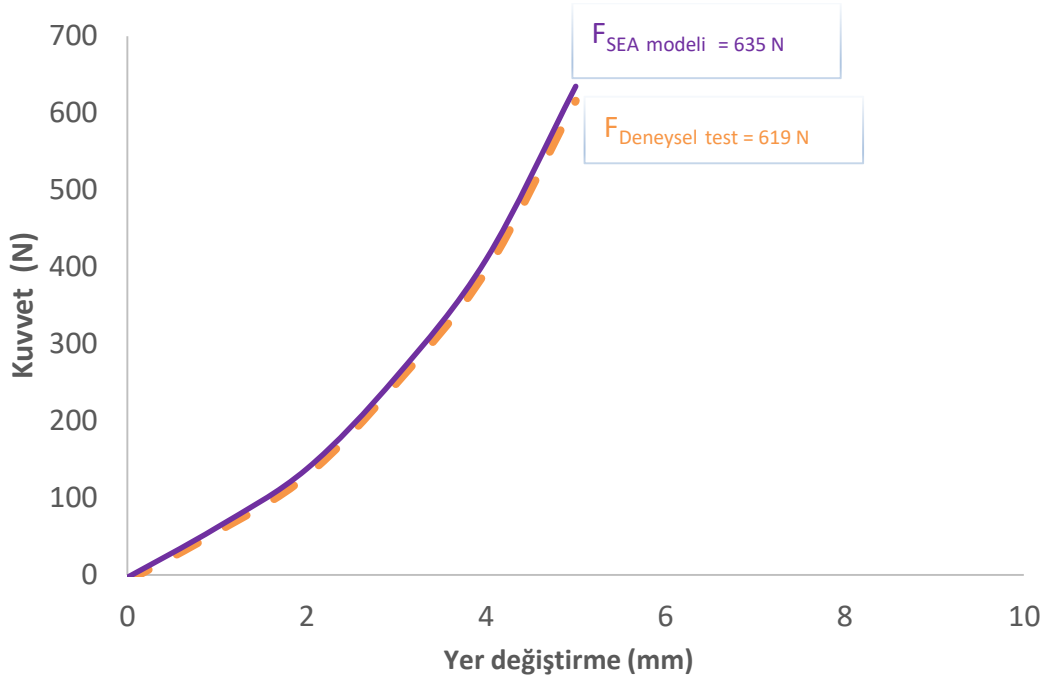
Elastomer yayların debriyaj kanatları ile direk temaslarında homojen basma yüzeyleri elde etmek için her iki tarafında yay tamponu kullanılmıştır. Yay tamponu elastomer yay üzerinde bulunan derinlik bölgesinden montajlanarak homojen basma ve gevşeme fazlarının oluşmasını sağlamaktadır (Şekil 4.19).



Şekil 4.19. Elastomer yay tampon montajı & Gerçek parça görüntüsü

Elde edilen elastomer NBR yaya bölüm 4.2 'de belirtilen ve korelasyonları sağlanan SEA yöntemleri ile modellenerek deneysel bası testi ve hiperelastik bası model analizi

gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.20 fonksiyonel testlerde kullanılan elastomer yayın nihai ürün geometrisi ile yapılan bası testi ile SEA modelinin karşılaştırmasını göstermektedir. Deneysel bası testinde 619 N maksimum yük oluşurken, malzeme testleri ile doğrulanan SEA modeli ile oluşturulan nihai ürün geometrisi hiperelastik analizinde 635 N maksimum yük meydana gelmiştir. Deneysel test ve analiz sonucunda %3 sapma ile doğrulama gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.20. Fonksiyonel ürün testlerinde kullanılan elastomer yayına ait deneysel bası testi ve SEA modeli

4.4. Zamana Bağlı Rijitlik Davranışının İncelenmesi ve Karşılaştırmalar

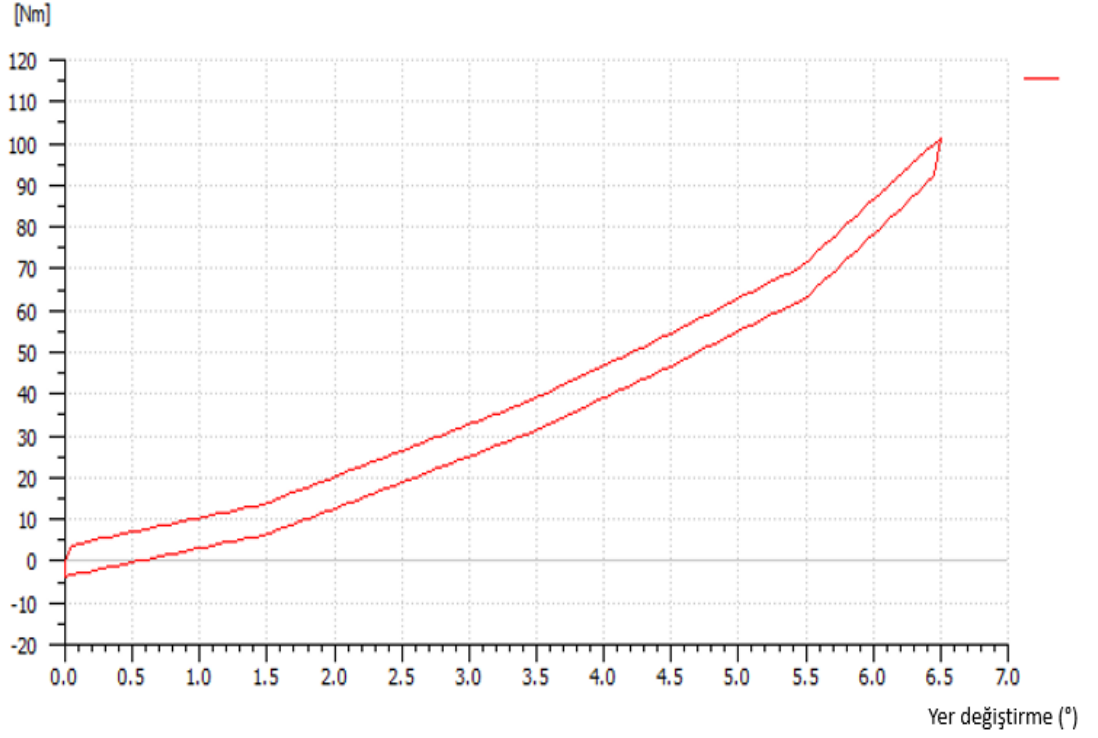
4.4.1. Bir Boyutlu Kavrama Modellemesi

Bu bölümde debriyaj kavrama sisteminin bir boyutlu modellemesi ve sonuçlarını içermektedir. Bir boyutlu modele girilen elastomer damper tanımı malzeme bası testinden elde edilen veriler ile girilmiştir. Bu test statik olarak yapılmıştır, fakat AMESim kendi viskoelastik kauçuk modelinde bu test verisini Maxwell malzeme modeli ile eşleştirerek zamana bağlı davranışa sahip olmaktadır.

Debriyaj diski damper yayları bası altında sıkışma aşamasını temsil eden operasyonel koşullarda 6.5 dereceye kadar hareket değeri için tasarlanmıştır. Bu simülasyonun amacı, debriyaj diskinin damper tork karakterizasyonunu tanımlamaktır. Zamana bağlı davranış, debriyaj diski tasarımı sırasında detaylı modelleme gerektiren viskoelastik özelliklerden biridir. Valeo Otomotiv ölçüm envanterinde bulunan damper torku fonksiyonel ölçüm makinesi farklı hızlarda yayları sıkıştırarak damper torku alabilme imkanına sahiptir. Simülasyon 1 saniye, 3 saniye ve 6 saniye yükleme aşamalarında yapılmıştır. Bu sıkıştırma süreleri sırasıyla yaklaşık olarak 6.7 mm / s, 2.23 mm / s ve 1.12 mm / s değerlerine eşit olmaktadır.

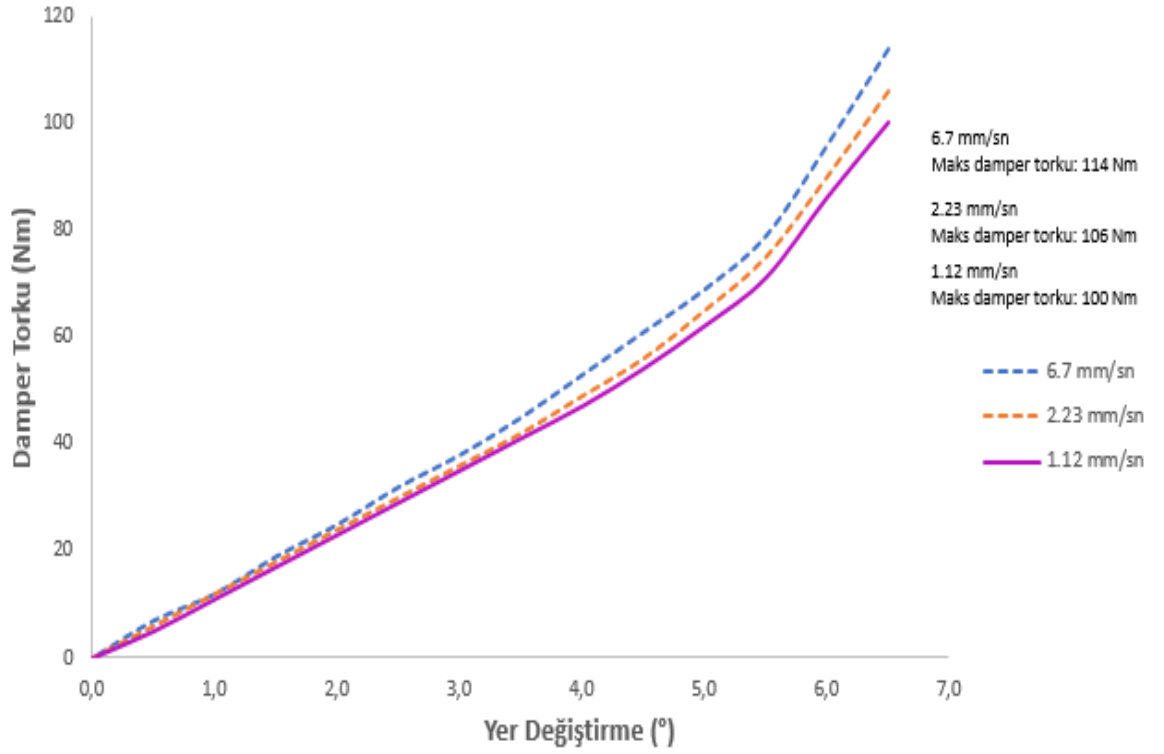
Şekil 4.21 doğrusal olmayan viskoelastik kauçuk damper yayları ile kullanılan debriyaj diskinin damper torku – yer değiştirme çıktısının bir boyutlu model simülasyonu örneğidir. Grafiğe göre, debriyaj diski damperi sistemi 6.5 derece sıkıştırma ile 100 Nm tork seviyesini karşılamaktadır. Ayrıca 5.5 derecelik bir sıkıştırma sonrasında belirgin bir şekilde doğrusal olmayan yay karakterinin başladığı görülmektedir. Bu davranış, elastomer malzemelerin deneysel sıkıştırma testleri ile paralellik göstermektedir ve sistem tasarımına başlamadan önce fikir verip öngörü yapılması imkanını vermektedir. Metalik ve kauçuk yayların farklı sıkıştırma hızlarında farklı davranışları vardır. Metalik damperli sistemler farklı sıkıştırma hızlarında metalik malzeme davranışından dolayı aynı damper torkunu verirler. Elastomer yaylar küçük deformasyonlar sırasında genelde doğrusal kuvvet reaksiyonu gösterirler, ancak deformasyon miktarı yükselirken doğrusal olmayan şekilde davranırlar ve sıkıştırılmaz özelliklerinden dolayı reaksiyon kuvvetleri hızlı ve doğrusal olmayan bir biçimde artış gösterir. Buna karşın, metalik yaylar tüm sıkıştırma oranı ve mesafelerinde doğrusal reaksiyon kuvveti göstermektedirler.

Damper Torku



Şekil 4.21. AMESim elastomer yay damper torku gidiş-geliş eğrisi simülasyonu (1.12 mm/s bası hızı)

Şekil 4.22 farklı hızlarda sıkıştırma değerlerinde AMESim 1-D modelleme çalışmasının sonuçlarıdır. Analiz sonuçları, simülasyondaki çeşitli sıkıştırma hızlarında damper tork karakteristiklerinin farkını açıkça göstermektedir. Modelde kullanılan sayısal veriler tam karşılaştırma sağlamak amacıyla deneysel testler ile aynı kullanılmıştır. Modelde elde edilen verilere göre, damperin sıkıştırma hızı yaklaşık 6 kat arttırıldığında damper torkunda %14 artış meydana geldiği görülmüştür. Damper sıkıştırma hızında yaklaşık 2 kat artışta ise damper torkunda %6 seviyelerinde artışın olduğu gözlemlenmiştir. Gözlenen bu artışların, gerçek kullanım koşullarında elastomer damperden çok değişkenli damper rijitliğinin beklendiğini ve bu şartlar için tasarım parametrelerinin oluşturulmasının gerekliliğini ortaya koymuştur. Binek araçların gerçek yol şartlarında kullanımında, elastomer damperli debriyaj sisteminden performans beklentilerinin bu sonuçlar doğrultusunda dikkate alınması gerekmektedir.



Şekil 4.22. Bir boyutlu güç aktarım sistemi modelinde farklı hızlarda elastomer yay damper torku karşılaştırması (Damper torku (Nm) & Yer değiştirme (°))

Bu sonuçlar, kauçuk esaslı malzemelerin zamana bağlı viskoelastik davranışlarını göstermektedir. Bu sonuçlar aynı zamanda araç çalışma koşullarında viskoelastik özelliğinden dolayı elastomer damperli yayın farklı rijitlik karakteristikleri (k_x) göstereceğini kanıtlamaktadır (Şekil 4.23). Elastomer yaylı damper sistemlerinin bir boyutlu modellenmesi, tasarım sürecinde araç testleri yapılmadan önce uygulanması, varsayımların ve öngörülerin arttırılmasını sağlar ve ileride yaşanacak zaman kaybını önlemekle birlikte maliyetlerden tasarruf sağlanmasına imkan vermektedir. Bir boyutlu modelleme, elastomerik malzemeler gibi viskoelastik özelliğe sahip yapılarda üretim öncesi tasarım alternatiflerinin değerlendirilmesinde büyük önem taşımaktadır. Elde edilen sonuçlar, eşdeğer damper rijitliğinin ve damper torkunun metal malzemelerin aksine viskoz özellik içeren damper malzemelerinde büyük değişimler gösterebileceğini ve bu davranışın modellenebileceğini göstermiştir.

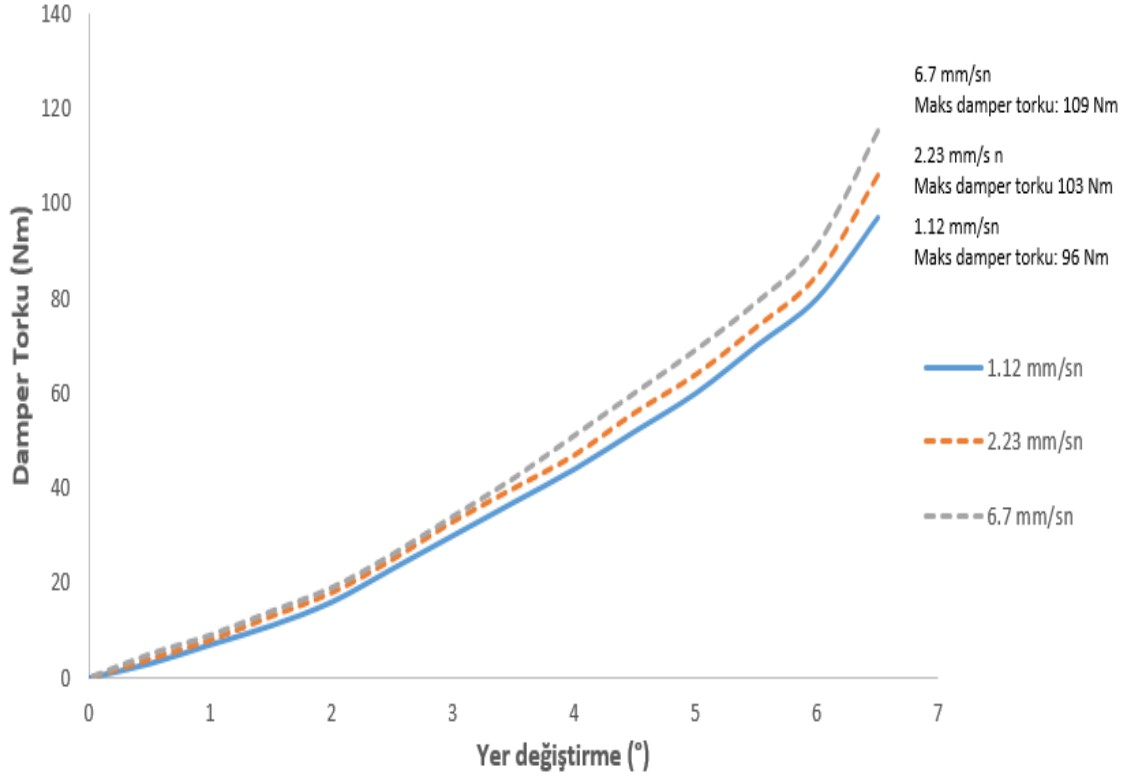


Şekil 4.23. Bir boyutlu güç aktarım sistemi modelinde farklı hızlarda elastomer yay damper torku karşılaştırması – Damper torku (Nm) & Yer değişirme (°)

4.4.2. Damper Yayının Zamana Bağlı Deneysel Ölçümleri

Bu bölümde, tasarımı yapılan ve NBR 70 Shore kauçuk ile üretilmiş debriyaj diski kompleksi, damper tork kapasitesini ölçen fonksiyonel test makinesinde farklı sıkıştırma hızlarında ölçülmüştür. Bu testler, bir önceki bölümde bir boyutlu modellemesi yapılan ve farklı hızlarda elde edilen veriler ile karşılaştırılacaktır. Tüm fonksiyonel testler, önceki bölümde açıklanan bir boyutlu modelleme simülasyonuna paralel olarak gerçekleştirilmiştir. Debriyaj diski 6.7 mm / sn, 2.23 mm / sn ve 1.12 mm / sn yükleme aşamalarında 6.5 dereceye kadar sıkıştırılmıştır.

Deneysel test sonuçlarına göre, elastomer yaylı debriyaj damperi sistemi test tezgahında 6.7 mm/sn sıkıştırma hızında 109 Nm en yüksek damper torkuna sahiptir ve 6 derecelik sıkıştırma sonrasında yay karakteristiğinin doğrusal olmayan davranışının belirgin bir şekilde gözlemlendiği görülmektedir. 2.23 mm/sn sıkıştırma hızında 103 Nm damper torku oluşurken, 1.12 mm/sn sıkıştırma hızında 96 Nm reaksiyon damper torku oluşmuştur (Şekil 4.24).



şekil 4.24. Hıza bağlı elastomer damper sıkıştırma fazı karşılaştırmaları

Elastomer malzemelerin viskoelastik davranışlarından dolayı beklendiği gibi ‘Gerilme gevşemesi’ özelliği nedeniyle sıkıştırma süresi arttıķça damper tork kapasitesinin aşamalı olarak azaldığı görülebilir. En yüksek rijitlik değeri 6.7 mm/s sıkıştırma döngüsünde gözlenirken, 1.12 mm/s sıkıştırma döngüsü daha düşük rijitlik davranışının sonucu olarak en düşük damper torku ile sonuçlanmıştır.

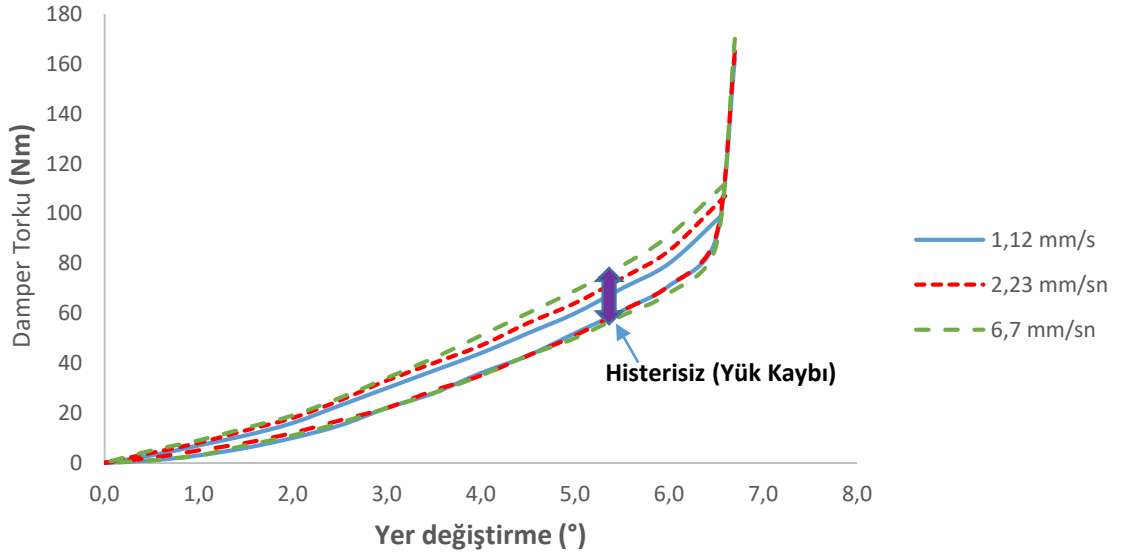
4.4.3. Zamana Bağlı Modelleme ve Deneysel Test Sonuçlarının Karşılaştırılması

Çizelge 4.3 bir boyutlu model ile elde edilen zamana bağlı simülasyonun sonuçları ile deneysel ölçüm sonuçlarının karşılaştırmasını vermektedir. Elde edilen maksimum damper torklarında sapmaların kabul edilebilir bir seviyede olduğu görölmektedir. Bu sonuçlar, elastomer yaylı damper sistemlerinin tasarım süresince bir boyutlu modellenmesinde iyi bir şekilde gerçek sonuçlara yaklaşım yapılabileceğini göstermektedir.

Çizelge 4.3. Zamana bağlı elastomer yaylı debriyaj damper torku ölçüm karşılaştırması

| Fonksiyonel ölçüm makinası sıkıştırma hızı (mm/sn) | Simülasyon sonucu maksimum damper torku (1-D modelleme) (Nm) | Gerçek ölçüm sonucu maksimum damper torku (Nm) | Sapma Oranı (%) |
|--|--|--|-----------------|
| 1.12 | 114 | 109 | 4 |
| 2.23 | 106 | 103 | 3 |
| 6.7 | 100 | 96 | 4 |

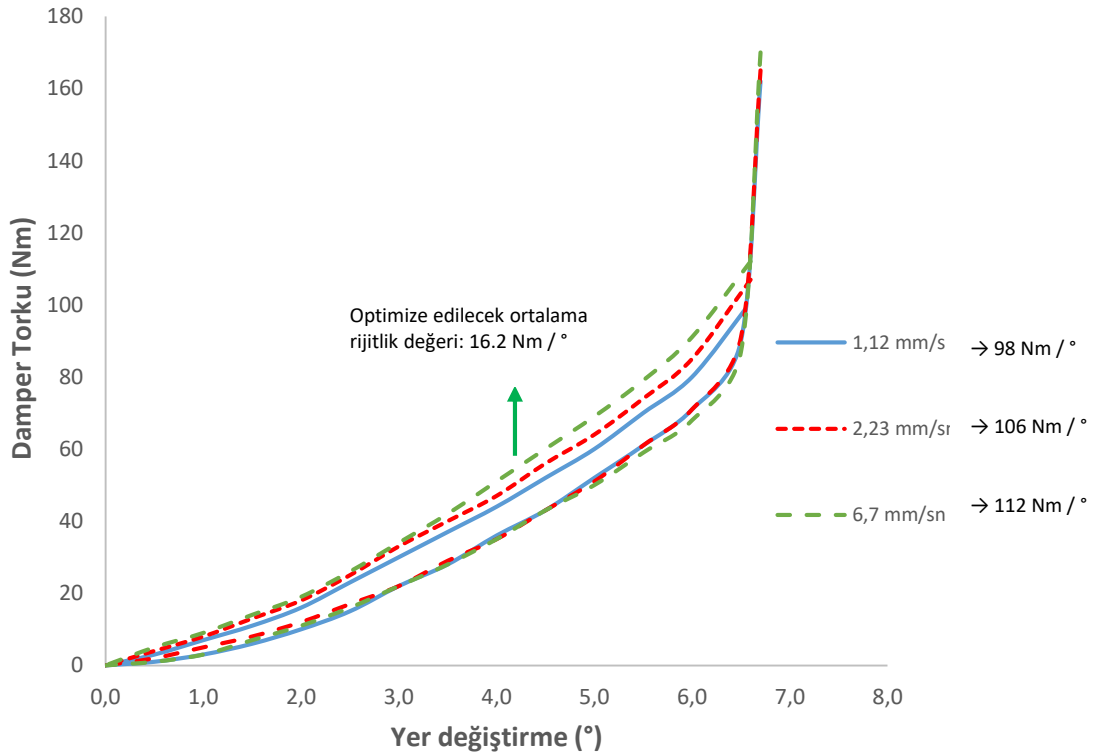
Şekil 4.25 deneysel zamana bağlı testlerin bası ve serbest bırakma fazlarında (gidiş – geliş) meydana gelen damper torku eğrilerini göstermektedir. Bu grafiklerde zamana bağlı sıkıştırma durumlarında maksimum damper torklarında oluşan farklılıkla birlikte, histerisiz (kayıp) torklarında farklılıkların meydana geldiği görülmektedir. Elastomer malzemeler viskoelastik özelliklerinden dolayı sıkıştırma hızlarında artışla birlikte rijitliklerini arttırmaktadırlar, buna örnek olarak viskoelastik malzeme modellerinde bulunan ‘Dashpot’ sistemi verilebilmektedir. Hızın artmasıyla birlikte dashpot sistemi daha sert bir cevap verecektir ve bu da rijitliğin artmasını temsil etmektedir.



Şekil 4.25. 3 farklı hızda damper torku karşılaştırma eğrileri (Gidiş – Geliş Eğrileri)

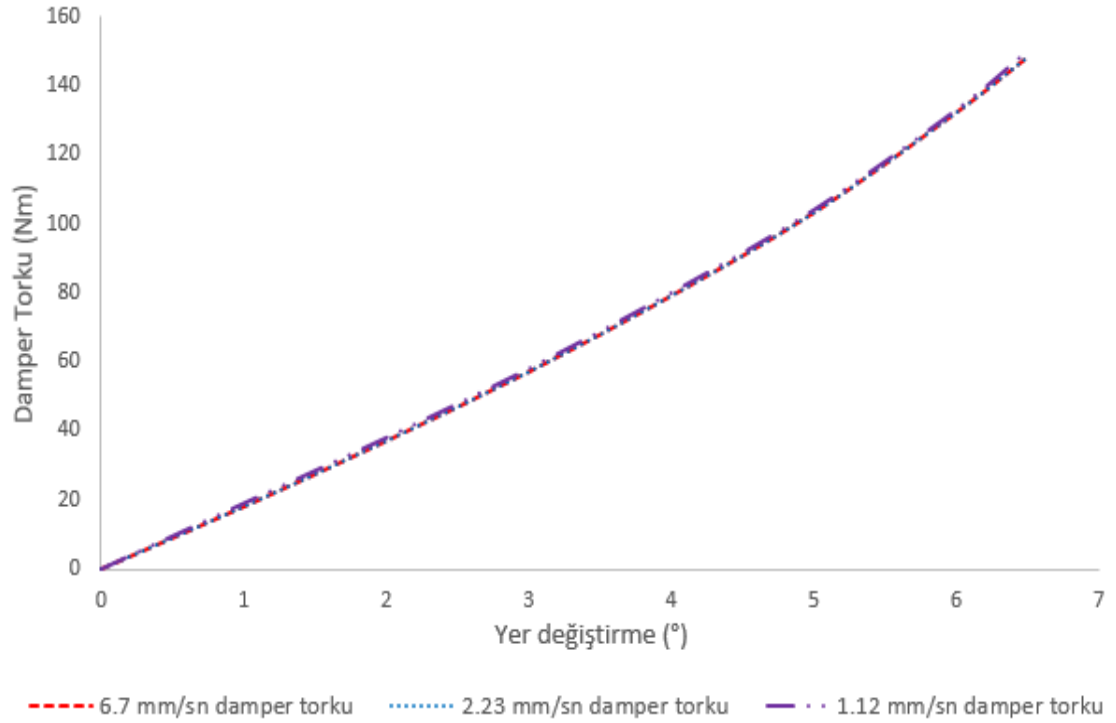
Gidiş-Geliş eğrilerinde meydana gelen histerisiz (kayıp) farkları elastomer malzemelerde polimer zincirlerinde meydana gelen kopmaların hızlı fiziksel deformasyonlarda daha fazla olduğunu ve bu nedenle dönüş eğrilerinde rijitlik kayıplarından kaynaklanan damper torku kaybının daha çok olacağını göstermektedir. Şekil 4.25 'de en hızlı sıkıştırma süresinde en büyük histerisiz farkının meydana geldiği görülürken, en az tork kaybı farkının ise en yavaş sıkıştırma süresinde meydana geldiği görülmektedir.

Şekil 4.26 deneysel ölçüm kursunda sıkıştırma miktarından dolayı yaklaşık olarak doğrusal bir davranış sergileyen elastomer damperli debriyaj diskinin ortalama radyal rijitlik değerini göstermektedir. Çeşitli sıkıştırma hızlarında gerçekleştirilen üç deneysel ölçüm için ortalama damper rijitlik değeri $16.2 \text{ Nm} / ^\circ$ olarak belirlenmiştir. Bulunan ortalama rijitlik değeri ilerleyen bölümlerde sistem optimizasyonunda Tavlama benzetimi algoritması ile entegre çalışacak bir boyutlu modelin yay rijitliği sistem girdisi olarak kullanılacaktır.



Şekil 4.26. Farklı sıkıştırma hızlarında sistem optimizasyonu için belirlenen ortalama rijitlik değeri

Şekil 4.27 çeşitli sıkıştırma hızlarında metalik yaylı debriyaj diskinin deneysel ölçümlerini göstermektedir. Metalik yaydan beklendiği gibi, metal yayların rijitlik davranışının kauçuk yaylara kıyasla daha kararlı olduğu gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar, araç kullanımında değişken sürüş koşullarında dahi metalik yayların aynı rijitlik karakterini göstermesi ile aynı sürüş konforunun sağlanabileceğini kanıtlamaktadır.



Şekil 4.27. 3 farklı hızda metalik yaylı debriyaj damper torku eğrisi karşılaştırmaları – Damper torku (Nm) & Yer değiştirme (°)

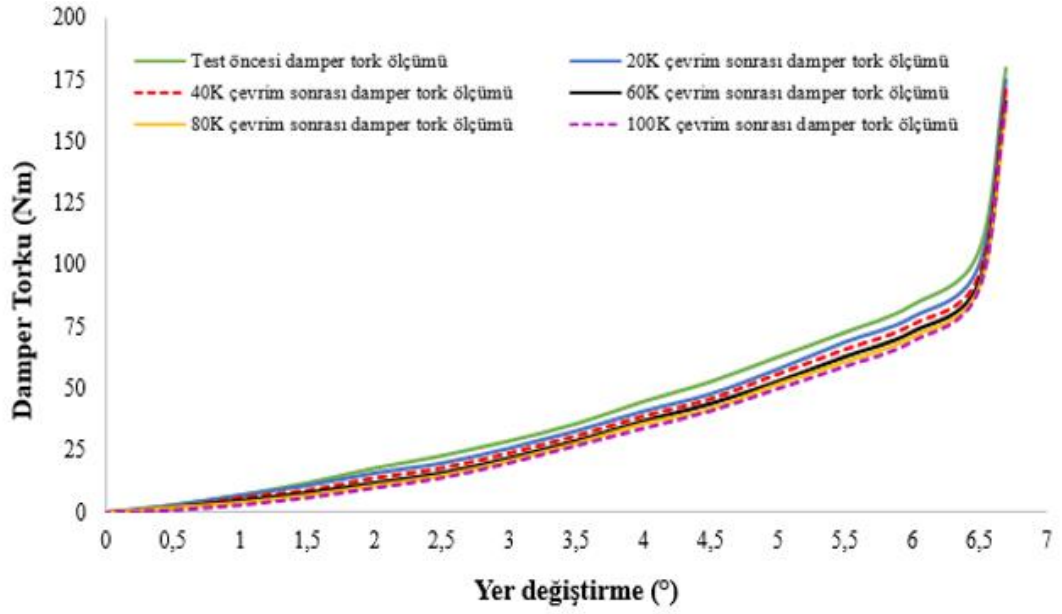
Metalik yayların zamana bağlı sabit bir davranış göstermesi ve rijitlik karakterini koruması metalik yaylar için avantajdır. Bu durum, metalik yaylı debriyaj sistemlerinin modellenmesini de kolaylaştırmaktadır. Elastomer yayların zamana bağlı farklı rijitlik karakterine sahip olması otomobil sistemleri için bu yayların modellenmesini zorlaştırır da iyi planlanan ve oluşturulan test ve analiz prosedürleri ile en iyi doğrulukta modellenmenin kurgulanması sağlanabilmektedir.

4.5. Oda Sıcaklığında Fonksiyonel Testler ve Metal Yaylarla Karşılaştırmalar

Bu bölümde elastomer NBR kauçuk yayın debriyaj diski kompleksinde göstereceği ve sahip olacağı davranışlar Burulma dayanımı fonksiyonel testleri ile simüle edilmiştir. Bu testlerde elde edilen ve en önemli parametre elastomer yaylı damper sisteminin gösterdiği rijitlik kaybının bulunması ve bunun sonucunda ortaya çıkan damper torku kayıplarının gözlemlenmesidir. Bu testlerde elastomer yayın debriyaj sisteminin dinamik koşulları altında göstereceği davranış bilgisine sahip olunmuştur. Elastomer yaylı debriyaj sistemleri için damper torku güvenlik faktörü katsayısının belirlenmesinde, elastomer yayın şekil optimizasyonunda ve elastomer yaylı debriyaj sisteminin otomobil güç aktarım sisteminde komple sistem optimizasyonunun yapılmasında yine Burulma dayanımı testi verilerinin kullanılması ve sonuçlarının analiz edilmesi büyük fayda ve bilgi sağlamıştır.

Testler 1 Hz ile 6 Hz arasındaki çeşitli frekans koşullarında gerçekleştirilmiştir. Bu testler sırasında kauçuk yaylı debriyaj diski maksimum tork kapasitesine kadar frekans altında sıkıştırma testlerine tabi tutulmuştur. Elastomer damperli sistem 6.5° radyal sıkışma oranına kadar reaksiyon torku verirken, 6.5° sıkışma miktarından sonra debriyaj diskinde bulunan durdurma pinleri ile sıkışması önlenmiştir. Burulma dayanımı testinde damper sistemi sürüş tarafı ve motor freni olmak üzere iki bölge ve taraflı bir çalışma gerçekleştirmektedir. Bu çalışmalarda daha net ve anlaşılabilir sonuçların ortaya konabilmesi için sürüş damper tarafı yönünde elde edilen bilgiler incelenmiştir. Motor freni bölgesinde elde edilen damper torku karakteristikleri sürüş tarafı ile benzer davranış göstermektedir.

Şekil 4.28, 1 Hz frekans altında yapılan burulma dayanım testinde oluşan damper torku davranışlarını göstermektedir. Elde edilen sonuçlarda en büyük damper torku kaybının 20 bin çevrim sayısından sonra olduğu görülmektedir. İlerleyen çevrimlerde damper torku kayıpları azalan ve daha kararlı bir hale geldiği görülmektedir.



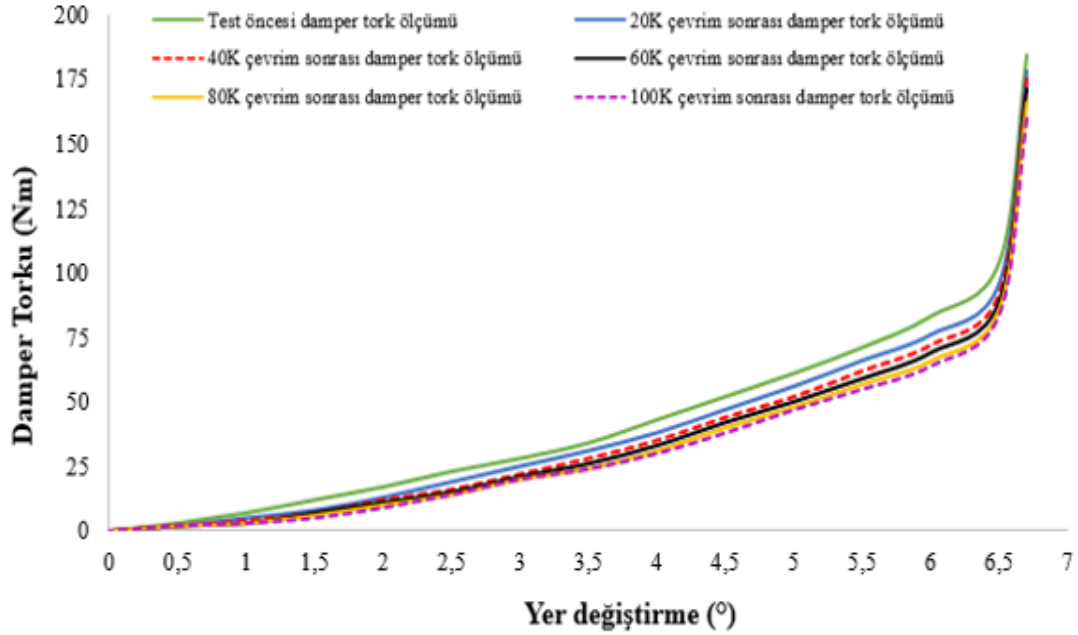
Şekil 4.28. 1 Hz sıkıştırma frekansı altındaki damper tork eğrisi - Tork (Nm) & Yer değiştirme

Çizelge 4.4 grafik verileri her 20 bin çevrim sayısında oluşan damper torku kayıp oranlarını göstermektedir. 20 bin çevrim sayısından sonra damper torku kaybı %6 iken 80-100 bin çevrim ardından fonksiyonel ölçüm sonucunda damper torku kaybının %1 olduğu görülmektedir. 1 Hz altında yapılan testte her 20 bin ölçüm süresi 333 dakika sürmüştür.

Çizelge 4.4. 1 Hz Burulma dayanıklılık testi karşılaştırması

| Test Çevrimi | Test Frekansı (Hz) | Test Süresi (Dakika) | Ölçülen Maksimum Damper Torku (Nm) | 20K Çevrimde Maksimum Damper Torku Kaybı (%) |
|--------------|--------------------|----------------------|------------------------------------|--|
| Test Öncesi | - | - | 106 | - |
| 20 bin | 1 | 333 | 100 | 6 |
| 40 bin | 1 | 333 | 96 | 4 |
| 60 bin | 1 | 333 | 93 | 3 |
| 80 bin | 1 | 333 | 91 | 2 |
| 100 bin | 1 | 333 | 90 | 1 |

Şekil 4.29, 3 Hz frekans altında yapılan burulma dayanımı testi sonuçlarını göstermektedir. Sonuçlar 1 Hz altında yapılan test ile benzerlik göstermektedir, fakat elastomer NBR kauçuğun rijitlik kaybının daha yüksek olmasından dolayı damper torku kayıplarının bu frekansta daha yüksek olduğu görülmektedir.



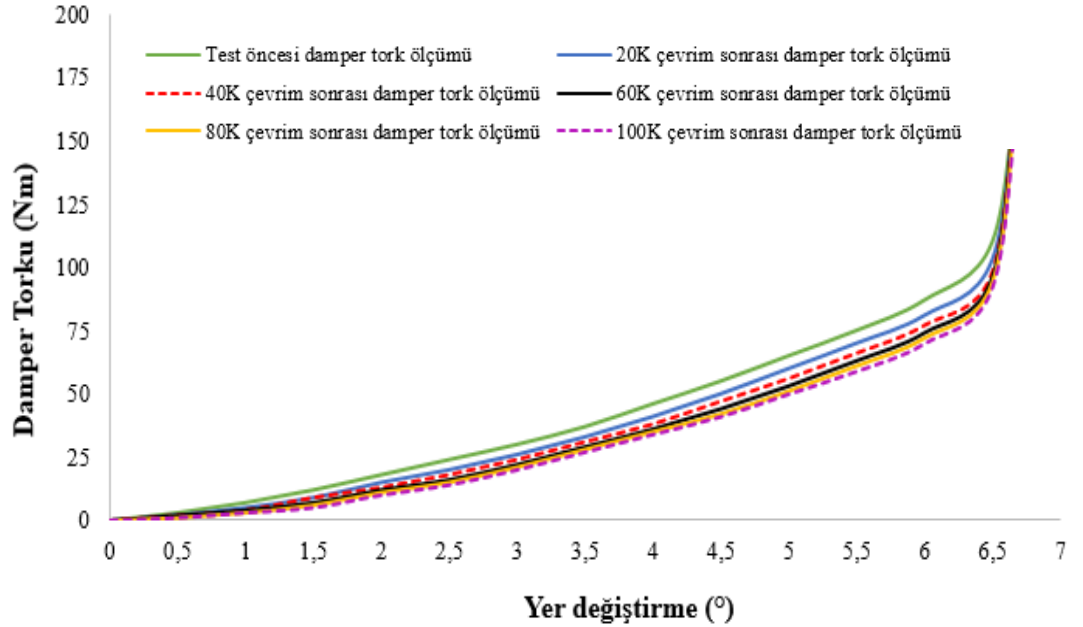
Şekil 4.29. 3 Hz sıkıştırma frekansındaki damper tork eğrisi - Tork (Nm) & Yer değişirme

3 Hz frekans altında oluşan kaybın daha yüksek olması, frekansın yüksek olması sebebiyle malzeme iç yapısından dolayı ısınma miktarının ve histerisiz kaybının daha yüksek olduğu sonucunu çıkarmaktadır (Çizelge 4.5). Oda sıcaklığında yapılan bu testlerde elastomer kauçuk yay malzemesi üzerinden termal lazer ölçüm makinası ile sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Alınan verilerde frekans arttıkça malzeme içerisinde ısı birikiminin arttığı ortaya çıkmıştır.

Çizelge 4.5. 3 Hz Burulma dayanıklılık testi karşılaştırması

| Test Çevrimi | Test Frekansı (Hz) | Test Süresi (Dakika) | Ölçülen Maksimum Damper Torku (Nm) | 20K Çevrimde Maksimum Damper Torku Kaybı (%) |
|--------------|--------------------|----------------------|------------------------------------|--|
| Test Öncesi | - | - | 104 | - |
| 20 bin | 3 | 111 | 96 | 8 |
| 40 bin | 3 | 111 | 92 | 4 |
| 60 bin | 3 | 111 | 89 | 3 |
| 80 bin | 3 | 111 | 86 | 3 |
| 100 bin | 3 | 111 | 84 | 2 |

Şekil 4.30, 6 Hz frekans altında yapılan burulma dayanımı testinin sonuçlarını vermektedir. Bu teste de ilk çevrim sayılarında yüksek olan damper torku kayıplarının ilerleyen çevrimlerde düşerek daha kararlı bir yapıya kavuştuğu görülmektedir.

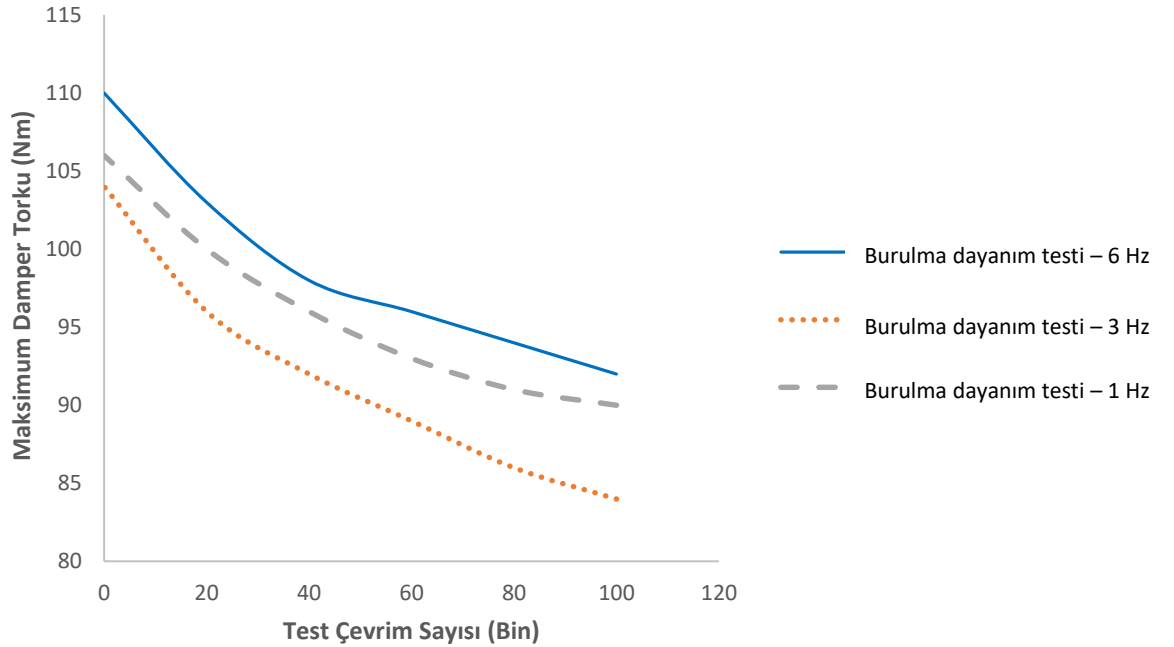


Şekil 4.30. 6 Hz sıkıştırma frekansı altındaki damper tork eğrisi - Tork (Nm) & Yer değiştirme

Çizelge 4.6 ‘da gösterildiği gibi ilk 20K çevrimde damper torku kaybı %7 iken, son çevrimlere doğru düşerek daha kararlı bir kayıp oranına sahip olmuştur.

Çizelge 4.6. 6 Hz Burulma dayanıklılık testi karşılaştırması

| Test Çevrimi | Test Frekansı (Hz) | Test Süresi (Dakika) | Ölçülen Maksimum Damper Torku (Nm) | 20K Çevrimde Maksimum Damper Torku Kaybı (%) |
|--------------|--------------------|----------------------|------------------------------------|--|
| Test Öncesi | - | - | 110 | - |
| 20 bin | 6 | 55 | 103 | 7 |
| 40 bin | 6 | 55 | 98 | 5 |
| 60 bin | 6 | 55 | 96 | 2 |
| 80 bin | 6 | 55 | 94 | 2 |
| 100 bin | 6 | 55 | 92 | 2 |



Şekil 4.31. Burulma dayanımı testinde maksimum damper torku kayıp grafiği

Şekil 4.31 'de 3 farklı frekans için damper torku kayıpları aynı grafikte verilmiştir. Damper torku kayıplarındaki karakterin benzer olduğu görülmektedir. Damper torku değerini oluşturan en temel unsur sönümleyici yaydaki rijitlik değeridir. Damper torkunun çalışma süresindeki davranışlarını belirleyen yine rijitlik davranışı olmaktadır. Bu nedenle, elastomer damper yayının araçta çalışma koşullarında göstereceği davranışın elde edilen bu sonuçlar ile orantılı olması beklenmektedir. Araç kullanımında elastomer yayın rijitliğindeki düşüş ilk kilometrelerde fazla olurken, ilerleyen süreçte kayıp oranı azalarak düşmeye devam edecektir.

Fonksiyonel testler sonrasında demontaj edilen ve parçalarına ayrılan elastomer yaylı disk kompleksinde test öncesi ve sonrası elastomer yay boyu ile ilgili incelemeler de yapılmıştır. Çizelge 4.7, 1 Hz, 3 Hz ve 6 Hz oda sıcaklığında test edilen debriyaj disklerinden alınan numuneye ait test öncesi ve sonrası ölçülerdir. Boy kaybı metal yaylarda ihmal edilebilirken, elastomer bazlı maddelerin kullanıldığı sönümleyicilerde mutlaka dikkate alınmalıdır. Debriyaj sistemlerinde bulunan ve sürekli basıya maruz kalan elastomer yaylar, geometrik tasarım paketlerinde alt disk komponentleri kanat ve kılavuz tasarımlarında ürün ömrü boyunca elastomer yayın pakete uygunluğu sağlanacak şekilde tasarlanmalıdır.

Çizelge 4.7. Tezgah testleri sonrasında elastomer yay boy kaybı değerleri karşılaştırması

| Test Numunesi | Test Öncesi Boy uzunluğu (mm) | Test Sonrası Boy uzunluğu (mm) | Boy kaybı oranı (%) |
|------------------|-------------------------------|--------------------------------|---------------------|
| 1 Hz 100K çevrim | 18.82 | 18.24 | 3.1 |
| 3 Hz 100K çevrim | 18.86 | 18.14 | 3.9 |
| 6 Hz 100K çevrim | 18.77 | 17.98 | 4.3 |

Araç konforunda önemli bir parametre olan debriyaj damper yayının rijitlik karakteri, araç kullanım ömrü boyunca belli bir değer aralığında olması istenmektedir. Yapılan testler sonucunda elastomer kauçuk malzemenin frekansa, sıcaklığa ve zamana bağlı değişken karakter gösterildiği görülmüştür. Metal yaylarda bu değişkenlik oldukça az olmaktadır, bu nedenle kullanım ömrü boyunca göstereceği davranış ve araç konforundan

beklenti daha öngörülebilir olmaktadır. Elastomer yayların tasarımında aşağıda belirtilen maddelerin dikkate alınması önemlidir;

- Araç konforunun sürekliliğinin sağlanması için tasarımın yapılacağı araç torku, yakıt tipi (dizel-benzin), aracın kullanım profili (soğuk ülkelerde-sıcak ülkelerde- düz yolda-eğimli yolda) tam olarak öngörülmelidir.
- Elastomer damper yayı için hedef rijitlik eğrisi belirlenmeli, damper torku kayıpları tezgah testleri ile öngörülmeli ve şekil optimizasyonu uygulanarak optimum tasarım elde edilmelidir.
- Elastomer malzemelerin üretim toleranslarının ve sapmalarının yüksek olabileceği öngörülmelidir. Hamur reçetelerinin dış etkenlerden ve operatör kaynaklı oluşan farklılıklardan dolayı farklı kaliteler ortaya çıkaracağı ve bunun sonucunda elastomer yayın rijitliğinde farklılıklar oluşabileceği dikkate alınmalıdır.

Bu gibi risklerin öngörülmesi ve engellenmesi araç konforunun en iyi seviyede sürdürülebilmesine imkan sağlayacaktır. Elastomer yayın rijitliğinin güvenlik faktörü seçimi ve yukarıda belirtilen her değişken için farklı güvenlik faktörü seçimi söz konusu olabilmektedir.

Yüksek güvenlik faktörü seçiminde oluşabilecek en büyük risk yüksek rijitlikten dolayı damper yaylarının sönüm kabiliyetinin azalmasıdır. Yüksek rijitlik, düşük sönümlenme kabiliyetinden dolayı titreşimlerin sönümlenerek istenen seviyelerde dişli kutusuna aktarılamaması sonucunu ortaya çıkarır. Sonuç olarak aşağıda belirtilen çalışmalar sayesinde belirlenen araç için hedef damper torku eğrisi ve hedef rijitlik eğrisinin çıkarılabildiği görülmektedir.

- Hiperelastik modelleme malzeme testleri,
- Viskoelastik malzeme testleri,

- Nihai elastomer yay ürünü ile fonksiyonel testleri (ortam sıcaklığı + değişken sıcaklıklar)

Elde edilen hedef rijitlik eğrisi ilerleyen bölümlerde deney tasarımı ve optimizasyon çalışmalarında belirlenen geometrik kısıtlara göre değerlendirilerek final elastomer tasarımına imkan sağlayacaktır.

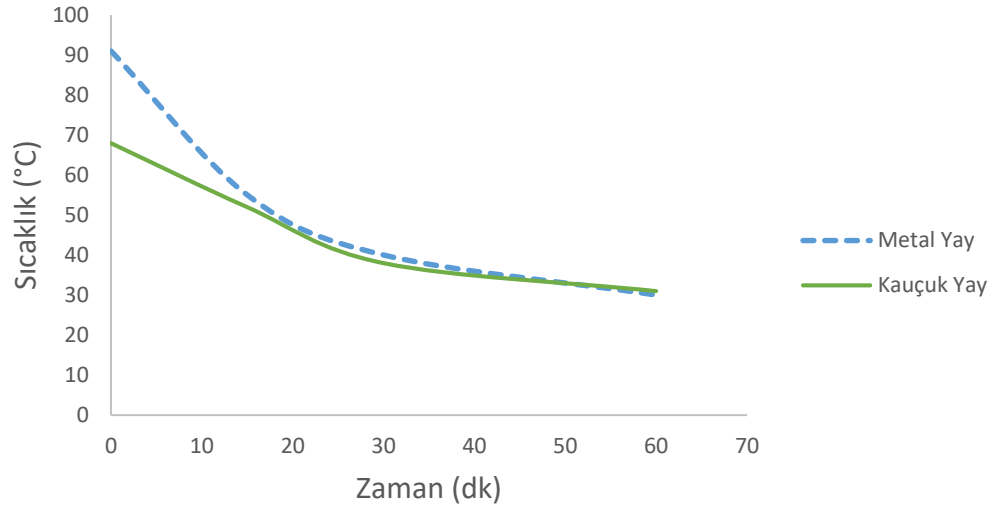
4.6. Sıcaklık Altında Davranışların İncelenmesi, Fonksiyonel Testler ve Metal Yaylarla Karşılaştırmalar

Bu bölüm elastomer NBR kauçuk yaylı ve metal yaylı debriyaj diski komplelerinin fırın testi sonrasında soğuma davranışlarının elastomer ve metalik yay üzerinde karşılaştırmalarını anlatmaktadır. Çelik bazlı malzemeler kauçuk esaslı malzemelerle karşılaştırıldığında düşük özgül ısıya (c) sahiptir. Bu sayede metal malzemelerde elastomer esaslı malzemelere kıyasla sıcaklıklarında daha hızlı artış ve azalmanın oluşmasına imkan tanımaktadır. Bunun tersine, elastomer esaslı malzemelerde sıcaklıkların artış ve azalışı daha yavaş olmaktadır. Ortalama olarak genel literatürde spesifik ısı çelik esaslı malzemeler için 0,5 KJ / Kg ° C ve elastomer malzemeler için (NBR, SBR, EPDM kauçuklar) 1,25 KJ / Kg ° C olarak kabul edilmiştir.

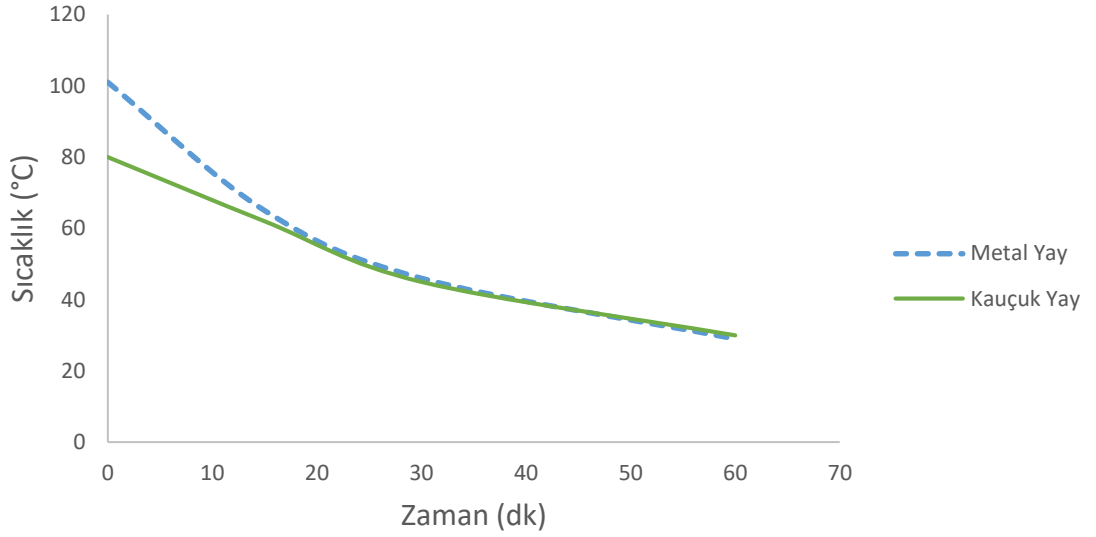
4.6.1. Fırın Testleri ve Sonrasında Yapılan Testler ve İncelemeler

Soğuma davranışlarının incelenmesi

Şekil 4.32 'de elastomer kauçuk yayın fırın testi sonrasında soğuma grafiği gösterilmiştir. 60 dakika boyunca 100 °C sıcaklık altında fırında tutulan metalik yaylı ve kauçuk yaylı disk kompleksinin soğuma grafikleri 60 dakika boyunca lazer termal ölçüm cihazıyla incelenmiştir. Metalik yayların düşük özgül ısıları sayesinde daha hızlı ısınma ve daha hızlı soğuma durumlarının burada etkisi elastomer malzemeler ile karşılaştırıldığında daha net görülmektedir. Yaklaşık 60 dakika bir süre geçtikten sonra elastomer kauçuk yay ve metalik yayın sıcaklıklarının eşitlendiği görülmektedir.



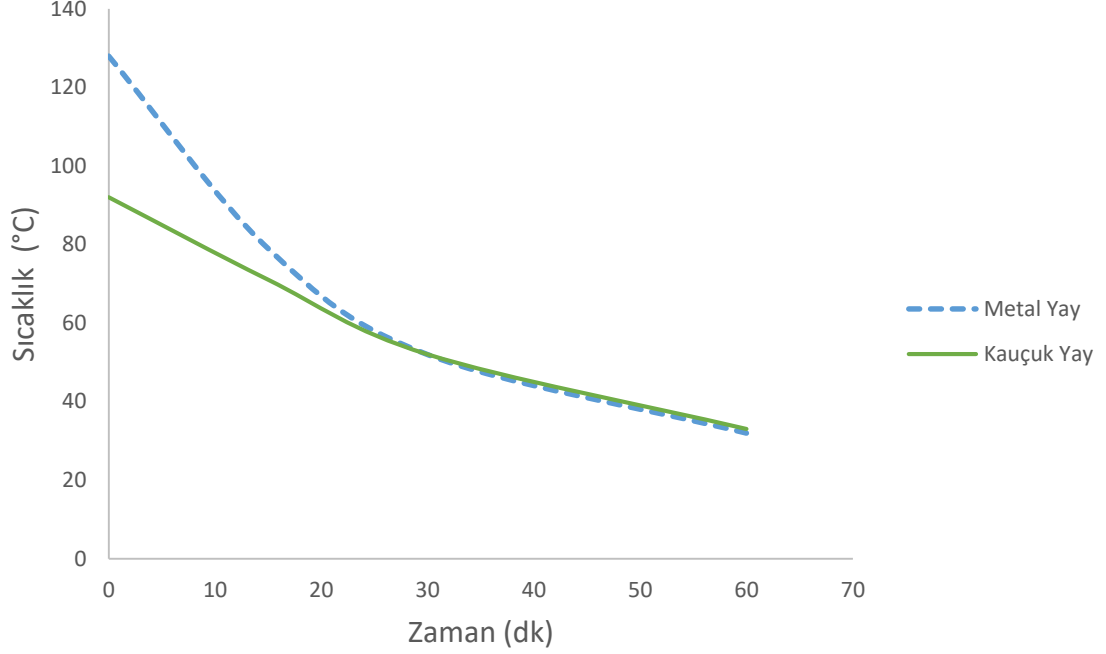
Şekil 4.32. 100 °C 60 dakika fırın testi sonrası karşılaştırmalı soğutma fazı aşaması



Şekil 4.33. 140 °C 60 dakika fırın testi sonrası karşılaştırmalı soğutma fazı aşaması

Şekil 4.33 ve 4.34 'de fırın testlerinden sonra kauçuk ve metalik yayların karşılaştırmalı soğutma aşamaları belirtilmiştir. 140 °C ve 180 °C sıcaklıklarda benzer karakteristik mevcuttur. Elastomer kauçuk malzeme daha yavaş ısınır, daha yavaş soğumaktadır. Gerçek araç kullanım koşullarında, özellikle yoğun trafiklerde sürekli debriyaj ayrılması ve kavraması durumu ortaya debriyaj balatasının sürtünmesinden dolayı sıcaklık artışı

koymaktadır. Bu durumda elastomer malzemenin soğuması ve rijitliğini koruması durumları için risk öngörmek ve önlem almak gerekmektedir.

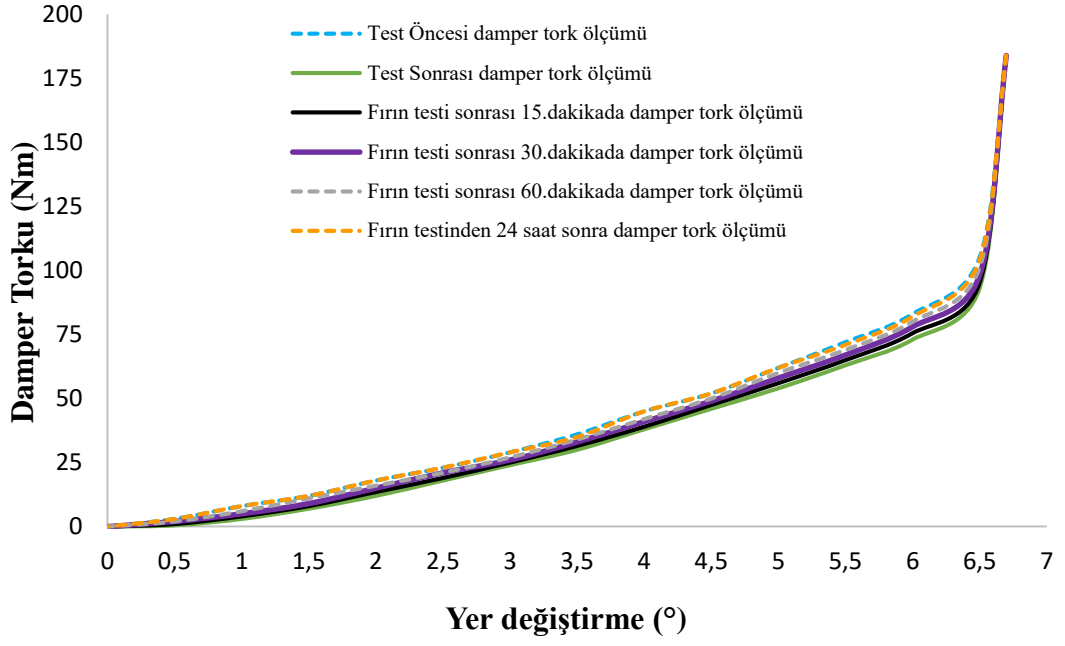


Şekil 4.34. 180 °C 60 dakika fırın testi sonrası karşılaştırmalı soğutma fazı aşaması

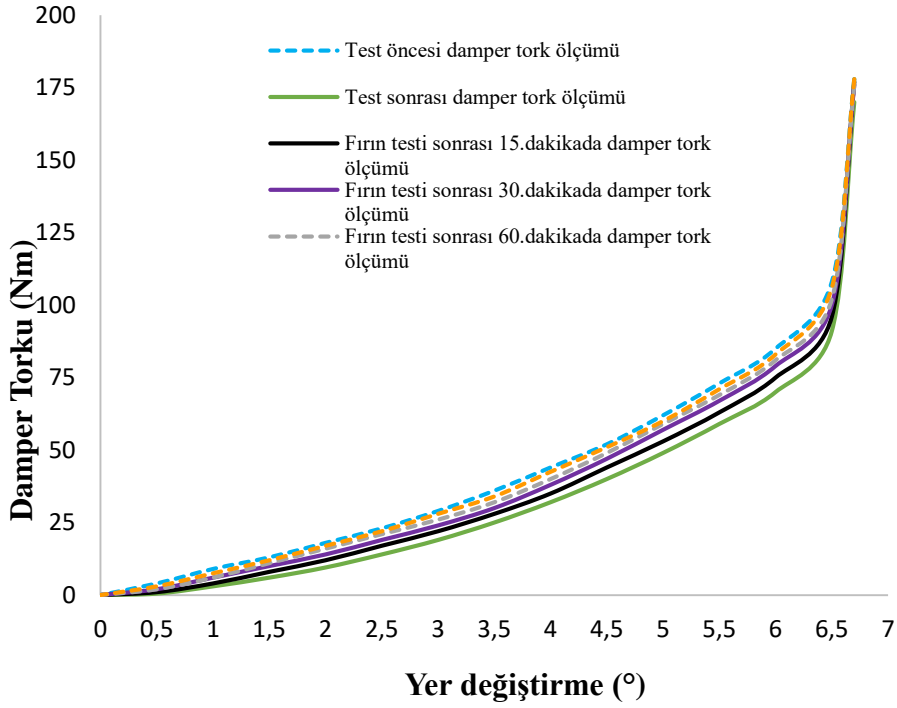
Soğuma fazlarında damper torqu davranışlarının karşılaştırılması

Bu bölümde fırın testlerinden sonra soğuma davranışları incelenen elastomer yaylı debriyaj disk komplelerinin soğuma fazında belirli aralıklarda alınan damper torqu ölçümleri incelenmiştir. Önceki bölümlerde gösterildiği gibi, sıcaklık artışı polimer zincirlerinde bozulmaya bağlı olarak rijitlik kaybı yaratır. Çeşitli sıcaklıklarda damper torqu ölçümleri, sürüş koşullarında elastomer damperin rijitlik davranışlarını kanıtlar. Çünkü debriyaj muhafazası günlük araç sürüş koşullarından dolayı belirsiz bir sıcaklık seviyesine sahiptir.

Fırın testlerinin ardından soğuma süresince elastomer metalik yaylı debriyaj diskinde damper torqu ölçümü belirli aralıklara yapılmıştır. Şekil 4.35 100 °C sıcaklıkta 60 dakika bekleyen elastomer yaylı debriyaj diskinin belirli sürelerle alınan fonksiyonel damper torqu ölçümlerini göstermektedir. Bu grafikte elastomer yaydaki rijitlik düşümlerinin daha orantılı ve eşit olduğu görülmektedir.

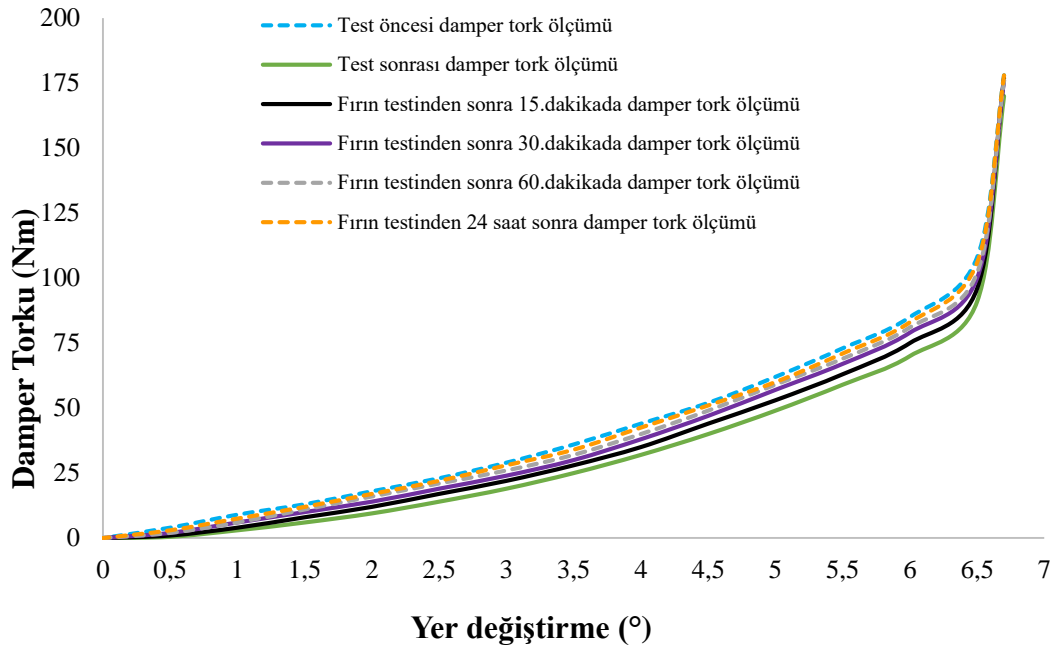


Şekil 4.35. Kauçuk yaylı debriyaj diski için damper tork eğrisi - 100 ° C fırın testinde 60 dakika



Şekil 4.36. Kauçuk yaylı debriyaj diski için damper tork eğrisi - 140 ° C fırın testinde 60 dakika

Şekil 4.36 ve 4.37 'de sıcaklık artışı ile birlikte rijitlik düşümleri daha net görülmektedir. Fırın testinden hemen sonra damper torku rijitliği düşümü fırın testi öncesine göre belirgin şekilde görülmektedir. Bu sonuçlar, debriyaj muafazası ısındıkça rijitlikte meydana gelen düşme sonucu, torkun aktarılamaması ve yayın sürekli blok boyda çalışması sonucunda malzemede patlama, yırtılma gibi durumların oluşabileceğini göstermektedir.

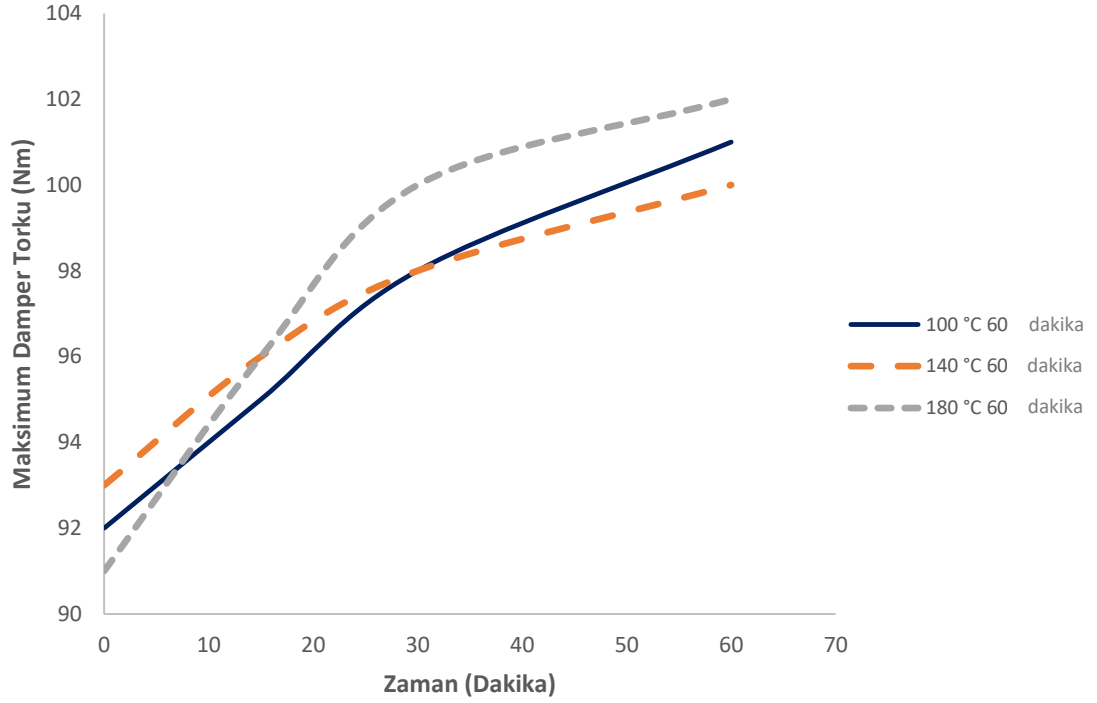


Şekil 4.37. Kauçuk yaylı debriyaj diski için damper tork eğrisi - 180 ° C fırın testinde 60 dakika

Çizelge 4.8 fırın testi öncesinde ve sonrasında üç farklı sıcaklıkta yapılan fırın testlerinde debriyaj diskinde meydana gelen damper tork kayıplarını göstermektedir. Kayıp oranlarının beklendiği gibi sıcaklık ile doğru orantılı arttığı görülmektedir.

Çizelge 4.8. Farklı sıcaklıklarda fırın testi sonrasında damper torku karşılaştırmaları

| Numune | Sıcaklık (°C) | Süre (Dakika) | Fırın Testi Öncesi Maksimum Damper Torku (Nm) | Fırın Testi Sonrası Maksimum Damper Torku (Nm) | Maksimum Damper Torku Kaybı (%) |
|--------|---------------|---------------|---|--|---------------------------------|
| 1 | 100 | 60 | 105 | 93 | 11% |
| 2 | 140 | 60 | 106 | 92 | 13% |
| 3 | 180 | 60 | 108 | 91 | 16% |

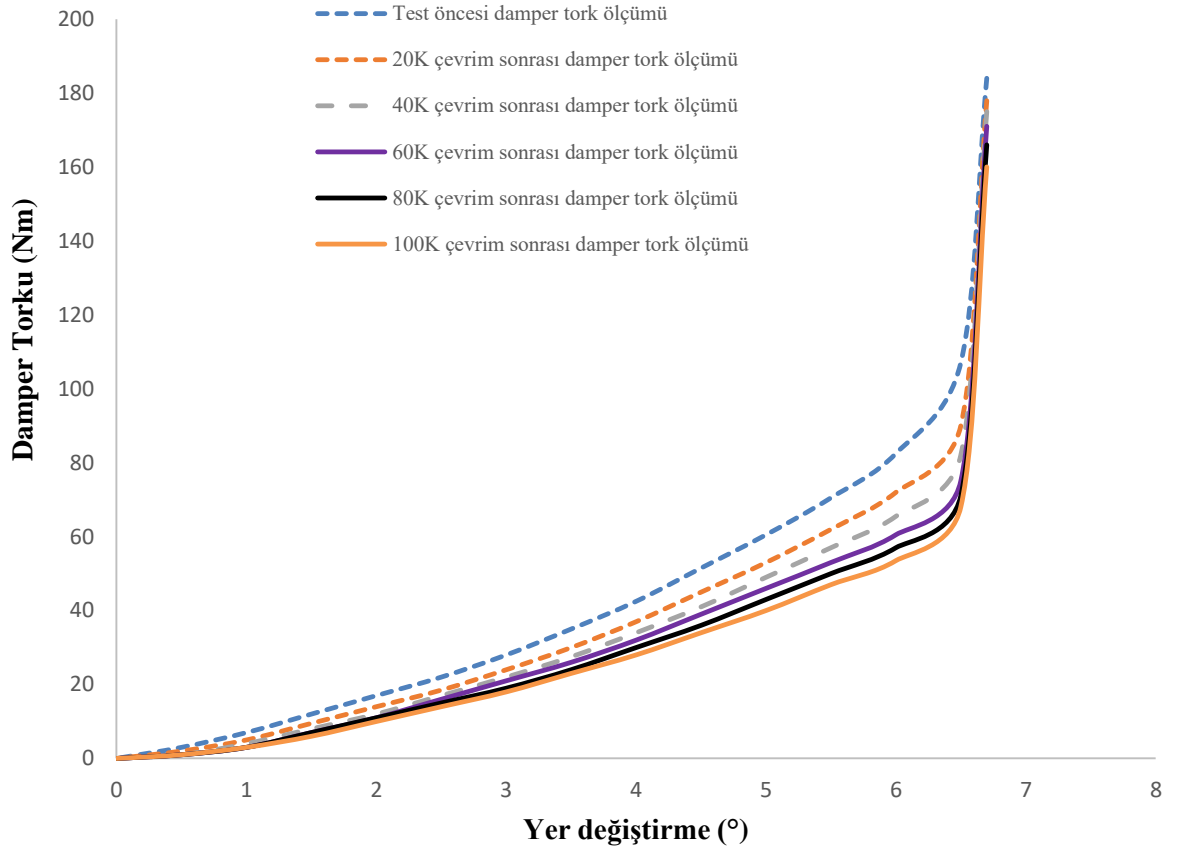


Şekil 4.38. Deneysel test sonrası damper torku davranışının karşılaştırılması - Max damper torku (Nm) vs. Zaman (Dakika)

Şekil 4.38, soğuma ile birlikte damper torkunun artışını 3 farklı sıcaklık için göstermektedir. Soğuma ile birlikte rijitliğin belirgin şekilde arttığı ve damper torklarının fırın testinden önceki ilk hallerine yaklaştığı görülmektedir. Rijitlik seviyesi test öncesi durumuna çok yaklaşmakla birlikte fiziksel deformasyonlardan dolayı test öncesi seviyesine gelemeyebilir. Fırın testinden hemen sonra ilk dakikalarda soğuma ile birlikte hızlı rijitlik artışı grafiklerde görülmektedir. 15-20 dakikalık bir sürenin ardından damper tork seviyelerindeki artışın yavaşladığı ve kararlı bir hale geldiği görülmektedir.

4.6.2. Sıcaklık Altında Burulma Dayanımı Testi

Bu bölümde, 140 ° C 'de sabit sıcaklık altında debriyaj damperi diskine burulma dayanımı testi yapılmıştır. Testin amacı gerçek sürüş koşullarında elastomer damperlerin rijitlik kaybı davranışının gözlemlenmesidir. Test, 6 Hz sıkıştırma frekansında gerçekleştirilmiştir ve her 20 bin test çevriminden sonra damper torku ölçülmüştür. Toplam 100 bin çevrim tamamlanmış ve tork karakteristikleri Şekil 4.39 'da açıklanmıştır.



Şekil 4.39. Kauçuk yaylı debriyaj diski için damper tork eğrisi - 100K çevrimi sırasında 140 ° C sıcaklıkta burulma dayanım testi

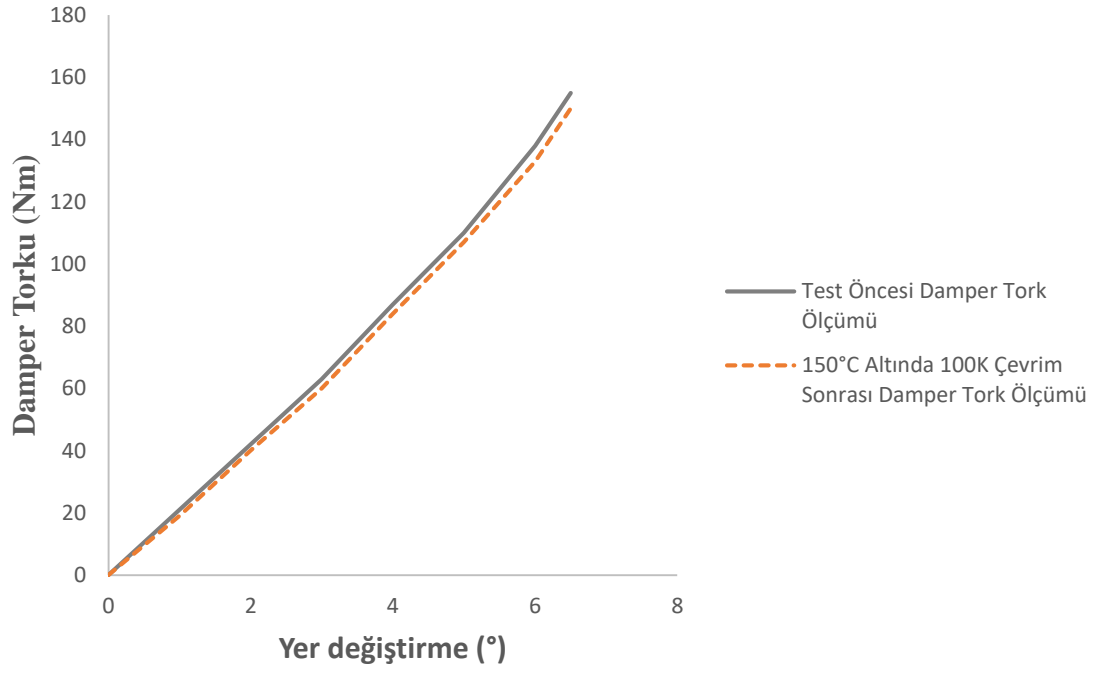
Çizelge 4.9, 140 ° C altında 6 Hz frekansiyel burulma testinde debriyaj damper torkunun gösterdiği davranışları göstermektedir. Her 20 bin çevrim sayısında damper torku ölçülmüş ve fonksiyonel kayıplar belirlenmiştir. Elde edilen grafiklerde test çevrim sayısı arttıkça elastomer malzemenin kararlı hale gelerek damper torku kayıplarının azaldığı

görülmektedir. 20 bin çevrime kadar damper torkunda ilk duruma göre %16 kayıp meydana gelirken, 80 – 100 bin arasında bu kayıp oranı %4 değerine kadar düşmüştür. Bu sonuçların ilk bölümlerde açıklanan elastomer malzemelere özgü Mullin etkisi ile de orantılı olduğu görülmektedir. İlk çevrimlerde ortaya çıkan yüksek oranda rijitlik kaybı daha sonra azalmıştır. Bu sonuçlar doğrultusunda, teste devam edilmesi durumunda damper torku kayıp oranlarının daha da azalacağı öngörülmektedir. Bu sonuçlar, debriyaj sistemleri için elastomer yay tasarımında yüksek güvenlik faktörü gerekliliğini ortaya koymaktadır.

Çizelge 4.9. 140 °C sıcaklık altında 6 Hz Burulma testi

| Test | Test | Test | Test Tezgağı ortam | Ölçülen | Maksimum |
|---------|----------|----------|--------------------|------------|-------------|
| Çevrimi | Frekansı | Süresi | sıcaklığı (°C) | Maksimum | Damper |
| | (Hz) | (Dakika) | | Damper | Torku Kayıp |
| | | | | Torku (Nm) | Oranı (%) |
| Test | - | - | - | 107 | - |
| Öncesi | | | | | |
| 20 bin | 6 | 55 | 140 | 90 | 16 |
| 40 bin | 6 | 55 | 140 | 82 | 9 |
| 60 bin | 6 | 55 | 140 | 75 | 8 |
| 80 bin | 6 | 55 | 140 | 71 | 5 |
| 100 bin | 6 | 55 | 140 | 68 | 4 |

Şekil 4.40, metal yaylı debriyaj damperi diskinin burulma dayanım testine aittir. Tekil metal yay testinde görüldüğü gibi, debriyaj damperi tork seviyesi kauçuk dampere kıyasla minimum rijitlik kaybı gösterir. Bu sonuçlar termal yükler dahil olmak üzere çeşitli dinamik yükler altında metalik yay rijitlik seviyesinin kararlılığını açıklamaktadır (Çizelge 4.10).



Şekil 4.40. 100K devirlerde 150 ° C sıcaklık altında burulma dayanım testi - Metal yaylı debriyaj diski için damper tork eğrisi

Çizelge 4.10. Metal yaylı debriyaj damper diski için ısı altında bası testi

| Test Çevrimi | Test Frekansı (Hz) | Test Süresi (Dakika) | Test tezgahı sıcaklık değeri (°C) | Ölçülen Damper Torku değeri (Nm) | Maksimum Damper Torku değeri | Maksimum Damper Torku kayıp değeri (%) |
|--------------|--------------------|----------------------|-----------------------------------|----------------------------------|------------------------------|--|
| Test öncesi | - | - | - | 155 | - | - |
| 100K | 4 | 417 | 150 | 149 | 3.8 | |

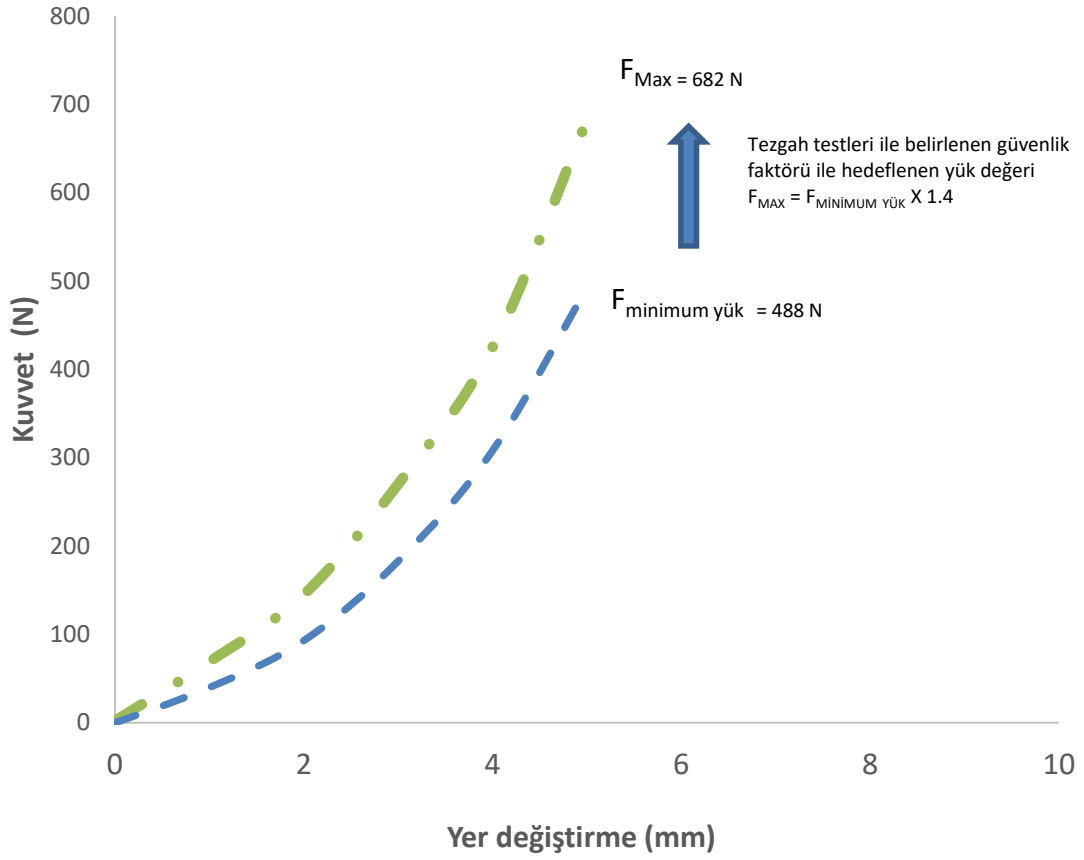
4.7. Tavlama benzetimi Algoritması ile Şekil Optimizasyonu

4.7.1. Hedef Elastomer Yay Rijitliği Değerinin Belirlenmesi

Tezgah testleri sonuçlarına göre elastomer yay rijitliğindeki kayıplar için öngörülebilir bulunulmuştur ve aktarılan en yüksek motor torkundan ortalama 1.4 katı kadar yüksek damper torku ile tasarımın elde edilmesi için çalışmalar yapılmıştır. Damper torku kayıplarında, oda sıcaklığında yapılan testlerde 100K (100.000) çevrim değerlerinde ortalama kaybın %15 olduğu görülmekle birlikte, en kötü durumu temsil eden 140 derece sıcaklık altında ve 6 Hz frekans altında rijitlik kaybı oranının %37 değerlerini bulduğu görülmüştür. Tezgah testlerinde kullanılan final elastomer yay geometrisi 18.8 mm boy, 17 mm çap ve 3 mm yay tamponu montajı için tasarlanan geometridir.

Bu hesaplar doğrultusunda belirlenen doğrusal olmayan yay karakteristiği ve maksimum yay kuvveti Şekil 4.41 ile gösterilmiştir. Hedef eğriye ulaşırken takip edilecek deney tasarımı yöntemi ve optimizasyon çalışmaları yapılırken hedef rijitlik eğrisi dikkate alınacaktır.

$F_{\text{Minimum Yük}}$ değeri motor torkunun aktarılabilir olması için elastomer yayın sahip olması gereken minimum yük değeridir. Bu değer, hedef araç motor torku olan 75 Nm için 488 N değerine eşittir (Şekil 4.41). Fakat bu rijitlik değeri, tezgah testleri ile de görüldüğü gibi ilerleyen araç kullanımlarında elastomer yay malzemesinde güç aktarım sistemi dinamik çalışma koşullarından dolayı rijitlik kaybına neden olmaktadır.



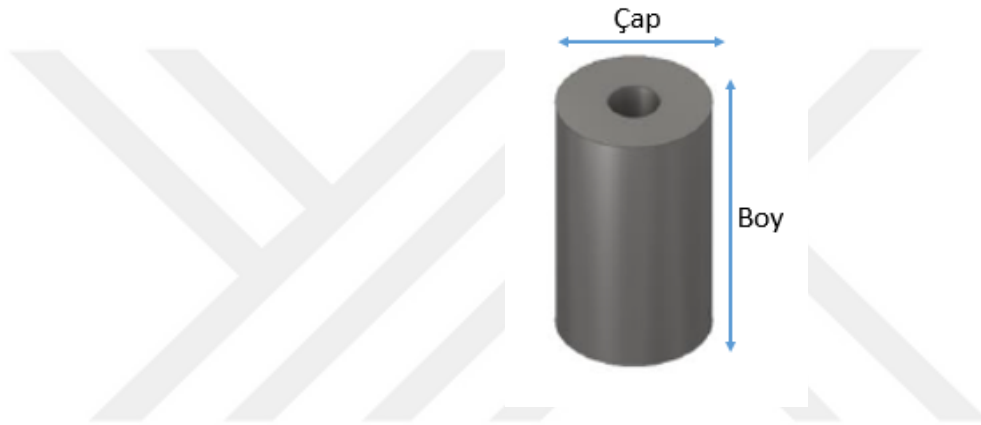
Şekil 4.41. Tezgah testleri sonucunda bulunan elastomer yay hedef fonksiyonel eğrisi

Yay rijitlik değeri araç torkunu aktaramaması durumunda, debriyaj damperi üzerinde kırıklar ve çatlaklar, sürüş konforunun azalması ve debriyajın torku aktaramamasından dolayı aracın yolda kalması gibi durumlar ortaya çıkabilir. Bu amaçla gereken minimum rijitlik değeri tezgah testlerinden gelen bilgilerin öngörüsüyle 1.4 kat daha büyük alınarak hedef rijitlik eğrisi belirlenmiştir.

4.7.2. Deney Tasarımı ve Yanıt Yüzey Yöntemi ile Optimizasyon Amaç Fonksiyonunun Belirlenmesi

Hedef araç modeli üzerinde tezgah testleriyle rijitlik kaybı oranı bulunan NBR malzemeye sahip elastomer kauçuk yaya şekil optimizasyonu uygulanarak en iyi tasarıma ulaşmak hedeflenmiştir. Bu amaçla, elastomer yayın fonksiyonelliğe etkisi bulunan parametreler, yapılan deneysel testlerin ardından doğrulaması yapılan SEA modelleri sayesinde deney tasarımı yöntemiyle incelenmiştir. Tasarım optimizasyonunda kullanılan

model sonlu elemanlar modeli ise optimizasyon hesaplaması çok zaman alabilir. Bu nedenle, sonlu elemanlar modelinin yerine geçen yaklaşık model (yanıt yüzeyi) kullanılmıştır. Bu yaklaşımda deney tasarımı yöntemi (Design of Experiment) ile örneklenen noktalarda analizler yapıp, elde edilen sonuçlara eğri uydurma yöntemi uygulanmıştır ve yeni bir fonksiyon olarak yanıt yüzey fonksiyonu elde edilmiştir (Ki-kare denklemi). Bu fonksiyon TB algoritmasında optimizasyon için kullanılmıştır ve optimum tasarım parametrelerini vermesi için amaç fonksiyonu olarak minimizasyon hedeflenmiştir.



Şekil 4.42. Kauçuk damperi tasarım parametreleri

Bu çalışmada deney tasarımı yöntemi için elastomer yay boyu ve çapı şekil parametreleri olarak seçilmiştir (Şekil 4.42). Yay tamponu için tasarlanan montaj deliği bu çalışmada ihmal edilmiştir. Her parametre için dört seviye tanımlanmıştır. Tam faktöriyel tasarıma göre $2^4 = 16$ farklı durum listelenmiştir ve kauçuk sönümleyicinin hedef sertliğini elde etmek için ki-kare yöntemi uygulanmıştır (Şekil 4.43).

Şekil parametrelerinin üst ve alt limitleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

Şekil parametreleri:

Boy: $18.6 \leq x \leq 18.9$

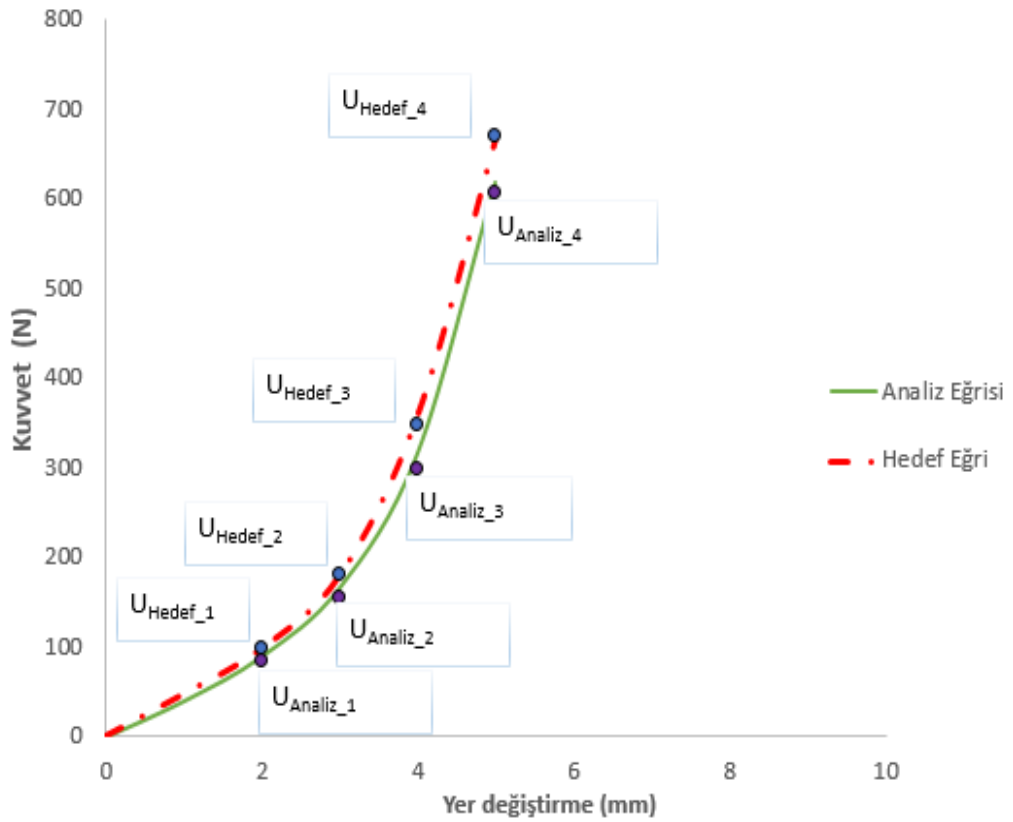
Çap: $16.6 \leq y \leq 17.2$

Eşit aralıklarla, her bir parametre alt değerlere bölünmüştür. Boy için 18.6, 18.7, 18.8, 18.9; çap için 16.6, 16.8, 17.0, 17.2 değerleri dikkate alınmıştır. Sonlu elemanlar

analizinin ardından ki-kare çalışması yapılmıştır ve SEA sonuçları ile hedef rijitlik değerleri arasında istatistiksel sapmalar hesaplanmıştır.

Şekil 4.43 istatistiksel durumun sapmasını temsil eden ki-kare hesaplamasını açıklamaktadır. Hedef rijitlik eğrisine sahip olmak için ki-kare değeri minimum olmalıdır. U_{Hedef_i} belirtilen yer değiştirmedeki hedef kuvvet değerini, U_{Analiz_i} ise belirtilen yer değiştirmede hesaplanan SEA sonucundaki kuvvet değerinin temsil etmektedir. Ki-kare değerinin hesaplaması için ilgili denklem aşağıda gösterilmiştir (Denklem 4.1).

$$Ki - Kare = \sum_{i=1}^N \frac{(U_{Analiz_i} - U_{Hedef_i})^2}{U_{Hedef_i}} \quad (4.1)$$



Şekil 4.43. Ki-kare hesaplama metodolojisi - Hedef Eğrisi ve Analiz Eğrisi

Ki-kare yönteminde istatistiksel olarak hedef değere olan yakınlık incelenerek en iyi değerlerin dikkate alınması amaçlanmaktadır.

Çizelge 4.11 her bir parametrede toplam 16 deneyi içeren tam faktöriyel tasarım tablosunu göstermektedir. Hesaplanan ki-kare değerleri eğri uydurma yöntemi kullanılarak rijitlik denklemini sağlamak için kullanılmıştır. Elastomer malzemeler non-lineer yük eğrisi karakterinden dolayı çok kısa mesafelerde yer değiştirmelerde bile büyük reaksiyon kuvvet farkları göstermektedirler. Bundan dolayı, bu sapmalı yük karakteristiği birbirinden farklı ve büyük değişime sahip ki-kare değerlerinin ortaya çıkmasına neden olmaktadır.

Çizelge 4.11 'de görüldüğü gibi hata oranları %15 değerlerinden %1 değerlerine kadar geniş bir alanda yer almaktadır. Elastomer malzemelerin modellenmesinde birçok değişkenin büyük mekanik ve dinamik davranış farklarına neden olacağı göz önünde bulundurularak elde edilen hata oranlarının kabul edilebilir bir seviyede olduğu kabul edilebilir. Bu doğrultuda, elde edilen %9 seviyesindeki ortalama hata oranı kabul edilebilir bir değer olarak dikkate alınmıştır. Hedef eğriden istatistiksel sapma oranını temsil eden ki-kare değerlerinde ise ortalama 10,49 değeri elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, en yakınsanan geometrik parametrelerin 0,39 ki-kare değeri ile 18.6 mm uzunluk ve 17 mm çap değerlerinin olduğu görülmüştür. Ki-kare değerinde en büyük sapmanın olduğu geometrik parametrelerin ise 18.9 mm uzunluk ve 16.6 mm çap değerleri olduğu görülmektedir. Elastomer yayların doğrusal olmayan kuvvet eğrilerinin elde edilen sonuçlarda görülen sapmaların temelini oluşturduğu görülmektedir. Doğrusal yük eğrisi gösteren metal yaylarda istatistiksel sapmalar çok daha düşük olmaktadır. Bu sonuçlar, debriyaj sistemleri için elastomer damper tasarımında çok parametrelili modellemenin önemini ve gerekliliğini göstermektedir.

Çizelge 4.11. Elastomer yay için deney tasarımı tablosu

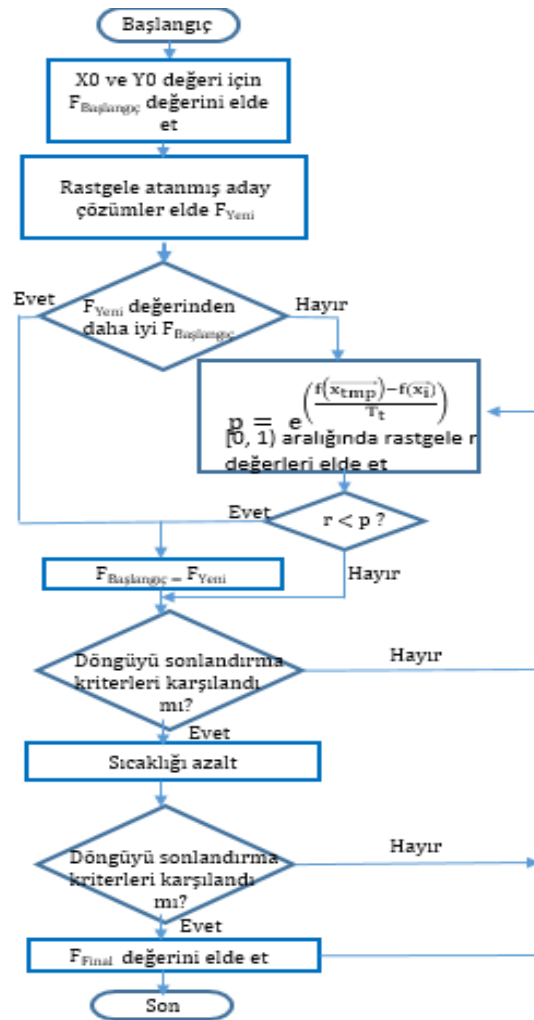
| Deney numarası | Uzunluk (x) | Çap (y) | Ki-Kare değeri | Hata oranı |
|----------------|-------------|---------|----------------|------------|
| 1 | 18,6 | 16,6 | 4,2 | 15,03 |
| 2 | 18,6 | 16,8 | 4,01 | 13,7 |
| 3 | 18,6 | 17 | 0,39 | 6,3 |
| 4 | 18,6 | 17,2 | 5,88 | 16,7 |
| 5 | 18,7 | 16,6 | 15,05 | 7,1 |
| 6 | 18,7 | 16,8 | 9,4 | 7,2 |
| 7 | 18,7 | 17 | 2,431 | 13,05 |
| 8 | 18,7 | 17,2 | 2,62 | 4,7 |
| 9 | 18,8 | 16,6 | 24,03 | 3,8 |
| 10 | 18,8 | 16,8 | 19,2 | 9,7 |
| 11 | 18,8 | 17 | 6,06 | 4,8 |
| 12 | 18,8 | 17,2 | 0,97 | 12,8 |
| 13 | 18,9 | 16,6 | 38,8 | 7,7 |
| 14 | 18,9 | 16,8 | 24,2 | 1,1 |
| 15 | 18,9 | 17 | 9,7 | 9,7 |
| 16 | 18,9 | 17,2 | 0,913 | 13,5 |

Eğri uydurma işleminden sonra yanıt yüzey fonksiyonu elde edilmiştir ve minimizasyonu sonucu optimum tasarım parametrelerini verecek amaç fonksiyonu denklemi 4.2 ile aşağıda gösterilmiştir;

$$f(\mathbf{x}, \mathbf{y}) = 93757.2 - 59792.8x - 3.97137x^3 + 34996.7y + 3061.08xy + 398.547x^2y - 6.83467x^3y - 592.781xy^2 + 22.0887y^3 + 10.5347xy^3 \quad (4.2)$$

4.7.3. Kısıt Eklenmiş Tavlama benzetimi Algoritması ile Optimizasyon

Bu bölümde deney tasarımı yöntemi ile bulunan yanıt yüzey fonksiyonunun (ki-kare amaç fonksiyonu) Tavlama benzetimi (TB) algoritması kullanılarak minimizasyonu gerçekleştirilmiştir ve optimum tasarım parametreleri bulunmuştur. TB algoritmasının yazımı Python dilinde yapılmıştır ve geometrik kısıtlar dikkate alınarak ceza fonksiyonları optimizasyon algoritmasına eklenmiştir. Ceza fonksiyonları (Penalty functions) geometrik kısıtlar dışında arama sürecinde aramayı algoritma dışına atarak sadece istenen kısıtlar aralığında arama yapmayı sağlamaktadır.



Şekil 4.44. Tavlama benzetimi (TB) algoritması akış şeması

Şekil 4.44 Tavlama benzetimi (TB) algoritmasının akış şemasını göstermektedir. Bu akışta başlangıç noktası itibariyle komşu çözümlerde aramaya geçen algoritmanın

soğuma paralelinde enerji seviyesini yükselterek yeni çözümleri ve dolayısıyla global minimum değerlerini aramaktadır. Sezgisel bir optimizasyon algoritması olan TB, rastgele atamalar ile çözümlere ulaşmaya çalışırken, birçok lokal minimumu olan problemleri çözmeye başarılı olabilmektedir. Python kodlama dilinde yazılan TB algoritması çalıştırılmış ve analiz edilmiştir. Çizelge 4.12 hazırlanan algoritmanın temsili kodlamasını göstermektedir.

Çizelge 4.12. Ceza fonksiyonları eklenen TB Algoritması

```
1 Başlat  $x_0, y_0, T_0, \alpha, N, M,$ 
2  $F$  Amaç fonksiyonu başlangıç değeri
3 for  $i = 1$  : Maksimum iterasyon
4     Rastgele komşu çözümleri ata ( $X_{New}, Y_{New}, \leftarrow X_0, Y_0$ )
5     Amaç fonksiyonu ata  $F_{New}$ 
6     Eğer  $F_{New} < F_n$ 
7          $X_n \leftarrow X_{New}, Y_n \leftarrow Y_{New},$ 
8         If  $F_{New} < F_{Best}$ 
9              $X_{New} \leftarrow X_{Best}, Y_{New} \leftarrow Y_{Best},$ 
10    Verilen kısıtlar için ceza fonksiyonlarını hesapla ( $X_c, Y_c$ )
11    Eğer değilse  $>$  Rastgele değer ata ( )
12     $X_n \leftarrow X_{New}, Y_n \leftarrow Y_{New},$ 
13    Verilen kısıtlar için ceza fonksiyonlarını hesapla ( $X_c, Y_c$ )
14    Sonlandır
15     $T = T * \alpha$ 
16  $F_{Best}, X_{Best}, Y_{Best}$  değerleri çıktısı
```

Test fonksiyonu: Himmelblau fonksiyonu

Optimizasyon algoritmasının doğruluğunu görmek için bir test fonksiyonu bu bölümde çalıştırılıp incelenmiştir. Himmelblau fonksiyonu birçok yerel minimum değere sahip olan ve optimizasyon algoritmaları için en çok tercih edilen test fonksiyonlarından biridir. Sınırları içerisinde dört adet minimum değerine sahiptir. Bunlardan sadece bir tanesi (3, 2) noktalarında global minimum değerine sahiptir. Diğer yerel minimum değerler (-2.805, 3.131), (-3.779, -3.283) ve (-3.584, -1.848) 'de 3.498, 7.386 ve 1.515 (Kaya. 2006) olarak oluşmaktadır. Denklem 4.3 ilgili test fonksiyonunu göstermektedir.

$$z = (x^2 + y - 11)^2 + (x + y^2 - 7)^2 + 0.1 [(x - 3)^2 + (y - 2)^2] \quad (4.3)$$

Çizelge 4.13 hazırlanan TB algoritması ile optimizasyon testleri yapılan Himmelblau fonksiyonuna ait sonuçları göstermektedir. TB algoritmasının yukarıda belirtilen yerel minimumları başarıyla atlayarak global minimum değerine yaklaştığı görülmektedir. X ve Y değerleri için optimum sonuçlar aşağıda gösterilmiştir. Sonuçlar her çalışma için yakın değerler göstermektedir.

Çizelge 4.13. Himmelblau fonksiyonu optimizasyon testi denemeleri

| | 1.Deneme | 2.Deneme | 3.Deneme | 4.Deneme | 5.Deneme |
|-----------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| x | 2.963 | 2.979 | 2.995 | 2.961 | 3.071 |
| y | 2.105 | 2.096 | 2.061 | 2.114 | 2.072 |
| Uygunluk değeri | 0.157 | 0.143 | 0.061 | 0.201 | 0.389 |

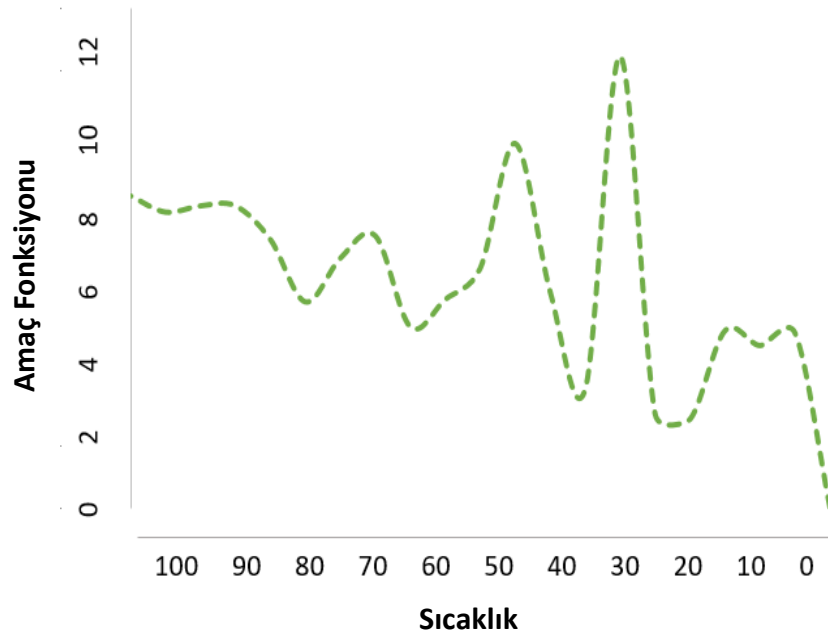
Çizelge 4.14 'de kısıt eklenmiş TB algoritması ile çalıştırılan amaç fonksiyonunun minimizasyonu ile elde edilen optimum tasarım parametreleri Boy ve Çap gösterilmiştir. Verilen örneklemelerden 6 adet seçilerek verilen çizelgede gösterilmiştir. Elde edilen amaç fonksiyonu minimum değerleri her çalıştırma sürecinde birbirine yakın bir şekilde elde edilmiştir. Bu çalışma TB algoritmasının bu çalışmada kullanılan amaç fonksiyonu minimizasyonunda başarılı bir şekilde çalıştığını ve optimum değerlere iyi bir şekilde yaklaşım yaptığını göstermektedir. Buna ek olarak, hazırlanan kısıt eklenmiş TB

algoritmasının Boltzmann olasılık faktörü sayesinde yerel minimumları başarıyla ortadan kaldırdığı ve her çalışmada global minimum noktaya yakınlığı görülmektedir.

Çizelge 4.14. TB algoritması ile elastomer yay optimum tasarım parametreleri

| | Deneme 1 | Deneme 2 | Deneme 3 | Deneme 4 | Deneme 5 | Deneme 6 |
|-----------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| X (Boy) | 18.60 | 18.64 | 18.63 | 18.61 | 18.62 | 18.64 |
| Y (Çap) | 17.02 | 17.11 | 17.11 | 17.04 | 17.03 | 17.11 |
| Amaç fonksiyonu | 0.163 | 0.122 | 0.095 | 0.101 | 0.134 | 0.122 |

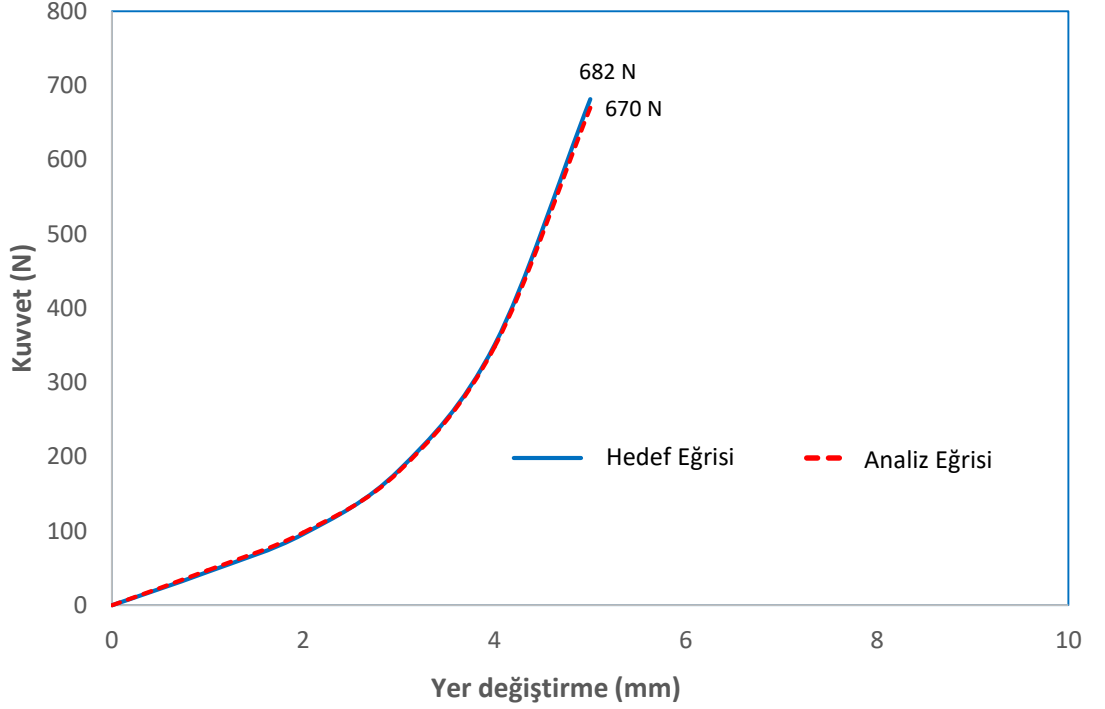
Şekil 4.45 amaç fonksiyonunun logaritmik soğuma eğrisi sürecinde gösterdiği davranışı ve minimum değere yaklaşım basamaklarını göstermektedir. Grafikten görüleceği gibi, bazı noktalarda yerel minimumlara takılan algoritma Boltzmann faktörü sayesinde kötü değerleri de kabul ederek global minimum değerine yaklaşmayı sağlamıştır.



Şekil 4.45. Amaç fonksiyonu - Sıcaklık TB algoritması uygunluk fonksiyonu

Soğuma fazının ve komşu seçim faktörlerinin değiştirilmesi ile elde edilecek uygunluk değerlerinin değişmesi beklenir. Parametrelerle birden fazla deney değişkenleri

kullanarak elde edilecek uygunluk değerlerinde tüm verilerin ortalamasını almak fonksiyonun ve algoritmanın karakterinin belirlenmesinde yardımcı olabilmektedir.

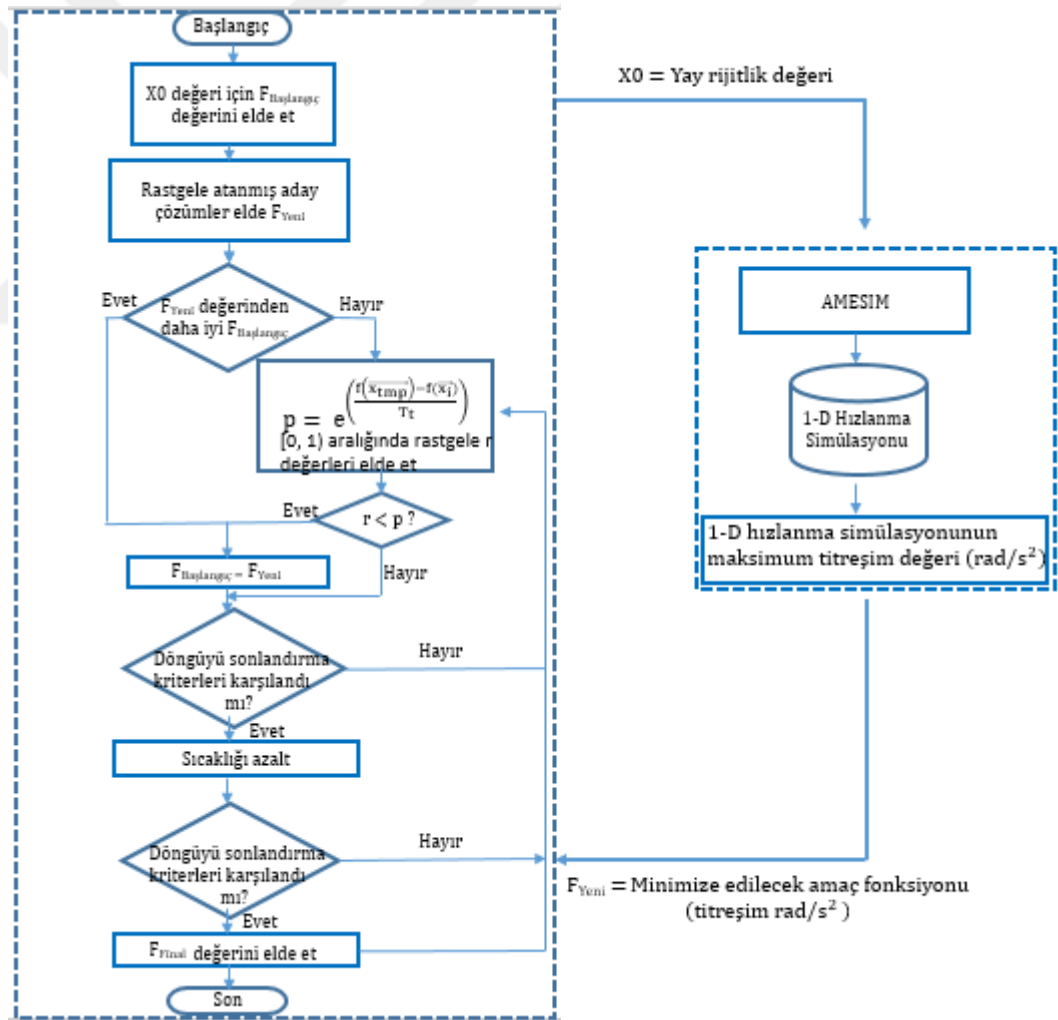


Şekil 4.46. Hedef Eğri vs. Analiz Eğrisi (TB algoritması optimizasyon sonuçları)

Şekil 4.46 TB algoritmasında elde edilen optimum parametrelerle yapılan hedef eğri ve SEA model eğrisinin karşılaştırmasını göstermektedir. Sonuçlar TB algoritmasının optimum parametre değerlerine iyi bir şekilde yaklaşım yaptığını ve hedef eğriye düşük bir sapma ile yaklaştığını göstermektedir. Sapma değeri yaklaşık %4 seviyelerinde görülmüştür. Bu değer elastomer malzemeler gibi non-lineer yük eğrisine sahip malzemeler için kabul edilebilir bir değer olmaktadır.

4.8. Tavlama benzetimi Algoritması ile Sistem Optimizasyonu

Bu bölümde tüm otomobil güç aktarım sisteminin bir boyutlu modellenmesi sistem optimizasyonu ile gözlemlenerek optimum titreşim değerlerinin elde edilmesi için elastomer damperli sistemin sahip olması gereken damper rijitliği optimizasyon çalışması ile uygulanmıştır. Tavlama benzetimi algoritması ve bir boyutlu modelleme eş zamanlı çalıştırılarak entegre bir biçimde optimum damper yayı rijitlik değeri bulunmuştur. TB algoritması metallerin soğuma fazında malzeme iç enerjisini dikkate alarak geliştirilen bir algoritma olmasından dolayı algoritmada tercih edilebilir komşu değerlerin denenebilmesine sahiptir. Boltzmann faktörü ile de kötü değerleri alarak lokal minimumlardan kurtulabilme yeteneğine sahiptir (Shao ve Ghao, 2018).



Şekil 4.47. Bir boyutlu güç aktarım sistemi ile entegre çalışan Tavlama benzetimi (TB) algoritması akış şeması – Dişli kutusu titreşiminin minimize edilmesi

Motordan gelen titreşimin minimize edilerek dişli kutusu üzerine aktarılması amacıyla optimizasyon algoritması hazırlanmıştır. Şekil 4.47 hazırlanan algoritmanın genel akışını göstermektedir. Bu program akışında elde edilecek optimum değerlerin uygunluk değerlerinde seçilecek başlangıç sıcaklığının önemi ve komşu değerler ile yapılacak denemelerin sayıları önem taşımaktadır. Amaç fonksiyonu dişli kutusu üzerindeki titreşimdir ve optimum debriyaj damper rijitliği ile bu titreşimin minimizasyonu istenmektedir. Motordan kaynaklanan titreşimler debriyaj sisteminde filtrelenerek diğer güç aktarma sistemi komponentlerine ulaşmaktadır. Debriyaj sisteminin titreşim sönümlenme görevini yeterli derecede yerine getirdiğini gözlemlemek ve ölçmek motordan gelen titreşim ile dişli kutusu üzerinde bulunan titreşim değerlerinin arasındaki farkın bulunmasıyla ortaya çıkmaktadır. Debriyajın sönümlenme performansı en iyi ve uygun rijitlik değerinin seçilebilmesi sayesinde başarılabilmektedir.

Çizelge 4.15 TB algoritması ve bir boyutlu modellemenin birlikte ve eş zamanlı çalıştırıldığı sistemin Python dilinde temsili kodlamasını göstermektedir. Algoritma akışında öncelikle AMESim bir boyutlu modellemesinin fonksiyon kodu tanımlanmıştır. Daha sonra TB algoritmasına entegre edilmiş fonksiyon, rijitlik kısıtlamasını tanımlayan ceza fonksiyonuyla birlikte çalıştırılmıştır. AMESim bir boyutlu modeli fonksiyon olarak tanımlanarak, çözüm arama sürecinde her defasında programın çalıştırılması sağlanmaktadır. Bu algorithmada amaç fonksiyonu olan ‘Dişli kutusu üzerindeki titreşim’ bir boyutlu modellemeden her iterasyonda gelmektedir. Bu durum, herhangi bir matematiksel yaklaşıma ve düzenlemeye gerek olmadan amaç fonksiyonunun gerçek değerler ile sağlanmasına imkan vermektedir.

Tasarım çalışmalarının ardından deneysel fonksiyonel testler ile analiz edilen elastomer damperli sistem davranışları, tasarıma ait geometrik kısıtlar dikkate alınarak hedef rijitlik eğrisinin bulunmasının ardından sistem optimizasyonuna tabi tutulmuştur. Elastomer damperli sistemin optimum rijitlik değerinin elde edilmesi için algorithmaya gönderilecek rijitlik değer aralığı, yani amaç fonksiyonu hedef araç damper torku dikkate alınarak aşağıdaki aralıkta seçilmiştir;

$$15.6 \text{ Nm/}^\circ \leq X \leq 16.8 \text{ Nm/}^\circ$$

Bu aralıkta bulunan yay rijitliği parametresi her adımda AMESim bir boyutlu modeline gönderilecek ve bir boyutlu model ile elde edilen amaç fonksiyonu değeri (dişli kutusu üzerindeki titreşim değeri) tekrar TB algoritmasına geri gönderilerek optimizasyon algoritmasının logaritmik soğuma prosesi boyunca arama yapması sağlanacaktır.

Çizelge 4.15. Kısıt eklenmiş ve bir boyutlu modelleme ile entegre çalışan TB algoritması

AMESim ile Entegre Çalıştırılan Tavlama benzetimi Algoritması

- 1 AMESim fonksiyonunu tanımla
 - 2 Başlat $\rightarrow X_0, T_0, k, N, M,$
 - 3 AMESim fonksiyonunu çağır ve $X_{Initial}$ değeri için $F_{Initial}$ değerini hesaplatır
 - 4 for $i = 1$: Maksimum iterasyon
 - 5 Komşu çözümler için rastgele değer ata ($X_0 \leftarrow X_{Yeni}$)
 - 6 AMESim fonksiyonunu çağır ve amaç fonksiyonunu (F_{Yeni}) X_{Yeni} rijitlik değeri için AMESim programına hesaplat
 - 7 Eğer $F_{Yeni} < F_n$
 - 8 $X_n \leftarrow X_{Yeni},$
 - 9 Eğer $F_{Yeni} < F_{Eniyi}$
 - 10 $X_{Yeni} \leftarrow X_{Eniyi}$
 - 11 Verilen kısıtlar için ceza fonksiyonlarını hesapla (X_c)
 - 12 Eğer değilse $>$ değer ata ()
 - 13 $X_n \leftarrow X_{Yeni}$
 - 14 Verilen kısıtlar için ceza fonksiyonlarını hesapla (X_c)
 - 15 Son
 - 16 $T = T * k$
 - 17 F_{Eniyi}, X_{Eniyi} değerleri çıktı
-
-

Şekil 4.48, Python dilinde yazılan TB algoritması ile AMESim programında hazırlanan bir boyutlu modelin eş zamanlı çalıştırılma arayüzünü göstermektedir. Python dilinde hazırlanan kod grubundan eş zamanlı olarak güç aktarım sistemi simülasyonu yapılmıştır ve elde edilen titreşim değerleri rastgele olarak belirlenen kısıtlarda seçilen rijitlik değeri için optimum değer elde edilene kadar çalıştırılmıştır. Çalıştırma ekranında TB algoritması çalıştırıcısı olarak Python kodlama arayüzü ve AMESim çalıştırıcısı olarak da Windows komut çalıştırıcısı arayüzü bulunmaktadır.

```

import os
#import AME
import numpy as np
#from matplotlib import pyplot as plt
from amesim import *
#import pylab
os.chdir ("G:\AMESim\driveline")
print os.getcwd()

def example (x0):

#####x direction#####
#get global parameter
num,titlegp,valuegp,namegp,unitgp=amegetgpar('driveline4x2','x')
#sweep over global parameter
#print namegp[0]
#print valuegp[0]
#set global parameter
ameputgpar('driveline4x2', namegp[0],float(x0))
#run simulation
Results, Varnames,sname,retval,msg=amerun('driveline4x2',0.0,20.0,1)
#get results
timeval, timelabel=amegetvar(Results,Varnames,'time [s]')
speedval, speedlabel=amegetvar(Results,Varnames,'RL01_2 rotary acceleration [rad/s/s]')
#plot speed vs. time
#print time val[0]
#print speedval[0]
#print speedval[0]

num=len (timeval[0])
#print num
if not(os.path.isdir('results')):os.mkdir('results')
f=open("results/"+results+"_ "+ ".txt","a+")
f.writelines("x is %.3f" % x0+"\n")
for i in range(num):
    #print speedval[0][i]
    f.writelines(str(timeval[0][i])+ ' '+str(speedval[0][i])+"\n")
    #f.writelines("Max value =" +str(max(speedval[0][:])))
f.close()
#pylab.plot(timeval[0],speedval[0])

```

Şekil 4.48. Python Kod Dizini & TB algoritması ile entegre çalışan 1-D güç aktarım sistemi modeli

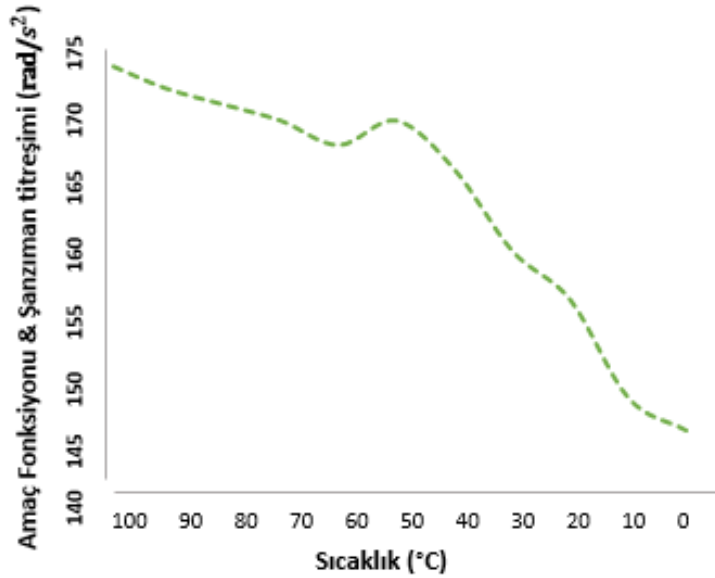
Çizelge 4.16 TB algoritması ve bir boyutlu model üzerinde yapılan eş zamanlı sistem optimizasyonu çalışması sonucunda dişli kutusu üzerinde elde edilen minimum titreşim değerini ve elde edilen optimum damper yayı rijitlik değerini göstermektedir. 6 adet

denemeye ait sonuçlar incelendiğinde birbirine yakın veriler elde edilmiştir ve dişli kutusun üzerinde 146 rad/s^2 titreşim değerine kadar sistem optimize edilmiştir. X ifadesi debriyaj damperi rijitlik seviyesini temsil eder ve Çizelge 4.16 ‘da her çalışma grubu için optimum titreşim değerleri gözlemlenebilir. Sonuçlar algoritmanın her çalışmasında yakın özellikler göstermiştir.

Çizelge 4.16. TB optimizasyonu deneme sonuçları – Titreşim (Rad/s^2) minimizasyonu

| | 1.Deneme | 2.Deneme | 3.Deneme | 4.Deneme | 5.Deneme | 6.Deneme |
|---|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| X (Nm / °) | 15.625 | 15.681 | 15.721 | 15.670 | 15.651 | 15.668 |
| Amaç Fonksiyonu (rad / s^2) | 146 | 148 | 152 | 147 | 146 | 147 |

Şekil 4.49, TB algoritmasının temelini oluşturan soğuma fazında optimize edilen titreşim değerlerinin (amaç fonksiyonu) grafiksel gösterimidir. Elde edilen sonuçların bazı noktalarda kötüleştiği görülmektedir, fakat TB algoritmasının Boltzmann faktörü ile kötü sonuçları da kabul ederek lokal minimumlardan kurtulması sağlanmıştır. Soğuma prosesi boyunca devam eden optimizasyon sürecinde soğuma bittiğinde, yani $100 \text{ }^\circ\text{C}$ ‘de başlatılan proses $0 \text{ }^\circ\text{C}$ ‘de sona erdiğinde elde edilen minimum titreşim değeri güç aktarım sistemi için tercih edilen en iyi damper rijitliği değerini temsil etmiştir.



Şekil 4.49. TB algoritması sistem optimizasyonu eğrisi - Rad / s^2 & Sıcaklık

Bu bölümde yapılan çalışmalar güç aktarım sisteminin titreşim davranışlarının TB algoritması kullanılarak optimize edilebileceğini göstermiştir. Elastomer damper yaylarının ağırlıklı olarak doğrusal bölgede çalışmasından dolayı optimize edilecek damper rijitlik değeri bu çalışmada sabit alınmıştır. Sistem optimizasyonunda takip edilen bu metodoloji metalik yaylara da uygulanabilir olup otomobil sistemlerinde birçok alt çalışma grubuna uygulanabilme potansiyeline sahiptir. Özellikle otomobillerde hafifleştirme çalışmalarında bu metodoloji en optimum özgül ağırlık temelinde çeşitlendirilerek istenen sistem çıktıları baz alınarak uygulanabilir. Bu metodoloji zamandan kazanç ve maliyet açısından sistem tasarımı süreçlerine katkı sağlama imkanına sahiptir.

4.9. Elastomer Yay İçeren Debriyaj Sistemi için Güvenlik Katsayısının Değerlendirilmesi

Güvenlik faktörü otomobiller gibi birçok dinamik değişkenlerin bulunduğu sistemlerde önemli parametrelerin başında gelmektedir. Bulgular ve Tartışmalar bölümünde yapılan testler ve şekil optimizasyonları sayesinde elde edilen veriler, otomobil debriyajları için elastomerik yayların tasarımında aşağıdaki bulguların ortaya konmasına ve çıkarımların özetlenmesine olanak sağlamıştır;

- Metal yaylar ile damper torku seçimi aşağıdaki denklemler ile belirtilmiştir;

$$\text{Benzinli motorlar için damper torku (Nm): Maksimum motor torku(Nm) * 1.20} \quad (4.4)$$

$$\text{Dizel motorlar için damper torku (Nm): Maksimum motor torku * 1.30} \quad (4.5)$$

Denklemlerde belirtildiği gibi benzinli motorlar için debriyaj sistemleri genel olarak motor torkunun 1.2 katı kadar damper torku güvenlik katsayısı ile tasarlanırken, dizel motorlu araçlara tasarlanan debriyaj damper sistemleri motor torkunun ortalama 1.3 katı ile tasarlanmaktadır. Bu veriler metal yaylı damper sistemleri için ortalama değerler olup, müşteri istekleri veya araç tasarımına göre farklılıklar içerebilir. Dizel motorlarda benzinli motorlara göre daha fazla güvenlik faktörü ile çalışılması, dizel motorlarda meydana gelen düzensizliklerin ve ani torkların daha fazla olmasından dolayıdır. Benzinli

motorlarda ise güvenlik katsayısı faktörü daha düşüktür. Bu durum benzinli motorlarda oluşan titreşimin ve ani tork değerlerinde daha düşük sonuçların ortaya çıkmasıdır.

Yapılan test ve analizler sonucunda, ortalama dayanıma sahip bir kauçuk malzeme olan NBR ürününde metal yaylara oranla dinamik testler ve termal testler sonucunda ortaya çıkan damper torku kayıplarının daha fazla olduğu görülmüştür. Bu sonuçlar, benzinli ve dizel motorlarda elastomer yay kullanımı durumunda güvenlik faktörü katsayısının belirlenmesinde aşağıdaki noktalara dikkat edilmesi gerekliliğini ortaya koymuştur;

- Test prosedürleri kullanılacak elastomer reçetesine özgün bir şekilde hazırlanmalıdır.
- Hiperelastik davranışın modellenmesinde debriyaj damper yayının basıya maruz kaldığını varsayarak, en az tek eksenli bası testi ile doğrulanmalıdır.
- Düzlem kayma testi ve hacimsel hiperelastik davranış testleri elastomer debriyaj yayı malzemelerinin çalışma koşullarını doğrudan temsil etmezler fakat malzeme modellemesi ve doğrulanması açısından çalışma koşullarının daha iyi korelasyonu amacıyla bu testlerin yapılması daha iyi sonuçların alınmasını sağlayabilmektedir.
- Viskoelastik davranışın iyi modellenmesi elastomer debriyaj damper yayları için en önemli konuların başında gelmektedir. Bu tez çalışmasında elde edilen sonuçlar, elastomer damper rijitliği için aşağıdaki konularda çalışmayı gerektirir;

- Gerilme-Gerinim viskoelastik testi
- Sürünme viskoelastik testi
- Frekansiyel tarama (Dinamik rijitlik) testi

- Elastomer yaylarda tasarım optimizasyonu, elastomer yaylı damper kullanılan güç aktarımlarında ise titreşim optimizasyonu açısından sistem optimizasyonu yapılmalıdır. Optimum sistem tasarımı zorunluluğunun en önemli sebeplerinden bir tanesi, elastomer yaylı damper sistemlerinde yüksek güvenlik faktörü nedeniyle kullanılması zorunlu olan yüksek yay rijitliğinin GTS (Gürültü, titreşim, sertlik) üzerinde yaratacağı olumsuz etkileri en aza indirmektir.

5. SONUÇLAR

Otomotiv endüstrisinde yüksek sönümlenme kabiliyeti, hafiflik ve düşük maliyet avantajı olan elastomer kauçuk malzemeler özellikle son zamanlarda yaygın olarak talep edilmektedir. Bu malzemelerin yük altındaki davranışları doğrusal değildir ve sıkıştırılmaz özelliğe sahiptir. Bu çalışmada elastomer damper yay tasarımı ve doğrulanması otomobil kavrama sistemlerinde karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Bu amaçla, otomobilde elastomer yaylı debriyaj sistemlerinin kullanımı belirli çevrimlerde ve çeşitli frekanslar altında yaylardaki frekansiyel bası durumu ile temsil eden burulma dayanımı testi sayesinde oda sıcaklığında ve değişken yüksek sıcaklıklar altında test edilerek elastomer yayların davranışları modellenmiştir. Yay malzemesi olarak NBR (Nitril kauçuk) seçilmiştir ve elastomer yaylara özgü test prosedürlerinin geliştirilmesi ve gerçekleştirilmesi için malzeme karakterizasyonu ve son ürün testleri yapılmıştır. Testler sonucunda güç aktarım sistemi için hedef rijitlik değeri elde edilmiş ve daha sonra yanıt yüzey metodolojisi ile özel tasarım kısıtlamaları dikkate alınarak Tavlama benzetimi (TB) algoritması ile şekil optimizasyonu uygulanmıştır. Tasarım kısıtlamaları ile geliştirilen TB algoritması hedef rijitlik seviyesi için optimum tasarım parametrelerini ortaya koymuştur. Debriyaj sistemi için elde edilen optimum tasarım verileri daha sonra sistem optimizasyonu için kullanılmıştır ve TB algoritması otomobil güç aktarım sistemi için derlenerek bir boyutlu model ile eş zamanlı sistem optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma, otomobil debriyaj sistemleri için elastomerik yay kullanımının geliştirilmesi ve optimize edilmesine yönelik yeni bir yaklaşım ortaya koymuştur. Literatürde bu alanda ilk defa incelenen elastomer debriyaj damperine ait ürün ve sistem bazlı çalışmalar sayesinde, bu tez çalışması için ve gelecek çalışmalar için özgün bir yöntem ortaya konmuştur.

Elastomer malzemeler çalışma süresi, frekans ve termal yük gibi dinamik değişkenlere son derece hassas olan polimer zincirlerinden oluşmaktadır. Bu değişkenlere bağlı davranışlar SEA modelleri ve deneysel testler ile incelenerek elde edilen korelasyonlar sunulmuştur. Python dili bu tez çalışmasında hazırlanan algoritmaların kodlama çalışmalarının temelini oluşturmuştur. Debriyaj muhafazasında araç çalışma koşullarında beklenen sıcaklıklarda elastomer yayın gösterdiği davranışlar dikkate alındığında elastomer tabanlı malzemelerin debriyaj damperi olarak otomobillerde kullanımları

durumunda, yüksek termal yükler nedeniyle gerekli malzeme içeriği ile güçlendirilmesi gerektiğini göstermektedir. Ayrıca, yeterli damper torku seviyesi sağlamak için, kauçuk damperlerin, termal ve dinamik yükler altında debriyaj sistemindeki kauçuk rijitlik davranışları dikkate alınarak metal yaylara kıyasla daha fazla güvenlik faktörü oranıyla çalışılmasını gerektirdiği ortaya konmuştur.

Bu tez çalışması elde edilen ve ortaya konan önemli bulgular aşağıda özetlenmiştir;

- Deneysel trafik testlerinde debriyaj muhafazası sıcaklığının 140 °C seviyelerinde sıcaklık değerlerine ulaştığı görülmüştür. Bu sıcaklık derecesinde fonksiyonel bench testlerinde görüldüğü gibi sıcaklığın elastomer malzemelerin zaman içerisinde iç kararlılığın azalmasına, polimer zincirlerinin hasar görmesine ve viskoelastik özellikten dolayı dinamik koşullara yeterlilik gösterememesine sebep olduğu görülmüştür. Trafik, ağır yük ve zorlayıcı kullanım şartları yüksek debriyaj muhafaza sıcaklığına yol açar. Metalik yaylar sıcaklık altında rijitliğini büyük oranda korurken elastomer malzemeler kaybetme eğilimindedir. NBR elastomer kauçuk malzemenin 140 °C sıcaklıkta ve 6 Hz frekans altında yapılan burulma dayanımı testlerinde 100 bin çevrime kadar metallere göre rijitliğinde yaklaşık 10 kata kadar daha fazla kayıpların gözlemlendiği görülmüştür. Bu nedenle, debriyaj sistemleri için yapılacak tasarım ve kullanılacak malzemede rijitliğin sürdürülebilirliği takviye ve koruyucu elastomer reçeteleri ile sağlanmalıdır.

- Elastomer tabanlı malzemeler hiperelastik ve viskoelastik özelliklerinden dolayı kullanılacak sistemin dinamik ve mekanik tüm özellikleri gözönüne alınarak tasarlanmalıdır. Tasarım aşamasının ardından, malzeme testleri ve son ürün testleri karşılaştırmalı testlerle tekrarlanabilir olması sağlandıktan sonra standart prosedürü oluşturulmalıdır. Buna ek olarak, SEA çalışması ile doğrulanması ve sürdürülebilir korelasyonun sağlanması bu sistemlerde ilerleyen süreçte yapılacak her değişiklikte elastomer malzemeden beklenen fonksiyonelliğin sağlanması açısından önemli olacaktır. Oda sıcaklığında yapılan frekansiyel burulma yorulması testlerinde NBR elastomer yay kullanılan elastomer damper diskinde malzemenin 100 bin çevrim değerlerine kadar damper torklarında ortalama %15 seviyelerinde kayıp yaşandığı görülmüştür. Elastomer damperin damper tork kayıplarının burulma dayanımı testlerinde ilk çevrimlerde daha çok olduğu, fakat ilerleyen çevrimlerde kayıp oranlarının giderek azaldığı görülmektedir.

Test sırasında elastomer malzemenin viskoelastik özelliğinden dolayı kinetik enerjiyi ısı enerjisine çevirmesi sonucunda histeresiz kayıplarının daha çok olduğu ve çalışma sırasında elastomer yayların yapılan ölçümler sonucunda çabuk ısındığı görülmüştür.

- Elastomer malzemeler sıkıştırılmaz özelliklerinden dolayı malzeme limitleri dikkate alınarak her dinamik sistem için özel tasarlanmalıdır. Debriyaj damper sistemleri, motor torkunun değişkenliği sebebiyle debriyaj disk damperinin sürekli değişken kurslarda basıya uğramasına neden olmaktadır. Tam kurs durumunda elastomer yayın tamamen sıkışacağı göz önüne alındığında, sıkıştırılmaz özelliğinden dolayı mümkün olduğunca doğrusal kuvvet alanında kalması sağlanmalıdır. Elastomer yay tam kurs altında doğrusal olmayan bölgede sürekli çalışırsa, viskoelastik özelliğinden dolayı sünme, boy kaybetme ve rijitlik kaybı ile karşılaşılma olasılığı artmaktadır. Bu durum uzun çalışma süreçlerinde elastomer yayın patlaması ve yay görevini yerine getirememesi olasılığını arttırmaktadır. Bu tez çalışmasında, test edilen damper diski tasarımında kullanılan yay durdurucuları ile elastomer yayın sıkışma oranı radyal olarak en fazla 6.5 °C olacak şekilde tasarlanmıştır. Bu sayede, elastomer yayın doğrusal olmayan kuvvet bölgesinde sürekli çalışması engellenmiş olup, frekansiyel bası altında fiçilaşma gibi uzun vadede aşırı sünme (creep) ve patlama gibi fonksiyonelliği engelleyecek durumların önüne geçilmiştir.

- Elastomer malzemeler viskoelastik özelliklerinden dolayı zamana bağlı değişken davranışlara sahiptirler. Hızlı ve yavaş yükleme-boşlatma durumlarında (rate-dependence) farklı rijitlik karakteristiği ortaya koyarlar. Bu durum araç konforu ve mekaniği konusunda detaylı bir sürüş profili analizi gerektirmektedir. Metal yaylar ise malzeme özelliklerinden dolayı zamana bağlı rijitlik karakteristiği ortaya koymaması sayesinde daha tahmin edilir ve güvenilir GTS (Gürültü, titreşim, sertlik) karakteristiği ortaya koymaktadır. Bu tez çalışmasında, zamana bağlı yapılan deneysel testlerde elastomer damperin viskoelastik özelliğinden dolayı tekil yay rijitliğinde değişikliğe bağlı olarak damper torkunda belirgin değişikliklerin meydana geldiği görülmüştür. Deneysel testlerde, damper sıkıştırma hızının yaklaşık 6 kat artması durumunda damper torkunun %13 seviyesine kadar arttığı görülmüştür. Bu sonuçlara ek olarak, bir boyutlu modellemede viskoelastik damperin ortalama %4 sapma oranları ile korelasyonunun sağlanabildiği ve bu sayede tasarım öncesi öngörünün yüksek bir şekilde arttırılabileceği görülmüştür.

- Debriyaj sistemleri gibi çok değişkenliğe sahip sistemlerde elastomer sönümleyicilerin tasarım ve sistem optimizasyonlarında yapılacak SEA ve DOE (Deney tasarımı) çalışmalarında analize girdi olarak verilecek deneysel malzeme testlerinin tam olması ve hassasiyeti büyük önem taşımaktadır. Şekil optimizasyonu çalışmalarında elde edilen yanıt yüzeyi metodolojisinde gerçek değerler ve ki-kare denklemi sonuçları arasında ortalama %9 hata oranı ile korelasyon sağlanmıştır. Elastomer malzemeler gibi doğrusal olmayan ve birim alanda büyük reaksiyon kuvveti değişimleri meydana gelebilen malzemeler için %9 hata oranı iyi bir değer olarak kabul edilmelidir.

- Güvenlik faktörü damper katsayısı damper sistemlerinin güvenliği ve sistemin fonksiyonelliğini yerine getirmesi için önemli bir parametredir. Debriyaj sistemleri için güvenlik faktörü hesaba katılmayan aşırı tork oluşumu, zaman içerisinde malzemenin özelliğini kaybetme durumu vs. gibi nedenlerle daima aktarılan torktan daha yüksek hesaplanır. Metal yayların çalışmada yapılan testlerde görüldüğü gibi malzeme özelliğinde zaman, sıcaklık, frekansiyel yükler ile anlamlı bir değişme olmadığı görülmüştür. Bununla birlikte, elastomer yaylarda ise özellikle testlerin ilk aşamalarında yüksek rijitlik kaybı oluşması ile birlikte testlerin ilerleyen aşamalarında rijitlik değerlerinde daha kararlı hale geldiği görülmüştür. Bu durum elastomer yaylı debriyaj sistemlerinde metal yaylara göre daha yüksek oranda güvenlik faktörü ile çalışması gerekliliğini ortaya koymuştur. Fonksiyonel testlerde elastomer damperli disk kompleksine uygulanan testlerde oda sıcaklığında frekansiyel testlerde güvenli tasarım için en az 1.2 güvenlik katsayısı ile çalışması gerektiği görülmüştür. Sıcaklık altında yapılan frekansiyel fonksiyonel testlerde ise 140 °C ve 6 Hz test frekansı ile en kötü kullanım şartları temsil edilmiştir ve bu şartlarda güvenli tasarımı koruyabilmek için aktarılabılır motor torkunun en az 1.6 katı güvenlik katsayısı ile çalışması gerekliliği ortaya konmuştur. Elde edilen bu veriler ile beklenen ortalama kullanım koşulları için güvenlik faktörü katsayısının 1.4 alınmasının gerekliliği ortaya konularak tez çalışmasına konu olan elastomer damper tasarımı için aktarılabılır motor torkunun 1.4 katı güvenlik katsayısı olarak dikkate alınmıştır. Elastomer yaylar için hesaplanacak bu değer, metal yayların aksine sistemlere ve kullanılacak tasarıma özgü olmalıdır. Bu durum, elastomer yayların debriyaj sistemlerinde kullanımında karşılaşılabılır zorluklardan bir tanesidir.

Fonksiyonel tezgah testleri, malzeme tekil testleri ve optimizasyon çalışmalarında elastomer ve metal tabanlı malzemelerin gösterdiği davranışların analizleri sonucunda Çizelge 5.1 elastomer yayın avantaj ve dezavantajları özetlenmiştir.

Çizelge 5.1. Tez çalışmasının sonuçlarına göre Elastomer yaylı debriyaj sistemlerinin avantaj ve dezavantajları

| | Avantajları | Dezavantajları |
|--|---|--|
| Elastomer yaylı debriyaj damper sistemi | <p>-Fiyat olarak metal yaylara göre daha uygundur</p> <p>-Metal-Metal sürtünmesi olmaması sayesinde daha sessiz çalışır</p> <p>-Metal yaylarda Metal-Metal sürtünmesinden dolayı ortaya çıkan aşınma, kırılma vb. durumların oluşma ihtimali ortadan kalkmaktadır (testler sonrasında görsel kontroller yapılmıştır)</p> <p>-Vites geçişlerinde düşük özgül ağırlık sayesinde daha sessiz ve kolay vites geçişine imkan sağlar (tez çalışmasında kullanılan elastomer yay tasarımı metal yaya göre 7 kat daha düşük özgül ağırlığa sahiptir)</p> <p>-Çalışma koşullarında aşınma ve kırılma gibi durumlarla karşılaşma ihtimali daha azdır.</p> | <p>-Farklı frekansta titreşimler altında viskoelastik özelliğinden dolayı farklı rijitlik davranışı göstererek tahmin edilmesi zor araç konforu ortaya çıkartır</p> <p>-Araç kullanım koşullarında damper yayı rijitlik değeri kaybı daha çok olması sebebiyle yüksek güvenlik faktörü ile çalışılmasını gerektirir</p> <p>-Farklı sıcaklıklarda malzeme yapısı değişkenliği metallere göre fazladır</p> <p>- Ürün ömrü elastomer malzeme reçetesine göre yüksek oranda değişkenlik gösterebilir</p> |

Gelecek çalışmalarda, tez ile elde edilen bilgi havuzu sayesinde elastomer yaylı sistemlerin farklı teknoloji debriyaj ve güç aktarım sistemi organlarına adaptasyonunun sağlanması hedeflenmektedir. Elastomer yayların malzeme reçeteleri ve modelleme fazları doğru belirlendiği müddetçe dinamik yüklerin ve sıcaklık etkisinin olumsuzlukları en aza indirilerek sistemlere en uygun tasarım elde edilme imkanı sağlanabilecektir.

KAYNAKLAR

- Jadhav, N., Bahulikar, S.R., Sapate, N.H. 2016.** Comparative Study of Variation of Mooney-Rivlin Hyperelastic Material Models under Uniaxial Tensile Loading. *International Journal of Advance Research and Innovative Ideas in Education*, Vol: 2 Issue: 4, ISSN(O)-2395-4396, pp. 212-216
- Wu, Y., Wang, H., Li, A. 2016.** Parameter Identification Methods for Hyperelastic and Hyper-Viscoelastic Models. *Applied Science*, Vol.6, Issue-386, pp. 1-13
- Mohammed, M.A. 2014.** Visco-Hyperelastic Model for Soft Rubber-like Materials. *Sains Malaysiana*, Vol: 43(3), pp. 451–457
- Kumar, N., Rao, V. 2016.** Hyperelastic Mooney-Rivlin Model: Determination and Physical Interpretation of Material Constants. *MIT International Journal of Mechanical Engineering*, Vol: 6, No: 1, pp. 43-46
- Kottapalli, S., Bauchau, O. A., Ju, C., Ozbay, S., Mehrotra, Y. 2010.** Analytical First Principles Modeling Of Elastomer Dampers. *Techport Online NASA*, pp. 1-15
- Koblar, D., Škofic, J., Boltežar, M. 2014.** Evaluation of the Young's Modulus of Rubber-Like Materials Bonded to Rigid Surfaces with Respect to Poisson's Ratio. *Journal of Mechanical Engineering*, Vol: 60, Issue: 7. pp. 506-511
- Ali, A., Hosseini, M., Sahari, B. 2010.** A Review of Constitutive Models for Rubber-Like Materials'' *American J. of Engineering and Applied Sciences*, Vol: 3, Issue: 1, pp. 232-239
- Abubakar, I. J., Myler, P., Zhou, E. 2016.** Constitutive Modelling of Elastomeric Seal Material under Compressive Loading. *Modeling and Numerical Simulation of Material Science*, Vol: 6, pp. 28-40
- Sause, R., Lee, K. S., Ricles, J. 2007.** Rate-Independent and Rate-Dependent Models for Hysteretic Behavior of Elastomers. *Journal of Engineering Mechanics*, Vol:133, Issue: 11, pp. 1-9
- Genc, M. O., Konakci, S., Kaya, N. 2018.** Experimental and Numerical Approach on Viscoelastic Modelling of Rubber Clutch Damper Spring. 9th International Automotive Technologies Congress, Proceeding 2018, pp. 101-109

- Marvalova, B. 2007.** Viscoelastic Properties of Filled Rubber. Experimental Observation and Material Modelling. *Engineering Mechanics*, Vol:14, No:1/2, pp 81–89
- Melnik, R.V.N, Strunin, D.V., Roberts, A.J. 2005.** Nonlinear Analysis Of Rubber-Based Polymeric Materials With Thermal Relaxation Models. *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol: 47, pp. 549–569
- Pacheco, J. L., Bavastri, C.A., Pereira, J.T. 2015.** Viscoelastic Relaxation Modulus Characterization Using Prony Series, *Latin American Journal of Solids and Structures*, Vol:12, pp. 420-445
- Monsia, M. D. 2011.** A Simplified Nonlinear Generalized Maxwell Model for Predicting the Time Dependent Behavior of Viscoelastic Materials. *World Journal of Mechanics*, Vol:1, pp. 158-167
- Sikora, W., Michalczyk, Machniewicz, T. 2016.** A Study of the Preload Force in Metal-Elastomer Torsion Springs. *Automotive Mechanic Journal*, DOI: 10.1515/ama-2016-0047, Vol: 4, pp. 300-305
- Adamowicz, A. 2016.** Effect of Convective Cooling on Temperature and Thermal Stresses in Disk during Repeated Intermittent Braking. *Journal of Friction and Wear*, Vol:37, Issue:2, pp.107-112
- Gkinis, T., Rahmani, R., Rahnejat, H., Mahony, M. 2018.** Heat generation and transfer in automotive dry clutch engagement. *Applied Physics & Engineering*, Vol: 19, Issue: 3, pp. 175-188
- Zhang, Z., Zhang, H. 2014.** Viscoelastic Parameter Identification based Structure-Thermal Analysis of Rubber Bushing. *Global Journals of Research in Engineering*, Volume: 14, Issue: 3, Version 1.0, pp. 1-13
- Bani, M. S., Stamenkovi, D.S., Miltenovi, V.D., Milosevi, M.S., Miltenovi, A.V., Djeki, P.S., Rackov, M.J. 2012.** Prediction Of Heat Generation In Rubber Or Rubber-Metal Springs. *Thermal Science*, Vol: 16, Issue: 2, pp. 527-539
- Zhang, Z., Zhang, H. 2016.** FEA based Dissipation Energy and Temperature Distribution of Rubber Bushing. *International Journal of Engineering Research and Applications*, ISSN: 2248-9622, Vol: 6, Issue:1, Part - 2, pp. 2-8

- Dong, X., Yu, M., Liao, C., Chen, W. 2009.** A new variable stiffness absorber based on magneto-rheological elastomer. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, Volume: 19, Issue: 3, pp. 611-615
- Cu, V. H., Han, B., Pham, D. H. 2017.** Tuned mass-high damping rubber damper on a taut cable. *KSCE Journal of Civil Engineering*, Volume:21, Issue:3, pp. 928-936
- Kim, W.D., Kim W.S., Woo C.S., Lee H.J. 2004.** Some Considerations on Mechanical Testing Methods of Rubbery Materials Using Nonlinear Finite Element Analysis. *Polymer International*, <https://doi.org/10.1002/pi.1379>, Vol: 53, pp.850–856
- Romarino, G., Vetturi D., Cambiaghi D., Pegoretti A., Ricco T. 2003.** Developments in Dynamic Testing of Rubber Compounds: Assessment of Non-linear Effects. *Polymer Testing*, Vol: 22, Issue: 6, pp. 681–687
- Bradley, G.L., Chang P.C., Mckenna G.B. 2001.** Rubber Modeling Using Uniaxial Test Data. *Journal of Applied Polymer Science*, Vol: 81, pp. 837–848
- Lee, O.S., Lee J.W., Kim S.H. 2005.** Dynamic Deformation Behavior of Rubber (NR/NBR) under High Strain Rate Compressive Loading. *Key Engineering Materials*, Volumes: 297-300, pp. 172-177
- Kari, L. 2003.** A Nonlinear Dynamic Stiffness Model of a Vibration Isolator at Finite Deformations. *Materials Science Forum*, Vol: 440-441, pp.475-480
- Nemeth, I., Chudda I.S., Schleinzer G. 2007.** Modelling Amplitude Dependent Properties of Elastomer Structures. SAE Technical Papers, Paper ID: 2007-26-044.
- Genc, M. O., Budak, B., Kaya, N. 2018.** Modelling and Vibration Analysis of Powertrain Systems. *International Journal of Automotive Science and Technology*, Vol: 2, Issue:1, pp. 17-25
- Genc, M. O., Kaya, N. 2018.** Modelling and Experimental Investigation of Clutch Damper Spring Stiffness on Truck Driving Comfort. *International Journal of Advances on Automotive and Technology*, Vol:2, No:2, pp.121-136

- Hwang, S. J., Chen, J. S., Liu, L., Ling, C. C. 2000.** Modelling and Simulation of a powertrain system with automatic transmission. *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 23, No:1, DOI: 10.1504/IJVD.2000.001888
- Aktir, Y. , Brunel, J. , Dufrenoy, P. , Mahe, H. 2014.** Modal Analysis of Automotive Clutch Using Finite Element Method. ASME 2014 12th Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Denmark
- Macor, A., Benato, A., Rossetti, A., Bettio, Z. 2017.** Study and Simulation of a Hydraulic Hybrid Powertrain. 72nd Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2017, pp. 6–8 ,Lecce, Italy
- Mohire, S., Kapse, R., Tendulkar, V. 2019.** Study of Clutch Judder Phenomenon in Manual Transmission Vehicle and Its Analysis Approach. Symposium on International Automotive Technology 2019, SAE Technical Papers
- Yoon, J. Y., Kim, B. 2016.** Gear rattle analysis of a torsional system with multi-staged clutch damper in a manual transmission under the wide open throttle condition. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol:30, Issue:3, pp. 1003-1019
- Gandhi, V. C., Kumaravelan, R., Ramesh, S., Venkatesan, M. 2016.** Computational Study of Coil Helical Spring: Automobile Clutch. 2nd International Conference on Intelligent Computing and Applications, Proceeding book, pp. 523-540
- Saleh, A., Krak, M., Dreyer, J. 2015.** Development of Refined Clutch Damper Subsystem Dynamic Models Suitable for Time Domain Studies. *SAE international Journal of Passenger Cars – Mechanical System*, Vol:8, Issue:2, pp.733-741
- Chen,X., Wu, G., Wu., H. 2016.** The Nonlinear Characteristics Impact of Multi-Stage Stiffness Clutch Damper on the Vehicle Creeping. SAE 2016 World Congress and Exhibition, DOI: 10.4271/2016-01-0431
- Sun, W., Li, Y., Huang, J. 2011.** Nonlinear Characteristics Study and Parameter Optimization of DMF-RS. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, Vol:4, Issue:2, pp. 1050-1057

Kaya, N. 2014. Shape Optimization of Rubber Bushing Using Differential Evolution Algorithm. *Hindawi Publishing Corporation Scientific World Journal*, Volume 2014, Article ID 379196

Kaya, N. 2006. Machining fixture locating and clamping position optimization using genetic algorithm. *Computers in Industry*, Vol:57, pp. 112-120

Smith, K. L. 2006. A Study of Simulated Annealing Techniques for Multi-Objective Optimisation PhD Thesis, Computer Science, University of Exeter

Shao, W., Guo, G. 2018. Multiple-Try Simulated Annealing Algorithm for Global Optimization. *Mathematical Problems in Engineering*, Volume 2018, Article ID 9248318

Park, C., Moon, J. H. 2003. A Penalized Principal Component Analysis using Simulated Annealing. *The Korean Communications in Statistics*, Vol:10, pp. 1025-1036

Moita, S. J., Correia, F. M., Martins, P. G., Soares, M. C. 2006. Optimal Design in Vibration Control of Adaptive Structures Using a Simulated Annealing Algorithm. *Composite Structures*, Vol:75, Issues:1-4, pp.79-87

Leng, L., Li, Z., Guest, J., Schafer, B. 2014. Shape Optimization of Cold-Formed Steel Columns with Fabrication and Geometric End-Use Constraints. *Thin-Walled Structures*, Vol:85, pp. 271-290

Tejani, G., Savsani, V., Patel, V., Bureerat, S., Savsani, P. 2018. Topology Optimization of Truss Subjected to Static and Dynamic Constraints by Integrating Simulated Annealing into Passing Vehicle Search Algorithms. *Engineering with Computers*, DOI: 10.1007/s00366-018-0612-8, Issue: 2, pp. 54-65

Affi, A., Khan, W., Hayhurst, D. 2011. Adaptation of the Simulated Annealing Optimization Algorithm to Achieve Improved Near-Optimum Objective Function Values and Computation Times for Multiple Component Manufacture. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 60, pp. 5-8, DOI: 10.1007/s00170-011-3620

Skarpatis, M. G., Koumboulis, F. N. Ntellis, A. S. 2013. Robust Control of Pneumatic Clutch Actuators Using Simulated Annealing Techniques. DOI: 10.1109/MED.2013.6608853, 21st Mediterranean Conference on Control and Automation, Proceeding book, pp. 1069-1075

Yang, X. Q., Mees, A. I., Campbell, K. 2000. Simulated Annealing and Penalty Methods for Binary Multicommodity Flow Problems. *Progress in Optimization*, Vol:39, pp. 93-105

Sedlaczek, K., Eberhard, P. 2004. Optimization of Nonlinear Mechanical Systems under Constraints with the Particle Swarm Method. *Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics*, Vol:4, pp.169-170

Valeo Automotive. 2016. Technical Documentations

Gomes, M.J.M., Pouzada A.S. 2002. Dynamic Behaviour of Rubber Compounds for Engine Mounts. *Key Engineering Materials*, Volumes: 230-232, pp. 303-306.

Gomes, J., Royo J.M., Martinez F.J., Liarte E., Jimenez M.A. 2006. Prediction of Dynamic Stiffness of Filled Rubber Mounts. III. European Conference on Computational Mechanics Solids, Structures and Coupled Problems in Engineering, Lisbon, Portugal, 5–8 June.

Lee, S.B., Kim H., Hur S., Kim W.D., Woo C.S., Park C. 2006. A Viscoelastic Model for an Automotive Transmission Rubber Mount. *Key Engineering Materials*, Volumes: 306-308, pp. 995-1000.

Kim, W.D., Hur S., Woo C.S., Kim W.S., Lee S.B. 2005. A Study of the Static and Dynamic Characteristics for Automotive Rubber Mount by FEA and Experiment. *Key Engineering Materials*, Volumes: 297-300, pp. 299-304.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Mehmet Onur Genç

Doğum Yeri ve Tarihi: Samsun, 1986

Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Bursa Karacabey Anadolu Lisesi

Lisans : Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği
Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2011

Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
Makine Mühendisliği, Konstrüksiyon ve İmalat, 2015

Çalıştığı Kurum : Valeo Otomotiv Sistemleri A.Ş. (2013 – Devam ediyor)

İletişim : mehmetonurgenc@gmail.com

Yayınlar:

Dogan, O., Karpat, F., Kaya, N., Yuce, C., Genc, M. O., Yavuz, N. 2015. Optimum Design of Tractor Clutch PTO Finger by Using Topology and Shape Optimization. *The American Society of Mechanical Engineers (ASME), Houston, USA*

Imer, C., Kartal, S., Genc, M. O. 2017. Stress Behaviour Improvement of Automobile Flywheel Under High Centrifugal Forces. *ICMAE, Roma, Italy*

Genc, M. O., Imer, C. 2017. Graphite Flake Size Effects to Thermal Durability of Automobile Flywheel Under Forced Slippage. *ICMAE, Roma, Italy*

Gul, C., Genc, M. O., Durmus, A. 2017. Numerical Estimating the Shock Strength of Automobile Clutch Disc Hub. *AMRE, Roma, Italy*

Genc, M. O., Konakci, S., Kaya, N. 2017. Elastomer Damper Spring Modelling for Automobile Clutch Disc. *ICAMT, Safranbolu, Turkey*

Genc, M. O., Pehlivan, A. K. 2017. Advanced High Strength Steels Formability Investigation for Clutch Covers. *ICAMT, Safranbolu, Turkey*

Genc, M. O., Pehlivan, A. K. 2017. TWIP çeliklerinin debriyaj kapağı rijitlik davranışlarının incelenmesi. *TUMTK, Bursa, Turkey*

Karpat, F., Yüce, C., Dogan, O., Genc, M. O. 2017. Design Verification of Tractor Clutch Cover under High Centrifugal Effect. *International Journal of Automotive Science and Technology*

- Genc, M. O., Kaya, N. 2018.** Modelling and Vibration Analysis of Powertrain System. *International Journal of Automotive Science and Technology*
- Imer, C., Kartal, S., Genc, M. O. 2018.** Stress Behavior Improvement Analysis of Automobile Flywheel Experimentally and Numerically. *International Journal of Automotive Science and Technology*
- Karpat, F., Yüce, C., Dogan, O., Genc, M. O., Kaya, N. 2018.** Design and development of tractor clutch using combined field and bench tests. *Transaction Canadian Society for Mechanical Engineering*
- Genc, M. O., Kaya, N. 2018.** Modelling and Experimental Investigation of Clutch Damper Spring Stiffness Effect on Truck Driving Comfort. *International Journal of Advances in Automotive and Technology.*
- Genc, M. O., Kaya, N. 2018.** Experimental and Numerical Approach on Viscoelastic Modelling of Rubber Clutch Damper Spring. *OTEKON, Turkey, Bursa*
- Genc, M. O., Pehlivan, A. K., Kaya, N. 2018.** 1-D Modelling and System Optimization of Truck Powertrain System Used with PTO Front Damper. *ICAMMEN, Turkey, Ankara*
- Genc, M. O., Kaya, N. 2018.** Using of Response Surface Methodology for the Design of Rubber Damper on Clutch Disc. *ICAMT, Safranbolu, Turkey*
- Genc, M. O., Kaya, N. 2019.** 1-D Modeling of Rubber Clutch Damper at Time-Based Level for Powertrain System. *ICAIAME, Turkey, Antalya*
- Gul, C., Genc, M. O., Durmus, A. 2019.** Shock Strength Investigation of Sintered Clutch Disc Hub Experimentally with Modified Charpy Test Bench. *ICAIAME, Turkey, Antalya*

Patentler:

| Başvuru No | Buluş Başlığı |
|-----------------------|--|
| TPE 2017/09575 | Radyal pozisyonlama pimine sahip bir debriyaj |
| TPE 2018/10279 | Diyafram yaya sahip bir sürtünmeli kavrama |
| TPE 2018/14200 | Radyal pozisyonlama pimine sahip bir kavrama mekanizması |
| TPE 2019/06317 | Çekme tip debriyaj için bir ayırma rulman tertibatı |