

**OTOMOTİV ŐASI SİSTEMLERİNDE CIVATALI
BAĞLANTILARDA YAPAY SİNİR AĞLARI İLE
GEVŞEME TAHMİNİ**

Birtan Güler



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOMOTİV ŞASİ SİSTEMLERİNDE CIVATALI BAĞLANTILARDA YAPAY
SİNİR AĞLARI İLE GEVŞEME TAHMİNİ**

Birtan GÜLER
511725001

Prof. Dr. Ferruh Öztürk
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2023
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Birtan GÜLER tarafından hazırlanan “OTOMOTİV ŞASİ SİSTEMLERİNDE CIVATALI BAĞLANTILARDA YAPAY SİNİR AĞLARI İLE GEVŞEME TAHMİNİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Ferruh Öztürk

- | | | |
|-----------------|--|------|
| Başkan : | Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK 0000-0001-5767-8312 Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı | İmza |
| Üye : | Prof. Dr. Necmettin KAYA 0000-0002-8297-0777 Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı | İmza |
| Üye : | Dr. Öğr. Üyesi Emre BULUT 0000-0001-9159-5000 Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı | İmza |
| Üye : | Dr. Öğr. Üyesi Erdem UZUNSOY 0000-0002-6449-552X Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı | İmza |
| Üye : | Dr. Öğr. Üyesi Halil BAYRAM 0000-0002-4664-3883 Amasya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı | İmza |

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ali KARA
Enstitü Müdürü
.././....

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.

11/07/2023

Birtan GÜLER

TEZ YAYINLANMA FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezin/raporun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kâğıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma izni Bursa Uludağ Üniversitesi'ne aittir. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları ile tezin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları tarafımıza ait olacaktır. Tezde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alınarak kullandığını ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederiz.

Yükseköğretim Kurulu tarafından yayınlanan “**Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge**” kapsamında, yönerge tarafından belirtilen kısıtlamalar olmadığı takdirde tezin YÖK Ulusal Tez Merkezi / B.U.Ü. Kütüphanesi Açık Erişim Sistemi ve üye olunan diğer veri tabanlarının (Proquest veri tabanı gibi) erişimine açılması uygundur.

Prof. Dr. Ferruh Öztürk
11.07.2023

Birtan Güler
11.07.2023

ÖZET

Doktora Tezi

OTOMOTİV ŞASİ SİSTEMLERİNDE CIVATALI BAĞLANTILARDA YAPAY SİNİR AĞLARI İLE GEVŞEME TAHMİNİ

Birtan GÜLER

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ferruh Öztürk

Araç alt parçalarının montajında dikkate alınan sıkma torku değerleri bağlantı güvenliği açısından büyük önem taşımaktadır. Farklı mekanik özelliklere sahip her bir civatalı bağlantı tipi için seçilecek sıkma (tork) değeri farklıdır. Sıkma torku değeri önemli bir gösterge iken, civata ön yük değeri güvenli bir sıkım sağlanıp sağlanamayacağı konusunda her zaman daha güvenilir bir parametredir. Bu nedenle güvenilir bağlantılar oluşturulmak istendiğinde sıkma torku girdisinin bağlantı paketi üzerinde oluşturacağı ön yük değeri iyi hesaplanmalıdır. Bu çalışma, otomotiv şasi bağlantılarındaki civatalı bağlantıların kendiliğinden gevşeme mekanizmasını tahmin etmek için Taguchi Metodu (TM) entegreli yapay sinir ağı (YSA) kullanan bir yaklaşım sunmaktadır. Şasi motor süspansiyonu bağlantılarına etki eden dış yükler, deneysel tasarım için banko testlerinden toplanmıştır. Tork-kilitleme yükü ilişkisini ve civata gevşeme oranını etkileyen yedi kontrollü faktör göz önünde bulundurulmuştur. YSA için eğitim, validasyon ve test verileri deneysel çalışmalar sonucu elde edilmiş, çapraz doğrulama yapılmıştır. Kontrollü faktörler ile gevşeme oranı arasındaki ilişkiyi kurmak için YSA uygulanmıştır. İyileştirilmiş kontrollü faktörlerle yapılan banko testlerinde mevcut duruma göre iyileşme sağlanmıştır. Sonuçlar, önerilen yaklaşımın ek testler yapılmadan kendiliğinden gevşeme mekanizmasını ve civatalı bağlantıların davranışını tahmin etmek için kullanılabileceğini ve yapay zekâ teknikleri kullanılarak çok düşük hata oranlarıyla tahminlerde bulunulabileceğini göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: Civatalı bağlantılar, Kendinden gevşeme, Taguchi yöntemi, Yapay sinir ağları

2023, x + 89 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

**PREDICTION OF SELF LOOSENING BEHAVIOUR OF BOLTED JOINTS IN
AUTOMOTIVE CHASSIS SYSTEMS WITH ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS**

Birtan GÜLER

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

Supervisor: Prof. Dr. Ferruh Öztürk

The tightening torque values considered in the assembly of vehicle sub-parts are of great importance in terms of connection safety. The torque value to be selected is different for each bolted joint type with different mechanical characteristics. While the tightening torque value is an important indicator, the bolt preload value is always a more reliable parameter in terms of whether a secure tightening can be achieved or not. For this reason, when it is desired to create reliable joints, the preload value that the tightening torque input will create on the connection package should be calculated well. This study presents an integrated approach using Taguchi Method (TM) and artificial neural network (ANN) to predict the self-loosening mechanism of bolted joints in automotive chassis engine suspension connections. External loads acting on the joints of the engine suspension were collected from bench tests for experimental design. Seven controlled factors were considered that affect the torque-clamping load relationship and bolt loosening rate. They were performed with actual joint conditions to obtain training and test data for the ANN. ANN with cross-validation was applied to establish the relationship between controlled factors and loosening rate. Bench tests which are performed with improved controlled factors, an improvement was achieved compared to the current situation. The results showed that the proposed approach can be used to predict mechanism of self-loosening and behaviour of bolted joints without additional tests, and it is possible to make predictions with very low error rates using artificial intelligence techniques.

Key words: Bolted joint, Self-loosening, Taguchi Method, Artificial Neural Networks

2022, x + 89 pages.

TEŞEKKÜR

Çalışma kariyerimle birlikte yürüttüğüm bu zorlu doktora tezi sürecinde, bana yol gösteren, beni cesaretlendiren ve desteğini esirgemeyen değerli hocam sayın Prof. Dr. Ferruh Öztürk'e teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışması sürecinde gösterdikleri destek ve anlayış için eşim Sevilay, oğlum Sarp, kardeşim Berkay ve aileme teşekkür ederim.

Birtan GÜLER
11/07/2023

İÇİNDEKİLER

| | Sayfa |
|---|-------|
| ÖZET | i |
| ABSTRACT | iii |
| TEŞEKKÜR | iv |
| SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ | vi |
| ŞEKİLLER DİZİNİ | viii |
| ÇİZELGELER DİZİNİ | x |
| 1. GİRİŞ 1 | |
| 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI ve KURAMSAL TEMELLER..... | 5 |
| 2.1. Eksenel titreşim altındaki çalışmalar | 5 |
| 2.2. Torsiyonel titreşim altındaki çalışmalar | 7 |
| 2.3. Yatay titreşim altındaki çalışmalar | 8 |
| 2.3.1. Kritik kayma | 15 |
| 2.4. Bağlantı elemanlarının gevşeme davranışlarıyla ilgili sanal analiz çalışmaları | 20 |
| 2.5. Yapay sinir ağı yöntemi kullanılan çalışmalar | 24 |
| 2.6. Kuramsal temeller | 28 |
| 2.6.1. Cıvatalı bağlantılar | 29 |
| 2.6.2. Efektif sıkma momenti uygulaması ve mukavemet | 31 |
| 2.6.3. Cıvatalı bağlantı tipleri | 33 |
| 2.6.4. Cıvatalı bağlantı gevşeme problemi | 35 |
| 2.6.5. Gevşeme mekanizması ve teoriler | 36 |
| 2.6.6. Junker teorisi | 38 |
| 2.6.7. Gevşeme önleyici çözümler ve bulgular | 39 |
| 3. MATERYAL ve YÖNTEM..... | 42 |
| 3.1. Banko testinden veri toplanması ve test bankosu | 43 |
| 3.2. Deney tasarımı – Taguchi metot | 50 |
| 3.3. Test numuneleri | 52 |
| 3.4. Test matrisi | 53 |
| 3.5. Ek testler | 54 |
| 3.6. Bağlantı yapısı | 54 |
| 4. BULGULAR ve TARTIŞMA | 56 |
| 4.1. Taguchi analizi | 57 |
| 4.2. LM ve Bayesian düzenleme algoritmaları ile yapay sinir ağı hesabı | 61 |
| 4.3. Parametre optimizasyonu | 68 |
| 4.3.1. Parametre optimizasyonu- gevşeme oranı | 69 |
| 4.3.2. Parametre optimizasyonu- çevrim | 71 |
| 4.3.3. Banko testi sonuçlarının karşılaştırılması | 74 |
| 5. SONUÇ | 79 |
| KAYNAKLAR | 81 |
| ÖZGEÇMİŞ | 88 |

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

| Simgeler | Açıklama |
|-----------------|--|
| δ | Kritik kayma miktarı |
| μ_b | Kafa altı sürtünme katsayısı |
| F | Cıvata ön yükü |
| I | Cıvata kesitinin atalet momenti |
| E | Cıvatanın boyuna elastiklik modülü |
| k_w | Cıvata kafa altında eğilmeden kaynaklı uyumu |
| l_n | Bağlantı kilitleme boyu |
| F_r | Reaksiyon momenti oluşturan eşlenik kuvvet |
| I_g, I_p | Farklı çaplardaki cıvata kesitlerinin atalet momenti |
| l_g, l_p, l_n | Bağlantı uzunlukları |
| M_n | Cıvata ve somun dişleri arasındaki reaksiyon momenti |
| μ_w | Somun kafa altındaki sürtünme katsayısı |
| m | Cıvata – somun arasındaki çalışan diş boyu |
| μ_s | Dişlerdeki sürtünme katsayısı |
| α | Diş açısı |
| a | Kritik kayma |
| μ | Cıvata kafa altı sürtünme kuvveti |
| l_k | Kilitleme boyu |
| EI | Cıvata rijitliği |
| C_φ | Dönme katılığı |
| F_v | Eksenel kuvvet |
| μ_s | Dişlerdeki sürtünme katsayısı |
| α | Diş açısı |
| a | Kritik kayma |
| μ | Cıvata kafa altı sürtünme kuvveti |
| l_k | Kilitleme boyu |
| μ | Cıvata kafa altı sürtünme kuvveti |
| M | Sıkma momenti |
| d_2 | Efektif gerilme çapı |
| d_1 | Cıvata kafa altı ölçüsü |
| F_k | Kilitleme yükü |
| Lu | Bağlanan üst parça uzunluğu |
| Ll | Bağlanan alt parça uzunluğu |
| h | Somun yüksekliği |
| L | Kilitleme boyu |
| L_s | Cıvatanın diş açılmamış boyu |
| L_t | Somun ile çalışmayan diş açılmış boy |
| L_b | Cıvata boyu |
| dh | Delik çapı |
| k_b | Cıvata katılığı |
| A_s | Diş açılmamış cıvata boyunun kesit alanı |
| A_t | Somun ile çalışmayan diş açılmış boyun kesit alanı |

| | |
|---------------|--|
| E_p | Bağlanan parçaların elastiklik modülü |
| k_p | Bağlanan parça katılığı |
| A_p | Bağlanan parça efektif alanı |
| L_c | Bağlanan parça boyu |
| T | Tork |
| F_i | Ön yük |
| k_p | Bağlanan parça katılığı |
| d | Cıvata çapı |
| K | Bağlanan parçaların yüzey koşullarına dayanan sürtünme katsayısı |
| L_x | Bağlantıya etkiyen dış yükler |
| μ | Sürtünme katsayısı |
| W | Blok ağırlığı |
| θ | Diş açısı |
| $\mu\epsilon$ | Mikro gerinim |
| S/N | Sinyal/gürültü oranı |
| y | Verilen faktör seviyesi kombinasyonu için cevaplar |
| n | Faktör seviyesi kombinasyonundaki cevap sayısı |
| db | Desibel |
| R | Pearson doğrulama faktörü |

| Kısaltmalar | Açıklama |
|--------------------|---|
| LM | Levenberg-Marguardt |
| DOE | Deney tasarımı |
| YSA | Yapay sinir ağı |
| DED | Yönlendirilmiş enerji birikimi |
| GA | Genetik algoritma |
| MSE | Ortalama karesel hata |
| BR | Bayesian regülasyonu |
| MAST | Çok eksenli simülasyon tablosu |
| GVMD | Genelleştirilmiş değişken mod ayrışmasına |

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil başlıklarında Kaynaklar dizinde kullanılmayacak, sadece başlık yazısı olacak

| | | |
|-------------|--|----|
| Şekil 2.1. | Goodier ve Sweeney test cihazı..... | 5 |
| Şekil 2.2. | Ortalama gevşeme eğrileri | 6 |
| Şekil 2.3. | Kör delik gevşeme modeli (Hess ve Sudhirkashyap, 1997)..... | 7 |
| Şekil 2.4. | Eksenel yükleme altında dinamik modelleme (Hess ve Sudhirkashyap, 1997)..... | 7 |
| Şekil 2.5. | Test aparatı (Clark ve Cook, 1966)..... | 8 |
| Şekil 2.6. | Ön yükün gevşemeye etkisi (Finkelston, 1972)..... | 10 |
| Şekil 2.7. | Pearce yatay titreşim test sonuçları (Pearce, 1973)..... | 11 |
| Şekil 2.8. | Junker gevşeme teorisi (Junker, 1969)..... | 12 |
| Şekil 2.9. | Junker test cihazının şematik gösterimi (Bickford, 2008)..... | 13 |
| Şekil 2.10. | SLB cıvatası (Sase ve Fujii, 2001)..... | 16 |
| Şekil 2.11. | Izumi teorik modeli (Izumi vd., 2005)..... | 17 |
| Şekil 2.12. | Kritik kayma modeli (Blume ve Illgner, 1988)..... | 20 |
| Şekil 2.13. | 3 boyutlu sonlu eleman modeli (Pai ve Hess, 2002)..... | 21 |
| Şekil 2.14. | 3 boyutlu sonlu eleman modeli (Jiang vd., 2003)..... | 22 |
| Şekil 2.15. | 3 boyutlu sonlu eleman modelinde cıvata ve somun mesh yapısı (Chen vd., 2017)..... | 23 |
| Şekil 2.16. | Sonlu eleman modeli (Borawake, 2018)..... | 24 |
| Şekil 2.17. | Bir yapay sinir ağı tasarım problemi (Khaw vd., 1995)..... | 27 |
| Şekil 2.18. | Bir yapay sinir ağının kara kutusu (Khaw vd., 1995)..... | 27 |
| Şekil 2.19. | Girdi ve çıktılar arasındaki ilişki (Lin., 2012)..... | 28 |
| Şekil 2.20. | Sıkma momenti uygulanmış bir bağlantı yapısı..... | 30 |
| Şekil 2.21. | Shigley e göre cıvata sıkma seviyesi (Shigley, 2008)..... | 33 |
| Şekil 2.22. | Çekme ve kesme yönünde yüklenen bağlantılar..... | 35 |
| Şekil 2.23. | Bir cıvatalı bağlantıyı oluşturan bütün parçalar yay gibi davranır (Bickford, 2008)..... | 36 |
| Şekil 2.24. | Gevşeme teorisi (Bickford, 2008)..... | 38 |
| Şekil 2.25. | Gevşeme davranış eğrisi (Junker, 1969)..... | 39 |
| Şekil 2.26. | Junker teorisine göre gevşeme süreci (Junker, 1969)..... | 40 |
| Şekil 3.1. | Önerilen çalışmanın akış şeması..... | 44 |
| Şekil 3.2. | Gerinim ölçer uygulanmış parça..... | 45 |
| Şekil 3.3. | MAST test bankosu..... | 46 |
| Şekil 3.4. | Analiz edilecek gerinim ölçer bağlanmış parçanın araç üstü pozisyonu..... | 47 |
| Şekil 3.5. | R3 Rosette 0 Deg gerinim cevabı..... | 48 |
| Şekil 3.6. | R3 Rosette 45 Deg gerinim cevabı..... | 48 |
| Şekil 3.7. | Rosette 90 Degree gerinim cevabı..... | 49 |
| Şekil 3.8. | R1 Linear gerinim cevabı..... | 49 |
| Şekil 3.9. | R4 0 Degree gerinim cevabı..... | 50 |
| Şekil 3.10. | R4 45 Degree gerinim cevabı..... | 50 |
| Şekil 3.11. | R4 90 Degree gerinim cevabı..... | 51 |
| Şekil 3.12. | R2 Linear gerinim cevabı..... | 51 |
| Şekil 3.13. | Tek eksenli titreşim bankosu..... | 52 |
| Şekil 3.14. | Cıvatalar ve dişi dişli parçalar..... | 54 |

| | | |
|-------------|--|----|
| Şekil 3.15. | Farklı kalınlık konfigürasyonlarda bağlanan ara parçalar..... | 55 |
| Şekil 3.16. | İncelenen bağlantı kesiti..... | 57 |
| Şekil 4.1. | Faktörlerin gevşeme oranı endeksinin S/N oranları üzerindeki etkileri..... | 61 |
| Şekil 4.2. | Faktörlerin gevşeme oranı endeksinin ortalama değerleri üzerindeki etkileri..... | 62 |
| Şekil 4.3. | Faktörlerin pareto diyagramı..... | 62 |
| Şekil 4.4. | Bağlantı gevşeme problemi için YSA mimarisi..... | 64 |
| Şekil 4.5. | Çapraz doğrulama (Wahba, 1975)..... | 67 |
| Şekil 4.6. | Pareto grafiği..... | 72 |
| Şekil 4.7. | Artık kalıntı analiz grafiği..... | 73 |
| Şekil 4.8. | Gevşeme oranının minimize edilmesi..... | 74 |
| Şekil 4.9. | Pareto grafiği..... | 75 |
| Şekil 4.10. | Artık – kalıntı analiz grafiği..... | 76 |
| Şekil 4.11. | Çevrim sayısının maksimize edilmesi..... | 76 |
| Şekil 4.12. | En düşük ve en yüksek radyal deplasman altında gevşeme oranı ve çevrim sayısı..... | 77 |
| Şekil 4.13. | Ultrasonik uzunluk ölçer test cihazı..... | 78 |
| Şekil 4.14. | MAST testi öncesi bağlantıların torklanmış hali..... | 79 |
| Şekil 4.15. | MAST testi uygulanan sinyaller..... | 79 |

ÇİZELGELER DİZİNİ

| | Sayfa |
|---------------|---|
| Çizelge 2.1. | Koparma testi sonuçlarına göre tork hesabı..... 34 |
| Çizelge 2.2. | Gevşeme önleyici bağlantı elemanı çözümleri..... 43 |
| Çizelge 3.1. | Veri toplama maksimum-minimum yanıt tablosu..... 47 |
| Çizelge 3.2. | Kontrol parametreleri ve seviyeleri..... 54 |
| Çizelge 3.3. | Taguchi deney matrisi 55 |
| Çizelge 3.4. | Taguchi deney matrisi – ek testler..... 56 |
| Çizelge 4.1. | Titreşim testlerinden elde edilen deney sonuçları..... 58 |
| Çizelge 4.2. | Titreşim testlerinden elde edilen çevrim sayıları 58 |
| Çizelge 4.3. | Sinyal/gürültü oranları cevap tablosu ve etkileri 60 |
| Çizelge 4.4. | Ortalama değerler cevap tablosu ve etkileri..... 60 |
| Çizelge 4.5. | DeneySEL sonuçlar için Taguchi tahmini..... 62 |
| Çizelge 4.6. | YSA Levenberg-Marquardt yaklaşımı için MSE ve R değerleri... 68 |
| Çizelge 4.7. | Bayesian regülasyonu yaklaşımı için MSE ve R değerleri..... 68 |
| Çizelge 4.8. | YSA Levenberg-Marquardt yaklaşımı için ek deneylerin tahminleri..... 69 |
| Çizelge 4.9. | Bayesian regülasyonu yaklaşımı için ek deneylerin tahminleri... 69 |
| Çizelge 4.10. | $\frac{1}{2}$ kesirli faktöriyel deney tasarımı 71 |
| Çizelge 4.11. | $\frac{1}{2}$ kesirli faktöriyel deney tasarımı ve sonuçlar..... 71 |
| Çizelge 4.12. | MAST test parametreleri..... 78 |
| Çizelge 4.13. | İyileştirilen parametrelerle MAST banko testi sonuçları..... 80 |
| Çizelge 4.14. | Mevcut durumda MAST banko testi sonuçları..... 81 |

1. GİRİŞ

Cıvata ve somunlar, mekanik parçaların montajında sıklıkla kullanılan makine elemanlarıdır. Bunun sebebi cıvataların kolay monte ve de-monte edilebilmeleri, cıvatalarla oluşturulan bağlantıların ise mukavim, sünek ve diğer birleştirme yöntemlerine göre görece daha düşük maliyetli olmalarıyla açıklanabilir. Parça birleşiminin büyük oranda cıvatalı bağlantılarla sağlandığı otomotiv sektöründe ise cıvatalı bağlantılar çok yaygın bir kullanım alanına sahiptir.

Araç alt parçalarının birleştirilmesinde dikkate alınan sıkma momenti (tork) değerleri bağlantı güvenliği açısından büyük önem taşır. Gerekenden daha düşük tork değerleri ile sıkılan bağlantılar, dışarıdan etkiyen eksenel ve radyal dinamik yükler sebebiyle zamanla gevşeyebilir, yaralanma ve ölümlerle sonuçlanan kazalar meydana gelebilir (Evans, 2015; Knight vd., 2006; RAIB, 2008). Olması gerekenden daha yüksek tork değerlerine kadar sıkılan bağlantılarda ise aşırı cıvata uzaması (plastik bölge), cıvata-somun dişlerinde aşınmalar ya da bağlanan parçalarda normal ve kayma gerilmelerine bağlı plastik deformasyonlar görülebilir (Monville, 2016). Bu nedenle değişik mekanik karakteristiğe sahip her bir cıvatalı bağlantı tipi için seçilmesi gereken tork değeri farklıdır. Ancak, bağlantı güvenliği açısından cıvata ön yük değerleri ve bunun sonucu bağlanan parçaların paketlenmesiyle oluşan kilitleme yükü bir bağlantıdaki en önemli parametrelerdir. Sıkma tork değeri önemli bir gösterge olmakla birlikte, emniyetli sıkımın sağlanıp sağlanamayacağı konusunda cıvata ön yük değeri her zaman daha güvenilir bir parametredir. Bağlantı tasarımında hedef her zaman en uygun cıvata ön yükünü belirlemek olmalıdır. Bu nedenle güvenilir bağlantılar oluşturulmak istendiğinde sıkma torku girdisinin bağlantı paketi üzerinde oluşturacağı ön yük değerinin iyi hesaplanması gerekir.

Geniş bir uygulama yelpazesinde kullanıldığında, bir cıvatanın belirli yükleme koşulları altında nasıl performans gösterdiğinin iyi bilinmesi beklenir. Bağlantı elemanları kullanım ömürleri boyunca çok sayıda tekrarlı titreşime maruz kalırlar. Bu durum bağlantı elemanlarında kendi kendine gevşeme durumuna sebep olabilir. Cıvataların

statik çekme ve kesme kuvvetleri altındaki davranışı oldukça iyi anlaşılırken, titreşim gibi dinamik yükler altındaki davranışları yeterince anlaşılmamıştır. Bir cıvata ve somunun titreşimli yükler altında nasıl etkileştiğini tanımlama girişiminde birçok teori geliştirilmiştir. Bu teoriler, cıvata somun etkileşimini anlamada yardımcı olduğunu kanıtlamış olsa da hiçbiri cıvata gevşemesini tahmin etmede yeterli olduğunu kanıtlamamıştır (Bickford, 2008). Gevşeme nedeniyle ortaya çıkabilecek kazaları azaltmak için yapılan çalışmalardan bazı örnekler sıralanmıştır: Kandreegula vd. (2018) otomotiv bağlantı elemanlarının gevşeme direncini artırmak için yeni bir yenilikçi kamalı pul geliştirmiştir. Datta ve Dittur (2020) otomotiv süspansiyon bağlantılarının gevşeme direncini tespit etmek ve bazı değişken yükler altında cıvata gevşeme eğilimini ortadan kaldırmak için gereken minimum cıvata ön yüklerini hesaplamıştır. Gürsel ve Yarkin (2014) şasi cıvatalı bağlantı sıkma tork değerlerini alt ve üst tork kontrol limitlerini dikkate alarak hesaplamıştır. Bağlantıları tasarım kriterlerini karşılayan en uygun torca sıkarak sağlam bağlantı yapısını yol testi sonuçlarıyla doğrulamışlardır. Literatürde cıvatalı bağlantıların gevşeme davranışını araştıran ve yapay sinir ağı uygulamalarıyla ilgili çalışmalar kaynak araştırması kısmında detaylı olarak verilmiştir.

Bu çalışmanın amacı, otomotiv şasi cıvatalı bağlantıların kendiliğinden gevşeme mekanizması ve davranışını tahmin etmek için yapay sinir ağı yöntemi önererek, tasarım optimizasyonu sonucunda bağlantıların mevcut duruma göre daha az gevşeyeceği girdi parametrelerini belirlemektir. Bu çalışmada yapılan literatür araştırması ile elde edilen bilgilere göre otomotiv şasi motor süspansiyon bağlantılarındaki cıvatalı bağlantıların kendiliğinden gevşeme mekanizmasını ve davranışını belirlemek için sinir ağını kullanan öncü araştırmalardan biridir. Önerilen yaklaşım dört aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada, banko testlerinden bağlantıya etkiyen dış yükler strain gage ler yardımıyla toplanmıştır. İkinci aşamada, NN için eğitim, doğrulama ve test verilerini elde etmek için gerçek bağlantı koşulları ile tork – kilitleme yükü ilişkisini etkileyen bütün parametrelerin kullanıldığı Taguchi deneyleri yapılmıştır. Deney tasarımında, araç banko test verileri değerlendirilerek yatay titreşim deplasmanları belirlenmiştir. Bu şekilde deney tasarımındaki titreşim testleri, bağlantıların gerçek koşullardaki titreşim verilerine dayalı olarak gerçekleştirilmiştir.

Tork-kilitleme yükü ilişkisini ve cıvata gevşeme hızını etkileyen yedi kontrollü faktör 2 seviyeye ayrılmış ve 16 adet Taguchi testi yapılmıştır. 3 adet ek deney dördüncü aşamadan gerçekleşecek olan NN tahmin yöntemi için test çıktısı olmuştur.

Üçüncü aşamada, kontrol edilen faktörler ile gevşeme oranı arasındaki ilişkiyi oluşturmak için Levenberg – Marquardt ve Bayesian düzenleme algoritmaları ile NN gerçekleştirilmiştir. NN'nin tahmin hatalarını değerlendirmek için MSE (ortalama karesel hata) değerleri hesaplanmıştır. NN uygulama amacı; NN ile tekrar deneysel çalışma, deneylere ve analizlere gereksinim olmadan ürün geliştirme süreçlerinde meydana gelen değişikliklere göre optimizasyon çalışmalarını değerlendirmek, eğer uygulanan problemde, tecrübeye dayalı varsayımlar ve kısıtlar gerekiyorsa çoğunlukla uzman kişilerin deneme-yanılma yöntemi ve/veya önceki projelerden taşınarak çözüm aranıyorsa ve ürünlerde, tork kaybı örneğinde farklı opsiyonlar ile karşılaşıldığında farklı durumlar için uygulanabilecek bir çözüm yaklaşımı hedefleniyorsa öğrenen akıllı algoritmalar ile hızlı bir şekilde az maliyette sonuç almaktır. Önerilen tahmin sistemi dinamik bir ortam sunarak, yeni örnekler ile karşılaştığında sistem yeni durumlara uyum sağlayabilecektir.

Dördüncü aşamada bu 16 test sonucu değerlendirilerek, bağlantı gevşemesine en çok etki eden 3 girdi parametresi belirlenerek, tasarım optimizasyonu çalışması için kesirli faktöriyel 4 adet ek deney yapılmış ve girdi parametreleri en düşük gevşeme oranı hedefi doğrultusunda optimize edilmiş, Taguchi tahmin yaklaşımıyla gevşeme oranları tahmin edilmiştir. Mevcut banko testi sonuçlarına göre önerilen parametrelerle yapılan kontrollü deneylerin sonuçları iyileştirdiği gözlemlenmiştir.

Sonuçlar, önerilen yaklaşımın ek testler yapılmadan kendiliğinden gevşeme mekanizmasını ve cıvatalı bağlantıların davranışını tahmin etmek için kullanılabileceğini ve yapay zekâ teknikleri kullanılarak çok düşük hata oranlarıyla tahminlerde bulunulabileceğini göstermiştir. Bu durum, cıvatalı bağlantılarda yapılacak modifikasyonlar ve iyileştirmeler nedeniyle test gereksinimlerinden kaynaklanan yüksek geliştirme maliyetlerini azalmıştır. Çalışmanın sonucunda araç şasi

bağlantılarının dinamik yükler altındaki gevşeme davranışını tahmin edecek, benzer diğer bağlantı yapıları için öğrenme özellikli bir tahmin algoritması oluşturulmuştur.

Bu tez çalışması beş bölüme ayrılmaktadır:

i. Giriş bölümünde tez çalışmasının detayları ve amacı açıklanmıştır.

ii. Kaynak araştırması ve kuramsal temeller bölümünde, cıvatalı bağlantı gevşemesiyle ilgili deneysel, analitik ve sanal test çalışmaları ile yapay sinir ağı (NN) yöntemi içeren bağlantı tasarım optimizasyonu çalışmaları derlenmiş, cıvatalı bağlantılarda kendikendine çözülme mekanizmaları ve literatürdeki teoriler incelenmiş, en iyi kullanım (best practice) örnekleri sıralanmıştır.

iii. Malzeme ve metot bölümünde, araç şasi bağlantılarının banko testi sinyallerinin toplanıp, bağlantıya etkiyen yatay deplasman verisinin tek eksenli fatik cihazında Taguchi deney tasarımı, deney setlerin belirlenmesi, deney düzeneği ve üzerinde çalışılan bağlantı yapıları verilecektir.

iv. Bulgular bölümünde, deneylerden elde edilen fiziksel test sonuçları ve bu verilere göre optimizasyon ve NN tahmin çalışmaları aktarılacaktır. Optimizasyon ve NN tahmin hata oranı çıktıları verilerek, önerilen yöntem sonucunda hangi girdi parametreleriyle tasarımın optimize edildiği ve sonuçların hangi oranda tahmin edildiği verilecektir. Çalışma sonucu elde edilen iyileşmelerin banko testleri sonuçlarına etkisi verilecektir.

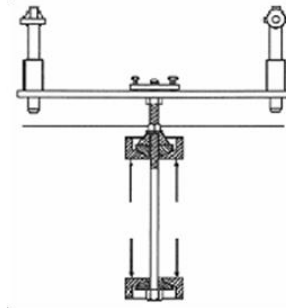
iv. Sonuç bölümünde çalışma sürecinde ne gibi kazanımlar elde edildiği ve hangi faktörlerin bağlantı gevşemesine pozitif etki ettiği açıklanacak ve gevşemeyi engellemek için yapılacak çözüm önerileri sıralanacaktır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI ve KURAMSAL TEMELLER

Bu tezle ilgili kaynak araştırması kategorisel olarak ayrılarak sunulacaktır. Cıvatalı bağlantılarla ilgili eksenel titreşim altındaki çalışmalar kısım 2.1’de, torsiyonel titreşim altındaki çalışmalar kısım 2.2’de, yatay titreşim altındaki çalışmalar kısım 2.3’te, cıvatalı bağlantılarda sanal test çalışmaları kısım 2.4’te, sinir ağı literatür uygulamaları kısım 2.5’te verilmiştir. Ardından cıvataları bağlantılar ve hesaplamaları içeren kuramsal temeller kısım 2.6 da verilmiştir.

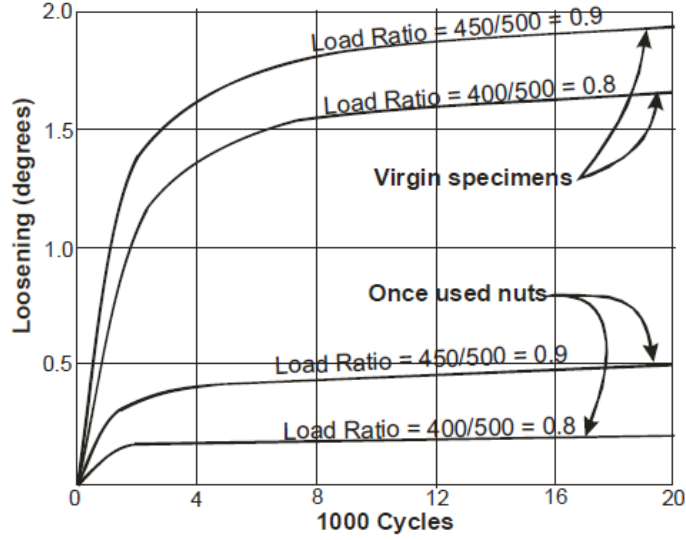
2.1. Eksenel titreşim altındaki çalışmalar

Goodier ve Sweeney (1945) cıvatalı bağlantıları gevşetmek üzere kendi test düzeneklerinde çeşitli kuvvet aralıklarında eksenel titreşim testleri yapmışlar ve gevşeyen somunlarla ilgili bazı denklemler geliştirmişlerdir. Eksenel titreşim altında cıvatalı bağlantılar için çok küçük açılarda gevşeme yönünde dönme bulmuşlardır. Ayrıca eksenel titreşim altında radyal mikro kaymalar gözlemlemişlerdir. Bu çalışma cıvatalı bağlantıların titreşim altında gevşemesine yönelik detaylı çalışmaların öncüsüdür. Daha sonra Sauer vd. (1950), Goodier ve Sweeney’nin yaptığı çalışmanın aynısını quasi-statik yükleme yerine daha pratiğe uygun bir titreşim altında gerçekleştirmiş ve daha büyük miktarlarda gevşeme oranları elde etmişlerdir. Test sırasında kullanılmış somunların yenilerine göre gevşemeye daha meyilli olduğunu göstermişlerdir.



Şekil 2.1. Goodier ve Sweeney test cihazı (Bickford ve Nassar, 2008).

Goodier ve Sweeney'nin kullandığı test aparatı yukarıda Şekil 2.1'de verilmiştir. Sauer vd. (1950), çalışmalarında elde ettikleri gevşeme eğrileri Şekil 2.2'de verilmiştir.



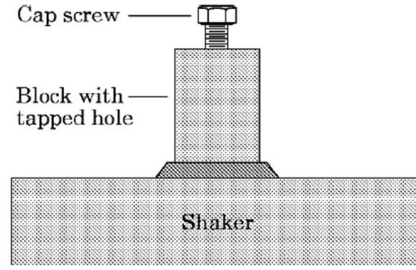
Şekil 2.2. Ortalama gevşeme eğrileri (Sauer vd., 2008).

Gambrel (1968) eksenel titreşim, yağlayıcı etkisi ve bağlantı elemanı hatvesi parametrelerinin bağlantı gevşemesine olan etkisini incelemiştir. Kaba hatve ve yağlayıcı etkisinin gevşemeye bir etken olabileceğini ortaya koyarak 3.3 – 20 Hz. frekans aralığının bağlantı gevşemesine bir etkisi olmadığı bulunmuştur.

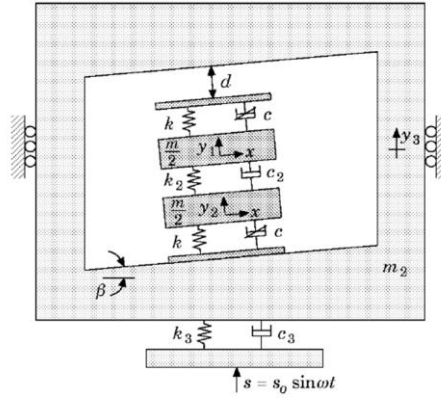
Yukarıda sıralanan çalışmalar cıvatalı bağlantıların gevşeme davranışını araştırma konusunda yapılan ilk çalışmalardır. Eksenel yönde etki eden dinamik yükler kullanılarak yapılmış, bu çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçlara göre eksenel titreşimin bağlantı gevşemesine önemli bir etkisi olmadığı görülmüştür. Bunun sebebi, eksenel titreşimin bağlantı genelinde sıkma momenti sonrası oluşan sürtünme kuvvetlerini ortadan kaldıracak karşı bir kuvvet yaratamamasından dolayıdır.

Hess ve Davis (1996), bağlantıların eksenel harmonik titreşim altındaki davranışlarını araştırmış hem sıkma hem de gevşeme yönünde bir dönme rotası bulmuştur. Hess ayrıca çalışma arkadaşlarıyla birlikte cıvatanın kendiliğinden gevşeme davranışını açıklamak için teorik modeller geliştirmiştir (Hess ve Basava, 1998; Hess ve Sudhirkashyap, 1997;

Rashquina ve Hess, 1997; Basava ve Hess, 1998). Kullanılan modellerden bazı örnekler Şekil 2.3 ve Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.3. Kör delik gevşeme modeli (Hess ve Sudhirkashyap, 1997).



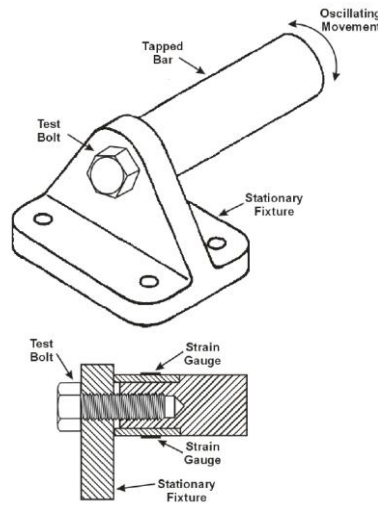
Şekil 2.4. Eksenel yüklemeye altındaki dinamik modelleme (Hess ve Sudhirkashyap, 1997).

Harnchoowong (1989) eksenel yüklemeye koşulları altında bağlantı gevşemesi üzerine çeşitli parametrelerin etkilerini incelemiştir. Cıvatalı bağlantılar için gevşeme direncinin, helis açısını azaltarak, bağlantı parçaları arasındaki sürtünmeyi, cıvata uzunluğu, somun duvar kalınlığı ve somun yüksekliğini artırarak artırılabilceği sonucuna varmıştır.

2.2. Torsiyonel titreşim altındaki çalışmalar

Clark ve Cook (1966) Goodier ve Sweeney'nin yaptığı çalışmanın aynısını cıvata-somun bağlantısı yerine diş açılmış kör delik bir bağlantıda tekrarlamış, gevşeme

bulgusuna rastlayamamıştır. Buna ek olarak bağlantının dalgalanan torsiyonel yük altındaki gevşeme davranışını incelemiştir. Belirli bir değerin altında döngüsel salınımın civatanın gevşemesine neden olmayacağı, açılma yer değiştirmenin sınırlayıcı bir değeri olduğunu bulmuşlardır. Bağlantı ön yükü ile torsiyonel titreşim arasında belirli bir çevrime kadar tamamen gevşeme görülebileceğini ifade eden bir ilişki ortaya konmuştur. Testler sırasında kullanılan aparat Şekil 2.5'te verilmiştir.



Şekil 2.5. Test aparatı (Clark ve Cook, 1966).

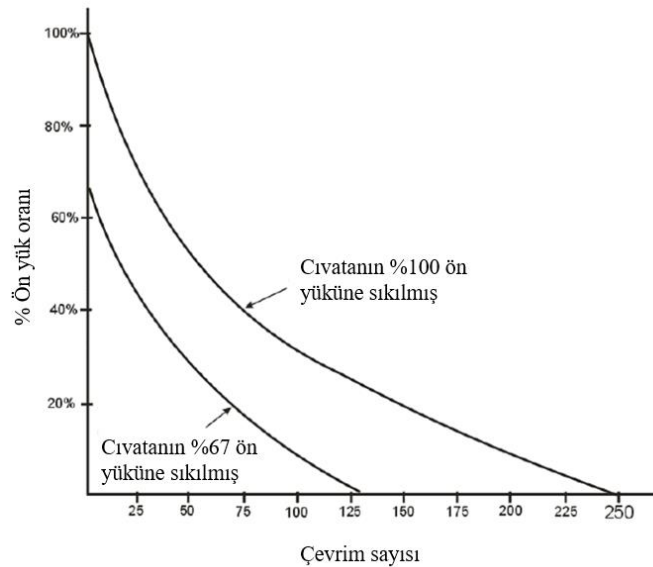
Sakai (1978) civatalı bağlantılarda gevşeme davranışını teorik olarak incelemiş, yatay deplasman altında bağlanan parçalar arasındaki kritik rotasyonel kaymayı ve gevşeme açılarını hesaplamıştır. Çalışmada bağlanan parçalar arasındaki gevşemenin başladığı minimum dönme açısını gösterilmiştir. Bu kritik açının altında hareket meydana gelirse, sürtünme aşınmasının bir sonucu olarak civata dönüşü olmadan gevşeme meydana gelir. Analitik teorilerini deneysel sonuçlarla doğrulamıştır. Bu çalışmalarını Toyota Motor firmasında gerçekleştirmiştir.

2.3. Yatay titreşim altındaki çalışmalar

Junker (1969) ile civatalı bağlantılar için yatay titreşimin aksel titreşime göre çok daha ciddi bir gevşeme koşulu oluşturduğunu ortaya konmuştur. Yatay titreşim sonrası bağlantılarda oluşan gevşeme, aksel titreşime göre çok daha fazladır. Junker'in

çalışması ile cıvatalı bağlantılara etkiyen yatay titreşimin bağlantılar için kritik olduğu ortaya çıkmış ve bundan sonra yapılacak analitik, sanal ve deneysel çalışmalar büyük oranda yatay titreşim altında gerçekleştirilmiştir. Junker teorisinin doğrulayıcı kanıtları 2005'te rapor edilen deneylerle ortaya konmuştur. Araştırmacılar, delik çapının vida çapına göre fazlaca geniş olduğu bağlantılarda daha hızlı kendiliğinden gevşeme oluştuğunu buldular. Belki daha ilgi çekici olanı, yüksek frekanslı titreşimin düşük frekanslı titreşimden daha az kendiliğinden gevşemeye neden olduğunu da bulmuşlardır, çünkü daha yüksek frekans bağlantı elemanına döngü başına daha az kayması için zaman verecektir (Nassar ve Housari, 2005).

Finkelston (1972) Junker in tasarladığı cihazda benzer titreşim testleri gerçekleştirmiş, cıvata hatvesinin gevşemeye oran etkisini araştırmıştır. Kaba hatveli bir cıvatanın titreşim direncinin ince hatveli bir cıvataya göre daha düşük olduğu deneysel sonuçlarla ortaya konmuştur. Ayrıca cıvata ön yükünün etkisini araştırmış, ön yük artışının bağlantı gevşemesini geciktirdiğini ortaya koymuştur. Cıvatanın dayanım sınırının %100 üne ve %67 sine torklanan iki farklı deney setinde bağlantılar sırasıyla 250 ve 125 çevrimde gevşemişlerdir. Bununla ilgili görsel Şekil 2.6'da verilmiştir.

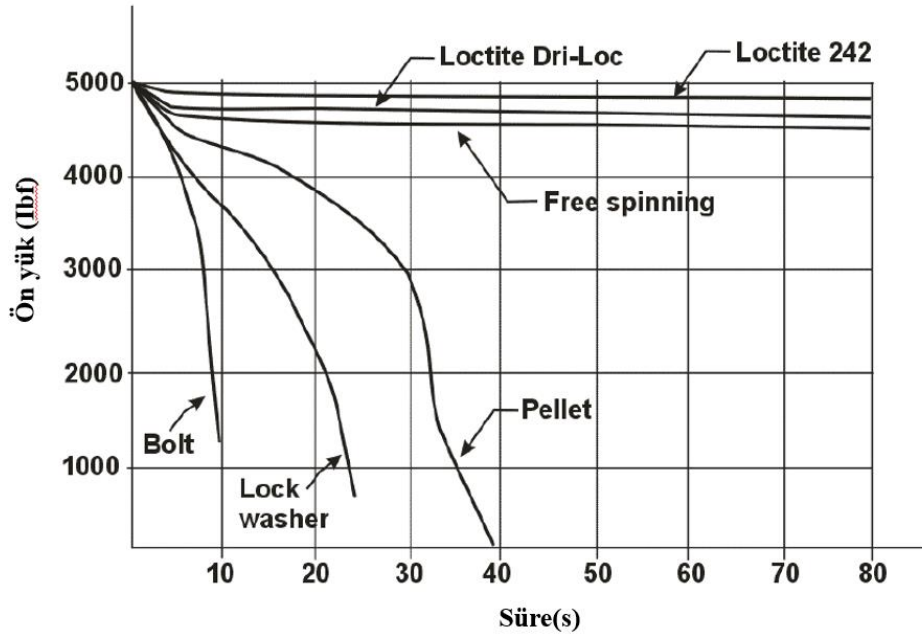


Şekil 2.6. Ön yükün gevşemeye etkisi (Finkelston, 1972).

Pierce (1973), Junker test cihazına benzer bir bankoyla 16.7 Hz. Frekansta ve 3.8 mm yatay deplasman altında bazı kilitlemeli bağlantı elemanları çözümlerini karşılaştırmalı olarak incelememiştir.

Düz cıvata en kötü gevşeme davranışını gösterirken, Loctite Dri-Loc ve Loctite 242 uygulanmış cıvatalarda çok az gevşeme oluşmuştur. 70 li ve 80 li yıllarda Junker'in çalışmasını genişleten başka çalışmalarda olmuştur. (Riches 1975, Light 1976, Dick 1984)

Bu çalışmaların etkileri, gevşemeye direnmede etkisiz olan bağlantı elemanı tiplerini çıkararak kullanılan bağlantı elemanlarının tipini optimize etmektir. Pierce (1973)'ün, yaptığı çalışma sonucu Şekil 2.7'de verilmiştir.



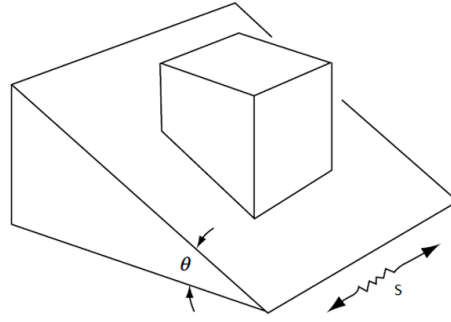
Şekil 2.7. Pearce yatay titreşim test sonuçları (Pearce, 1973).

Junker'in ve daha sonra genişletilen çalışmalar, ortaya koyduğu teoriler ve standartlara girmiş test metotları DIN 65151 ve DIN 25201, cıvata ve somun tekili için performans değerlendirme açısından etkilidir. Ancak otomobil şasi bağlantı yapılarında bağlantı

rijitliği de önemli bir parametre olduğu için Junker test cihazındaki rijit koşullar bu tip bağlantı yapıları için uygun değildir. Bu çalışma da otomobil şasi bağlantı gevşeme davranışını tahmin etmek için bağlantı yapısının bire bir aynısını baz alan bir test düzeneği oluşturulacaktır.

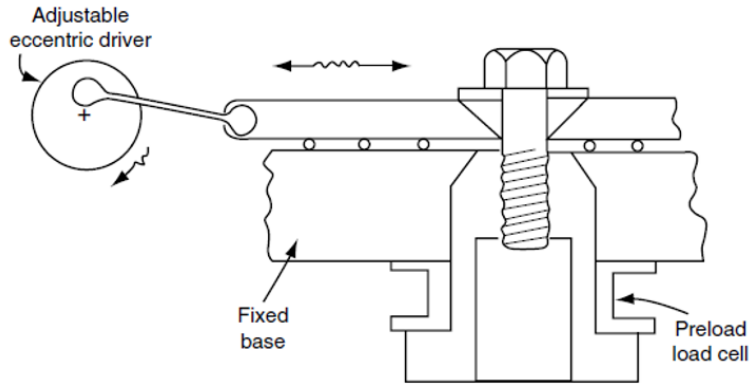
Bhattacharya vd. (2010) çeşitli kilitlemeli bağlantı elemanlarının titreşime karşı gösterdikleri direnci karşılaştırmıştır. Bu testlerde 4 farklı çeşit rondela da kullanmıştır. Bunlar düz rondela, yaylı rondela, alt ve üstü tırtırlı rondelalardır. Kimyasal kilitleme uygulanmış çözümlerin titreşim dirençleri, bütün rondela çeşitlerinden daha iyidir, nylok somunu kimyasal kilitleme uygulanmış bağlantı elemanların ardından gelmektedir. Bu çalışmada bağlantı elemanlarının rijit banko tekil gevşeme performansları incelenmiş, araç üzerindeki kullanımları için bir değerlendirme yapılmamıştır.

Dravid vd. (2021) yaylı rondela ve rondela kullanımına karşı düz rondela etkinliğini araştırmıştır. Deneysel testler sonucunda yaylı pulun düz pula göre daha kötü performans gösterdiği ve uygulanan tork arttığında bağlantının gevşemeye karşı direncinin arttığı gösterilmiştir. Yokoyama vd. (2012) eksenel yüke maruz kalan cıvatalı bağlantılarda mekanizmanın kendiliğinden gevşemesini üç boyutlu sonlu elemanlar analizi kullanarak araştırmıştır. Somun dönüş açısı ile uygulanan tork arasındaki ilişkilerin deneysel testler ile doğrulandığı ifade edilmiştir. Dinger vd. (2011) cıvata ve dişlerin altında kritik kaymaların etkisini araştırmıştır. 3 boyutlu sayısal simülasyon modeli oluşturulmuş ve deneysel testler ile doğrulanmıştır. Tüm temas alanlarında sürtünme etkisi göz önünde bulundurulmuştur. Junker (1969) ile cıvatalı bağlantılara etkiyen yatay titreşimin bağlantılar için kritik olduğu ortaya çıkmış ve bundan sonra yapılacak analitik, sanal ve deneysel çalışmalar büyük oranda yatay titreşim altında gerçekleştirilmiştir. Yatay titreşimin bağlantıda oluşturduğu relatif hareket, cıvata ön yükünün sistemde oluşturduğu sürtünme kuvvetinden fazla ise kayma meydana gelir. Bu teorisini Şekil 2.8'de görülen görsel ile açıklamıştır. Eğik düzlemde duran bloğa titreşim s yönünde uygulandığında, aşağı yönde herhangi bir dış kuvvet olmamasına rağmen sadece kuvvet yönünde değil aşağı yönde de hareket eder.



Şekil 2.8. Junker gevşeme teorisi (Junker, 1969).

Junker deneysel çalışmalarını Şekil 2.9’de gösterilen test cihazında gerçekleştirmiştir.



Şekil 2.9. Junker test cihazının şematik gösterimi (Bickford, 2008).

Sakai (1979) teorik ve deneysel olarak akma noktasının üstüne torklanan cıvataların, daha düşük seviyede torklanan bağlantı yapılarına göre gevşeme ve fatik açısında daha performanslı olduğunu ortaya koymuştur.

Ramey ve Jenkins (1995) cıvatalı bağlantıların dinamik çekme ve yatay titreşim altında gevşemesinin tahmini için Taguchi yöntemleri kullanarak bir deney tasarımı yapmış, empirik denklem bulmuşlardır. Yaklaşık 80-100 adet parametrenin bağlantı gevşemesine etken olabileceği öne sürmüştür ancak test sayısındaki kısıtlar dolayısıyla raporlarında aşağıda verilen parametreleri incelemişlerdir:

- Cıvata çapı
- Cıvatalarda yağlayıcı etkisi
- Delik çapı
- Cıvata ön yükü
- Kilitlemeli çözümler
- Kilitleme boyu
- Diş hatvesi
- Bağlanan parçalarda yağlayıcı etkisi
- Bağlantı rijitliği
- Titreşim yönü ve genliği

Nassar ve Housari (2005) bağlantı yapılarının gevşeme fenomeni üzerine araştırmalar yaparak, yatay titreşim altında yaşanan gevşeme durumu hakkında matematik modeller öne sürmüşlerdir. Delik çapı, sürtünme ve titreşim frekansı parametrelerinin etkisi incelenmiştir. Delik çapının gevşemeye etkisi, bağlantıya etkileyen dış titreşimlere bağlıdır. Eğer etki kuvveti, cıvata kafasında gevşeme sürecini başlatacak kadar kayma yaratıyorsa etkilidir. Cıvatanın dişlerinde bulunan sürtünme katsayısının gevşeme etkisi, kafa altına göre daha baskındır. Bu çalışmada sadece dişleri ve bütün hacmi yağlanmış cıvatalarda yapılan titreşim testleri sonucuna göre gevşeme oranları benzer çıkmıştır. Kafa altı sürtünmesine göre diş sürtünmesi gevşeme açısından daha kritik bir öneme sahip olduğu öne sürülmüştür. Son olarak frekans üzerine elde edilen bulgulara göre 1, 3 ve 5 Hz'de yapılan titreşim altında, frekans değeri düştükçe gevşemenin arttığı bulunmuştur.

Nassar ve Housari (2006) bir sene önce yapılan çalışmaya diş adımı ve cıvata ön yük parametrelerini de dahil etmişlerdir. İnce diş adımı ve kabaya göre daha iyi performans verirken, ön yük etkisi diş adımına göre daha baskındır. Analitik ve deneysel test sonuçlarına göre titreşim deplasmanı ve ön yük ilişkisi ile gevşeme başlangıç eşiği arasında bir ilişki kurulmaya çalışılmış, ilgili deney parametrelerine göre bağlantı tasarımlarının hangi ön yük ve titreşim altında gevşeme başlayacağı öne sürülmüştür.

Nassar ve Housari (2007) çalışmalarında delik çapı – cıvata çapı arasındaki boşluk ve cıvata-somun dişleri arasındaki boşluk parametrelerinin gevşeme etkisini deneysel ve analitik olarak incelemiştirlerdir. Cıvata – somun dişleri arasındaki boşluk arttıkça gevşeme oranları logaritmik olarak artmaktadır. Çalışmanın sonunda bağlantı tasarımında mümkün oldukça boşluksuz bir tasarım yapmanın çok önemli olduğu vurgulanmıştır.

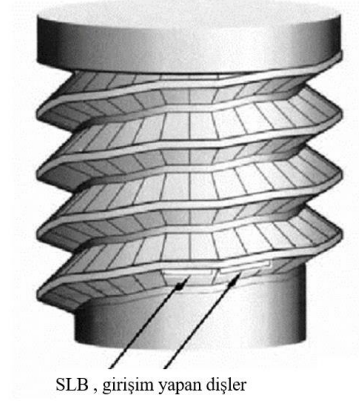
Fernando (2005) teorik çalışmasında bir parçacığı taşıyan titreşimli bir konveyörün mekanizmasını bir cıvata gevşetme mekanizması olarak kullanmıştır. Titreşim uyarımı, diş ve kafa altı sürtünme katsayısı, diş hatvesi ve diş yan açısının gevşeme üzerindeki etkilerini analitik ve deneysel olarak incelemiştir. Gevşeme mekanizması ve analizi açısından aşağıdaki çıkarımları yapmıştır:

- Yatay titreşim aksel titreşime göre daha belirgin bir etkiye sahiptir.
- Gevşeme oranı titreşim genliği ve frekans arttıkça artacaktır.
- Cıvata ön yükü arttıkça bağlantıyı gevşetmeye başlayacak minimum genlik ve frekans değeri artacaktır.
- Cıvata ön yükü her zaman akma noktasının minimum %65 değerine getirilmelidir.
- Dişlerdeki sürtünme katsayısındaki artış, titreşim direncini arttıracaktır.

Yang ve Nassar (2010) tarafından yapılan çalışmada, titreşimden kaynaklanan ön-yük azalmasını hesaplamak için lineer olmayan bir model sunulmuştur. Bu modelde cıvatalar yatay yönde titreşim ile zorlanmaktadır. Çalışmanın sonucunda, fiziksel test ve analitik sonuçlarının korele olmasıyla önerilen modelin cıvatalı bağlantılarda kendinden gevşeme performansını açıklayabileceği vurgulanmıştır.

Sawa vd. (2006) birçok kitleme ürünü bağlantı elemanı için yatay titreşim altında değişik ön yük seviyeleri altında testler yapmış, kısmen işe yarar bulmuştur.

Sase ve Fujii (2001) çalışmalarında “Step Lock Bolt” isimli diş kısımları modifiye edilmiş bir cıvata önermişlerdir. SLB, standart somunlarla birlikte kullanılarak dişler arasında girişim oluşturmuş, bu sayede titreşim altında efektif performans göstermiştir. Şekil 2.10’da SLB cıvatasına ait bir gösterim verilmiştir.



Şekil 2.10. SLB cıvatası (Sase ve Fujii, 2001).

2.3.1. Kritik kayma

Bağlantı yapılarına dışarıdan etkiyen küçük yatay titreşimler cıvatanın eğilmesine sebep olurlar. Bu titreşimler artarsa eğilme oranı artarak cıvata kafa altı ve dişlerde sıkma momenti etkisiyle oluşan sürtünme mekanizmalarını yenmeye başlar. Sürtünme mekanizmalarını zamanla işlevsiz hale getiren eğilme miktarı kritik kayma olarak adlandırılır. Cıvata kafa altı dönmeye başladığında gevşeme olayı da başlayacaktır. Kritik kayma seviyesine ulaşılmadıkça cıvatalı bağlantı da gevşeme görülmeyecektir. Kritik kayma değeri birkaç parametreye dayanmaktadır. Bunlar, cıvata ön yükü, cıvata çapı, kafa altı ve dişlerdeki sürtünme katsayılarıdır.

Yamamoto ve Kasei (1984) cıvatalı bağlantılarda gevşeme fenomeninin tahmini için analitik bir formül türetmişlerdir. Bu formülde kritik kayma miktarı hesaplanmaktadır. Eğer bağlantıya gelen yatay dış yükler cıvatada kritik kayma miktarı kadar bir eğilme

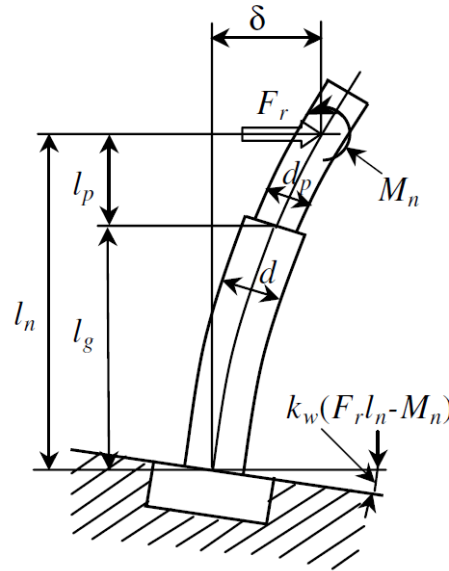
oluşturabilirse gevşeme başlar teorisini ortaya koymuşlardır. Denklem 2.1’de ilgili analitik teori verilmiştir.

$$S_{cr}=2\delta=\frac{2l_n F \mu_b (l_n^2 + 3k_w l_n EI)}{3EI} - \frac{3l_n M_t (l_n + 2k_w EI)}{3EI} \quad (2.1)$$

Bu denklemde, δ kritik kayma miktarı, μ_b kafa altı sürtünme katsayısı, F cıvata ön yükü, I cıvata kesitinin atalet momenti, E cıvatanın boyuna elastiklik modülü, k_w cıvata kafa altında eğilmeden kaynaklı uyumu, l_n bağlantı kilitleme boyudur.

Kaminskaya ve Lipov (1990) Yamamoto ve Kasei’nin analitik teorilerini kullanmış, bir freze tezgahında yaptıkları deneysel çalışmalarda, bağlantı gevşemesine dayanan ön yük miktarını hesaplayabileceğimiz bir denklem türetmişlerdir.

Izumi vd. (2005), Yamamoto’nun öne sürdüğü formülü ele alıp geliştirmişlerdir. Teorik modelin şematik gösterimi Şekil 2.11’de gösterilmiştir. Cıvata ve somun dişleri arasında oluşan moment kuvveti detaylandırılmıştır.



Şekil 2.11. Izumi teorik modeli (Izumi vd., 2005).

Kritik kayma sonucu cıvata ve somun arasındaki dişlerde oluşan “somun reaksiyon kuvveti” ifadesini ortaya koymuşlardır. Öne sürdükleri formül, aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\delta = F_r \left(\frac{l_g^3}{3EI_g} + \frac{l_p^3}{3EI_p} + \frac{l_g l_p l_n}{EI_g} + k_w l_n^2 \right) - M_n \left(\frac{l_g^2}{2EI_g} + \frac{l_p^2}{2EI_p} + \frac{l_g l_p}{EI_g} + k_w l_n \right) \quad (2.2)$$

Denklemden kullanılan parametreler ve notasyonlar aşağıda açıklanmıştır:

δ : Kritik kayma miktarı

F_r : Reaksiyon momenti oluşturan eşlenik kuvvet

k_w : Cıvata kafa altında eğilmeden kaynaklı uyum

E : Cıvata elastik modülü

I_g, I_p : Farklı çaplardaki cıvata kesitlerinin atalet momenti

l_g, l_p, l_n : Bağlantı uzunlukları

Ek olarak, cıvata ve somun dişleri arasındaki reaksiyon momenti M_n yaklaşık olarak aşağıdaki formül ile açıklanmıştır:

$$M_n = \frac{m \mu_s F_s}{4 \cos^2 \alpha} \quad (2.3)$$

Şekil 2.11’deki teoriye göre somun kafa altında kayma F_r kuvveti, cıvata kilitleme yükü ve somun altındaki sürtünme katsayısının çarpılmasıyla elde edilir. Denklem yeniden yazıldığında Yamamoto ve Izuminin çalışmalarının oluşturduğu eşlenik denklem (2.4) ortaya çıkar.

$$S_{cr} = 2F_s \left\{ \mu_w \left(\frac{l_g^3}{3EI_g} + \frac{l_p^3}{3EI_p} + \frac{l_g l_p l_n}{EI_g} + k_w l_n^2 \right) - \frac{m \mu_s F_s}{4 \cos^2 \alpha} \left(\frac{l_g^2}{2EI_g} + \frac{l_p^2}{2EI_p} + \frac{l_g l_p}{EI_g} + k_w l_n \right) \right\} \quad (2.4)$$

Burada F_s cıvata ön yükü, μ_w somun kafa altındaki sürtünme katsayısı, m cıvata – somun arasındaki çalışan diş boyu, μ_s dişlerdeki sürtünme katsayısı, α ise diş açısıdır.

Nakamura vd. (2001) cıvata başının eğim katsayısını elde etmek için sonlu elemanlar analizi yapmıştır. Analiz, üç boyutlu cıvata-somun modeli ve çeşitli kilitleme boyları için yapılmıştır. k_w ifadesi için elde edilen formülasyon aşağıda verilmiştir.

$$k_w = 0.0168 \left(\frac{1}{d} \right)^3 \left[\frac{1}{\text{kN mm}} \right] \quad (2.5)$$

Blume (1969) bir cıvatalı bağlantıda kafa altı kaymasını hesaplamak için kritik kayma “marginal slip” denilen ve kiriş eğilme teorisine dayanan nolu denklemi türetmiştir.

$$a = \frac{F_v \mu l_k^3}{12 E I} \quad (2.6)$$

Formülde kullanılan parametreler ve notasyonlar aşağıda açıklanmıştır:

a : Kritik kayma

F_v : Cıvata ön yükü

μ : Cıvata kafa altı sürtünme kuvveti

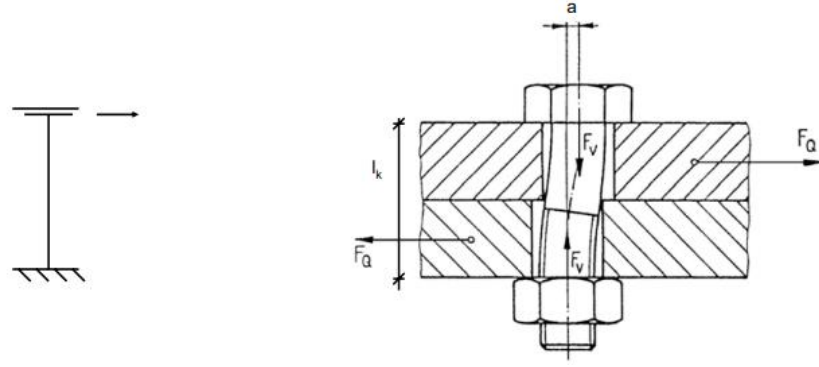
l_k : Kilitleme boyu

EI : Cıvata rijitliği

Bu formülden, cıvatalı bağlantı gevşemesini engellemek için aşağıdaki çıkarımlar yapılabilir:

- Cıvata ön yükü mümkün oldukça arttırmak
- İnce ve uzun cıvatalarla tasarımı gerçekleştirmek
- Kilitleme boyunu arttırmak
- Bağlantıya etkileyecek yatay deplasmanı azaltmak
- Sürtünme katsayısını arttırmak

Blume ve Illgner (1988) çalışmasında denklem (2.6) için model oluşturmuşlardır. Şekil 2.12’de verilmiştir. Somun tarafı sabit kontak olarak alınmıştır.



Şekil 2.12. Kritik kayma modeli (Blume ve Illgner, 1988).

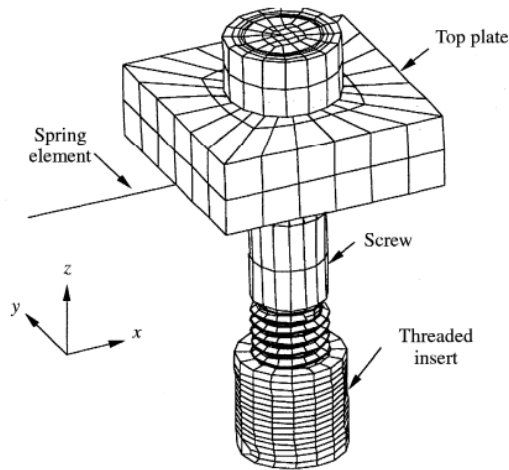
Friede ve Lange (2009) M16 ve M20 bağlantılar için titreşim deneyleri gerçekleştirmiştir. Bu testlerde, kilitleme boyu, cıvata çapı, frekans gibi parametreleri incelemişler, kilitleme boyunun gevşeme direncine karşı çok önemli bir parametre olduğu ortaya konmuştur. Narinlik katsayısı 4.5 ten fazla olan bağlantılar, daha kısa olanlara göre gevşemeye karşı daha etkin performans göstermiştir. Deneysel sonuçlar, Blume (1969) çalışmasında öne sürülen analitik teoriyle uygunluk göstermektedir. Titreşim altındaki yapılarda gevşeme ve gömülme çözülmesi (embedding loss), arıza ve hasara neden olabilecek ciddi bir problemdir. Bu, erken tasarım aşamasında dikkate alınmalıdır. Yalnızca iyi bir tasarımın ve sık denetimlerin birleşimi, bağlantının dayanıklılığını garanti edebilir.

Friede ve Lange (2010), 2009 yılında yaptıkları çalışmayı derinleştirmiş deney parametre sayısını arttırmışlardır. Sonuçlara göre cıvatalarda mukavemet düşüşü gevşemeyi artırırken, eksenel kuvvetin artırılması ve cıvata çapının gevşemeye bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Gevşeme önleyici araçlardan NORD-LOCK çözümlerinin gevşemeyi engellemede pozitif etkisi bulunmaktadır. Denklem 2.7 ile verilen analitik yaklaşımına dönme katılığı (rotational stiffness) parametresini ekleyerek sabit kontak kabul edilen bölüm esnek kabul edilmiştir. M20 cıvatalar için dönme katılığı (rotational stiffness) $C_\varphi = 1250 \text{ kNm/rad}$ bulunmuştur. Teorik yaklaşımları aşağıda verilmiştir:

$$a \leq F_v \mu \left[\frac{l_k^3}{12 EI} + \frac{l_k^2}{2 C_\varphi} \right] \quad (2.7)$$

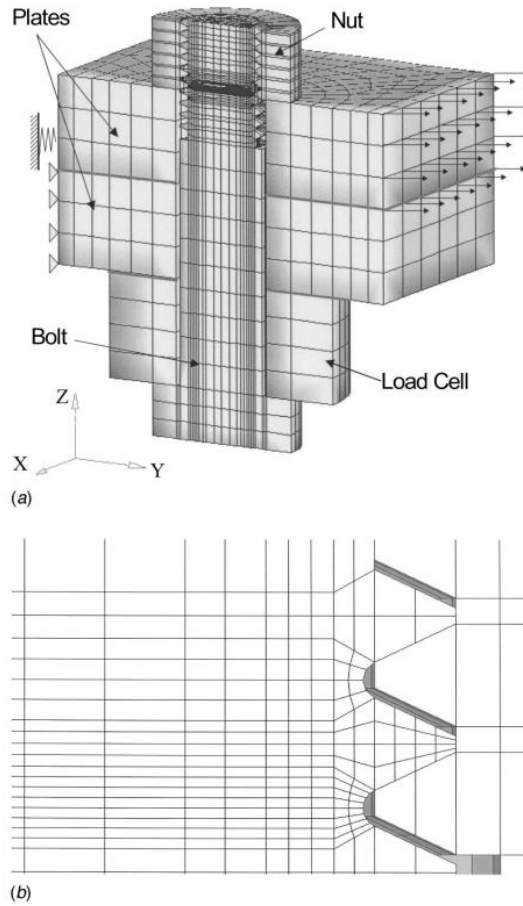
2.4. Bağlantı elemanlarının gevşeme davranışlarıyla ilgili sanal analiz çalışmaları

Pai ve Hess (2002) Şekil 2.13'te gösterilen üç boyutlu bir sonlu eleman modeli kullanılarak titreşimli kesme yükleri nedeniyle cıvatalı bağlantıların gevşemesi üzerinde çalışmıştır. Lokalize kayma sürecinden dolayı nispeten düşük kesme yüklerinde gevşemenin meydana gelebileceğini göstermişlerdir. Farklı gevşeme mekanizmalarının kaymasını ve tahminini bulmak için sonlu eleman modeli kullanmışlardır. Sonlu eleman modellerinde oluşan lokal kaymalar hesaplanmıştır. Oluşturdukları konseptte göre, kendi kendine gevşeme süreci 4 aşamadan meydana gelmektedir: (1) cıvatalı bağlantı kafa altı lokal kayması sebebiyle dişlerde de oluşan lokal kaymalar, (2) lokal kafa altı kaymasıyla beraber oluşan dişlerde meydana gelen komple kayma, (3) lokal diş kaymalarıyla beraber kafa altında meydana gelen komple kayma, (4) dişler ve kafa altının komple kayması ve gevşeme oluşumudur. Diş ve kafa altı sürtünme katsayılarını birbirine yakın olmakla beraber dişlerdeki komple kayma daha önce tamamlanmış ve kafa altınında kaymasına sebep olmuştur. Ek olarak, deneysel sonuçlar, gevşemeyi başlatmak için gereken minimum kesme yükünün, tam kafa kaymasına neden olmak için gereken kesmeden önemli ölçüde daha düşük olduğunu göstermektedir. Bu daha düşük kesme yükü seviyelerindeki gevşeme sürecinin, bölgesel kayma ile karakterize edildiği bulunmuştur. Sonlu eleman modeli deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır.



Şekil 2.13. 3 boyutlu sonlu eleman modeli (Pai ve Hess, 2002).

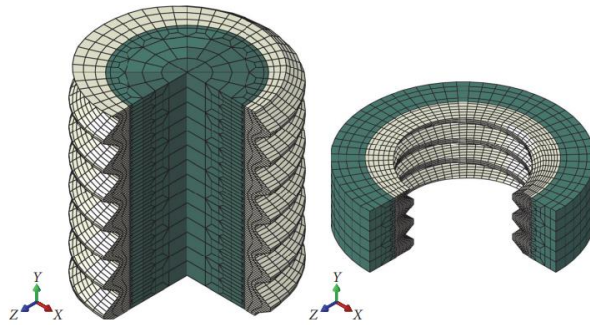
Jiang vd. (2003) çalışmasında yatay yükleme altında cıvatalı bağlantıların erken aşamada kendiliğinden gevşemesine yönelik mekanizmalarını araştırmak için hem deneysel araştırma hem de sonlu eleman analizi yapılmıştır. Kendiliğinden gevşeme deneylerinde, somunun geri kaymasını önlemek için somunlar, güçlü bir dış tutucu kullanılarak cıvatalara yapıştırılmıştır. Yükleme büyüklüğüne bağlı olarak, 200 yükleme döngüsünden sonra kenetleme kuvvetindeki azalma, ilk ön yükün %10'u ile %40'ından fazlası arasında değişmiştir. Sonlu eleman sonuçları, deneysel gözlemlerle nicel olarak uyumludur. İki bağlanmış plaka kaymaya başladığında ve kayma yer değiştirmesi kontrol edildiğinde hem deneyler hem de sonlu eleman simülasyonları, bağlanmış plakalar arasındaki sürtünmenin erken aşamadaki kendiliğinden gevşeme üzerinde önemsiz bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Önerilen sanal model Şekil 2.14'te verilmiştir.



Şekil 2.14. 3 boyutlu sonlu eleman modeli (Jiang vd., 2003).

Liu vd. (2021) burulma deformasyonlu dişlerin yüksek mukavemetli cıvatalarda göreceli kaymaya yol açtığını bulmuştur. Cıvata dişlerinin burulma deformasyonu altındaki davranışını göstermek için 3 boyutlu sonlu eleman modeli kurulmuştur. Izumi vd. (2005) bağlantı elemanlarının sıkma ve gevşeme süreçleri üç boyutlu sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir. Kesme yükü nedeniyle gevşeme, cıvata başı kaymasından önce tam diş kayması sağlandığında başlatılır. Bağlantı elemanının tasarım değişikliğinin gerekli olduğu öne sürülmüştür.

Chen vd. (2017) sıkım prosesi sonucu meydana gelen tork – ön yük ilişkisini dikkate alarak 3 boyutlu sonlu eleman modeli ile cıvata – somun bağlantı gevşeme durumunu incelemiştir. Diş yapısı ABAQUS programında Şekil 2.15'te gösterildiği üzere kare mesh elemanları kullanılarak modellenmiştir. Sürtünen bütün yüzeylerin sürtünme katsayısı 0.1, cıvata ön yükü 27 kN alınmıştır. Kare mesh elemanları kullanılan sonlu eleman modeli analitik ve deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Simülasyon sonuçlarına göre kafa altında kaymanın başlama sebeplerinden birisinin sürünme davranışı olduğu açıklanmıştır.

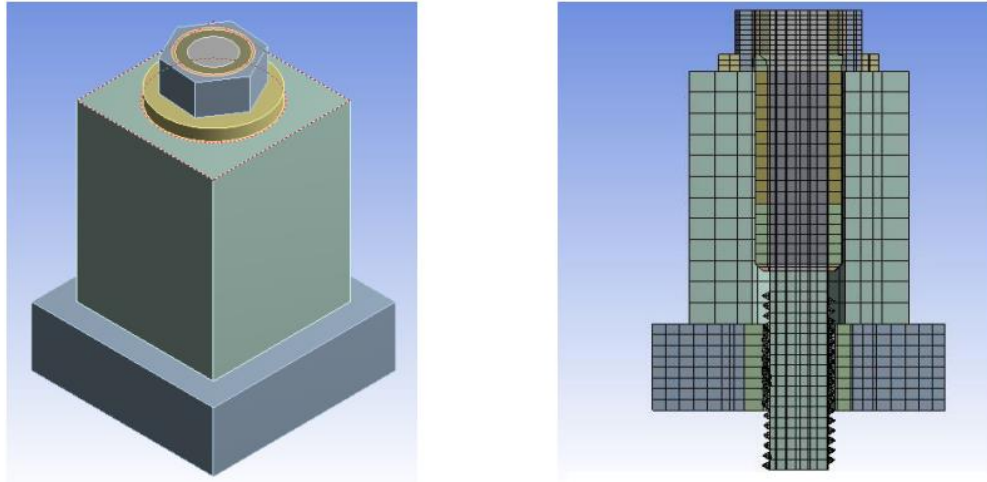


Şekil 2.15. 3 boyutlu sonlu eleman modelinde cıvata ve somun mesh yapısı (Chen vd., 2017).

Borawake (2018) çalışmasında sonlu elemanlar analizi ile cıvatalı bağlantının gevşemesi üzerine bir çalışma sunmaktadır. Üç boyutlu sonlu eleman modeli, dinamik enine yüke maruz kalan cıvatalı bağlantının gevşeme davranışını incelemek için kullanılmıştır. 0.55 mm sinüzoidal yatay deplasman ve 25 kN ön yük altında analiz

çalıştırılmış ve 10 çevrim boyunca somun dönme açısı ve ön yükteki düşüş hesaplanmıştır. Dinamik yüklere maruz kalan cıvatalı bağlantının kırılma nedenleri, titreşim kaynaklı gevşeme ve yorulmadır.

Cıvatalı mafsala vibrasyona maruz kaldığında önce gevşer, sonra yorulmadan kırılabilir. Bu nedenle, dinamik yükleme altında cıvatalı bağlantının gevşeme davranışını incelemek çok önemlidir. Sunulan çalışmaya göre, çevrimsel enine yüke maruz kaldığında cıvatalı bağlantıların gevşeyeceği açıktır. Bağlantının enine sertliği (transversal stiffness), cıvatanın gevşeme kabiliyetini gösteren temas yüzeyinin stick-slip özelliğinden dolayı sürekli değişmektedir. Ön yükteki azalma, sunulan FE analizi kullanılarak tahmin edilebilir. Çalışmada kullanılan sanal üç boyutlu model Şekil 2.16'da verilmiştir.



Şekil 2.16. Sonlu eleman modeli (Borawake, 2018).

Hou ve Liao (2014) sonlu eleman metodu ile artan adım uzunluğunun, ilk sıkıştırma kuvvetinin, kesme yükünün genliğinin, dış toleransının, sürtünme katsayılarının gevşeme süreci üzerindeki etkisini incelemiştir. Dinamik yükün büyüklüğü arttıkça gevşemenin de aynı şekilde artacağı sonucuna varmışlardır.

Izumi vd. (2009) ANSYS® 10.0'da cıvatalı bağlantılarda çift somun ve yaylı rondela kullanımını modellemiştir. Çift somunun kendiliğinden gevşemeyi önlemede etkili bir yöntem olduğunu, ancak yaylı rondelanın gevşemeyi durdurmak için olumlu bir etkisi olmadığını bulmuşlardır.

Zhang vd. (2007) üç boyutlu bir sonlu eleman modeli kullanarak cıvatalı bağlantıların kendiliğinden gevşemesini simüle etmişlerdir. Mekanik yüzey etkileşimlerini modellemek için ABAQUS® yazılımı kullanmışlardır. Ön yüke karşı enine yer değiştirmeleri bir tabloda sundular. Kilitleme kuvvetine karşı çevrim sayısı için simülasyonlar ve deneysel sonuçlar paylaşılmıştır. Ayrıca, çeşitli enine yer değiştirmeler için somun dönüşüne karşı çevrim sayısı çizdirilmiş, gevşeme oranları belirtilmiştir.

Gao vd. (2020) cıvataların ön yük altındaki uzamalarının tespiti ve yatay titreşim altında gevşeme sürecini değerlendirmek amacıyla üç boyutlu sonlu eleman modeli kurmuşlardır. Kafa altı ve dışlerdeki sürtünme katsayısı, cıvata mukavemeti, çap, dış açılı ve yükleme durum etkileri incelenmiştir. Sonlu eleman modeli gevşeme sürecini 3 aşamaya ayırmıştır: (1) tam temas, (2) kayma başlangıcı, (3) tam kayma. Analizler 40 Nm tork altında gerçekleştirilmiş, deneysel ve analitik yaklaşımlarla karşılaştırılmıştır. Analitik doğrulama olarak Yamamoto ve Kasei 1984 çalışması kullanılmıştır. Kafa altı sürtünme katsayısı arttırıldığında gevşeme direnci artmış, bağlantının tam kayma sürecine girmesini engellemiştir. Tam kayma sürecinin başlamasında, kafa altı sürtünme katsayısının önemi dış sürtünme katsayısına göre daha yüksektir.

2.5. Yapay sinir ağı yöntemi kullanılan çalışmalar

Yapay sinir ağı (NN), doğrusal olmayan bir fonksiyondur, girdiler ve çıktılar arasındaki karmaşık ilişkiyi doğru bir şekilde temsil eder (Su vd., 2000). Çeşitli girdilerin oluşturduğu çıktıları tahmin etmek amacıyla eğitilmiş bir sinir ağı yapısı kullanılır. Bu özellikleri dolayısıyla problemleri doğrusal tekniklerden daha doğru çözerler. Bu

sebeple bu çalışmada doğrusal olmayan bir problem olan cıvata gevşeme konusu için yapay sinir ağı ve bayesian regülasyonu yaklaşımları kullanılmıştır.

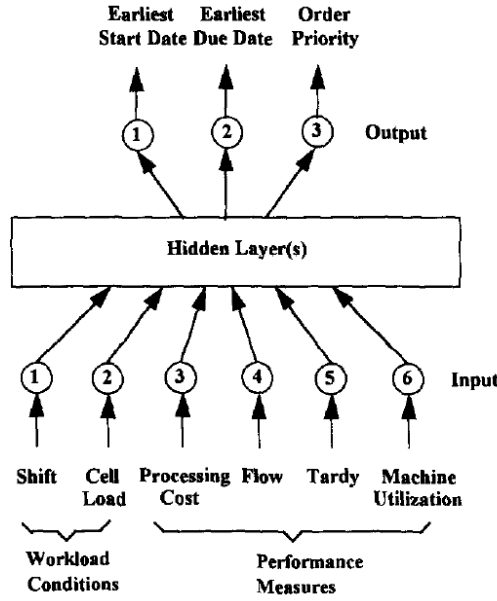
Literatürde, farklı problemlerin çözümünde yapay sinir ağı ve bayesian optimizasyonu kullanılan çalışmalar aşağıda sıralanmıştır:

Khaw vd. (1995) çalışmasında TM konsepti kullanılarak NN tasarımının getirilerini arttırmanın mümkün olduğunu göstermiştir. TM, NN tasarımının kalitesini arttıran bilinen en önemli yöntemdir, bu sebeple çoklu parametre girdileri olan problemlerin çözümünde TM ve NN yöntemleri sıklıkla birlikte kullanılır. TM, NN tasarlamak için ortogonal diziler (OA'lar) kullanır, bu durum NN modeli kurarken yaşanabilecek tasarım ve geliştirme sürelerini düşürür.

Sinir ağı tasarımı için bu yöntemin kullanılmasından birçok fayda doğabilir. İlk olarak, bu metodoloji, sağlamlığı önemli bir tasarım kriteri olarak açıkça dikkate alan, sinir ağı tasarımı için bilinen tek yöntemdir. Bu, tasarlanan sinir ağının kalitesini arttıracaktır. İkincisi, metodolojinin etkin kullanımı için, bir sinir ağının birkaç önemli tasarım faktörü aynı anda düşünülebilir.

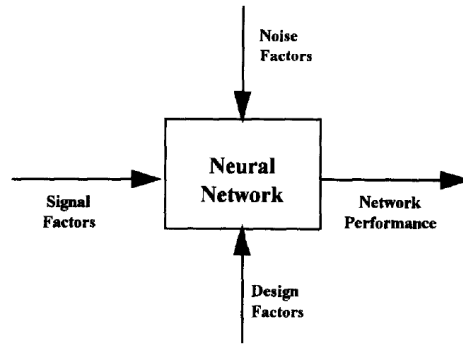
Bu, tasarımcıların bu ilgi çekici faktörlerin etkisini eşzamanlı olarak değerlendirmesini ve ardından uygulama ihtiyaçlarına en uygun akıllı değiş tokuşları yapmasını sağlayacaktır. Üçüncüsü, Taguchi yöntemi, bir sinir ağını sistematik olarak tasarlamak için ortogonal dizileri kullanır. Böylece sinir ağları için tasarım ve geliştirme süresi büyük ölçüde azaltılabilir. Son olarak, Taguchi yöntemi kesinlikle geri yayımlı sinir ağlarının tasarımıyla sınırlı değildir.

Gerçekten de karşı yayılım, Boltzmann makinesi ve kendi kendini organize eden harita gibi farklı türlerdeki sinir ağlarını değerlendirmek için kullanılabilir. Bu metodoloji böylece belirli bir uygulamaya uyacak en iyi sinir ağının hızlı bir şekilde geliştirilmesine izin verecektir. Khaw vd. (1995), bir yapay sinir ağı tasarım problemini Şekil 2.17'de tanımlamıştır.



Şekil 2.17. Bir yapay sinir ağı tasarım problemi (Khaw vd., 1995).

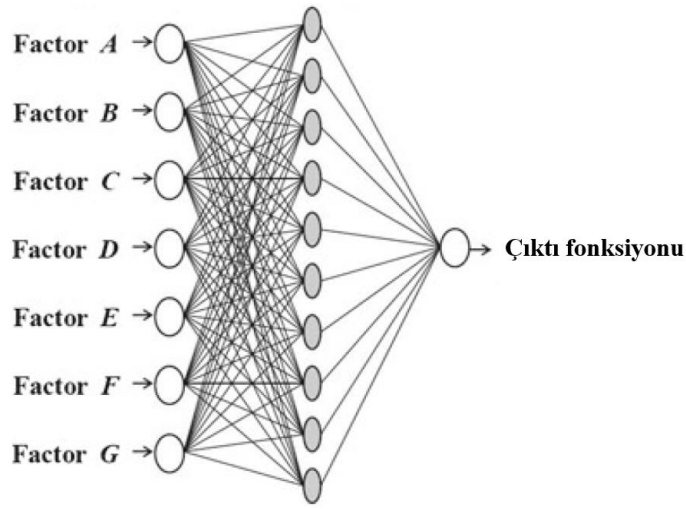
Tasarım açısından, önerilen yapay sinir ağı bir kara kutu problemi olarak görülebilir ve tasarım, ses ve sinyal faktörleri göz önünde tutulmalıdır. Yapay sinir ağı yönteminde kara kutu probleminin şematik açıdan gösterimi Şekil 2.18’de verilmiştir.



Şekil 2.18. Bir yapay sinir ağının kara kutusu (Khaw vd., 1995).

Lin vd. (2012) otomotiv endüstrisinde alüminyum boru ve flanşın bindirme bağlantı kalitesini optimize etmek için Taguchi yöntemini (TM), yapay sinir ağı (NN) ve genetik algoritmayı (GA) metotlarını kullanan bir çalışma yapmıştır. Önerilen yaklaşım

(Taguchi-Neural-Genetik yaklaşımları) iki aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada, Taguchi method ile tasarlanmış deney seti ile, NN için eğitim verisi örnekleri toplanmış, ikinci aşamada, faktörler ve yanıt arasındaki ilişkiyi geliştirmek için Levenberg-Marquardt geri yayılım (LMBP) algoritmasına sahip bir NN uygulanmıştır. Son olarak optimal faktör ayarlarını belirlemek için iyi eğitilmiş bir NN modeline dayalı bir genetik algoritma uygulanmıştır. Kullanmış olduğu NN modelinin topolojisini Şekil 2.19’da verilmiştir.



Şekil 2.19. Girdi ve çıktılar arasındaki ilişki (Lin., 2012).

Kechagias vd. (2018) Taguchi metot destekli Deneysel Tasarım (DOE) kullanılarak, Ti-6Al-4V alaşımı malzemesi için tornalamada kesme kuvvetlerini ve ortalama yüzey pürüzlülüğünü tahmin etmek için yapay sinir ağı (NN) yöntemi uygulamıştır.

Literatürde cıvatalı bağlantıların gevşeme davranışını araştıran farklı kullanım alanmaları için araştırma çalışmaları aşağıda verilmiştir:

Liu vd. (2021), enine yükleme altında cıvatalı bağlantıların genel kesme eğrisini karakterize eden parçalı bir fonksiyon elde etmek için deneysel testler gerçekleştirmiştir. Çeşitli aşamalardaki bağlantı gevşemesinin parametreleri, cıvatalı

bağlantıların tasarımına ve kullanımına yardımcı olabilecek deneysel sonuçlara dayalı olarak analiz edilir ve tartışılır. Görüntü veri setlerini eğitmek için Single Shot MultiBox Detector (SSD) algoritması kullanılmıştır.

Huang vd. (2021) çeşitli algılama yöntemlerini sensör tabanlı, görüntü tabanlı ve vürmalı tabanlı yöntemler olarak sınıflandırmakta ve araştırma ilerlemelerini sistematik olarak özetlemektedir. Sensör tabanlı yöntem, sensörleri cıvatalı bağlantılarla mekanik yapıya yerleştirir veya bağlar ve sensörlerin ölçüm parametrelerindeki varyasyondan yararlanarak gevşeme algılaması sağlar.

Guo vd. (2021), genelleştirilmiş değişken mod ayrışmasına (GVMD) dayalı cıvatalı bağlantı kırılganlığının erken gevşeklik durumu için yeni bir yöntem tanımlamış ve bir benzerlik indeksi önermiştir. Eraliev vd. (2022) titreşim tabanlı bir yöntem kullanarak çok cıvatalı bir yapı için makine öğrenimi sınıflandırıcılarını kullanarak erken aşamada cıvata gevşemesi algılamasını incelemiştir.

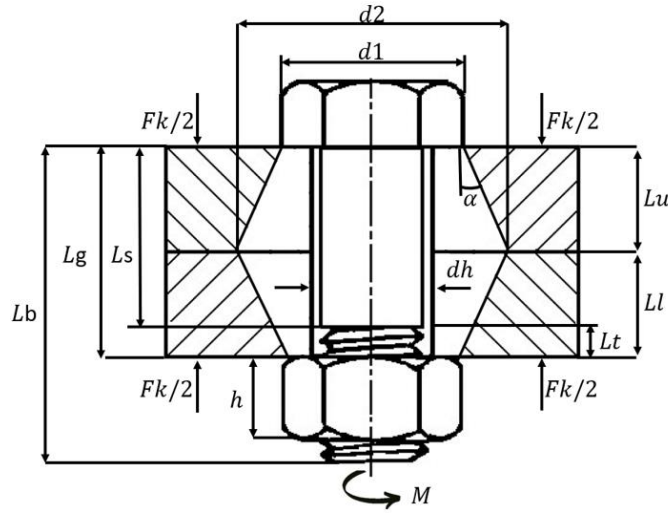
Zhang vd. (2020) çalışmalarında, derin öğrenmeye dayalı yeni bir cıvata gevşekliği hasar izleme yöntemi önermiştir. İlk olarak, dokuz cıvata barındıran bir test yapısı imal edilmiş ve sıkı veya gevşek (3 cm uzatılmış vida uzunluğu ile) cıvatalar yapıya rastgele yerleştirilmiştir. İkinci olarak, nesne algılama ve yerleştirme için bölge önerilerine dayalı bir tanımlama algoritması uygulandı ve bu daha sonra testin görüntü veri setlerini eğitmek için kullanıldı. Genel olarak, ağırlı tanıma etkisi elde etmek için büyük bir veri kümesi gerektirmediği bulunmuştur.

2.6. Kuramsal temeller

Bu bölümde, mekanik cıvatalı bağlantılarla ilgili temel tanımlamalar, cıvatalı bağlantı mekaniği, gevşeme mekanizmaları ve teorileri ile sanayide kullanılan gevşeme önleyici mekanizmalar, araçlarla ilgili ayrıntılı temeller listelenecektir.

2.6.1. Cıvatalı bağlantılar

Bir cıvatalı bağlantı, cıvata, somun ve bağlanan parçalardan oluşur. Sıkma momenti uygulanmış bir bağlantı yapısı ve önemli ölçüler Şekil 2.20’de gösterilmiştir. Bağlantı paketinde oluşan gerilme genellikle koni şeklindedir. Somuna sıkma momenti uygulandığında cıvata uzar ve paket sıkışır, bu sıkışmaya kilitleme yükü denir. Tork ve rijitlik hesaplarında kilitleme boyu bütün hesaplamaların temelinde yer alır ve somundan çıkan cıvata dişlerinin bağlantı fonksiyonelliği açısından bir önemi bulunmamaktadır.



Şekil 2.20. Sıkma momenti uygulanmış bir bağlantı yapısı

Şekil 2.20’de gösterilen görseldeki sembollerin tanımlamaları aşağıda yapılmıştır:

M : Sıkma momenti, tork (Nm)

$d2$: Efektif gerilme çapı (mm)

$d1$: Cıvata kafa altı ölçüsü (mm)

Fk : Kilitleme yükü (kN)

Lu : Bağlanan üst parça uzunluğu (mm)

Ll : Bağlanan alt parça uzunluğu (mm)

h : Somun yüksekliği (mm)

L : Kilitleme boyu(mm)

L_s : Cıvatanın dış açılmamış boyu (mm)

L_t : Somun ile çalışmayan dış açılmış boy (mm)

L_b : Cıvata boyu (mm)

d_h : Delik çapı (mm)

Bağlantı katılığı (Joint Stiffness) bir bağlantı için önemli kriterlerden birisidir ve tasarımlarda mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır. Cıvata katılığı en önemli parametredir ve aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{L_s}{A_s E_b} + \frac{L_t}{A_t E_b} \quad (2.8)$$

Bu eşitlikte,

k_b : Cıvata katılığı (N/m)

A_s : Dış açılmamış civata boyunun kesit alanı (mm²)

A_t : Somun ile çalışmayan dış açılmış boyun kesit alanı (mm²)

E_b : Cıvata elastiklik modülü (GPA)

Diğer katılık hesapları bağlanan parçalar için yapılır. Efektif kesit alanı Şekil 2.20'deki görsele göre denklem 2.9'da verilmiştir (Ugural, 2015).

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right)^2 - d_h^2 \right] \quad (2.9)$$

Bu eşitlikte, $d_1 = 1.5d$ and $d_2 = d_1 + L_c \tan 30^\circ$ olarak yazılır. Bu sayede bağlanan parça katılığı aşağıdaki denklem 2.10'daki gibi yazılabilir. d_h ise delik çapıdır.

$$k_p = A_p E_p / L_c \quad (2.10)$$

Burada, E_p bağlanan parçaların elastiklik modülüdür.

Diğer taraftan Şekil 2.20’de görülen efektif koni gerilme alanının katılık değeri α değerinin 30 derece alınmasına istinaden aşağıdaki formülle ifade edilebilir (Shigley, 2008).

$$k = \frac{0.5774\pi E d}{Ln \frac{(1.155t+d_2-d_2)(d_2+d_1)}{(1.155t+d_2+d_2)(d_2-d_1)}} \quad (2.11)$$

Bu denklemde,

k : Bağlanan parçaların katılık değeri

E : Bağlanan parçaların elastiklik modülü

d_2 : Efektif gerilme çapı (mm)

d_1 : Cıvata kafa altı ölçüsü (mm) şeklinde yazılabilir.

2.6.2. Efektif sıkma momenti uygulaması ve mukavemet

Cıvatalı bağlantıların tork – ön yük ilişkisi mukavemet hesaplarında kullanılan Şekil 2.21’deki gerilme – gerinim grafikleriyle uyum göstermektedir. Bu kapsamda Shigley’e göre tork – ön yük ilişkisi aşağıda formül ile ifade edilir:

$$T = K F_i d \quad (2.12)$$

Bu formülde:

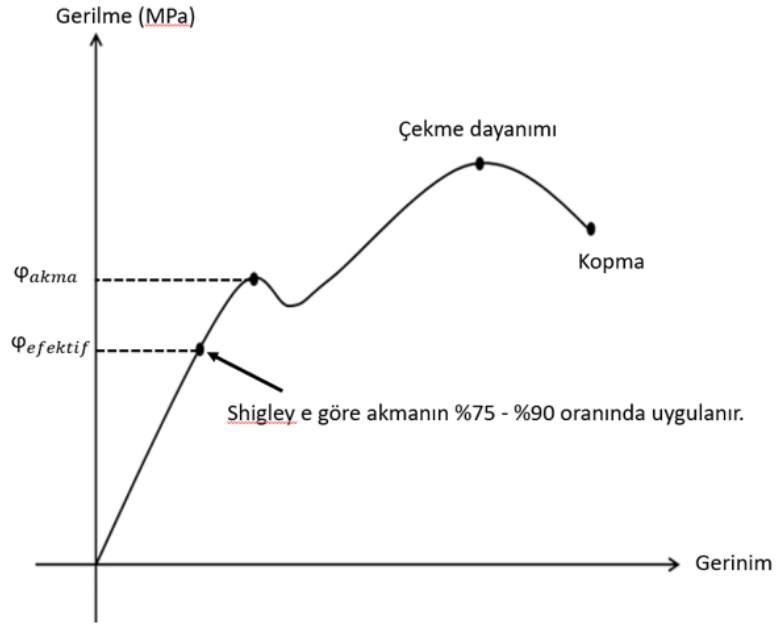
T : Tork

F_i : Ön yük

d : Cıvata çapı

K : Bağlanan parçaların yüzey koşullarına dayanan sürtünme katsayısıdır.

K değeri metal bağlantılar için Bowman dağılımına göre 0.2, yağlayıcı kullanılan bağlantılar için 0.18 kabul edilir. Akma sınırının 0.75 ile 0.90 aralığında sıkılması gerektiği önerilmektedir. VDI 2230 Alman bağlantı elemanları standardın da %90 değerine sıkılma gerekliliği ortaya konmuştur.



Şekil 2.21. Shigley e göre cıvata sıkma seviyesi (Shigley, 2008).

Bağlantıların torklanması gereken seviye ile ilgili, eğer uygulanan tork sonucu oluşan cıvata ön yükü ve paketlenme kuvveti bağlantıya etkileyen dış titreşim yüklerine karşı efektif bir çözüm sunabiliyorsa ve çap artışı ihtiyacı yoksa, tork değerinin belirlenmesinde akma noktası ve standart sapma verilerinin kullanımıyla aşağıdaki gibi bir yaklaşım önerilebilir.

Bu yaklaşım da sadece akma noktası değeri baz alınmamış, standart sapma değerine göre problem görülmeylecek nokta da belirlenerek bir değerlendirme yapılmıştır. En az 4 adet bağlantı özelinde cıvata koparma testi yapılarak tork akma noktaları Nm cinsinden belirlenir. Bu 4 değerın standart sapmaları hesaplanır. Örnek bir tork hesabı tablosu aşağıda verilmiştir:

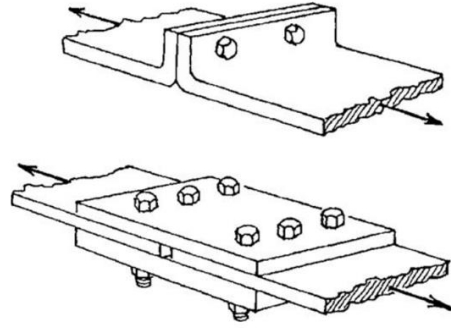
Çizelge 2.1. Koparma testi sonuçlarına göre tork hesabı

| Koparma testi sonuçlarına göre tork hesabı | Akma Torku 1 (Nm) | Akma Torku 2 (Nm) | Akma Torku 3 (Nm) | Akma Torku 4 (Nm) | Ortalama akma torku (Nm) | Standart Sapma |
|--|--|-------------------|-------------------|-------------------|--------------------------|----------------|
| Testte okunan değerler (Nm) | 32.1 | 31.6 | 30.4 | 33.6 | 31.925 | 1.32508 |
| Minimum akma görülmesi öngörülen tork (Nm) | $31.925 - (3 * 1.325079) = \mathbf{27.94}$ | | | | | |
| Maksimum dinamik tork (Nm) | $27.94 * 0.85 = \mathbf{23.75}$ | | | | | |
| Tork hedefi (Nm) | $23.75 * 0.95 = \mathbf{22.56}$ | | | | | |
| Minimum dinamik tork (Nm) | $22.56 * 0.90 = \mathbf{20.31}$ | | | | | |

Koparma testlerinde 32.1, 31.6, 30.4, 33.6 Nm değerlerinde akma noktasına sahip bir bağlantı yapısı için 22.56 Nm değeri hedef tork olarak belirlenmiştir. Maksimum ve minimum tork arasındaki tolerans sıkım uygulayan sıkıcı için tolerans belirlenmiştir. Maksimum dinamik tork hedefi 0.85 katsayısına göre belirlenmiştir.

2.6.3. Cıvatalı bağlantı tipleri

Cıvatalı bağlantılar, dış yüklerin yönüne veya bağlantıya etki eden kuvvetlere bağlı olarak iki çeşittir. Bağlantı üzerindeki kuvvetlerin etki çizgisi cıvatanın eksenlerine az veya çok paralel ise, cıvatanın gerilim yüklü olduğu söylenir ve buna çekme veya çekme altında çalışan bağlantı denir. Yükün hareket çizgisi cıvatanın eksenlerine az ya da çok dik ise, bağlantı kesme kuvvetiyle yüklenir ve kesme bağlantısı olarak adlandırılır. Her iki tip de Şekil 2.22'de gösterilmektedir.



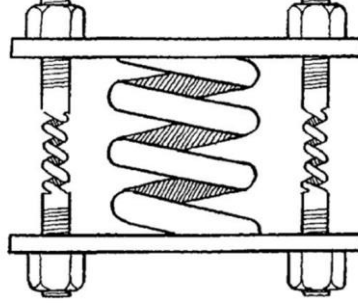
Şekil 2.22. Çekme ve kesme yönünde yüklenen bağlantılar (Bickford, 2008).

Cıvatalardaki çekme, titreşime, şoka veya termal döngülere maruz kaldığında kendiliğinden gevşemesini önleyecek kadar büyük olmalıdır. Cıvatadaki yüksek gerilim aynı zamanda onu yorulmaya karşı daha az duyarlı hale getirebilir (ancak bazen stres çatlamasına karşı daha hassastır). Ancak genel olarak, genellikle gerilim yüklü bir bağlantıdaki cıvatanın bağlantıya ve bağlantı elemanlarının dayanabileceği kadar kuvvet uygulaması istenir. Cıvatalı bağlantılarla uğraşırken aklınızda bulundurmanız gereken iki önemli gerçek vardır: İlk olarak, cıvata ve bağlanan elemanlar arasındaki sıkıştırma kuvveti olan bir kuvveti oluşturmak ve sürdürmek için bir mekanizmadır. İkincisi, cıvatalı bağlantının davranışı ve ömrü, bu sıkıştırma kuvvetinin büyüklüğüne ve kararlılığına çok bağlıdır.

Bir cıvata normal olarak sıkıldığında bazı dişlerde bir miktar plastik deformasyon meydana getirirse de cıvata ve bağlantı elemanlarının çoğu cıvata sıkıldığında elastik olarak tepki verir. Bağlanan parçalar az miktarda sıkıştırılır ve cıvata daha fazla miktarda gerilir.

Gerçekte hem bağlanan parçalar hem de cıvatalar, Şekil 2.23'te önerildiği gibi biri sıkıştırılmış ve diğeri gerilmiş olan sert yaylar gibi davranır. Ayrıca yaylar gibi potansiyel enerji kazanırlar. Sıktıktan sonra serbest bırakırsak, aniden orijinal boyutlarına geri dönerler. Anahtarı çıkardıktan sonra cıvataların bağlantı elemanları arasındaki çok önemli sıkıştırma kuvvetini korumasını sağlayan bu depolanmış

enerjidir. Bu depolanmış enerji bağlantıyı canlı ve esnek tutarak dögüsel dinamik yükler altında daha iyi çalışmasını sağlar.



Şekil 2.23. Bir cıvatalı bağlantıyı oluşturan bütün parçalar yay gibi davranır (Bickford, 2008).

2.6.4. Cıvatalı bağlantı gevşeme problemi

Bağlantı elemanları sert bir yaydır ve bir bağlantı elemanına sıkma momenti uygulandığında ona 3 çeşit enerji yüklenir: çekme, burulma ve eğilme. Dışarıdan etkiyen herhangi bir şey, sıkma momenti uygulanması sonucunda bağlantıda oluşan sürtünme mekanizmasını ve depolanan enerjiyi ortadan kaldırırsa, cıvatanın uzaması ortadan kalkacak ve ilk boyuna gelmesini sağlayacaktır. Bu durum gevşeme olarak adlandırılır. Genellikle bağlantıya etkiyen dinamik titreşimler, cıvataadaki ön yükün kaybolmasına sebep olmaktadır.

Bağlantı gevşemesi, mekanik sistemlerde sıklıkla karşılaşılan ve kaçınmak istenilen bir fenomendir. Bu nedenle, titreşim gevşemesine neyin neden olduğunu ve bunu en aza indirmek veya önlemek için yapabileceğimiz bazı şeyleri bilmek gerekmektedir. Titreşim gevşemesindeki ortak sebep kilitleme yükündeki stabil olmayan durumu yaratan koşullardır.

Aynı zamanda, tesadüfen, diğer kendiliğinden gevşeme biçimleriyle de kaybolabilir. Titreşim en yaygın olanı olabilir, ancak enine kayma, bağlantı elemanlarının esnemesi,

termal döngüler ve diğer şeyler de bağlantının gevşemesine neden olabilir. Kendiliğinden gevşeme mekanizması her durumda aynıdır. Bununla birlikte, bağlantı üzerine uygulanan kesme yüklerinin büyüklüğünü biliyorsak, kaymayı azaltmak için gereken kilitleme kuvveti hesaplanabilir.

Bu bağlantıya bir kayma yükü uygulanacağını varsayalım. Kaymayı önlemek için, kilitleme kuvveti tarafından oluşturulan sürtünme kuvvetleri aşağıdaki gibi dış yükten büyük olmalıdır.

$$F \geq L_x \mu \quad (2.13)$$

Denklem (2.13)'te,

F : Cıvata kilitme yükü (N)

L_x : Dış yük (N)

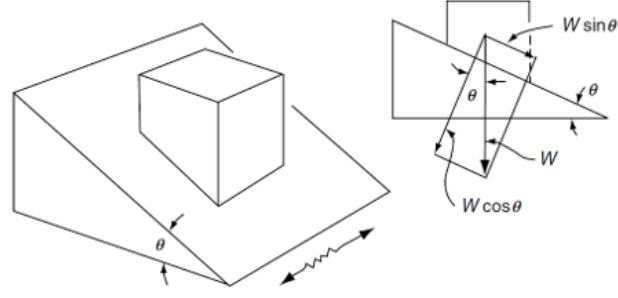
μ : Sürtünme katsayısıdır.

2.6.5. Gevşeme mekanizması ve teoriler

Bir bağlantı elemanının titreşim, şok, termal döngüler veya benzerleri altında neden kendiliğinden gevşeyeceği henüz bilinmiyor. Bir dizi birbirinden farklı teori geliştirildi (Junker, 1969; Sakai, 1978). Cıvatalı bir bağlantının, erkek ve dişi dişler arasında var olan sürtünme kuvvetleri, cıvata ve bağlantıya etki eden bir dış mekanizma tarafından azaltılmadıkça veya ortadan kaldırılmadıkça gevşemeyeceği konusunda herkes hemfikirdir.

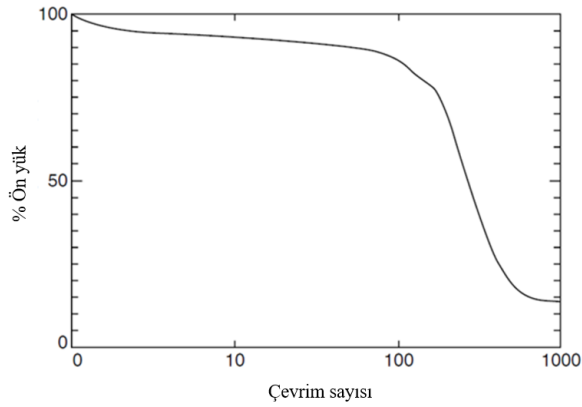
Cıvatalı bağlantılar, Şekil 2.24'te gösterilen eğik düzlem ve blok ile modellenebilir. Bloğu düzlemde aşağı doğru hareket ettirmek isteyen bir kuvvet vardır. $W \sin \theta$ 'ya eşit bir kuvvet, burada W bloğun ağırlığı ve θ ise bloğun üzerinde durduğu düzlemin açısıdır, cıvatalı bağlantılar için bu açı 30° dir. Bu kayma eğilimi, elbette, blok ve düzlem arasındaki sürtünme kısıtlamaları ($\mu W \cos \theta$) ile üstesinden gelinebilir. Ancak

düzlemi çift okla gösterilen yönde kuvvetlice sallarsak, blok ve düzlem arasındaki sürtünme kuvvetleri ve $W \cos \theta$ 'nin sağladığı paketlenme yavaş yavaş veya hızlı bir şekilde kaybolmaya başlayacak ve blok aşağı doğru kayacaktır. W burada somunun ağırlığını değil, pakette depolanan yükü ifade eder.



Şekil 2.24. Gevşeme teorisi (Bickford, 2008).

Bağlantı gevşemesinde literatürde anlaşılan konular bir tanesi, titreşim, şok ve termal çevrim etki eden bağlantılardaki ön yük boşalmasının hemen olmamasıdır. Bağlantıda bulunan sürtünme ve paketlenme durumu bu etkilerle yavaş yavaş çözülecek, ardından gevşeme artışı dramatik şekilde artacaktır. Bu davranışı ifade eden görsel Şekil 2.25'te verilmiştir.



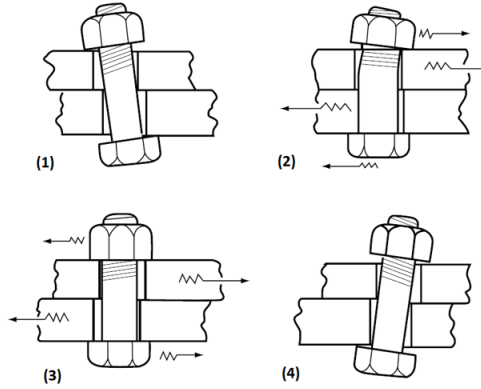
Şekil 2.25. Gevşeme davranış eğrisi (Junker, 1969).

2.6.6. Junker teorisi

Literatürde birçok bağlantı gevşeme teorisi bulunmakla birlikte en çok bilineni Gerhard Junker'inkidir. Çalışmaları "Junker test cihazı" üzerinde yapılan deneylerle doğrulanmıştır. Junker test cihazı gelecek çalışmalar için değişmez deney sistemi olmuştur, günümüzde geçerliliğini halen korumaktadır. Junker test cihazının şematik gösterimi Şekil 2.9'da verilmiştir.

Junker teorisine göre Şekil 2.26'da gösterildiği gibi gevşeme 4 aşamada gerçekleşir:

- 1: Dinamik yükler dişlerin hareket etmesine ve dişler arasında ayrılmanın başlamasına neden olur.
- 2: Dinamik yükler devam ederse cıvata ters yönde eğilir.
- 3: Yükler hala devam ediyorsa, somun ters yönde hareket eder ancak henüz gevşeme oluşmaz
- 4: Ön yük kaybının ve dişlerin ayrılmasının son aşaması, cıvatalı bağlantı gevşetilinceye kadar işlem tekrar tekrar tekrarlanır.



Şekil 2.26. Junker teorisine göre gevşeme süreci (Junker, 1969).

Junker, gevşeme teorisini, bağlantı yapısında herhangi bir kilitleme kimyasal veya kilitlemeli somun bulunmaması koşuluyla aşağıda belirtilen 6 aşama ile açıklamıştır:

- (1) Cıvataadaki ön yük, somunun üzerinde gevşeme yönünde bir tork oluşturur ve bu durum kendiliğinden gevşemeye neden olur.
- (2) Cıvatalı bağlantılar için dinamik yükler şiddetli ise, somun ile cıvata arasındaki ve cıvata başının altındaki diş mekanizmaları kaymaya başlar.
- (3) Cıvatalı bağlantıda kritik kayma değerine ulaşırsa, somun sıkmanın tersi yönünde dönmeye başlar.
- (4) Somun ile cıvata arasındaki sürtünme mekanizmaları çözülene kadar kendiliğinden gevşeme olmaz.
- (5) Her çevrimde yaşanan enerji kaybı, kritik kayma sırasında somun üzerindeki net "off torque"un büyüklüğüne de bağlıdır.
- (6) Kayma bitmeden önce her çevrimde gevşeme artacaktır.

Bağlantıyı gevşetme eğilimindeki tork değeri olan "off torque" terimi Motosh tarafından ileri sürülmüştür (Motosh, 1976).

Junker'in bu çalışmaları zamanla DIN 65151 standardında derlenmiş ve araştırmacıların kullanımına sunulmuştur.

2.6.7. Gevşeme önleyici çözümler ve bulgular

Kendiliğinden gevşemeyle mücadele etmenin en ucuz ve en basit yolu, genellikle bağlantı elemanında ön yük kaybını önlemektir. Bu da yüksek ön yük veya cıvata gerilimi ile sağlanabilir. Yüksek bir kilitleme kuvveti ve buna bağlı sürtünme kuvvetleri oluşturulur.

Genel olarak anlaşılan bir nokta, gevşemeyi önleme de bağlantı elemanının akma noktasının eşğine kadar torklamaktır, ancak bağlantıya etkiyen eksenel ve dinamik yükler ile güvenlik faktörleri ile bunu her zaman yapamayabiliriz. Mümkün olan en yüksek kilitleme yüküne sıkılmak, titreşim altındaki gevşeme önleme de en etkin yöntemdir. Bunun dışında bağlanan parçaların birbirine temas eden yüzeylerindeki sürtünmeyi arttırmak da kanıtlanmış etkin yöntemlerden bir tanesidir. Nassar ve Housari

(2006), dişlerdeki yağlama etkisinin kafa altına göre gevşemeye eğilimi arttırdığını göstermişlerdir.

Bağlantı bölgesine eklenecek titreşim damperi, dinamik yükleri sönümleyerek, bağlantıdaki ön yük düşüşünü azaltacakken, nylon ekli çeşitli cıvata ve somunlar cıvata ve somun dişleri arasındaki boşluğu kapatarak dişlerdeki kaymayı da önleyecektir (Eccles, 2010).

Yeterli cıvata geriliminin sağlanması ve sürdürülmesi, orta düzeyde titreşimle mücadele etmenin muhtemelen en kolay ve en ucuz yoludur. Ancak çoğu durumda, mevcut titreşime dayanacak kadar büyük bir bağlantı elemanı ön yükü sağlamak imkansızdır. Sürtünme ve bağlantıdaki toleranslı yapılar gibi etmenler bunu mümkün kılmayabilir. Yeterli cıvata geriliminin sağlanması için zaman zaman tork ve açı kontrollü sıkım işlemi uygulanabilmektedir.

Titreşim kuvvetlerine direnmek için gereken ön yükler, bağlantı boyutu, şekil, maliyet veya benzeri kısıtlamalar nedeniyle çalışmak zorunda olduğumuz bağlantı elemanlarını bozabilir veya kırabilir. Bu şartlar altında, çözümü değiştirmek gereklidir. Bağlantıyı tasarımlarında, gevşemeyi en aza indirmenin bir diğer yolu da cıvata eksenleri beklenen titreşim yönüne paralel olacak şekilde cıvataları ve bağlantı yerlerini yönlendirmektir.

Eksenel titreşimin etkisi yatay titreşime göre ihmal edilecek seviye de düşüktür (Junker, 1969). Bağlantı tasarımı kaymadan en az etkilenecek şekilde yapılabilir. Eğer ön yükü maksimize etmek ve bağlantı bölgesine etkiyen dinamik yüklerin tasarım yoluyla azaltılması başılamamışsa, gevşemeyi önleyici başka çözümler kullanmak gerekebilir. Bu çözümler, 4 ana grupta incelenir (Bickford ve Nassar, 1998).

- Ön yükü etkilemeyen kilitleme yöntemleri
- Dönmeyi önleyici tasarımdaki araçlar
- Kilitleme torku oluşturan kilitleme yöntemleri
- Yapıştırıcı kilitleme yöntemleri

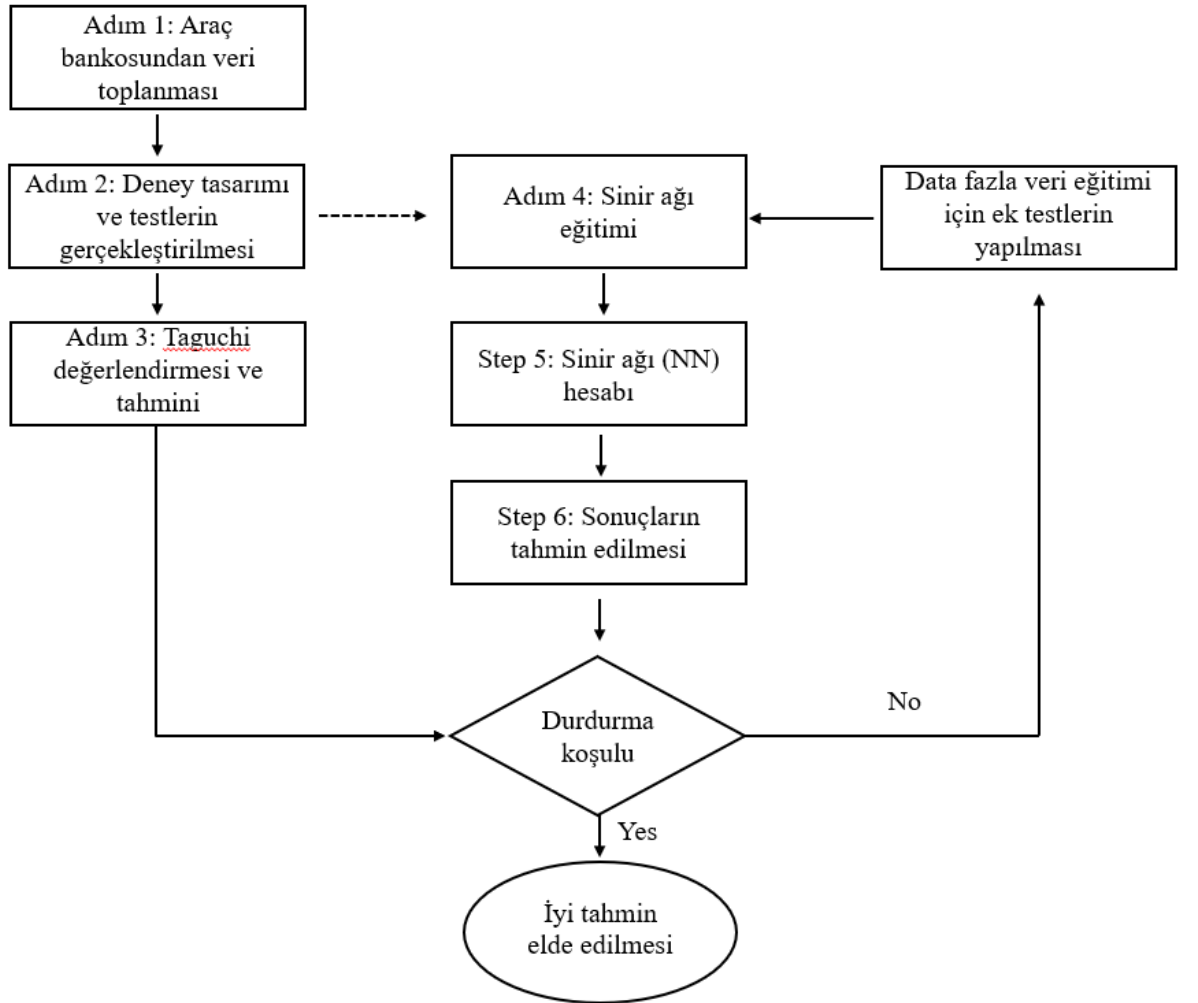
Literatürde kabul gören, kanıtlanmış ve “best practice” olarak günlük yaşamda kullanılan gevşeme önleyici bazı çözümler aşağıda verilmiştir:

Çizelge 2.2. Gevşeme önleyici bağlantı elemanı çözümleri

| Kilitleme araçları | Kilitleme yaklaşımı | Örnekler |
|--|--|---|
| Ön yükü etkilemeyen kilitleme yöntemleri | Çatal pim ve kale somun uygulaması | |
| | Çift somun uygulaması | Aynı anda kalın ve ince somun kullanımı, PAL somun, Hard-Lock somunları |
| | Kısıtlama plakaları | Sekmeli rondela, tutucu plakalar |
| | Tek yön araçlar | Tine Lok, Visilok |
| Dönmeyi önleyici tasarımdaki araçlar | Kilitlemeli ve yüzey işlemeli rondelalar | Konik rondela, dişli rondelalar, Spiralock, Nord-Lock |
| Kilitleme torku oluşturan kilitleme yöntemleri | Polimer içerik uygulaması | Tuflok |
| | Metal tip ezdirmeli somunlar | Stover, Hommel somunları, Aerotight somun |
| | Fiber içerikli kilitlemeli somunlar | Nyloc somunlar |
| | Dişler arasında girişim | Çarpık(distorted) somunlar |
| Yapıştırıcı kilitleme yöntemleri | Sıvı formda adhesiv uygulaması | Loctite ve çeşitleri |
| | Mikrokapsül içerikli adhesiv uygulaması | Precote, Dri-Lok Vve çeşitleri |

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu bölümde, tezde kullanılan deneysel tasarım tekniklerinin bir açıklaması verilmektedir. Ayrıca, önerilen yöntemle ilgili akış şeması, araç banko testlerinden veri toplanması, test parametrelerinin bir açıklaması, Taguchi yöntemlerinin bir açıklaması, test matrisinin bir sunumu, ekipmanın bir açıklaması, test numuneleri ve test programı ve yürütülen ek testlerin bir tartışması da sağlanmıştır. Önerilen yöntemle ilgili akış şeması aşağıda verilmiştir:



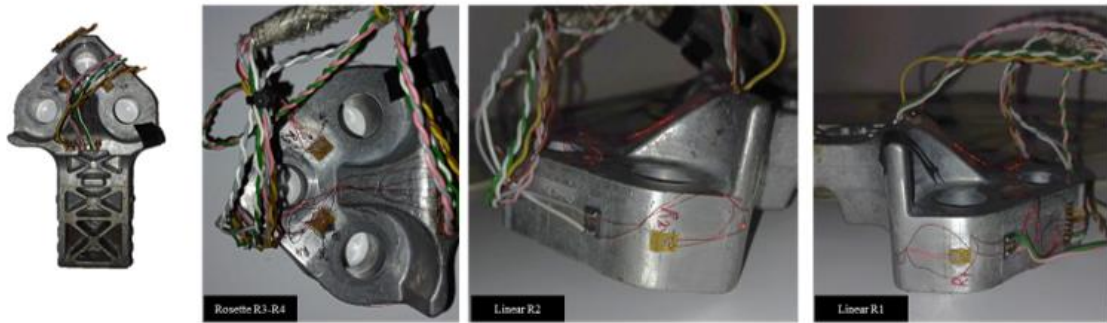
Şekil 3.1. Önerilen çalışmanın akış şeması

Önerilen yöntemle ilgili akış şeması Şekil 3.1’de verilmiştir. Burada ilk adım, araç bankosu üzerinden veri toplanması ve bu değerlerin değerlendirilmesidir. Bağlantı hangi yönde en çok titreşime maruz kaldıysa tek eksenli titreşim testleri o doğrultuda yapılacaktır. Titreşim değerinin belirlenmesinden sonra, Taguchi metoduyla deney tasarımı oluşturulmuş ve tek eksenli fiziksel testler gerçekleştirilmiştir. Testler sonucunda elde edilen gevşeme oranları yapay sinir ağı yöntemi için girdi oluşturacak, paralelinde Taguchi deney değerlendirmesi yapılacaktır.

Yapay sinir ağı yöntemiyle veriler eğitilmiş ve Taguchi değerlendirme sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. İstenilen tahmin oranlarının yakalanmaması durumunda girdi testlerinin artırılması önerilmiştir. Aşağıdaki kısımlarda Şekil 3.1’de gösterilen akış şemasının detaylı açıklamaları yer alacaktır.

3.1. Banko testinden veri toplanması ve test bankosu

Deneysel tasarım için radyal yer değiştirme seviyeleri tanımlanması için cıvatalı bağlantıların bulunduğu bölgelere gerinim ölçerler uygulanmıştır. Bağlantıdaki hareketlerin analizi için toplam dört adet gerinim ölçer uygulanmıştır. Bu dört adet gerinim ölçer bağlantı eksenlerinin ortasına konulmuştur. Ayrıca kilitleme yük seviyelerini görmek için rondela tipi yük hücreleri monte edilmiştir. Gerinim ölçer konumları Şekil 3.2’de verilmiştir.



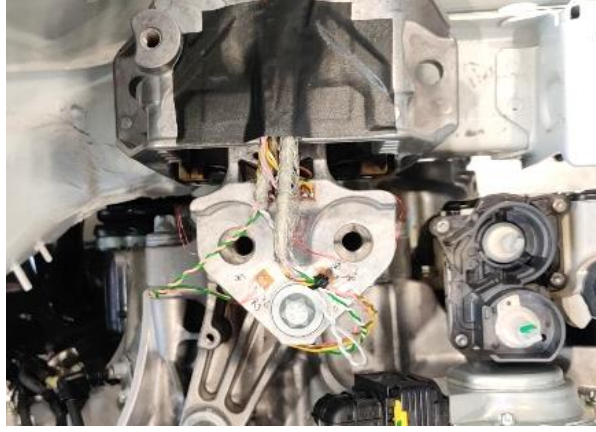
Şekil 3.2. Gerinim ölçer uygulanmış parça

Veriler ve ölçümler için Şekil 3.3'te verilen çok eksenli simülasyon tablosu (MAST) kullanılmıştır. MAST testi araç şasi motor takozu bağlantıları için spesifik olarak belirlenmiş ve OEM firmalarının standartlarında yer alan bir test türüdür. Aracın yol koşullarında uğradığı titreşim koşullarının aktarıldığı bir testtir. Test tezgahına aracın ön ucu ve araç motoru yerleştirilmiştir. Test tezgahına dört farklı yol profili bileşik olarak uygulanmış ve deformasyon seviyeleri elde edilmiştir. Bu yol tipleri, çukur, Arnavut kaldırımı, çeşitli büyüklüklerde taşlı yol tipleridir.



Şekil 3.3. MAST test bankosu

Gerinim ölçer bağlanmış parçanın araç üstü pozisyonunda, MAST test bankosunda görünümü Şekil 3.4'te verilmiştir. Veri toplama işlemi araç test süresi olan 5 gün boyunca sürmüştür.



Şekil 3.4. Analiz edilecek gerinim ölçer bağlanmış parçanın araç üstü pozisyonu

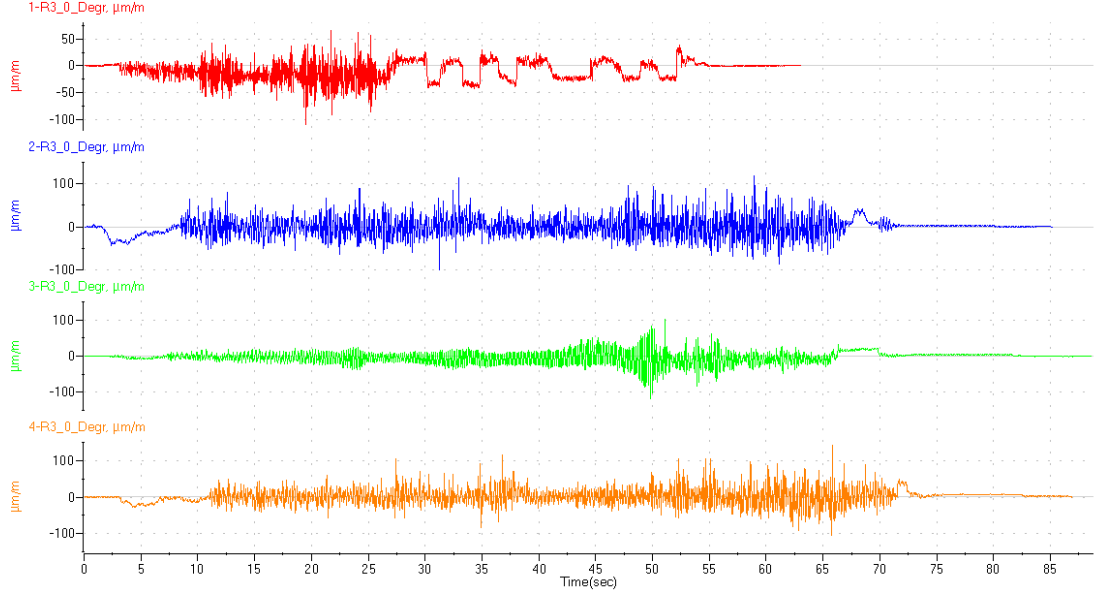
Veri toplama tamamlandığında, her bir sensör gerinim seviyesi analiz edilmiştir. Her bir gerinim ölçerden alınan yanıt tablosu Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Veri toplama maksimum-minimum yanıt tablosu

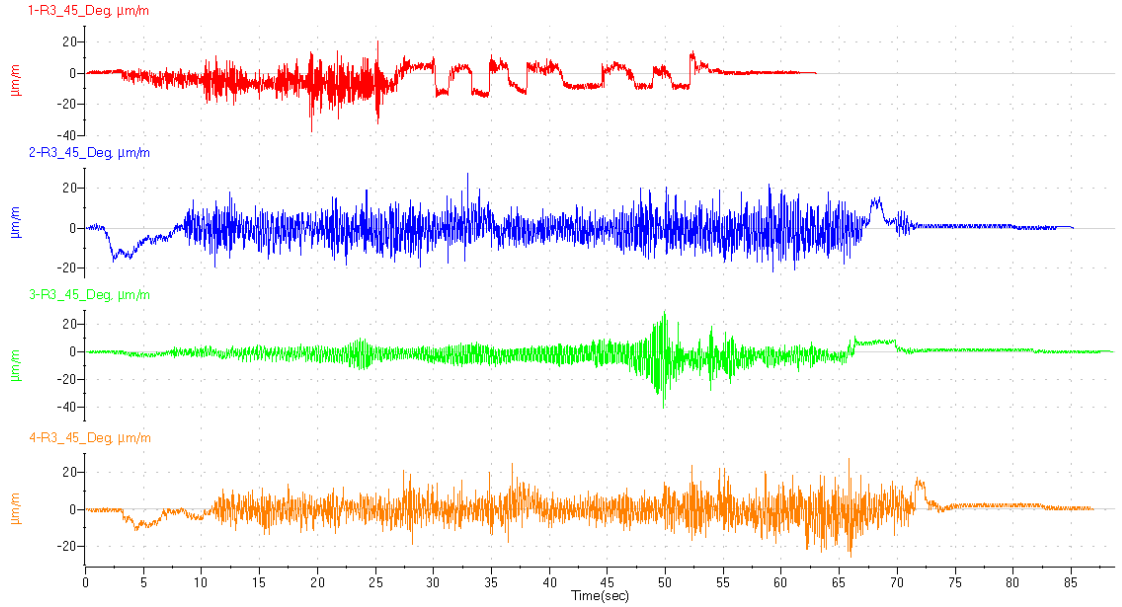
| Kanal adı | Min | Max |
|-----------------------------|-----------------|----------------|
| R3_0_Deg ($\mu\epsilon$) | -140,012 | 141,977 |
| R3_45_Deg ($\mu\epsilon$) | -68,904 | 35,103 |
| R3_90_Deg ($\mu\epsilon$) | 89,1748 | 176,785 |
| R1_Linear ($\mu\epsilon$) | -12,517 | 13,471 |
| R4_0_Deg ($\mu\epsilon$) | -150,979 | 125,838 |
| R4_45_Deg ($\mu\epsilon$) | -50,894 | 25,222 |
| R4_90_Deg ($\mu\epsilon$) | -98,383 | 94,465 |
| R2_Linear ($\mu\epsilon$) | -4,34 | 8,836 |
| 1_load (N) | -0,4263 | 0,87586 |

Sonuçlara göre R3_0_Deg ve R4_0_Deg kanallarının yanıt tabloları, bağlantıya en kritik yük koşullarının bu eksenlerde geldiğini göstermektedir.

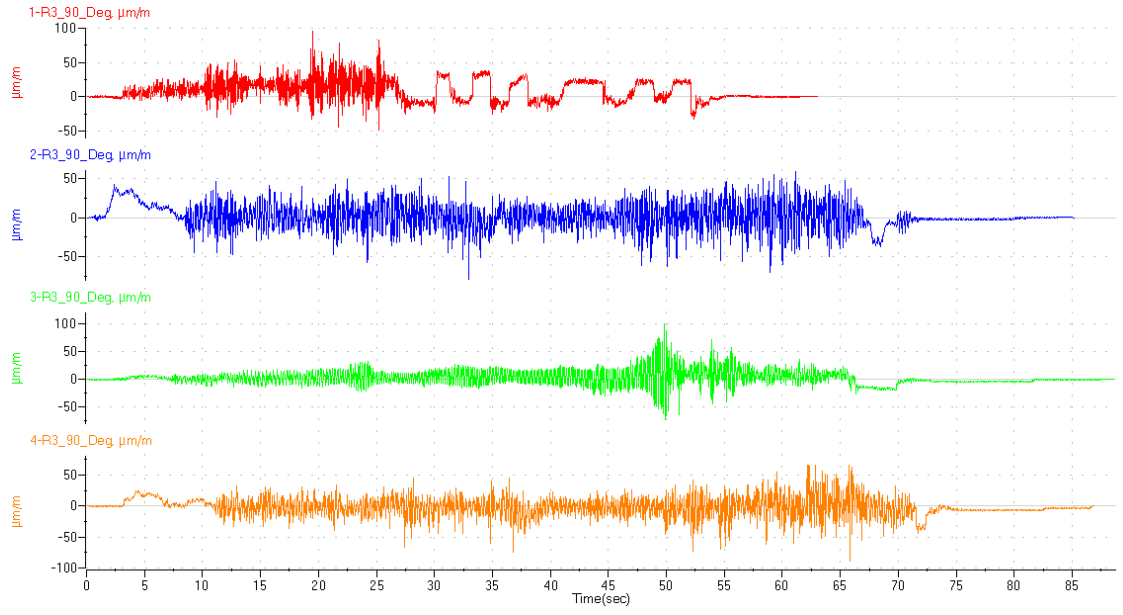
Her bir gerinim ölçerlere ait yol sinyali cevapları aşağıdaki şekillerde verilmiştir.



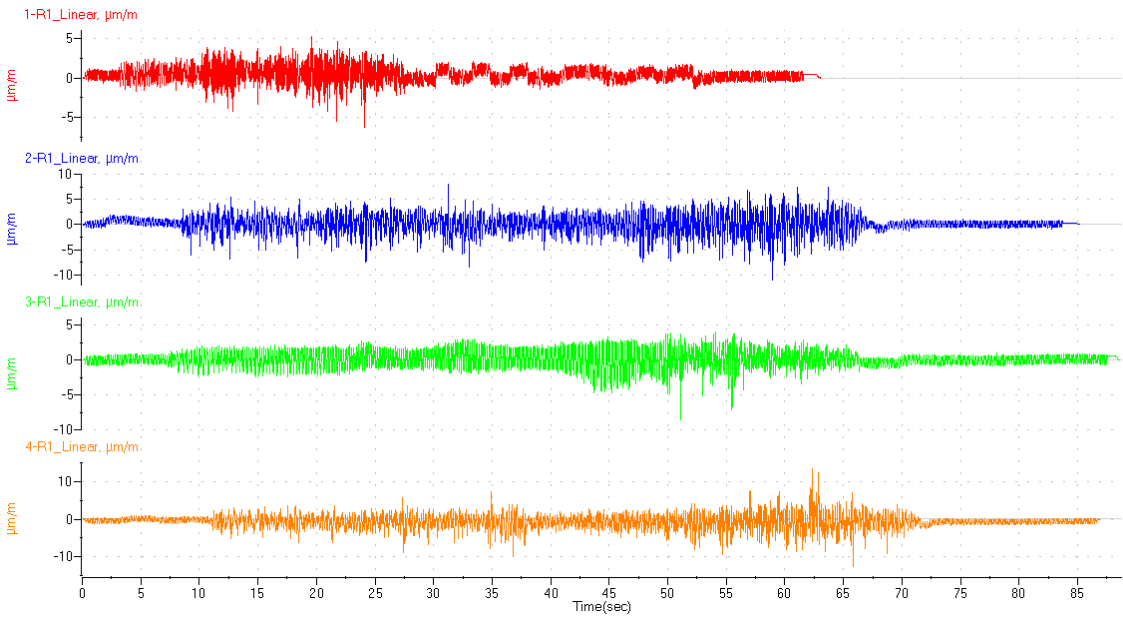
Şekil 3.5. R3 Rosette 0 Deg gerinim cevabı



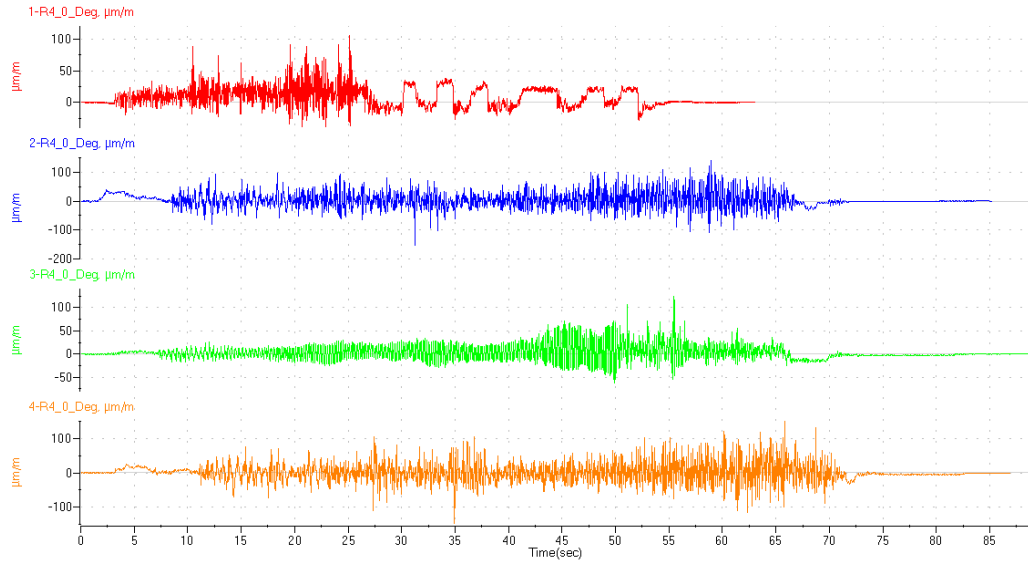
Şekil 3.6. R3 Rosette 45 Deg gerinim cevabı



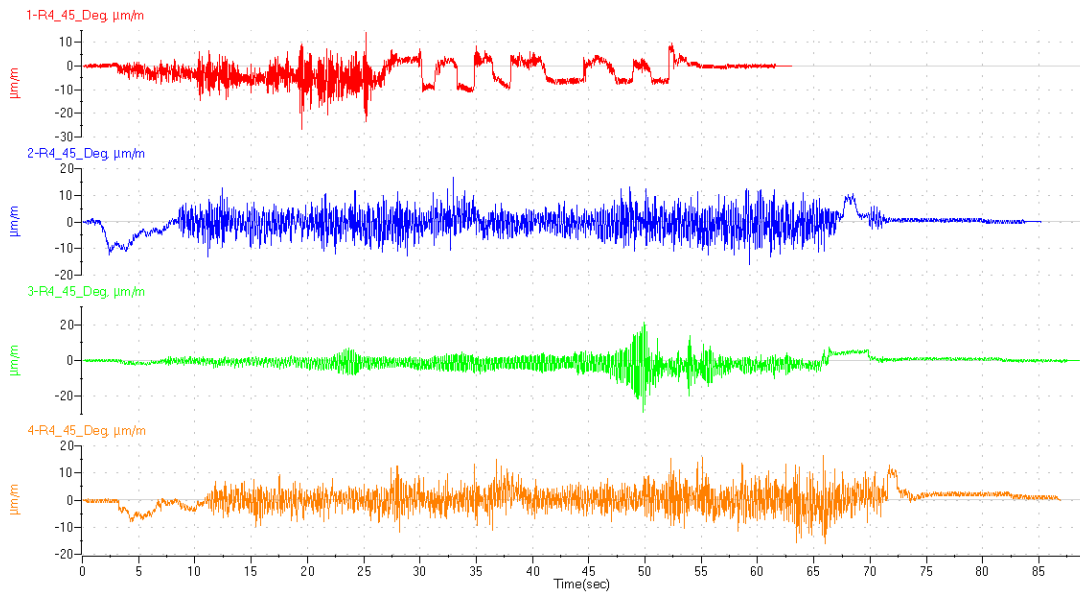
Şekil 3.7. Rosette 90 Degree gerinim cevabı



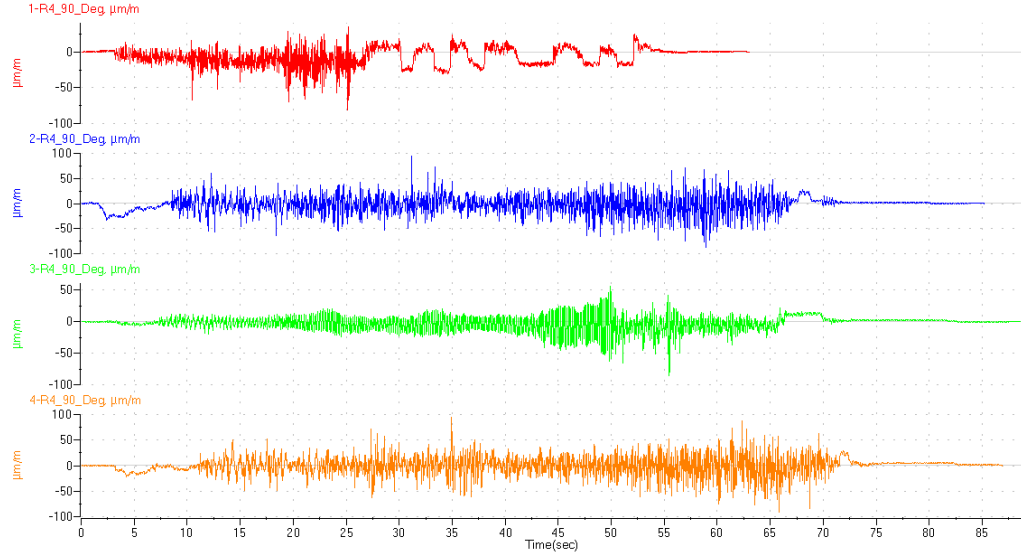
Şekil 3.8. R1 Linear gerinim cevabı



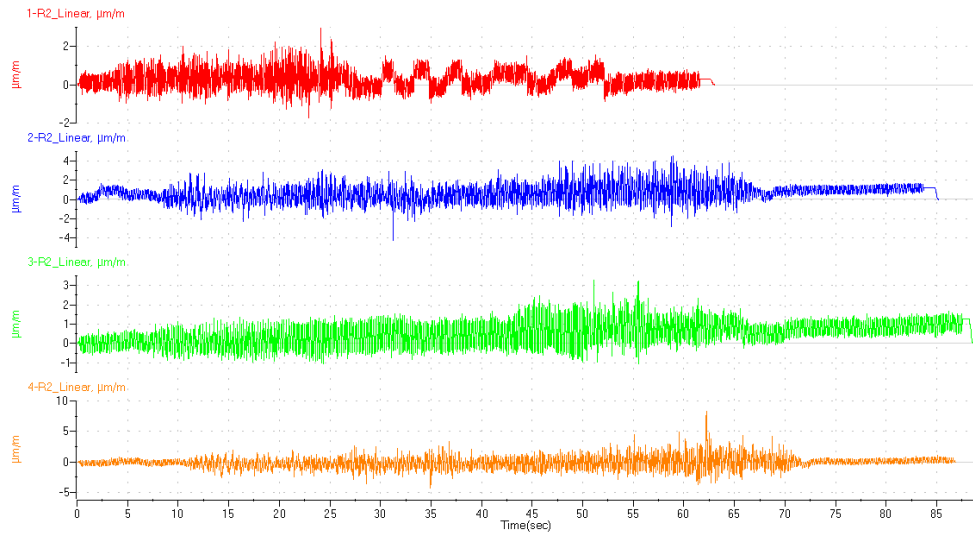
Şekil 3.9. R4 0 Degree gerinim cevabı



Şekil 3.10. R4 45 Degree gerinim cevabı



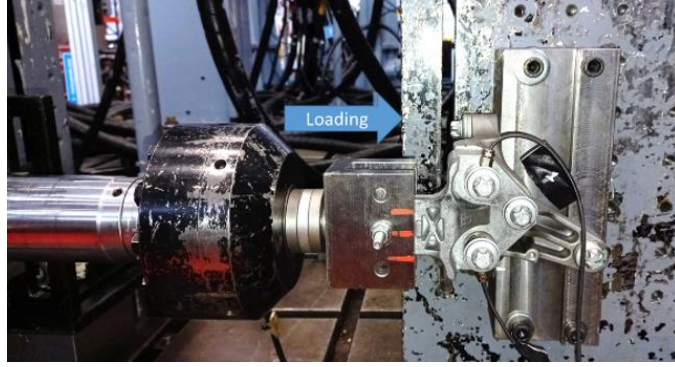
Şekil 3.11. R4 90 Degree gerinim cevabı



Şekil 3.12. R2 Linear gerinim cevabı

Taguchi titreşim deneylerinin yapılacağı tek eksenli test düzeneği, hareketin Y eksenine olan “R4_0_Deg” kanalına göre ayarlanmıştır. Bunun sebebi gerinim sonuçlarının en yüksek olmasıdır. Banko koşullarında bağlantıya etki eden en yüksek radyal yer değiştirme $150 \mu\epsilon$ 'dir. Bu değer deneysel tasarım düzeyinde minimum değer olarak kullanılacaktır.

Gevşeme hızlarını hızlandırmak ve parçaların gevşemeden önce yorulma kırılmasına maruz kalmasını önlemek için 1 mm değeri maksimum seviye olarak belirlenmiştir. Tek eksenli titreşim bankosu Şekil 3.13'te gösterilmiş ve araca göre Y eksenli yönünde ayarlanmıştır. Dişli parça sabit ayarlanmış, civatanın kafa altına ön yük değişimini gözlemlemek için yük hücreleri yerleştirilmiştir. Testler 50 KN yük kapasitesi olan hidrolik bir aktüatör tarafından gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.13. Tek eksenli titreşim bankosu

3.2. Deney tasarımı – Taguchi metot

Taguchi yöntemi (TM), endüstride popüler bir deneysel tasarım yöntemidir. Parametre tasarımını daha az deneyle optimize eder. TM'nin parametre tasarımı, çevre koşullarının etkilerini mümkün oldukça azaltılıp, robust sonuçlar elde etmeyi amaçlar (Taguchi vd., 1989). Taguchi'ye göre, keşfedilebilecek iki farklı parametre türü vardır; tasarım parametreleri ve gürültü parametreleri.

Tasarım parametreleri, tasarımcının kontrol ettiği parametrelerdir. Gürültü parametreleri, tasarımcının üzerinde hiçbir kontrolü olmayan parametrelerdir (Peace, 1993). Ancak, TM'nin de pratikte bazı sınırlamaları vardır. Optimal çözümleri belirtilen kontrol faktörleri seviyesi dahilinde bulabilir. TM, belirtilen parametreler sürekli olduğunda gerçek optimal değerleri bulamaz, çünkü sadece ayırık kontrol faktörlerini dikkate alır.

Taguchi adımları, bir sinir ağının tasarımı, temelde, tasarım faktörleri ve gürültü tolerans seviyesi göz önüne alındığında, en iyi ağ mimarisinin belirlenmesini

içermelidir. Taguchi yöntemi, sınır ağı gürültü faktörlerine karşı duyarsız hale getirmek için tasarım faktörlerinin optimum ayarlarını bulmaya yönelik bir yaklaşımdır. Taguchi yöntemi kullanılarak önerilen sınır ağı tasarımını aşağıdaki adımları içerir:

- (1) Tasarım faktörlerinin tanımlanması ve ulaşılabilecek amaç fonksiyonlarının belirlenmesi
- (2) Deney seti ve veri analiz prosedürünün tanımlanması
- (3) Deney setlerinin yapılması ve sonuçların elde edilmesi
- (4) Sinyal tonunu maksimize eden en uygun tasarım parametrelerinin belirlenmesi
- (5) Doğrulama için doğrulama deneylerinin gerçekleştirilmesi

Yukarıdaki ana adımlarda gösterildiği gibi, Taguchi yöntemi, optimum sınır ağılarını sistematik olarak planlamak ve tasarlamak için bir mühendislik yaklaşımı kullanır.

Bu çalışmada, bağlantı gevşemesine direk olarak etki eden yedi kontrollü faktör seçilmiş ve seçilen seviyelere ayrılmıştır. Parametreler ve seviyeleri Çizelge 3.2’de gösterilmiştir. Testler uzunluk dışında geometrik özellikleri aynı olan M12x1.75 cıvatalarla yapılmıştır. Gürültü faktörü olan sürtünme katsayısı sapmayı önlemek için 0,10 – 0,16 aralığında seçilmiştir.

Testlerde, MAST testiyle aynı olarak şekilde 6 Hz. frekans seviyesi kullanılmıştır. Yedi adet kontrollü parametre dışında, cıvata adımı, etkisi iyi bilindiği için test parametrelerine dahil edilmemiştir (Nassar ve Housari, 2005). Ayrıca kilitleme somunları ve testler sadece kör delik uygulamaları için yapıldığından ve literatürde olumlu etkileri bilindiği için dahil edilmemiştir (Bhattacharya vd., 2010).

Tribolojik yağlayıcı etkisi de testlere dahil edilmemiştir çünkü çeşitli yağla işlem görmüş cıvataların kullanımı neredeyse yoktur. Kontrollü parametreler nominali araç üstü mevcut durum olmak üzere mümkün olan en alt ve üst parametreler seçilerek belirlenmiştir. Alt ve üst seviyelerin daha kötü ve iyi olması, incelenen bu bağlantı yapısı için mümkün değildir.

Çizelge 3.2. Kontrol parametreleri ve seviyeleri

| Faktör | Kontrollü faktörler | Seviye 1 | Seviye 2 |
|--------|-------------------------------|----------|----------|
| A | Kilitleme yükü, N | 30000 | 45000 |
| B | Radyal deplasman, mm | 0,15 | 1 |
| C | Kilitleme boyu, mm | 48 | 58 |
| D | Bağlanan parçalar arası yüzey | Normal | İşlenmiş |
| E | Bağlantı katılığı, N/mm | 749235 | 942307 |
| F | Çalışan diş boyu, mm | 15 | 25 |
| G | Oturma alanı, mm ² | 235 | 361 |

3.3. Test numuneleri

Taguchi deneylerinde kullanmak için, metal ve alüminyum pullar, tırtıklı alt dişi dişli parça, kalınlık ve delik çap ayarlı bağlantı parçaları ayarlanmıştır. Alt dişli parçasının tırtıklı yüzeyi, yüzeyin sürtünme katsayısını artırmak için işlenmiştir. Tüm malzemeler her testten sonra yenilenmiştir. Test numuneleri Şekil 3.14 ve 3.15'te verilmiştir.



Şekil 3.14. Cıvatalar ve dişi dişli parçalar



Şekil 3.15. Farklı kalınlık konfigürasyonlarda bağlanan ara parçalar

3.4. Test matrisi

Taguchi'nin ortogonal dizileri, $L_{16}(2^7)$ dizisi kullanılacak şekilde belirlenmiştir. L_{16} , parametrelerin yalnızca ana etkilerini belirlemek için kullanılan özel olarak tasarlanmış bir dizidir. Parametreler arasında herhangi bir etkileşim araştırılmamıştır. Bu, deneysel verilerin hangi parametrelerin gevşemeye katkıda bulunduğunu ve katkılarının göreceli kapsamını ortaya çıkarmasını sağlayacaktır. Taguchi deney matrisi Çizelge 3.3'te verilmiştir.

Çizelge 3.3. Taguchi deney matrisi

| Test No. | Kontrollü parametreler | | | | | | |
|----------|------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | A | B | C | D | E | F | G |
| 1 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 1 |
| 2 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 |
| 3 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 |
| 4 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 1 |
| 5 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 1 |
| 6 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 |
| 7 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 |
| 8 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 1 |
| 9 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 |
| 10 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 1 |
| 11 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 1 |
| 12 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 2 |
| 13 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 2 |
| 14 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 1 |
| 15 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 1 |
| 16 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 |

3.5. Ek testler

16 adet Taguchi deneylerinin tamamlanmasının ardından ilk önce 3 adet minimum, nominal ve maximum parametrelerin kullanıldığı ek fiziksel testler yapılmıştır. Bu testlerin fiziksel sonuçları sinir ağrı ve Taguchi tahmin yöntemleriyle tahmin edilmiş ve tahmin hata oranları verilmiştir.

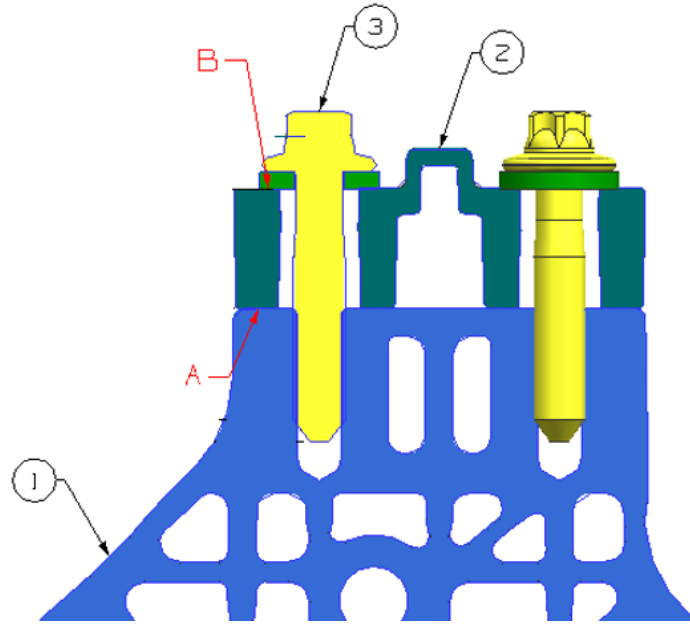
Bunların dışında optimizasyon çalışmaları için, Taguchi değerlendirmesi yapılan girdi parametrelerinden sonuca en çok etki eden 3 parametre seçilerek yarım kesirli faktöriyel 4 adet ek deney koşutularak gevşeme oranlarının minimum seviyeye çekildiği girdi parametreleri belirlenmiştir. Bu sayede toplam 7 adet ek deney gerçekleştirilmiştir ve ek testler Çizelge 3.4’te verilmiştir.

Çizelge 3.4. Taguchi deney matrisi – ek testler

| Test No. | Kontrollü parametreler | | | | | |
|----------|------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | A | C | D | E | F | G |
| 17 | Nominal | Nominal | Nominal | Nominal | Nominal | Nominal |
| 18 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 1 |
| 19 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 |
| 20 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 |
| 21 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 |
| 22 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 |
| 23 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 |

3.6. Bağlantı yapısı

Bu çalışmada M12x1.75 civata tipi kullanılan bir motor takozu bağlantısı kullanılmıştır. Bu bağlantının nominal ölçülerde kesit yapısı Şekil 3.16’da verilmiştir.



Şekil 3.16. İncelenen bağlantı kesiti

Bu bağlantı yapısında 1 ve 2 numaralı parçalar motor titreşiminin şasiye aktarılmasını önleyen motor takozları ve 3 numaralı parça ise kullanılan civatadır. A ve B ile gösterilen alanlardaki normal gerilme analizlerinin bağlantı hesabı sırasında yapılması gevşemeyi önceden tespit etmek açısından önem teşkil eder.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Tek eksenli titreşim testleri incelenen bağlantının araç durumunu tam olarak simüle etmek için araçta kullanılan aynı parçalarla ve en yüksek radyal titreşim gelen yönde yapılmıştır. Taguchi deney tasarımı kapsamında toplam 16 test yapılırken, Taguchi seviyelerinin min, max ve nominal seviyelerinde 3 ek test daha uygulanmıştır. Cıvata ön yükünün %30'u gevşediğinde deney durdurulmuştur. İki deneyde %30 cıvata gevşemesi meydana gelmemiş, 1000000 devirde gevşediği varsayılmıştır. Testlerin çıktısı olarak gevşeme oranı değerleri (N/çevrim) elde edilmiştir. Elde edilen gevşeme oranları Çizelge 4.1'de paylaşılmaktadır.

Çizelge 4.1. Titreşim testlerinden elde edilen deney sonuçları

| Test No. | Gevşeme oranı (N/çevrim) | Test No. | Gevşeme oranı N/çevrim |
|----------|--------------------------|----------|------------------------|
| 1 | 0,998557639 | 11 | 0,0135 |
| 2 | 0,466683951 | 12 | 0,089675375 |
| 3 | 0,066644452 | 13 | 1,339152862 |
| 4 | 0,745979997 | 14 | 1,797603196 |
| 5 | 2,398081535 | 15 | 1,199893343 |
| 6 | 3,400075557 | 16 | 3,150525088 |
| 7 | 3,10024113 | 17 | 1,25635 |
| 8 | 3,994673768 | 18 | 0,992105 |
| 9 | 0,0135 | 19 | 1,785632 |
| 10 | 0,299900033 | | |

Titreşim testlerinden elde edilen çevrim sayıları Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Titreşim testlerinden elde edilen çevrim sayıları

| Test No. | Çevrim Sayısı | Test No. | Çevrim Sayısı |
|----------|---------------|----------|---------------|
| 1 | 9013 | 11 | 1000000 |
| 2 | 19285 | 12 | 150543 |
| 3 | 135045 | 13 | 10081 |
| 4 | 12065 | 14 | 7510 |
| 5 | 3753 | 15 | 11251 |
| 6 | 2647 | 16 | 4285 |
| 7 | 2903 | 17 | 8955 |
| 8 | 2253 | 18 | 7164 |
| 9 | 1000000 | 19 | 7560 |
| 10 | 45015 | | |

4.1. Taguchi analizi

Taguchi L16 (2)7 ortogonal deneysel tasarım matrisi test edilerek, sinyal/gürültü oranları (S/N), ortalama değerler ve etki sırası her bir giriş parametresi için paylaşılmıştır. Sinyal-gürültü oranı, gürültünün yanıt üzerindeki etkisini en aza indiren girdi faktörünü belirlemek için kullanılabilen bir sağlamlık ölçüsüdür. S/N oranı, ortalama ve varyansı birleştiren bir çıktıdır. Sağlam tasarımdaki amaç, bir kontrol özelliğinin gürültü faktörlerine duyarlılığını azaltmaktır. Küçük daha iyidir “smaller is better” özelliği performans karakteri olarak kullanılmıştır. Bu, çıktının azaldığında iyi olduğu hedefler için uygundur ve amaç, cıvata gevşeme hızı hedefini en aza indirmektir. Taguchi analizini gerçekleştirmek için Minitab 18 yazılımı kullanılmıştır. Her faktör seviyesi kombinasyonu için sinyal-gürültü (S/N) oranı hesaplanmıştır. 10 tabanlı log kullanılarak daha küçük-daha iyi S/N oranı formülü şu şekildedir:

$$\frac{S}{N} = -10 \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right] \quad (4.1)$$

Burada y = verilen faktör seviyesi kombinasyonu için cevaplar ve n = faktör seviyesi kombinasyonundaki cevap sayısıdır.

Radyal yer değiştirme parametresinin seviye 2'deki ortalama etkisi -6,9680 dB iken, seviye 1'deki ortalama etkisi 17,3620 dB'dir. İki seviye arasındaki fark 24.33 dB'dir. Radyal yer değiştirme parametresinin, gevşeme hızı anlamına gelen yanıt üzerinde çok etkili bir faktör olduğu gözlemlenmiştir. Bağlantı rijitliği parametresinin seviyeleri arasındaki fark 0.6426 dB gibi çok küçüktür ve bu parametrenin sonuca etkisi çok azdır veya hiç yoktur.

Taguchi değerlendirmesi sonucu elde edilen sinyal/gürültü oranları (S/N), ortalama değerler ve etki sırası Çizelge 4.3 ve Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. Sinyal/gürültü oranları cevap tablosu ve etkileri

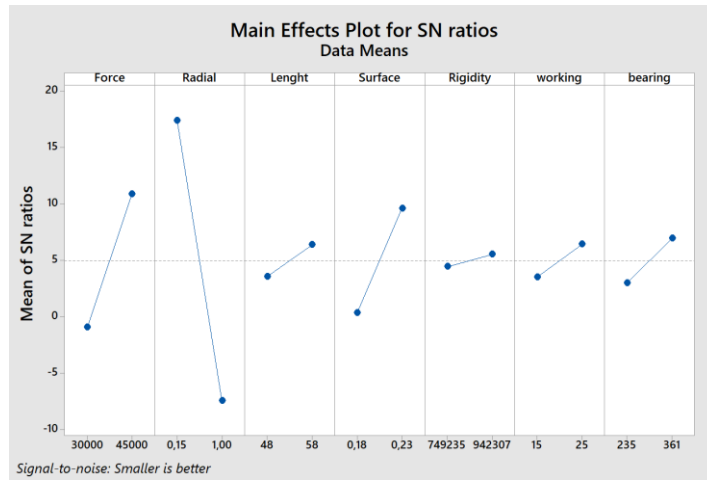
| Seviye | Kilitleme yükü | Radyal yer değiştirme | Kilitleme boyu | Yüzey koşulları | Bağlantı rijitliği | Çalışan dış boyu | Oturma yüzey alanı |
|----------|----------------|-----------------------|----------------|-----------------|--------------------|------------------|--------------------|
| 1 | -0,9228 | 17,3620 | 4,0188 | 0,3564 | 4,8757 | 3,9609 | 3,0135 |
| 2 | 11,3168 | -6,9680 | 6,3752 | 10,0376 | 5,5183 | 6,4331 | 7,3805 |
| Fark | 12,2396 | 24,3300 | 2,3565 | 9,6813 | 0,6426 | 2,4722 | 4,3670 |
| Sıralama | 2 | 1 | 6 | 3 | 7 | 5 | 4 |

Çizelge 4.4. Ortalama değerler cevap tablosu ve etkileri

| Seviye | Kilitleme yükü | Radyal yer değiştirme | Kilitleme boyu | Yüzey koşulları | Bağlantı rijitliği | Çalışan dış boyu | Oturma yüzey alanı |
|----------|----------------|-----------------------|----------------|-----------------|--------------------|------------------|--------------------|
| 1 | 1,8964 | 0,3368 | 1,2834 | 1,7431 | 1,4192 | 1,3678 | 1,4310 |
| 2 | 0,9322 | 2,4917 | 1,5451 | 1,0854 | 1,4093 | 1,4608 | 1,3975 |
| Fark | 0,9642 | 2,1549 | 0,2617 | 0,6577 | 0,0099 | 0,0930 | 0,0335 |
| Sıralama | 2 | 1 | 4 | 3 | 7 | 5 | 6 |

Çizelge 4.3 ve 4.4'te radyal yer değiştirme, kilitleme yükü ve yüzey koşulları parametrelerinin etki derecesinin yüksek olduğu görülmektedir. Bu parametrelerde yapılacak küçük bir değişiklik, gevşeme oranlarında önemli bir değişikliğe neden olacaktır. Seviye 1 radyal yer değiştirme, seviye 2 kilitleme yükü ve seviye 2 yüzey koşulları parametrelerinin kullanan bir deney, gevşeme oranlarını en aza indirmek için en iyi sonucu verecektir.

Şekil 4.1 ve 4.2'de sinyal-gürültü oranlarının ve ortalamaların etkileri verilmiştir.

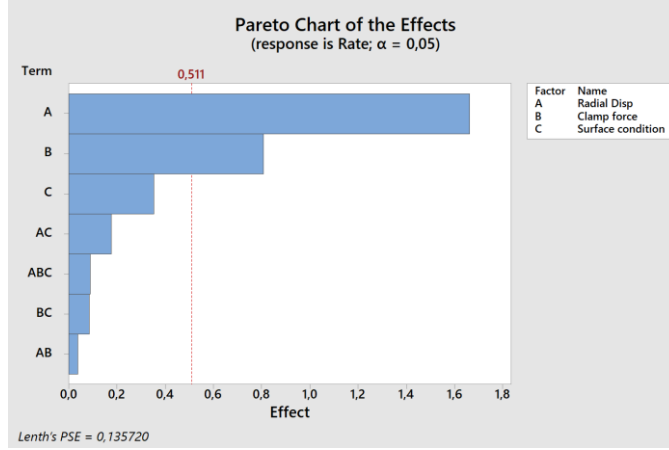


Şekil 4.1. Faktörlerin gevşeme oranı endeksinin S/N oranları üzerindeki etkileri



Şekil 4.2. Faktörlerin gevşeme oranı endeksinin ortalama değerleri üzerindeki etkileri

Parametrelerin etkilerine ait Taguchi pareto grafiği Şekil 4.3'te paylaşılmıştır. Radyal deplasman ve kilitleme yükü parametrelerinin gevşeme üzerine etkisi oldukça yüksektir.



Şekil 4.3. Faktörlerin pareto diyagramı

17, 18 ve 19 numaralı deneylerin gevşeme oranı Taguchi tahmin metoduyla tahmin edilmiş olup, fiziksel test sonuçlarına göre tahmin hata oranı Çizelge 4.5'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.5. Deneysel sonuçlar için Taguchi tahmini

| Test No. | Gevşeme oranı (N/çevrim) | Minitab tahmin çıktısı (N/çevrim) | Hata oranı % |
|----------|--------------------------|-----------------------------------|--------------|
| 17 | 1.25635 | 1.35089 | 7.5249731 |
| 18 | 0.992105 | 1.12567 | 13.462789 |
| 19 | 1.785632 | 1.83643 | 2.8448191 |

Bir sonraki bölümde Leverberg-Marquard (LM) ve Bayesian regülasyon yaklaşımları ile gevşeme oranları yapay sinir ağı yöntemiyle değerlendirilecek ve tahmin hata oranları 17, 18 ve 19 numaralı deneyler için verilecektir.

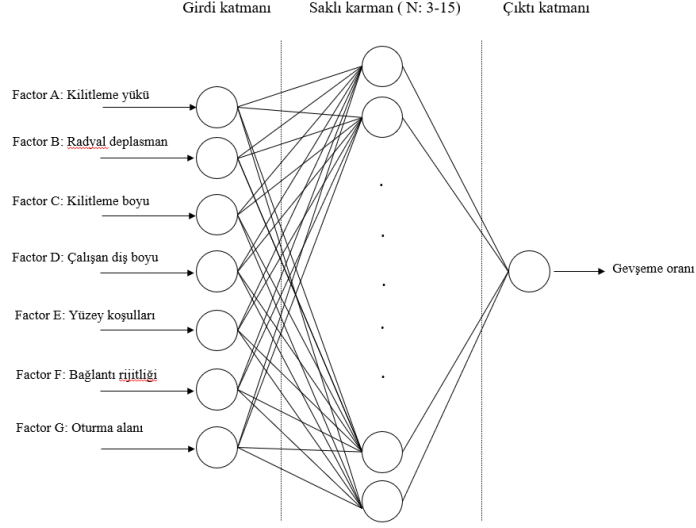
4.2. LM ve Bayesian düzenleme algoritmaları ile yapay sinir ağı hesabı

Yapay sinir ağı, genellikle kara kutu süreçlerinin girdileri ve çıktıları arasındaki ilişkileri kurmak için kullanılan bir yapay zekâ tekniğidir. NN, girdiler ve çıktılar arasında doğrusal olmayan eşleştirme gerçekleştiren gizli katmanlarla karmaşık sorunları çözmek için yaygın olarak kullanılır (Lin, 2012).

Yu vd. (2004) girdi ve çıktılar arasındaki ilişkiyi tahmin etmek için Taguchi'nin deneylerini kullanarak bir geri yayılım ağı oluşturan genetik algoritmalı bir sinir-Taguchi ağını ortaya çıkarmıştır. Ardından genetik algoritma yaklaşımı ekstrüzyon şişirme işlemini optimize etmek için kullanılmıştır. Su ve Chiang (2003), tel bağlama prosedürünü optimize etmek için bir sinir ağı ve genetik algoritma kullanan birleşik bir yaklaşım önermiştir. Yu vd. (2021), derin öğrenme ve yapay görme teknolojisi kullanarak ahşap bir yapıda cıvata gevşemesinin küçük açı algılama yöntemini araştırmıştır. Çallı vd. (2022), yönlendirilmiş enerji biriktirme (DED) süreç parametrelerini dikkate alan bir yapay sinir ağı modeli önermiştir. Önerilen NN-GA'nın, hibrit üretim teknolojileri için topoloji tabanlı geometrik desenler ve süreç parametreleri oluşturmada yetenekli bir yöntem olduğu gösterilmiştir. Yukarıdaki örneklerde görüleceği gibi NN yaklaşımı üretim teknikleri ve makine elemanları içeren çok parametrelili problemlerin çözümünde kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, cıvata gevşeme problemi ile ilgili deneysel sonuçlara bağlı olarak Levenberg-Marquardt ve Bayesian düzenleme algoritmaları oluşturularak gevşeme oranlarını tahmin etmek ve hata oranlarını belirlemek için yapay sinir ağı modeli geliştirilmiştir. Değişkenlerin etkilerini incelemek için vekil bir model olarak YSA kullanılmıştır. Yapay sinir ağlarıyla tahmin ve optimizasyon yöntemi, özellikle süreç modeli karmaşık olduğunda ve belirsizlik durumunda hesaplama açısından pahalı simülasyonlara ve testlere dayalı olarak kurulduğunda, tahmin ve optimizasyon süreçlerinde önemli bir rol oynar (Pfrommer vd., 2018; Jin vd., 2001).

MATLAB R2020a, Şekil 4.4'te verilen üç katmandan oluşan YSA modelini geliştirmek için kullanılmıştır.



Şekil 4.4. Bağlantı gevşeme problemi için NN mimarisi

Bu yapay sinir ağı mimarisinde 7 girdi parametresi, 3-15 nöron yapısı ve 1 çıktı parametresi bulunmaktadır. 7 girdi parametresi sırasıyla şunlardır: Kilitleme yükü, radyal deplasman, kilitleme boyu, çalışan dış boyu, yüzey koşulları, bağlantı rijitliği ve oturma alanıdır. Her bir girdi parametresi sırasıyla 3 ten 15'e kadar saklı kayman içerisinde çıktı parametresini tahmin etmek için kullanılmıştır. En iyi YSA yapısını bulmak için ortalama kare hatası (MSE) değerleri incelenmiştir.

Bulut vd. (2022), çalışmalarında kurdukları YSA modelini deney tasarımı ile elde edilen 30 veri noktası ile tasarlanmıştır. Bu puanların %70 ve %15'i eğitim ve test için kullanılmıştır.

Çapraz doğrulama (cross-validation), verileri belirli oranların alt kümelerine bölerek ağları değerlendirmek için istatistiksel bir tekniktir. Araştırmalarda, veriler test, doğrulama ve diğeri sinir ağı modeli eğitimi için kullanılan veriler olan alt kümelere bölünerek çapraz doğrulama için bir hold-out yöntemi kullanılmıştır (Bulut vd., 2022; Tusar vd., 2017).

Bu çalışma da birini dışarıda bırak (leave one out) yöntemiyle çarpaz doğrulama yapılmıştır. Birini dışarıda bırakma çarpaz doğrulama, bir modeli değerlendirmek için aşağıdaki yaklaşımı kullanır:

- (1) Eğitim setinin bir parçası olarak biri hariç tüm gözlemleri kullanarak bir veri setini eğitim seti ve test seti olarak ayırılır. Eğitim setinden yalnızca bir gözlemin “dışarıda” bırakıldığına dikkat edilmelidir.
- (2) Model yalnızca eğitim kümesindeki verileri kullanarak oluşturulmalıdır.
- (3) Modelin dışında kalan bir gözlemin yanıt değerini tahmin etmek için model kullanılır ve MSE hesaplanır.
- (4) İşlem n kere tekrarlanır.

Birini dışarıda bırakma çarpaz doğrulama aşağıdaki avantajları sunar:

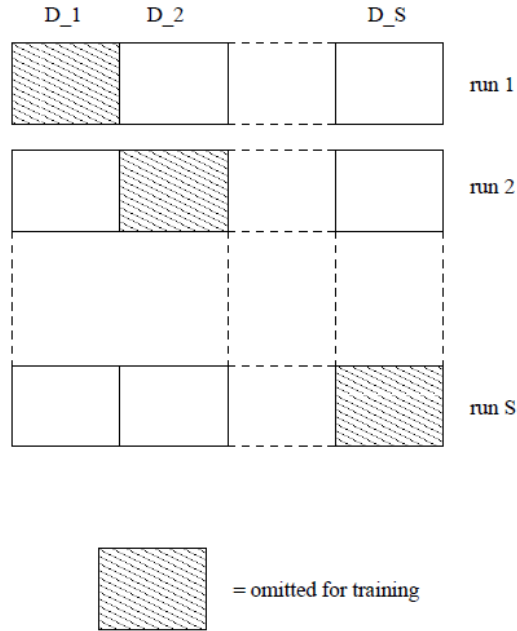
- (i) Tek bir test seti kullanmaya kıyasla çok daha az yanlı bir test MSE ölçümü sağlar, çünkü bir modeli tekrar tekrar $n-1$ gözlem içeren bir veri setine sığdırabiliriz.
- (ii) Tek bir test seti kullanmaya kıyasla test MSE'sini fazla büyütmemeye eğilimindedir. Bununla birlikte, bir defa dışarıda bırakılan çarpaz doğrulama aşağıdaki dezavantajlarla birlikte gelir:
 - (iii) n büyük olduğunda kullanmak zaman alıcı bir süreç olabilir.
 - (iv) Bir model özellikle karmaşık ve bir veri kümesine sığdırılması uzun zaman alıyorsa, zaman alıcı olabilir.
 - (v) Hesaplama açısından pahalı olabilir.

Ardından her bir NN mimarisi için R değeri ve MSE değerleri hesaplanarak, fiziksel testlerde elde edilen sonuçlar tahmin edilmiştir. R-değerinin yanında MSE'nin seçilmesinin nedeni, aşırı fitlemeyi önlemek(over-fitting) ve doğruluğu arttırmaktır. Modelin yüksek doğruluğu için R değeri mümkün olduğunca 1'e yakın olmalıdır. NN mimarileri için tüm R değerleri 0,91 – 0,98 arasında bulunmuştur.

Deneysel titreşim testlerinin sonuçları Çizelge 4.1’de verilmişti. Bu çalışma da 15 adet veri eğitim, 1 adet veri çapraz doğruma ve 3 adet veri de test için kullanılmıştır. Veri sayısı az olduğu için çapraz doğrulama yöntemi takip edilmiştir.

Belirli bir doğrulama seti ile çalışmanın iki ana dezavantajı vardır. İlk olarak, sonuçlar o doğrulama kümesine ait belirli veri noktalarına göre oldukça hassas olabilir. İkincisi, bir eğitim, doğrulama ve test seti ile çalışırken, eğitim verilerinin bir kısmı, doğrulama setine ait olduğu için artık eğitim için kullanılamaz. O zaman çapraz doğrulama uygulamak iyi bir prosedürdür (Wahba, 1975).

Çapraz doğrulama yönteminde, her çalıştırmada veri kümesinin farklı bir parçasının çıkarıldığı ve son olarak doğrulama hatasının, atlanan kümelerdeki hata maliyetlerinin toplamı olarak kontrol edildiği bir dizi S çalıştırması yapılır. Bu durum Şekil 4.5’te verilmiştir.



Şekil 4.5. Çapraz doğrulama (Wahba, 1975).

Bir eğitim seti bir diziyi S segmentine böler ve her çalıştırmada $S - 1$ segmentleri üzerinde eğitir. S çalıştırmalarında dışarıda bırakılan bölümlerin toplamı üzerindeki hata, o zaman bir doğrulama seti performansı olarak hizmet eder. Tipik bir seçim (hem hesaplama açısından çekici hem de iyi istatistiksel kaliteye sahiptir) $S = 10$ 'dur (10 kat çapraz doğrulama olarak adlandırılır). En uç durumda, $S = N$ alınabilir, bu, birinin $N - 1$ veri noktasıyla N sayıda çalışması olduğu anlamına gelir (birini dışarıda bırakma çapraz doğrulama olarak adlandırılır). Bu, yalnızca küçük veri kümeleri için önerilir ve kesinlikle milyonlarca veri noktasına sahip veri madenciliği uygulamaları için önerilmez.

Çalışmada Levenberg-Marquardt ve Bayesian regülasyon yaklaşımları için dönem sayısı(epoch) 20, Levenberg-Marquardt modellemesi için düzenleme parametresi 0,5 olarak seçilmiştir. MSE eğitim değeri, çıktılar ile eğitim durumu arasındaki fark olan algoritmanın öğrenme durumunu temsil etmektedir. MSE (ortalama kare hatası), her mimari için hatayı temsil eder. Çizelge 4.6 ve Çizelge 4.7'de her iki algoritma için, her bir NN mimarisinde MSE (ortalama kare hatası) eğitim, R değeri ve MSE validasyon değerleri hesaplanmıştır.

Çizelge 4.6. NN Levenberg-Marquardt yaklaşımı için MSE ve R değerleri

| Levenberg-Marquardt Yaklaşımı | | | | |
|-------------------------------|--------|--------------|------------------|---------|
| Mimari | Epochs | MSE (eğitim) | MSE (validasyon) | R value |
| 7,3,1 | 20 | 0,2757 | 0,8951 | 0,9484 |
| 7,4,1 | 20 | 0,2484 | 0,8199 | 0,9493 |
| 7,5,1 | 20 | 0,2744 | 0,9211 | 0,9294 |
| 7,6,1 | 20 | 0,1687 | 0,9164 | 0,9635 |
| 7,7,1 | 20 | 0,1848 | 0,7869 | 0,9525 |
| 7,8,1 | 20 | 0,1246 | 0,8388 | 0,9718 |
| 7,9,1 | 20 | 0,1433 | 0,9358 | 0,9692 |
| 7,10,1 | 20 | 0,1261 | 0,8253 | 0,9724 |
| 7,11,1 | 20 | 0,1361 | 0,8776 | 0,9667 |
| 7,12,1 | 20 | 0,1239 | 0,9101 | 0,9702 |
| 7,13,1 | 20 | 0,079 | 0,9058 | 0,9817 |
| 7,14,1 | 20 | 0,0915 | 1,0325 | 0,9779 |
| 7,15,1 | 20 | 0,0833 | 1,1206 | 0,9797 |

Çizelge 4.7. Bayesian regülasyonu yaklaşımı için MSE ve R değerleri

| Bayesian Regülasyon Yaklaşımı | | | | |
|-------------------------------|--------|--------------|------------------|---------|
| Mimari | Epochs | MSE (eğitim) | MSE (validasyon) | R value |
| 7,3,1 | 20 | 0,6445 | 1,3045 | 0.9518 |
| 7,4,1 | 20 | 0,4007 | 1,1055 | 0.9535 |
| 7,5,1 | 20 | 0,4926 | 0,6528 | 0.9472 |
| 7,6,1 | 20 | 0,6891 | 1,0776 | 0.9432 |
| 7,7,1 | 20 | 0,6678 | 1,1163 | 0.938 |
| 7,8,1 | 20 | 0,8761 | 1,4565 | 0.936 |
| 7,9,1 | 20 | 0,9273 | 1,5211 | 0.9152 |
| 7,10,1 | 20 | 0,8826 | 1,2204 | 0.9341 |
| 7,11,1 | 20 | 0,8766 | 1,3624 | 0.9331 |
| 7,12,1 | 20 | 0,7902 | 1,162 | 0.9332 |
| 7,13,1 | 20 | 0,7942 | 1,3278 | 0.9338 |
| 7,14,1 | 20 | 0,9387 | 1,3654 | 0.9324 |
| 7,15,1 | 20 | 0,868 | 1,3213 | 0.9325 |

Çizelge 4.8 ve Çizelge 4.9’da her iki algoritma için her bir NN mimarisinde ek testler tahmin edilmiştir.

Çizelge 4.8. NN Levenberg-Marquardt yaklaşımı için ek deneylerin tahminleri

| Mimari | Gevşeme oranı tahmin sonucu (N/çevrim) | | | Fiziksel sonuca göre hata oranı % | | |
|--------|--|-------------|-------------|-----------------------------------|---------------|---------------|
| | Test No. 17 | Test No. 18 | Test No. 19 | Test No. 17 | Test No. 18 | Test No. 19 |
| 7,3,1 | 1,2672 | 0,9553 | 1,6806 | 0,8636 | 3,7098 | 5,8821 |
| 7,4,1 | 1,3024 | 0,8995 | 1,8933 | 3,6654 | 9,3342 | 6,0297 |
| 7,5,1 | 1,2578 | 0,9677 | 1,7289 | 0,1154 | 2,4599 | 3,1771 |
| 7,6,1 | 1,1952 | 0,9786 | 1,5464 | 4,8673 | 1,3612 | 13,3976 |
| 7,7,1 | 1,0954 | 1,0239 | 1,5714 | 12,8109 | 3,2048 | 11,9975 |
| 7,8,1 | 1,3584 | 0,9723 | 2,1231 | 8,1227 | 1,9963 | 18,8991 |
| 7,9,1 | 1,1015 | 0,8285 | 1,6231 | 12,3254 | 16,4907 | 9,1022 |
| 7,10,1 | 1,196 | 1,1627 | 1,8836 | 4,8036 | 17,1953 | 5,4865 |
| 7,11,1 | 1,3274 | 1,0825 | 1,5725 | 5,6553 | 9,1114 | 11,9359 |
| 7,12,1 | 1,0325 | 0,9585 | 1,5985 | 17,8175 | 3,3872 | 10,4799 |
| 7,13,1 | 1,4553 | 1,0937 | 1,5985 | 15,8356 | 10,2403 | 10,4799 |
| 7,14,1 | 1,4736 | 1,0665 | 1,7604 | 17,2922 | 7,4987 | 1,4131 |
| 7,15,1 | 1,0448 | 0,9582 | 1,6196 | 16,8385 | 3,4175 | 9,2982 |

Çizelge 4.9. Bayesian regülasyonu yaklaşımı için ek deneylerin tahminleri

| Mimari | Gevşeme oranı tahmin sonucu (N/çevrim) | | | Fiziksel sonuca göre hata oranı % | | |
|--------|--|-------------|-------------|-----------------------------------|---------------|---------------|
| | Test No. 17 | Test No. 18 | Test No. 19 | Test No. 17 | Test No. 18 | Test No. 19 |
| 7,3,1 | 1,3157 | 1,0201 | 1,6294 | 4,7240 | 2,8218 | 8,7494 |
| 7,4,1 | 1,2279 | 0,9146 | 1,6746 | 2,2645 | 7,8122 | 6,2181 |
| 7,5,1 | 1,3185 | 1,0182 | 1,6593 | 4,9469 | 2,6303 | 7,0749 |
| 7,6,1 | 1,2982 | 0,9597 | 1,6965 | 3,3311 | 3,2663 | 4,9916 |
| 7,7,1 | 1,2648 | 0,9421 | 1,6484 | 0,6726 | 5,0403 | 7,6853 |
| 7,8,1 | 1,2856 | 0,9786 | 1,687 | 2,3282 | 1,3612 | 5,5236 |
| 7,9,1 | 1,4265 | 1,178 | 1,6926 | 13,5432 | 18,7374 | 5,2100 |
| 7,10,1 | 1,3577 | 1,0573 | 1,7043 | 8,0670 | 6,5714 | 4,5548 |
| 7,11,1 | 1,562 | 1,1235 | 1,6326 | 24,3284 | 13,2441 | 8,5702 |
| 7,12,1 | 1,344 | 1,0436 | 1,7009 | 6,9766 | 5,1905 | 4,7452 |
| 7,13,1 | 1,3036 | 0,9892 | 1,699 | 3,7609 | 0,2928 | 4,8516 |
| 7,14,1 | 1,2129 | 0,8968 | 1,7258 | 3,4584 | 9,6063 | 3,3507 |
| 7,15,1 | 1,5734 | 1,0992 | 1,654 | 25,2358 | 10,7947 | 7,3717 |

Taguchi tahmin yöntemiyle 17, 18 ve 19. deney sonuçları sırasıyla %7,5, %13,4 ve %2,8 hata payları ile tahmin edilmiştir. Ancak LM algoritmalı NN, 7-5-1 mimarisi ve %0.11 hata payı ile nominal değerlere sahip fiziksel testleri tahmin etmiştir. 7-6-1 mimarisi ile minimum değerlerle gerçekleştirilen testleri %1.36 hata payı ile tahmin etmiş ve %1.41 hata payı ile de 7-14-1 mimarisi ile maksimum değerleri tahmin etmiştir.

Öte yandan BO, 7-7-1 mimarisi ile nominal değerlerle gerçekleştirilen fiziksel testleri %0,67 hata payı ile tahmin etmiştir. 7-13-1 mimarisi ile minimum değerlerle yapılan testleri %0,29 hata payı ile tahmin ederken, 7-14-1 mimarisi ile maksimum seviyelerle yapılan fiziksel testleri %3,35 hata payı ile tahmin etmiştir.

Sonuçlar hem Levenberg-Marquardt'lı NN hem de BR algoritmalarının, cıvatalı bağlantı mekanizmalarının kendiliğinden gevşemesini en iyi çözümlerle keşfetmek için kolay ve hızlı bir yöntemi temsil ettiğini göstermiştir. R değerlerine bakıldığında LM

metodu kullanılan NN, BR algoritmasına göre bir miktar daha doğruluk oranı yüksek olarak kabul edilebilir. LM metodu, gevşeme problemleri için daha doğru bir model ortaya koymuştur.

Geleneksel ürün geliştirme süreçlerinde ortak tasarım ve tasarım doğrulama süreçleri uzun zaman alır ve birçok tekrarlayan test planını içerir. Gevşeme testleri en az bir hafta sürer ve beklenmeyen durumlarda test tekrar yapılmalıdır. Önerilen yöntem deneysel temelli bir hesaplama ve tahmin yöntemi sunmakta olup, gevşeme testi gereksinimi yaklaşık %50 oranında azaltılacaktır. Bu sayede yeni bağlantı elemanları geliştirme, maliyet düşürme ve azaltma çalışmaları için yapılacak dayanıklılık testleri için zaman ve maliyet açısından iyileştirmeler sağlanmıştır.

4.3. Parametre optimizasyonu

Bu çalışma da otomotiv şasi bağlantı gevşemesine etki eden parametreler ortaya konarak bağlantıların gevşemeyeceği bir girdi parametre hesabı yapılması hedeflenmiştir. Bu doğrultuda 7 adet girdi parametresi ile tasarlanan 16 adet Taguchi deney tasarımı ve fiziksel testler gerçekleştirilmiştir. Bu testlere ek olarak 3 adet test, sinir ağı tahmin yönteminde kullanılmak üzere ek test olarak gerçekleştirilmiştir.

Kısım 4.1'de Taguchi deney değerlendirmesi yapılmış, bağlantı gevşemesine en çok etkileyen 3 parametre ortaya konmuştur. Bunlar, kilitleme yükü, radyal deplasman ve bağlanan parçalar arasındaki yüzey koşullarıdır. Bu kapsamda bu 3 parametrenin ele alındığı tekrardan deney tasarımı yapılarak en az miktarda gevşeme oranı oluşturacak parametre değerleri belirlenmiştir. Diğer 4 parametrenin ki bunlar, -oturma alanı, kilitleme boyu, bağlantı katılığı ve çalışan dış boyudur-gevşeme oranı üzerindeki gürültü etkisi bu 3 parametreye nazaran oldukça düşüktür. Deney tasarımı $\frac{1}{2}$ kesirli faktöriyel olarak kurgulanmış ve diğer parametreler sabit tutulmuştur. Toplam 4 adet ek fiziksel test daha yapılmıştır. Bu deneylerde kullanılan parametreler Çizelge 4.10 da verilmiştir.

Çizelge 4.10. ½ kesirli faktöriyel deney tasarımı

| Test No. | Kontrol parametreleri | | | | | | |
|----------|-----------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | A | B | C | D | E | F | G |
| 20 | Seviye 1 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 |
| 21 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 |
| 22 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 |
| 23 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 |

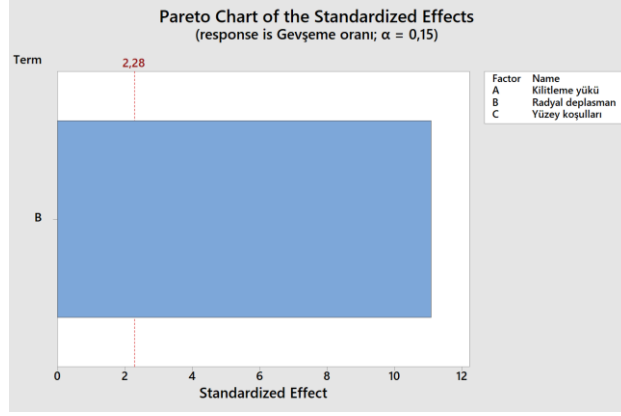
Bu deney tasarımında iki adet çıktı parametresi bulunmaktadır. Bunlar gevşeme oranı ve çevrim sayısıdır. Her bir çıktı için değerlendirme yapılmıştır. Elde edilen gevşeme oranı ve çevrim sayısı Çizelge 4.11’de verilmiştir.

Çizelge 4.11. ½ kesirli faktöriyel deney tasarımı ve sonuçlar

| Test No. | Gevşeme oranı, (N/çevrim) | Çevrim |
|----------|---------------------------|--------|
| 20 | 0,057384968 | 156835 |
| 21 | 0,090393733 | 149347 |
| 22 | 2,123675898 | 4238 |
| 23 | 1,785603045 | 7560 |

4.3.1. Parametre optimizasyonu- gevşeme oranı

Gevşeme oranı çıktı parametresi olarak seçildiğinde deney setinin pareto grafiği Şekil 4.6’da verilmiştir. Buna göre Taguchi değerlendirmesine göre bağlantı gevşemesine en çok etki eden 3 parametreden kilitleme yükü ve yüzey koşullarının da radyal deplasmana göre sonucu daha az etkilediği görülmüştür. Radyal deplasmanın sonuçlara etkisi çok baskın çıkmıştır. Ek fiziksel deney sonuçlarından görülen, tek eksenli titreşim testlerinde radyal deplasman parametresi sonucu dramatik şekilde etkilemiştir. Diğer 2 değişken parametresinin sonuca direk etkisi bulunamamıştır.

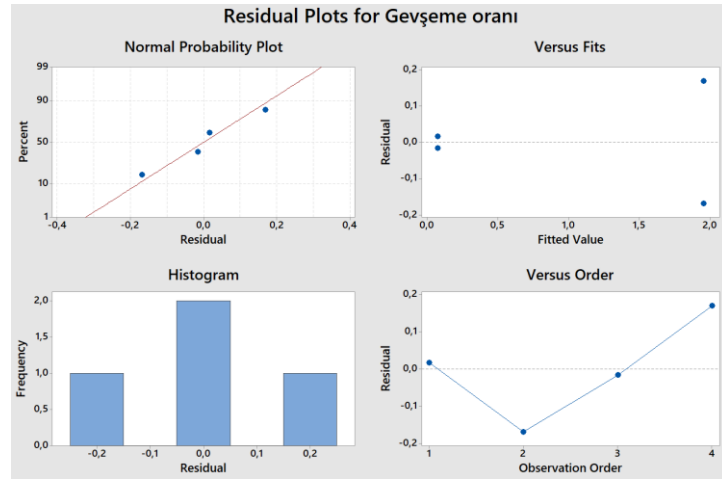


Şekil 4.6. Pareto grafiği

Deney tasarımının değerlendirilmesinde, Stepwise yöntemi kullanılmış, bütün parametrelerin birbiriyle olan etkileşimi incelenmiştir. Deney setinin regresyon denklemi aşağıda verilmiştir:

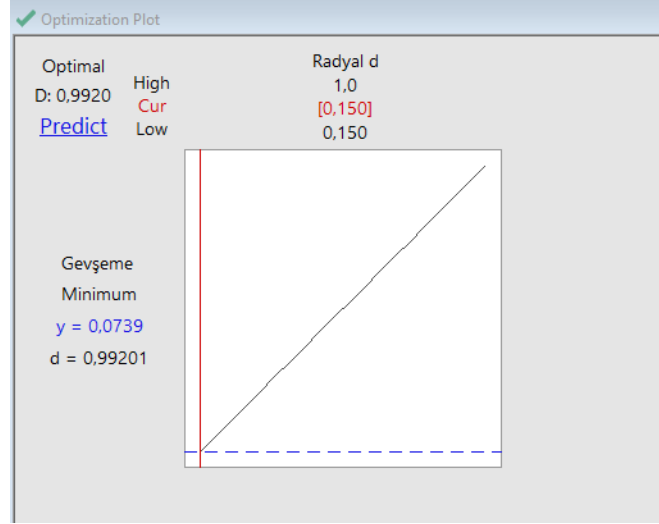
$$\text{Gevşeme oranı} = -0.258 + 2.213 \text{ Radyal deplasman} \quad (4.1)$$

P value değeri 0.008 bulunmuş, Rsq(adj) değeri ise %97,59 bulunarak deney sonuçlarının anlamlı olduğu görülmektedir. Girdi parametreleri çıktı parametrelerini %97,59 oranında açıklamaktadır.



Şekil 4.7. Artık kalıntı analiz grafiği

Şekil 4.7’de görülen artık-kalıntı analizine göre veriler normal görülmektedir. Sonuçlar optimize edildiğinde, en düşük gevşeme oranını gördüğümüz radyal deplasman girdisi 0.15 mm’dir. Bu sonuç Şekil 4.8’de verilmiştir. 0.07 N/cycle gevşeme oranı tahmini elde edilmiştir. Bu değer bağlantı kilitleme yükünün %30 unu kaybedeceği durum için geçerlidir.



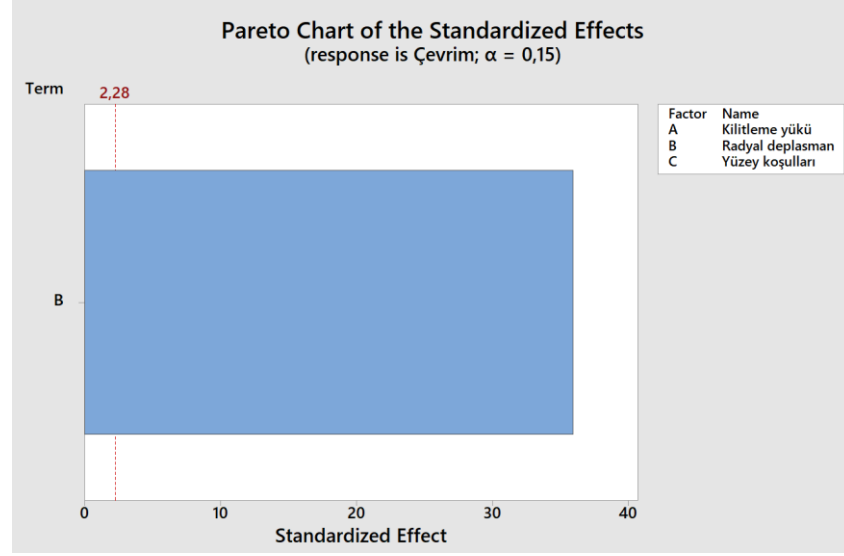
Şekil 4.8. Gevşeme oranının minimize edilmesi.

4.3.2. Parametre optimizasyonu- çevrim

Çevrim sayısı çıktı parametresi olarak seçildiğinde deney setinin pareto grafiği Şekil 4.9’da verilmiştir. Burada da Taguchi değerlendirmesine göre bağlantı gevşemesine en çok etki eden 3 parametreden kilitleme yükü ve yüzey koşullarının da radyal deplasmana göre sonucu daha az etkilediği görülmüştür.

Radyal deplasman, tek eksenli titreşim testlerinde sonucu 1. dereceden etkileyen parametre olduğu için, bağlantı tasarımlarında bağlantı direngenliğini arttırarak, mümkün olan en düşük titreşimin bağlantıya gelmesi planlanmalıdır.

Çevrim sayıları çıktı parametresi seçildiğinde elde edilen pareto grafiği Şekil 4.9'da verilmiştir ve sadece radyal deplasman parametresini içermektedir.

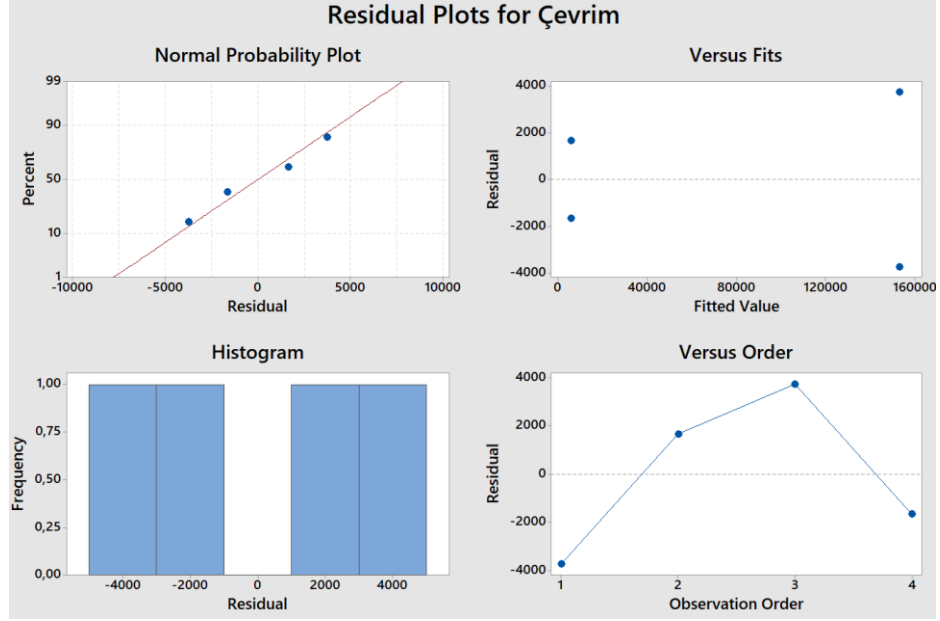


Şekil 4.9. Pareto grafiği

Deney setinin regresyon denklemi aşağıda verilmiştir.

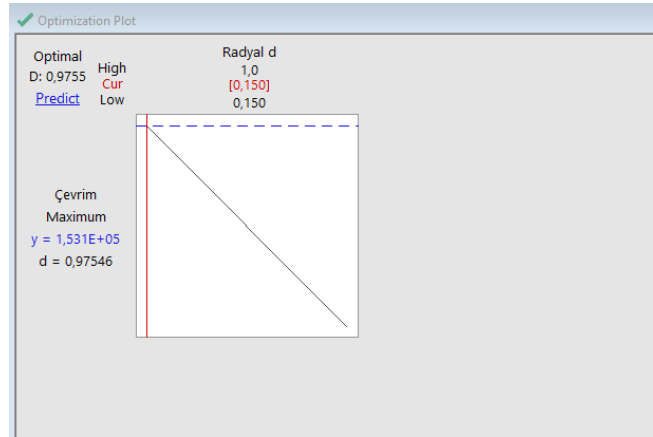
$$\text{Çevrim sayısı} = 179066 + 173167 \text{ Radyal deplasman} \quad (4.2)$$

P value değeri 0.001 bulunmuş, Rsq(adj) değeri ise %99,77 bulunarak deney sonuçlarının anlamlı olduğu görülmektedir. Girdi parametreleri çıktı parametrelerini %99,77 oranında açıklamaktadır. Şekil 4.10'da görülen artık-kalıntı analizine göre veriler normal görülmektedir.



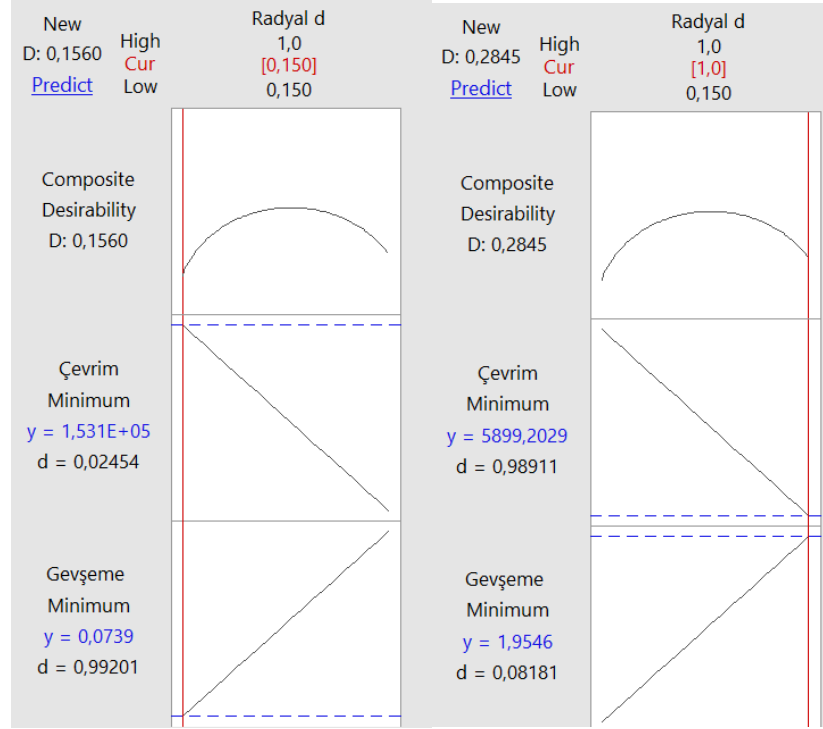
Şekil 4.10. Artık – kalıntı analiz grafiği

Sonuçlar optimize edildiğinde, en düşük gevşeme oranını gördüğümüz radyal deplasman girdisi 0.15 mm'dir ve çevrim oranı 153100 olarak tahmin edilmiştir. Şekil 4.11'de verilmiştir.



Şekil 4.11. Çevrim sayısının maksimize edilmesi

En düşük ve en yüksek radyal deplasman altında meydana gelen gevşeme oranı ve çevrim grafikleri Şekil 4.12'de verilmiştir.



Şekil 4.12. En düşük ve en yüksek radyal deplasman altında gevşeme oranı ve çevrim sayısı

4.3.3. Banko testi sonuçlarının karşılaştırılması

Bu kısımda, nominal koşullarda yapılan MAST testi sonuçları ile Minitab programında Taguchi değerlendirmesi sonucunda gevşeme oranını düşüren parametrelerinin ışığında yapılan kontrollü MAST testi sonuçlarının karşılaştırması yapılacaktır. MAST testinde kullanılacak parametreler Çizelge 4.12’de verilmiştir. Çizelge 4.10’da verilen 4. test koşulları MAST testinde uygulanacak ve çıkan sonuçlar arasında ilişki kurulacaktır.

Çizelge 4.10’da verilen 4. test sonuçlarına göre tek eksenli titreşim testlerinde ilgili bağlantı konfigürasyonu 1.78 N/çevrim oranında gevşemiş ve bunu toplam 7560 çevrim sayısında gerçekleştirmiştir.

Çizelge 4.12. MAST test parametreleri

| | Kontrollü parametreler | | | | | |
|----------|------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| Test No. | A | C | D | E | F | G |
| 1 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 | Seviye 2 |

Bütün parametrelerde seviye 2 belirlenme sebebi, Taguchi deney tasarımı değerlendirmesine göre sinyal-gürültü oranlarının bu seviyede en düşük gevşeme performansı göstermesidir. B parametresi, tek eksenli testlerde kullanılan radyal deplasman girdisi olduğu için banko testinde kullanılamamıştır. Banko testlerinde bağlantı yapısına X, Y olmak üzere her iki ekseninde de titreşim gelmektedir.

MAST testi için 3 adet cıvata, ön yük ölçümü de alınabilmesi için baş ve uç kısımlarından önce frezelenmiş ardından taşlatılmıştır. Ultrasonik uzunluk ölçmek için traşlanan yüzeyler taşlama seviyesinde bir yüzey kalitesine sahip olması gerekmektedir, aksi durumda doğru ölçüm almak mümkün değildir.

Cıvataların ilk boy ve MAST bankosu üzerinde torklandıktan sonraki boy ölçümleri ultrasonik uzunluk ölçer test cihazıyla ölçülmüştür. Cihaza ait bir görsel Şekil 4.13'te verilmiştir.



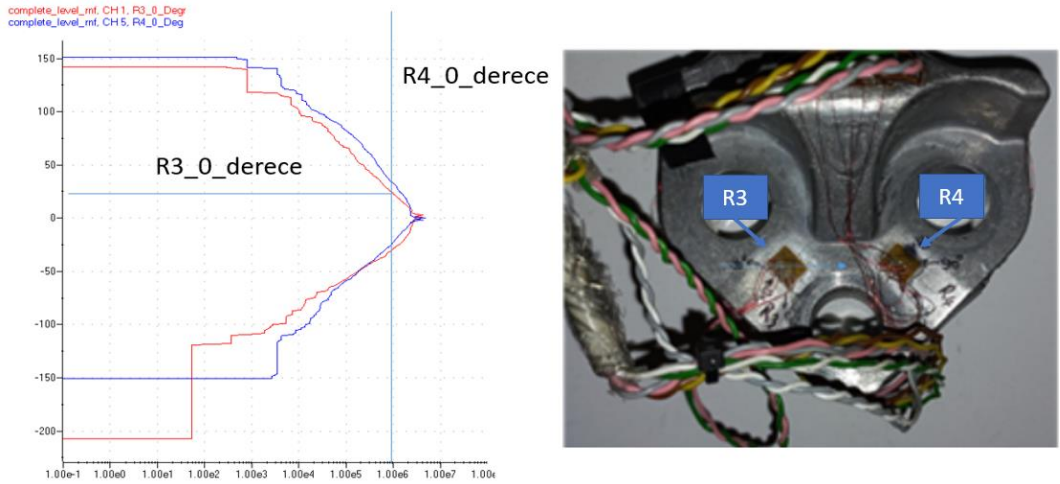
Şekil 4.13. Ultrasonik uzunluk ölçer test cihazı

Şekil 4.14'te testin başlamadan önceki durumu verilmiştir.



Şekil 4.14. MAST testi öncesi bağlantıların torklanmış hali

Test boyunca uygulanan sinyal verileri 6 Hz'de uygulanmış ve Şekil 4.15'te verilmiştir. Eğer test bitmeden bağlantıda herhangi bir oynama yapılması durumunda sonuç değerleri etkilenecektir.



Şekil 4.15. MAST testi uygulanan sinyaller

MAST testinde 0.05 mm titreşim R3_0_derece gerim ölçer hattında 1000000 çevrim boyunca, 0.3 mm titreşim R4_0_derece gerim ölçer hattında 2000 çevrim okunmuş şekilde uygulanmıştır.

Buna göre test öncesi ve sonrası değerler Çizelge 4.13'te verilmiştir.

Çizelge 4.13. İyileştirilen parametrelerle MAST banko testi sonuçları

| | İLK ÖLÇÜM | | | | TEST SONRASI ÖLÇÜM | | |
|----------|-----------|-------------------------|---------------------|----------------------|---------------------|----------------------|--------------------------|
| | Tork [Nm] | Cıvata ilk uzunluk (L0) | Torklanmış hali(L1) | Kilitleme yükü [daN] | Torklanmış hali(L1) | Kilitleme yükü [daN] | Kilitleme yükü kaybı [%] |
| 1 | 110 | 7373 | 7420 | 4559 | 7418 | 4365 | -4% |
| 2 | 110 | 7362 | 7408 | 4462 | 7403 | 3977 | -11% |
| 3 | 110 | 7361 | 7409 | 4656 | 7406 | 4365 | -6% |

Test sonucunda ortalama %7'lik bir kilitleme yükü kaybı yaşanmıştır.

Nominal ve düşük Taguchi seviye değerleriyle yapılan MAST testi sonuçları Çizelge 4.14'te verilmiştir. Bu tabloda iki adet test sonucu bulunmaktadır. Sonuçlar, olumlu etkileri tek eksenli titreşim testleri sonucu görülmüş parametrelerle bulunan gevşeme oranlarına göre daha yüksektir ancak %30 luk kayıp sınır hedefinin içerisinde. %30 luk ön yük kaybı otomotiv OEM'lerinde ortak kabul edilen bir hedeftir. Test öncesi ve sonrası arasında bağlantı elemanlarında maksimum %30 luk bir kayba izin vardır.

Çizelge 4.14. Mevcut durumda MAST banko testi sonuçları

| | İLK ÖLÇÜM | | | | TEST SONRASI ÖLÇÜM | | |
|----------|-----------|-------------------------|---------------------|----------------------|---------------------|----------------------|--------------------------|
| | Tork [Nm] | Cıvata ilk uzunluk (L0) | Torklanmış hali(L1) | Kilitleme yükü [daN] | Torklanmış hali(L1) | Kilitleme yükü [daN] | Kilitleme yükü kaybı [%] |
| 1 | 100 | 7373 | 7410 | 3589 | 7404 | 3007 | -16.2% |
| 2 | 100 | 7362 | 7402 | 3880 | 7398 | 3492 | -10.0% |
| 3 | 100 | 7361 | 7400 | 3783 | 7395 | 3298 | -12.8% |
| 1 | 100 | 7370 | 7406 | 3492 | 7400 | 2910 | -16.7% |
| 2 | 100 | 7361 | 7402 | 3977 | 7397 | 3492 | -12.2% |
| 3 | 100 | 7365 | 7404 | 3783 | 7395 | 2910 | -23.1% |

Deney tasarımı sonucu optimize edilen ve bağlantı gevşemesine pozitif etki eden parametreler yapılan MAST testi sonucunda gevşeme oranları mevcut duruma göre %114 iyileştirilmiştir. Elde edilen iyileşmiş sonuç şunu göstermiştir:

- (1) Cıvatalı bağlantılar mümkün olan en yüksek tork ve ön-yük değerine getirilmelidir.
- (2) Bağlanan parçaların uzunluğu mümkün olan en uzun kilitleme boyuna sahip olmalıdır. Bu sayede daha esnek bağlantıların gevşeme oranları düşecektir.
- (3) Bağlanan parçalar arası yüzey pürüzlülüğü arttırılmalı, mekanik kilitleme yapılmalıdır.

5. SONUÇ

Bağlantı elemanları ve cıvatalı bağlantı yapıları otomotiv sektörü gibi montaj sanayi alanında sıklıkla kullanılan ve önemi genellikle hafife alınan bir disiplindir. Bağlantı gevşemesi, birleştirme teknolojileri içinde yer alan en büyük hata modudur ve giriş bölümünde aktarıldığı gibi, iyi hesaplanmazsa kaza ile sonuçlanabilecek olaylara neden olabilir.

Bu çalışma, otomotiv şasi motor süspansiyon bağlantılarındaki cıvatalı bağlantıların kendiliğinden gevşeme mekanizmasını tahmin etmek için Taguchi Metodu (TM) ve sinir ağı (NN) kullanan bir yaklaşım sunmaktadır. Bağlantı gevşemesi için YSA kullanan bu konuda farklı uygulamalar farklı alanlarda literatürde yer almıştır. Bu çalışmada yapılan literatür araştırması ile elde edilen bilgilere göre otomotiv şasi motor süspansiyon bağlantılarındaki cıvatalı bağlantıların kendiliğinden gevşeme mekanizmasını ve davranışını belirlemek için yapay sinir ağını kullanan öncü araştırmalardan biridir.

Önerilen çalışmada, literatürde yaygın olarak kullanılan Junker titreşim testleri ve bankosu yerine, radyal titreşim testlerini gerçekleştirmek için birebir aynı araç üstü cıvatalı bağlantı yapısında simüle etmek için tek eksenli tek eksenli titreşim bankosu kullanılmıştır. Bu bankoda hidrolik bir aktüatörden yararlanılmıştır.

İlk olarak motor süspansiyonunun bağlantılarına etki eden dış yükler, deneysel tasarım için banko testlerinden toplanmıştır. Ardından NN için eğitim ve test verileri elde etmek için gerçek koşullarda Taguchi deneyleri yapılmıştır. Tork-sıkıştırma yükü ilişkisini ve cıvata gevşeme oranını etkileyen yedi kontrollü faktör göz önünde bulundurulmuştur. Bağlantı gevşeme problemi için NN algoritmalarının çok düşük hata paylarıyla gevşeme oranlarını tahmin edebildiği gözlemlenmiştir.

Bu çalışmadan cıvatalı bağlantıların kendiliğinden gevşemesi ve davranışı alanına katkıları aşağıda verilmiştir:

(i) Cıvatalı bağlantıların kendiliğinden gevşeme mekanizmalarını en çok etkileyen parametrelerin radyal yer değiştirme, kilitleme yükü ve bağlı parçaların yüzey koşulları olduğu bulunmuştur.

(ii) Cıvatalı bir bağlantıya etki eden radyal yer değiştirme, tüm faktörlerde cıvatalı bağlantıların gevşemesi üzerinde büyük bir etkiye sahiptir. Bu üstünlüğünden dolayı, bir bağlantı yüksek radyal yer değiştirmeye maruz kalıyorsa, gevşemeyi önlemek için diğer etkilenen parametrelerin belirlenmesi önemlidir. Ya da gelen radyal titreşimi engelleyecek bağlantı tasarımı yapmak, bağlantı direngenliğini arttırmak gerekmektedir.

(iii) Taguchi analizine ve karşılaştırmalı banko testi sonuçlarına göre, kilitleme yükünün artırılması, erkek ve dişi diş arasındaki çalışma diş uzunluğu, yatak alanı ve bağlı parçalar arasındaki tırtıklı yüzey durumu, cıvatalı bağlantıların gevşeme oranını azaltır. Bağlantı rijitliğinin gevşeme hızı üzerinde anlamlı bir etkisi bulunmamıştır.

(iv) Bağlanacak bağlantı için uzun cıvatalar gerekiyorsa, önceden yüklendiğinde depolanan daha fazla elastik gerinim enerjisine sahip olduklarından uzun cıvata ve daha uzun paket boyu kullanmak gevşeme riskini azaltacaktır. Daha uzun cıvatalar gevşemek yerine bükülme eğilimindedir.

(v) Mümkünse darbe yüklerinden ve rezonans yüklemelerinden kaçınılmalıdır.

(vi) Sonuçlar, önerilen yaklaşımın ek testler yapılmadan kendiliğinden gevşeme mekanizmasını ve cıvatalı bağlantıların davranışını tahmin etmek için kullanılabileceğini ve yapay zekâ teknikleri kullanılarak çok düşük hata oranlarıyla tahminlerde bulunulabileceğini göstermiştir. Bu da zaman ve maliyet açısından avantajlar sağlamaktadır.

KAYNAKLAR

- Basava, S., Hess, D. P. (1998), Bolted joint clamping force variation due to axial vibration. *Journal of Sound and Vibration*. 210:2, 255-265.
- Bickford, J.H. (2008), An introduction to the design and behavior of bolted joints - 4th edition. Boca Raton: CRC Press.
- Bickford, J.H., Nassar, S. (1998), Handbook of Bolts and Bolted Joints. *J.H Bickford and S. Nassar, Marcel Dekker Inc. 1*.
- Bhattacharya A., Sen, A., Das, S. (2010), An investigation on the anti-loosening characteristics of threaded fasteners under vibratory conditions. *Mechanism and Machine Theory*. 45, 1215–1225.
- Blume, D. (1969), Wann müssen Schrauben gesichert werden? *Verbindungstechnik* 1, 25-30.
- Blume, D., Illgner, K. H. (1988) Schrauben-Vademecum. 7. Aufl. Neuss: Bauer & Schaurte Karcher.
- Borawake, S., Naik, S. (2018), An Investigation of Loosening Phenomenon in Bolted Joint by Finite Element Method. *SSRN Electronic Journal*. 1:1.
- Budynas, N. (2008), Shigley's Mechanical Engineering Design. 8th Edition, McGraw-Hill Companies, New York, 15-351.
- Bulut, E., Albak, E. İ., Sevilgen, G., Öztürk, F. (2022), Prediction and Optimization of the Design Decisions of Liquid Cooling Systems of Battery Modules Using Artificial Neural Networks. *International Journal of Energy Research*. 46:6, 1–16.
- Chen, Y., Gao, Q., Guan, Z. (2017), Self-Loosening Failure Analysis of Bolt Joints under Vibration considering the Tightening Process. *Shock and Vibration*. 2, 1-15.
- Clark, S. K., Cook. J. J., (1966), Vibratory loosening of bolts. *Society of Automotive Engineering*. Paper No. 660432, 1-10.
- Çallı, M., Albak, E. İ., Öztürk, F. (2022), Prediction and optimization of the design and process parameters of a hybrid DED product using artificial intelligence. *Applied Science*. 12:10, 5027.
- Datta, S., Dittur, P. (2020), Quantification of Clamp Loss and Subsequent Loosening of Automotive Hub-Knuckle Joints under Time-Varying Proving Ground Loading. *SAE technical papers*. 01:0181.

- Dick, S. J. (1984), Vibrational loosening of threaded fasteners – Effect of Various corrosion resistant finishes. *Austin Rover Report*. 84:11, 50-11.
- DIN 65151. (2002), Aerospace series - Dynamic testing of the locking characteristics of fasteners under transverse loading conditions (vibration test). 2002:08.
- DIN 25201-1. (2015), Design guide for railway vehicles and their components in bolted joints - Part 4: Securing of bolted joints. 2015:12.
- Dinger, G., Friedrich, C. (2011), Avoiding self-loosening failure of bolted joints with numerical assessment of local contact state. *Engineering Failure Analysis*. 18:8, 2188–2200.
- Dravid, S., Yadav, J., Kurre, S. (2021), Comparison of loosening behavior of bolted joints using plain and spring washers with full-threaded and plain shank bolts. *An International Journal of Mechanics Based Design of Structures and Machines*.
- Eraliev, O., Lee, K. H., Lee, C. H. (2022), Vibration-Based Loosening Detection of a Multi-Bolt Structure Using Machine Learning Algorithms. *Sensors*. 22:3, 1210.
- Evans, W. M. (2015), United States Air Force Aircraft Accident Investigation Board Report.
- Fernando, S. (2005), Mechanisms and prevention of vibration loosening in bolted joints. *Australian Journal of Mechanical Engineering* 2, 73-92.
- Finkelston, R. J. (1972), How much shake can bolted joints take? *Machine Design*. 44, 122-128.
- Friede, R. Lange, J. (2009), Self loosening of prestressed bolts. *Nordic Steel Construction Conference NSCC2009*. 272-279.
- Friede, R., Lange, J. (2010), Loss of Preload in Bolted Connections Due to Embedding and Self Loosening. *Stability and Ductility of Steel Structures*. Rio, Brazil.
- Gambrell, S. C. (1968), Why bolts loosen? *Machine Design*. 40, 163-167.
- Gao, D., Gong, J., Tian, Z., Zheng, T. (2020), Research on bolt pre-tightening and relaxation mechanism under transverse load. *Advances in Mechanical Engineering*. 12:12, 1-11.
- Goodier, J. N., Sweeney, R. (1945), Loosening by vibration of threaded fastenings. *Mechanical Engineering*. 67, 798- 802.

- Guo, Y., Zhang, Z., Yang, W., Cao, J., Gong, T. (2021), Early bolt looseness state identification via generalized variational mode decomposition and similarity index. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 35:3, 861-873.
- Gürsel, K.T., Yarkin, T. (2014), Otomobillerin Şasi Montajlarında Cıvata Sıkma Limitlerinin Saptanması. *J. Polytech*. 17, 193.
- Harnchoowong, S. (1989), Loosening of nut by vibration. *Khon Kaen University Engineering Journal* 16, 32-47.
- Hess, D.P., Davis, K. (1996), Threaded components under axial harmonic vibration, Part 1: Experiments. *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*. 118:3, 417-422.
- Hess, D.P, Basava, S. (1998), Variation of clamping force in a single-bolt assembly subjected to axial vibration. *American Society of Mechanical Engineers, Design Engineering*. 90, 97-102.
- Hess, D.P, Sudhirkashyap, S. P. (1996), Dynamic loosening and tightening of a single bolt assembly. *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*. 119:3, 311-316.
- Hou, S. Y., Liao, R. D. (2014), Numerical Simulation of Self-Loosening of Bolted Joints under Cyclic Transverse Loads. *Applied Mechanics and Materials*. 487, 488-493.
- Housari, B. A., Nassar, S. A. (2007), Effect of thread and bearing friction coefficients on the vibration-induced loosening of threaded fasteners. *Journal of Vibration and Acoustics-Transactions of the Asme*. 129, 484-494.
- Huang, J., Liu, J., Gong, H., Deng, X. (2022), A comprehensive review of loosening detection methods for threaded fasteners. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 168, 108652.
- Izumi, S., Yokoyama, T., Iwasaki, A., Sakai, S. (2005), Three-dimensional finite element analysis of tightening and loosening mechanism of threaded fastener. *Engineering failure analysis*. 12:4, 604-615.
- Izumi, S., Yokoyama, T., Kimura, M., Sakai, S. (2009), Loosening-resistance evaluation of double-nut tightening method and spring washer by three-dimensional finite element analysis. *Enginerring Failure Analysis*. 16:5, 10–9.
- Jiang, Y., Zhang, M., Lee, C.H. (2003), A study of early stage self-loosening of bolted joints. *Journal of Mechanical Design*. 125:3.

- Jin, R., Chen, W., Simpson, T. W. (2001), Comparative studies of metamodelling techniques under multiple modelling criteria. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 23:1, 1–13.
- Junker, G. H. (1969), New criteria for self-loosening of fasteners under vibration. *Society of Automotive Engineers*. 78, 314-335.
- Kandregula, S. K. (2018), Innovative Approach of Wedge Washer to Avoid Bolt Loosening in Automotive Applications. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*. 11, 1.
- Kaminskaya, V., Lipov, A. (1990), Self loosening of bolted joints in machine tools during service. *Stanki I Instrument*. 61:8, 4-6.
- Kechagias, J., Tsiolikas, A., Arteris, P., Vaxevanidis, N. (2018), Optimizing ANN performance using DOE: application on turning of a titanium alloy. *MATEC Web of Conferences*. 178, 01017.
- Khaw, J. F., Lim, C. B. S., Lim, L. E. N. (1995), Optimal design of neural networks using Taguchi method. *Neurocomputing*. 7, 225– 245.
- Knight, I., Dodd, M., Grover, C., Bartlett, R. S., Brightman, T. (2010), Heavy Vehicle Wheel Detachment: Frequency of Occurrence, Current Best Practice and Potential Solutions. *TRL Limited*. Report: PPR086.
- Light, D. (1976), An investigation into the effects of vibration on threaded fasteners – Phase II Final Report. Report No. ST 13394 British Aircraft Corporation.
- Lin, H. (2012), Optimizing the auto-brazing process quality of aluminum pipe and flange via a Taguchi-Neural-Genetic approach. *Journal of Intelligence Manufacturing*. 23, 679–686.
- Liu, Z., Zheng, M., Guo, J., Chu, H., Yan, X., Ying, Li. (2021), Experimental Study on Performance Characterization of Bolted Joint Under Transverse Loading. *Measurement*. 182, 109608.
- Liu, Z., Wang, B., Li, Y., Zhang, C., Wang, Y., Chu, H. (2021), Analysis of self-loosening behavior of high strength bolts based on accurate thread modelling. *Engineering Failure Analysis* 127, 105541.
- Motosh, N. (1976), Development of design charts for bolts preloaded up to the plastic range. *Journal of Engineering for Industry* 98:3, 849-851.
- Monville, J. M. (2016), Optimal tightening process of bolted joints. *Int. J. Simul. Multi. Des. Optim.* 7, A4.

- Nakamura, M., Hattori, T., Tsujimoto, S., Umeki, T. (2001), Estimation of back-off loosening limit for bolted joints under transverse cyclic loading. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*. 67, 2976-3056.
- Nassar, S.A., Housari, B. A. (2005), Self-loosening of threaded fasteners due to cyclic transverse loads. *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*. Denver, CO, USA.
- Nassar, S.A., Housari, B. A. (2006), Effect of thread pitch and initial tension on the self-loosening of threaded fasteners. *Journal of Pressure Vessel Technology Transactions of the Asme*. 128:4, 590-598.
- Peace, G. S. (1993), *Taguchi Methods: A Hands-on Approach*. Addison-Wesley Publishing Company, Reading, MA.
- Pfrommer, J., Zimmerling, C., Liu, J., Karger, L., Henning, F. (2018), Optimisation of manufacturing process parameters using deep neural networks as surrogate models. *Procedia CIRP*. 72, 426–31.
- Pai, N.G., Hess, D.P. (2002), Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load. *Engineering Failure Analysis*. 9, 383–402.
- Pierce, M. B. (1973), A study of vibration-resistant fasteners. SAE Paper 730825.
- RAIB, (2008), Rail Accident Report – Derailment at Greyrigg 23 February 2007. [http://www.raib.gov.uk/Report 20/2008, 255](http://www.raib.gov.uk/Report%2020/2008,255).
- Ramey, G. E., Jenkins, R. C. (1995), Experimental analysis of thread movement in bolted connections due to vibrations. *National Aeronautics and Space Administration: Final Report NAS8-39131*.
- Rasquinha, I. A., Hess, P. (1997), Modelling nonlinear dynamics of bolted assemblies. *Applied Mathematical Modelling*. 21:12, 801-809.
- Riches, D. M. (1975), An investigation into the effects of vibration on threaded fasteners – Phase II Final Report. *BAC Report No. ST 13394*.
- Rout, A., Sahoo, S. S., Singh, S., Pattnaik, S., Barik, A. K., Awad. M. M. (2021), Benefit-cost analysis and parametric optimization using Taguchi method for a solar water heater. *Design and Performance Optimization of Renewable Energy Systems*. 101–116.
- Sakai, T. (1978), Investigations of bolt loosening mechanisms, 1st Report. Bolts of transversely loaded joints. *Bulleting of the JSME*. 21:159, 1385-1390.

- Sakai, T. (1979), Investigations of bolt loosening mechanisms (3rd Report, On the bolts tightened over their yield point. *Bulletin of JSME*. 22, 412-419.
- Sase, N., Fujii, H. (2001), Optimizing study of SLBs for higher anti-loosening performance. *Journal of Materials Processing Technology*. 119:1-3, 174-179.
- Sauer, J., Lemmon, D., Lynn, E. (1950), Bolts: How to prevent their loosening. *Machine Design*. 22, 133-139.
- Sawa, T., Ishimura, M., Yamanaka, H. (2006), Experimental Evaluation of Screw Thread Loosening in Bolted Joint With Some Parts for Preventing the Loosening Under Transverse Repeated Loadings. *Pressure Vessels and Piping/ICPVT-11 Conference*.
- Su, C. T., Chiu, C. C., Chang, H. H. (2000), Parameter design optimization via neural network and genetic algorithm. *International Journal of Industrial Engineering*. 7:3, 224–231.
- Su, C. T., Chiang, T. L. (2003), Optimizing the IC wire bonding process using a neural networks/genetic algorithms approach. *Journal of Intelligent Manufacturing*. 14, 229–238.
- Taguchi, G., Elsayed, E. A., Hsiang, T. C. (1989), Quality engineering in production systems. New York: McGraw-Hill.
- Tusar, T., Gantar, K., Koblar, V. A. (2017), Study of overfitting in optimization of a manufacturing quality control procedure. *J Applied Soft Computing*. 59, 77-87.
- Wahba, G. (1975), Smoothing Noisy Data with Spline Functions. *Numerical Mathematics*. 24, 383–393.
- Yamamoto, A., Kasei, S. (1984), A solution for self-loosening mechanism of threaded fasteners under transverse vibration. *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*. 18, 261-266.
- Yang, X., Nassar, S. (2010), Vibration-Induced Loosening Performance of Preloaded Threaded Fasteners. *Pressure Vessels and Piping Division/K-PVP Conference*.
- Yokoyama, T., Olsson, M., Izumi, S., Sakai, S. (2012), Investigation into the self-loosening behavior of bolted joint subjected to rotational loading. *Engineering Failure Analysis*. 23, 35–43.
- Yu, J. C., Chen, X. X., Hung, T. R., Thibaut, F. (2004), Optimization of extrusion blow molding processes using soft computing and Taguchi's method. *Journal of Intelligent Manufacturing*. 15, 625 - 634.

Yu, Y., Liu, Y., Chen, J., Jiang, D., Zhuang, Z., Wu, X. (2021), Detection Method for Bolted Connection Looseness at Small Angles of Timber Structures based on Deep Learning. *Sensors*. 21, 310.

Zhang, M., Zeng, D., Lu, Liantao., Zhang, Y., Wang, J. (2019), Finite element modelling and experimental validation of bolt loosening due to thread wear under transverse cyclic loading. *Engineering Failure Analysis*. 104, 341-353.

Zhang, Y., Sun, X., Loh, K.J., Su, W., Xue, Z., Zhao, X. (2020), Autonomous bolt loosening detection using deep learning. *Structural Health Monitoring*. 19(1), 105-122.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Birtan Güler
Doğum Yeri ve Tarihi : Balıkesir, 05.09.1990
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Kastamonu Fen Lisesi (2004 – 2008)
Lisans : Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği (2008 – 2013)
Yüksek Lisans : İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü Makine Mühendisliği
(2013 – 2016)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Tofaş Türk Otomobil Fabrikası A.Ş

İletişim (e-posta) : birtan.guler@gmail.com

Yayınları

Güler, B., Gürsel, K. T. (2018), Experimental analysis of the friction coefficient effect of the zinc-lamella coated fasteners on bolt preload and tightening moment. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*. 50:6, 696-705. (Science Citation Index Expanded)

:
Cavdar, F.Y., Bilal, H., Güllü, R., **Güler, B.**, Cigeroglu, E., Cavdar, K., Solmaz, E. (2019), Setup for testing the vibration-based loosening of pre-loaded bolted joints. *Materialpruefung/Materials Testing*. 61:10, 981-985. (Science Citation Index Expanded)

Güler, B., Öztürk, F. (2022), Literatür Araştırması: Taşıtlarda cıvatalı bağlantıları ile ilgili analizler ve testler. 7th International Mediterranean Science and Engineering Congress, (IMSEC 2022) October 24-26, 2022, Antalya/Türkiye

Güler, B., Yurtdaş, S., Doğan, S. (2020), Loosening behaviour of conical washer usage in bolted joints under vibration. *10th International Automotive Technologies Congress, OTEKON 2020*. 749-755.

İnce, U., **Güler, B.**, Kılınçdemir, N. E., Güden, M. (2015), The effect of coating type on bolt fatigue life. 2. *Uluslararası Demir Çelik Sempozyumu (IISS'15)*, 1-3 Nisan 2015, Karabük, Türkiye. 124-127.