



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**ARAÇLARDAKİ BAĞLAMA CİVATALARINDAKİ FONKSİYON  
KAYIPLARININ İNCELENMESİ**

**Nihal AKPINAR**

YÜKSEK LİSANS TEZİ



**ARAÇLARDAKİ BAĞLAMA CIVATALARINDAKİ FONKSİYON  
KAYIPLARININ İNCELENMESİ**

**Nihal AKPINAR**



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ARAÇLARDAKİ BAĞLAMA CIVATALARINDAKİ FONKSİYON  
KAYIPLARININ İNCELENMESİ**

**Nihal AKPINAR**

Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA - 2016

## TEZ ONAYI

Nihal AKPINAR tarafından hazırlanan "ARAÇLARDAKİ BAĞLAMA CUVATALARINDAKİ FONKSİYON KAYIPLARININ İNCELENMESİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ

**Başkan:** Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ  
Uludağ Üniversitesi  
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

imza  


**Üye:** Prof. Dr. Ferrah ÖZTÜRK  
Uludağ Üniversitesi  
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

imza  


**Üye:** Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ  
Bursa Teknik Üniversitesi  
Doğa Bilimleri, Mimarlık ve Mühendislik  
Fakültesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

imza  


Yukarıdaki sonucu onaylarım.

  
Prof. Dr. Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü

..../12/2016

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

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

**beyan ederim.**

.././2016

**İmza**

**Ad ve Soyadı**



## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### ARAÇLARDAKİ BAĞLAMA CIVATALARINDAKİ FONKSİYON KAYIPLARININ İNCELENMESİ

**Nihal AKPINAR**

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ

Bu çalışmada, titreşim altındaki civata bağlantılarında meydana gelen tork kayıpları incelenmiştir.

Önce konu ilgili literatür araştırmaları yapılmış, daha önce yapılan çalışmalarda kullanılan yöntemler incelenmiştir.

Daha önceki araştırmalarda kullanılan Junker Test Cihazı üzerinde durulmuş, bu test cihazına benzer fakat eksenel titreşimin yanında dikey yönde titreşim sağlayan bir cihazın yapılması öngörülmüştür.

İstenilen test cihazının özellikleri belirlenmiş ve cihaz tasarlanıp üretilmiştir.

Üretilen test cihazında çeşitli parametrelerde testler yapılmış ve sonuçlar analiz edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** civata, civata gevşemesi, civata sıkma torku

**2016,x + 69 sayfa.**

## **ABSTRACT**

MSc Thesis

### **INVESTIGATION OF THE FUNCTION LOSSES CONNECTING BOLTS ON VEHICLES**

**Nihal AKPINAR**

Uludag University

Graduate School of Natural And Applied Sciences

Department of Automotive Engineering

**Supervisor:** Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ

In this study, the torque loss of bolted connections under vibration has been investigated.

First, detailed literature search has been made and test methods of previous studies have been investigated.

Junker Testing equipment which was used in previous studies, is considered but it is decided to make a new testing equipment which provides vertical vibration beside of axial vibration.

Properties of desired testing equipment has been decided. Then, the equipment designed and produced.

A series of tests have been performed with the new testing equipment and results have been reported.

**Key words:** bolt, bolt nut loosening, bolt thightening torque

**2016,x + 69 pages.**



## TEŐEKKÜR

Yüksek lisans öğrenimim için beni Otomotiv Mühendisliği bölümüne yönlendiren lisans hocam Doç. Dr. Mehmet YETMEZ'e, literatür araştırmalarımnda bana yardımcı olan hocam Doç. Dr. Kadir ÇAVDAR'a, tez çalışmam boyunca bana her türlü desteği sağlayan hocam Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ'a, yüksek lisans eğitimim boyunca ders aldığım çok değerli hocalarıma, beni her zaman destekleyen arkadaşlarıma ve yaşamım boyunca bana her zaman güvenen, maddi ve manevi her zaman yanımda olan, beni destekleyen aileme, üzerimde emeği olan tüm hocalarıma ve tezimi bitirmemde bana yardımcı olan ağabeyim Burak BEŐLER'e teşekkürlerimi sunarım.

Nihal AKPINAR

../../2016

## İÇİNDEKİLER

1. GİRİŞ .....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	15
3.1. Cıvata Bağlantıları .....	15
3.2. Cıvata Çeşitleri.....	15
3.3. Cıvataların Kullanım Alanları.....	17
3.4. Avantajları ve Dezavantajları.....	17
3.5. Cıvata Bağlantıları .....	17
3.6. Standart Vida Boyutları.....	20
3.7. Cıvata Bağlantılarındaki Kuvvet ve Moment .....	22
3.7.1. Cıvata bağlantılarında gerekli olan kuvvet ve momentin hesaplanması.....	22
3.7.2. Cıvata Bağlantılarında Otoblokaj (Kilitlenme).....	26
3.8. Ön Gerilmeli Cıvata Bağlantıları .....	26
3.8.1. Cıvatanın kuvvet altında fonksiyonu .....	27
3.8.1.1. Birinci durum (montaj hali).....	28
3.8.1.2. İkinci durum (işletmedeki hal) .....	31
3.8.2. Cıvataların rijitliğinin hesabı.....	34
3.8.3. Parçaların rijitliğinin hesabı .....	36
3.8.4. Cıvatadaki Gerilmeler .....	37
3.8.5. Şafttaki Eşdeğer Gerilme .....	39
3.8.6. Cıvata Sıkma Yöntemleri ve Sıkma Faktörü .....	40
3.8.7. Oturma Olayı.....	43
3.8.8 Dinamik Yük Altında Sürekli Mukavemet .....	45

3.9. Cıvata Bağlantılarında Vida Üzerinden Kuvvet İletimi.....	46
3.10. Cıvatanın Hesaplanması ve Seçimi .....	48
3.10.1. Pratikte kuvvet oranının kabaca kabulü .....	48
3.11. Cıvata Bağlantılarında Gevşeme Önlemleri.....	49
3.11.1. Yalnız gevşemeye karşı önlemler .....	49
3.11.1.1. Kendiliğinden çözülme olayı .....	49
3.11.1.2. Bir cıvata bağının kendi kendine çözülme nedenleri .....	50
3.11.1.3. Kendiliğinden gevşemeye karşı konstruktif önlemler.....	51
3.11.2. Gevşemeden doğan kayıplara karşı önlemler.....	53
4. ARAŞTIRMA BULGULARI .....	56
4.1. Test Cihazları .....	58
5. SONUÇLAR VE YORUMLAR.....	61
6.KAYNAKLAR .....	65
EK 1 - Metrik ISO-Standart dişli vidalar (ISO 68 ; DIN 13 T1 ; TS61/3) .....	68
ÖZGEÇMİŞ .....	69

## SİMGELER DİZİNİ

Simgeler	Açıklama	
$\alpha$	Helis açısı	(°)
$\beta$	Tepe açısı	(°)
$\rho$	Sürtünme açısı	(°)
$d$	Cıvatanın dış çapı (nominal çap)	(mm)
$d_2$	Cıvatanın ortalama çapı	(mm)
$d_3$	Cıvatanın dış dibi çapı	(mm)
$D$	Somunun nominal çapı	(mm)
$D_1$	Somunun dış başı çapı	(mm)
$D_2$	Somunun otalama çapı	(mm)
$D_A$	Basıya zorlandığı varsayılan bölgenin en büyük çap	(mm)
$D_B$	Delik çapı	(mm)
$d_k$	Cıvata başının parçaya temas çap	(mm)
$f$	Cıvatanın sehimi	(mm)
$H$	Üçgen profilin teorik yüksekliği	(mm)
$H_1$	Yük taşıyıcı derinlik	(mm)
$I_K$	Cıvata-somun arasında sıkıştırılan parça kalınlığı	(mm)
$I_S$	Masif cıvata bağlantılarında oturma miktarı	(mm)
$L_{S1}$	Sıkılan parçaların boyu	(mm)
$P$	Diş adımı (hatve)	(mm)
$r_A$	Somun oturma yüzeyinin ortalama çapı	(mm)
$l_C$	Cıvatanın ilk boyu	(mm)
$l_P$	Cıvata şaftının uzunluğu	(mm)
$\Delta l_C, f_C$	Cıvatanın uzama miktarı	(mm)
$\Delta l_P, f_P$	Sıkıştırılan parçanın kısalma miktarı	(mm)
$A_3$	Cıvata eşit alanı	(mm <sup>2</sup> )
$A_C$	Cıvatanın kesit alanı	(mm <sup>2</sup> )
$A_S$	Gerilme kesiti	(mm <sup>2</sup> )
$A_{GE}$	Cıvatanın gerilim kesit alanı	(mm <sup>2</sup> )
$A_{GEger}$	Cıvatanın gerekli gerilim kesit alanı	(mm <sup>2</sup> )
$I_y$	Cıvatanın eylemsizlik momenti	(mm <sup>4</sup> )
$F$	Cıvataya eksenel yönde etkiyen kuvvet	(N)
$F'$	Tepe açısı sıfırdan farklı olan vidalarda oluşan normal kuvvet	(N)
$F_B$	Cıvata eksenini doğrultusunda boyuna kuvvet	(N)
$F_E$	Cıvata eksenine dik enine kuvvet	(N)
$F_{i\dot{s}}$	Cıvata eksenini doğrultusunda işletme kuvveti	(N)
$F_K$	Oturmadan dolayı kaybolan kuvvet	(N)
$F_M$	İşletme esnasında cıvataya etkiyen maksimum kuvvet	(N)
$F_{maks}$	Cıvataya gelen maksimum kuvvet	(N)
$F_N$	Normal kuvvet	(N)
$F_{\dot{o}n}$	Ön gerilme kuvveti	(N)

$F_{\text{Ö}}$	Geri kalan ön gerilme kuvveti	(N)
$F_R$	Bileşke kuvvet	(N)
$F_t$	Çevre kuvveti	(N)
$F_Z$	İşletme kuvveti bası kuvveti olduğunda, cıvata ters yönde etkileyen ek kuvvet	(N)
$F_{M \text{ min}}$	En küçük montaj kuvveti	(N)
$F_{M \text{ maks}}$	En büyük montaj kuvveti	(N)
$M_A$	Sürtünmeden kaynaklanan ek moment	(N.m)
$M_{\text{Ç}}$	Cıvatayı çözmek için gereken moment	(N.m)
$M_G$	Cıvatayı sıkmak veya sökmek için anahtarın uygulaması gereken moment	(N.m)
$M_S$	$F_{\text{ön}}$ kuvveti altında sıkmak için gerekli toplam moment	(N.m)
$M_{SC}$	Bir cıvatanın sıkılması için gerekli toplam moment	(N.m)
$\Sigma$	Gerilme değeri	(N/mm <sup>2</sup> )
$\sigma_{\text{Ç}}$	Cıvatadaki çeki gerilmesi	(N/mm <sup>2</sup> )
$\sigma_{\text{eş}}$	Eşdeğer gerilme	(N/mm <sup>2</sup> )
$\tau$	Burulma gerilmesi	(N/mm <sup>2</sup> )
$E$	Elastisite modülü(Young modülü)	(N/m <sup>2</sup> )
$R_{p0,2}$	Cıvata malzemesinin garantili akma mukavemet değeri	(N/mm <sup>2</sup> )
$M$	Sürtünme katsayısı	
$\mu'$	Tepe açısı sıfırdan farklı olan vidalarda oluşan sürtünme katsayısı	
$\mu_B$	Cıvata başı ve somunun temas yüzeylerindeki sürtünme katsayısı	
$\square$	Kuvvet oranı	
$\square'$	Basit kuvvet oranı	
$\alpha_m$	Vida eğimi	
$C_c$	Cıvataların rijitliği	
$C_p$	Plakaların rijitliği	
$N$	Kuvvet dağılım faktörü	
$\square$	Birim uzama	

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 1. Gevşemeye karşı test sonuçları.....	6
Şekil 2. Yağlı ve kuru durumda sıkma kuvveti.....	7
Şekil 3. Sıkma boyunun, yük çevrimine bağlı ön yüklemeye etkileri.....	8
Şekil 4. Çeşitli kilitlemeli vida bağlantı elemanlarının farklı sıkma kuvveti altındaki gevşeme özellikleri.....	10
Şekil 5. Kendiliğinden gevşeme üzerinde dış sürtünme katsayısının etkisi.....	13
Şekil 6. Deneysel DSIP düzeneği.....	14
Şekil 7. Cıvata kısımları.....	15
Şekil 8. Çok kullanılan vida çeşitleri.....	16
Şekil 9. Cıvata çeşitleri.....	16
Şekil 10. Vida helisinin oluşumu.....	18
Şekil 11. Vidaya ait çaplar.....	19
Şekil 12. Cıvata ve somunda a) metrik b) trapez vidalar.....	19
Şekil 13. Dikdörtgen profilli bir vidada kuvvet durumu a)sürtünmesiz(somunun sıkılması); b)sürtünmeli(somunun sıkılması); c)sürtünmeli(somunun çözülmesi).....	22
Şekil 14. Sivri vidada kuvvet durumu.....	24
Şekil 15. Bağlantı cıvatası.....	27
Şekil 16. Ön gerilmeli cıvata bağlantısı.....	27
Şekil 17. Ön gerilme diyagramı.....	29
Şekil 18. Ön gerilmeli cıvata ile sıkılan parçalar.....	30
Şekil 19. Ön gerilmeli cıvatanın işletmedeki hali.....	31
Şekil 20. Ön gerilmeli cıvata da kuvvet ve deformasyonlar.....	31

Şekil 21. İşletme kuvveti bası kuvveti olan ön gerilmeli cıvata bağlantısı .....	33
Şekil 22. Normal cıvata (solda) ve uzar cıvata (sağda).....	34
Şekil 23. Uzar cıvata .....	35
Şekil 24. İnce cidarlı silindir .....	36
Şekil 25. Oturmanın sebep olduğu deformasyon değişimi .....	44
Şekil 26. Vidada deformasyonlar ve cıvatada gerilme dağılımı a)Standart somun b) Somunun alt yüzeyine yuva açılarak somun esnekleştirilmiş, ilk dişte gerilim azaltılmış c) Çeki somunu, dişlerde gerilim dağılımı düzgün .....	47
Şekil 27. Kendiliğinden çözülme nedenleri .....	51
Şekil 28. Cıvata gevşemelerine karşı alınabilecek önlemler.....	55
Şekil 29. Junker test düzeneği.....	56
Şekil 30. Sıkma kuvvetindeki düşüşler .....	57
Şekil 31. Junker'e göre cıvata bağının çözülme sürecinin gösterimi.....	58
Şekil 32. Junker test cihazı şeması, 1: Ayarlı eksantrik, 2: Bağlama parçası, 3: Yanal yük ölçme elemanı, 4: Bağlama plakası, 5: Çözülme sensörü, 6: İndüktif yer değiştirme sensörü, 7: Test edilen cıvata, 8: Gövde .....	59
Şekil 33. Zwickau Üniversitesi cıvata çözülmesi araştırma standı .....	59

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Çizelge 1. Cıvataların sınıflandırılması.....	15
Çizelge 2. Standart vida boyutları .....	21
Çizelge 3. Cıvata sıkma faktörü $\alpha_A$ .....	43
Çizelge 4. Oturma miktarı $I_s$ [ $\mu\text{m}$ ] .....	44
Çizelge 5. Cıvataların sürekli mukavemet genlik değerleri $\sigma_G$ ( $\text{N}/\text{mm}^2$ ) .....	46
Çizelge 6. Deney parametreleri ve değişkenler .....	62



## 1.GİRİŞ

Cıvatalar, başta makine ve inşaat sektörü olmak üzere birçok alanda kullanılmaktadır. Amacına göre çok çeşitli olan cıvatalar arasında en çok altı köşe başlı cıvatalar ve imbus cıvatalar kullanılmaktadır. Cıvatalar demir, çelik, alüminyum, bakır, pirinç, bronz gibi malzemelerden yapılmaktadır. Makine ve inşaat sektöründe en çok demir-çelik alaşımlı cıvatalar kullanılmaktadır.

Günümüzde cıvata ve somun, bir bağlantının sağlanması için yeterli elemanlar olarak görülse bile, bu bağlantının korunması için beklenen başarıyı birçok ortamda gösterememektedirler. Bağlantı elemanlarının montajı yapıldıktan sonra gevşememeleri istenir, fakat bu elemanlar kullanım yerleri itibarıyla titreşime, yüksek sıcaklığa, otomotiv yağlarına, termal ve mekanik şoklara maruz kalırlar ve bu tip etkenler sıkılmış cıvataların gevşemesine uygun ortam hazırlarlar. Ayrıca cıvatalarda meydana gelen bu tork kayıpları emniyet kemeri, koltuk, jant vb. yerlerde ciddi güvenlik problemlerine de yol açabilmektedir.

Araçlarda kullanılan bağlantı elemanlarından cıvatalı bağlantılarda karşılaşılan ve otomotiv sektöründe kolay aşılamayan problemlerden biri olan tork kayıplarının nedenlerini bulmak ve bunların tasarımlarının ön aşamalarında belirlenebilmesi için yöntem geliştirmek amaçlanmıştır. Tork kayıplarının nedenleri incelenmiş, araca etki eden parametrelerden hangilerinin tork kayıplarına neden olduğu belirlenmiş, farklı cıvatalar kullanılarak deneyler yapılmış ve deney sonuçları incelenmiştir. Ayrıca var olan test metodu geliştirilip, otomotivde kullanılan cıvatalı bağlantı elemanlarına uygun hem aksel hem de kesme yönünde yüksek frekanslı titreşim üretebilen bir test düzeneği tasarlanmıştır.

Otomobillerdeki cıvata gevşemeleri oldukça tehlikelidir. Cıvata gevşemelerinden kaynaklanan bazı olaylar meydana gelmiştir.

Elektrikli araba üreticisi olan bir şirkette, bir araba modelinin arka aksındaki bir cıvata, seyir esnasında gevşemiş, şirket, bu durumun manevra kabiliyetini azaltabileceğini ve güvenlik açısından riskli olduğunu belirtmiştir.

2008 yılında başka bir şirketin iki araba modelinin arka motorunda montaj hatası yapılmıştır. Burada gevşeme ve gerilmeye bağlı kırılma meydana gelebileceğinden bu iki model geri çağırılmıştır.

2009 yılında yine başka bir şirketin iki araba modeli incelendiğinde, arka frendeki taşıyıcıda cıvata gevşemesi ve fren kampanasında düşme tespit edilmiştir. Bu durum fark edilmeseydi, frende ani kilitleme olacak ve kazalara neden olacaktı.

Örneklerde de görüldüğü gibi, cıvatalarda tork kaybı oldukça tehlikeli bir durumdur. Bu nedenle cıvata bağlantılarında meydana gelen gevşemeler oldukça önemlidir.



## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Kurban (1985) cıvata bağlantılarında ve sızdırmazlığın önemli olduğu sistemlerde, ön gerilmeyi dinamik yükleme açısından incelemiştir. İşletme kuvveti dikkate alınarak basınçlı kapların sızdırmazlığı için önemli olan elemanların özellikleri ve yaylanma rijitliğinin ön yüklemeye etkileri incelenmiştir. İnceleme sonucunda cıvata bağlantısına verilecek ön gerilmenin, çalışma sırasında değişmemesi için yüzeylerin çok iyi işlenmesi gerektiği, yorulma kırılmasını önlemek için Wöhler eğrisine göre cıvatadaki gerilme ve gerilme genliği değerleri azaltılarak uzun ömür sağlanacağı belirtilmiştir. Bağlantıya verilecek uygun ön gerilmenin bağlantıda sızdırmazlı sağlayacağı, bu ön gerilme değerinin flanş çapına bağlı olarak değiştiği, cıvataya verilen ön yükleme değerinin cıvata malzemesinin akma gerilmesinin %75'ini geçmemesi gerektiği, bağlantı güvenliği açısından az sayıda büyük çaplı cıvata yerine çok sayıda küçük çaplı cıvata kullanmak gerektiği de belirtilmiştir. Ayrıca bağlantıya verilecek ön gerilme değerini azaltmak için elastik modülü küçük olan conta kullanılabileceği, rijitlik oranının azalması parçalarda kalan ön gerilme kuvvetini azaltacağından sızdırmazlık bakımından uygun olmayacağı, cıvata ve bağlanan parçaların malzemesi ve boyutları değiştirilmeden, elastik elemanlar kullanılarak rijitlik oranının değiştirilebileceği de belirtilmiştir.

Thomas ve ark. (1995) titreşime maruz kalan cıvata bağlantılarında dış hareketinin deneysel analizini yapmıştır. Bu çalışma, titreşime bağlı cıvata gevşemelerinin kavranabilmesi için ana tasarım parametrelerini ve bu gevşemelerin önemini açıklamak amacıyla yapılmıştır. Titreşim testi, Marshall Uzay Uçuş Merkezi(MSFC)'nin Yapısal Test Birimi'ndeki dinamik test laboratuvarında, kontrollü rastgele giriş yapılabilen titreşimli tabla üzerinde yapılmıştır. Bir cıvata içeren test numunesi belirli bir süre titreştirilmiş ve ön yükleme oranının düştüğü görülmüştür. Test edilen her numuneye, deney metodolojisi kullanılarak tasarlanan on bir tasarım parametresiyle birkaç kombinasyon uygulanmıştır. Bu on bir parametre; cıvata çapı, cıvata yağlama, delik toleransı, ilk ön yükleme, somun kilitleme gereci, sap(kavrama) uzunluğu, dış adımı, eşleşen parçalar arası yağlama, uyum sınıfı, bağlantı konfigürasyonu ve kütle

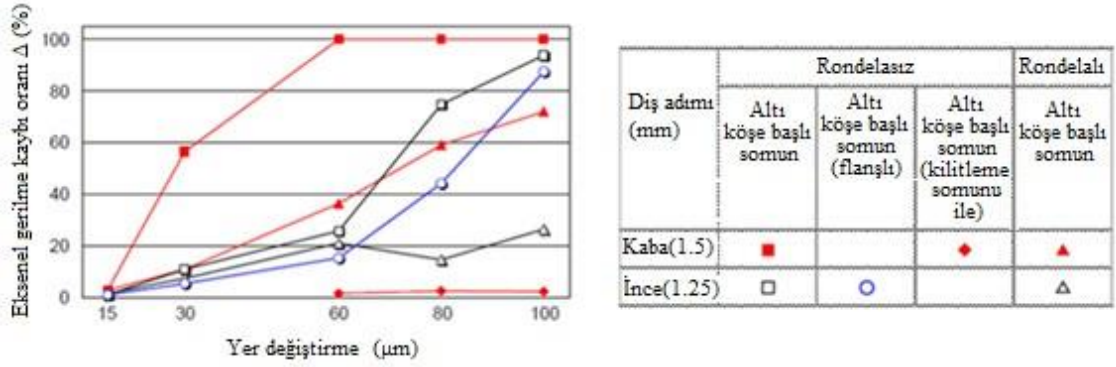
konfigürasyonu olarak alınmıştır. Deneyde bu parametreler, cıvata gevşemesinde en büyük etkiye sahip tasarım parametreleri olduğu düşünüldüğü için seçilmiştir. Toplamda 96 test yapılmıştır. Araştırmanın sonucunda, somun kilitleme gerecinin, bağlantı biçiminin, bağlantı elemanı boyutunun ve kütle konfigürasyonunun titreşime bağlı cıvata gevşemesinde önemli olduğu belirtilmiştir. Bu testin sonuçlarından, daha ileri araştırmalarda titreşime bağlı cıvata gevşemelerindeki karmaşık sorunlarda yararlanılabileceği vurgulanmıştır.

Pai ve Hess (2002) dinamik kesme yüküne bağlı dişli bağlantı elemanlarında, gevşemelerin üç boyutlu sonlu elemanlar analizini yapmıştır. Kesme kuvvetinin neden olduğu titreşime bağlı gevşekliklerin, dişli bağlantı elemanlarının yorulması üzerine çalışma yapılmıştır. Önceki deneysel çalışmalarda bağlantıdaki gevşekliklerin, dişler ile cıvata başındaki kontak yüzeylerinin lokal veya tamamında meydana gelen kaymanın sonucunda ortaya çıktığı saptanmıştır. Üç boyutlu sonlu elemanlar(FE) modeli, cıvata başı ile dişlerin kontak yüzeylerindeki lokal ya da tamamındaki kaymayla karakterize edilen dört çeşit gevşeme sürecinin detaylarını incelemek için kullanılmıştır. Bağlantı elemanlarının kontak yüzeylerinde, kaymayı etkileyen birincil faktörler tartışılmıştır. Sonuçlar, lokal kayma sürecine bağlı nispeten düşük kesme kuvvetinde gevşemenin meydana gelebileceğini göstermiştir.

Dr. Saman Fernando (2005), Vibrasyonlu Konveyör Mekanizması üzerinde bir çalışma yapmıştır. Çalışmada titreşimin etkisi, vida dişlerindeki sürtünmenin etkisi, rulmandaki sürtünmenin etkisi, vida adımının etkisi, vidadaki diş açısının etkisi hesaplanmış ve bu etkilere karşı çözülme hız grafikleri elde edilmiştir. Tüm parametrelerin titreşime bağlı gevşemeye etkisi olduğu görülmüştür. Genel olarak ön yüklemenin, titreşime bağlı gevşemelerin neredeyse tümünü gidereceği belirtilmiştir. Sonuçlar, tasarımcıların tasarımlarını yaparken, bu etkileri göz önünde bulundurması gerektiğini göstermiştir. Yapılan çalışmada matematiksel modeller, titreşim kaynaklı gevşemelerde bağlantı parametrelerinin ve bağlantı bütünlüğünün etkisine ışık tutmuştur. Aynı zamanda modeller, gevşemelerin önlenmesi için basit kurallar geliştirilmesini sağlamıştır.

Lee ve ark. (2007) cıvata bağlantılarında kendiliğinden çözülme durumunu, sonlu elemanlar metodu ile modellemiştir. Cıvata bağlantısında kendi kendine çözülme olayındaki ikinci aşamayı simule etmek için, dişlerin helis açısı üç boyutlu sonlu elemanlar(FE) modeli ile geliştirilmiştir. Kendiliğinden çözülmenin ikinci aşaması, somunun tersine dönmesine bağlı olarak, sıkma kuvvetinin kademeli olarak azalması şeklinde ifade edilmiştir. Simülasyonlar, bir cıvata ve somun ile tutturulmuş iki levha için yapılmıştır. Bağlantı, yanal veya kayma yüklerine maruz kalmıştır. Ön yükleme uygulaması, ortagonal genleşme sıcaklık metodu kullanılarak simule edilmiştir. Sonlu elemanlar(FE) simülasyonları, çeşitli ön yükleme ve iki kenetli levha arasındaki bağlı yer değiştirme durumları için yapılmıştır. Periyodik enine yükün uygulanması ile cıvata ve somunu bağlayan dişlerin kontak yüzeyleri arasında küçük kaymalar olmuştur. Eğilme momenti, cıvata bağlantısı üzerinde gösterilmiştir. Eğilme momenti, dişlerin kontak yüzeyleri üzerindeki basıncın salınımı ile sonuçlanmıştır. Dişler arasındaki küçük kayma ve dişlerin kontak yerlerindeki basıncın değişimi, cıvata bağlantısındaki kendiliğinden çözülmede ana mekanizmalar olarak belirlenmiştir. Bu mekanizmaların keşfini doğrulayan sadeleştirilmiş sonlu elemanlar modeli geliştirilmiştir.

Kasei (2007) yatak yüzeyinde küçük bir kaymanın tekrarına bağlı olarak, cıvata bağlantılarının kendiliğinden gevşemesi üzerine bir çalışma yapmıştır. Enine yükler altındaki yatak yüzeyinde, çok küçük kaymaların tekrarlandığı durumlarda, cıvata bağlantılarının kendiliğinden gevşeme rotasyonu ile bu mekanizmalar üzerine çalışma yapılmıştır. Bu çeşit gevşemelerin birikimi sonucunda cıvata bağlantıları için ciddi durumların oluştuğu belirtilmiştir. Geri kalan ön gerilme kuvveti, cıvata ve somun dişleri arasında bağlı yer değiştirmeden doğan cıvata gövdesinin gevşeme rotasyonunun, elastik burulmasından meydana geldiği belirtilmiştir. Bazı test numune tiplerinin yatak yüzeyindeki küçük kaymaların tekrarlandığı durumdaki gevşemeye karşı performansları incelendiğinde, sadece altıgen başlı kilitli somunun mükemmel performans gösterdiği görülmüştür (Şekil 1). Yarı statik durumlardaki deneyler, bu çalışmadaki teoriyle aynı sonuçları göstermiştir.



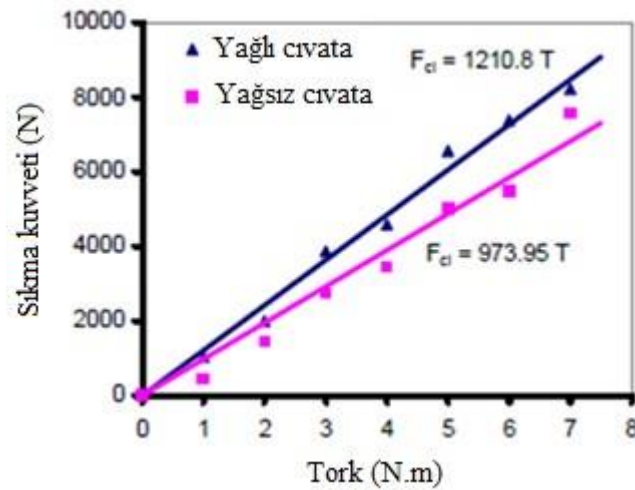
Şekil 1. Gevşemeye karşı test sonuçları

Nassar ve Housari (2007) dişli bağlantı elemanlarının kendiliğinden gevşemesinde, delik boşluğunun ve diş uyumunun etkisi üzerine bir çalışma yapmıştır. Periyodik olarak enine iş yüküne maruz kalan sıkılmış dişli bağlantılarının kendiliğinden gevşemesinde, delik boşluğu ve diş formu etkisinin deneysel ve teorik araştırmaları yapılmıştır. Deneysel prosedürler ve test ayarları, civata başının gevşeme rotasyonunun yanı sıra, her periyotta sıkma kuvveti kaybı oranında gerçek zamanlı veri toplamak için geliştirilmiştir. Delik boşluğu, nominal civata çapının %3, %6 ve %10'u alınarak üç seviyede incelenmiştir. Seçilen civata için genellikle 2A diş formu kullanılmıştır. 1B, 2B ve 3B somun diş formu incelenmiştir. Dişli bağlantı elemanlarının kendiliğinden gevşemesinde diş uyumu ve delik boşluğu etkisinin analitik incelenmesi için, sadeleştirilmiş matematiksel model kullanılmıştır. Deneysel ve teorik sonuçlar sunulmuş ve tartışılmıştır. Deneysel ve matematiksel model sonuçları, civata ile somun dişleri arasındaki uyumun sıkı olmasının gevşeme oranını azalttığını göstermiştir. Fakat analitik sonuçlarda, diş boşluğu artırıldığında gevşeme oranının neredeyse katlanarak arttığı görülmüştür. Sonuçta, bu çalışma daha küçük delik boşluğunun titreşime bağlı kendiliğinden gevşemeye karşı duyarlı bağlantılar için önerilmiştir. Ayrıca sıkı diş uyumu kendiliğinden gevşemeyi azaltmak için önerilmiştir.

Sancllemente ve Hess (2007) periyodik enine yüke bağlı dişli bağlantı elemanlardaki gevşemenin parametrik çalışmasını yapmıştır. Periyodik enine yüklere bağlı civata bağlantılarındaki mekanik gevşemeler için deneysel çalışma yapılmıştır. Ön yükleme, bağlantı elemanlarının elastisite modülleri, nominal çap, delik uyumu, yağlama gibi ana parametrelerin gevşeme direnci üzerindeki etkisi ölçülmüştür. Çalışmada 64 test

yapılmıştır. İstatiksel analiz, gevşeme direncini önemli ölçüde etkileyen faktörleri ve etkileşimleri belirlemiştir. Ayrıca, ön yükleme ve bağlantı elemanı elastisitesinin en etkili parametreler olduğu görülmüştür. Belirlenmiş koşullar altında, bağlantı elemanları tarafından gevşeme düzeyi tahminine ulaşılan bir istatiksel model geliştirilmiştir. Analizler, bağlantı elemanlarındaki gevşemeyi önlemek için optimum koşulların büyük ön yükleme, düşük elastisite modülü, büyük çap, yağlama ve sıklığın olduğunu göstermiştir.

Vand ve ark. (2008) cıvata bağlantılarında sıkma kuvveti ölçümü yapmış ve bu kuvvet değerlerinde, cıvata dişlerinin yağlanmasının etkisini incelemiştir. Bu çalışmada, somun sıkma burkulma momentine bağlı sıkma kuvveti değerleri için deneysel metod uygulanmıştır. Tek bir cıvata ve delikli levhadan oluşan sadeleştirilmiş bir cıvata bağlantısı, deney yapmak için düşünülmüştür. Metod, Hooke kanunlarına göre düzenlenmiştir. Somun ve levha arasına çelik burç yerleştirilip aksenal basınç uygulanmıştır. Bu deneysel prosedürde, sıkma kuvvet değerleri, uygulanan yedi farklı düzeydeki torka göre hesaplanmış ve bu uygulama her düzeydeki tork için üç kere tekrarlanmıştır. Cıvata dişleri yağlanarak aynı yöntem uygulanmıştır. Her iki durumda da (yağlı ve yağsız) tork ve sıkma kuvveti arasındaki ilişki grafikte gösterilmiştir (Şekil 2).

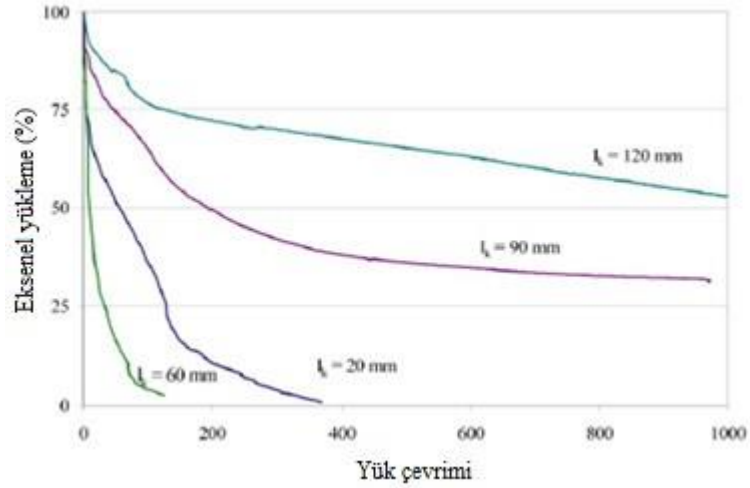


Şekil 2. Yağlı ve kuru durumda sıkma kuvveti

Grafiğe göre, yağlama yapıldığı durumda, sürtünme katsayısının azalmasından dolayı yağlamanın yapılmadığı duruma göre daha fazla ön yükleme yapılması gerektiği belirtilmiştir. Yağlanmış cıvata daha yüksek bir ön yükleme gerektiğinden, yapıların ana parçalarını birleştirmede, bu torkun uygulanmasının daha güvenli olduğu vurgulanmıştır.

Hashimura ve ark. (2008) sıkma kuvvetini kontrol etmek için cıvata-somun bağlantısında yeni bir sıkma metodu üzerine bir çalışma yapmıştır. Cıvata-somun bağlantılarındaki sıkma, istenilen sıkma kuvvetine karşılık gelen bir kuvvetle cıvata, somuna doğru çekilip aynı anda somunun sıkılmasıyla yapılmıştır. Deneysel, önerilen metodun yararını kanıtlamak için yapılmıştır. Sonuçlar, önerilen metotla cıvata sıkma işlemi hedefe göre yaklaşık % 10 hata ile yapılabileceğini göstermiştir.

Friede ve Lange (2009) ön gerilmeli cıvataların kendiliğinden gevşemesini incelemiştir. Çalışmada, cıvata bağlantılarını kendiliğinden çözülmeden korumak için yapısal bir çözüm bulma amaçlanmıştır. Bu nedenle, önemli parametreleri belirlemek için çeşitli testler yapılmıştır (özellikle sıkma boyundaki varyasyonlar). Sıkma boyunun, yük çevrimine bağlı ön yüklemeye etkileri grafikte gösterilmiştir (Şekil 3).



Şekil 3. Sıkma boyunun, yük çevrimine bağlı ön yüklemeye etkileri

Çalışmanın sonucunda, bağlantının kayma düzleminde periyodik enine yer değiştirmelerin, kendiliğinden gevşemeye bağlı ön yüklemenin azalmasına yol açtığı görülmüştür. Bu yer değiştirme, bağlantıyı bir miktar gevşettiği takdirde çok düşük bir



yük çevriminde ön yüklemenin kaybolacağı belirtilmiştir. Ayrıca, güvenli bir bağlantı oluşturmak için, uzun ve ince cıvata kullanımı, cıvata uzunluğunu artırmak için dolgu malzemeleri kullanımı, ön yüklemeyi artırımı, etkin güvenlik elemanları kullanımı, cıvata başı altındaki sürtünmeyi artırma gibi öneriler yapılmıştır.

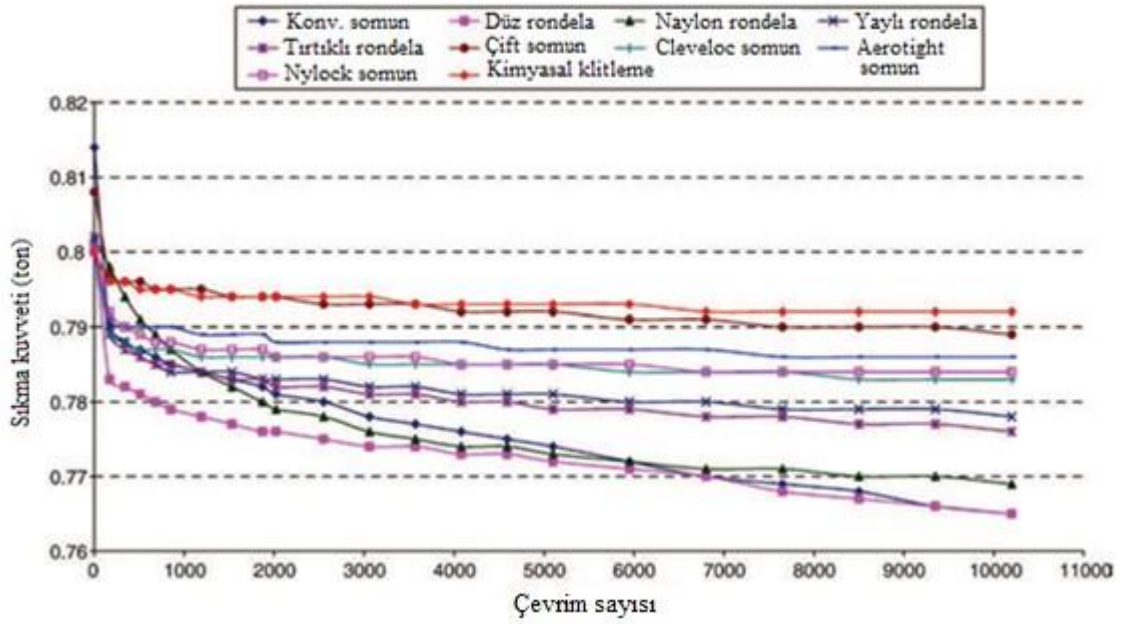
Izumi ve ark. (2009) üç boyutlu sonlu elemanlar analizi ile yaylı rondela ve çift somun sıkma metodunun gevşeme direncini incelemiştir. Gevşemeye karşı direnç gösteren mekanizmalar, üç boyutlu sonlu elemanlar metodu (FEM) çerçevesinde araştırılmıştır. Yanal yüklere bağlı kendiliğinden gevşemeye direnç göstermede, çift somun sıkma metodunun(DN) ve yaylı rondelanın(SW) kabiliyeti incelenmiştir. Kilitlemenin sıkma yöntemine uygun olarak yapılması halinde, DN'nin gevşemeye karşı önemli ölçüde direnç gösterdiği belirtilmiştir. Yatak yüzeyinde tamamen kayma olsa dahi, somunun üst kısmındaki diş yüzeyinin, sıkışmış olan durumunu koruduğu gözlenmiştir. Fakat kilitlemenin, yöntemine uygun yapılmadığında ise gevşemeye karşı direnç kabiliyetinin tamamen ortadan kalktığı belirtilmiştir. Diğer yandan SW'nin, somunun gevşeme rotasyonunu hızlandırdığı da belirtilmiştir.

Mr. Marco Bunchmann (2010), araçlardaki cıvataların davranışları üzerine bir çalışma yapmıştır. Mr. Marco Buchmann, Uçak Mühendisi Mr. Junkers tarafından geliştirilen titreşimli test düzeneğinin, otomotiv sektörünün gereksinimlerine uygun olduğunu düşünmüş ve çalışmasını bu tez düzeneğini kullanarak yapmıştır. Demiryolu ve havacılıkta kullanılan test özellikleri, bu çalışmada otomotiv sanayi için düzenlenmiştir. Bu çalışma, bilgisayar destekli dinamik sistemin kullanımı sayesinde araçların geri çağırılma olasılığını ya da başarısızlık vakalarını önemli ölçüde azaltmak amacıyla yapılmıştır.

Sawa ve ark. (2010) tekrarlı transvers yükler altındaki cıvata bağlantılarında, yatak yüzeyinin eğim açısının gevşemeye etkisini incelemiştir. Çalışmada sonlu elemanlar metodu kullanılmış ve Junker test makinası kullanılmıştır. Çalışmanın sonunda eğim açısı artarken gevşemenin de arttığı gözlenmiştir.

Bhattacharya ve ark. (2010) titreşim koşulları altında dişli bağlantı elemanlarının gevşemeyi önleyici karakteristiklerini incelemiştir. Nylock somun, aerotight somun, kimyasal kitleme, cleveloc somun, düz rondela, naylon rondela, dişli rondela, yaylı

rondela ile değişik malzeme, ölçü ve tiplerdeki cıvataların, test düzeneğinde oluşturulan hızlandırılmış titreşim koşullarındaki çeşitli sıkma kuvveti altındaki gevşeme özellikleri test edilmiştir. Sıkma kuvvetindeki azalmanın, gevşeklik derecesini verdiği belirtilmiştir. Bu gevşemeye karşı özellikler, başlangıçtaki sıkma kuvvetiyle kıyaslanmıştır. Kıyaslama sonucunda, kimyasal kilitlemenin nylock ve aerotight somunlarından gevşemeye karşı daha iyi olduğu görülmüştür. Başlangıçtaki sıkma kuvveti, metrik dişli cıvatalar için 1.1 tondan daha az olduğunda gevşemenin oldukça azaldığı görülmüştür (Şekil 4).



**Şekil 4.** Çeşitli kilitlemeli vida bağlantı elemanlarının farklı sıkma kuvveti altındaki gevşeme özellikleri

Ishimura ve ark. (2010) tekrarlı eğilme momenti altında flanştaki cıvata-somun gevşemesini incelemiştir. Cıvatalı flanş bağlantı mekanizmalardaki gevşemeler, FEM(Sonlu Elemanlar Metodu) hesaplamaları ve deneyler kullanılarak incelenmiştir. Bu deneylerde altı köşe başlı somun kullanılmış ve bu cıvata bağlantılarında gevşeme gözlenmiştir. Aynı zamanda flanşın yatak yüzeylerinde, eğilme momentine bağlı hareketlenme gözlenmiştir. FEM hesaplarıyla, cıvatalı flanş bağlantılarındaki gevşeme nitel olarak incelenmiştir. Ön yüklemenin artmasıyla cıvatadaki gevşemenin azaldığı görülmüştür. FEM sonuçlarından ve deney sonuçlarından, bu bağlantılardaki gevşemeyi önlemede en etkin parçanın eksantrik somun olduğu görülmüştür.

Takahashi ve ark. (2010) otomotivde kullanılan cıvatalar için yüksek hassasiyetli CAE(Bilgisayar Destekli Mühendislik) analiz modelini oluşturmuştur. Yüksek hassasiyetli CAE(Bilgisayar Destekli Mühendislik) analiz yaklaşımı için gelişim ve dizaynda değişiklik yapmaya yönelik model önerilmiştir. Bu model, gerçek testlerle cıvataları sıkma esnasındaki davranışıyla ilgili konuları açığa çıkarmak için yapılmıştır. İlk adımda, sorunlar ayıklanmış ve cıvata sıkmanın teknolojik elementel analizi yapılmıştır. İkinci adımda, problem tespit edilmiş ve cıvata sıkma deneyi yapılmıştır. Üçüncü adımda, iki boyutlu sonlu elemanlar modeli kullanılarak istatistiksel simülasyon yapılmıştır. Dördüncü adımda ise üç boyutlu sonlu elemanlar modeli kullanılarak istatistiksel simülasyon yapılmıştır. Uygulanan adımlar sonucunda, tork ve eksenel kuvvet grafiğinde cıvataların sürtünme katsayısı ölçülmüştür. Bu model, cıvataadaki gevşeklik davranışının analizi için öneride bulunmada önemli sonuçlar sağlamıştır.

Minguez ve Vogwell (2010) periyodik yüklemeye maruz ön yüklemeli cıvata bağlantılarının teorik analizini yapmıştır. Ön yüklemeli cıvata bağlantılarının performansı analiz edilmiştir. Periyodik yükler altında cıvata bağlantılarının davranışlarının analiz etmek ve ön yükleme torkları uygulanarak bu bağlantıların yorulma ömürlerinin nasıl geliştirilebileceğini göstermek amaçlanmıştır. Öncelikle, sıkma torkunun kenetli parçada basınç ve cıvata gerilim yarattığı; dışsal çekme kuvvetinin, bağlantıya büyük bir miktarda uygulandığında parçalar tarafından alındığı, böylece cıvata gerginliğinde hafif bir azalma meydana getirdiği ve basıncı biraz azalttığı belirtilmiştir. Bu sayede, bağlantıdaki ön yüklemenin, cıvatanın yorulma rejimindeki değişime etkisinin, yüksek değişken yükte düşük ortalama yükten, düşük bir değişken yükte yüksek bir ortalama yüke doğru olduğu ve bunun yorulma için yararlı olduğu belirtilmiştir.

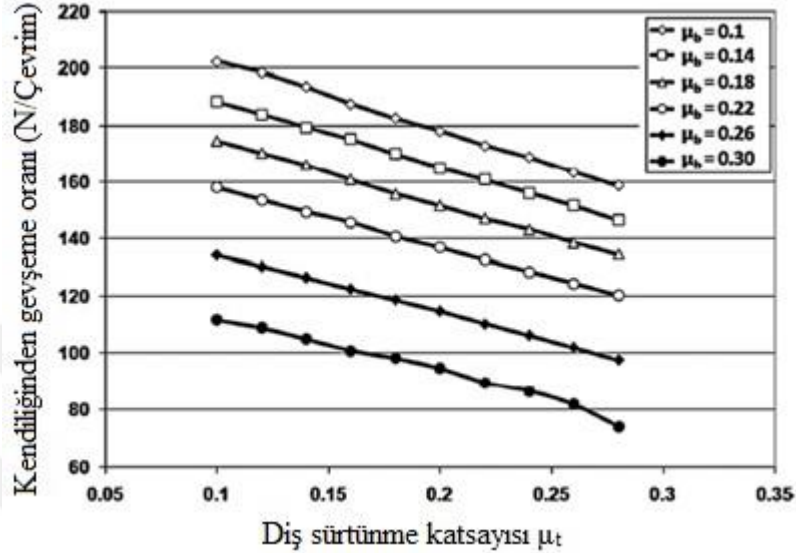
Yang ve Nassar (2010) ön yüklemeli dişli bağlantı elemanlarının titreşime bağlı gevşeme performansını incelemiştir. Ön yüklemeli dişli bağlantılarda, titreşim kaynaklı gevşemeleri önlemek için teorik bir ana hat oluşturmak amaçlanmıştır. Çalışmanın, ilk başta yapılan ön yüklemenin etkisi ve vida kapağının kendiliğinden gevşeme performansı üzerindeki uyarım genliğinde deneysel ve analitik bir bakış açısı sağladığı belirtilmiştir. Nonlineer bir model, periyodik enine yükleme altındaki vida kapağının titreşim kaynaklı gevşemesiyle oluşan sıkma yükündeki azalmayı tahmin etmek için

kullanılmıştır. Deneysel kontrol, burkulma torku varyasyonu ve ön yükleme seviyesi ile enine yer değiştirmenin etkisi altında yapılmıştır. Deneysel ve analitik sonuçlar karşılaştırıldığında, önerilen modelin kendiliğinden gevşeme performansını doğru bir şekilde tahmin ettiği görülmüştür.

Hattori ve ark. (2010) enine yükleme altında civata-somun bağlantı elemanlarının gevşeme ve kayma davranışını incelemiştir. Somun ile tutturulmuş parçalar arasındaki ara yüzeylerindeki bağıl kaymanın belirli bir kritik değerin ötesine geçmesi durumunda, somunun gevşeme rotasyonu nedeniyle bağlantıdaki aksinel kuvvetin sürekli azaldığı belirtilmiştir. Çalışmada, deformasyon modeli baz alınarak, somun ile tutturulan gövde arasındaki bu kritik bağıl kaymanın tahmini için denklem ortaya konmuştur. Somunun reaksiyon momenti dikkate alınarak enine yük altında, somun-civata bağlantısının deformasyon davranışının araştırma sonuçları sunulmuştur. Sonuçta, kritik bağıl kaymanın tahmini sonuçlarının, deneysel sonuçlarla örtüştüğü görülmüştür. Bu tahmin metodunun kullanımıyla, civata boyutları, bağlantı kuvveti gibi her bağlantı koşullarında kritik kayma tahmini yapılabilmesine olanak sağladığı belirtilmiştir. Bu metodların her makine yapıları için CAE dizayn aracı olarak kullanılabilmesi belirtilmiştir.

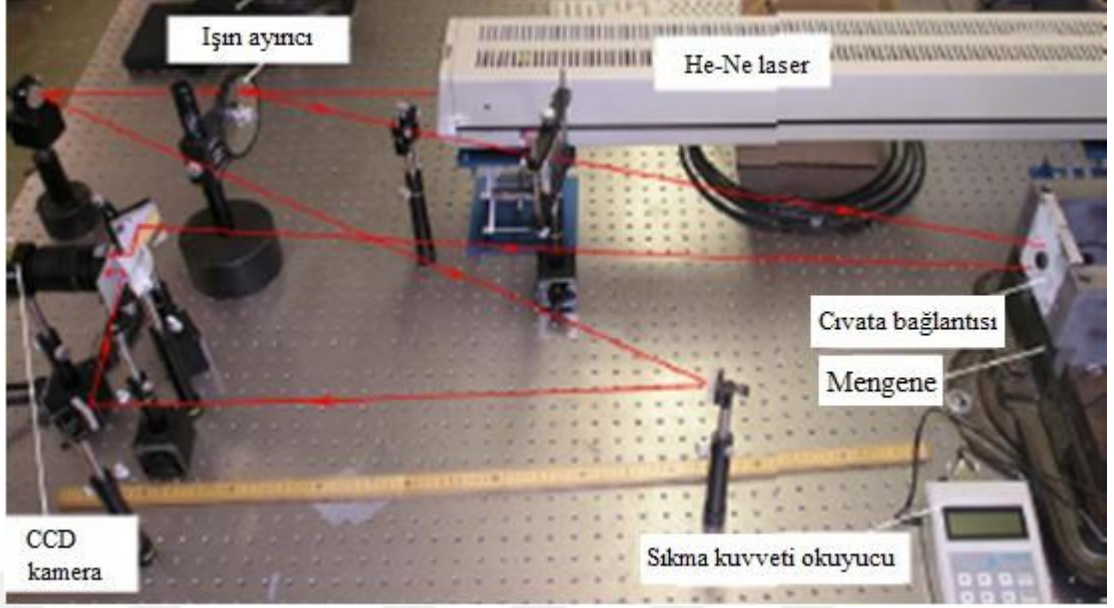
Zaki ve ark. (2010) periyodik enine yük altında ön yüklemeli havşa başlı civataların kendiliğinden gevşemesinde, diş ve yatakların sürtünme katsayılarının etkisini incelemiştir. Periyodik yüklere maruz kalan ön yüklemeli havşa başlı civataların, kendiliğinden gevşeme davranışını incelemek için nonlineer matematiksel bir model geliştirilmiştir. Civata üzerine etkiyen tork bileşenlerinin, vida adımı ve tork direnci bileşenleri olarak ayrıldığı, net torkun titreşim altında civatanın gevşeyip gevşemeyeceğini belirlediği belirtilmiştir. Gevşeme rotasyonunun diferansiyel miktarının toplamı, civata gerilimi/sıkma kuvvetinin giderek azalmasına neden olmuştur. Gevşeme modeli birçok sistem değişkeni içermesine rağmen, bu çalışmada kaba ve ince dişli bağlantı elemanlarının gevşemesinde diş ve yatak sürtünme katsayısının etkilerinin incelenmesi üzerine odaklanılmıştır. Kendiliğinden gevşeme davranışının model tahmini, deneysel olarak doğrulanmıştır. Önerilen model, kaplama yüzeylerinin fazla olduğu bağlantılardaki gevşemenin, kaplama yüzeylerinin az olduğu bağlantılardaki gevşemeye göre daha hızlı olduğunu öngörmüş, bunun nedeninin de

sürtünme katsayılarının kombinasyonlarındaki toplam azalma olduğu belirtilmiştir. Önerilen modelin, ince dişli ile kaba dişli bağlantı elemanlarının gevşeme dirençlerinin karşılaştırılmasında doğru tahminde bulunduğu belirtilmiştir.



Şekil 5. Kendiliğinden gevşeme üzerinde diş sürtünme katsayısının etkisi

Nassar (2011) gerçek zamanlı cıvata sıkma kontrolü için optik bir metot geliştirmiştir. Dijital bir interferometri benek modeli sistemi (DSPI), ön yüklemeli cıvata başı veya somun çevresindeki düzlem dışı yüzey deformasyonunun gerçek zamanlı ölçümü için geliştirilmiştir. Sistem özellikle, ön yüklemeden bağımsız olacak düzlem dışı bağlantı yüzeyi sürekli gözlemlenerek, cıvata sıkma sürecinin dinamik kontrolü için geliştirilmiştir. Faz değişimi, interferometri benek modeli için faz veri dağıtımını nicel olarak belirlemek için kullanılmıştır. Bunun, kılavuz nesne ve iki ayrı delikten geçen ışın sayesinde gerçekleştiği belirtilmiştir. Bu konunun ayrıca, cıvata sıkma sürecindeki gerçek zamanlı yüzey deformasyonu verilerini toplamak için de uygun olduğu belirtilmiştir. Deney sonuçlarına göre, DSIP'nin bu konfigürasyonunun, otomotiv sanayisindeki montaj tesisleri gibi seri üretim yapılan yerlerdeki cıvata bağlantılarının otomatik kontrolü için, daha güvenilir gerçek zamanlı bir tahribatsız yöntem olarak kullanılabilir potansiyele sahip olduğu belirtilmiştir. Deney düzeneği Şekil 6'da gösterilmiştir.



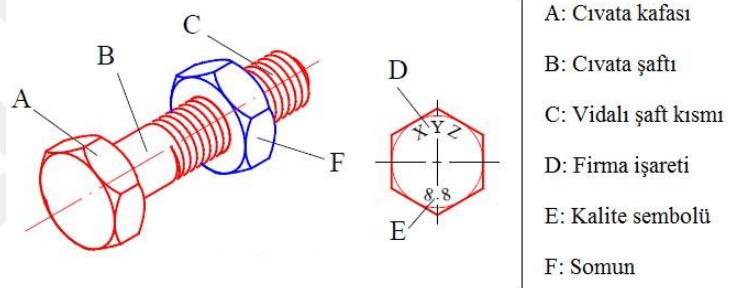
Şekil 6. Deneysel DSIP düzeneği

Shoji ve Sawa (2011) somunun enine yüke bağlı olarak kendiliğinden gevşemesini incelemiştir. Kendiliğinden gevşeme, Abaqus kullanılarak araştırılmıştır. Yanal harekete bağlı somunun statik çözülmesi, bağlantı elemanlarının yanal darbelere bağlı dinamik çözülmesi ve cıvata-somun sistemlerindeki termal yük araştırılmıştır. Statik yanal harekette, bağlantı plakası yanal harekete maruz kalmış ve gevşeme yeniden oluşturulmuştur. Bunun, sözde Junker testi olduğu belirtilmiştir. Termal yük durumunda, cıvata ve somun birbirleri arasında farklı sıcaklıklara maruz bırakılmıştır. Sonuç olarak bazı somunlarda yatay yük olduğunda gevşemenin daha zor olduğu, statik ve dinamik koşulların her ikisinde de gevşeme mekanizmasının, diş yüzeyleri arasında değişken sürtünmeyle ya da kesme gerilmesiyle oluştuğu belirtilmiştir. Ayrıca gevşemeyi azaltmak için, değişken gerilmeyi önleyerek daimi bir sürtünme gerilmesinin korunmasının önemli olduğu cıvata ve somun arasında sıcaklık farkının olması ve bu sıcaklığın periyodik olarak değişmesi durumunda kendiliğinden gevşemenin meydana gelebileceği belirtilmiştir. Gerilmedeki değişimin somunun gevşemesinde çok fazla bir etkisi olmayabileceği, cıvata ve somun arasındaki bağlı hareketin, özellikle radyal yönde, değişken kayma gerilmesi üreterek kendiliğinden gevşemede büyük bir etkiye sahip olduğu da belirtilmiştir.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1. Cıvata Bağlantıları

Cıvata, birbirine bağlanmak istenen parçaların üzerine delik açılıp ucuna somun takılarak sıkıştırılan bir bağlantı elemanıdır. Genellikle somun ile birlikte kullanılır. Hiçbir bozulma olmadan istenildiği kadar sökölüp tekrar takılabilirler. Cıvatalar, demir, çelik, pirinç, bronz, titanyum, bakır, alüminyum gibi maddelerden yapılmakta olup, makine ve inşaat sektöründe en çok demir - çelik alaşımı tipleri kullanılmaktadır.



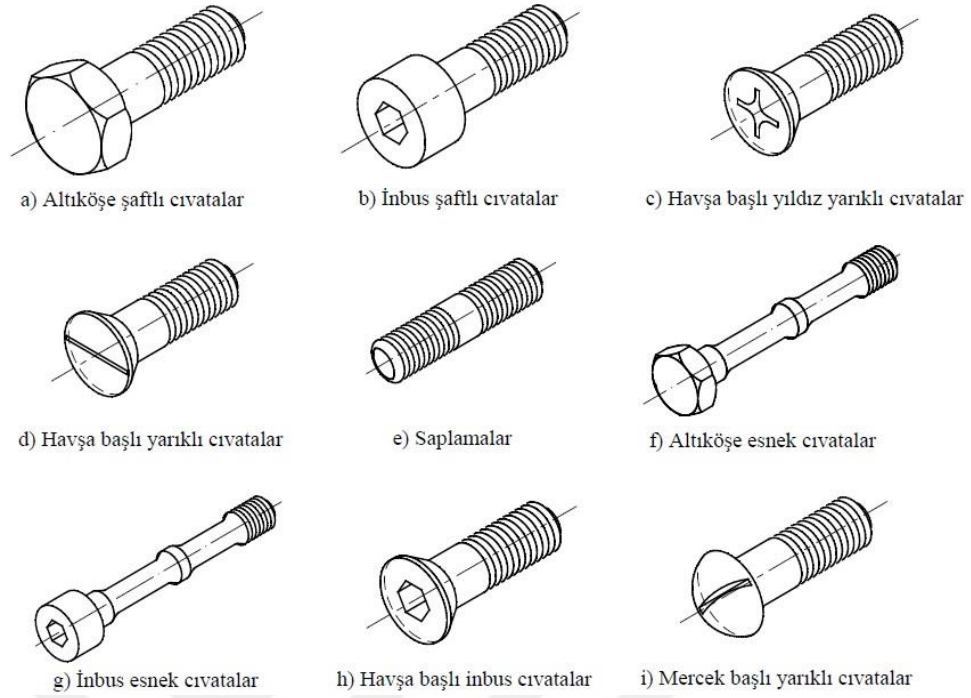
Şekil 7. Cıvata kısımları (Kutay 2009)

#### 3.2. Cıvata Çeşitleri

Kullanım amacına göre cıvatalar Çizelge 1’de açıklanmış ve Şekil 8’de gösterilmiştir.

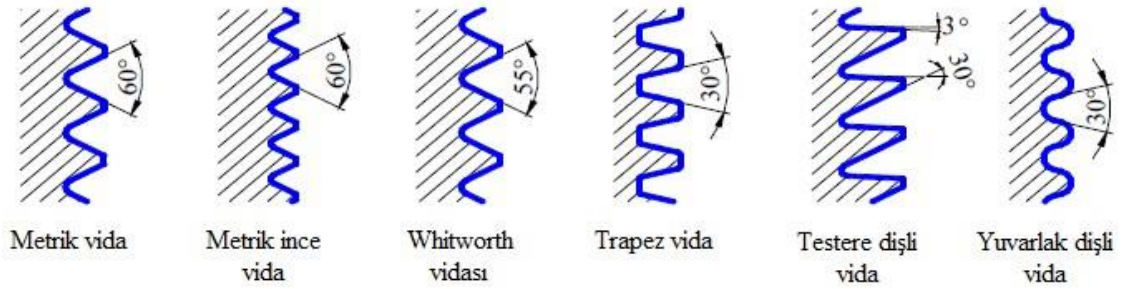
Çizelge 1. Cıvataların sınıflandırılması (Babalık ve Çavdar 2012)

Cıvata Türü	Görevi
Bağlama Cıvatası	Makine parçalarının çözülebilir şekilde bağlanması
Hareket Cıvatası	Dönme hareketini ötelemeye çevirme
Ayar Cıvatası	Mesafelerin, boşlukların ayarlanıp tespit edilmesi
Kapama Cıvatası	Deliklerin kapatılması, sızdırmazlık sağlanması, tapa görevi
Ölçü Cıvatası	Dönme hareketinin yüksek hassasiyetle ötelemeye çevrilmesi
Gergi Cıvatası	Eksen yönünde gergi kuvveti oluşturma



**Şekil 8.** Cıvata çeşitleri (Kutay 2009)

Çok kullanılan vida çeşitleri Şekil 9’da gösterilmiştir.



**Şekil 9.** Çok kullanılan vida çeşitleri (Kutay 2009)



### **3.3. Cıvataların Kullanım Alanları**

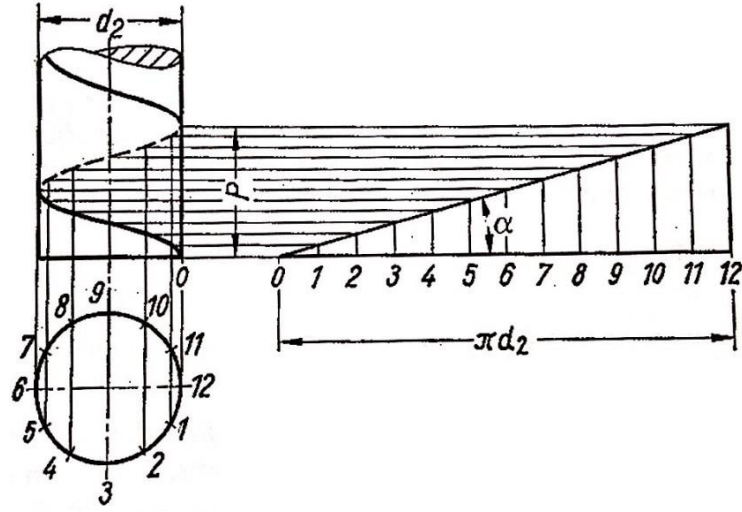
Cıvatalar makinelerin montajında, dişli kutularında, yatakların ve makinelerin temel bağlantılarında, boru flanşlarının ve silindir kapaklarının bağlantısında, çelik konstrüksiyonlarda, ön gerilme temini gereken yerlerde, yağ deliklerinin kapatılmasında, aşınma ve boşluk ayarı gereken yerlerde kullanılmaktadır. Ayrıca ölçme işlemlerinde, küçük çevresel kuvvet ile büyük ön gerilme istenen yerlerde, dönme hareketinin ilerlemeye çevrilmesi istenen yerlerde de kullanılmaktadır.

### **3.4. Avantajları ve Dezavantajları**

Cıvataların avantajları oldukça fazla olmasına rağmen bazı dezavantajları da vardır. Cıvatalar, oldukça güvenilir bağlama elemanlarıdır. Defalarca sökülüp takılabilirler. Temini ve imalatı kolaydır ve ucuzdurlar. Ayrıca değiştirilmeleri de çok kolaydır. Fakat geometriden dolayı gerilme yığılması oluşur ve bazı uygulamalarda gereken hassasiyeti sağlayamazlar. Ayrıca cıvatalarda gevşemeyi önlemek oldukça zordur.

### **3.5. Cıvata Bağlantıları**

Cıvata, özel profile sahip çentiğin bir silindir üzerine helis şeklinde açılmasıyla meydana gelir. Vida çentiği, cıvatanın karşıtı olan somunda, somun deliğinin iç yüzüne açılır. Vida helisinin oluşumu Şekil 10'da gösterilmiştir.



Şekil 10. Vida helisinin oluşumu (Babalık ve Çavdar 2012)

### Helis eğrisi

Kendisine paralel ve  $r$  mesafesindeki bir eksen etrafına, sabit açısal hızla dönen doğru üzerinde, sabit hızla ilerleyen bir noktanın çizdiği hacimsel eğridir. Her bir devirde doğru üzerinde nokta  $P$  kadar ilerliyorsa,  $P$  adım (*hatve*) olmak üzere helis açısı

$$\alpha = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d} \quad (3.1)$$

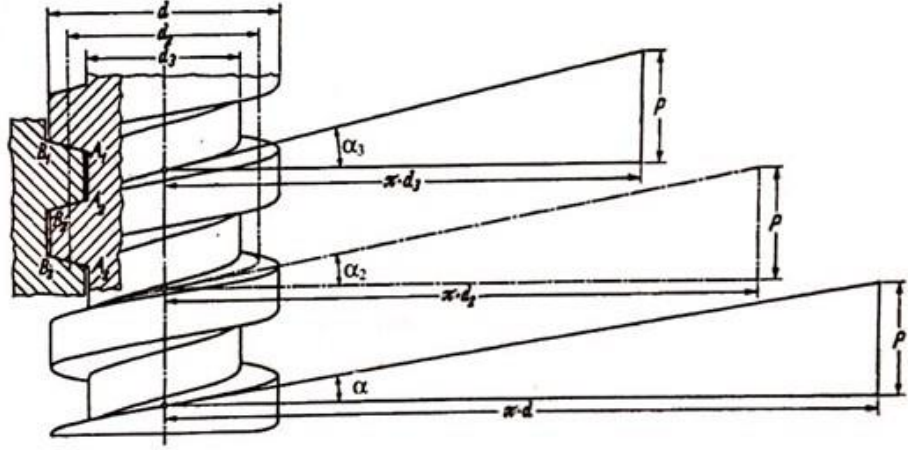
olarak tanımlanır.

Dış çap (nominal çap)  $d$ , ortalama çap  $d_2$  ve diş dibi çapı  $d_3$  ile gösterilirse

$$\alpha_2 = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad (3.2)$$

$$\alpha_3 = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_3} \quad (3.3)$$

şeklinde belirlenir. Hesaplamalarda ortalama çapa göre belirlenen helis açısı dikkate alınır. Vidaya ait çaplar Şekil 11’de gösterilmiştir.

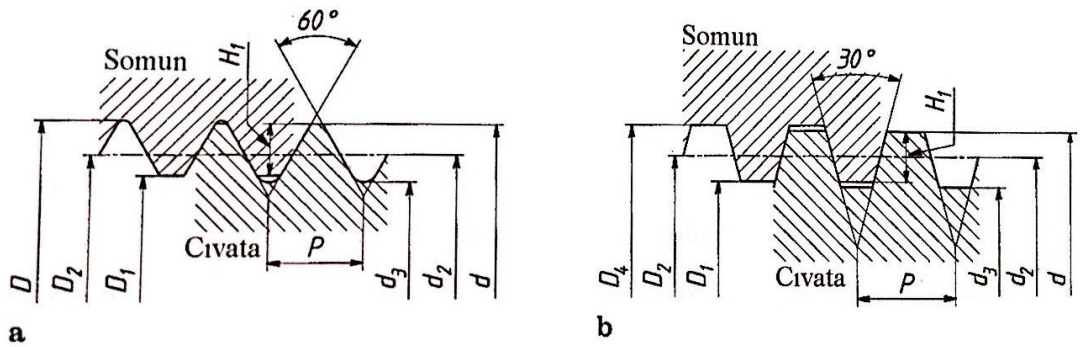


Şekil 11. Vidaya ait çaplar (Babalık ve Çavdar 2012)

Somunda da nominal çap  $D$ , ortalama çap  $D_2$ , dış başı çapı  $D_1$  ile gösterilir ( $D \equiv d$  ve  $D_2 \equiv d_2$ 'dir). Cıvata şaftının dış çapı, aynı zamanda cıvatanın nominal çapıdır ve  $d$  ile gösterilir. Somun ve cıvata vidaları arasında boşluk bulunan cıvata bağlantılarında,  $D_1$  ve  $d_3$  çapları arasında boşluğun iki katı kadar bir fark vardır (Şekil 12). Cıvatanın çekirdek çapı (dış dibi çapı)  $d_3$ 'tür. Mukavemet hesaplarında cıvata eşit alanı belirlenirken

$$A = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \quad (3.4)$$

alınır.



Şekil 12. Cıvata ve somunda a) metrik b) trapez vidalar (Babalık ve Çavdar 2012)

Somunun  $d_3$ 'e karşılık gelen çapı  $D_1$  civata dış dibi ve somun başı arasındaki boşluğun iki katı kadar daha büyüktür.

Ortalama çap  $d_2$ , civatada vida ve boşluk kalınlıklarının birbirine eşit olduğu noktadan geçtiği düşünülen silindirin çapıdır. Civatanın eğim açısı  $\alpha$ , bu çap ile ifade edilir. Somundaki karşılığı  $D_2$  olup  $D_2 = d_2$ 'dir.

Metrik ISO vidalarında dış dibi çapı ile nominal çap arasında

$$d_3 = d - 1,22687 P \quad (3.5)$$

bağıntısı vardır. Ortalama çapla nominal çap arasında ise

$$d_2 = d - 0,64953 P \quad (3.6)$$

bağıntısı vardır.

Civata ve somunun temas yüzeylerinin eksene dik yönde ölçülen derinliği  $H_1$ , yük taşıyıcı derinliğini verir(Şekil 12).

Üçgen profilin teorik yüksekliği de  $H$  ile gösterilir.

### 3.6. Standart Vida Boyutları

Ülkemizde boru bağlantılarında *whitworth*, bağlama civatalarında ise *metrik vida* kullanılmaktadır. Metrik vidaların adımı daha küçük olanlarına *hassas vida* veya *ince vida* denir. Standart metrik vidada  $\alpha = 2,5^\circ \dots 3^\circ$  dir. Tapa, ayar ve ölçü civatalarında kullanılan hassas vidada bu açı daha küçüktür. Çizelge 2'de standart vida boyutları gösterilmiştir.

Çizelge 2. Standart vida boyutları (Babalık ve Çavdar 2012)

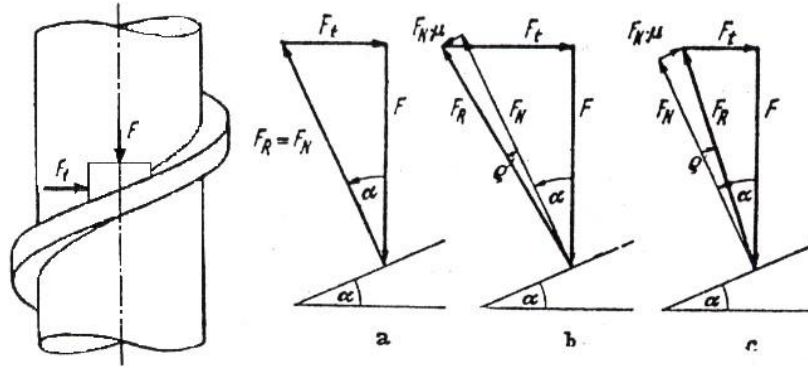
ISO-Metrik Vidalar (DIN 13)						
Nominal Çap [mm]	Adım (Hatve) [mm]	Diş dibi Çapı [mm]		Ortalama Çap [mm]	Gerilim Kesiti [mm <sup>2</sup> ]	Dişin Taşıyıcı Derinliği
d	P	d <sub>3</sub>	D <sub>1</sub>	d <sub>2</sub> =D <sub>2</sub>	A <sub>s</sub>	H <sub>1</sub>
3	0,5	2,387	2,459	2,675	5,03	0,271
4	0,7	3,141	3,242	3,545	8,78	0,379
5	0,8	4,019	4,134	4,480	14,2	0,433
6	1	4,773	4,917	5,350	20,1	0,541
8	1,25	6,466	6,647	7,188	36,6	0,677
10	1,5	8,160	8,376	9,026	58,0	0,812
12	1,75	9,853	10,106	10,863	84,3	0,947
16	2	13,546	13,835	14,701	157	1,083
20	2,5	16,933	17,294	18,376	245	1,353
24	3	20,319	20,752	22,051	353	1,624
30	3,5	25,706	26,211	27,727	561	1,894
36	4	31,093	31,670	33,402	817	2,165
42	4,5	36,479	37,129	39,077	1120	2,436
48	5	41,866	42,587	44,752	1470	2,706
ISO-Metrik İnce Vidalar (DIN 13)						
8	1	6,773	6,917	7,35	39,2	0,542
10	1,25	8,466	8,647	9,188	61,2	0,677
12	1,25	10,466	10,647	11,188	92,1	0,677
16	1,5	14,160	14,376	15,026	167	0,812
20	1,5	18,160	18,376	19,026	272	0,812
24	2	21,546	21,835	22,701	384	1,083
30	2	27,546	27,835	28,701	621	1,083
36	3	32,319	32,752	34,051	865	1,624
42	3	38,319	38,752	40,051	1210	1,624
48	3	44,319	44,752	46,051	1600	1,624
ISO-Metrik Trapez Vida (DIN 103)						
8	1,5	6,2	6,5	7,25	35,5	0,75
10	2	7,5	8,0	9,0	53,5	1,0
12	3	8,5	9,0	10,5	70,9	1,5
16	4	11,5	12,0	14,0	127,7	2,0
20	4	15,5	16,0	18,0	220,5	2,0
24	5	18,5	19,0	21,5	314	2,5
28	5	22,5	23,0	25,5	452	2,5
32	6	25,0	26,0	29,0	573	3,0
36	6	29,0	30,0	33,0	755	3,0
40	7	32,0	33,0	36,5	920	3,5
44	7	36,0	37,0	40,5	1150	3,5
48	8	39,0	40,0	44,0	1350	4,0
52	8	43,0	44,0	48,0	1625	4,0
60	9	50,0	51,0	55,5	2185	4,5
70	10	59,0	60,0	65,0	3020	5,0
80	10	69,0	70,0	75,0	4070	5,0

### 3.7. Cıvata Bağlantılarındaki Kuvvet ve Moment

#### 3.7.1. Cıvata bağlantılarında gerekli olan kuvvet ve momentin hesaplanması

Bir cıvata bağlantısının sıkılmasında, cıvata eksenindeki  $F$  kuvveti, cıvata somun dişleri üzerinden iletilmektedir. Sıkma sırasında somunun  $F$  kuvveti altında cıvata dişleri üzerindeki hareketi,  $F$  kuvvetine eşit bir yükün vidanın oluşturduğu eğik düzlem üzerindeki hareketine eşdeğer olarak düşünülebilir (Şekil 13). Somunun sıkılması, dolayısıyla yükün eğik düzlem üzerindeki hareketi  $F_t$  çevre kuvveti (teğetsel kuvvet) ile sağlanmaktadır. Buna göre  $F$  aksenal kuvvet,  $F_t$  çevre kuvveti ve  $F_R$  bileşke kuvvetlerinin denge durumunda olması gerekir.

$F$  kuvveti vida dişleri üzerinde yayılı bir yük oluşturur. Hesaplarda basitlik olması açısından yayılı yük yerine  $F$  kuvveti, çevre kuvveti ve normal kuvvetin bileşkeleri göz önüne alınır ve bunların vida dişlerinin ortalama çapı  $d_2$  üzerinde etkidiği kabul edilir.



Şekil 13. Dikdörtgen profilli bir vidada kuvvet durumu a) sürtünmesiz (somunun sıkılması); b) sürtünlü (somunun sıkılması); c) sürtünlü (somunun çözülmesi)

Hesaplarda ortalama çapa karşılık olan

$$\text{tg} \alpha_m = \frac{h}{\alpha \cdot d_2} \quad (3.7)$$

ortalama vida eğimi kullanılır.

Teoride yüzeyler arasındaki sürtünme ihmal edilirse,  $F_R$  bileşke kuvveti ile  $F_N$  normal kuvveti st üste düşer (şekil 13a). Bu durumda

$$F_t = F \cdot \text{tg} \alpha_m \quad (3.8)$$

olur. Gerçekte ise sürtünme olduğu için harekete zıt yönde  $\mu \cdot F_N$  sürtünme direnci etki eder. Sürtünme katsayısını,  $\rho$  sürtünme açısı cinsinden ifade edersek  $\mu = \tan \rho$  olur (şekil 13b).

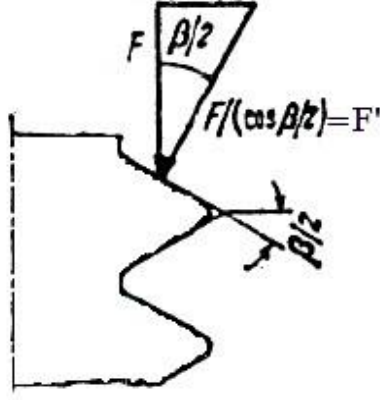
Bu durumda somunu sıkmak için gerekli kuvvet

$$F_t = F \cdot \text{tg}(\alpha_m + \rho) \quad (3.9)$$

olur. Benzer şekilde cıvatanın sökülmesi durumunda sürtünme kuvvetinin yn değişeceğinden (şekil 13c)

$$F_t = F \cdot \text{tg}(\alpha_m - \rho) \quad (3.10)$$

sonucu elde edilir. Bağıntılar, *tepe açısı*  $\beta = 0^\circ$  olan dikdörtgen profilli vidaya göre çıkarılmıştır.



Şekil 14. Sivri vidada kuvvet durumu

Tepe açısı sıfırdan farklı olan vidalarda oluşan normal kuvvet ve sürtünme katsayısı

$$F' = \frac{F}{\cos \beta/2} \quad (3.11)$$

$$\beta' = \frac{\beta}{\cos \beta/2} \quad (3.12)$$

olur (Şekil 14).

Bu durumda sıkma ve çözme durumları için teğetsel kuvvet

$$F_t = F \cdot \text{tg}(\beta_m \pm \beta') \quad (3.13)$$

şeklinde yazılır.

Teğetsel kuvvetten hareketle civatayı sıkmak veya sökmek için anahtarın uygulaması gereken moment

$$M_G = F \cdot \frac{d_2}{2} = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\beta_m \pm \beta') \quad (3.14)$$



elde edilir. Burada cıvata ekseninde oluşan kuvvet ön gerilme kuvvetidir.  $F_{\text{ön}}$  kuvvetinin, somun (cıvata başı) oturma yüzeyinin ortalama çapında etki ettiği kabul edilerek somun altı sürtünmesi ek bir moment meydana getirir;

$$M_A = F_{\text{ön}} \cdot \mu_A \cdot r_A \quad (3.15)$$

Formüldeki  $r_A = d_A/2$  somun oturma yüzeyinin ortalama çapını gösterir ve altıgen başlı cıvatalar için  $r_A = 0,7d$  alınabilir. Buna göre cıvatayı  $F_{\text{ön}}$  kuvveti altında sıkmak için gerekli toplam moment

$$M_s = F_{\text{ön}} \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha_m + \alpha') + \mu_A \cdot r_A \right] \quad (3.16)$$

ve çözmek için gerekli moment ise

$$M_{\text{ç}} = F_{\text{ön}} \cdot \left[ \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha_m - \alpha') - \mu_A \cdot r_A \right] \quad (3.17)$$

ile hesaplanır. Standart bağlantı cıvatalarında açılar küçük olduğundan hesaplar daha basit olarak

$$\text{tg}(\alpha_m \pm \alpha') \approx \text{tg} \alpha_m + \text{tg} \alpha' = \frac{h}{\alpha \cdot d_2} + \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (3.18)$$

değerleri ile yapılır. " $\mu$ " sürtünme katsayısı cıvata ve somun malzeme çiftine, yüzey işçiliğine, yüzey işleme ve yağlama durumuna bağlı olarak çok farklı değerler alabilir. Somun sürtünmesinde ise  $\mu_A$  sürtünme katsayısının genellikle 0,1...0,2 arasında değiştiği ölçülmüştür.

### 3.7.2. Cıvata Bağlantılarında Otoblokaj (Kilitlenme)

Sıkılarak ön gerilme verilmiş bir bağlantının kendi kendine çözülmemesi, bağlantının otoblokajlı (kilitlenme özelliğine sahip) olduğunu gösterir. Bu özellik  $\alpha_m$  vida eğimi ve  $\mu$  sürtünme katsayısına bağlıdır. Eğer  $F_{\text{ön}}$  aksel ön gerilme kuvveti bir döndürme momenti oluşturamıyorsa, bağlantıyı sökmek için sökme yönünde bir moment uygulanması dolayısıyla

$$M_C = F_{\text{ön}} \cdot \frac{d^2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha_m - \alpha') \leq 0 \quad (3.19)$$

olur. Bunun için de

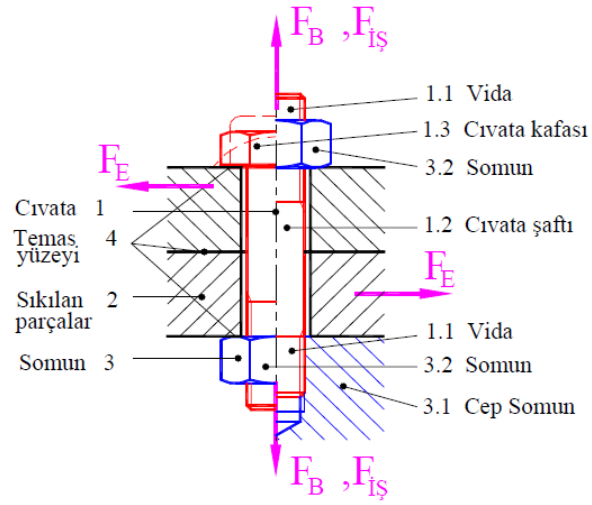
$$\alpha_m \leq \alpha' \quad (3.20)$$

olması gerekir. Bu sonuca göre bir vida bağlantısının otoblokajlı olması için şart, ortalama vida eğim açısının sürtünme açısından küçük olmasıdır.

### 3.8. Ön Gerilmeli Cıvata Bağlantıları

Bağlantı cıvataları *ön gerilmeli* ve *ön gerilmemiş* bağlantı cıvataları olarak iki kısımda toplanırlar. En çok rastlanılan cıvata konstrüksiyonu ön gerilmeli bağlantı cıvatalarıdır. İşletme anında karşılaşılan kuvvetlerin, cıvataların birleştirdiği parçaların ara yüzeylerini birbirinden ayrılmaması için cıvata, montajda yeterli bir ön gerilme kuvveti oluşacak biçimde sıkılır. Yani cıvata bağıyla birleştirilecek parçaların temas yüzeyleri birbirine F kuvveti ile bastırılacak şekilde sıkılır. Bağlantıya işletme öncesi bir gerilme verdiği için bu F kuvvetine *ön gerilme kuvveti* adı verilir ve  $F_{\text{ön}}$  ile gösterilir.

Ön gerilmeli cıvata bağlantısı Şekil 15'te gösterilmiştir.

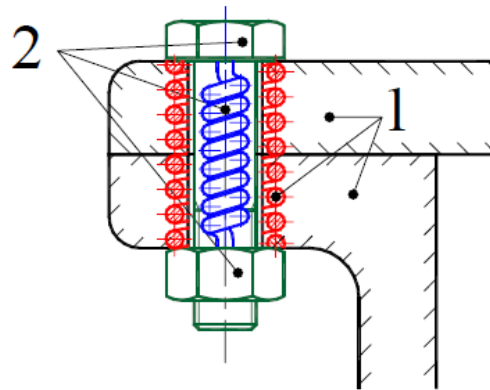


Şekil 15. Bağlantı cıvatası (Kutay 2009)

Şekil 15'te gösterilen  $F_B$  kuvveti cıvata eksenine doğrultusunda boyuna kuvveti;  $F_{İŞ}$  kuvveti cıvata eksenine doğrultusunda işletme kuvvetini ve  $F_E$  kuvveti de cıvata eksenine dik enine kuvveti temsil etmektedir.

### 3.8.1. Cıvatanın kuvvet altında fonksiyonu

Ön gerilmeli cıvata bağlantısının prensip şeması Şekil 16'da gösterilmiştir.



Şekil 16. Ön gerilmeli cıvata bağlantısı (Kutay 2009)

Ön gerilmeli cıvata bağlantısında, sıkıştırılan parçaların basıya çalışan helis yay, parçaları bağlayan cıvata ve somunun ise çekiye çalışan helis yay olduğu düşünülür.

Cıvata bağlantısının birinci görevi kuvvet ve momenti bir parçadan öbür parçaya bozulmadan aktarmasıdır. Cıvata bağlantısı bu görevi yaparken iki ayrı durum ortaya çıkar.

*Birinci durum*, cıvatanın montaj ve montajdan hemen sonraki halidir. Bu durumda cıvata bağlantısı yalnız iç kuvvetlerin etkisi altındadır.

*İkinci durum*, cıvatanın işletmedeki halidir. Cıvata bağlantısı, iç kuvvetlerle beraber dış kuvvetlerin de etkisi altındadır.

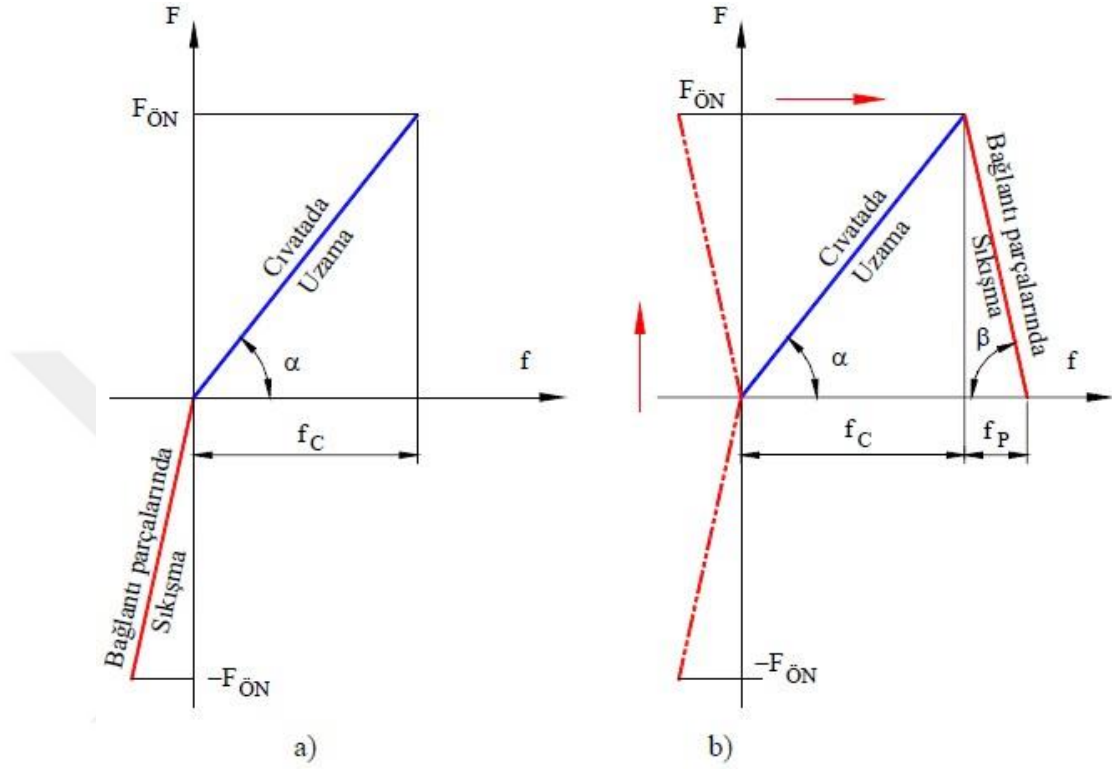
Birinci durumda (montajda), sıkıştırmadan doğan ön gerilme kuvveti, ön gerilme kuvvetinin doğurduğu temas yüzeyindeki yüzey basınçları ve torsiyon momenti etkin değerlerdir.

İkinci durumda (işletme) ise, cıvata ekseninden (eksenden boyuna) veya eksen dışından (eksen dışı boyuna) zorlayan işletme kuvveti, cıvata enine zorlayan işletme kuvveti (cıvata eksenine dik kuvvet), temas yüzeylerinin oturması sonucu ön gerilme kuvvet kaybı, cıvata boyuna zorlayan işletme kuvvetinin cıvata ve plakalara dağılımı etkin değerlerdir. Ayrıca kuvvetlerin doğurduğu temas yüzeylerindeki yüzey basınçları ve bağlantıyı zorlayan momentler, işletmedeki boyuna veya enine ısı etkisi, erozyon ve korozyon etkileri de etkin değerlerdir.

### **3.8.1.1. Birinci durum (montaj hali)**

Cıvata kafasının veya somunun döndürülmesiyle cıvata, montajda bir ön gerilme kuvveti ile yüklenir. Bu ön gerilme kuvveti etkisiyle cıvata çeki kuvvetiyle uzamaya, bağlantı parçaları da çeki kuvvetine eşit basınç kuvveti etkisiyle sıkıştırılmaya maruz kalırlar. Şekil 17a'da bu durum gösterilmiştir. Bağlantı parçalarının sıkışma doğrusunun

X-eksenine göre simetrisi alınıp, uç değeri cıvatanın uç değerine kaydırılmasıyla Rötcher ön gerilme üçgeni oluşur(Şekil 17b).

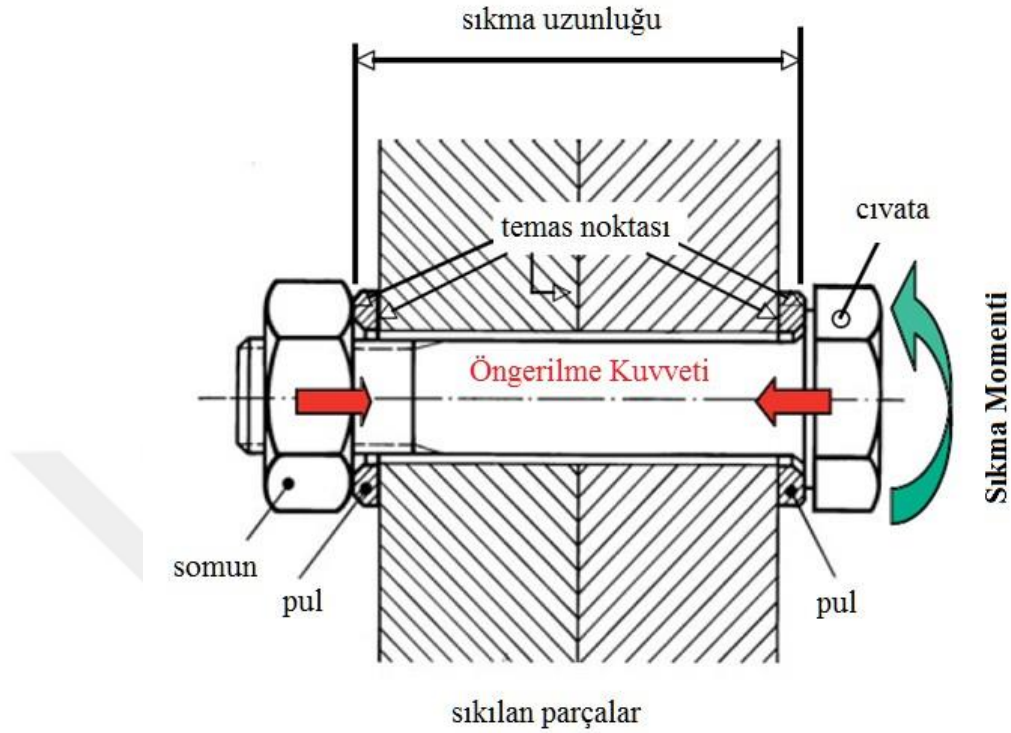


Şekil 17. Ön gerilme diyagramı (Kutay 2009)

Bu fonksiyonun doğrularının tanjant değeri, malzemelerin yay esnekliğini vermektedir. Diyagramda, cıvata ve sıkıştırılan parçaların elastik boy değişimi ( $f_c$ ,  $f_p$ ) görülmektedir. Burada,  $f_c$  kısmında cıvata uzamakta ve  $f_p$  kısmında da parçalar kısalmaktadır.

Sıkma momenti ile cıvata üzerinden dolaylı olarak cıvatayı uzatan ve bağlanan parçaları kısaltan bir montajla, ön gerilme kuvveti meydana getirilir. Sıkılan parçaların elastisitesine göre işletme anında kuvvet parçaya ve cıvataya paylaştırılır. Cıvatadaki çekme gerilmesinin artış oranı düşük olmasına rağmen geri kalan sıkma kuvveti büyük oranda düşer.

Şekil 18’de ön gerilmeli cıvata ile sıkılan parçalar gösterilmiştir.

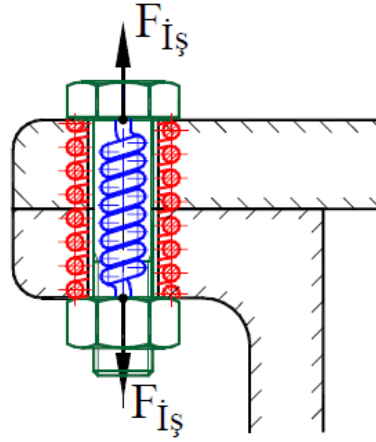


Şekil 18. Ön gerilmeli cıvata ile sıkılan parçalar (Çavdar 2013)

Akma sınırının üstünde sıkılan çok özel cıvata bağlarının dışında kalan bağlantılarda, cıvatalar genellikle akma sınırının altında kalacak şekilde sıkılırlar. Cıvataya uygulanan sıkma momenti, gerekli sürtünme bağına sağlamaya yetecek kadar ön gerilme kuvvetini oluşturabilecek değerde seçilmelidir.

**Tavsiye:** Ön gerilme kuvveti, en azından cıvata akma sınırının %75’i olmalıdır. Enine yönde büyük dinamik yükler söz konusu değilse  $L_{civ}/D_{anma} > 5$  olduğu, temas noktalarının az ve yeterli ön gerilme kuvveti olduğu durumlarda metal parça bağlantılarında ek bir emniyet elemanı kullanmaya gerek yoktur.

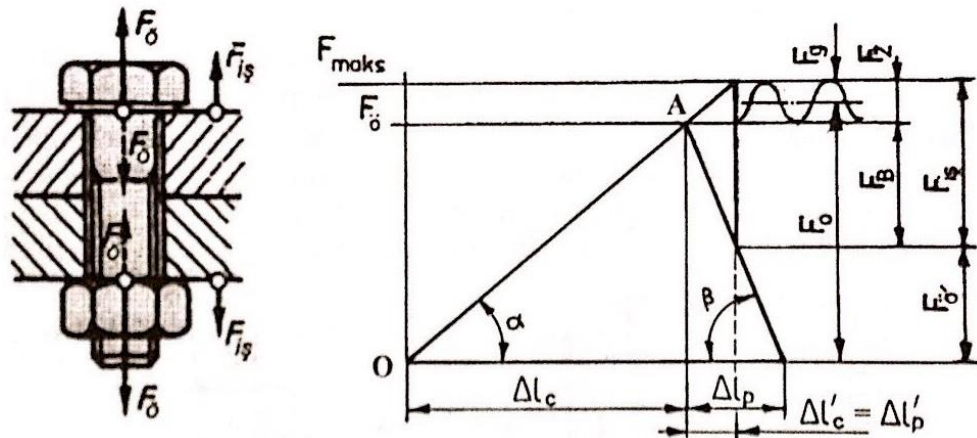
### 3.8.1.2. İkinci durum (işletmedeki hal)



Şekil 19. Ön gerilmeli cıvatanın işletmedeki hali (Kutay 2009)

Cıvata sıkılıp bağlantı yapıldığında cıvata çekiye, plaka basıya zorlanır. İşletme kuvvetinin teorik olarak cıvata kafasının temas yüzeyinden ve somunun temas yüzeyinden etki gösterdiğinin kabul edersek; işletme kuvveti  $F_{İş}$  cıvatayı daha çok çekiye, plakaları daha az basıya zorlayacaktır. Buradan ön gerilmeli cıvata bağlantısında işletme kuvvetinin büyük kısmı cıvata tarafından değil de plakalar tarafından karşılandığı anlaşılmaktadır.

Şekil 20’de ön gerilmeli cıvataadaki kuvvet ve deformasyonlar gösterilmiştir.



Şekil 20. Ön gerilmeli cıvataada kuvvet ve deformasyonlar (Babalık ve Çavdar 2012)

$C_c$  civataların rijitliği,  $C_p$  ise plakaların rijitliğidir. Böylece

$$F = C \cdot \Delta l$$

bağıntısından ön gerilme kuvveti ve deformasyonu arasındaki ilişki

$$F_{\bar{O}} = C_c \cdot \Delta l_c = C_p \cdot \Delta l_p$$

olarak yazılır.

Şekil 19'daki diyagramdaki üçgenlerin benzerliğinden

$$C_c = tg \square = \frac{F_{\bar{O}}}{\Delta l_c} = \frac{F_z}{\Delta l_c} \quad (3.21a)$$

$$C_p = tg \square = \frac{F_{\bar{O}}}{\Delta l_p} = \frac{F_B}{\Delta l_p} \quad (3.21b)$$

yazılabilir.

$\Delta l_p = \Delta l_c = \Delta l'$  olduğundan işletme kuvveti

$$F_{i\bar{s}} = F_z + F_B = C_c \cdot \Delta l_c + C_p \cdot \Delta l_p = \Delta l' \cdot (C_c + C_p) \quad (3.22)$$

olur ve civataya gelen ek kuvvetin işletme kuvvetine oranı

$$\square = \frac{F_z}{F_{i\bar{s}}} = \frac{\Delta l' \cdot C_c}{\Delta l' \cdot (C_c + C_p)} = \frac{C_c}{C_c + C_p} = \frac{1}{1 + \frac{C_p}{C_c}} \quad (3.23)$$

işletme kuvvetinin ne kadarının ilave kuvvet olarak civatayı zorlayacağını verir.

Civataya gelen maksimum kuvvet

$$F_{maks} = F_{\bar{O}} + F_z \quad (3.24)$$



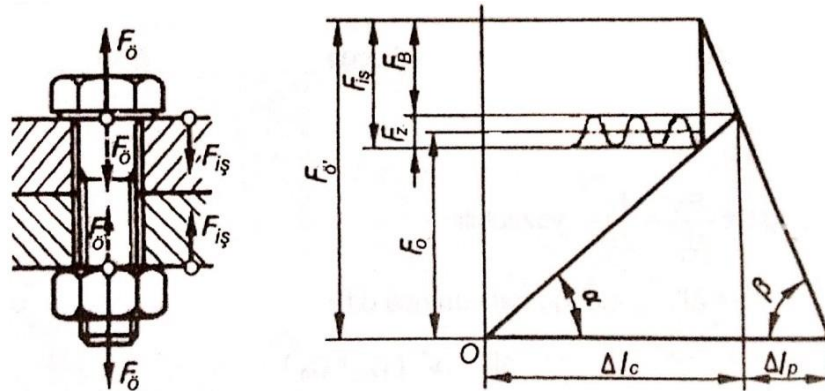
Geri kalan ön gerilme kuvveti

$$F'_0 = F_0 - F_B \quad (3.25)$$

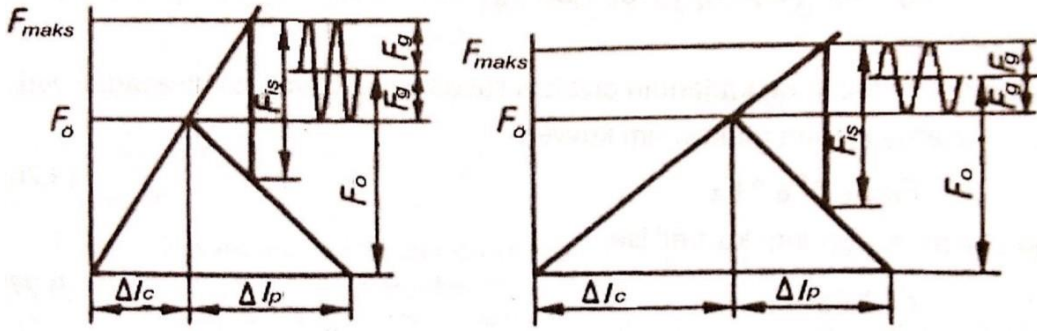
ile hesaplanır.

Yeterli bir geri kalan ön gerilme kuvvetinin elde edilebilmesi için ön gerilme kuvveti yeterince büyük alınmalıdır. Ön gerilme kuvvetinin işletme kuvvetinin 2,5 katı olması, yüzey pürüzleri büyük ve sıkıştırılan parça sayısı da ikiden fazla ise 3,5 katı veya daha fazla olması tavsiye edilir.

İşletme kuvveti, cıvatayı basıya zorlayan türden bir kuvvet de olabilir. Bu durumda cıvata bağlantısının sıkıştırdığı parçalar, işletme kuvveti etkisinde daha da kısalmır, cıvatanın uzaması da azalır (Şekil 21). İşletme kuvveti bası kuvveti olduğunda, cıvata ters yönde  $F_Z$  ek kuvveti ile zorlanır. Cıvataya gelen kuvvetin değeri maksimum kuvvet  $F_0 + (F_Z / 2)$  ve minimum kuvvet  $F_0 - (F_Z / 2)$  arasında değişir. Yani cıvata, ortalama kuvvet  $F_0$  ve genliği  $F_Z / 2$  olan tam değişken kuvvetin meydana getirdiği dinamik kuvvetle zorlanacaktır. Şekil 21'den anlaşılacağı üzere, rijitliği daha az olan cıvata (uzar cıvata) ile cıvataya gelen gerilme genliği daha da azaltılabilir. Böylece dinamik yük altında sürekli mukavemet daha kolay sağlanabilir.



**Şekil 21.** İşletme kuvveti bası kuvveti olan ön gerilmeli cıvata bağlantısı (Babalık ve Çavdar 2012)



Şekil 22. Normal cıvata (solda) ve uzar cıvata (sağda) (Babalık ve Çavdar 2012)

### 3.8.2. Cıvataların rijitliğinin hesabı

Cıvataların rijitliği

$$\sigma = E \cdot \epsilon$$

$$\epsilon = \frac{F}{A}$$

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l}$$

bağıntılarından hareketle

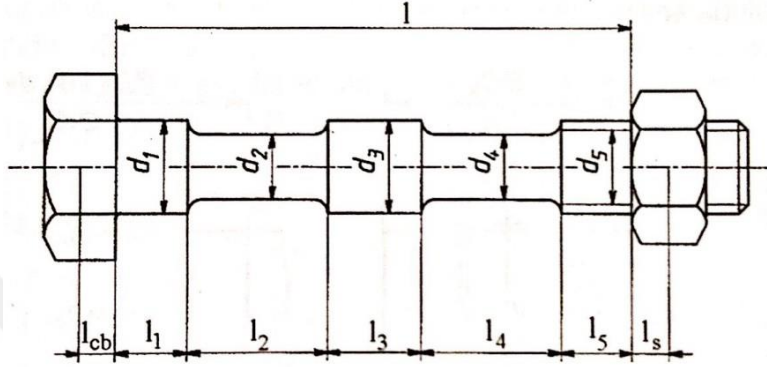
$$C_c = \frac{F}{\Delta l_c} = \frac{\sigma \cdot A}{\epsilon \cdot l_c} = \frac{E \cdot \sigma \cdot A_c}{\epsilon \cdot l_c} = \frac{E \cdot A_c}{l_c} \quad (3.26)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Burada  $\sigma$  (N/mm<sup>2</sup>) gerilme değeri, E (N/m<sup>2</sup>) elastisite modülü (Young modülü),  $\epsilon$  birim uzamadır. F kuvvet değeri, A<sub>c</sub> (mm<sup>2</sup>) cıvatanın kesit alanı,  $\Delta l_c$  (mm) cıvatanın uzama miktarı, l<sub>c</sub> (mm) cıvatanın ilk boyu, C<sub>c</sub> cıvatanın rijitliğidir.

Uzar cıvataların rijitliği ise farklı kesitleri dikkate alarak

$$\frac{1}{C_c} = \frac{1}{E} \left( \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \dots \right) \quad (3.27)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Diş açılmış kısımda kesit olarak gerilme kesiti  $A_s$  alınır.



Şekil 23. Uzar cıvata (Babalık ve Çavdar 2012)

Cıvatanın shaft kısmından başka, cıvatanın baş kısmı ve somun içindeki kısmı da yaylanır, deformasyona uğrar. Bu kısımlar, rijitliği nominal çap  $d$  çapında ve  $l_{CB} = l_S = 0,4 \cdot d$  uzunluğunda birer silindirmiş gibi hesaba katılmalıdır(Şekil 23).

Bu durumda rijitlik

$$\frac{1}{C_c} = \frac{1}{E} \left( \frac{0,4 \cdot d}{A} + \frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{l_3}{A_3} + \frac{l_4}{A_4} + \frac{l_5}{A_5} + \frac{0,4 \cdot d}{A} \right) \quad (3.28)$$

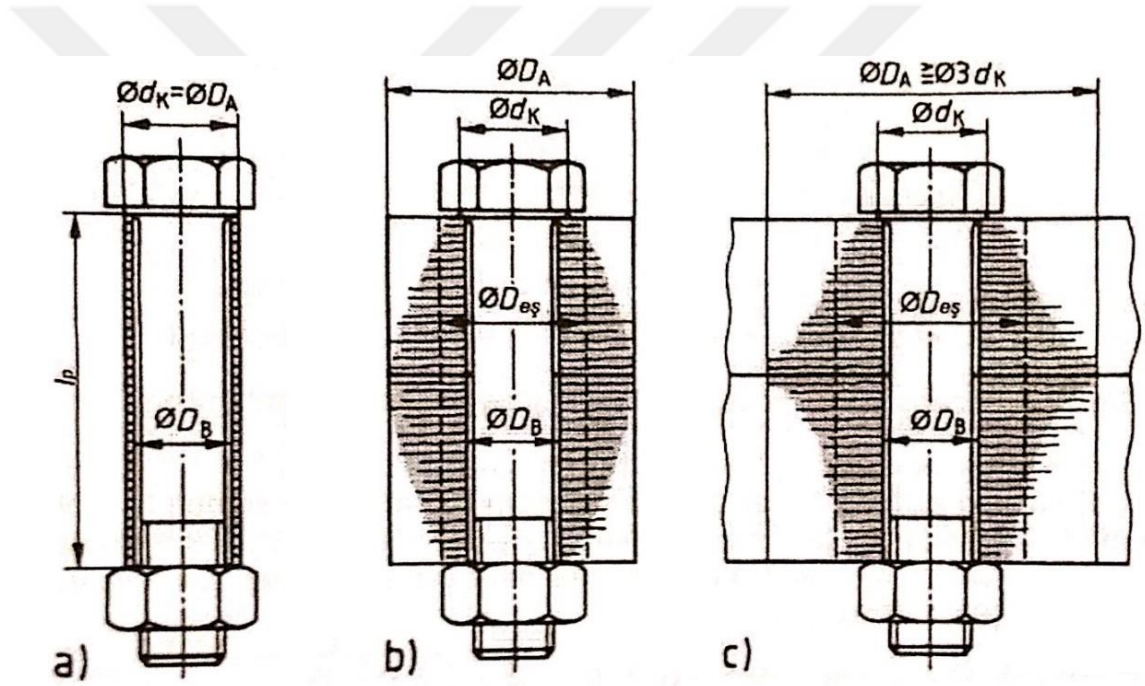
bağıntısı ile hesaplanır.

### 3.8.3. Parçaların rijitliğinin hesabı

Sıkılan parçaların rijitliği  $C_P$ 'nin hesabı daha karmaşıktır. En basit haliyle sıkıştırılan parça ince cidarlı bir kovan şeklinde ise rijitlik

$$C_P = \frac{E \cdot A_P}{l_P} \quad , \quad A_P = \frac{\pi}{4} (D_A^2 - D_B^2) \quad (3.29)$$

bağıntısı ile hesaplanır(Şekil 24a).



Şekil 24. İnce cidarlı silindir (Babalık ve Çavdar 2012)

Flanş bağlantılarında ve benzerlerinde sıkıştırılan parça, silindirik bir kovan değildir(Şekil 24). Civata ile somun arasında kalan parçanın da, konik veya paraboloid şeklindeki bir kısmın bası nedeniyle deformasyona uğradığı çeşitli deneylerle tespit edilmiştir. Bu nedenle yaklaşık hesaplarda bu geometrilere uygun eşdeğer bir kesitin bulunması önerilmiştir(Şekil 24-b,c).

Basıya zorlandığı varsayılan bölgenin en büyük çapı  $D_A$ , cıvata başının parçaya temas çapı  $d_k$ , delik çapı  $D_B$  ise  $d_k < D_a < d_k + l_p$  sınırları arasında parça eş değer kesiti

$$A_{P,eş} = \frac{\pi}{4} (d^2 - D^2) + \frac{\pi}{8} d (D - d) [(x+1)^2 - 1] \quad (3.30)$$

eşitliği ile hesaplanır. Bu denklemdeki yardımcı büyüklük  $x = \sqrt[3]{l_p \cdot d_k / D_A^2}$  'dir.

### 3.8.4. Cıvatadaki Gerilmeler

Cıvata sıkılırken sıkma momenti  $M_{cs}$ , cıvata ve somun arasında bir ön gerilme kuvveti oluşturur. Bu montaj kuvveti işletme anında gereken  $F_0$  ön gerilme kuvvetinden büyük olmalıdır. En küçük montaj kuvveti

$$F_{M \min} = F_0 + F_K \quad (3.31)$$

olmalıdır. Cıvata, sıkma esnasında montaj ön gerilme kuvveti  $F_M$  tarafından çekiye ve sıkma momentinin vidalar arasındaki sürtünmeyi yenmeye yarayan ve somunun cıvata üzerindeki hareketini sağlayan bölümü

$$M_{12} = F_M \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \alpha') \approx F_M \cdot \frac{d_2}{2} \cdot (\text{tg} \alpha + \tan \alpha')$$

tarafından da burulmaya zorlanır.

Cıvatadaki çeki gerilmesi  $\sigma_c = \frac{F_M}{A}$  ile hesaplanır. Gerilme kesiti için

$$A_s = \frac{\pi}{4} \left[ \frac{(d_3 + d_2)}{2} \right]^2 \quad (3.32)$$

alınabilir. Böylece çeki gerilmesi  $\sigma_{\zeta} = \frac{F_M}{A_s}$  olur.

Eğer civatanın sıkılması burulmasız özel yöntemlerle yapılırsa, sıkma momentinin oluşturduğu burulma gerilmesi

$$\sigma = \frac{M_{12}}{W_p} = \frac{F_M \left( \frac{d}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \alpha') \right)}{\sigma \cdot d^3 / 16} \quad (3.33)$$

eşitliğinden hesaplanır.

$F_M$  kuvvetinin oluşturduğu çeki gerilmesi ise

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F_M}{A_s}; F_M = \sigma_{\zeta} \cdot A_s = \sigma_{\zeta} \cdot \frac{d_s^2}{4} \quad (3.34)$$

bağıntılarından

$$\sigma = \frac{\sigma \cdot \sigma \cdot d^2 \cdot d \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \alpha') / 2 \cdot 4}{\sigma \cdot d^3 / 16} \quad (3.35)$$

$$\sigma = 2 \cdot \sigma \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \alpha') \frac{d_2}{d_s} \quad (3.36)$$

elde edilir.

### 3.8.5. Şafttaki Eşdeğer Gerilme

Şekil Değişirme Enerjisi Hipotezi yardımıyla çeki ve burulmaya eşdeğer mukayese gerilmesi

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{eş} = \sigma_{\zeta} \sqrt{1 + 3 \cdot [2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \alpha') \cdot d_2 / d_s]^2} \quad (3.37)$$

olarak hesaplanır.

Standart cıvatalar için

$$\alpha = 2^\circ \dots 3^\circ \approx 2,5^\circ$$

$$d_2 / d_s = 1,065 \dots 1,039 \approx 1,05$$

$\mu = 0,15$  çelik/çelik malzeme çifti, kuru sürtünme

$$\mu' = 0,15 / 0,866 = 0,173 = \operatorname{tg} \rho'$$

$$\rho' = 10^\circ ; \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \approx 0,22$$

değerleri alınırsa

$$\sigma_{eş} \approx 1,28 \cdot \sigma_{\zeta} \quad (3.38)$$

ile kolayca hesaplanabilir.

Laboratuvar deneyleri, sıkma esnasında cıvatada oluşan çeki ve burulma gerilmelerine eşdeğer gerilmenin, cıvata malzemesinin 0,2 akma sınırının %90'ına eşit olduğu zaman malzemedan en iyi şekilde yararlanıldığını ortaya çıkarmıştır.

Şekil değiştirme enerjisine göre eşdeğer gerilme

$$\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_c^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq 0,9 \cdot \sigma_{0,2} \quad (3.39)$$

olmalıdır.

Eşitliğin her iki tarafı  $\sigma_c$ 'ye bölünürse

$$\frac{\sigma_{es}}{\sigma_c} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_c}{\sigma_c}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{\tau}{\sigma_c}\right)^2}$$

eşitliği elde edilir. Burulma gerilmesi için de denklem 3.36'daki değeri yazılırsa

$$\sigma_c = \frac{\sigma_{es}}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left(\frac{\tau}{\sigma_c}\right)^2}} = \frac{\sigma_{es}}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left(\frac{4 \cdot \text{tg}(\alpha + \alpha')}{1 + d_3/d_2}\right)^2}} \quad (3.40)$$

elde edilir.

### 3.8.6. Cıvata Sıkma Yöntemleri ve Sıkma Faktörü

M12-M16 arasındaki 5.6 ve 6.8 kalitesindeki cıvatalarla bundan daha küçük boyutlu ama daha kaliteli cıvataların (8.8 ve 10.9 kalitesinde M8...M12 cıvatalar) elle oldukça doğru sıkılmakta buna karşın daha küçükler çoğu zaman fazla, büyükler ise az sıkılabilmektedir.

Akma sınırına dayalı sıkımda, cıvata malzemesinin akma sınırına kadar sıkma momenti ile burulma açısı arasında lineer bağ oluşundan hareket edilir, lineerliğin bittiği noktada sıkma işlemi de biter. Dönme açısına göre sıkma yönteminde ise ön gerilme kuvveti ile burulma açısı arasındaki lineer ilişkiyi yararlanılır. Her iki yöntemde de açığı



ölçebilen özel anahtarlar kullanılır. Momente dayalı sıkma işleminde moment anahtarı kullanılır, ayarlanan momente ulaşınca sıkma işlemi sona erdirilir.

Bir civatanın sıkılması için gerekli toplam moment 3.41 eşitliğinde verilmiştir.

$$M_{CS} = F_{\phi} \cdot \left( \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \alpha') + \alpha_k \cdot r_k \right) \quad (3.41)$$

Bu ifade aşağıdaki bölümlerden oluşur:

$$M_1 = F_{\phi} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg} \alpha$$

$$M_2 = F_{\phi} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg} \alpha$$

$$M_3 = F_{\phi} \cdot \alpha_k \cdot r_k$$

Ortalama bir sürtünme katsayısı olarak  $\mu = 0,12$  alırsak, standart civatalar için örneğin M10 civatasında ( $2 \cdot r_k / d_2 \approx 1,75$  alındı), bu bölümlerden vidanın öteleme hareketini sağlayan moment:

$$M_1 = F_{\phi} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg} \alpha = F_{\phi} \cdot \frac{P}{2 \alpha}$$

ile ifade edilir. Bu moment, yaklaşık olarak toplam momentin %14'ünü, dişler arasındaki sürtünmeyi yenen ikinci bölüm %31'ini, somun ve civata başı ile sıkıştırılan parçalar arasındaki sürtünmeyi yenecek üçüncü bölüm ise %55'ini oluşturur. Toplam momentin çoğunluğunu oluşturan ikinci ve üçüncü bölümler sürtünme katsayısı ile doğrudan ilişkilidirler. Bu da bize, konstrüksiyonda sürtünme katsayısını doğru tahmin etmenin önemini göstermektedir.

Gerçekte sürtünme katsayısı, en küçük ve en büyük iki değer arasındaki aralık olarak elde edilir. Gerekli sıkma momentinin hesaplanmasında küçük değer dikkate alınmalı, dolayısıyla ön gerilme kuvvetinin elde edilecek büyük değerine göre civata kalitesi tespit edilmelidir.

Cıvatayı sıkamak için seçtiğimiz yöntemle ilgili olarak aynı yöntemle sıkılan cıvatalarda sıkma momenti farklı olmaktadır. Bu sapsmalardan dolayı uygulayacağımız moment  $M_s$  min ve  $M_s$  maks arasında değişir. Dolayısıyla montajdaki ön gerilme kuvvetleri de  $F_{M \min}$  ve  $F_{M \max}$  arasında değişir. Bu farklılıklar sıkma faktörü  $\alpha_A$  ile ifade edilir:

$$\alpha_A = \frac{F_{M \max}}{F_{M \min}} \quad (3.42)$$

Cıvataya gelen en büyük zorlama montaj aşamasındadır. Bu aşamada oturma olayı henüz başlamamıştır. Cıvataya etkiyen kuvvet  $F_{\min}$ 'in tamamıdır. Eşdeğer gerilme hesaplanırken de  $F_M$ 'nin alabileceği en büyük değer  $F_{M \max}$  dikkate alınır.

$$\alpha_{maks} = \frac{F_{M \max}}{A_s}$$

$$\alpha = \frac{F_{M \max} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \alpha')}{\alpha \cdot d^3 / 16}$$

$$\alpha_{es} = \sqrt{\alpha_{\varphi}^2 + 3 \cdot \alpha^2} < 0,9 \cdot R_{p0,2}$$

ifadelerinden

$$F_{M \max} = \frac{0,9 \cdot R_{p0,2} \cdot A_s}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left( \frac{\text{tg}(\alpha + \alpha') \cdot d \cdot A_s}{2 \cdot W_p} \right)^2}} \quad (3.43)$$

elde edilir.

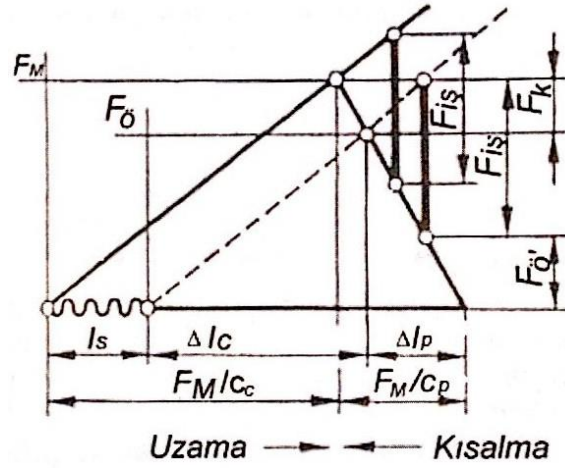
Çizelge 3'te sıkma faktörleri verilmiştir.

**Çizelge 3.** Cıvata sıkma faktörü  $\alpha_A$  (Babalık ve Çavdar 2012)

$\alpha_A$	Sıkma Yöntemi	Sapma Miktarı (%)	
1	Motor veya el ile, akma sınırına veya dönme açısına ayarlı yöntemle sıkma	±5	±12
1,2 ... 1,6	Cıvatanın uzamasını ölçü esaslı alan yöntemler (karmaşık ve zor ölçüm), hidrolik sıkma	±9	±23
1,4 ... 1,6	Moment ayarlı anahtarla sıkma	±17	±23
1,7 ... 2,5	Moment ayarlı özel takımlarla sıkma	±26	±43
2,5 ... 4	Impuls ayarlı, darbeli çalışan özel anahtarla sıkma	±43	±60

### 3.8.7. Oturma Olayı

Montaj kuvveti ile ön gerilmeli cıvata bağlantısında, montaj esnasında sıkıştırılan parçaların temas yüzeylerindeki pürüzlerin bir kısmı ezilir. Cıvatanın sıkıştırılması esnasında oluşan bu plastik deformasyonlar, cıvatanın aynı oranda biraz daha sıkılmasıyla etkisini kaybeder. Ancak pürüz tepelerinin ezilmesi, montaj esnasında karşılaşılan bu olayla bitmez, montajdan sonra da zaman içerisinde özellikle mikro hareketlerin etkisiyle artan bir biçimde yüzey pürüzleri, plastik deformasyona uğramaya, ezilmeye devam eder. Bu olaya *cıvatanın oturması* denir. Önceleri oldukça hızlı, sonra ezilme ile pürüzler azaldıkça daha yavaş devam eden oturma ile bağlantının toplam elastik deformasyonu  $I_s$  kadar azalır. Oturma olayına cıvatanın başı-parça, somun-parça ve sıkıştırılan iki parçanın temas yüzeyleri arasında rastlanır. Ancak pürüzlerin büyük kısmı, daha sonra montaj esnasında ezildiğinden oturma nedeniyle karşımıza çıkan  $I_s$  plastik deformasyonu, montaj öncesi yüzey pürüzleri toplamından daha küçük değerdedir. Oturma nedeniyle cıvataya sıkma esnasında verilen montaj ön gerilme kuvveti azalır. Oturma nedeniyle ön gerilme kuvvetinde  $F_{Ot}$  kadarlık bir kuvvet kaybı söz konusudur.



( $\Delta l_C$  : Cıvatanın uzama miktarı,  $\Delta l_P$  : Sıkıştırılan parçaların kısalma miktarı,  $F_M$  : İşletme esnasında cıvataya etkileyen maksimum kuvvet,  $F_0$  : Ön gerilme,  $F_{İŞ}$  : İşletme kuvveti,  $F_K$  : Oturmada dolayı kaybolan kuvvet,  $F_0'$  : Kalan ön gerilme,  $C_C$  : Cıvatanın rijitliği,  $C_P$  : Parçaların rijitliği)

**Şekil 25.** Oturmanın sebep olduğu deformasyon değişimi (Babalık ve Çavdar 2012)

Oturma değeri olarak pratikte, Bauer & Schaurte Karcher GmbH firmasının yaptığı deneyler sonucu verdiği öneriler kullanılır(Çizelge 4).

**Çizelge 4.** Oturma miktarı  $I_s$  [ $\mu\text{m}$ ] (Babalık ve Çavdar 2012)

	Titreşimli Eksenel Yük Hali	Cıvata Eksenine Dik Kayma Gerilmesi veya Kombine Yük
Dişlerde	5	5
Düzdün Temas Yüzeyi $R_z = 4 \mu\text{m}$	2	4
Pürüzlü Temas Yüzeyi $R_z = 16 \mu\text{m}$	4	8

Cıvatanın mukavemet sınıfına bakılmaksızın dişler için oturma miktarı 5 µm olarak alınabilir(Babalık ve Çavdar 2012). Masif cıvata bağlantılarında oturma miktarı yaklaşık olarak

$$I_s = 3,29 \cdot \left( \frac{I_K}{d} \right)^{0,34} \cdot 10^{-3} \quad (3.44)$$

ile hesaplanabilir. Burada toplam oturma miktarı  $I_s$  ( $f_{0t}$ ) ve cıvata-somun arasında sıkıştırılan parça kalınlığı  $I_K$ 'dir.  $I_s$  ve  $I_K$ 'nin birimi mm'dir.

Ön gerilmenin işletme anında azalmasına ayrıca cıvataların montajda akma sınırına yakın bir noktaya kadar zorlanarak sıkılmasında rastlanabilir. Bu durumda, işletme kuvvetinden cıvataya gelen ek yük ile cıvata akma bölgesine girebilir ve plastik deformasyona uğrar. Bu da ön gerilme kuvvetinin etkisini azaltır.

### 3.8.8 Dinamik Yük Altında Sürekli Mukavemet

Cıvatayı sıkma momentinin, cıvata oluşacak mukayese gerilmesi 0,2 uzama sınırının %90'ını aşmayacak şekilde belirlenmesi gerekmektedir. Ön gerilmeye işletme anında gelen ilave gerilmenin maksimum değeri

$$\sigma_{maks} - \sigma_{\emptyset} = \frac{F_z}{A_s} \leq 0,1 \cdot \sigma_{0,2} \quad (3.45)$$

olmalıdır.

İşletme kuvvetleri dinamik karakterli ise cıvata zorlayan statik gerilme

$$\sigma_0 = \sigma_{\emptyset} + \frac{F_z / 2}{A_s} \quad (3.46a)$$

ve gerilme genliği

$$\sigma_G = \frac{F_Z / 2}{A_s} \quad (3.46b)$$

olur.

Cıvatalarda en tehlikeli bölge, cıvatanın somuna veya karşı parçada vida açılmış deliğe geçiş bölgesidir. Bu noktadaki gerilmenin genliği

$$\sigma_G = \frac{F_Z / 2}{A_3} \quad (3.47)$$

ile hesaplanır. Burada  $A_3$  vida dış dibi kesitidir.

Cıvatalar için sürekli mukavemet değerleri Çizelge 5'te verilmiştir.

**Çizelge 5.** Cıvataların sürekli mukavemet genlik değerleri  $\sigma_G$  (N/mm<sup>2</sup>) (Babalık ve Çavdar 2012)

Cıvataya Uygulanan işlem	Kalite	M4 – M8	M10 – M16	M18 – M30
Cıvata ıslah edilmiş	12 ve 10	70	60	50
	8 ve 6	60	50	40
Cıvata ıslah edilmiş ve dış yuvaları yuvarlatılmış	12 ve 10	110	100	90
	8 ve 6	100	90	80

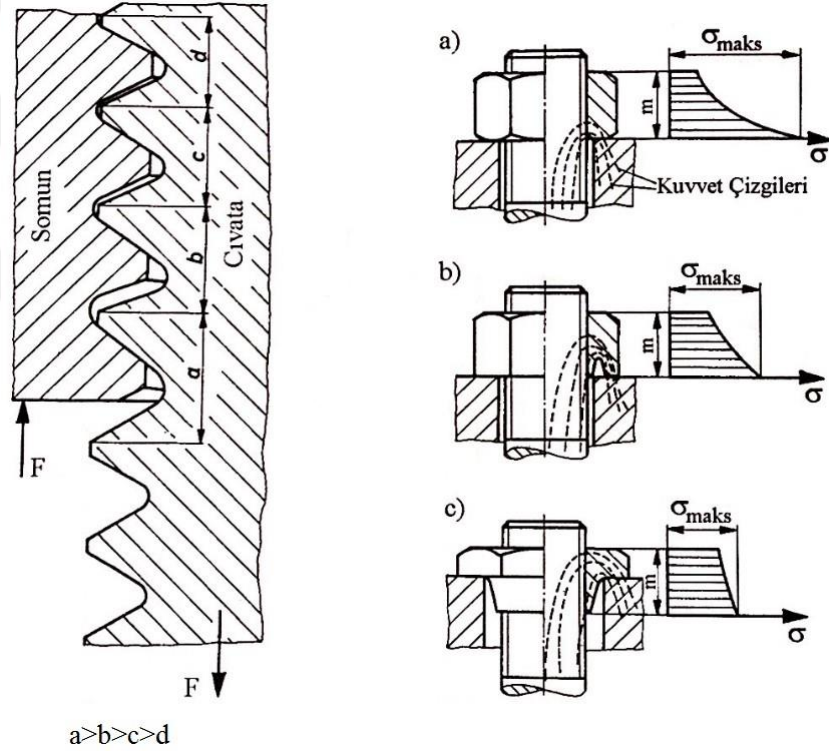
### 3.9. Cıvata Bağlantılarında Vida Üzerinden Kuvvet İletimi

Normal cıvata bağlantılarında temas halindeki dişlerin zorlanması birbirine eşit değildir. Eksen yönündeki kuvvet cıvata şaftını uzamaya zorlarken, somun kısılır. Bundan dolayı cıvata ve somun hatveleri farklılaşır. İlk dişler yükün büyük kısmını, yaklaşık olarak yarısını alırlar(Şekil 26).

İlk dişte oluşan büyük gerilme, dinamik yük altında cıvatanın ömrünün azaltır ve yorulma kırılması hemen her seferinde ilk taşıyıcı diş civarında meydana gelir.

İlk dişlerdeki büyük gerilmeyi azaltmak için, düşük elastisite modülüne sahip malzemeden yapılmış, özel şekillendirilmiş somun kullanılır.

Somunun dayanma yüzeyine yuva açıp somunu daha elastikleştirerek, ilk dişlerdeki gerilmeyi azaltmak veya somunu çekiye zorlayacak şekilde şekillendirerek yükü tüm dişlere daha düzgün dağıtmak mümkündür.



**Şekil 26.** Vidada deformasyonlar ve cıvatada gerilme dağılımı a)Standart somun b) Somunun alt yüzeyine yuva açılarak somun esnekleştirilmiş, ilk dişte gerilim azaltılmış c) Çeki somunu, dişlerde gerilim dağılımı düzgün (Babalık ve Çavdar 2012)

### 3.10. Cıvatanın Hesaplanması ve Seçimi

Eğer cıvata bağlantısı kaldırma ve taşıma aletlerinde, çelik konstrüksiyonda, buhar kazanlarında veya basınçlı kazanlarda ise muhakkak kuvvet belirlenmesinde ve hesap sonuç karşılaştırılmasında bu konuda geçerli standart ve şartnameler dikkate alınmalıdır.

Bu bölümdeki bilgi ve değerler, elastik durumda birbiri ile bağlanmış parçaların yüzeylerinin doğrudan birbirleriyle temas halinde ve bağlanan parçaların da rijit olduğu kabul edilerek verilmiştir.

Cıvatanın pratik seçimi için cıvataya gelen yük, işletmedeki yüklemenin şekli ve cıvatanın kalitesi ile şekli bilinmelidir.

Cıvatanın kalitesi belirlenip, cıvata çapının belirlenmesi için kabataslak

$$F_{EK} = \alpha \cdot F_{İS} \leq 0,1 \cdot R_{p0,2} \cdot A_{GE}$$

$$A_{GE} \geq \frac{\alpha \cdot F}{0,1 \cdot R_{p0,2}} \quad (3.48)$$

formülü ile bulunur. Burada  $A_{GE}$  ( $\text{mm}^2$ ) gerilim kesit alanıdır.

#### 3.10.1. Pratikte kuvvet oranının kabaca kabulü

Konstrüksiyon ölçüleri henüz belli olmadığından burada genel kabule gidilir. Değerin büyük olması kaba seçim için emniyetlidir. En büyük basit kuvvet oranı  $\alpha'_{\max}$ , kır döküm malzemesi için yaklaşık olarak 0,7 alınır. Kuvvet dağılım faktörü  $n$  için de 0,5 değeri alınır. Böylece

$$\alpha = n \cdot \alpha' = 0,5 \cdot 0,7 \approx 0,35$$



olarak hesaplanır. Bu değer 3.48 denkleminde yerine konulursa

$$A_{GEger} \geq \frac{3,5 \cdot F}{R_{p0,2}} \cdot \frac{1}{s} \quad (3.49)$$

denklemini elde edilir. Burada  $A_{GEger}$  ( $\text{mm}^2$ ) cıvatanın gerekli gerilim kesit alanıdır.

Cıvatanın gerekli gerilim kesit alanı hesaplandıktan sonra EK 1'den gerilim kesit alanı  $A_{GE}$ 'ye göre cıvata seçilir. Hesaplanan alan, statik ve eksen dışı zorlama altındaki şaftlı cıvatalar için geçerlidir. Burada seçim yapılırken tam eksenden zorlamada ve esnek cıvatalarda bir boy küçük, dinamik zorlamada bir boy büyük cıvata alınır.

### **3.11. Cıvata Bağlantılarında Gevşeme Önlemleri**

Gevşeme önlemlerini yalnız gevşemeye karşı önlemler ve gevşemeden doğan kayıplara karşı önlemler olarak iki grupta inceleyebiliriz.

#### **3.11.1. Yalnız gevşemeye karşı önlemler**

##### **3.11.1.1. Kendiliğinden çözülme olayı**

Özellikle cıvata eksenine dik yönde dinamik olarak zorlanan cıvata bağlarında kendi kendine çözülme olayı ile sıkça karşılaşılır. Cıvata yorulabilir veya çözülebilir.

Çözülmenin nedeni olarak bağlantının bir iç çözülme momentinden bahsedilebilir. Bu moment cıvata başı ile parçalar ve cıvata-somun dişleri arasındaki sürtünme bağının aşılması sonucu ortaya çıkar. Özellikle cıvata-somun ile yapılan bağlantılar tehlikededir.

**Temel Kanun:**

Normal şartlarda cıvata-somun dişleri ile cıvata başı-parça arasında oluşan sürtünme bağı emniyetli bir bağlantı için yeterlidir.

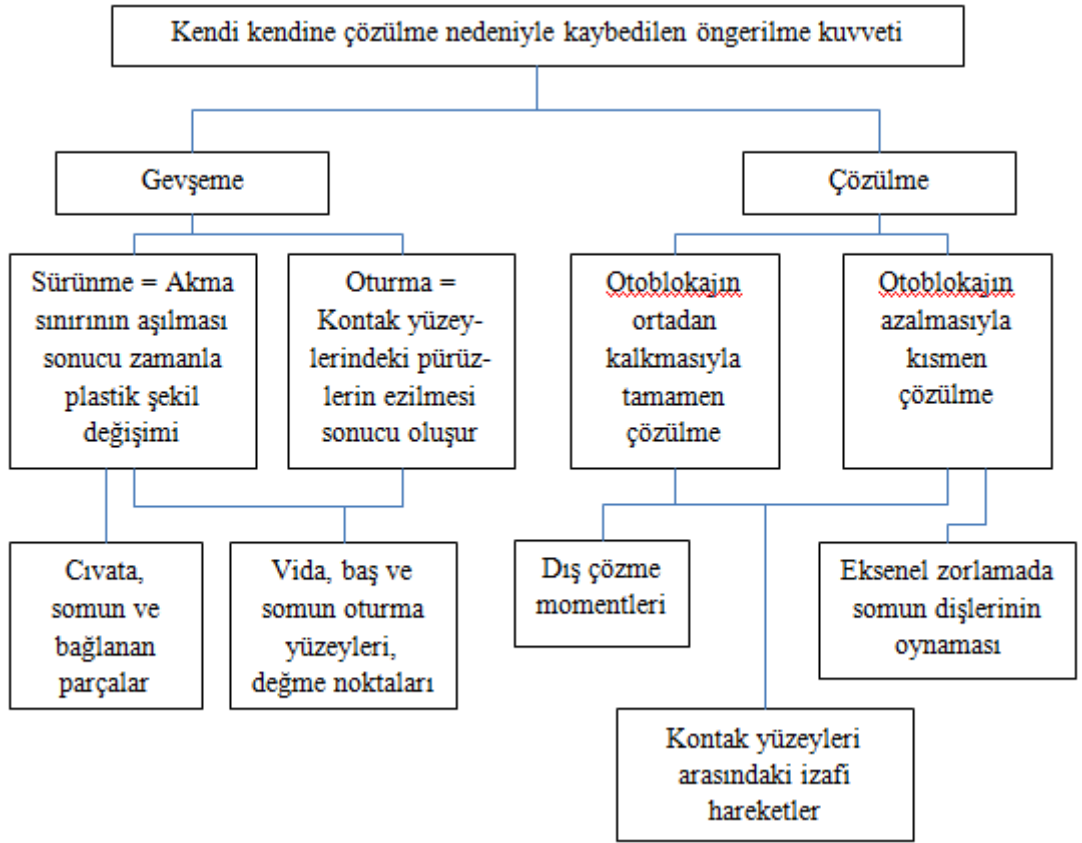
Mevcut sıkma uzunluğu 5d değerinden büyükse uygulamada dinamik yüklemeye ek emniyet tedbiri almaya gerek yoktur.

Konstrüktif önlemlerin yeterli gelmediği durumlarda ek emniyet elemanlarının kullanılması önerilir.

***3.11.1.2. Bir cıvata başının kendi kendine çözülme nedenleri***

Kendiliğinden gevşeme en fazla, ön gerilme kuvvet kaybından ortaya çıkar. Bağlantı sıkışmadığından somun veya cıvata kendiliğinden dönmeye başlar.

Cıvata bağlantılarında kendiliğinden çözülme nedenleri genel olarak Şekil 27'de özetlenmiştir.



Şekil 27. Kendiliğinden çözülme nedenleri

### 3.11.1.3. Kendiliğinden gevşemeye karşı konstruktif önlemler

*Gerekli sıkma boyu olmalıdır.* Normal olarak ön gerilmeli cıvata bağlantılarında gevşemeye karşı sıkma boyu ile cıvatanın nominal çapının oranı, önlem olarak düşünülen bir çözümdür.

Standart metrik nominal ISO vidalı cıvata bağlantısında

$$L_{Si} \geq 4 \cdot d(3,5 \cdot d) \quad (3.50)$$

Standart metrik ince dişli ISO vidalı cıvata bağlantısında

$$L_{S1} \geq 4,5 \cdot d(4 \cdot d) \quad (3.51)$$

olarak alınır.

Eğer ısıdan dolayı meydana gelen enine hareketler gibi bağlantıyı enine zorlayan kuvvet varsa sıkma boyu hesaplanır.

$$f = \frac{F_E \cdot L_{S1}^3}{12 \cdot E \cdot I_y} \quad (3.52)$$

$$L_{S1} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot E \cdot I_y \cdot f}{F_{\text{ÖN}} \cdot \mu_B}} \quad (3.53)$$

Burada  $I_y$  (mm<sup>4</sup>) cıvatanın eylemsizlik momenti,  $f$  (mm) cıvatanın sehimi,  $\mu_B$  cıvata başı ve somunun temas yüzeylerindeki sürtünme katsayısıdır.

3.51 denkleminde cıvatanın sıkma boyunun küçük olması için cıvata malzemesinin elastislik modülü, cıvata çapı ve sehimi küçük olmalıdır.

*Bağlantı, yüksek ön gerilme kuvveti ile sıkılmalıdır. Cıvata malzemesi tam yani %90 Re kullanılmalıdır. Eğer konstrüksiyon şartları elverişli ise yüksek kaliteli cıvatalar kullanılmalıdır. Burada önemli olan bağlanan parçaların yüzey basıncını kaldırıp kaldıramamalarıdır.*

Cıvata başı ve somunun temas yüzeylerindeki sürtünme katsayıları  $\mu_K$  ve  $\mu_B$ , mümkün olduğu kadar yüksek tutulmalıdır. Bunun yanında ön gerilme kuvvetinin küçük olmaması için sıkma momentinin de paralel olarak düzeltilmesi gereklidir.

*Temas yüzeylerinin işleme kalitesi hassas olmalı ve sıkma metodunun tam verilmesi gerekmektedir.*

### 3.11.2. Gevşemeden doğan kayıplara karşı önlemler

Dinamik zorlama altında olan cıvata bağlantılarında gevşemeden sonra bağlantı kendiliğinden çözülüp bağlantı parçaları kaybolabilir. Kaybolmalara karşı ya konstruktif önlemler alınır ya da konstrüksiyon şekil bakımından emniyetli yapılmalıdır. Tel ve pim, kaybolmalara karşı alınabilecek önlemlerdir.

Bunların dışında gevşemelere karşı aşağıdaki önlemler de alınmaktadır.

*Ön Yükleme:* Ön yükleme kuvveti, somunun sıkılması sonucunda cıvatanın aksenal olarak zorlanması nedeniyle oluşan kuvvettir. Ön yükleme titreşime bağlı gevşemeyi önlemede en kolay ve en ekonomik yöntemdir. Cıvata özelliklerine göre gerekli olan en uygun ön yüklemenin uygulanması gerekir.

*Kilitli veya Yapışkanlı Somun:* Kilitli somunlar, gevşemeyi önlemede sıklıkla kullanılır. Burada biri üstte diğeri altta olmak üzere üst üste iki somun kullanılmaktadır. Burada en ideal kullanım, içte tam ve dışta yarım somun kullanımınıdır.

*Nyloc® Somunlar:* Bu somunların uç kısmında polimer kaplı diş vardır. Bu somunun kullanımını sayesinde tork artar ve bu sayede gevşeme potansiyeli azalır. Fakat yüksek sıcaklıklarda kullanıma uygun değildir.

*Naylon Toplu Ekler:* Cıvata veya somun üzerinde oluklar açılıp oluk boyunca naylon toplar yerleştirilerek elde edilir. Bu ekler, dışa doğru çıkıntı oluşturur. Bu da sürtünmeyi artırarak torkun artmasına neden olur. Bu metot da yüksek sıcaklıklarda kullanıma uygun değildir.

*Deforme Somunlar:* Somunun bir ucu dairesel olmayacak şekilde deforme edilerek elde edilir. Somun ya da cıvatada ek bir elastik enerji depolanır. Bu enerji de gevşemeye karşı bariyer oluşturur. Bir başka deyişle sürtünmeyi bariz bir şekilde artırır.

*Deforme Dişler:* Somun ya da cıvaya dişlerinde yapılan deformasyonlar da sürtünmeyi bariz bir şekilde artırır. Bu da torkun artmasına neden olur.

*Müdahale Edilmiş Dişler:* Somun ve cıvata da farklı açıda diş profilleri oluşturularak elde edilir. Bu da gevşemeyi önleyici bir uygulamadır.

*Konik Dişler:* Bu metot müdahale edilmiş dişlerin bir başka çeşididir. Burada somundaki iç çap, son birkaç diş koni şekline getirilerek değiştirilir. Bu da bağlantıda kilitleme meydana getirir.

*Kilitleme Pulları:* Somunların iç veya dış yüzeylerinde ya da alt veya üst yüzeylerinde belirli simetride çıkıntılar yerleştirilir. Bu çıkıntılar yüzeylerde sürtünmeyi artırır ve kilitlemeyi sağlar.

*Bölmeli Kilitleme Somunu:* Bu somunların üst kısmı genellikle üç bölmeden oluşur. Cıvata bu alana girerken, somunun yivli bölümü dişlerde ek sürtünme kuvveti uygular. Eğer deformasyonlar belli bir elastik aralığında sınırlı ise, bu çeşit somunlar gevşemeyi önlemede ve mekanizmayı kilitlemede oldukça yararlı olurlar.

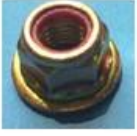


*Çatal Pimli Somun:* Bu somunlar, kale şekline bezeyen altı bölmeden oluşan somunlardır. Somun sıkıldıktan sonra somunun kaybolmaması için çatal pim yerleştirilir. Bu pim sayesinde mekanik kilitleme oluşur ve somunun dönmesi engellenir.

*Somun Kapağı ve Çatal Pim:* Çatal pimli somundaki bölmeler yerine, somun sıkıldıktan sonra bölmeli çıkıntıları olan metal kapak somunun üzerine yerleştirilir. Çatal pim, çıkıntıların üzerinden ve cıvata da ki delikten geçerek takılır.

*Kilitleyici Teller:* Bu metot, bir grup cıvatanın sabitlenmesinde genellikle uygulanır. Cıvata sıkıldıktan sonra tel, delinmiş cıvata başlarındaki delikler boyunca geçirilir. Kilitleyici teli ayarlamak için, gevşek cıvatalardan biri sıkılır. Bu sayede diğer cıvatalar da sıkılmış olur. Gevşemeyi önlemede oldukça pahalı bir metottur.

*Kilitlemeli Somun:* Kilitlemeli somun, cıvata-somunlarda vibrasyon, darbe, şok kaynaklı veya nedeni ne olursa olsun oluşan gevşemeyi önleyen yeni bir tasarımıdır. Somun üzerine özel dizayn kanal açılmıştır. Somunun cıvata ya montajında kanallara gelen cıvata dişleri kanal dizaynından dolayı cıvata dişine baskı yaparak sıkıştırır. Bu baskı gevşemeyi tamamen önlemektedir.

*Kilitleyici Kaplamalar:* Cıvataların ya da somunların dişli kısımlarına baştan 2-3 diş bırakılarak ortalama 8mm genişliğinde tatbik edilen yapışkan kimyasalı, cıvatanın sıkılması sonrasında aktif hale gelerek sertleşir ve kilitleme olayını gerçekleştirir. Aslında kimyasal mikrokapsüller içinde bulunan epoksi reçineden ibarettir. Cıvataların sıkılmasıyla patlayan mikrokapsüllerden çıkan epoksi reçine, oda sıcaklığında çok kısa süre içerisinde kuruduktan sonra tamamen sertleşerek yapışkanlık sağlar. Bu türde kaplanmış cıvataların raf ömrü 20-25 derecelik ısıda 4 yıldır.

		
Kilitli somun	Nyloc somun	Deforme somun
		
Kilitleme pulları	Bölmeli kilitleme somunu	Çatal pimli somun
		
Kilitleyici teller	Kilitlemeli somun	Mikrokapsüllü kilitleyiciler
		
Nylon bazlı plastik kaplamalar		

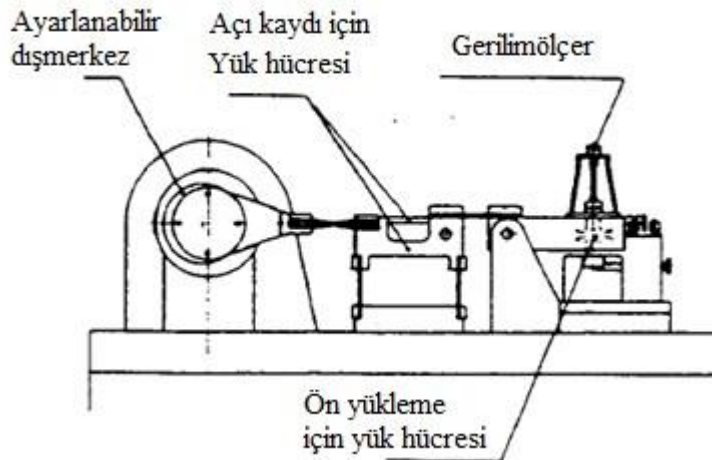
**Şekil 28.** Cıvata gevşemelerine karşı alınabilecek önlemler

#### 4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Ön gerilmeli cıvata bağlantılarındaki gevşemelerin nedenini anlayabilmek için, Junker makinesine benzer bir makine üretilmiş ve deneyler yapılmıştır. Hem aksel hem de kesme yönünde yüksek frekanslı titreşim üretebilen bir test düzeneği üretilmiştir. Cıvata boyutu, kalitesi, bağlama uzunluğu, ön gerilme kuvveti uygulama sınırı, yağlama, cıvata, somun ve bağlanan yüzeylerin kaplanması, test frekansı ve aksel ve yanal yer değiştirme değerleri faktörleri kullanılarak deney planı yapılmış fakat çok fazla deneye ihtiyaç duyulduğu belirlenmiştir. Deney sayısı çok olduğundan sadeleşmeye gidilmiş ve deney sayısı azaltılmıştır. Sonlu elemanlar metodu kullanılarak cıvatalar üzerindeki tork kayıpları belirlenmiştir.

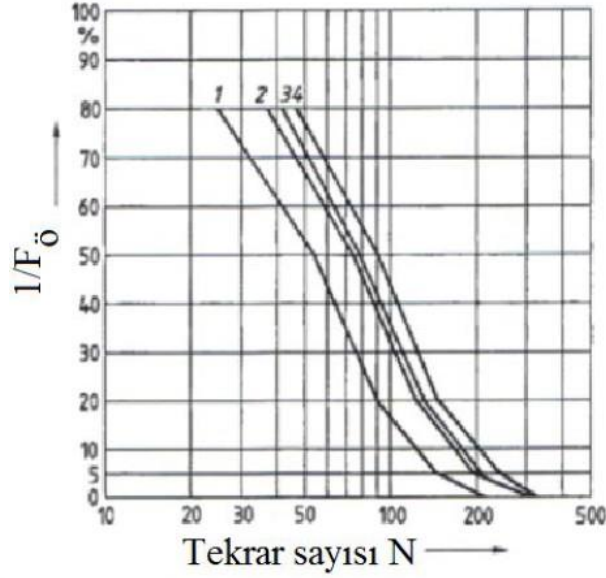
Yapılan deneylerde daha önce yapılmış olan deney sonuçlarına ulaşılmış, belirlenen parametrelerin cıvata bağlantılarındaki gevşemede etkili olduğu gözlenmiştir.

Junker test düzeneği Şekil 29’da gösterilmiştir. Düzenek sürücü motor, test bloğu, veri toplama donanımı ve grafik verilerinin görüntülediği monitörden oluşmaktadır. Düzenekte, cıvata bağlantısının davranışları, çevrim sayısına bağlı sıkıştırma kuvveti tarafından karakterize edilir. Sıkma kuvvetindeki düşüşler Şekil 30’daki gibi gösterilir.



Şekil 29. Junker test düzeneği





Şekil 30. Sıkma kuvvetindeki düşüşler (Çavdar 2014)

Junker'ın teorisine göre cıvata bağındaki çözülme olayının dört aşaması Şekil 31'de verilmiştir.

A: Etkiyen yük ile birlikte dişler arası boşluğun artması

B: Parçaların kayma hareketi devam ettiğinde cıvatanın ters yöne doğru eğilmesi

C: Halen çözülmenin olmadığı ancak somunun ters yöne hareket ettiği durum

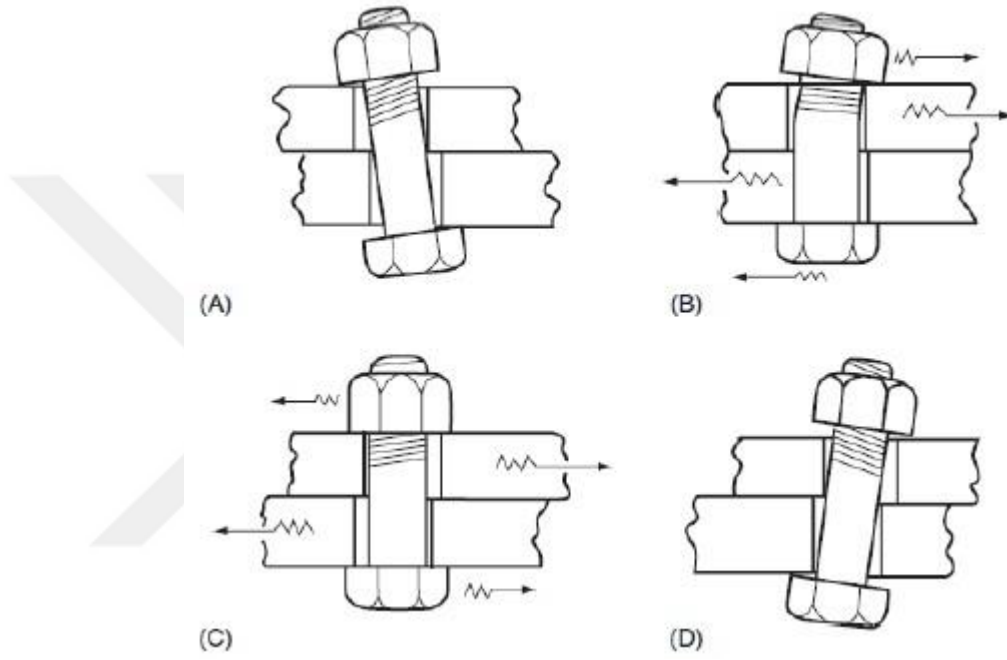
D: Diş boşluğunun ve ön gerilme kaybının son aşamaya gelmesi

Çözülme davranışına etki eden faktörleri açıklayan Junker, hiçbir ek torklama cihazı ve emniyet elemanının kullanılmadığı bağlantılarda aşağıdaki önerileri vermektedir.

- Bir cıvatadaki elastik şekil değiştirme, somunu çözmeye çalışan bir tork yaratır.

- Titreşim genliği belirli bir değere ulaştığında, şaft ve somun dişleri arasında aynı anda da somun ve cıvata başı ile bağlanan parçalar arasında bir enine kayma meydana gelir.

- Bu kayma belirli bir sınır değeri aştığında bağlanan parçalar arasındaki sürtünme bağı ortadan kalkar, cıvatanın iki ucu serbest kalır ve cıvata sıkmanın ters yönünde döner.
- Dış kuvvetler olsun ya da olmasın, dişler ve somun-parça arasındaki sürtünme kuvvetleri yenilmedikçe çözülme olmaz.

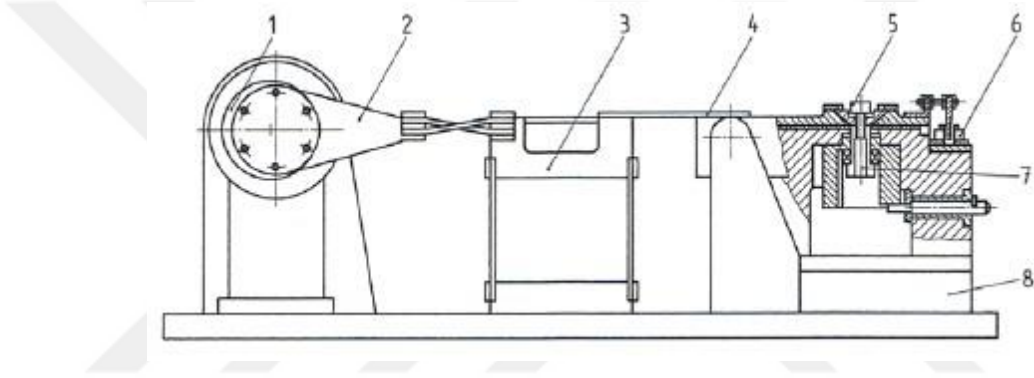


Şekil 31. Junker'e göre cıvata bağının çözülme sürecinin gösterimi (Çavdar 2014)

#### 4.1. Test Cihazları

DIN 65151 ve DIN 25201 standartları cıvata bağlarında kullanılan, çözülmeyi önleme, tedbir ve elemanların etkinliğini test etmek amacıyla ortaya konmuş olan standartlardır. Oldukça eski olan bu standartlardan DIN 25201, raylı taşıtlardaki uygulamalar için ortaya konulmuştur. Günümüzde henüz binek araçlardaki cıvata bağlarına özgü bir standart mevcut değildir. Mevcut standartlara uygun şekilde testlerin yapılabilmesi

amacı ile çeşitli ölçme ve test cihazları tasarlanmıştır. Şekil 32’de Junker’a ve DIN 65151’e uygun olarak çalışan bir test cihazının mantıksal yapısı, Şekil 33’te de Almanya Zwickau Üniversitesi’nde araştırma amaçlı yapılan çözülme test cihazı görülmektedir. Junker’ın 1969 yılında geliştirdiği yaklaşım, halen günümüzde uzay araştırmaları da dahil, çözülme engelleyici ek eleman ve yöntemlerin etkinliğinin araştırılmasında kullanılmaktadır. Yöntemde, enine yöndeki kayma kuvvetlerinin etkisi araştırılmasına rağmen, civatanın eksenî yönündeki çekmeye zorlayan kuvvetler ile bağlantıyı eğmeye çalışan düzlemlerdeki kuvvetlerin etkisini araştıran metotlar henüz bulunamamıştır.



**Şekil 32.** Junker test cihazı şeması, 1: Ayarlı eksantrik, 2: Bağlama parçası, 3: Yanal yük ölçme elemanı, 4: Bağlama plakası, 5: Çözülme sensörü, 6: İndüktif yer değiştirme sensörü, 7: Test edilen civata, 8: Gövde (Çavdar 2014)



**Şekil 33.** Zwickau Üniversitesi civata çözülmesi araştırma standı (Çavdar 2014)

Literatürde tanıtımı yapılan cıvata bağı çözülme test cihazlarının parametreleri genel olarak aşağıdaki gibi verilmektedir.

Boyut: M6-M36 - Kalite: 4.8-10.9

Enine yük: 1,2 kN-50 kN

Test frekansı: 12,3-59 Hz

Sıkma kuvveti: 20 kN-160 kN

Yatay yer değiştirme:  $0,07 \pm 3$  mm

Bağlama uzunluğu: 1,5 mm-17 mm

## 5. SONUÇLAR VE YORUMLAR

Bu çalışmada, ön gerilmeli cıvata bağlantılarındaki titreşime bağlı çözülme olayı üzerine mevcut teoriler analiz edilerek deney cihazları üzerinde durulmuştur. Çözülme olayının anlaşılması ve denemelerin yapılabilmesi için bir metodoloji üzerinde durularak yeni bir test cihazı tasarlanmış ve üretilmiştir. Mevcut standart ve sistemlerde otomotive özgü bir cıvata çözülme tespit mekanizması yoktur. Oysa otomotiv üzerinde farklı boyut ve kalitede yüzlerce cıvata, çalışma ömürleri boyunca birçok farklı değer ve frekansta titreşimli yüklemelere maruz kalmaktadır. Bunun sonucunda da önemli yerlerde çok önemli görevlere sahip cıvatalarda ön gerilme kayıplarına rastlanmakta ve sonuç olarak ya bağlantı tamamen kaybedilmekte veya araçta istenmeyen gürültüye neden olan titreşimler görülebilmektedir. Otomotive özel olarak bağlama cıvataları hem eksenel hem de yanal yönde kuvvetler ile aynı anda zorlanmaktadır. Ancak yukarıda da anlatıldığı gibi bu yönleri dikkate alan bir test standardı daha önce olmadığından, yeni bir yaklaşımla, hem eksenel hem de dikey yöndeki kuvvetlerin cıvatanın çözülmesine etkilerinin araştırılabildiği bir deney standı üretilmiştir. Ancak bu şekilde gerçeğe yakın deney sonuçlarına ulaşılabileceği, çözülme olayının daha net anlaşılacak mevcut teorilerin etkinliği hakkında fikir sahibi olunabileceği düşünülmüştür.

Üretilen bu yeni test düzeneğinde; M8, M10 cıvata boyutu, 8.8, 10.9 cıvata kalitesi, bağlama uzunluğu (sıkılan parçaların kalınlıkları), ön gerilme kuvveti uygulama sınırı ( $0,75 \cdot \sigma_{0,2}$  gibi) , yağlama (tribolojik şartlar), cıvata, somun ve bağlanan yüzeylerin kaplaması, test frekansı, eksenel ve yanal yer değiştirme değerleri parametreleri belirlenmiş ve çok sayıda deneye ihtiyaç duyulduğu hesaplanmış, deney sayısı azaltılarak testler yapılmıştır. Deney parametreleri ve bazı değişkenler Çizelge 6'da verilmiştir.

**Çizelge 6.** Deney parametreleri ve değişkenler

Cıvata Boyutu	Cıvata Kalitesi	Bağlama Uzunluğu (mm)	Uygulanan Yük (%)
M8	8.8	50	$0.5 \cdot \sigma_{0.2}$
M10	10.9	100	$0.75 \cdot \sigma_{0.2}$
M12	12.9	150	$1.0 \cdot \sigma_{0.2}$

Cıvata bağının çözülme davranışı, titreşim kuvvetlerinin tekrar sayısına bağlı olarak sıkma kuvvetinin değişimi ile temsil edilir. Pratikte uygulanan üç farklı değerlendirme türü vardır:

1. Yük tekrar sayısının belirlenmesinin ardından kalan sıkma kuvvetinin belirlenmesi.
2. Cıvata yorulma sınırının hesaplanması.
3. Cıvatada sıkma kuvvetinin kaybolduğu tekrar sayısının tespiti.

Parametrik çalışmalarla gerçekleştirilen karşılaştırma testlerinde, örneğin özel kilitleme elemanları, yapıştırma, çift somun vb. güvenlik elemanları, kalibrasyon testlerinde tanımlanmış olan yer değiştirme değerlerine göre test edilirler. Genel olarak, kuvvetin 2000 tekrarının ardından bağlantıda kalan sıkma kuvvetinin başlangıç değerine göre %20 azalması uygun kabul edilir. Bir başka ifade ile; ön gerilme kuvvetinin %80'inin yerinde kalması istenir. Bu koşul sağlandığında cıvata kilitleme mekanizmasının/önleminin etkin olduğu kabul edilebilir.

Cıvatalar, birçok sektörde oldukça yaygın kullanıma sahip bağlama elemanlarıdır. Bu kadar yaygın kullanılmalarına ve çeşitli elemanları bağlamada yeterli olmalarına rağmen, cıvata bağlantılarında meydana gelen tork kayıpları bu bağlantıların verimliliğini ve güvenilirliğini önemli ölçüde azaltmaktadır. Tork kayıpları nedeniyle meydana gelen kazalar, bilim adamlarının tork kayıpları üzerinde durmalarını sağlamıştır. Buna bağlı olarak tork kayıplarının nedenleri üzerinde durulmuş,

bağlantılardaki gevşemeleri önlemek için neler yapılabileceği üzerinde araştırmalar yapılmıştır. Çeşitli deneyler ve metotlarla yapılan incelemelerde, farklı materyallerin farklı sonuçlar verdiği görülmüştür. Yapılan deneylerde, sadece yanal yöndeki kuvvetler dikkate alınmış, aksel yöndeki kuvvetler incelenmemiştir. Bu araştırmada ise, tork kayıplarını aksel yöndeki kuvvetlerin de etkilediği düşünülerek her iki yöndeki kuvvetlerin etkilerini anlamamızı sağlayan bir test cihazı üretilmiş ve deneyler yapılmıştır. Yapılan deneylerde, aksel yöndeki kuvvetlerin, cıvata bağlantılarında meydana gelen tork kayıplarında çok fazla etkili olmadığı anlaşılmıştır. Bu deneylerde, daha önce yapılan araştırma bulgularına benzer sonuçlar elde edilmiştir. Bilgilerin gizliliği nedeniyle test sonuçları paylaşılmamıştır.

Yapılan incelemeler sonucunda, tork kayıplarını önlemede aşağıdaki uygulamalarının yapılması tavsiye edilir.

- Gerekli ön yüklemenin yapılması
- Yerine göre kilitli veya yapışkanlı somun, Nyloc somun, naylon toplu ekler, deforme somunlar, deforme dişler, müdahale edilmiş dişler, konik dişler, kilitleme pulları, bölmeli kilitleme somunu, çatal pimli somun, somun kapağı ve çatal pim, kilitleyici teller, kilitlemeli somun, kilitleyici kaplamalar kullanılması
- Yeterince uzun cıvata kullanılması
- Az sayıda büyük çaplı cıvata yerine, çok sayıda küçük çaplı cıvata kullanılması
- Cıvata ve somun dişleri arasındaki boşluğun küçük tutulması
- Yağlama yapıldığı durumlarda daha fazla ön yükleme yapılması
- Cıvata başı altındaki sürtünme katsayısının artırılması
- Kaplama yüzeyinin daha ince yapılması
- Cıvata üretiminde kaliteli malzeme kullanılması
- Cıvata ve somun yüzeylerinin çok iyi işlenmesi

Ayrıca, cıvatalardaki gevşeme olayını tahmin etmek için yapılan çalışmalar, tork kayıplarını daha iyi anlamak açısından oldukça faydalıdır. Simülasyonlardan elde edilen sonuçlar, cıvata ve somun tasarımı için üretici firmalara kolaylık sağlayacaktır.





## 6.KAYNAKLAR

**Anonim, 1998.** Transverse vibration loosening characteristics of high-strength fastened joints using direct tension indicators (DTIs). SPS Technologies. Jenkintown, PA.

**Anonim, 2011.** Böllhoff bulletin securing threaded connections.  
<http://www.boellhoff.com/static/pdf/downloadcenter/EN/Bulletin-27-Securing-Threaded-Connections-EN-1627.pdf>. (Erişim tarihi: 20.02.2015).

**Anonim, 2012.** Cıvatalı bağlantılarda emniyetli tork değerinin teorik ve deneysel olarak belirlenmesi. *Mühendis ve Makina*, 53(633): 43-51.

**Babalık, F. C., Çavdar, K. 2012.** Cıvatalar: Makine elemanları ve konstrüksiyon örnekleri, Bursa, Türkiye, s.191-231.

**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(8): 1215–1225.

**Bickford, J. H. 2007.** Self-loosening: Introduction to the design and behavior of bolted joints, Ed.: Faulkner, L. L., New York, pp: 303-325.

**Buchmann, M. 2010.** Advanced monitoring system for bolted connections in vehicle construction. *Dipl.-Ing.(FH)*, NMMU Faculty of Engineering, Port Elizabeth.

**Çavdar, K., Bilal, H., & İnce, U. 2014.** Cıvata bağlantılarında tork kaybını engellemek amacıyla metodoloji geliştirilmesi. OTEKON'14 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 26-27 Mayıs 2014, Uludağ Üniversitesi, Bursa.

**Fernando, Dr. Saman 2005.** Mechanisms and prevention of vibration loosening in bolted joints. *Australian Journal of Mechanical Engineering*, 2(2): 73-92.

**Friede, R., & Lange, J. 2009.** Self loosening of prestressed bolts. NSCC2009, 2-4 Eylül 2009, Malmö.

**Fujioka, Y., & Sakai, T. 2015.** Rotating loosening mechanism of a nut connecting a rotary disk under rotating-bending force.  
<http://mechanicaldesign.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1448735&resultClick=3> (Erişim tarihi: 25.02.2015).

**Gemalmayan, N. 2010.** Bağlama ve hareket cıvataları.  
<http://websitem.gazi.edu.tr/site/nihatgem/files/download/id/35032> (Erişim tarihi: 25.02.2015).

**Hasmihura, S., Komatsu, K., Inoue, C., & Nakao, T. 2008.** A new tightening method of bolt/nut assembly to control the clamping force. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing*, 2(5): 896-902.

**Hattori, T., Yamashita, M., Mizuno, H., & Naruse, T. 2010.** Loosening and sliding behaviour of bolt-nut fastener under transverse loading. <http://www.epj-conferences.org> (Erişim tarihi: 12.05.2015).

**Ishimura, M., Karami, A., Sawa, T., & Nagao, T. 2010.** Bolt-nut loosening in bolted flange, connections under repeated bending moments. Proceedings of the ASME 2010 Pressure Vessels & Piping Division / K-PVP Conference PVP2010, 18-22 Temmuz 2010, Bellevue, Washington.

**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. *Engineering Failure Analysis*, 16: 1510-1519.

**Jiang, Y., & Lee, C.-H. 2006.** Finite element modeling of self-loosening of bolted joints. <http://mechanicaldesign.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1449272&resultClick=3> (Erişim tarihi: 09.01.2015).

**Kasei, S. 2007.** A study of self-loosening of bolted joints due to repetition of small amount of slippage at bearing surface. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing*, 1(3): 358-367.

**Kurban, A. O. 1985.** Cıvata bağlantılarında ve sızdırmazlığın önemli olduğu sistemlerde ön gerilmenin dinamik yükleme açısından incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Anabilim Dalı, Kayseri.

**Kutay, M. G. 2009.** Cıvatalar ve Somunlar. [http://www.guvenkutay.ch/civata/08a\\_civata.pdf](http://www.guvenkutay.ch/civata/08a_civata.pdf) (Erişim tarihi: 03.11.2015).

**Minguez, J. M., & Vogwell', J. 2005.** Theoretical analysis of preloaded bolted joints subjected to cyclic loading. *International Journal of Mechanical Engineering Education*, 33(4): 350-357.

**Nassar, S. A., & Housari, B. A. 2007.** Study of the effect of hole clearance and thread fit on the self-loosening of threaded fasteners. *Transactions of the ASME*, 129: 586-594.

**Nassar, S. A., & Templeton, D. 2011.** A novel optical method for real-time control of bolt tightening. <http://pressurevesseltech.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1461741&resultClick=3> (Erişim tarihi: 04.11.2015).

**Pai, N., & Hess, D. 2002.** Three-dimensional finite element analysis of threaded fastener loosening due to dynamic shear load. *Engineering Failure Analysis*, 9: 383-402.

**Ramey, G. E., & Jenkins, R. C. 1995.** Experimental analysis of thread movement in bolted connections due to vibrations. Auburn University, Auburn.

**Sanclemente, J., & Hess, D. 2007.** Parametric study of threaded fastener loosening due to cyclic transverse loads. *Engineering Failure Analysis*, 14: 239-249.

**Sawa, T., İshimura, M., & Karami, A. 2010.** A bolt-nut loosening mechanism in bolted connections under repeated transverse loadings (Effect of inclined bearing surfaces on the loosening). Proceedings of the ASME 2010 Pressure Vessels & Piping Division / K-PVP Conference PVP2010, 18-22 Temmuz 2010, Bellevue, Washington.

**Shoji, Y., & Sawa, T. 2011.** Self-loosening of nuts due to external load. SIMULIA Customer Conference, 16-19 Mayıs 2011, Barcelona.

**Takahashi, T., Ueno, T., Yamaji, M., & Amasaka, K. 2010.** Establishment of highly precise CAE analysis model using automotive bolts. *International Business & Economics Research Journal*, 9(5): 103-113.

**Temiz, V. 2011.** Civata. <http://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Civata.pdf> (Erişim tarihi: 20.12.2015).

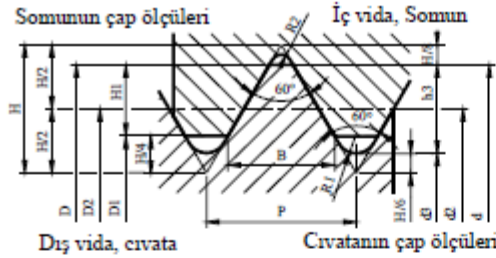
**Vand, E. H., Oskouei, R. H., & Chakherlou, T. N. 2008.** An experimental method for measuring clamping force in bolted connections and effect of bolt threads lubrication on its value. <http://waset.org/publications/7105/an-experimental-method-for-measuring-clamping-force-in-bolted-connections-and-effect-of-bolt-threads-lubrication-on-its-value> (Erişim tarihi: 22.12.2015).

**Yamada, H., & Amasaka, K. 2011.** Highly-reliable CAE analysis approach-application in automotive bolt analysis. <http://www.davidpublishing.com/show.html?765> (Erişim tarihi: 01.03.2015).

**Yang, X., & Nassar, S. 2010.** Vibration-induced loosening performance of preloaded threaded fasteners. Proceedings of the ASME 2010 Pressure Vessels & Piping Division / K-PVP Conference PVP2010, 18-22 Temmuz 2010, Bellevue, Washington.

**Zaki, A. M., Nassar, S. A., & Yang, X. 2010.** Effect of thread and bearing friction coefficients on the self-loosening of preloaded countersunk-head bolts under periodic transverse excitation. <http://tribology.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1468521&resultClick=3> (Erişim tarihi: 26.06.2015).

**EK 1 - Metrik ISO-Standart dişli vidalar (ISO 68 ; DIN 13 T1 ; TS61/3), ölçüler mm dir.**



$$d_2 = D_2 = d - 0,64952 P \quad H = 0,86603 P$$

$$D_1 = d - 1,08253 P \quad H_1 = 0,54127 P$$

$$d_3 = d - 1,22687 P \quad h_3 = 0,61343 P$$

$$R_1 = H/6 = 0,14434 P \quad d_s = (d_2 + d_3)/2$$

$$R_2 = H/12 = 0,07217 P \quad \tan \varphi = P/(\pi \cdot d_2)$$

$$\text{Matkap çapı } D_M = d - P$$

$$M 12 = \text{Anma çapı 12 mm olan civata}$$

Anma çapı d = D	Havşa (Adım) P	Bölüm çapı d <sub>2</sub> = D <sub>2</sub>	Dış dişi çapı		Dış yüksekliliği		Gerilim kesiti A <sub>0H</sub> mm <sup>2</sup>	Dış dişi kesiti A <sub>s</sub> mm <sup>2</sup>	Helis açısı φ	
			d <sub>3</sub>	D <sub>1</sub>	h <sub>3</sub>	H <sub>1</sub>				
1		0.25	0.838	0.693	0.729	0.153	0.135	0.460	0.377	5.427°
1.2		0.25	1.038	0.893	0.929	0.153	0.135	0.732	0.627	4.386°
1.6		0.35	1.373	1.171	1.221	0.215	0.189	1.270	1.076	4.640°
2		0.4	1.740	1.509	1.567	0.245	0.217	2.073	1.789	4.185°
2.5		0.45	2.208	1.948	2.013	0.276	0.244	3.391	2.980	3.712°
3		0.5	2.675	2.387	2.459	0.307	0.271	5.031	4.473	3.405°
4	3.5	0.6	3.110	2.764	2.850	0.368	0.325	6.775	6.000	3.514°
		0.7	3.545	3.141	3.242	0.429	0.379	8.779	7.750	3.596°
	4.5	0.75	4.013	3.580	3.688	0.460	0.406	11.319	10.065	3.405°
5		0.8	4.480	4.019	4.134	0.491	0.433	14.183	12.683	3.253°
6		1	5.350	4.773	4.917	0.613	0.541	20.123	17.894	3.405°
8		1.25	7.188	6.466	6.647	0.767	0.677	36.609	32.841	3.168°
10		1.5	9.026	8.160	8.376	0.920	0.812	57.990	52.292	3.028°
12		1.75	10.863	9.853	10.106	1.074	0.947	84.267	76.247	2.935°
14		2	12.701	11.546	11.835	1.227	1.083	115.439	104.706	2.869°
	16	2	14.701	13.546	13.835	1.227	1.083	156.668	144.121	2.480°
			2.5	16.376	14.933	15.294	1.534	1.353	192.473	175.135
20	18	2.5	18.376	16.933	17.294	1.534	1.353	244.794	225.190	2.480°
		2.5	20.376	18.933	19.294	1.534	1.353	303.399	281.527	2.237°
24	22	2.5	22.051	20.319	20.752	1.840	1.624	352.504	324.273	2.480°
	27	3	25.051	23.319	23.752	1.840	1.624	459.406	427.095	2.183°
			3	27.727	25.706	26.211	2.147	1.894	560.587	518.988
30	33	3.5	30.727	28.706	29.211	2.147	1.894	693.553	647.193	2.077°
	36	4	33.402	31.093	31.670	2.454	2.165	816.722	759.280	2.183°
			4	36.402	34.093	34.670	2.454	2.165	975.752	912.868
42	39	4.5	39.077	36.479	37.129	2.760	2.436	1120.910	1045.148	2.099°
	45	4.5	42.077	39.479	40.129	2.760	2.436	1306.003	1224.120	1.950°
			4.5	44.752	41.866	42.587	3.067	2.706	1473.149	1376.593
48	52	5	48.752	45.866	46.587	3.067	2.706	1757.834	1652.209	1.870°
56	5.5	5.5	52.428	49.252	50.046	3.374	2.977	2030.017	1905.204	1.913°
			5.5	56.428	53.252	54.046	3.374	2.977	2362.020	2227.231
	60	6	60.103	56.639	57.505	3.681	3.248	2675.972	2519.519	1.820°
64	68	6	64.103	60.639	61.505	3.681	3.248	3055.293	2887.957	1.707°

Bu tabeladaki değerler, yukarıda verilmiş olan formüllerle hesaplanmıştır.

Burada bulunmayan vida değerleri, yukarıda verilmiş olan formüllerle hesaplanır.

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Nihal AKPINAR  
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa / 28.05.1986  
Yabancı Dili : İngilizce

### Eğitim Durumu

Lise : Bursa Süleyman Çelebi Lisesi (Y.D.A.) (2000-2004)  
Lisans : Karaelmas Üniversitesi / Mühendislik Fakültesi  
Yüksek Lisans : Makine Mühendisliği (2005-2010)  
Uludağ Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı  
Taşıt Tasarımı Programı

### Çalıştığı Kurumlar ve Yılı

DMT Makine Ltd. Şti. (2011-2012)  
Geomet Mühendislik Proje ve Danışmanlık Ltd. Şti. (2014-2015)  
Emcekare Mühendislik (2015-... )

İletişim(e-posta) : pinar\_nihal@hotmail.com