# <u>İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ</u>

## İÇTEN YANMALI MOTORLARDA BİYEL KOLU CIVATALARININ HESABINA VE TASARIMINA YÖNELİK YAZILIM GELİŞTİRME

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Alp Temuçin TURGAÇ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

**TEMMUZ 2020** 



## <u>İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ</u>

## İÇTEN YANMALI MOTORLARDA BİYEL KOLU CIVATALARININ HESABINA VE TASARIMINA YÖNELİK YAZILIM GELİŞTİRME

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Alp Temuçin TURGAÇ (503171202)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Vedat TEMİZ

**TEMMUZ 2020** 



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503171202 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Alp Temuçin TURGAÇ, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "İÇTEN YANMALI MOTORLARDA BİYEL KOLU CIVATALARININ HESABINA VE TASARIMINA YÖNELİK YAZILIM GELİŞTİRME" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :

**Dr. Öğr. Üyesi Vedat TEMİZ** İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri :Dr. Öğr. Üyesi Atakan ALTINKAYNAKİstanbul Teknik Üniversitesi

.....

Teslim Tarihi: 15 Haziran 2020Savunma Tarihi: 14 Temmuz 2020





Aileme,



## ÖNSÖZ

Lisans eğitimimdeki makina mühendisliği programı ve iş hayatımda edindiğim bilgileri bu yüksek lisans tezinde bir arada kullanma fırsatı buldum. Bu çalışma ile cıvataların hesabı, davranışı ve uygulamaları hakkında birçok kazanım elde ettim. Öncelikle Sayın Dr. Öğr. Üyesi Vedat Temiz' ye yapmış olduğum tez konusuna beni yönlendirmesi, tez boyunca yapmış olduğu gözetim, öneri ve katkılar için teşekkürlerimi sunarım. Cıvatalar hakkında sahip olduğu bütün bilgi birikimini aktardığı için ayrıca teşekkür ederim.

Son olarak bütün eğitim hayatım boyunca beni sürekli destekleyen annem ve bütün aileme minnetlerimi sunarım.

Haziran 2020

Alp Temuçin Turgaç (Makine Mühendisi)



# İÇİNDEKİLER

## <u>Sayfa</u>

ÖNSÖZ	vii
İCİNDEKİLER	ix
KISAL TMALAR	
SEMBOLLER	xiii
CIZEL GE LISTESI	xvii
ŞILLIĞI LIŞTISI SEKİL LİSTESİ	xix
ÖZET.	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİS	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Arastırması	
2. GENEL BİLGİLER	7
2.1 Tarihi	7
2.2 Temel Tarifler	8
2.2.1 Temel tarif ve standartlar	8
2.2.2 Vida profilleri	8
2.2.3 Vida toleransları	10
2.2.4 Vida gösterimi	11
2.2.5 Cıvata bağlantı türleri ve montajı	12
2.3 Cıvata - Somun Malzemeleri ve İmalat Teknikleri	12
2.3.1 Malzemeler	12
2.3.2 Cıvata imalatı	13
3. YAKLASIM	15
3.1 Etki Yükleri	15
3.1.1 Cıvataya etkiyen yükler	15
3.2 Cıvata Bağlantıları	
3.2.1 Sınıflandırma	
3.2.2 Yay modeli	
3.2.3 Yaylanma rijitliği	
3.2.3.1 Cıvataların eksenel rijitliği	
3.2.3.2 Sıkışan kısımların eksenel rijitliği	27
3.2.3.3 Cıvataların eğilme rijitliği	31
3.2.3.4 Sıkışan kısımların eğilme rijitliği	32
3.2.3.5 Eksantrik yükleme ve sıkıştırmanın yaylanma rijitliğine etkisi	32
3.2.4 Bağlantı faktörü ve etki noktası	33
4. CIVATALAR	37
4.1 Yük ve Mukavemet Hesaplamaları	37
4.1.1 Cıvata bağlantılarında ön gerilme kuvveti ve sıkma momenti	37
4.1.2 Cıvata gevşemesi	39
4.1.3 Termal etkiler	41

<ul> <li>4.1.5 Gerilme ve güvenlik katsayı hesapları</li></ul>	4 5 6 7
4.1.5.1 Montaj gerilmesi	4 5 6 7
4.1.5.2 Çalışma gerilmesi	5 6 7
	6 7
4.1.5.2.1 Akma noktasının aşılmasına müsaade edilmeyen durum	.7
4.1.5.2.2 Akma noktasının çalışma durumunda geçilmesi4	
4.1.5.2.3 Akma noktasının montaj sırasında geçilmesi4	7
4.1.5.2.4 Akma noktasının geçilmesi sonucu en düşük sıkıştırma yükü4	8
4.2 Cıvatalarda Yorulma	8
4.3 Geliştirilen MS Excel Yazılımı	1
5. TASARIM VE ANALİZ SÜRECİ 5	55
5.1 Biyel Tasarımı	5
5.2 Cıvataya Etki Eden Yüklerin Hesaplanması	7
5.3 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması	8
6. ÇIKTI VE DEĞERLENDİRME 6	53
KAYNAKLAR	<u>5</u> 9
ÖZGEÇMİŞ7	'3

## KISALTMALAR

SEM	: Sonlu Elemanlar Metodu
FEM	: Finite Element Method (Sonlu Elemanlar Metodu)
SG	: Isıl işlemden sonra ovalanmış cıvatalar
SV	: Isıl işlemden önce ovalanmış cıvatalar
zul	: İzin verilen yükleme
req / erf	: Gerekli yükleme
TTJ	: Kılavuz çekilmiş deliğe monte edilmiş olan bağlantı
TBJ	: Somun ile yapılmış bağlantı
BJ	: Cıvata Bağlantısı
SBJ	: Tekli Cıvata Bağlantısı
MBJ	: Çoklu Cıvata Bağlantısı
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta



## SEMBOLLER

Α	: Alan
As	: Cıvata gerilme alanı
AP min	: Cıvata başı / somunu oturma alanı
DA	: Ayrım yüzey alanı ikame çap
d	: Çap
ds	: Gerilme alan çapı
dw	: Cıvata kafası oturma yüzeyi dış çapı
do	: İkame gerilme alan çapı
<b>d</b> <sub>2</sub>	: Cıvata bölüm çapı
d3	: Cıvata diş dibi çapı
E	: Elastisite (Young) modülü
Ep	: Sıkışan kısımların elastisite (Young) modülü
Es	: Cıvatanın elastisite (Young) modülü
F	: Yük (kuvvet)
Fв	: Çalışma kuvveti
FA	: Eksenel işletme yükü
F <sub>K</sub>	: Sıkıştırma yükü
F <sub>Kab</sub>	: Eksenel yükleme durumundaki eksenel açılma yükü
FKA	: Açılma durumundaki minimum sıkıştırma yükü
FK, req	: Gerekli sıkıştırma yükü
Fkr	: Geriye kalan sıkıştırma yükü
Fм	: Montaj ön gerilme yükü
F <sub>M</sub> , max	: Maksimum montaj ön gerilme yükü
FM, min	: Minimum montaj ön gerilme yükü
FMzul	: İzin verilen montaj ön gerilme yükü
FPA	: Sıkışan kısımlara etki eden işletme yükü
FSA	: Cıvataya etki eden işletme yükü
Fv	: Geriye kalan ön gerilme yükü
FQ	: Yanal yük
Fz	: Cıvata oturması nedeniyle oluşan gevşeme yükü

$\Delta Fv_{th}$	: Ek termal yük
f	: İşletme yükü nedeniyle oluşan deformasyon
<b>f</b> PA	: İşletme yükü nedeniyle sıkışan kısımlarda oluşan deformasyon
<i>fs</i> <sub>A</sub>	: İşletme yükü nedeniyle cıvatada oluşan deformasyon
fz	: Cıvata oturması sonucu oluşan plastik deformasyon
h	: Yükseklik
Ι	: Atalet momenti
l	: Uzunluk
lGew	: Yüksüz diş kısmının uzunluğu
$l_K$	: Sıkıştırma uzunluğu
MA	: Sıkma momenti
Mb	: İşletme yükü nedeniyle oluşan eğilme moment yükü
Msb	: Geriye kalan eğilme moment yükü
MG	: Diş kısmından gelen sıkma momenti
Мк	: Cıvata başından gelen sıkma momenti
n	: İşletme yükü etki noktası
Р	: Vida adımı
pG	: Sıkışan kısımların kaldırabileceği maksimum yüzey basıncı
Rm	: Çekme mukavemeti
<b>R</b> p 0.2	: Akma mukavemeti
S, Sd, SF	: Güvenlik katsayısı
Ssym	: Ayrım yüzeyi simetrisine göre eksantrik sıkıştırma uzaklığı
Τ	: Sıcaklık
ΔΤ	: Sıcaklık farkı
V	: Ön gerilme faktörü
WP	: Polar atalet momenti
Ws	: Gerilme alanındaki atalet momenti
W	: Cıvata bağlantı tipi faktörü
αΑ	: Montaj faktörü
ØΡ	: Sıkışan kısımların termal genleşme katsayısı
αs	: Cıvatanın termal genleşme katsayısı
β	: Eğilme rijitliği
γ	: Eğilme deformasyonu
δ	: Eksenel rijitliği
δs	: Cıvata eksenel rijitliği

δр	: Sıkışan kısımların eksenel rijitliği
μG	: Vida kısımlarındaki sürtünme katsayısı
μĸ	: Cıvata kafasındaki sürtünme katsayısı
μτ	: Ayrım yüzeyindeki sürtünme katsayısı
σ	: Gerilme
σа	: Eğilme moment etkisinden arındırılmış eksenel gerilme genliği
σab	: Eğilme moment etkisinin dahil edildiği eksenel gerilme genliği
σm	: Ortalama gerilme
<b>σ</b> red, M	: Montaj durumunda Von Mises gerilmesi
<b>σ</b> red, B	: Çalışma durumunda Von Mises gerilmesi
τ	: Kesme ve / veya burulma gerilmesi
φ	: Bağlantı faktörü
<b>\$</b> en	: Eksantrik yükleme ve sıkıştırma durumunda bağlantı faktörü



# ÇİZELGE LİSTESİ

## <u>Sayfa</u>

Çizelge	2.1 : Metrik üçgen profilli standart vida boyutları, normal seri	9
Çizelge	2.2 : Metrik üçgen profilli vida adım çapı, gerilme ve en küçük alanlar	. 10
Çizelge	<b>2.3 :</b> DIN ISO 965' e göre vida tolerans grupları	. 11
Çizelge	2.4 : Vida Gösterimi (Genel Kullanım).	. 11
Çizelge	3.1 : Cıvata bağlantılarına genel bakış.	. 24
Çizelge	<b>3.2 :</b> Bağlantı faktörü hesabı tablosu.	. 34
Çizelge	4.1 : Vida dişleri arasındaki sürtünme katsayıları.	. 38
Çizelge	4.2 : Montaj faktörüne ait bazı deneysel veriler.	. 39
Çizelge	<b>4.3 :</b> Çelik malzemeler için deformasyonlar	. 40
Çizelge	4.4 : Geliştirilen MS Excel yazılımı.	. 51
Çizelge	5.1 : Biyel Tasarım Parametreleri	. 56
Çizelge	<b>5.2 :</b> Gaz yükü hesabı	. 57
Çizelge	5.3 : Cıvatalar üzerine gelen yüklerin hesabı.	. 58
Çizelge	<b>5.4 :</b> Cıvata kontak tanımı – Ansys Mechanical (M20x1.5 için)	. 60
Çizelge	5.5 : Cıvata kontak tanımı – Ansys Mechanical (M20x1.5 için)	. 61
Çizelge	6.1 : Al kısmındaki cıvata için elde edilen sonuçlar.	. 65
Çizelge	6.2 : A2 kısmındaki cıvata için elde edilen sonuçlar	. 66



# ŞEKİL LİSTESİ

## <u>Sayfa</u>

Şekil 1.1 : Sektörlere göre sera gazı emisyonları, ulaşım sektörü %10
<b>Şekil I.I :</b> Biyel kolu terminolojisi ve ilgili olçuleri.
<b>Sekil 1.2 :</b> Piston-biyel kolu hareketleri (sol), Biyel kolunun taradığı hacmi (sag) 4
<b>Şekli 1.5 :</b> Krank mili açısına göre yanma odası gaz basıncı degişimi (solda), Gelen
yukler sonucu biyel kolu başındaki gerilmeler (sagda)
<b>Sekil 1.4 :</b> Açılı ayrımlı biyel tipi (solda), duz ayrımlı biyel tipi (sagda)
Şekil 1.5 : Dişli ayrım yüzeyi (solda), Kırık ayrım yüzeyi (ortada), işleme yüzey
(sağda)
Şekil 2.1 : Cıvatanın Boyutsal Temel Terminolojisi.
Şekil 2.2 : Ince, orta ve kaba toleranslarda ıç boşluk 11
Şekil 2.3 : Cıvatalı bağlantı tür çeşitleri.    12
Şekil 2.4 : Cıvata Sıkılması ve Etkileri
Şekil 2.5 : Cıvatanın Temel Gösterimi.    13
Şekil 2.6 : Altı köşe baş cıvatanın imalat kademeleri
Şekil 2.7 : Farklı yöntemlerle imal edilmiş cıvataların kuvvet hatları karşılaştırılmaşı
Sakil 31 · Sabit hızda biyel kolu üzerine etki eden dış yükler (solda). Hız aşırı
durumda niston Üst Ölü Nokta konumdaykan atki adan yükler nadaniyla
deforme elen bivel (cočde)
Salvil 2 2 • Dival Üst Ölü Nalstavkan ilaili tanımlar
Sekil 3.2 : Biyel Ost Olu Noktayken ligili tanımlar
Sekil 3.3 : Divel gaz yuku
Sekii 3.4 : Biyel civatalari uzerindeki kuvvet dagililili
Sekil 3.5 : Duz ayrımı biyel uzerindeki moment yuk dağınımı
Sekil 3.0 : Biyel lipine gore moment kolu konumiari
<b>Şekil 3.</b> 7 : Ayrık kayar yatak kabugu çalışma prensibi
<b>Sekil 3.8</b> : Y ataklardaki arizalar ve etkileri. $20$
<b>Sekil 3.9</b> : Y atak test proseduru, ayrık yatak kabugu
<b>Şekil 3.10 :</b> Endustride kullanılan ayrık yatak parametreleri
<b>Şekil 3.11 :</b> Biyel kolu civata tipleri. $23$
<b>Şekil 3.12 :</b> Civata baglantilarina genel bakiş
<b>Şekil 3.14 :</b> Yukleme anında egilme deformasyonu
<b>Şekil 3.15 :</b> Eksenel şekil degiştirmeyle ilgili uzunluklar
<b>Şekil 3.16 :</b> Sikişan kisimlarin deformasyonu
Şekil 3.17 : Biyel kolu ayrım hattı alanı
Şekil 3.18 : Deformasyon konisi ve kolu
Şekil 3.19 : Eş merkezi sıkıştırma (a), Eksantrık sıkıştırma (b)
Şekil 3.20 : Bağlantı faktörü için cıvata bağlantı tipleri
Şekil 3.21 : Biyel kolu ayrım yüzeyi gösterimi
Şekil 3.22 : Farklı kapak tasarımlarındaki etki noktası farkı
Şekil 4.1 : Tam şaftlı cıvata (sol), elastik cıvata (sağ)
Şekil 4.2 : Gevşeme sonucu oluşan ön gerilme üçgeni.40

Şekil 4.3 : Cıvata yay modeli (solda), cıvata ve sıkışan parçaların kombine yay mod	leli.
	. 41
Şekil 4.4 : Montaj yönteminin, gevşemenin ve işletme yükünün ön gerilme üçgen	ine
etkisi	. 42
Şekil 4.5 : Biyel kolu ayrım yüzeyi gösterimi.	. 43
Şekil 4.6 : Montaj yönteminin ön gerilme farklarına etkisi	. 44
Şekil 4.7 : Dişlerdeki Homojen Olmayan Yük Dağılımı	. <b>48</b>
Şekil 4.8 : Smith Diyagramı.	. <b>48</b>
Şekil 4.9 : Cıvatalarda yorulma limitleri.	. 50
Şekil 5.1 : Biyel parametreleri.	. 55
Şekil 5.2 : Kep optimizasyonu.	. 56
Şekil 5.3 : Biyel modeli.	. 57
Şekil 5.4 : Biyel kolu, kepi ve krank pimi örülmüş ağ modeli	. 59
Şekil 5.5 : Biyel ayrım hattı ağ örgüsü.	. 59
Şekil 5.6 : Biyel kolu analizi temas tanımları	. 60
Şekil 5.7 : Biyel kolu analizi kontak gösterimleri.	. 60
Şekil 5.8 : Biyel kolu analiz parametreleri.	. 61
Şekil 6.1 : İlgili cıvata gerilmeleri.	. 63
Şekil 6.2 : Biyel ve cıvatalar üzerindeki deplasmanlar	. 63
Şekil 6.3 : Kontak ve açılma incelemesi	. 64
Şekil 6.4 : Cıvatalarda eksenel gerilme genlikleri (Eğilme etkisi ihmal edilince)	. 64
Şekil 6.5 : Cıvatalarda eksenel gerilme genlikleri (Eğilme etkisi dahil edilince)	. 65
Şekil 6.6 : Güvenlik katsayıları (dişli kısım harici).	. 66

## İÇTEN YANMALI MOTORLARDA BİYEL KOLU CIVATALARININ HESABINA VE TASARIMINA YÖNELİK YAZILIM GELİŞTİRME

### ÖZET

Günümüzde trend temiz ve yenilenebilir enerji kaynakları kullanarak çevreyi ve atmosferi daha az kirletmektir. Sera gazı emisyonlarına neden olan faktörlerin başında ulaşım ve enerji üretimi gelmektedir. Bu iki sektörde de büyük yer kaplayan içten yanmalı motorların atmosfere salınan sera gazları toplamının %10'una sebep olduğu belirlenmiştir. Yeni gelişen ve daha da gelişecek olan teknolojilerle beraber özellikle enerji üretim sektöründeki içten yanmalı motor kullanımının azalması ve daha çevreci teknolojilerin kullanılması gündemdedir. Bununla beraber ulaşım sektöründe de büyük değişimler olmaktadır.

Yaşanan dizel motor emisyon skandallarından sonra bu değişim hız kazanmıştır. Devletler ve bunun sonucu olarak da firmalar politikalarını bu yönde geliştirmektedir. Bu yüzden içten yanmalı motorların geleceği tartışma konusudur. Yapılan araştırmalar bize günümüzdeki ulaşım aralarının neden olduğu çevre zararlarının büyük bir kısmının içten yanmalı motorlardan dolayı olmadığını göstermiştir. Yüksek verimliliği ve değişen emisyon kanunları çerçevesinde gelişen içten yanmalı motorlar, ticari ve deniz araçları için, uzun bir süre daha en iyi seçenek olarak duracaktır. Gelişen içten yanmalı motorlarda hem termal hem de mekanik yükler artmaktadır. Motorlarda kritik parça olarak adlandırılan biyel kolunda da durum aynıdır. Yüksek verim, az emisyon gibi isterler nedeniyle içten yanmalı motorlarda en çok zorlanmaya maruz kalan parçalardan biri konumundadır. Hasar durumunda motorda geri dönülemez zararlar olmaktadır.

Biyel kolu piston ile krank milini birbirine bağlayan bir bağlantı elemanı parçasıdır. İçten yanmalı motorlarda değişken yüklere en fazla maruz kalan parçaların başında gelmektedir. Biyelin dayanımı gelmekte olan yüklerin doğru tahayyül edilmesine bağlıdır. Biyel kolu ve kepini birbirine bağlayan cıvataların dayanımı da buna bağlıdır.

Bu çalışma, biyel kolu cıvatalarına ve bu cıvatalar için Excel yazılımı geliştirmeye odaklanmıştır. Buna göre öncelikle cıvatalara etkiyen yük durumları analiz edilmiş ve adım adım bu hesaplamanın nasıl yapılacağı açıklanmıştır. İlgili prosedür MS Excel yazılımına aktarılmıştır.

Buna göre öncelikle literatürden elde edilen bilgilerin yardımı ve imalat yöntemleri gözetilerek bir biyel kolu ve kepi tasarlanmıştır. Biyel tipi olarak açılı ayrımlı tip, literatürde örneği bulunmadığı için, seçilmiştir. Aynı zamanda, yüksek yanal yükler nedeniyle dişli ayrım yüzeyi tercih edilmiştir. Bu süreçte PTC Creo yazılımı kullanılmıştır. Tasarlanan biyel koluna kayar yataklar ve cıvatalar monte edilmiş ve ilgili yük hesaplamaları yapılmıştır.

Cıvataya etki eden yükler belirlendikten sonra analitik hesap yöntemi, yapılan araştırmalar sonucu, VDI 2230 standardı seçilmiştir. Bu standart cıvata ve sıkışan kısımların eksenel ve eğilme rijitliklerini hesaba katan sistematik ve güvenilir bir yöntemdir. Literatürdeki gelişmelere bağlı olarak belirli aralıklarla güncellenmektedir. Bu yöntem tekrarlanabilir olması amacıyla MS Excel yazılımına aktarılmıştır.

Hesaplamaların doğru bir şekilde yapılabilmesi için öncelikle test ya da Sonlu Elemanlar Metoduyla (SEM) doğrulanması ve bazı parametrelerde korelasyon yapılması gerekmektedir. Bu parametreler işletme yükü eki noktası ve moment kolu faktörüdür. Bu korelasyon için Sonlu Elemanlar Metodunun (SEM) kullanılması belirlenmiş ve yüklemeler adım adım uygulanarak ilgili analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler sonucu elde edilen veriler yardımıyla, analitik yöntem üzerinden, korelasyonlar yapılmıştır. Öncelikle eğilme momentinin ihmal edildiği, hayali bir şekilde eş merkezli eksenel yükleme durumu kontrol edilmiş ve ilgili işletme yükü etki noktası değerleri bulunmuştur. Bundan sonra eğilme momenti etkilerinin de dahil olduğu dişli kısım üzerinden gerilmeler okunarak, moment kolu faktörü korelasyonu yapılmıştır. Korelasyon yöntemiyle elde edilen bu iki değer sayesinde analitik ve SEM sonuçlarındaki genlik gerilmeleri arasındaki fark ihmal edilecek boyutlardadır. Ayrıca elde edilen bu değerler sayesinde ön gerilme hesabının yanı sıra ön gerilme gevşemesi ve diş kısımlarındaki ilgili yorulma güvenlik katsayıları bulunmuştur.

Buna göre, tasarlanan biyel tipi için geliştirilen Excel yazılımı belirli koşullar altında, yüksek tekrarlanabilirlik oranıyla, kullanılabilir. Sıkışan kısımların rijitliği belirli kabuller sayesinde hesaplanır. Bu yüzden de korelasyon gerçekçi ve tekrarlanabilir sonuçlar almak adına hayatidir. Bu çalışmada tek bir örneklem kullanılmıştır. Geliştirilen yazılımı her bir motor ve biyel tipi için uygulanabilir kılmak için örneklem havuzu genişletilmedir. Bu sayede optimum değerler elde edilmesi mümkündür.

### SOFTWARE TOOL DEVELOPMENT FOR CALCULATION AND DESIGN OF CONROD BOLTS IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

#### SUMMARY

Today, the trend is to pollute the environment and atmosphere less by using clean and renewable energy sources. Transportation and energy production are the leading factors causing greenhouse gas emissions. It has been determined that internal combustion engines, which occupy a large place in both sectors, cause 10% of the total greenhouse effect. With developing technologies, internal combustion engine usage will decrease especially in the energy production sector, due to environmentalist politics. Furthermore, there are major changes are ongoing in the transportation sector.

These changes are accelerated after the diesel engine emission scandals. Governments and consequently firms are developing their policies in this direction. Therefore, the future of internal combustion engines is a matter of debate. Research has shown us that most of the environmental damages caused by the means of transportation today are not due to internal combustion engines. The internal combustion engines developed, within the framework of high efficiency and low emissions, will remain the best option for a long time for commercial and marine sectors. These developments in internal combustion engines lead to increase in both thermal and mechanical loads. The situation is the same in the connecting rod, which is one of the most critical parts in engines. It is one of the most challenging parts in internal combustion engines due to demands in new generation engines such as high efficiency and low emissions. In the event of failure, damages to the engine are irreversible.

Bolts are first seen in ancient Roman times and with time and collapse of Roman empire this invention is lost. First bolts, which are similar to today's bolts, are seen in 15<sup>th</sup> century. But real development began in 18<sup>th</sup> century as many inventors / engineers in different countries contributed to development and standardization of bolts. From 1948 to until now, ISO standard is mostly widely used standard for bolts.

Generally, bolts are manufactured by rolling method. It can be hot or cold rolling depending on the size of the bolt. Rolling sequence is an important parameter. If bolt is rolled before heat treatment, it is called as SV type bolt. If it is rolled after heat treatment, it is called as SG type bolt. Bolts can also be manufactured with other methods, such as machining. However, in this case manufactured bolts are not as durable and / or reliable as SV or SG bolts.

The connecting rod is a connecting piece that connects the piston and the crankshaft. It is one of the most variable loaded parts in internal combustion engines. The connecting rod and bolt strength depends on the correct analysis of incoming loads.

This study focused on connecting rod bolts and Excel tool development for these bolts. Initially, the load conditions affecting the bolts were first analysed and calculation method is explained step by step. Afterwards, developed procedure was transferred to MS Excel software. Accordingly, a connecting rod and cap are designed with the help of the information obtained from the literature and the manufacturing methods. The angled split type has been chosen as the connecting rod type since there are no examples in the literature. At the same time, the serration (toothed) separation surface is preferred due to high lateral loads. In this convention, since there is no symmetry, bolts are represented with region names. These regions are named as A1 and A2 regions. PTC Creo software is used in this phase. Shell bearings and bolts are included in the assembly. 3D models are used for load calculation acting on the bolts.

After determining the loads affecting the bolt, the analytical calculation method was chosen as VDI 2230 standard. This is a systematic and reliable method that considers the axial and bending resilience of the bolt and clamped parts. This standard is updated periodically depending on the developments in the literature. method has been transferred to MS Excel software and a tool is developed.

In order to make the calculations correctly, it is necessary to verify with the tests or Finite Element Method (FEM). Some parameters are to be correlated due to complex shape and stiffness of connecting rod. These parameters are load introduction factor and moment arm coefficients. For this, the use of the Finite Element Method (SEM) has been determined and relevant analyses have been carried out by applying the uploads step by step. Ansys Mechanical software is used for this evaluation. Due to complex geometry of connecting rod, 2<sup>nd</sup> order tetrahedral meshes are used. Connecting rod assembly includes 696921 meshes and 1134427 nodes. Contacts, especially bolt contact, is modelled carefully. To simplify bushing is neglected in this modelling process since it has no effect on bolts. And, split bearing is not also modelled, though its effects are included later in static structural analysis steps. These steps are bolt preload, preload with losses, split bearing interference pressure, rotating body force of the connecting rod, oscillating body forces for conrod / piston assembly and gas forces. After obtaining static structural analysis results, fatigue analysis are conducted by using Femfat software. Results are investigated with the help of Hyperview software.

With the help of the data obtained as a result of these analyses, correlations were made over the analytical method. Firstly, the concentric axial loading situation was checked, where the bending moment was neglected. To neglect bending effect on the bolts, stress values in the bolt axis are checked since there is only axial stress in this region. Calculated load introduction factor for A1 region bolt is 0.75, which is a valid value since it is smaller than 1. Calculated load introduction factor for A2 region bolt is 0.36. After load introduction factors are determined, stress values are checked on the threads. In this region bending moment effects are included. Calculated moment arm factor for A1 region bolt is 0.38. For A2 region, it is 0.071. Thanks to these two parameters, developed MS excel tool is calibrated. Required calculations are completed in the tool.

The results obtained states that difference between the amplitude stresses in the analytical and SEM results is negligible, which is the aim of this tool. For A1 region, the difference is 1.7%. And for A2 region bolt, it is less than 1%. In addition, preload calculation, preload relaxation values are calculated, and the amount of preload loss is observed. Moreover, with the help of Kloos and Thomala empirical equations related fatigue safety coefficients in the thread region are calculated. Obtained safety factors show that selected bolts are safe in thread regions for SV and SG types. Shank and

bolts head regions are checked with FemFat software safety factor results. These results are just above of the safe side.

This study cleared out that for connecting rod bolts VDI 2230 standard can be used under certain conditions. The stiffness of the clamped parts is calculated by certain assumptions and therefore should be correlated with SEM analysis or tests.

Analytical calculations for connecting rods according to VDI 2230 are not feasible without any SEM or test results because the load introduction factor and moment arm factor values are needed to be optimized. These values may vary depending on the engine and connecting rod type. Therefore, it should be optimized with the help of a much larger sample pool and the effects of the results obtained should be carefully examined.

Nevertheless, with the help of these values obtained, the angled split connecting rod bolts are examined in this study. With this developed tool, the bolts of any angled split connecting rod can be examined in a realistic way in the early stages of the design process. Although, after correlation, obtained results are very close to FEM results. It is advised that it should be checked with FEM at the end of the design.

For conclusion, MS Excel software tool developed for the designed connecting rod type can be used under certain conditions with a high repeatability rate. The stiffness of the clamped parts is calculated by certain assumptions. Therefore, correlation is vital in order to get realistic and repeatable results. In this study, a single sample was used. The sample pool is to be expanded to make the developed software more applicable to each type of engine and connecting rod. In this way, it is possible to obtain optimum values.



## 1. GİRİŞ

Günümüzde dünyanın enerji ihtiyacının %25'i içten yanmalı motorlardan elde ediliyor. Bu enerji üretimi sayesinde de gökyüzüne salınan sera gazlarının %10'una sebep olmaktadır [1]. İçten yanmalı motorlar yaygın olarak ulaşım araçları ve enerji üretiminde kullanılmaktadır. Yenilenebilir enerji yöntemlerinin gelişmesiyle gelecekte enerji sektöründeki ağırlığı azalacaktır. Ulaşım sektöründe ise günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır [2].



**Şekil 1.1 :** Sektörlere göre sera gazı emisyonları, ulaşım sektörü %10 [2].

Uzun yıllar süren gelişmeler sonucunda içten yanmalı motor verimleri arttı ve emisyonlar da düştü. Geçtiğimiz on yıllardan günümüze gelene kadar çevreye olan zararları 1000 kat azalmıştır. Şimdilerde, lastik ve fren balatalarının aşınmasının çevreye etkileri hem içten yanmalı hem de elektrikli araçlar için çok daha büyük zararlar içermektedir. Yine de, emisyon skandalları sonrasında elektrikli araçlara yönelim artmış, hükümetler de buna yönelik politikalar düzenlemeye başlamıştır.

Bütün bu gelişmelerin ışığında bile elektrikli araçlar başlıca yüksek batarya maliyetleri, boyutları ve alt yapı yatırımları nedeniyle ticari araçlar için içten yanmalı

motorlar gelecekte de en iyi seçenek olarak durmaktadır. Bu yüzden de içten yanmalı motorlar geliştirilmeye devam edilecektir [3-5].

Artan politik ve çevreci baskılar motorları daha verimli, daha çevreci yapmak için katalizör görevi görecektir. Bu tür motorların geliştirilmesi de hem Ar-Ge hem de imalat maliyetlerinin artmasına sebep olacaktır. Motor verimlerinin artması, bunu yanında emisyon ve yakıt harcamalarının da düşmesi sonucunda motordaki termal ve mekanik yükler de artacaktır [6]. Örnek olarak, kritik parçalardan olan biyel kolu üzerindeki yükler de artacaktır. Bunun sonucunda kritik öneme sahip olan biyel başı cıvatalarını tasarımı da daha önemli hale gelecektir [7].

#### 1.1 Tezin Amacı

Çalışmanın amacı güvenilir analitik yöntemler kullanarak cıvata dayanımının hesaplanmasıdır. Bu analitik hesaplamalar tablo bazlı olan MS Excel yazılımı kullanılarak kullanıcı dostu ve basit bir yazılım ilgili hedefler ışığında geliştirilmiştir:

- Gerçekçi ön gerilme, ön gerilme gevşemesi, yaylanma rijitliği ve yük etki noktası hesaplanması.
- İlgili dayanım ve güvenlik katsayılarının hesaplanması.

Bu hedefler sayesinde tasarım sürecindeki sürekli tekrarlanan yeniden tasarım döngülerini minimize etmek de tezin amaçlarından biridir. Zor olan hesaplamalarda ne fazla güvenli ne de fazla riskli tarafta kalmadan bunu yapabilmektir.

Hesaplanan bu değerlerin doğrulanması ya da ilgili veriler yardımıyla korelasyon yapılması gerekmektedir. Bunun için de güvenilir ve denenmiş yöntemler kullanarak analiz yapılması ya da test yapılması gerekmektedir. Bu çalışmada Sonlu Elemanlar Metotlarıyla (SEM) analizler yapılmıştır. Biyel 3 boyutlu modelleri PTC Creo yazılımı kullanılarak, ilgili imalat yöntemine göre yapılmıştır. Çalışmada sonlu elemanlar analiz programı olarak Ansys Mechanical ve FemFat yazılımları kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar ise Hyperview yazılımında incelenmiştir. İlgili karşılaştırmalar ve korelasyonlar yapılarak gerçekçi / gerçeğe yakınsayan sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır.

#### 1.2 Literatür Araştırması

Biyel kolu, piston pimiyle krank muylusunu birbirine bağlar. Biyel baş kısmından krank muylusuna, ayak kısmından da piston pimine bağlanır. Patlama sonucu oluşan piston itkisini krank miline aktarılmasını biyel kolu sağlar.



Şekil 1.1 : Biyel kolu terminolojisi ve ilgili ölçüleri [7].

Krank mili dönerken biyel başı, krank mili eksenine göre, eksantrik olarak döner. Piston da blok ya da su gömleği nedeniyle eksenel yönde hareket eder. Krank milinin bir tur dönüşü sırasında, biyel kolunun hareketleri sonucu, ortaya biyel kolu tarama hacmi çıkar.



Şekil 1.2 : Piston-biyel kolu hareketleri (sol), Biyel kolunun taradığı hacmi (sağ) [7].

Yukarıdaki şekilde gösterilen hareketlere sebep olan gaz basıncı değişkendir. Bu yüzden de biyel kolu üzerinde değişken yüklere sebep olur. Bu değişken gaz basınç yükü sebebiyle sistemde ciddi atalet yükleri oluşmaktadır. Biyel kolu cıvataları için en kritik durumlar genellikle atalet kuvvetleri sebebiyle olur. Aşağıdaki resimde de görülebileceği şekilde deforme olan açılmaya çalışan biyel kolu başı, cıvata kuvveti yetersiz kalırsa açılacaktır.



Şekil 1.3 : Krank mili açısına göre yanma odası gaz basıncı değişimi (solda), Gelen yükler sonucu biyel kolu başındaki gerilmeler (sağda) [7].

Bu sebepten dolayı atalet kuvvetlerini azaltıp, sistemdeki yükleri azaltmak ve sistemin dayanımını arttırmak için farklı biyel tipleri ve bunu yanında imalat yöntemleri ve malzemeler kullanılmaktadır. Bu sayede biyel kolunun istenilen ömür değerlerinde tasarımı mümkün olur.

İki ana tip biyel kolu vardır. Bunlar sırasıyla düz ayrımlı biyel kolu ve açılı ayrımlı biyel kolu olarak adlandırılır. Bu iki tip arasındaki fark ise montaj genişlikleri ve ağırlıklarıdır.



**Şekil 1.4 :** Açılı ayrımlı biyel tipi (solda), düz ayrımlı biyel tipi (sağda) [7].

Bu iki tip biyel kolu 3 farklı ayrım yüzey tipine sahiptir. Bunlar sırasıyla dişli ayrım yüzeyi, kırık ayrım yüzeyi ve işleme ayrım yüzeyi.



Şekil 1.5 : Dişli ayrım yüzeyi (solda), Kırık ayrım yüzeyi (ortada), işleme yüzey (sağda) [8-10].

Klasik yolcu araç motorlarındaki biyel kolları sinter-dövme yöntemiyle imal edilirken, ticari araç ya da gemi motorlarının biyel kolları klasik dövme yöntemiyle imal edilir. Günümüzde klasik dövme yöntemi için 46MnVS6mod, C70S6BY ve 70MnVS4 malzemeleri yaygınca kullanılır. Sinter-dövme yöntemi için de 3Cu6C ve 70MnVS4 malzemeleri yaygınca kullanılır.

Biyel kolu cıvataları hem dinamik hem de sistem geometrisi gereği, eksantrik bir şekilde yüklenir. Biyel kolu tipine de bağlı olarak cıvatalar farklı kuvvetlerle yüklenirler [7, 8].

Literatürde cıvatalarla ilgili birçok kaynak bulunmaktadır, büyük çoğunluğu da VDI 2230 standardını, belirli koşullar altında, en güvenilir ve kapsamlı analitik yöntem olarak değerlendirmiş veya doğrulanmıştır. VDI 2230 standardının yaklaşık 40 yıllık bir mazisi vardır ve hala gelişmektedir [12-19].



#### 2. GENEL BİLGİLER

Bu bölümle önce cıvataların tarihinden bahsedilecektir. Sonrasında cıvata ve somunların temel tarifleri yapılacaktır. En son olarak da malzemelerinden ve imalat yöntemlerinden bahsedilecektir.

#### 2.1 Tarihi

Ekler Günümüzdekine benzer cıvatalar ve somunlar ilk defa 15. Yy da görülmüştür. Zamanında el ile imal edilen bu cıvata somun çiftlerinin başka bir çift ile uyuşması bile pek mümkün değildi. Kayıtlar cıvataların ilk defa Roma döneminde görüldüğünü belirtmektedir. Romalılar cıvataları kapıların açılıp kapanmasını sağlayan mekanizmaları kilitlemek için kullanmışlardır. Roma İmparatorluğunun çöküşüyle birlikte bu icat da kaybolmuştur.

Zaman içinde tekrardan icat edilen cıvatalar 18. yüzyıl büyük bir gelişime uğramışlardır. Torna tezgâhı ile diş açmanın temelleri 1750'li yıllarda ortaya konmuştur. Bağlama elemanı olarak cıvata kullanılmasına dair ilk patent 1760 yılında W. Wyatt tarafından alınmıştır. Bu sistem doğal olarak bir standardizasyon sorununu da beraberinde getirmiştir. Bu problemlere karşı ilk çözümü 1841 yılında James Whithworth önermiştir. Whitworth diş profilinin tepe açısının 55° olmasını ve inç başına düşen diş sayısı için de bir standart getirilmesini önermiştir. Bu öneri 1860'lı yıllarda İngiltere' de standart haline getirilmiştir. 1864 yılında ABD' de William Sellers bağımsız olarak benzer bir öneri getirmiştir. Burada ise profil tepe açısı için 60° önerilmiştir. Bu öneri de Amerikan standardı olarak geliştirilmiştir. Yaklaşık aynı zamanlarda kıta Avrupa'sında ise metrik sistem geliştirme çalışmalarına başlanmıştır. Alman Loewenherz 53°8', İsviçreli Thury ise 47,5°'lik profil tepe açıları öngörmüştür. Daha sonra Alman ve Fransız metrik standartlarından, günümüzde kullanılan 60° üçgen profil tepe açılı standart metrik sistem geliştirilmiştir [20, 21].

#### 2.2 Temel Tarifler

#### 2.2.1 Temel tarif ve standartlar

Bir cıvata ya da vida elemanı bir silindir üzerine kesiti belirli bir profilin aynı hatve ile helisel olarak sarılması ile elde edilir. Bu elemanın işlev görebilmesi, takıldığı dişi vida veya somuna uyumlu olmasına bağlıdır. Değişik imalatçı veya ülkeler arasında değişik ölçü ve profiller kullanıldığı takdirde, bu tam bir karmaşayı beraberinde getirir. Bu yüzden vidalı bağlantılar I. Dünya savaşı sonrasında standartlaştırılmıştır. Cıvatalar için DIN (Deutsches Institut für Normung) metrik standardı 1919 yılında oluşturulmuş ve sonrasında bu standart günümüzde ISO metrik standardına (1948) dönüşmüştür [22].

#### 2.2.2 Vida profilleri

Cıvata bağlantıları sadece makina konstrüksiyonunda değil, endüstrinin pek çok dalında kullanıldığı için zaman içinde amaca uygun vida profilleri geliştirilmiştir. Genel çerçeveden bakıldığında profilin geometrisine ve büyüklüğüne, helis adımına ve sarıldığı silindir çapına bağlı olarak çok sayıda vida elde etmek mümkündür. Bu durumda farklı ölçülerde yapılan vidalar bir birine uymaz, aralarında değiştirilebilme özelliği sağlanamaz. Bu yüzden de vida dişleri için katı bir standardizasyona gidilmiştir. Günümüzde en yaygın kullanılan bağlantı vidaları metrik vidalardır. Hareket vidası olarak ise trapez profil daha fazla tercih edilmektedir. Aşağıdaki şekilde gösterilen ve günümüzde artık nerede ise tüm dünyada standart profil olarak kabul gören metrik vida profili (DIN 13-T19) eşkenar bir üçgen olup, tepe açısı 60°'dir. Dişlerin uçları üçgen yüksekliğinin 1/8'i kadar kırılmış, cıvataya açılan diş dipleri gerilme yığılmasını azaltmak ve imalatı kolaylaştırmak için yuvarlatılmıştır [20, 22].



Şekil 2.1 : Cıvatanın Boyutsal Temel Terminolojisi [22].
Aşağıdaki çizelgede standart metrik cıvatalar için gerekli çap ve alan değerleri bulunabilir:

Anma	çapı	Vida adımı	Ortalama vida capı	Diş dit	oi çapı	Diş yük	csekliği	Gerilme kesit alanı	Diş dibi kesiti	Vida eğim acısı, o
d=	D	(hatve)	1000000					Restructure		u3101) 4
Seri 1	Seri 2	Р	d₂=D₂	d₃	Di	h₃	H1	A <sub>s</sub> [mm²]	A₃[mm²]	[grad]
1 1,2 1,6		0,25 0,25 0,35	0,838 1,038 1,373	0,693 0,893 1,170	0,729 0,929 1,221	0,153 0,153 0,215	0,135 0,135 0,189	0,460 0,732 1,27	0,377 0,626 1,075	5,43 4,38 4,64
2 2,5 3		0,4 0,45 0,5	1,740 2,208 2,675	1,509 1,948 2,387	1,567 2,013 2,459	0,245 0,276 0,307	0,217 0,244 0,271	2,07 3,39 5,03	1,788 2,980 4,475	4,19 3,71 3,41
4	3,5 4,5	0,6 0,7 0,75	3,110 3,545 4,013	2,765 3,141 3,580	2,850 3,242 3,688	0,368 0,429 0,460	0,325 0,379 0,406	6,78 8,78 11,3	6,000 7,749 10,07	3,51 3,60 3,41
5 6 8		0,8 1 1,25	4,480 5,350 7,188	4,019 4,773 6,466	4,134 4,917 6,647	0,491 0,613 0,767	0,433 0,541 0,677	14,2 20,1 36,6	12,69 17,89 32,84	3,25 3,41 3,17
10	(9) (11)	1,25 1,5 1,5	8,188 9,026 10,026	7,466 8,160 9,160	7,647 8,376 9,376	0,767 0,920 0,920	0,677 0,812 0,812	48,1 58,0 72,3	43,78 52,30 65,90	2,78 3,03 2,73
12 16	14	1,75 2 2	10,863 12,701 14,701	9,853 11,546 13,546	10,106 11,835 13,835	1,074 1,227 1,227	0,947 1,083 1,083	84,3 115 157	76,25 104,7 144,1	2,94 2,87 2,48
20	18 22	2,5 2,5 2,5	16,376 18,376 20,376	14,933 16,933 18,933	15,294 17,294 19,294	1,534 1,534 1,534	1,353 1,353 1,353	193 245 303	175,1 225,2 281,5	2,78 2,48 2,24
24 30	27	3 3 3,5	22,051 25,051 27,727	20,319 23,319 25,706	20,752 23,752 26,211	1,840 1,840 2,147	1,624 1,624 1,894	353 459 561	324,3 427,1 519,0	2,48 2,18 2,30
36	33 39	3,5 4 4	30,727 33,402 36,402	28,706 31,093 34,093	29,211 31,670 34,670	2,147 2,454 2,454	1,894 2,165 2,165	694 817 976	647,2 759,3 913,0	2,08 2,19 2,00
42 48	45	4,5 4,5 5	39,077 42,077 44,752	36,477 39,479 41,866	37,129 40,129 42,587	2,760 2,760 3,067	2,436 2,436 2,706	1121 1306 1473	1045 1224 1377	2,10 1,95 2,04
56	52 60	5 5,5 5,5	48,752 52,428 56,428	45,866 49,252 53,252	46,587 50,046 54,046	3,067 3,374 3,374	2,706 2,977 2,977	1758 2030 2362	1652 1905 2227	1,87 1,91 1,78
64	68	6 6	60,103 64,103	56,639 60,639	57,505 61,505	3,681 3,681	3,248 3,248	2676 3055	2520 2888	1,82 1,71

Çizelge 2.1 : Metrik üçgen profilli standart vida boyutları, normal seri [24].

Standart ölçülerdeki vida profilleri, vida adımları nedeniyle, bazı işler için çok kaba gelir. Özellikle ince ayar işlemlerinde vida adımı daha küçük olan ince dişli vidalar kullanılır. Böylece aynı anma çapında daha küçük vida adımı elde edilmiş olur. Bütün vida profillerinin çeşitli adımlarda ince serileri de mevcut olup, bunlar da standarttır. Aşağıdaki çizelgede standart ince metrik cıvatalar için gerekli çap ve alan değerleri bulunabilir:

Nominal çap (d) x vida adımı (P)	Ortalama vida çapı	Diş dibi çapı	Diş yüksekliği	Gerilme kesit alanı	Diş dibi kesiti	Vida eğim açısı, φ
	d₂	d₃	h₃	A <sub>5</sub> [mm <sup>2</sup> ]	A₃ [mm²]	[grad]
M 8 × 1	7,35	6,773	0,613	39,2	36,0	2,48
M 12 × 1	11,35	10,773	0,613	96,1	91,1	1,61
M 16 × 1	15,35	14,773	0,613	178	171,4	1,19
M 20 × 1	19,35	18,773	0,613	285	276,8	0,942
M 10 × 1,25	9,188	8,466	0,767	61,2	56,3	2,48
M 12 × 1,25	11,188	10,466	0,767	92,1	86,0	2,04
M 16 × 1,5	15,026	14,16	0,92	167	157,5	1,82
M 20 × 1,5	19,026	18,16	0,92	272	259,0	1,44
M 24 × 1,5	23,026	22,16	0,92	401	385,7	1,19
M 30 × 1,5	29,026	28,16	0,92	642	622,8	0,942
M 36 × 1,5	35,026	34,16	0,92	940	916,5	0,781
M 42 × 1,5	41,026	40,16	0,92	1294	1267	0,667
M 48 × 1,5	47,026	46,16	0,92	1705	1674	0,582
M 24 × 2	22,701	21,546	1,227	384	364,6	1,61
M 30 × 2	28,701	27,546	1,227	621	596,0	1,27
M 56 × 2	54,701	53,546	1,227	2301	2252	0,667
M 64 × 2	62,701	61,546	1,227	3031	2975	0,582
M 72 × 2	70,701	69,546	1,227	3862	3799	0,516
M 80 × 2	78,701	77,546	1,227	4794	4723	0,463
M 90 × 2	88,701	87,546	1,227	6100	6020	0,411
M100 × 2	98,701	97,546	1,227	7560	7473	0,370
M110 × 2	108,701	107,546	1,227	9180	9084	0,336
M125 × 2	123,701	122,546	1,227	11900	11795	0,295
M 36 × 3	34,051	32,319	1,840	865	820,4	1,61
M 42 × 3	40,051	38,319	1,840	1206	1153	1,37
M 48 × 3	46,051	44,319	1,840	1604	1543	1,19
M160 × 3	158,051	156,319	1,840	19400	19192	0,346
M 56 × 4	53,402	51,093	2,454	2144	2050	1,37
M 64 × 4	61,402	59,093	2,454	2851	2743	1,19
M 72 × 4	69,402	67,093	2,454	3658	3536	1,05
M 80 × 4	77,402	75,093	2,454	4566	4429	0,942
M 90 × 4	87,402	85,093	2,454	5840	5687	0,835
M100 × 4	97,402	95,093	2,454	7280	7102	0,749
M125 × 4	122,402	120,093	2,454	11500	11 327	0,596
M140 × 4	137,402	135,093	2,454	14600	14 334	0.531
M 80 × 6	76,103	72,639	3,681	4344	4144	1,44
M 90 × 6	86,103	82,639	3,681	5590	5364	1,271
M100 × 6	96,103	92,639	3,681	7000	6740	1,139
M125 × 6	121,103	117,639	3,681	11200	10869	0,904

**Cizelge 2.2 :** Metrik üçgen profilli vida adım çapı, gerilme ve en küçük alanlar [24].

#### 2.2.3 Vida toleransları

Cıvatalarda ve hareket vidalarında, erkek vidanın dişi kılavuz çekilmiş deliğe ya da somuna göre izafi olarak dönmesi sayesinde fonksiyonunu yerine getirilir. Dönme hareketinin gerçekleşebilmesi için vida ile dişi kılavuz çekilmiş delik ya da somun dişleri arasında belli bir boşluk olması gerekir. Boşluk çok fazla olduğu takdirde somun ve vida dişlerinin yan yüzeyleri arzu edilen şekilde oturmaz ve bağlantının yük taşıma kabiliyeti azalır. Buna ek olarak, hassas bir bağlantı elde edilemez. Tersine, vida ve somun dişleri arasında boşluk çok az olursa, bu takdirde olası imalat hataları nedeni ile iki elemanın birbirine göre döndürülmesi zorlaşır, ayrıca dişler arasına giren en küçük bir yabancı madde bağlantıyı bloke eder. Bu sebeplerden dolayı, bağlantı vidalarında standart boyut tolerans grupları tanımlanmıştır. Aşağıda DIN ISO 965' e göre vida dişleri için tanımlanan geçmeler verilmiştir:

Tolerans	İç Vid	a Dişi	Dış Vida Dişi							
Sınıfı	Toleran	s Bandı	Tolerans Bandı							
	G	Н	e	f	g	h				
İnce	-	5H	-	-	(4g)	4h				
Orta	6G	6H	6e	6f	6g	6h				
Kaba	(7G)	7H	8e	-	8g	-				

Çizelge 2.3 : DIN ISO 965' e göre vida tolerans grupları [25].

Aksi belirtilmediği takdirde genel makina tasarımında kullanılan vida tolerans sınıfı ortadır. Bu cıvataların yüzeyleri çıplak ya da fosfat / galvanik kaplama olabilir. İnce sınıfa giren cıvatalar çok büyük hassasiyet gerektiğinde kullanılırlar. Yüzeyleri ise çıplak veya fosfat kaplamalı olabilir. Hassasiyet açısından herhangi bir isteğin olmadığı hallerde ise kaba sınıftaki cıvatalar tercih edilebilir. Bunların yüzeyleri de orta ile aynıdır.



Şekil 2.2 : İnce, orta ve kaba toleranslarda iç boşluk [26].

# 2.2.4 Vida gösterimi

Vidaların bütün boyutları tamamen standarttır ve gösterimleri aşağıdaki çizelgedeki gibi yapılabilir. Yalnız gerekli görülen durumlarda ince olmayan standart dişler için de hatve belirtilebilir.

Vida Türü	Sembol	Ana Boyut	Örnek
Metrik Vida (Standart)	Μ	Diş başı çapı, mm	M16
Metrik Vida (İnce Diş)	Μ	Diş başı çapı x hatve, mm	M20x1,5

Çizelge 2.4 : Vida Gösterimi (Genel Kullanım).

# 2.2.5 Cıvata bağlantı türleri ve montajı

Cıvata veya saplama kullanılarak yapılan kuvvet bağlı bağlantıları üç ana kategoride toplamak mümkündür.



Şekil 2.3 : Cıvatalı bağlantı tür çeşitleri [27].

Kullanılacak cıvata ve somun tipinin seçiminde bunların montaj olanakları da önemli rol oynar. Montaj açısından her hangi bir problem yoksa genellikle klasik altı köşe anahtarla takılıp, sökülebilecek cıvata veya somunlar tercih edilirler.



Şekil 2.4 : Cıvata Sıkılması ve Etkileri [22].

# 2.3 Cıvata - Somun Malzemeleri ve İmalat Teknikleri

# 2.3.1 Malzemeler

Cıvata ve somun imalatında kullanılan malzemeler imalat metodu, kullanma amacı ve istenen mukavemete göre seçilir. Standart bağlantı cıvataları ve somunları için çeşitli mukavemet (genellikle orta ve yüksek mukavemetli) ve uzama özelliklerine sahip sünek çelikler oldukça uygundur. İmalatta kullanılabilecek çeliklerin çok sayıda olması nedeniyle cıvatalar mukavemet bakımından kalite gruplarına ayrılmıştır. Her

bir grup örneğin 8.8 gibi iki rakamdan oluşan bir sembolle temsil edilir. Bu sembol cıvata kafasına imalat esnasında basılır.



A: Cıvata başı, B: Şaft kısmı, C: Vidalı şaft kısmı, D: Firma işareti, E: Cıvata kalitesi, F: Somun

### Şekil 2.5 : Cıvatanın Temel Gösterimi [22].

Semboldeki birinci rakam N/mm2 (MPa) olarak imalatta kullanılan çeliğin minimum kopma mukavemetinin 1/100 ünü gösterir. İkinci rakam ise minimum akma sınırının kopma mukavemetine oranının 100 katını temsil eder. Buna göre iki rakamın çarpımı N/mm2 (MPa) olarak malzemenin minimum akma sınırının 1/10'unu ifade eder. Örneğin, 8.8 kalitesinde bir cıvatanın minimum kopma mukavemeti " $R_m = 8 * 100 = 800 \text{ N/mm}^2$ ", aynı cıvatanın minimum akma sınırı ise " $R_p = 8 * 8 * 10 = 6400 \text{ N/mm}^2$ " şeklinde ifade edilir.

İmalatta bu standart şartları sağlayan ve cıvata yapımına uygun çeliklerin kullanılması gerekir. Cıvata kalite grupları da, cıvataların bütün diğer özellikleri gibi standartlaştırılmıştır [15].

## 2.3.2 Cıvata imalatı

Standart cıvataların imalatı plastik şekil verme ile yapılır. İmalat iki ana bölümden oluşur. İlk bölüm cıvata şaftı ve kafasının şekillendirilmesidir. Doğrultulmuş ve boyları kesilmiş çelik çubuklardan, kafa şişirme adı verilen bir kademeli dövme işlemi ile cıvata başı oluşturur. Cıvata şaftları soğuk dövme veya sıcak dövme ile yapılır. Vida dişleri ise ovalama adı verilen bir tür profilli haddeleme ile yöntemi ile açılır. Somunlarda ise preste şekillendirme sonrası iç vida dişleri zorunlu olarak talaş kaldırılarak açılır.



Şekil 2.6 : Altı köşe baş cıvatanın imalat kademeleri [24].

Cıvatanın dişlerini talaş kaldırarak açmak da mümkündür. Bu işlem metrik kesici takım kullanılarak tornada yapılabileceği gibi, pafta adı verilen kesici takım şeklinde iç dişlere sahip bir alet yardımı ile elle de yapılabilir. Ancak, talaş kaldırma yolu ile vida dişi açma hem çok uzun zaman alması, hem imalat sırasında kuvvet hatlarının geçtiği bölgelerdeki malzemenin kesilip atılması hem de fazladan işleme gerektirdiği için mecbur olunmadıkça tercih edilmez. Bunlara ek olarak talaşlı imalat ile yapılan cıvataların boşluk, çapak ve diş teması gibi konularda da olumsuz yanları mevcuttur. Aşağıdaki şekilde , ovalama ve talaş kaldırma ile imal edilmiş cıvataların kuvvet hatları arasındaki fark gösterilmiştir.



**Şekil 2.7 :** Farklı yöntemlerle imal edilmiş cıvataların kuvvet hatları karşılaştırılması [28].

# 3. YAKLAŞIM

Bu bölüm iki ana kısımdan oluşmaktadır. İlk bölümde biyel üzerine etkiyen yükler ve bu yüklerin cıvataya olan etkileri açıklanacaktır. İkinci bölümde ise hesaplanan yükleri kullanarak cıvata hesaplamalarının nasıl yapılacağı gösterilecektir. İlgili hesaplamalarda sistematik ve güvenilir bir yaklaşım olan VDI 2230 standardı esas alınmıştır.

# 3.1 Etki Yükleri

Biyel üzerine birden çok kuvvet etki eder. Öncelikle bu kuvvetlerin neler olduğu belirlenmelidir. Literatürde 4 farklı yük belirtilmektedir [7, 29-31]. Bunlar:

- Gaz yükleri
- Atalet yükleri
- Yatak yükleri
- Cıvata yükleri

# 3.1.1 Cıvataya etkiyen yükler

Biyel cıvataları gaz, atalet ve yatak yüklerine göre seçilir. Bu yüzden de üzerine etkiyen kuvvetlerin doğru hesaplanması önemlidir. Bunun için öncelikle hangi koşullar altında cıvata üzerinde kritik yükler olduğu belirlenmelidir.

Biyel üzerindeki yüklerin en fazla olduğu zaman yanma sonucu oluşan ani basınçların oluştuğu durumdur. Modern motorlarda patlama 250-260 bar değerlerine ulaşmıştır [32]. Bu yükler biyel üzerinde yüksek gerilmelere sebep olsa da cıvata üzerinde basma gerilmesine sebep olurlar. Bu yüzden de cıvata açısından en kritik durum olarak değerlendirilmez.

Lang'e göre cıvata açısından en kritik durum motorun hız aşımı yaptığı durumdur. Bu durumda cıvatalar çekme yönünde yüklenirler. Bunun sebebi merkezkaç ve doğrusal öteleme (ileri geri titreşim) hareketleri nedeniyle oluşan atalet değerleridir.



Şekil 3.1 : Sabit hızda biyel kolu üzerine etki eden dış yükler (solda), Hız aşırı durumda piston Üst Ölü Nokta konumdayken etki eden yükler nedeniyle deforme olan biyel (sağda) [7].

Bu değerlerin en yüksek olduğu zaman pistonun Üst Ölü Nokta konumunda olduğu anıdır. Bu durum aynı zamanda MAHLE GmbH'ın yayınlamış olduğu "Silindir Bileşenleri" kitabında da yer almaktadır [7]. Bu yük durumunda biyel başı ayrım yüzeylerinde açılma, temas kaybı olmaması önemlidir. Biyel kolu cıvatalarının sağlıklı bir şekilde işlevini yerine getirmesi buna bağlıdır.



Şekil 3.2 : Biyel Üst Ölü Noktayken ilgili tanımlar [31].

Buna göre ilgili atalet formülü:

$$F_{atalet} = \left[m_{\"oteleme} * \left(1 + \frac{r}{l}\right) + m_{d\"onme}\right] * r * w^2$$
(3.1)

r: Krank yarı çapı / Strok yarı değeri

*l*: Biyel uzunluğu

l<sub>COG</sub>: Biyel ağırlık merkezi uzaklığı

$$m_{\ddot{o}teleme} = \frac{l_{COG}}{l} * m_{biyel\ montajl} + m_{piston\ montajl}$$
(3.2)

 $\frac{l_{COG}}{l} \cong \frac{1}{3}$ 

$$m_{dönme} = \left(1 - \frac{l_{COG}}{l}\right) * m_{biyel\ montajl} - m_{biyel\ kepi}$$
(3.3)

$$1 - \frac{l_{COG}}{l} \cong \frac{2}{3}$$

Bununla beraber, hız aşımı durumunda yanma da olmamaktadır. Yine de valf hareketleri, pompa etkisi / kayıpları (sıkıştırma oranı nedeniyle) ve akış dinamikleri nedenleriyle az da olsa silindir için basınç oluşmaktadır. Bu basınç değeri 3-7 MPa arasında değişmektedir [31, 33].



Şekil 3.3 : Biyel gaz yükü [30].

Bu durumda hesaplanan kuvvet değerleri aşağıdaki gibi olur:

$$F_{gaz} = p_{gaz} * A_{piston\, \varsigma api} \tag{3.4}$$

Bu yükün cıvatalara olan dağılımı biyel tipine bağlıdır. Düz ayrımlı biyel kolu için yük cıvatalara eşit bir şekilde paylaştırılırken, açılı ayrımlı biyel kolu için ilgili geometriye göre paylaştırılır. Uzak taraftaki cıvataya daha fazla eksenel yük, yakın taraftaki cıvataya ise daha az eksenel yük gider. Yatayda oluşan yanal yükler ise eşit bir şekilde dağılır. Yalnız, açılı ayrımlı biyel kolundaki yanal kuvvetler, düz ayrımlı tipine göre, daha yüksektir.



Şekil 3.4 : Biyel cıvataları üzerindeki kuvvet dağılımı [29].

Dairesel şekil, ayrım hattının cıvatalarla bağlanması nedeniyle oluşan kısıtlamalar ve parça rijitliği nedeniyle eksenel ve yanal yüklerin yanında moment yükleri de oluşacaktır. Biyel üzerinde doğası gereği eksantrik yükleme durumu oluştuğu için bu moment etkisi cıvatalar da yansıyacaktır.



Şekil 3.5 : Düz ayrımlı biyel üzerindeki moment yük dağılımı [11, 30].

Strozzi ve arkadaşları moment etkisinin ihmal edilebileceğini belirtmiş olsa da Lang, Grotewohl ve Köhler & Flierl bu etkinin ihmal edilemeyecek olduğunu belirtmişler ve nasıl hesaplanabileceğini açıklamışlardır. İlgili moment yükü, Köhler ve Flierl tarafından aşağıdaki gibi formüle edilmiştir:

$$M_b = F_A * a \tag{3.5}$$

$$a = R * \left(\frac{2}{\pi} - \sin\alpha\right) \tag{3.6}$$

a: Moment kolu

R: Cıvata eksenine teğet çap



Şekil 3.6 : Biyel tipine göre moment kolu konumları [30].

Köhler ve Flierl'in Formül 3.6'da açıkladıkları hesaplama yöntemine göre düz ayrımlı biyellerdeki moment kolu "a = 0.363 \* R" şeklinde elde edilmektedir. Grotewohl ve VDI 2230 ise göre bu moment kolu değerini " $a \cong 0.275 * R$ " şeklinde ifade etmişlerdir. Hem başka bir kaynakla aynı değeri paylaştığı hem de daha güncel bir kaynak olduğu için VDI 2230'da belirtilen moment kolu değeri ilk deneme için tercih edilebilir. Açılı ayrımlı biyellerde moment kolu değerleri ne Grotewohl ne de VDI 2230 tarafından incelenmemiş ya da açıklanmamıştır. Formül 3.6'ya göre bu değerlerden bir tanesi " $a_1 \cong 1.34 * R$ " olarak, diğeri de " $a_2 \cong 0.071 * R$ " olarak ilk denemeler için tercih edilebilir. Her bir motor ve biyel tipi farklı geometrilere ve yerel tasarımsal unsurlarına sahip oldukları için farklı sınır koşulları ve rijitliklere sahiptirler. Bu çalışmadaki yaklaşım, bu değerin, ilgili motor veya biyel tipi sınıflarına göre kategorize edilip optimize edilebileceği üzerinedir [15, 30, 34]. Kaymalı yataklar etrafındaki parçaya dış cepheden sıkı geçme ile monte edilir. Bunun sayesinde uzun süreler güvenle kullanılabilirler. Bunun yanında imalat ve işletme maliyetleri de oldukça uygundur. Biyel başı yatakları montaj ve tasarımsal nedenlerle iki ayrı parka halinde imal edilip, monte edilir. Ayrı parçalar olarak imal edildikleri için sıkı geçmenin sağlanması için montaj / ezilme yüksekliği adı verilen bir değere göre monte edilirler.



Şekil 3.7 : Ayrık kayar yatak kabuğu çalışma prensibi [31].

Cıvata baskısı her koşulda yatak ve biyel kepi temasını sağlamalıdır. Bunun sağlanamadığı durumlarda yatak yuvası için boşa çıkmakta ve sürtünme aşınmasına uğramaktadır. Bunun yanında fazla montaj / ezilme yüksekliğinden ötürü yatak teması gereğinden fazla ise yağ tabakası kalınlığı azalacağı için sürtünmeler artacaktır [35].



Şekil 3.8 : Yataklardaki arızalar ve etkileri [35].

Ayrık kayar yataklarda yatak teması nedeniyle cıvatalar üzerinden eksenel yükleme durumuna da sebep olmaktadır. Buna göre:

$$F_{yatak\ eksenel} = 0.5 * p_m * D_{LS} * w \tag{3.7}$$

$$D_{LS} = D_{Pr} + \Delta D_{LS} + \frac{2*h}{\pi}$$
(3.8)

$$\Delta D_{LS} = \frac{D_{Pr} * F_{test}}{\pi * \mu * E_{yatak} * A_{temas}} * (1 - e^{-\mu * \pi})$$
(3.9)

$$F_{test} = 100 * A_{temas} \tag{3.10}$$

$$A_{temas} = t * w \tag{3.11}$$

- t: Yatak kabuk kalınlığı
- w: Yatak genişliği
- h: Montaj / ezilme yüksekliği



Şekil 3.9 : Yatak test prosedürü [36], ayrık yatak kabuğu [7].



Şekil 3.10 : Endüstride kullanılan ayrık yatak parametreleri [7].

Yukarıdaki bilgiler ışığında, cıvatalara etki eden kuvvetler ayrım tipine göre farklı şekillerde ifade edilir.

$$F_{max} = F_{atalet} - F_{gaz\,min} \tag{3.12}$$

$$F_{min} = F_{atalet} - F_{gaz \ max} \tag{3.13}$$

Düz ayrımlı biyel için:

$$F_{A max} = \frac{(F_{max} * cos\alpha) + F_{yatak \ eksenel}}{2}$$
(3.14)

$$F_{A\min} = \frac{(F_{\min} * \cos\alpha) + F_{yatak\ eksenel}}{2}$$
(3.15)

Açılı ayrımlı biyel için:

$$F_{A2 max} = (F_{max} * \cos\alpha) * \frac{b}{a+b} + \frac{F_{yatak \ eksenel}}{2}$$
(3.16)

$$F_{A2\ min} = (F_{min} * \cos\alpha) * \frac{b}{a+b} + \frac{F_{yatak\ eksenel}}{2}$$
(3.17)

$$F_{A1\,max} = (F_{max} * \cos\alpha) * \frac{a}{a+b} + \frac{F_{yatak\ eksenel}}{2}$$
(3.18)

$$F_{A1\,min} = (F_{min} * \cos\alpha) * \frac{a}{a+b} + \frac{F_{yatak\,eksenel}}{2}$$
(3.19)

Hesaplamalar günümüz modern ve yüksek hızlı dizel motorlarının 2000 d/d hızlarını gördüğü düşünülerek, açılı ayrımlı biyel tipi için yapılmıştır.

Biyel kolu cıvatalarındaki ön gerilme kuvveti mümkün olabildiği kadar büyük olmalıdır, aksi takdirde biyel kolu yatağında ya da kepinde istenmeyen deformasyonlar, ayrım hattında kontak kaybı meydana gelebilir. Ayrıca, ön gerilme değeri sürtünme katsayısı değişimleri, tork anahtarı ve operatör nedeniyle de hesaplanan maksimum değerin ortalama 1.6 katı kadar düşebilir. Bu değer özel tork anahtarı ya da hidrolik torklama vasıtasıyla 1.1-1.3 katına kadar düşürülebilir.

Ön gerilme kuvvetindeki değişiklikleri azaltmak için kullanılan diğer bir yöntem ise cıvataları, akma noktası / açısal tork yöntemiyle, akma noktasına kadar sıkmaktır. Bunun için yüksek mukavemetli cıvatalar ve / veya elastik (uzar) cıvatalar kullanılabilir. Akma noktasına sıkılan bir cıvata genellikle tekrardan kullanılamaz. Aşağıdaki şekilde biyel kolu cıvata çeşitleri görülebilir:



Şekil 3.11 : Biyel kolu cıvata tipleri [7].

# 3.2 Cıvata Bağlantıları

VDI 2230 40 yıllık mazisi olan ve sürekli gelişmekte olan bir standarttır. Mühendislere sistematik, yapısal ve organize bir hesap yöntemi sunar. Cıvatanın yük taşıma kapasitesi, dayanımı, ömrünün hesaplanması için en güvenilir analitik yöntemdir. 2003 yılında yayınlanan baskısında akma noktası / açısal tork yönteminin cıvataya olan etkileri çok sınırlı açıklanmışken 2014 yılında yayınlanan versiyonunda bu etkiler de dahil edilmiştir ve ilgili açıklamalarla detaylandırılmıştır. Bu çalışmada VDI 2230 standardının biyel kolu cıvatalarına uygulanması temel alınmıştır. Bunun için MS Excel programında yazılım geliştirilmiştir.

# 3.2.1 Sınıflandırma

"VDI 2230: Bölüm 1" cıvata bağlantılarını belirli sınıflara ayırmış ve bu sınıflara göre nasıl değerlendirilecekleri belirtmiştir. Buna göre bazı durumlarda karmaşık yük dağılımı, eksantrik yükleme durumu, geometri ve / veya parça rijitliği nedeniyle analitik yöntemler koşullu ya da kısıtlı şekilde kullanılabilirken hiç kullanılamayacak durumlar da mevcuttur. Bu durumlarda Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) kullanılmalı ya da test yapılmalıdır. VDI 2230'un koşullu ya da kısıtlı kullanım yöntemleri hem literatür tarafından araştırılmıştır [15].

Tekli Civata	a Baglantilari			Çoklu Civa	ta Bağlantıları		-	Civata Bağlantıları	
Eş merkezli ya da eksantrik Düzlemde				Eksenel simetri		Simetrik	Asimetrik	Civata Eksenleri	
Silindirik ya da prizmatik	Kiriş	Kiriş	Dairesel plaka	Contalı Flanş	Yataklı Flanş	Dikdörtgen flanşlı çoklu civata bağlantısı	Çoklu civata bağlantısı		
		3 		S C C C C C C C C C C C C C C C C C C C	©			Bağlantı Geometrisi	
M <sub>v</sub> M <sub>z</sub> F <sub>z</sub> M <sub>x</sub> F <sub>x</sub>	F <sub>y</sub> M <sub>2</sub> F <sub>x</sub>	F <sub>y</sub> M <sub>z</sub>		p F <sub>y</sub> M <sub>z</sub> M <sub>z</sub>	My +Fy My + Mx	My Fy My Fy My Fy Fx Mz Mx	My Fy m n m m m m m m m m m m m m m m m m m m	İlgili Yükler	
Eksenel kuvvet <i>F</i> <sub>A</sub> Yanal kuvvet <i>F</i> <sub>Q</sub> Çalışma momenti <i>M</i> <sub>B</sub>	Eksenel kuvvet $F_A$ Yanal kuvvet $F_O$ Kiriş düzleminde moment $M_Z$	Eksenel kuvvet F <sub>A</sub> Yanal kuvvet F <sub>Q</sub> Kiriş düzleminde moment M <sub>Z</sub>	İç Basınç P	Eksenel kuvvet $F_A$ (boru kuvveti) Çalışma momenti $M_B$ İç Basınç p	Eksenel kuvvet $F_A$ Burulma momenti $M_T$ Çalışma momenti $M_B$	Eksenel kuvvet $F_A$ Yanal kuvvet $F_O$ Burulma momenti $M_T$ Çalışma momenti $M_B$	Eksenel kuvvet $F_A$ Yanal kuvvet $F_Q$ Burulma momenti $M_T$ Çalışma momenti $M_B$	Kuvvet ve Moment	
VD Belirli koş	VDI 2230 VDI 2230 tarafından koşullu / kısıtlı değerlendirme   Belirli koşullar altında kiriş teorisi Plaka teorisi DIN EN 1591 AD 2000 Note B7 Basit modeller kullanarak kısıtlı değerlendirme   Sonlu Elemanlar Metodu (SEM)						Hesap Prosedürü		

Çizelge 3.1 : Cıvata bağlantılarına genel bakış [15].

Kılavuz çekilmiş kör deliğe monte edilen cıvata bağlantıları TTJ, bir somun yardımıyla boşluklu bir deliğe monte edilen cıvata bağlantıları TBJ olarak adlandırılır. Aşağıdaki şekilde görsel farkları, deformasyon konisi ve ilgili terminoloji görülebilir:



Şekil 3.12 : Cıvata bağlantılarına genel bakış [19].

## 3.2.2 Yay modeli

Cıvatalar, bir tork anahtarı vasıtasıyla, sıkıldığında ortaya çıkan ön gerilme kuvveti " $F_M$ " nedeniyle uzar. Deforme "f" olur ve adeta bir çekme yayı gibi davranır. Monte edildiği plakalar ise sıkışarak adeta bir baskı yayı gibi davranır ve buna göre deforme olur. Montaj durumunda cıvata ve plaka eksenel deformasyonları sırasıyla " $f_{SM}$ " ve " $f_{PM}$ " şeklinde ifade edilirken, yükleme durumunda " $f_{SA}$ " ve " $f_{PA}$ " şeklinde ifade edilirken, yükleme durumunda " $f_{SA}$ " ve " $f_{PA}$ " şeklinde ifade

$$F = k * f \tag{3.20}$$

$$f = \frac{l * F}{E * A} \tag{3.21}$$

$$\delta = \frac{1}{k} = \frac{f}{F} = \frac{l}{E * A} \tag{3.22}$$



Şekil 3.13 : Cıvata sıkılmasının girdi ve etkileri (solda) [19], Cıvata bağlantısının eksenel yaylanma etkisi (sağda) [15].

Cıvatalar sadece eksenel olarak yaylanmazlar. Yük durumuna göre bir kiriş gibi eğilebilirler. " $M_B$ " saf eğilme momentini, "I" ise atalet momentini temsil eder. Buna göre eğilme deformasyonu:

$$\gamma = \frac{M_B * l_K}{E * I} \tag{3.23}$$

Buna göre eğilme rijitliği aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\beta = \frac{\gamma}{M_B} = \frac{l}{E * I}$$
(3.24)

Şekil 3.14 : Yükleme anında eğilme deformasyonu [15].

#### 3.2.3 Yaylanma rijitliği

Cıvatanın yaylanma rijitliği hesaplanırken hem kendisinin hem de sıkışan kısımlar incelenir. Yükleme durumuna göre bazen sadece eksenel bazen de hem eksenel hem de bükülme esneklikleri hesaba katılır. Bu kısımda cıvata ve sıkışan kısımların eksenel ve eğilme (bükülme) rijitlikleri ayrı ayrı incelenecektir [15].

## 3.2.3.1 Cıvataların eksenel rijitliği

Cıvata birbirlerine bağlı olarak her biri " $l_i$ " uzunluklarından ve " $A_i$ " kesit alanlarından oluşan birçok silindirik unsur / gövdelerden oluşmuştur. Her bir unsur / gövdenin belirli bir yük altında eksenel olarak ne kadar şekil değiştireceği aşağıda belirtilmiştir. " $E_i$ " malzemenin elastisite (Young's) modülünü temsil eder.

$$\delta_i = \frac{l_i}{E_i * A_i} \tag{3.25}$$

VDI 2230 sadece cıvatanın sıkışan kısımların içinde kalan unsurları incelemez. Aynı zamanda cıvata kafası, diş ve somun kısımlarını da inceler. Bu durumda bir cıvatanın toplam eksenel şekil değiştirmesi aşağıdaki gibi olur [15].



Şekil 3.15 : Eksenel şekil değiştirmeyle ilgili uzunluklar [15].

Şekil 3.15'de görülebileceği cıvatanın diş profili bölgesi iki ayrı kısımda incelenmektedir. " $E_S$ " cıvata elastisite modülünü temsil ederken, " $E_M$ " bağlantı türüne göre ya cıvata ya da somun elastisite modülünü temsil eder. Buna göre yük taşıyan diş kısmının şekil değiştirmesi:

$$\delta_{GM} = \delta_G + \delta_M \tag{3.27}$$

$$\delta_G = \frac{l_G}{E_S * A_{d3}} \tag{3.28}$$

$$l_G = 0,5 * d \tag{3.29}$$

$$A_{d3} = \frac{\pi}{4} * d_3^2 \tag{3.30}$$

$$\delta_M = \frac{l_M}{E_M * A_N} \tag{3.31}$$

$$A_N = \frac{\pi}{4} * d^2 \tag{3.32}$$

TBJ bağlantıları için:

$$l_M = 0.4 * d \tag{3.33}$$

TTJ bağlantıları için:

$$l_M = 0.33 * d \tag{3.34}$$

Yük taşımayan diş kısımlarının uzaması:

$$\delta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S * A_{d3}} \tag{3.35}$$

Cıvata kafasının uzamaya olan etkisi:

$$\delta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S * A_N} \tag{3.36}$$

Altı köşe başlı cıvatalarda yaklaşık uzunluk hesabı:

$$l_{SK} = 0.5 * d_h \tag{3.37}$$

İmbus (alyan başlı) cıvatalarda yaklaşık uzunluk hesabı:

$$l_{SK} = 0.4 * d_h \tag{3.38}$$

#### 3.2.3.2 Sıkışan kısımların eksenel rijitliği

Sıkışan kısımların eksenel şekil değiştirmesinin hesaplanması pek kolay değildir. Bunun da en büyük nedenine cıvata ön gerilmesi denebilir. Ön gerilme sayesinde deforme olan sıkışan kısımlardaki gerilme cıvata ekseninden radyal olarak dışa doğru azalır. Aynı zamanda eksenel olarak sıkıştırılma sonucu deforme olan kısımlardaki gerilmeler, yine eksenel olarak cıvata başı ve diş bölgesi veya somundan uzaklaştıkça parabolik şekilde artar. Oluşan parabolik şekilli deformasyonlar matematiksel olarak basitleştirerek ifade edilir. Bu basitleştirme sonucu ortaya çıkan matematiksel model deformasyon konisini, " $\varphi_E$ " bu modelin deformasyon açısını ifade eder.



Şekil 3.16 : Sıkışan kısımların deformasyonu [15].

Sıkışan kısımların oluştuğuyla elastiklik ile aynı değerde elastiklik oluşturacak olan bu model öncelikle, etkileyen faktörlerin yardımıyla, deformasyon açısını hesaplar. Belirtilen faktörler cıvata başı basma çapı " $d_W$ ", boşluklu delik çapı " $d_H$ ", ve bağlantı tipidir. " $D'_A$ " sıkışan parçaların deformasyonunu silindirik bir şekilde ifade etmemize yarayan ikame çap olarak anılır.

TTJ bağlantılar için:

$$\tan \varphi_E = 0.348 + 0.013 \ln \beta_L + 0.193 * \ln y \tag{3.39}$$

TBJ bağlantılar için:

$$\tan \varphi_D = 0.362 + 0.032 \ln(\frac{\beta_L}{2}) + 0.153 * \ln y \tag{3.40}$$

 $\beta_L$ : Uzunluk oranı

$$\beta_L = \frac{l_K}{d_W} \tag{3.41}$$

y: Çap oranı

$$y = \frac{D'_A}{d_w} \tag{3.42}$$

" $D_A$ " ayrım yüzey alanı ikame çap olarak adlandırılır ve kural olarak sıkışan kısımların ikame çapı ile yüzey alanı ikame çapı arasındaki ilişki  $D'_A \ge D_A$  şeklindedir. Biyel için bu ilişki  $D'_A = D_A$  şeklinde olur. " $A_{hole}$ " cıvata delik çapı alanını, "i" ise ayrım hattındaki cıvata sayısını temsil ediyor. Buna göre:

$$D_A = \sqrt{A_D * 4/\pi} \tag{3.43}$$



Şekil 3.17 : Biyel kolu ayrım hattı alanı [7].

Sıkışan kısımlarda oluşan " $D_{A,Gr}$ " olarak tanımlanan deformasyon konisi maksimum çapı veya deformasyon konisini sınırlandıran çap aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$D_{A.Gr} = d_w + w * l_K * tan\varphi \tag{3.44}$$

*w*: Bağlantı tipi faktörünü (TBJ için *w* =1, TBJ için *w* =2)

Sıkışan kısımların rijitlik hesabında bu değerler elzem ve uygulamaya bağlıdır. Basınçlı kaplar için kullanılacak olan değerler ile hesaplama yöntemi, biyel kolu için aynı olmayacaktır. Bu yüzdendir ki VDI 2230 uygulamaya bağlı olan nüanslar sayesinde yaygınca ve güvenle kullanılır.

 $D_A \geq D_{A,Gr}$  koşulunda:

$$\delta_P = \delta_P^Z = \frac{2ln \left[ \frac{(d_W + d_h) * (d_W + w * l_K * tan\varphi - d_h)}{(d_W - d_h) * (d_W + w * l_K * tan\varphi + d_h)} \right]}{w * E_P * \pi * d_h * tan\varphi}$$
(3.45)



Şekil 3.18 : Deformasyon konisi ve kolu [15].

Bu yaklaşımın yanınsa bir de deformasyon konisi ve kolu ayrı ayrı da hesaplanabilir. " $l_V$ " koni uzunluğunu temsil ederken, " $l_H$ " kol uzunluğunu temsil eder. Bu durumda:

$$\delta_P = \delta_P^V = \frac{\ln\left[\frac{(d_W + d_h) * (d_W + 2 * l_V * \tan\varphi - d_h)}{(d_W - d_h) * (d_W + 2 * l_V * \tan\varphi + d_h)}\right]}{E_P * \pi * d_h * \tan\varphi}$$
(3.46)

$$l_V = \frac{D_A - d_W}{2 * tan\varphi} \le \frac{W * l_K}{2} \tag{3.47}$$

$$l_H = l_K - \frac{2 * l_V}{w}$$
(3.48)

$$\delta_P^H = \frac{4 * l_H}{E_P * \pi * (D_A^2 - d_h^2)}$$
(3.49)

$$\delta_P = \frac{2}{w} * \delta_P^V + \delta_P^H \tag{3.50}$$

 $D_A < D_{A,Gr}$  koşulunda:

$$\delta_{P} = \frac{\frac{2}{w* \ d_{h}* \tan\varphi} * ln \left[ \frac{(d_{w} + d_{h})*(D_{A} - d_{h})}{(d_{w} - d_{h})*(D_{A} + d_{h})} \right] + \frac{4}{D_{A}^{2} - d_{h}^{2}} \left[ l_{K} - \frac{D_{A} - d_{w}}{w* \tan\varphi} \right]}{E_{P} * \pi}$$
(3.51)

VDI 2230'a göre bu formüller silindirik olmayan kısımlar için kesin sonuçlar vermeyebilir. Yine de, silindirik olmayan kesitlere eşdeğer silindirik ikame çapları ile hesaplamalar yapılabilir [12]. Biyel için bu hesaplamaların, VDI 2230: Bölüm 2 tarafından, kesin sonuçlar vermemekle birlikte gerçek sonuçlara yaklaştığı belirtilmiş ve özel bir modelleme türü olarak kabul görmüştür.

Ek olarak, sıkışan kısımlarda gerilme gevşemesinden ötürü ilave şekil değiştirme durumları olabilmektedir. Buna göre ilave şekil değiştirme:

$$\delta_{PZu} = (w-1) * \delta_M \tag{3.52}$$

## 3.2.3.3 Cıvataların eğilme rijitliği

Cıvatalarda eğilme ihmal edilemeyecek kadar önemlidir. Bir yük durumu neticesinde civatalara aktarılan eğilme momentini belirli oranlarda cıvatada sönümlenir. Cıvataların eğilme rijitliği de eksenel rijitliği gibi hesaplanır. Birbirlerine bağlı olan silindirlerden oluşan bir cıvatada, " $l_i$ " uzunlukları ve " $I_i$ " atalet momentlerini temsil eder. Her bir unsur / gövdenin belirli bir yük altında açısal olarak ne kadar şekil değiştireceği aşağıda belirtilmiştir.

$$\beta_i = \frac{l_i}{E_i * I_i} \tag{3.53}$$

$$\beta_S = \beta_{SK} + \beta_1 + \beta_2 + \dots + \beta_{Gew} + \beta_{GM} \tag{3.54}$$

$$\beta_{GM} = \beta_G + \beta_M \tag{3.55}$$

$$\beta_G = \frac{l_G}{E_S * I_{d3}} \tag{3.56}$$

$$\beta_M = \frac{l_M}{E_M * I_N} \tag{3.57}$$

$$\beta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_M * I_N} \tag{3.58}$$

$$I_{d3} = I_3 = \frac{\pi}{64} * d_3^4 \tag{3.59}$$

$$I_N = \frac{\pi}{64} * d^4 \tag{3.60}$$

Buna göre ikame eğilme uzunluğu hesaplanabilir:

$$l_{ers} = \beta_S * E_S * I_3 \tag{3.61}$$

Yapılan testler sonucunda bu formüllerin, TBJ bağlantılarında elastik cıvatalar kullanıldığında, kesin / doğru sonuçlar veremediği ortaya çıkmıştır. Aynı zamanda dikdörtgen / kare şekilli flanşlı geometrilerde elde edilecek sonuçlar güvenilir olmayabilir [15].

## 3.2.3.4 Sıkışan kısımların eğilme rijitliği

Sıkışan kısımların eğilme rijitliği hesaplamasında da temelde Formül 3.53 kullanılır. Sıkışan kısımların deformasyonunun ikame atalet momenti " $\overline{I_{Bers}}$ " olarak ifade edilir. İlgili formüller:

$$\beta_P = \frac{l_K}{E_P * \overline{I_{Bers}}} \tag{3.62}$$

$$I_{Bers}^{V} = 0,147 * \frac{(D_A - d_w) * d_w^3 * D_A^3}{D_A^3 - d_w^3}$$
(3.63)

$$I_{Bers}^{Ve} = I_{Bers}^{V} + s_{sym}^{2} * \frac{\pi}{4} * D_{A}^{2}$$
(3.64)

$$I_{Bers}^{H} = \frac{b * c_{T}^{3}}{12} \ (b \le D_{A,Gr})$$
(3.65)

$$I_{Bers} = \frac{l_K}{\frac{2}{w^*} \frac{l_V}{I_{Pers}^{Ve}} + \frac{l_H}{I_{Bers}^H}}$$
(3.66)

$$\overline{I_{Bers}} = I_{Bers} - \frac{\pi}{64} * d_h^2 \tag{3.67}$$

s<sub>sym</sub>: Ayrım yüzeyi simetrisine göre eksantrik sıkıştırma uzaklığı



Şekil 3.19 : Eş merkezi sıkıştırma (a), Eksantrik sıkıştırma (b) [15].

# 3.2.3.5 Eksantrik yükleme ve sıkıştırmanın yaylanma rijitliğine etkisi

Sıkışan kısımların eğilme rijitliği yükleme ve sıkıştırma durumlarının eş merkezli ya da eksantrik olmasından direk olarak etkilenir. Buna göre:

$$\delta_P^* = \delta_P + \frac{s_{Sym}^2 \cdot l_K}{E_P \cdot l_{Bers}}$$
(3.68)

$$\delta_P^{**} = \delta_P + \frac{a * s_{sym} * l_K}{E_P * l_{Bers}}$$
(3.69)

#### 3.2.4 Bağlantı faktörü ve etki noktası

VDI 2230'a göre bağlantı faktörü yaylanma rijitliğine bağlıdır. Bu yüzden de göreceli rijitlik olarak da adlandırılabilir. Bağlantı faktörü hesaplanırken, uygulama ve yük durumuna bağlı olarak, bazı basitleştirmelere tabi olur. Buna göre, cıvata başı ve / veya somuna etki eden bağlantı faktörü sırasıyla eş merkezli ve eksantrik sıkıştırma durumları için aşağıda belirtilmiştir:

$$\phi_K = \frac{\delta_P + \delta_{PZu}}{\delta_S + \delta_P} \tag{3.70}$$

$$\phi_{eK}^* = \frac{\delta_P^{**}}{\delta_S + \delta_P^*} \tag{3.71}$$

Yük etki noktası faktörü, cıvata bağlantısını bir yay modeline dönüştürür. Bu faktör cıvata üzerine gelen ve yorulma hesaplarında kullanılan ilave cıvata yükü hesabında kullanılır. Yük etki noktası faktörü "n" iki yöntem ile belirlenebilir. Birincisi, basit bir model temel alınarak, aşağıdaki tabloların vasıtasıyla ilgili faktör hesaplanır. İkincisi, SEM analizleri ya da test sonucu elde edilen veriler işlenerek hesaplanabilir.



Şekil 3.20 : Bağlantı faktörü için cıvata bağlantı tipleri [15].

Bağlantı faktörü için cıvata bağlantıları 6 ana tipten oluşur. Bunlar ilk dördü (SV 1, SV 2, SV 3, SV 4) güvenilir bağlantı tip olarak kullanılabilir.

I <sub>A</sub> ∕h		0	,00,			0	,10		0,20			0,20 ≥ 0,30				
a <sub>k</sub> ∕h	0,00	0,10	0,30	≥ 0,50	0,00	0,10	0,30	≥ 0,50	0,00	0,10	0,30	≥ 0,50	0,00	0,10	0,30	≥ 0,50
SV 1	0,70	0,55	0,30	0,13	0,52	0,41	0,22	0,10	0,34	0,28	0,16	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 2	0,57	0,46	0,30	0,13	0,44	0,36	0,21	0,10	0,30	0,25	0,16	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 3	0,44	0,37	0,26	0,12	0,35	0,30	0,20	0,09	0,26	0,23	0,15	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 4	0,42	0,34	0,25	0,12	0,33	0,27	0,16	0,08	0,23	0,19	0,12	0,06	0,14	0,13	0,10	0,03
SV 5	0,30	0,25	0,22	0,10	0,24	0,21	0,15	0,07	0,19	0,17	0,12	0,06	0,14	0,13	0,10	0,03
SV 6	0,15	0,14	0,14	0,07	0,13	0,12	0,10	0,06	0,11	0,11	0,09	0,06	0,10	0,10	0,08	0,03

Çizelge 3.2 : Bağlantı faktörü hesabı tablosu [15].



Şekil 3.21 : Biyel kolu ayrım yüzeyi gösterimi [15].

Biyel kolu için:

 $a_K = 0$ 

$$l_A = a - s_{sym} - \frac{d_w}{2} \tag{3.72}$$

$$s_{sym} = \frac{c_T}{2} - e \tag{3.73}$$

Bu formüllere göre ilgili yük etki noktası faktörü "n" hesabı Çizelge 3.2 kullanılarak yapılabilir, ya da bu değere karar vermek için SEM / test sonuçları kullanılabilir.

Bazı durumlarda, kuvvet etki noktasının konumu farklı bir tasarım yardımıyla değiştirilebilir. Aşağıdaki şekilde, farklı kapak tasarımlardaki etki noktaları görülebilir. Şekildeki farklı kapak tasarımlarındaki bütün cıvatalar aynı ve eşit uzunluktadır, ek fark işletme yükü konumunun farklı bir tasarım yardımıyla farklı

olmasıdır. Yük etki noktası faktörü "n" ne kadar düşük olursa, cıvataya gelen dinamik ek yükün oranı da o oranda azalacaktır.



Şekil 3.22 : Farklı kapak tasarımlarındaki etki noktası farkı [23].

Yük etki noktası faktörü hesabıyla birlikte artık cıvata bağlantısı bir yay modeline dönüştürür. Eş merkezli veya eksantrik yükleme durumuna göre aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\phi_n = n * \phi_K \tag{3.74}$$

$$\boldsymbol{\emptyset}_{en}^* = n * \boldsymbol{\emptyset}_{eK}^* \tag{3.75}$$

Cıvata bağlantısının eksantrik yüklemenin etkileri bu kadarla sınırlı değildir. Aynı zamanda bu yüklemenin ne kadarının cıvata ve sıkışan parçalar tarafından sönümlendiğini ve cıvataya ne kadarının aktarıldığını hesaplamak mümkündür. Eksantrik yükleme sonucu oluşan eğilme rijitliği değeri cıvatalar için " $\beta_S$ ", sıkışan kısımlar için " $\beta_P$ " olarak belirtilir ve bağlantıya etki eden bu ilave moment yükünün büyük bir kısmı cıvata tarafından sönümlenir. Buna göre " $\beta_S \gg \beta_P$ " geçerlidir.

Eksantrik yükleme sonucu oluşan bu ilave moment yükü VDI 2230'da aşağıdaki gibi tanımlanmıştır. Buna göre sadece eğilme rijitlik değerlerinin değil, aynı zamanda eksantrik sıkıştırma uzaklığı, moment kolu ve bağlantı faktörü değerleri de ilave moment yükünü etkilemektedir.

$$C \cong \frac{\beta_P}{\beta_S} \tag{3.76}$$

$$C = \frac{\beta_P}{\beta_S} * \left( 1 - \frac{s_{sym}}{a} * \emptyset_{en}^* \right)$$
(3.77)



## 4. CIVATALAR

Bu bölümde yaylanma rijitliği ve bağlantı faktörünün cıvata ve sıkışan kısımların üzerine olan etkileri ve bu etkilerin gerilme ve mukavemet hesaplamaları üzerindeki tesiri incelenecektir. Bu hesaplamalar ışığında cıvata yorulması değerlendirilecektir. Son olarak da MS Excel yardımıyla geliştirilmiş olan yazılım tanıtılacaktır.

## 4.1 Yük ve Mukavemet Hesaplamaları

Bu kısımda öncelikle VDI 2230'a göre cıvata ön gerilme hesabı ve ilgili sıkıştırma moment hesabı gösterilecektir. Bu hesaplamalar sonrasında, cıvata ve ayrım hattına etki eden yükler incelenecek ve değerlendirilecektir. Bu incelemeler sayesinde elde edilen veriler cıvata bağlantısının işletme durumunu değerlendirmek için kullanılacak ve güvenlik katsayıları hesaplanacaktır.

## 4.1.1 Cıvata bağlantılarında ön gerilme kuvveti ve sıkma momenti

Cıvatalarda ön gerilme değeri hesaplarken amaç cıvatayı mümkün olan en yüksek ön gerilme kuvvetiyle yüklemektir. Bunun için öncelikle kullanılacak cıvatanın dayanım değeri bilinmelidir. DIN EN ISO 898-1 standardı kullanılarak 8.8, 10.9 ve 12.9 kalite cıvataların dayanımları bulunabilir.

$$F_{Mzul} = A_0 * \frac{v * R_{p \ 0,2 \ min}}{\sqrt{1 + 3 * \left[\frac{3}{2} * \frac{d_2}{d_0} \left(\frac{P}{\pi * d_2} + 1,155 * \mu_{G \ min}\right)\right]^2}}$$
(4.1)

$$A_0 = \frac{\pi}{4} * d_0^2 \tag{4.2}$$

 $\mu_{G min}$ : Dişlerdeki minimum sürtünme katsayısını temsil eder

 $R_{P 0,2 min}$ : Cıvata malzemesine göre akma mukavemeti değeri

		Vida	dişi		Dış vida dişi (cıvata)											
		Malzeme				Çelik										
si.			Yüz	ey	Siya	ah veya fo	sfatlanm	ış	Galvani	ze (Zn6)	Galvaniz kadmiyu	e im (Cd6)	Yapış- tırıcı			
Vida d	Malzeme	izey	e n	Diş açma metodu	Oval	Ovalama (hadde)			1	Talaş kaldırma veya ovalama						
		Уi	Diş açır metodl	Yağlama	kuru	yağlı	MoS <sub>2</sub>	yağlı	kuru	yağlı	kuru	yağlı	kuru			
	Çıplak			0,12 ila 0,18	0,10 ila 0,16	0,08 ila 0,12	0,10 ila 0,16	1 1	0,10 ila 0,18	1	0,08 ila 0,14	0,16 ila 0,25				
(u	Çelik	Galvanize	ma		0,10 ila 0,16	1 1	1 1	I I	0,12 ila 0,20	0,10 ila 0,18	-	1	0,14 ila 0,25			
ç vida dişi (somu		Galvanize kadmiyum	Talaş kaldır	kuru	0,08 ila 0,14	-	I I	1 1	-	-	0,12 ila 0,16	0,12 ila 0,14	1 1			
-	Dökme demir/ dövme demir	Çıplak			-	0,10 ila 0,18	-	0,10 ila 0,18	-	0,10 ila 0,18	-	0,08 ila 0,16				
	AIMg	Çıplak			-	0,08 ila 0,20	-	-	-	-	-	I I				

Çizelge 4.1 : Vida dişleri arasındaki sürtünme katsayıları [15].

Tam şaftlı cıvatalar (kısmi ya da tam uzunlukta dişe sahip olan) için " $d_0$ " değeri gerilme kesit çapı " $d_s$ " değerine tekabül eder. Elastik (uzar) civatalar için ise bu değer cıvatanın daha elastik olmasını sağlayan ince çap olarak adlandırılabilecek olan " $d_T$ " değerine tekabül eder.



Şekil 4.1 : Tam şaftlı cıvata (sol), elastik cıvata (sağ) [13].

Akma noktası sıkma faktörünü "v" ile temsil edilir ve bu değer tam şaftlı civatalar için maksimum %90 olabilir. Yalnız, elastik (uzar) cıvatalar akma noktası / açısal tork yöntemiyle sıkıldığı zaman bu değeri %100 değerinde kullanabiliriz. Aksi durumlarda %90 değeri aşılmamalıdır. Yükleme durumlarına göre, bu değerden daha düşük değerler kullanılabilir. Bu durumda ayrım yüzeyinde her hangi bir ayrılma / açılma olmaması önemlidir.

Kullanılacak olan akma noktası sıkma faktörü sayesinde hesaplanan " $F_{Mzul}$ " değeri maksimum uygulanabilir ön gerilme değeri " $F_{M,max}$ " olarak kabul edilir. Uygulanacak olan her sıkma momenti yöntemi kendi içerisinde belirsizlikler, sürtünme katsayılarındaki farklılıklar ve / veya operatör kaynaklı nedenlerden ötürü bu değere erişemeyebilir. Bunun için öncelikle montaj faktörü olarak adlandırılan bu değer belirlenmelidir. Bu değer belirlendikten sonra aşağıdaki bağıntı kullanılarak ilgili minimum uygulanabilir ön gerilme değerini bulunabilir.

$$\alpha_A = \frac{F_{M,max}}{F_{M,min}} \ge 1 \tag{4.3}$$

Sıkma Yöntemi	Montaj Faktörü ( $\alpha_A$ )
Akma kontrollü sıkma	1*
Açı kontrollü sıkma	1*
Hidrolik aparatla sıkma	1.1 - 1.3 - 1.6
Tork anahtarıyla sıkma	1.4 - 1.6
Tornavida ile moment kontrollü sıkma	1.7 - 2.5
Darbeli anahtar ile sıkma	2.5 - 4

Çizelge 4.2 : Montaj faktörüne ait bazı deneysel veriler [15].

Yukarıdaki hususlar göz önüne alındığında bir cıvatayı sıkmak için veya çözmek için uygulanması gereken moment hesaplanırken hem diş profili hem de cıvata başı / somunu hesaba katılır. Buna göre " $M_G$ " diş kısmından gelen sıkma momentini temsil ederken, " $M_K$ " cıvata başı / somunundan gelen sıkma moment ilavesini temsil eder. Buna göre ilgili basitleştirilmiş formüller:

$$M_G = F_{Mzul} * (0.16 * P + 0.58 * d_2 * \mu_{Gmin})$$
(4.4)

$$M_{K} = F_{Mzul} * \frac{D_{Km}}{2} * \mu_{K}$$
(4.5)

$$M_A = M_G + M_K \tag{4.6}$$

 $\mu_K$ : Cıvata başı / somun sürtünme katsayısı

 $D_{Km}$ : Cıvata başı / somun ortalama oturma /temas çapı

## 4.1.2 Cıvata gevşemesi

Cıvatalı bağlantılarda kuvvet hatları geometrik olarak ideal olmayan birkaç temas bölgesinden geçmek zorundadır. Hem cıvata hem de sıkışan kısımların, imalat dolayısıyla, elde edilen yüzeyleri pürüzlü bir yapıdadır. Cıvataların montajından sonra, ön gerilme kuvveti altındaki bu yüzeylerdeki pürüzlerin plastik deformasyonu sonucu, montaj sırasında oluşan kuvvet muhafaza edilemez. İşletme sırasında mikro hareketlerin etkisi ile bu deformasyon olayı devam eder. Plastik deformasyonlar sonucunda oluşan " $f_Z$ " deformasyonları sonucu yaşanan bu ön gerilme kaybına " $F_Z$ " gevşeme denir. Başlangıçta " $F_{Mzul}$ " değerine sıkılan cıvata " $F_Z$ " gevşemesiyle " $F_V$ " olarak temsil edilen geriye kalan ön gerilme sıkıştırma kuvvetine indirgenir.

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_S + \delta_P} \tag{4.7}$$

$$F_V = F_{Mzul} - F_Z \tag{4.8}$$



Şekil 4.2 : Gevşeme sonucu oluşan ön gerilme üçgeni [15].

İlgili deformasyonlar:

Ortalama yüzey	Yükleme	Kılavuz	Kılavuz deformasyon değerleri					
pürüzlülük yüksekliği			(µm)					
(Rz)		Diş	Oturma	Ayrım				
		kısmı	yüzeyi	yüzeyi				
< 10 um	Çekme/basma	3	2.5	1.5				
< 10 µIII	Kesme	3	3	2				
$10 \text{ um} < \text{B}_{\text{T}} < 10 \text{ um}$	Çekme/basma	3	3	2				
10 $\mu$ III $\geq$ Kz $\leq$ 40 $\mu$ III	Kesme	3	4.5	2.5				
$40 \text{ um} < \mathbf{P}_7 < 160 \text{ um}$	Çekme/basma	3	4	3				
$40 \mu \text{m} \ge \text{Kz} < 100 \mu \text{m}$	Kesme	3	6.5	3.5				

Çizelge 4.3 : Çelik malzemeler için deformasyonlar [15].

Yükleme durumu gevşeme hesabını etkiler, yanal yükler gevşemeyi arttırır. Alüminyum malzemeler de gevşeme çelik malzemelere göre çok daha fazladır. Cıvata bağlantılarında gevşemenin kesin olarak önlenmesi mümkün değildir. Ancak, cıvataları sıktıktan bir süre sonra, tekrar sıkma momenti uygulanırsa bu etki azalır.

#### 4.1.3 Termal etkiler

Bir cıvata bağlantısı termal etkilere maruz kaldığında oluşan uzama / kısalmalar sebebiyle artan veya azalan yüklere maruz kalabilir. Bu yükler elastisite modülünün sıcaklığa bağlı değişimi ve / veya farklı termal genleşme katsayıları nedeniyle ihmal edilemeyecek boyutlara gelmiş olabilir. İyi bir ısı iletkeni olan cıvataların en düşük ve en yüksek kararlı çalışma sıcaklığı bulunmalıdır. Duruma göre kararsız çalışma sıcaklık durumları da incelenebilir. Bu da çevre ile cıvata arasında kayda değer sıcaklık farklarına sebep olabilir. Cıvatanın oda sıcaklığındaki elastisite modülü " $E_{SRT}$ " olarak, sıkışan kısımların oda sıcaklığındaki elastisite modülü " $E_{PRT}$ " olarak gösterilir. Civataya etki eden sıcaklık değişimi " $\Delta T_S$ ", sıkışan kısımlara etki eden sıcaklık değişimi " $\Delta T_P$ " olarak gösterilir. İlgili termal genleşme katsayıları cıvata için " $\alpha_S$ ", sıkışan parçalar için de " $\alpha_P$ " olarak gösterilir.

$$\Delta F'_{Vth} = \frac{l_K * (\alpha_S * \Delta T_S - \alpha_P * \Delta T_P)}{\delta_S * \frac{E_{SRT}}{E_S} + \delta_P * \frac{E_{PRT}}{E_P}}$$
(4.9)

Bu durumda geriye kalan ön gerilme sıkıştırma kuvveti aşağıdaki şekli alır:

$$F_V = F_{Mzul} - F_Z - \Delta F'_{Vth} \tag{4.10}$$

## 4.1.4 İşletme yükünün cıvata ve sıkışan kısımlara etkisi

Cıvata bağlantıları yaylanma rijitliği ve dolayısıyla bağlantı faktörü nedeniyle gelen " $F_A$ " işletme yükünün tamamına maruz kalmaz. Yay modeli olan cıvata bağlantısı aşağıdaki şekildeki gibi modellenebilir:



Şekil 4.3 : Cıvata yay modeli (solda), cıvata ve sıkışan parçaların kombine yay modeli [19].

Buna göre ilgili cıvataya etki eden ilave cıvata yükü " $F_{SA}$ " aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$F_{SA} = \emptyset_{en}^* * F_A \tag{4.11}$$

Cıvata gelen işletme yükünün bağlantı faktörü kadarını üzerine aldığına göre, geriye kalan yük sıkışan kısımlar tarafından soğurulur. Sıkışan kısımlara etki eden bu yük " $F_{PA}$ " aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$F_{PA} = (1 - \phi_{en}^*) * F_A \tag{4.12}$$

Yukarıdaki iki formülden anlaşılabileceği üzere cıvataya etkiyen işletme yükü, yaylanma rijitlikleri nedeniyle, cıvata ve sıkışan kısımlar arasında paylaştırılır. Bunun yanında eksantrik yük dolayısıyla oluşan eğilme momenti de " $\beta_S \gg \beta_P$ " dolayısıyla sönümlenir. Buna göre cıvataya etkiyen moment yükü Formül 3.77'nin yardımıyla aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$M_{Sb} = C * M_b = C * F_A * a$$
 (4.13)

Cıvata bağlantılarında en kritik değerlendirmelerden biri de ayrım yüzeyinde olabilme ihtimali olan açılma / ayrılma değerlendirmesidir. VDI 2230'a göre standardın en büyük amaçlarından birisi, cıvata sağlığı açısından, ayrım yüzeylerinde herhangi bir açılma / ayrılma olmamasıdır.



**Şekil 4.4 :** Montaj yönteminin, gevşemenin ve işletme yükünün ön gerilme üçgenine etkisi [15].

Bu değerlendirmeyi yapabilmek için, VDI 2230 öncelikle ayrım yüzeyindeki minimum sıkıştırma yükü " $F_{KQ, req}$ " adı verilen kuvvet değerini tanıtmıştır. Bu yükü hesaplamak için hesabının öncelikle sürtünme tutunması " $F_{KQ}$ " olarak, açılma limitindeki sıkıştırma yükü ise " $F_{KA}$ " olarak gösterilir. Burada " $F_{KQ}$ " ayrım yüzeyi sürtünme katsayısıdır.

$$F_{KR} = F_{KQ, req} \ge \max(F_{KQ}, F_{KA}) \tag{4.14}$$

$$F_{KQ} = \frac{F_{Q \max}}{\mu_{T \min}} \tag{4.15}$$

$$F_{KA} = F_{A max} * \frac{A_D * (a * u - s_{sym} * u)}{I_{BT} + (s_{sym} * u * A_D)}$$
(4.16)

$$u = e + s_{sym} \tag{4.17}$$

$$v = c_T - u \tag{4.18}$$

$$I_{BT} = \frac{b * c_T^3}{12} \tag{4.19}$$



Şekil 4.5 : Biyel kolu ayrım yüzeyi gösterimi [15].

$$F_{M \min, req} = F_{K,req} + (1 - \phi_{en}^*) * F_{A \max} + F_Z + \Delta F_{Vth}'$$
(4.20)

Eğer " $\Delta F'_{Vth} < 0$ " ise " $\Delta F'_{Vth} = 0$ ".

$$F_{M max, req} = \alpha_A * F_{M min, req}$$
(4.21)



Şekil 4.6 : Montaj yönteminin ön gerilme farklarına etkisi [15].

# 4.1.5 Gerilme ve güvenlik katsayı hesapları

Gerilme ve güvenlik katsayısı hesapları montaj ve çalışma gerilmeleri için ayrı ayrı incelenir.

# 4.1.5.1 Montaj gerilmesi

Cıvata montaj edilince ön gerilme yüklemesi nedeniyle yüksek eksenel yüklemeye maruz kalır. Bu ön gerilme yükü ile ilgili eksenel montaj gerilmesi " $\sigma_M$ " hesaplanabilir. Cıvatalar montaj nedeniyle, montaj yöntemine bağlı olarak, diş kısımlarından momente " $M_G$ " maruz kalabilir. Bu nedenle, polar atalet momenti " $W_P$ " yardımıyla, etkiyen burulma gerilmesi " $\tau_M$ " aşağıdaki gibi bulunabilir. Yalnız, Çizelge 4.2'de belirtilen yöntemlerden hidrolik sıkıştırma yöntemi kullanıldığında, cıvata burulma gerilmesiyle yüklenmez. Hesaplanan eksenel ve burulma gerilmeleri deformasyon enerji teorisi sayesinde indirgenebilir ve Von Mises gerilmesi hesaplanabilir.

$$\sigma_M = \frac{F_{MZul}}{A_0} \tag{4.22}$$

$$\tau_M = \frac{M_G}{W_P} \tag{4.23}$$

$$\sigma_{von\,Mises} = \sigma_{red,M} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * \tau_M^2} \tag{4.24}$$

$$W_P = \frac{\pi}{12} * d_0^3 \tag{4.25}$$
Montaj durumunda kontrol edilmesi gereken bir diğer husus da cıvata başı ya da somun oturması nedeniyle sıkışan kısımlarda plastik deformasyona neden olup olmadığıdır. Sıkışan kısımlar plastik deformasyona uğraması durumunda malzemede ezilmeler, cıvatada ise hesaplanandan çok daha fazla ön gerilme kayıp / gevşemesi olabilir. Buna göre ilgili gerilme ve güvenlik katsayısı hesabı:

$$p_{M max} = \frac{F_{Mzul}}{A_{P min}} \tag{4.26}$$

$$S_{P \ montaj} = \frac{p_{M \ max}}{p_G} \tag{4.27}$$

A<sub>P min</sub>: Cıvata başı / somunu oturma alanı

 $p_G$ : Sıkışan kısımların, malzemeye göre, izin verilen sıkıştırma yükü

#### 4.1.5.2 Çalışma gerilmesi

Çalışma gerilmesi temelde akma değerinin aşılmasına müsaade edilmeyen ve edilen durum olarak ikiye ayrılır.

Bunun yanında cıvata başı / somun oturması ve ayrım yüzeyinde kayma olup olmayacağı incelenmelidir. Buna göre:

$$p_{B max} = \frac{F_{V max} + F_{SA max} - \Delta F_{Vth}^*}{A_{P min}}$$
(4.28)

Eger " $\Delta F_{Vth}^* > 0$ " ise, " $\Delta F_{Vth}^* = 0$ ".

$$S_{P \text{ calisma}} = \frac{p_{B \text{ max}}}{p_G} \tag{4.29}$$

İlgili kayma formülleri:

$$F_{KR1\,min} = F_{V1\,min} - F_{PA\,max} - \Delta F_{Vth}^* \tag{4.30}$$

Eğer " $\Delta F_{Vth}^* < 0$ " ise, " $\Delta F_{Vth}^* = 0$ ".

$$S_G = \frac{F_{KR1\ min}}{F_{KQ,\ req}} \tag{4.31}$$

Kayma durumu için statik yükleme durumları için " $S_G \ge 1,2$ ", dinamik yükleme durumları için de " $S_G \ge 1,8$ " değerleri gözetilmelidir.

#### 4.1.5.2.1 Akma noktasının aşılmasına müsaade edilmeyen durum

Cıvatalarda çalışma yükleri ön gerilme yükünün yanı sıra, eksenel / yanal işletme yükleri, moment yükleri ve termal yükleri içerebilir. Burada önemli olan husus cıvatada plastik deformasyon olmasını engellemektir. Buna mukabil olarak da amaç ön gerilme kaybının, sıkıştırma yükü kaybının ve nihayetinde cıvata bağlantısı hasarının engellenmesidir. Buna göre:

$$\sigma_Z = \frac{F_V}{A_0} + \frac{M_{Sb\,max}}{W_b} = \frac{1}{A_0} \left( F_{M\,zul} + F_{SA\,max} - \Delta F_{Vth}^* \right) + \frac{M_{Sb\,max}}{W_b} \tag{4.32}$$

$$S_{F \ \varsigma ekme} = \frac{R_{P \ 0,2 \ min}}{\sigma_Z} \ge 1 \tag{4.33}$$

Eğer " $\Delta F_{Vth}^* > 0$ " ise, " $\Delta F_{Vth}^* = 0$ ". Buna göre termal yükler, ilgili geriye kalan ön gerilme sıkıştırma kuvveti " $F_V = F_{M zul} + F_{SA max} - \Delta F_{Vth}^*$ " değerini sadece arttırabilir. Ayrıca, diş kısmındaki atalet momenti aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$W_b = \frac{\pi}{16} * d_0^3 \tag{4.34}$$

$$\tau_{S} = \frac{F_{Q \max}}{A_{0}} + k_{\tau} * \frac{M_{G}}{W_{P}}$$
(4.35)

$$S_A = \frac{\tau_B * A_S}{F_Q \max} \ge 1,1 \tag{4.36}$$

 $\tau_B$ : Kesme mukavemeti

$$\sigma_{red,M} = \sqrt{\sigma_Z^2 + 3 * \tau_S^2} \tag{4.37}$$

$$S_{F \text{ von mises}} = \frac{R_{P 0,2 \min}}{\sigma_{red,M}} \ge 1 \tag{4.38}$$

VDI 2230'a göre burulma için indirgenme faktörü " $k_{\tau} = 0,5$ " kullanılmalıdır, çünkü elastik cıvata bağlantılarında burulma gerilmesinin yaklaşık %50'si dişlere etkir. Yalnız, unutulmamalıdır ki yüksek döngülü cıvata bağlantıları için bu değer sıfırlanacaktır.

Von Mises gerilmesi hesaplandıktan sonra " $\sigma_{red,M} \leq R_{P \ 0,2 \ min}$ " şartının sağlanıp sağlanamadığı kontrol edilmelidir. Eğer bu durum sağlanamaz ise, cıvatanın incelemesi bir sonraki kısımda bahsedilen gibi olacaktır.

#### 4.1.5.2.2 Akma noktasının çalışma durumunda geçilmesi

Çalışma durumunda, akma noktasının geçilmesi ile cıvata elastik sınırının dışına çıkacaktır. Plastik olarak uzayan cıvatada ön gerilme düşer. Geriye kalan ön gerilme sıkıştırma kuvveti " $F_{V1}$ " değeri cıvata bağlantısının elastik iyileşmesi yöntemiyle elde edilebilir. Burada unutulmamalıdır ki en yüksek cıvata yükü, malzemenin akma değerini geçemez. Elastik geri kazanımdan kaynaklanan ön gerilme kaybı, yenilenen yükleme ile önceki seviyeye eşdeğer gerilmenin tekrar önceki seviyesine ulaşacağı varsayımından kaynaklanmaktadır.

$$F_{V1} = A_0 \left[ \sqrt{R_{P\ 0,2\ min}^2 - 3 * \tau_S^2} - \sigma_{ZA} \right] - F_Z \tag{4.39}$$

$$\sigma_{ZA} = \frac{1}{A_0} \left( F_{SA\,max} - \Delta F_{Vth}^* \right) + \frac{M_{Sb\,max}}{W_b} \tag{4.40}$$

Eger " $\Delta F_{Vth}^* > 0$ " ise, " $\Delta F_{Vth}^* = 0$ ".

Akma noktası aşıldığı için yeniden herhangi bir gerilme veya güvenlik katsayısı hesabı yapılmasına gerek yoktur. Bunun yerine cıvata yorulması incelenmelidir.

#### 4.1.5.2.3 Akma noktasının montaj sırasında geçilmesi

Cıvataların akma noktasını montaj sırasında geçmesi akma noktası / açısal tork yöntemiyle mümkündür. Bu yöntemle sıkılan cıvata " $k_V = 1, 1 - 1, 2$ " oranında sertleşir ve burulma gerilmesi indirgenir. Buna göre geriye kalan sıkma yükü:

$$F_{V1} = A_0 \left[ \sqrt{\left( R_{P \ 0,2 \ min} * k_V \right)^2 - 3 * \tau_S^2} - \sigma_{ZA} \right] - F_Z \tag{4.41}$$

$$\tau_{S} = \frac{F_{Q \max}}{A_{0}} + k_{\tau} * \frac{M_{G}}{W_{Ppl}}$$
(4.42)

$$W_{Ppl} = \frac{d_0^3}{6} \tag{4.43}$$

Eğer " $\Delta F_{Vth}^* > 0$ " ise, " $\Delta F_{Vth}^* = 0$ ".

Bu durumda da cıvata yorulması incelenmelidir, çünkü akma noktasını geçen cıvataları değerlendirilmesi için başka bir yöntem yoktur.

#### 4.1.5.2.4 Akma noktasının geçilmesi sonucu en düşük sıkıştırma yükü

Akma noktasının aşılması sonucu ön gerilme kuvveti kaybı olacağı için, ayrım hattında açılma / ayrılma olmadığı kontrol edilmelidir. Buna göre akma noktası aşımında en düşük sıkıştırma yükü " $F_{KR1 min}$ " belirlenmelidir:

$$F_{KR1\,min} = F_{V1\,min} - F_{PA\,max} \ge F_{K,\ req} \tag{4.44}$$

$$F_{V1\,min} = F_{V1} - \Delta F_{Vth}^* \tag{4.45}$$

Eğer " $\Delta F_{Vth}^* < 0$ " ise, " $\Delta F_{Vth}^* = 0$ ".

#### 4.2 Cıvatalarda Yorulma

Bir cıvata bağlantısında yükleme durumu dinamik ise, genlik gerilmesi oluşur. Eğer bu genlik gerilmesi, cıvatanın dayanımını aşarsa bu cıvata yorulmaya girer ve hasara uğrar. Cıvatalarda yükün büyük bir kısmı ilk diş tarafından taşınır ve bütün yük ilk birkaç diş tarafından paylaştırılır.



Şekil 4.7 : Dişlerdeki Homojen Olmayan Yük Dağılımı [13].

Aşağıdaki şekilde görülebileceği üzere Smith diyagramına göre ortalama gerilmenin yorulma sınırına etkisi azdır.



Şekil 4.8 : Smith Diyagramı [13].

Bu diyagrama dikkate alınırsa, genlik gerilmeleri doğru bir şekilde hesaplanmalıdır. Bunun için de öncelikle alt ve üst gerilmeler güvenilir bir yöntemle hesaplanmalıdır. Alt ve üst gerilmeler, eş merkezli yükleme durumlarında " $\sigma_{SA}$ " olarak, eksantrik yükleme durumlarında ise " $\sigma_{SAb}$ " olarak temsil edilir.

$$\sigma_{SA} = \frac{\phi_{en^*}^* F_{A \max}}{A_S} \tag{4.46}$$

$$\sigma_{SAb} = \frac{\emptyset_{en}^{*} F_A \max}{A_S} + \frac{M_{Sb} \max}{W_S} = \frac{\emptyset_{en}^{*} F_A \max}{A_S} + \frac{\beta_P}{\beta_S} * \left(1 - \frac{s_{sym}}{a} * \emptyset_{en}^*\right) * \frac{F_A \max * a}{W_S} \quad (4.47)$$

$$W_S = \frac{\pi}{32} * d_0^3 \tag{4.48}$$

Denklem 4.46 aynı zamanda " $\beta_S \gg \beta_P$ " koşulu sayesinde yaklaşık olarak aşağıdaki şekilde de yazılabilir:

$$\sigma_{SAb} = \left[1 + \left(\frac{1}{\phi_{en}^*} - \frac{s_{sym}}{a}\right) * \frac{l_K}{l_{ers}} * \frac{E_S}{E_P} * \frac{\pi * a * d_S^3}{8 * \overline{l_{Bers}}}\right] \frac{\phi_{en}^* F_A \max}{A_S}$$
(4.49)

Bu bilgiler ışığında eş merkezli genlik gerilmesi " $\sigma_a$ " olarak, eksantrik yükleme durumlarında etki eden genlik gerilmesi ise " $\sigma_{ab}$ " olarak temsil edilir.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{SA\,max} + \sigma_{SA\,min}}{2} \tag{4.50}$$

$$\sigma_{ab} = \frac{\sigma_{SAb\ max} + \sigma_{SAb\ min}}{2} \tag{4.51}$$

Bu bağıntılara göre bir cıvatanın yorulma sınırını belirleyen en önemli parametreler cıvata çapı ve vida dişlerinin imalatta oluşturulma yöntemidir (talaşlı imalat, ovalama, vb.). Yaygın olarak kullanılan cıvatalar ovalama yöntemiyle imal edilen cıvatalardır. Ovalama yöntemiyle imal edilen cıvatalar da kendi içinde ikiye ayrılır:

- Isıl işlem öncesinde ovalanan cıvatalar "SV" olarak tanımlanır.
- Isıl işlem sonrasında ovalanan cıvatalar "SG" olarak tanımlanır.



Şekil 4.9 : Cıvatalarda yorulma limitleri [13].

Buna göre 8.8, 10.9 ve 12.9 kalite cıvatalar için geçerli olan Kloos ve Thomala ampirik bağıntıları aşağıdaki gibidir:

$$\sigma_{ASV} = 0.75 * \left(\frac{150}{d} + 52\right) \tag{4.52}$$

$$\sigma_{ASG} = \left(2 - \frac{F_V}{F_{0,2\,min}}\right) * \sigma_{ASV} \tag{4.53}$$

"SV" cıvataların sınırları:

$$0,10 \le \frac{F_V}{F_{0,2\,min}} \le 0,8 \tag{4.54}$$

"SG" cıvataların sınırları:

$$0,20 \le \frac{F_V}{F_{0,2\,min}} \le 0,8 \tag{4.55}$$

Bulunan bilgiler ışığında VDI 2230 bağıntılarda güncellemeye gitmiştir. Buna göre:

$$\sigma_{ASV} = 0.85 * \left(\frac{150}{d} + 45\right) \tag{4.56}$$

$$\sigma_{ASG} = \left(2 - \frac{F_{Sm}}{F_{0,2\,min}}\right) * \sigma_{ASV} \tag{4.57}$$

$$0,30 \le \frac{F_{Sm}}{F_{0,2\ min}} \le 1 \tag{4.58}$$

$$F_{Sm} = \frac{F_{SA\,max} + F_{SA\,min}}{2} + F_{Mzul} \tag{4.59}$$

$$S_D = \frac{\sigma_{AS}}{\sigma_{a/b}} \ge 1,2 \tag{4.60}$$

Bu bağıntılar Tomotsugu Sakai tarafından incelenmiştir. Akma sınırının %90 değerine kadar sıkılan ve / veya plastik deformasyona uğramayan cıvatalar için bağıntılar doğru kabul edilmiştir. Sakai, akma noktasının aşıldığı durumları incelerken, Kloos ve Thomala'nın test verilerini yanlış değerlendirdiklerini fark etmiştir. Buna göre akma sınırının aşıldığı durumlarda "SV" cıvatalar için aşağıdaki öneride bulunmuştur. "SG" cıvatalar için ise elde ettiği sonuçlar yukardaki bağıntılarla elde edilenler ile neredeyse aynıdır. Bu yüzdendir ki bu cıvatalar için fazladan bir bağıntıya gerek yoktur.

$$\sigma_{ASV \ akma} = 0,70 * \sigma_{ASV} \tag{4.61}$$

Buna göre ön gerilme ne kadar yüksek olursa, yorulma dayanımı o kadar artar. Bunu mümkün kılmanın en kolay yolu da cıvataları akma noktası / açısal tork yöntemiyle sıkmaktır. Yalnız, 12.9 kalite cıvatalar imalat sebepleriyle hidrojen gevrekliğine sahiptir ve yorulma dayanımı %30 daha düşüktür. Sıcak daldırma galvaniz kaplama cıvatalarda da yorulma dayanımı hesaplanan değerden %20 daha düşük olacaktır.

#### 4.3 Geliştirilen MS Excel Yazılımı

Geliştirilen yazılım için öncelikle " $F_{Amin}$ ", " $F_{Amax}$ " yükleme değerlerinin hesaplanması, sonra da " $K_{QT}$ " ve "n" değerlerinin test ya da analiz sonuçlarına göre korelasyonunun yapılması gerekmektedir. Buna göre:

İçten Yanmalı Motorlarda Biyel Kolu Cıvatalarının Hesabına ve Tasarımına Yönelik Yazılım Geliştirme (Referans VDI 2230: 2014)								
Sembol	Değer / Seçim	Birim	Açıklama					
Temel See	Temel Seçim							
	M20x1,50	-	Vida gösterimi					
d	20	mm	Nominal çap					
Р	1,5	mm	Vida adımı					
	10.9	Seçim	Malzeme sınıfı					
	TTJ	Seçim	Bağlantı tipi					
	Elastik cıvata	Seçim	Cıvata tipi					
d <sub>T</sub>	17,50	mm	Elastik cıvata - ince çap					

Çizelge 4.4 : Geliştirilen MS Excel yazılımı.

Montaj Yö	ontemi ve Sürtünme		
	Akma / Açı kontrollü	Seçim	Montaj yöntemi
α <sub>A</sub>	1	-	Montaj faktörü
ν	100%	-	Akma noktası sıkma faktörünü
μ <sub>k(min)</sub>	0,08	-	Cıvata kafasındaki min. sürtünme katsayısı
µ <sub>G(min)</sub>	0,08	-	Dişlerdeki minimum sürtünme katsayısı
μ <sub>T</sub>	0,15	-	Ayrım yüzeyi sürtünme katsayısı
Cıvata Yü	kleri	ſ	
F <sub>A, min</sub>	32350	N	Min. eksenel yük
F <sub>A, max</sub>	50546	N	Maks. eksenel yük
Fq	0	N	Yanal yük
M <sub>B</sub>	0	Nmm	Saf eğilme moment yükü
İlgili geon	netriler		
d <sub>w</sub>	31	mm	Cıvata oturma yüzeyi dış çapı
d <sub>a</sub>	24,4	mm	Cıvata oturma yüzeyi iç çapı
$d_h (d_{hole})$	23	mm	Delik çapı
I <sub>1</sub>	5	mm	Silindirik unsur uzunluğu
d <sub>L1</sub>	20	mm	Silindirik unsur çapı
l <sub>2</sub>	90	mm	Silindirik unsur uzunluğu
d <sub>L2</sub>	17,50	mm	Silindirik unsur çapı
Ι <sub>κ</sub>	96	mm	Sıkıştırma uzunluğu
I <sub>Gew</sub>	1	mm	Yüksüz durumdaki vida uzunluğu
I <sub>SK</sub>	10,00	mm	İkame cıvata kafası uzunluğu
Ayrım Yüz	eyi		
$A_{BT}$ ( $A_{ges}$ )	1323,92	mm <sup>2</sup>	Ayrım yüzey alanı
A <sub>D</sub>	908,44	mm <sup>2</sup>	Ayrım yüzey alanı
D <sub>A</sub>	34,01	mm	İkame çap @ ayrım yüzeyi
D <sub>A</sub> '	34,01	mm	İkame çap
t <sub>s</sub>	8,00	mm	Silindirik işleme derinliği
b	53,50	mm	Ayrım yüzey genişliği / Yatak genişliği
C <sub>T</sub>	33,30	mm	Ayrım yüzey uzunluğu
b <sub>T</sub>	53,50	mm	Biyel için b <sub>T</sub> = b
е	14,00	mm	Cıvata deliğinin iç tarafa uzaklığı
S <sub>sym</sub>	2,65	mm	Eksantriklik değeri - sıkıştırma
	Eksantrik	Seçim	Sıkıştırma durumu (Eş merkezli / Eksantrik)

# Çizelge 4.4 (devam) : Geliştirilen MS Excel yazılımı.

Moment K	Colu		
	Eksantrik	Seçim	Yükleme durumu
$d_{pin}$	141,00	mm	Biyel pim çapı
R	84,50000	mm	Cıvata ekseninden geçen ikame yarı çap
$K_{QT}$	0,32	-	Moment kol faktörü
а	27,04000	mm	Moment kolu
İşletme Yü	ükü Etki Noktası	-	
n	0,8500	-	Yük etki noktası faktörü
Civata Fal	ktörleri	I	
$k_{\tau}$	0,50		Vida burulma faktörü
k <sub>v</sub>	1,15		Cıvata sertleşme faktörü
Gevşeme		-	
R <sub>z</sub>	25	μm	Yüzey pürüzlülüğü
Sıcaklık		•	
T <sub>RT</sub>	20	°C	Oda sıcaklığı
ΔT <sub>s</sub>	0	°C	Cıvata sıcaklık farkı
ΔT <sub>P</sub>	0	°C	Sıkışan kısımlar için sıcaklık farkı
Cıvata Ma	lzeme Özellikleri	•	
$\alpha_{s}$	0,0000125	1/°C	Cıvata uzama katsayısı
E <sub>SRT</sub>	210000	MPa	Cıvata elastisite modülü @oda sıcaklığı
E <sub>S</sub> (E <sub>ST</sub> )	210000	MPa	Cıvata elastisite modülü @uygulama sıcaklığı
Sıkışan Kı	ısımların Malzeme Öz	ellikleri	
Malzeme:	34CrNiMo6 (4340)		
α <sub>p</sub>	0,0000115	1/°C	Sıkışan kısımlar uzama katsayısı
E <sub>PRT</sub>	210000	MPa	Sıkışan kısımlar elast. @oda sıcaklığı
$E_P \left(E_PT\right)$	210000	MPa	Sıkışan kısımlar elastisite modülü
R <sub>m, p (min)</sub>	1100	MPa	Min. çekme dayanımı
Tb	720	MPa	Min. kesme dayanımı
т <sub>b</sub> /R <sub>m, p</sub>	0,65	-	Sıkışan kısımlar malzeme kesme-çekme oranı
PG	1430	MPa	Maks. yüzey basınç kapasitesi

# Çizelge 4.4 (devam) : Geliştirilen MS Excel yazılımı.



## 5. TASARIM VE ANALİZ SÜRECİ

#### 5.1 Biyel Tasarımı

Öncelikle ticari motorlar incelenmiş ve yüksek hızlı dizil gemi motoru olan MTU 4000 ve MAN 175D modelleri sınıfının en öncü motorları oldukları için benzer tasarım parametreleri seçilmiştir [37, 38]. Buna göre piston çapı "B ="Ø175 mm", strok değeri de "S =195 mm" olarak belirlenmiştir.

Ana tasarım parametreleri belirlenmiş olan motor için, yapılan araştırmalar sonucu elde edilen veriler ışığında, biyel parametreleri belirlenmiştir. Belirlenen parametrelere literatürde önerilen bilgiler ışığında ölçülendirilmiştir [39]. İlgili bilgiler:



Şekil 5.1 : Biyel parametreleri [39].

Tasarım	Parametreleri		
Piston Çapı (B)	175		
Strok (S)	195		
Biye	l uzunluğu	Katsay	ılar
L <sub>C,r</sub>	395	Demidov-Kolchin	Kullanılan
	Biyel b	aşı	
d <sub>c,p</sub>	141,0	0,56 <b>-</b> 0,75	0,81
t <sub>B</sub>	4,2	0,03-0,05	0,03
d <sub>1</sub>	149,0	1,1-1,2	1,057
Cb	159,0	1, <b>3-</b> 1,75	1,128
I <sub>c</sub>	63,4	0,45-0,95	0,45
	Biyel ay	/ağı	
dp	38,5	0,22-0,28	0,22
Sb	3,27	0,070-0,085	0,085
h <sub>S, e</sub>	6,16	0,16-0,27	0,16
d	45,68		-
d <sub>S, e</sub>	58,00	1,3-1,7	1,51
I <sub>S, e</sub>	57,75	0,33-0,45	0,33
	Kesit	t i	
h <sub>sh min</sub>	31,9	0,50-0,55	0,55
h <sub>sh</sub>	44,7	1,2-1,4	1,4
b <sub>sh</sub>	24,6	0,55-0,75	0,55
a <sub>sh</sub>	7,5	4,0-7,5 mm	-
t <sub>sh</sub>	7,5	4,0-7,5 mm	-

## Çizelge 5.1 : Biyel Tasarım Parametreleri.

Seçilen parametrelerin yardımıyla ve Kaya'nın yapmış olduğu optimizasyon yardımıyla PTC Creo yazılımı kullanılarak biyel, dövme yöntemiyle imal edilebilir olacak şekilde, 3 boyutlu olarak modellenmiştir.



Şekil 5.2 : Kep optimizasyonu [40].

Bu çalışmada, literatürde örnek bulunmadığı için, düz ayrımlı biyel tipi yerine açılı ayrımlı biyel tipi seçilmiştir. Ayrım yüzey tipi olarak da yüksek yanal yükler nedeniyle dişli profilli ayrım yüzeyi tercih edilmiştir.



Şekil 5.3 : Biyel modeli.

## 5.2 Cıvataya Etki Eden Yüklerin Hesaplanması

Sonlu elemanlar modelini oluşturmadan önce tasarlanan biyelin üzerindeki cıvatalara gelen yükler doğru bir şekilde hesaplanmalıdır. Bu hesaplar için 4. bölümde gösterilen formüller kullanılarak MS Excel yazılımı üzerinden yapılmıştır.

Gaz yükleri					
Pfp	50	bar			
Pfp	5	MPa (N/mm2)			
Piston Çapı	175	mm			
Piston Alanı	24052,82	mm2			
Gaz kuveti	120,3	kN			

Çizelge 5.2	2 : Gaz	z yükü hesabı.
-------------	---------	----------------

	Sembol	birim	Girdi
Motor hızı	n	1/min	2310
Krank çapı	r	mm	97,5
Piston ağırlığı (Segman, klips, vs dahil)	m_p	g	14450
Biyel uzunluğu	l_c	mm	395,00
Biyel ağırlık merkezi uzaklığı	l_c,COG	mm	130,17
Biyel montaj ağırlığı (kep dahil)	m_c	g	14753
Ötelenen biyel kütlesi	m_c,osc	g	4861,77
Dönen biyel kütlesi	m_c,rot	g	9891,23
Kep kütlesi	m_cap	g	3543
Dönen biyel kütlesi - kep hariç	m_c,r_nocap	g	6348,23
Biyel açısı	alpha	deg	45,00
Toplam ötelenen kütle	m_osc	g	19311,77
Toplam dönen kütle	m_rot	g	6348,23
Atalet kuvveti	F_mass	kN	173,60
Temas alanı	Α	mm2	204
Test kuvveti	F_test	N	20400
Radyal sıkı geçme basıncı	p m	Mpa	15
Yatak ezilme yüksekliği	h	mm	0,0750
Elastik Modül	E	Мра	210000
Sürtünme katsayısı	mü	-	0,20
Yatak dış çapı	D_PR	mm	149,0000
	ΔD_LS	mm	0,0527
	D_LS	mm	149,100
Yatak nedeniyle oluşan toplam yük	F_shell	kN	114,062
Maks. kuvvet	F_B max	kN	173,60
Min. kuvvet	F_B min	kN	53,33
Maks. Kuvvet bileşeni	F max	kN	122,75
Min. kuvvet bileşeni	F min	kN	37,71
Cıvata yönündeki maks. kuvvet	F_A max	kN	236,81
Cıvata yönündeki min. kuvvet	F_A min	kN	151,77
Biyel kuvvet etki noktası cıvata uzaklığı - yakın taraf	а	mm	33,89
Biyel kuvvet etki noktası cıvata uzaklığı - uzak taraf	b	mm	125,11
F.,	F_A2 max	kN	186,338
' A2	F_A2 min	kN	119,424
F.,	F_A1 min	kN	50,476
L 41	F_A2 min	kN	32,350

## Çizelge 5.3 : Cıvatalar üzerine gelen yüklerin hesabı.

### 5.3 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

PTC Creo vasıtasıyla tasarlanan biyel kolu ve bağlantı elemanları öncelikle Ansys sonlu elemanlar yazılımına aktarılmıştır. Geometrik temizlik Ansys Spaceclaim yardımıyla, sonlu eleman modelinin oluşturulması ise Ansys Mechanical ile gerçekleştirilmiştir.

Biyel kolu ve kepi karmaşık geometrik detaylar nedeniyle ikinci dereceden tetra elemanlarla örülmüştür. Bu sayede şekilsel olarak meydana çıkabilecek olan devamsızlıklar olabildiğince azaltılmıştır.



Şekil 5.4 : Biyel kolu, kepi ve krank pimi örülmüş ağ modeli.

Sonrasında analizlerin daha gerçekçi olabilmesi için tasarlanan biyel modeline uygun olacak şekilde krank muylusu da modellenmiştir. Bu model silindirik geometrilerinden ötürü ikini dereceden dikdörtgen prizma elemanlarla örülmüştür. Bunun yanında ayrık kayar yatak ve burç hesaplamalardaki basitleştirmeden ötürü modellenmemiştir. Burç biyel küçük başında olması ve cıvatalara gelen yükleri etkilememsi nedeniyle ihmal edilmiştir. Cıvatalar ise ikinci dereceden tetrahedral elemanlarla modellenmiştir. Toplamda 1134427 düğüm noktası ve 696921 elaman vardır.



Şekil 5.5 : Biyel ayrım hattı ağ örgüsü.

Bunları yaparken düğüm noktaları karşılıklı şekilde birbirine bağlanmış ve kontak yüzeyleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:



Şekil 5.6 : Biyel kolu analizi temas tanımları.



Şekil 5.7 : Biyel kolu analizi kontak gösterimleri.

Cıvata teması için sürtünme katsayısı tanımlanmış ve ilaveten aşağıda gösterilen ilgili parametreler de tanımlanmıştır:

Geometric Modification	
Interface Treatment	Adjust to Touch
Contact Geometry Correction	Bolt Thread
Orientation	Revolute Axis
Starting Point	bolt2_1
Ending Point	bolt2_1 2
Mean Pitch Diameter	19.026 mm
Pitch Distance	1.5 mm
Thread Angle	60. °
Thread Type	Single-Thread
Handedness	Right-Handed

(	Tizelge 5.4	: Civata	kontak	tanımı –	Ansvs	Mecha	nical	M20	x15	ici	n)
٩,	LUIGU J.T	• Orvata	Komak		rmsys	witcenta	uncar	11120	AI.J	ιų	ш,

Bütün parçaların ağ örgüleri tamamlandıktan sonra modelleme işlemine geçilmiştir. Öncelikle malzemeler lineer olarak tanıtılmıştır:

Parametre	Tanım / Değer
Malzeme cinsi	34CrNiMo6
Elastisite Modülü	210 GPa
Poisson katsayısı	0.3

Çizelge 5.5 : Cıvata kontak tanımı – Ansys Mechanical (M20x1.5 için).

Sonrasında ise aşağıdaki ilgili kuvvetler tanıtılmıştır. Buna göre ilgili analiz adımları sırasıyla tanımlanmıştır:

- Adım 1: Cıvata ön gerilmesi  $\rightarrow$  205,5 kN
- Adım 2: Cıvata gevşemesi → 186,8 kN
- Adım 3: Yatak sıkı geçme basıncı → 15 MPa
- Adım 4: Dönme etkisi  $\rightarrow$  241.9 rad/s (2310 d/d)
- Adım 5: Noktasal kütle → 14,45 kg (Piston ağırlığı)
- Adım 6: Gaz yükü maks. değeri → 120,3 kN (50 bar)



Şekil 5.8 : Biyel kolu analiz parametreleri.

Belirlenen parametre ve tanımlanan adımlarla ilgili yapısal analizler Ansys Mechanical yazılımında yapılmıştır. Yapısal analiz sonuçları sonrasında FemFat yazılımına aktarılmış ve cıvata değerlendirmesi için en önemli kriterlerden biri olan ömür hesaplamaları yapılmıştır.



## 6. ÇIKTI VE DEĞERLENDİRME

Elde edilen yapısal analiz sonuçlarında cıvataların akma noktası / açısal tork yöntemiyle sıkılmasının etkileri görülebilmektedir. Aşağıdaki resimde sol kısımda gerilmelerin akma sınırının üzerine çıktığı görülebilmektedir. Sağ kısımdaki resimde de gevşeme sonucu cıvata üzerindeki gerilmeler görülebilmektedir.



Şekil 6.1 : İlgili cıvata gerilmeleri.

Aynı zamanda elastik (uzar) cıvataların deplasmanları aşağıdaki gibidir. Buna göre ince çap kısmındaki deplasman en yüksektir. Bu sayede cıvata üzerine gelen işletme yüklerini daha iyi bir şekilde sönümleyebilmektedir.



Şekil 6.2 : Biyel ve cıvatalar üzerindeki deplasmanlar.

İlaveten cıvata sağlığı için en önemli kriterlerden biri olan ayrım hattı kontak ve açılma durumu da incelenmiş ve herhangi bir problem olmadığı görülmüştür.



Şekil 6.3 : Kontak ve açılma incelemesi.

Bu incelemelerin ardından FemFat yazılımında yapılan ömür analizleriyle Adım 5 ile Adım 6 arasındaki yükleme farklılıkları nedeniyle etki eden genlik gerilmeleri bulunmuştur. Buna göre öncelikle eğilme etkisinden bağımsız gerilme genlikleri, sonrasında ise eğilme etkisinin de dahil olduğu gerilme genlikleri Hyperview yazılımı kullanılarak incelenmiştir.



Şekil 6.4 : Cıvatalarda eksenel gerilme genlikleri (Eğilme etkisi ihmal edilince).

Eğilme etkisinden bağımsız eksenel gerilme genlikleri elastik (uzar) cıvatanın cıvata eksenindeki gerilmelerdir. İlgili sonuçlar elde edildiğine göre Formül 4.46 ve 4.50 kullanılarak yük etki noktası faktörü "*n*" değerinin korelasyonu yapılabilir. Buna göre elde edilen değerler " $n_{A1} = 0.75$ " ve " $n_{A2} = 0.36$ " değerleridir.



Şekil 6.5 : Cıvatalarda eksenel gerilme genlikleri (Eğilme etkisi dahil edilince).

Cıvatanın diş kısımlarının incelemesinde eğilme etkisi dahil edilir. Şekil 4.7'ye göre cıvata üzerine gelen yük ilk birkaç diş arasında paylaştırılır. Bu yüzden de ilk üç diş incelenmiştir. İlgili sonuçlar elde edildiğine göre Formül 4.47 ve 4.51 kullanılarak moment kol faktörü " $K_{QT}$ " değerinin korelasyonu yapılabilir. Buna göre elde edilen değerler " $K_{QT A1} = 0.38$ " ve " $K_{QT A2} = 0.071$ " değerleridir. Elde edilen değerlerden " $K_{QT A2}$ " Formül 3.6 sayesinde elde edilen değerle bire bir örtüşmektedir.

Elde edilen bu verilere göre MS Excel'de geliştirilen yazılım güncellenmiştir. İlgili sonuçlar:

Akma / Açı Kontrollü Montaj						
Civata A1	•	-	10.9			
Oturma - Montaj anında	SF	-	1,84			
Oturma - İşletme durumunda	SF	-	1,76			
Açılma var mı?	-	-	Hayır			
Min. Ön gerilme	F <sub>Mzul, min</sub>		205456,17			
Maks. Ön gerilme	F <sub>Mzul, max</sub>		223718,94			
Gevşeme	-	%	9,09%			
Geriye kalan ön gerilme	F <sub>V1 yield/angle min</sub>	N	186785,67			
	Yorulma					
Genlik - Eğilme harici	σ <sub>a</sub>	MPa	9,49			
Genlik - Eğilme dahil	$\sigma_{ab}$	MPa	22,26			
SV cıvatalar için güvenlik katsayısı	SF <sub>ASV, w/bending</sub>	-	1,98			
SG cıvatalar için güvenlik katsayısı	SF <sub>ASG, w/ bending</sub>	-	2,01			

Çizelge 6.1 : Al kısmındaki cıvata için elde edilen sonuçlar.

Akma / Açı Kontrollü Montaj						
Civata A2	•	-	10.9			
Oturma - Montaj anında	SF	-	1,84			
Oturma - İşletme durumunda	SF	-	1,76			
Açılma var mı?	-	-	Hayır			
Min. Ön gerilme	F <sub>Mzul, min</sub>		205456, 17			
Maks. Ön gerilme	F <sub>Mzul, max</sub>		223718,94			
Gevşeme	-	%	9,09%			
Geriye kalan ön gerilme	F <sub>V1 yield/angle min</sub>	Ν	186785,67			
	Yorulma					
Genlik - Eğilme harici	σa	MPa	14,02			
Genlik - Eğilme dahil	σ <sub>ab</sub>	MPa	22,55			
SV cıvatalar için güvenlik katsayısı	SF <sub>ASV, w/bending</sub>	-	1,98			
SG cıvatalar için güvenlik katsayısı	SF <sub>ASG, w/ bending</sub>	-	2,01			

Çizelge 6.2 : A2 kısmındaki cıvata için elde edilen sonuçlar.

Bu sonuçlara göre SV ve SG cıvatalar için güvenlik katsayıları 1.2 değerinden büyüktür. Buna göre diş kısımları güvenlidir.

Elastik (uzar) cıvatanın ince çap kısmının dış ve cıvata kafası oturma yüzeylerini incelemek için FemFat yazılımında ilgili güvenlik katsayılarına bakılmıştır. Bu yüzeyler de güvenli taraftadır.



Şekil 6.6 : Güvenlik katsayıları (dişli kısım harici).

Bütün bu elde edilen veriler ışığında, VDI 2230 standardı biyel kolu cıvataları için belirli koşullar altında kullanılabilir. Sıkışan kısımların rijitliği belirli kabuller sayesinde hesaplanır ve bu yüzden de SEM analizleri ya da testler ile korelasyonu yapılmalıdır.

VDI 2230'a göre biyel cıvataları için yapılan analitik hesaplamalar elde herhangi bir SEM ya da test sonuç olmadan uygulanabilir değildir çünkü "n" ve " $K_{QT}$ " değerlerinin optimize edilmesi gerekmektedir. Bu değerler her bir motor ve biyel tipine göre çeşitlilik gösterebilir. Bu yüzden de çok daha büyük bir örneklem havuzu yardımıyla optimize edilmeli ve elde edilen sonuçların etkileri dikkatlice incelenmelidir.

Yine de, bu çalışmada incelenen açılı ayrımlı biyel kolu cıvataları için elde edilen bu değerler yardımıyla, her hangi bir açılı ayrımlı biyel kolunun cıvataları tasarım sürecinin ilk aşamalarında gerçeğe yakın bir şekilde incelenebilir ve ilgili değerlendirmeleri yapılabilir.



#### KAYNAKLAR

- [1] Reitz, R. D., Ogawa, H., Payri, R., Fansler, T., Kokjohn, S., Moriyoshi, Y., Zhao, H. (2020). *IJER editorial: The future of the internal combustion engine*. International Journal of Engine Research, 21(1), 3–10. Erişim adresi https://doi.org/10.1177/1468087419877990
- [2] Ritchie, H., Roser, M. (2017). CO2 and other greenhouse gas emissions. Our World in Data. Erişim adresi https://ourworldindata.org/co2-and-othergreenhouse-gas-emissions
- [3] Url-1 *<https://www.avrupa.info.tr/tr/enerji-abnin-hedefleri-58>*, erişim tarihi 26.05.2020.
- [4] Gürbüz, Y., Kulaksız, A. (2016). Elektrikli Araçlar ile Klasik İçten Yanmalı Motorlu Araçların Çeşitli Yönlerden Karşılaştırılması, Cilt 6, Sayı 2, Sayfalar 117-125. Erişim adresi https://doi.org/10.17714/ gufbed.2016. 06.011
- [5] Seiffert, U., Walzer, P. (1988). Internal Combustion Engines, *Future Trends in Engine Technology*, Bölüm 7.
- [6] Wagner, R., Roser, M. (2015). *Engines of the Future*. Erişim adresi https://www.asme.org/topics-resources/content/engines-of-the-future
- [7] MAHLE GmbH. (2016). Cylinder components: Properties, applications, materials, ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg+Teubner.
- [8] Url-2 <http://www.quantiserv.com/solutions/4-stroke-connecting-rods>, erişim tarihi 12.07.2020.
- [9] Url-3 <https://www.eeuroparts.com/blog/engine-might-cracked-connecting-rods >, erişim tarihi 12.07.2020.
- [10] Url-4 <https://www.hks-power.co.jp/en/product\_db/engine/db/11976>, erişim tarihi 12.07.2020.
- [11] Strozzi, A., Baldini, M., Giacopini, M., Bertocchi, E., Mantovani, S. (2016). A repertoire of failures in connecting rods for internal combustion engines, and indications on traditional and advanced design methods, Engineering Failure Analysis, 60, 20-39.
- [12] **Bickford, J. H.** (1995). An Introducyion to Design and Behaviour of Bolted Joints, Third Edition, Revised and Expanded, CRC Press.
- [13] Kloos, K. H., Thomala, W. (2007). Schraubenverbindungen: Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung, Springer.
- [14] **Tomotsugu, S.** (2008). *Bolted Joint Engineering: Fundamentals and applications*, Beuth Verlag.
- [15] **VDI 2230: Part I**. (2014). Systematic calculation of high duty bolted joints: Joints with one cylindrical bolt, VDI Richtlinien, Beuth Verlag GmbH.

- [16] **VDI 2230: Part 2**. (2014). Systematic calculation of high duty bolted joints: Multi bolted joints, VDI Richtlinien, Beuth Verlag GmbH.
- [17] Naruse, T., Shibutani, Y. (2012). Higher Accurate Estimation of Axial and Bending Stiffnesses of Plates Clamped by Bolts. Journal of Solid Mechanics and Material Engineering, 6, 5, JSME.
- [18] Naruse, T., Shibutani, Y. (2012). Nonlinear Bending Stiffness of Plates Clamped by Bolted Joints under Bending Moment. Journal of Solid Mechanics and Material Engineering, 6, 7, JSME.
- [19] Yung-Li, L., Hsin-Chung, H. (2015). Metal Fatigue Analysis Handbook: Practical Problem-Solving Techniques for Computer-Aided Engineering. Chapter 12, Design and Analysis of Metric Bolted Joints: VDI Guideline and Finite Element Analysis, Elsevier.
- [20] Graves, F. (1984). Nuts and Bolts, Scientific American, 136-144.
- [21] Wood, H., H. (1892). Screws & Screw-Making: With a Chapter On the Milling Machine, Britannia Company.
- [22] Adatepe, H., Güneş, T. (2012). Cıvatalı Bağlantılarda Emniyetli Tork Değerinin Teorik ve Deneysel Olarak Belirlenmesi. TMMOB MMO Mühendis ve Makina Dergisi, cilt 53, sayı 633, s. 43-51.
- [23] Steinhilper, W., Sauer, B. (2012). Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1, 8. Auflage, Springer.
- [24] Muhs, D., Wittel, H., Jannasch, D., Voßiek, J. (2007). *Roloff/Matek Maschinenelemente, 18. Auflage*, Viewegs Fachbücher der Technik.
- [25] Kurz, U., Wittel, H. (2017). *Konstruktives Zeichnen Maschinenbau*, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH.
- [26] Decker, K.H. (1990). Maschinenelemente, 10. Auflage, Carl Hanser Verlag.
- [27] Haberhauer, H., Bodenstein, F. (2011). Maschinenelemente, 16. Auflage, Springer.
- [28] Böllhoff Technik rund um Schrauben. (2007). Böllhoff GmbH.
- [29] Lang, O. R. (1966). Tribwerke Schnellaufender Verbrennungsmotoren: Grundlagen zur Berechnung und Konstruktion, Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH.
- [30] Köhler, E., Flierl, R. (2006). Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors, Vieweg, ATZ\_MTZ Fachbuch.
- [31] Hoag, K., Dondlinger, B. (2016). Vehicular Engine Design, Springer-Verlag Wien. Erişim adresi https://doi.org/10.1007/978-3-7091-1859-7
- [32] Figer, G., Schmidleitner, K., Schönbacher, M., Kammerdiener, T. (2019). 300 bar Peak Firing Pressure for a New Generation of Diesel and Gas Engines, MTZ worldwide, 80, 6, 66-71.
- [33] Soruşbay, C. ME 422 Ders Notları. Internal Combustion Engines: Principles of Engine Operation.

- [34] Grotewohl, A. (1975). Calculation of a Dynamically and Eccentrically Loaded Bolted Conrod Connection According to VDI 2230, SAE, Automobile Engineering Meeting, Detroit, Michigan, Ekim 13-17.
- [35] Mahle GmbH. Engine Bearing: Failure Analysis and Correction, Technical information: Aftermarket.
- [36] **ISO 3548-1: 2014.** Plain bearings Thin-walled half bearings with or without flange. Part 1: Tolerances, design features and methods of test.
- [37] Url-5 <https://175d.man-es.com/media-details/man-175d-webinar-design-phil osophy>, erişim tarihi 09.06.2020.
- [38] **MTU 4000 Marine Engine Specs.** Diesel Engines 16V 4000 M93/M93L for fast vessel with low load factors (1DS).
- [39] Kolchin, A., Demidov, V. (1984). Design of Automotive Engines, Mir Publishers.
- [40] **Kaya, T.** (2012). *Biyel Optimizasyonu* (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.



# ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad	: Alp Temuçin Turgaç
Doğum Tarihi ve Yeri	: 08/04/1990, Fatih
E-posta	: alpturgac@hotmail.com

## **ÖĞRENİM DURUMU:**

• Lisans

: 2013, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Kuzey Kıbrıs Kampüsü, Makina Mühendisliği