

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**CIVATALARDA KUVVET NAKLİNİN CIVATA GEOMETRİSİNDE YAPILAN
DEĞİŞİKLİKLER İLE İYİLEŞTİRİLMESİ VE SONLU ELEMANLAR
METODU İLE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hümanur ULUPINAR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

ŞUBAT 2022

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**CIVATALARDA KUVVET NAKLİNİN CIVATA GEOMETRİSİNDE YAPILAN
DEĞİŞİKLİKLER İLE İYİLEŞTİRİLMESİ VE SONLU ELEMANLAR
METODU İLE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Hümanur ULUPINAR
503161228**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Vedat TEMİZ

ŞUBAT 2022

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503161228 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Hümanur ULUPINAR, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “CIVATALARDA KUVVET NAKLİNİN CIVATA GEOMETRİSİNDE YAPILAN DEĞİŞİKLİKLER İLE İYİLEŞTİRİLMESİ VE SONLU ELEMANLAR METODU İLE ANALİZİ” 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 Zeynep PARLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ahmet SAĞIRLI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 13 Ocak 2022
Savunma Tarihi : 3 Şubat 2022





Aileme,



ÖNSÖZ

Bütün hayatım boyunca bana her anlamda destek olan, yol gösteren ve yanımda olan annem ve babama teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitimim boyunca bana yol gösteren ve her konuda yardımcı olan danışmanım sayın Dr. Öğr. Üyesi Vedat Temiz'e, farklı bir disiplinden gelmeme sabır gösterip yardımcı olan ve bu süreçte desteklerini esirgemeyen bütün İTÜ Makina Fakültesi öğretim üyelerine bana kattıkları bilgi birikimi için teşekkürü bir borç bilirim.

Bir çalışanı olmaktan mutluluk duyduğum ASELSAN'a, tez sürecim boyunca anlayış ve destek gösteren, sayın müdürüm Özgür Ülvan'a ve tez çalışmamda yardımlarını esirgemeyen sevgili çalışma arkadaşım Ufuk Oğul Dülgeroğlu'ya teşekkür ederim.

Ocak 2022

Hümanur ULUPINAR
(Endüstriyel Tasarımcı)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	1
1.3 Hipotez	1
2. CIVATALAR HAKKINDA	3
2.1 Cıvata Tanımı	3
2.2 Bağlantı Çeşitleri ve Hesaplama Modelleri.....	4
3. CIVATALARDA GERİLME VE ZORLANMA	7
3.1 Cıvatanın Çekmeye Zorlanması	7
3.2 Cıvatanın Burulmaya Zorlanması	8
3.3 Cıvatanın Çekme Ve Burulmada Şekil Değiştirme Hipotezine Göre Mukayese Gerilmesi	8
4. OTURMA OLAYININ GERÇEKLEŞMESİ VE İŞLETME KUVVETİ	9
4.1 Oturma Olayının Tanımlanması	9
4.2 Cıvatanın Yaylanma Rijitliği.....	10
5. KUVVET YOLLARINI İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİ.....	11
5.1 Uzar Cıvata.....	11
5.2 Elastik Somun.....	12
6. CIVATA PROFİLLERİ VE STANDARTLAR	13
6.1 Metrik Üçgen Profil.....	13
6.2 Somun Standardı	14
7. CIVATALARDA AKMA SINIRI VE HESABI.....	15
8. SONLU ELEMANLAR METODU KULLANIMI	17
8.1 M10 Cıvata Üzerinde Sonlu Elemanlar Metodu Kullanımı	17
8.1.1 Geometri modellenmesi	17
8.1.2 Tanımlanan bağlantılar.....	17
8.1.3 Verilen kuvvetlerin tanımlanması	20
8.1.4 Sınır şartları	20
8.2 Sonlu Eleman Modeli Hazırlanması.....	22
8.3 Malzeme Seçim Parametreleri.....	23

8.4 Yapılan Analiz Çalışmasının Deneysel Veriler ve Diğer Analiz Çalışmalarıyla Kıyaslanması	25
9. SEÇİLEN CİVATA GEOMETRİLERİ VE ETKİYEN PARAMETLER.....	27
9.1 Cıvata İçine Delik Açılması	30
9.1.1 Delik çapı sabit tutularak delik yüksekliğinin değiştirilmesi	30
9.1.2 Delik çapı değiştirilerek delik yüksekliğinin sabit tutulması	34
9.2 Cıvata İçine Kademeli Delik Açılması	37
9.3 Cıvata İçine Konik Delik Açılması	39
10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	45
KAYNAKLAR.....	55
ÖZGEÇMİŞ.....	57



KISALTMALAR

DIN : Deutsches Institut für Normung

MPa : Megapascal

ISO : International Organization for Standardization

CNC : Computerized Numerical Control





SEMBOLLER

σ	: Akma Dayanımı
σ_y	: Kaçık Eksenli Yüklenmiş Bir Barın Akma Gerilmesi
I_p	: Silindir Hacmin Ataleti
M_x, M_y, M_{xy}	: Moment Bileşenleri
N_x, N_y, N_{xy}	: Normal Kuvvet Bileşenleri
$F_{\text{ön}}$	: Ön Gerilme Kuvveti
A_s	: Gerilme Kesit Alanı
d_2	: Ortalama Vida Çapı
Φ	: Delik Çapı
h	: Delik Yüksekliği
β	: Koniklik Açısı



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 9.1 : Dişler üzerinden alınan yer değiştirmelerin değişim yüzdesi.	29
Çizelge 9.2 : Delik çapı sabit, delik yükseklikleri değişken diş yer değiştirmeleri...	33
Çizelge 9.3 : Delik çapı değişken, delik yükseklikleri sabit diş yer değiştirmeleri...	36
Çizelge 9.4 : Kademeli deliklere göre dişlerin üzerinde oluşan yer değiştirme miktarı.	39
Çizelge 9.5 : Koniklik açısına göre dişlerin üzerinde oluşan yer değiştirme miktarı.	43
Çizelge 10.1 : Delik çapının sabit tutularak delik yüksekliklerinin değiştirmesinin etkisi, standart cıvata ile kıyaslanması.	45
Çizelge 10.2 : Farklı delik yüksekliklerinin kendi aralarında kıyaslanması.	46
Çizelge 10.3 : Farklı delik yüksekliklerinin kendi aralarında yer değiştirme yüzdeleriyle kıyaslanması.	46
Çizelge 10.4 : Farklı delik yüksekliklerinin kendi aralarında ortalama yer değiştirme yüzdeleriyle kıyaslanması.	47
Çizelge 10.5 : Farklı delik çaplarında oluşan diş yer değiştirmelerinin standart cıvata diş yer değiştirmeleriyle kıyaslanması.	47
Çizelge 10.6 : Farklı delik çaplarında oluşan diş yer değiştirmelerinin kendi aralarında kıyaslanması.	48
Çizelge 10.7 : Farklı delik çaplarında oluşan diş yer değiştirmelerinin standart cıvata diş yer değiştirme yüzdeleriyle kıyaslanması.	48
Çizelge 10.8 : Farklı delik çaplarında oluşan ortalama değiştirmelerinin standart cıvata diş yer değiştirmeleriyle kıyaslanması.	49
Çizelge 10.9 : Kademeli açılan deliklerde oluşan diş yer değiştirmelerinin standart cıvata diş yer değiştirmeleriyle kıyaslanması.	49
Çizelge 10.10 : Kademeli açılan deliklerde oluşan diş yer değiştirmelerinin kendi aralarında kıyaslanması.	50
Çizelge 10.11 : Kademeli açılan deliklerde oluşan diş yer değiştirmelerinin standart cıvata diş yer değiştirme yüzdeleriyle kıyaslanması.	50
Çizelge 10.12 : Kademeli açılan deliklerde oluşan ortalama diş yer değiştirmelerinin kıyaslanması.	51
Çizelge 10.13 : Konik deliklerde oluşan diş yer değiştirmelerinin standart cıvata diş yer değiştirmeleriyle kıyaslanması.	51
Çizelge 10.14 : Konik deliklerde oluşan diş yer değiştirmelerinin kendi aralarında kıyaslanması.	52
Çizelge 10.15 : Konik deliklerde oluşan diş yer değiştirme yüzdelerinin kıyaslanması.	52
Çizelge 10.16 : Konik deliklerde oluşan ortalama diş yer değiştirme yüzdelerinin kıyaslanması.	53



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Cıvata bağlantılarının yüklere göre çeşitlerinin gösterimi.	4
Şekil 2.2 : Tek sayıda ve çok sayıda cıvata bağlantısı gösterimi.	5
Şekil 3.1: Cıvata üzerinde kuvvetlerin gösterimi.	7
Şekil 4.2 : Alışıl gelmiş bir cıvatalı bağlantının basitleştirilmiş yay modeli açısından yük taşıyıcı davranışının görsel gösterimi.	10
Şekil 5.1 : Pilkey’e göre cıvatada oluşabilecek hasar durumlarındaki kritik noktalar ve hasarların bu noktalarda oluşma yüzdesi.	11
Şekil 5.2 : Somun geometrisinde yapılan değişiklikler.	12
Şekil 6.1 : Metrik üçgen profil gösterimi.	13
Şekil 8.3: 1 numaralı oturma yüzeyi – 2 numaralı oturma yüzeyi teması.	18
Şekil 8.4: Cıvata vidası – somun dişi arasında temas tanımlanan yüzeyler.	19
Şekil 8.5: Somun oturma yüzeyi – 2 numaralı oturma yüzeyi teması.	19
Şekil 8.6: Tanımlanan kuvvetler.	20
Şekil 8.7: Model üzerinde yapılan kısıtlamaların görünüşü.	21
Şekil 8.8: Jamadar, Wagh, Desale ve Tripathi’nin ‘Sonlu Elemanlar Methodu ve DeneySEL Veriler Kullanılarak Cıvatalı Bağlantılarda Öngerilme Analizi’ adlı çalışmasında verilen sınır koşulları.	21
Şekil 8.9: Cıvata – somun bağlantısının elemanlara bölünmesi.	22
Şekil 8.10: Cıvata – somun temas yüzeylerinde eleman bağlantı sayısının artırılması.	22
Şekil 8.11: Bommisetty ve Narayanan’ın Helisel Diş Profilli Cıvata Bağlantılarının Üç Boyutlu Sonlu Elemanlar Metoduyla İncelenmesi adlı çalışmasında cıvata bağlantısını böldükleri elemanların gösterimi.	23
Şekil 8.12: 8.8 kalite cıvata malzemesi seçilen bileşenler.	24
Şekil 8.13: Yapı çeliği seçilen bileşenler.	24
Şekil 8.14: Cıvata dişleri üzerinde aktarılan yük diyagramı.	25
Şekil 9.4: Metrik 10 Cıvata Profilinde Delik Çapı Sabit Tutularak Yüksekliğinin Değiştirilmesi.	30
Şekil 9.5 : Cıvatada $\Phi = 2$ mm delik açılması sonucu eleman görüntüsü.	31
Şekil 9.7 : $\Phi = 2$ mm, $h = 14$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.	32
Şekil 9.8 : $\Phi = 2$ mm, $h = 16$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.	32
Şekil 9.9 : $\Phi = 2$ mm, $h = 18$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.	32
Şekil 9.10 : $\Phi = 2$ mm, $h = 20$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.	33
Şekil 9.11 : $\Phi = 2$ mm, $h = 22$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.	33
Şekil 9.12 : Metrik 10 Cıvata Profilinde Delik Çapı Değiştirilerek Yüksekliğinin Sabit Tutulması.	34
Şekil 9.13 : $\Phi = 2$ mm, $h = 22$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.	34
Şekil 9.14 : $\Phi = 2.5$ mm, $h = 22$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.	35
Şekil 9.15 : $\Phi = 3$ mm, $h = 22$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.	35
Şekil 9.16 : $\Phi = 3.5$ mm, $h = 22$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.	35
Şekil 9.17 : $\Phi = 4$ mm, $h = 22$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.	36
Şekil 9.18 : $\Phi = 4.5$ mm, $h = 22$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.	36

Şekil 9.19 :	Cıvata içine kademeli olarak açılan delik ve etkileyici parametreler.	37
Şekil 9.20 :	$\Phi_2 = 3$ mm, $h_2 = 18$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.	37
Şekil 9.21 :	$\Phi_2 = 4$ mm, $h_2 = 18$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.	38
Şekil 9.22 :	$\Phi_2 = 5$ mm, $h_2 = 18$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.	38
Şekil 9.23 :	$\Phi_2 = 6$ mm, $h_2 = 18$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.	38
Şekil 9.24 :	$\Phi_2 = 7$ mm, $h_2 = 18$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.	39
Şekil 9.25 :	Metrik 10 Cıvata Profilinde Kademeli Delik Oluşturularak, Geniş Deliğe Koniklik Açısı Verilmesi.	40
Şekil 9.26 :	Koniklik açısı değiştirilen sonlu elemanlar modelinin eleman görüntüsü.	40
Şekil 9.27 :	0 derece koniklik açısı, $h = 18$ mm delik dış yer değiştirmeleri.	41
Şekil 9.28 :	1 derece koniklik açısı, $h = 18$ mm delik dış yer değiştirmeleri.	41
Şekil 9.29 :	2 derece koniklik açısı, $h = 18$ mm delik dış yer değiştirmeleri.	41
Şekil 9.30 :	3 derece koniklik açısı, $h = 18$ mm delik dış yer değiştirmeleri.	42
Şekil 9.31 :	4 derece koniklik açısı, $h = 18$ mm delik dış yer değiştirmeleri.	42
Şekil 9.32 :	5 derece koniklik açısı, $h = 18$ mm delik dış yer değiştirmeleri.	42

CIVATALARDA KUVVET NAKLİNİN CIVATA GEOMETRİSİNDE YAPILAN DEĞİŞİKLİKLER İLE İYİLEŞTİRİLMESİ VE SONLU ELEMENLAR METODU İLE ANALİZİ

ÖZET

Otomobiller, uçaklar, konveyörler gibi pek çok bileşenden oluşan makineleri bir arada tutan ve bir araya getirmeyi sağlayan en temel ve en elzem yapı taşlarından biri cıvatalardır. Birbirinden farklı endüstrilerde, farklı boyutlarda, farklı ölçülerde ve farklı amaçlarla tasarlanan, üretilen ve kullanılan makinelerin ortak noktası olan cıvatalar, çözülebilir bağlantıların en önemlilerinden birini oluşturmaktadır.

Cıvataların makine tasarımı içeren hemen hemen her endüstriye, her araştırmaya dokunması nedeniyle, makine tasarımında çok önemli bir rolü vardır. Bu sayede makine konstrüksiyonlarını iyileştirme ve geliştirme potansiyeli sunmaktadır. Kullanım ve uygulama alanlarının genişliği sebebiyle cıvataların üretimi ve üretim çıktıları dünya çapında standartlaştırılmıştır. Bu standartlaştırma ile birlikte, boyut, biçim, malzeme seçimi, malzeme dayanımı, taşıyabileceği kuvvet limiti gibi cıvataları tanımlayıcı parametreler sabit tutulabilmektedir.

Cıvatalar temelde bir yay gibi davranarak bir arada tutması istenen yüzeyler arasında esneyerek kuvvet geçişine izin vermektedir. Bu esneme sayesinde, yay karakteristiği sergileyen cıvatalar, kuvvet iletimini iyileştirmek için fırsatlar sunmaktadır. Kuvvet iletim yollarını iyileştirmeyi amaçlayan bu çalışmada, cıvataların yaylara benzeyen özellikleri çeşitli geometrik değişikliklerle sağlanmaya çalışılmıştır.

Kuvvet yollarını iyileştirmek için yapılan diğer çalışmalarda, cıvatalı bağlantıların bir diğer bileşeni olan somun üzerinde geometrik değişiklikler yapılarak elastik somunlar tasarlanmış, cıvata gövdesi üzerinde farklı çaplar açılarak yaylanma katsayısı değiştirilmiş ve uzar cıvatalar elde edilmiş, sıkışan burçlar eklenerek kuvvet dağılımı iyileştirilmiştir.

Bu çalışmada ise, daha önceki çalışmalardan farklı olarak, var olan bir cıvata gövdesinin işleme tabii tutularak geometrik olarak değiştirilmesi ele alınmıştır. Bu yapılacak geometrik değişiklikler, standartlaştırılmış cıvatalara uygulanabilir şekilde düşünülmüştür. Bu sayede makina tasarımının en temel faktörlerinden biri olan cıvatalarda kuvvet dağılımını düşük maliyetle iyileştirme hedeflenmiştir. Standartlaştırılmış cıvatalara uygulanabilir olan bu çalışma, makina tasarımında neredeyse en çok kullanılan bileşenin, hızlı ve etkili bir şekilde kuvvet iletimini iyileştirmeyi amaçlamaktadır.

Cıvata gövdesi üzerinde yapılan geometrik değişiklikler, uygulamada CNC tezgâh ile tatbik edilebileceği ön görüşüyle tasarlanmıştır. Bu geometrik değişiklikler için 8.8 kalite, DIN 931 M10 cıvata, DIN13 metrik profil ve ISO 4032 somun tercih edilmiştir. Cıvataların oturma yüzeyi olarak akma sınırı 250 MPa , Poisson oranı 0.3 olan yapı çeliği tercih edilmiştir. 3 boyutlu katı modelleme programları kullanılarak bu montaj yapısı bilgisayar ortamında simüle edilmiştir.

3 boyutlu katı modeller, cıvata gövdesi üzerinde, cıvata ekseninde açılması ön görülen deliklerin farklı çaplarda, farklı derinliklerde ve farklı koniklik açılarında olabileceği düşüncesi ile çeşitlendirilmiştir. Standart cıvata modeli ve deforme edilmiş modeller sonlu elemanlar metodu kullanılarak yüke maruz bırakılmıştır. Standart cıvata üzerinde yapılan sonlu elemanlar analizi, teorik bilgiler ve deneysel veriler ile kıyaslanmıştır. Bu analizden yapılan çıkarım ile, aynı sınır koşulları ve yük değerleri uygulanarak geometrik olarak deforme edilmiş cıvatalar sonlu elemanlar metodu ile analiz edilmiştir. Yapılan bu çalışmalarda, cıvata gövdesinin yaylanma rijitliğinde yapılan değişikliklerin kuvvet dağılımına pozitif etkisi olduğu gözlemlenmiş, cıvata dişleri üzerinde oluşan yer değiştirmenin daha az olduğu, kuvvet yollarının daha düzenli hale geldiği saptanmıştır.



IMPROVEMENT OF STRESS CONCENTRATION FACTOR ON GEOMETRICALLY DISTORTED BOLTED JOINTS AND ANALYSIS BY FINITE ELEMENT METHOD

SUMMARY

Bolted joints are one of the most significant fastening options amongst machine design elements. They temporarily bring various machine components together and hold them. This essential role played by the bolt and nut connections make them the most commonly used machine design component. Machines may vary on a large spectrum, yet almost all of them require bolted joints in order to be assembled.

Application of bolted joints and their impact on machine design is fundamental. Therefore, bolted joints provide a possibility to improve and develop mechanical design.

Bolted joint components are standardized because they are intended to use in various application areas which requires similar inputs. Standardization allows the definitive factors of bolted joint components such as dimensions, materials, material properties, yield strength to be constant.

Essentially, a bolted joint behaves as a spring that holds plates together by stretching and allowing stress to pass through the plates. A bolt, as an elastic member, offers possibilities to improve stress concentration created by the clamped joint.

Bolt failures can be observed in three critical locations on a bolt body: 15 percent of these failures are directly under the head, 20 percent of them are at the thread end, 65 percent of them are in thread and nut connection. To improve the fatigue, there are three different approaches.

One of the approaches is changing the design of the nut accordingly to the load distribution along the thread. Second approach is minimizing the stress concentration factor in the bolt by changing the bolt's design. Third approach is improving joint stiffness factor by maximizing clamped materials stiffness. These approaches offer practical improvement to the bolt joints. Yet, to achieve improvement, bolt or nut design must be changed specifically to the load distribution.

As it is mentioned, other applications to improve stress concentration includes designing nuts that are geometrically differentiated or designing bolt shank sections to change the spring constant of the bolt.

Complex machines may include thousands of bolted joints. Therefore, improving each bolted joint becomes expensive and time consuming. In this study, a standardized bolt has been chosen and geometrical changes are applied to the already manufactured bolt shank. This process aims lowering manufacturing costs to a designed bolted joint that presents evenly distributed stress through the joint. In addition, application on standardized bolts allows one of the most commonly used machine components to be rapidly improved. The purpose of this selection is to minimize the design expenses by making alterations to the already manufactured product.

Mentioned geometrical changes on bolt shanks are provisioned as an application of abrasive machining. With that purpose, M10 bolted joint components are selected with the following properties: 8.8 quality stud and nut, DIN 931 stud, DIN 13 thread and ISO 4032 stud. Clamped structural steel plates' Poisson Ratio is given as 0.3 and yield strength is 250 MPa. Provisioned assemblies are simulated on a 3D modelling software.

After modeling the 3D assembly of bolt nut connection, the model is imported to finite element method software. In order to simulate real life bolt joint assembly, the load of the assembly is calculated. This calculation is based on the 8.8 quality bolt's yield strength. As the most fragile point of the bolt is right under the head.

The area of the under head section is defined by DIN 931 standards. For the calculations of the load; 90 percent of the yield strength at the bolts under head section is calculated and divided to the three components. Each load component is applied to the connection surface of the nut and clamped plate. Loads are placed parallel to the bolt's axis and normal to the nut and clamped plate connection surface. Also, these forces are arrayed equally around bolt axis.

Bolt, nut and clamped plates are meshed. Nevertheless, analysis tools capability depends on the computers capability. Therefore the meshes of clamped plates are given bigger compared to the bolt and nut. On the other hand, bolt thread and nut thread meshes are given smaller compared to the bodies. The purpose of this classification is to decrease the load on the computer and reduce the solving time. The bolt thread and the nut thread are defined as focused areas for this study. Creating smaller meshes focused around these areas allowed obtaining more detailed results.

After the meshing process, connections of bolt and nut connection are defined. Bolt thread and nut thread connection are defined as frictional connection in order to simulate a realistic assembly.

In real life, the helix angle of the threads create a friction that prevents autoblocking. Therefore this connection is defined as frictional with a 0.16 friction coefficient. Other frictional connections are; bolt head and clamped plate connection and nut and clamped plate connection. These frictional connections' coefficient is given as 0.16. Connection between clamped surfaces is defined as bonded. Constraints of the assembly are defined as fixed around one of the clamped surfaces. Also head of the bolt is defined as fixed.

After the solution process, the results that are obtained from the thread of the bolt are compared to the theoretical knowledge. Getting experimental results from the bolt thread is not possible due to connection between nut and the bolt threads. Provisioned assemblies of bolted joints are diversified by creating holes inside bolt's shank. The holes' diameters, depths and taper angles are varied. To observe the differentiation between provisioned models, the first step was creating a hole inside the bolt body where bolt thread is placed. The aim of this alteration is imitating the springs stretching ability. In the first model the diameter remained unchanged while the depth has been increased step by step to observe change in stress concentration. Then, in the second model; the depth has been fixed while diameter was increased to the limit of the thread. In the third model, a hole has been created inside the bolt until a point and from that point another hole with a smaller diameter was added. The analysis was conducted by changing the bigger holes diameter while the small hole remained fixed. Finally, in the last model, the same method as the third model was used except this time the bigger hole was drilled in a conical manner.

Standardized bolt joint assemblies and deformed bolt shank assemblies are analyzed with Finite Element Method. Same constraints of standardized bolt analysis are applied to the deformed bolt shank assemblies and results are compared.

With these studies, bolt shank deformations showed improvements on stress concentration on bolted joint applications and proved less displacement compared to the standardized bolted joint assembly.





1. GİRİŞ

Cıvatalar, çözülebilir bağlantıların en önemlilerinden birini oluşturmaktadır. Pek çok parçadan bir araya gelen sistemlerin bir arada tutulmasını sağlayan bu küçük ama önemli yapı taşları yük iletimi ve yük taşıması görevlerini üstlenmektedir. Bu görevlerini yerine getirirken tıpkı bir yay gibi davranan cıvatalar, kullanım sıklıklarının fazlalığı sebebiyle, bir araya getirdikleri makine konstrüksiyonları için önemli bir tasarım, maliyet ve ağırlık faktörü haline gelmektedir.

Yapılan çalışmada, cıvataların üstlendiği yük iletmeye görevini standartlaştırılmış bir cıvata gövdesi üzerinde yapılan geometric deformasyonlar ile iyileştirmek istenmiştir. Cıvatalı bağlantıların evrensel kullanımı sebebiyle, standart cıvatalarda yapılan bu değişim sayesinde, kuvvet yolları düşük maliyette talaş kaldırma işlemine tabii tutulan cıvata gövdeleri ile iyileştirilebilecektir.

1.1 Tezin Amacı

Standart M10 cıvata gövdesi üzerinde farklı çap ve derinliklerde delikler açılarak cıvataların kuvvet iletim kabiliyetleri, yaylanma özelliklerinden faydalanılarak iyileştirilmeye çalışılmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Literatür taraması yapılırken, ASME (American Society of Mechanical Engineers), Elsevier, SAE (Society of Automotive Engineers), Springer kaynaklarından ‘Bolted Joints’, ‘Bolt Stress Analysis’, ‘Bolt Geometry Optimization’, ‘Stress Concentration of Bolted Joints’, ‘Threaded Fasteners’ başlıkları ile araştırma yapılmıştır.

1.3 Hipotez

Cıvata gövdesinde açılan delikler ile cıvataların kuvvet nakli kabiliyetleri arttırılabilmektedir

2. CIVATALAR HAKKINDA

2.1 Cıvata Tanımı

Cıvatalar basit bir şekilde ifade edilmesi gerekirse, helis şeklindeki bir kamanın silindir bir profil etrafına sarılmasıyla elde edilen, en sık kullanılan çözülebilir bağlantı elemanıdır.

Bu helis sarımı silindir üzerinde vida adı verilen girinti ve çıkıntılar oluşturarak sürtünme yüzeyleri sağlamaktadır. Bu sürtünme yüzeyleri sayesinde cıvatalı bağlantılar, iki yüzeyi birbirine bağlayarak kuvvet aktarımını sağlamaktadır.

Bir cıvatanın vidasını tanımlamak için kullanılan parametreler aşağıdaki gibidir:

- a. Adım, Hatve: Cıvatanın bir tam tur yani 360° dönmesi ile kat ettiği mesafe
- b. Ortalama Vida Çapı: Helisin sarıldığı silindirin çapı
- c. Helis Açısı: Silindirin etrafına sarılan helis açısının tanjant değeri

Silindir etrafına sarılan profil çeşitleri farklılık gösterebilmektedir. Bu profillerin farklılıklarına göre cıvata üzerindeki diş geometrileri farklılaşmaktadır. Cıvataların sık kullanımı sebebiyle, bu diş profilleri ve boyutlandırılmaları standartlaştırılmıştır. Bu sayede günlük hayatta sıkça kullanılan bu bağlantı çeşidi için ihtiyaç duyulan bilgilerin aynı olması sağlanmaktadır. [1]

Shigley'in belirttiği gibi belirli bir helis açısıyla sarılmış vida yapısı oldukça önemli bir mekanik gelişmedir. Açısal hareketi, lineer harekete dönüştürme, güç iletme gibi “önemli roller taşımaktadır.

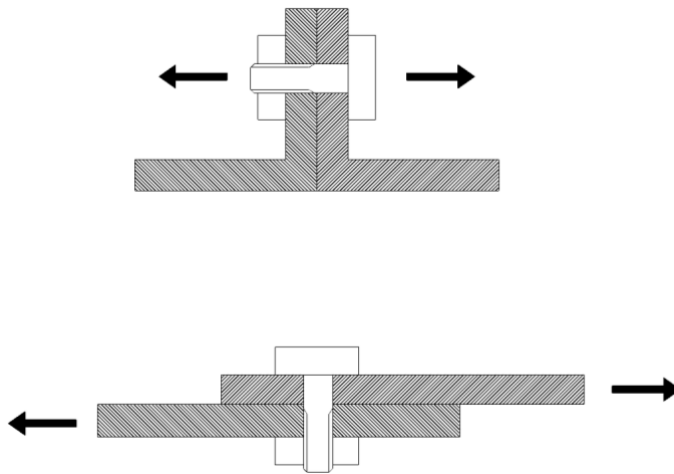
Günümüzde çözülebilir bağlantı kullanılarak montajı yapılan pek çok sistemin en önemli tasarım faktörlerinden biri cıvatalı bağlantı sayısını minimumda tutmaktır. Boeing 747 montajında 2.5 milyon çözülebilir bağlantı bulunmaktadır, bu çözülebilir bağlantıların bir kısmı ise yüksek maliyetli olmakta ve hafif olması arzulanan bir sisteme ek ağırlık olarak yansımaktadır. Makineleri bir araya getiren parçaların nasıl birleştirildiği tasarım kalitesini belirleyen en önemli parametrelerdendir. [2]

2.2 Bağlantı Çeşitleri ve Hesaplama Modelleri

Cıvatalı bağlantılar temel olarak iki yüzeyin birbirine bağlanmasını sağlamaktadır. Bu yüzeylere gelen dış kuvvetlerin yönüne göre bağlantı çeşidi değişmektedir. Cıvata eksenine paralel veya paralele yakın ekseninde etkiyen kuvvetler, cıvata üzerinde çekme gerilmesi oluşturmaktadır. Cıvata ekseninde dik yönde veya dike yakın ekseninde etkiyen kuvvetler ise cıvata üzerinde kesme oluşturmaktadır. Cıvata bağlantısına etkiyen kuvvetlerin yönü, cıvatanın yükleme yönünde göre göstereceği dayanım farklı olacağı için büyük önem arz etmektedir.

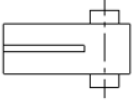
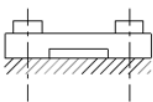
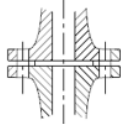
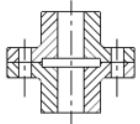
Çekme yönünde çalışan bağlantılar ve kesme yönünde çalışan arasındaki farklar oldukça önemlidir, çünkü bu iki farklı türün kuvvetlere karşı verdikleri tepkiler de, hasara uğradıkları haller de, monte edilmiş biçimleri de birbirlerinden tamamen farklıdır. Genel hatları ile; çekme yönünde çalışan bağlantılar -özellikle davranış ve hasara uğrama durumları göz önüne alındığında- daha karmaşık olan bir yapıdadır, aynı zamanda da daha yaygın olan bağlantı yöntemidir. Bu sebeple, bu tez genel olarak çekme yönünde çalışan cıvatalı bağlantılar üzerine düşmektedir. [3]

Cıvatalı bağlantılar üzerlerine gelen yüklerin çeşidine göre sınıflandırılır. Eğer bu yükler; Şekil 2.1’de bulunan üstteki çizimdeki gibi, aşağı yukarı cıvataların eksenlerine paralel yönde basacak şekildeyse, bağlantıya çekme yönünde çalışan bağlantı denir. Eğer kuvvetin tesir hattı, Şekil 2.1’de bulunan ikinci çizimdeki gibi, cıvataların eksine dik düşüyorsa; bu bağlantıya da kesme yönünde çalışan bağlantı denir. [2]



Şekil 2.1 : Cıvata bağlantılarının yüklere göre çeşitlerinin gösterimi.

Cıvatalı bağlantıların birçok çeşidi vardır ve bunların hepsi yükün dağılımı ve çeşidi hakkında bir çok farklı yük karakteristiği çizerler. Tablo 1; eşmerkezli, eksantrik, simetrik ve asimetrik geometri ve yüklere sahip farklı farklı tek cıvatalı ve çok cıvatalı bağlantıları listelemektedir. İlgili yükler için kullanılabilir basitleştirilmiş hesaplama modelleri ve ilgili hesaplama yaklaşımları da dahildir. FEM (Sonlu elemanlar analizi) yöntemi tüm türler için uygulanabilir. [4]

Tek cıvata bağlantısı		Çok sayıda cıvata bağlantısı			
					

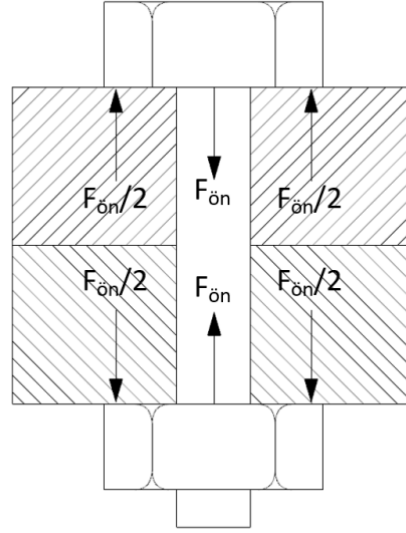
Şekil 2.2 : Tek sayıda ve çok sayıda cıvata bağlantısı gösterimi.

Bu çalışmada tekli cıvata bağlantısı kullanılarak, kuvvetler cıvata ekseninde verilmiş, dolayısıyla cıvatalarda çekme gerilmesi olduğu varsayılmıştır.



3. CIVATALARDA GERİLME VE ZORLANMA

Gerilme kavramı, ilk olarak Cauchy tarafından 1822 dolaylarında tanıtılmıştır. Gerilme; iç kuvvetler vasıtasıyla şekli değişebilen yüzeylerde, birim alan başına uygulanan ortalama yükün ölçümüdür. Başka bir ifadeyle; deforme olabilen bir cisimde yer alan toplam iç kuvvetlerin, kuvvet dağılımının veya yoğunluğunun ölçümüdür. Bu iç kuvvetler, cisme uygulanan dış kuvvetlere tepki olarak cisimdeki parçacıklar arasında oluşturulur. Dış kuvvetler yüzey kuvveti veya gövde kuvveti olabilir. [5]



Şekil 3.1: Cıvata üzerinde kuvvetlerin gösterimi.

3.1 Cıvatanın Çekmeye Zorlanması

Shigley'in belirttiği gibi, aksenal kuvvet altındaki bir cisim, ağırlık merkezinden geçen bir yük vasıtasıyla baskı etkisindeki ya da çekme etkisinde kaldığında oluşan gerilme σ , toplam çekme veya basma kuvvetinin, uygulandığı kesit alanına bölümüne denktir. Böylelikle;

$$\sigma = (F_{\text{ön}}/A_s) \quad (3.1)$$

formülünü elde ederiz.

Hesaplamaların çoğunda cıvatanın açık uçlarında çekme gerilmesinin sıfır olduğu ve cıvatanın başından gövdesine doğru gerilmenin doğrusal olarak arttığı varsayılır. Vidalı açılmış kısımda da benzer bir grafik görülür, ancak vida profilinin olduğu bölümlerde kesit alanı daha düşük olduğu için cıvatanın işlenmemiş kısmına kıyasla ortalama stres daha fazladır. [2]

3.2 Cıvatanın Burulmaya Zorlanması

$$\tau = M_s \cdot r_{\max} / I_p \quad (3.2)$$

$$M_s = F_{\text{ön}} \cdot d_2 / 2 \cdot \tan (\varphi + \rho') \quad (3.3)$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot d_s^4}{32} \quad (3.4)$$

$$r_{\max} = \frac{d_s}{2} \quad (3.5)$$

3.3 Cıvatanın Çekme Ve Burulmada Şekil Değiştirme Hipotezine Göre Mukayese Gerilmesi

Pilkey'in de Gerilme Konsantrasyon Kitabı (Stress Concentration Book)'nda belirttiği gibi, aşağıda 3.6 numarasıyla verilen denklem R. Von Misses tarafından 1913 yılında, akmadan kaynaklı hasar için önerilmiştir. [6]

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (3.6)$$

σ_y , kaçık eksenli yüklenmiş bir barın akma gerilmesi olarak kabul edilmiştir..

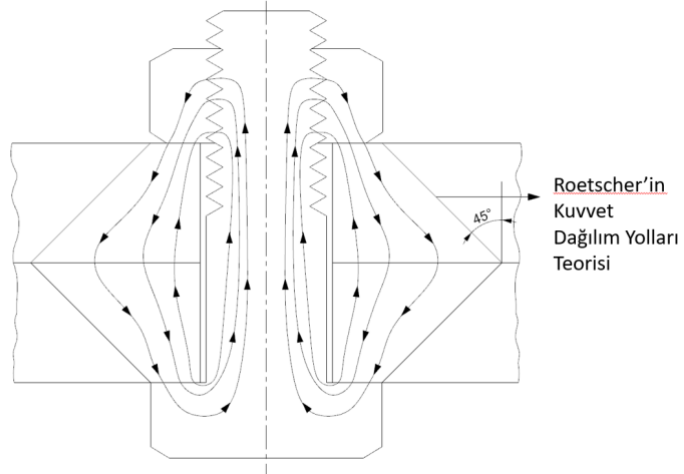
4. OTURMA OLAYININ GERÇEKLEŞMESİ VE İŞLETME KUVVETİ

4.1 Oturma Olayının Tanımlanması

İki yüzey birbirlerine bir cıvata bağlantısı ile bağlandığında ve bu cıvata bağlantısı bir yük taşıma görevi üstlendiğinde, yükten kaynaklı oluşan gerilme cıvata ve ya somun kafasından yüzeylere iletilir.

Gould ve Mikic'in Cıvatalı Bağlantılarda Gerilmelerin Dağılımı ve Temas Alanları adlı çalışmasında belirttikleri gibi, cıvataların naklettikleri bu kuvvetlerin davranışını tam olarak anlamak matematiksel ve deneysel açıdan oldukça zordur. Matematiksel olarak karşılaşılan zorluk, elastisite teorisini üç boyutlu (asimetrik) bir problem olarak birbirinden farklı kısıtlama ile çözmek gerekmektedir. Deneysel olarak ise, milimetrenin milyonlarca alt basamağında temas ve boşluk tanımlarının yapılmasının zorluğu cıvatalarda oturma davranışının izahını zorlaştırmaktadır. [7]

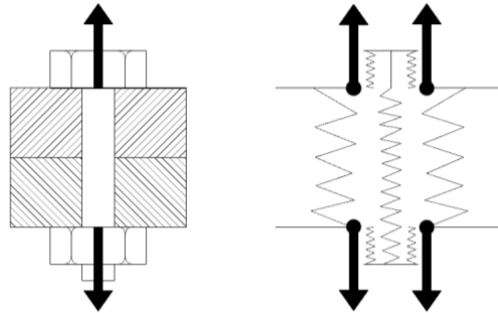
Roetscher, 1927'de cıvatalı bağlantıyı oluşturan iki plakaya etkiyen kuvvetin birbirlerine 45o derecelik yarım koniler şeklinde dağıldığı fikrini önermiştir. Ito, Toyoda ve Nagata'nın Cıvatalı Bağlantılarda Yüzeyler Arası Gerilmenin Dağıtılması (Interface Pressure Distribution in a Bolt-Flange Assembly) adlı çalışmalarında, Roetscher'in bu konik yaklaşımının, koniklik açısının değişebileceğini göstermişlerdir. [8]



Şekil 4.1 : Roetscher'in kuvvet dağılım yolları teorisi ve realistik gösterimi.

4.2 Cıvatanın Yaylanma Rijitliği

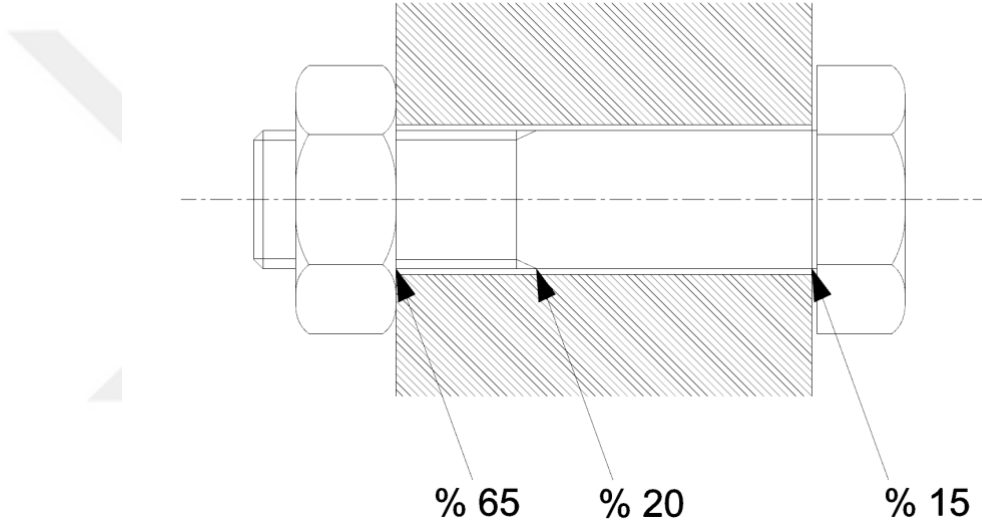
Cıvatalı bağlantının davranış biçimi ve ömrü ciddi derecede işletme kuvvetinin büyüklüğüne ve kararlılığına bağlıdır. Burada dikkat edilmesi gereken husus, öngerilmenin kararlılığı ya da büyüklüğü veya cıvatadaki gerilme veya cıvataya uygulanan torktan bahsedilmemesidir. Bu parametreler de işletme kuvveti ile ilişkilidirler, hatta yakından bağlıdır ancak bağlantı davranışı göz önünde bulundurulduğunda; kilit nokta, bir araya getirilen parçaların birbirlerine uyguladıkları kuvvetlerdir, yani işletme kuvvetidir. Buna karşın cıvatanın ömrü ve bütünlüğü dikkate alındığında ise en önemli nokta cıvatadaki gerilmedir. Bu sebeple hem bağlantıdaki işletme kuvvetine hem de cıvatadaki gerilmeyi dikkate almak gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Cıvatalı bağlantıdaki işletme kuvveti, bağlantı bir araya getirilip cıvata ilk sıkıldığı andan itibaren ortaya çıkar. Bu da tabii ki aynı zamanda cıvatada bir gerilmeye sebep olur. Genelde bu aşamada bu gerilmeye ön gerilme adı verilir. Cıvata anahtar ile sıkılırken, dişlerde belirli bir miktar plastik deformasyon oluşsa dahi, birbirine bağlanan elemanlarının birçoğu, çoğunlukla elastik hareket göstererek karşılık verirler. Bağlanan parçalar, az miktarda sıkışmaktadır, cıvata ise daha büyük bir miktarda esnetilmiş haldedir. Sonuç olarak; bağlanan parçalar da cıvatalar da yaylanma rijitliği düşük birer yay gibi hareket ederler. Parçalar sıkıştırılırken, cıvatalar ise esnemektedir. Dahası, aynı yaylarda olduğu gibi potansiyel enerji kazanırlar. Eğer cıvatayı sıktıktan sonra çözersek, bir anda orijinal boyutuna geri dönecektir. İşte bu depolanmış enerji, sıkma anahtarını cıvatadan ayırdıktan sonra bile birbirine bağlanan parçaların işletme kuvvetini cıvata aracılığıyla koruyabilmesini sağlar. [2] Shigley'in Mekanik Tasarım kitabında belirttiği gibi,



Şekil 4.2 : Alışlagelmiş bir cıvatalı bağlantının basitleştirilmiş yay modeli açısından yük taşıyıcı davranışının görsel gösterimi

5. KUVVET YOLLARINI İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİ

Cıvatalı bağlantılar mekanik tasarımların birçoğunda çok önemli bir yere sahiptir. Genellikle, cıvatalı bağlantılar dinamik yük altındadırlar, bu da yorulmayı tasarımın birincil kriteri haline getirir. Pilkey'e göre, cıvataların hasara uğrama durumları üçe ayrılabilir; doğrudan cıvata başının altından %15, dişli kısmın sonundan %20 veya cıvatanın vida dişler açılmış kısmı %65 oranında kritik noktalar yaratmaktadır. [6]



Şekil 5.1 : Pilkey'e göre cıvata oluşabilecek hasar durumlarındaki kritik noktalar ve hasarların bu noktalarda oluşma yüzdesi.

Cıvatalardaki oluşan bu hasarları azaltmak ya da kaldırmak için çeşitli iyileştirme yöntemleri mevcuttur. Bu yöntemlerden biri 4.3 nolu maddede belirtilen cıvatanın yaylanma özelliğinden faydalanmaktır. Yaylanma özelliğinden faydalanılarak kuvvet yollarının iyileştirilmesi için geliştirilen yöntemler ise aşağıdaki gibidir.

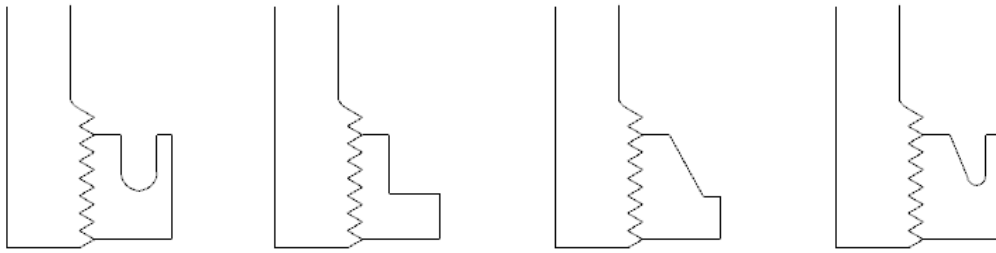
5.1 Uzar Cıvata

Pedersen'in belirttiği gibi cıvata gövdesi ile cıvatanın vidalı bölgesindeki fark arttıkça, cıvata gövdesinin vidaya bağlandığı noktada radyus daha fazla olabilmektedir. Cıvata gövdesinden alınan kesit ile cıvatanın vida bölgesinden alınan kesit kıyaslamasında, dairesel çaplardaki farklılık arttıkça gerilmelerin daha düzenli dağıldığı görülmüştür. [9]

5.2 Elastik Somun

Verkatesan ve Kinzel'in belirttiği gibi cıvata gövdesi ile cıvatanın vidalı bölgesindeki fark arttıkça, cıvata gövdesinin vidaya bağlandığı noktada radyus daha fazla olabilmektedir. Cıvata gövdesinden alınan kesit ile cıvatanın vida bölgesinden alınan kesit kıyaslamasında, dairesel çaplardaki farklılık arttıkça gerilmelerin daha düzenli dağıldığı görülmüştür. Bu fark arttırıldığı zaman kuvvet akış yolları daha fazla cıvata dışına dağılmaktadır. Dağılımın daha sağlıklı olabilmesi için de aşağıda görülen geometrik farklılıklardan faydalanılarak esneyebilir somun geometrileri oluşturmuş ve analiz etmişlerdir. [10]

Govindu, Jayanand ve Venkatesh'in de somun geometrisini cıvatanın dışlarına kuvveti aktarırken gerilme konsantrasyon sayısını azaltmak için yaptıkları çalışmalarda aşağıdaki somun geometrileri analiz edilmiş ve etkili olduğu görülmüştür. [5]



Şekil 5.2 : Somun geometrisinde yapılan değişiklikler.

Somun geometrisinde yapılan bu değişimler, oluşan gerilmelerin aktarımı esnasında somunun yaylanması esasına dayandırılmıştır. Somun üzerinde açılan deliklerin en, boy, yükseklik, radyus gibi parametreleri yaylanma miktarını dolayısıyla gerilme konsantrasyon faktörünü etkilemektedir.

6. CIVATA PROFİLLERİ VE STANDARTLAR

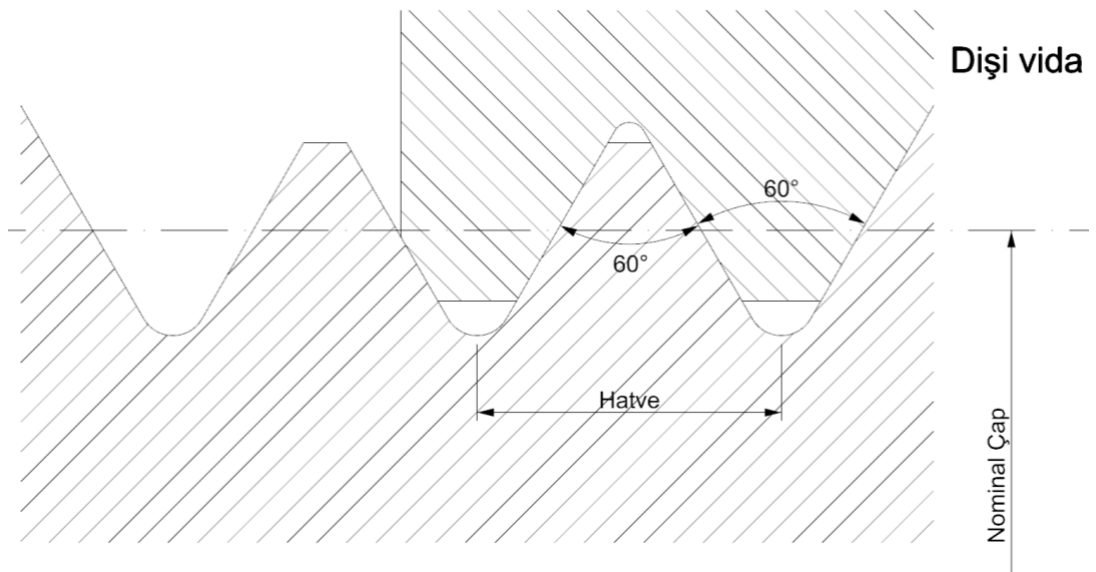
6.1 Metrik Üçgen Profil

11.1 nolu maddede belirtildiği üzere, cıvata profilleri pek çok alanda sıkça kullanıldığı için standartlaştırılmıştır. Bu standartlaştırmalar sayesinde pek çok farklı alanda kullanılan cıvatalar makine elemanlarının en standart ve temel taşlarından biri haline gelmiştir.

Üretim metodlarından alınan çıktıların birbirine çok benzer olması sayesinde kullanım alanları farklı olsa bile, ihtiyaç duyulan hesaplamalar aynı olarak kullanılabilir. Bu da mekanik tasarım sürecini küreselleştirip yaygın hale getirmektedir.

DIN standartları Alman Standartlaştırılma Enstitüsü tarafından, uluslararası kullanıma açılan, akademik ve endüstriyel kullanımda ortak payda sağlamayı amaçlamaktadır. Bu dokümanlar ürünlerin özelliklerini ve ya üretim süreçlerini detaylı bir şekilde tariflemektedir. Standartlaştırma sayesinde tedariki sağlanan ürünlerin hemen hemen birbirinin aynı olduğu garantisi verilebilmektedir.

Vida diş profillerinde kullanılan DIN standard DIN 13 olup, vida üzerindeki proflin tanımlayıcı parametrelerini cıvata nominal çapına göre gruplandırarak listelemektedir.



Şekil 6.1 : Metrik üçgen profil gösterimi.

Standarda göre diş profil kesidi gösterildiği gibidir. Her bir üçgen profil, eşkenar üçgen şeklinde olup birbirine bağlanmıştır. Diğer parametreler olan;

- a. Anma Çapı
- b. Hatve
- c. Diş Dibi Çapı
- d. Nominal Vida Çapı
- e. Gerilme Kesit Alanı
- f. Diş Yüksekliği

Cıvata çapına göre değişiklik göstermekte ve DIN 13 standardında belirtilmektedir. Bu çalışmada tercih edilen anma çapı 10 mm olan metrik profilin; hatvesi 1,5 mm, diş dibi çapı 8,16 mm, nominal vida çapı 9,026 mm, gerilme kesit alanı 58 mm², diş yüksekliği ise 0,920 mm olarak verilmiştir. [11]

6.2 Somun Standardı

Somun standardı olarak, ISO 4032, 6 köşe somun tercih edilmiştir. Bu standarda göre M10 çapında bir somun hatvesi 1.5 mm, iki ucu arası 17.77 mm, iki köşesinin orta noktaları arasındaki mesafe 16 mm, kalınlığı ise maksimum 8.4 mm olarak verilmiştir. [12]

7. CIVATALARDA AKMA SINIRI VE HESABI

3.1 nolu maddede de belirtildiği gibi cıvatanın akma sınırı hesaplanırken çekme gerilmesi için:

$$\sigma = (F_{\text{ön}}/A_s) \quad (7.1)$$

formülü kullanılabilmektedir. Bu durumda, 8.8 kalite cıvatalar için akma sınırı $\sigma = 640$ MPa olarak verilmiştir.

DIN 931 standartlarında M10 cıvatalar için A_s değeri olan cıvata üzerinden alınan dış dibi kesiti 58 mm^2 olarak belirtilmiştir. [13]

Bu çalışmada cıvatanın akma sınırının %90'ı kadar kuvvet uygulandığı varsayımı yapılmaktadır. Sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılacak analiz için tanımlanması gereken kuvvet değeri aşağıdaki gibi belirlenmiştir:

$$F = \sigma \cdot A_s \cdot 0.9 \quad (7.2)$$

$$F = 33408 \text{ N} \quad (7.3)$$



8. SONLU ELEMENLAR METODU KULLANIMI

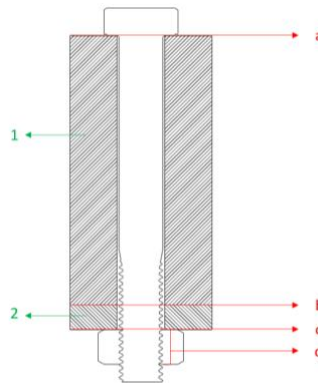
8.1 M10 Cıvata Üzerinde Sonlu Elemanlar Metodu Kullanımı

8.1.1 Geometri modellenmesi

Seçilen M10 cıvata sonlu eleman ağı için gerekli model oluşturulurken katı modellemeye faydalanılmıştır. Katı modelleme programı olarak Rhinoceros ve Siemens NX kullanılmıştır. Cıvata diş profil olarak 6.1.1’de bahsedilen metrik profil tercih edilmiştir. M10 cıvata için iki vida dişi arasındaki mesafe 1.5 mm, vida helis açısı 2.72 olarak DIN standartlarında belirtilmiştir. M10 somun için 6.2’de bahsedilen ISO 4230 standardına göre modelleme yapılmıştır. Cıvata ve somun montajı için Siemens NX programında montaj yapılmış ve orta geçme toleransı tercih edilmiştir. Bu tolerans dış vida dişi için 6g tolerans bandına karşılık gelmektedir. [14] Hazırlanan geometrik model sonlu elemanlar programına aktarılmıştır.

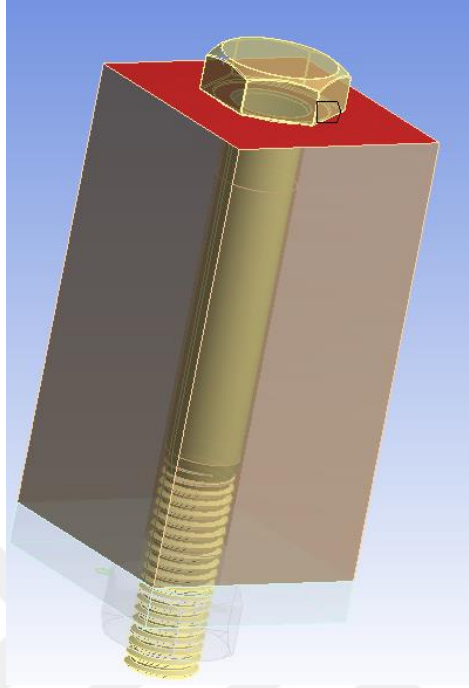
8.1.2 Tanımlanan bağlantılar

8.2.1’de anlatıldığı şekilde katı modellemesi gerçekleştirilen M10 cıvata- somun bağlantısı sonlu elemanlar programına aktarıldıktan sonra çözülebilir bağlantı bileşenleri arasındaki temas ilişkileri tanımlanmıştır. Bu çözülebilir bağlantıda temas halinde olan noktalar aşağıda belirtilmiş ve oluşturulan montajın gerçek bir çözülebilir cıvata – somun bağlantısını simüle edebilmesi için temas ilişkileri şu şekilde tanımlanmıştır;



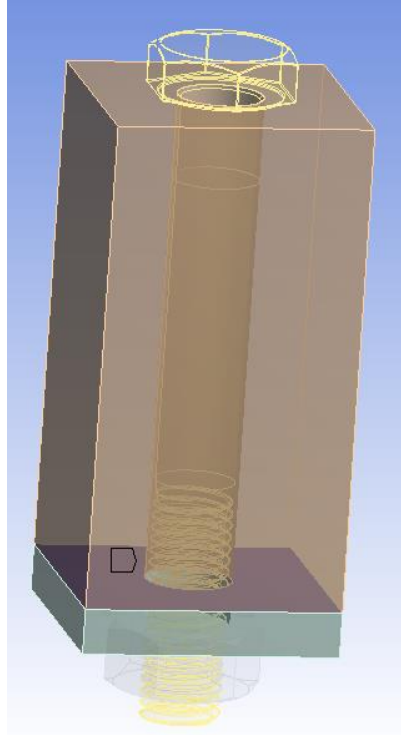
Şekil 8.1 : Cıvata – somun bağlantısında tanımlanan temas noktaları.

a. Cıvata kafası – 1 numaralı oturma yüzeyi teması: Sürtünmeli temas tanımlanmıştır. Sürtünme katsayısı 0.16 olarak alınmıştır.



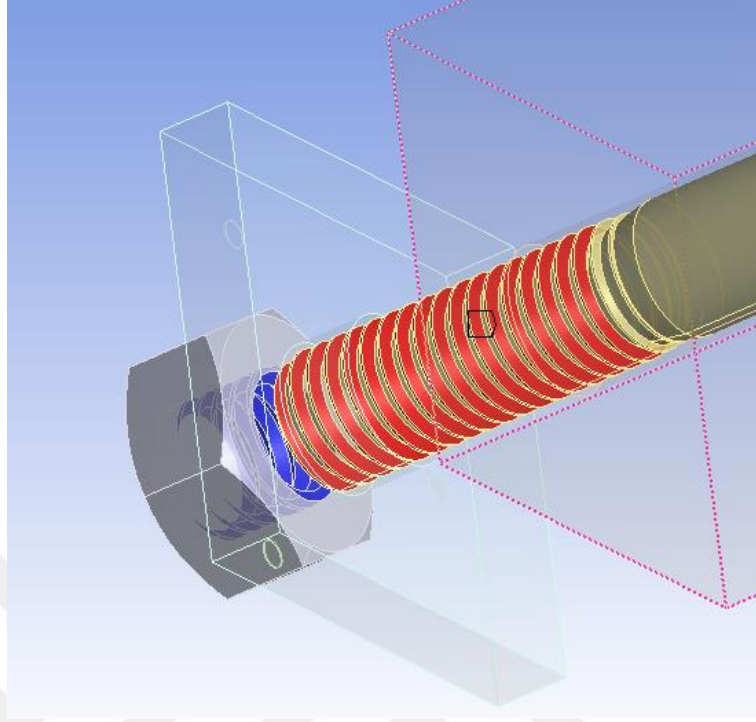
Şekil 8.2: Cıvata kafası – 1 numaralı oturma yüzeyi teması.

b. 1 numaralı oturma yüzeyi – 2 numaralı oturma yüzeyi teması: Bağlı temas tanımlanmıştır.



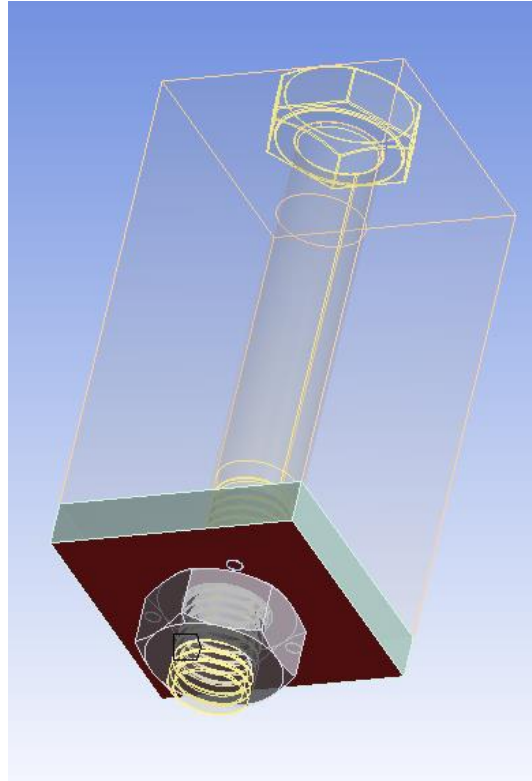
Şekil 8.3: 1 numaralı oturma yüzeyi – 2 numaralı oturma yüzeyi teması.

c. Cıvata vidası – Somun dişi teması: Sürtünmeli temas tanımlanmış, sürtünme katsayısı 0.2 olarak alınmıştır.



Şekil 8.4: Cıvata vidası – somun dişi arasında temas tanımlanan yüzeyler.

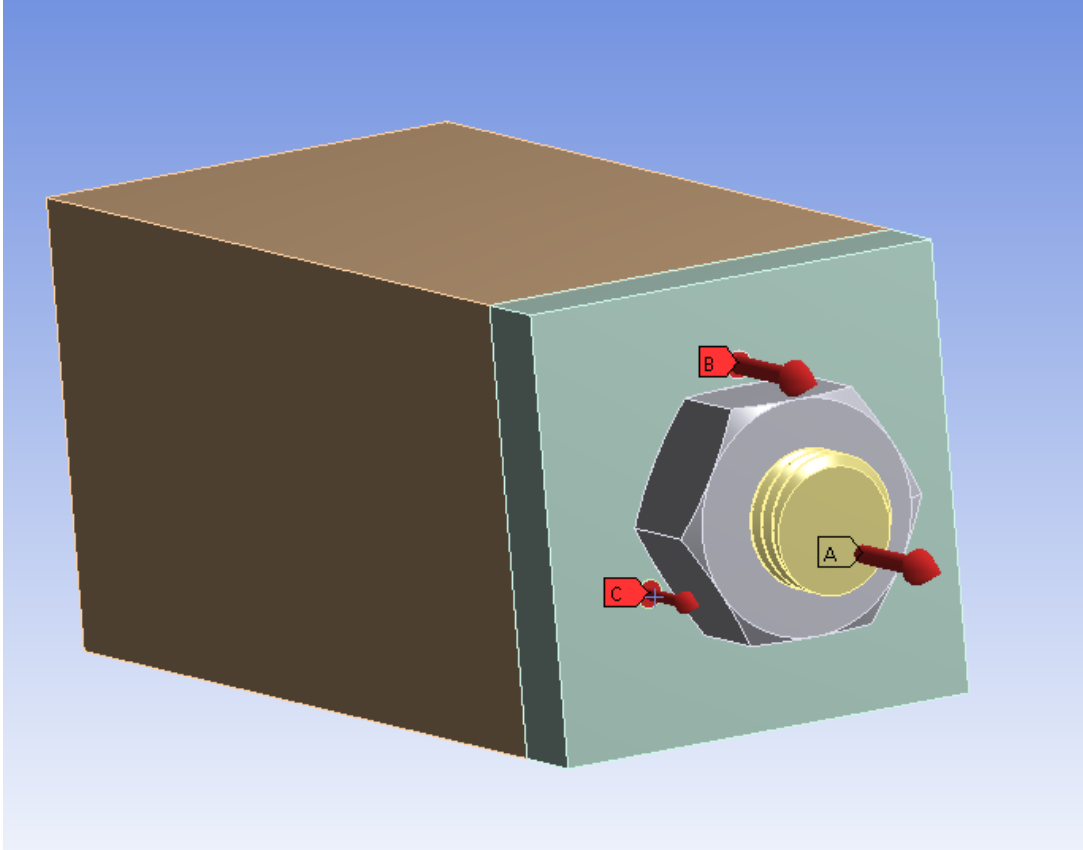
d. Somun oturma yüzeyi – 2 numaralı oturma yüzeyi teması: Sürtünmeli temas tanımlanmıştır. Sürtünme katsayısı 0.16 olarak alınmıştır.



Şekil 8.5: Somun oturma yüzeyi – 2 numaralı oturma yüzeyi teması.

8.1.3 Verilen kuvvetlerin tanımlanması

Cıvatanın akma sınırının %90'I mertebesinde tutularak 7 nolu maddede belirtilen hesaplama yöntemi ile elde edilen kuvvet büyüklüğü 2 nolu oturma yüzeyine 120 derece döndürülerek yerleştirilen 3 kuvvete bölünmüş ve 11000 kN değeri bu 3 farklı noktadan tanımlanmıştır.



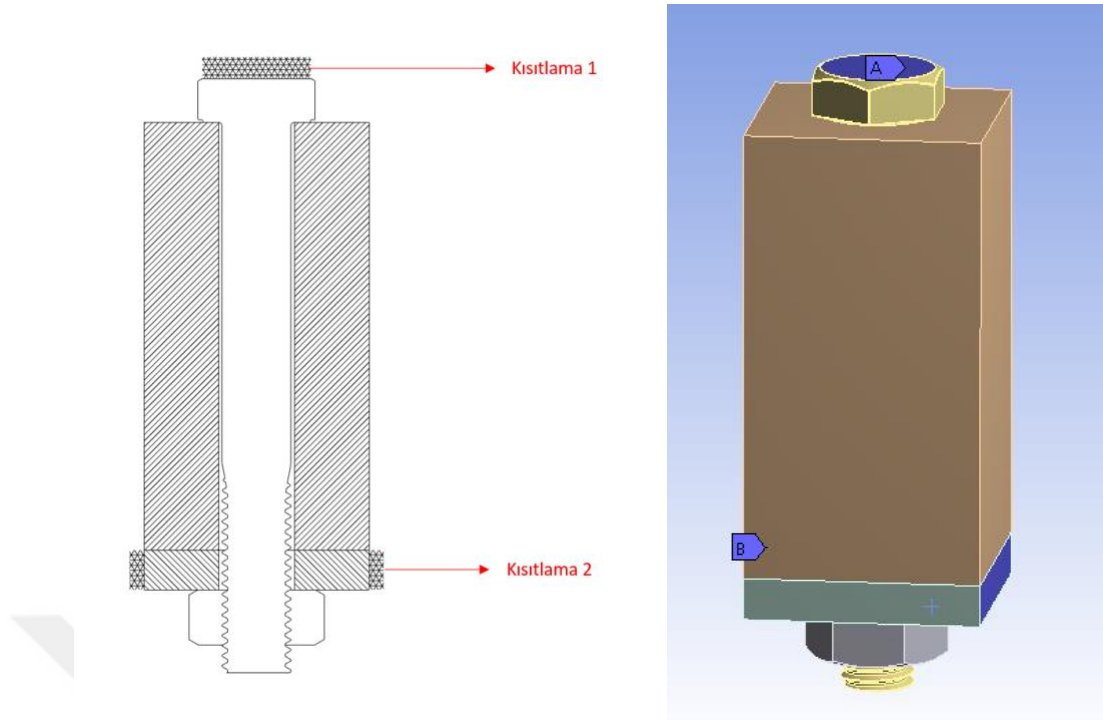
Şekil 8.6: Tanımlanan kuvvetler.

Jamadar, Wagh, Desale ve Tripathi'nin 'Sonlu Elemanlar Methodu ve Deneysel Veriler Kullanılarak Cıvatalı Bağlantılarda Öngerilme Analizi' adlı yaptıkları çalışmada da görülebileceği gibi gerilme kuvveti 34 KN değerinde verilmiştir. [15]

8.1.4 Sınır şartları

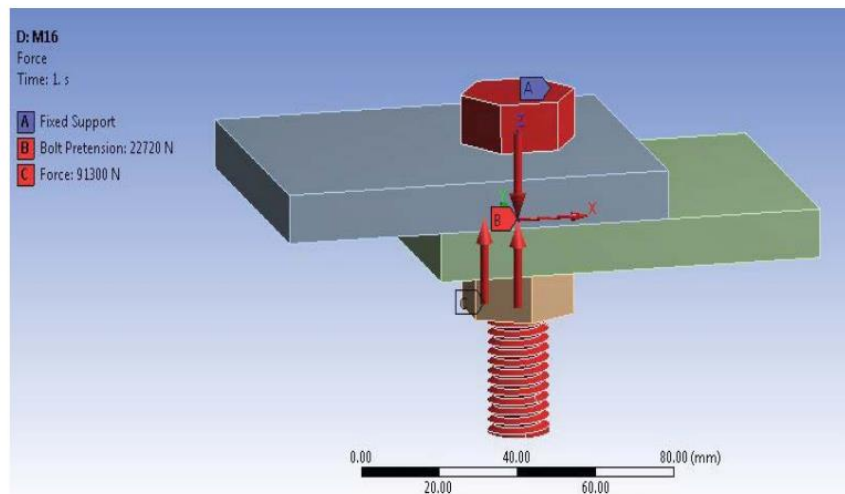
Sınır şartları İmrak ve Fetvacı'nın 'Düz Dişlilerde Kavrama Çevriminde Gerilmelerin Değişiminin Sonlu Elemanlar Methodu ile İncelenmesi' çalışmasında belirttikleri gibi sınır şartları statik ve kinematik olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. [16]

Bu çalışmada, static sınır şartları cıvata kafası ve 2 numaralı oturma yüzeyi üzerinden tanımlanarak sonlu elemanlar modeli kısıtlanmıştır.



Şekil 8.7: Model üzerinde yapılan kısıtlamaların görünüşü.

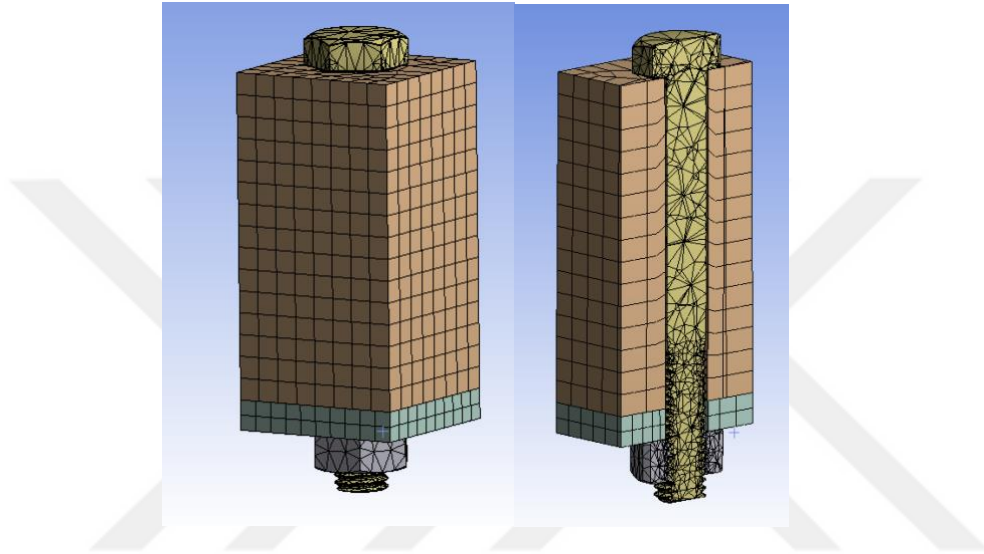
Yapılan bu kısıtlamalar statik sabit yüzeyler olarak tanımlanmıştır. Jamadar, Wagh, Desale ve Tripathi'nin 'Sonlu Elemanlar Methodu ve Deneysel Veriler Kullanılarak Cıvatalı Bağlantılarda Öngerilme Analizi' (Finite Element based Pretension Analysis of Threaded Fasteners with Experimental Investigation) adlı yaptıkları çalışmada da sınır koşullarını cıvata kafasından sabitleyerek vermişlerdir. [15]



Şekil 8.8: Jamadar, Wagh, Desale ve Tripathi'nin 'Sonlu Elemanlar Methodu ve Deneysel Veriler Kullanılarak Cıvatalı Bağlantılarda Öngerilme Analizi' adlı çalışmasında verilen sınır koşulları.

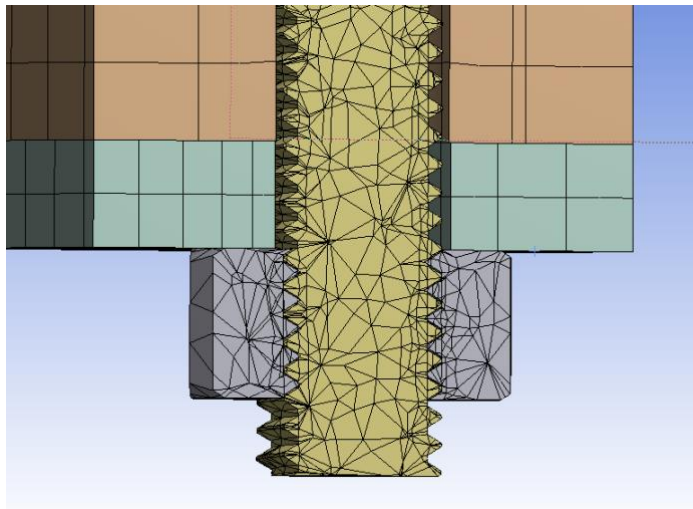
8.2 Sonlu Eleman Modeli Hazırlanması

Sonlu elemanlar modeli hazırlanırken, tanımlanan bütüncül katı model, küçük elemanlara bölünmektedir. Bu elemanlar, üçgen, dikdörtgen profillere sahip olabilmektedir. Her bir elemanın bir diğer elemanla temas ettiği uç noktalarda ise sonlu elemanlar analiz programı yer değiştirmeleri ve gerilmeleri hesaplamaktadır. Şekil 8.9’da görülen cıvata- somun bağlantısının elemanlara bölünmesiyle temas noktası sayısı 27538, eleman sayısı 12624 olarak alınmıştır.



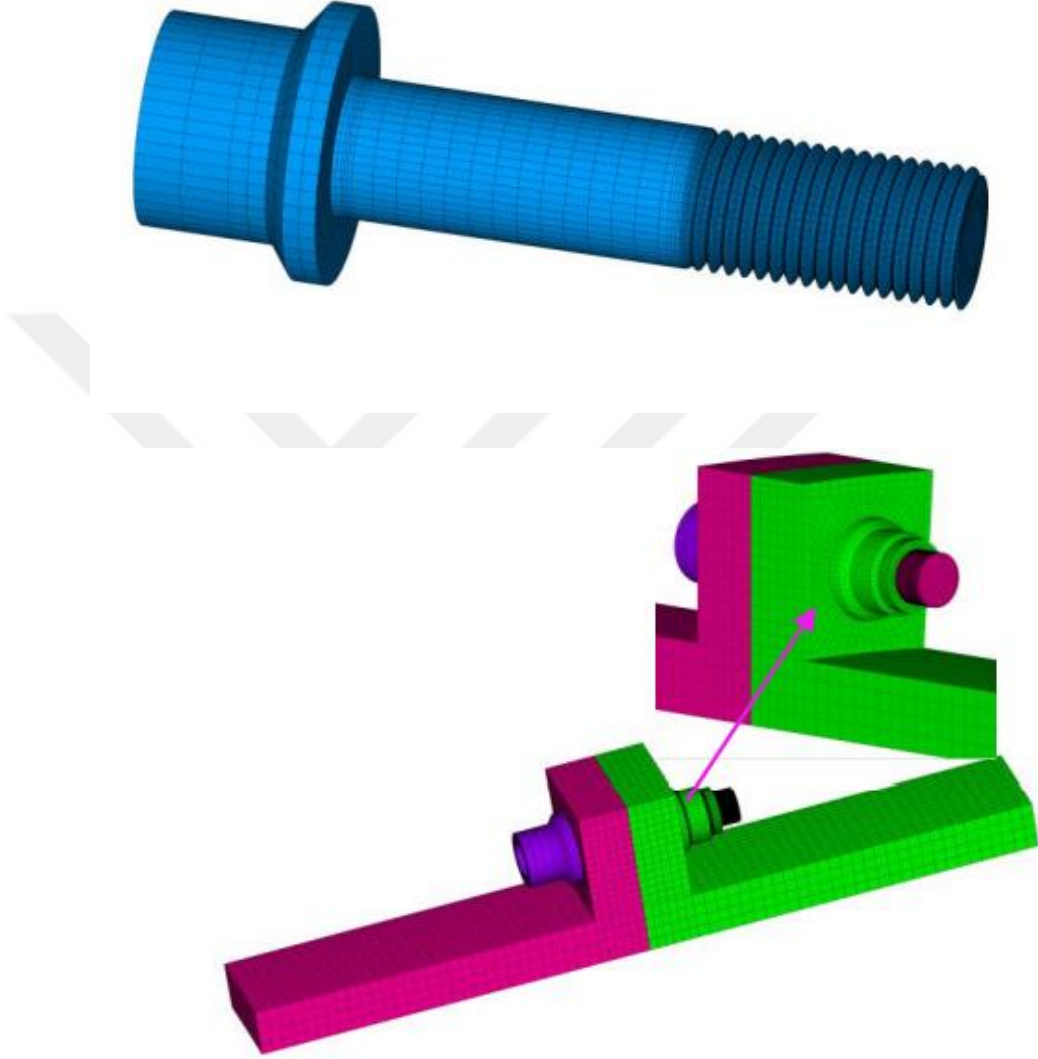
Şekil 8.9: Cıvata – somun bağlantısının elemanlara bölünmesi.

Cıvata dişleri üzerine düşen kuvvet, bize kuvvet dağılımı ile ilgili fikir vereceği için bu bölgelerde eleman sayıları arttırılmıştır. Oturma yüzeyleri üzerinde ise eleman büyüklükleri arttırılarak yapılan analizin süresi azaltılmıştır.



Şekil 8.10: Cıvata – somun temas yüzeylerinde eleman bağlantı sayısının arttırılması.

Bommisetty ve Narayanan'ın Helisel Diş Profilli Cıvata Bağlantılarının Üç Boyutlu Sonlu Elemanlar Metoduyla İncelenmesi (Three- Dimensional Finite Element Analysis of Bolted Joint with Helical Thread Connection) adlı çalışmalarında, cıvata diş bölgesinde eleman sayısı aşağıdaki gibi arttırılmıştır. [17]

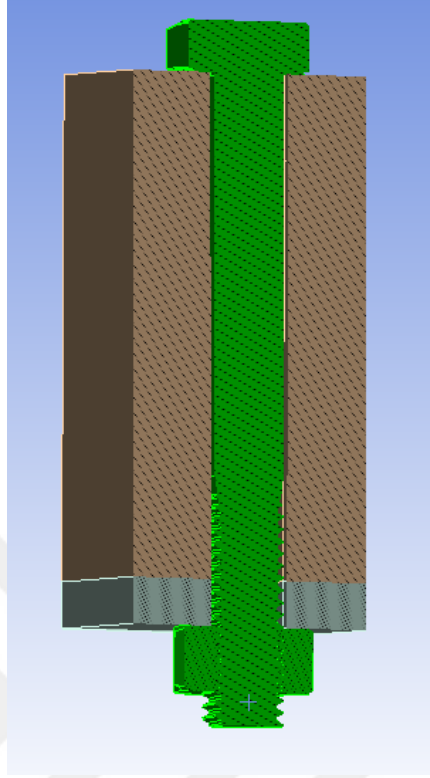


Şekil 8.11: Bommisetty ve Narayanan'ın Helisel Diş Profilli Cıvata Bağlantılarının Üç Boyutlu Sonlu Elemanlar Metoduyla İncelenmesi adlı çalışmasında cıvata bağlantısını böldükleri elemanların gösterimi.

8.3 Malzeme Seçim Parametreleri

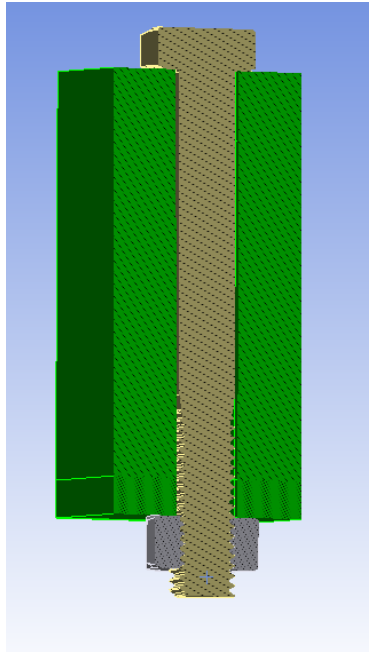
Bu çalışmada 6.4. nolu maddede belirtilen cıvata malzemelerinden 8.8 kalitede cıvata tercih edilmiştir ve M10 cıvata için akma ve teknik dayanma sınırı 640 MPa'dır. Bommisetty ve Narayanan'ın Helisel Diş Profilli Cıvata Bağlantılarının Üç Boyutlu

Sonlu Elemanlar Metoduyla İncelenmesi adlı çalışmasında belirttiği üzere, cıvata ve somun için Poisson Oranı: 0.3 olarak alınmıştır. [17]



Şekil 8.12: 8.8 kalite cıvata malzemesi seçilen bileşenler.

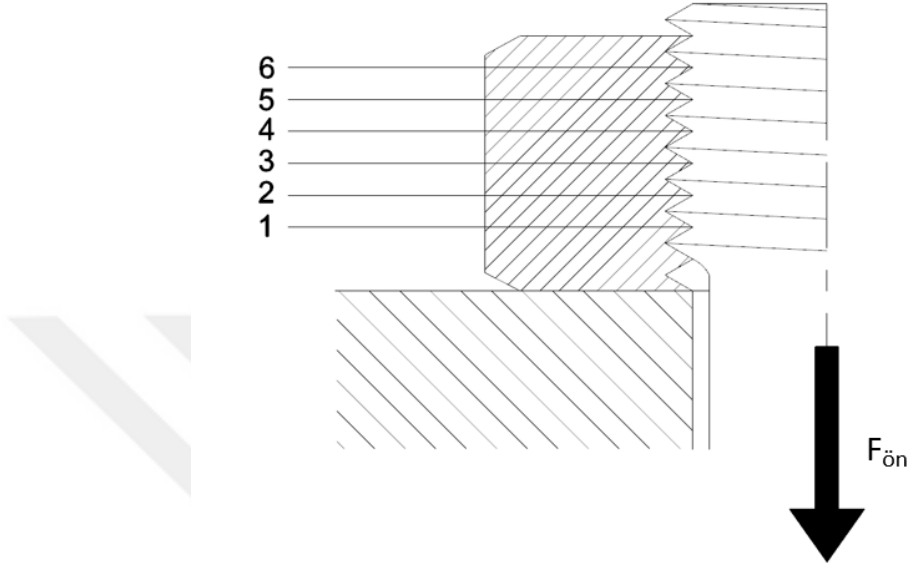
1 ve 2 nolu oturma yüzeyi için ise yapısal çelik tercih edilmiştir. Akma ve teknik dayanma sınırı: 250 MPa, Poisson Oranı: 0.3'tür.



Şekil 8.13: Yapı çeliği seçilen bileşenler.

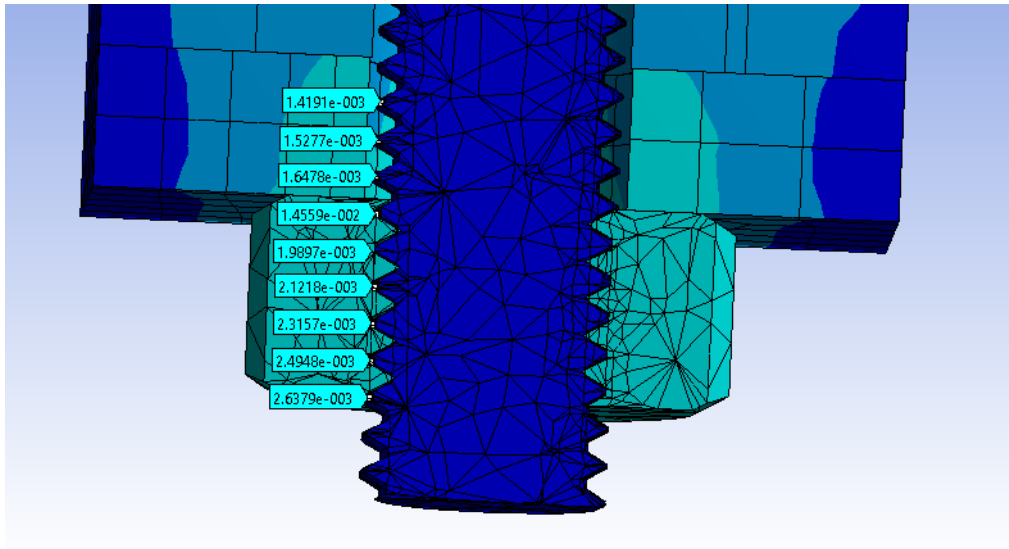
8.4 Yapılan Analiz Çalışmasının Deneysel Veriler ve Diğer Analiz Çalışmalarıyla Kıyaslanması

Çözülebilir cıvatalı bağlantılarda cıvata dişleri üzerinde aktarılan yük diyagramı aşağıdaki gibi verilmiştir.



Şekil 8.14: Cıvata dişleri üzerinde aktarılan yük diyagramı.

Yapılan sonlu elemanlar analizi çalışması teorik bilgi ile uyumlu olarak şu şekilde görülmektedir:

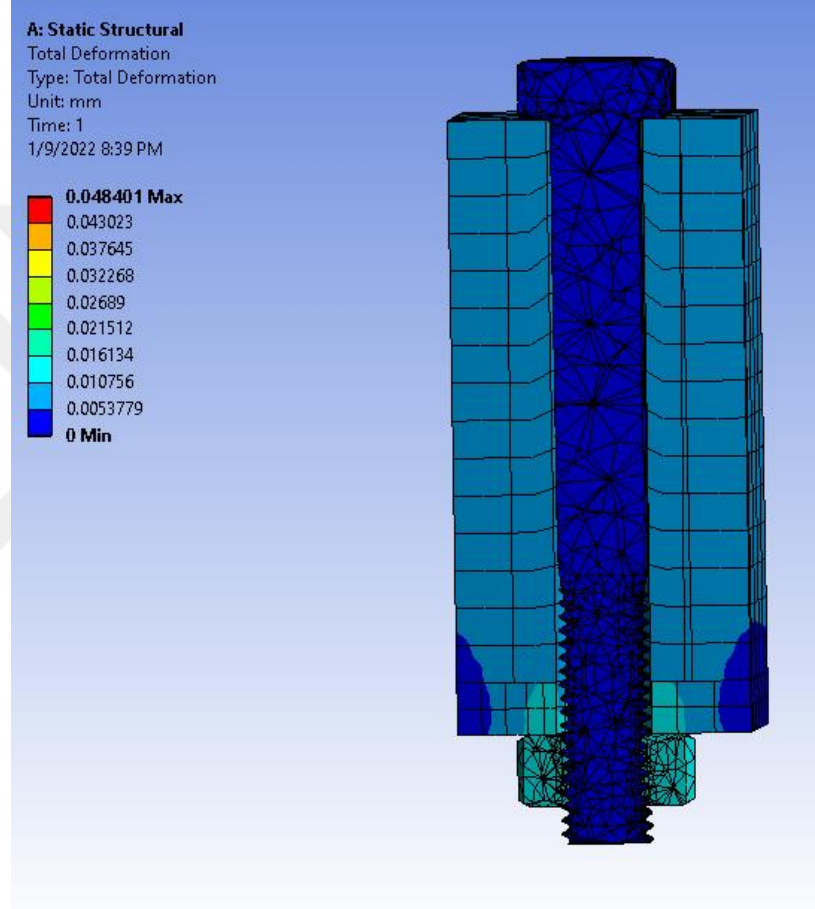


Şekil 8.15: M10 cıvatanın sonlu elemanlar metoduyla analizi sonucu dişler üzerinden alınan yer değiştirme verileri.



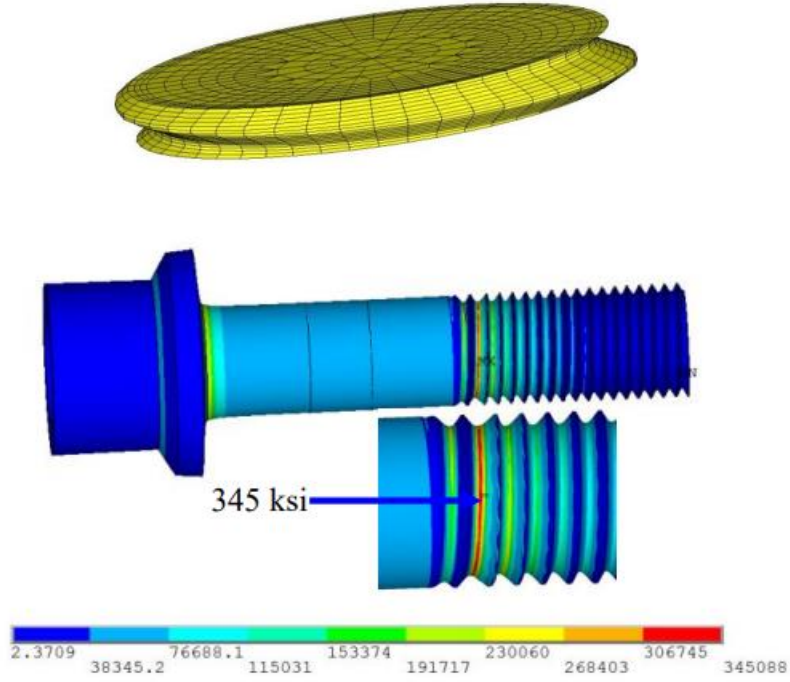
9. SEÇİLEN CIVATA GEOMETRİLERİ VE ETKİYEN PARAMETLER

8 nolu maddede belirtildiği gibi sonlu elemanlar metoduyla yapılan M10 cıvata analizi şu şekildedir:



Şekil 9.1: M10 Cıvata Profilinin Sonlu Elemanlar Metodu ile Analizi.

Cıvataların yapısı gereği, birbirine iki yüzeyi bağlarken tıpkı bir yay gibi davranmaktadır. Esneyen cıvata profilinin bir yay olduğu düşüncesi ile, cıvata profilinin, cıvata eksenine dik kesitleri alındığında bu kesit alanlarının birbirinden farklı olduğu görülür. Bommisetty ve Narayanan'ın Helisel Diş Profilli Cıvata Bağlantılarının Üç Boyutlu Sonlu Elemanlar Metoduyla İncelenmesi (Three-Dimensional Finite Element Analysis of Bolted Joint with Helical Thread Connection) adlı çalışmalarında bir vida adımı aşağıdaki gibi tanımlanmış ve analiz modeli oluşturulmuştur. [17]



Şekil 9.2: Bommisetty ve Narayanan'ın cıvata dişleri üzerinde Von-Misses gerilmesi gösterimi.

Wiegard ve Illgner'in 'Cıvata Bağlantılarının Hesaplanması ve Tasarımı' adlı kitabında belirttiği gibi, cıvata eksenine dik olarak alınan kesit alanlarının farklılığı, bu farklı kesit alanlarının her birinin farklı bir yaylanma katsayısı olduğunu, ve bu yaylanma katsayıları;

$$Cp = \frac{Ep.Fp}{I_s} \quad (9.1)$$

Formülü ile hesaplanabilir. [18]

Bu birbirinden farklı yaylar, cıvataya kuvvet uygulanması ile seri bağlı yay gibi çalışırlar. Seri bağlı yayların yaylanma katsayısı ise;

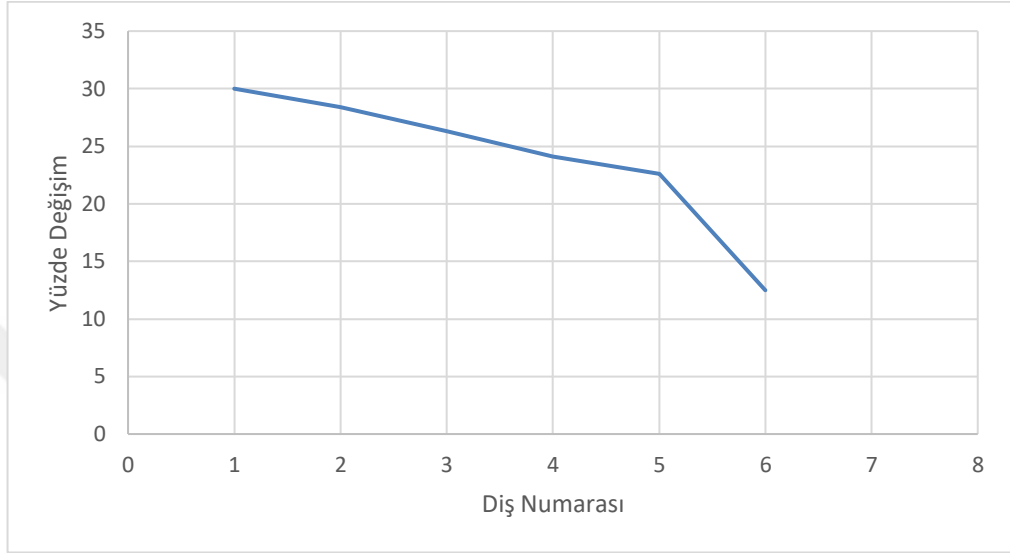
$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} + \dots \quad (9.2)$$

Formülü ile hesaplanabilmektedir.

Cıvataların bu davranışı sayesinde, oturma olayı 4.1. nolu maddede belirtildiği gibi gerçekleştiğinde, yaylanan cıvata kuvveti oturduğu yüzeylere iletir. Yayların bu özelliğinden yola çıkarak, içi dolu bir silindirin etrafına helis ile sarılmış bir kama olan cıvatanın, iç kısmı boşaltıldığı takdirde, yaylanma miktarını arttırması beklenmektedir.

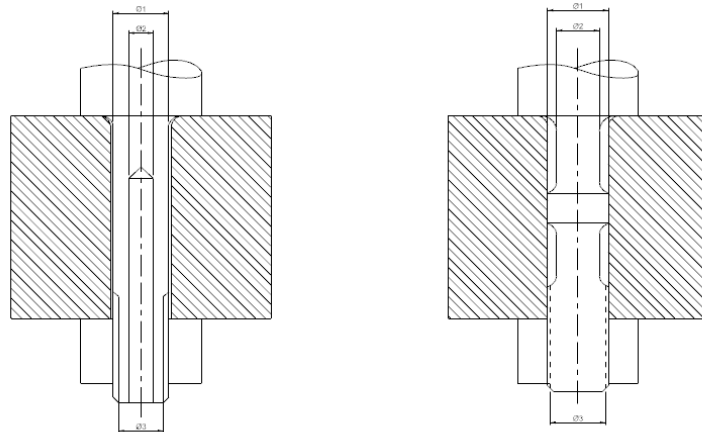
Yapılan analiz çalışması sonucunda, standart cıvata dişleri üzerinden alınan yer değiştirme miktarları yüzde olarak aşağıdaki gibidir. Dişler arasındaki kuvvet dağılımı Wiegard ve Illgner'in de bahsettiği gibi ilk dişte %30'un üstünde başlayarak, 6. Dişte %10'un altına düşmektedir.

Çizelge 9.1 : Dişler üzerinden alınan yer değiştirmelerin değişim yüzdesi.



Yapılan analiz sonuçları bu teorik bilgilerle paralellik taşımaktadır.

Bu çalışmada en yaygın kullanımı olan DIN standart cıvatalarının maliyeti düşük bir süreçten geçirilerek, yaylanma katsayılarını değiştirerek, kuvvet dağılımını 5 nolu maddede belirtilen uzar cıvata, elastic somun, sıkışan burç gibi yöntemlerden farklı bir şekilde iyileştirme amaçlanmaktadır.



Şekil 9.3:. Wiegard ve Illgner'in 'Cıvata Bağlantılarının Hesaplanması ve Tasarımı' adlı kitabında belirttiği cıvata profillerinin kuvvet dağılımını iyileştirme amaçlı geometri değiştirme önerileri.

9.1 Cıvata İçine Delik Açılması

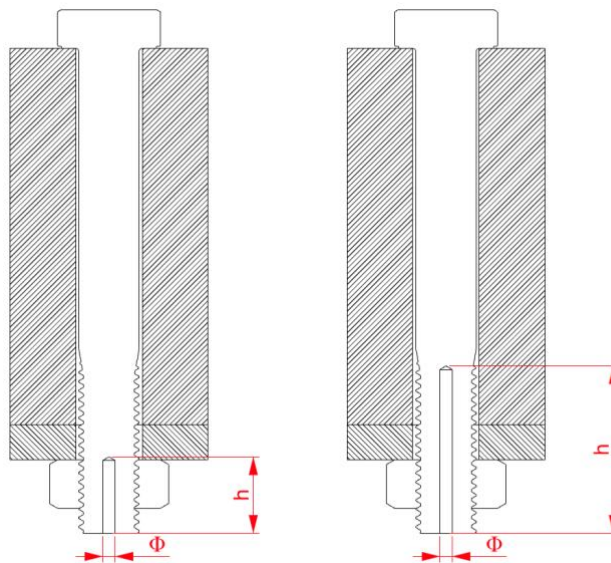
Wiegard ve Illgner'in 'Cıvata Bağlantılarının Hesaplanması ve Tasarımı' adlı kitabında belirttiği gibi cıvatada oturma gerçekleştiğinde yaylanma sabiti değiştirildiği takdirde kuvvet yollarında iyileşme gözlemlenmelidir. [18]

Bu teorik bilgiden yola çıkarak, M10 cıvata gövdesi üzerinde, vida dişlerinin olduğu bölgede standart matkap delikleri açıldığı simüle edilmiştir.

Bu analiz sürecinde, M10 cıvatanın 8 nolu maddede belirtilen analiz parametreleri aynı tutulmuştur. Ancak geometri değişikliğinden kaynaklı olarak, sonlu elemanlar modelleri oluşturulurken belirlenen elemanlarda değişiklikler mevcuttur. Sabit tutulan parametreler; Tanımlanan Bağlantılar (8.2.3), Verilen Kuvvetlerin Tanımlanması (8.2.4), Sınır Şartları (8.2.5), Malzeme Seçim Parametreleri (8.2.4)'dir

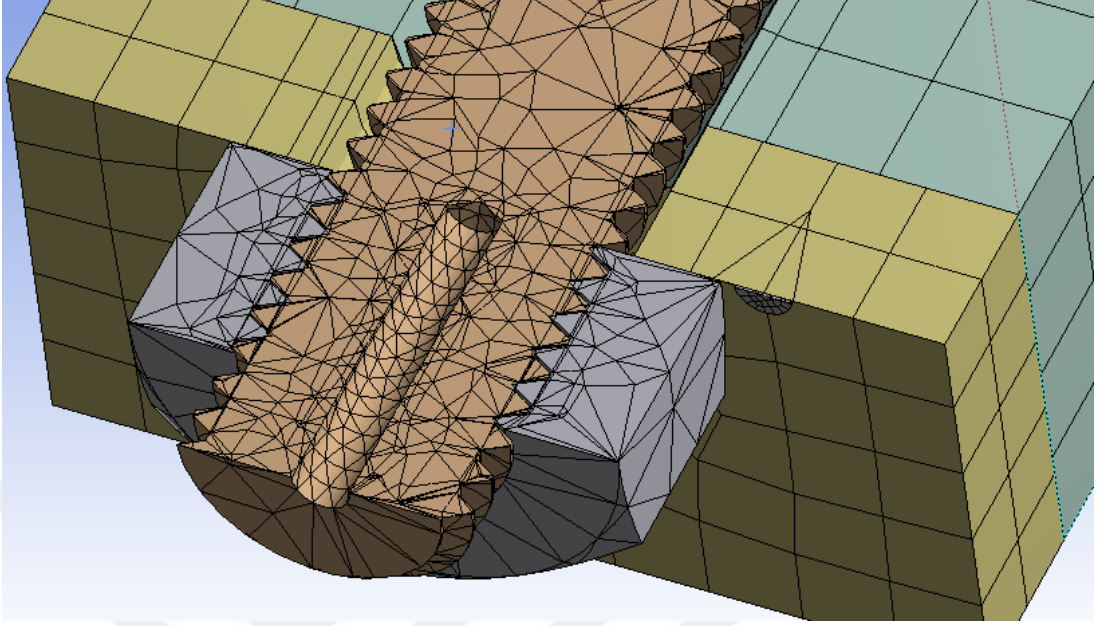
9.1.1 Delik çapı sabit tutularak delik yüksekliğinin değiştirilmesi

Cıvatalı bağlantılarda kuvvet akış yoluna geometrinin etkisini gözlemlemek amaçlı yapılan değişikliklerden biri cıvatanın yük taşıyan diş bölgesinin merkezinden delik açmaktır. Kuvvet akış yollarına etkileyen parametreler olarak delik çapı Φ ve delik yüksekliği h olarak belirlenmiştir. Delik yüksekliği olan h 'nin kuvvet aktarımına etkisini görmek amaçlı delik çapı Φ sabit tutularak delik yüksekliği Metrik 10 cıvata üzerinde değişken olan matkap delikleri açılmıştır. Bu delik yükseklikleri 12...26 mm aralığında değiştirilmiştir.

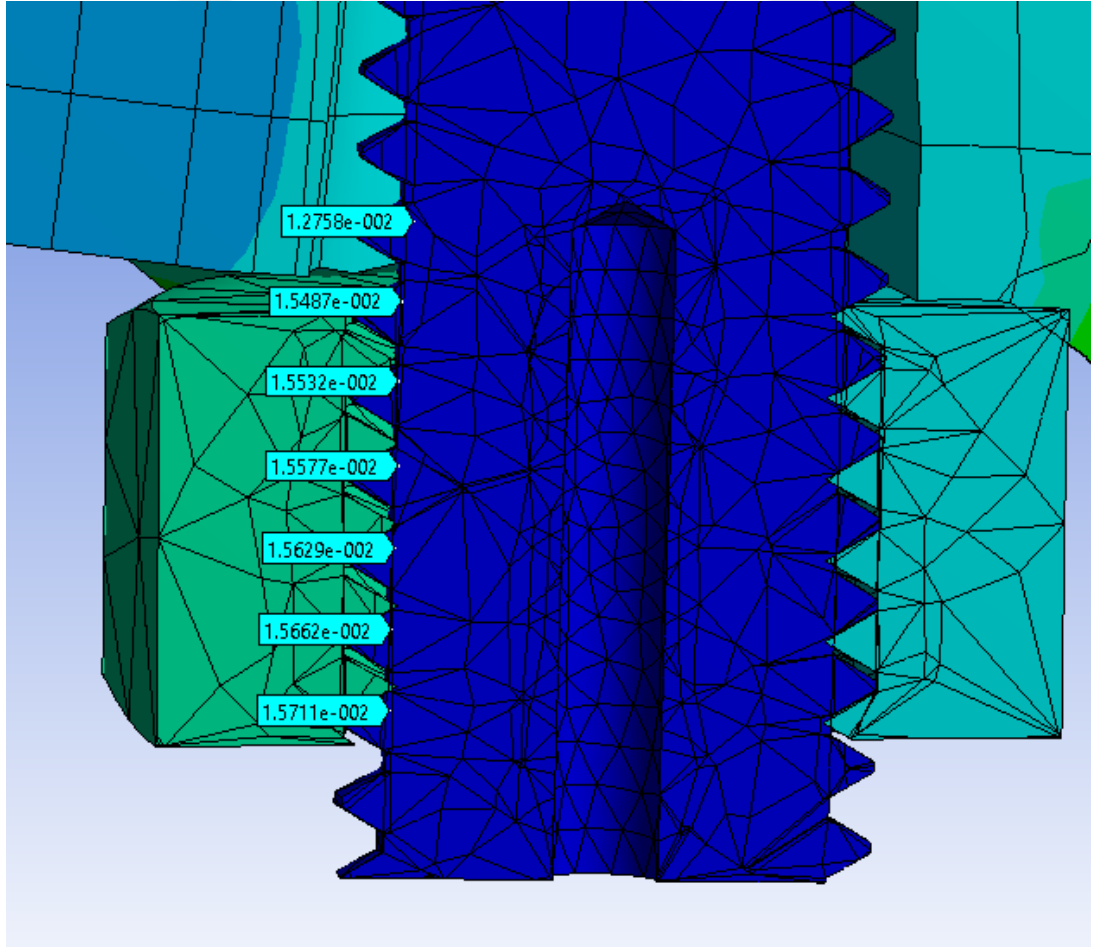


Şekil 9.4: Metrik 10 Cıvata Profiline Delik Çapı Sabit Tutularak Yüksekliğinin Değiştirilmesi.

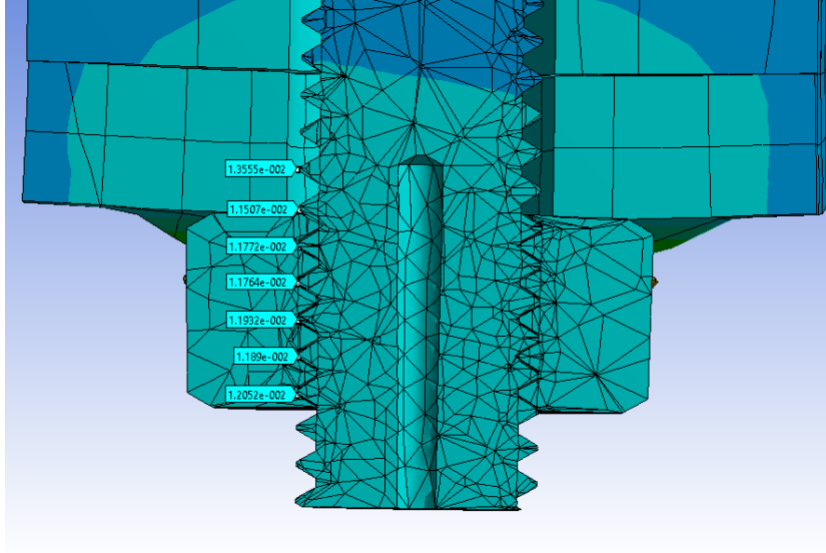
Geometride oluşturulan değişikliklerden ötürü eleman sayısı ve boyutları farklılaşmaktadır.



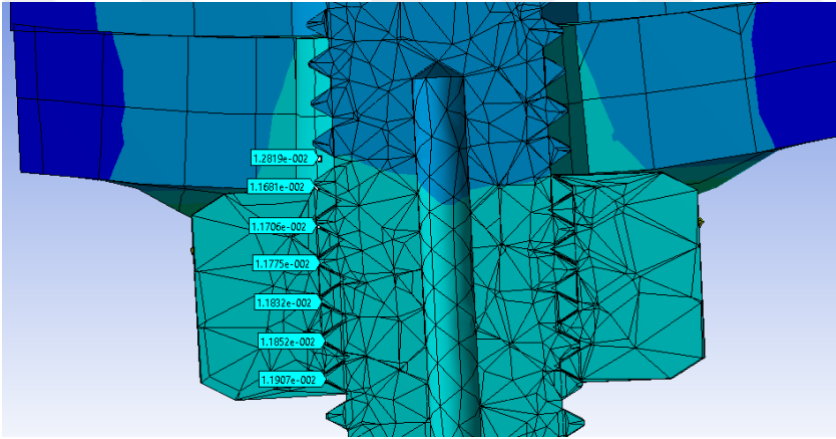
Şekil 9.5 : Cıvata $\Phi = 2$ mm delik açılması sonucu eleman görüntüsü.



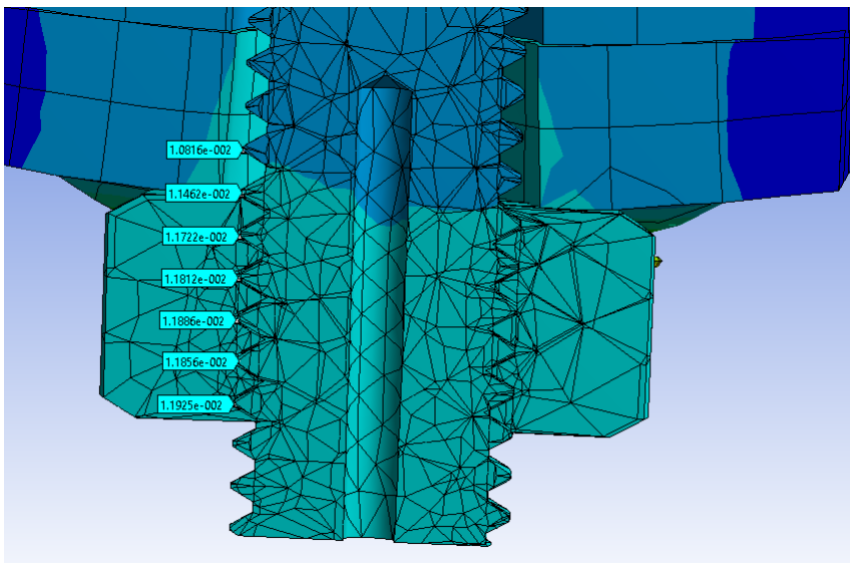
Şekil 9.6 : $\Phi = 2$ mm, $h = 12$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.



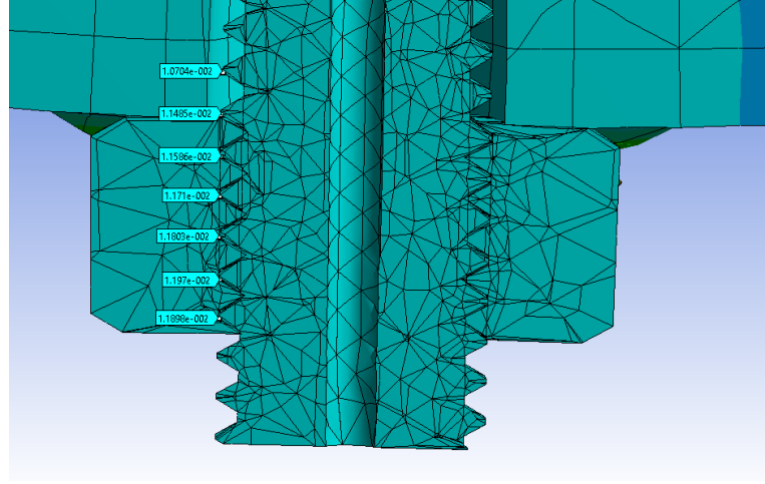
Şekil 9.7 : $\Phi = 2$ mm, $h = 14$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.



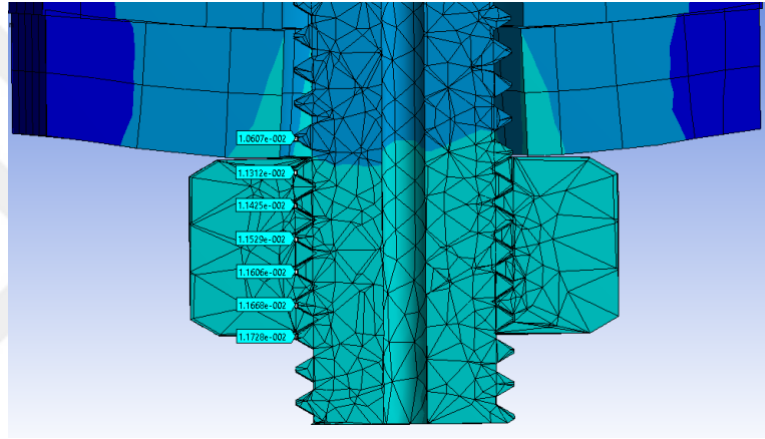
Şekil 9.8 : $\Phi = 2$ mm, $h = 16$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.



Şekil 9.9 : $\Phi = 2$ mm, $h = 18$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.



Şekil 9.10 : $\Phi = 2$ mm, $h = 20$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.



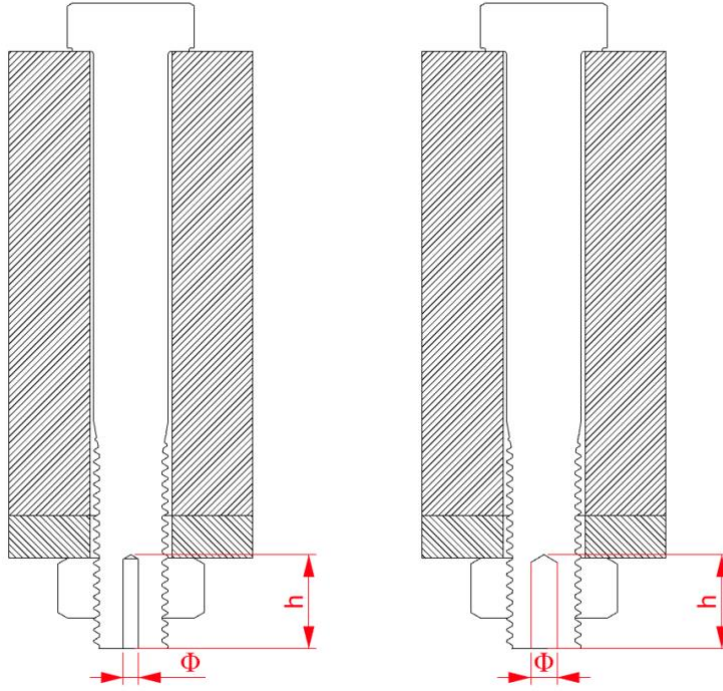
Şekil 9.11 : $\Phi = 2$ mm, $h = 22$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.

Çizelge 9.2 : Delik çapı sabit, delik yükseklikleri değişken dış yer değiştirmeleri.

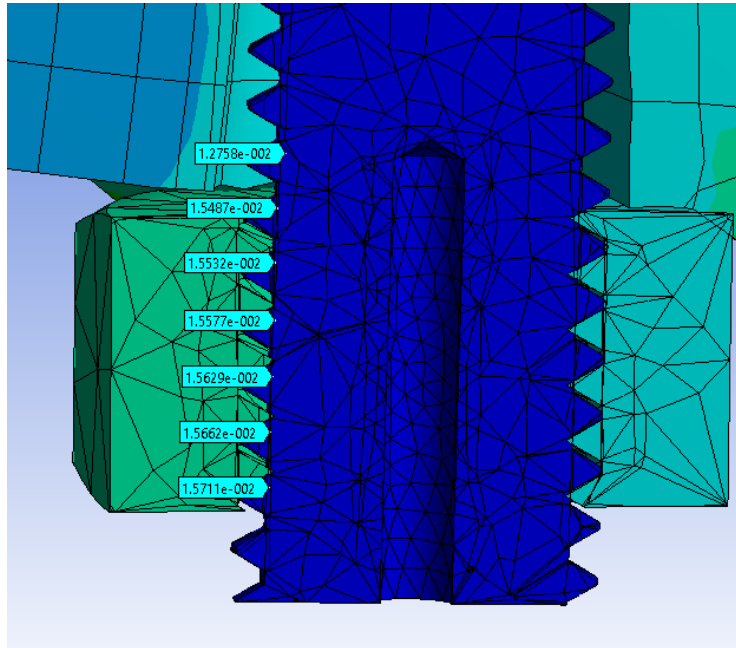
Diş numarası	M10 - DIN 931	Çap2- h=12	Çap2- h=14	Çap2- h=16	Çap2- h=18	Çap2- h=20	Çap2- h=22
1	2.6379	1.5711	1.2052	1.281	1.1925	1.1898	1.1728
2	2.4948	1.5662	1.189	1.1907	1.1856	1.197	1.1668
3	2.3157	1.5629	1.183	1.1852	1.1886	1.1803	1.1606
4	2.1218	1.5577	1.1764	1.1832	1.1812	1.171	1.1529
5	1.9897	1.5532	1.1762	1.1775	1.1722	1.1586	1.1425
6	1.4559	1.5487	1.1507	1.1706	1.1462	1.1485	1.1312
7	1.6478	1.2758	1.1355	1.1681	1.0816	1.0704	1.0607

9.1.2 Delik çapı değiştirilerek delik yüksekliğinin sabit tutulması

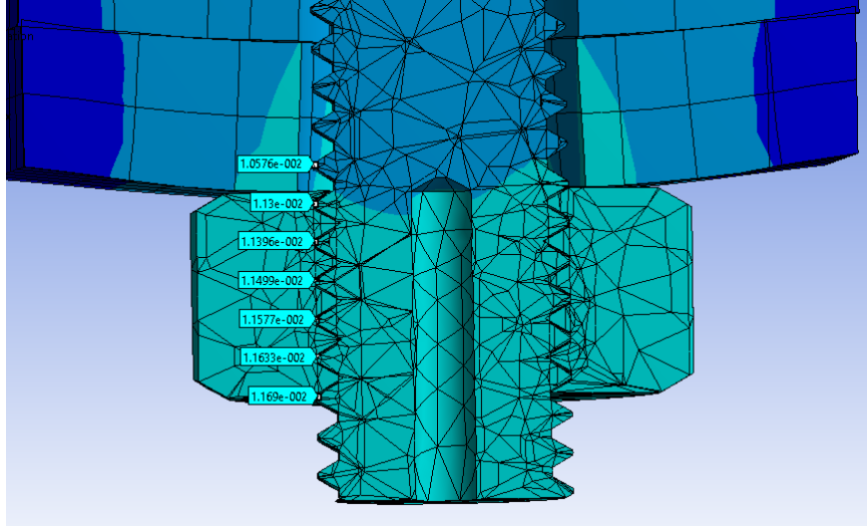
18.1.1 maddesinde belirtildiği üzere, kuvvet akış yollarına geometric değişiklikler ile yapılan müdahalede değişken parametreleri olarak belirtilen Φ ve h değerlerinden h sabit tutularak Φ değeri değiştirilerek etkisi gözlemlenmiştir.



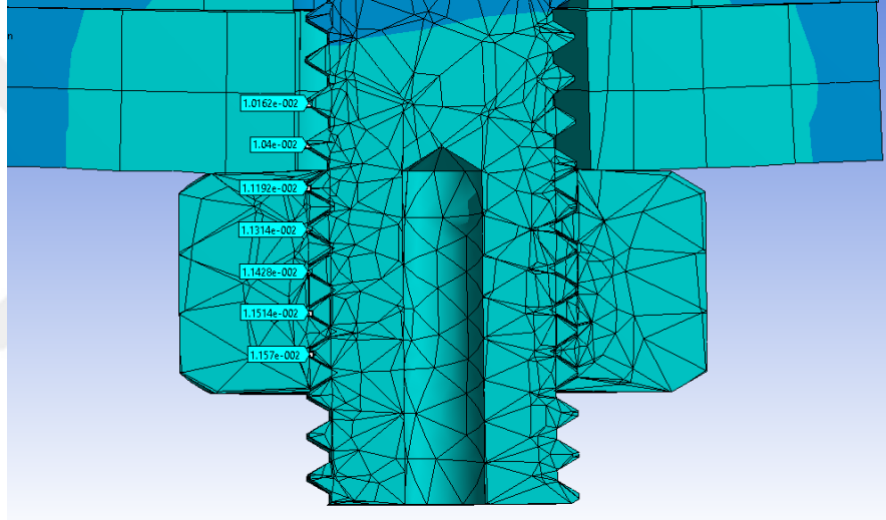
Şekil 9.12 : Metrik 10 Cıvata Profilinde Delik Çapı Değiştirilerek Yüksekliğinin Sabit Tutulması.



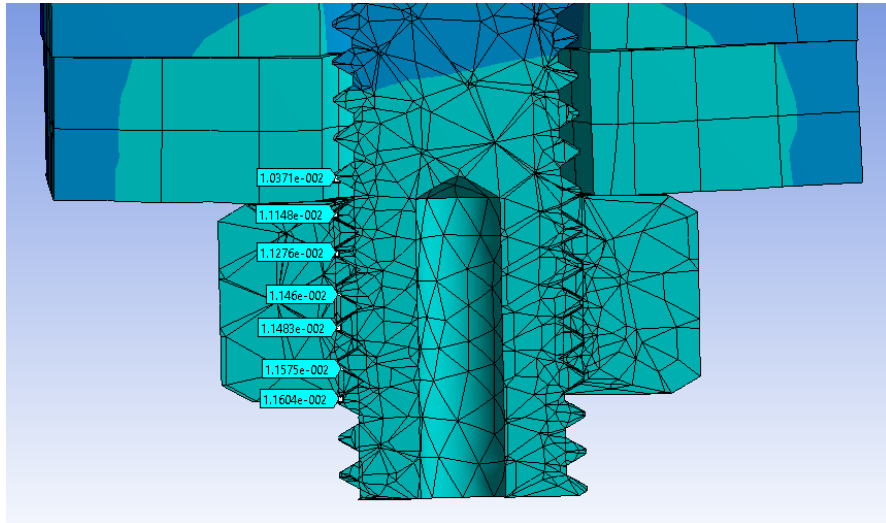
Şekil 9.13 : $\Phi = 2$ mm, $h = 22$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.



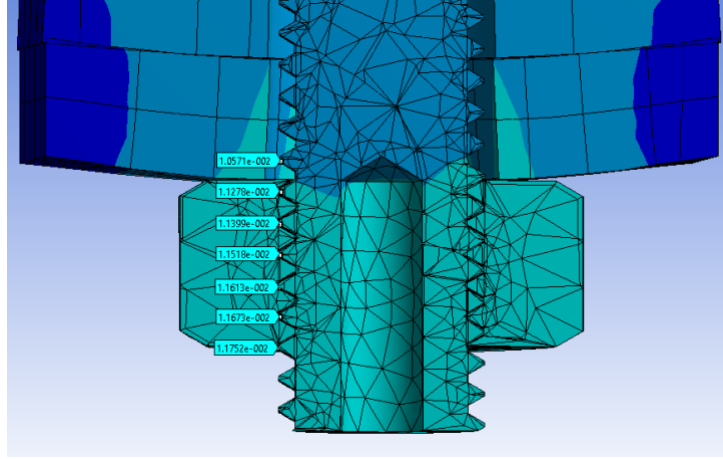
Şekil 9.14 : $\Phi = 2.5$ mm, $h = 22$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.



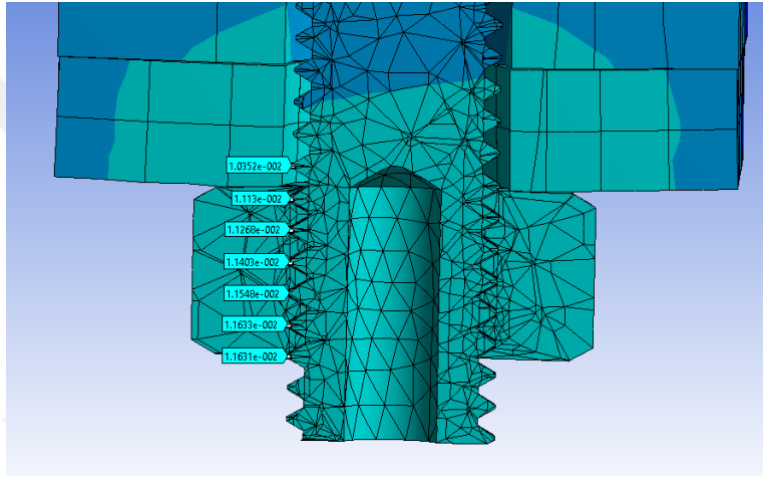
Şekil 9.15 : $\Phi = 3$ mm, $h = 22$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.



Şekil 9.16 : $\Phi = 3.5$ mm, $h = 22$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.



Şekil 9.17 : $\Phi = 4$ mm, $h = 22$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.



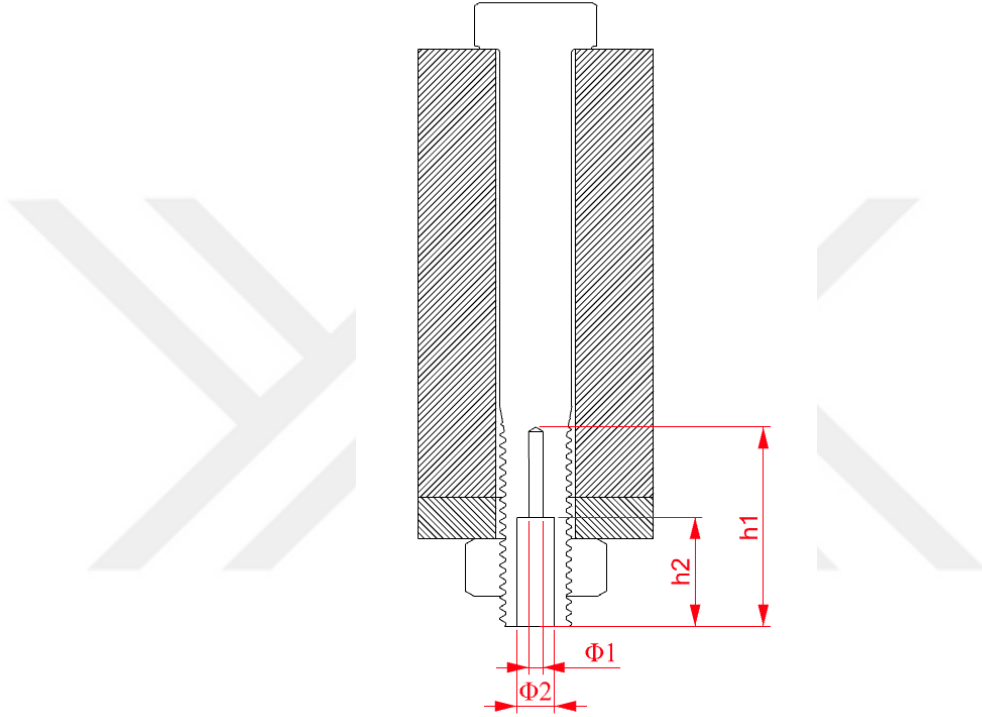
Şekil 9.18 : $\Phi = 4.5$ mm, $h = 22$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.

Çizelge 9.3 : Delik çapı değişken, delik yükseklikleri sabit diş yer değiştirmeleri.

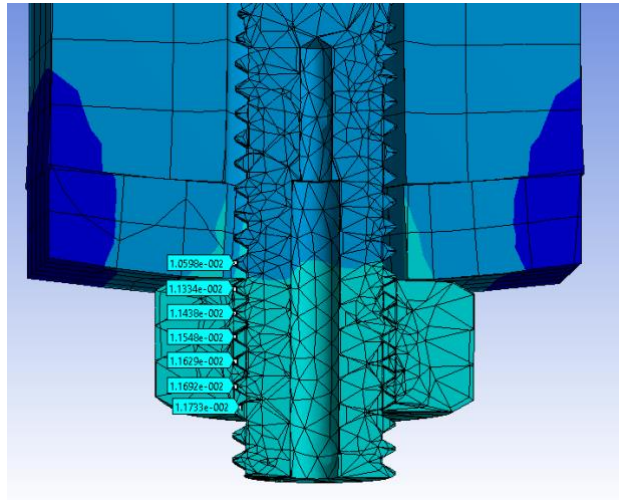
Diş numara	M10 - DIN	Çap2- Derinlik	Çap2.5- Derinlik	Çap3- Derinlik	Çap3.5- Derinlik	Çap4- Derinlik	Çap4.5- Derinlik
1	2.637	1.5711	1.169	1.157	1.1604	1.1752	1.1631
2	2.494	1.5662	1.1633	1.1514	1.1575	1.1673	1.1633
3	2.315	1.5629	1.1577	1.1428	1.1483	1.1613	1.1548
4	2.121	1.5577	1.1499	1.1314	1.146	1.1518	1.1403
5	1.989	1.5532	1.1396	1.1192	1.1276	1.1399	1.1268
6	1.455	1.5487	1.13	1.104	1.1148	1.1278	1.113
7	1.647	1.2758	1.0576	1.0162	1.0371	1.0571	1.0352

9.2 Cıvata İçine Kademeli Delik Açılması

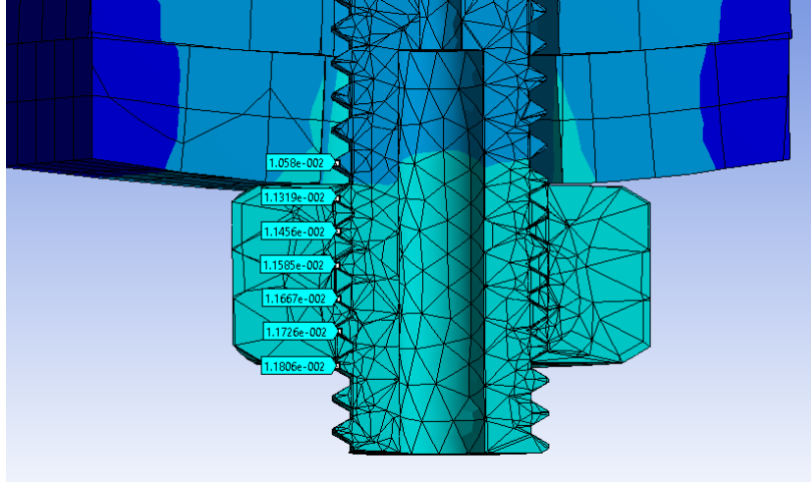
Kuvvet yollarının iyileştirilmesi için yapılan çalışmalardan biri de iki farklı çapta kademeli delik açmaktır. Çalışmada küçük delik çapı Φ_1 2 mm olarak sabit tutulmuş, büyük delik çapı Φ_2 4...8 mm aralığında arttırılarak sonlu elemanlar methodu ile analiz edilmiştir. Aşağıdaki görselde belirtilen h_1 ve h_2 parametreleri sabit tutulmuş ve h_2 18 mm alınmıştır.



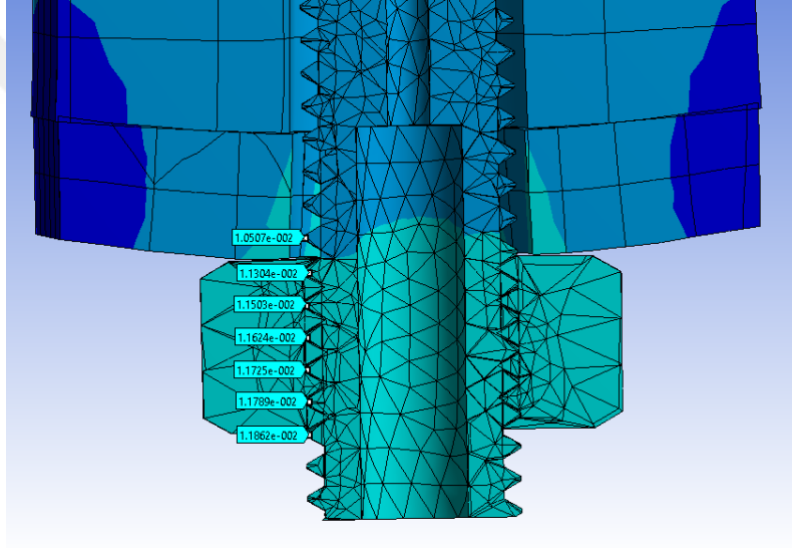
Şekil 9.19 : Cıvata içine kademeli olarak açılan delik ve etkileyici parametreler.



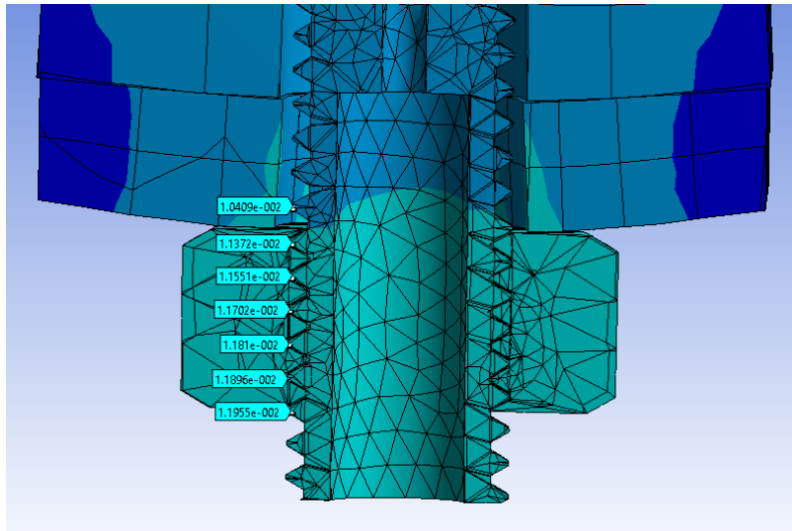
Şekil 9.20 : $\Phi_2 = 3$ mm, $h_2 = 18$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.



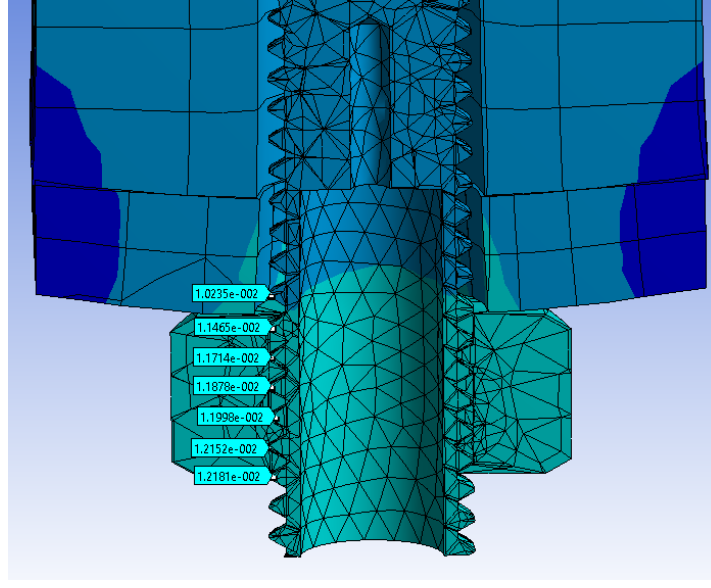
Şekil 9.21 : $\Phi_2 = 4$ mm, $h_2 = 18$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.



Şekil 9.22 : $\Phi_2 = 5$ mm, $h_2 = 18$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.



Şekil 9.23 : $\Phi_2 = 6$ mm, $h_2 = 18$ mm delik açıldığında dış yer değiştirmeleri.



Şekil 9.24 : $\Phi_2 = 7$ mm, $h_2 = 18$ mm delik açıldığında diş yer değiştirmeleri.

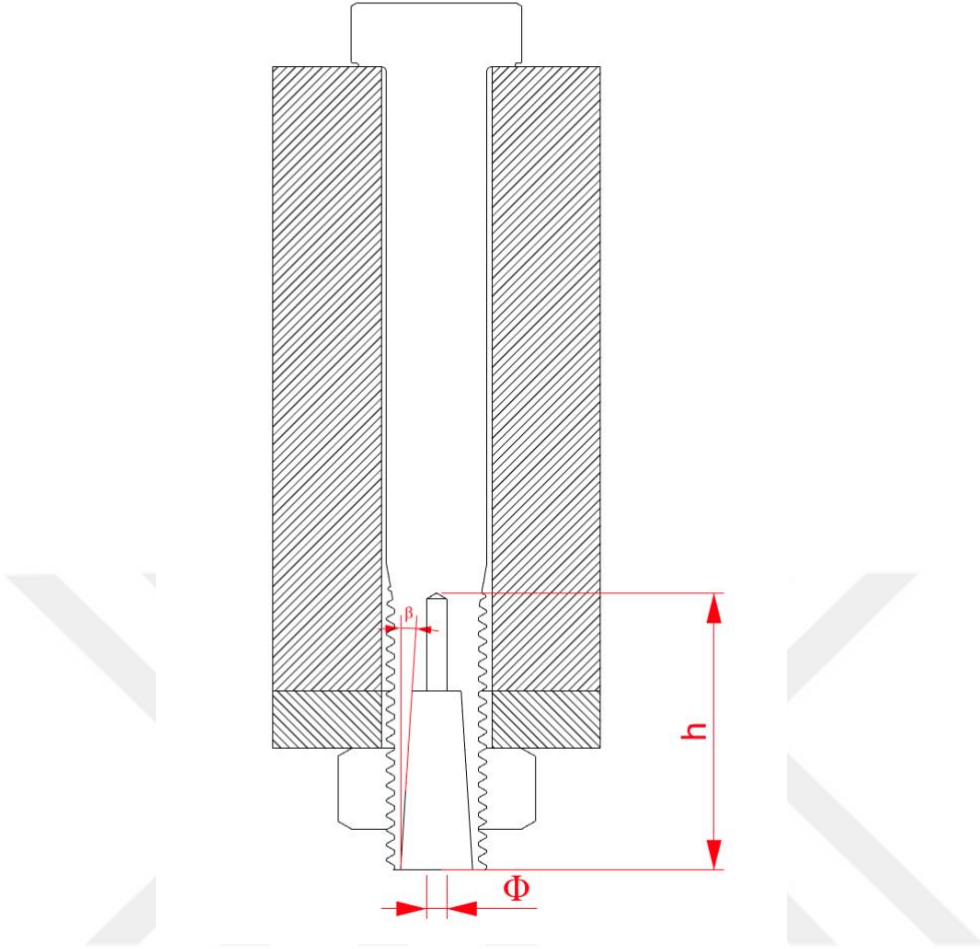
Çizelge 9.4 : Kademeli deliklere göre dişlerin üzerinde oluşan yer değiştirme miktarı.

Diş numarası	M10 - DIN 931	Çap3 mm	Çap4 mm	Çap5 mm	Çap6 mm	Çap7 mm
1	2.6379	1.1733	1.1806	1.1862	1.1955	1.2181
2	2.4948	1.1692	1.1726	1.1789	1.1896	1.2152
3	2.3157	1.1629	1.1667	1.1725	1.181	1.1998
4	2.1218	1.1548	1.1585	1.1624	1.1702	1.1878
5	1.9897	1.1438	1.1456	1.1503	1.1551	1.1714
6	1.4559	1.1334	1.1319	1.1304	1.1372	1.1465
7	1.6478	1.0598	1.058	1.0507	1.0409	1.0235

9.3 Cıvata İçine Konik Delik Açılması

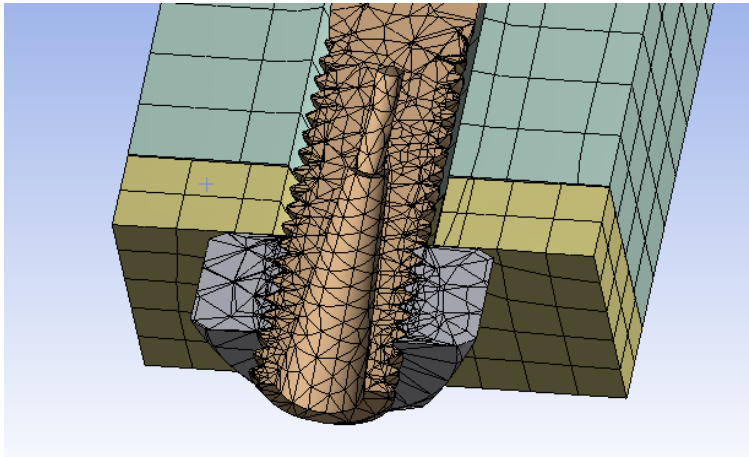
Kuvvet yollarının iyileştirilmesi için yapılması ön görülen bir diğer değişiklik ise kademeli delik açılarak, geniş delik çapına sahip silindir boşluğa koniklik açısı verilmesidir.

Aşağıda görülebileceği gibi, küçük delik çapı ve derinliği sabit tutulmuş, büyük deliğin ise koniklik açısı $0^\circ \dots 5^\circ$ arası değiştirilerek analiz edilmiştir. Koniklik açısı değiştirilirken aşağıdaki şekilde belirtilen h yükseklik parametresi sabit tutularak, tek değişkenin koniklik açısı olması amaçlanmıştır. Bu sayede diğer parametrelere kıyasla, kuvvet yollarının değişimindeki iyileşme gözlemlenmek istenmiştir.



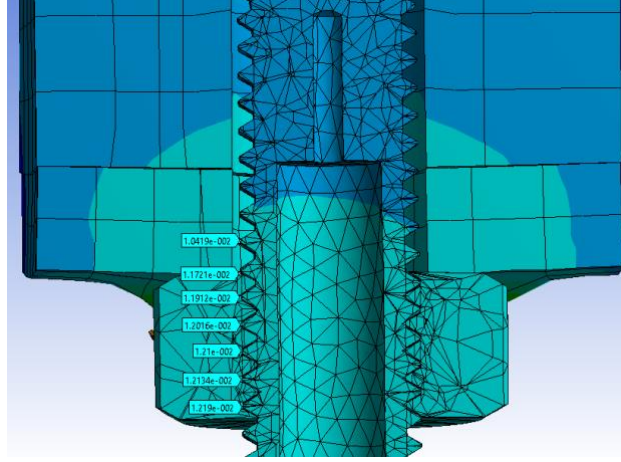
Şekil 9.25 : Metrik 10 Cıvata Profilinde Kademeli Delik Oluşturularak, Geniş Deliğe Koniklik Açısı Verilmesi.

Geometrilerde oluşturulan değişiklik sebebiyle, oluşturulan sonlu elemanlar modelinin elemanları ve bağlantı noktaları farklı noktalara düşmekle birlikte, diğer bütün analiz parametreleri 8 nolu maddede uygulanan analiz parametreleri sabit tutulmuştur.

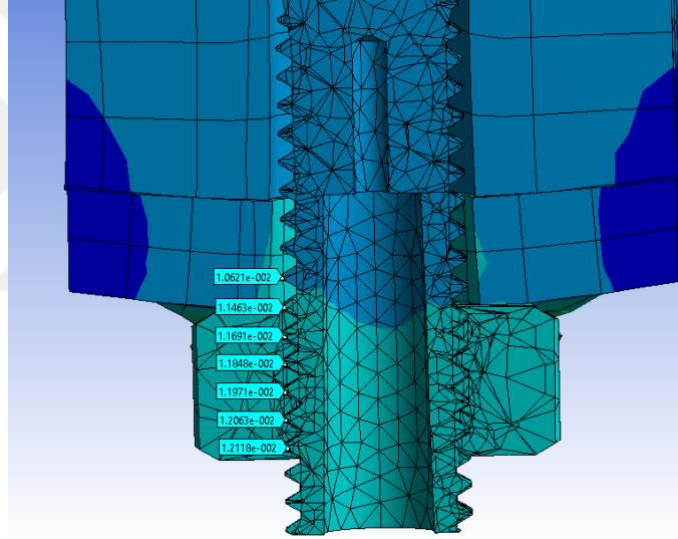


Şekil 9.26 : Koniklik açısı değiştirilen sonlu elemanlar modelinin eleman görüntüsü.

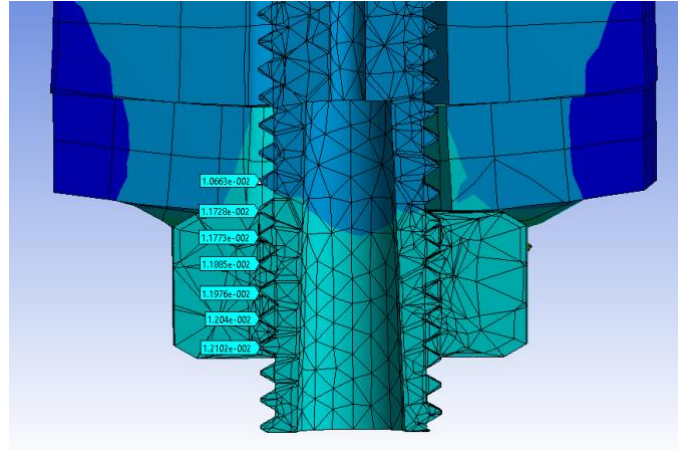
Yukarıda bahsedilen değişiklikler uygulandığında, sonlu elemanlar analizinden alınan çıktılar sırasıyla aşağıdaki şekil, 9.27, 9.28, 9.29, 9.30, 9.31 ve 9.32 gibi olmaktadır.



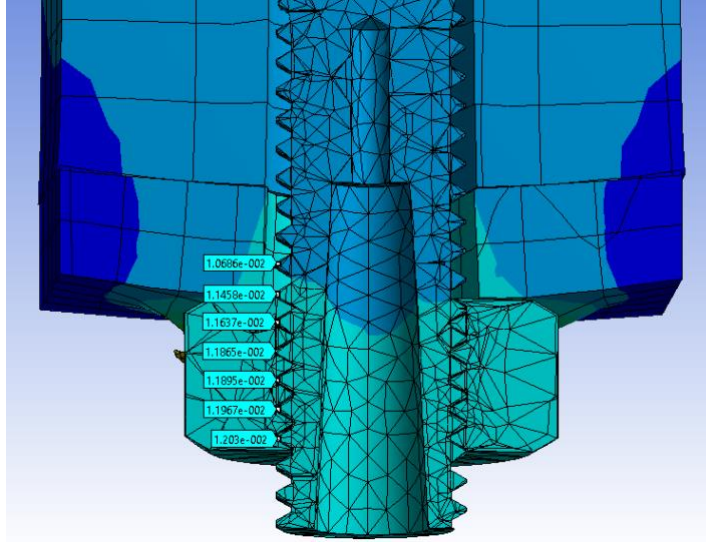
şekil 9.27 : 0 derece koniklik açısı, $h = 18$ mm delik diş yer değiştirmeleri.



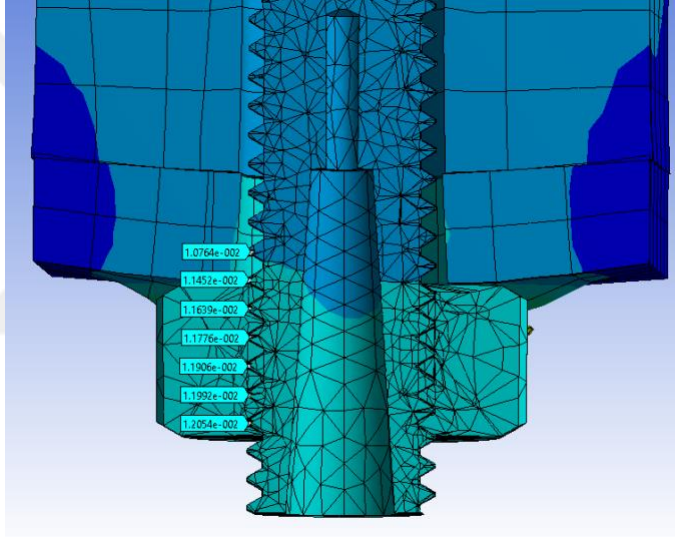
şekil 9.28 : 1 derece konik açısı, $h = 18$ mm delik diş yer değiştirmeleri.



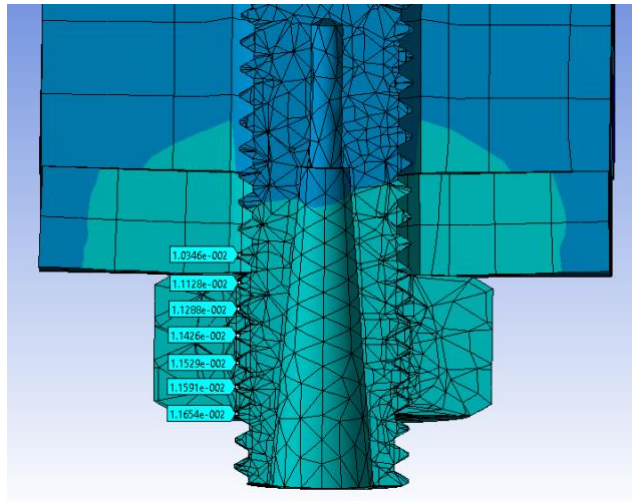
şekil 9.29 : 2 derece koniklik açısı, $h = 18$ mm delik diş yer değiştirmeleri.



Şekil 9.30 : 3 derece koniklik açısı, $h = 18$ mm delik dış yer değiştirmeleri.



Şekil 9.31 : 4 derece koniklik açısı, $h = 18$ mm delik dış yer değiştirmeleri.



Şekil 9.32 : 5 derece koniklik açısı, $h = 18$ mm delik dış yer değiştirmeleri.

Çizelge 9.5 : Koniklik açısına göre dişlerin üzerinde oluşan yer değiştirme miktarı.

Diş numarası	M10 - DIN 931	0°	1°	2°	3°	4°	5°
1	2.6379	1.219	1.2118	1.2102	1.203	1.2054	1.1654
2	2.4948	1.2134	1.2063	1.204	1.1967	1.1992	1.1591
3	2.3157	1.21	1.1971	1.1976	1.1895	1.1906	1.1529
4	2.1218	1.2016	1.1848	1.1885	1.1865	1.1776	1.1426
5	1.9897	1.1912	1.1691	1.1773	1.1637	1.1639	1.1288
6	1.4559	1.1721	1.1463	1.1728	1.1458	1.1452	1.1128
7	1.6478	1.0419	1.0621	1.0663	1.0686	1.0764	1.0346

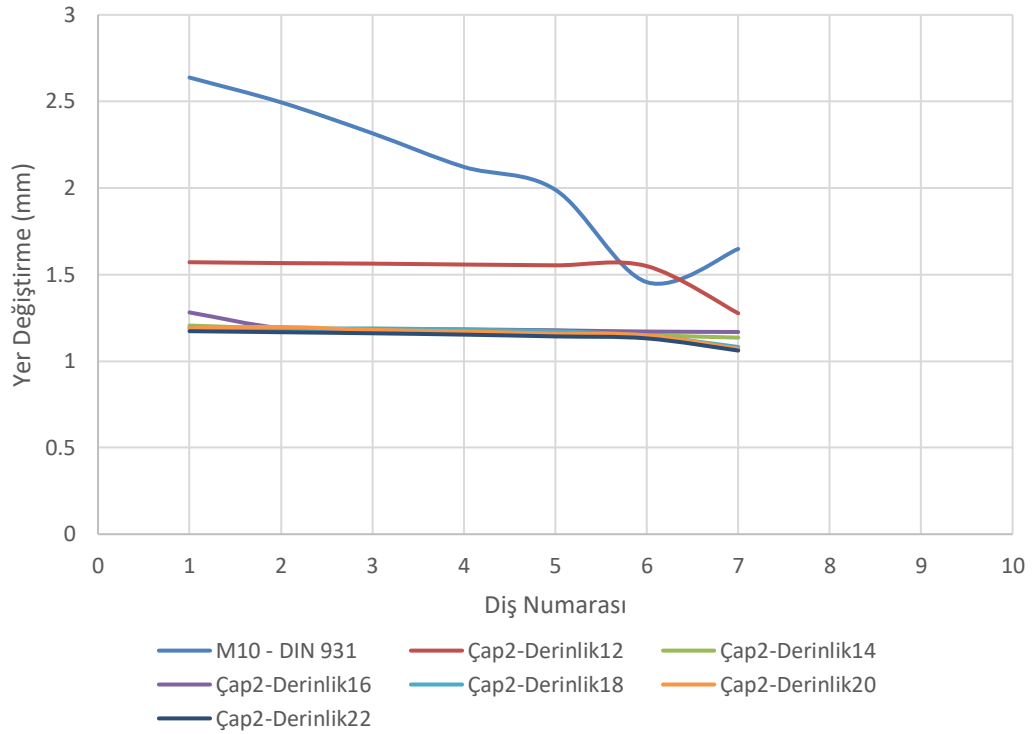


10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan analiz çalışmalarında, cıvata gövdesi üzerinde yapılan geometrik deformasyonların kuvvet dağılımı üzerine etkisi olduğu gözlemlenmiştir. Bu etki aynı zamanda nakledilen kuvvetlerin dişlere daha lineer bir dağılım göstermesini sağlamıştır.

Delik çapının sabit tutularak delik yüksekliğinin değiştirilmesinin etkisi, her bir cıvata dişinin üzerinden alınan yer değiştirmeye göre, standart cıvata kıyaslanması ile elde edilen grafik aşağıdaki çizelgedeki gibidir.

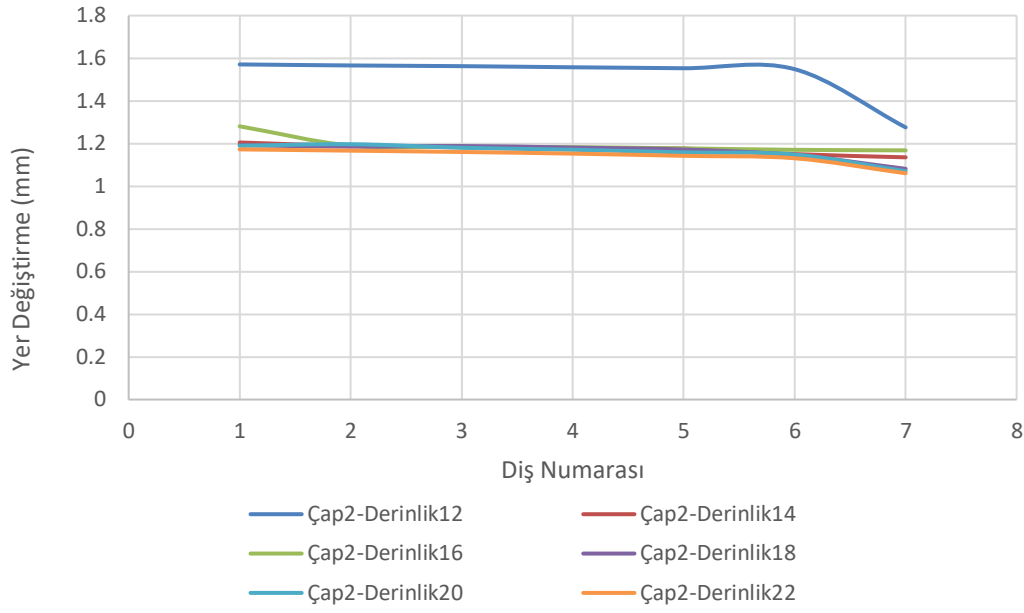
Çizelge 10.1 : Delik çapının sabit tutularak delik yüksekliklerinin değiştirilmesinin etkisi, standart cıvata ile kıyaslanması.



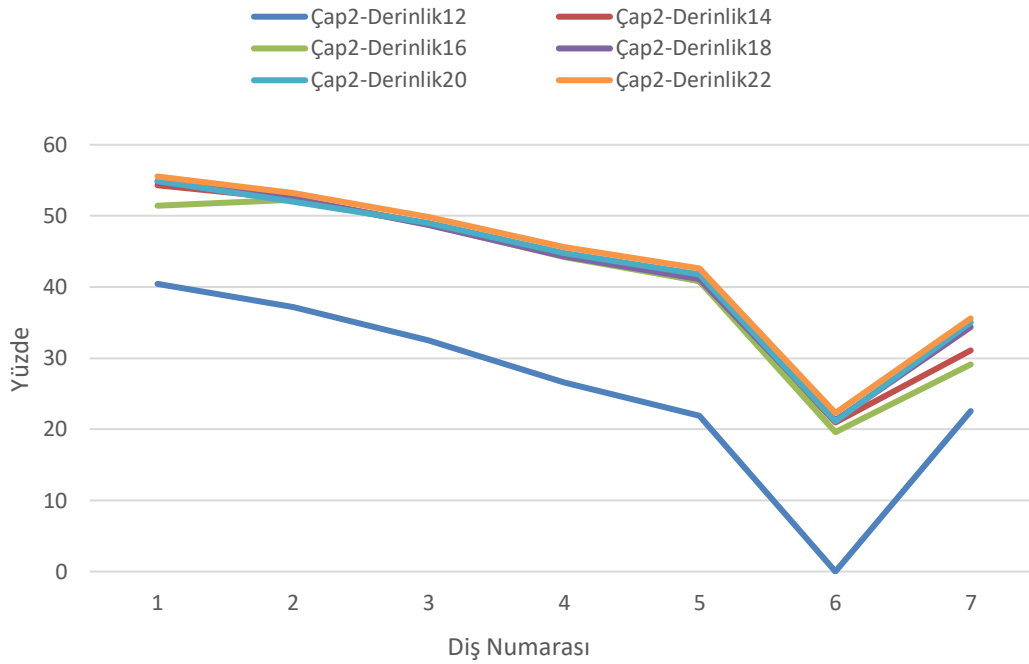
Bu tabloya bakılarak, cıvata içine delik açılmasının, dişler arasındaki kuvvet iletiminin standart cıvataya göre daha uniform hale geldiği söylenebilmektedir.

Farklı delik çaplarına göre dişler üzerindeki yer değiştirme dağılımının kıyaslanması ise aşağıdaki tablolarda görülebileceği gibidir.

Çizelge 10.2 : Farklı delik yüksekliklerinin kendi aralarında kıyaslanması.

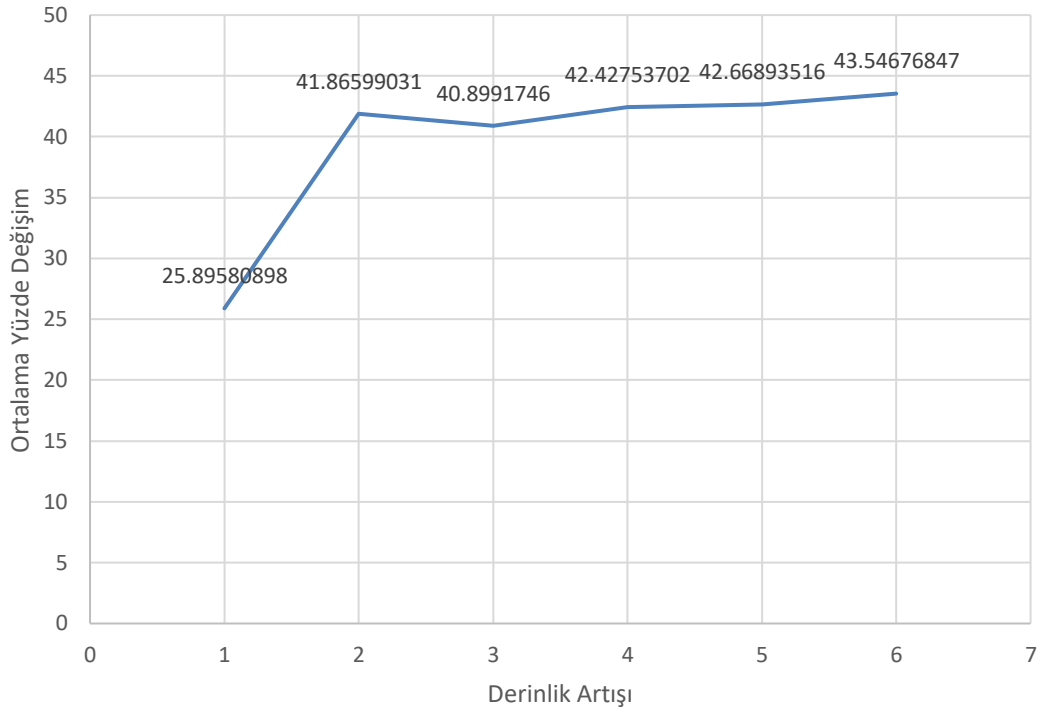


Çizelge 10.3 : Farklı delik yüksekliklerinin kendi aralarında yer değiştirme yüzdeleriyle kıyaslanması.



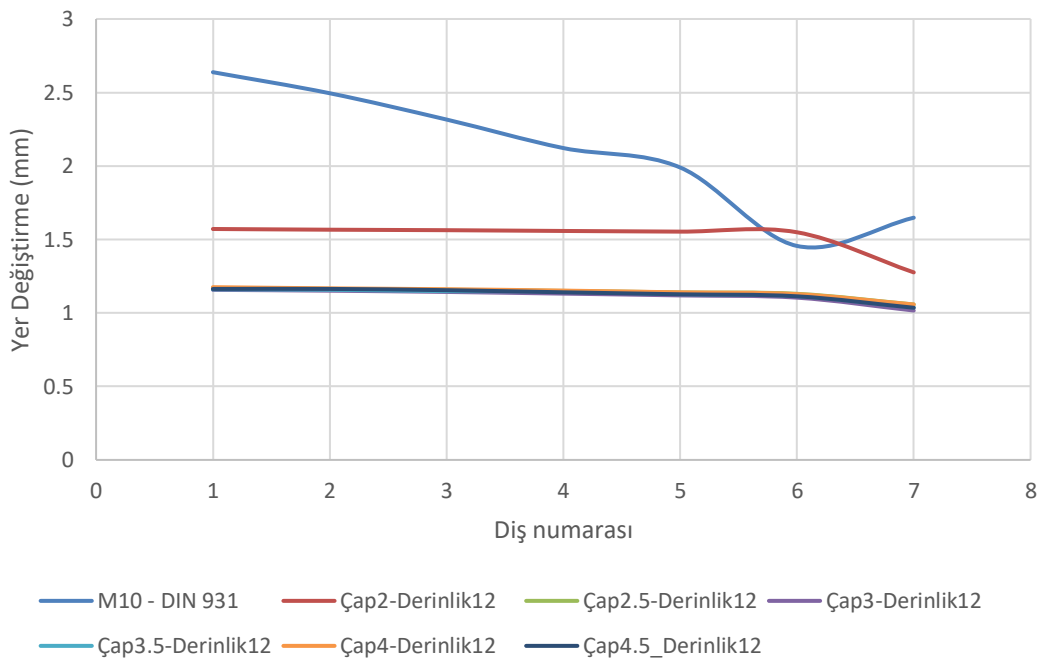
Bu tablolarda görülebileceği gibi, ilk açılan delik olan 2 mm çaplı 12 mm derinlikli delik üzerinde gözlemlenen yer değiştirme miktarı ile 14 mm derinlikli delik arasında yer değiştirme miktarlarında %10 fark görülmektedir. 14 mm ve üzerindeki derinliklerde bu fark giderek azalmakta ve aşağıdaki tabloda görülebileceği gibi sonuçların yakınsadığı görülmektedir.

Çizelge 10.4 : Farklı delik yüksekliklerinin kendi aralarında ortalama yer değıştirme yüzdeleriyle kıyaslanması.



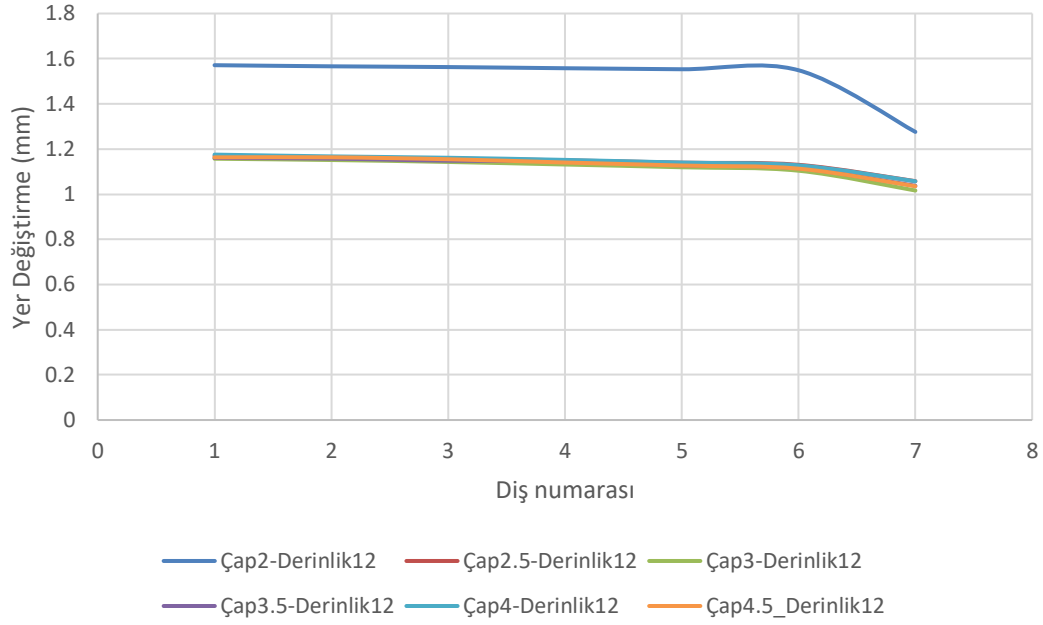
Delik çapı değıştirilerek delik yüksekliği sabit tutulduğunda her bir cıvata dişi üzerinden alınan sonuçların standart cıvata ile kıyaslanması ise alınan sonuçlar aşağıdaki gibidir.

Çizelge 10.5 : Farklı delik çaplarında oluşan diş yer değıştirmelerinin standart cıvata diş yer değıştirmeleriyle kıyaslanması.



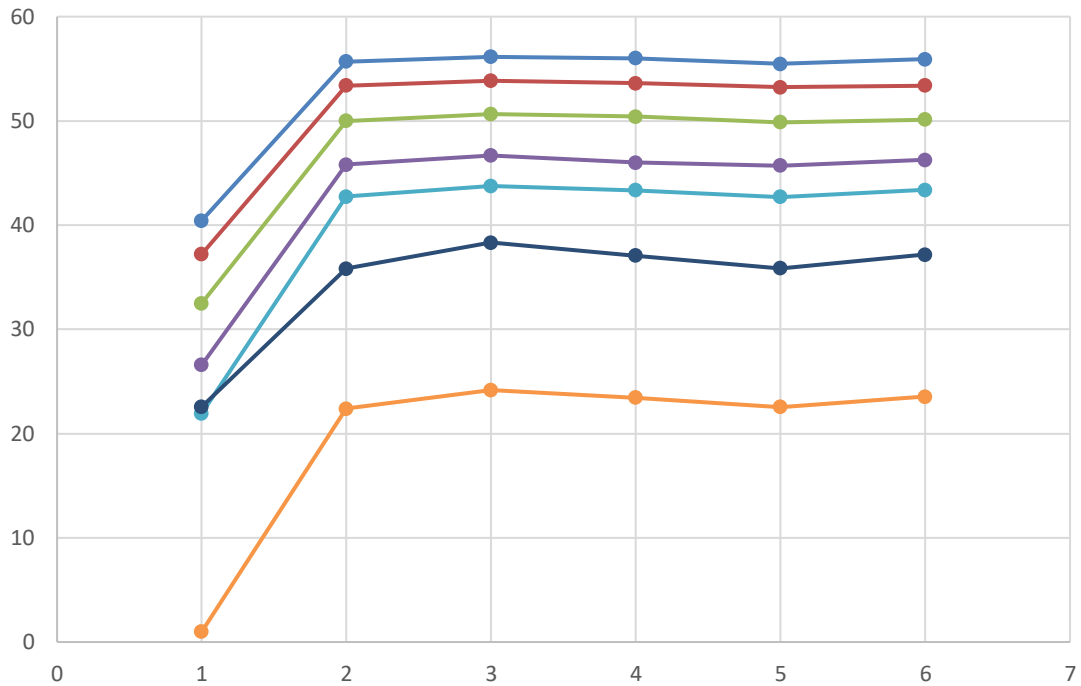
Delik çapları değiştirilerek delik yüksekliği sabit tutulduğunda yer değiştirme kıyaslamaları ise aşağıdaki gibidir.

Çizelge 10.6 : Farklı delik çaplarında oluşan diş yer değiştirmelerinin kendi aralarında kıyaslanması.

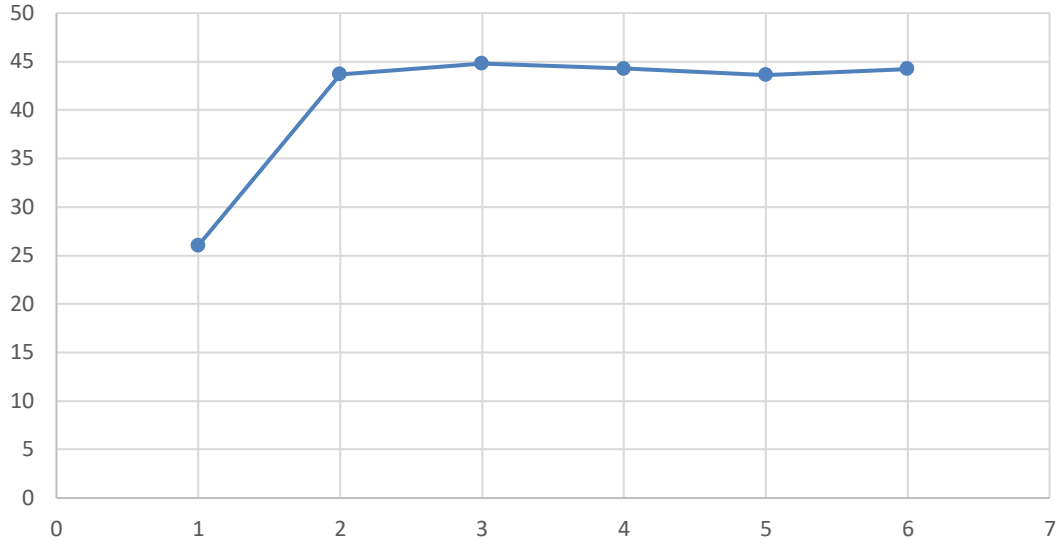


Bu yer değiştirmelerin yüzdelik farkları kıyaslandığında ise aşağıdaki sonuçlar elde edilmektedir.

Çizelge 10.7 : Farklı delik çaplarında oluşan diş yer değiştirmelerinin standart cıvata diş yer değiştirme yüzdeleriyle kıyaslanması.



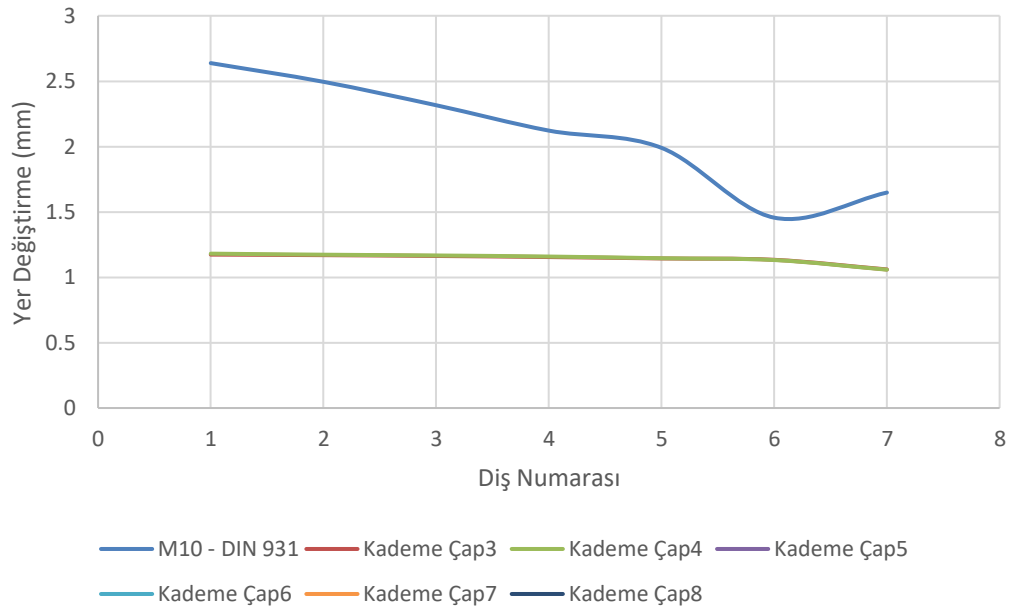
Çizelge 10.8 : Farklı delik çaplarında oluşan ortalama değıştirmelerinin standart cıvata diş yer değıştirmeleriyle kıyaslanması.



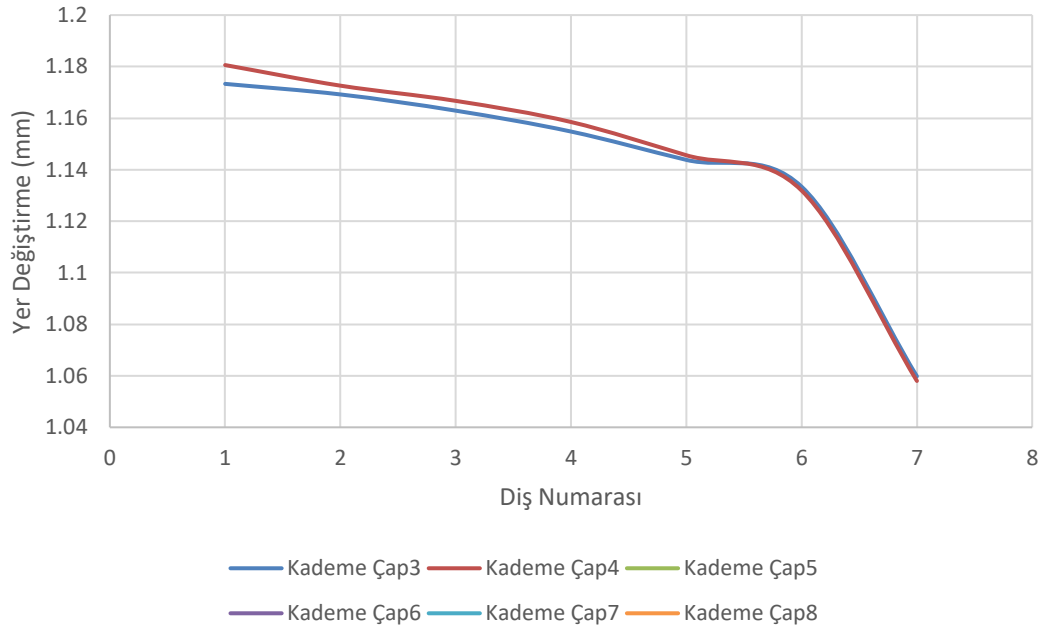
Bu sonuçlara bakılarak, cıvata içinde açılan delik çapı sabit tutularak delik yüksekliği değıştirildiğinde elde edilen sonuçlara paralel sonuçlar elde edildiği söylenebilmektedir. Açılan ilk delikle birlikte standart cıvataya göre kuvvet dağılımı uniform hale gelmiş, delik çapının arttırılması bu sonuçları iyileştirmiş ve daha sonrasında sonuçlar arası fark azalmıştır.

Cıvata içine kademeli delik açıldığı senaryoda dişler üzerindeki yer değıştirme standart cıvata ile kıyaslandığında aşağıdaki sonuçlar elde edilmektedir.

Çizelge 10.9 : Kademeli açılan deliklerde oluşan diş yer değıştirmelerinin standart cıvata diş yer değıştirmeleriyle kıyaslanması.



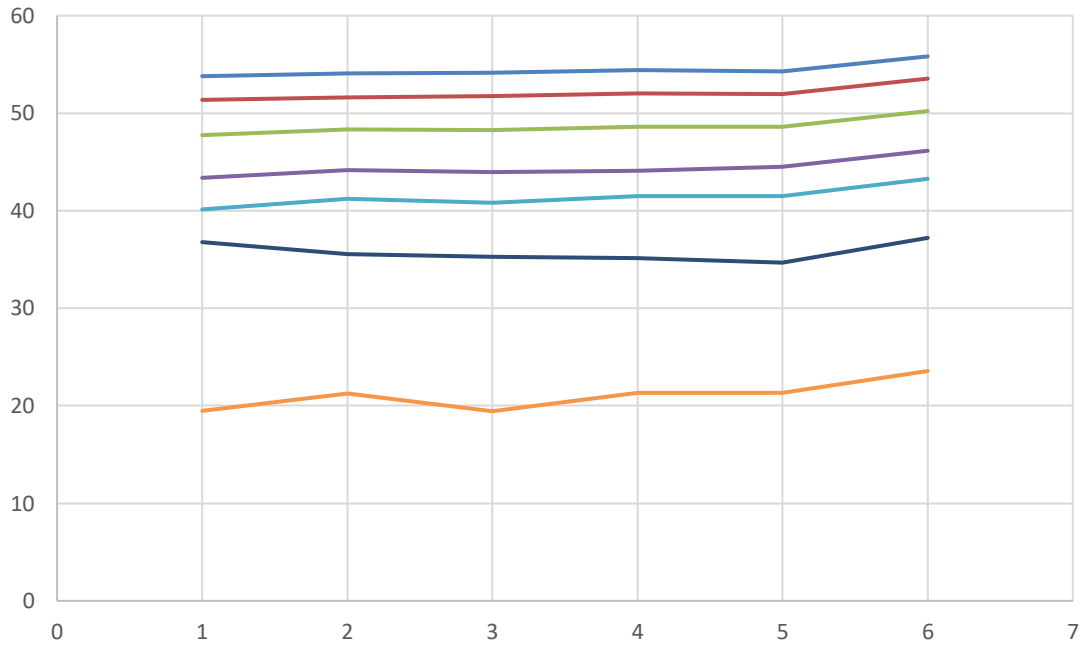
Çizelge 10.10 : Kademeli açılan deliklerde oluşan diş yer değiştirmelerinin kendi aralarında kıyaslanması.



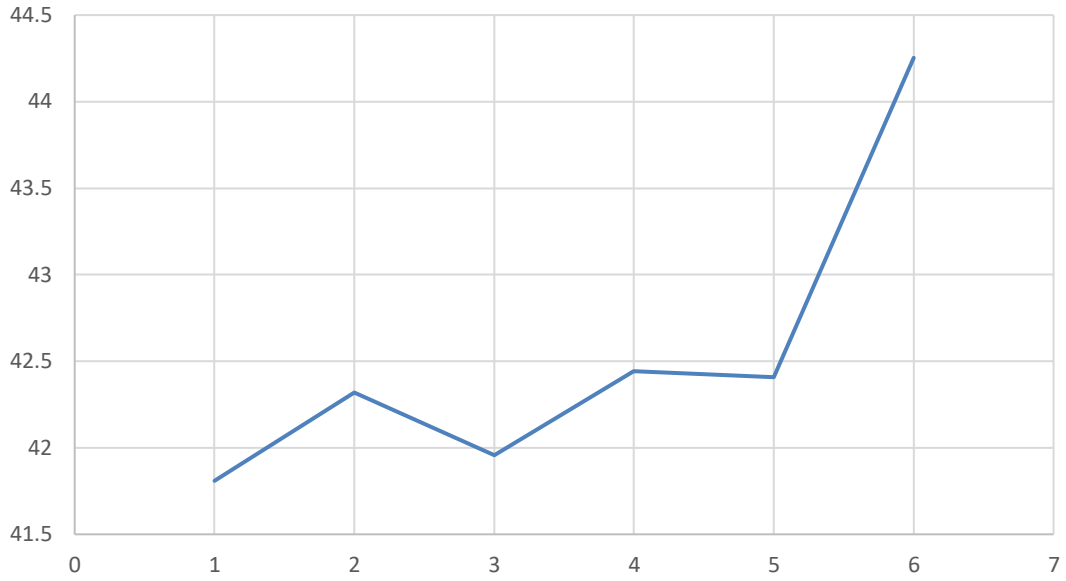
Cıvata üzerinde kademeli delik açılması, daha önce yapılan analizlerle kıyaslandığında kuvvet dağılımının daha uniform hale geldiği ve alınan sonuçların birbirlerine göre daha yakın olduğu gözlemlenmiştir.

Dişler üzerinden alınan verilerin yüzdelik kıyaslamaları ise aşağıdaki gibidir.

Çizelge 10.11 : Kademeli açılan deliklerde oluşan diş yer değiştirmelerinin standart cıvata diş yer değiştirme yüzdeleriyle kıyaslanması.



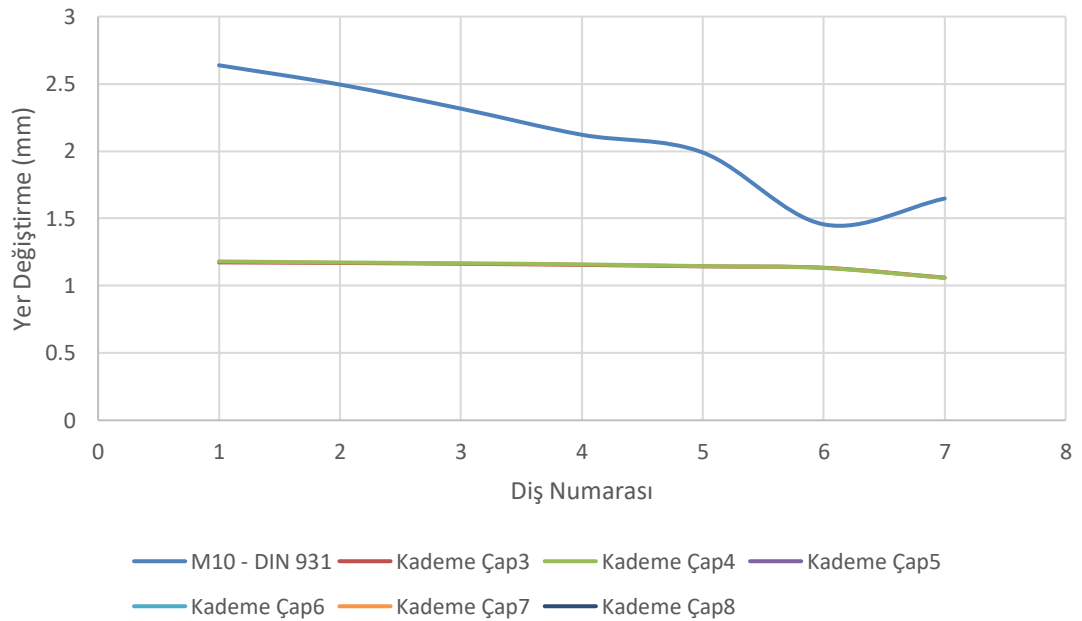
Çizelge 10.12 : Kademeli açılan deliklerde oluşan ortalama dış yer değiştirmelerinin kıyaslanması.



Yukarıdaki sonuçlara bakılarak, kademeli delik açılmasının kuvvet dağılımındaki ciddi iyileşme miktarı görülmektedir; dış yer değiştirmeleri hemen hemen aynı seviyede kalmakta ancak, düz açılan deliklere kıyasla yer değiştirme miktarlarında ciddi bir farklılık oluşmamaktadır.

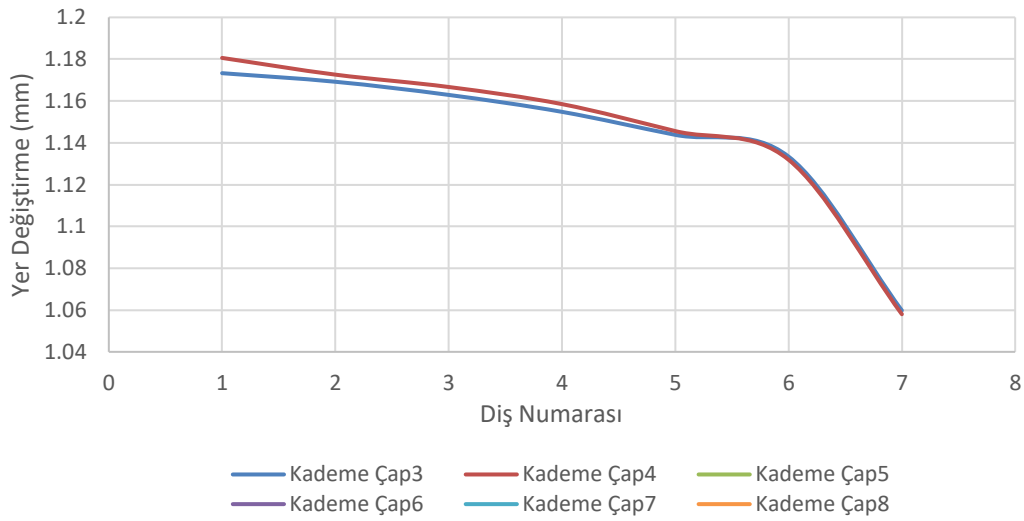
Cıvata içine konik delik açılması senaryosunda yapılan analizler ile standart cıvata kıyaslandığında ise aşağıdaki sonuçlar elde edilmektedir.

Çizelge 10.13 : Konik deliklerde oluşan dış yer değiştirmelerinin standart cıvata dış yer değiştirmeleriyle kıyaslanması.



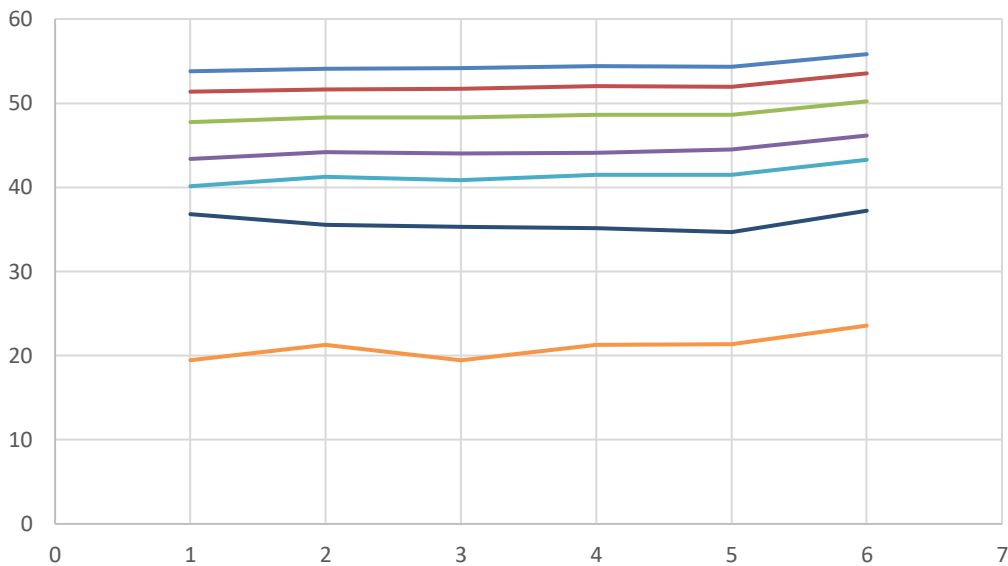
Açılan delikler kendi aralarında kıyaslandığında ise sonuçlar aşağıdaki gibi olmaktadır. Bu sonuçlara bakılarak, civatada kademeli delik açıldığı senaryo ile sonuçların paralellik taşıdığı söylenebilmektedir. Dişler arasındaki yer değiştirme miktarı oldukça az olup, kuvvet dağılımının düz delik açılan senaryolara göre daha uniform olduğu gözlemlenmiştir.

Çizelge 10.14 : Konik deliklerde oluşan diş yer değiştirmelerinin kendi aralarında kıyaslanması.



Dişler üzerindeki yer değiştirme farkları yüzde olarak kıyaslandığında ise sonuçlar aşağıdaki gibi olmaktadır.

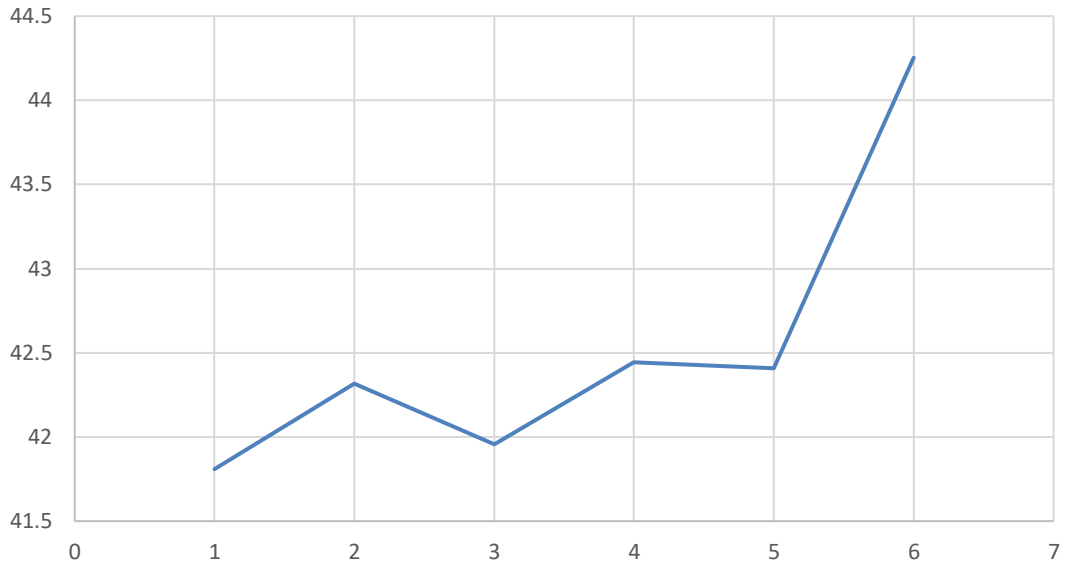
Çizelge 10.15 : Konik deliklerde oluşan diş yer değiştirme yüzdelерinin kıyaslanması.



Yüzdelik değişimlere bakılarak, koniklik açısının arttırılmasının kuvvet dağılımını iyileştirdiği ancak 5 dereceden sonra sonuçların yakınsamaya başladığı söylenebilmektedir.

Bu senaryoda ortalama değişim ise aşağıdaki gibi olmaktadır;

Çizelge 10.16 : Konik deliklerde oluşan ortalama dış yer değiştirme yüzdelерinin kıyaslanması.



Bu çalışmada yapılan bütün analizlere bakılarak cıvata içine delik açılmasının cıvata mukavemetini azaltıcı bir etki yapması beklenirken, cıvatanın yaylanma miktarını arttırması sebebiyle dayanımını arttırdığını göstermektedir. Malzeme çıkartmak, mukavemet açısından sakıncalı bir durum gibi görünse de, cıvatalar doğaları gereği oturma olayı gerçekleştiğinde bir arada tuttuğu iki yüzey arasında bir yay gibi davranmaktadır. Cıvata geometrisini ise bir yaya daha çok benzeyecek şekilde değiştirmek, yani delik açmak ise cıvatanın yaylanma karakteristiği üzerinde olumlu etkiler oluşturmaktadır. Uygulanan bütün senaryolarda dışlar üzerinden alınan yer değiştirme miktarları ortalama %43 değişmiştir.

Senaryolar kendi aralarında kıyaslandığında ise;

- Delik çapının sabit tutularak delik yüksekliğinin değiştirilmesi ile %43,
- Delik çapının arttırılarak delik yüksekliğinin sabit tutulması ile %44,
- Kademeli delik açılması ile %42,

- Konik delik açılması ile ise %44 iyileşme gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak, standart bir cıvata alınarak içine açılacak delikler ile kuvvet nakli iyileştirilebilmektedir. Düz delik açılması, sürecin kolay olması ve maliyeti düşük olması sebebiyle kademeli delik açılması ve konik delik açılması senaryolarına göre tercih sebebi olması mümkündür. Bütün senaryolarda ortalama olarak alınan sonuç birbirlerine yakın bulunmuş ancak kuvvet nakli kademeli delik açıldığı ya da konik delik açıldığı senaryolarda daha uniform gözlemlenmiştir. Kuvvet yollarının daha uniform dağılmasının önemli olduğu senaryolarda, cıvata içine kademeli ya da konik delik açılması tercih edilmelidir.

Bu çalışma, yeni bir cıvata tasarımı yapılmadan, standart bir cıvatayı basit işlemlere sokarak cıvatanın dayanımının arttırılabileceğini göstermektedir. Cıvata dişleri üzerinden deneysel olarak veri toplanmasının zorluğu sebebiyle, yapılan çalışmalar teorik ve analiz bilgilerine dayandırılmaktadır. Analiz bilgilerinden alınan sonuçların çalıştırılan bilgisayarların kapasitesine doğrudan bağlı olması sebebiyle, gelecekte daha gelişmiş bilgisayar ve gelişmiş sonlu elemanlar analiz programları ile daha kapsamlı sonuçlar elde edileceği ön görülmektedir.

KAYNAKLAR

- Temiz, V.** (t.y.). *Vidalı Bağlantılar (Civatalar)*. Erişim Ekim 29, 2021, <https://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Civata.pdf>.
- Shigley, J. E.** (1996). In *Standart Handbook of Machine Design* (pp. 638–675). McGraw-Hill.
- Bickford, J. H.** (1995). *An introduction to the design and behavior of bolted joints*. Marcel Dekker.
- Apeland, J.** (2018). *Application of Fe-Analysis in Design and Verification of Bolted Joints According to Vdi 2230 at Cern*, Yüksek Lisans Tezi, Cern, Geneve.
- Govindu, N., Jayanand Kumar, T., & Venkatesh, S.** (2015). Design and Optimization of Screwed Fasteners to Reduce Stress Concentration Factor. *Journal Applied Mechanical Engineering*, 4.
- Bi, Z., Pilkey, W. D., Pilkey, D. F., & Peterson, R. E.** (2020). Bolt and Nut. In *Peterson's stress concentration factors* (pp. 411–418). Wiley.
- Gould, H. H., & Mikic, B. B.** (1970). *Areas of Contact and Pressure Distribution in Bolted Joints*. Alabama: Marshall Space Flight Center.
- Ito, Y., Toyoda, J., & Nagata, S.** (1979). Interface pressure distribution in a bolt-flange assembly. *Journal of Mechanical Design*, 101(2), 330–337. <https://doi.org/10.1115/1.3454058>
- Pedersen, N. L.** (2013). Overall bolt stress optimization. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 48(3), 155–165. <https://doi.org/10.1177/0309324712470233>
- Venkatesan, S., & Kinzel, G. L.** (2005). Reduction of stress concentration in bolt-nut connectors. *Journal of Mechanical Design*, 128(6), 1337–1342. <https://doi.org/10.1115/1.2336254>
- DIN** (1999). Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung- Teil 1: Nennmaße für regelgewinde; Gewinde-Nenndurchmesser von 1 mm bis 68 mm. *DIN 13-1:1999-11*.
- ISO** (2012). Sechskantmuttern, Typ 1- Produktklassen A und B. *ISO 4032*. <https://doi.org/10.31030/1943304>
- ISO** (2020). Sechskantschrauben mit Schaft - Produktklassen A und B. *ISO 4014*. <https://doi.org/10.31030/3167535>
- DIN** (2019). Geometrische Produktspezifikation (GPS) - ISO - Toleranzsystem für Längenmaße - Teil 2: Tabellen der Grundtoleranzgrade und Grenzabmaße für Bohrungen und Wellen. *DIN EN ISO 286-2*. <https://doi.org/10.31030/2867142>

- İmrak C.E., Fetvacı C.,** (2013). Düz dişlilerde kavrama çevriminde gerilmelerin değişiminin sonlu elemanlar metodu ile incelenmesi. *Mühendis ve Makina*, 545
- Bommisetty, K., & Narayanan, K.** (2014). Three-dimensional finite element analysis of bolted joint with Helical Thread Connection. *ASME 2014 Gas Turbine India Conference*. <https://doi.org/10.1115/gtindia2014-8249>
- Wiegand, H., & Illgner, K. H.** (1962). 3.1. In *Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen.*, Springer.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Hümanur ULUPINAR

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2017, İstanbul Teknik Üniversitesi, Mimarlık Fakültesi, Endüstri Ürünleri Tasarımı
2014, Lizbon Üniversitesi, Mimarlık Fakültesi, Tasarım Bölümü
- **Yükseklisans** : 2022, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği, Konstrüksiyon Programı

MESLEKİ DENEYİM:

- **Aselsan** : 2020, Endüstriyel Tasarımcı
- **Ford Otosan** : 2019, İMİ Uygulama Mühendisi –(HMI Application Engineer)
- **BSH** : 2018, Inovasyon Master Proje Öğrencisi