

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK BASINÇLI SİSTEMLERDE CİVATA ÜZERİNDEKİ GERİLMENİN  
BURÇ BOYUNA GÖRE ANALİZİ VE  
OPTİMUM BURÇ BOYUNUN TESPİT EDİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Sinem ÇEVİKALP**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Konstrüksiyon Programı**

**Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ**

**EYLÜL, 2016**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK BASINÇLI SİSTEMLERDE CİVATA ÜZERİNDEKİ GERİLMENİN  
BURÇ BOYUNA GÖRE ANALİZİ VE  
OPTİMUM BURÇ BOYUNUN TESPİT EDİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Sinem ÇEVİKALP  
503121219**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Konstrüksiyon Programı**

**Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ**

**EYLÜL, 2016**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121219 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Sinem ÇEVİKALP, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “YÜKSEK BASINÇLI SİSTEMLERDE CİVATA ÜZERİNDEKİ GERİLİMİN BURÇ BOYUNA GÖRE ANALİZİ VE OPTİMUM BURÇ BOYUNUNUN TESPİT EDİLMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :** **Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Yrd. Doç. Dr. Zeynep PARLAR** .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Doç. Dr. Cüneyt FETVACI** .....  
İstanbul Üniversitesi

**Teslim Tarihi** : **30 Eylül 2016**  
**Savunma Tarihi** : **30 Eylül 2016**



## ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında civatalı bağlantılarda civata üzerine gelen gerilmeleri azaltmak amaçlanmıştır.

Tez çalışmamda planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ'e teşekkürlerimi sunarım. Bugüne kadar bana verdikleri tüm emek ve destekleri için canım aileme teşekkür ederim.

Eylül 2016

Sinem Çevikalp  
Makine Mühendisi



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

<b>ÖNSÖZ</b> .....	<b>v</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>vii</b>
<b>KISALTMALAR</b> .....	<b>xi</b>
<b>SEMBOLLER</b> .....	<b>xiii</b>
<b>ÇİZELGE LİSTESİ</b> .....	<b>xv</b>
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	<b>xvii</b>
<b>ÖZET</b> .....	<b>xix</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>xxi</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1 Tezin Amacı .....	1
1.2 Literatür Araştırması .....	1
1.3 Hipotez .....	2
<b>2. CİVATALAR</b> .....	<b>3</b>
2.1 Civata .....	3
2.2 Çok Kullanılan Vida Çeşitleri .....	4
2.3 Civataların İşlevleri .....	4
2.4 Cıvatanın Kullanım İşlevleri .....	4
2.4.1 Bağlantı civataları .....	5
2.4.2 Cıvatanın kuvvet altındaki işlevi.....	5
2.4.2.1 Birinci durum, montajdaki hal .....	6
2.4.2.2 İkinci durum, işletmedeki hal.....	7
<b>3. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ</b> .....	<b>9</b>
3.1 Sonlu Elemanlar Yönteminin Avantajları .....	9
3.2 Sonlu Elemanlar Elemanlar Yönteminin Dezavantajları .....	10
3.3 Sonlu Elemanlar Yönteminin Mühendislik Tasarımındaki Yeri.....	10
3.4 Sonlu Elemanlar Yönteminin Çalışma Prensipleri.....	11
<b>4. ANSYS PROGRAMINA GENEL BAKIŞ</b> .....	<b>13</b>
4.1 ANSYS Programında Ağ Oluşturma .....	13
4.1.1 3 boyutlu ağ oluşturma.....	13
4.1.2 2 boyutlu ağ oluşturma.....	13
4.2 Ağ oluşturma Algoritmaları .....	14
4.2.1 Yamaya uyumlu (patch conforming) .....	14
4.2.2 Yamasız (patch independent).....	14
4.2.3 Eleman şekline göre ağ oluşturma .....	15
4.2.3.1 Dört üçgen yüzlü ağ yapısı (Tetrahedron meshing).....	15
4.2.3.2 Sanal topoloji (Virtual topology) .....	15
4.2.3.3 Hex baskın ağ yapısı (Hex/Hex dominant meshing) .....	15
4.2.3.4 Süpürme yöntemi (Sweep meshing) .....	15
4.2.4 Ağ kontrol .....	16
4.2.4.1 Eleman boyutunu kontrol etme .....	16

4.2.4.2	Minimum ve maksimum boyutu kontrol etme .....	16
4.2.4.3	Geçiş (Transition).....	16
4.2.4.4	Açıklık açısı merkezi (Span angle center).....	17
4.3	ANSYS Programında Sınır Koşullarının Tanıtılması .....	17
4.3.1	Arayüzey davranış opsiyonları.....	18
4.3.1.1	Öteleme ekleme (Add offset) .....	18
4.3.1.2	Dokunmaya ayarlanmış (Adjust to touch) .....	19
4.4	Ansysis Ayarları.....	20
4.4.1	Adım kontrol .....	20
4.4.2	Çözücü kontrol (Solver kontrol) .....	21
4.4.3	Yüklerin tanımlanması .....	21
4.4.3.1	Yük tipi.....	21
4.4.3.2	Atalet yükleme .....	21
4.4.3.3	Yapısal yükleme.....	21
4.4.3.4	Yapısal destekler .....	21
4.4.3.5	Termal yükleme.....	22
4.4.3.6	Basınç yükleme .....	22
4.4.3.7	Kuvvet yükleme .....	22
4.4.3.8	Civata önyükleme.....	22
4.4.3.9	Sabitleme .....	22
4.4.3.10	Sürtünmesiz destek.....	22
4.4.3.11	Silindirik destek.....	23
<b>5.</b>	<b>SONLU ELEMENLAR MODELİNİN OLUŞTURULMASI.....</b>	<b>25</b>
5.1	Civata Modelinin Oluşturulması .....	25
5.1.1	Civata modellerinin sınıflandırılması.....	25
5.1.2	Civata modelinin oluşturulması ve tanıtılması.....	26
5.2	Flanş Modelinin Oluşturulması .....	27
5.2.1	Flanş modelinin oluşturulması ve tanıtılması.....	27
5.3	Somun Modelinin Oluşturulması .....	28
5.3.1	Somun modelinin oluşturulması ve tanıtılması.....	28
5.4	Burç Modelinin Oluşturulması .....	28
5.4.1	Farklı boylarda burç modelinin oluşturulması ve tanıtılması.....	28
5.5	Montajlanmış Model .....	28
5.5.1	Baz model.....	28
5.5.1.1	Baz modelin montajlanması .....	28
5.5.1.2	Baz modelin ANSYS analiz ortamına aktarılması .....	29
5.5.1.3	Baz modelin ANSYS analiz ortamında malzemelerin atanması.....	30
5.5.1.4	Baz modele ANSYS analiz ortamında ağ oluşturma .....	30
5.6	Optimizasyon Çalışmaları .....	36
5.6.1	Burç boyunun civata üzerindeki gerilime etkisini bulma.....	36
5.6.1.1	10mm burç entegre edilmiş model .....	36
5.6.1.2	20mm burç entegre edilmiş model .....	37
5.6.1.3	30mm burç entegre edilmiş model .....	37
5.6.1.4	40mm burç entegre edilmiş model .....	38
5.6.1.5	50mm burç entegre edilmiş model .....	38
5.6.1.6	Burç boyuna göre gerilimlerin karşılaştırılması.....	39
5.6.2	Civata başına kanal açılarak maksimum gerilimin azaltılmaya çalışılması .....	39
5.6.2.1	1mm kanal açılması.....	39
5.6.2.2	2mm kanal açılması.....	40

5.6.2.3 3mm kanal açılması.....	41
5.6.2.4 4mm kanal açılması.....	41
5.6.2.5 5mm kanal açılması.....	42
5.6.2.6 6mm kanal açılması.....	42
5.6.2.7 Kanal genişliğine göre gerilimlerin karşılaştırılması .....	43
<b>6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>	<b>45</b>
6.1 Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi .....	45
6.2 Sonuçlar.....	46
<b>7. KAYNAKÇA .....</b>	<b>49</b>





## **KISALTMALAR**

**UG NX** : Unigraphics NX  
**AISI** : American Iron and Steel Institute





## SEMBOLLER

$\phi$	: Helis açısı
$d$	: Bölüm dairesi yarıçapı
$P$	: Adım, hatve
$F_B$	: Cıvata eksenine doğrultusunda boyuna kuvvet
$F_{i\dot{s}}$	: Cıvata eksenine doğrultusunda işletme kuvveti
$F_E$	: Cıvata eksenine dik enine kuvvet, enine kuvvet
$F_b$	: İşletme yükünün parçaya etki eden kısmı
$F_z$	: İşletme yükünün civataya etki eden kısmı
$F_{\text{ön}}$	: Ön gerilme
$F_{\text{ön}'}$	: Parçalarda kalan ön gerilme kuvveti
$F_{\text{max}}$	: Maksimum kuvvet
$f$	: Civataların elastik boy değişimi
$f_c$	: Civatadaki uzama
$f_p$	: Bağlantı parçalarında sıkışma



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 4.1 : Temas yüzeyleri davranışları.....	18
Çizelge 5.1 : Malzeme seçimi.....	30
Çizelge 5.2 : “Mesh Convergence” işleminin sonuçları.....	33
Çizelge 5.3 : Burç boylarına göre gerilimin karşılaştırılması grafiği .....	39
Çizelge 5.4 : Civata başı altına açılan kanal genişliğine göre gerilim grafiği .....	43
Çizelge 6.1 : Burç boylarına göre gerilimin karşılaştırılması grafiği .....	45
Çizelge 6.2 : Civata başı altına açılan kanal genişliğine göre gerilim grafiği .....	45



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 2.1 : Civatalara ait temel kısımlar ve kavramlar.....	3
Şekil 2.2 : Kamanın şafta sarılması .....	3
Şekil 2.3 : Vida dış yapılarına örnek .....	4
Şekil 2.4 : Bağlantı civatası .....	5
Şekil 2.5 : Ön gerilmeli civata bağlantısı.....	5
Şekil 2.6 : Ön gerilme diagramı.....	6
Şekil 2.7 : Ön gerilmeli civataların işletmedeki hali .....	7
Şekil 2.8 : İşletmede ön germe diagramı .....	8
Şekil 3.1 : Sonlu elemanlar yönteminin uygulama alanları.....	11
Şekil 3.2 : Matematiksel işlem grafiği.....	11
Şekil 3.3 : 1 ve 2 parçalı fonksiyon grafiği.....	12
Şekil 3.4 : 4 ve 8 parçalı fonksiyon grafiği.....	12
Şekil 4.1 : 3D Geometriler için eleman şekilleri .....	13
Şekil 4.2 : 2D Geometriler için eleman şekilleri .....	14
Şekil 4.3 : Patch Conforming ağ yapısı .....	14
Şekil 4.4 : Patch Independent ağ yapısı .....	15
Şekil 4.5 : Süpürme Yöntemi uygulanabilen geometrilerin bulunması.....	16
Şekil 4.6 : Hızlı ve yavaş geçiş örnekleri.....	16
Şekil 4.7 : Kaba, orta ve ince ağ yapılarına örnek .....	17
Şekil 4.8 : Sınır koşulların tanımlanması.....	17
Şekil 4.9 : Temas yüzeyleri .....	18
Şekil 4.10 : Temas yüzeylerinin öteleme ekleme ile tanımlanması.....	19
Şekil 4.11 : Temas yüzeylerinin dokunma yöntemi ile tanımlanması.....	19
Şekil 4.12 : Adım kontrol aşamaları .....	20
Şekil 4.13 : Adım kontrol aşamaları .....	20
Şekil 4.14 : Her adım sonrasında sonuçları görme.....	21
Şekil 4.15 : Sürtünmesiz destek.....	22
Şekil 4.16 : Silindirik destek.....	23
Şekil 5.1 : 1. Yöntemin 2 boyutlu modeli ve detayı .....	25
Şekil 5.2 : 2. Yöntemin 3 boyutlu modeli.....	26
Şekil 5.3 : Civatanın Yay Modeli (3. Yöntem).....	26
Şekil 5.4 : Metrik 20 civatanın 3 boyutlu görünümü.....	27
Şekil 5.5 : DIN2628 flanş 3 boyutlu geometri.....	27
Şekil 5.6 : Metrik 20 somunun 3 boyutlu görünümü.....	28
Şekil 5.7 : NX 9 Montaj Aracı.....	29
Şekil 5.8 : Montaj Sonrası 3 Boyutlu Geometri .....	29
Şekil 5.9 : Unigraphics nx 9 ansys workbench aktarım aracı.....	29
Şekil 5.10 : Civata ağ oluşturmada kullanılan kenarlar .....	30
Şekil 5.11 : Civata ağ yapısı .....	31
Şekil 5.12 : Flanş ağ yapısında kullanılan kenarlar .....	31

Şekil 5.13 : Flanş ağ yapısı .....	32
Şekil 5.14 : Somun ağ yapısında kullanılan kenarları .....	32
Şekil 5.15 : Somun ağ yapısı .....	33
Şekil 5.16 : Sabit destek yüzeyi .....	34
Şekil 5.17 : Basınç uygulama yüzeyi .....	34
Şekil 5.18 : Ön yükleme .....	35
Şekil 5.19 : Baz modele ait civata gerilim sonuçları .....	35
Şekil 5.20 : Baz modele ait maksimum gerilimin konumu .....	36
Şekil 5.21 : 10 mm burç eklenmiş modelin civata üzerindeki gerilimi .....	36
Şekil 5.22 : 20 mm burç eklenmiş modelin civata üzerindeki gerilimi .....	37
Şekil 5.23 : 30 mm burç eklenmiş modelin civata üzerindeki gerilimi .....	37
Şekil 5.24 : 40 mm burç eklenmiş modelin civata üzerindeki gerilimi .....	38
Şekil 5.25 : 50 mm burç eklenmiş modelin civata üzerindeki gerilimi .....	38
Şekil 5.26 : 1 mm kanal ile alınan analiz sonucu .....	40
Şekil 5.27 : 2 mm kanal ile alınan analiz sonucu .....	40
Şekil 5.28 : 3 mm kanal ile alınan analiz sonucu .....	41
Şekil 5.29 : 4 mm kanal ile alınan analiz sonucu .....	41
Şekil 5.30 : 5 mm kanal ile alınan analiz sonucu .....	42
Şekil 5.31 : 6 mm kanal ile alınan analiz sonucu .....	42

# YÜKSEK BASINÇLI SİSTEMLERDE CİVATA ÜZERİNDEKİ GERİLİMİN BURÇ BOYUNA GÖRE ANALİZİ VE OPTİMUM BURÇ BOYUNUN TESPİT EDİLMESİ

## ÖZET

Civatalar, mekanik parçaların montajında oldukça yaygın kullanılan elemanlardır. Birbirinden farklı malzemeler için kullanılabilme özelliği, tamirat sırasında tekrar tekrar sökölüp takılma kolaylığı ve diğler bağlama methodlarına göre daha ucuz olması nedeniyle en çok tercih edilen bağlama elemanlarıdır. Karmaşık tasarımlar için kullanılabilme kolaylığı ve farklı malzemeleri montajlama gibi özellikleri sayesinde mühendislere kolaylıklar sağlayarak, tasarım olanaklarını artırır.

Birçok uygulamada, civataların ömrü işletme sisteminin ömrünü etkiler. Bu sebepten dolayı civatalar, sistemler için çok önemli ve üzerlerinde birçok çalışma yapılan ve yapılacak olan elemanlardır.

Civatalar kendi içlerinde çok karmaşık tasarıma sahiptir. Geometrisinin yapısı, civata ve somun dişleri arasındaki temas yüzeyleri, civatanın üzerindeki ön yükleme, flanşlar ile civata başının ve somunun temas yüzeyleri, civata ve flanş deliklerinin temas yüzeyleri gibi birçok etken civatalı bağlantılarda önemli rol oynamaktadır. Günümüzün teknolojisi ve sayısal yetenekleri sayesinde sonlu elemanlar yöntemi ile bu karmaşık fiziksel olayı en gerçekçi birşekilde yansıtılabilmesi, uygun malzemeler, eleman tipleri ve ağ (mesh) yapıları ile oluşturulan bir model ile mümkün kılınabilmektedir. Eğer sistem hiç basitleştirilmeyip, bütün karmaşıklığı ile yansıtılmaya çalışılırsa, uygun sürede sonuçlar alınıp tasarım sürecinin gerektirdiği birçok değişik tasarım konfigürasyonları yapılarak, uygun tasarım seçilemez. Bu karmaşık sistem, işlem süresini kısaltmak için doğru sonuçlar elde edecek şekilde basitleştirilmelidir.

Bu tezde güdülen amaç civata bağlantılı sistemlerde civatalardan kaynaklanan hataları en aza indirmek amacı ile civatalar üzerinde meydana gelen gerilmeleri, flanş tasarımını değiştirmemek kaydı ile çeşitli tasarımlar deneyerek, düşürmektir.

Bu tezde civata bağlantılı modeli oluşturmak için SIEMENS NX 9 yazılımı kullanılmıştır ve daha sonra model ANSYS WORKBENCH kullanılarak analiz edilmiştir.

3 boyutlu model oluşturulduktan sonra sonlu elemanlar yöntemi ile gerçek fiziksel koşulların oluşturulmasına çalışılmıştır.

Çalışma standart bir baz modeli geliştirmek amacı ile sürdürölmüş ve baz model DIN2628 ve flanş yapısına ait civatalar M20'dir.

Baz modelin sonlu elemanlar modeli oluşturulduktan sonra yüksek basınçlı işletme sistemi simule edilmiştir. Bu koşullar altında civata üzerinde yüksek gerilmeler görülmüş ve civata akmiştir.

Sisteme çeşitli boylarda burçlar eklenip civata üzerinde görülen gerilmenin düşürülmesi ve sistemin başarı ile çalışması hedeflenmiştir.

Bunun yanında sisteme eklenen burçlar hem sistemin ağırlığını hem de sistemin fiyatını artıracadığı dşnlerek ikinci bir neri olarak da civata başına kanal aarak civatanın verilen sistemde sağlıklı şekilde alışması amalanmiştir.



# **ANALYZE STRESS ON THE BOLT IN HIGH PRESSURE SYSTEMS ACCORDING TO BUSHING SIZE AND DECIDE THE RIGHT BUSHING SIZE FOR THE SYSTEM**

## **SUMMARY**

Bolts are commonly used in assemblies of structural parts. Combining different materials, ease of disassembly for repair, relative low cost to other joining method properties are reasons for their preference. On the other hand, ability to use in complex structural parts and combining different materials enable greater design possibilities and because of these properties, the bolts provide great convenience for engineers.

Bolts can fail from different locations, but there are three critical locations, which are fillet under the bolt head, beginning of thread on the bolt shank and the first thread of contact threads between nut and bolt.

Bolts life directly effects the life of the system, which the bolts are used in many applications. Because of these reasons, bolts are the most important part for the applications, and there are so many studies related to them and there will be.

There are some ways, which can be followed to increase the bolt life. Joint stiffness factor can be improved. For this purpose, bolt stiffness can be minimized and clamped material stiffness can be maximized. Stress distribution can be improved. In addition, stress concentration factor in the bolt can be minimized.

Bolts design are complex when we investigate it in their own environment. Many factors play significant roles as design of the bolts geometry, the contact surfaces between threads of bolts and nuts, preload on the bolt, contact surface between flange and head of bolt, contact surface between flange and nut, contact surface between flange holes and bolt. With our recent technology finite element method allows us to simulate the bolts as it is working in a real application. Finite element method only works perfectly with convenient material, type of element and the construction of the mesh. In finite element methods, so many engineers try to simplify the system because of avoiding the time consumption. If they are modelled the system with whole complex features, the response computation time for only one simulation will be increased dramatically. That is why engineers renounce small details and so they can try different design options to find the best design.

This thesis presents the development of a finite element method for modeling bolted joints in structures, which have high pressure. This thesis aims to decrease the bolt failure because of high stress with trying different techniques on system at the same time without changing the flange design.

In the history of engineering, maybe the hardest part is hand calculation of the products before produce the final design and after that compare the calculations and

real outputs. Because product does not give the same output with the hand calculation every time. In that situation, engineer has to recalculate or double check everything on paper after that they have to produce the product again. It will continue till, output error can be acceptable. After the computer revolution, this type of paper work has transferred to the computer programs and the computer programs have started to calculate everything with acceptable errors. This case gave very flexible calculations to engineers, because after changing any part of the product, engineer does not have to calculate everything. Computer can do it easily with just changing some values on their design. Also with the 3D computer design opportunity, engineers have gained so many time to study different design options before produce the final products. With this time saving everything can be smaller, smarter and compact nowadays.

3D model can be created by many different computer software and also analyzed. So many 3D design computer software compete each other and most of them working good enough to simulate real environment. In this thesis “SIEMENS NX 9” was used as a 3D model development tool and after modeling the 3D design “ANSYS WORKBENCH” software was used to analyze the model.

Bolt was modeled without concerning the geometry of the thread and so bolt shank is modeled as cylindrical sections. With this modeling method, plastic and elastic deformations can be read correctly and this bolt modelling method allows to avoid unnecessary details on the bolt and also is reduced degrees of the freedom of bolted joint system.

After the 3D model has created, finite element method was used to simulate real environment conditions.

In this thesis study the standard bolted joint model was modeled as a base model. The base model consists of DIN2628 flange and M20 bolt and M20 nut. Besides bushings are used, to reach the aim of this thesis.

DIN2628 flange, M20 nut, M20 bolt and bushing with various length were modelled in 3D computer software.

Axi-symmetric designs can be modeled as a sector to decrease the computation time. Base model was developed as 45° sector to decrease the computation time. When 3D model was modeled, 3D model split into many bodies to have good quality mesh conditions. Flange split two bodies, bolt split seven bodies which are more than flange body number.

After that they were assembled together in assembly tool. Later they have transferred to the analysis software and then model was simplified to avoid the time waste and meshed.

Mesh convergence is used to find good enough mesh size. Smaller mesh size always gives more realistic results. But engineers must optimize the mesh size, because if the mesh size is getting so smaller then computation time will be enormously increased. That is why, convenient mesh size is selected to decrease the computation time. Decreasing computation time will allow to try various design options. Mesh of the bolt was tried to make finer, because interested body was bolt and stress will be read on the surface of the bolt. Flange mesh is rough relatively to bolt mesh. Having right results on the model is related to mesh quality. Mesh convergence method is used on the base model to find right mesh size. 7 different mesh size studied on the base model and one of them is selected as a mesh size.

Cyclic symmetry was performed to base model which is modeled as 90° sector. So with this command, 90° sector was completed to 360° whole model.

Contacts were defined for the model to reach realistic results. Right contact types and surfaces are also so important for taking right results from the model. Frictional contacts were used on between bolt head and flange, between two flanges, between nut and flange between bushing and flange surface and between bushing and nut.

Two steps were performed to simulate real environment conditions. At first step, preload was performed on the bolt and there was no pressure on the system, but at the second step, the bolt was locked and pressure was performed to flange. Fixed support was used to fix the model.

After waiting the computation time while computer was calculating, outputs were taken from the program. For the base model the maximum stress was seen on the fillet which is under the bolt head. It was about  $3.54e^8$  Pascal, and that time our aim was to decrease the maximum stress on the fillet.

For the aim of the thesis, study has started with assembly an addition different length bushing to that system. The calculation for the bolt, nut, and flange and bushing system was performed with 10mm, 20mm, 30mm, 40mm and 50mm of the bushing sizes. The outputs of the calculations have shown us that the maximum stress on the bolt decreased with increasing the bushing size. After adding a 10 mm bushing to the system, maximum stress on the bolt was decreased to  $3.45e^8$  Pascal and it means that the 2.5 percentage decreased when it is compared to the base model. Then, with added 20 mm bushing maximum stress is decreased to  $3.35e^8$  Pascal, 30 mm bushing decreased to  $3.30e^8$  Pascal, 40 mm bushing decreased to  $3.20e^8$  Pascal and finally 50 mm bushing size decreased the maximum stress on the bolt to  $2.99e^8$  Pascal and this final decreased almost 16% less when it is compared to the base model. This dramatic decrease on the stress showed us adding a bushing on system can affect the systems reliability.

On the other hand, after adding the bushing on the system, in this thesis undercut technique was tried to decrease maximum stress under the bolt head with thinking that adding volume or mass to system is not convenient every time. With this second method for the stress decreasing multiple dimensions of undercut were studied. This trials started with 1mm diameter undercut and finalized with 6 mm diameter with 1mm interval. For the first try, 1 mm diameter undercut applied to the bolt head and maximum stress increased from  $3.54e^8$  Pascal to  $5.92e^8$  Pascal which means that 67 percentage increased when it is compared to base model. Then trials continued with 2 mm and the maximum stress increased as far as the base model, but at that time it decreased the stress comparing to the previous 1 mm trial with  $4.05e^8$  Pascal. After that 3mm undercut applied to the bolt head and output was  $3.68e^8$  Pascal. Then when the 4mm undercut was performed finally the output was less than base model with  $3.51e^8$  Pascal, which means that approximately 1 percentage decreased. With 5 mm diameter undercut decreasing stress on bolt continued, the output of the new system decreased almost 10 percentage compared to the base model with  $3.19e^8$  Pascal. After that, 6mm undercut has tried however output was not seeming good, maximum stress on the bolt increased enormously. The result of analysis of 6 mm was  $6.33e^8$  Pascal and it meant that stress increased by 80 percent compared to the base model.

To sum up, adding bushing to the system and undercut under the bolt head decrease the maximum stress on the bolt. Adding bushing to the system is more effective than undercut method in terms of decreasing maximum stress. Undercut method

decreased the maximum stress by 10 percent with the best its modification, at the same time adding 50 mm length bushing decreased the maximum stress by 15 percent.



## **1. GİRİŞ**

Civatalar, mekanik parçaların montajında oldukça yaygın kullanılan elemanlardır. Günümüz dünyasında en önemli bağlantı elemanlarından olan civatalar petrol-kimya endüstrisi, otomobil sanayii, enerji sektörü, havacılık sektörü gibi her alanda kullanılmaktadır.

### **1.1 Tezin Amacı**

Bu tez, yüksek basınçlı sistemlerde kullanılan civata bağlantılarını iyileştirmeyi, bu bağlantılara çeşitli boylarda burçlar ekleyerek ve civata başının altına kanal açarak civatalarda meydana gelen gerilme azalmasını görmek amacıyla sistemi analiz etmeyi amaçlamıştır.

### **1.2 Literatür Araştırması**

Stephen'a göre ısısal işlemde sonra haddelenmiş civata dişlerinde önemli derecede iç gerilme azalacaktır. Bu azalma yüksek ön gerilmeden dolayı civata üzerinde oluşan gerilmede işletmelere yardımcı olacaktır [1].

Pilkey'e göre civata hataları civata başının hemen altında, civatanın en son dişinde ve civata ile somunun birleştiği ilk dişte olmak üzere üç kısma ayrılabilir. Pilkey bu bölgelerde oluşan civata hataları üzerinde çalışmalar yapmıştır. [2]

Pederson civata başının altına ve somuna açtığı kanal çalışmalarıyla civatalarda görülen hataları azaltmayı amaçlamış. Civata başının altındaki filletta, civata ve somunun bağlandığı yüzeyde yaptığı optimizasyon çalışmaları ile civata üzerinde görülen gerilimi çeşitli oranlarda azaltmıştır. [3]

Prof. Dr.-Ing. Peter Schaumann ve Dipl.-Ing. Patric Kleineidam'a göre, civatayı değişik methodlarla modellemek mümkündür. Civatayı dişleri olmaksızın modellemek elastik ve plastik davranışlarını doğru okumamızın yanında, sonlu elemanlar programında çözüm süresini kısaltması nedeniyle tercih edilen bir modelleme yöntemi olabilmektedir. [4]

Sriman Venkatesan ve Gary L. Kinzel civata somun bağlantılarında gerilme yığılmasını azaltmak amacıyla birçok değişik tasarımı analiz etmişlerdir. Civata ve somuna kanal ve basamak ekleme, civata shaft çapını azaltma gibi. Bu gibi çalışmaların hepsi gerilme yığılmasını azaltmıştır. En iyi kombinasyonu somuna açılan basamak, civatanın alt ucuna açılan kanal ve civatanın gövde çapının azaltılması tasarımı ile elde etmişlerdir. [5]

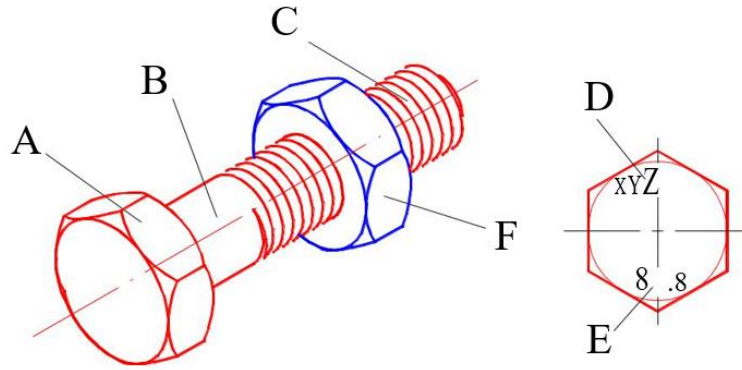
### **1.3 Hipotez**

Yüksek basınçlı sistemlerde kullanılan civata bağlantılarında, burç boylarının arttırılması ve civata başının altına uygun tasarımda kanal açılması civata üzerindeki en yüksek gerilmeyi azaltır.

## 2. CİVATALAR

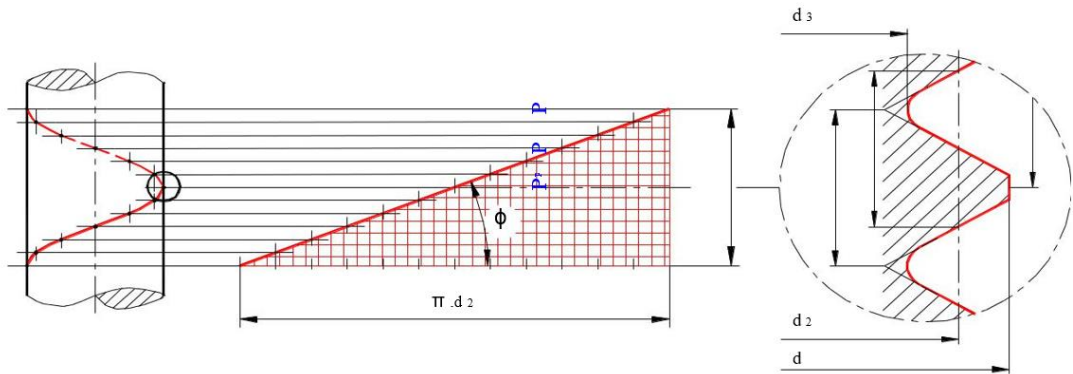
### 2.1 Civata

Eğik bir doğrunun, eğimi bozulmaksızın, dairesel bir silindire sarılması ile elde edilen helis eğrisi vidaların temelidir. Diğer bir deyişle vida eğrisi bir helistir. Ancak helis eğrisinde kalınlık söz konusu olmadığı halde vidanın bir kalınlığı, profili vardır. Eğer eğik bir doğru yerinde kalınlığı olan bir tel silindirin dış yüzeyine sarılırsa civata, içi boş bir silindirin (boru) iç yüzeyine sarılırsa somun adı verilen vida bağlama elemanları meydana gelir.



A	Civata kafası	B	Civata şaftı
C	Vidalı şaft kısmı	D	Firma işareti
E	Kalite sembolü	F	Somun

Şekil 2.1 : Civatalara ait temel kısımlar ve kavramlar



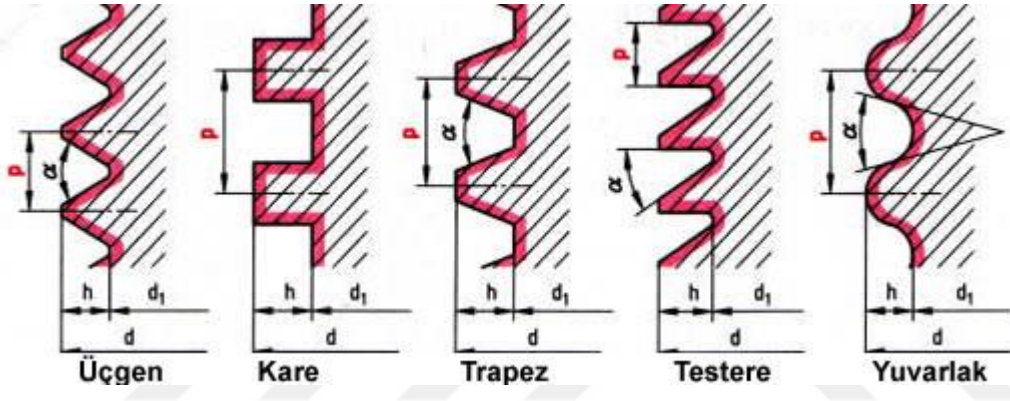
Şekil 2.2 : Kamanın şafta sarılması

**Adım, hatve (P) :** Vida 360° döndüğünde almış olduğu, dönme eksenini yönündeki yol. Yani bir tam dönmeye karşılık yapılan öteleme adıdır.

**Bölüm dairesi çapı (d2):** Vida kanal şeklinde olduğundan 3 farklı çapa sahiptir. Her üç çap için hatve aynı büyüklükte olup, dölüm dairesi çapı "d2" ile tanımlanır.

**Helis açısı ( $\phi$ ):** Sarılmadan önceki eğik doğrunun yatayla yaptığı açıya denir. Helis açısının tanjant değeri, hatvenin bölüm dairesi çap çemberinin boyuna ( $\pi \cdot d_2$ ) bölünmesiyle bulunur.

## 2.2 Çok Kullanılan Vida Çeşitleri



Şekil 2.3 : Vida diş yapılarına örnek

## 2.3 Civataların İşlevleri

Civata ve somunlar kuvvet bağlantısı prensibiyle çalışan elemanlardır. Civatalar yüksek oranda bozulmaya uğramadan çözülebilen bağlantı elemanlarıdır.

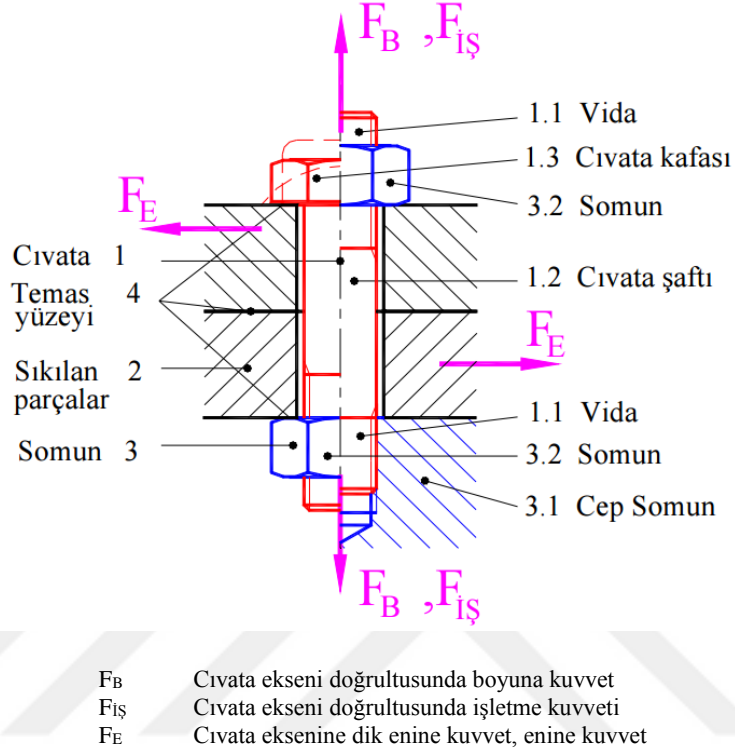
## 2.4 Civatanın Kullanım İşlevleri

Civatalar aşağıdaki fonksiyonlar için kullanılabilir.

- Bağlantı civataları
- Ölçü civataları
- Hareket civataları
- Ayarlama civataları
- Sıkıştırma ve germe civataları

## 2.4.1 Bağlantı civataları

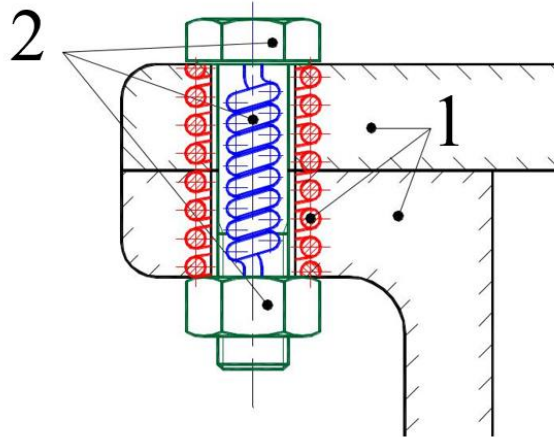
Ön gerilmeli ve ön gerilmemiş olarak iki ana kısımda toplanırlar. Ön gerilmeli bağlantı civatası aşağıdaki şekilde görülebilir.



Şekil 2.4 : Bağlantı civatası

## 2.4.2 Cıvatanın kuvvet altındaki işlevi

Ön gerilmeli civata bağlantısı örneği aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 2.5 : Ön gerilmeli civata bağlantısı

Ön gerilmeli civata bağlantısında; sıkıştırılan parçalar basıya çalışan helis yay, parçaları bağlayan civata ise çekiye çalışan helis yay olarak düşünülür.

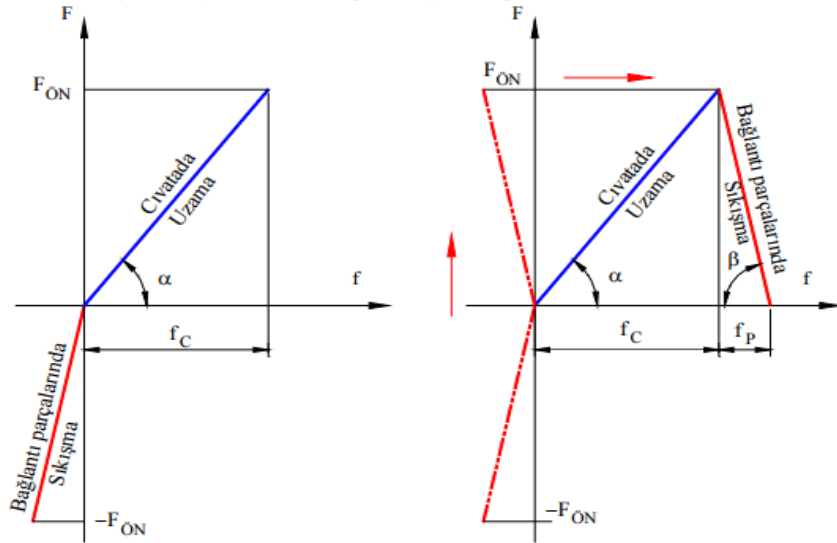
Civata bağlantısının ana görevi moment ve kuvveti bir parçadan öbür parçaya bozulmadan aktarmaktır. Bağlantı bu görevi yerine getirirken iki durum ortaya çıkar.

#### 2.4.2.1 Birinci durum, montajdaki hal

Civata montajı ve montajdan hemen sonraki halidir. Bu durumda civatada yalnızca iç kuvvetler bulunmaktadır. Kuvvetler aşağıdaki gibidir.

- Sıkıştırmadan doğan ön germe kuvveti,
- Ön germe kuvvetinin doğurduğu temas yüzeylerindeki yüzey basınçları,
- Torsiyon momenti.

Civata kafası ya da somun döndürülerek civata montajında ön gerilme kuvveti ile yüklenir. Oluşan ön germe kuvveti etkisiyle civata uzamaya, bağlantı parçaları ise çeki kuvvetine eşit basınç kuvveti etkisiyle sıkışmaya maruz kalırlar.



Şekil 2.6 : Ön gerilme diagramı

Yukarıda anlatılan durum Kuvvet-Yol diyagramı ile gösterilmek istenildiğinde yukarıdaki şekil ortaya çıkar. Bu diyagram üzerinde parçaların sıkışma kuvveti doğrusunun X-eksenine (Yol) göre simetisini alındıktan sonra uç değerleri civata uç değerine kaydırılırsa Rötcher ön germe üçgeni oluşmaktadır. Bu fonksiyon doğrularının tanjant değerleri ile malzemelerinin yay esnekliğini ölçülebilmektedir.

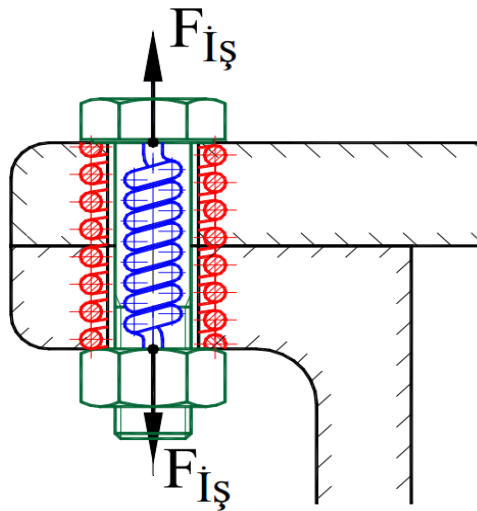
Ayrıca bu diyagram kullanılarak sıkıştırılan parça ve civataların elastik boy değişimi (f) görülebilir.

#### 2.4.2.2 İkinci durum, işletmedeki hal

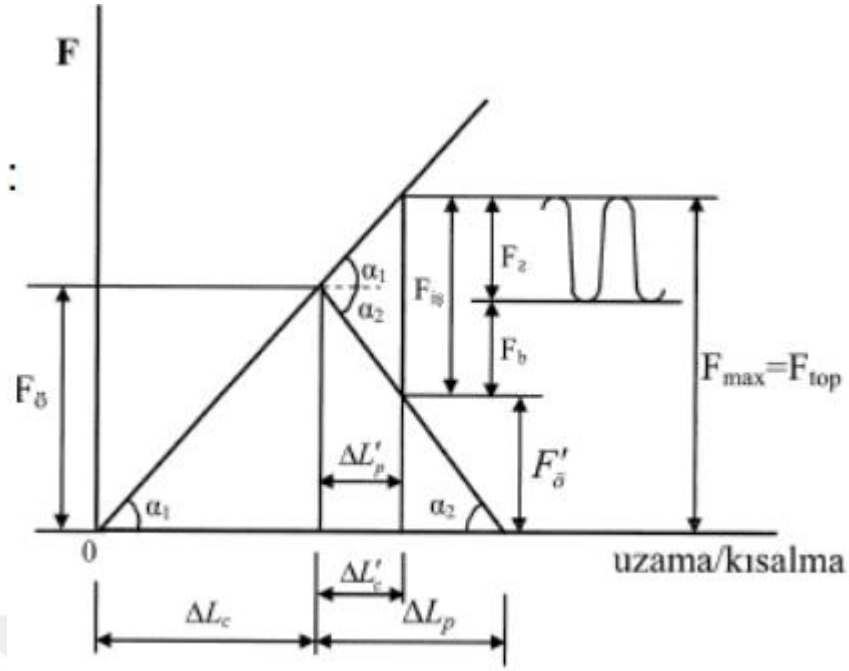
Civatanın işletmedeki halidir. Bu durumda iç kuvvetlerin yanı sıra dış kuvvetler de civata bağlantısına etki eder. Kuvvetler aşağıdaki gibidir.

- Civatayı ekseninden “Eksenden boyuna zorlayan” veya eksen dışından “Eksen dışı boyuna zorlayan” işletme kuvveti,
- Civatayı enine zorlayan işletme kuvveti (civata eksenine dik kuvvet),
- Temas yüzeylerinin oturması sonucu ön germe kuvveti kaybı,
- Civatayı boyuna zorlayan işletme kuvvetinin civata ve plakalara dağılımı,
- Kuvvetlerin doğurduğu temas yüzeylerindeki yüzey basınçları ve bağlantıyı zorlayan momentler,
- İşletmedeki boyuna veya enine ısı etkisi,
- Erozyon ve korezyon etkileri, v.s.

Civataya ön gerilme uygulandığında civata çekiye zorlanarak uzar, plaka ise basıya zorlanarak kısalır. İşletme yükü bindiğinde civatayı daha da uzatmaya çalışırken kısalan parçaların yükü bir miktar azaldığı için sıkışma miktarları azalır. Bu noktada hala parça üzerinde bası kuvveti kalmalı ve parçalarda kısalma az da olsa devam etmelidir.



Şekil 2.7 : Ön gerilmeli civataların işletmedeki hali



- $F_{i\text{ş}}$  İşletme yükü
- $F_z$  İşletme yükünün civataya etki eden kısmı
- $F_b$  İşletme yükünün parçaya etki eden kısmı
- $F'_{\text{ön}}$  Parçalarda kalan ön gerilme kuvveti

**Şekil 2.8** : İşletmede ön germe diagramı

Civata bağlantıları bir çok tasarımda önemli rol oynamaktadır. Civata ömrünü arttırmak için üç temel prensip izlenebilir.

- Civatanın rijitliğini azaltarak ve/veya flanş rijitliğini arttırarak bağlantı rijitliğini iyileştirmek.
- Dişler üzerini gelen yük dağılımını iyileştirmek.
- Civata dizaynını optimize ederek civata üzerindeki gerilim konsantrasyon faktörlerini azaltmak.

### **3. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ**

Sonlu elemanlar yöntemi karmaşık yapıdaki mühendislik problemlerinin detaylı olarak çözülmesinde kullanılan bir sayısal yöntemdir. Bu yöntem parçadan bütüne gitme ilkesine göre çalışır. Uçak gövdelerinin gerilme analizi ilk defa 1956 yılında bu yöntem ile geliştirilmiştir. Daha sonra kullanımı, uygulamalı bilimler ve mühendislik problemlerinde yaygınlaşmıştır. Sonrasında kaydettiği gelişmeler sayesinde birçok pratik problemin çözümü için en iyi yöntem olmuştur.

Sonlu elemanlar yöntemindeki temel düşünce karmaşık yapıdaki bir problemi basit yapıya indirgeyerek bir çözüm bulmaktır. Problem basite indirildiğinden dolayı kesin sonuca ancak yaklaşık olarak ulaşılabilir. Ancak harcanılan çaba artırılarak kesin sonuca çok yaklaşılabilir. Eldeki matematik hesaplamalarının yetersiz kaldığı durumlarda ise sonlu elemanlar yöntemi tek yöntem olarak yer almaktadır.

Sonlu elemanlar metodunda, çözüm bölgesi, çok sayıda, basit, küçük, birbirine bağlı, sonlu eleman adı verilen alt bölgelere ayrılmaktadır.

#### **3.1 Sonlu Elemanlar Yönteminin Avantajları**

Sonlu elemanlar yönteminin birçok avantajı bulunmaktadır. Bunlardan başlıcaları;

- Sonlu Elemanlar Yöntemi, karmaşık geometrik şekillerin incelenmesine olanak sağlar.
- Sonlu elemanlar yöntemi tüm şartlarda kullanılabilen bir yöntemdir.
- Çözüm bölgesi alt bölgelere ayrılabilir ve gerektiğinde bazı alt bölgelerde daha hassas hesaplamalar yapılabilir.
- Malzeme gereksinimleri değişik ve karmaşık olan sistemlerde kolaylıkla kullanılabilir.
- Yöntemin hem fiziksel anlamı hem de matematiksel temeli bulunmaktadır.
- Mühendislik uygulamalarında kullanılacak çok sayıda yazılıma sahiptir.

### 3.2 Sonlu Elemanlar Elemanlar Yönteminin Dezavantajları

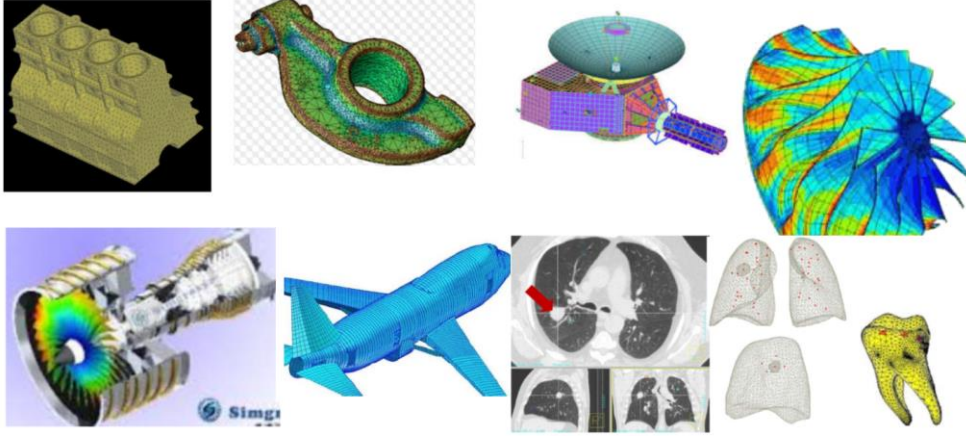
Sonlu elemanlar yönteminin avantajları yanında dezavantajları da bulunmaktadır. Bunlardan başlıcaları;

- Bazı fiziksel çevre koşulları tam olarak gerçeğe uygun yansıtılmaya bilir.
- Ulaşılan sonuçların kesinliği programa yaptırılan yöntemin doğruluğuna direkt olarak bağlıdır.
- Sonucun doğruluğunu kesinleştirmek için ağ yapısı oluşturulması ve oluşturulan ağ yapısının uygun şartlara getirilmesi gerekmektedir. Ağ yapısında yapılacak hatalar sonuçları etkileyecektir.

### 3.3 Sonlu Elemanlar Yönteminin Mühendislik Tasarımındaki Yeri

Matematiksel Matematiksel fizik ve mühendisli mühendisliğin hemen hemen her dalındaki problemlere problemlere uygulanabilir uygulanabilir.

- gerilme analizi,
- akışkanlar mekaniği,
- ısı iletimi, ısı genleşme, yalıtım,
- dalga yayılımı,
- statik ve dinamik elastisite ve plastisite problemleri,
- darbe analizleri,
- sismik deprem analizleri,
- aerodinamik,
- balistik,
- gürültü ve titreşim analizi,
- yorulma analizi,
- biomekanik,
- elektrik ve manyetik alanlar,
- Medikal Uygulamalar...



Şekil 3.1 : Sonlu elemanlar yönteminin uygulama alanları

### 3.4 Sonlu Elemanlar Yönteminin Çalışma Prensibi

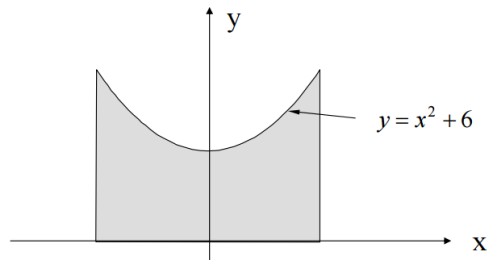
Sonlu elemanlar çok karmaşık sistemler için kullanılır. Fakat sonlu elemanlar yönteminin çalışma prensibi basit bir matematik problemi ile anlaşılabilir.

$$F = \int_{-1}^{+1} (x^2 + 6) dx$$

Örneğin yukarıdaki integral işlemi matematiksel olarak çözümlendiğinde aşağıdaki gibi bir kesin sonuç elde edilir.

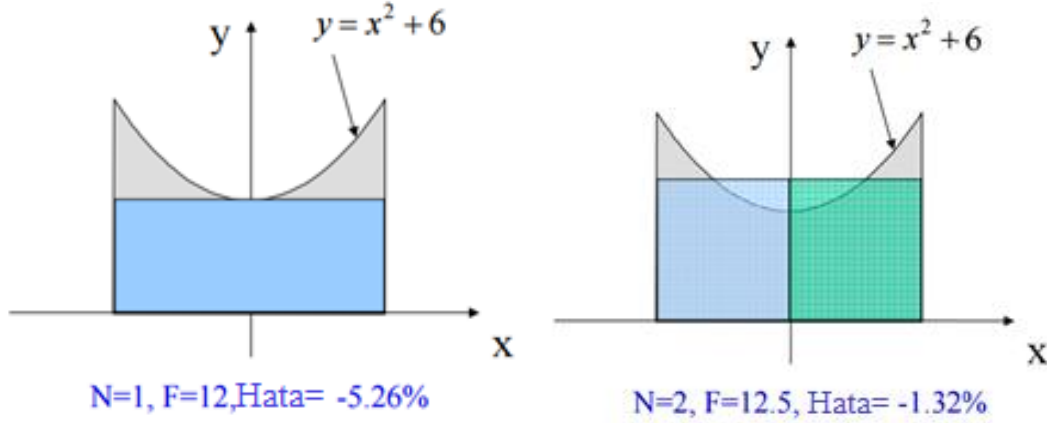
$$F = \int_{-1}^{+1} (x^2 + 6) dx = \left( \frac{1}{3}x^3 + 6x \right) \Big|_{-1}^1 = \frac{38}{3} \approx 12.667$$

Aynı matematiksel problem sonlu elemanlar methodu ile çözümlenmek istenirse öncelikle parçalara ayrılması gerekmektedir. Aşağıdaki şekilde yukarıda çözümlenen matematiksel fonksiyonun grafiği görülmektedir.



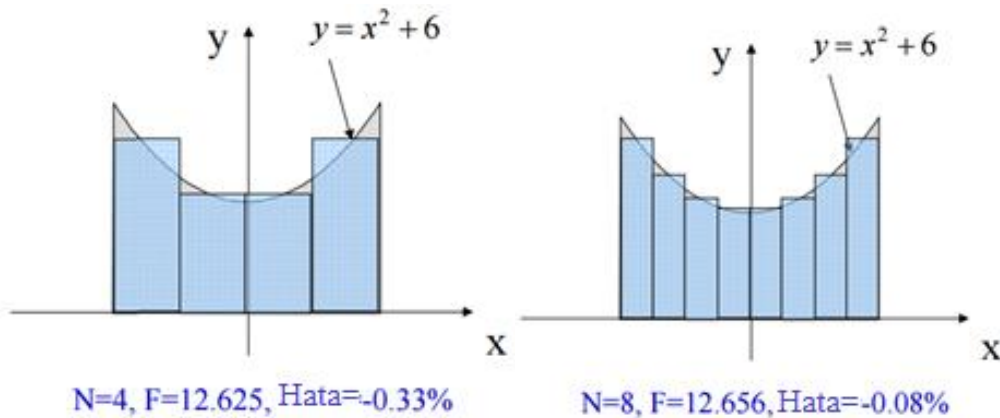
Şekil 3.2 : Matematiksel işlem grafiği

Sonlu elemanlar yöntemi ile bu grafik N adet bölgeye ayrılmalıdır. Bu bölge sayısı sonlu elemanlar yönteminin sonucunun kesinliğini direkt olarak etkileyecektir. Aşağıdaki şekilde 1 parçaya ayrılan grafik ile 2 parçaya ayrılan grafiğin hata oranları görülebilmektedir. Arttırılan bölge sayısı ile sonuç matematiksel sonuca yaklaşmakta ve hata oranı azalmaktadır.



Şekil 3.3 : 1 ve 2 parçalı fonksiyon grafiği

Tahmin edilebileceği yapıyı çok sayıda bölgelere ayırmak sonucun gerçek sonuca yaklaşması için direkt olarak etkilidir. Aşağıdaki şekilde de görülebileceği üzere parça sayısı arttıkça fonksiyon eğrisi ile oluşan hata payı miktarı azalmaktadır. Fakat parça sayısının arttırılmasındaki üst sınır bu parça sayısının getireceği fayda ile sınırlıdır. Kazanılacak çok küçük faydaya rağmen yapılacak bölge sayısı arttırımı yalnızca gereksiz iş gücüne sebep olacaktır. Böylece bir problemi sonlu bir eleman sayısı kadar bölgelere ayırmak çözüme gidilmesini sağlayacaktır.



Şekil 3.4 : 4 ve 8 parçalı fonksiyon grafiği

## 4. ANSYS PROGRAMINA GENEL BAKIŞ

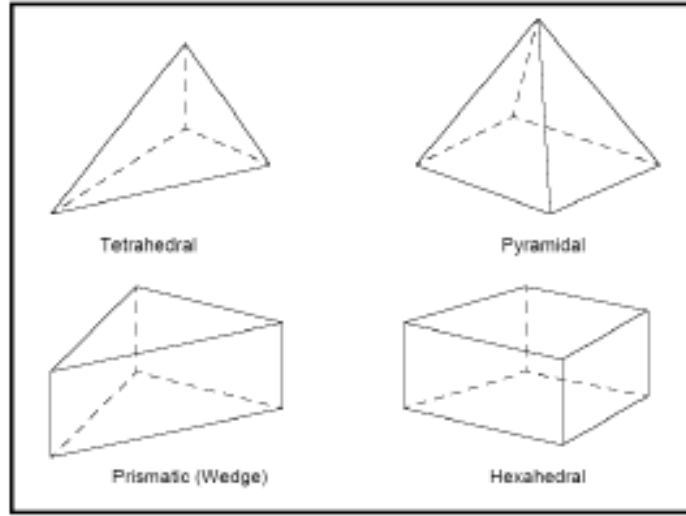
### 4.1 ANSYS Programında Ağ Oluşturma

Ağ oluşturma, mühendislik simülasyonunun en kritik kısımlarının biridir. Fazla eleman sayısı uzun süreye yol açarken az eleman sayısı ise sağlıksız sonuçlar verir. ANSYS ağ oluşturma kullanıcının dengeyi bulmasını ve olabildiğince otomatik olarak simülasyon için en doğru ağı oluşturmasını sağlar.

#### 4.1.1 3 boyutlu ağ oluşturma

Ansysde 3 boyutlu geometriler için altı adet ağ oluşturma methodu vardır.

- Dört üçgen yüzlü (Tetrahedrons)
- Süpürme (Sweep)
- Çok Bölgesi (MultiZone)
- Hex baskın (Hex dominant)

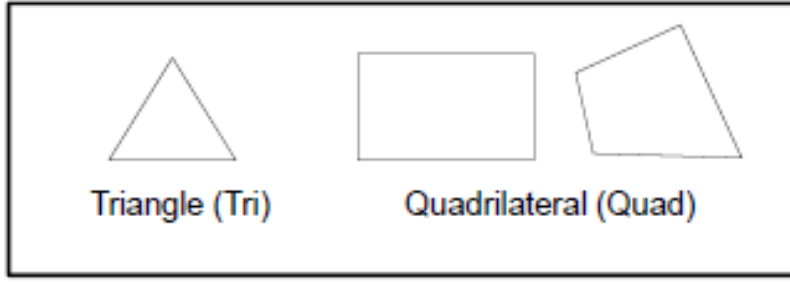


Şekil 4.1 : 3D Geometriler için eleman şekilleri

#### 4.1.2 2 boyutlu ağ oluşturma

2 boyutlu geometriler için üç adet ağ oluşturma methodu vardır.

- Üçgen (Triangles)
- Düzgün dağılımlı dörtgen/ üçgen (Uniform quad/tri)
- Düzgün dağılımlı dörtgen (Uniform quad)

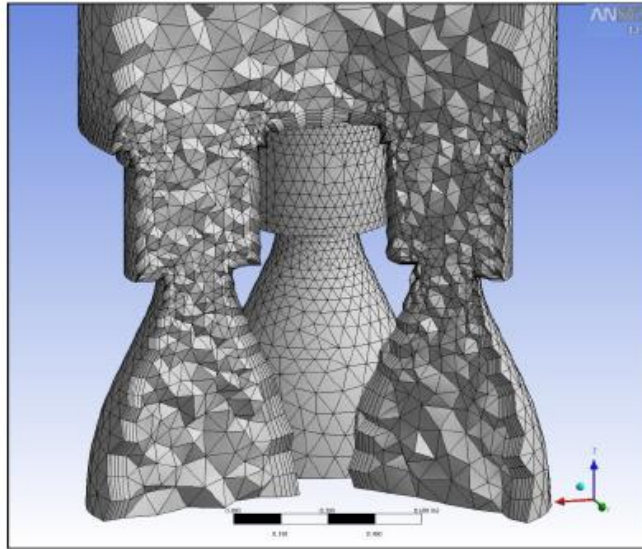


Şekil 4.2 : 2D Geometriler için eleman şekilleri

## 4.2 Ağ oluşturma Algoritmaları

### 4.2.1 Yamaya uyumlu (patch conforming)

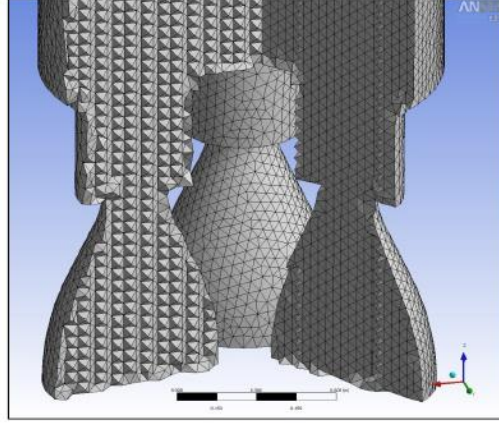
Patch conforming ağ oluşturma bütün yüzeyler, köşe ve kenarlarda çok küçük tolerans kullanılarak belli parçalarda kullanılan ağ oluşturma tekniğidir.



Şekil 4.3 : Patch Conforming ağ yapısı

### 4.2.2 Yamasız (patch independent)

Patch independent ağ oluşturma tekniğinde yüzey, köşe ve kenarlara yük veya sınır koşulları tanımlanmadığında bu yüzey, köşe ve kenarlar önemsizdir. Patch independent ağ oluşturma tekniği çok düzgün dağılımlı modellerde oldukça kullanışlıdır. Sanal topolojiler patch independent ağ oluşturma yönteminde de kullanılabilir. Ancak sanal hücrelerin köşeleri ve kenarları hedef obje olmadığında dikkate alınmaz.



Şekil 4.4 : Patch Independent ağ yapısı

### 4.2.3 Eleman şekline göre ağ oluşturma

#### 4.2.3.1 Dört üçgen yüzlü ağ yapısı (Tetrahedron meshing)

Bu ağ oluşturma metodu 4 yüzlü elemanlar oluşturur. Patch conforming ve patch independent algoritmaları bu ağ oluşturma yöntemi için uygundur.

#### 4.2.3.2 Sanal topoloji (Virtual topology)

Virtual topoloji birbiri ardında olan çok sayıda küçük yüzey/kenarı birleştirir. Model içerisinde küçük özellikleri ve mekanik analiz için yükü basitleştirir. Ayrıca yüzeyde daha iyi ağ yapısı oluşturabilmek adına kenarları bölmek amacıyla da kullanılır.

#### 4.2.3.3 Hex baskın ağ yapısı (Hex/Hex dominant meshing)

Eleman sayısını ve analizin sayısal hatalarını azaltmak için kullanılır. Eleman sayısını azaltarak modelin daha hızlı yakınsamasını sağlayarak, sonuçlar elde edilir. Hex baskın ağ oluşturma yöntemi tet ve piramit hücrelerin birleşmesinden meydana gelir ancak baskın olarak hex hücrelerden oluşur. Bu ağ oluşturma tekniğinde aşağıdaki metodlar uygundur.

- Hex baskın ağ yapısı (Hex Dominant Meshing)
- Süpürme yöntemi ile ağ yapısı (Sweep Meshing)
- Çok bölgeli ağ yapısı (Multizone Meshing)

#### 4.2.3.4 Süpürme yöntemi (Sweep meshing)

Yüzey ağ yapısını belirlenen yönde süpürerek hex ağ oluşturur. Bu yöntemin kullanılabilmesi için parça 2 ucunda da aynı yüzeye sahip olmalı (kaynak ve hedef

yüzeyler). Bu yöntemde sadece 1 adet kaynak ve hedef yüzeye izin verilir. Her parçaya süpürme yöntemi uygulanamaz. Ansys otomatik olarak süpürme metodu uygulanabilen parçaları gösterebilir.



Şekil 4.5 : Süpürme Yöntemi uygulanabilen geometrilerin bulunması

#### 4.2.4 Ağ kontrol

##### 4.2.4.1 Eleman boyutunu kontrol etme

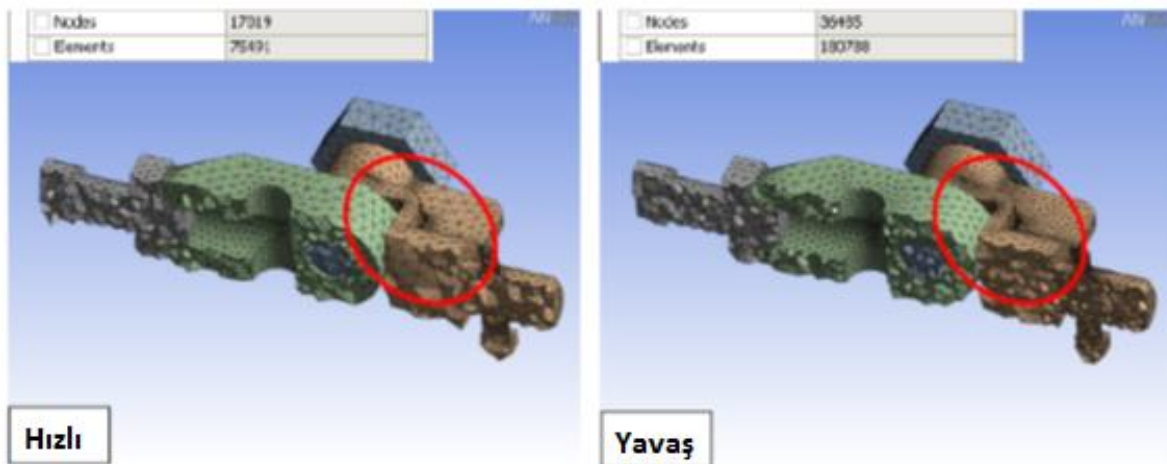
Bu kontrol yöntemi tüm kenar, yüzey ve gövdelerde kullanılabilir.

##### 4.2.4.2 Minimum ve maksimum boyutu kontrol etme

Minimum eleman boyutu, maksimum yüzey boyutu ve maksimum eleman boyutu programa girilerek oluşturulan ağ yapısı kontrol edilebilir.

##### 4.2.4.3 Geçiş (Transition)

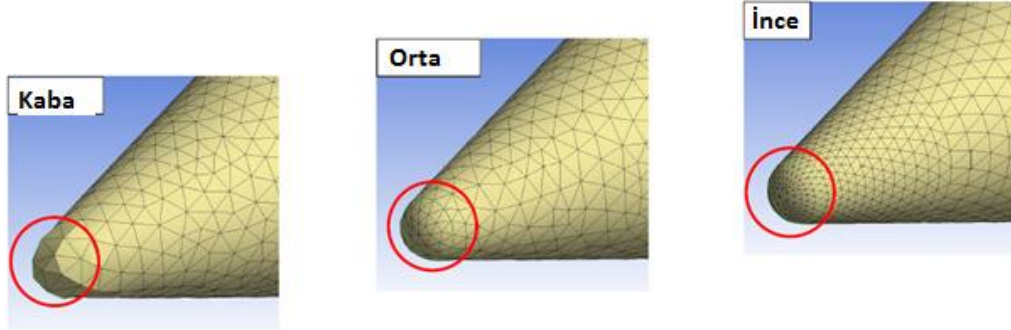
Bir eleman boyutundan diğer eleman boyutuna geçerken iki eleman boyutu arasında büyüme oranını kontrol eder. Geçiş için hızlı ve yavaş geçiş olmak üzere iki seviye vardır.



Şekil 4.6 : Hızlı ve yavaş geçiş örnekleri

#### 4.2.4.4 Açıklık açısı merkezi (Span angle center)

Ağ elemanlarının eğrilik derecesini kontrol eder. Kalın, orta ve ince olmak üzere üç seçeneği vardır.



Şekil 4.7 : Kaba, orta ve ince ağ yapılarına örnek

### 4.3 ANSYS Programında Sınır Koşullarının Tanıtılması

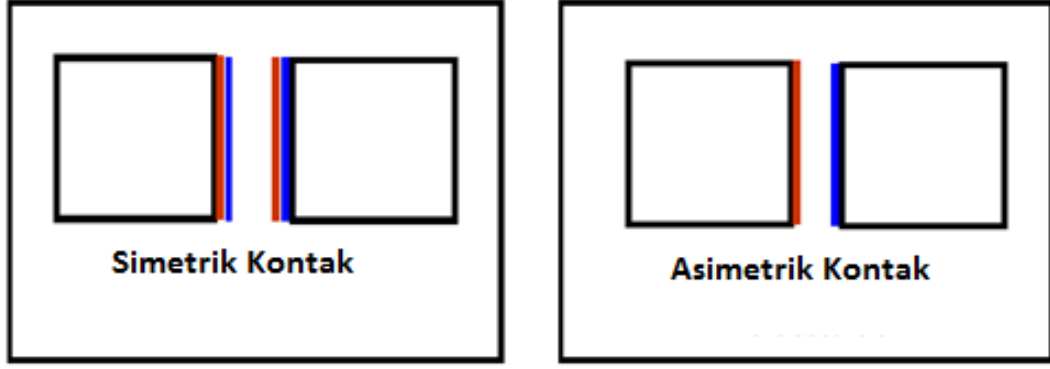
Kontak ve hedef yüzeyler belirlenir. Kontak alanının bir tarafı kontak yüzeyi olarak adlandırılırken diğer taraf hedef yüzeyi olarak adlandırılır. Kontak yüzeyinin hedef yüzeye nüfuz etmesi sınırlanır. Bir yüzey hedef, diğer yüzey kontak olarak tanımlandığında bu yapıya asimetrik kontak ismi verilir.

Eğer iki yüzey de kontak/hedef olarak tanımlanır ise bu yapıya simetrik kontak ismi verilir.

Temel olarak simülasyon programları simetrik kontak kullanmaktadır. Ancak isteğe göre asimetrik kullanıma izin vermektedir.

Details of "Contact Region"	
<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	1 Face
Target	1 Face
Contact Bodies	Part 1
Target Bodies	Part 9
<b>Definition</b>	
Type	Bonded
Scope Mode	Automatic
Behavior	Symmetric
Suppressed	No
<b>Advanced</b>	
Formulation	Pure Penalty
Normal Stiffness	Program Controlled
Update Stiffness	Never
Thermal Conductance	Program Controlled
Pinball Region	Program Controlled

Şekil 4.8 : Sınır koşulların tanımlanması



Şekil 4.9 : Temas yüzeyleri

Çizelge 4.1 : Temas yüzeyleri davranışları

Kontak Tipleri	İterasyon	Davranış (Ayrılma)	Davranış (Kayma)
Yapışık (Bonded)	1	Hayır	Hayır
Ayrılma yok (No Separation)	1	Hayır	Evet
Sürtünmesiz (Frictionless)	Çoklu	Evet	Evet
Kaba (Rough)	Çoklu	Evet	Hayır
Sürtünlü (Frictional)	Çoklu	Evet	Evet

Yapışık (bonded) ve ayrılma yok (no separation) temas tipleri lineerdir ve sadece bir iterasyona gerektirir. Sürtünlü (frictional), kaba (rough) ve sürtünmesiz (frictionless) temas tipleri lineer olmayıp, birden çok iterasyona ihtiyacı vardır.

#### 4.3.1 Arayüzey davranış opsiyonları

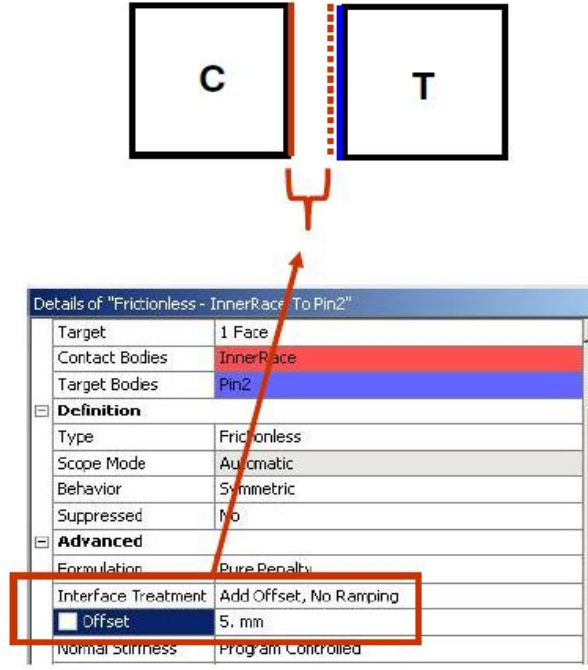
Lineer olmayan temas tiplerinin kontak yüzeyi davranış seçenekleri;

“Öteleme ekleme (Add offset)” 0 veya 0 dan farklı bir değer girilebilir ilk ayar için.

“Dokunmaya ayarlanmış (Adjusted to touch)” ilgili boşlukları iki yüzeyin birbirine değmesine kadar ayarlar.

##### 4.3.1.1 Öteleme ekleme (Add offset)

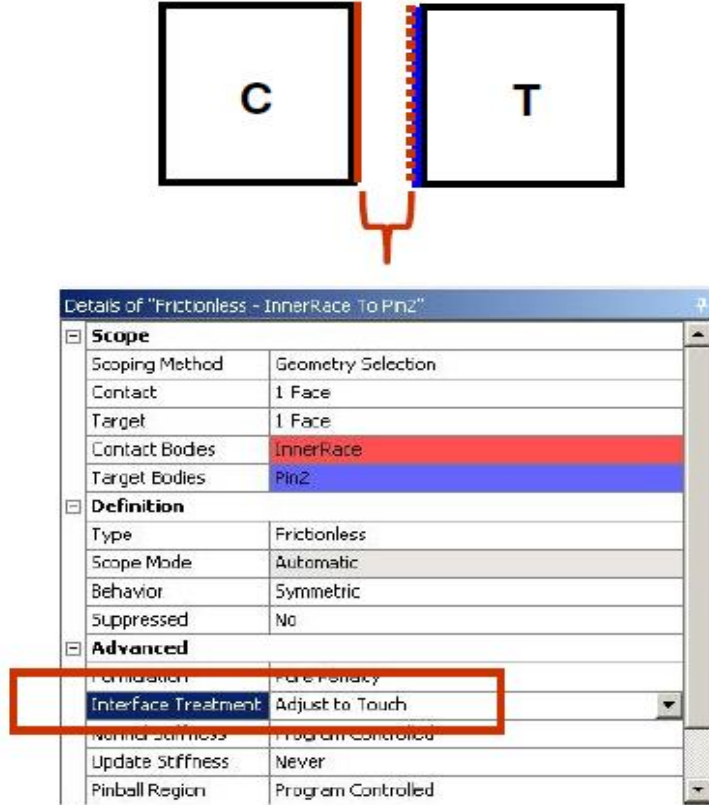
Kontak yüzeyine pozitif ya da negatif yönde öteleme eklenir ve iki yüzey girilen bu değere kadar birbirlerine yaklaşım yaparlar.



Şekil 4.10 : Temas yüzeylerinin öteleme ekleme ile tanımlanması

#### 4.3.1.2 Dokunmaya ayarlanmış (Adjust to touch)

Hedef yüzeyi kontak yüzeyine dokunana kadar yaklaştırılır.



Şekil 4.11 : Temas yüzeylerinin dokunma yöntemi ile tanımlanması

## 4.4 Ansys Ayarları

Ansys ayarları ile çözüm üzerinde daha detaylı kontrol sağlamaya yaramaktadır.

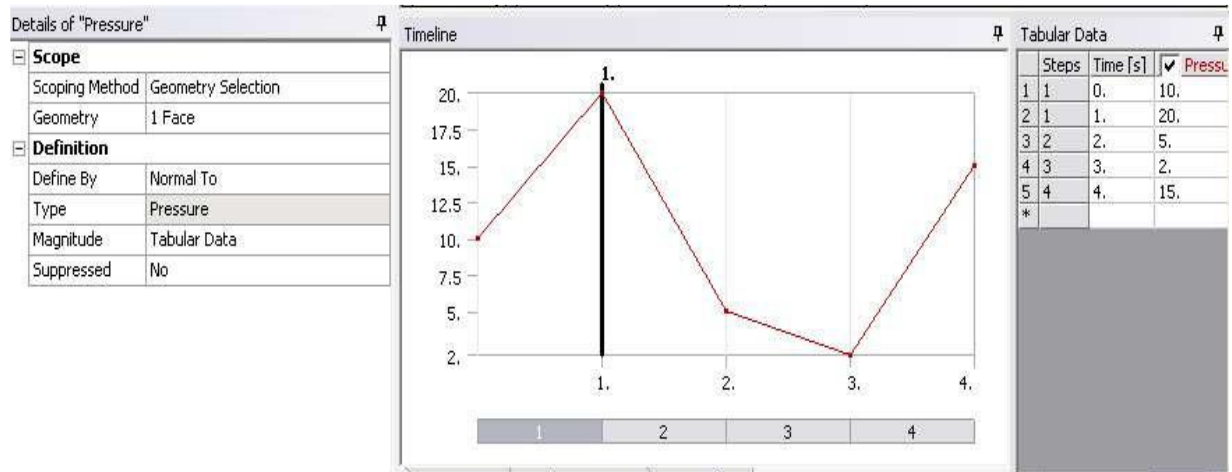
### 4.4.1 Adım kontrol

Ansys programının kaç adımda çözüm yapacağı ve adım süreleri ayarlanabilir.

-Çoklu adımlı çözüm statik analiz serilerini oluşturmaya ve de bunları sırasıyla çözmeyi sağlar.

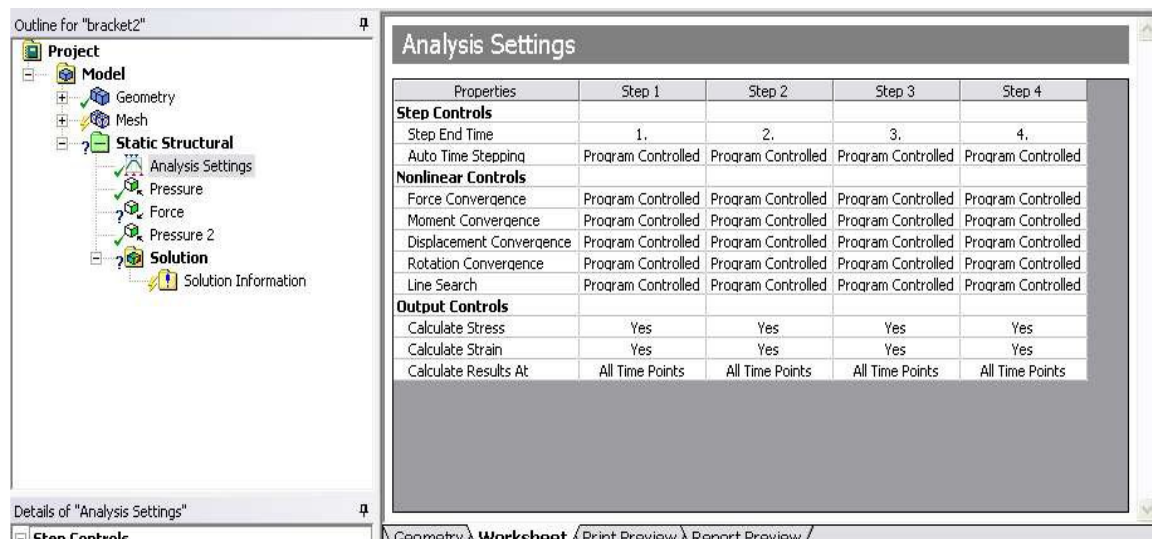
-Sonuçlar adım adım görüntülenebilir.

-Yük değerleri her değer için tabloya girilebilir.



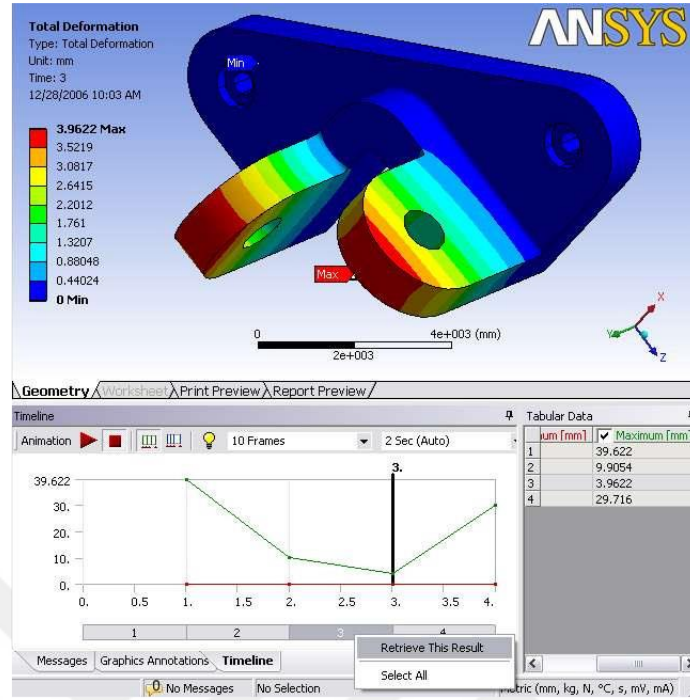
Şekil 4.12 : Adım kontrol aşamaları

-Yapılan analizin her adımına ait analiz tipleri worksheet bölümünden izlenebilir.



Şekil 4.13 : Adım kontrol aşamaları

-Her adımın sonucu ayrı ayrı program üzerinden izlenebilir.



Şekil 4.14 : Her adım sonrasında sonuçları görme

#### 4.4.2 Çözücü kontrol (Solver kontrol)

İki çeşit çözücü bulunmaktadır;

Direkt çözücü

Yinilemeli çözücü

#### 4.4.3 Yüklerin tanımlanması

##### 4.4.3.1 Yük tipi

##### 4.4.3.2 Atalet yükleme

Bu çeşit yükler tüm sisteme uygulanır.

##### 4.4.3.3 Yapısal yükleme

Bu çeşit yükler sistemin tüm parçalarına uygulanabilir.

##### 4.4.3.4 Yapısal destekler

Yapısal destekler sayesinde parçanın bir bölgeden tutturularak o bölgedeki hareketi engellenir.

#### 4.4.3.5 Termal yükleme

Bu çeşit yükler model içerisinde sıcaklık kaynaklı yüklerdir.

#### 4.4.3.6 Basınç yükleme

Yüzeye normal yönde uygulanır. Pozitif değer yüzeyin içine doğru olurken negatif değer yüzeyin dışına doğru uygulanan basıncı gösterir.

#### 4.4.3.7 Kuvvet yükleme

Kuvvet köşelere, kenarlara ve yüzeylere uygulanabilir. Vektör ya da bileşen metodları yardımıyla kuvvet tanımlanabilir.

#### 4.4.3.8 Civata önyüklemesi

Civata ön yüklemesi silindirik bir bölgeye uygulanır. Ön yükleme için yerel silindirik koordinat sistemi tanımlanmalıdır. Civata önyüklemesi aşağıda belirtilen opsiyonlar ile tanımlanabilir.

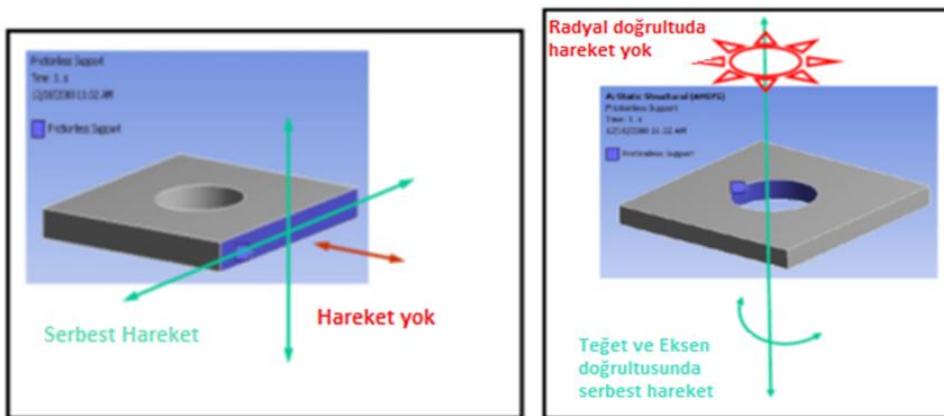
1. Yük ve ayarlama
2. Kilitleme (Yük uygulanır ve kilitlenir)
3. Açma (Ön yükleme ortadan kalkar)

#### 4.4.3.9 Sabitleme

Modelin tüm köşe, kenar ve yüzeyleri tüm serbestlik derecelerinde sabitler.

#### 4.4.3.10 Sürtünmesiz destek

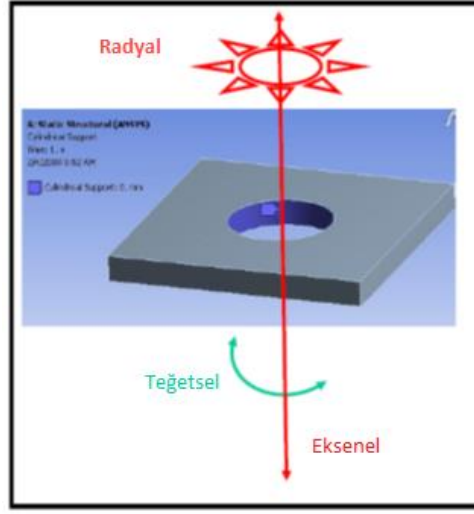
Yüzeyin üzerinde yüzeyin normali yönünde sabitlemeyi yapar.



Şekil 4.15 : Sürtünmesiz destek

#### 4.4.3.11 Silindirik destek

Eksenel, radyal ya da teğetsel yönde sabitlemeyi kontrol eder.



Şekil 4.16 : Silindirik destek



## 5. SONLU ELEMANLAR MODELİNİN OLUŞTURULMASI

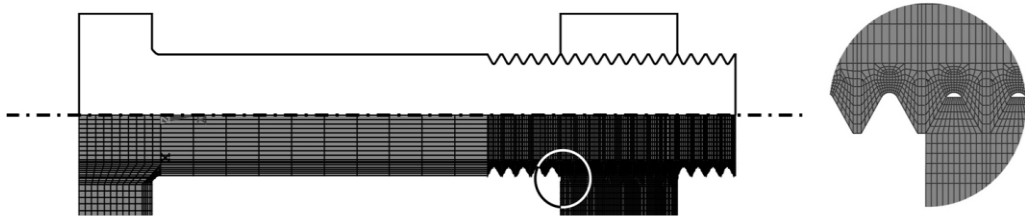
Üretim için çizilen 3 boyutlu modeller ile simülasyon için çizilen 3 boyutlu modeller küçük detaylarla farklı çizilebilirler. Üretim için çizilen modellerde tüm küçük detayların modellenmesi gerekirken, yalnızca simülasyon için çizilen modellerde ufak detaylar atlanabilir. Bunun temel sebebi, ufak detaylar simülasyon için gerekmeyen bir boyutta karmaşık geometriler oluştururlar. Bu kadar detaylı modelleri simüle etmek analiz süresini arttırır. Saatler, günler sürecektir analiz süresini azaltmak için bu ufak detayları temizlemek çok verimli olur. Bu tez kapsamında yapılan analiz çalışmalarında kullanılacak olan modellemelerde süre kaybının azlatılması adına bahsi geçen küçük ayrıntılar modellenmemiştir.

### 5.1 Civata Modelinin Oluşturulması

#### 5.1.1 Civata modellerinin sınıflandırılması

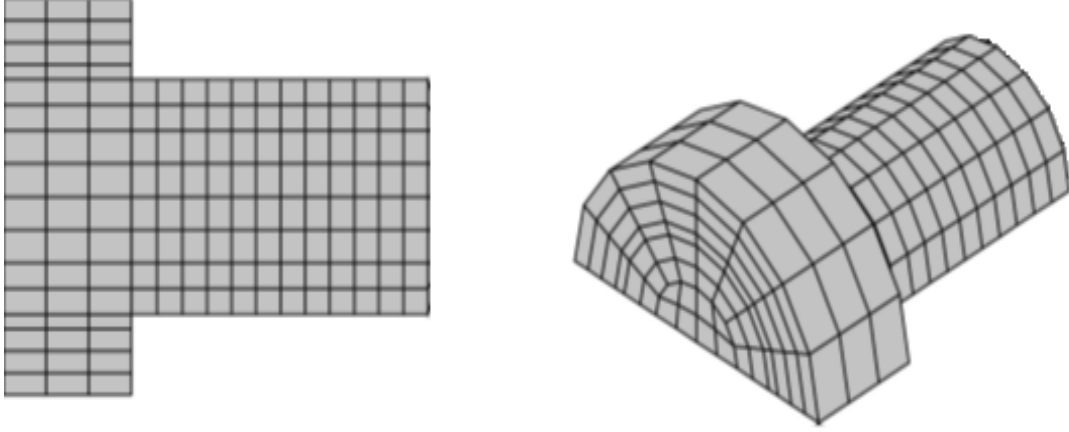
Civata modeli oluşturulurken 3 modelleme tipi üzerinde düşünülmüştür.

1. Civata ve somun dişleri ile birlikte modellenmesi, geometrinin dişli kısımlarında daha gerçekçi değerler görülmesini sağlayacaktır. Fakat bu yöntem işlem süresini arttıracaktır.



Şekil 5.1 : 1. Yöntemin 2 boyutlu modeli ve detayı

2. Civatanın civata dişleri olmadan silindir şeklinde modellenmesi, bu yöntem ise silindir üzerindeki elastik ve plastik davranışları doğru okumamıza engel teşkil etmeyip modellemeyi kolaylaştıracaktır. Bu yöntem 1. modelleme yöntemi ile karşılaştırıldığında serbestlik derecesi %10-15'e düşer.



Şekil 5.2 : 2. Yöntemin 3 boyutlu modeli

3. Civatanın lineer olmayan yay olarak modellenmesi. Bu modelin kullanılabilmesi için 1. ya da 2. modelleme yönteminin sonuçlarına ihtiyaç duyulmaktadır.

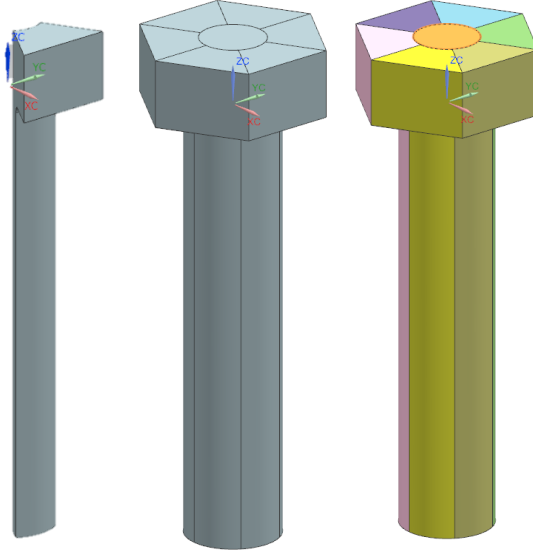


Şekil 5.3 : Civatanın Yay Modeli (3. Yöntem)

Yukarıda açıklandığı üzere elastik ve plastik deformasyon analizleri için civatanın davranışlarını taşıyan ve işlem süresi bakımından en uygun modelin ikinci model olduğuna karar verilmiştir.

### 5.1.2 Civata modelinin oluşturulması ve tanıtılması

Kullanılması planlanan M20 civata teknik resmine uygun 3 boyutlu olarak Unigraphics NX programında çizilmiştir. Daha sonra, 3D modeli oluşturulan civata, ağ yapısının daha düzgün oluşturulabilmesi adına civata 7 parçaya ayrılmıştır. Böylelikle oluşturulacak ağ yapısının kontrolünün kolaylaştırılması amaçlanmıştır. 7 parçalı olarak çizimi gerçekleştirilen civata aşağıda görülebilir.

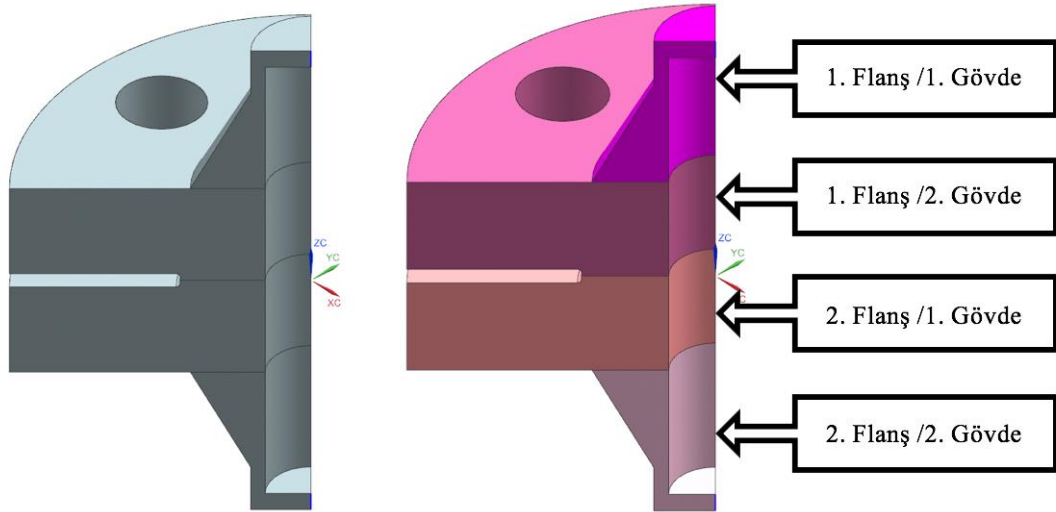


Şekil 5.4 : Metrik 20 civatanın 3 boyutlu görünümü

## 5.2 Flanş Modelinin Oluşturulması

### 5.2.1 Flanş modelinin oluşturulması ve tanıtılması

Kullanılması planlanan DIN2628 flanş 3 boyutlu olarak Unigraphics NX programında 90 derecelik segment olarak çizilmiştir. Bu tür merkeze göre simetrik yapılarda tam model (360 derece) yerine modelin çeyreğinin oluşturulmasının nedeni sonlu elemanlar yönteminde kullanılacak eleman sayısı azaltmak böylece zaman tasarrufu sağlamaktır. Daha sonra çizilen flanş oluşturulacak ağ yapısının daha düzgün olabilmesi adına şekilde de görülebileceği üzere yatay eksende 4 parçaya ayrılmıştır.

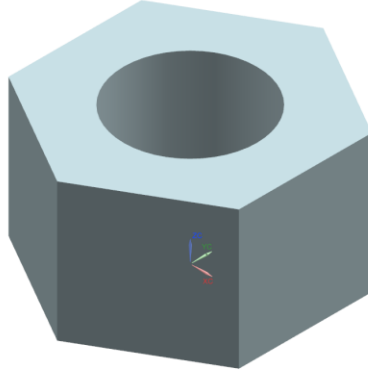


Şekil 5.5 : DIN2628 flanş 3 boyutlu geometri

## **5.3 Somun Modelinin Oluşturulması**

### **5.3.1 Somun modelinin oluşturulması ve tanıtılması**

Simülasyonlarda kullanılacak olan metrik 20 Somun Unigraphics NX 9 programında Şekil 4.6’da görülebileceği üzere modellenmiştir.



**Şekil 5.6 : Metrik 20 somunun 3 boyutlu görünümü**

## **5.4 Burç Modelinin Oluşturulması**

### **5.4.1 Farklı boylarda burç modelinin oluşturulması ve tanıtılması**

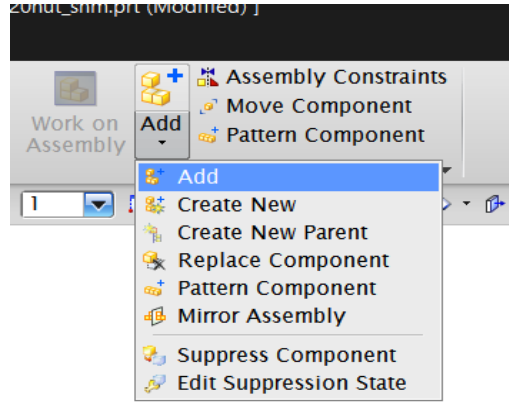
Farklı boylarda burçlar Unigraphics NX 9 programında modellenmiştir. Oluşturulan modeller daha sonra yapılacak analiz çalışmalarında, farklı boylardaki burçların civata üzerindeki gerilmelere etkisini araştırmak üzere kullanılacaktır.

## **5.5 Montajlanmış Model**

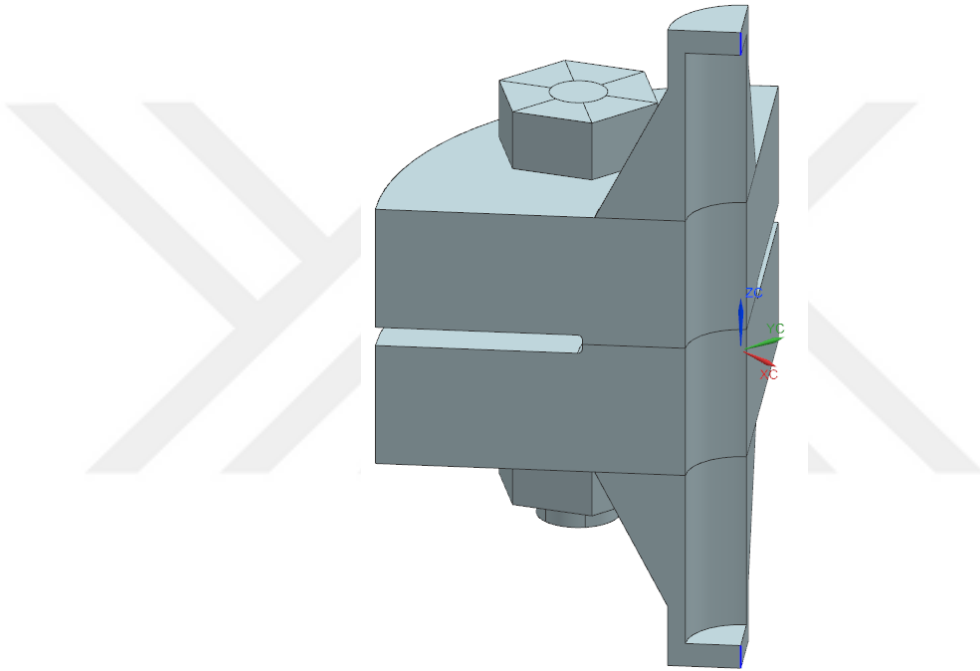
### **5.5.1 Baz model**

#### **5.5.1.1 Baz modelin montajlanması**

UG NX Programında bağımsız olarak çizilen parçalar Şekil 4.7’de görülebileceği üzere UG NX programının “assembly” arayüzünde montajlanmıştır.



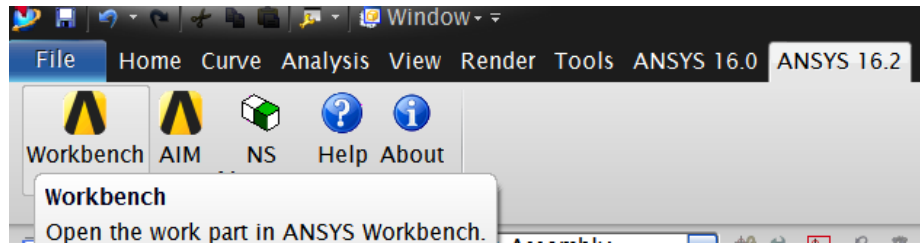
Şekil 5.7 : NX 9 Montaj Aracı



Şekil 5.8 : Montaj Sonrası 3 Boyutlu Geometri

#### 5.5.1.2 Baz modelin ANSYS analiz ortamına aktarılması

UG NX Programında çizilen ve montajlanan baz modelin sonlu elemanlar modeli ile analizlerinin yapılabilmesi için ANSYS Workbench programına aktarılması sağlanmıştır.



Şekil 5.9 : Unigraphics nx 9 ansys workbench aktarım aracı

### 5.5.1.3 Baz modelin ANSYS analiz ortamında malzemelerin atanması

İlgili programın mühendislik kütüphanesinden, çizilen modele aşağıda görülen malzemeler atanır.

Çizelge 5.1 : Malzeme seçimi

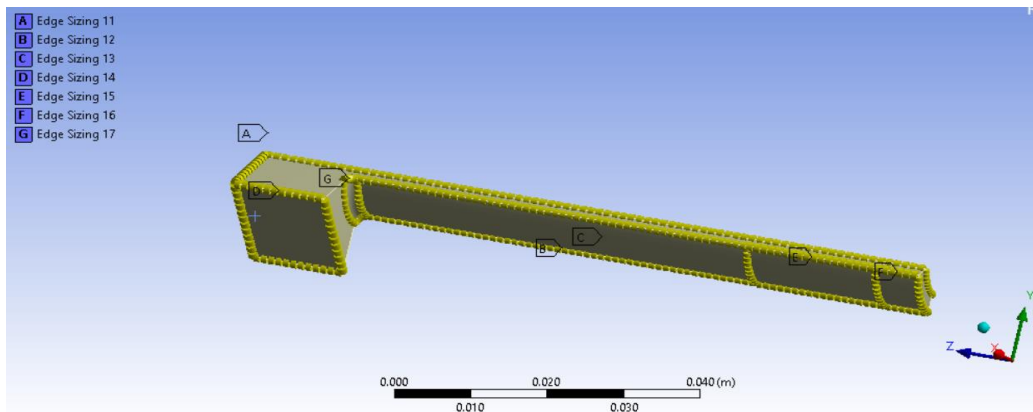
Eleman	Malzeme
Civata	A449- AISI 1040 STEEL
Somun	A449- AISI 1040 STEEL
Flanş	420 Stainless STEEL-Hardened and tempered
Burc	421 Stainless STEEL-Hardened and tempered

### 5.5.1.4 Baz modele ANSYS analiz ortamında ağ oluşturma

Ağ oluşturma fiziksel bir tanım aralığını daha küçük tanım aralıklarına (elemanlara) bölme işlemi olarak tanımlanabilir. Burada amaç bir diferansiyel denklemin çözümünü kolaylaştırmaktır. Bundan dolayı sonlu elemanlar yönteminde elde edilecek sonuçların yaklaşım doğruluğu, ağ içerisinde kullanılan eleman tipine ve eleman sayısına bağlıdır.

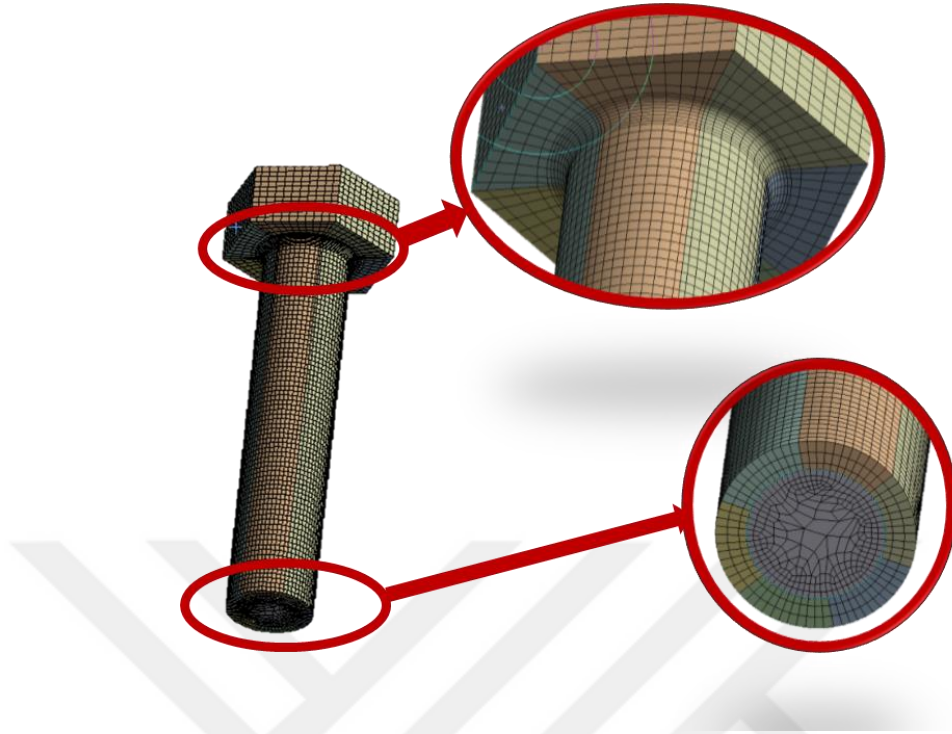
#### Civataya ağ oluşturma

Civata modeli Ansys programına aktarıldıktan sonra ağ oluşturma işlemi gerçekleştirilmiştir. Oluşturulacak ağ boyutu bulunurken “mesh convergence” işlemi yapılmış olup bu işlem sonucunda optimize değerler elde edilmiştir. Bulunan değerlere göre civata için kullanılan ağ boyutu ilgili programın “mesh sizing” kısmı yardımı ile  $1\text{mm}^2$  boyutuna ayarlanmıştır. 7 parçaya ayrılan civatada aşağıda da görüldüğü gibi 1 parçasına ait 7 kenarın ağ boyutu kontrolü ile tüm civatanın ağ yapısı kontrolü sağlanmıştır. Aşağıda ağ boyutlandırma sırasında kullanılan kenarlar görülmektedir.



Şekil 5.10 : Civata ağ oluşturmada kullanılan kenarlar

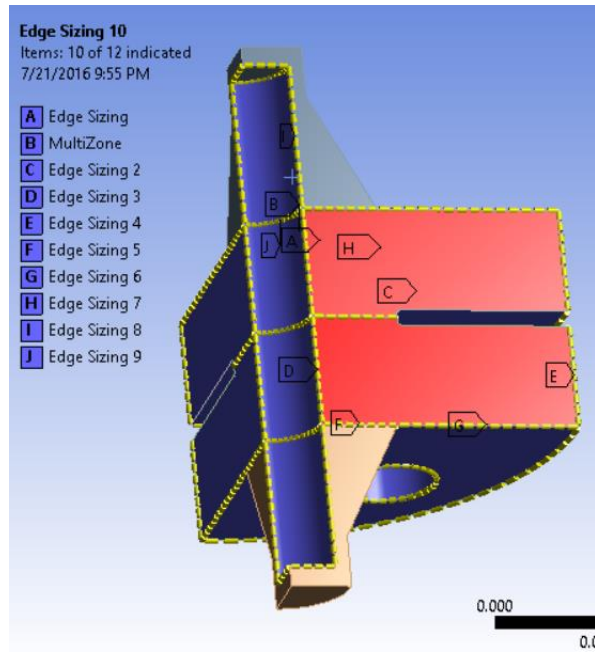
Aşağıda ağ oluşturma işlemi sonrasında civatanın ağ yapısı görülebilir.



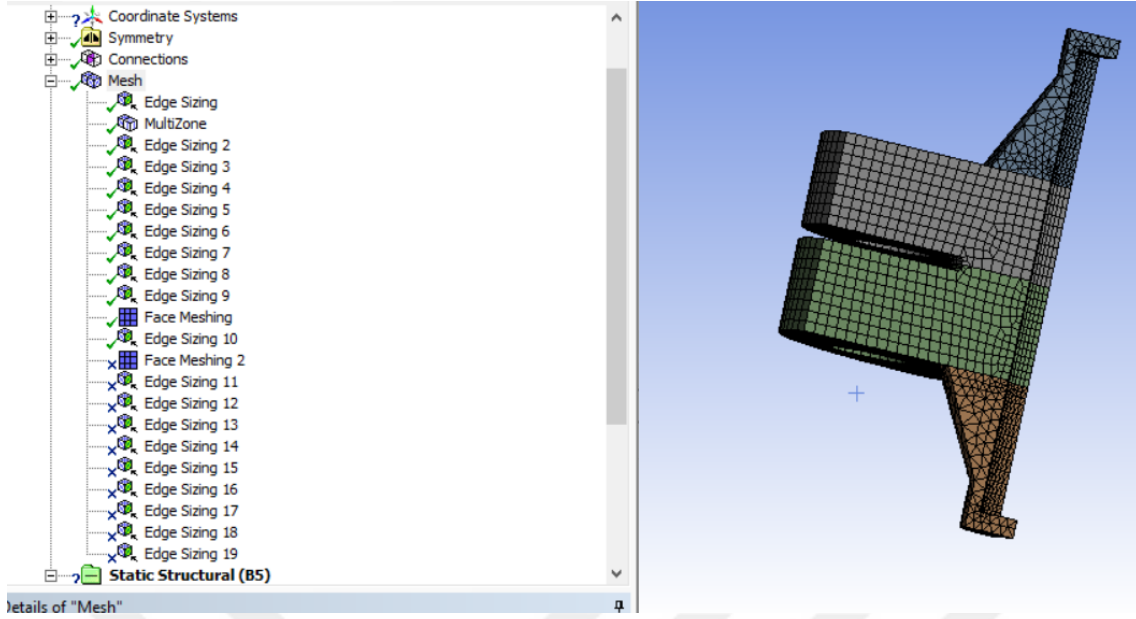
Şekil 5.11 : Civata ağ yapısı

### Flanşa ağ oluşturma

Flanş üzerinden gerilim okunmayacağından dolayı ve programın çözüm süresini kısaltabilmek adına flanş için yapılan ağ oluşturma işlemi civatadan daha kaba olarak yapılmıştır.



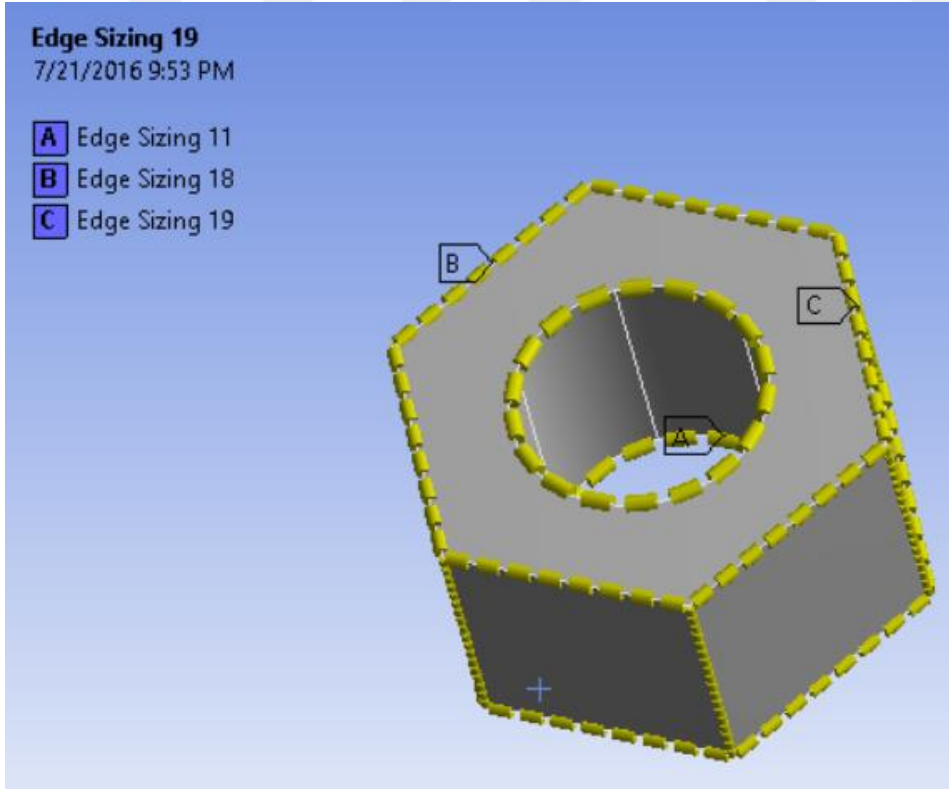
Şekil 5.12 : Flanş ağ yapısında kullanılan kenarlar



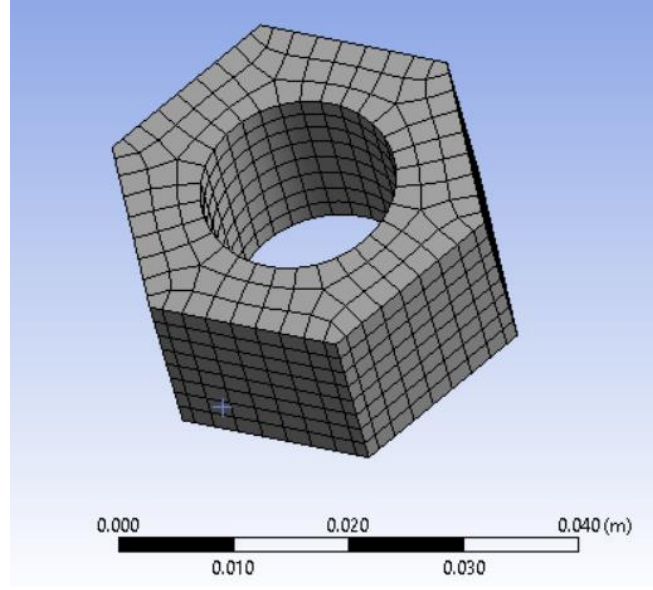
Şekil 5.13 : Flanş ağ yapısı

### Somuna ağ oluşturma

Somun üzerinden gerilim okunmayacağından dolayı ve programın çözüm süresini kısaltabilmek adına somun için yapılan ağ oluşturma işlemi civatadan daha kaba olarak yapılmıştır.



Şekil 5.14 : Somun ağ yapısında kullanılan kenarları



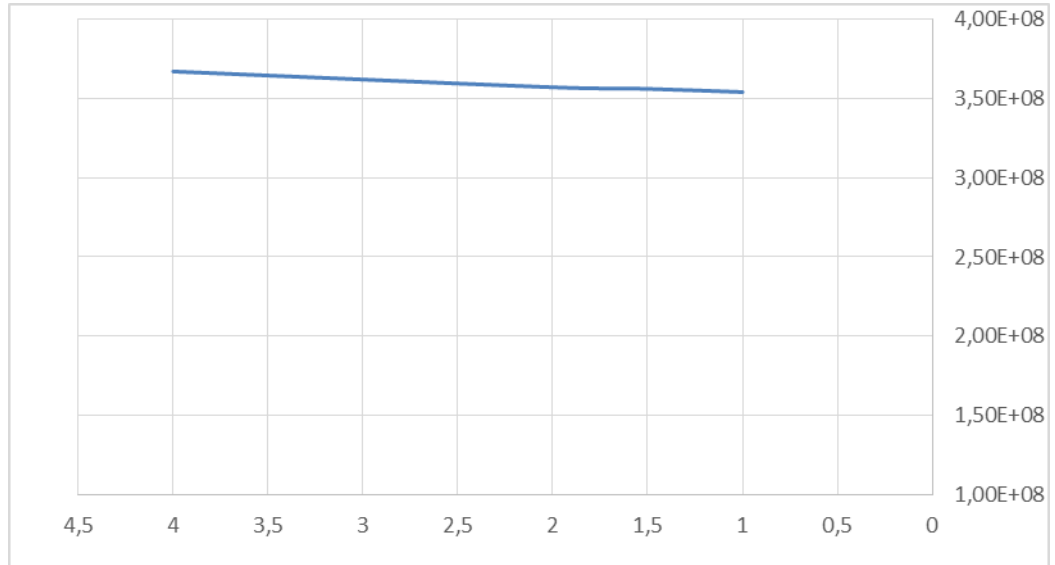
Şekil 5.15 : Somun ağ yapısı

### “Mesh Convergence” işlemi

Sonlu eleman modelinde bilgisayar analizlerinden daha gerçekçi sonuçlar elde edilebilmesi için ağ boyutunun olabildiğince küçültülmesi gerekmektedir. Ancak küçültülen ağ boyutu ile birlikte oluşacak ağ sayısı artacağından dolayı yapılan bilgisayar analizinin sonuçlarının alınma süresi oldukça uzayacaktır. İşlem süresinin uzaması yanında gerekecek bilgisayar işlem gücü için de yetersiz kalacaktır.

Bu kapsamda oluşturulan civatanın ağ boyutu artırılıp azaltılarak optimum ağ boyutunun bulunması amaçlanmıştır. Ağ boyutunun 4 mm ile 1 mm arasında değiştirildiğinde alınan analiz sonuçları aşağıdaki gibi değişmiştir.

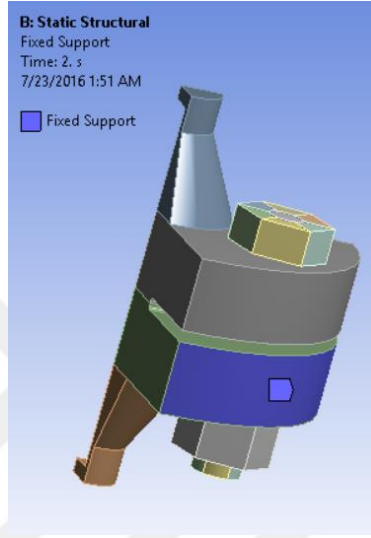
Çizelge 5.2 : “Mesh Convergence” işleminin sonuçları



Yukarıda görülen grafik sebebiyle en uygun ağ boyutunun 1 mm boyutunda olması gerektiğine karar verilmiştir.

### **Baz Modele Sınır Koşullarının Tanımlanması** **Fixed Support**

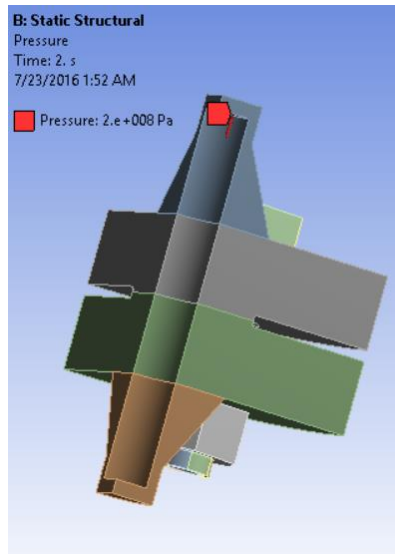
Oluşturulan modelin uzayda konumunu sabitleştirebilmek için modelin şekilde gösterilen yüzeyi sabit destek (fixed support) komutu ile bütün serbestlik derecelerinde tutulmuştur.



**Şekil 5.16 : Sabit destek yüzeyi**

### **Basınç**

Aşağıdaki şekilde ok ile gösterildiği gibi flanşın üst kısmına 2000 bar değerinde basınç uygulanmıştır.



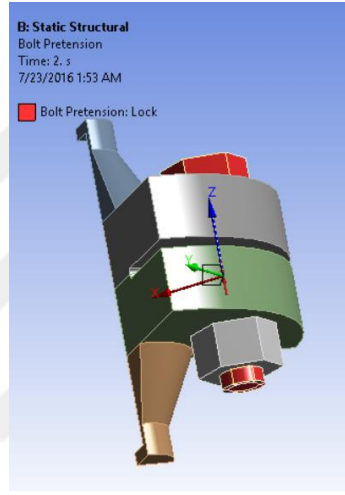
**Şekil 5.17 : Basınç uygulama yüzeyi**

## Civata ön yükleme

Civata bağlantılarının fonksiyonlarını yerine getirebilmesi için ön yüklemeye ihtiyacı bulunmaktadır. Genel olarak civatalar basınç sızdırmalarını ve bağlantının ayrılmasını engellemek ve sistem rijitliğini arttırmak için ön yüklemeye ihtiyaç duyarlar.

Çeşitli yöntemlerle civata üzerinde ön yükleme kuvveti oluşturulabilir. Fakat yapılan bu çalışmada programın “bolt pretension” komutu kullanılmıştır.

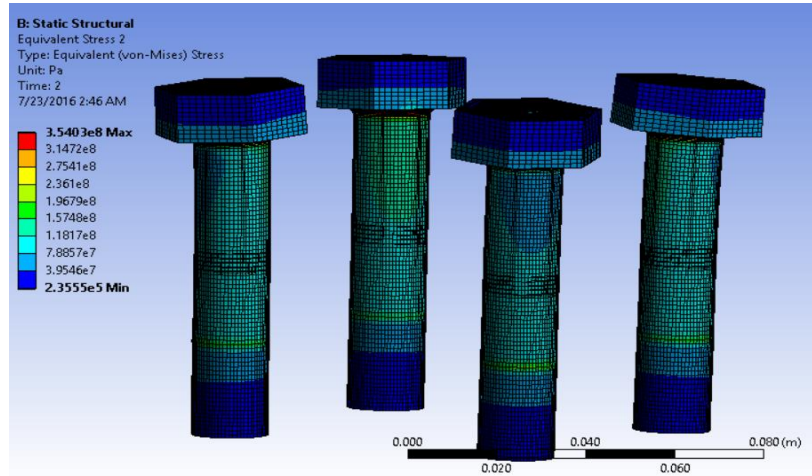
Aşağıdaki şekilde de görülebileceği üzere civata üzerinde 19000N ön yükleme uygulanmıştır.



Şekil 5.18 : Ön yükleme

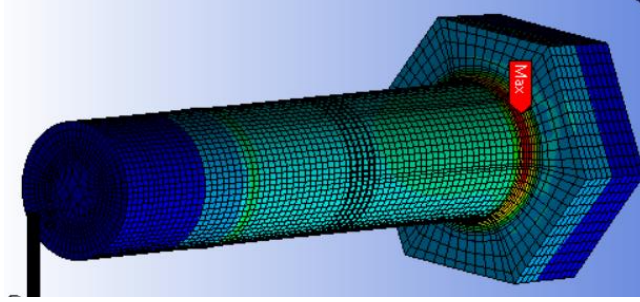
## Baz Model Üzerinden Gerilim Sonuçlarının Okunması

Baz model simülasyon programında koşturulduğunda Şekil 4.19’da da görülebileceği analiz sonuçları elde edilmiştir.



Şekil 5.19 : Baz modele ait civata gerilim sonuçları

Maximum gerilmenin şekilde görüldüğü gibi civata başı ile civata şaftının bağlandığı yerde meydana geldiği görülmektedir.



Şekil 5.20 : Baz modele ait maksimum gerilimin konumu

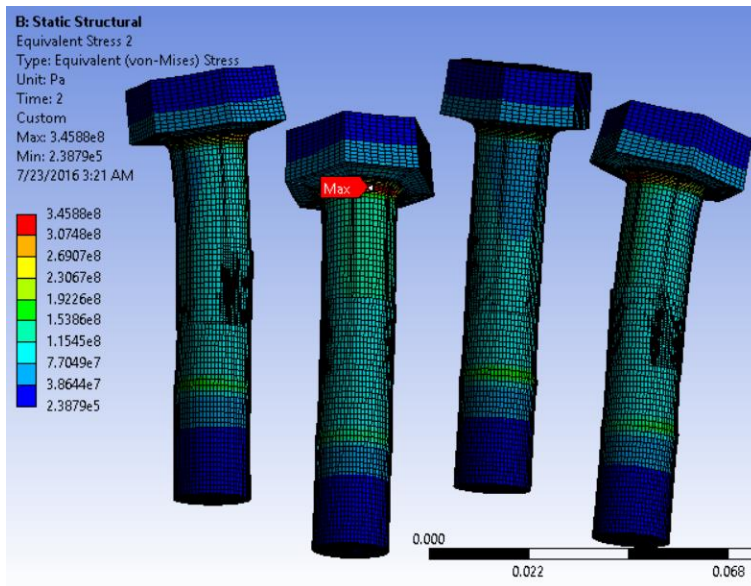
## 5.6 Optimizasyon Çalışmaları

### 5.6.1 Burç boyunun civata üzerindeki gerilime etkisini bulma

Bu tezin hipotezinde yer alan civatalı bağlantılarda sisteme burç eklenerek civata üzerindeki gerilmenin azaltılması amaçlanmaktadır. Çeşitli boylarda eklenen burç ile civata üzerindeki gerilmenin düşüşü simülasyon ortamında görülmeye çalışılmıştır.

#### 5.6.1.1 10mm burç entegre edilmiş model

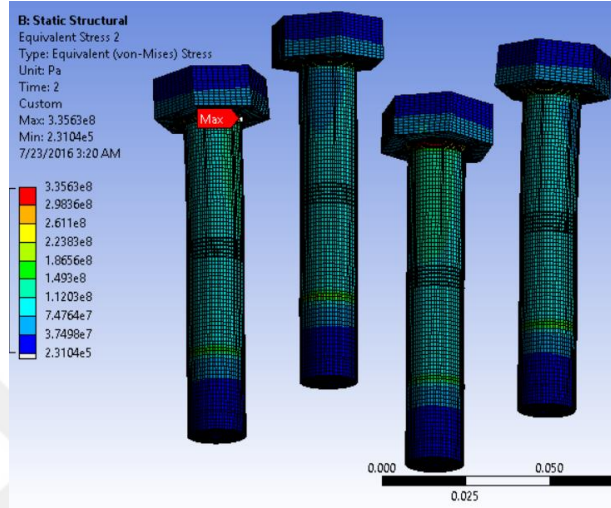
Civata üzerinde oluşan gerilmenin azaltılması için sisteme farklı boylarda burç eklenmeye başlanmıştır. İlk olarak 10 mm uzunluğundaki burç eklemesi ile yapılan analizde civata üzerindeki gerilimin ana modele göre %2,54 oranında azaldığı gözlenmiştir.



Şekil 5.21 : 10 mm burç eklenmiş modelin civata üzerindeki gerilimi

### 5.6.1.2 20mm burç entegre edilmiş model

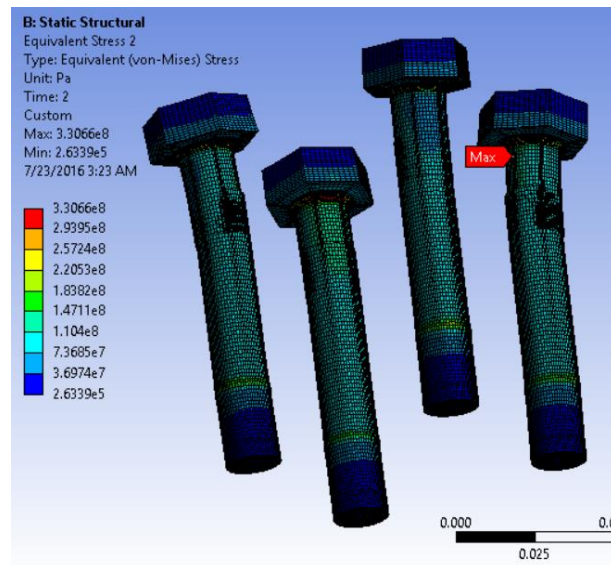
Civata üzerinde oluşan gerilmenin azaltılması için sisteme 20 mm boyunda burç eklenmesi ile devam edilmiştir. 20 mm boyundaki burç eklenmesi sonrası yapılan analizde civata üzerindeki gerilimin ana modele göre %5,37 oranında azaldığı gözlenmiştir.



Şekil 5.22 : 20 mm burç eklenmiş modelin civata üzerindeki gerilimi

### 5.6.1.3 30mm burç entegre edilmiş model

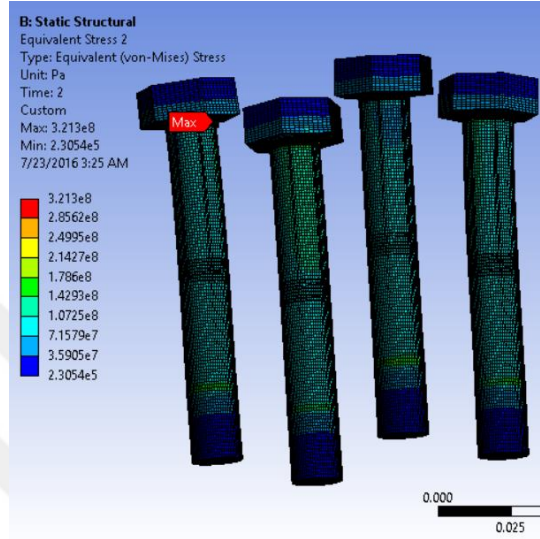
Civata üzerinde oluşan gerilmenin azaltılması için sisteme 30 mm boyunda burç eklenmesi ile devam edilmiştir. 30 mm boyundaki burç eklenmesi sonrası yapılan analizde civata üzerindeki gerilimin ana modele göre %6,50 oranında azaldığı gözlenmiştir.



Şekil 5.23 : 30 mm burç eklenmiş modelin civata üzerindeki gerilimi

#### 5.6.1.4 40mm burç entegre edilmiş model

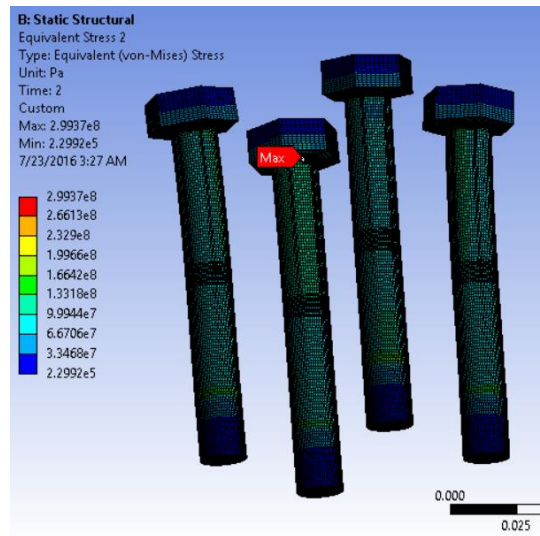
Civata üzerinde oluşan gerilmenin azaltılması için sisteme 40 mm boyunda burç eklenmesi ile devam edilmiştir. 40 mm boyundaki burç eklenmesi sonrası yapılan analizde civata üzerindeki gerilmenin ana modele göre %9,32 oranında azaldığı gözlenmiştir.



Şekil 5.24 : 40 mm burç eklenmiş modelin civata üzerindeki gerilimi

#### 5.6.1.5 50mm burç entegre edilmiş model

Civata üzerinde oluşan gerilmenin azaltılması için sisteme 50 mm boyunda burç eklenmesi ile devam edilmiştir. Son olarak 50 mm boyundaki burç eklenmesi sonrası yapılan analizde civata üzerindeki gerilimin ana modele göre %15,54 oranında azaldığı gözlenmiştir.



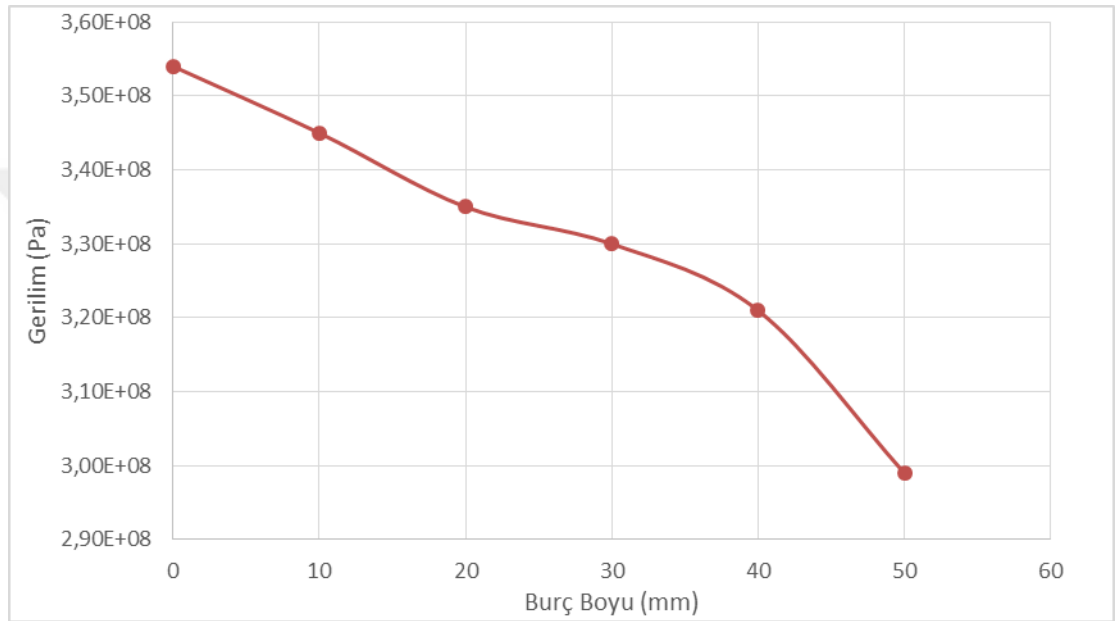
Şekil 5.25 : 50 mm burç eklenmiş modelin civata üzerindeki gerilimi

### 5.6.1.6 Burç boyuna göre gerilimlerin karşılaştırılması

Aşağıdaki grafikte de görülebileceği üzere sisteme eklenen burçlar civata üzerindeki gerilimi azaltmaktadır. Matematiksel denklemler ile paralellik gösteren simülasyon sonuçları oluşturulan modelin doğruluğunu göstermektedir.

Grafikteki değerlerin sayısal olarak analizi yapıldığında; son adımda eklenen 50mm burç ile birlikte civata üzerindeki gerilimin %15,54 azaldığı gözlenmiştir.

**Çizelge 5.3 : Burç boylarına göre gerilimin karşılaştırılması grafiği**

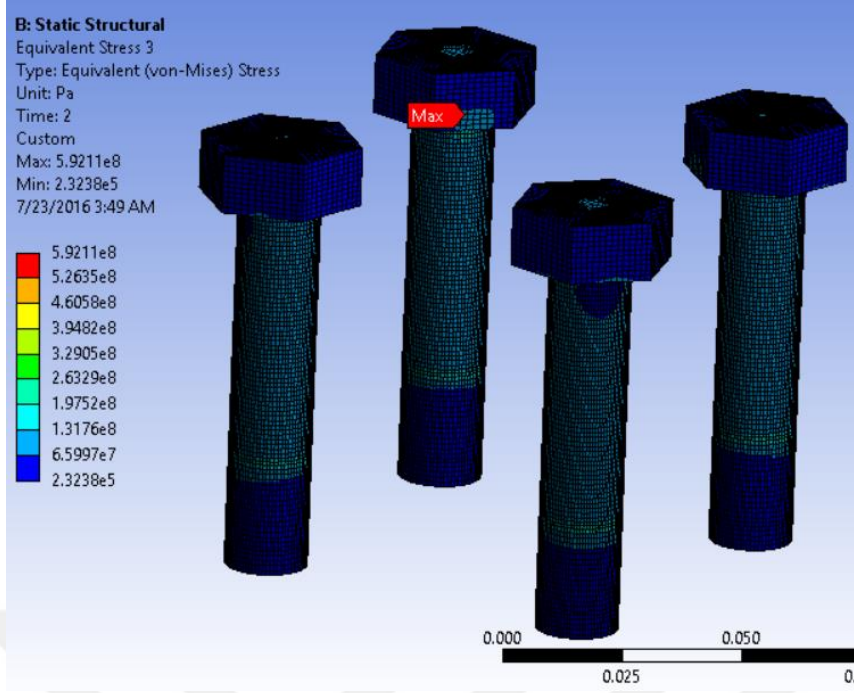


### 5.6.2 Civata başına kanal açılarak maksimum gerilimin azaltılmaya çalışılması

Bu tezin hipotezinde yer aldığı üzere civatalı bağlantılarda civata başı altına uygun ölçülerde kanal açılarak civata üzerindeki gerilimin azaltılması amaçlanmaktadır. Civatadaki gerilimin azalması için uygun boyuttaki kanal simülasyon ortamında yapılan çalışmalar ile tespit edilmeye çalışılmıştır.

#### 5.6.2.1 1mm kanal açılması

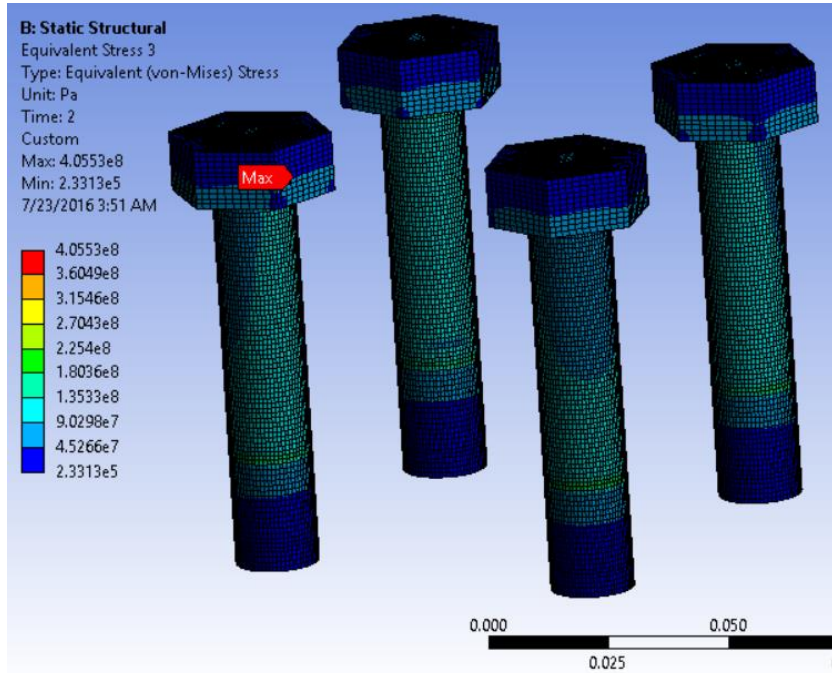
Civata üzerindeki gerilimin azaltılması için diğer bir yöntem olan civata başı altına açılan kanal ile civata üzerinde meydana gelen gerilimin azaltılması hedeflenmiştir. Bu çalışma doğrultusunda civata başı altına açılan 1 mm genişliğindeki kanal sonrası tekrar edilen analizde gerilimin ana modele göre %67,23 arttığı gözlenmiştir.



Şekil 5.26 : 1 mm kanal ile alınan analiz sonucu

### 5.6.2.2 2mm kanal açılması

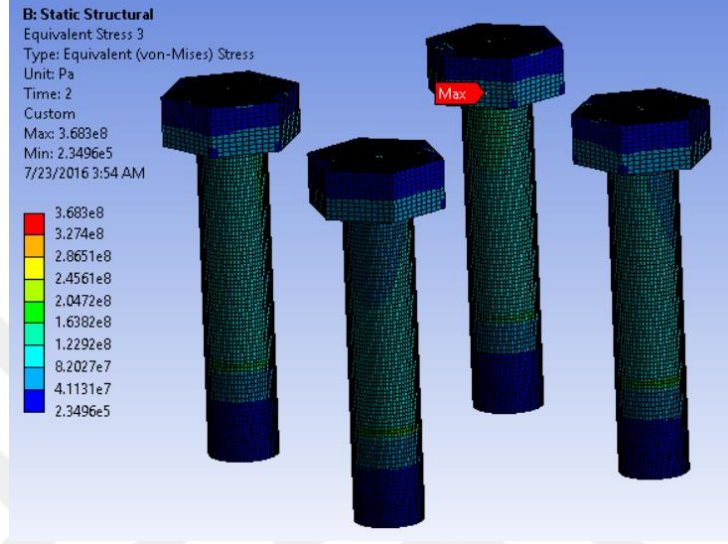
Civata üzerindeki gerilimin azaltılması için diğer bir yöntem olan civata başı altına açılan kanal ile civata üzerindeki gerilimin azaltılması hedeflenmiştir. Bu çalışma doğrultusunda civata başı altına açılan 2 mm genişliğindeki kanal sonrası tekrar edilen analizde gerilimin ana modele göre %14,41 arttığı gözlenmiştir.



Şekil 5.27 : 2 mm kanal ile alınan analiz sonucu

### 5.6.2.3 3mm kanal açılması

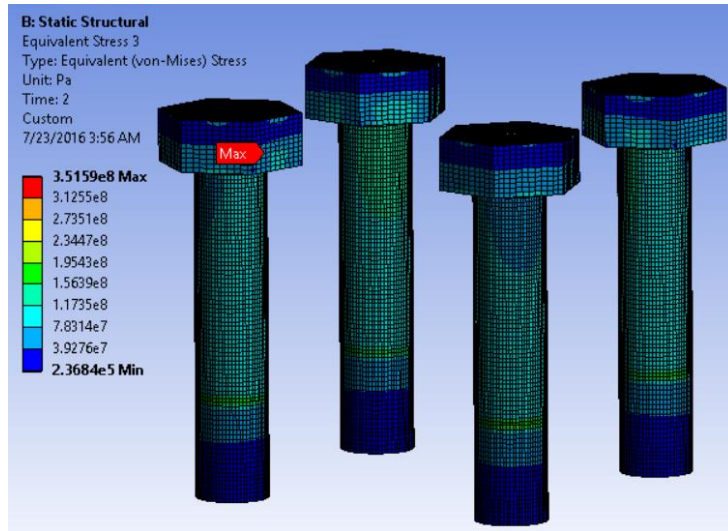
Civata üzerindeki gerilimin azaltılması için diğer bir yöntem olan civata başı altına açılan kanal ile civata üzerindeki gerilimin azaltılması hedeflenmiştir. Bu çalışma doğrultusunda civata başı altına açılan 3 mm genişliğindeki kanal sonrası tekrar edilen analizde gerilimin ana modele göre %3,95 arttığı gözlenmiştir.



Şekil 5.28 : 3 mm kanal ile alınan analiz sonucu

### 5.6.2.4 4mm kanal açılması

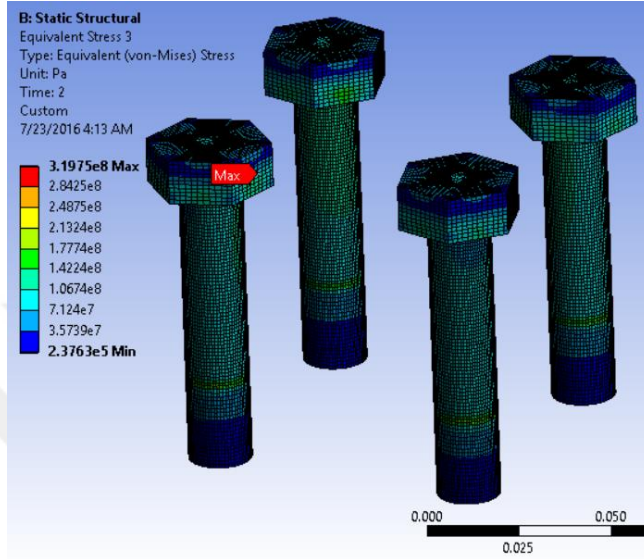
Civata üzerindeki gerilimin azaltılması için diğer bir yöntem olan civata başı altına açılan kanal ile civata üzerindeki gerilimin azaltılması hedeflenmiştir. Bu çalışma doğrultusunda civata başı altına açılan 4 mm genişliğindeki kanal sonrası tekrar edilen analizde gerilimin ana modele göre %0,85 azaldığı gözlenmiştir.



Şekil 5.29 : 4 mm kanal ile alınan analiz sonucu

### 5.6.2.5 5mm kanal açılması

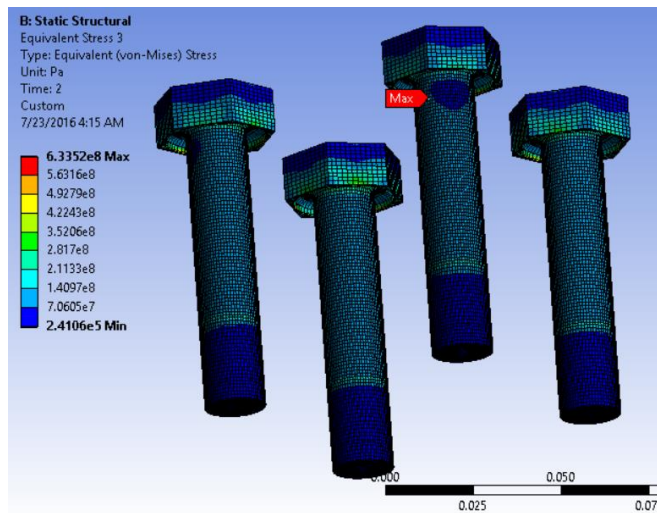
Civata üzerindeki gerilimin azaltılması için diğer bir yöntem olan civata başı altına açılan kanal ile civata üzerindeki gerilimin azaltılması hedeflenmiştir. Bu çalışma doğrultusunda civata başı altına açılan 5 mm genişliğindeki kanal sonrası tekrar edilen analizde gerilimin ana modele göre %9,89 azaldığı gözlenmiştir.



Şekil 5.30 : 5 mm kanal ile alınan analiz sonucu

### 5.6.2.6 6mm kanal açılması

Civata üzerindeki gerilimin azaltılması için diğer bir yöntem olan civata başı altına açılan kanal ile civata üzerindeki gerilimin azaltılması hedeflenmiştir. Bu çalışma doğrultusunda civata başı altına açılan 6 mm genişliğindeki kanal sonrası tekrar edilen analizde gerilimin ana modele göre %78,81 arttığı gözlenmiştir.



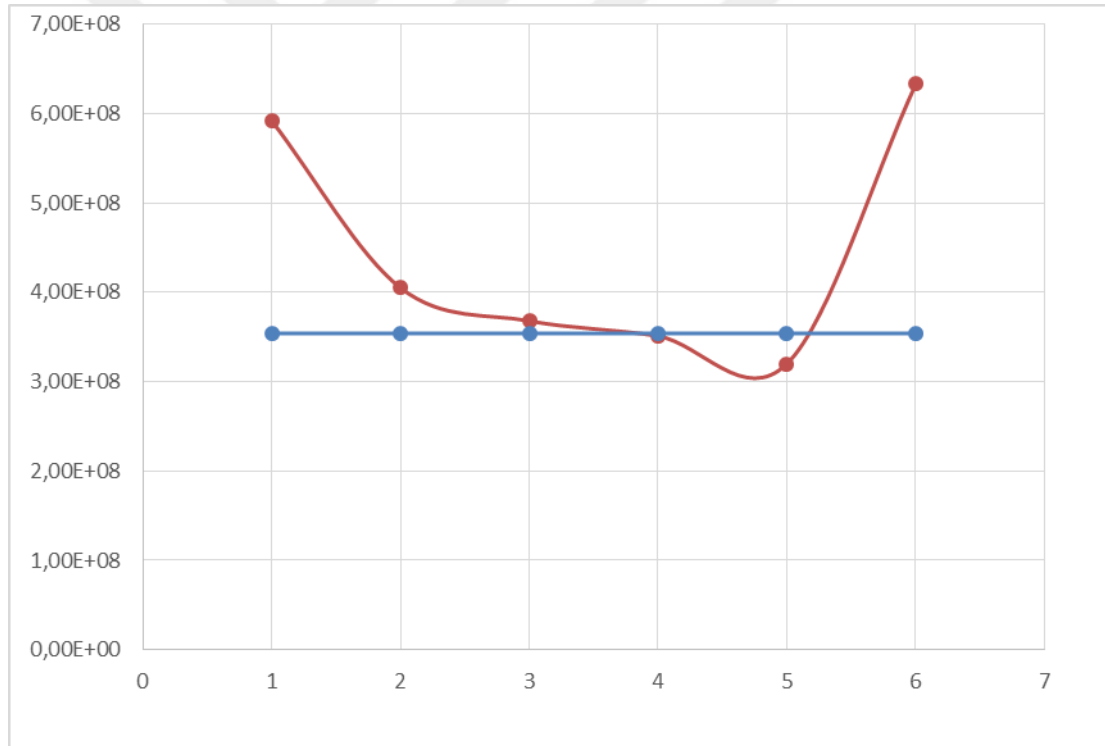
Şekil 5.31 : 6 mm kanal ile alınan analiz sonucu

### 5.6.2.7 Kanal genişliğine göre gerilimlerin karşılaştırılması

Civata üzerinde oluşan gerilimin azaltılabilmesi için daha önce yapılan çalışmada kullanılan burç yöntemi yerine bu kez civata altına çeşitli ölçülerde kanallar açılmıştır. Aşağıdaki grafikte de görülebileceği üzere çok ufak boyutta açılan kanallar baz alınan kanalsız çizime göre daha yüksek gerilim değerlerine sahiptir. Ancak kanal boyu 4 mm'den daha büyük değer aldığımda baz değere göre civata üzerinde daha küçük gerilim oluşmaktadır. Ancak kanal boyu büyütülerek 6 mm'ye çıkartıldığında gerilimin yine arttığı gözlenmektedir.

Sayısal olarak ifade etmek gerekir ise Civata başı altına açılan 5 mm genişliğindeki kanal ile gerilim %9,89 azalırken, kanal genişliği 6 mm'ye çıkartıldığında gerilim ana modele göre %78,81 artmaktadır.

**Çizelge 5.4 :** Civata başı altına açılan kanal genişliğine göre gerilim grafiği



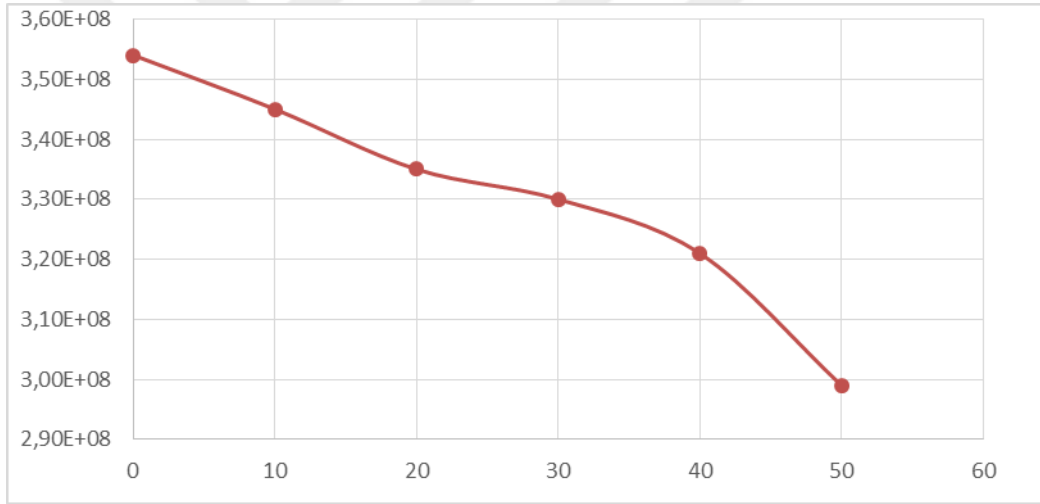


## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

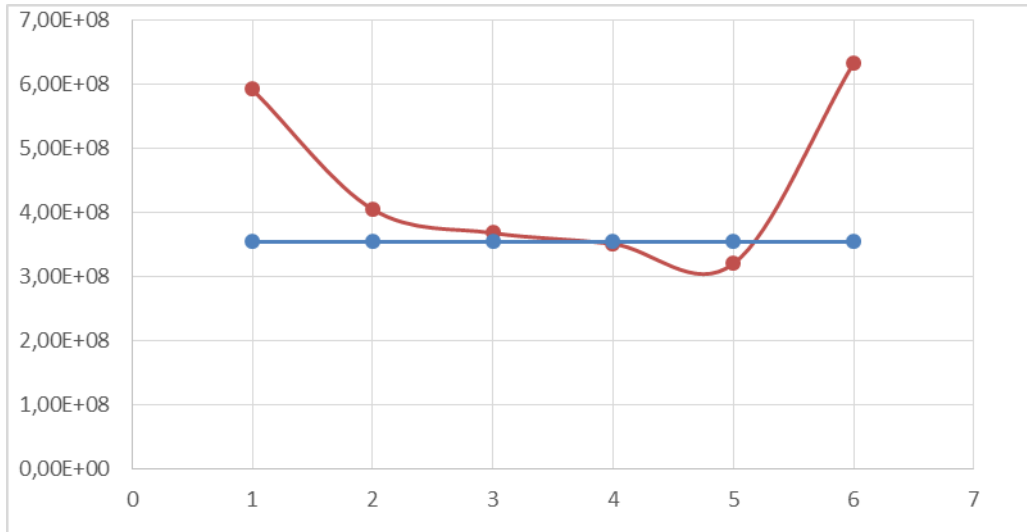
### 6.1 Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Aşağıdaki iki grafikte de görülebileceği üzere burç ekleme ve kanal açma yöntemi ile civata üzerindeki gerilimin azaltılması karşılaştırıldığında burç ekleme yönteminin daha etkin sonuçlar çıkardığı görülebilmektedir. Kanal açma yöntemi ile baz çizime göre yaklaşık %10 iyileşme sağlanırken, 50 mm burç eklendiği durumda %15 iyileşme yakalanabilmiştir.

**Çizelge 6.1 :** Burç boylarına göre gerilimin karşılaştırılması grafiği



**Çizelge 6.2 :** Civata başı altına açılan kanal genişliğine göre gerilim grafiği



## 6.2 Sonuçlar

Bu tezin asıl amacı işletme koşulları altındaki civata üzerinde meydana gelen gerilmeleri çeşitli tasarımlar ile azaltmaya amalamaktı. Sistemdeki büyük bir değişikliliğin sistemin maliyetini arttıracadı bilinci ile standart elemanlar üzerinden bu amaca ulaşılmaya gayret gösterilmiştir. Bu düşünce ile yürütülen bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

Aşağıdaki sonuçlarda civata-burc tasarım oranı olarak adlandırılan oran “vida çapı/burc boyu”dir.

- Civata-burc tasarım oranı 2 (somunun üstüne 10 mm boyundaki burc eklenerek) olan konfigürasyondaki civata üzerindeki gerilim baz modele göre %2,54 azalma grlmştir.
- Civata-burc tasarım oranı 1 (somunun üstüne 20 mm boyundaki burc eklenerek) olan konfigürasyondaki civata üzerindeki gerilim baz modele göre %5,37 azalma grlmştir.
- Civata-burc tasarım oranı 0,7 (somunun üstüne 30 mm boyundaki burc eklenerek) olan konfigürasyondaki civata üzerindeki gerilim baz modele göre %6,50 azalma grlmştir.
- Civata-burc tasarım oranı 0,5 (somunun üstüne 40 mm boyundaki burc eklenerek) olan konfigürasyondaki civata üzerindeki gerilim baz modele göre %9,32 azalma grlmştir.
- Civata-burc tasarım oranı 0,4 (somunun üstüne 50 mm boyundaki burc eklenerek) olan konfigürasyondaki civata üzerindeki gerilim baz modele göre %15,54 azalma grlmştir.

Sisteme ek bir ağırlık eklemek istenmemesi durumunda civata başına açılan kanal yardımıyla civataya gelen gerilimde meydana gelen değişimler aşağıdaki gibidir.

Aşağıdaki sonuçlarda civata-kanal tasarım oranı olarak adlandırılan oran “vida çapı/kanal genişliği”dir.

- Civata-kanal tasarım oranı 20 (civata başına 1 mm genişliğinde kanal açılması) olan konfigürasyondaki civata üzerindeki gerilim baz modele göre %67,23 artma görülmüştür.
- Civata-kanal tasarım oranı 10 (civata başına 2 mm genişliğinde kanal açılması) olan konfigürasyondaki civata üzerindeki gerilim baz modele göre %14,41 artma görülmüştür.
- Civata-kanal tasarım oranı 6,6 (civata başına 3 mm genişliğinde kanal açılması) olan konfigürasyondaki civata üzerindeki gerilim baz modele göre %3,95 artma görülmüştür.
- Civata-kanal tasarım oranı 5 (civata başına 4 mm genişliğinde kanal açılması) olan konfigürasyondaki civata üzerindeki gerilim baz modele göre %0,85 azalma görülmüştür.
- Civata-kanal tasarım oranı 4 (civata başına 5 mm genişliğinde kanal açılması) olan konfigürasyondaki civata üzerindeki gerilim baz modele göre %9,89 azalma görülmüştür.
- Civata-kanal tasarım oranı 3,3 (civata başına 6 mm genişliğinde kanal açılması) olan konfigürasyondaki civata üzerindeki gerilim baz modele göre %78,81 artma görülmüştür.

Bu sonuçlar gösterdi ki burç ekleme tasarımının sonuçlarının daha efektif olduğu, fakat burç sistemde ek bir ağırlık ve hacim kaplayacağından dolayı, bu gibi durumlar istenmediği sistemlerde kanal açma yöntemi ile de işletme sisteminde civatalar sağlıklı bir şekilde kullanılabilir.



## 7. KAYNAKÇA

- ANSYS, Inc. Proprietary (2011)** *Meshing Methods Lecture 2*
- Bickford, J. (1926)** *Introduction to the design and behavior of bolted joints non-gasketed joint*, CRC press
- Bozacı, A. (2005)** *Makine elemanları cilt 1*, Çağlayan Kitap Evi
- Brown, H., Morrow, C., Durbin, S. (2008)** *Guideline for Bolted Joint Design and Analysis*
- Henson, G., Hornish, B. (2010)** *An Evaluation of Common Analysis Methods for Bolted Joints in Launch Vehicles*
- Kutay, M. (2009)** *Civatalar ve Somunlar*
- Nassar, S., Kazemi, A., Dyab, S. (2008)** *Guideline for Bolted Joint Design and Analysis*
- Oskouei, R.H., Ibrahim, R.N. (2011)** *The effect of clamping compressive stresses on the fatigue life of Al 7075-T6 bolted plates at different temperatures*
- Oskouei, R.H., Ibrahim, R.N. (2011)** *The effect of typical flight temperatures on the fatigue behaviour of Al 7075-T6 clamped plates*
- Pedersen, Niels L (2012)** *Overall bolt stress optimization* [3]
- Pilkey WD., John Wiley & Sons (2008)** *Peterson's stress concentration factors. 2nd ed. New York* [2]
- Schaumann, P., Patric (2002)** *Global Structural Behaviour of Ring Flange Joints* [4]
- Stephens, R.I., Bradley, N.J., Horn, N.J., Arken, J.M., Gradman, J.J. (2006)** *Influence of cold rolling threads before or after heat treatment on fatigue resistance of high strength coarse thread bolts for multiple preload conditions.* [1]
- Temiz, V. (n.d.)** *Vidalı Bağlantılar (Civatalar)*  
<http://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Civata.pdf>
- Venkatesan, S., Kinzel, L. (2006)** *Reduction of Stress Concentration in Bolt-Nut Connectors* [5]



## ÖZGEÇMİŞ



**Ad-Soyad** :Sinem Çevikalp  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 15.01.1990 Tekirdağ  
**E-posta** : sinemcevikalp@hotmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Çift Ana Dal** : 2014, Yıldız Teknik Üniversitesi, Elektrik Elektronik Fakültesi, Elektrik Mühendisliği