

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**KESME PİMİ TASARIMINDA ÇENTİK GEOMETRİSİ  
PARAMETRELERİNİN PİM DAYANIMINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mehmet Ozan YİTİM**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Konstrüksiyon Lisansüstü Programı**

**HAZİRAN 2025**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**KESME PİMİ TASARIMINDA ÇENTİK GEOMETRİSİ  
PARAMETRELERİNİN PİM DAYANIMINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mehmet Ozan YİTİM  
(503151208)**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Konstrüksiyon Lisansüstü Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK**

**HAZİRAN 2025**



**ISTANBUL TECHNICAL UNIVERSITY ★ GRADUATE SCHOOL**

**EXAMINING THE IMPACT OF GROOVE PROFILES AND DIMENSIONAL  
PARAMETERS ON SHEAR PIN STRENGTH**

**M.Sc. THESIS**

**Mehmet Ozan YİTİM  
(503151208)**

**Department of Mechanical Engineering**

**Machine Design Program**

**Thesis Advisor: Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK**

**JUNE 2025**



İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503151208 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Mehmet Ozan YİTİM, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "KESME PİMİ TASARIMINDA ÇENTİK GEOMETRİSİ PARAMETRELERİN PİM DAYANIMINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :** **Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK**  
İstanbul Teknik Üniversitesi

---

**Jüri Üyeleri :** **Doç. Dr. Oktay Azeloğlu**  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Dr. Öğr. Üyesi Adem CANDAS**  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Teslim Tarihi** : **05 Mayıs 2025**  
**Savunma Tarihi** : **20 Haziran 2025**



## ÖNSÖZ

Tezimde yönlendirme ve paylaşımları ile gösterdiği destek için Tez Danışmanım Sn. Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK ve Dr.Öğr.Üyesi Adem CANDAS'a teşekkür ederim.

Sayın Çınar ULUSOY'a ve Makine Mühendisleri Odası KEMM Çalışanlarına uygulama noktasındaki desteklerinden ötürü teşekkür ederim.

Bütün bu yolda destekçim olan Aileme ve sevdiklerime ayrıca teşekkür ederim.

Mayıs 2025

Mehmet Ozan Yitim  
(Makina Mühendisi)



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ .....	ix
İÇİNDEKİLER .....	xi
SEMBOLLER .....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET .....	xix
SUMMARY .....	xxi
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1 Tezin Amacı ve Yol Haritası.....	3
1.2 Literatür Araştırması .....	4
<b>2. ÇİFT ÇENTİKLİ KESME PİMİ ANALİTİK HESAP ve GİRİŞ</b> <b>ANALİZLERİ</b> .....	<b>5</b>
2.1 Analitik Yaklaşım .....	6
2.2 Sonlu Elemanlar Yaklaşımı.....	7
<b>3. MALZEME VE MEKANİK TESTLERİ</b> .....	<b>11</b>
3.1 Malzeme Kimyasal Analizi .....	11
3.2 Malzeme Mekanik Testi .....	12
3.3 Test Analiz Korelasyonu .....	16
<b>4. FARKLI ÇENTİK GEOMETRİLERİ İÇİN ANALİZ ÇALIŞMALARI.....</b>	<b>21</b>
4.1 V Çentik Analiz Sonuçları .....	22
4.1.1 V Çentik h=2.8mm.....	22
4.1.2 V Çentik h=5mm.....	23
4.1.3 V Çentik h=7mm.....	24
4.2 Kare Çentik Analiz Sonuçları .....	25
4.2.1 Kare Çentik h=2.8mm .....	25
4.2.2 Kare Çentik h=5mm .....	26
4.2.3 Kare Çentik h=7mm .....	27
4.3 U Çentik Analiz Sonuçları .....	28
4.3.1 U Çentik h=2.8mm .....	28
4.3.2 U Çentik h=5mm .....	29
4.3.3 U Çentik h=7mm .....	30
4.4 Analiz Sonuçlarının Kıyaslaması .....	31
<b>5. DEĞERLENDİRME ve TARTIŞMA</b> .....	<b>33</b>
<b>KAYNAKLAR</b> .....	<b>34</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	<b>36</b>



## SEMBOLLER

- $\sigma$  : Normal Gerilme (Sigma)  
 $\tau$  : Kayma Gerilmesi  
 $\pi$  : Pi Sayısı





## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 2.1 : Mesh Yakınsama Tablosu. ....	9
Çizelge 3.1 : Malzeme Mekanik Özellikleri.....	11
Çizelge 3.2 : Malzeme Kimyasal Kompozisyon Tablosu. ....	11





## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1 : Örnek Kesme Pimleri .....	2
Şekil 1.2 : Uçak Taksi Çeki Elemanında Kesme Pimi. ....	2
Şekil 1.3 : Tork Aktarım Organlarında Kesme Pimi Uygulaması.....	3
Şekil 1.4 : Kesme Pimi Çalışmasının İş Akış Şeması .....	4
Şekil 2.1 : Tekli Kesme Ve Çift Kesme Düzlemlili Pim Görselleri .....	5
Şekil 2.2 : Tekli Kesme Ve Çift Kesme Düzlemlili Pim Kuvvet Gösterimi .....	5
Şekil 2.3 : Çentik Kesme Gerilme Profili Gösterimi.....	6
Şekil 2.4 : Pim Numune Geometrisi .....	7
Şekil 2.5 : SOLID186 Eleman Tanım Görseli.....	8
Şekil 2.6 : Pim Üzerinde Oluşturulan Eleman Örgüsü.....	8
Şekil 2.7 : Pim Üzerinde Oluşan Gerilme Çıktısı.....	9
Şekil 2.8 : Mesh Yakınsama İterasyon Grafiği .....	9
Şekil 3.1 : Kimyasal Spektrum Ekipmanı .....	12
Şekil 3.2 : Spektral Sonuç Alınmış Numune .....	12
Şekil 3.3 : Örnek Test Fikstür Şeması .....	13
Şekil 3.4 : Fikstür Tasarım Detay Görselleri .....	13
Şekil 3.5 : Fikstür Kesiti, Baskı Yüzeyi .....	14
Şekil 3.6 : Kesme Pim Numunesi Test Öncesi ve Sonrası .....	14
Şekil 3.7 : Kesme Testi Sonucu (Maksimum Kesme Yüğü) .....	15
Şekil 3.8 : Kesme Testi Sonucu (Pim Akma Sınırı, Elastik Sınır) .....	15
Şekil 3.9 : Kesme Pim Numunesi Geometrik Detayı .....	16
Şekil 3.10 : Sonlu Elemanlar Analizi Sınır Koşulları .....	17
Şekil 3.11 : Eksenel Kesit Gerilme Sonucu .....	18
Şekil 3.12 : Pim Maksimum Deplasman Sonucu .....	18
Şekil 3.13 : Kesme Çapı Kesiti Gerilme Sonucu .....	19
Şekil 3.14 : Kesme Çapı Kesiti Gerilme Gradyen Şeması .....	19
Şekil 3.15 : Kesme Çapı Kesiti Gerilme Gradyen Değerleri .....	19
Şekil 3.16 : Kesme Çapı Kesitleri Test Sonrası Numune Görselleri .....	20
Şekil 4.1 : Farklı Çentik Geometrileri .....	21
Şekil 4.2 : Çentik Genişliği h Gösterimi.....	22
Şekil 4.3 : h=2.8mm V Çentik Eksenel Kesit Sonucu .....	22
Şekil 4.4 : h=2.8mm V Çentik Çentik Bölgesi Sonucu .....	22
Şekil 4.5 : h=2.8mm V Çentik Radyal Kesit Sonucu .....	22
Şekil 4.6 : h=5mm V Çentik Eksenel Kesit Sonucu .....	23
Şekil 4.7 : h=5mm V Çentik Çentik Bölgesi Sonucu .....	23
Şekil 4.8 : h=5mm V Çentik Radyal Kesit Sonucu .....	23
Şekil 4.9 : h=7mm V Çentik Eksenel Kesit Sonucu .....	24
Şekil 4.10 : h=7mm V Çentik Çentik Bölgesi Sonucu .....	24
Şekil 4.11 : h=7mm V Çentik Radyal Kesit Sonucu .....	24
Şekil 4.12 : h=2.8mm Kare Çentik Eksenel Kesit Sonucu .....	25
Şekil 4.13 : h=2.8mm Kare Çentik Çentik Bölgesi Sonucu .....	25

Şekil 4.14 : h=2.8mm Kare Çentik Radyal Kesit Sonucu .....	25
Şekil 4.15 : h=5mm Kare Çentik Eksenel Kesit Sonucu .....	26
Şekil 4.16 : h=5mm Kare Çentik Çentik Bölgesi Sonucu .....	26
Şekil 4.17 : h=5mm Kare Çentik Çentik Bölgesi Sonucu .....	26
Şekil 4.18 : h=7mm Kare Çentik Eksenel Kesit Sonucu .....	27
Şekil 4.19 : h=7mm Kare Çentik Çentik Bölgesi Sonucu .....	27
Şekil 4.20 : h=7mm Kare Çentik Radyal Kesit Sonucu .....	27
Şekil 4.21 : h=2.8mm U Çentik Eksenel Kesit Sonucu .....	28
Şekil 4.22 : h=2.8mm U Çentik Çentik Bölgesi Sonucu .....	28
Şekil 4.23 : h=2.8mm U Çentik Radyal Kesit Sonucu .....	28
Şekil 4.24 : h=5mm U Çentik Eksenel Kesit Sonucu .....	29
Şekil 4.25 : h=5mm U Çentik Çentik Bölgesi Sonucu .....	29
Şekil 4.26 : h=5mm U Çentik Radyal Kesit Sonucu .....	29
Şekil 4.27 : h=7mm U Çentik Eksenel Kesit Sonucu .....	30
Şekil 4.28 : h=7mm U Çentik Çentik Bölgesi Sonucu .....	30
Şekil 4.29 : h=7mm U Çentik Radyal Kesit Sonucu .....	30
Şekil 4.30 : Grafiklerde Çentik Temsilleri .....	31
Şekil 4.31 : Radyal Katılık Sonuçları (yüksek daha iyi) .....	31
Şekil 4.32 : Radyal Kesit Gerilme Sonuçları (düşük daha iyi) .....	32
Şekil 4.33 : Eksenel Kesit Gerilme Sonuçları (düşük daha iyi) .....	32

## KESME PİMİ TASARIMINDA ÇENTİK GEOMETRİSİ PARAMETRELERİN PİM DAYANIMINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

### ÖZET

Yapısal bileşenler, mühendislik sistemlerinin temelini oluşturur ve makinelerin ve sistemlerin güvenli ve verimli çalışması için hayati öneme sahiptir. Tasarımları; statik ve dinamik yükler, çevresel faktörler (korozyon, sıcaklık değişimleri), malzeme seçimi, üretim yöntemleri, maliyet ve estetik gibi çeşitli kriterleri dikkate alarak mühendislik prensiplerinin titizlikle uygulanmasını gerektirir. En uygun çözümü bulmak için bu kriterleri dengelemek çok önemlidir. Temel tasarım unsurları arasında yük taşıyıcı bileşenler (kirişler, kolonlar, plakalar) ve bağlama elemanları (cıvatalar, pimler, kaynaklar, perçinler) bulunur. Bağlama elemanları, yapısal bütünlük için kritik öneme sahiptir; yanlış seçim veya hatalı tasarım, sistem güvenilirliğini ciddi şekilde tehlikeye atabilir. Bağlama elemanlarının tasarımı, kuvvetlerin analizini, uygun malzeme ve boyut seçimini, gerilme konsantrasyonlarının minimize edilmesini ve kolay montajı gerektirir.

Kesme pimleri, mekanik sistemleri aşırı yüklenmeye karşı korumak için güvenlik mekanizmaları olarak tasarlanmış özel bağlama elemanlarıdır. Belirli bir yükte kasıtlı olarak kesilerek (makaslama yaparak) daha kritik ve pahalı bileşenlerin zarar görmesini engellerler. Kesme pimleri için en önemli tasarım faktörü, malzemelerinin ve kesit alanlarının, sistemin izin verilen maksimum yükü için uygun olmasını sağlamaktır. Pimin kesme mukavemeti, normal çalışma yükünün üzerinde ancak koruduğu bileşenlerin hasar eşiğinin altında olmalıdır. Kesme piminin geometrisi de tekdüze gerilme dağılımı ve kontrollü kesme için hayati öneme sahiptir.

Bu çalışma, kesme pimi tasarımlarını etkileyen mukavemet ve geometrik parametreleri araştırmayı, özellikle farklı çentik geometrilerinin pimin kesme mukavemetini, öngörülebilirliğini ve mekanik olaylarla ilişkisini nasıl etkilediğine odaklanmayı amaçlamaktadır. Metodoloji, mekanik ve malzeme kimyasal testlerinin analitik hesaplamalar ve sonlu elemanlar analizi (SEA) ile korelasyonunu içeriyordu. Bu, farklı geometrilere sahip pim modellerinin karşılaştırılmasına olanak sağladı.

Başlangıçta, kimyasal bileşimini belirlemek için V şeklinde çift kesme düzlemi çentiği olan bir kesme pimi numunesi üzerinde spektral analiz yapıldı. Malzeme, akma dayanımı 440 MPa olan 1.0727 kodlu 46S20 otomat çeliği (DIN 100087 sınıfı) olarak tanımlandı. ISO 8749-1986'ya göre, kesme düzlemini çentik bölgesine konumlandıran bir kesme test aparatı tasarlandı ve üretildi. Mekanik kesme testleri, hidrolik bir sıkıştırma test makinesi kullanılarak, pimin merkezi bölümüne yer değiştirme kontrollü bir yük uygulanarak yapıldı. Pim eş zamanlı olarak iki düzlemde kesildi ve elde edilen kuvvet-yer değiştirme verileri analiz edildi. Yer değiştirme, ISO 8749-1986'nın 13mm/dakika sınırı içinde, 5mm/dakika hızında uygulandı. Bu sonuçlar, sonraki korelasyon çalışmaları için kullanıldı. Pimin elastik sınırı test sonuçlarından belirlendi ve akma dayanımı sayısal değerlendirme için kabul edildi. Sayısal yöntem (analitik hesaplama ve SEA) arasındaki korelasyon kabul edilebilir sapma ile elde

edildi. SEA için ANSYS Mechanical yazılımı kullanıldı ve kafes modeli için 3B katı hegzahedral elemanlar (SOLID186) kullanıldı. Pimin baş ve uç bölgelerini altı serbestlik derecesinde sabitleyen sınır koşullarıyla ve orta bölümün yüzeyine radyal yük uygulayan statik bir yapısal analiz kurulumu oluşturuldu. Çalışma, üç farklı çentik geometrisi (V şekilli, U şekilli ve dairesel) ve üç farklı kesme çentik genişliği kullanarak bir test matrisi oluşturdu. Pimin minimum çentik çapı 9 mm, nominal çapı ise 14 mm idi. Pim numunesi testlerinde kullanılan malzeme özellikleri, akma gerilme sınırı 440 MPa olan 1.0727 otomat çeliği idi. Sonuçlar, analizden elde edilen üç ana parametreye göre karşılaştırılmıştır; bunlar pim radyal kesme rijitliği, çentik bölgesindeki maksimum Von Mises gerilmesi ve çentik bölgesindeki ortalama Von Mises gerilmesidir. Çentik geometrisindeki değişiklikler bu değerleri doğrudan etkilemiştir.

Çentik genişliğinin belirli bir noktanın ötesine artırılması, gerilme tensörünün kesme ağırlıklıdan eğilme ağırlıklıya kaymasına neden oldu ve bu da çentik bölgesindeki yükün pimin orta ve uç kısımları tarafından taşınmasına yol açtı. Belirli bir eşik çentik genişliği olmalı; bunu aşmak çentik bölgesinin kesme ağırlıklıdan eğilme ağırlıklıya geçişine neden olacaktır. Aynı nominal ve kesme çaplarına sahip pimler için, V profilli çentik en iyi sonuçları verdi. Bu durum, V çentiğin çentik yük taşıma bölgesinde en fazla malzeme stoğuna izin vermesinden kaynaklanmaktadır.

Çalışmanın gelecek aşamaları, kesme gerilmesi altındaki malzemenin akma sınırının detaylı araştırma, test ve analitik yöntemlerle belirlenmesini iyileştirmeye odaklanacaktır. Kesme pimlerine özgü metodolojik yaklaşımlar derinleştirilecektir. Ek olarak, test kampanyası farklı çentik parametreleri, kesme ve nominal çapları içerecek şekilde genişletilecek, böylece parametrik test verileri artırılabilecek ve bulgular doğrulanacaktır. Bu, çentik genişliği için eşik değerini belirlemeye ve farklı parametrelerin pimin yapısal özellikleri üzerindeki etkisini ortaya çıkarmaya yardımcı olacaktır.

# **EXAMINING THE IMPACT OF GROOVE PROFILES AND DIMENSIONAL PARAMETERS ON SHEAR PIN STRENGTH**

## **SUMMARY**

Constructive structures form the bedrock of engineering systems, playing a vital role in ensuring a machine or system operates both safely and efficiently. Designing these structures demands the meticulous application of engineering principles, taking into account a range of critical design criteria. These primarily include the static and dynamic loads the structure will encounter, environmental factors like corrosion and temperature changes, material selection, manufacturing methods, cost, and aesthetic considerations. Balancing these criteria to achieve an optimal solution is absolutely essential throughout the design process.

The core design elements of constructive structures encompass load-bearing components (such as beams, columns, plates, etc.), fastening elements, and supports. Load-bearing components are responsible for safely transferring a system's main loads, while fastening elements connect different parts. Fasteners like bolts, pins, welds, and rivets are incredibly important. They're critical components that ensure structural integrity, and if they're chosen incorrectly or poorly designed, the system's reliability can be severely jeopardized. When designing fasteners, you must follow some fundamental rules. These include accurately analyzing the forces the connection will face, selecting the appropriate materials and dimensions, minimizing stress concentrations, and ensuring ease of assembly. For example, with a bolted connection, you need to consider various load types such as tension, shear, and bending. You also have to apply the correct tightening torque and take precautions against loosening. For pin connections, the strength of the pin material, the pin diameter, and the geometry of the connecting elements should all be designed to prevent failures like shearing and crushing.

Shear pins are specialized fasteners specifically designed to protect mechanical systems in overload situations. Functioning as a safety mechanism, shear pins are engineered to shear (or break) in a controlled manner when a certain load level is reached. This prevents damage to more critical and expensive components within the system. The most crucial factor in designing shear pins is to ensure that the pin material and cross-sectional area are appropriately determined for the maximum allowable load of the system they are meant to protect. The pin's shear strength must be above the load the system can withstand under normal operating conditions, but below the strength of the components that should not be damaged in case of a failure. The geometry of the shear pin also plays a significant role in its design. Suitable shapes should be chosen to ensure that shear stresses are distributed homogeneously and to facilitate controlled shearing at the desired point.

This study aims to examine the strength and geometric parameters considered in shear pin designs as mechanical safety elements. Specifically, it focuses on investigating

how different shear notch geometries impact the pin's shear strength, evaluating its predictability, and ensuring its correlation with mechanical phenomena.

The methodology involved first establishing a correlation between mechanical and chemical test on material of the pin, followed by analytical calculations and finite element analysis (FEA). This approach allowed for comparisons between pin models with varying geometries. To achieve this, a spectral analysis was initially performed on a shear pin sample featuring a V-shaped double shear plane notch to determine its chemical composition. This chemical composition was identified as belonging to 1.0727 code 46S20 free-cutting steel (DIN 100087 class). Mechanical properties for the pin were determined, with a yield strength accepted as 440 MPa. Subsequently, a shear test fixture was designed and manufactured according to the ISO 8749-1986 standard, positioning the shear plane within the notch region for mechanical testing. The mechanical shear test itself was conducted using a hydraulic compression testing machine, applying a displacement-controlled load to the central section, which was designated as the load application area. The pin was sheared and fractured simultaneously across two shear planes, and the resulting force-displacement data was meticulously analyzed. The displacement was applied at 5 mm/min, remaining within the ISO 8749-1986 standard's maximum speed limit of 13 mm/min. These results were then used for subsequent correlation studies. From the test results, the pin's elastic limit was determined, and its yield strength was accepted for numerical evaluation. An acceptable deviation was achieved in the correlation between the numerical method (analytical calculation and finite element analysis). For the finite element analysis (FEA) studies, the ANSYS Mechanical software package, including its preprocessor, solver, and post-processor, was utilized. The finite element mesh model employed 3D solid hexahedral elements (SOLID186). A static structural analysis setup was created, with boundary conditions fixing the pin's head and end regions in six degrees of freedom, and radial loading applied to the surface of the middle section.

The study created a test matrix using three different notch geometries (V-shape, U-shape, and circular) and three different shear notch widths. The minimum diameter in the pin notch geometry, on the shear plane, was 9 mm, with a nominal diameter of 14 mm. For the pin sample material tests, the material was assumed to be 1.0727 free-cutting steel with a yield stress limit of 440 MPa, and the studies proceeded with this assumption. The results were compared based on three main comparative parameters: the pin's radial shear stiffness, the maximum Von Mises stress in the notch region, and the average Von Mises stress in the notch region, all obtained from the analysis results. Accordingly, it was observed that changes in the notch geometry directly impacted these values.

Beyond a certain point, increasing the notch width shifted the stress tensor from shear-dominant to bending-dominant, causing the load in the notch region to be carried by the pin's middle and end sections as well. It's clear that the notch width must have a threshold value; exceeding this threshold will cause the pin's notch region to transition from a shear-dominant to a bending-dominant state. For pins with the same nominal and shear diameters, the V-profile notch yielded the best results. This can be attributed to the V-notch allowing for the greatest material stock in the notch's load-bearing region.

In the subsequent phases of the study, efforts will focus on refining the determination of the material's yield limit under shear stress through detailed research, testing, and analytical methods. Methodological approaches specific to shear pins will be

deepened. Additionally, the conducted test campaign will be expanded to include different notch parameters, shear, and nominal diameters, thereby increasing the parametric test data and enabling a more robust validation of the findings. This will facilitate the determination of the threshold value for notch width and reveal the impact of various parameters on the pin's structural properties.





## 1. GİRİŞ

Kesme pimleri genellikle, makine konstrüksiyonlarında, yapısal elemanların bağlantı bölgelerinde, hareket veya kuvvet aktaran yapılarda bir güvenlik elemanı olarak tasarımlara eklenmektedir. Genel anlamda kesme pimlerinin görevi, yapıda oluşan yüksek kesme yönlü oluşacak yüklerin, konstrüksiyonun hayati veya yüksek pahadaki parçalarına zarar vermemesi ve bu yükleri üzerine alarak kontrollü kırılması sonucu yapı bütünlüğünün korunmasını sağlamaktır. Çoğunlukla, yönlendirilmiş kırılma gerçekleşebilmesi açısından, tasarımlarında çentikli yapılara sahiptir.

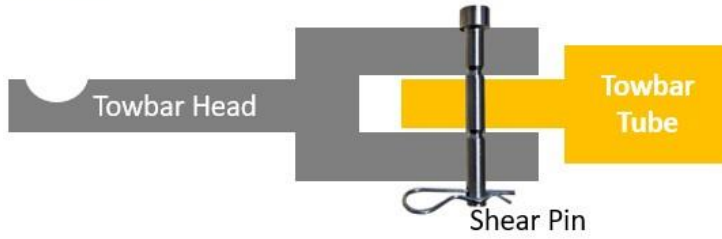
Kesme pimleri, mühendislik uygulamalarının temel unsurlarından olup geniş bir kullanım yelpazesine sahiptir. Başlıca uygulama alanları arasında aksel yük taşıyan pimler, hassas pim-delik bağlantıları, radyal hareketle birbirine geçen bağlantı elemanları, uçak ön takım bağlantılı taksi çeki parçalarında ve çeşitli mekanik sistemlerdeki elektrik motorları gibi kritik bileşenler yer alır. Bu pimler, özellikle maliyet ve kritiklik açısından yüksek öneme sahip yapısal elemanlarda oluşabilecek potansiyel hasarları engellemek amacıyla kontrollü bir güvenlik mekanizması olarak hayati bir rol üstlenir. Uçak yapısında iniş takımı üzerinde taksi esnasında oldukça yüksek radyal kuvvetler oluşabilmektedir. Bu esnada, hava aracının iniş takımına zarar gelmesinden önce, emniyetli kırılma ile bir kesme piminin sarf edilmesi, yapının yüksek önem arz eden ve maliyetli parçalarını koruyarak daha büyük maliyetlerin önüne geçilmesi sağlanabilmektedir. Sistemin aşırı yüklenmesi durumunda, bu elemanların belirli bir yük seviyesinde kontrollü bir şekilde kırılması, daha büyük ve kapsamlı zararların önüne geçilmesi için tasarlanmış bir güvenlik önlemidir.

Tasarımlarında çoğunlukla düşük karbonlu çelik, pirinç veya kompozit malzemeler tercih edilir; ayrıca, kırılma noktasının hassas kontrolü amacıyla istenen kırılma düzlemlerinde özel olarak tasarlanmış çentikli oyuklar bulunur. Bu çentik bölgelerinin tasarım ve öngörülen kırılma yükü mertebeleri ışığında geometrik tanımlamalarının

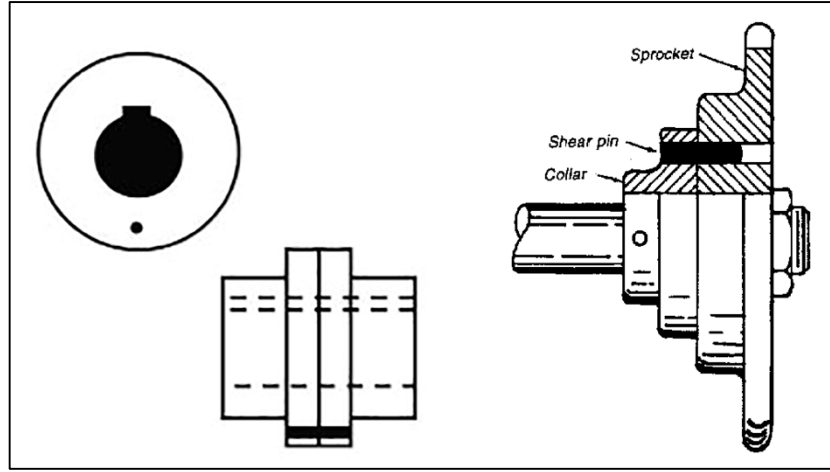
gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Pim örnekleri ve örnek kullanım alanları Şekil 1.1, 1.2 ve 1.3'te görülebilmektedir.



Şekil 1.1: Örnek Kesme Pimleri



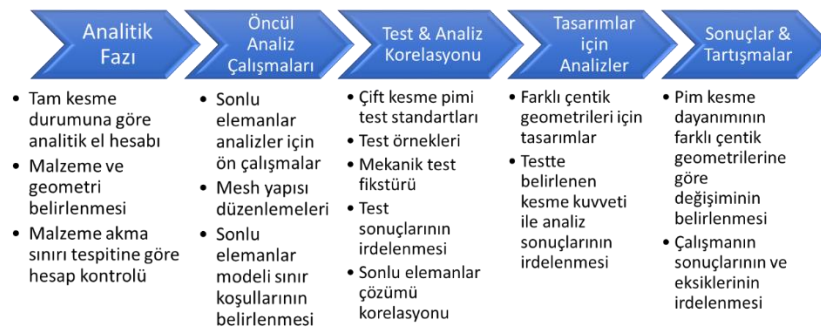
Şekil 1.2: Uçak Taksi Çeki Elemanında Kesme Pimi



Şekil 1.3: Tork Aktarım Organlarında Kesme Pimi Uygulaması

### 1.1 Tezin Amacı ve Yol Haritası

Geçmiş mühendislik problemlerinde, el hesabı veya analitik yaklaşımlar ile gerçekleştirilmiş hesaplar ile tasarlanan yapılar için, üretilmiş prototipler üzerinden doğrulama testlerinin gerçekleştirilmesi söz konusu iken, modern mühendislik uygulamalarında artık Sonlu Eleman Çözümleri, Sistem Simülasyonu v.b. bilgisayar destekli mühendislik yazılımları sayesinde, hem prototip masraflarından minimum seviyede etkilenecek bütçe dostu, hem de proje planını zorlamayacak süreçler ile uygulamalar gerçekleştirilip çözüme gidilmektedir. Bu çalışma için de test sonuçları ile korele edilmiş analiz metodunun, farklı prototiplerin çözümü ve değerlendirilmesi noktasında kullanıldığı bir metod belirlenmiştir. İzlenen metod adımları Şekil 1.4'te sırasıyla gösterilmektedir.



Şekil 1.4 : Kesme Pimi Çalışmasının İş Akış Şeması

## 1.2 Literatür Araştırması

Bu çalışmada, kesme piminin lineer elastik bölgenin dışına çıkması, pimin işlevini yitirdiği nokta olarak kabul edilmiştir. Bu da aslında, havacılıkta kullanılan iniş takımına bağlanan bir parçanın artık elastik yük taşıyamadığı durumda değiştirilmesi gereklilik ve kritik güvenlik parçalarında yapılması gereken prosedür olarak ele alınmıştır. Bu sebeple, parçanın kopma sınırının ilgililenen kısmın çok daha üstünde kalan bir gerilme seviyesine işaret etmektedir. İncelenen çoğu makalede, konunun test kampanyası odağında ve kopma direnci seviyesinde ele alındığı görülmüştür. Örneğin, yapısal çelik pimlerin tasarım ve davranışını yapısal eleman seviyesinde olarak ele alan Bridge vd.'nin (2001) çalışmasında gerçekleştirilen deneylerde, kullanılan çift çentikli kesme pimleri üzerinde kesme kuvvetleri sonucunda kalıcı deformasyon veya kopma gibi düzeylerde bir hata modu ile karşılaşılmamış, asıl hasar durumu pimlerin birbirine bağladığı plaka ve levha elemanları üzerinde görülmüştür. Peng ve Guo'nun (2016) çalışmasında ise lineer malzeme davranışı ile modellenen tek çentikli kesme pimleri üzerinde kopma seviyesindeki davranış öngörülme çalışılmış, akma dayanımına göre pim yük kapasitesinin pinin kesme alanına göre belirlendiği bilgisine ulaşılmıştır. Lineer malzeme modelinin kesme pimi kopma kapasitesinin hesabında kullanılabileceği belirtilmiştir. Bu çalışmada da, çentik geometrisi ile ilgili bir çalışma gerçekleştirilmemiştir. Vičan ve Farbák'ın (2020) çalışmasında, pim elemanının dayanım noktasında, birbirine bağladığı yapılardan daha yüksek mukavemete sahip olduğu görülmüştür. Bu ve benzeri çoğu çalışmada da kritiklik arz eden yapının, pim haricindeki bağlanan parçalar olduğu ve bu parçaların dayanım kriterlerinin irdelenmesi gerektiği fikri ile çalışılmıştır. Bu sebepler ile, çift çentikli kesme pimleri üzerinde, geometrik tasarım parametrelerinin pim dayanımına etkisi ile ilgili bu çalışma, en azından bu konuda yapılacak ileri düzey araştırmalar için bir giriş çalışması olması amacıyla gerçekleştirilmiştir.

## 2. ÇİFT ÇENTİKLİ KESME PİMİ ANALİTİK HESAP ve GİRİŞ ANALİZLERİ

Pim, civata veya perçin gibi silindirik bağlantı elemanları üzerinde oluşan kesme dayanımı hesapları, temelde basit bir formülasyona sahiptir. Bu formüllerde, tam kesme durumu kabulü ile hesaplamalar gerçekleştirilmektedir.

Bu çalışma için, farklı çentik geometrilerinin kesme piminin kesme dayanımı üzerindeki etkisini araştırmak amacıyla, çift kesme düzlem ve çentiğe sahip pim tasarımı ele alınmıştır. Ayrıca bu çalışma, bu tür kesme yükü taşıyan elemanların tasarım sürecinde olan mühendis ve tasarımcılar için, genel kesme dayanımını etkileyen geometrik özelliklerin neler olduğu ve bunları nasıl etkilediği konusunda faydalı bilgiler sunmaktadır. Bu amaçla, analitik ve sonlu elemanlar metodu hesaplamaları kapsamında test çalışmaları ile korelasyon sağlanarak ilerlenmiştir. Çift çentikli pim ve mapa düzeneği üzerinden basit analitik hesaplar ile ön hesaplama tabi tutulmuştur. Çift kesme durumunun, pim ya da perçin bağlantı elemanları için kesme yükü hesabı için aşağıdaki temel denklemler kullanılmaktadır (2.1).



Şekil 2.1 : Tekli Kesme Ve Çift Kesme Düzlemlili Pim Görselleri



Şekil 2.2 : Tekli Kesme Ve Çift Kesme Düzlemlili Pim Kuvvet Gösterimi

## 2.1 Analitik Yaklaşım

Malzemenin akma sınırı, çalışmada dayanım sınırı olarak kabul edilmiştir. Malzeme çapının en düşük olduğu yer, gerilme yığılmasının da oluşacağı bölge olacaktır. Bu sebeple, pimin dayanım hesapları bu kritik lokasyonun geometrisine doğrudan bağlıdır. Kesme dayanım yükünün hesabı da (F) bu bölgenin taşıyacağı maksimum kesme gerilmesi üzerinden gerçekleştirilmiştir. Önceden de belirtildiği üzere, bu bölgenin sadece kesme yüküne maruz kalacağı kabul edilerek hesaplamalar yapılmıştır. Denklemler, Şekil 2.1 ve 2.2'deki gösterimlerin analitik yaklaşımlarını temsil etmektedir.

$$\tau_{s.shear} = \frac{F}{A_{shear}} \quad \tau_{d.shear} = \frac{F}{2A_{shear}} \quad (2.1a)(2.1b)$$

$$F_{s.shear} = A_{shear} \times \tau_{y.shear} \quad (2.2)$$

$$\tau_{y.shear} = \frac{\sigma_{yield}}{\sqrt{3}} = \sigma_{yield} \times 0,577 \quad (2.3)$$

$$A_{shear} = \pi(r_{shear})^2 \quad (2.4)$$

Kesme bölgesinde oluşacak tek gerilmenin kesme gerilmesi olduğu kabulünden dolayı, von Mises akma kriterine göre, yalnız kesme gerilmesi bileşke gerilmenin  $1/\sqrt{3}$  katını oluşturacağından, akma gerilmesinin 0,577 katının kesmeye göre akma limitine eşit olacaktır. Çift kesme durumunda ise, kuvvetin 2 katına çıkması gerekecektir. Kesme gerilmesinin kesitteki dağılımı da, kuvvetin uygulanacağı eksenine göre bakıldığında iki yatay uç bölgede maksimuma, düşey bölgelerde minimuma düşecek şekildedir.

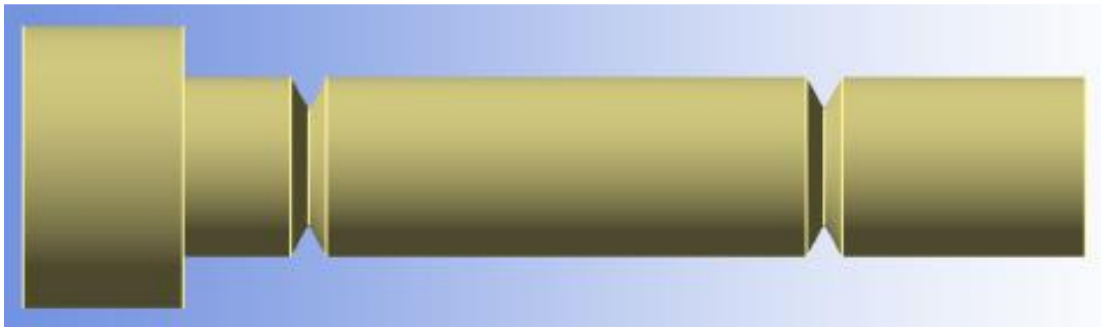


Şekil 2.3 : Çentik kesme gerilme profili gösterimi

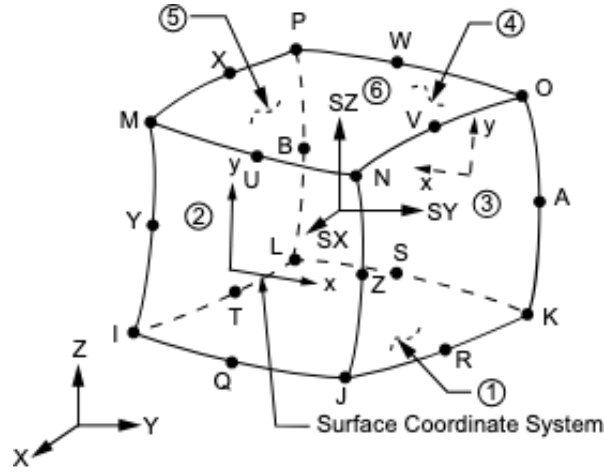
Pim malzemesi, lineer elik malzeme olarak kabul edilmiştir. 210 GPa elastiklik modülü, 0,3 Poisson Oranı ile elastik bölge tanımlanmıştır. İlerleyen aşamalarındaki analizlerde, malzemenin akma sınırının da belirlenmesi ile hesaplamalarındaki kriterler somutlaştırılacaktır.

## 2.2 Sonlu Elemanlar Yaklaşımı

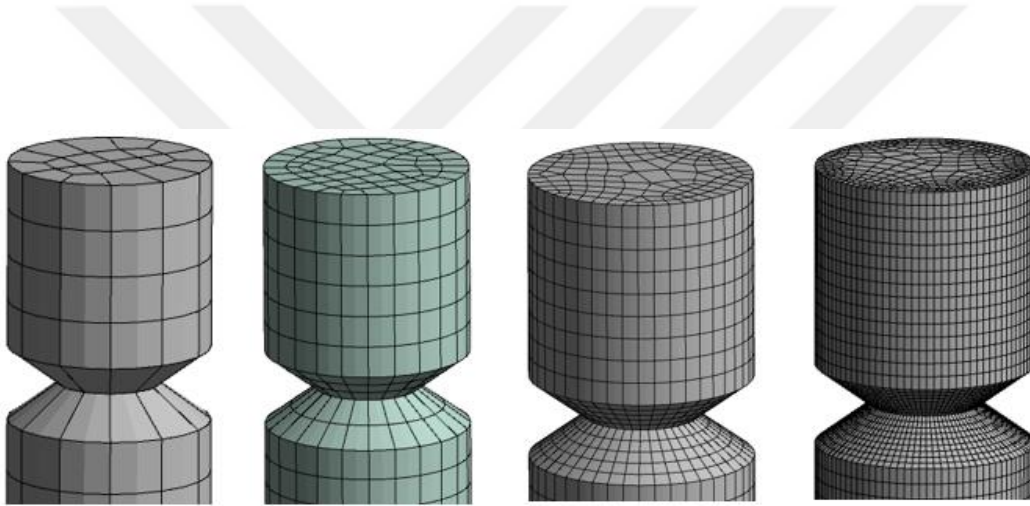
Sonlu elemanlar analizi çalışmaları için, numuneye benzer bir geometriye sahip temsili bir örnek model üzerinden, pim orta yüzeyinin 5kN'luk bir yük ile radyal yönde bastırıldığı ve iki uç bölgesinden sabitlendiği bir analiz modeli oluşturulmuştur. Analiz alışmaları için ANSYS Mechanical arayüzü n işlemci, üzücü ve son işlemci olarak kullanılmıştır. Mesh ağı ve eleman örgüsü, ikinci dereceden 3 boyutlu SOLID186 Quadratic Hexahedron eleman tanımı ile oluşturulmuştur. Bu eleman, 20 düğüm noktası ve 120 serbestlik derecesine sahiptir. Özellikle gerilme bölgelerinde tekillik sorununun olmaması, yüksek doğruluk, ve znrlk elde edilmesi için bu eleman tipi tercih edilmiştir. Pimin nominal çapı 20mm, kesme çapı 10mm ve uzunluğu 100mm'dir. Uygun mesh boyutu için mesh yakınsama çalışması gerçekleştirilmiştir. Mesh yakınsama kriteri olarak, yapıda oluşan maksimum Von Mises gerilmesi belirtilmiştir. Pim numune geometrisi Şekil 2.4'teki gibidir.



Şekil 2.4 : Pim Numune Geometrisi

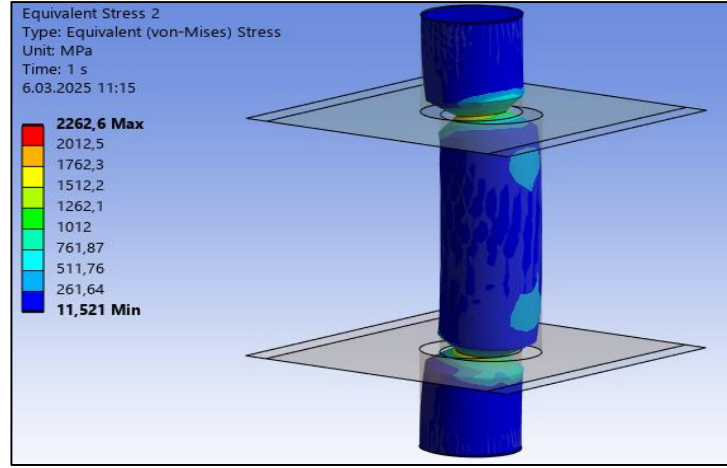


Şekil 2.5 : SOLID186 Eleman Tanım Görseli

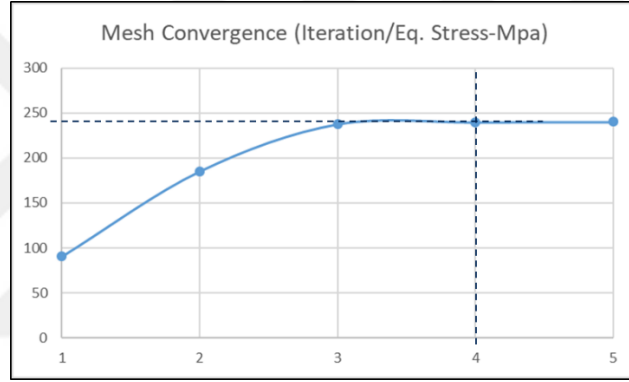


Şekil 2.6 : Pim Üzerinde Oluşturulan Eleman Örgüsü

Mesh yakınsama çalışmasında, pim üzerinden alınan maksimum Von Mises gerilmesi, mesh yoğunluğunun artırılması sonrasında 4. iterasyonda, bir önceki iterasyona göre %0,71 değişim ile kabul edilebilir minimum seviyeye geldiğinden, 1 mm eleman boyutunun, bu problem için yeterli bir seviye olduğu görülmüştür. Seçilen eleman tanımı ve ağ örgüsü Şekil 2.5 ve 2.6'da gösterilmiştir. Gerçekleştirilen analiz sonuçları ve mesh yakınsama sonuçları ise Şekil 2.7 ve 2.8'de gösterilmiştir.



Şekil 2.7 : Pim Üzerinde Oluşan Gerilme Çıktısı



Şekil 2.8 : Mesh Yakınsama İterasyon Grafiği

Çizelge 2.1 : Mesh Yakınsama Tablosu

	Eleman Boyutu (mm)	Eşdeğer Gerilme (MPa)	Değişim (%)	Düğüm Noktası Sayısı	Eleman Sayısı
1	4	90,3		933	458
2	2	185,3	68,9	5632	3240
3	1,2	237,9	24,9	31921	20683
4	1	239,6	0,71	58363	38596
5	0,8	240,1	0,001	91804	62900



### 3. MALZEME VE MEKANİK TESTLERİ

#### 3.1 Malzeme Kimyasal Analizi

Elimizdeki numunenin düşük karbonlu bir çelik sınıfına ait olduğu çalışma öncesinde bilinen bir veridir. Ancak, düşük karbonlu sınıfta oldukça farklı mekanik özelliklere, farklı kimyasal kompozisyonlara sahip üyelerin bulunduğu bilinmektedir. Bu kapsamda, malzemenin bu değişken sınıflamada kalite ve çeşidinin netleştirilmesi amacıyla, malzeme kimyasal spektrum analizi gerçekleştirilmiştir. Analiz 3 farklı analizin sonuçlarının aritmetik ortalaması ile alınan yüzde kimyasal oranların değerlendirilmesi ile gerçekleştirilmiştir. Her ölçümde de sonuçların birbirine oldukça yakın çıktığı gözlemlenmiştir.

Analiz sonucunda, malzemenin üretim sahasındaki adı ile otomat çeliği, evrensel adı ile free-cutting steel olduğu, malzeme numarasının DIN EN 10087 standardı uyarınca 1.0727, isminin 46S20 olduğu tespit edilmiştir. Analiz için kullanılan ekipman ve numune Şekil 3.1 ve 3.2'deki gibidir.

**Çizelge 3.1** : Malzeme Mekanik Özellikleri

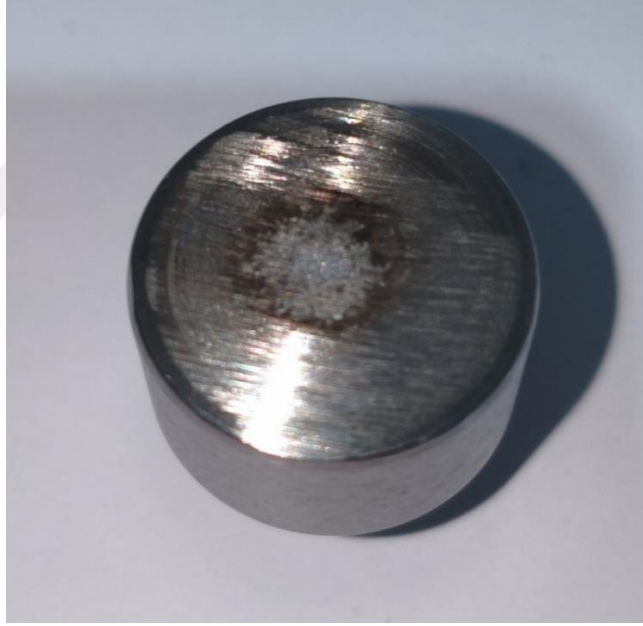
Malzeme Adı	Elastiklik Modülü (GPa)	Poisson Oranı (%)	Akma Gerilmesi (MPa)	Çekme Gerilmesi (MPa)
46S20	210	0.3	440	700

**Çizelge 3.2** : Malzeme Kimyasal Kompozisyon Tablosu

Oran (%)	C	Si	Mn	S	Fe
46S20	0,5	0,16	0,75	0,17	98,27



**Şekil 3.1 : Kimyasal Spektrum Ekipmanı**

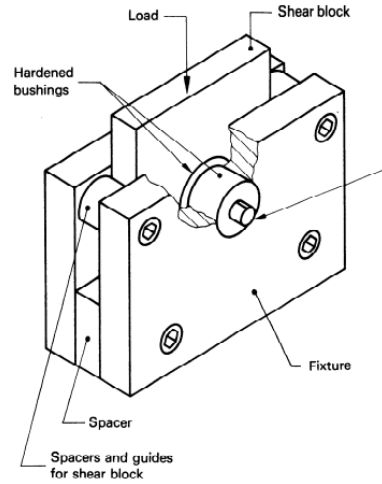


**Şekil 3.2 : Spektral Sonuç Alınmış Numune**

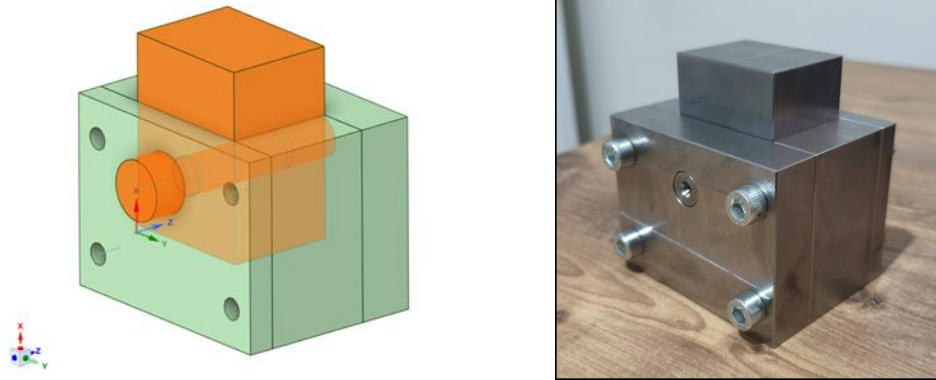
### **3.2 Malzeme Mekanik Testi**

Kesme pimi numunesi, çentik bölgelerinde tam kesme koşulu oluşması amacıyla mekanik test kurgusu oluşturulmuştur. Bu amaçla, geometrik olarak bu koşulu sağlayacak bir fikstür tasarımı ve üretimi gerçekleştirilmiştir.

Test fikstür tasarımı ve testin icrasında kullanılan parametrelerde, ISO 9749-1986 numaralı standarda uyularak ilerlenmiştir. Standart temelde, dairesel kesitli metalik pimlerin çift düzlemlı kesme testinin detaylarını içermektedir. Fikstür yapılarının birbiriyle ve numune ile ölçüsel toleranslarının 0,15 mm'yi geçmemesi gerektiği, fikstürün şekilsel detaylarını ve test hızının 13mm/dk'yı geçmemesi gerektiği gibi yönergelerde bulunmaktadır. Standart fikstür görseli ve test fikstür tasarımı Şekil 3.3 ve 3.4'te görülebilmektedir.



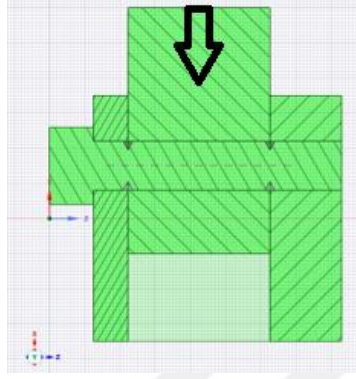
Şekil 3.3 : Örnek Test Fikstür Şeması



Şekil 3.4 : Fikstür Tasarım Detay Görselleri

Test uygulama hızı olarak, üç nokta eğme testi gibi, çoğu mekanik testte belirlenmiş kabul edilen 5 mm/dk belirlenmiştir. Fikstür tasarımında görselde olduğu gibi, baskı için belirlenmiş yüzey üzerine, basma tezgahının hidrolik silindir aparatı ile yükleme düşey yönlü olarak gerçekleştirilmiş, uygulanan yüke karşılık alınan deplasman değerlerinin sonuçları çizelge olarak alınmıştır. Uygulanan yük, pimin orta yüzeyine,

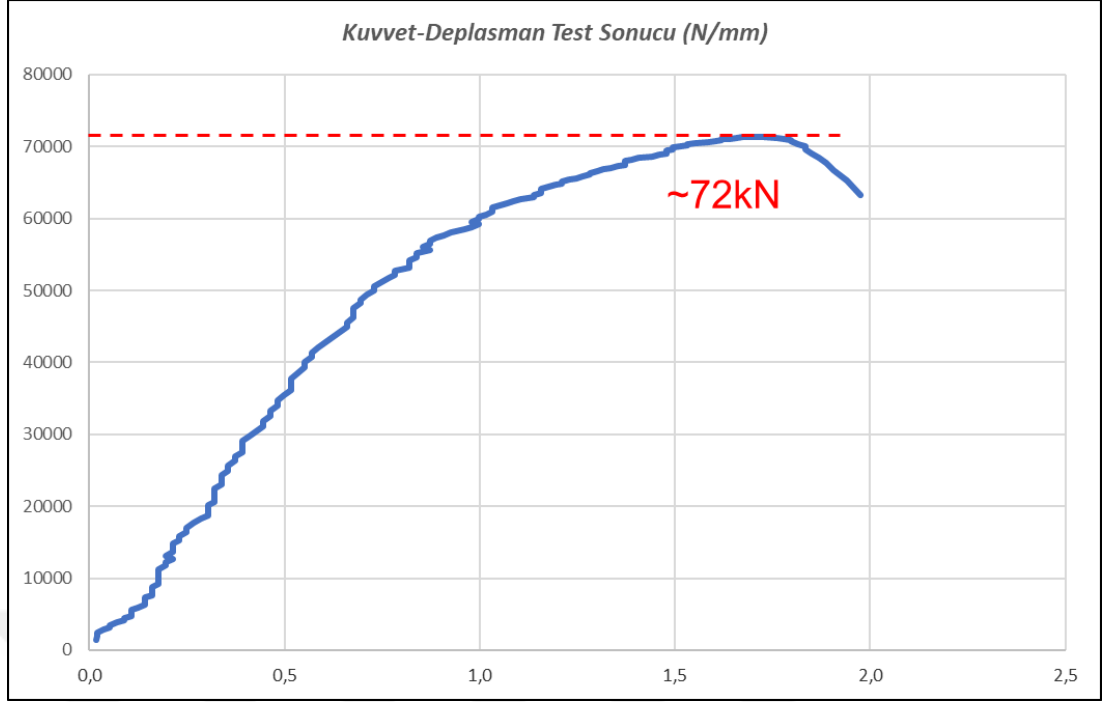
çentiklerde tam kesme yükü oluşturacak şekilde aktarılmıştır. Pimin, kesme çentiklerinden eş zamanlı olarak kırılması sağlanmıştır. Fikstür test baskı yüzeyi ve test öncesi ve sonrası numune durumları Şekil 3.5 ve 3.6’da görülebilmektedir.



**Şekil 3.5 : Fikstür Kesiti, Baskı Yüzeyi**

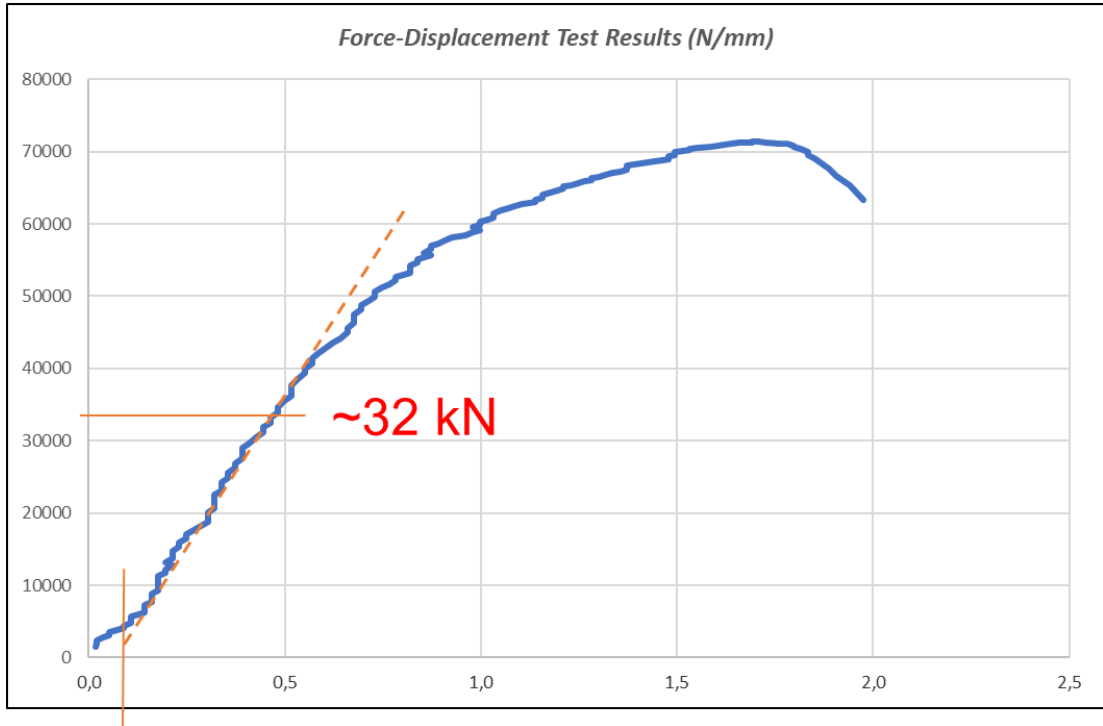


**Şekil 3.6 : Kesme Pim Numunesi Test Öncesi ve Sonrası**



Şekil 3.7 : Kesme Testi Sonucu (Maksimum Kesme Yüğü)

Test sonucunda, pim kesme kopma durumunda ulaştığı maksimum kuvvet miktarı 72 kN olmuştur. Testten alınan veri Şekil 3.7 ve 3.8'dedir.



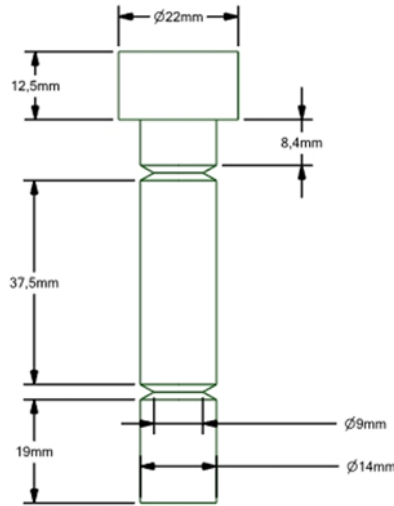
Şekil 3.8 : Kesme Testi Sonucu (Pim Akma Sınırı, Elastik Sınır)

Kuvvet-deplasman test sonuçları üzerinden, malzeme akma sınırının tespiti konusunda literatürde farklı yaklaşımlar mevcuttur. Malzemenin akma noktasını belirlemek için kullanılan en yaygın yöntem, kopmadaki uzamanın maksimum yer değiştirme olarak kabul edilmesiyle uygulanan ofset yöntemidir, eğrinin apsisinde %0,2 uzama işaretlenmeli, elastik rejime paralel çekilen doğrunun eğriyi kestiği veya eğrinin eğiminin azalmaya başladığı nokta malzemenin akma sınırı olarak kabul edilebilir.

46S20 malzemenin kopma uzaması %12'dir. Kopmadaki uzaman 2mm olarak testte ölçülmüştür. Akma uzaması da %0.2 olarak kabul edilirse, 0.048mm'lik uzama, elastik bölgenin sonu ve akmanın başlangıcı olarak kabul edilebilir. Bu da tablodaki grafikte yaklaşık 32kN'luk bir yüke tekabül etmektedir. Tespit edilen bu kuvvet, korelasyon ve sonraki analiz çalışmalarında kullanılacaktır.

### 3.3 Test Analiz Korelasyonu

Öncelikle test sonucunda alınan kuvvet değerinin, analitik yolla hesaplanan kuvvet değeri ile kıyası gerçekleştirilmiştir. Görselde geometrik ölçüleri verilmiş olan pim için, kesme yükünün de yaklaşık 32 kN mertebelerinde olması gerektiği hesabı aşağıdadır. Pimin kesme çapı 9mm, anma çapı 14 mm olarak ölçülmüştür. Detayları Şekil 3.9'daki gibidir.



Şekil 3.9 : Kesme Pim Numunesi Geometrik Detayı

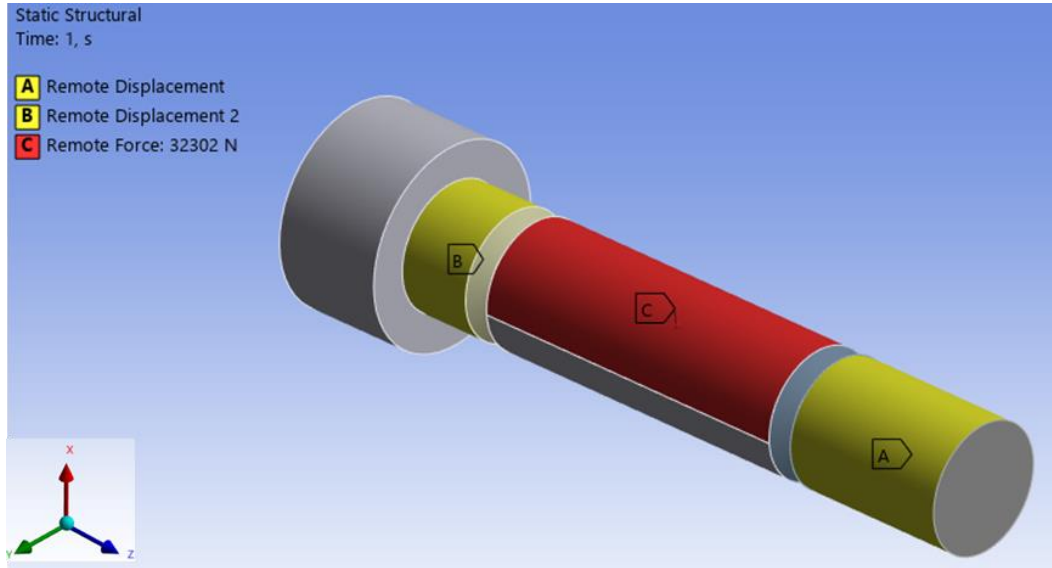
Denklem 2.1b , 2.3 ve 2.4 e göre yapılan hesap;

$$A_{shear} = \pi \times \frac{9^2}{4} = 63.6 \text{ mm}^2$$

$$F = 2 \times A_{shear} \times \sigma_{yield} \times 0,577 = 32302N$$

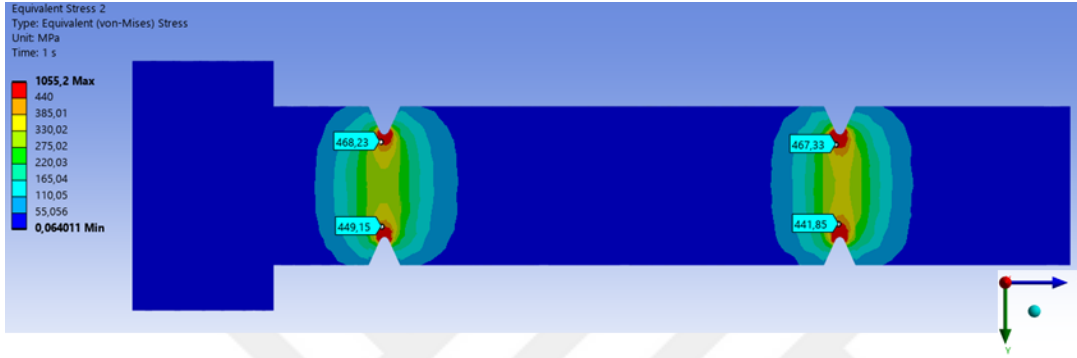
Bu sonuca göre, testte ölçülen veri ile analitik hesap oldukça korele sonuç vermektedir. Sonlu elemanlar analizi için de, bu tespit edilen kuvvet miktarının vereceği kesitteki gerilme dağılımı ve maksimum von Mises sonuçlarına göre korelasyon çalışması tamamlanmıştır.

Analiz sınır koşulları için, basitleştirilmiş bir kurgu takip edilmiştir. Şekil 3.10'daki gibi, pim başı altındaki ve uç bölgedeki silindirik yüzlerden tutulan pim, ortasındaki silindirik yüzeyin, aksenal kesitinin üst yarısından radyal aşağı yönde basıya maruz bırakılmıştır. Bu sınır koşulları ile, daha farklı yapılan deneme çalışmalarına %7'lik bir yakınsama payı ile doğru sonuç verdiği kabul edilmiştir. Analiz yapısal lineer statik analiz olarak gerçekleştirilmiştir, bu haliyle yeterli ve hesaplama konusunda da verimli olarak görülmüştür.

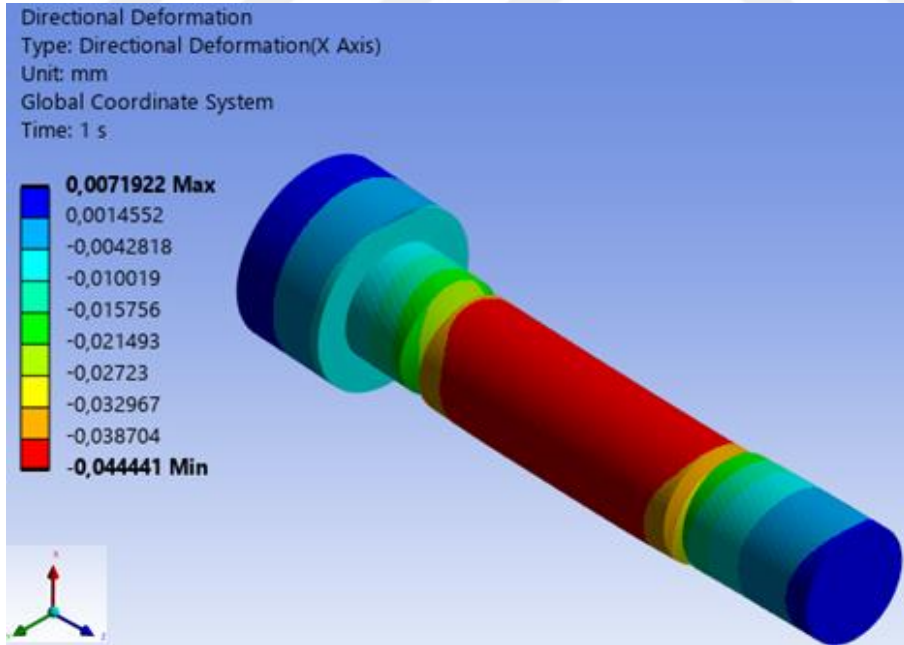


Şekil 3.10 : Sonlu Elemanlar Analizi Sınır Koşulları

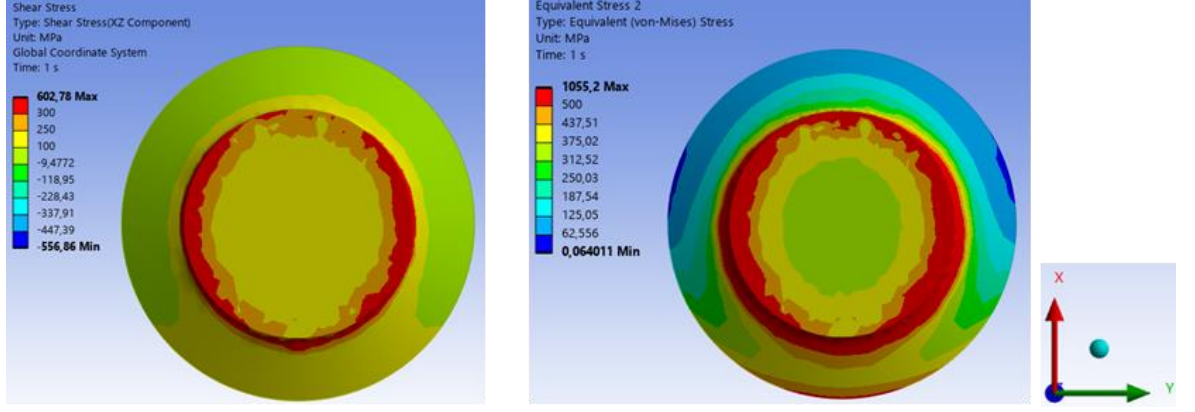
Analiz sonucunda, kiritik bölgede maksimum Von Mises gerilmesi, 455 MPa mertebelerinde tespit edilmiştir. Malzeme akma sınırı 46S20 için 440 Mpa kabulüne göre %2'lik bir fark ile korele sonuç olarak değerlendirilmiştir. Buna ek olarak, pimin kuvvet uygulanmış orta yüzeyinin, kuvvet yönündeki deplasman miktarı da 0,044 mm olarak ölçülmüştür. Testteki 0,048 mm değerine yine %2 fark ile korele sonuç vermiştir.



Şekil 3.11 : Eksenel Kesit Gerilme Sonucu

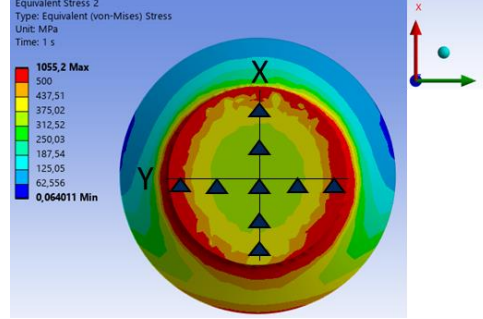


Şekil 3.12 : Pim Maksimum Deplasman Sonucu

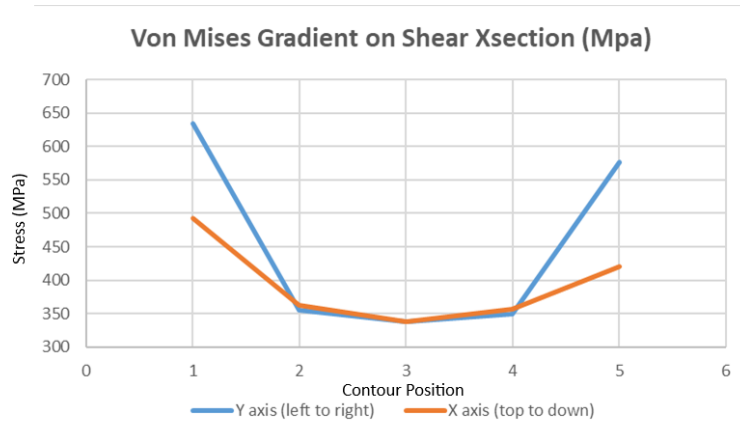


Şekil 3.13 : Kesme Çapı Kesiti Gerilme Sonucu

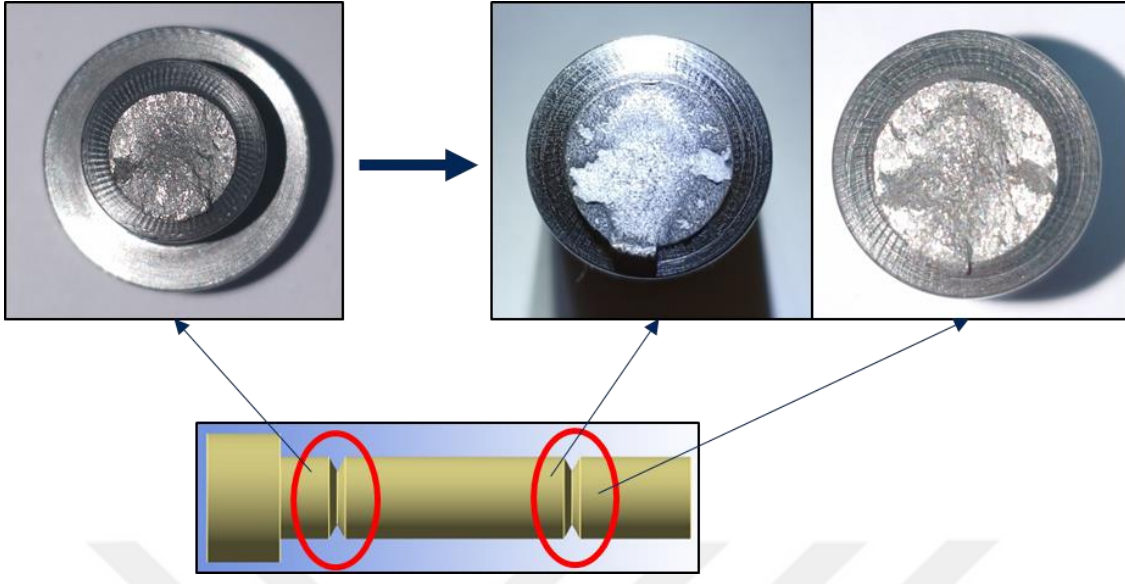
Kesme kesitindeki gerilme dağılımını da, önceki bölümlerde bahsedilen gibi, kuvvet yönlü bakıldığında kesme ekseninin sağ ve sol uçlarda en yüksek, üst ve alt noktalarda en düşük mertebelerde olduğu görülmüştür. Kesme çapı kesitine, mekanik test numunesi üzerinde de incelediğimizde, bu gerilme dağılımının yarattığı çatlak başlangıcı ve ilerlemesini de doğrular nitelikte olduğu söylenebilir. Şekil 3.14, 3.15 ve 3.16'da bu tespit görselleri mevcuttur.



Şekil 3.14 : Kesme Çapı Kesiti Gerilme Gradyen Şeması



Şekil 3.15 : Kesme Çapı Kesiti Gerilme Gradyen Değerleri



Şekil 3.16 : Kesme Çapı Kesitleri Test Sonrası Numune Görselleri

#### 4. FARKLI ÇENTİK GEOMETRİLERİ İÇİN ANALİZ ÇALIŞMALARI

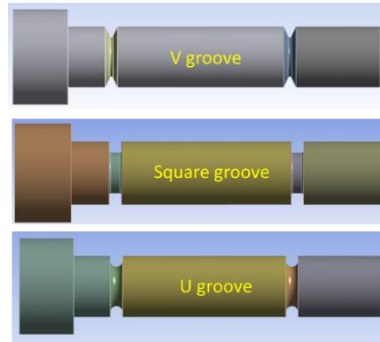
Çalışmanın devamında, farklı çentik geometrileri ve çentik genişliğinin, pim kesme dayanımına, radyal katılığın ve gerilme mertebelerine olan etkilerinin incelenmesi için yapılan, test ile korele edilmiş sonlu elemanlar analizi metodu ile alınmış sonuçları aktarılmıştır.

Temelde 3 farklı çentik geometrisi ile 3 farklı çentik genişliği ile 9 farklı analizden oluşan bir matrise sahip olunmuştur. Bu analizlerin geometrik modellerinde, test analiz korelasyonu için kullanılan numunenin temel boyutları aynen alınmıştır. Pim anma çapı 14 mm, kesme çapı 9 mm, ve genel uzunlukları aynı kalmıştır. Çentik genişlikleri  $h=2.8$  mm, 5 mm ve 7 mm olarak belirlenmiştir. Çentik geometrileri için de V, kare ve U tipi olacak şekilde geometrik tasarımlar gerçekleştirilmiştir.

Sonuçlar, radyal ve aksenal kesitte maksimum Von Mises gerilmesi, çentik bölgesi ortalama Von Mises gerilmesi ve pim radyal kesme katılığı olarak alınmıştır. Pim radyal katılığı,

$$\text{Radyal Katılık} = k_r = \frac{F_{uygulanan}}{\text{radyal deplasman}} \quad (4.1)$$

denklemleri ile hesaplanmıştır. Birimi kN/mm'dir.



Şekil 4.1 : Farklı Çentik Geometrileri



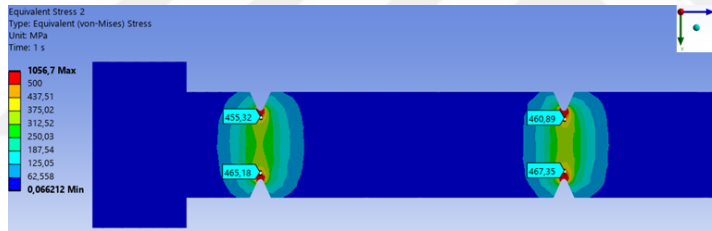
Şekil 4.2 : Çentik Genişliği h Gösterimi

#### 4.1 V Çentik Analiz Sonuçları

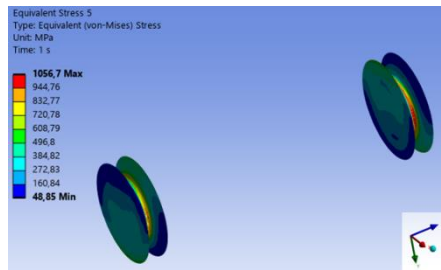
V profil geometrisine sahip çentiğin farklı çentik genişlikleri için analiz sonuçları alt başlıklarda verilmiştir.

##### 4.1.1 V çentik h=2.8mm

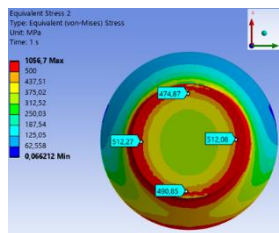
V çentik yapısı 2.8mm genişlik için alınan gerilme sonuçları Şekil 4.3, 4.4 ve 4.5'teki gibidir.



Şekil 4.3 : h=2.8mm V Çentik Eksenel Kesit Sonucu



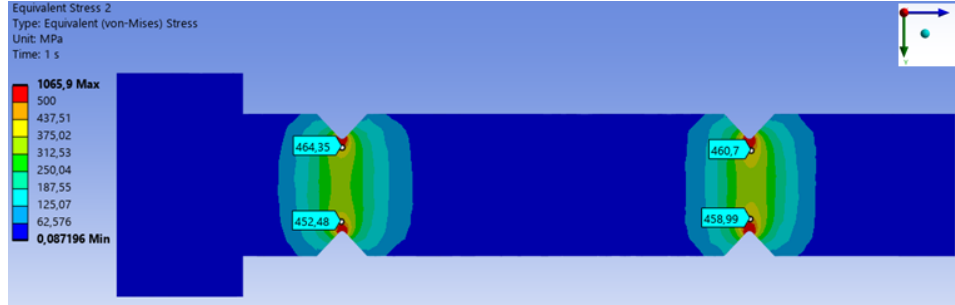
Şekil 4.4 : h=2.8mm V Çentik Çentik Bölgesi Sonucu



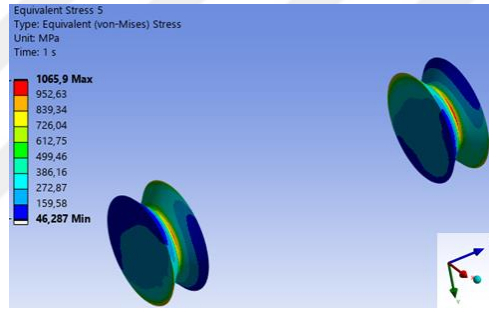
Şekil 4.5 : h=2.8mm V Çentik Radyal Kesit Sonucu

#### 4.1.2 V çentik h=5mm

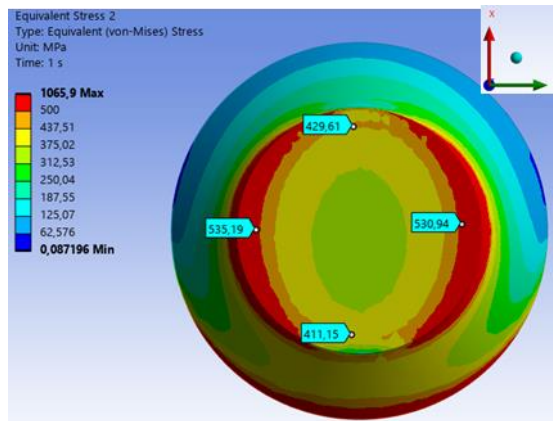
V çentik yapısı 5mm genişlik için alınan gerilme sonuçları Şekil 4.6, 4.7 ve 4.8'deki gibidir.



Şekil 4.6 : h=5mm V Çentik Eksenel Kesit Sonucu



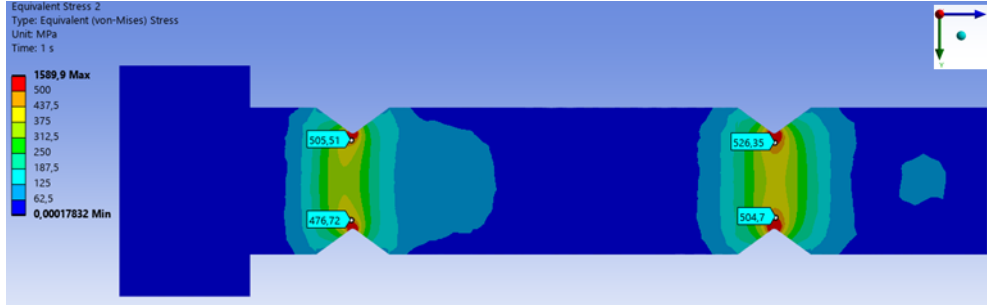
Şekil 4.7 : h=5mm V Çentik Çentik Bölgesi Sonucu



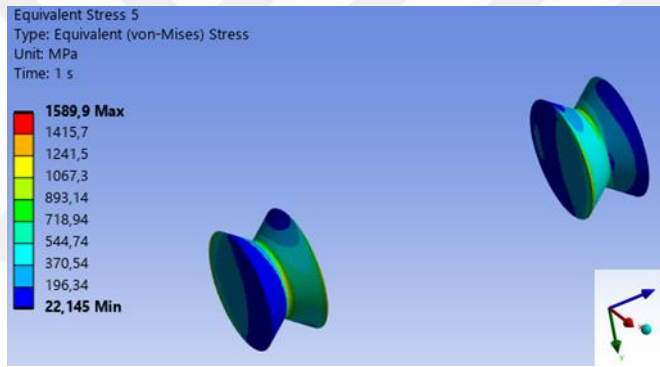
Şekil 4.8 : h=5mm V Çentik Radyal Kesit Sonucu

### 4.1.3 V çentik h=7mm

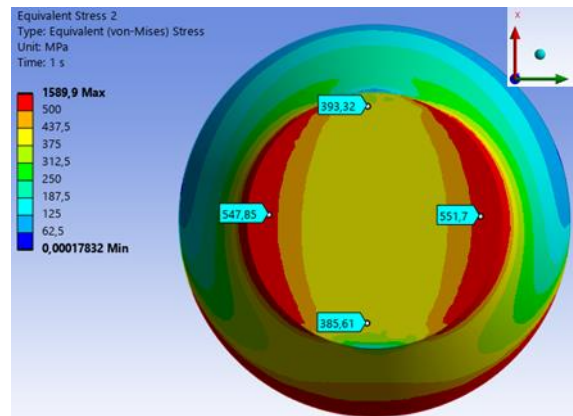
V çentik yapısı 7mm genişlik için alınan gerilme sonuçları Şekil 4.9, 4.10 ve 4.11'deki gibidir.



Şekil 4.9 : h=7mm V Çentik Eksenel Kesit Sonucu



Şekil 4.10 : h=7mm V Çentik Çentik Bölgesi Sonucu



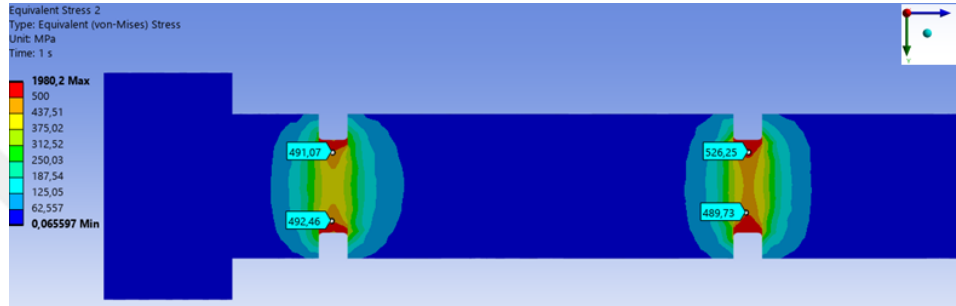
Şekil 4.11 : h=7mm V Çentik Radyal Kesit Sonucu

## 4.2 Kare Çentik Analiz Sonuçları

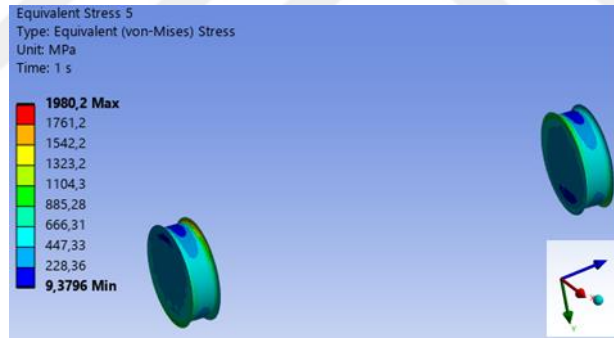
Kare profil geometrisine sahip çentiğin farklı çentik genişlikleri için analiz sonuçları alt başlıklarda verilmiştir.

### 4.2.1 Kare çentik h=2.8mm

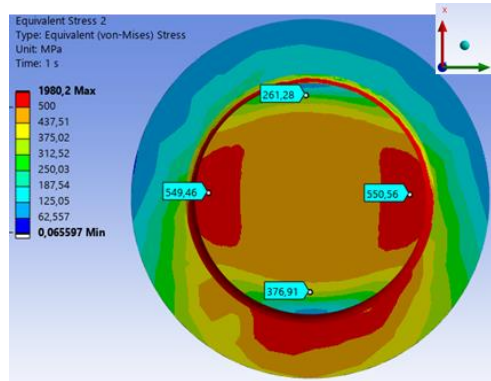
Kare çentik yapısı 2.8mm genişlik için alınan gerilme sonuçları Şekil 4.12, 4.13 ve 4.14'teki gibidir.



Şekil 4.12 : h=2.8mm Kare Çentik Eksenel Kesit Sonucu



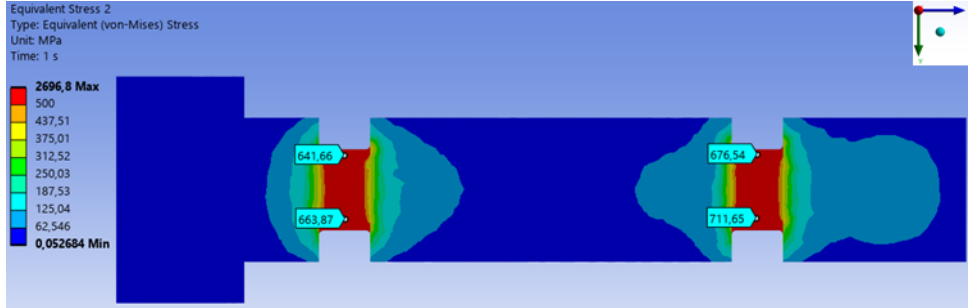
Şekil 4.13 : h=2.8mm Kare Çentik Çentik Bölgesi Sonucu



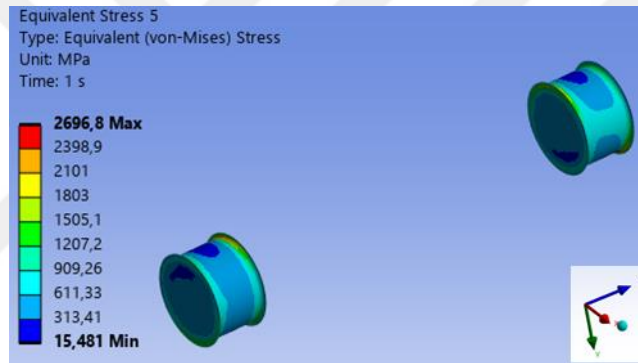
Şekil 4.14 : h=2.8mm Kare Çentik Radyal Kesit Sonucu

## 4.2.2 Kare çentik h=5mm

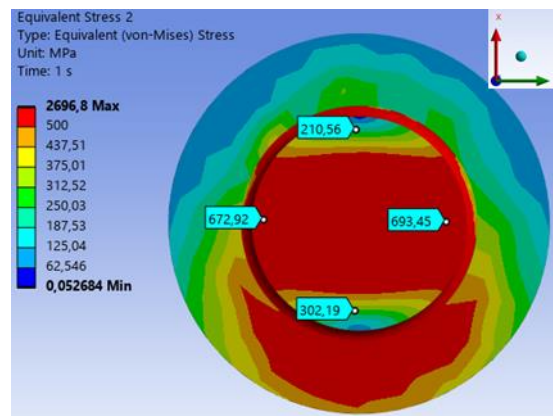
Kare çentik yapısı 5mm genişlik için alınan gerilme sonuçları Şekil 4.15, 4.16 ve 4.17'deki gibidir.



Şekil 4.15 : h=5mm Kare Çentik Eksenel Kesit Sonucu



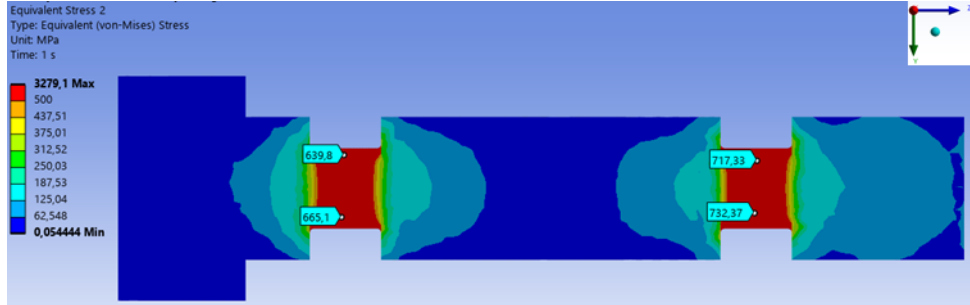
Şekil 4.16 : h=5mm Kare Çentik Çentik Bölgesi Sonucu



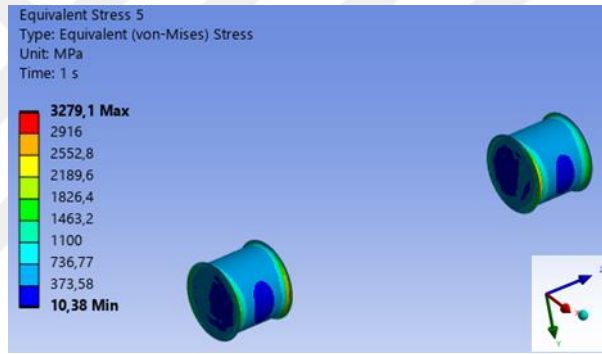
Şekil 4.17 : h=5mm Kare Çentik Çentik Bölgesi Sonucu

### 4.2.3 Kare çentik h=7mm

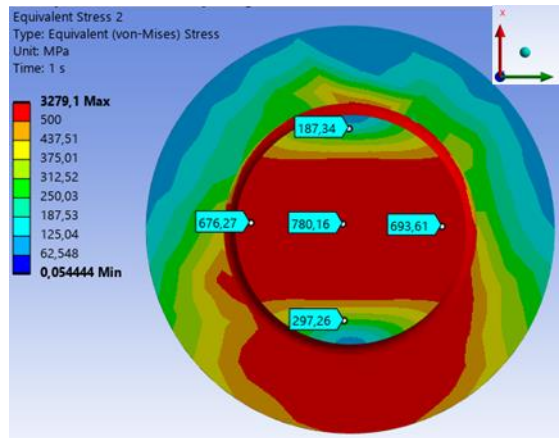
Kare çentik yapısı 7mm genişlik için alınan gerilme sonuçları Şekil 4.18, 4.19 ve 4.20'deki gibidir.



Şekil 4.18 : h=7mm Kare Çentik Eksenel Kesit Sonucu



Şekil 4.19 : h=7mm Kare Çentik Çentik Bölgesi Sonucu



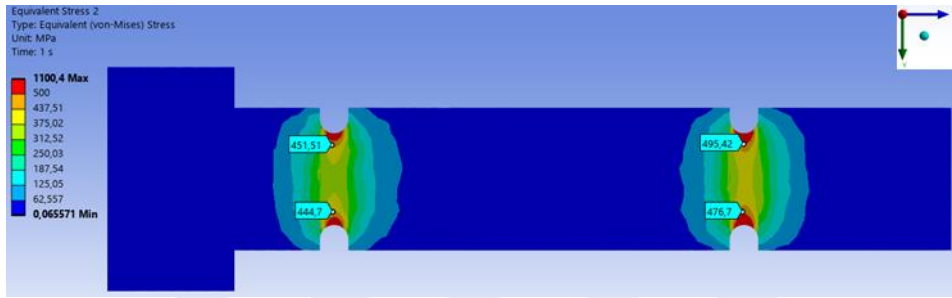
Şekil 4.20 : h=7mm Kare Çentik Radyal Kesit Sonucu

### 4.3 U Çentik Analiz Sonuçları

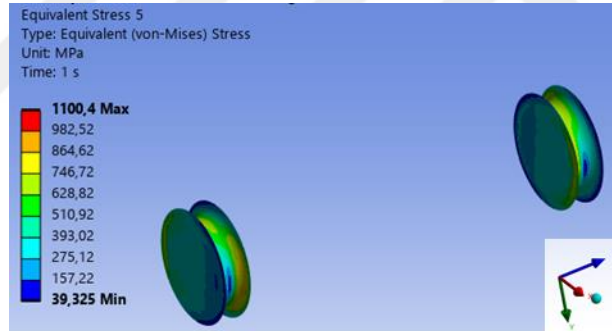
U profil geometrisine sahip çentiğin farklı çentik genişlikleri için analiz sonuçları alt başlıklarda verilmiştir.

#### 4.3.1 U çentik h=2.8mm

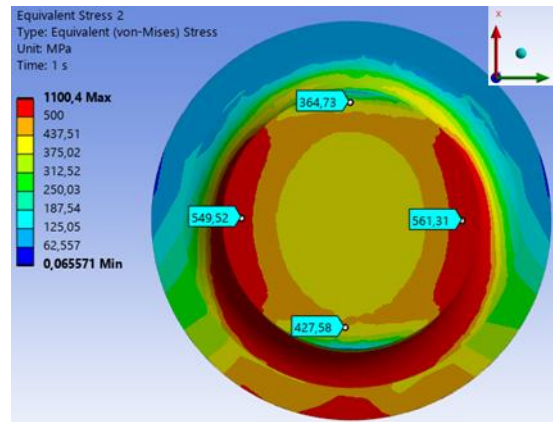
U çentik yapısı 2.8mm genişlik için alınan gerilme sonuçları Şekil 4.21, 4.22 ve 4.23'teki gibidir.



Şekil 4.21 : h=2.8mm U Çentik Eksenel Kesit Sonucu



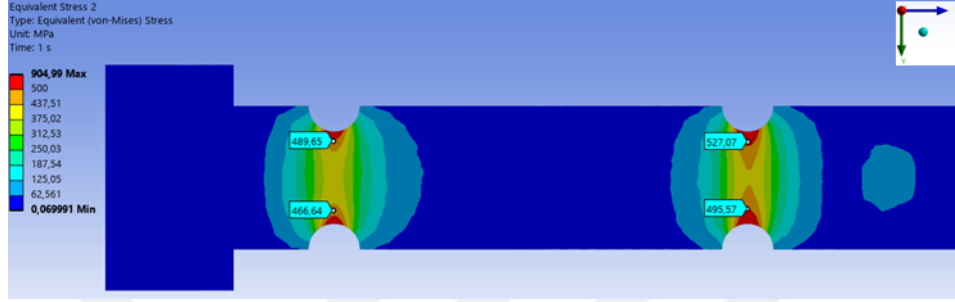
Şekil 4.22 : h=2.8mm U Çentik Çentik Bölgesi Sonucu



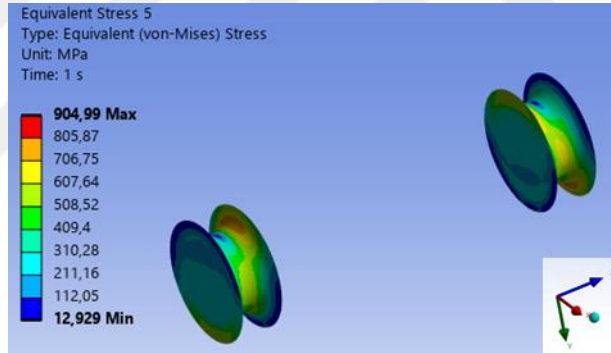
Şekil 4.23 : h=2.8mm U Çentik Radyal Kesit Sonucu

### 4.3.2 U çentik h=5mm

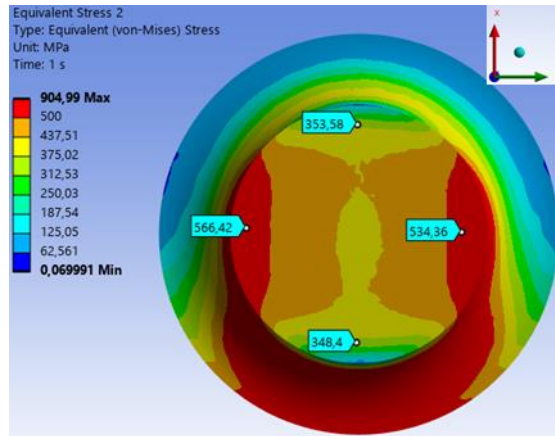
U çentik yapısı 5mm genişlik için alınan gerilme sonuçları Şekil 4.24, 4.25 ve 4.26'daki gibidir.



Şekil 4.24 : h=5mm U Çentik Eksenel Kesit Sonucu



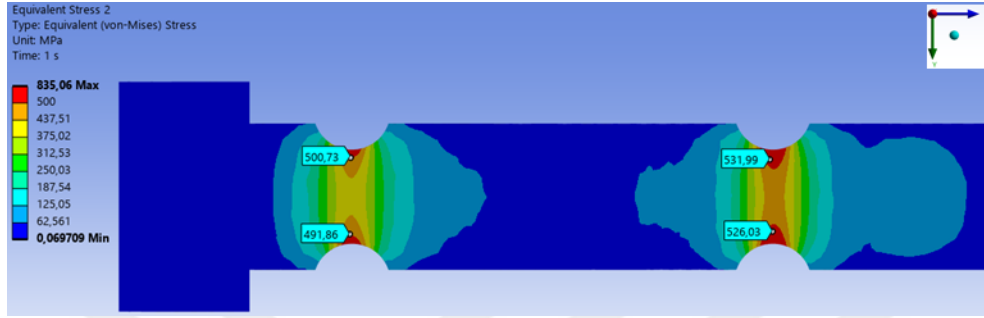
Şekil 4.25 : h=5mm U Çentik Çentik Bölgesi Sonucu



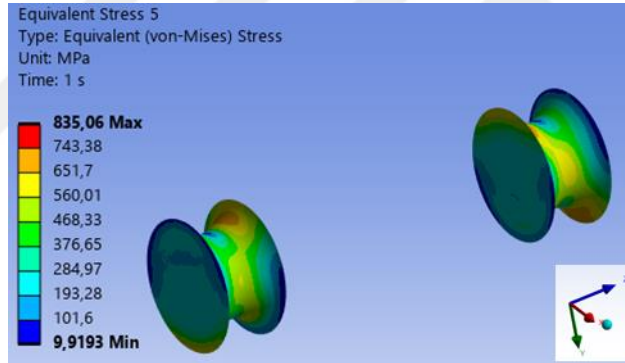
Şekil 4.26 : h=5mm U Çentik Radyal Kesit Sonucu

### 4.3.3 U çentik h=7mm

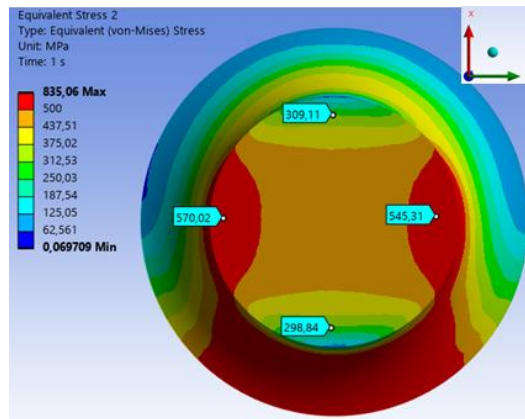
U çentik yapısı 7mm genişlik için alınan gerilme sonuçları Şekil 4.27, 4.28 ve 4.29'daki gibidir.



Şekil 4.27 : h=7mm U Çentik Aksel Kesit Sonucu



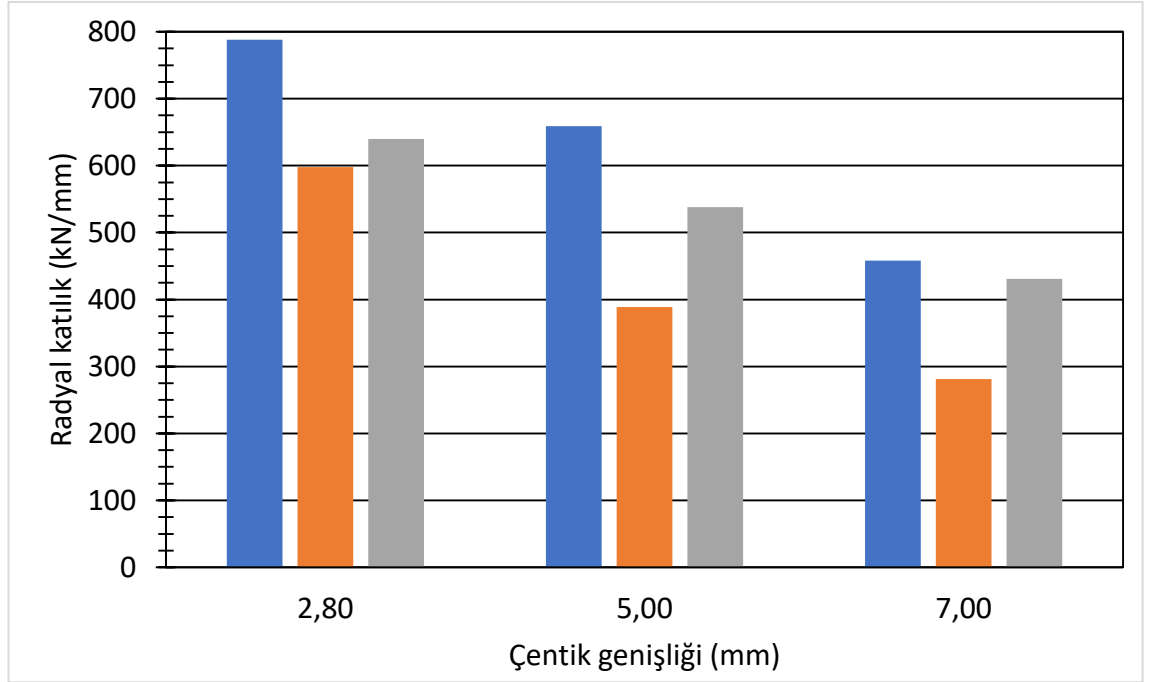
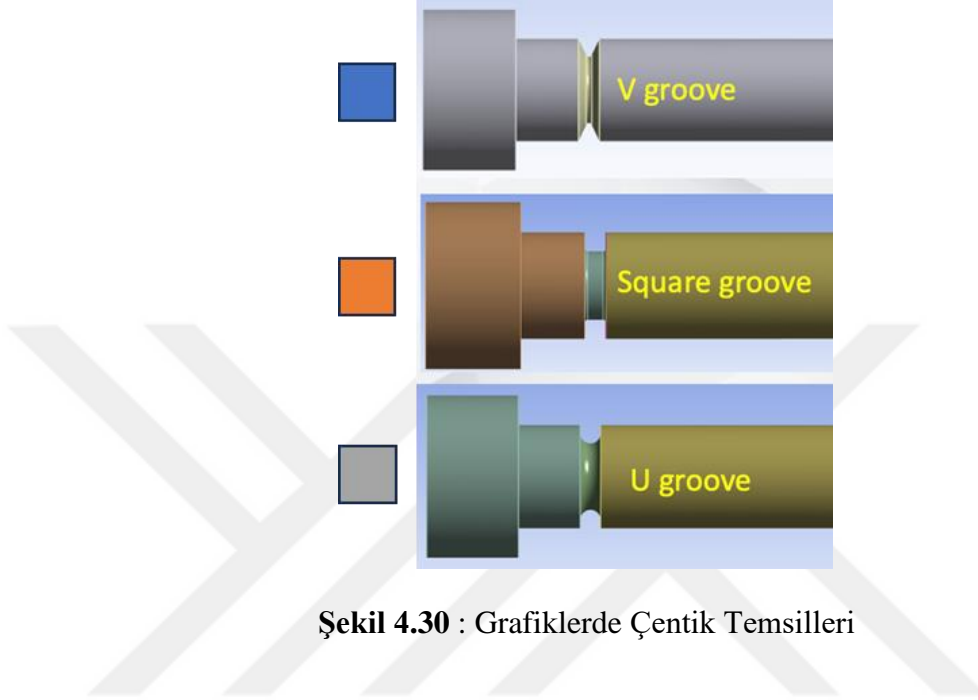
Şekil 4.28 : h=7mm U Çentik Çentik Bölgesi Sonucu



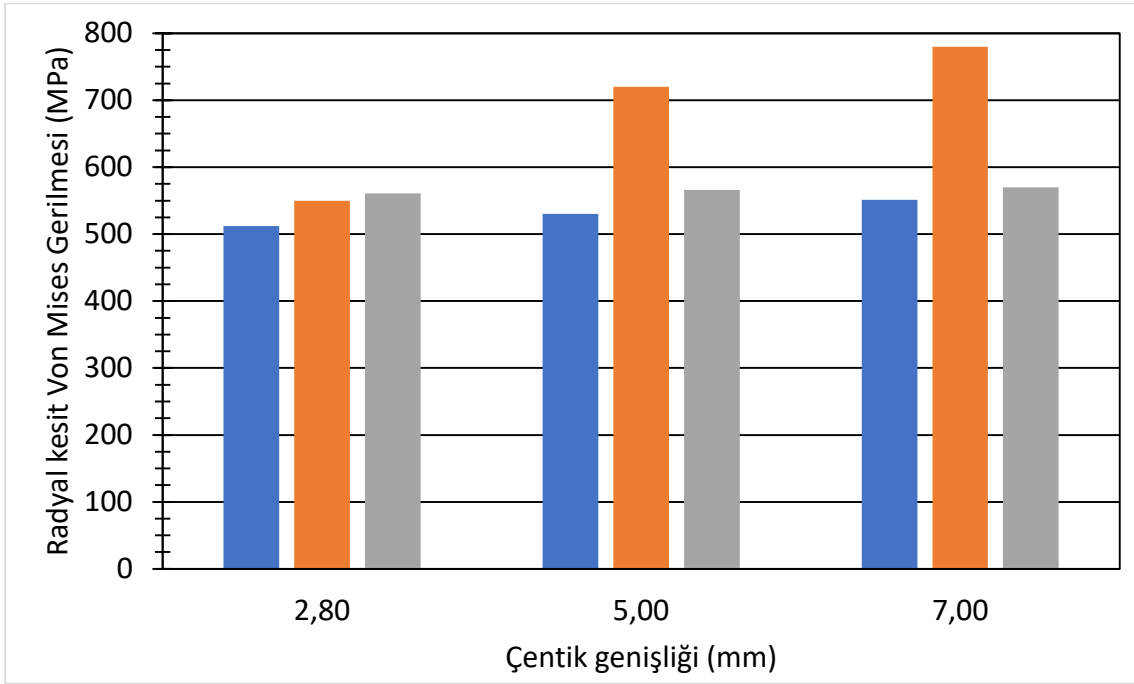
Şekil 4.29 : h=7mm U Çentik Radyal Kesit Sonucu

#### 4.4 Analiz Sonuçlarının Kıyaslaması

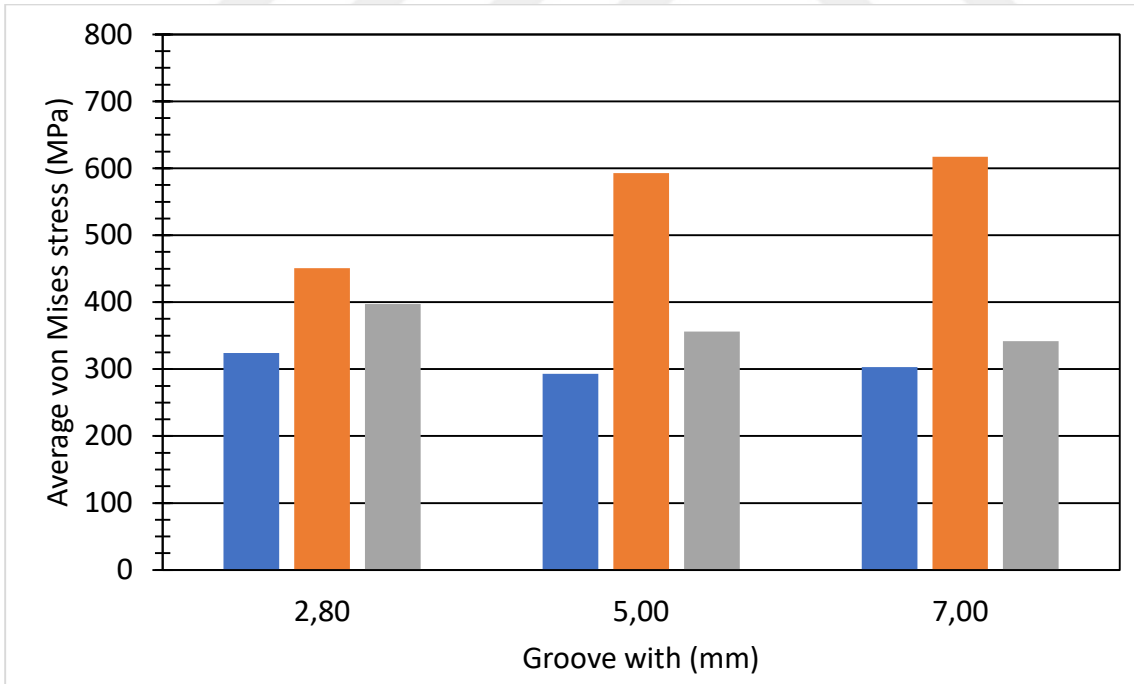
Tüm sonuçlar karşılaştırmalı şekilde aşağıdaki grafiklerde toplanmıştır. Grafiklerde renkler farklı çentik türlerini temsil etmektedir.



Şekil 4.31 : Radyal Katılık Sonuçları (yüksek daha iyi)



Şekil 4.32 : Radyal Kesit Gerilme Sonuçları (düşük daha iyi)



Şekil 4.33 : Eksenel Kesit Gerilme Sonuçları (düşük daha iyi)

## 5. DEĞERLENDİRME ve TARTIŞMA

Bu çalışma ile birlikte öncelikle, bir yapısal mühendislik problemine yaklaşım yollarının günümüzdeki geldiği noktada, elimizdeki araçların nasıl kullanılabileceğinin görülmesi açısından bir derleme niteliğindedir. Konsept tasarım sürecinden, malzeme belirlenmesi, mekanik ve kimyasal test süreçleri, prototip ya da numune testlerinin icrası, test koşullarının hem laboratuvar hem de bilgisayar ortamında simülasyonu ve korelasyonu süreçleri ve bilgisayar destekli mühendislik yazılımları sayesinde gerçek koşullara yakın simülasyonlar ile düşük bütçe ve zaman kaybı ile genel tasarımsal süreçlere getirilen çözümler gibi süreçlerin bir incelemesi gerçekleştirilmiştir.

Çalışmanın sonuçlarında, pim çentik geometrisinin, pim mukavemetine direkt olarak etkisinin olduğu tespit edilmiştir. Çentik genişliğinin artmasıyla birlikte, gerilme tensörünün tam kesme durumundan, eğilme durumuna doğru geçişi gerçekleşmiştir. Böylece pimin sadece çentik bölgesi değil, gittikçe orta ve dış yüksüz bölümlerinin de yük taşımaya başladığı görülmüştür. Çoğu durumda gerilme değerlerinde yükselme ve radyal katılıkta düşüş olmasına karşın, V ve U çentiklerde çentik bölgesi ortalama gerilme seviyelerinde düşüş olmuştur. Bu durum da böylece açıklanabilir. V çentik yapısı, aynı kesme çapı ve geometrik parametrelere sahip pimlerde, daha düşük gerilme ve yüksek katılık performansı göstermiştir. Bunun da, kesme bölgesinde V çentik sayesinde diğer çentik geometrilerine göre daha hacimsel olarak daha fazla malzeme tutulması ile açıklanması mümkündür.

Çalışmanın sonraki eklemeler ile kapatılması gereken birkaç şüpheli ya da eksik kalmış kısımları bulunmaktadır. Bunlardan biri, test sonuçlarında malzeme akma noktasının tespitindeki metodik farklılıklar ve sadece pim kesme durumuna daha uygun olabilecek bir yöntemin araştırılmasının gerekliliği, yok ise de mekanik test noktasında çalışmanın zenginleştirilerek uygun bir metod geliştirilmesinin faydalı olacağı düşünülmektedir. Bir diğeri ise, çentik genişliğinin değiştirilmesinin gerilme tensöründe yarattığı farklılıkların daha detaylı incelenmesinin ve gerçek mekanizmanın daha detaylı şekilde araştırılmasının faydalı olacaktır.

## KAYNAKLAR

- Jaiyen, K. & Rangri W.** (2023). Design and Analysis of Shear Pin of Lever Arm in Generator Circuit Breaker Using Finite Element Method *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering*
- Torres, J. & Gordon, A. P.** (2021). Mechanics of the small punch test: a review and qualification of additive manufacturing materials *Journal of Material Science*
- Zhang, Lin, Suni Lei, Chen, Lin, Chen** (2022). Double shear tests of high-strength steel bolted connections with reduced tightening *Journal of Building Engineering*
- Peng, T. & Guo, N.** (2016). Experimental and numerical studies of shear pin fractures based, on linear and bilinear models *Mechanika*
- Vican, J. & Farbak, M.** (2020). Analysis of high-strength steel pin connection *Civil Environmental Engineering*
- Sundarraaj, N., Dattagurut, B., Ramamurthyz, T. S.** (1995). Analysis of a double shear lap joint with interference fit pin *Computers & Structures*
- Grant, R. J., Smart, J., Stanley, P.** (1994). A parametric study of the elastic stress distribution in pin-loaded lugs *Journal of Strain Analysis*
- ISO** (1986). *Pins and grooved pins - Shear test* (ISO 8749-1986). Retrieved from <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/16158/d9684aedba984ccfb7fb1b24663741ff/ISO-8749-1986.pdf>
- MIL STD** (1985). *Fastener test methods Method 13 Double Shear Test* Retrieved from [http://everyspec.com/MIL-STD/MIL-STD-1300-1399/MIL\\_STD\\_1312\\_13\\_661/](http://everyspec.com/MIL-STD/MIL-STD-1300-1399/MIL_STD_1312_13_661/)
- Akkurt, M.** (2015). *Makine Elemanları*. Türkiye Birsen Yayınları.
- Astakhov, V.** (2018). *Mechanical Properties of Engineering Materials: Relevance in Design and Manufacturing*.
- Budynas, R. G. & Sadegh, A. M.** (1938). *Roark's Formulas for Stress and Strain*.
- Url-1** <<https://www.motioncontroltips.com/how-do-shear-pin-torque-limiters-work-and-when-are-they-used/>>, erişim tarihi 29.04.2025.



## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Mehmet Ozan YİTİM

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2015, Yıldız Technical University, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği

### YAYINLAR:

- **Makale** : Kauçuk Malzeme Numerik Modellemesinde Hiperelastik Malzeme Modellerinin Karşılaştırılması, ICETI, 2021

### PROFESYONEL TECRÜBE

- Makina Mühendisleri Odası İstanbul Şubesi, Saha Denetçisi, 2015-2019
- Teknorot Otomotiv, Yapısal Analiz Mühendisi, 2019-2021
- Otokar Savunma ve Otomotiv A.Ş., NVH Analiz Yöneticisi, 2021-2024
- GE Aerospace, Kıdemli Tasarım Mühendisi, 2025