

ZONGULDAK BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ARDAŞIK YÜKLEME ALTINDAKİ SERAMİK-METAL ARAYÜZÜNÜN YAPIŞMA
DAVRANIŞI



MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HASAN ZANDOLU

OCAK 2022

ZONGULDAK BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ARDAŞIK YÜKLEME ALTINDAKİ SERAMİK-METAL ARAYÜZÜNÜN YAPIŞMA
DAVRANIŞI

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hasan ZANDOLU

DANIŞMAN: Prof. Dr. Mehmet YETMEZ

ZONGULDAK

Ocak 2022

KABUL:

Hasan ZANDOLU tarafından hazırlanan “Ardaşık yükleme altındaki seramik-metal arayüzünün yapışma davranışını” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans/Doktora Tezi olarak oybirliğiyle/oyçokluğuyla kabul edilmiştir./2022

Danışman: Prof. Dr. Mehmet YETMEZ
Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine
Mühendisliği Bölümü

ye: Yrd. Doę. Dr. Oęuz KOAR
Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü

ye: Dr. Öęr. Üyesi Menderes KAM
Düzce Üniversitesi, Dr. Engin Pak Cumayeri Meslek Yüksekokulu

ONAY:

Yukarıdaki imzaların, adı geçen ęretim üyelerine ait olduğunu onaylarım./20..

Prof. Dr. Ahmet ÖZARSLAN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Hasan ZANDOLU

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ARDAŞIK YÜKLEME ALTINDAKİ SERAMİK-METAL ARAYÜZÜNÜN YAPIŞMA DAVRANIŞI

Hasan ZANDOLU

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet YETMEZ

Ocak 2022, 51 sayfa

Bu çalışmada, ardışık yükleme altında yapıştırıcı ile birleştirilmiş alüminyum-seramik kompozit kirişlerin gerilme analizi ele alınmıştır. Kiriş üzerindeki ardışık yükleme etkisini anlamadan önce, modellerin dinamik özellikleri deneysel değerlendirmelerle karşılaştırılır. Alüminyum, seramik, tip A yapıştırıcı ve tip B yapıştırıcı olmak üzere dört tip malzemenin hepsinin lineer elastik izotropik malzemeler olduğu varsayılır. Normal ve kesme kuvveti davranışlarının incelenmesi iki farklı yapıştırıcı (kirişler tip A yapıştırıcı için $\rho = 0.89 \text{ g/cm}^3$, $E = 110 \text{ KPa}$, $\nu = 0.32$, tip B yapıştırıcı için $\rho = 0.917 \text{ g/cm}^3$, $E = 6 \text{ KPa}$, $\nu = 0.41$) 0-0.7 MPa aralığında ardışık yükleme altında sayısal olarak incelenmiştir. (i) deneysel bulgular ile önerilen modellerin sayısal sonuçları arasında iyi bir korelasyon olduğunu göstermektedir (ii) yorulmamış kompozit kirişlerin temel doğal frekansları tip A için 1055 Hz, tip 2 için 545 Hz, (iii) temel doğal frekanslar yorulmuş (0.6 MPa) kompozit kirişler, tip A için 1054Hz, tip 2 için 450 Hz'dir, (iv) yorulmuş (0.7 MPa) kompozit kirişlerin temel doğal frekansları, tip A için 694 Hz, tip 2 için 230 Hz'dir,

ÖZET (devam ediyor)

(v) tip B için 0.6 MPa'lık yorulan ve yorulmaya n arasında %25'lik bir majör normal stres farkı vardır, (vi) tip B için (0.7 MPa)'lık yorulmayan ve yorulmuş arasında %28'lik bir majör normal stres farkı vardır, (vii)tip A için 0.6 MPa'lık yorulmayan ve yorulan arasında %12'lik bir kesme gerilimi farkı vardır, (viii) tip A için 0.7 MPa'lık yorulmayan ve yorulmuş arasında %15'lik bir kesme gerilimi farkı vardır.

Anahtar Kelimeler: Alüminyum katman, seramik katman, ardaşık yükleme, sonlu elemanlar modeli, titreşim

Bilim Kodu: 625.03.00

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

STUDIES ON ADHESIVELY BONDED LAYERS UNDER CYCLIC LOADING

Hasan ZANDOLU

**Zonguldak Bülent Ecevit University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Thesis Advisor: Prof. Dr. Mehmet YETMEZ

January 2022, 51 pages

In this study, stress analysis of adhesively bonded aluminum-ceramic composite beams under cycling loading is considered. General-purpose finite element code ANSYS (2020 R2) is used for the finite element beam models. Before understanding the cycling loading effect on the beam, dynamic characteristics of the models are compared with the experimental evaluations. All four types of materials namely aluminum, ceramic, adhesive type A and adhesive type B, are assumed to be linear elastic isotropic materials. Investigation of normal and shear stress behaviors of the beams with two different adhesives ($\rho=0.89 \text{ g/cm}^3$, $E=110 \text{ KPa}$, $\nu=0.32$ for type A and $\rho=0.917 \text{ g/cm}^3$, $E=6 \text{ KPa}$, $\nu=0.41$ for type B) under cycling loading in the range of 0-0.7 MPa is examined numerically. Results show that (i) there is a good correlation between experimental findings and numerical results of models proposed (ii) fundamental natural frequencies of untired composite beams are 1055 Hz for type A, 545 Hz for type 2, (iii) fundamental natural frequencies of fatigued (0.6 MPa) composite beams are 1054 Hz for type A, 450 Hz for type 2, (iv) fundamental natural frequencies of fatigued (0.7 MPa) composite beams are 694 Hz for type A, 230 Hz for type 2, (v) there is a 25% difference of major normal

ABSTRACT (continued)

stress between the untired and fatigued of 0.6 MPa for type B, (vi) there is a 28% difference of major normal stress between the untired and fatigued of 0.7 MPa for type B, (vii) there is a 12% difference of major shear stress between the untired and fatigued of 0.6 MPa for type A, (viii) there is a 15% difference of major shear stress between the untired and fatigued of 0.7 MPa for type A.

Keywords: Aluminum layer, bonded ceramic layer, cycling loading, finite element model, vibration

Science Code: 625.03.00

TEŞEKKÜR

Yapmış olduğum yüksek lisans tez çalışmamın her aşamasında ilgisi ve sabrıyla bana destek olan danışman hocam Prof. Dr. Mehmet YETMEZ' e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.





İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL	ii
ÖZET.....	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xvii
BÖLÜM 1 GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2 MATERYAL VE METOD.....	3
2.1 NUMUNELERİN HAZIRLANIŞI.....	3
2.1.1 Deney 1	4
2.1.2 Deney 2 Düzenegi.....	7
2.1.3 Malzeme ve Yapıştırıcı Özellikleri	12
2.2 ANALİZ YÖNTEMLERİ	12
2.2.1 Ansys Eleman Tipi Ve Özellikleri	12
2.2.2 Modal Analizi	13
2.2.3 Gerilme Analizi.....	13
BÖLÜM 3 SONUÇLAR.....	15
3.1 NUMUNELERİN MİKROSKOP GÖRÜNTÜLERİ.....	15
3.2 KUVVET HESABI	18
3.2.1 A tipi yapıştırıcılı 3 numaralı numune	18
3.2.2 A tipi yapıştırıcılı 4 numaralı numune	19

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
3.2.3 A tipi yapıştırıcılı 5 numaralı numune	19
3.2.4 A tipi yapıştırıcılı 6 numaralı numune	20
3.2.5 B tipi yapıştırıcılı 3 numaralı numune	20
3.2.6 B tipi yapıştırıcılı 4 numaralı numune	21
3.2.7 B tipi yapıştırıcılı 5 numaralı numune	21
3.2.8 B tipi yapıştırıcılı 6 numaralı numune	22
3.3 ANALİZ SONUÇLARI	22
3.3.1 Modal Analiz	22
3.3.2 Gerilme Analizi.....	23
 BÖLÜM 4 YORUMLAR VE SONRAKİ ÇALIŞMA İÇİN ÖNERİLER	 45
 KAYNAKLAR.....	 47
 ÖZGEÇMİŞ	 51

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1 Seramiklerin 50mm boyutunda kesme işlemi.	3
Şekil 2.2 Yapıştırıcının yapışma yüzeyine uygulanması.	4
Şekil 2.3 Numunelerin yapıştırma uygulaması.	4
Şekil 2.4 Deney düzeneği.	5
Şekil 2.5 Deney 1 hasar için kullanılan ucumuz.	5
Şekil 2.6 Deney 1 düzeneği.	6
Şekil 2.7 Deney 1 kırılma anı.	6
Şekil 2.8 Deney 2 düzeneği.	7
Şekil 2.9 Etki ve Tepki fonksiyonlarının zaman ortamından frekans ortamına dönüştürülmesi.	8
Şekil 2.9 Yarım bant genişliği yöntemi grafiği.	9
Şekil 2.10 Deney düzeneğinde darbe çekici ile uygulama.	11
Şekil 2.11 Ansys Eleman Tipi.	12
Şekil 2.12 Ansys Numune Özellikleri.	13
Şekil 3.1 Tip A yapıştırıcılı 3 numaralı numune mikroskop görüntüleri.	15
Şekil 3.2 Tip A yapıştırıcılı 4 numaralı mikroskop görüntüleri.	15
Şekil 3.3 Tip A yapıştırıcılı 5 numaralı mikroskop görüntüleri.	16
Şekil 3.4 Tip A yapıştırıcılı 6 numaralı mikroskop görüntüleri.	17
Şekil 3.5 Tip B yapıştırıcılı 3 numaralı mikroskop görüntüleri.	17
Şekil 3.6 Tip B yapıştırıcılı 4 numaralı mikroskop görüntüleri.	17
Şekil 3.7 Tip B yapıştırıcılı 5 numaralı mikroskop görüntüleri.	18
Şekil 3.8 Tip B yapıştırıcılı 6 numaralı mikroskop görüntüleri.	18
Şekil 3.9 Tip A ve Tip B Hasarsız Numune Sınır Koşulları.	22
Şekil 3.10 Tip A ve Tip B Deneysel Frekans Değerleri.	22
Şekil 3.11 Tip A ve Tip B Ansys 2020 R2 Frekans Değerleri.	23
Şekil 3.12 Tip A 3. Numune Gerilme Analizi Sınır Koşulları.	23
Şekil 3.13 Tip B A. Numune Gerilme Analizi X Eksinindeki Maksimum Normal Gerilmesi.	24
Şekil 3.14 Tip A 3. Numune Gerilme Analizi XY Eksinindeki Maksimum Kayma Gerilmesi.	24

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

No	Sayfa
Şekil 3.15 Tip A 4.Numune Gerilme Analizi Sınır Koşulları.	24
Şekil 3.16 Tip A 4.Numune Gerilme Analizi X Eksinindeki Maksimum Normal Gerilmesi. 25	
Şekil 3.17 Tip A 4.Numune Gerilme Analizi XY Eksinindeki Maksimum Kayma Gerilmesi.	25
Şekil 3.18 Tip A 5.Numune Gerilme Analizi Sınır Koşulları.	25
Şekil 3.19 Tip A 5.Numune Gerilme Analizi X Eksinindeki Maksimum Normal Gerilmesi. 26	
Şekil 3.20 Tip A 5.Numune Gerilme Analizi XY Eksinindeki Maksimum Kayma Gerilmesi.	26
Şekil 3.21 Tip A 6.Numune Gerilme Analizi Sınır Koşulları.	26
Şekil 3.22 Tip A 6.Numune Gerilme Analizi X Eksinindeki Maksimum Normal Gerilmesi. 27	
Şekil 3.23 Tip A 6.Numune Gerilme Analizi XY Eksinindeki Maksimum Kayma Gerilmesi.	27
Şekil 3.24 Tip B 3.Numune Gerilme Analizi Sınır Koşulları.	27
Şekil 3.25 Tip B 3.Numune Gerilme Analizi X Eksinindeki Maksimum Normal Gerilmesi.. 28	
Şekil 3.26 Tip B 3.Numune Gerilme Analizi XY Eksinindeki Maksimum Kayma Gerilmesi.	28
Şekil 3.27 Tip B 4.Numune Gerilme Analizi Sınır Koşulları.	28
Şekil 3.28 Tip B 4.Numune Gerilme Analizi X Eksinindeki Maksimum Normal Gerilmesi.. 29	
Şekil 3.29 Tip B 4.Numune Gerilme Analizi XY Eksinindeki Maksimum Kayma Gerilmesi.	29
Şekil 3.30 Tip B 4.Numune Gerilme Analizi Sınır Koşulları.	29
Şekil 3.31 Tip B 4.Numune Gerilme Analizi X Eksinindeki Maksimum Normal Gerilmesi.. 30	
Şekil 3.32 Tip B 4.Numune Gerilme Analizi XY Eksinindeki Maksimum Kayma Gerilmesi.	30
Şekil 3.33 Tip A ve Tip B Yapıştırıcıların Yükleme Sonu X Eksininde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri (1000 saniye).	31
Şekil 3.34 Tip A ve Tip B Yapıştırıcıların Yükleme Sonu XY Eksininde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri (1000 saniye).	31
Şekil 3.35 Tip A 0,2N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).	32
Şekil 3.36 Tip A 0,2N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.....	32
Şekil 3.37 Tip A 0,2N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.....	33
Şekil 3.38 Tip A 0,4N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).	33

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

No	Sayfa
Şekil 3.39 Tip A 0,4N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.....	33
Şekil 3.40 Tip A 0,4N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.....	34
Şekil 3.41 Tip A 0,6N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).	34
Şekil 3.42 Tip A 0,6N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.....	34
Şekil 3.43 Tip A 0,6N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.....	35
Şekil 3.44 Tip A 0,8N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).	35
Şekil 3.45 Tip A 0,8N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.....	35
Şekil 3.46 Tip A 0,8N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.....	36
Şekil 3.47 Tip A 1N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).	36
Şekil 3.48 Tip A 1N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Normal Gerilmeleri....	36
Şekil 3.49 Tip A 1N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.....	37
Şekil 3.50 Tip A Farklı Kuvvet Etkisinde Meydana Gelen Maksimum Normal ve Maksimum Kayma Gerilmeleri.	37
Şekil 3.51 Tip B 0,2N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).	38
Şekil 3.52 Tip B 0,2N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.....	38
Şekil 3.53 Tip B 0,2N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.....	39
Şekil 3.54 Tip B 0,4N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).	39
Şekil 3.55 Tip B 0,4N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.....	39
Şekil 3.56 Tip B 0,4N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.....	40
Şekil 3.57 Tip B 0,6N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).	40
Şekil 3.58 Tip B 0,6N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.....	40
Şekil 3.59 Tip B 0,6N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.....	41

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.60 Tip B 0,8N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).....	41
Şekil 3.61 Tip B 0,8N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.....	42
Şekil 3.62 Tip B 0,8N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.....	42
Şekil 3.63 Tip B 1N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).....	43
Şekil 3.64 Tip B 1N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.....	43
Şekil 3.65 Tip B 1N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.....	44
Şekil 3.66 Tip B Farklı Kuvvet Etkisinde Meydana Gelen Maksimum Normal Ve Maksimum Kayma Gerilmeleri.....	44

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 Test numunelerinin adetlerle ilişkilendirilmiş tipleri.....	11
Çizelge 2.2 Yapıştırıcı Fiziksel Özellikleri.....	12
Çizelge 2.3 Test Numunelerinin Fiziksel Özellikleri.....	12





SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

ω	: Frekans
x	: Frekans tepki fonksiyonu
F	: Frekans etki fonksiyonu
H	: Frekans davranış fonksiyonu
ζ	: Sönümleme katsayısı
Hz	: Hertz
k	: Yaylanma sabiti
t	: Zaman
$\dot{x}$	: Frekans tepki fonksiyonu birinci türevi
$\ddot{x}$	: Frekans tepki fonksiyonu ikinci türevi

KISALTMALAR

FFT	: Hızlı Fourier dönüşümü
FRF	: Frekansa bağlı fonksiyon



BÖLÜM 1

GİRİŞ

Birçok çalışma statik mukavemet davranışını araştırmak için yapılmıştır. Seksenli yılların sonuna doğru iki farklı yapıştırıcı kullanılarak yapışma etkisini arttırmak için yapışma yüzeyine zımparalama işlemi yapıp farklı yapışma kalınlıkları ile normal ve kayma gerilmelerinin farklılıkları incelenmiştir [1]. Genellikle malzemeleri destekleyici teknik olarak yapışkan bağlama kullanılmadığı [10]. Doksanlı yılların sonuna doğru iki farklı yapıştırıcı kullanılarak numunelerin farklı koşullarda bekletilmesi kırılma mekaniği ve gerinim enerjisi salınımının değişkenliğinde büyük rol almıştır [2]. Uyumlu katmanın mekanik tepkisi, bir kalınlığı uygulanan normal gerilme, yanal kısıtlamaların etkileriyle belirlenir. Tabakanın yan boyutlarının kalınlığına oranı ile karakterize edilir [3].

Birleşik çekme ve kesme altında bindirmeli bağlantıların analitik tedavisi yükleme basitleştirilmiştir. Yapıştırıcı kullanılarak yapıştırma birçok çalışmada uygulanmaktadır. Yapıştırılanların gerilimle yüklendiği yapıştırılmış bindirmeli bağlantının analitik işlemi birçok yazar tarafından kapsamlı bir şekilde ele alınmıştır [4]. Ancak yapıştırıcıların daha geniş uygulamasını sınırlayan birçok endüstrideki ana endişe, uzun vadeli özellikle döngüsel yorulma altında sıcak ve/veya ıslak ortamlara maruz kaldığında yapışkan bağlantıların hizmet ömrü değişkenlik göstermektedir [5].

Yapıştırıcılar bileşen tasarımında diğer birleştirme yöntemlerinin ağırlık ve boşlukların ortadan kaldırmak perçinleme ve cıvatalama gibi diğer yöntemlerden daha fazla esneklik sağlar [6]. Yapıştırıcı kullanımının nedenlerinde biride üretebilirliği kolay olmasıdır. Yapıştırıcıyla birleştirilmiş bir bağlantı genellikle çok malzemeli bir sistemdir. Yapışma yüzeyinin yapışma esnasında yapışma uygun olması önemli yapışmanın sağlıklı olmasında önemli rol almaktadır [7]. Uygulanan yükün şiddetine göre numunelerin yapışma yüzeylerinde meydana gelen gerilmeler yükün ekseninde ve şiddetinde meydana gelen hasarın boyutu doğrusal olarak değişmektedir [8].

Yüksek özgül mukavemet ve sertlik, mükemmel şekillendirilebilirlik gibi metallerin yanı sıra üstün uzun vadeli yorulma özellikleri bununla beraber dezavantajlarından biri hafif malzemeler, yerel darbe yüklemesine karşı nispeten zayıf dirençlidir [9].

Yapıştırıcılı yapıştırma, MÖ 4000'den beri birleştirme tekniği olarak kullanılmaktadır. 1900'lerin başında, sentetik polimerik yapıştırıcılar doğal yapıştırıcıların yerini aldı. Polimerik yapıştırıcılar daha güçlü yapışma ve üstün dirence sahip ürünler vermektedir [15]. Yapışma teknolojisi, birçok birleştirme durumu için popüler çözümdür. Diğer geleneksel mekanik tiplerine göre çeşitli avantajlar sağlamaktadır [11]. Yapışkan tabakada, gözeneklilik veya boşluklar genellikle yapıştırıcı yerleştirme işlemi sırasında hava sıkışmasından kaynaklanır ve yanlış karıştırma veya termal büzülme nedeniyle çatlaklar ortaya çıkabilmektedir [12]. Yapışma teknolojisi, çeşitli endüstrilerde giderek daha fazla çalışmakta ve uygulanmaktadır [13]. Yapışma teknolojisi gerilme konsantrasyonları, azaltılmış ağırlıkları ve kolay imalatları sebebiyle tercih sebepleri arasındadır [14].

Bizim çalışmamızda fiziksel özellikleri farklı olan iki yapıştırıcı kullanarak metal-seramik malzemelerinin uygun koşullarda birleştirip, elde edilen bileşik malzemenin dinamik yükler altındaki davranışları ve özellikle yorulma yenilmeleri yapısal analizinin incelenmesi ve yapışma arayüzünde meydana gelen gerilme analizinin deneysel ve sayısal olarak kıyaslamaktır.

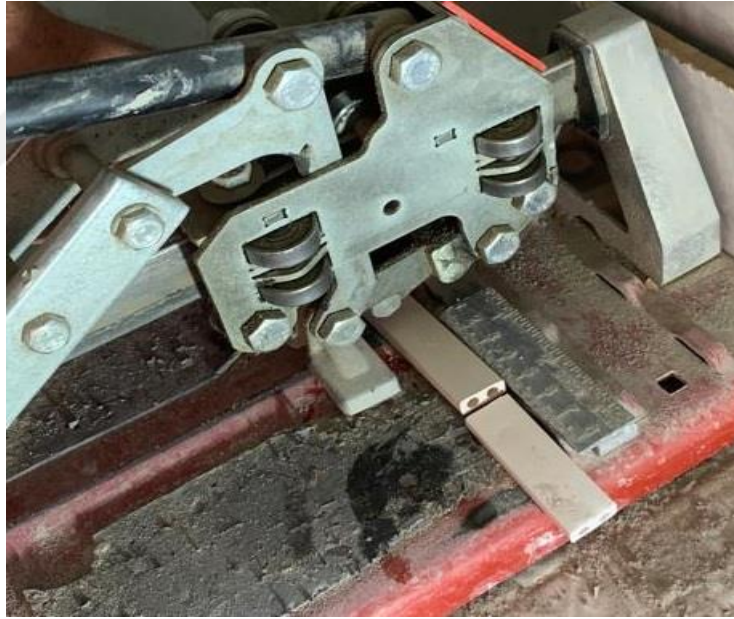
Çalışmamızda toplamda 12 adet numunemiz mevcuttur. 6 adet numunemizi tip A yapıştırıcı ile yapıştırılmış olup 1,2,...,6 olarak isimlendirilmiştir. 1. ve 2. numunelere hasar verilmemiş, 3. ve 4. numunelerimize 0.6 MPa basınç uygulanırken 5. ve 6. numunelerimize 0.7 MPa basınç uygulanmıştır. Diğer 6 adet numunelerimiz ise tip B yapıştırıcı ile yapıştırılmış olup tip A yapıştırıcıda olduğu gibi 1. ve 2. numunelere hasar verilmemiş olup 3.ve 4. Numunelere 0.6 MPa basınç uygulanırken 5. ve 6. numunelere 0.7 MPa basınç uygulanmıştır. Hasarlı ve hasarsız tüm numunler dinamik analizi yapılmış olup frekans değerleri hesaplanmıştır. Deneysel olarak yapılan çalışmalar sanal ortamda Ansys (2020 R2) analiz programı ile yapıp deneysel sonuçlar ve analiz sonuçları gözlemlenmiştir.

BÖLÜM 2

MATERYAL VE METOD

2.1 NUMUNELERİN HAZIRLANIŞI

Kil yapılı olan seramik yapımız tedarik edilip 16mm*50mm*7mm boyutlarında fanyans kesme makinesi ile istenilen ölçülere getirildi. Alümiyum 5083 16mm*50mm*1mm ölçülerinde tedarik edilerek yapıştırıcıların kullanım koşullarına uygun şekilde, numunelerimiz oda koşullarında yapıştırıldı.



Şekil 2.1 Seramiklerin 50mm boyutunda kesme işlemi.



Şekil 2.2 Yapıştırıcının yapışma yüzeyine uygulanması.

Numunelerin yapışma işleminin eşit koşullarda olması için üstlerine eşit ağırlıklar konulmuştur.

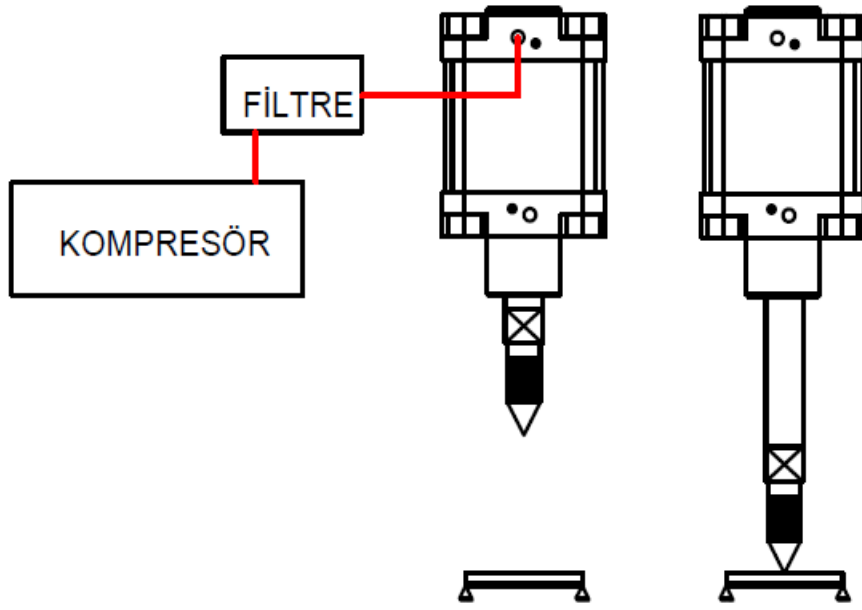


Şekil 2.3 Numunelerin yapıştırma uygulaması.

Toplamda tip A yapıştırıcı ile yapıştırılan 6 adet tip B yapıştırıcı ile yapıştırılan 6 adet numunemiz mevcuttur.

2.1.1 Deney 1

Deneyimizin amacı farklı iki yapıştırıcı ile birleştirilen numunelerimizin farklı basınçlar ile hasar verip, vermiş olduğumuz hasardan dolayı meydana gelen frekans değerlerinin farklılıklarını gözlemlemektir. Deney setimizin çalışma prensibi şöyledir: pnömatik piston yardımı ile istenilen basınçta ardaşık basınç uygulayan sistemimiz iki saniyede bir vuruş yapmaktadır. Deney setimizde hasar verici ucumuzun geometrisi konik olarak seçilmiştir.



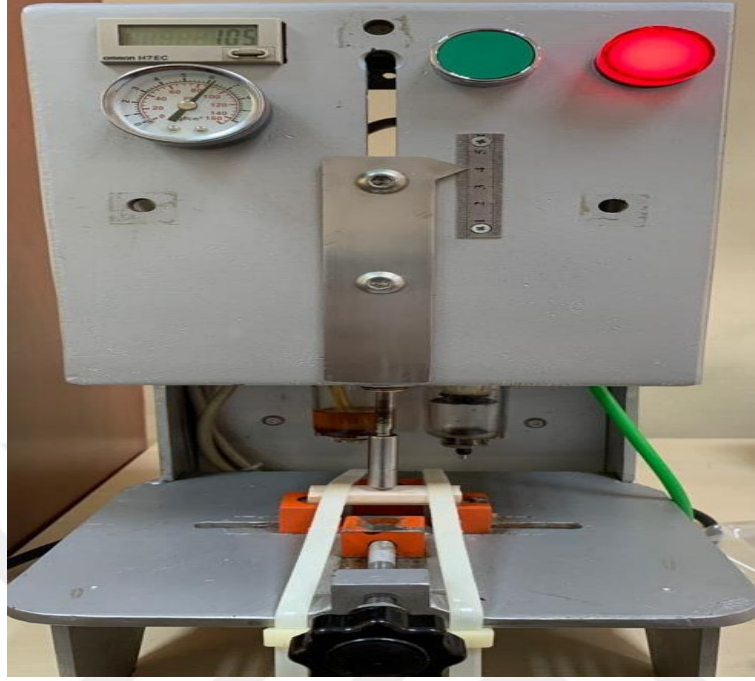
Şekil 2.4 Deney düzeneği.

Deneyimizde numunelerimize belirlenen basınçlarda ayrı ayrı 500 adet vuruş yapılmıştır. B tipi yapıştırıcılı 6. numunemizde 383. vuruşta kırılma meydana gelmiştir. Toplamda 8 adet numunemize iki farklı basınçlarda hasarlar meydana getirdik.



Şekil 2.5 Deney 1 hasar için kullanılan ucumuz.

Deney setimizde kullandığımız ucumuzun çapı 10mm boyu 42,2mm dir. Bu ölçüler 1/10 ölçekli kumpas ile ölçülmüştür.



Şekil 2.6 Deney 1 düzeneği.

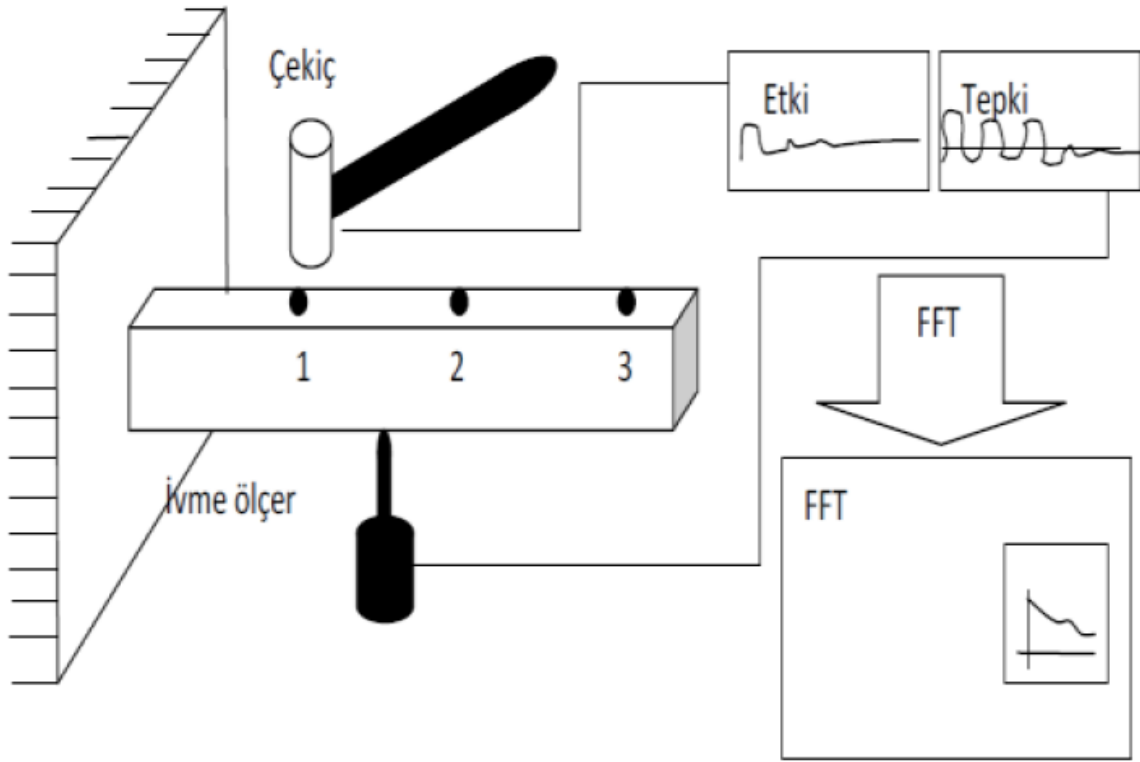


Şekil 2.7 Deney 1 kırılma anı.

2.1.2 Deney 2 Düzenegi

Modal analiz, nesnelerin yapısal dinamiklerini, yapıların ve nesnelerin nasıl titreştiğini ve uygulanan kuvvetlere ne kadar dirençli olduklarını anlamak için kullanılan bir yöntemdir.

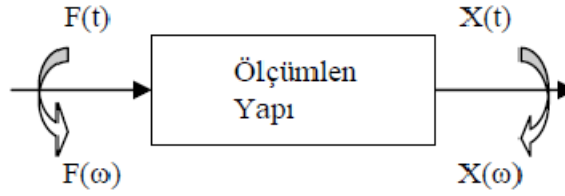
Modal analiz yöntemine gerek duyulmasının asıl sebepleri yapıların hasar görmüş yapıların durumlarının belirlenmesi, teorik analizi yapılırken yapılan kabullerin gerçekte sağlayıp sağlamadığının tespit edilmesi ve/veya teorik analizin yapılmasında güçlük olan sistemlerin dinamik karakteristiklerinin deneysel olarak belirlenmesinde önemli rol almaktadır.



Şekil 2.8 Deney 2 düzenegi.

Şekil 2.13 te görüldüğü gibi yapıya uygulanan tepki çekicinin başlığına yerleştirilen bir kuvvetölçerle zaman ortamında ölçülür. Uygulanan bu kuvvet altında, yapının sınır koşullarına ve malzeminin özelliklerine bağlı olarak bir titreşim hareketi gerçekleşir. Yapının bu etkiye göstermiş olduğu tepki ise yapıya bağlanan ivmeölçerle zaman ortamında ölçülür [4].

Fourier dönüşümü (FFT – Fast Fourier Transform) kullanılarak etki ve tepki fonksiyonları zaman ortamından frekans ortamına dönüştürülür.



Şekil 2.9 Etki ve Tepki fonksiyonlarının zaman ortamından frekans ortamına dönüştürülmesi.

Yapıya ait frekans davranış fonksiyonu (FRF – Frequency Response Function), Fourier dönüşümleri yapılmış tepki fonksiyonuna bölünmesiyle elde edilir.

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (2.1)$$

Burada;

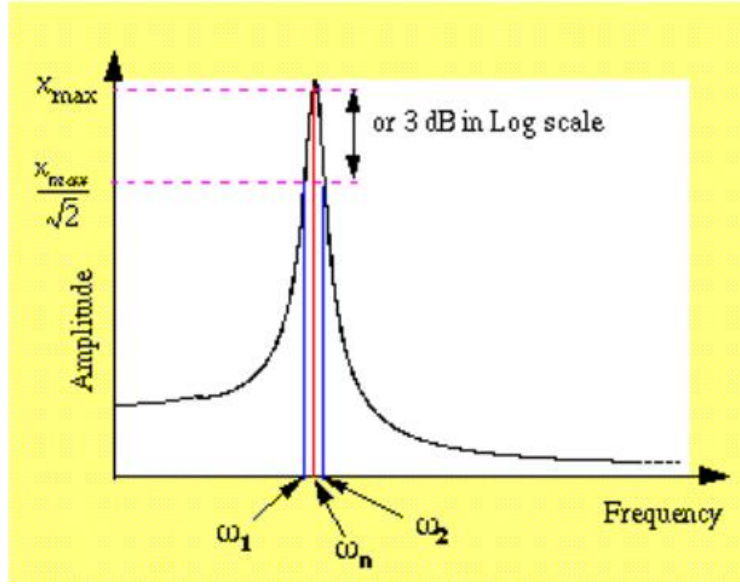
$X(\omega)$: frekans ortamındaki tepki fonksiyonunu,

$F(\omega)$: frekans ortamındaki etki fonksiyonunu,

$H(\omega)$: frekans davranış fonksiyonunu göstermektedir.

Frekans davranış fonksiyonları kullanılarak doğal frekansları, mod şekilleri ve sönüm oranları belirlenir.

Frekans alanındaki çalışma metodları, giriş ve çıkış spektrum yoğunluğu ilişkisi formülasyonuna dayanır ve çapraz spektrum matrisinin tekil değerlerine ayrıştırılması yoluyla gerekli sonuçlara ulaşılır. Tekil değerler kutup bilgilerini (frekans, sönüm ve mod şekillerini), tekil vektörler ise mod şekillerini bilgisini içerir. Sönüm hesaplama yöntemlerinden biri yarım bant genişliği yöntemidir, bu yöntemle göre yapı üzerinden alınan titreşim verilerine (frekansa bağlı genlik eğrileri) her bir mod etrafından bu yarım güç bant genişliği yöntemi uygulanır.



Şekil 2.9 Yarım bant genişliği yöntemi grafiği.

Bu yöntem ile sönüm oranı, denklem (2.2) 'de verildiği gibi doğal frekans tepesinden 3db aşağıda eğriyi kesen noktaların farkları alınarak doğal frekansın 2 katına bölünerek bulunur.

$$\zeta = \frac{\omega_s - \omega_i}{2 * \omega_n} \quad (2.2)$$

Herhangi bir anda mekanik bir sistemin geometrik pozisyonu bağımsız bir koordinatla tanımlanabiliyorsa, bu sisteme tek serbestlik dereceli sistem adı verilir, Newton'un 2.yasasına göre

x eksenine göre hareket denklemi;

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (2.3)$$

olarak verilebilir, harmonik bir tahrik için

$$f(t) = f e^{i\omega t} \quad (2.4)$$

eşitsizliği gözönüne alındığında

$$\ddot{x} + 2 \zeta \omega_0 \dot{x} + \omega_0^2 x = \omega_0^2 \frac{F}{k} e^{i\omega t} \quad (2.5)$$

eşitliği elde edilir, bu eşitlikte

$$w_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}, \zeta = \frac{c}{2mw_0} \quad (2.6, 2.7)$$

ζ :sönümleme katsayısı

w_0 : sönümsüz doğal frekans tanımlarıyla verilmiştir, çözüm formu olarak

$$x(t) = x e^{iwt} \quad (2.8)$$

kabul edilirse,

$$x = \frac{F/k}{1 - (\frac{w}{w_0})^2 + j2\zeta (\frac{w}{w_0})^2} e^{iwt} \quad (2.9)$$

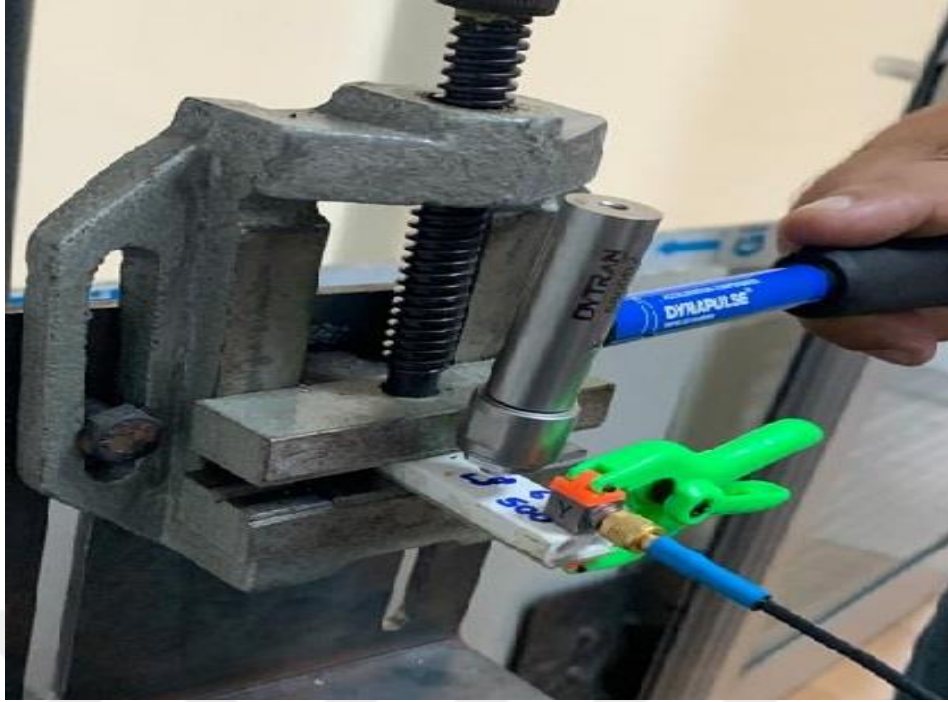
elde edilir.

Eşitlik (7)'de görüldüğü gibi x yerdeğiştirmesi doğrudan uygulanan F kuvvetiyle orantılıdır. Dolayısıyla eşitlikteki doğrusallık faktörü

$$H(w) = \frac{1}{1 - (\frac{w}{w_0})^2 + j2\zeta (\frac{w}{w_0})^2} \quad (2.10)$$

Şekilde tanımlanabilir, eşitlikteki $H(w)$ kompleks frekans tepki fonksiyonu olarak adlandırılır.

Ölçümlerde yapıyı titreştirmek için Dytran – HBM (USA) firmasının üretmiş olduğu darbe çekici ve yapının titreşimlerini ölçmek için ise aynı marka ivmeölçer kullanılmıştır. Elde edilen sinyaller ise E-DAQ firmasının üretmiş olduğu analizör kullanılarak değerlendirilmiştir.



Şekil 2.10 Deney düzeneğinde darbe çekici ile uygulama.

Ölçüm işlemi için ivmeölçer belirlenen düğüm noktasın bağlanmış, belirlenen noktadan çekiç ile 3 kez seramiğe vurulmuştur, bunun sonucunda elde edilen grafikler yardımı ile frekans, sönümleme ve yerdeğiştirme ile alakalı değerler grafik üzerinden alınmıştır.

Titreşim bir denge noktası etrafındaki mekanik salınım olarak tanımlanmıştır. Eşit zaman aralıkları ile tekrarlanan hareketler de frekansı vermektedir. Titreşim frekanslarını hesaplamak hayati önem taşımaktadır. Titreşim sinüs dalgası şeklinde değişen titreşim hareketi olup çalışmamızda sınır koşullarına göre analizler gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 2.1 Test numunelerinin adetlerle ilişkilendirilmiş tipleri.

Tipi	X	Y	Z	Toplam
A	2	2	2	6
B	2	2	2	6
	Genel Toplam (Adet)			12
X: 0.6 MPa basınca maruz kalan numune				
Y: 0.7 MPa basınca maruz kalan numune				
Z: Gerilme uğratılmamış numune				

2.1.3 Malzeme ve Yapıştırıcı Özellikleri

Çizelge 2.2 Yapıştırıcı Fiziksel Özellikleri.

Malzeme Tipleri	Yoğunluk (g/cm ³)	Elastik Modülü (KPa)	Poisson Oranı
A	0.89	110	0.37
B	0.917	6	0.41

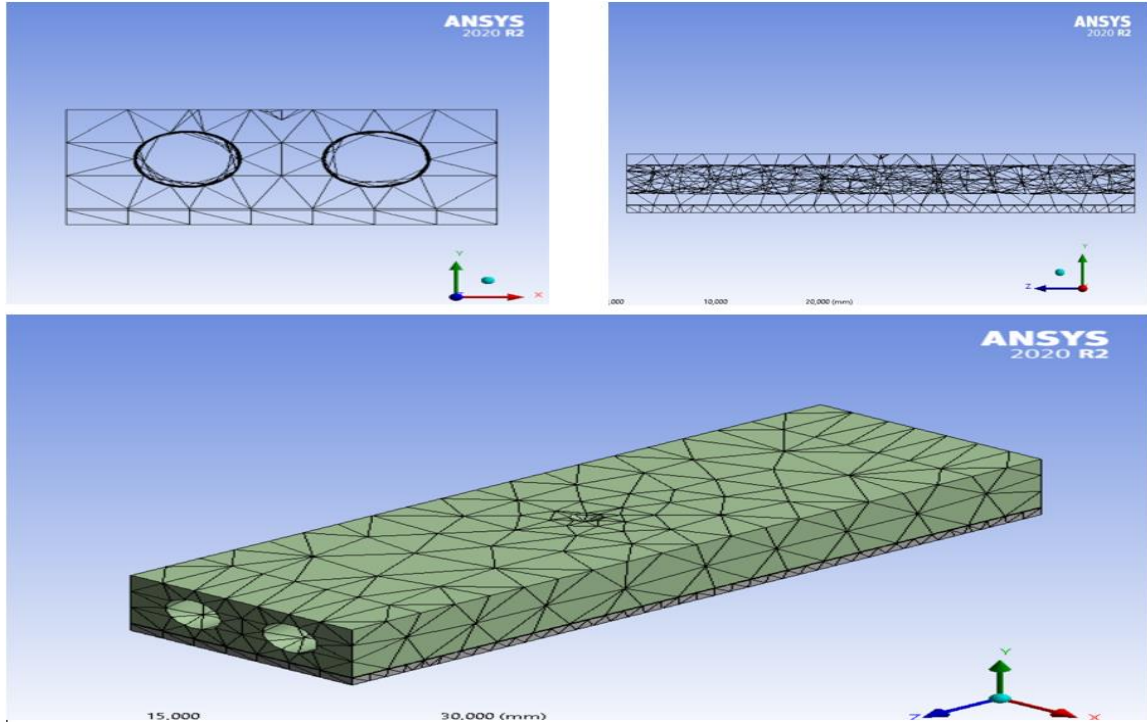
Çizelge 2.3 Test Numunelerinin Fiziksel Özellikleri.

Malzeme	Yoğunluk (g/cm ³)	Elastik Modülü (GPa)	Poisson Oranı	Genişlik (mm)	Boy (mm)	Kalınlık (mm)
Seramik	3.22	20	0.1	16	50	7
Alüminyum	2.66	70	0.32	16	50	1

2.2 ANALİZ YÖNTEMLERİ

Yapılan araştırmada ilk olarak numunelerin modal analiz doğrulaması yapıp daha sonrasında yapışma bölgesinde meydana gelen normal ve kayma gerilmeleri gözlemlenmiştir.

2.2.1 Ansys Eleman Tipi Ve Özellikleri



Şekil 2.11 Ansys Eleman Tipi.

TİP A Density: 8,9e-07 kg/mm³ Structural ▼ Isotropic Elasticity <table> <tr> <th>Derive from</th><th>Young's Modulus and Poisson's Ratio</th></tr> <tr> <td>Young's Modulus</td><td>0,11000 MPa</td></tr> <tr> <td>Poisson's Ratio</td><td>0,37000</td></tr> <tr> <td>Bulk Modulus</td><td>0,14103 MPa</td></tr> <tr> <td>Shear Modulus</td><td>0,040146 MPa</td></tr> </table>	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio	Young's Modulus	0,11000 MPa	Poisson's Ratio	0,37000	Bulk Modulus	0,14103 MPa	Shear Modulus	0,040146 MPa	TİP B Density: 9,17e-07 kg/mm³ Structural ▼ Isotropic Elasticity <table> <tr> <th>Derive from</th><th>Young's Modulus and Poisson's Ratio</th></tr> <tr> <td>Young's Modulus</td><td>0,0060000 MPa</td></tr> <tr> <td>Poisson's Ratio</td><td>0,41000</td></tr> <tr> <td>Bulk Modulus</td><td>0,011111 MPa</td></tr> <tr> <td>Shear Modulus</td><td>0,0021277 MPa</td></tr> </table>	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio	Young's Modulus	0,0060000 MPa	Poisson's Ratio	0,41000	Bulk Modulus	0,011111 MPa	Shear Modulus	0,0021277 MPa
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio																				
Young's Modulus	0,11000 MPa																				
Poisson's Ratio	0,37000																				
Bulk Modulus	0,14103 MPa																				
Shear Modulus	0,040146 MPa																				
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio																				
Young's Modulus	0,0060000 MPa																				
Poisson's Ratio	0,41000																				
Bulk Modulus	0,011111 MPa																				
Shear Modulus	0,0021277 MPa																				
seramik Density: 3,22e-06 kg/mm³ Structural ▼ Isotropic Elasticity <table> <tr> <th>Derive from</th><th>Young's Modulus and Poisson's Ratio</th></tr> <tr> <td>Young's Modulus</td><td>20000 MPa</td></tr> <tr> <td>Poisson's Ratio</td><td>0,100000</td></tr> <tr> <td>Bulk Modulus</td><td>8333,3 MPa</td></tr> <tr> <td>Shear Modulus</td><td>9090,9 MPa</td></tr> </table>	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio	Young's Modulus	20000 MPa	Poisson's Ratio	0,100000	Bulk Modulus	8333,3 MPa	Shear Modulus	9090,9 MPa	ALÜMİNYUM Density: 2,66e-06 kg/mm³ Structural ▼ Isotropic Elasticity <table> <tr> <th>Derive from</th><th>Young's Modulus and Poisson's Ratio</th></tr> <tr> <td>Young's Modulus</td><td>70000 MPa</td></tr> <tr> <td>Poisson's Ratio</td><td>0,32000</td></tr> <tr> <td>Bulk Modulus</td><td>64815 MPa</td></tr> <tr> <td>Shear Modulus</td><td>26515 MPa</td></tr> </table>	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio	Young's Modulus	70000 MPa	Poisson's Ratio	0,32000	Bulk Modulus	64815 MPa	Shear Modulus	26515 MPa
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio																				
Young's Modulus	20000 MPa																				
Poisson's Ratio	0,100000																				
Bulk Modulus	8333,3 MPa																				
Shear Modulus	9090,9 MPa																				
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio																				
Young's Modulus	70000 MPa																				
Poisson's Ratio	0,32000																				
Bulk Modulus	64815 MPa																				
Shear Modulus	26515 MPa																				

Şekil 2.12 Ansys Numune Özellikleri.

2.2.2 Modal Analizi

Hasarlı ve hasarsız numunelerimizin Deney 2 düzeneği ile farklı yapıştırıcı ve oluşturmuş olduğumuz hasarlı numuneler ve hasarsız numunelerimizin değişen frekans değerlerini Ansys Workbench 2020 R2 analiz programının Modal Analiz bölümünden değişen frekans değerlerini deneysel olarak belirlenmiş sınır koşulları ile analizimizi yaptık.

2.2.3 Gerilme Analizi

Farklı iki yapıştırıcı kullanarak yapıştırmış olduğumuz numunelerimize Deney 1 (Şekil 2.6) düzeneğimizle uygulamış olduğumuz kuvvet etkisinde 8 adet numunemizde meydana gelen maksimum normal gerilmeler ve maksimum kayma gerilmeleri Ansys Workbench (2020 R2) analiz programımızın Static Structural bölümünden deneysel olarak belirlenmiş sınır şartları ile gerekli analizlerimizi yaptık. Analiz sonuçlarımızı tezinin sonuçlar bölümündedir.

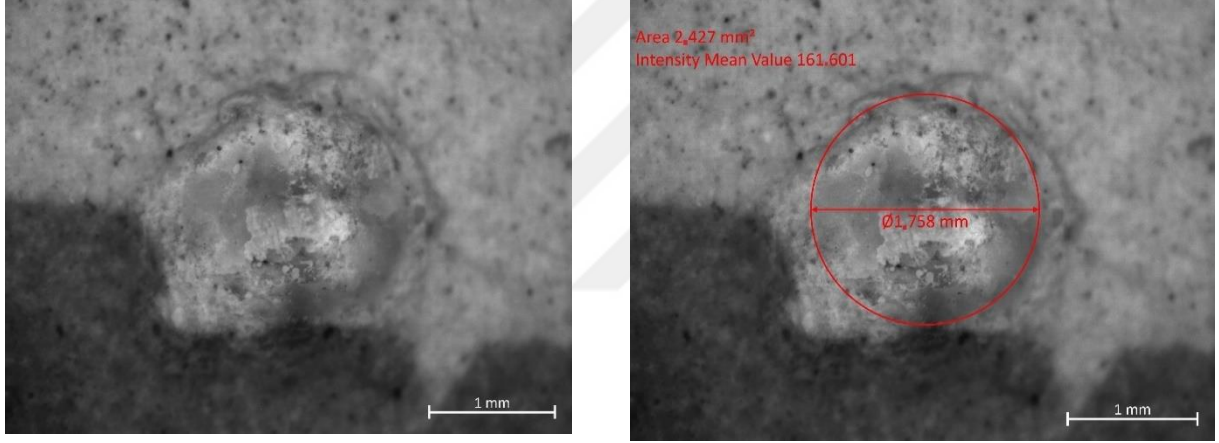


BÖLÜM 3

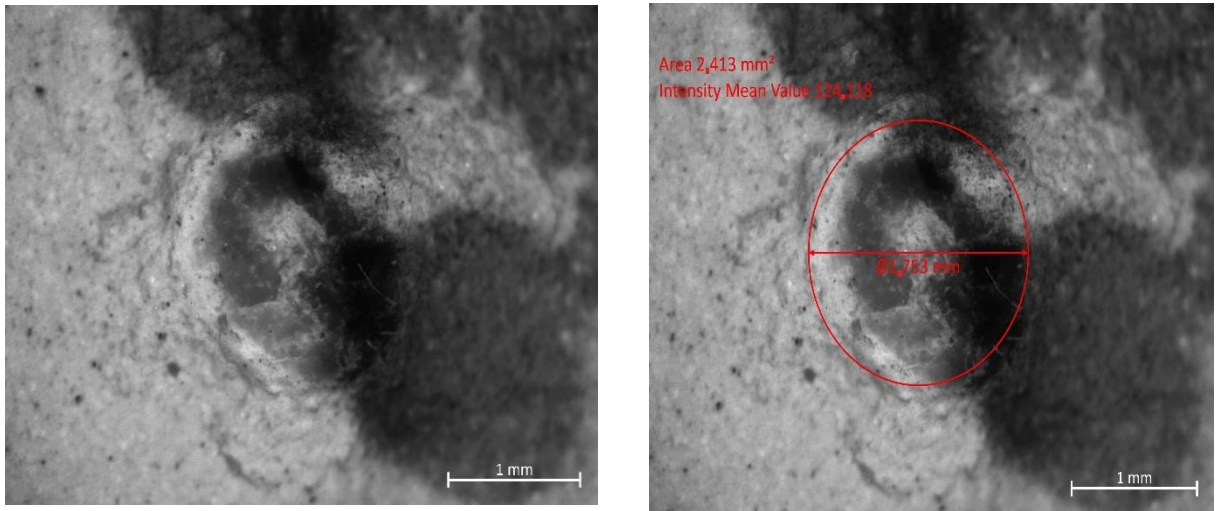
SONUÇLAR

3.1 NUMUNELERİN MİKROSKOP GÖRÜNTÜLERİ

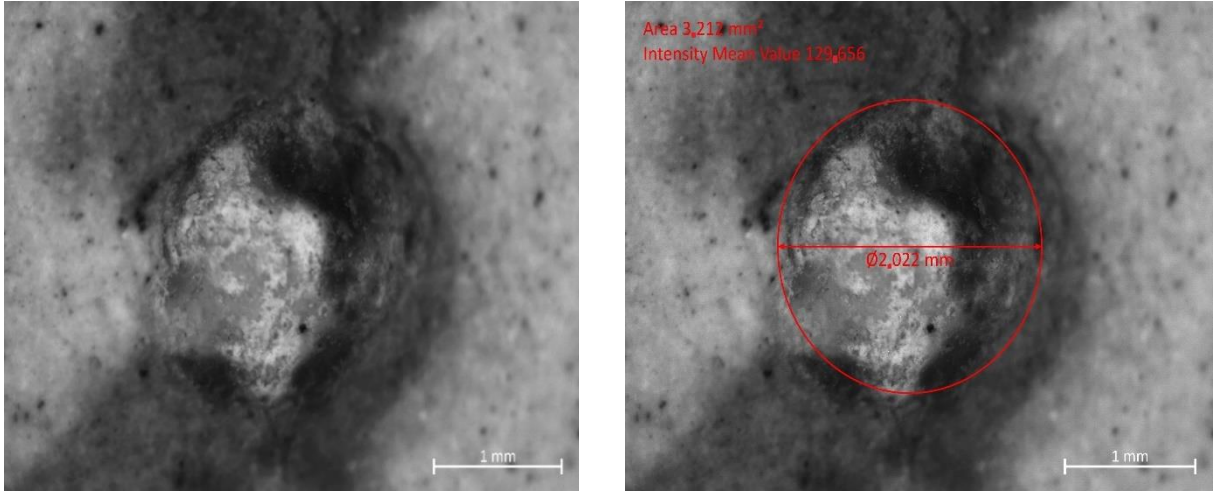
Numunelerimizin uyguladığımız basınçtan kaynaklı meydana gelen çökmeler mikroskop ile gözlemlenip deney setimizin oluşturmuş olduğu hasar ölçüleri şöyledir:



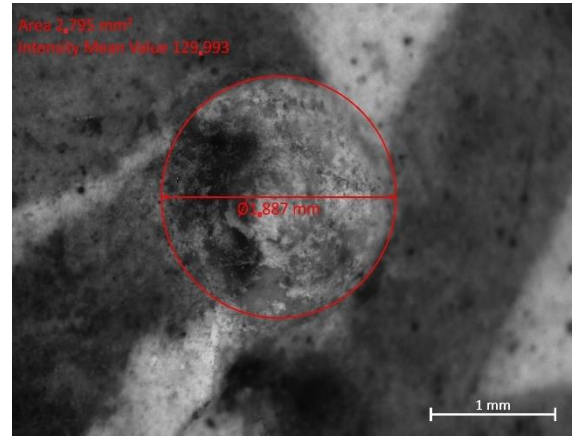
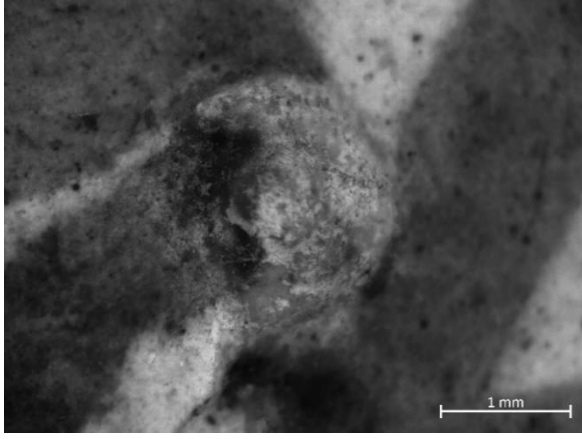
Şekil 3.1 Tip A yapıştırıcılı 3 numaralı numune mikroskop görüntüleri.



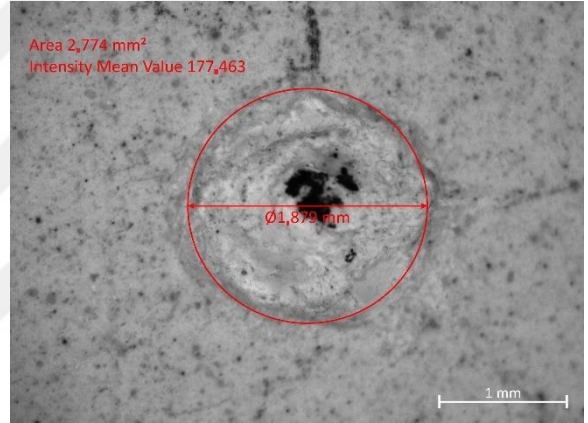
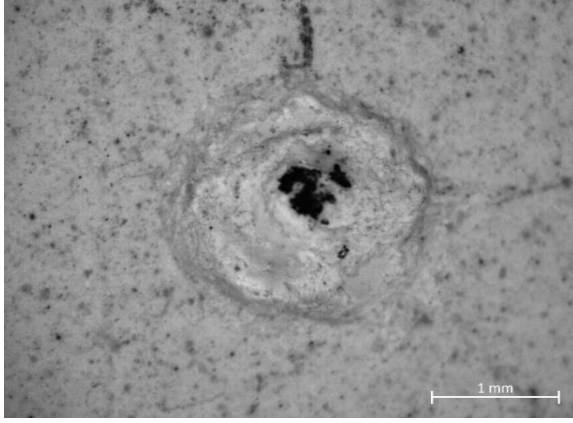
Şekil 3.2 Tip A yapıştırıcılı 4 numaralı mikroskop görüntüleri.



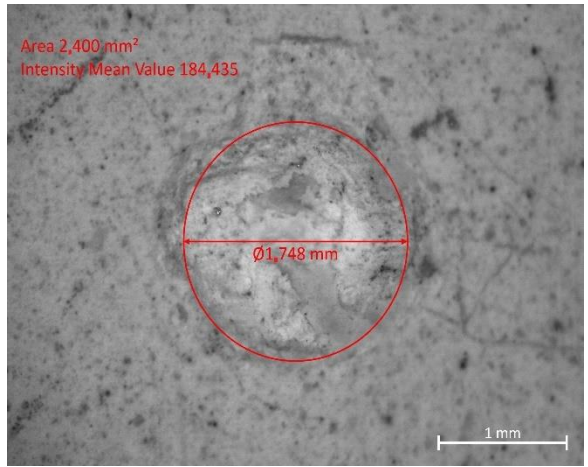
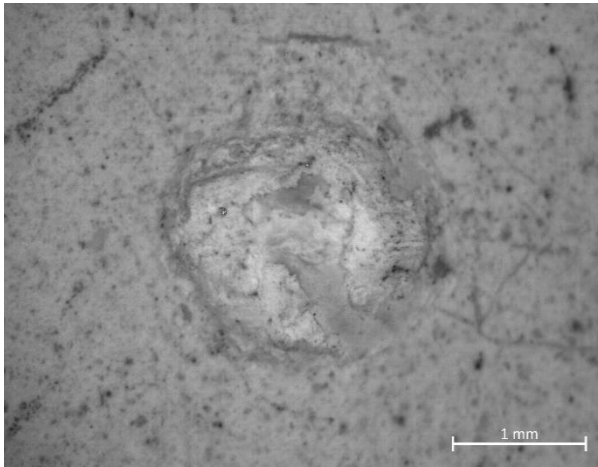
Şekil 3.3 Tip A yapıştırıcılı 5 numaralı mikroskop görüntüleri.



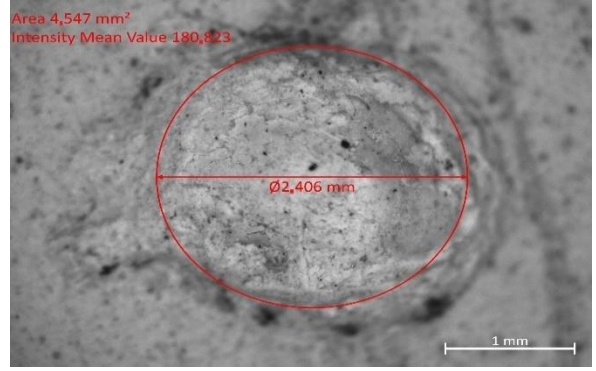
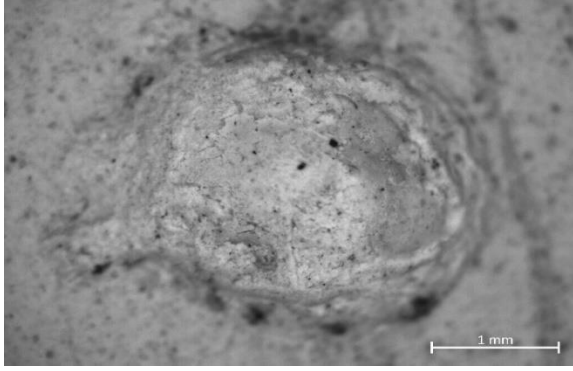
Şekil 3.4 Tip A yapıştırıcılı 6 numaralı mikroskop görüntüleri.



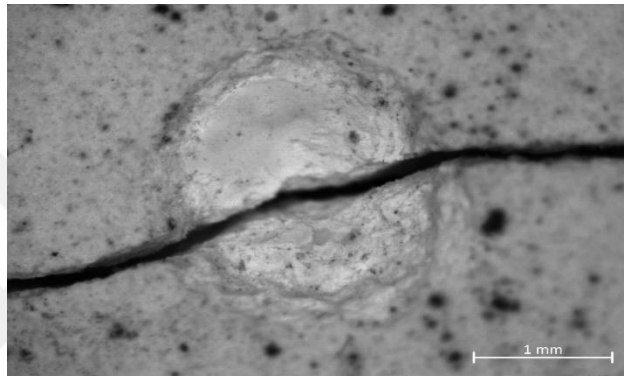
Şekil 3.5 Tip B yapıştırıcılı 3 numaralı mikroskop görüntüleri.



Şekil 3.6 Tip B yapıştırıcılı 4 numaralı mikroskop görüntüleri.



Şekil 3.7 Tip B yapıştırıcılı 5 numaralı mikroskop görüntüleri.



Şekil 3.8 Tip B yapıştırıcılı 6 numaralı mikroskop görüntüleri.

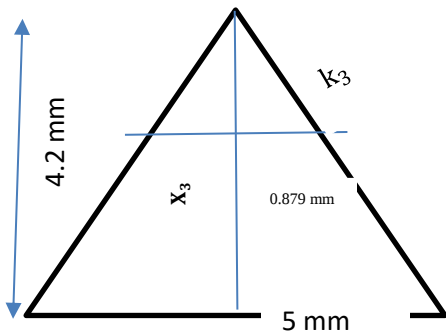
B tipi yapıştırıcılı olan 6 numaralı numemiz 383. vuruşta kırılmıştır.

3.2 KUVVET HESABI

3.2.1 A tipi yapıştırıcılı 3 numaralı numune

1 bar = 0.1 MPa

6 bar = 0.6 MPa



$$\frac{x_3}{4.2 \text{ mm}} = \frac{0.879 \text{ mm}}{5 \text{ mm}} \Rightarrow x_3 = 0.738 \text{ mm}$$

$$\sqrt{(k_3)^2} = \sqrt{(0.738 \text{ mm})^2 + (0.879 \text{ mm})^2} \Rightarrow$$

$$k_3 = 1.147 \text{ mm}$$

$$Y.A = \pi r (r + k) \Rightarrow$$

$$3.14 \cdot 0.879 \text{ mm} \cdot (0.879 \text{ mm} + 1.147 \text{ mm}) = 5.594 \text{ mm}^2$$

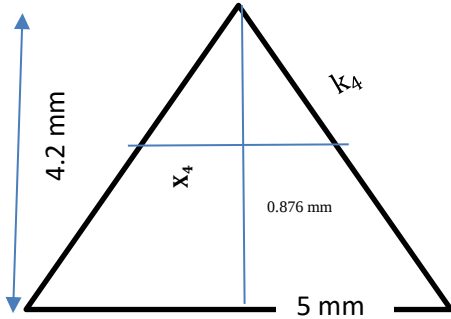
$$F = P \cdot Y.A = 0.6 \text{ MPa} \cdot 5.594 \text{ mm}^2$$

$$F_3 = 3.35 \text{ N (3 numaralı numunemize uyguladığımız kuvvet)}$$

3.2.2 A tipi yapıştırıcılı 4 numaralı numune

1 bar = 0.1 MPa

6 bar = 0.6 MPa



$$\frac{x_4}{4.2 \text{ mm}} = \frac{0.876 \text{ mm}}{5 \text{ mm}} \Rightarrow x_4 = 0.735 \text{ mm}$$

$$\sqrt{(k_4)^2} = \sqrt{(0.735 \text{ mm})^2 + (0.876 \text{ mm})^2} \Rightarrow k_4 = 1.143 \text{ mm}$$

$$Y.A = \pi r (r + k) \Rightarrow$$

$$3.14 * 0.876 \text{ mm} * (0.876 \text{ mm} + 1.143 \text{ mm}) = 5.556 \text{ mm}^2$$

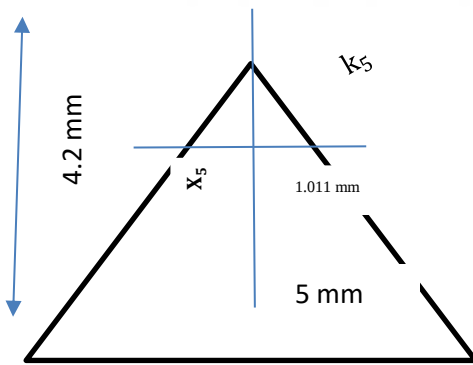
$$F = P * Y.A = 0.6 \text{ MPa} * 5.556 \text{ mm}^2$$

$$F_4 = 3.33 \text{ N (4 numaralı numunemize uyguladığımız kuvvet)}$$

3.2.3 A tipi yapıştırıcılı 5 numaralı numune

1 bar = 0.1 MPa

7 bar = 0.7 MPa



$$\frac{x_5}{4.2 \text{ mm}} = \frac{1.011 \text{ mm}}{5 \text{ mm}} \Rightarrow x_5 = 0.849 \text{ mm}$$

$$\sqrt{(k_5)^2} = \sqrt{(0.849 \text{ mm})^2 + (1.011 \text{ mm})^2} \Rightarrow k_5 = 1.320 \text{ mm}$$

$$Y.A = \pi r (r + k) \Rightarrow$$

$$3.14 * 1.011 \text{ mm} * (1.011 \text{ mm} + 1.320 \text{ mm}) = 7.403 \text{ mm}^2$$

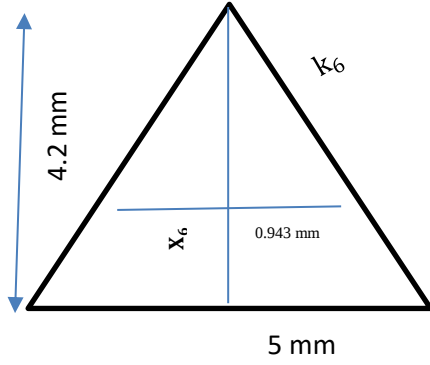
$$F = P * Y.A = 0.7 \text{ MPa} * 7.403 \text{ mm}^2$$

$$F_5 = 5.18 \text{ N (5 numaralı numunemize uyguladığımız kuvvet)}$$

3.2.4 A tipi yapıştırıcılı 6 numaralı numune

1 bar = 0.1 MPa

7 bar = 0.7 MPa



$$\frac{x_6}{4.2 \text{ mm}} = \frac{0.943 \text{ mm}}{5 \text{ mm}} \Rightarrow x_6 = 0.792 \text{ mm}$$

$$\sqrt{(k_6)^2} = \sqrt{(0.792 \text{ mm})^2 + (0.943 \text{ mm})^2} \Rightarrow$$

$$k_6 = 1.231 \text{ mm}$$

$$Y.A = \pi r (r + k) \Rightarrow$$

$$3.14 * 0.943 \text{ mm} * (0.943 \text{ mm} + 1.231 \text{ mm}) = 6.440 \text{ mm}^2$$

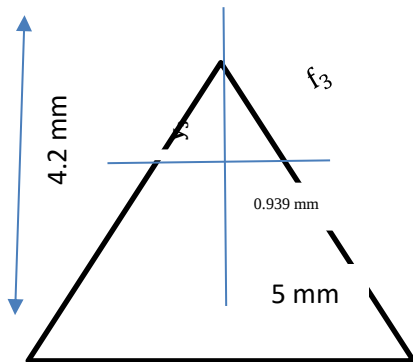
$$F = P * Y.A = 0.7 \text{ MPa} * 6.440 \text{ mm}^2$$

$$F_6 = 4.50 \text{ N (6 numaralı numunemize uyguladığımız kuvvet)}$$

3.2.5 B tipi yapıştırıcılı 3 numaralı numune

1 bar = 0.1 MPa

6 bar = 0.6 MPa



$$\frac{y_3}{4.2 \text{ mm}} = \frac{0.939 \text{ mm}}{5 \text{ mm}} \Rightarrow y_3 = 0.788 \text{ mm}$$

$$\sqrt{(f_3)^2} = \sqrt{(0.939 \text{ mm})^2 + (0.788 \text{ mm})^2} \Rightarrow$$

$$f_3 = 1.225 \text{ mm}$$

$$Y.A = \pi r (r + f) \Rightarrow$$

$$3.14 * 0.939 \text{ mm} * (0.939 \text{ mm} + 1.225 \text{ mm}) = 6.383 \text{ mm}^2$$

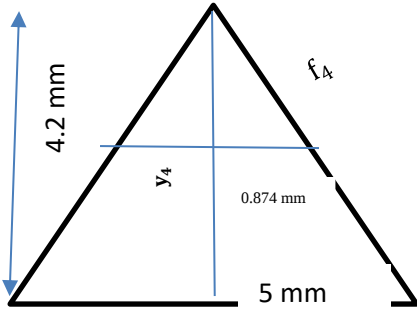
$$F = P * Y.A = 0.6 \text{ MPa} * 6.383 \text{ mm}^2$$

$$F_3 = 3.83 \text{ N (3 numaralı numunemize uyguladığımız kuvvet)}$$

3.2.6 B tipi yapıştırıcı 4 numaralı numune

1 bar = 0.1 MPa

6 bar = 0.6 MPa



$$\frac{y_4}{4.2 \text{ mm}} = \frac{0.874 \text{ mm}}{5 \text{ mm}} \Rightarrow y_4 = 0.734 \text{ mm}$$
$$\sqrt{(f_4)^2} = \sqrt{(0.874 \text{ mm})^2 + (0.734 \text{ mm})^2} \Rightarrow$$
$$f_4 = 1.141 \text{ mm}$$

$$Y.A = \pi r (r + f) \Rightarrow$$

$$3.14 * 0.874 \text{ mm} * (0.874 \text{ mm} + 1.141 \text{ mm}) = 5.532 \text{ mm}^2$$

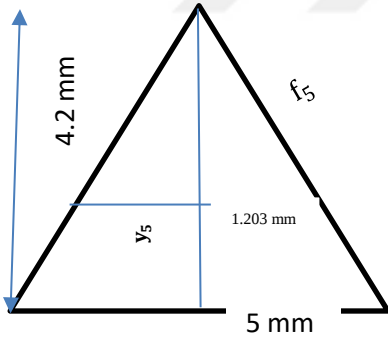
$$F = P * Y.A = 0.6 \text{ MPa} * 5.532 \text{ mm}^2$$

$$F_4 = 3.32 \text{ N (4 numaralı numunemize uyguladığımız kuvvet)}$$

3.2.7 B tipi yapıştırıcı 5 numaralı numune

1 bar = 0.1 MPa

7 bar = 0.7 MPa



$$\frac{y_5}{4.2 \text{ mm}} = \frac{1.203 \text{ mm}}{5 \text{ mm}} \Rightarrow y_5 = 1.010 \text{ mm}$$
$$\sqrt{(f_5)^2} = \sqrt{(1.203 \text{ mm})^2 + (1.010 \text{ mm})^2} \Rightarrow$$
$$f_5 = 1.570 \text{ mm}$$

$$Y.A = \pi r (r + f) \Rightarrow$$

$$3.14 * 1.203 \text{ mm} * (1.203 \text{ mm} + 1.570 \text{ mm}) = 10.480 \text{ mm}^2$$

$$F = P * Y.A = 0.6 \text{ MPa} * 10.480 \text{ mm}^2$$

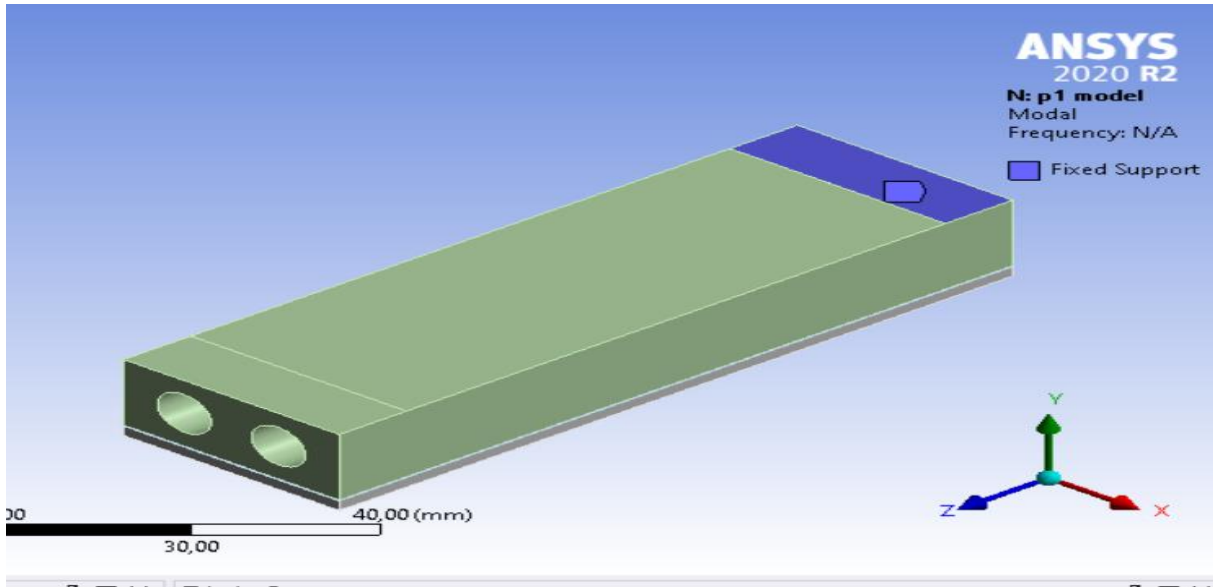
$$F_5 = 7.33 \text{ N (5 numaralı numunemize uyguladığımız kuvvet)}$$

3.2.8 B tipi yapıştırıcı 6 numaralı numune

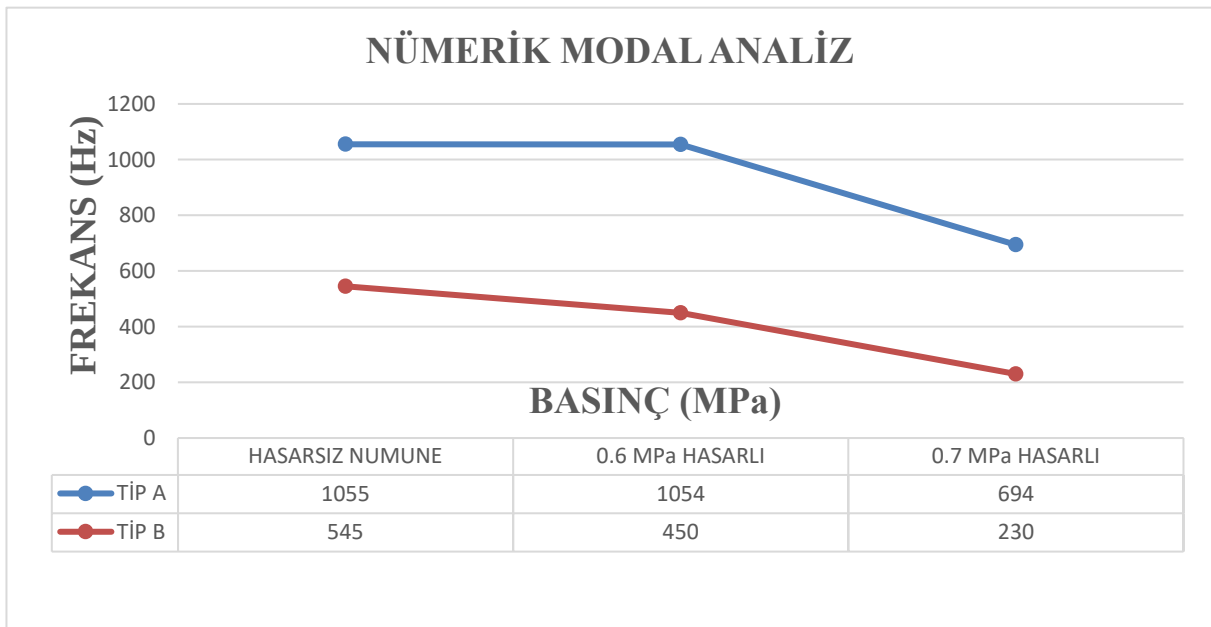
B tipi yapıştırıcılı 6 numaralı numunemiz 7 bar basınçta kırılmaması gerekirken 383. vuruşta kırılma (ayrılma) olduğu için kuvvet hesabı yapılamadı.

3.3 ANALİZ SONUÇLARI

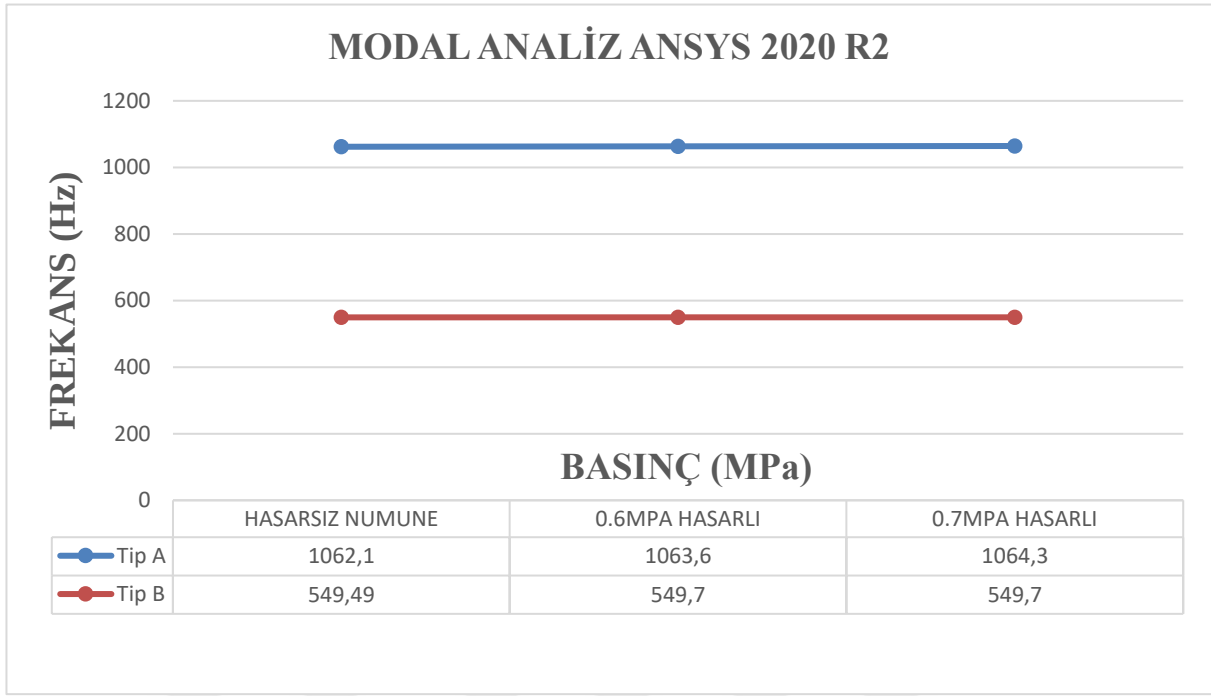
3.3.1 Modal Analiz



Şekil 3.9 Tip A ve Tip B Hasarsız Numune Sınır Koşulları.

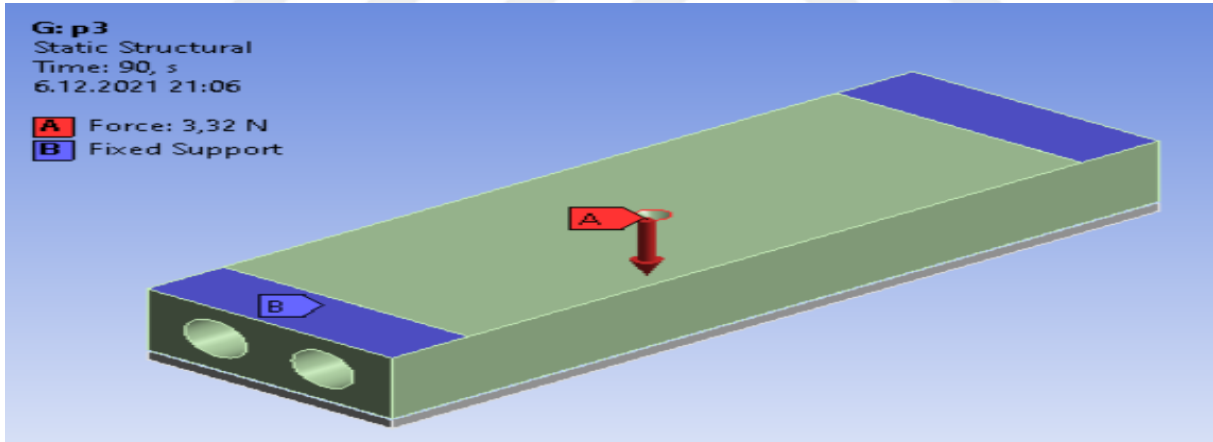


Şekil 3.10 Tip A ve Tip B Deneysel Frekans Değerleri.

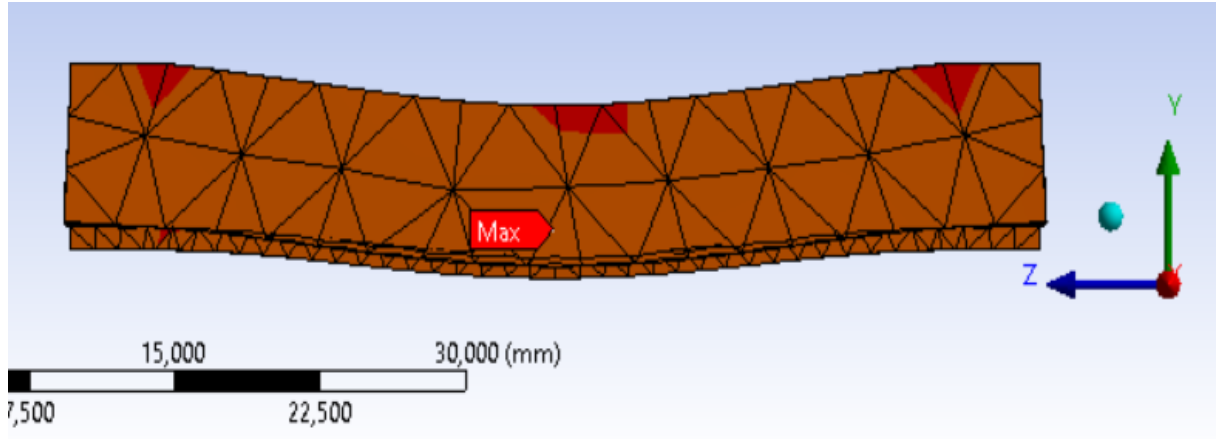


Şekil 3.11 Tip A ve Tip B Ansys 2020 R2 Frekans Değerleri.

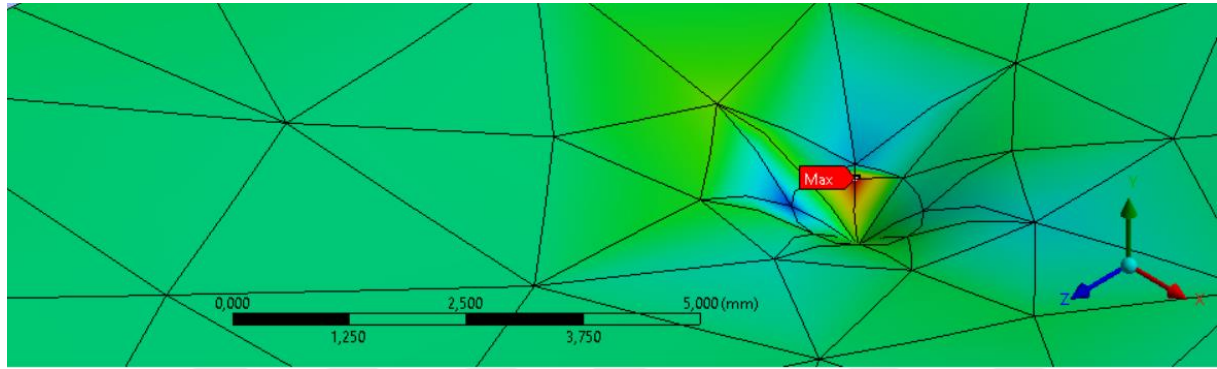
3.3.2 Gerilme Analizi



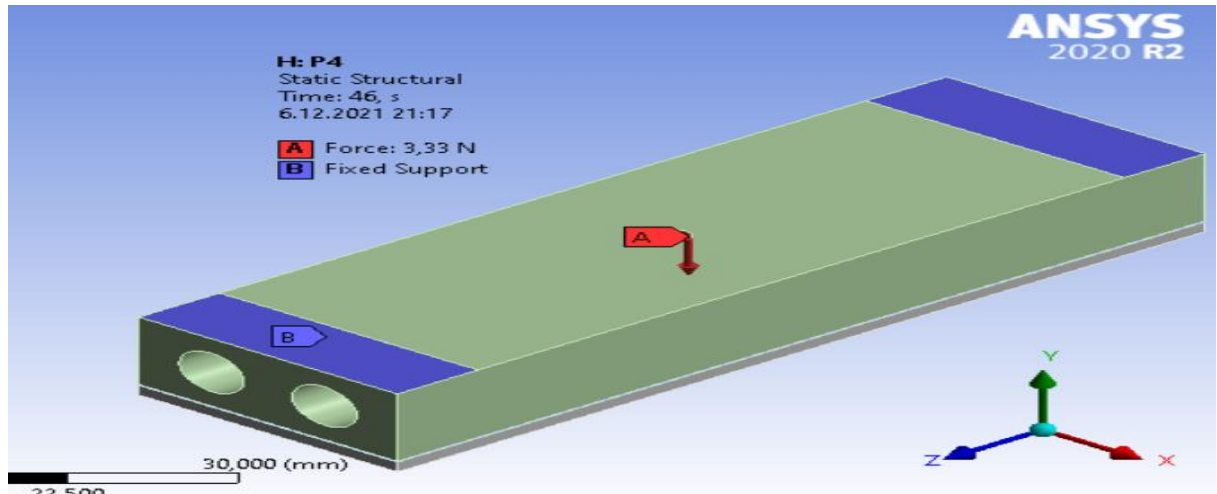
Şekil 3.12 Tip A 3.Numune Gerilme Analizi Sınır Koşulları.



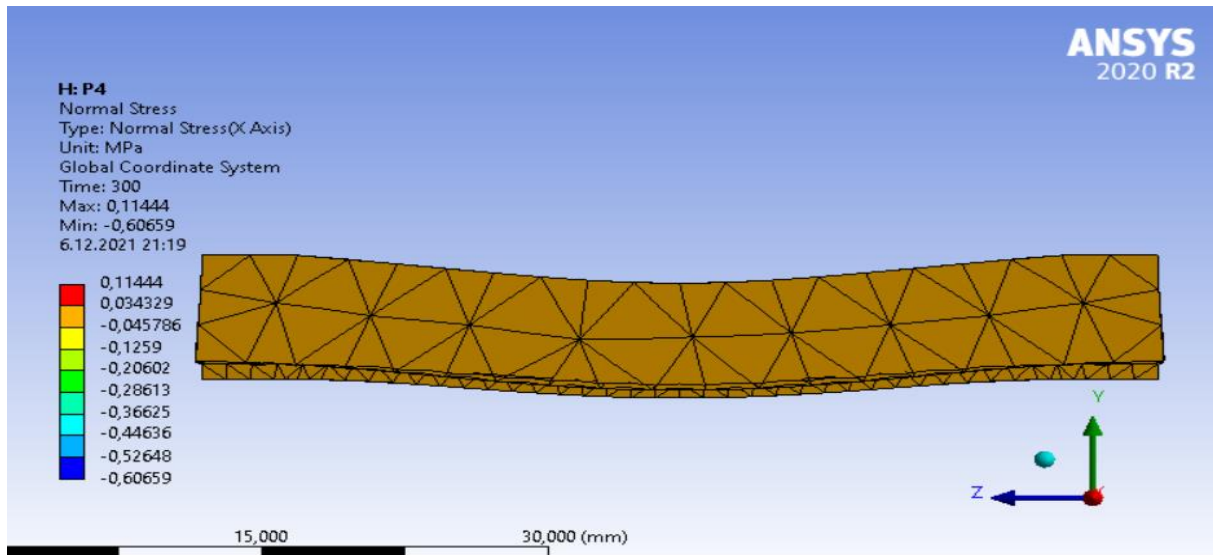
Şekil 3.13 Tip B A.Numune Gerilme Analizi X Eksinindeki Maksimum Normal Gerilmesi.



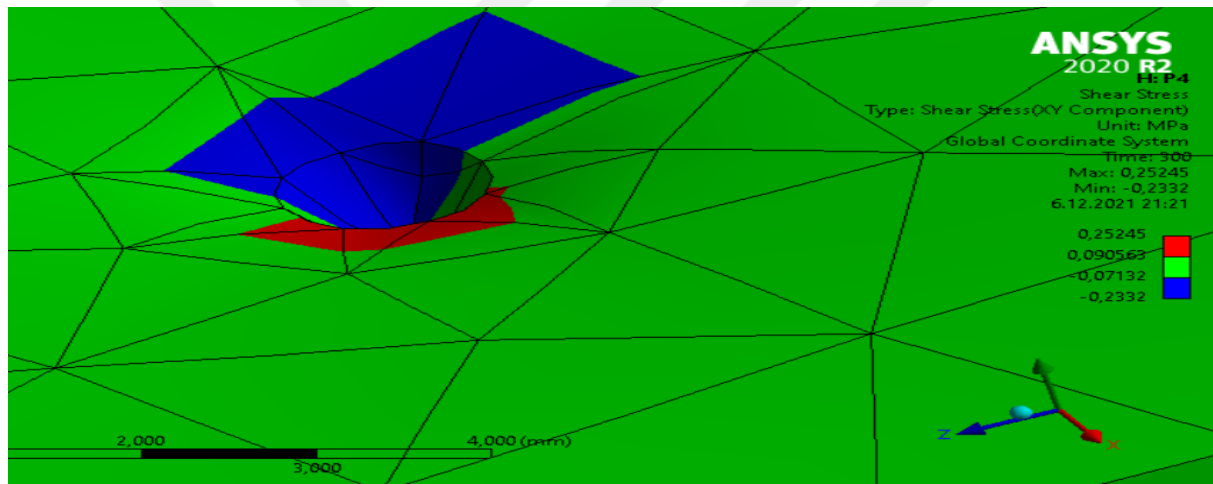
Şekil 3.14 Tip A 3.Numune Gerilme Analizi XY Eksinindeki Maksimum Kayma Gerilmesi.



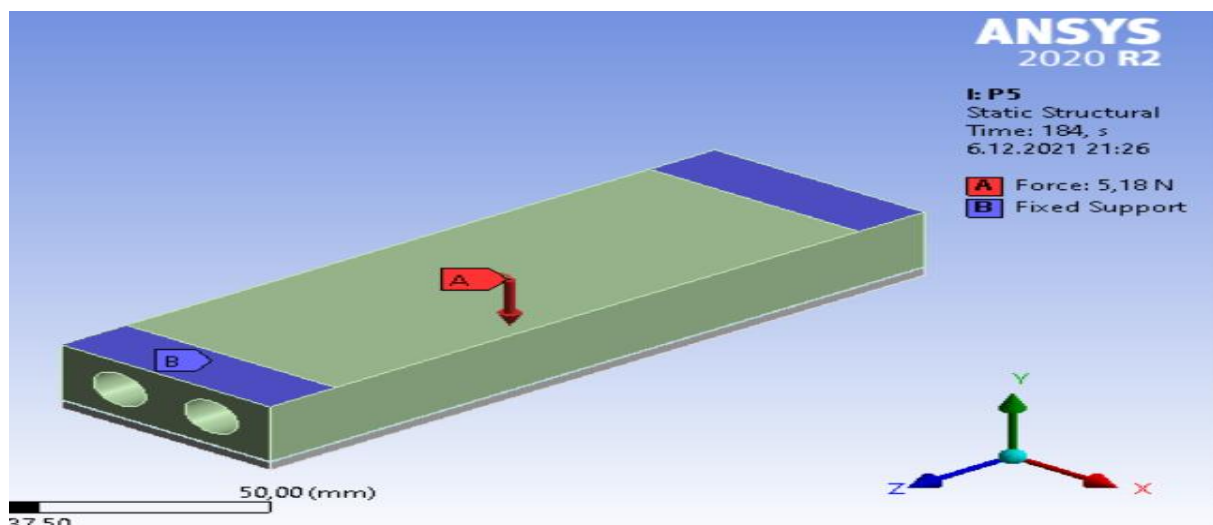
Şekil 3.15 Tip A 4.Numune Gerilme Analizi Sınır Koşulları.



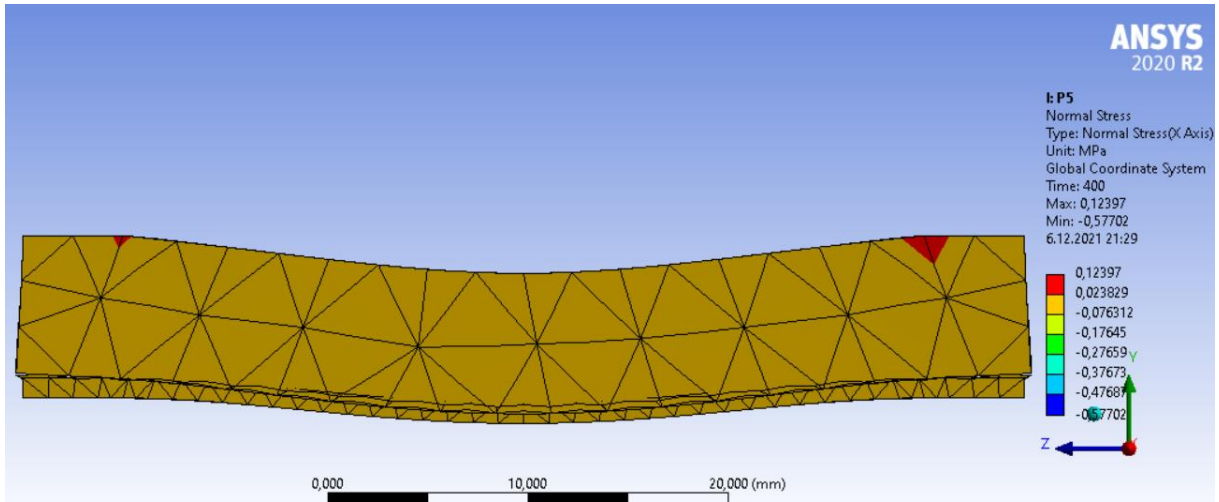
Şekil 3.16 Tip A 4.Numune Gerilme Analizi X Eksinindeki Maksimum Normal Gerilmesi.



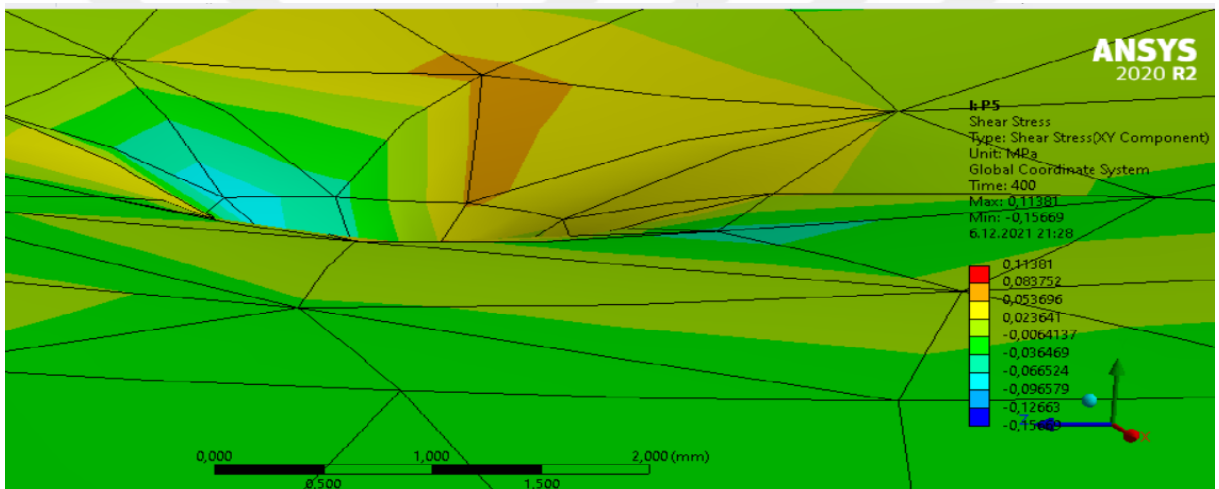
Şekil 3.17 Tip A 4.Numune Gerilme Analizi XY Eksinindeki Maksimum Kayma Gerilmesi.



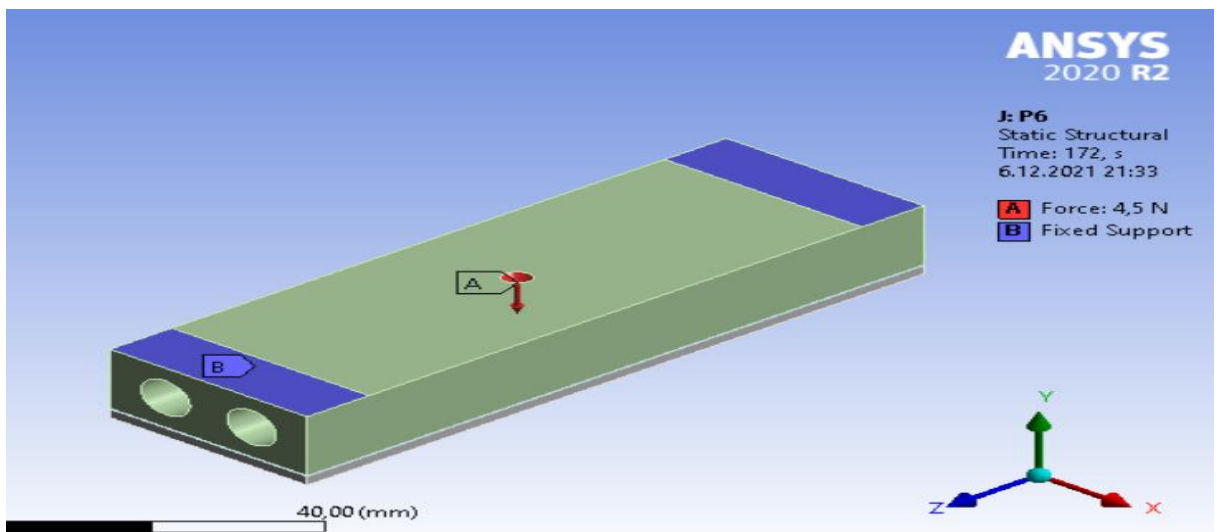
Şekil 3.18 Tip A 5.Numune Gerilme Analizi Sınır Koşulları.



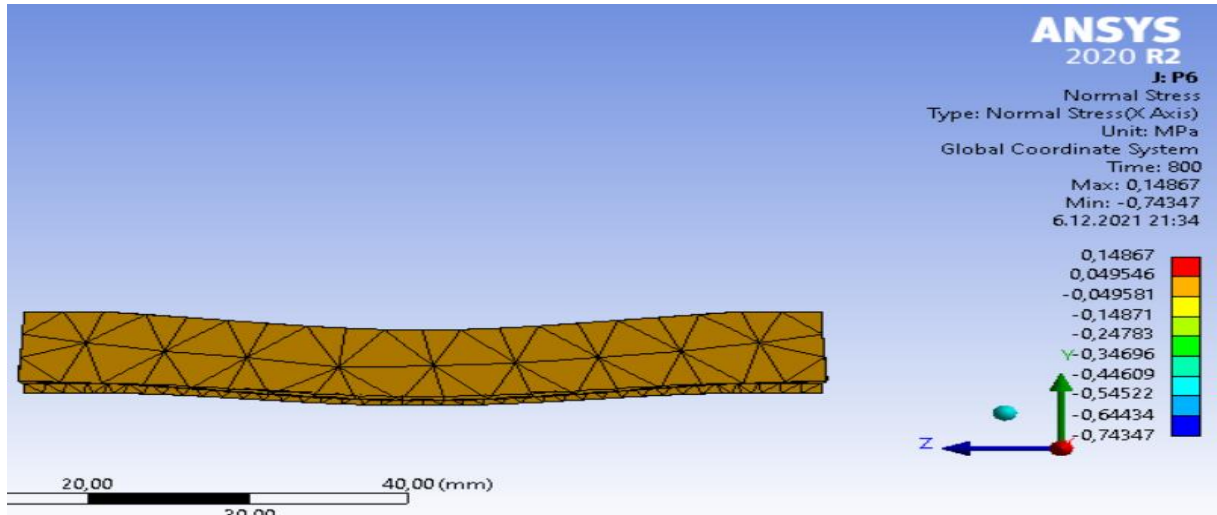
Şekil 3.19 Tip A 5.Numune Gerilme Analizi X Eksinindeki Maksimum Normal Gerilmesi.



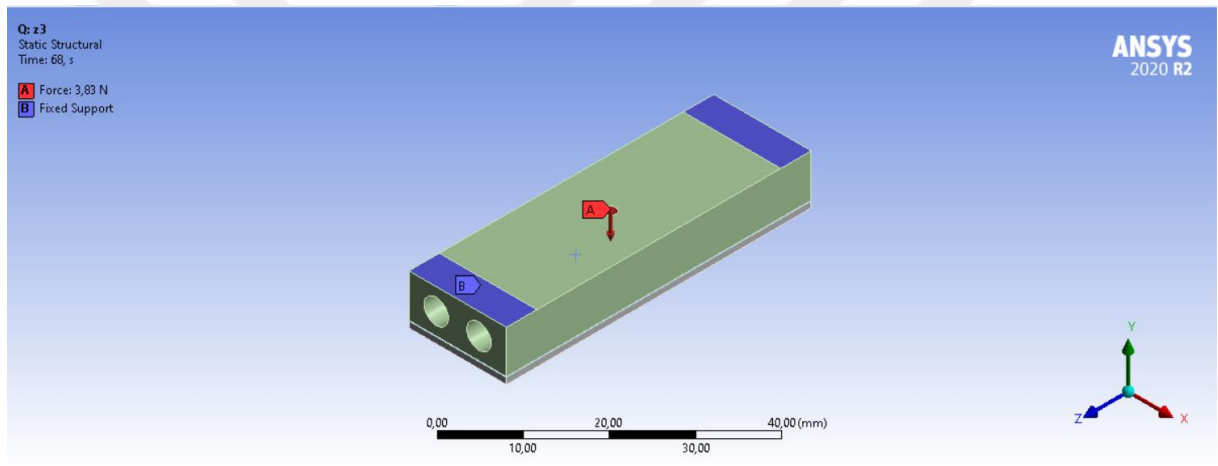
Şekil 3.20 Tip A 5.Numune Gerilme Analizi XY Eksinindeki Maksimum Kayma Gerilmesi.



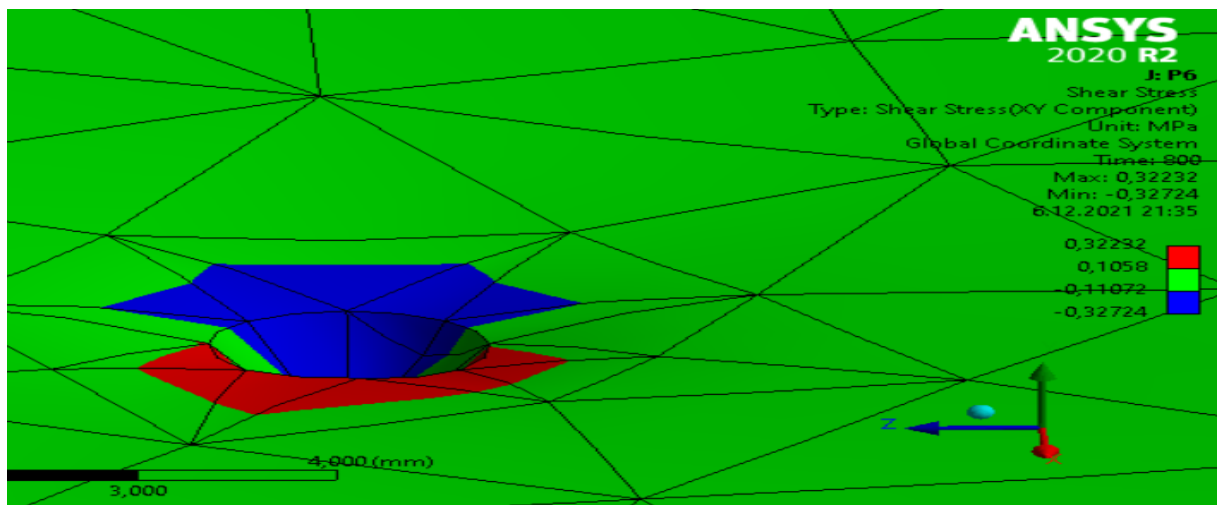
Şekil 3.21 Tip A 6.Numune Gerilme Analizi Sınır Koşulları.



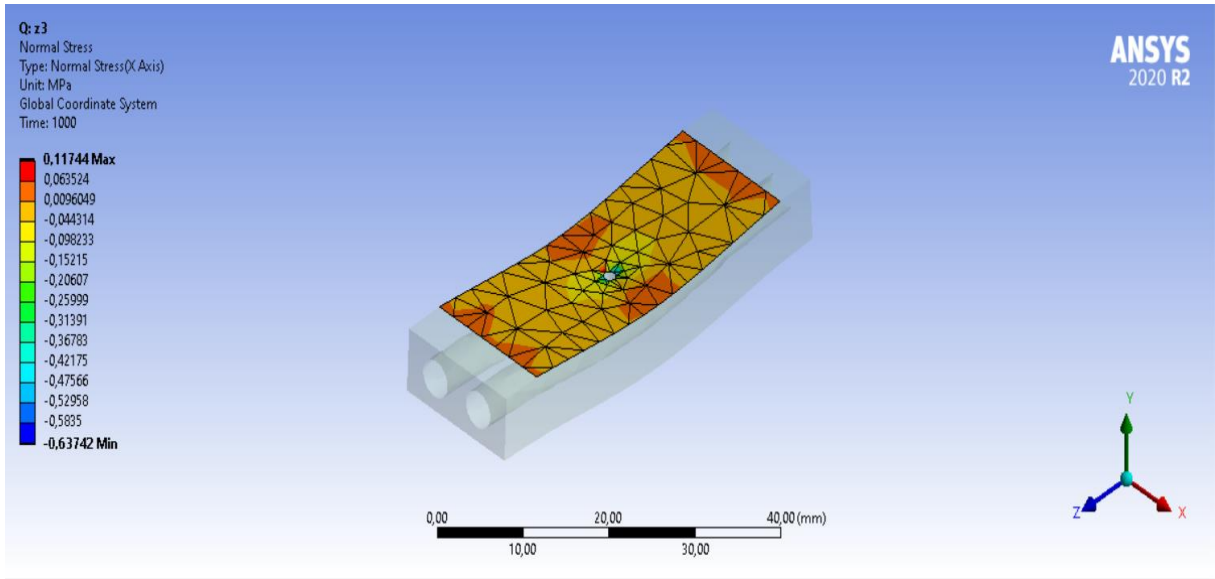
Şekil 3.22 Tip A 6.Numune Gerilme Analizi X Eksinindeki Maksimum Normal Gerilmesi.



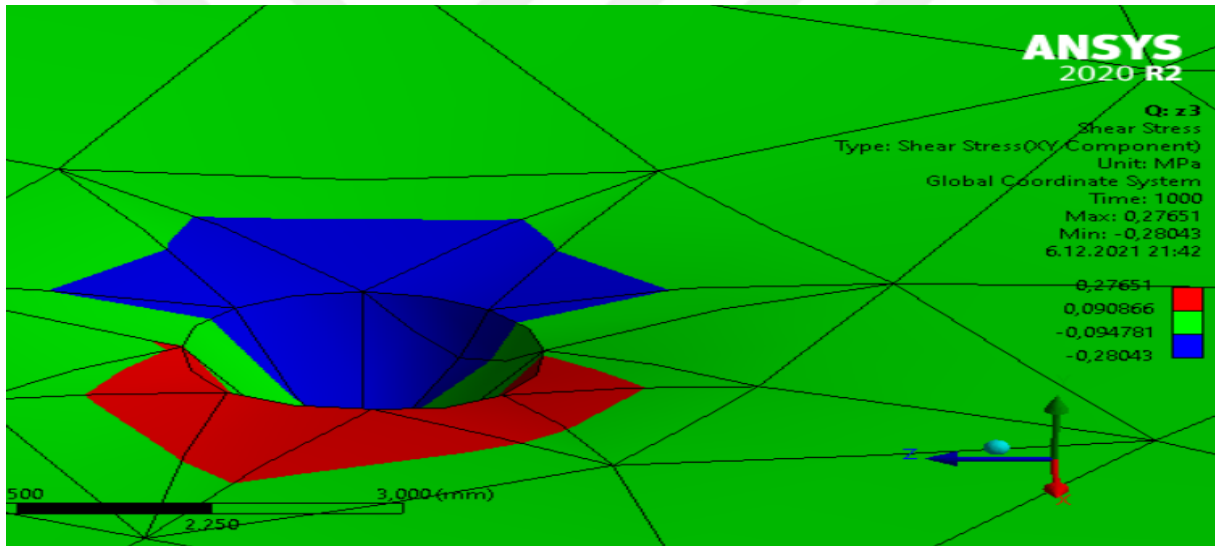
Şekil 3.23 Tip A 6.Numune Gerilme Analizi XY Eksinindeki Maksimum Kayma Gerilmesi.



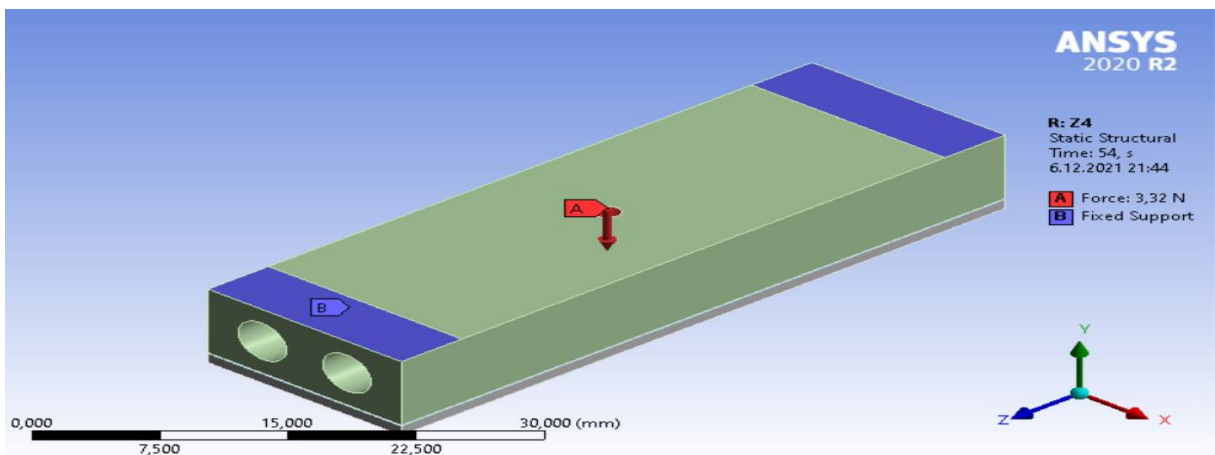
Şekil 3.24 Tip B 3.Numune Gerilme Analizi Sınır Koşulları.



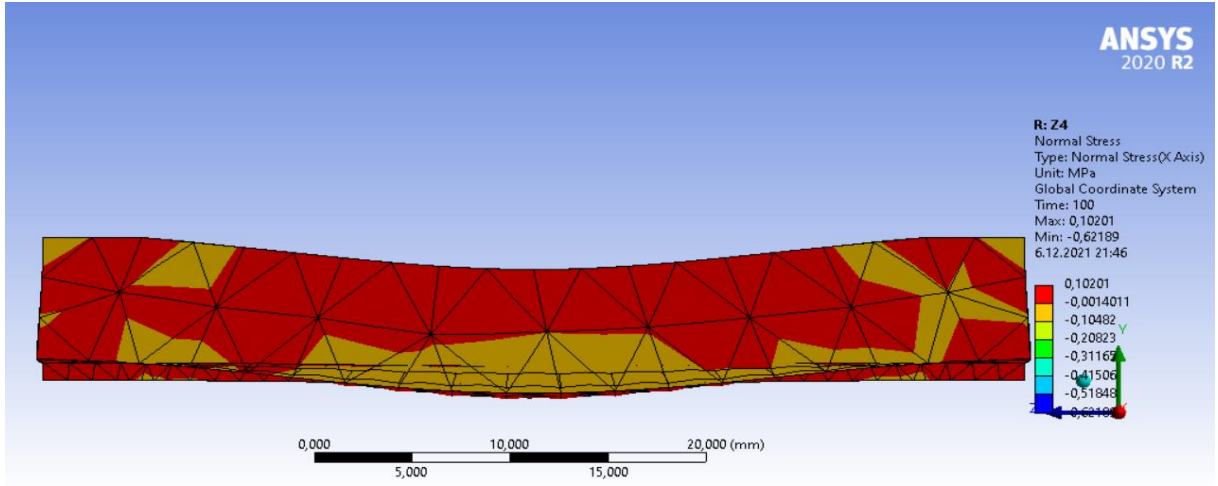
Şekil 3.25 Tip B 3.Numune Gerilme Analizi X Eksinindeki Maksimum Normal Gerilmesi.



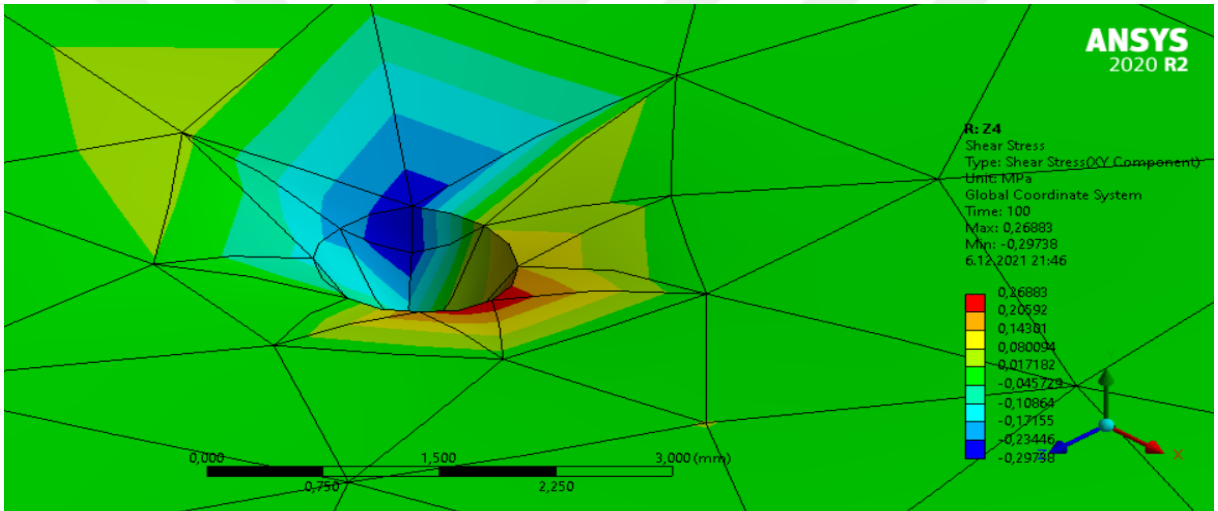
Şekil 3.26 Tip B 3.Numune Gerilme Analizi XY Eksinindeki Maksimum Kayma Gerilmesi.



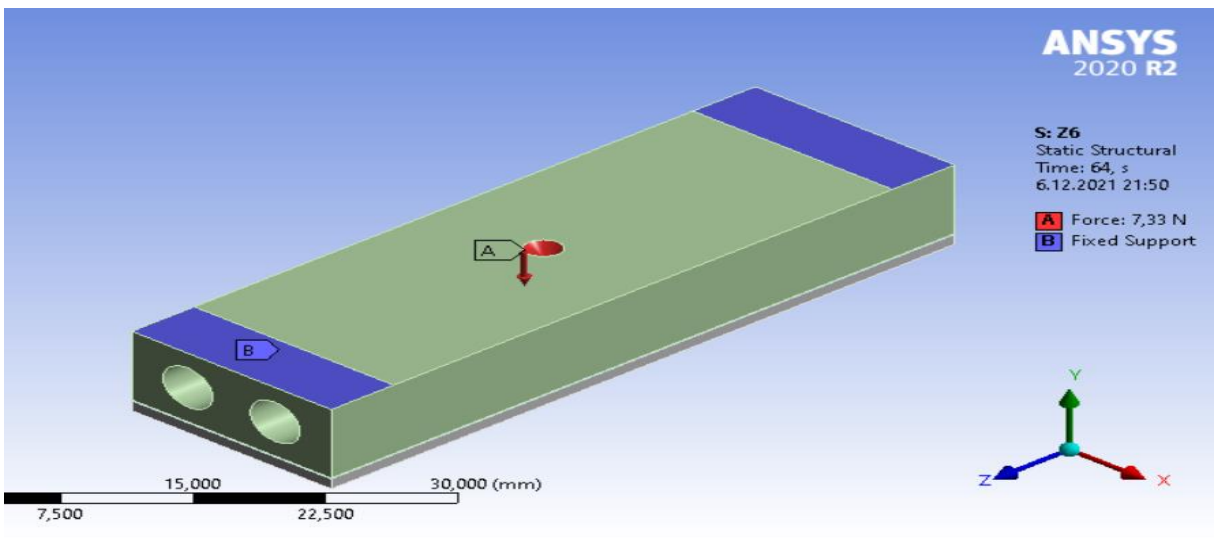
Şekil 3.27 Tip B 4.Numune Gerilme Analizi Sınır Koşulları.



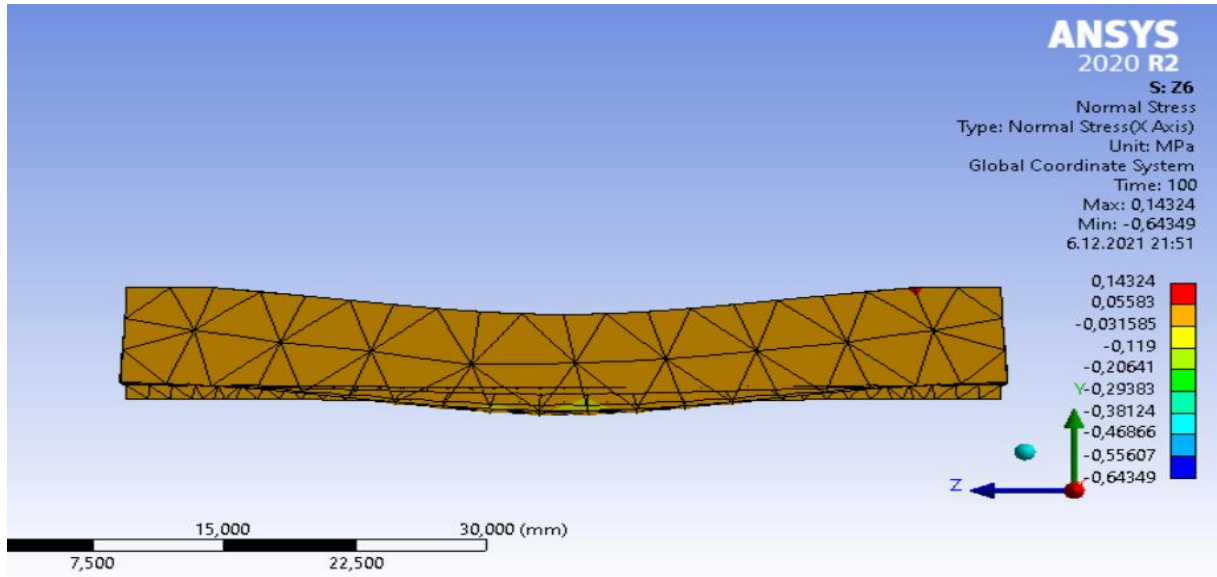
Şekil 3.28 Tip B 4.Numune Gerilme Analizi X Eksinindeki Maksimum Normal Gerilmesi.



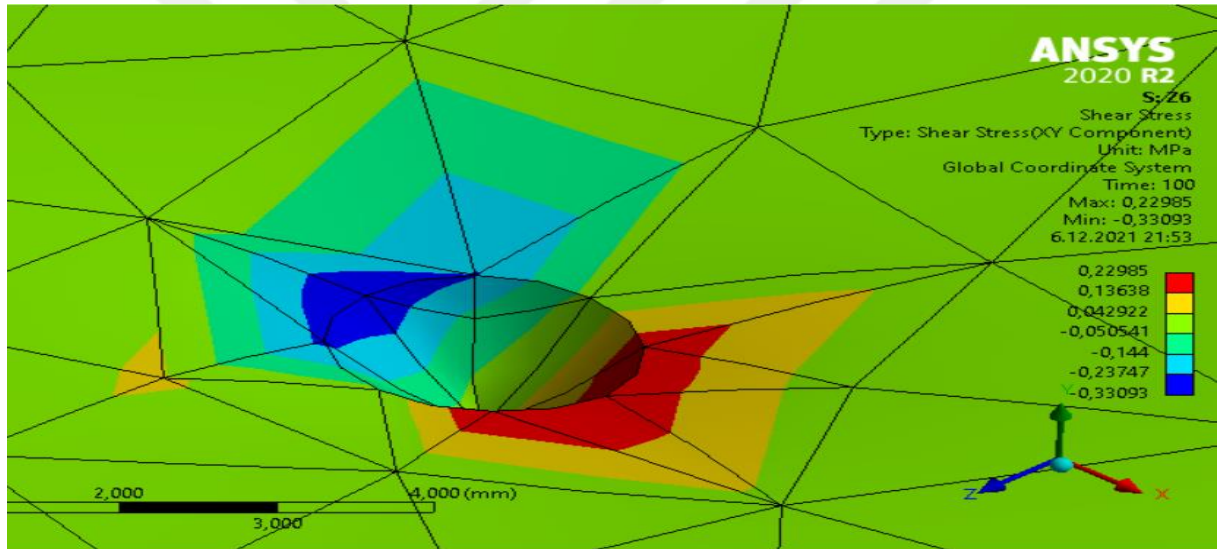
Şekil 3.29 Tip B 4.Numune Gerilme Analizi XY Eksinindeki Maksimum Kayma Gerilmesi.



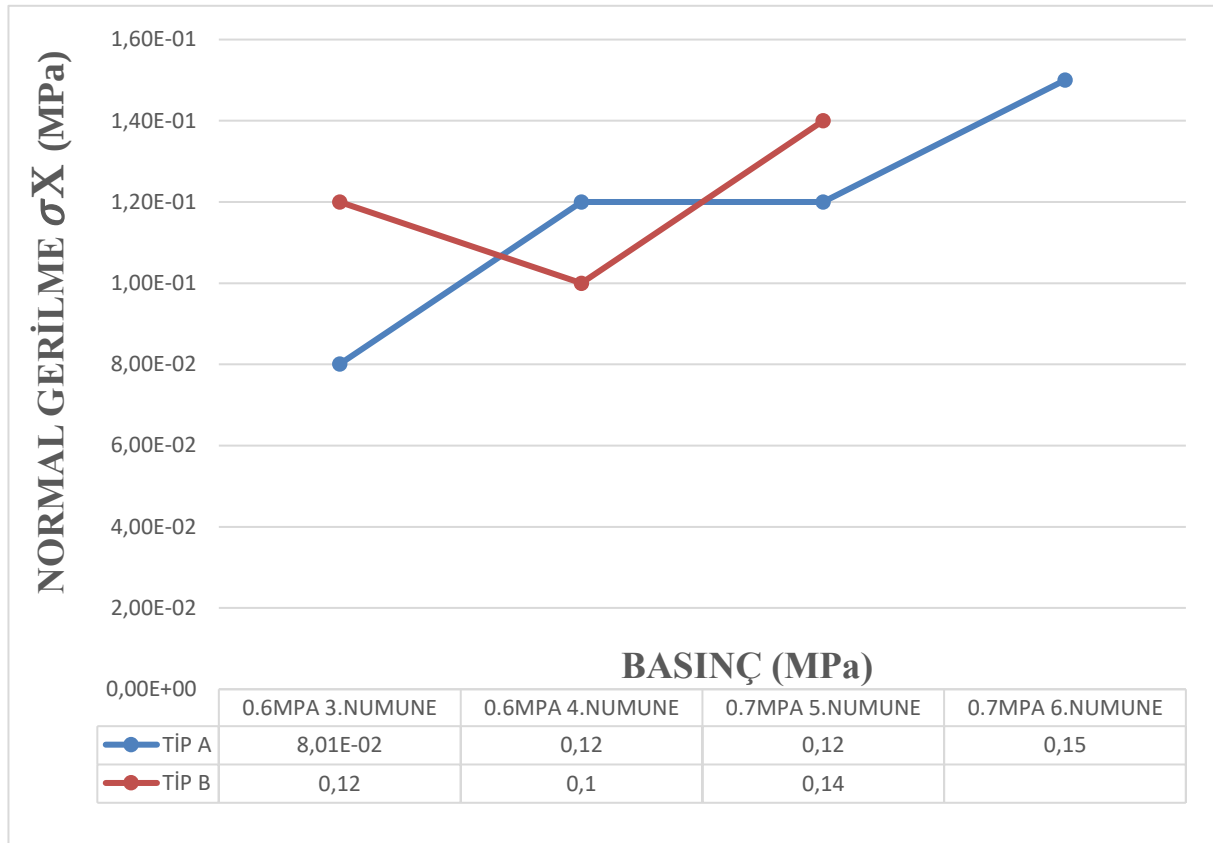
Şekil 3.30 Tip B 4.Numune Gerilme Analizi Sınır Koşulları.



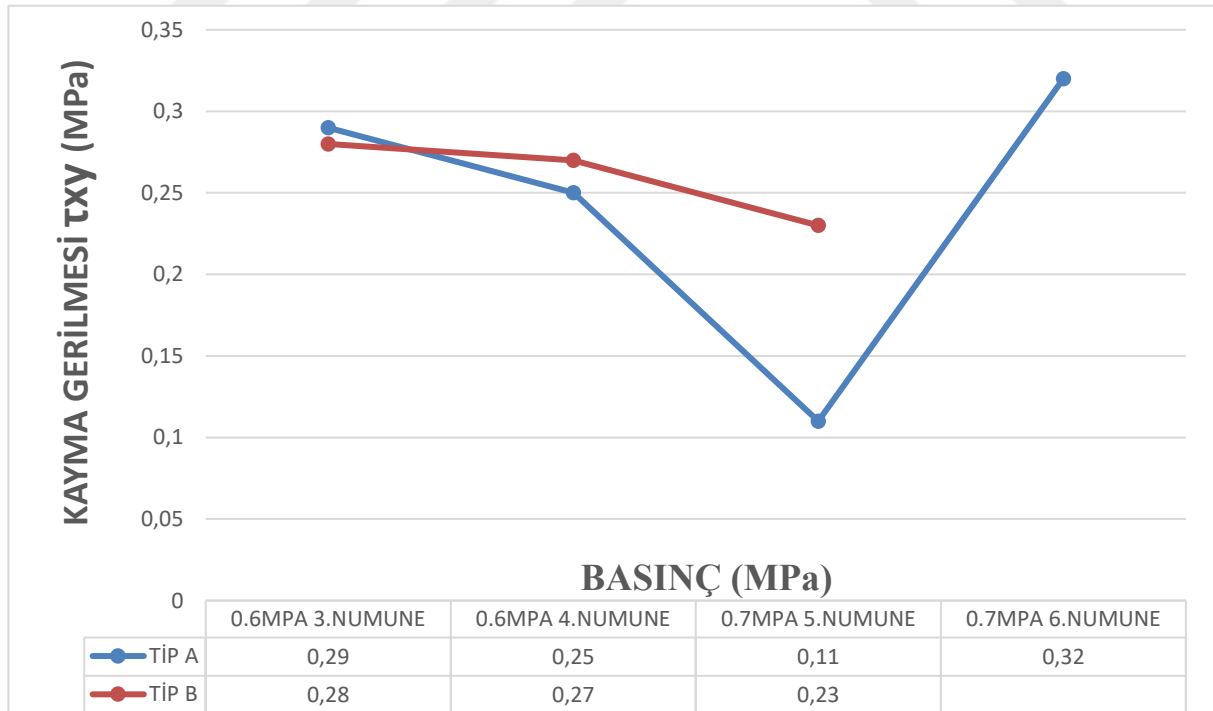
Şekil 3.31 Tip B 4.Numune Gerilme Analizi X Eksinindeki Maksimum Normal Gerilmesi.



Şekil 3.32 Tip B 4.Numune Gerilme Analizi XY Eksinindeki Maksimum Kayma Gerilmesi.



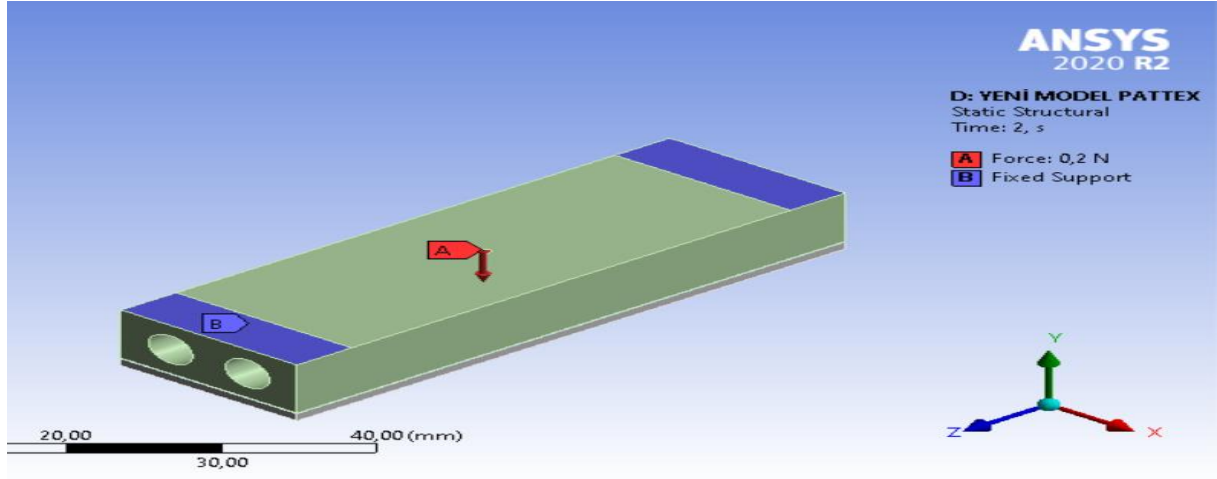
Şekil 3.33 Tip A ve Tip B Yapıştırıcıların Yükleme Sonu X Eksininde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri (1000 saniye).



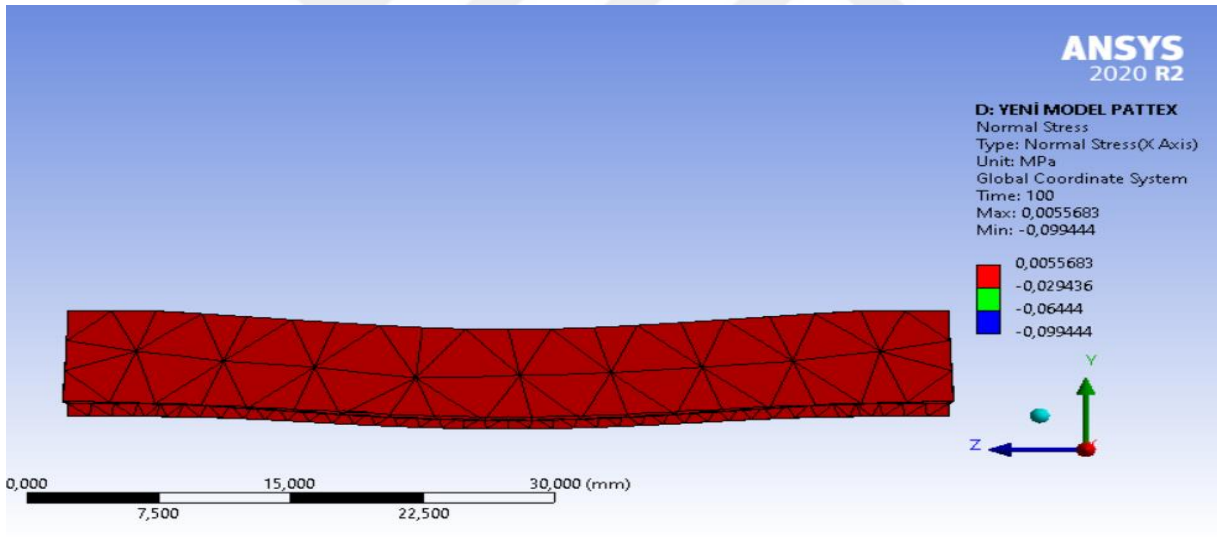
Şekil 3.34 Tip A ve Tip B Yapıştırıcıların Yükleme Sonu XY Eksininde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri (1000 saniye).

3.4 FARKLI KUVVET ETKİSİ ALTINDA NUMUNE DAVRANIŞLARI

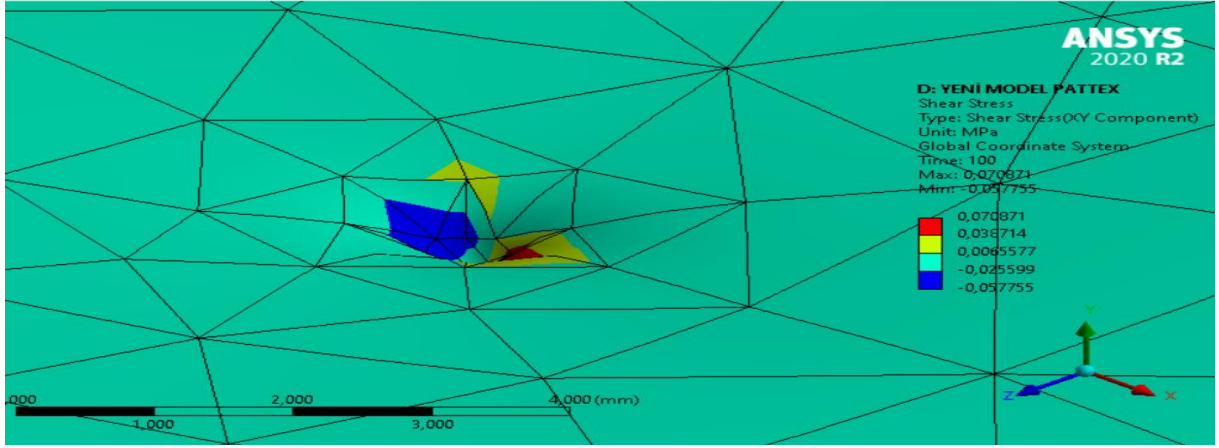
3.4.1 Tip A



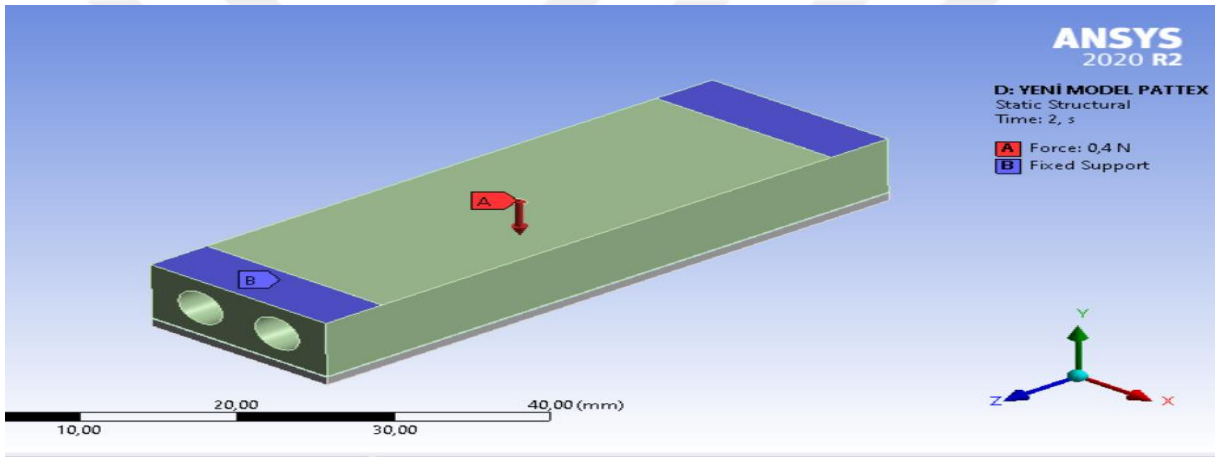
Şekil 3.35 Tip A 0,2N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları (X=Y=Z=0).



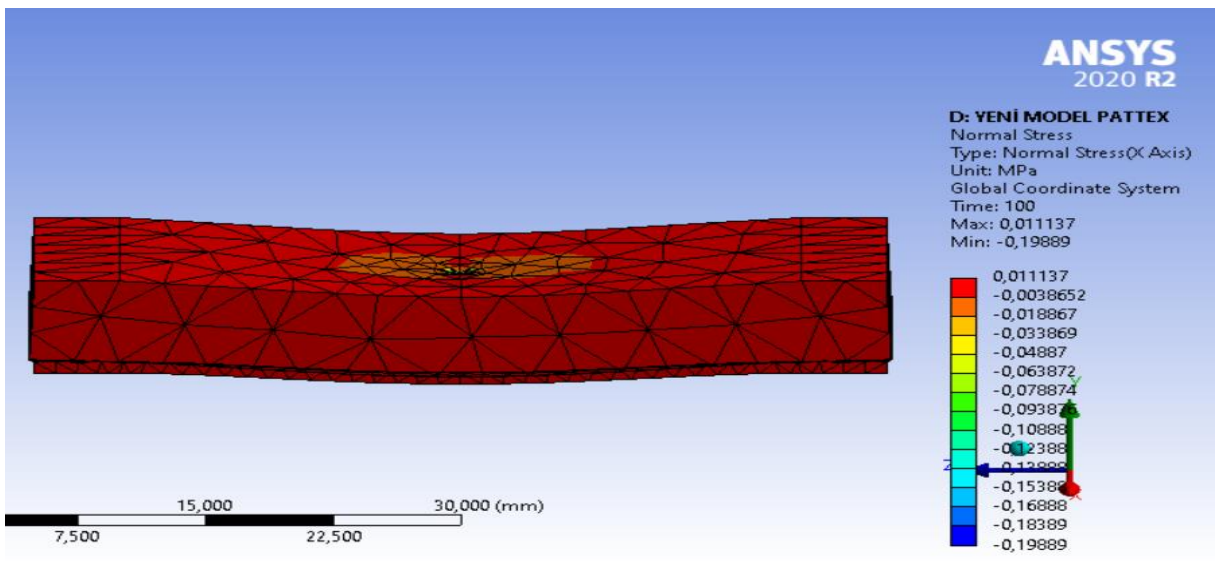
Şekil 3.36 Tip A 0,2N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.



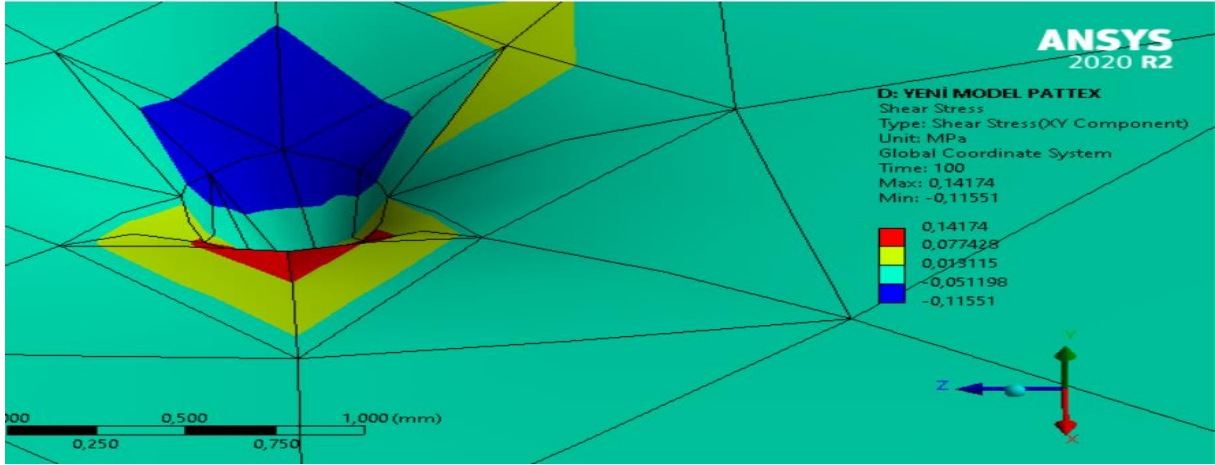
Şekil 3.37 Tip A 0,2N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.



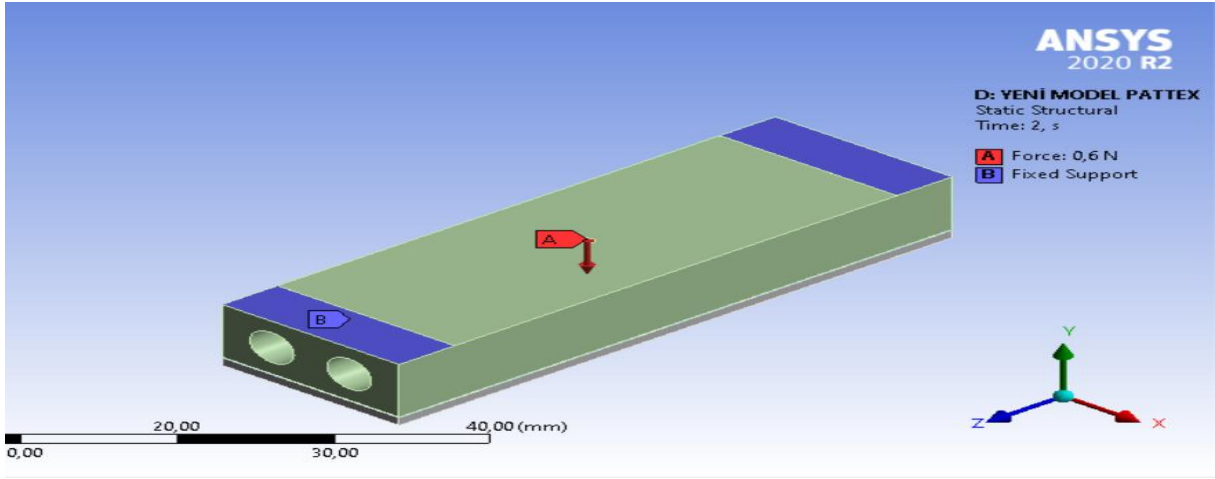
Şekil 3.38 Tip A 0,4N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).



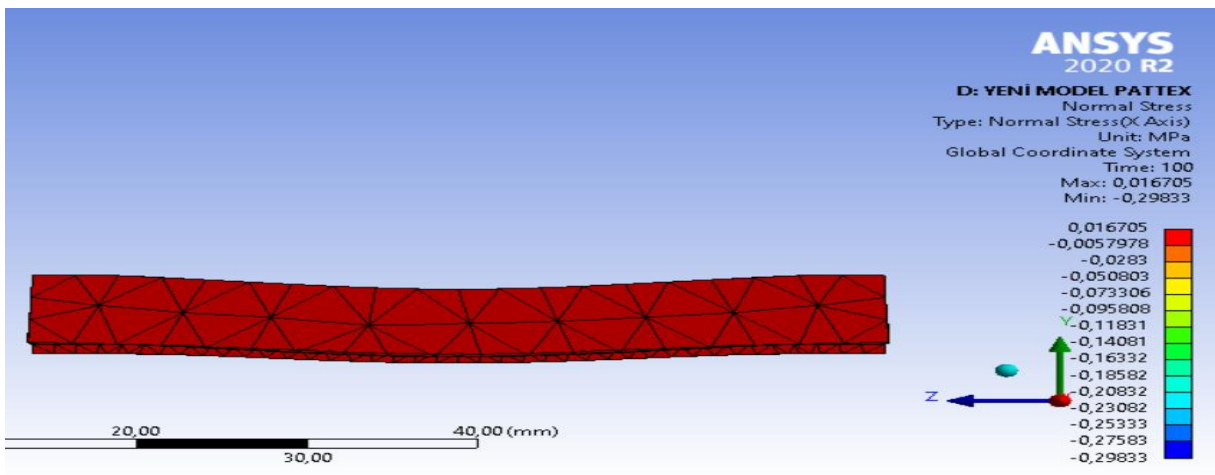
Şekil 3.39 Tip A 0,4N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.



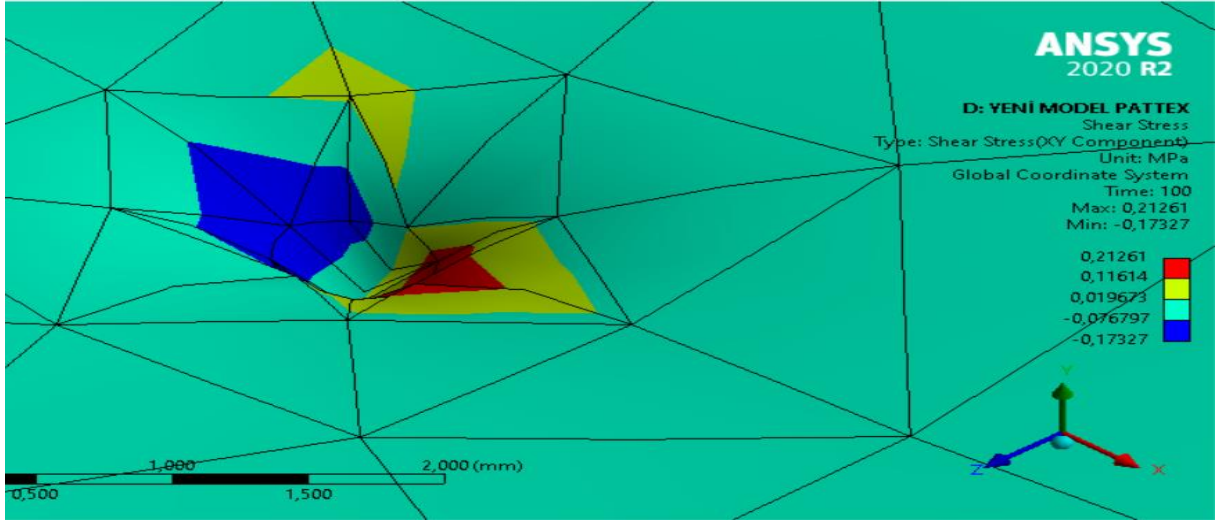
Şekil 3.40 Tip A 0,4N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.



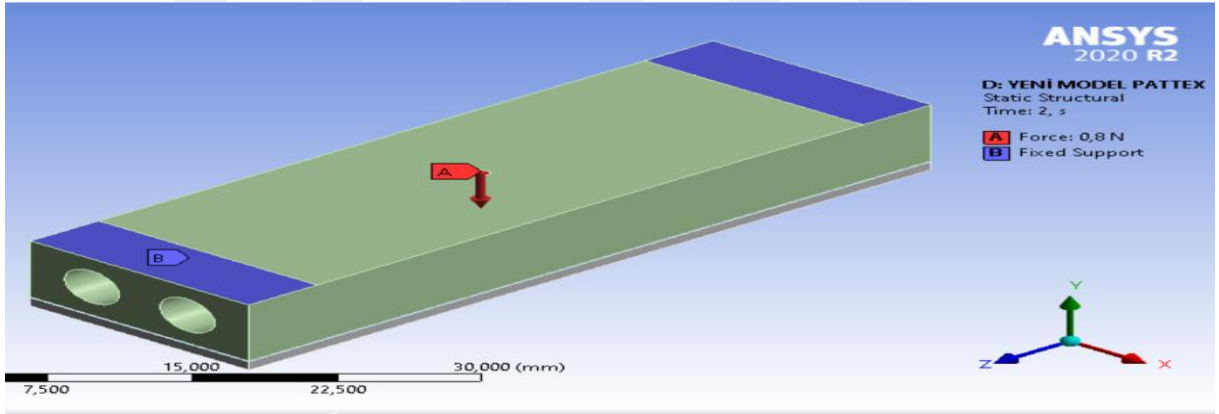
Şekil 3.41 Tip A 0,6N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları (X=Y=Z=0).



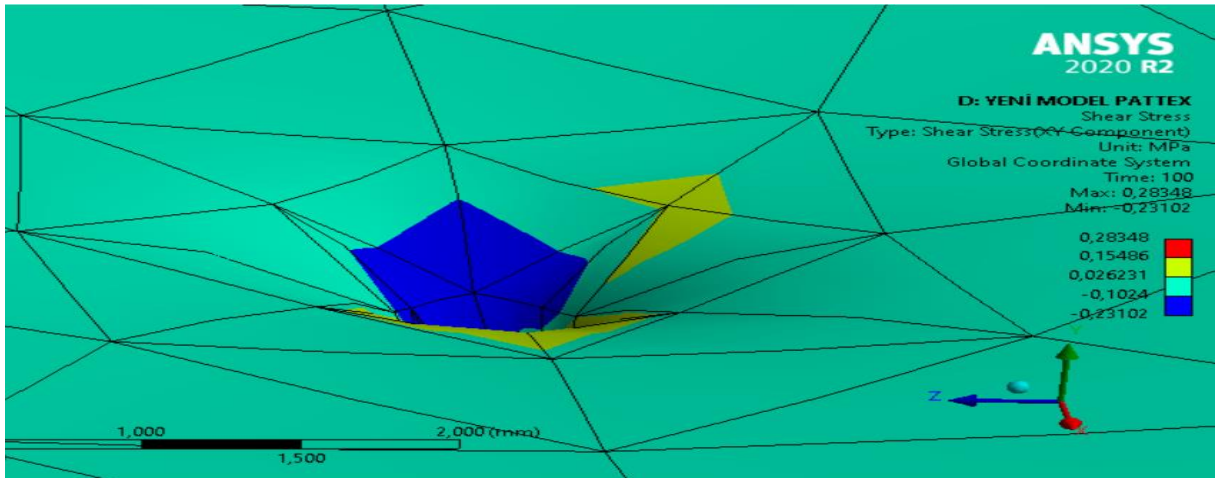
Şekil 3.42 Tip A 0,6N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.



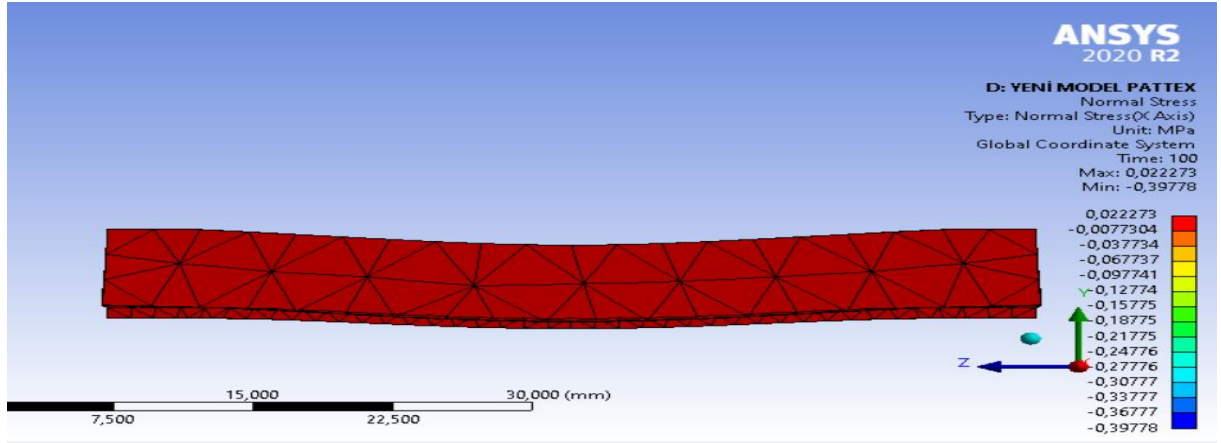
Şekil 3.43 Tip A 0,6N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.



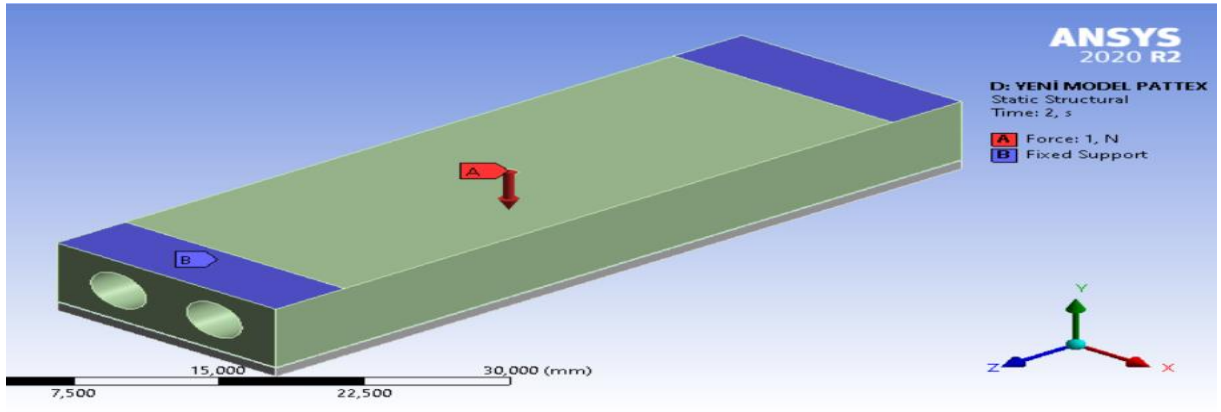
Şekil 3.44 Tip A 0,8N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).



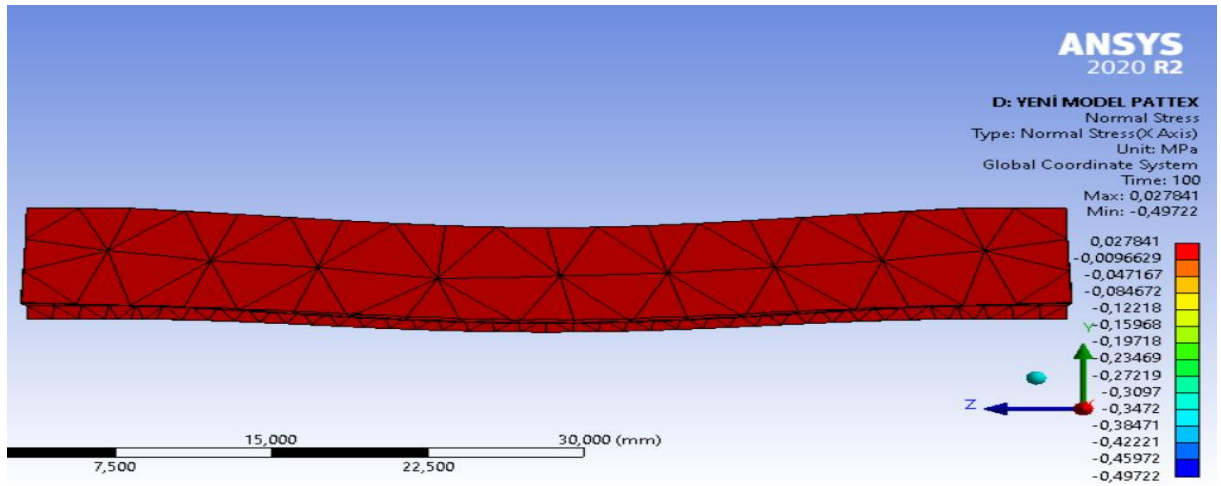
Şekil 3.45 Tip A 0,8N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.



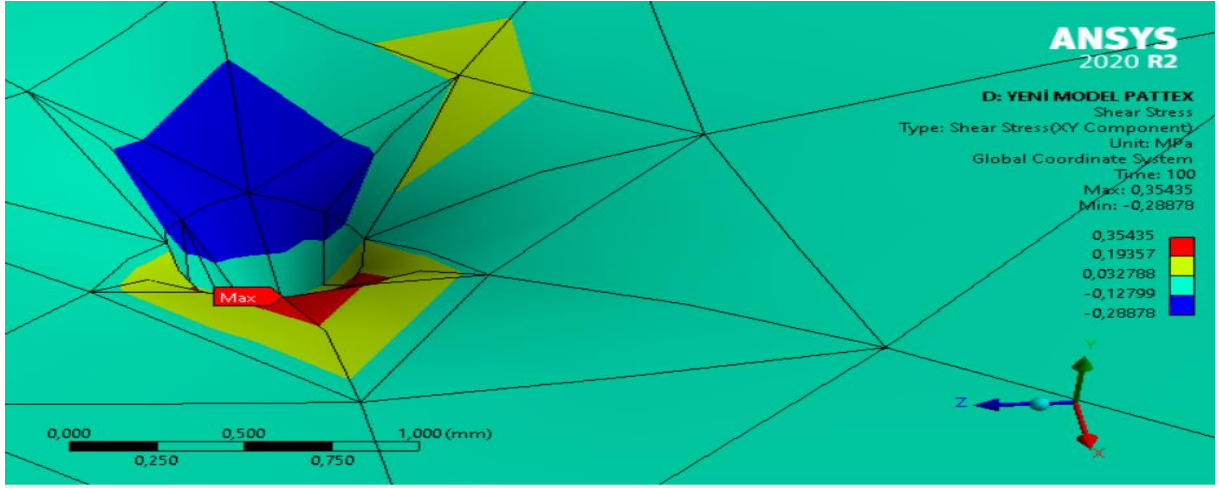
Şekil 3.46 Tip A 0,8N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.



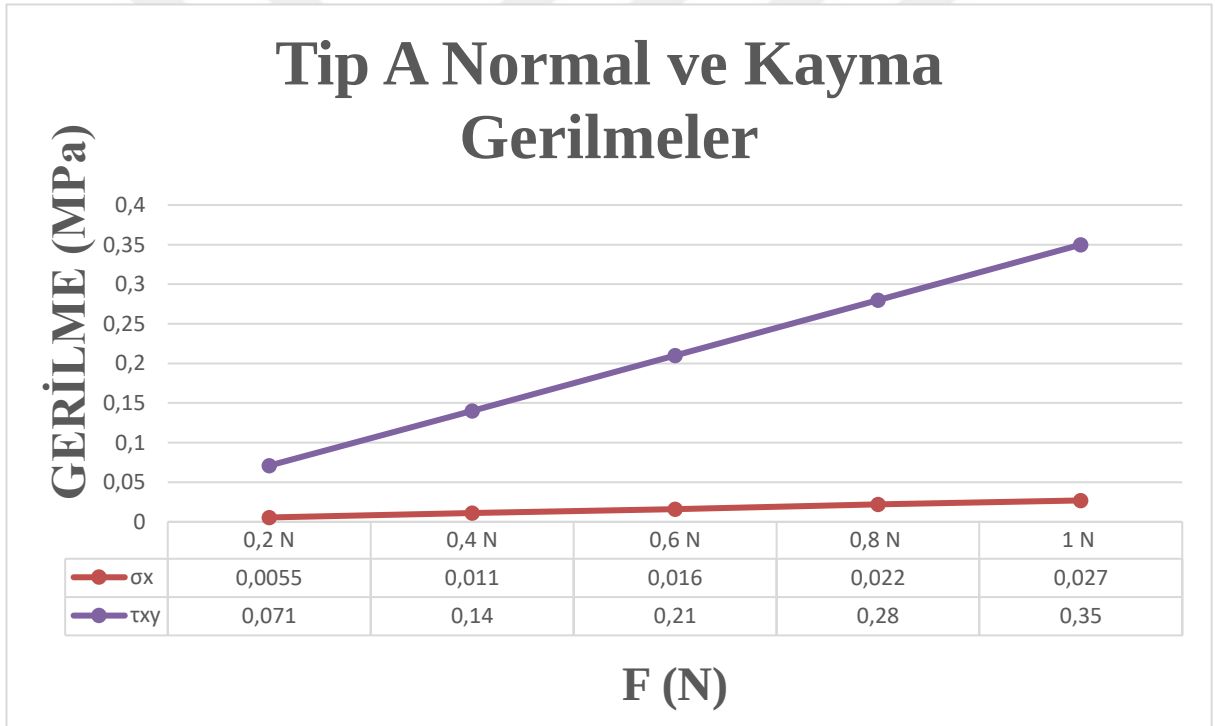
Şekil 3.47 Tip A 1N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).



Şekil 3.48 Tip A 1N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Normal Gerilmeleri.

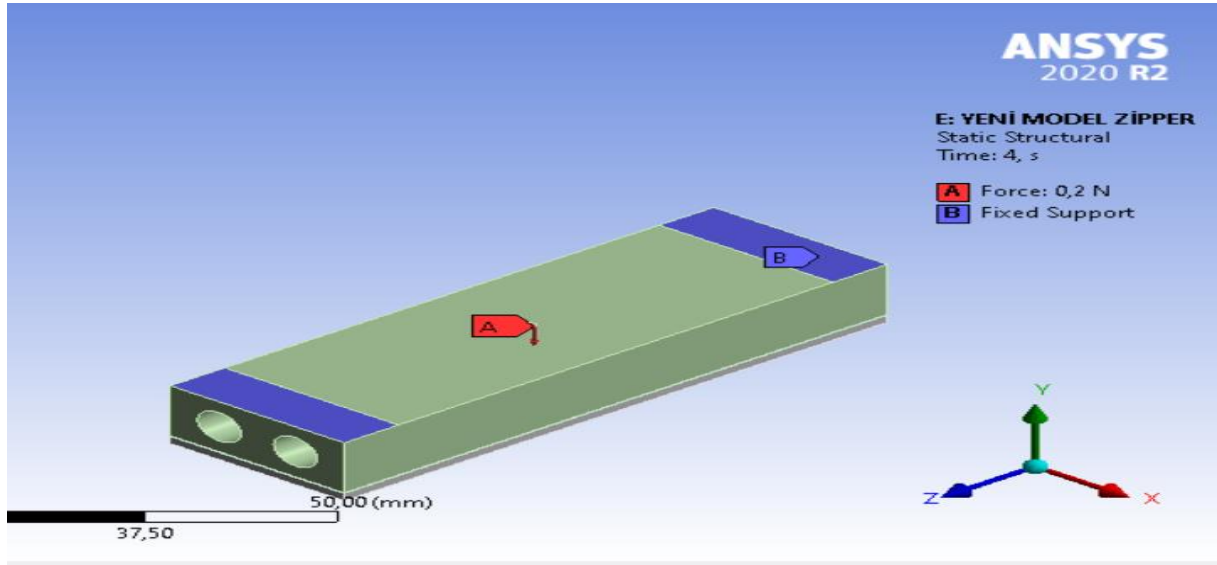


Şekil 3.49 Tip A 1N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.

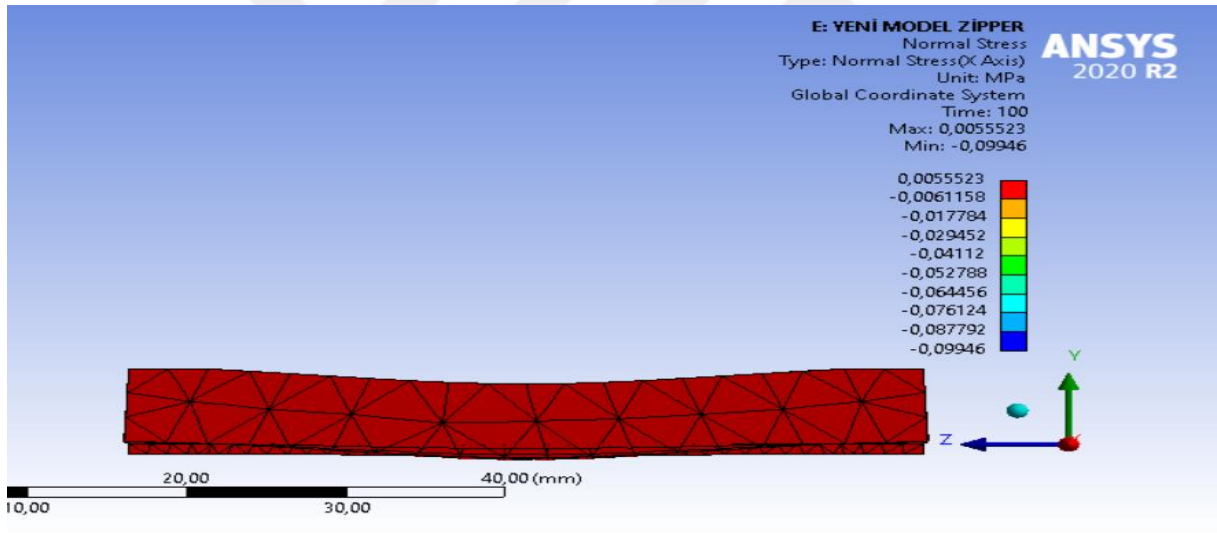


Şekil 3.50 Tip A Farklı Kuvvet Etkisinde Meydana Gelen Maksimum Normal ve Maksimum Kayma Gerilmeleri.

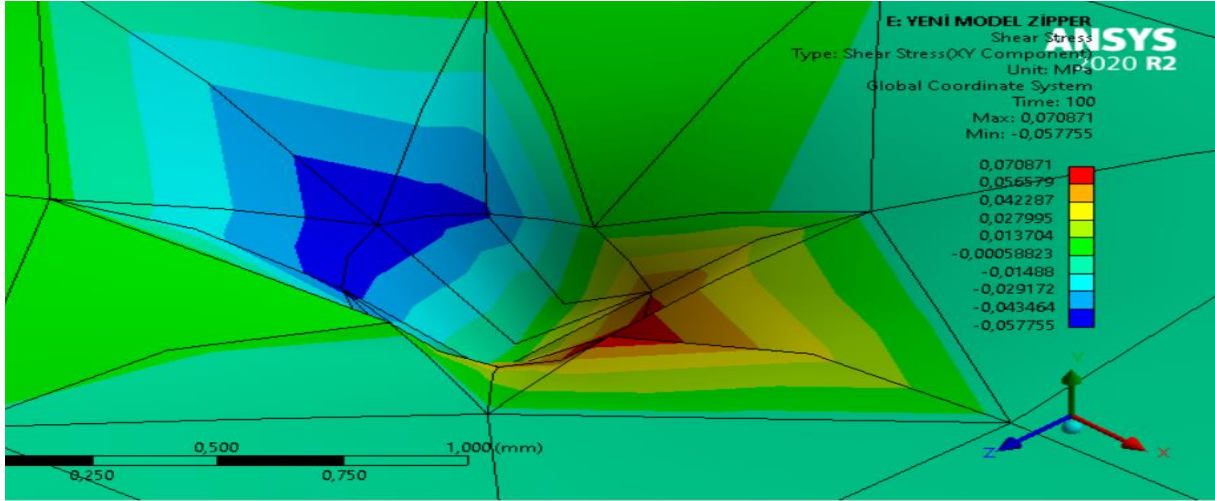
3.4.2 Tip B



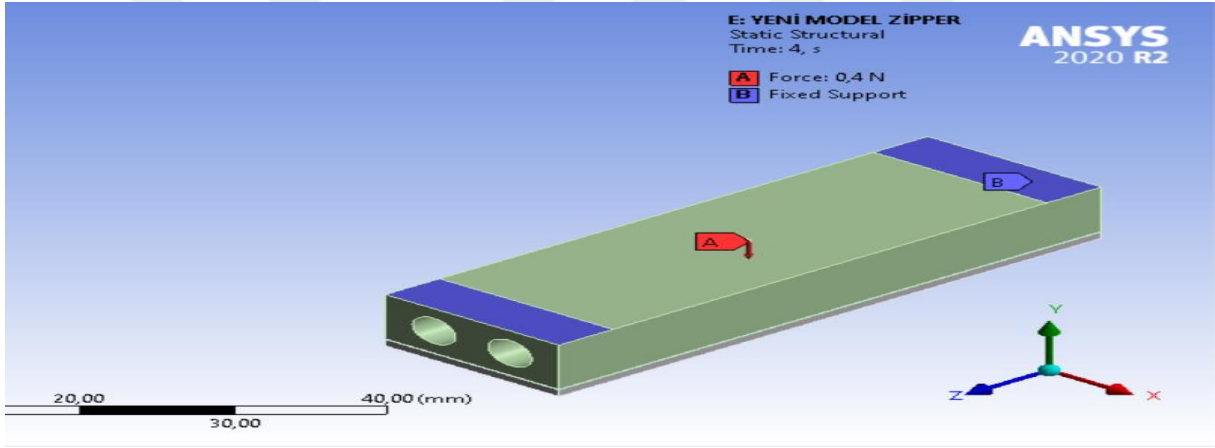
Şekil 3.51 Tip B 0,2N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).



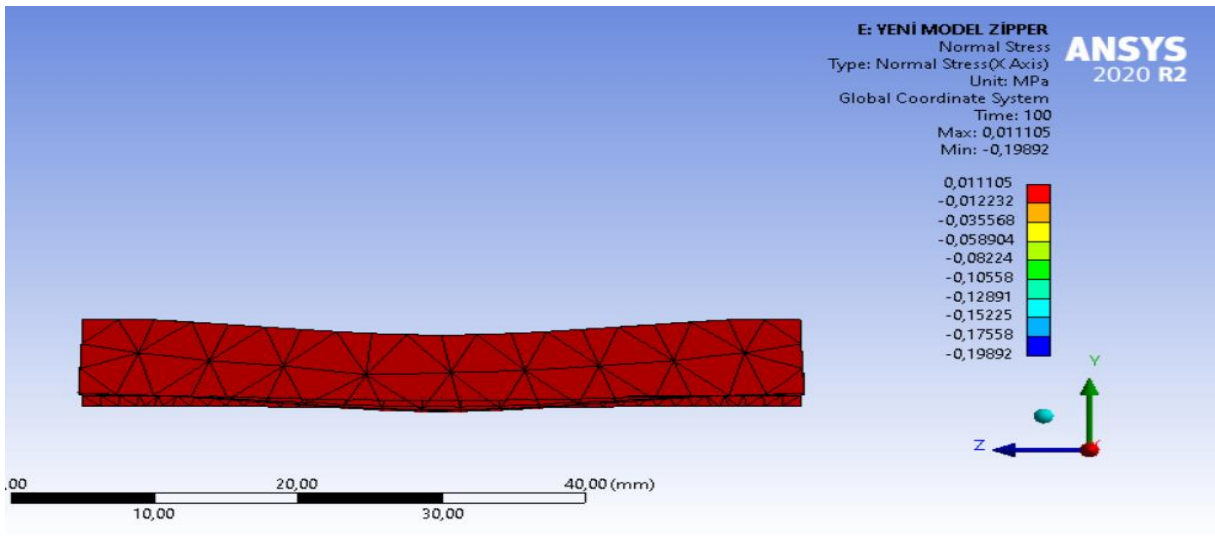
Şekil 3.52 Tip B 0,2N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.



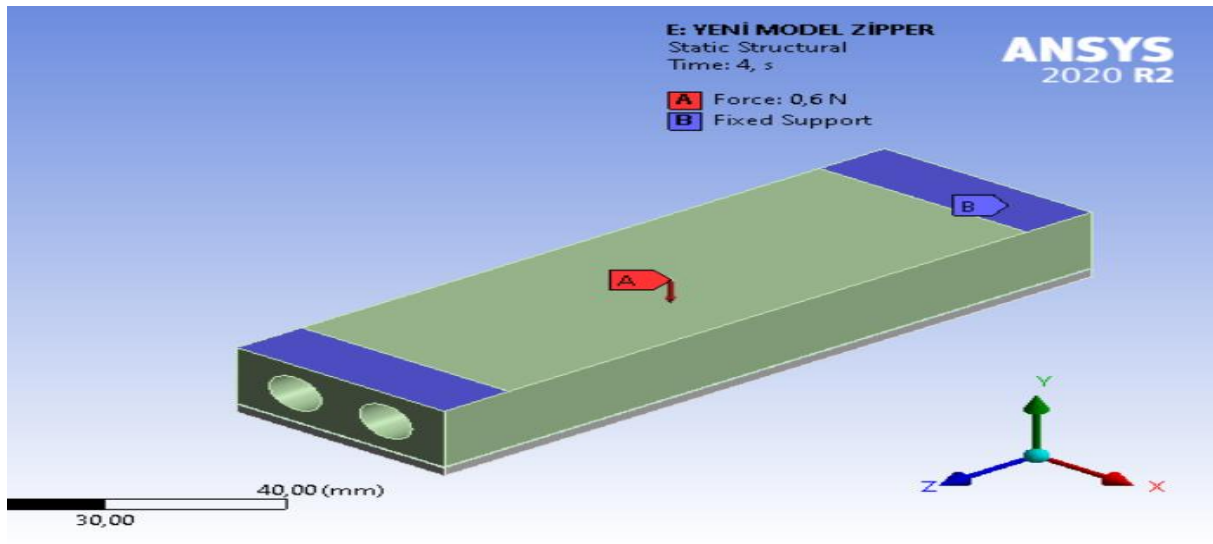
Şekil 3.53 Tip B 0,2N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.



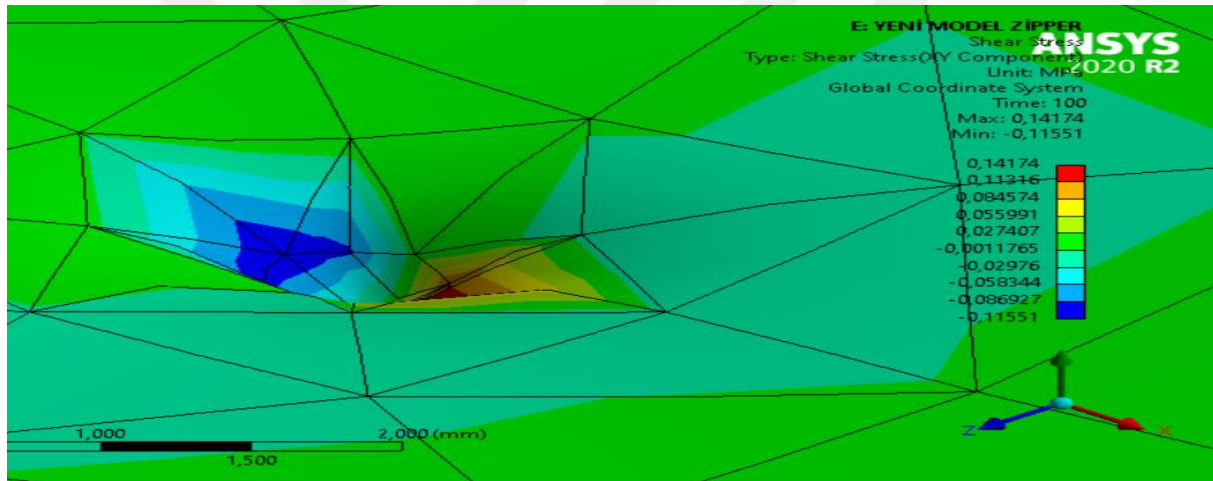
Şekil 3.54 Tip B 0,4N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).



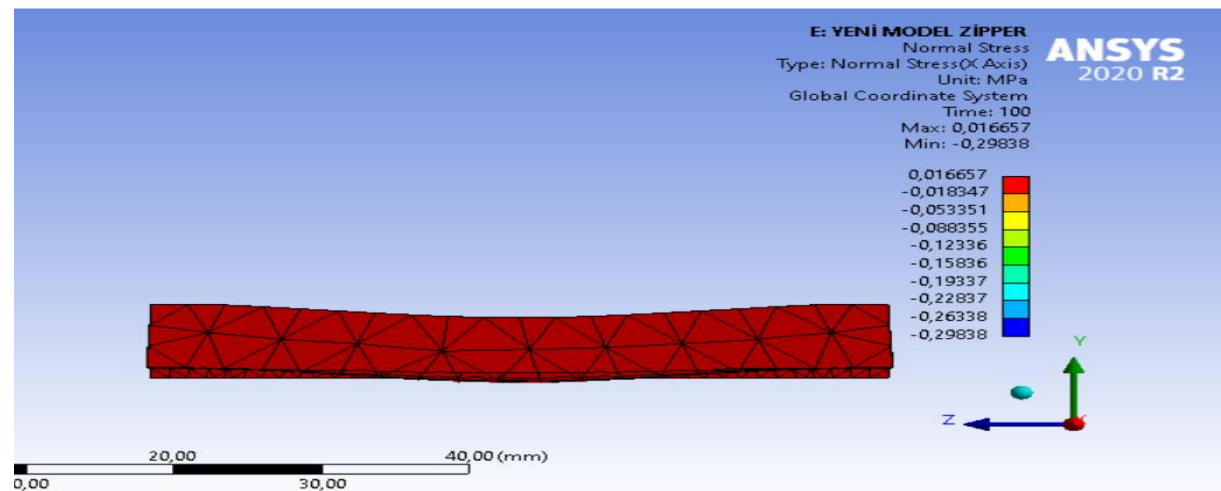
Şekil 3.55 Tip B 0,4N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.



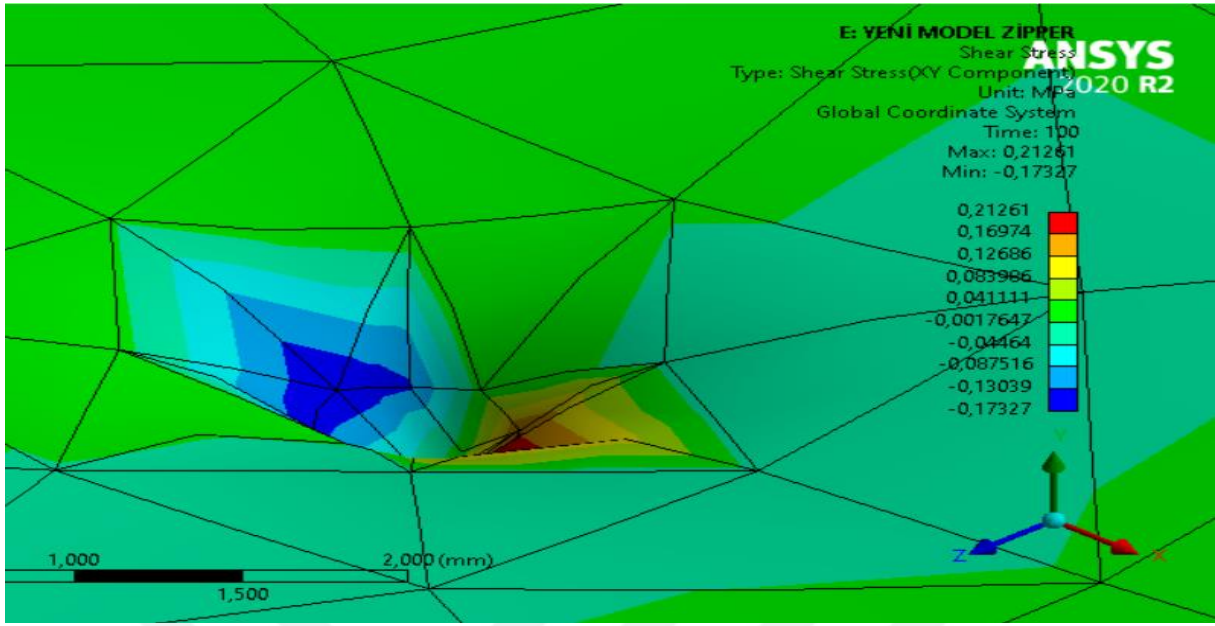
Şekil 3.56 Tip B 0,4N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.



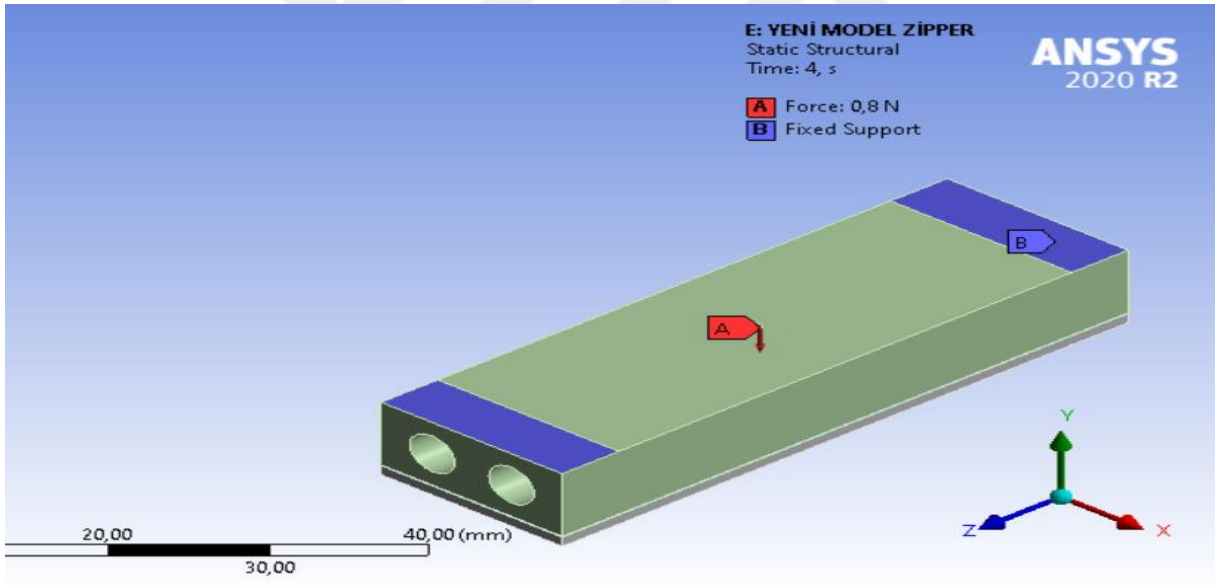
Şekil 3.57 Tip B 0,6N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).



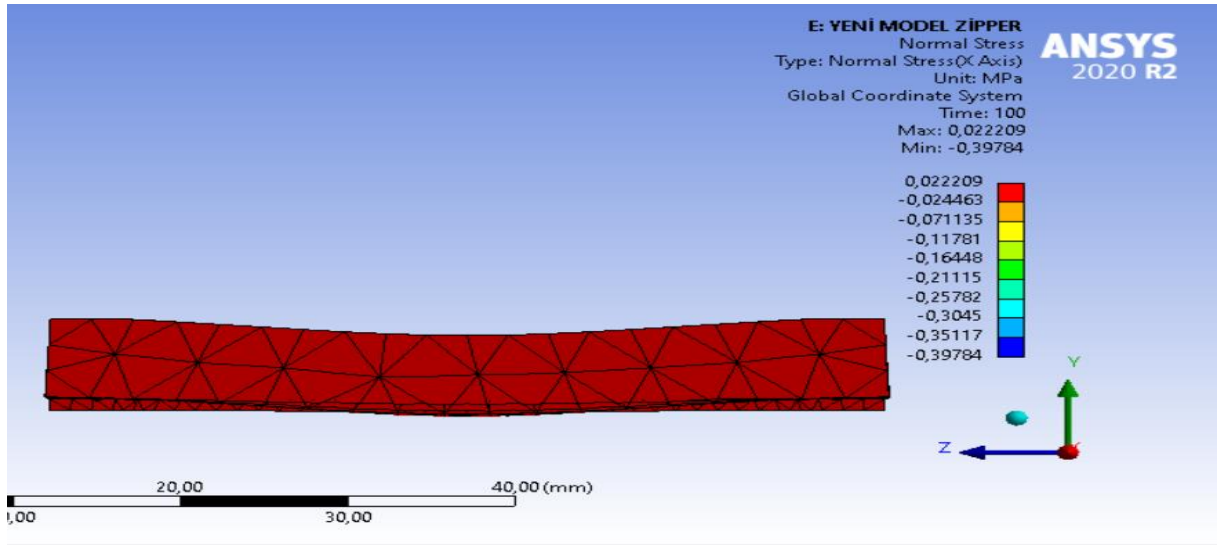
Şekil 3.58 Tip B 0,6N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.



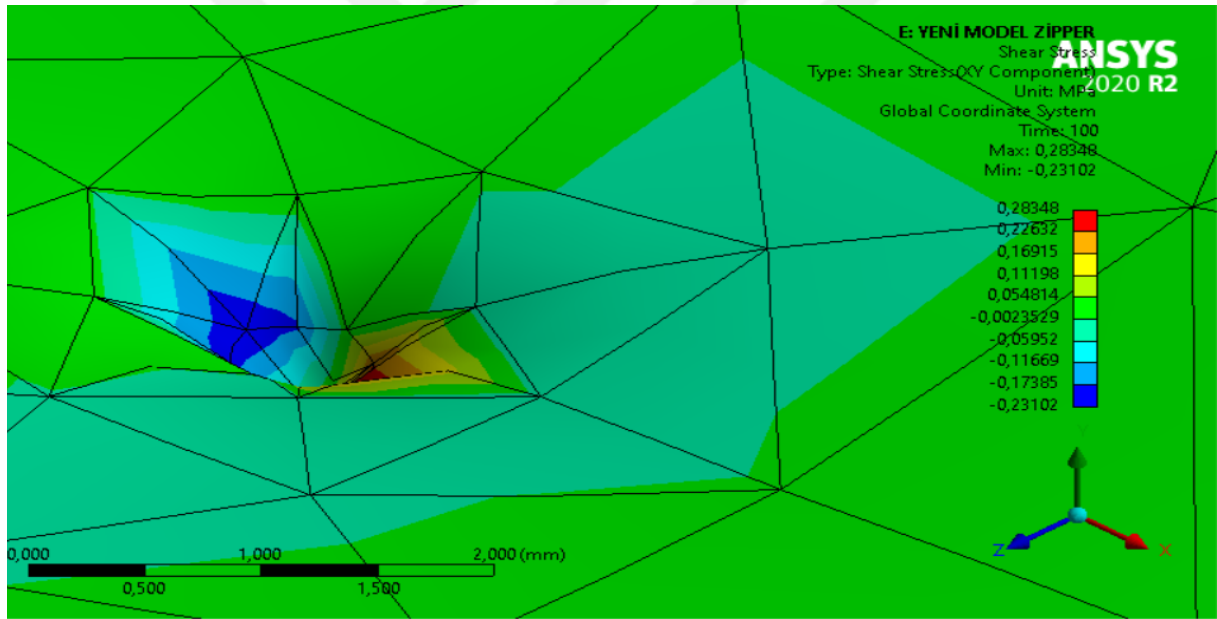
Şekil 3.59 Tip B 0,6N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.



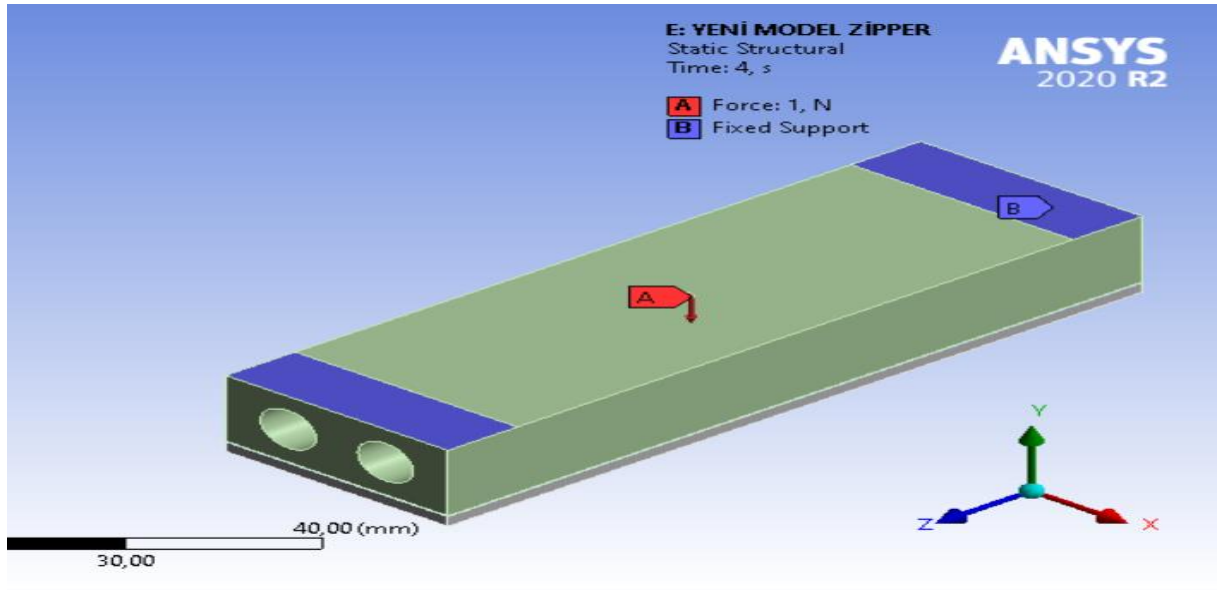
Şekil 3.60 Tip B 0,8N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$).



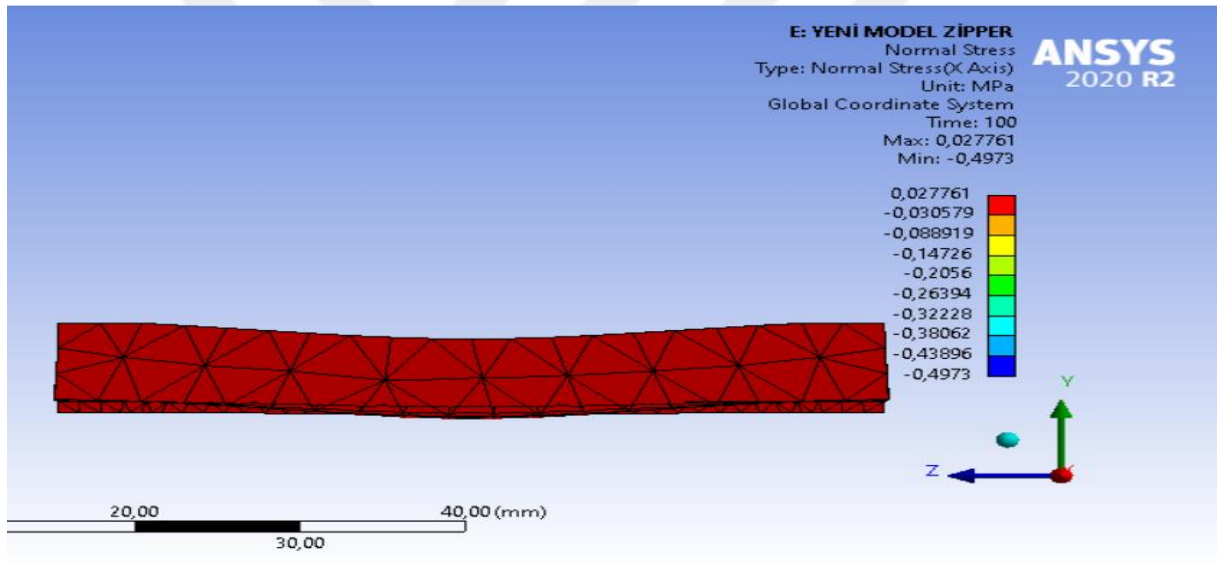
Şekil 3.61 Tip B 0,8N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.



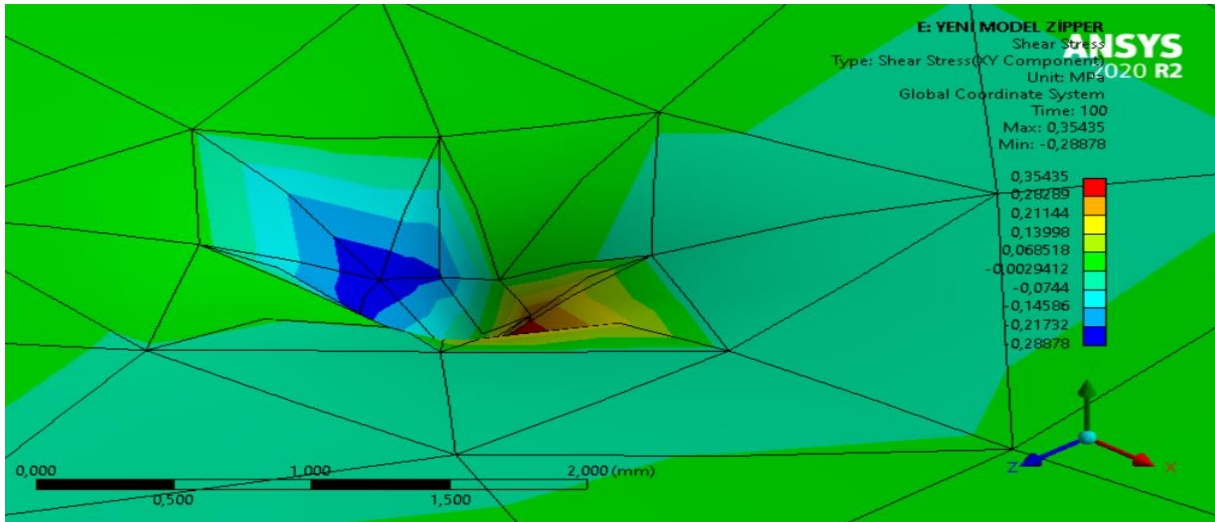
Şekil 3.62 Tip B 0,8N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.



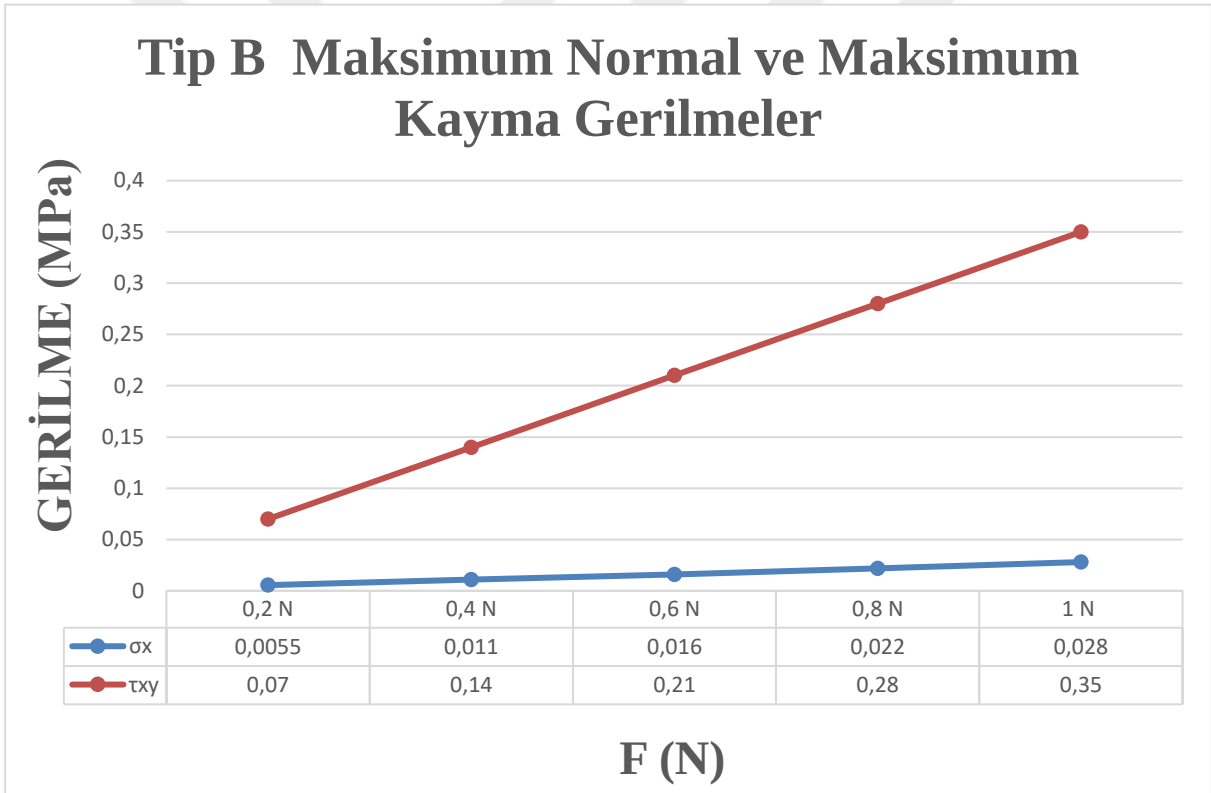
Şekil 3.63 Tip B 1N Kuvvet Etkisinde Numune Sınır Koşulları ($X=Y=Z=0$)



Şekil 3.64 Tip B 1N Kuvvet Etkisinde X Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Normal Gerilmeleri.



Şekil 3.65 Tip B 1N Kuvvet Etkisinde XZ Ekseninde Meydana Gelen Maksimum Kayma Gerilmeleri.



Şekil 3.66 Tip B Farklı Kuvvet Etkisinde Meydana Gelen Maksimum Normal Ve Maksimum Kayma Gerilmeleri.

BÖLÜM 4

YORUMLAR VE SONRAKİ ÇALIŞMA İÇİN ÖNERİLER

Deney 1 düzeneğinde uygulanan kuvvet çeşitliliğinin az olması deneysel ve analiz sonuçlarının yüksek oranda farklı olmasına sebep olduğu düşünülmektedir.

Sayısal sonuçlar deneysel bulgulara daha yakındır. B tipi, A tipine göre daha kabul edilebilir kayma gerilimi davranışına sahiptir. Tip A, Tip B’den daha elastik normal gerilme davranışı göstermektedir.

Tezimizin bir sonraki çalışmasında seramik yapının daha belirgin olması ve numune sayısının artırılması ve deney 1 düzeneğinde uygulanan kuvvetlerin çeşitliliğinin artırılması ile elde edilecek analiz sonuçlarının deneysel sonuçlara daha fazla yaklaşılacağı düşünülmektedir. Öte yandan yapıştırıcı çeşitliliğinin artırılması ve/veya azaltılması yapışma arayüzünde meydana gelecek gerilmelerin deneysel sonuç ile analiz sonuçlarının birbirine daha yakın sonuçlar çıkacaktır. Kuvvet çeşitliliğinin artması yapışma arayüzünde meydana gelen gerilmeler stabil şekilde artması aşıkardır. Fakat deney 2 (modal analizde) kuvvet çeşitliliğinin ve numune sayısının fazla olması deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar elde edileceği düşünülmektedir.



KAYNAKLAR

- [1] **Makato Imanaka, Yusuke Fukuchi, Waichiro Kishimoto and Kozo Okita** (1988) Fatigue life estimation of adhesively bonded lap joints, *Journal of Engineering Materials and Technology*, 654,350-354.
- [2] **Lawrence M. Butkus and Major Usaf**, (1997) Environmental durability of adhesively bonded joints, *The Georgia Institute of Technology*, 154, 97-28.
- [3] **Alfred J. Crosby and Kenneth R. Shull**, (2000) Deformation and failure modes of adhesively bonded elastic layers, *Journal of Applied Physics*, 88, 5, 2956-2966.
- [4] **Hyonny Kim and Keith T. Kedward** (2001) Stress analysis of adhesive bonded joints under in-plane shear loading, *Journal of applied physics*, 91, 6227.
- [5] H. Hadavinia, A.J. Kinloch, M.S.G. Little, A.C. Taylor, 2003. The prediction of crack growth in bonded joints under cyclic-fatigue loading, Department of Mechanical Engineering, Imperial College London, Exhibition Road, London, SW7 2AZ, UK.
- [6] Abdulhakeem H. Al-Ghamdi, 2004. Fatigue and creep of adhesively bonded joints, A Doctoral Thesis Submitted in Partial Fulfilment of the Requirements for the Award of Doctor of Philosophy of Loughborough University. Wolfson School of Mechanical and Manufacturing Engineering.
- [7] De Xie, Anthony M. Waas, Khaled W. Shahwan, Jessica A. Schroeder, Raymond G. Boeman, 2005. Fracture criterion for kinking cracks in a tri-material adhesively bonded joint under mixed mode loading, *Engineering Fracture Mechanics*, 72, 2487-2504.
- [8] B. Bachir bouiadja, L. Rezgani, D. Ouinas, M. Belhouari, A. Ziadi, 2007. Numerical analysis of the notch effect and the behaviour of notch crack in adhesively bonded composite laminates. *Computational Materials Science*, 38, 759-764.
- [9] D. Pennas, W. J. Cantwell, 2008. The influence of loading rate on the mode III fracture properties of adhesively bonded composites. *Journal of reinforced plastics and composites*, 28, 16, 1999-2012.
- [10] T. Balawender, T. Sadowski, P. Golewski, 2012. Numerical analysis and experiments of the clinch-bonded joint subjected to uniaxial tension. *Computational Materials Science*, 64, 270-272.
- [11] G. Stamoulis, N. Carrere, J.Y. Cognard, P. Davies, C. Badulescu, 2014. On the experimental mixed-mode failure of adhesively bonded metallic joints. *International journal of adhesion and adhesives*, 51, 148-158.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [12] Peter H. Shin, Sean C. Webb, Kara J. Peters, 2016. Pulsed phase thermography imaging of fatigue-loaded composite adhesively-bonded joints. *Journal of biological chemistry, NDT & E International*, 79, 7-16.
- [13] M. Costa, G. Viana, L. F. M. Da Silva, R. D. S. G. Campilho, 2016. Effect of Humidity on the fatigue behaviour of adhesively bonded aluminium joints. *Latin American Journal of Solids and Structures*, 14, 1.
- [14] Majid Jamal-Omidi, Mohammad Reza Mohammadi Suki, 2018. Investigation of defect effects on adhesively bonded joint strength using cohesive zone modeling. *Journal of Mechanical Engineering – Strojnický časopis*, 68, 3, 5-24.
- [15] F. A. L. Viana, R. D. S. G. Campilho, R. J. B. Rocha, D. F. O. Silva, R. V. C. Araujo, J. P. S. M. B. Ribeiro, 2019. Fracture modelling of adhesively-bonded joints by an inverse method. *Frattura ed Integrità Strutturale*, 13, 48, 286-303.
- [16] Charles Yi-jeer, Wang, 1972. Fracture mechanics for an interfacial crack between adhesively bonded dissimilar materials, Department of the Navy Naval Air Systems Command, 19, 72-274.
- [17] W.S. Johnson and S.mall, 1985. Influence of interface ply orientation on fatigue damage of adhesively bonded composite joints, NASA Technical Memorandum, 86443, 85-30365.
- [18] Shane Smiltnieks, 2002. Fatigue strength of adhesively bonded aluminium in a marine environment, Doctor of philosophy thesis. Department of Materials Engineering, University of Wollongong. <https://ro.uow.edu.au/theses/1496>.
- [19] Mario Colavita, Adam Bowler, Xiang Zhang, Phil E. Irving, 2006. Adhesively bonded cftf straps as fatigue crack growth retarders on aa2024-t3, April 30- May 4, Long Beach, CA.
- [20] J.P. Casas-Rodriguez, I.A.Ashcroft, V.V. Silberschmidt, 2008. Damage in adhesively bonded cfrp joints: sinusoidal and impact fatigue. *Composites Science and Technology*, 68, 13, 2663-2670.
- [21] Katman KB, Crocombe AD, Khoramishad H, Ashcroft IA, 2010. Load ratio effect on the fatigue behaviour of adhesively bonded joints: an enhanced damage model. *The journal of adhesion*, 86, 3, 257-272.
- [22] Xiacong He, 2011. A review of finite element analysis of adhesively bonded joints. *International journal of adhesion and adhesives*, 31, 4, 248-264.
- [23] M. M. Abdel Wahab, 2012. Fatigue in adhesively bonded joints: a review. *Scholarly research notices*, 2012, 25.

- [24] Konstantinos N. Anyfantis, Nicholas G. Tsouvalis, 2013. Loading and fracture response of cfrp-to-steel adhesively bonded joints with thick adherents – part II: numerical simulation. *Composite structures*, 98, 858-868.
- [25] Lukas Ledecy, Nenad Stojkovic, Hartmut Pasternak, Christoph Mette, Elisabeth Stammen, Klaus Dilger, 2015. Adhesively bonded façade joint under cyclic service loading. XV International scientific conference vsu'2015 15th international scientific conference vsu'2015.
- [26] Raj B. Ladini, Shuying Wu, Anthony J. Kinloch, Kamran Ghorbani, Adrian P. Mouritz, Chun H. Wang, 2017. Enhancing fatigue resistance and damage characterisation in adhesively-bonded composite joints by carbon nanofibres. *Composites Science and Technology*, 149, 116- 126.
- [27] S. M. J. Razavi, E. Scolt Bale, F. Berto, 2020. Mechanical behavior of metallic fiber-reinforced adhesive under cyclic loading. *Procedia Structural Integrity*, 26, 225-228.
- [28] Armin Yousefi Kanani, Sarah Green, Xiaonan Hou and Jianqiao Ye, 2021. Hybrid and adhesively bonded joints with dissimilar adherends: a critical review. *Journal of Adhesion Science and Technology*, 35, 17, 1821-1859.
- [29] Masahiro Ona, Chie Watanabe, Yoshimasa Igarashi, Noriyuki Wakabayashi, 2011. Influence of preparation design on failure risks of ceramic inlays: a finite element analysis, 13, 367-373.



ÖZGEÇMİŞ

Hasan ZANDOLU, ortaokulu ve liseyi Sakarya’da eğitimini tamamladı. 2015 yılında Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği lisans eğitimine başladı. 2019 yılında Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans eğitimine başladı. 2021 yılında Mech-Tech Mühendislikte çalışmaya başladı. Hala aynı bölümde çalışmalarına ve eğitimine devam etmektedir.

