

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

KÜP UYDU UYUMLU KUANTUM HABERLEŞME
MODÜLÜNÜN MEKANİK TASARIMI, ANALİZİ VE
OPTİMİZASYONU

YUSUF ZİYA KOÇMAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: PROF. DR. FEVZİ BEDİR

TEMMUZ 2024

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

KÜP UYDU UYUMLU KUANTUM HABERLEŞME
MODÜLÜNÜN MEKANİK TASARIMI, ANALİZİ VE
OPTİMİZASYONU

YUSUF ZİYA KOÇMAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: PROF. DR. FEVZİ BEDİR

TEMMUZ 2024

T.R.
GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL

**MECHANICAL DESIGN, ANALYSIS AND
OPTIMIZATION OF CUBE SATELLITE COMPATIBLE
QUANTUM COMMUNICATION MODULE**

YUSUF ZİYA KOÇMAR

**A THESIS OF MASTER OF SCIENCE
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**

ADVISOR: PROF. DR. FEVZİ BEDİR

JULY 2024



YÜKSEKLİSANS JÜRİ ONAY FORMU

GTÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulunun 01/07/2024 tarih ve 2024/33 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 08/07/2024 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Yusuf Ziya KOÇMAR' ın tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : Prof. Dr. Fevzi BEDİR

ÜYE

: Prof. Dr. Mehmet Ali ARSLAN

ÜYE

: Prof. Dr. Muhammet KAYFECİ

ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulunun
...../...../..... tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

Bu tez, Qubitrium A.Ş. tarafından yürütülen ve TÜBİTAK tarafından desteklenen Kuant-Üs (Küp Uydu Uyumlu Kuantum Anahtar Dağıtım Faydalı Yük Tasarımı) projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir. Tezde, küp uyduların yapıları, avantajları ve kullanım alanları hakkında detaylı bilgiler verilmiş, ayrıca küp uyduların uzay araştırmaları ve kuantum deneyleri için önemi vurgulanarak Kuant-Üs projesinin temel hedefleri açıklanmıştır. Kuantum haberleşme gerçekleştirecek küp uydu uyumlu kuantum haberleşme modülünün içindeki kritik parçalardan biri olan optik hizalama ünitesinin esnek tutucu ayak tasarımı için gerçekçi bir model oluşturulmuştur. Bu parçanın fırlatma ve yörünge koşullarındaki tepkisini öngörmek amacıyla sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Üretilen parçalar laboratuvar ortamında deneysel testlere tabi tutulmuş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Esnek tutucu ayak, uzay ortamında güvenli ve etkin haberleşme sağlama hedefi için kritik bir öneme sahiptir. Sistemin düşük Dünya yörüngesinde sıcaklık döngüleri ve vakum ortamında çalışması için esnek tutucu ayağın tasarım incelemesi gerçekleştirilmiştir. İdeal tasarıma ulaşabilmek için parçanın statik ve titreşim analizleri yapılmış, doğal frekans sonuçları elde edilmiştir. Termal analizler gerçekleştirilmiş ve parçanın göreve uygunluğu incelenmiştir. Malzeme seçimi, mesh oluşturma, sınır koşulları ve kontak tanımlama gibi sonlu elemanlar analiziyle ilgili tüm aşamalar detaylı bir şekilde aktarılmıştır. Tasarımın doğruluğunu ve uygulanabilirliğini test etmek amacıyla parçanın üretimi gerçekleştirilmiş ve üretim yöntemi hakkında bilgiler verilmiştir. Tasarım sonrası sonlu elemanlar analizleri yapılan esnek tutucu ayağın, akma noktası ve rezonans frekans ölçümleri için iki ayrı ölçüm düzeneği geliştirilmiş ve bu değerler deneysel olarak da belirlenmiştir. Bilgisayar ortamında gerçekleştirilen sonlu elemanlar analiz sonuçlarıyla deneysel test sonuçları karşılaştırılarak parçanın uygunluğu hakkında çıkarımlar yapılmıştır. Gerçekleştirilen çalışmalarla, uydu tabanlı kuantum optik araştırmalarının yanı sıra, hassas açı kontrolü ve yüksek stabilite gerektiren benzer hassas uygulamalar için de katkı sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kuantum Anahtar Dağıtım, Kuantum Haberleşme, Küp Uydu, Statik Analiz, Titreşim Analizi, Termal Analiz

ABSTRACT

This thesis was conducted as part of the Kuant-Üs (CubeSat-Compatible Quantum Key Distribution Payload Design) project, carried out by Qubitrium Inc. and supported by TÜBİTAK. The thesis provides detailed information about the structure, advantages, and applications of CubeSats, highlighting their significance for space research and quantum experiments, and outlining the primary objectives of the Kuant-Üs project. A realistic model was created for the flexible holder feet of the optical alignment unit, a critical component of the CubeSat-compatible quantum communication module. Finite element analysis was performed to predict the response of this part under launch and orbital conditions. The manufactured parts were subjected to experimental tests in a laboratory setting, and the results were compared. The flexible holder feet are crucial for ensuring safe and effective communication in the space environment. The design review of the flexible holder feet was conducted to ensure the system's operation in low Earth orbit temperature cycles and vacuum conditions. Static and vibration analyses were performed to achieve an optimal design, and the natural frequency results were obtained. Thermal analyses were conducted to assess the suitability of the part for the mission. All stages of the finite element analysis, including material selection, mesh creation, boundary conditions, and contact definitions, were detailed comprehensively. To verify the accuracy and feasibility of the design, the parts were manufactured, and information about the production method was provided. Post-design finite element analyses were conducted on the flexible holder feet, and two separate measurement setups were developed for yield point and resonance frequency measurements. These values were also determined experimentally. The finite element analysis results obtained through computer simulations were compared with the experimental test results, and conclusions regarding the suitability of the part were drawn. The conducted studies contribute not only to satellite-based quantum optical research but also to similar precise applications requiring sensitive angle control and high stability.

Keywords: Quantum Key Distribution, Quantum Communication, Cube Satellite, Static Analysis, Modal Analysis, Thermal Analysis

TEŞEKKÜR

Başta, yüksek lisans tez çalışmamda desteğini ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyip bilgisi ile bu çalışmanın oluşmasının yolunu açan danışmanım Prof. Dr. Fevzi Bedir'e,

Kuantum alanında yapmış olduğu öncü çalışmalar ile ülkemize sağlamış olduğu katma değer ve tez çalışmamdaki destekleri için Dr. Kadir Durak' a

Bütün çalışmam boyunca yanımda olan, sonlu elemanlar analizi konusunda bilgi ve tecrübelerini benimle paylaşan Analiz Mühendisi İbrahim Çakıcı'ya,

ve göstermiş olduğu desteklerinden dolayı sevgili eşim Meral' e her zaman maddi ve manevi destekleriyle beni yalnız bırakmayan aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
TABLolar DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı, İçeriği ve Katkısı	3
2. KUANT-ÜS PROJESİNE GENEL BAKIŞ	5
2.1. Projenin Görevleri	5
3. OPTİK HİZALAMA ÜNİTESİ ESNEK TUTUCU AYAK	6
3.1. Deneysel Metodoloji	6
3.1.1. Tasarım Açıklaması ve Geometrik Modelleri Oluşturma	6
3.1.2. Malzeme Seçimi	10
3.1.3. Esnek Tutucu Ayak Doğrusal Statik Analizi	11
3.1.4. Esnek Tutucu Ayak Modal Analizi	17
3.1.5. Esnek Tutucu Ayak Termal Analizi	19
3.1.6. Esnek Tutucu Ayak Sanki Statik Analizi	24
3.1.7. Esnek Tutucu Ayak Rastsal Titreşim Analizi	28
4. OPTİK HİZALAMA ÜNİTESİ ESNEK TUTUCU AYAK ÜRETİM VE DENEYSEL TEST AŞAMALARI	32
4.1. Üretim Yöntemi	32
4.2. Deneysel Test Sonuçları	33
4.2.1. Esnek Tutucu Ayak Mukavemet Analizi	33
4.2.2. Esnek Tutucu Ayak Rezonans Testi	35
5. SONUÇLAR VE YORUMLAR	37
5.1. Statik Analiz FEA ve Test Sonuçlarının Karşılaştırılması	37
5.2. Modal Analiz FEA ve Test Sonuçlarının Karşılaştırılması	38
5.3. Yorumlar	38
KAYNAKLAR	40
ÖZGEÇMİŞ	42
TEZ ÇALIŞMASI KAPSAMINDA YAPILAN YAYINLAR	43

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

ASD	Her Bir Frekans için İvme Spektral Yoğunluğu
BBO	Beta Barium Borate Kristali
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
CAM	Bilgisayar Destekli Üretim
CDS	CubeSat Design Specification
DFK	Dolanık Foton Kaynağı
ECSS	European Cooperation for Space Standardization
FEA	Sonlu Elemanlar Analizi
GEO	Yer Sabit Yörünge (Geostationary Orbit)
h	Küp Uydunun Yüksekliği
KAD	Kuantum Anahtar Dağıtımı (Quantum Key Distrubtion)
LEO	Alçak İrtifa Uydu Yörüngesi (Low Earth Orbit),
MPC	Model Öngörülü Kontrol
P	Küp Uydunun Periyodu
PSD	Güç Spektral Yoğunluğu
TE	Küp Uydunun Maksimum Tutulma Süresi
TS	Küp Uydunun Güneş Işığında Geçen Süresi
G	Kütle Çekim Sabiti
M	Kütle
R_{earth}	Dünyanın Yarıçapı
a	Küp Uydunun Yörüngesinin Yarıbüyük Ekseni
μ	Standart Kütleçekim Parametresi
n	Küp Uydunun Günlük Devrim Sayısı
v	Küp Uydunun Hızı

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1: 1U' dan 12U' ya kadar küp uydu ölçüleri.	1
Şekil 2.1: Kuantum anahtar dağıtımı düzeneği.	5
Şekil 3.1: Mirror mount.	6
Şekil 3.2: Kozak vida.	7
Şekil 3.3: Esnek tutucu ayak.	7
Şekil 3.4: Esnek tutucu ayak tasarım aşamaları.	8
Şekil 3.5: Esnek tutucu ayak tasarımının iki farklı açıdan görüntüsü.	8
Şekil 3.6: Esnek tutucu ayak detay açıklaması.	9
Şekil 3.7: Esnek tutucu ayak, proje montajı içindeki konumu.	10
Şekil 3.8: Meshli yapı.	11
Şekil 3.9: Statik analiz sınır koşulu tanımlama.	12
Şekil 3.10: Açıcı hesabı için nokta tanımlama.	12
Şekil 3.11: Sınır koşulları tanımlama.	13
Şekil 3.12: Eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği.	14
Şekil 3.13: Toplam deformasyon grafiği.	14
Şekil 3.14: Yer değiştirme miktarı-değer1.	15
Şekil 3.15: Yer değiştirme miktarı-değer2.	15
Şekil 3.16: Açıcı hesabı sol yan görünüş.	16
Şekil 3.17: Akma sınırı açıcı hesabı.	16
Şekil 3.18: Modal analiz sınır koşulları.	17
Şekil 3.19: Mod şekli 1.	18
Şekil 3.20: Mod şekli 2.	19
Şekil 3.21: Isı akılarının zamanla değişimi.	21
Şekil 3.22: Düşük dünya yörüngesi ısı akımları.	22
Şekil 3.23: Sıcaklık değişim grafiği.	23
Şekil 3.24: Termal gerilme analizi sonucu.	23
Şekil 3.25: Sanki statik sınır koşulları.	25
Şekil 3.26: Eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği- pozitif X doğrultusu.	25
Şekil 3.27: Eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği- pozitif Y doğrultusu.	26
Şekil 3.28: Eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği- pozitif Z doğrultusu.	26
Şekil 3.29: Eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği- negatif X doğrultusu.	27
Şekil 3.30: Eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği- negatif Y doğrultusu.	27
Şekil 3.31: Eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği- negatif Z Doğrultusu.	28
Şekil 3.32: X eksen 3-sigma eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği.	30
Şekil 3.33: Y eksen 3-sigma eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği.	31
Şekil 3.34: Z eksen 3-sigma eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği.	31
Şekil 4.1: 3 dprinter ile üretilen prototip.	32
Şekil 4.2: Dental masaüstü 5 eksen CNC.	33
Şekil 4.3: Alüminyum blok ve parçanın işlenmiş hali.	33
Şekil 4.4: Test düzeneği şeması.	34
Şekil 4.5: Dikroik ayna-hassas tutucu ayak.	34
Şekil 4.6: Açıcı sonuç grafiği.	35
Şekil 4.7: Test düzeneği çalışma ortamı rezonans testi.	36
Şekil 4.8: Rezonans testi.	36

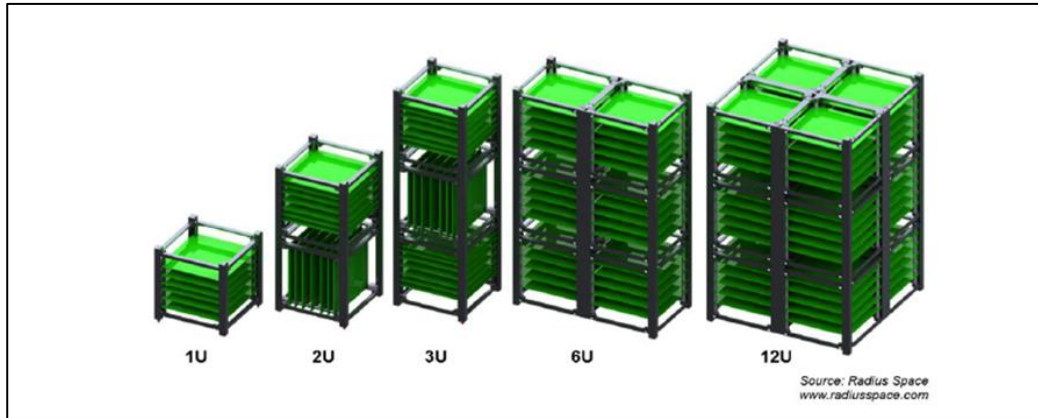
Şekil 5.1: Doğrusal statik analiz-açı sonuç grafikleri.	37
Şekil 5.2: Rezonans testi-titreşim modları.	38

TABLÖLAR DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Tablo 3.1: Malzeme mekanik özellikleri.	10
Tablo 3.2: Titreşim modları.	18
Tablo 3.3: Al-7075-T6 termal özellikleri.	22
Tablo 3.4: Sanki – statik yük seviyeleri.	24
Tablo 3.5: Rastgele titreşim testi seviyeleri.	30

1. GİRİŞ

Küp Uydu, nispeten düşük maliyetleri ve erişilebilirlikleri nedeniyle son yıllarda popülerlik kazanan bir tür küçük uydudur. Bu küçük uydular tipik olarak 10 cm x 10 cm x 10 cm boyutlarında bir veya daha fazla kübik birimden (veya "U") oluşur [1], [2]. Standart Küp Uydu birim boyutu 1U' dur, ancak daha büyük Küp uydular, 10 cm x 10 cm x 20 cm boyutlarında bir 2U Küp Uydu gibi birden çok birimin bir araya getirilmesiyle yapılabilir.



Şekil 1.1: 1U' dan 12U' ya kadar küp uydu ölçüleri.

Şekil 1.1' de yeşil kartlar elektronik kartları simgeler ve konumlandırma, anakart, iletişim birimi, bilimsel yük gibi tüm ilgili sistemleri içerir. Poghosyan ve diğer araştırmacılar, küp uyduların gelişim trendinin, bilimsel enstrümanları taşıma kapasiteleri nedeniyle 6U ve daha büyük yapılara kayacağını savunmaktadır [3].

Küp uydular, bilimsel araştırma ve eğitim amaçları dahil olmak üzere çok çeşitli potansiyel uygulamalara sahiptir. Küçük boyutları ve daha büyük uydulara kıyasla daha düşük maliyetleri nedeniyle, küp uydular genellikle bir roket üzerindeki ikincil yükler olarak kullanılır. Bu, onları tam boyutlu bir uydu fırlatmak için yeterli kaynaklara sahip olmayan üniversiteler, araştırma kurumları ve özel şirketler için daha erişilebilir hale getirir.

Küp uydular, Alçak İrtifa Uydu Yörüngesi (LEO), Yer Sabit Yörünge (GEO) ve ötesi dahil olmak üzere çeşitli yörüngelerde çalışacak şekilde tasarlanmıştır. Küçük

boyutları ve sınırlı yetenekleri nedeniyle, küp uydu, daha büyük uydulara kıyasla kısa bir ömre sahiptir ve tipik görev ömürleri birkaç aydan birkaç yıla kadar değişir. Ayrıca daha büyük uydularla aynı düzenlemelere ve güvenlik standartlarına tabidirler ve yörüngeye fırlatılmadan önce ulusal ve uluslararası uzay ajansları tarafından onaylanmaları gerekir.

Bu sınırlamalara rağmen küp uyduların önünde parlak bir gelecek var. Teknoloji ilerlemeye devam ettikçe ve daha fazla araştırma yapıldıkça, küp uydunun potansiyel uygulamaları artmaya devam edecektir. Küçük boyutları, erişilebilirlikleri ve çok yönlülükleri ile küp uydu, evreni keşfetmek ve yeni keşifler yapmak isteyen bilim adamları ve mühendisler için değerli bir araçtır.

Küp uydunun Kuantum Anahtar Dağıtımı (KAD) deneyleri ve yükleri için bir platform olarak kullanılması, devam eden bir araştırma ve geliştirme alanıdır. Küp uydular, uzayda güvenli iletişim için kırılmaz bir şifreleme biçimi sağlayabilecek KAD deneylerini etkinleştirme potansiyeline sahiptir.

Küp uyduların KAD deneyleri için kullanmanın ana avantajlarından biri, düşük maliyetleri ve göreceli olarak konuşlandırma kolaylığıdır. Küp uyduların daha büyük roketlerde ikincil yükler olarak fırlatılabilir olması bir KAD görevini başlatma ve çalıştırma maliyetini önemli ölçüde azaltabilir. Ek olarak, küp uydu nispeten hızlı bir şekilde tasarlanabilir ve inşa edilebilir, bu da KAD yüklerinin hızlı yinelenmesine ve test edilmesine olanak tanır.

Bununla birlikte, küp uydular, KAD deneyleri ve yükleri için çeşitli zorluklar da sunar. Ana zorluklardan biri, kuantum ölçümleri için gerekli kararlılığı ve hassasiyeti elde etmektir. Küp uydular tipik olarak geleneksel uydulardan daha küçük ve daha az kararlıdır, bu da KAD protokolleri için gereken hizalamayı ve tutarlılığı korumayı zorlaştırabilir.

Bu zorluklara rağmen, birkaç araştırma grubu ve şirket aktif olarak küp uydu tabanlı KAD deneyleri ve yükleri geliştirmek için çalışıyor. Örneğin, Singapur Ulusal Üniversitesi'ndeki araştırmacılar KAD' nı göstermek için bir küp uydu kullanmayı önerdiler [4]. CubeRider ve GomSpace gibi diğer şirketler, KAD ve diğer kuantum teknolojilerini test etmek için küp uydu tabanlı yükler geliştiriyor.

Genel olarak, küp uyduların KAD deneyleri ve yükleri için kullanımı, güvenli iletişimde devrim yaratma potansiyeline sahip heyecan verici bir araştırma alanıdır.

Hala üstesinden gelinmesi gereken birçok teknik ve pratik zorluk olsa da küp uydular uzayda kuantum teknolojilerinin yeni ve yenilikçi uygulamalarını mümkün kılma potansiyeline sahiptir.

1.1. Tezin Amacı, İçeriği ve Katkısı

Bir küp uydu yükü tasarlamak, görev gereksinimleri ile küp uydu platformunun boyut, ağırlık ve güç sınırlamalarını dengelemeyi içeren karmaşık bir süreç olabilir. Yük tasarımcıları hem yerde fırlatma koşullarındaki durumları hem de aşırı sıcaklık farklılıkları, radyasyon ve titreşim dahil olmak üzere yükün uzayda maruz kalacağı çevresel koşulları da dikkate almalıdır.

Bu tez çalışmasında öncelikle ikinci bölümde Kuant-Üs projesi hakkında temel bilgiler verildi. Üçüncü bölümde Kuant-Üs projesinde küp uydu ile uzaya gönderilecek faydalı yük içindeki optik hizalama ünitesinin mekanik parçası esnek tutucu ayak tasarımı anlatılmıştır. Sınırlı çalışma alanı, mekanik parçaların projenin başarısı için kritik öneme sahip olması gibi nedenlerden dolayı verimli ve düşük kütleli bir model oluşturmak amaçlanmıştır. Aynı zamanda bu mekanik parçanın fırlatma ve alçak irtifa uydu yörüngesinde karşılaşacağı yapısal ve termal yükler altında göstereceği tepkiler incelenmiştir. Doğru malzeme seçimine karar verilmiş. Oluşturulan modelin seçilen malzemeye göre analiz sonuçları gerçekleştirilmiştir.

Dördüncü bölümde esnek tutucu ayak üretim yöntemi hakkında bilgiler verilmiştir. Talaşlı imalat yöntemiyle elden edilen parçanın testleri yapılmış ve test sonuçları bilgisayar ortamında sonlu elemanlar yöntemiyle gerçekleştirilen analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Proje kapsamında, faydalı yük içindeki BBO kristallerinin istenilen açılarda yüksek hassasiyetle yerleştirilebilmesi için yeni bir esnek tutucu ayak geliştirildi [1]. Bu işlem laboratuvar ortamında yaylar ile gerilmiş bir düzende hassas adıma sahip vidalar ile gerçekleştiriliyordu. Roket kalkışında ve yörüngede gerçekleşecek titreşimler laboratuvar ortamında kullanılan yayın çalışmasını değiştirebileceği için esnek tutucu ayak geliştirilerek daha güvenli bir alternatif sunuldu. Bu sayede sonraki çalışmalarda ihtiyaç olabilecek bu tip durumlara katkı sağlandı.

Aynı zamanda, ülkemizde Kuantum Teknolojileri, küp uydu ve faydalı yük tasarımı alanlarında tasarım, imalat ve test teknikleri konularındaki bilgi artışı ve teknoloji

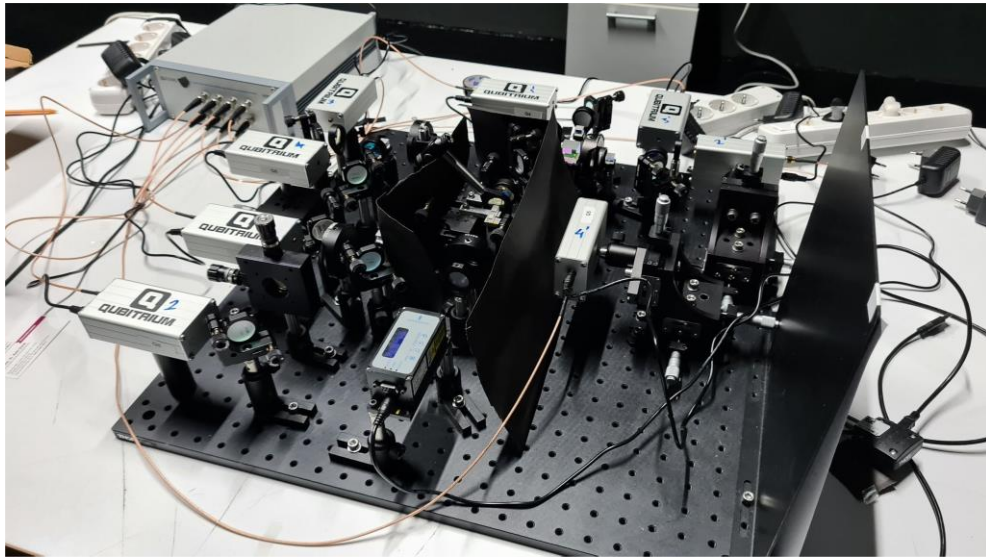
gelişimine katkı sağlandı. Laboratuvar ortamından küp uydu ortamına geçişte mühendislerin karşılaşılabacağı zorluklara alternatifler üretme ve bu konuda farklı bakış açıları kazandırmaya odaklanıldı.

2. KUANT-ÜS PROJESİNE GENEL BAKIŞ

2.1. Projenin Görevleri

Projenin ana amacı uzaya yerleştirilecek 8U veya 12U Küp Uydu üzerinde uzaydan dünyaya Kuantum Anahtar Dağıtımı (KAD) adımlarını gerçekleştirebilecek bir faydalı yük tasarlamak ve geliştirmektir.

Bu doğrultuda birincil amaç klasik haberleşmenin sağlayamadığı kriptografik güvenliği, kuantum fiziği yasalarıyla garanti ederek uydudan dünyaya ve uydudan uyduya kuantum anahtar dağıtımının gerçekleştirilmesidir. Bu amaçla tek fotonların uyduda üretilip optik yer istasyonuna gönderilmesi işlemi ile uydu tabanlı kuantum anahtar dağıtımının sağlanacağı modüller geliştirilmektedir. Projedeki ikincil amaç ise geliştirilecek kuantum modüllerini küp uydu kullanımına uygun şekilde küçültebilmek ve uzay ortamında kullanılabilirliğini göstermektir. Laboratuvar ortamında kullanılan dolanık foton kaynaklarının küp uydu uyumlu geliştirilmesi, bu teknolojinin kullanımı açısından önem taşımaktadır. Modüller dolanıklık tabanlı kuantum anahtar dağıtımı protokolünü izleyecek olup ileride gerçekleştirilecek kuantum internet için de test platformu niteliğindedir.



Şekil 2.1: Kuantum anahtar dağıtımı düzeneği [5].

3. OPTİK HİZALAMA ÜNİTESİ ESNEK TUTUCU AYAK

3.1. Deneysel Metodoloji

3.1.1. Tasarım Açıklaması ve Geometrik Modelleri Oluşturma

Genel hatlarıyla proje dolanık foton kaynağı, küp uydu uyumlu teleskop, yer istasyonuna kurulacak teleskop, küp uydu tasarımı olarak dörde ayrılmaktadır.

Bu çalışmada faydalı yük mekanik tasarımı başlığında BBO kristallerini optik üniteye istenilen açılarda yüksek hassasiyetle yerleştirebilmek için esnek tutucu ayak tasarlandı ve kapsamlı bir şekilde test edildi. Laboratuvar ortamında bu yaylar ile gerilmiş, hassas adımlı vidalara sahip Mirror Mount denilen ekipmanlar ile yapılmaktadır [6].



Şekil 3.1: Mirror mount.

Roket kalkışında ve yörüngede gerçekleşecek titreşimler Mirror Mount' ta bulunan yayın çalışmasını değiştirebilir. Bu nedenle Hassas Tutucu Ayak daha güvenli bir alternatif sunmaktadır. Hassas Tutucu Ayak bir vida ile esnetilerek istenilen açı verildikten sonra sabitlenmek üzere tasarlandı. Hassas Tutucu Ayak optik platforma bir vida ile sabitlendi. Başka bir hassas vida adımına sahip vida (Şekil 3.2) ile açı kontrolü sağlandı.

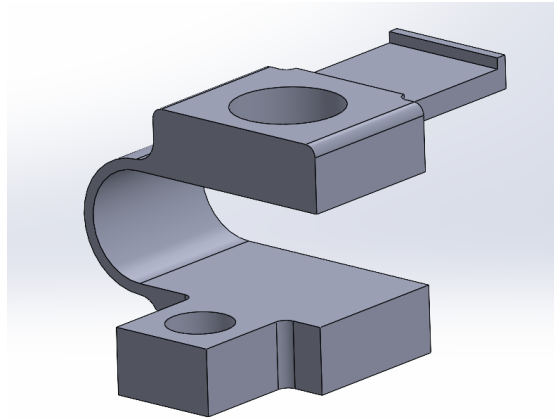


Şekil 3.2: Kozak vida.

Kozak Vida, bir adımda 0,05 mm hareket alanı sağlar, mikro konumlandırma uygulamalarında hassas sonuçlar elde etmeye yardımcı olur. Doğrudan tahrikli donanımlarda yüksek hassasiyet sunar [7].

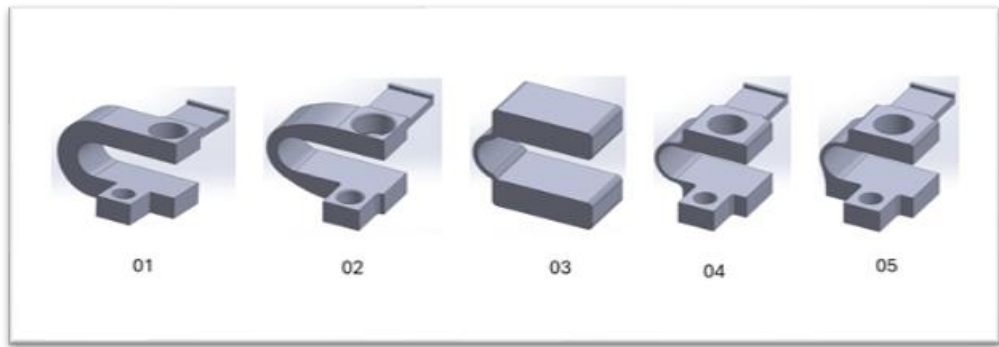
Hassas Tutucu Ayak tasarımında emniyet katsayısı minimum 2 olarak belirlendi. Hangi açıdan sonra parçanın 2 kat emniyetli olduğunun tespiti ve akma noktasına ulaşılan açıların kontrolleri sağlandı. Bir başka önemli tasarım parametresi ise hassas tutucu ayağın hassas vida sabitlenmeden sahip olduğu rezonans frekanslarının bilinmesidir. Hassas tutucu ayak rezonans frekanslarının titreşim testlerindeki frekans aralığında olmaması gerekir. Aksi durumda hassas tutucu ayak aşırı esneme ile plastik rejime geçerek DFK (Dolanık Foton Kaynağı)' yı işlevsiz hale getirebilir.

Esnek tutucu ayak tasarımında ideale yaklaşmak için projedeki temel isterler, montaj yapılacak yer ve diğer montaj parçaları, düşük maliyet, üretilebilirlik, kolay montaj gibi bir çok parametreye bakıldı ve CDS (CubeSat Design Specification)' ye göre tasarlandı. **Şekil 3.3'** te parçanın genel görünümü gösterilmektedir.



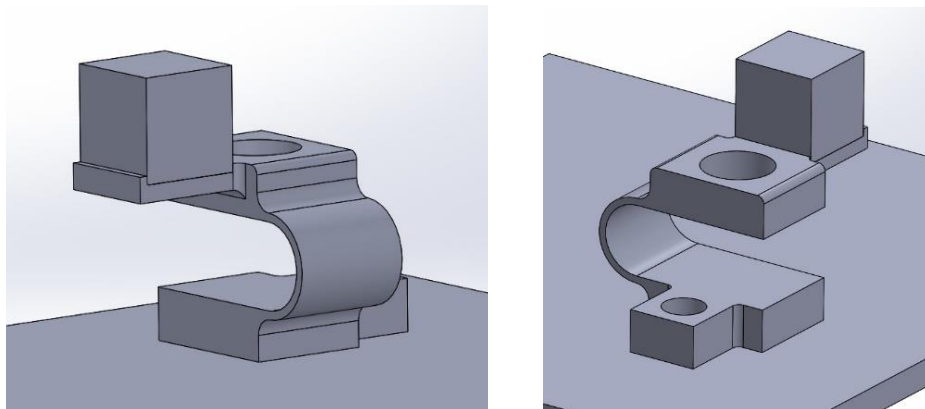
Şekil 3.3: Esnek tutucu ayak.

Mekanik kısımları bilgisayar ortamında pratik şekilde modellemek için Solidworks 2023, CAD programı kullanıldı. Sınırlı bir alanda hassas bir tasarım ihtiyacı için programın tasarım arayüzündeki yüzey, katı modelleme gibi yeteneklerinden maksimum seviyede faydalanıldı. Tasarım yapılırken geometrik olarak esneme ihtiyacı duyulan formlar düşünüldü ve simetrik bir yapı oluşturabilmek amacıyla «C» formunda karar kılındı. Stres dağılımını yaymak ve talaşlı imalat ile parçanın üretimi sırasında kolaylık sağlamak için köşelere radyus atıldı. Prototip aşamalarını hızlandırmak, prototip maliyetlerini azaltabilmek için alternatif tasarımlar oluşturuldu (Şekil 3.4).



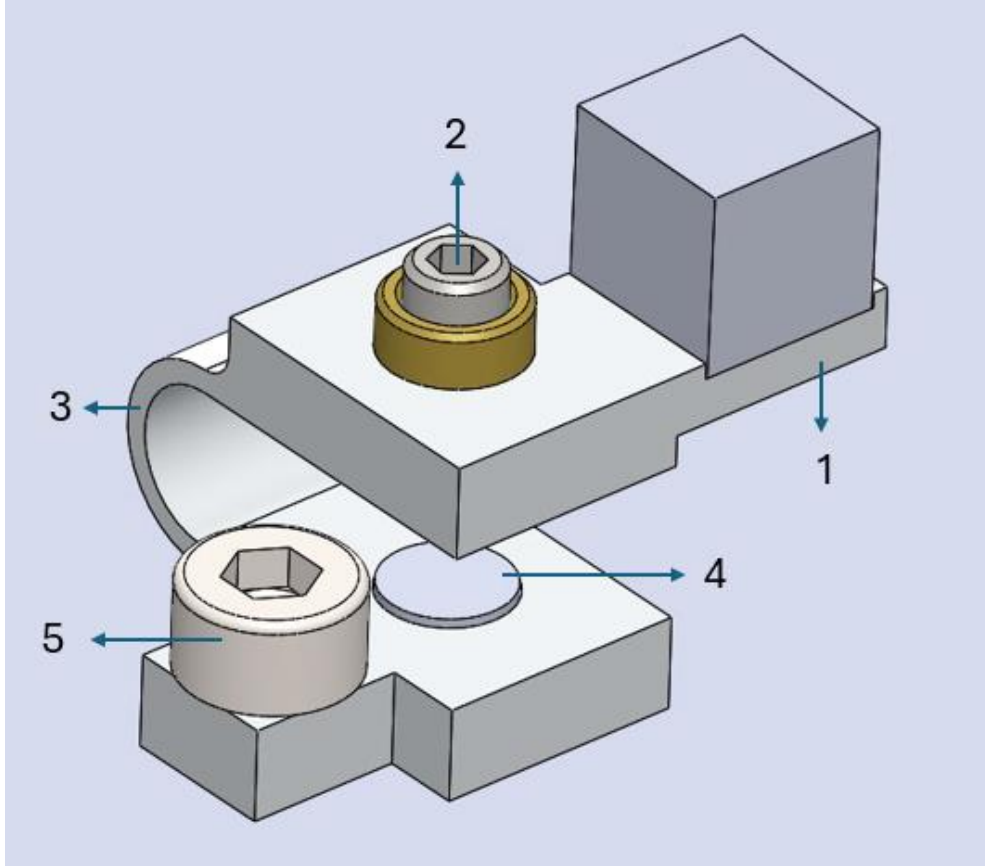
Şekil 3.4: Esnek tutucu ayak tasarım aşamaları.

Kristalin yerleştirileceği alan, zemine paralel bir şekilde eşit miktarlarda deforme olacaktır. C formunun sırt tarafı daha rahat esneyebilmesi için 0,75mm et kalınlığında düşünülmüştür. Diğer et kalınlıkları, vidaların parçaya tutunabilmesi ve parçanın ağırlık merkezinin dengelenebilmesi kriterlerine uygun seçilmiştir.



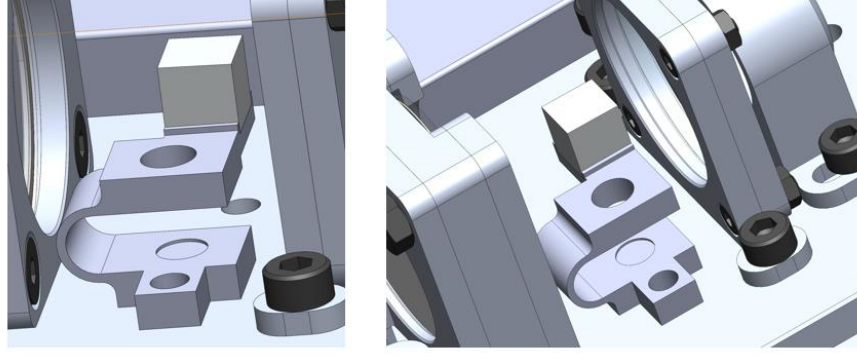
Şekil 3.5: Esnek tutucu ayak tasarımının iki farklı açıdan görüntüsü.

Esnek tutucu ayak ve üzerindeki parçalar numaralandırılarak ilgili kısımların görevleri aşağıda detaylandırılmıştır (Şekil 3.6);



Şekil 3.6: Esnek tutucu ayak detay açıklaması.

- 1: BBO kristalinin yerleştirildiği kısım
 - 2: Açı ayarlamasının yapıldığı Kozak vidanın yerleştirildiği kısım
 - 3: İstenilen açığı yakalayabilmek için yay tasarımına alternatif tasarlanan menteşe kısmı
 - 4: Kozak vidanın sabitlenmesi için kullanılan safir plakanın yerleştirildiği kısım
 - 5: Esnek tutucu ayağın alttaki alüminyum plakaya sabitlendiği kısım
- Parçanın toplam ağırlığı yaklaşık 1,74gr dır.



Şekil 3.7: Esnek tutucu ayak, proje montajı içindeki konumu (tasarım gizliliği nedeniyle sınırlı bir alan paylaşıldı)

3.1.2. Malzeme Seçimi

Sonlu elemanlar analizinde yapısal analizler için malzeme seçimi, analiz sonuçlarının doğruluğu ve güvenilirliği açısından kritik bir rol oynamaktadır. Malzeme seçimi sürecinde, malzemenin mekanik özellikleri, örneğin elastik modülü, Poisson oranı, akma ve çekme mukavemeti, detaylı bir şekilde değerlendirilmelidir. Ayrıca, malzemenin termal özellikleri, yorulma davranışı ve darbe dayanımı gibi parametreler de dikkate alınmalıdır.

FEA 'de kullanılan malzeme modelinin doğru ve kapsamlı bir şekilde tanımlanması, simülasyonun gerçek dünyadaki davranışını doğru bir şekilde yansıtabilmesi için esastır.

Esnek ayna tutucunun malzemesinin seçimi sırasında, küp uydu sistemlerinin yapılarında kullanılan malzemeler incelenerek bu çalışmada yüksek dayanıklılığa ve hafifliğe sahip olan Alüminyum malzeme ile çalışılmıştır. CDS kriterlerine göre sadece küp uydu yapıları için kütle, dayanıklılık, termal genleşme katsayısı, üretilebilirlik ve maliyet kriterlerini dikkate alarak AL7075 T6 tercih edilmiştir [8].

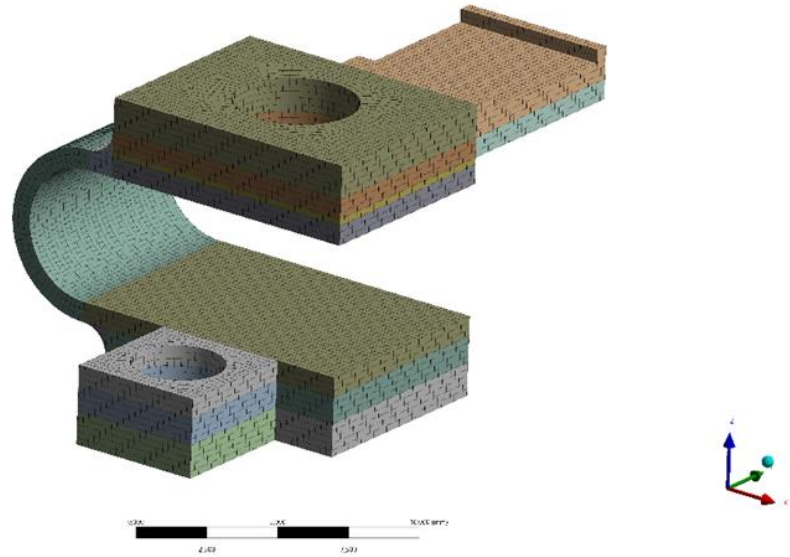
Tablo 3.1: Malzeme mekanik özellikleri.

Yoğunluk	2770 kg/m ³	Mühendislik Gerilim-Gerinim (Engineering Stress-Strain)	
Elastikiyet modülü	69000 MPa	Kopma Gerilimi	540 Mpa
Possion Oranı	0,33	Kırılma Gerinimi	0,05
Akma Gerilimi	470 Mpa	Gerçek Gerilim-Gerinim (True Stress-Strain)	
		Kopma Gerilimi	567 Mpa
		Kırılma Gerinimi	0,04
		Gerilme Ömrü (Log-Log İnterpolasyonu)	
		10 ³ Çevrim	420 Mpa
		10 ⁶ Çevrim	214 MPa

3.1.3. Esnek Tutucu Ayak Doğrusal Statik Analizi

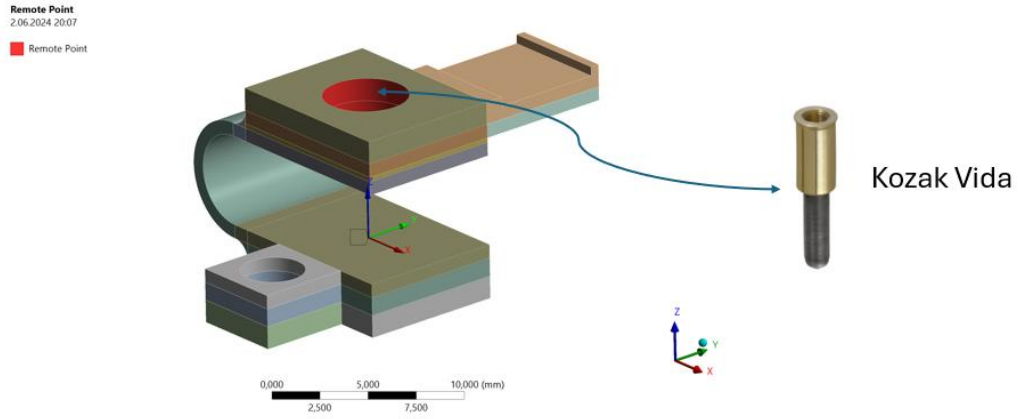
Sonlu Elemanlar Analizi (FEA), küp uydu tasarımında hayati bir öneme sahiptir çünkü çeşitli yük koşulları altında yapısal dayanıklılığı ve davranışı simüle etmek için kullanılır. Bu analizler, fırlatma ve uzay ortamı gibi zorlu koşullar altında yapısal bütünlüğün korunmasını sağlar. CAD programında oluşturulan model, özellikle yapısal ve termal yüklemeleri analiz edebilmek için sonlu elemanlar analizi programına aktarılır. Sınır koşulları, kontaklar, yüklemeler tanımlandıktan sonra maksimum stres dağılımı ve doğal frekansları bulmak için statik ve dinamik analizler gerçekleştirilir. Ayrıca, FEA, yapısal tasarım sürecinde potansiyel sorunları tespit etmek ve tasarım iyileştirmeleri yapmak için önemli bir araçtır. Hassas tutucu ayak CAD programında alternatifli olarak tasarlandıktan sonra denemek için FEA programıyla analiz edildi. İdeal tasarıma ulaşabilmek için bu analizler sık sık tekrarlandı. Küp uyduların özellikle fırlatma esnasında maruz kaldıkları yapısal yükler referans alınarak analiz çalışmaları yapıldı. Bu sayede, ünite yapısı optimize edildi ve uçuş sırasında başarılı bir performans sağlanması amaçlandı.

Esnek tutucu ayağın sonlu elemanlar modeli Ansys 2023 R1 yazılımında hazırlanmış olup; bu model 186.086 düğüm noktası ve 40.652 ikinci mertebeden düzgün altıyüzlü (hexahedral) elemandan oluşturulmuştur.



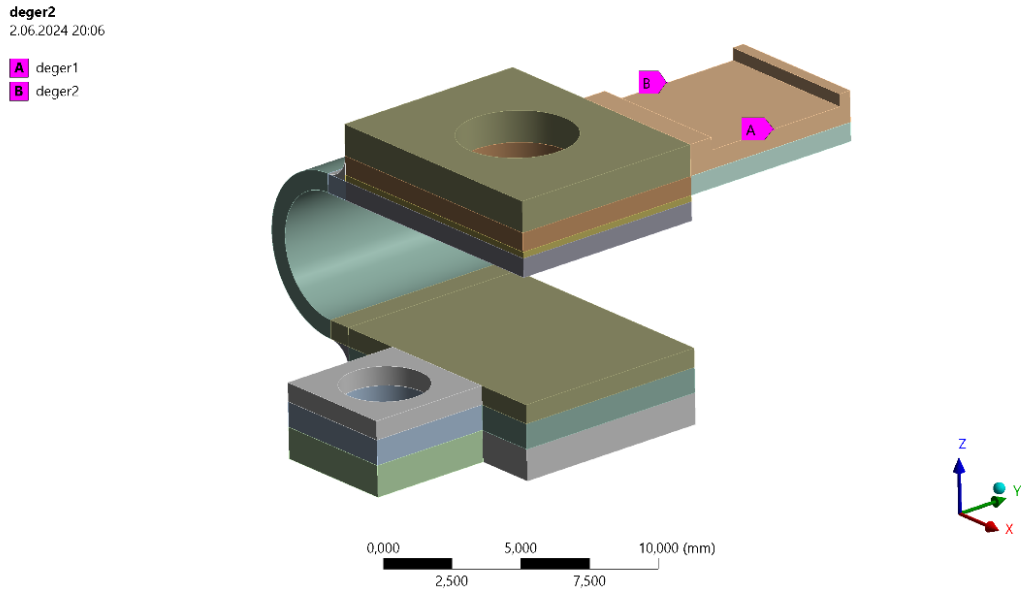
Şekil 3.8: Meshli yapı.

Model analize hazırlanırken Remote Point sınır koşulu ile Kozak vida kovanının yatakladığı delik yüzeyi ile Kozak vida ucunun safir malzemeye temas ettiği nokta arasında MPC (Model Öngörülü Kontrol) formülasyonuna sahip deforme olabilir ilişkisi kurulmuştur. Alttaki noktayı Z’ te yukarıya kaldırdığımızda kovanın oturduğu yüzeyin komple hareket etme ilişkisi kuruldu.



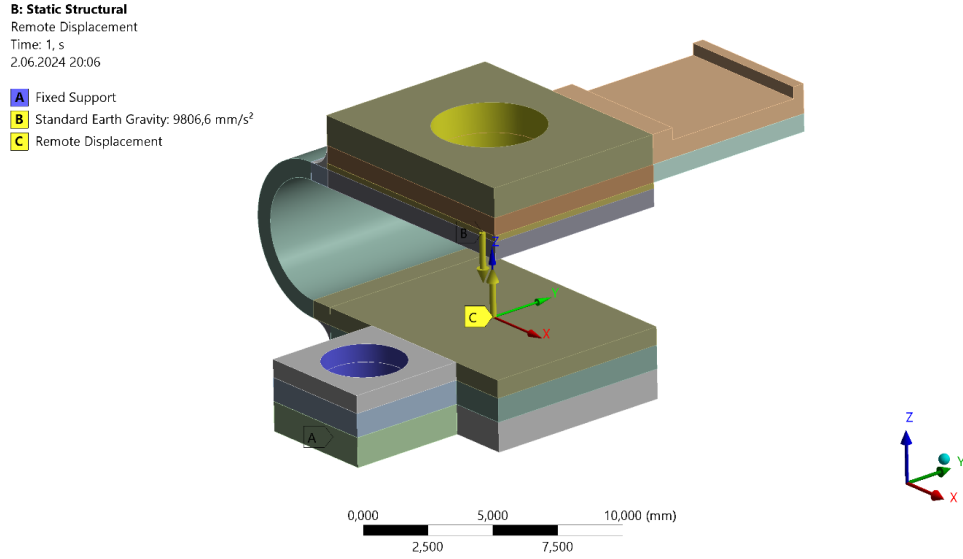
Şekil 3.9: Statik analiz sınır koşulu tanımlama.

Açı hesaplamalarında kullanılmak üzere değer okumak için kristalin yerleştirildiği yatağın olduğu alanda meshin düğüm noktalarından aynı hizada zıt uçlarda olan iki adet seçim yapılarak değer1 ve değer2 olarak isimlendirildi.



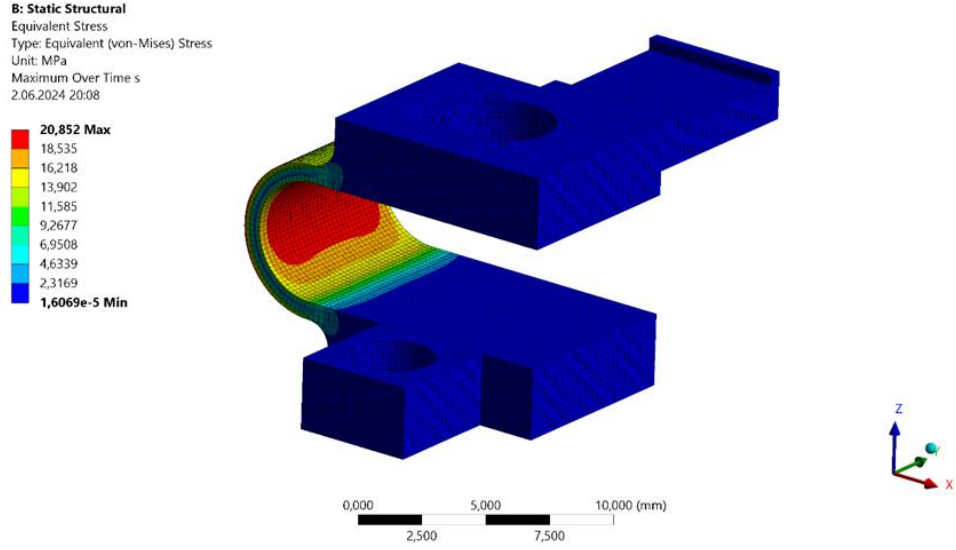
Şekil 3.10: Açı hesabı için nokta tanımlama.

Yapının geometri ve malzemeden kaynaklı meydana gelen ağırlığı, yerçekimi tanımlaması ile analizlere dahil edildi, tutucu ayağın altındaki tablaya sabitleneceği delik yüzeyine 3 eksenli hareket kısıtlaması yapıldı, Kozak vidanın 1 hatvelik ilerlemesi olan 0,05mm Z eksenli doğrultusunda yer değiştirme koşulu olarak uygulandı.



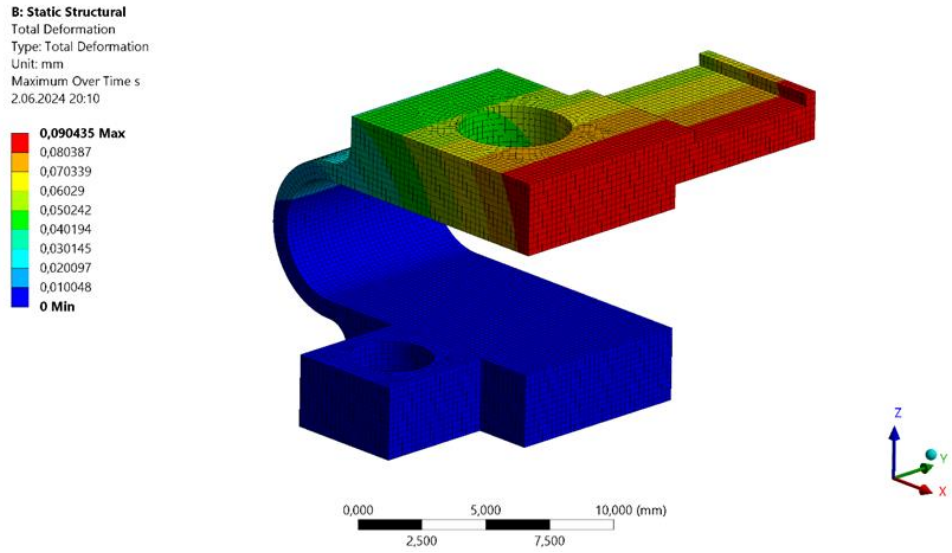
Şekil 3.11: Sınır koşulları tanımlama.

Uygulanan yükler sonucunda yapıda meydana gelen gerilmeler ekrandaki eşdeğer Von-Mises gerilme dağılımı grafiklerinde gösterilmiştir. Beklenildiği üzere C formunda gerilmeler yoğunlaşmıştır. Maksimum gerilme 20 Mpa olup ortalama gerilme dağılımı ise 15-16 Mpa civarında diyebiliriz.



Şekil 3.12: Eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği.

Uygulanan yükler altında yapıda meydana gelen deformasyon yani sehim miktarları ekrandaki gibi maksimum 0.09 mm diyebiliriz. Model hazırlık aşamasında belirtilen değer1 ve değer2 bu grafik üzerinden ölçülmüştür.

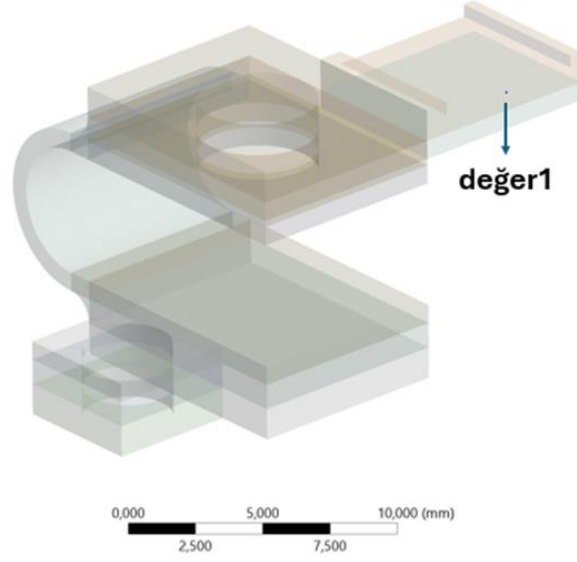


Şekil 3.13: Toplam deformasyon grafiği.

Kozak vida 1 tur attığında referans alınan noktalardaki yer değiştirme miktarları tespit edilmiştir.

B: Static Structural
deger1
Type: Total Deformation
Unit: mm
Maximum Over Time s
2.06.2024 20:21

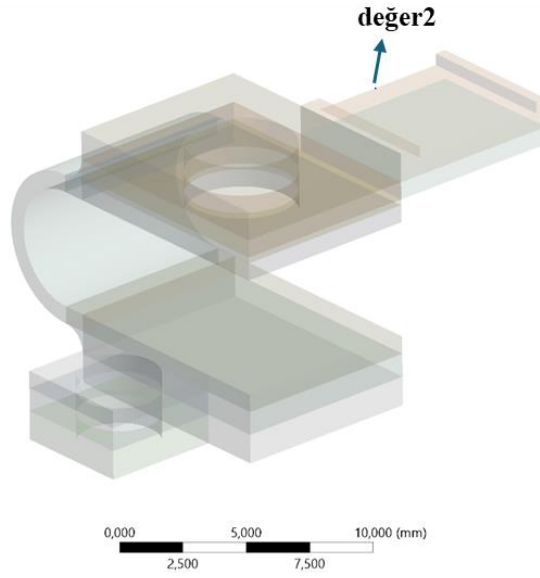
0,089106 Max
0,089106 Min



Şekil 3.14: Yer değiştirme miktarı-değer1.

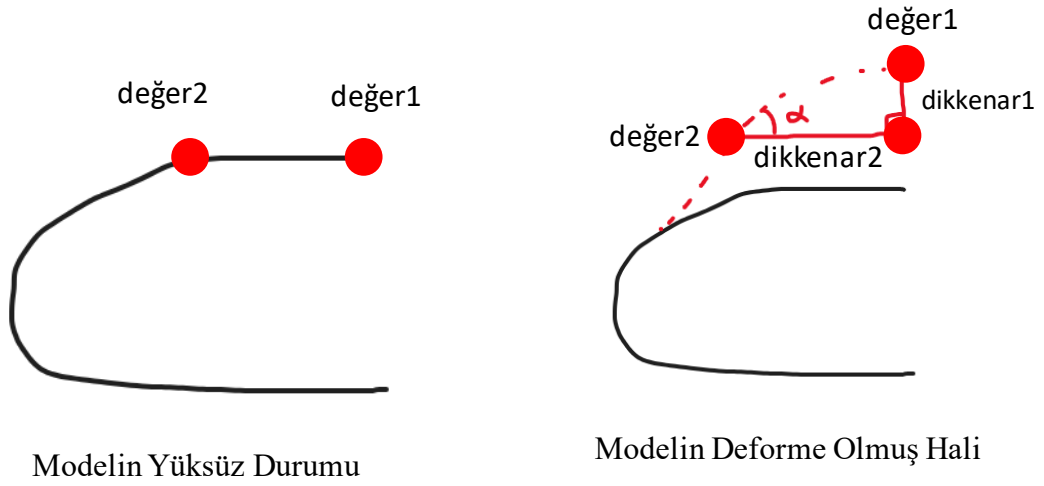
B: Static Structural
deger2
Type: Total Deformation
Unit: mm
Maximum Over Time s
2.06.2024 20:22

0,054527 Max
0,054527 Min



Şekil 3.15: Yer değiştirme miktarı-değer2.

Açı hesabı yapmak için modelin sol yan görünüşünü (Şekil 3.16) referans aldığımızda modelin yüksüz durumunda belirlenen değer1 ve değer2 noktalarının, modelin deforme olmuş halinde Z eksenine göre aralarındaki farktan dikkenar1' in uzunluğunu bulabiliriz (3.1). dikkenar2' nin uzunluğunun 6mm olduğunu tasarımdan biliyoruz.



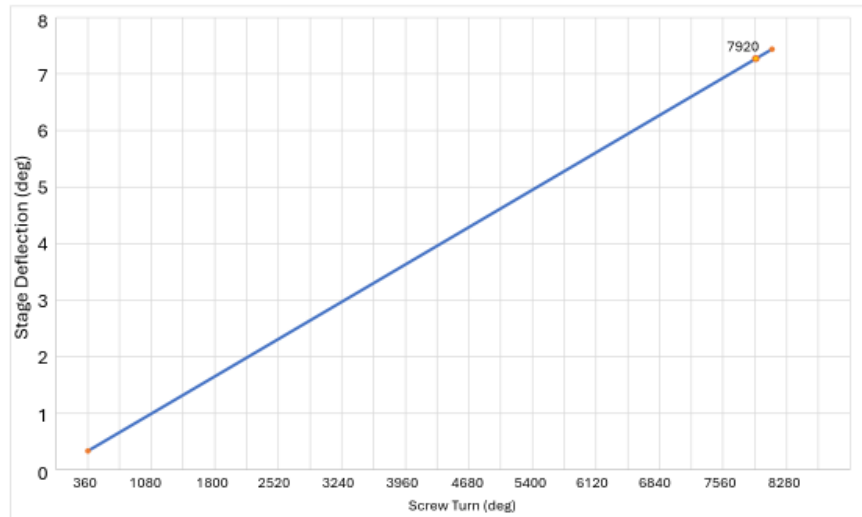
Şekil 3.16: Açı hesabı sol yan görünüş.

$$dikkenar1 = değer1 - değer2 = 0,089106 - 0,054527 = 0,035mm \quad (3.1)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{dikkenar1}{dikkenar2} = \tan^{-1} \frac{0,035}{6} = 0,33^\circ \quad (3.2)$$

Kozak vidanın 1 tam tur döndürülmesiyle 20 Mpa maksimum gerilme altında 0,33 derecelik (3.2) deformasyon oluştuğu hesaplanmıştır.

Analiz ve hesaplamalar sonucunda 22 tur (22x360=7920), 7,44 derecelik açıdan itibaren parçanın plastik bölgeye geçtiği gözlemlenmiştir (Şekil 3.17).

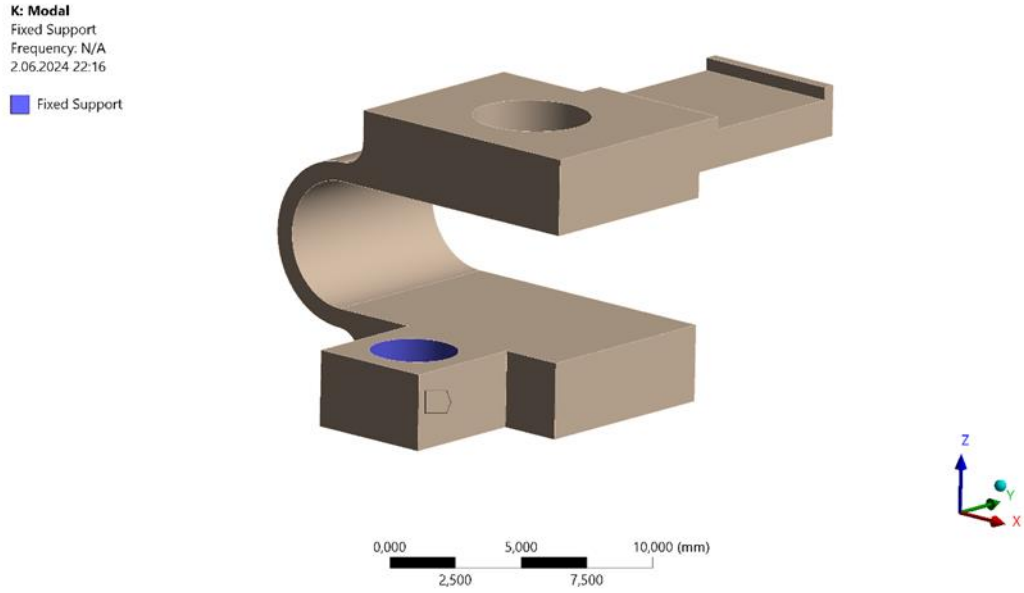


Şekil 3.17: Akma sınırı açısı hesabı.

3.1.4. Esnek Tutucu Ayak Modal Analizi

Modal analiz, bir sistemin tepkisinin sınırları hakkında genel bir bakış sağlar. Örneğin, belirli bir frekansta uygulanan bir yükte, maksimum yer değiştirme ne zaman ve ne kadardır sorusuna yanıt sağlar. Modal analiz, yapıların titreşim etkisi altında dinamik özelliklerinin incelenmesidir. Lineer çok serbestlik dereceli bir sistem için titreşim modlarının belirlenmesidir. Quasi(sanki)-statik analizle aynı denklem sistemini takip eder, ancak hesaplamalarda ivmeler de dikkate alınır [15].

Sınır koşulları oluşturulurken küp uydu içerisinde Hassas Tutucu Ayak parçasının tabla üzerine sabitlemesi cıvata ile yapılacağı için cıvata gövdesinin geçeceği delik yüzeylerinden 3 eksende öteleme (3 dof – degree of freedom) hareket kısıtlaması yapılmıştır. Üzerinde herhangi bir ön yükleme bulunmadan free-free modal analiz yapılmıştır.



Şekil 3.18: Modal analiz sınır koşulları.

Esnek tutucu ayağın doğal frekansları ve bunlara karşılık gelen salınım şekilleri çıkartılmıştır. Fırlatma süreci boyunca oluşabilecek rezonansları önlemek amacıyla, esnek tutucu ayağın doğal frekans değerleri genellikle 140 Hz'in üzerinde olmalıdır [9]. Modal analiz sonuçlarına göre, en düşük frekans değeri yaklaşık 844 Hz (Tablo 3.2) olup bu değer kritik eşiğin (140 Hz) üzerindedir. Yapının bu frekanslarda fırlatma anında rezonansa girme olasılığı çok düşüktür.

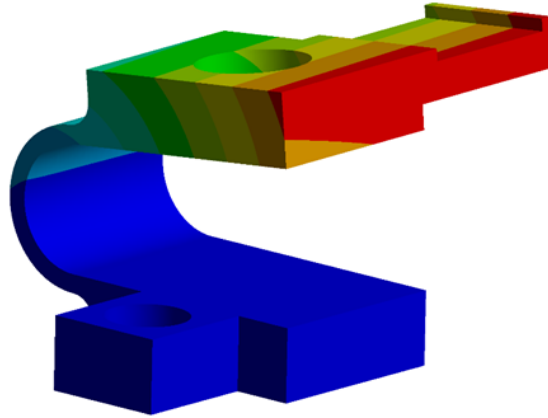
Tablo 3.2: Titreşim modları.

Modlar	Frekans (Hz)
1	844
2	1.307
3	3.506
4	4.076
5	11.495
6	14.026
7	21.802
8	25.634
9	33.596
10	34.346

Bizim için önem arz eden ilk iki mod şeklinin salınım şekilleri görseldeki gibidir. Yapıda rezonanstan kaçınma ihtiyacı oluşmadığı için rezonansa girilen frekansların mod şekilleri paylaşılmamıştır.

K: Modal
Total Deformation
Type: Total Deformation
Frequency: 843,63 Hz
Unit: mm
2.06.2024 22:17

1715,1 Max
1524,5
1333,9
1143,4
952,81
762,25
571,69
381,12
190,56
0 Min

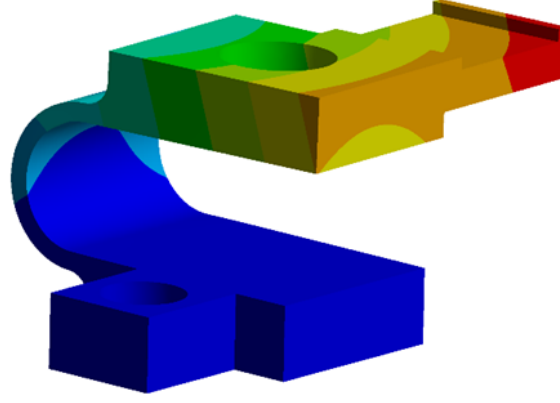


0,000 2,500 5,000 7,500 10,000 (mm)

Şekil 3.19: Mod şekli 1.

K: Modal
Total Deformation 2
Type: Total Deformation
Frequency: 1306,9 Hz
Unit: mm
2.06.2024 22:17

1820,6 Max
1618,3
1416
1213,7
1011,4
809,15
606,86
404,57
202,29
0 Min



0,000 2,500 5,000 7,500 10,000 (mm)

Şekil 3.20: Mod şekli 2.

3.1.5. Esnek Tutucu Ayak Termal Analizi

Küp uydu yapısı, uzay ortamında çeşitli termal yüklerle karşı karşıya kalır. Bu termal yükler;

Güneş Radyasyonu: Doğrudan güneş ışınlarının uydu yüzeyine çarpmasıyla oluşan ısı yükü.

Albedo Radyasyonu: Güneş ışığının Dünya veya diğer gök cisimlerinden yansımaları sonucu uydu yüzeyine ulaşan radyasyon.

Dünya Radyasyonu: Dünya'nın kendi termal radyasyonu, yani Dünya'nın yüzeyinden çıkan kızılötesi radyasyon.

Bu termal yüklerin uydu yapısına etkisi, uydu tasarımında termal kontrol önlemleri alınarak yönetilmeye çalışılır. Uydu yapısının güvenilirliği ve uzun ömürlü çalışması için bu termal yüklerin dikkatlice analiz edilmesi ve yönetilmesi gerekmektedir.

Biz amaçlarımız doğrultusunda, simülasyonlar için 600 km yüksekliğini seçeceğiz [10].

$$h=600 \text{ km} \quad (3.3)$$

Dünya'nın yarıçapı R_{earth} değeri genellikle kilometre cinsinden ifade edilir;

$$R_{earth} = 6378 \text{ km} \quad (3.4)$$

Bu bilgiyi kullanarak, Küp Uydu' nun yüksekliği (h) verildiği zaman, yörüngenin yarı büyük eksenini a (3.5) şu şekilde hesaplanabilir:

$$a = h + R_{earth} = 6978 \text{ km} \quad (3.5)$$

Standart kütleçekim parametresi (3.6), bir cismin kütle M ve kütleçekim sabiti G 'nin çarpımı olarak tanımlanır.

$$\mu = GM \quad (3.6)$$

Dünya için hesaplanmış değer:

$$\mu_{earth} = 3.986 * 10^5 \frac{km^3}{s^2} \quad (3.7)$$

Dinh' in yüksek lisans tezinde [11] belirtilen metodolojiyi takip ederek, küp uydunun periyodu (3.8):

$$P = 2\pi \sqrt{\frac{a^3}{\mu_{earth}}} = 2\pi \sqrt{\frac{6978^3}{3.986 * 10^5}} = 5801 \text{ sec} \quad (3.8)$$

Hız (3.9):

$$v = \sqrt{\frac{\mu_{earth}}{a}} = \sqrt{\frac{3.986 * 10^5}{6978}} = 7.56 \frac{km}{s} \quad (3.9)$$

Bu durumda, günlük devrim sayısı (3.10):

$$n = \frac{86400}{P} = 14.9 \frac{rev}{day} \quad (3.10)$$

Güneş ışığında geçen süreyi TS (3.13) ve maksimum tutulma süresini TE (3.12) tahmin etmek için öncelikle görev yüksekliğindeki açısal yarıçapı (3.11) tahmin etmemiz gerekiyor.

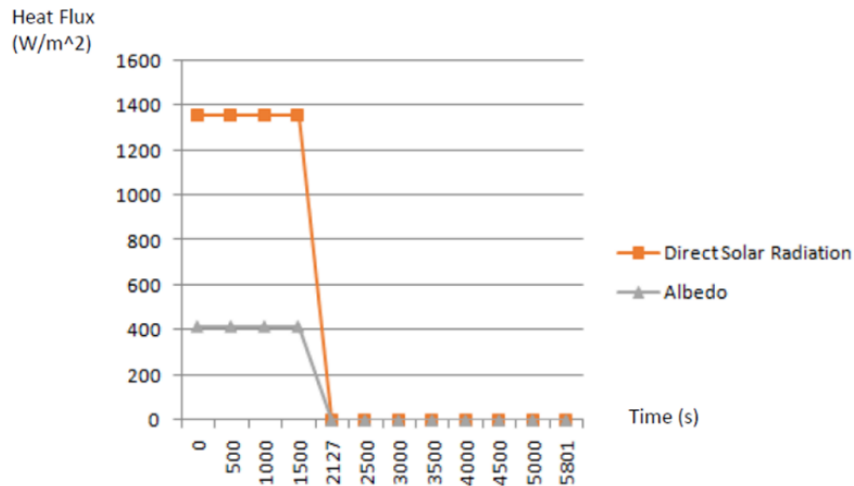
$$\rho = \sin^{-1} \left(\frac{R_{earth}}{R_{earth} + h} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{6378}{6378 + 600} \right) = 66^\circ \quad (3.11)$$

$$TE = \frac{2\rho}{360^\circ} * P = \frac{2 * 66}{360} * 5801 = 2127 \text{ sec} \quad (3.12)$$

$$TS = P - TE = 5801 - 2127 = 3674 \text{ sec} \quad (3.13)$$

Bir süre boyunca Albedo ve güneş radyasyonu için toplam maruz kalma süresinin 2127 saniye olduğu hesaplanıyor.

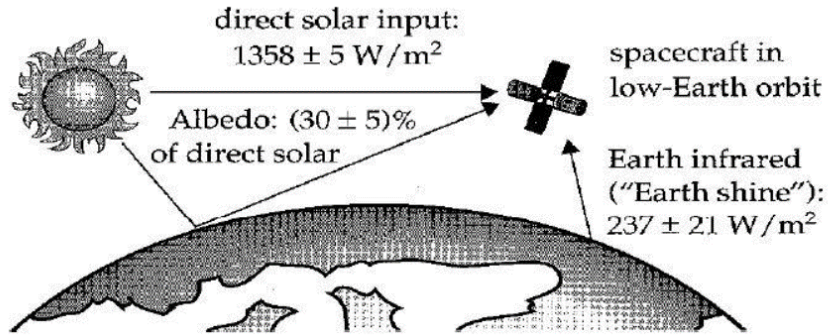
Şekil 3.21, Küp uyduya uygulanan gerçek geçici ısı akısının zamanla değişimini göstermektedir. Güneş ışığında geçen süre, geçici simülasyon sınır koşullarının ayarlarını etkileyecektir.



Şekil 3.21: Isı akılarının zamanla değişimi.

Modelin gerçekçi olması için gerçekçi sınır koşullarının belirlenmesi çok önemlidir. Aşağıdaki **Şekil 3.22**, düşük Dünya yörüngesi uydunun maruz kaldığı başlıca ısı

kaynaklarını vurgulamaktadır [12]. Doğrudan güneş girişi 1358 W/m^2 , Albedo 406 W/m^2 ve Dünya kızılötesi enerjisi 237 W/m^2 olarak analizlere dahil edilmiştir.



Şekil 3.22: Düşük dünya yörüngesi ısı akımları.

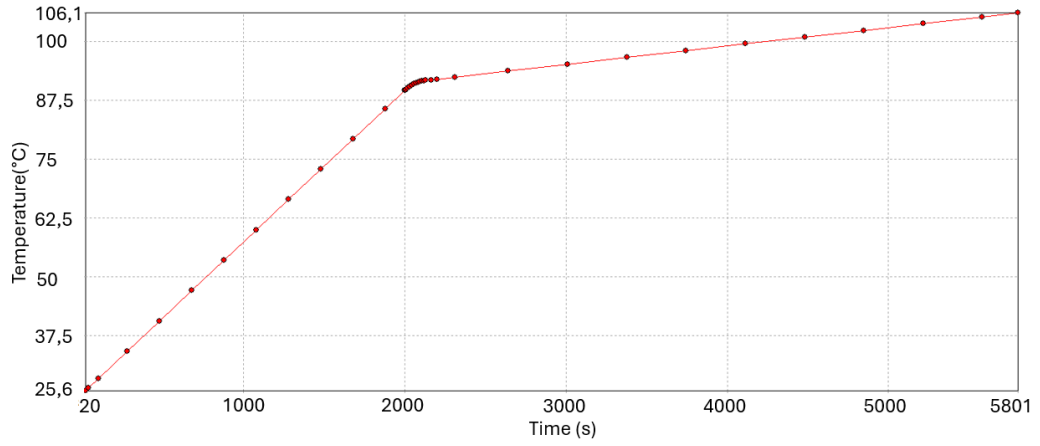
Tablo 3.3: Al-7075-T6 termal özellikleri.

k	İletkenlik	130	W/(m.K)
α	Isıl Genleşme Katsayısı	25,2	$\mu\text{m/(m.}^\circ\text{C)}$
cp	Özgül Isı	960	$\text{J/(kg.}^\circ\text{C)}$

Isı akı değerleri cıvata, kozak vida ve kristalin yer alacağı yüzeylerin hariç tutulduğu tüm yüzeylere eşit olarak uygulanmıştır.

Isı transferi analizleri kapsamında esnek tutucu ayağın başlangıç sıcaklığı 25°C olduğu varsayılmıştır. Yukarıda bahsedilen en kötü durum senaryosundaki ısı yükler göz önüne alınarak uydunun yörünge periyodu içerisinde oluşacak en yüksek sıcaklığı bulmak amacıyla ortalama 140 saniyelik çözüm hassasiyetine sahip ısı transferi analizleri gerçekleştirilmiştir.

Analiz sonuçlarına göre parçanın yörünge periyodu boyunca sıcaklık değişim grafiği **Şekil 3.23'** de ki gibidir. Maksimum sıcaklık değeri 106°C dir.

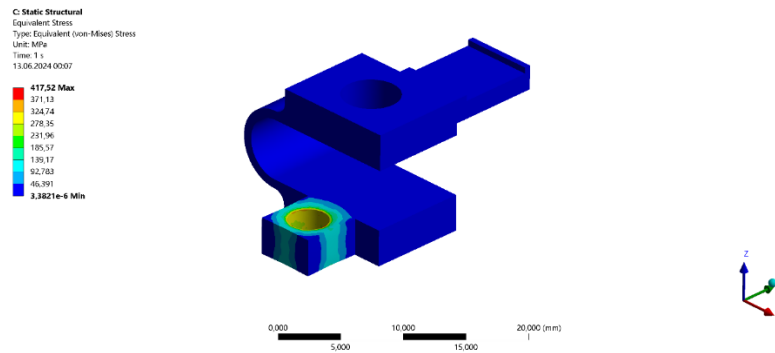


Şekil 3.23: Sıcaklık değişim grafiği.

Isıl gerilme analizleri, yörüngede görev yapan uydu yapısının üzerindeki sıcaklık değişiminden kaynaklı gerilme dağılımını elde etmek amacıyla yürütülür. Bu analizlerde yük girdisi olarak ısı transferi analizlerinden elde edilen sıcaklık bilgileri kullanılır.

Esnek tutucu ayak parçasının 25°C' lik standart koşullarda yapılacağı ve yörüngedeki görev süresi boyunca uydu üzerindeki sıcaklığın zamana göre göstermiş olduğu değişim bilgisi kullanılarak ısı gerilme analizleri gerçekleştirilmiştir.

Analizi sonucu **Şekil 3.24'** te verilmiş olup 106°C derecedeki akma noktası altında gerilmeler görülmüştür. Burada sonlu eleman fenomeni olan tekillikler göz ardı edilmiştir.



Şekil 3.24: Termal gerilme analizi sonucu.

Al7075 T6 malzemesinin 100°C' deki akma dayanımı 448 MPa' dır [8]. Isıl gerilme analizi sonuçlarına göre esnek tutucu ayağın yapısında en yüksek Von Misses

gerilmesi 417.52 MPa' dır. Gerilmenin oluştuğu yer, esnek tutucu ayağın altındaki plakaya sabitlendiği cıvatanın kullanıldığı pul basma yüzeyleridir. Pul basma yüzeylerinde oluşan gerilmeler analiz sonucu değerlendirmelerinde ihmal edilmiştir. Bizim için kritik olan BBO kristalinin bulunduğu ve C formunun olduğu bölgede herhangi bir gerilme oluşmamıştır.

Esnek tutucu ayakta kristalin yerleştirileceği yerde termal yükler altında meydana gelen deformasyon sonucunu oluşan açısız değişim kontrol edilmiştir. Akma noktası hesabında kullanılan değer1 ve değer2 noktaları üzerinden yapılan yeni açı hesabında 0,000525 derecelik bir açısız deformasyon tespit edilmiştir. Bu sonuç herhangi bir sorun teşkil etmemektedir.

3.1.6. Esnek Tutucu Ayak Sanki Statik Analizi

Sanki statik (quasi static) analizde kuvvet, ivme önemsiz (veya hemen hemen sıfır) olacak şekilde çok yavaş bir hızda uygulanır. Alternatif olarak, dinamik analiz, ivmenin etkilerinin görmezden gelinemediği analize denir. Hem statik hem dinamik yüklerin kombinasyonudur [13], [14].

Gerçekte, fırlatma döneminde esnek tutucu ayak, faydalı yük ve küp uydu bir dağıtım sisteminin içindedir. Dolayısıyla fırlatma yükleri küp uyduya ve hassas tutucu ayağa iletilecektir. Temelde yükler doğrudan hassas tutucu ayağa gelmez. Hassas tutucu ayağı bir dağıtım sistemiyle birlikte ele alabiliriz. Analizleri yaparken, dağıtım sistemi olmadan hassas tutucu ayağı dikkate alıyoruz. Bununla birlikte, dağıtım sistemi nedeniyle sınır koşulları dikkate alınacaktır. Henüz uydu fırlatıldığında hangi dağıtım sisteminin kullanılacağı belirlenmedi.

Sanki Statik Yük Seviyeleri **Tablo 3.4'** te gösterilmiştir.

Tablo 3.4: Sanki – statik yük seviyeleri.

Eksen	Frekans	Seviye
X,Y,Z	5-100 Hz	±20g

Sınır koşulu olarak yapının geometri ve malzemeden kaynaklı meydana gelen ağırlığı yerçekimi tanımlaması ile analizlere dahil edilmiştir. Küp uydu içerisinde esnek tutucu ayağın tabla üzerine sabitlemesi cıvata ile yapılacağı için cıvata gövdesinin geçeceği delik yüzeylerinden 3 eksenle öteleme hareket kısıtlaması

yapılmıştır (Şekil 3.25). X, Y ve Z eksenlerinde negatif ve pozitif doğrultularda 20g yük uygulanmıştır.

E: Quasi Static Negative X

Fixed Support

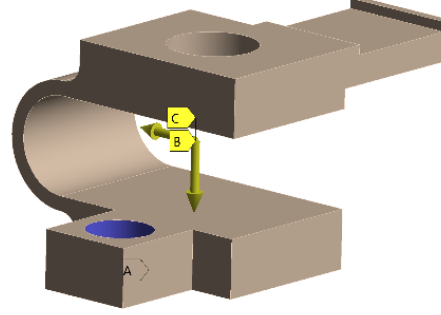
Time: 1, s

2.06.2024 21:54

A Fixed Support

B Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s²

C Acceleration: 1,9613e+005 mm/s²



0,000 5,000 10,000 (mm)
2,500 7,500



Şekil 3.25: Sanki statik sınır koşulları.

F: Quasi Static Positive X

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Maximum Over Time s

2.06.2024 21:58

1,6094 Max

1,4306

1,2518

1,073

0,89413

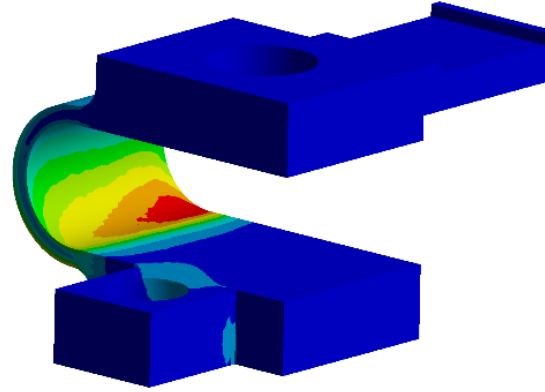
0,71531

0,53648

0,35766

0,17884

1,0689e-5 Min



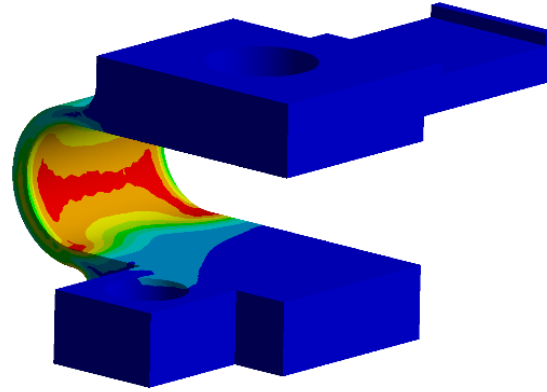
0,000 5,000 10,000 (mm)
2,500 7,500



Şekil 3.26: Eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği- pozitif X doğrultusu.

H: Quasi Static Positive Y
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Maximum Over Time s
 2.06.2024 21:58

1,6307 Max
 1,4195
 1,2683
 1,0871
 0,90595
 0,72476
 0,54357
 0,36239
 0,1812
1,362e-5 Min

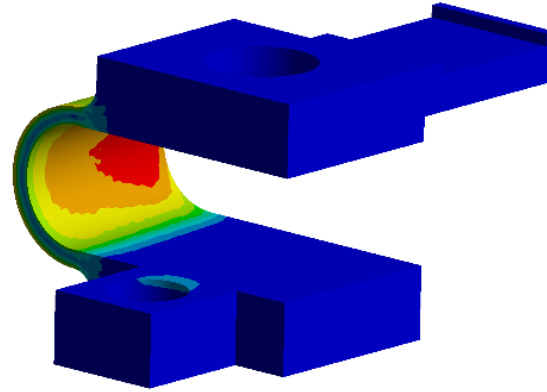


0,000 2,500 5,000 7,500 10,000 (mm)

Şekil 3.27: Eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği- pozitif Y doğrultusu.

J: Quasi Static Positive Z
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von Mises) Stress
 Unit: MPa
 Maximum Over Time s
 2.06.2024 21:58

2,1599 Max
 1,92
 1,68
 1,44
 1,2
 0,95999
 0,72
 0,48001
 0,24002
3,2328e-5 Min

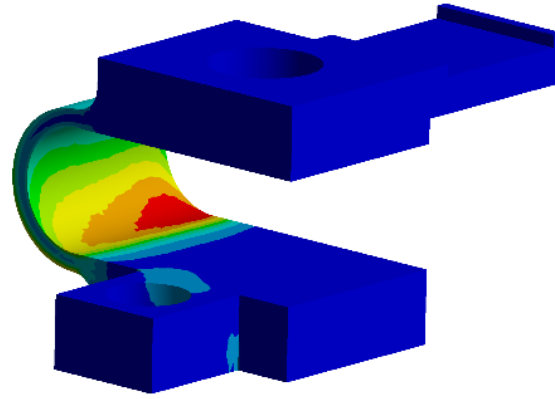


0,000 2,500 5,000 7,500 10,000 (mm)

Şekil 3.28: Eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği- pozitif Z doğrultusu.

E: Quasi Static Negative X
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Maximum Over Time s
 2.06.2024 21:57

1,7274 Max
 1,5355
 1,3436
 1,1516
 0,95969
 0,76775
 0,57582
 0,38388
 0,19195
 1,5115e-5 Min

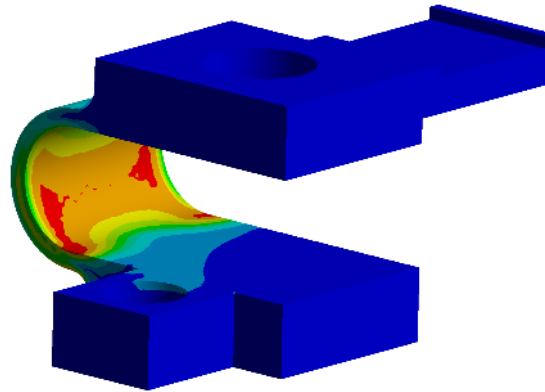


0,000 5,000 10,000 (mm)
 2,500 7,500

Şekil 3.29: Eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği- negatif X doğrultusu.

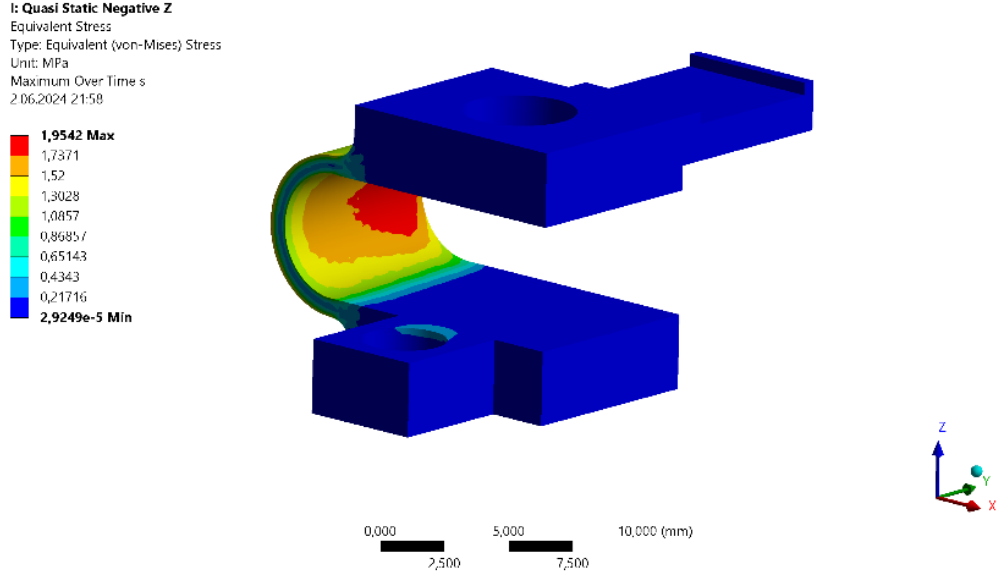
G: Quasi Static Negative Y
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Maximum Over Time s
 2.06.2024 21:57

1,6615 Max
 1,4769
 1,2923
 1,1077
 0,92305
 0,73845
 0,55384
 0,36923
 0,18462
 1,4728e-5 Min



0,000 5,000 10,000 (mm)
 2,500 7,500

Şekil 3.30: Eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği- negatif Y doğrultusu.



Şekil 3.31: Eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği- negatif Z Doğrultusu.

3.1.7. Esnek Tutucu Ayak Rastsal Titreşim Analizi

Rastsal titreşim yükleri, fırlatma sırasında çeşitli kuvvetlerin birleşimiyle oluşur ve bu yükler, uydu alt sistemlerine içten iletilerek içindeki tüm bileşenlerin çok yüksek frekanslarda titreşmesine neden olur [16]. Hızlı yanıt veren yapılar genellikle kütle açısından hafif ve yüzey alanı bakımından büyük olan örneğin dış paneller ve güneş panelleri gibi yapılardır. Görece büyük ve ağır yapılar akustik uyarımlara doğrudan çok az tepki verirler, ancak daha duyarlı yapıların uyarımı nedeniyle titreşirler. [17], [18], [19].

Rastgele titreşim seviyelerini ve tepkilerini hesaplamada kullanılan birçok yöntem vardır. ECSS (European Cooperation for Space Standardization) bu değerleri hesaplamak için Miles Denklemi' ni kullanma metodolojisini benimseyerek standart bir yöntem kullanmıştır [18].

Miles Denklemi (3.14), mekanik mühendislikte rastgele titreşim analizinde kullanılan bir hesaplama yöntemidir. Bu denklem, bir sistemin doğal frekansında (f_n) meydana gelen ivme kök-ortalama kare değerini (grms) tahmin etmek için kullanılır

Miles Denklemi:

$$g_{rms} = \sqrt{\left(\frac{\pi}{2}\right) \times f_n \times Q_n \times W_{ii}(f_n)} \quad (3.14)$$

g_{rms} , G cinsinden ivmenin kök ortalama kare değeridir. f_n , doğal frekanstır. Q_n , f_n deki büyütme faktörüdür ve değeri $1/2\zeta$ 'dir. $W_{ii}(f_n)$, f_n deki ivme spektral yoğunluğu (ASD) girişidir ve birimi g^2/Hz dir.

ASD ve PSD (Power Spectral Density) 'nin birimleri aynıdır. Kök ortalama kare ivme (g_{rms}), frekans alanında ASD eğrisinin altındaki alanın kareköküdür. g_{rms} değeri, belirli bir rastgele titreşim olayının toplam enerjisini ifade etmek için kullanılır ve mekanik mühendislikte yapısal tasarım ve analiz amaçları için kullanılan istatistiksel bir değerdir. Güç spektral yoğunluk fonksiyonları (3.15), bazen desibel cinsinden belirtilir.

$$\Delta dB = 10 \log\left(\frac{ASD_h}{ASD_l}\right) \quad (3.15)$$

Burada ASD_h , aralığın daha yüksek ASD değeri ve ASD_l , aralığın daha düşük ASD değeridir.

Bu yöntem, modal analizden elde edilen verileri kullanır. Yarı statik veya modal analiz sonuçları hem zorlanmış ivme hem de akustik basınçların uygun Miles temsili ile çarpılır [18]. Bu yöntemde, sistemin tek bir yönde uyarıldığını ve yapıya göre aynı yönde tepki alındığını varsayabiliriz; bu da yöntemin sınırlamalarından biridir [18], [21].

ECSS standardında yer alan PSD [20], ivme yükleri baz alınarak titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Standartta yer alan bu yükler genellikle istatistiksel nicelikler kullanılarak belirlenir ve standart sapma (sigma) değerleriyle ifade edilir.

Statik analizden farklı olarak, yapının karşılaşılabileceği senaryolar baz alınır. Bu senaryolar, belirli standart sapma (sigma) değerleriyle ifade edilir. Sigma aralıkları, titreşim genliğinin istatistiksel olarak oluşma sıklığını belirtir. Örneğin, 1-sigma'nın toplam oluşma yüzdesi %68,3, 2-sigma'nın toplam oluşma yüzdesi %95,4 ve 3-sigma'nın toplam oluşma yüzdesi ise %99,73'tür. Bu olasılıklar, yapıların dayanıklılığını değerlendirmeye ve olası hasar veya başarısızlık noktalarını belirlemeye yardımcı olur.

Çalışma kapsamında gerçekleştirilen analizlerin sonuçları 3-sigma üzerinden paylaşılmıştır.

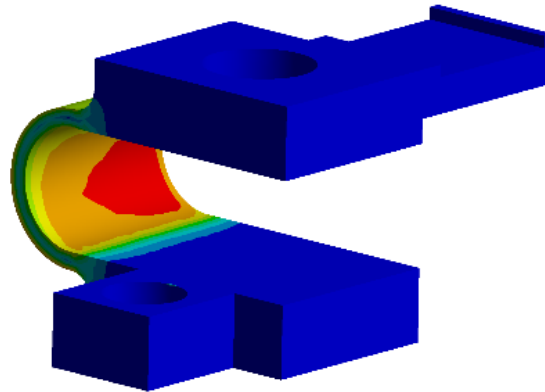
Sınır koşulları tanımlanırken küp uydu içerisinde esnek tutucu ayağın tabla üzerine sabitlemesi cıvata ile yapılacağı için cıvata gövdesinin geçeceği delik yüzeylerinden 3 eksende öteleme (3 dof – degree of freedom) hareket kısıtlaması yapılmıştır. Yapılan modal analiz tabanında PSD G rastsal titreşim yükleri yapıya X, Y ve Z doğrultularında 120 saniye boyunca uygulanmıştır. Yükler titreşime maruz kalacağı sabitleme bölgesinden uygulanmıştır.

Tablo 3.5: Rastgele titreşim testi seviyeleri.

Eksen	Frekans(Hz)	Seviye	Toplam	Süre
X,Y,Z	20	$0,026 \text{ g}^2/\text{Hz}$	14,1 g RMS	2 dak/eksen
	20-50	+6 dB/oktav		
	50-800	$0,16 \text{ g}^2/\text{Hz}$		
	800-2000	-6 dB/oktav		
	2000	$0,026 \text{ g}^2/\text{Hz}$		

L: Random Vibration X
Equivalent Stress
Type: Equivalent Stress
Scale Factor Value: 3 Sigma
Probability: 99,73 %
Unit: MPa
Time: 0 s
2.06.2024 22:14

16,987 Max
15,1
13,212
11,325
9,4375
7,5502
5,6628
3,7754
1,888
0,00057278 Min

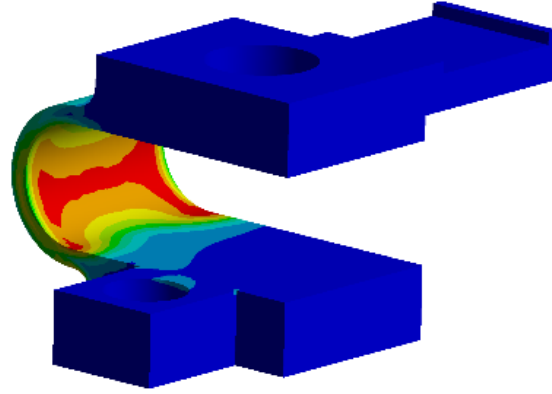


0,000 2,500 5,000 7,500 10,000 (mm)

Şekil 3.32: X eksen 3-sigma eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği.

M: Random Vibration Y
Equivalent Stress
Type: Equivalent Stress
Scale Factor Value: 3 Sigma
Probability: 99,73 %
Unit: MPa
Time: 0 s
2.06.2024 22:54

19,394 Max
17,739
15,184
12,909
10,775
8,5197
6,465
4,5102
2,1554
0,00067388 Min

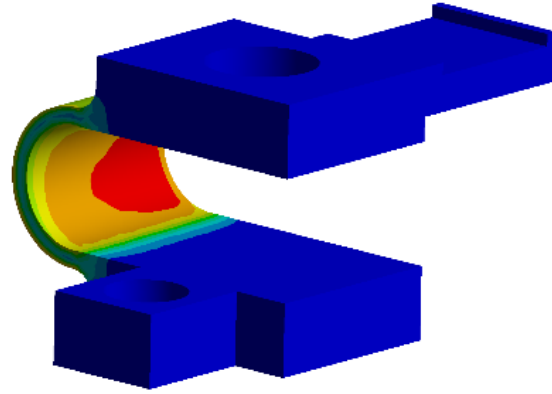


0,000 2,500 5,000 7,500 10,000 (mm)

Şekil 3.33: Y eksenli 3-sigma eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği.

N: Random Vibration Z
Equivalent Stress
Type: Equivalent Stress
Scale Factor Value: 3 Sigma
Probability: 99,73 %
Unit: MPa
Time: 0 s
2.06.2024 22:55

28,666 Max
25,481
22,296
19,111
15,926
12,741
9,556
6,371
3,186
0,00095714 Min



0,000 2,500 5,000 7,500 10,000 (mm)

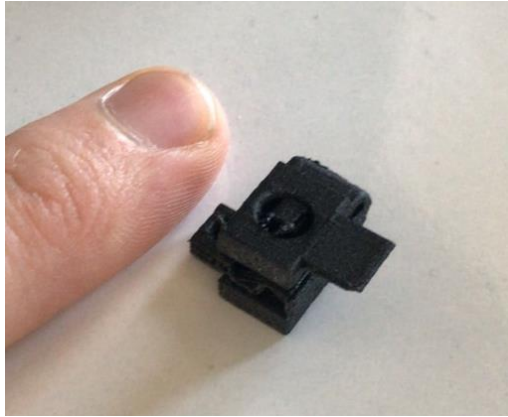
Şekil 3.34: Z eksenli 3-sigma eşdeğer Von-Mises gerilme grafiği.

Esnek tutucu ayağın akma noktası 470 MPa. 120 saniye boyunca yüke maruz kaldıktan sonra 3-sigma gerilme grafiklerinde C formunun olduğu bölgede maksimum Z ekseninde 28,6 MPa gerilme gözlemleniyor (Şekil 3.34). Uygulanan yükler sonucunda parçada meydana gelen gerilmelerin oldukça düşük ve yapının güvenli tolerans aralığında kaldığı görülmüştür. Bu nedenle hasar grafiği paylaşımı yapılmamıştır.

4. OPTİK HİZALAMA ÜNİTESİ ESNEK TUTUCU AYAK ÜRETİM VE DENEYSEL TEST AŞAMALARI

4.1. Üretim Yöntemi

Tasarımı ve sonlu elemanlar analizi tamamlanan esnek tutucu ayağın eksikleri ve problemleri daha iyi tespit edebilmek için 3DPrinter ile prototip üretimleri gerçekleştirildi (Şekil 4.1). Bazen CAD veya FEA ile ilgili bir sorun olmasa bile, tasarımda gözden kaçan yerler olabiliyor. Parçanın kendisinde veya montaj esnasında problemler yaşanabiliyor. Bu nedenle projede öncelikle 3Dprinter yöntemiyle hızlı bir prototipleme gerçekleştirildi.

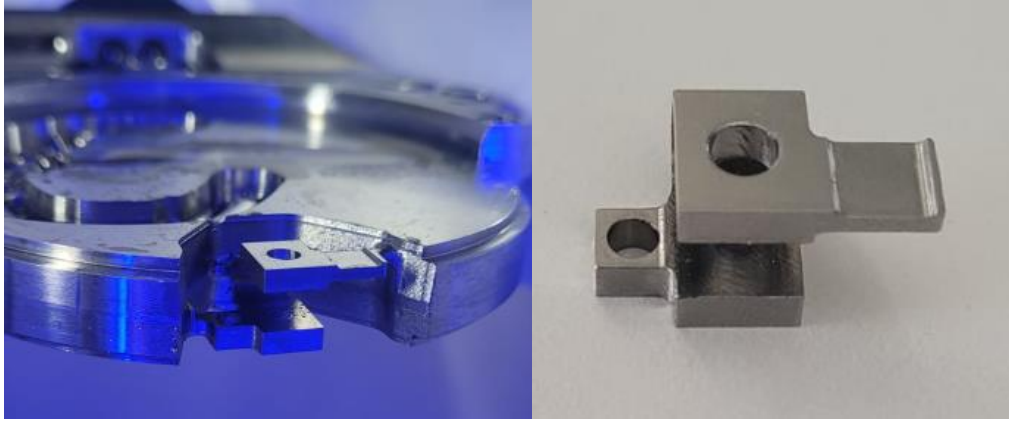


Şekil 4.1: 3 dprinter ile üretilen prototip.

Tasarımı, malzeme seçimi, yapısal ve termal analizleri yapılan parçaların üretiminde talaşlı imalat yöntemi tercih edilmiştir. Talaşlı imalat yönteminde üretimden kaynaklanabilecek hataları minimuma indirebilmek, düşük tolerans aralıklarında çalışabilmek ve yüksek hassasiyetli yüzeyler elde edebilmek için doğru üretim metodu ve makine tercihinin yüksek önem verildi. Alüminyum parçanın ebatları referans alındığında dental sektörde yoğun olarak tercih edilen masaüstü 5 eksen CNC makine tercihinde bulunuldu. Parçaların CNC’de işlenmesi için HYPERMILL CAM yazılımı kullanıldı. REDON (Şekil 4.2) marka 5 eksen masaüstü CNC’ de frezeleme işlemleri gerçekleştirildi.



Şekil 4.2: Dental masaüstü 5 eksen CNC.

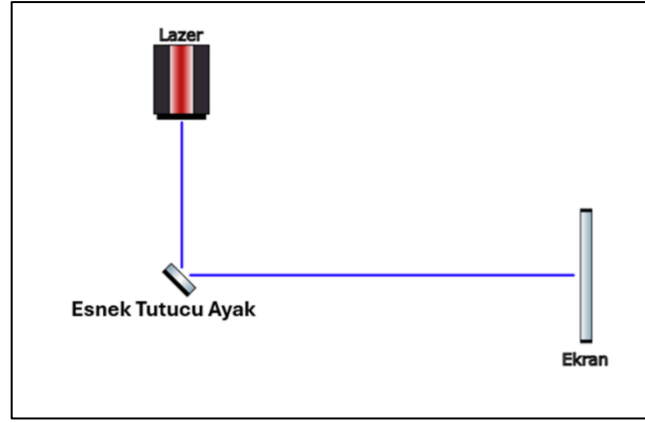


Şekil 4.3: Alüminyum blok ve parçanın işlenmiş hali.

4.2. Deneysel Test Sonuçları

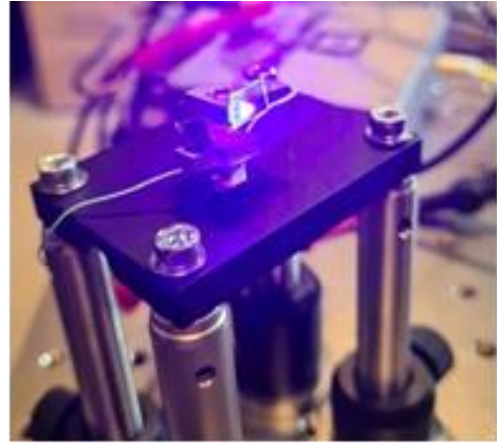
4.2.1. Esnek Tutucu Ayak Mukavemet Analizi

Akma noktası deneysel testlerini gerçekleştirirken, esnek tutucu ayağa bir dikroik ayna yerleştirilmiştir. Yerleştirilen aynadan yansıyan lazer ışınının ekran üzerindeki yer değiştirmesi ve başlangıç noktasına geri dönüşü incelenmiştir (Şekil 4.4).



Şekil 4.4: Test düzeneği şeması.

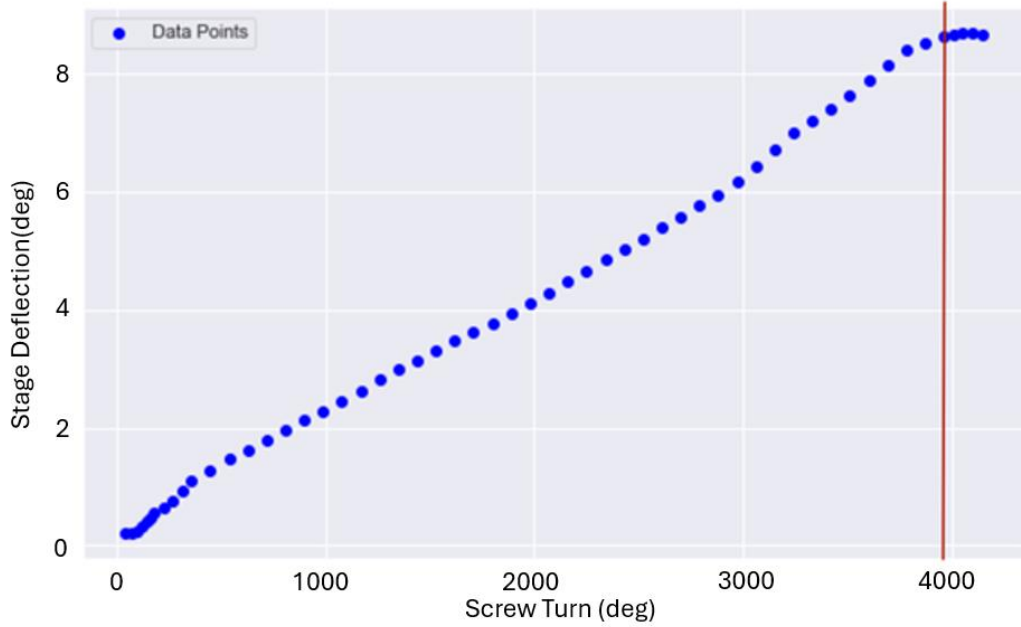
İlk olarak, esnek tutucu ayağa yerleştirilen dikroik aynadan (Şekil 4.5) yansıyan ışının konumu sabitlenir. Ardından, Kozak ayar vidasının sıkma aşamasına geçilir. Her seferinde vida, yarım tur (180°) döndürölüp başlangıç noktasına geri getirilir. Daha hassas sonuçlar elde edebilmek için sonlara doğru Kozak ayar vidası, yarım tur döndürölmesinin ardından çeyrek tur (90°) döndürölerek tekrar başlangıç noktasına geri getirilir. Bu şekilde ışının başlangıç noktasına dönüp dönmediği gözlemlenir. Işının başlangıç noktasına dönemediği tur sayısı ve açısı, plastik rejime geçiş noktası olarak belirlenir.



Şekil 4.5: Dikroik ayna-hassas tutucu ayak.

Açı sonuç grafiği (Şekil 4.6), parçanın plastik bölgeye geçtiği değerin belirlendiği deneysel statik testin sonuçlarını göstermektedir. Akma noktası, esnek tutucu ayağın lineer davranış göstermeyi bırakana kadar vidanın ardışık turlarla sıkılması sonucu belirlendi.

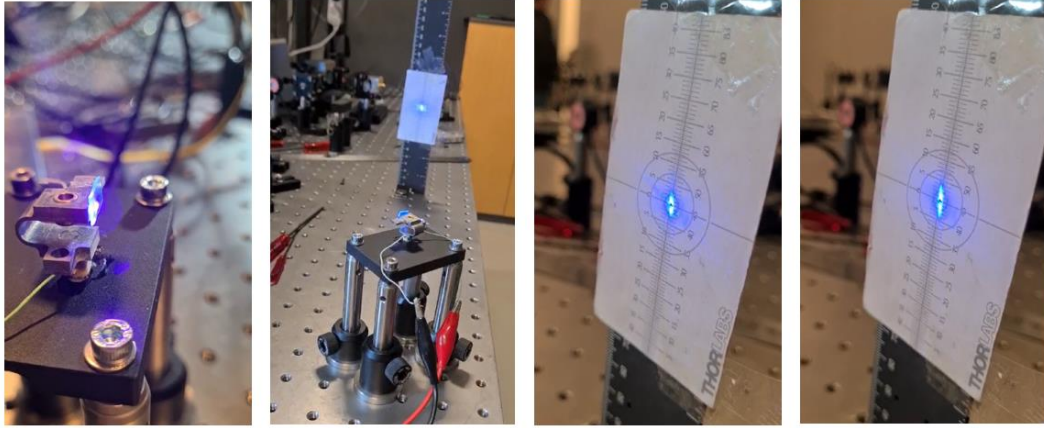
11 tur (3960°) sonrasında başlangıç noktasına dönüldüğünde ışının konumunda sapma olduğu ve başlangıç noktasına dönmediği gözlemlendi. Bu, esnek tutucu ayağın plastik rejime geçtiğini gösterdi. Bu değerler, sistemi hizalamak için gereken 1,2° hassasiyet aralığını fazlasıyla sağlamaktadır.



Şekil 4.6: Açı sonuç grafiği.

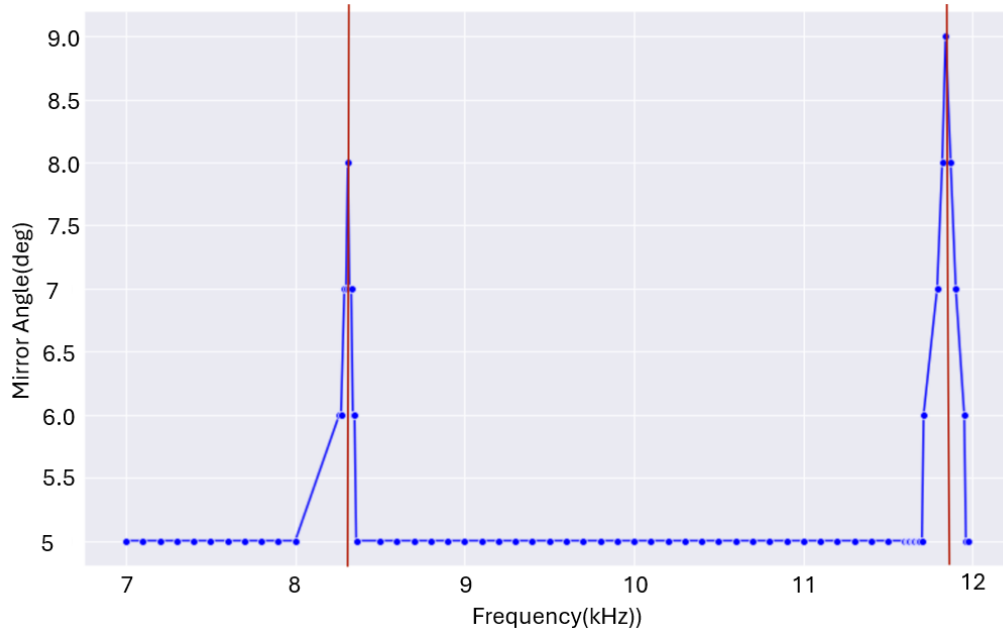
4.2.2. Esnek Tutucu Ayak Rezonans Testi

Rezonans testlerinde, hassas ayna tutucunun altına yerleştirdiğimiz piezo elektrik motor ile esnek tutucu ayağın hangi frekansta ne kadar titreştiğini gözlemlemeyi amaçladık. Rezonans frekansında oluşan yüksek genlikli titreşim hareketi, insan gözünün algılayamayacağı hızlarda gerçekleştiğinden, ekranda görülen lazer ışını boyuna uzuyormuş gibi görünmektedir. Yansıyan ışının ekran üzerinde kapladığı alan, rezonans frekansında titreştiği zaman büyüyor ve ardından eski boyutuna geri dönüyor.



Şekil 4.7: Test düzeneği çalışma ortamı rezonans testi.

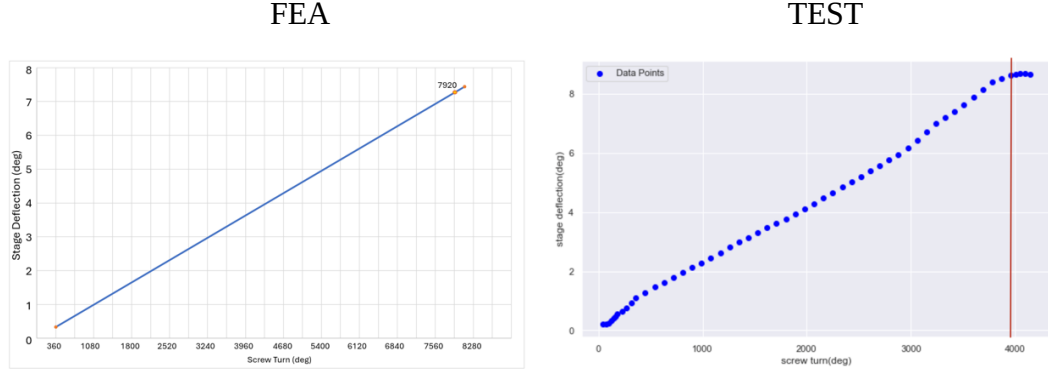
Tutucunun titreşim yüklerine dayanıklılığını test etmek için yapılan rezonans testinde, esnek tutucu parçanın 8 kHz ve 12 kHz frekanslarında rezonansa girdiği görülmüştür (**Şekil 4.8**). Bu frekanslarda genlikler pik yapmıştır. Hedeflenen 2 kHz frekansına kadar olan bantta herhangi bir rezonans tespit edilmemiştir.



Şekil 4.8: Rezonans testi.

5. SONUÇLAR VE YORUMLAR

5.1. Statik Analiz FEA ve Test Sonuçlarının Karşılaştırılması



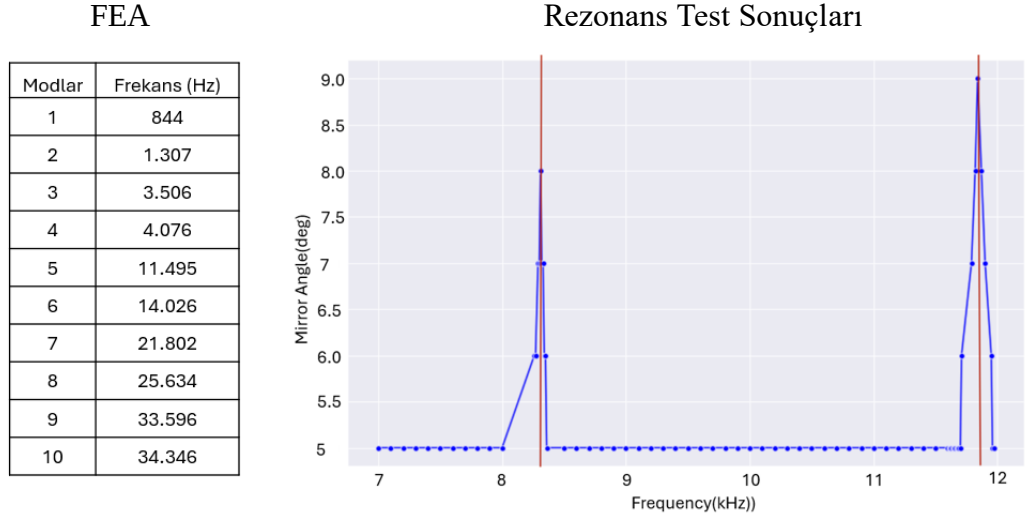
Şekil 5.1: Doğrusal statik analiz-açı sonuç grafikleri.

Şekil 5.1' de daha önce detaylı bir şekilde paylaşılan sonlu elemanlar analizi (FEA) ve deneysel test sonuçlarını gösteren grafikler bir arada yer almaktadır. Sonlu elemanlar analizi sonucuna göre, Kozak vida maksimum 22 tam tur döndürüldüğünde parça 7,44 derecede akma noktasına ulaşmıştır. Deneysel test sonuçlarına göre ise, vida maksimum 11 tam tur döndürüldüğünde parça 8,20 derecede akma noktasına ulaşmıştır.

Proje kapsamında ihtiyaç duyulan açı ortalama 1,2 derecedir. Esnek tutucu ayağın en az iki kat güvenli olması için parçanın 2,4 derece açı yapabilmesi gerekmektedir. Sonlu elemanlar analizi ve test sonuçlarını karşılaştırdığımızda, esnek tutucu ayağın akma noktasına sırasıyla 7,44 ve 8,20 derecelerde ulaştığı görülmüştür. Esnek tutucu ayağın ortalama 5-6 kat güvenli olduğu anlaşılmaktadır. FEA ve test sonuçları arasında 0,8 derecelik bir sapma görülmüştür.

Sonlu elemanlar analizinde Kozak vidasını sabit kabul ediyoruz. Ancak deneysel test düzeneğinde, vidanın safır plakaya değdiği temas noktasının değiştiğini fark ettik. Bu değişim nedeniyle vidanın bir turda testte daha fazla açı yaptığı öngörülmektedir. Bu nedenle, deneysel sonuçların referans alınarak ilerlenmesi önerilmektedir.

5.2. Modal Analiz FEA ve Test Sonuçlarının Karşılaştırılması



Şekil 5.2: Rezonans testi-titreşim modları.

Modal analiz test sonuçlarına göre, parçanın 8 kHz ve 12 kHz frekanslarında rezonansa girdiği tespit edilmiştir. Sonlu elemanlar analizi sonuçlarına göre ise, sadece 12 kHz rezonans frekansı bulunmuştur. 8 kHz rezonans frekansını gözlemleyebilmek için çözüm mod sayısı artırılmalıdır. Örneğin, mod sayısı 10'dan 100'lere çıkarılabilir. Bu tür yüksek mod sayısı çözümlerinde donanım kaynağı önemli bir rol oynamaktadır.

Bu çalışmalar, 16 GB RAM kapasiteli kişisel bir dizüstü bilgisayar kullanılarak gerçekleştirilmiş olup, maksimum 10 mod çözülebilmektedir. Daha fazla düğüm noktası içeren yapılarda Mod sayısını artırmak için daha yüksek bellek kapasitesine ihtiyaç duyulmaktadır.

5.3. Yorumlar

Bu tezde Kuant-Üs projesinde optik ünite içinde bulunan açısal hizalama için kritik öneme sahip esnek tutucu ayak parçanın modellenmesi ve analizi yapıldı. Laboratuvar ortamında kullanılan Mirror Mount olarak adlandırılan ürünün çalışma modeli incelenmiş, uzay görevinde küp uydu içinde bu görevi gerçekleştirebilecek yeni bir ürün ortaya konulmuştur. Sınırlı çalışma alanı, uzay ortam şartları, fırlatma koşulları ürün yapısını tasarlarken ana belirleyici unsurlar olmuştur.

Laboratuvar ortamında kullanılan ürüne farklı bir yaklaşım getirerek, tüm gereksinimleri karşılamayı amaçladık. Tasarlanan ürünün küp uydu bünyesinde maruz kalacağı durumlara karşı beklentileri karşılayabilmesi için yapısal ve termal analizler yapıldı. Ayrıca laboratuvar ortamında hazırlanan test düzeneği ile bilgisayar ortamında sonlu elemanlar analizi yöntemiyle elde edilen sonuçların karşılaştırması yapıldı.

Analiz ve test sonuçlarına istinaden tasarlanan esnek tutucu ayağın proje mevcut isterlerini karşıladığı görüldü. Projenin bütünü ya da tasarımda olabilecek revizyonlara bağlı olarak esnek tutucu ayak modellemesinde de yapılabilecek revizeler ile model kullanılabilir olabilir.

Bu çalışmada laboratuvar ortamında kullanılan bir deney ekipmanına küp uydu faydalı yükü içinde kullanılabilecek alternatif ürün geliştirilmesine çalışıldı. Esnek tutucu ayak, uydu tabanlı kuantum optik çalışmaları dışında, hassas açı kontrolü ve yüksek stabilite gerektiren benzer hassas uygulamalar içinde öngörülebilir olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Helvajian, (2008), "Small Satellites: Past, Present, and Future ", Aerospace Press.
- [2] CalPoly, (2014), "CubeSat Design Specification Rev. 13, The CubeSat Program", CalPoly San Luis Obispo.
- [3] Poghosyan, A., (2017). CubeSat evolution: Analyzing CubeSat capabilities for conducting science. *Progress in Aerospace Sciences*, 88, 59-83.
- [4] Robert, B., Xueliang, B., Edward, T. C., Yue, C. T., Kadir, D., Aitor, V. Z., James, A. G., Daniel, K. L., Alexander, L., (2016), Nanosatellite experiments to enable future space-based QKD missions. *EPJ Quantum Technology*, 3, 12.
- [5] Web 1, (2024), <https://images.app.goo.gl/wEcUssHQ36r5F4DG7>, (Erişim Tarihi: 14/05/2024).
- [6] Web 2, (2024), https://www.thorlabs.com/newgrouppage9.cfm?objectgroup_id=1492_, (Erişim Tarihi: 14/05/2024).
- [7] Web 3, (2024), <https://kozakmicro.com/products/tsbm3-05-8-5>, (Erişim Tarihi: 14/05/2024).
- [8] Web 4, (2024), https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4f19a42be94546b686bbf43f79c51b7d&ckck=1_, (Erişim Tarihi: 15/01/2024).
- [9] European Space Agency for Space Standardization, (2002), "Space Engineering" (ECSS-E-10-03A).
- [10] Anas Lahrichi, (2017), "Heat Transfer Modeling and Simulation of Masat1".
- [11] Dlnh, (2012), "Thermal modeling of Nanosat", San Jose State University.
- [12] Aalborg University, "AAU cubesat", <http://www.space.aau.dk/cubesat/>, 2013, Erişim Tarihi: 15/01/2024.
- [13] "Quasi-static Analysis". In: MIT Knowledge Base (2017), <https://abaqusdocs.mit.edu/2017/English/SIMACAEANLRefMap/simaanl-c-visco.htm>. Erişim Tarihi: 15/01/2024.
- [14] "Space engineering, Spacecraft mechanical loads and analysis handbook". In: ESA requirements and standards division, ESTEC, Netherlands (2013), <https://ecss.nl/hbstms/ecss-e-hb-32-26a-spacecraft-mechanical-loads-analysis-handbook/>. Erişim Tarihi: 15/01/2024.
- [15] Likitha Thimmaraju Girijadevi, (2023), "Vibration Analysis and Testing of a 6U Cubesat Propulsion System".
- [16] Sven G., (2017), "Project Manager MIST Satellite" "Yüksek Lisans Tezi.

- [17] C.A.J. Knight”. (2019), <https://openresearch.surrey.ac.uk/esploro/outputs/doctoral/More-Representative-Spacecraft-Random-Vibration-Testing/99515241002346>. Erişim Tarihi: 15/01/2024.
- [18] ESTEC, (2013), <https://ecss.nl/hbstms/ecss-e-hb-32-26a-spacecraft-mechanical-loads-analysis-handbook/>. Erişim Tarihi: 15/01/2024.
- [19] ESTEC, (2022), “Space Engineering: Testing”. ESA Requirements and Standards Division, Netherlands.
- [20] “Random vibration testing. John Van Baren”. In: (2020), <https://vibrationresearch.com/resources/what-is-random-vibration-testing/>. Erişim Tarihi: 15/01/2024
- [21] Miles Equation, (2001), <https://femci.gsfc.nasa.gov/random/MilesEqn.html>. Erişim Tarihi: 15/01/2024.

ÖZGEÇMİŞ

Yusuf Ziya KOÇMAR, 2002 yılında başladığı Afyon Kocatepe Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü 2007 yılında tamamlayarak aynı yıl yüksek lisans eğitimine Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında başladı. Kişisel sebepler nedeniyle tez aşamasında ara vermek zorunda kaldığı yüksek lisans eğitimine 2022 yılında Gebze Teknik Üniversitesi öğrencisi olarak tekrar başladı. 2017 yılından bu yana Armada Yazılım A.Ş. firmasında aktif olarak çalışmaktadır. Güncel görevi Satış Sonrası Hizmetler Müdürü' dür.

TEZ ÇALIŞMASI KAPSAMINDA YAPILAN YAYINLAR

Bedir, F., Koçmar Y. Z., Aslan F. E., Çakıcı İ., (2024), “Uydu Tabanlı Kuantum Anahtar Dağıtımı Faydalı Yüğü”, International Scientific Research And Innovation Congress, 485-486, Ankara, Türkiye, 5-6 Haziran.