

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**GAZ TÜRBİNLİ HAVACILIK MOTORLARINDA SİNCAP KAFES YAPISININ  
EKSENEL YÜK KAPASİTESİ HESAPLARININ GERÇEKLEŞTİRİLMESİ VE  
YÜKLEME TESTİ İLE SONUÇLARIN DOĞRULANMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Gökhan PARLAK**

**Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı**

**HAZİRAN 2022**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**GAZ TÜRBİNLİ HAVACILIK MOTORLARINDA SİNCAP KAFES YAPISININ  
EKSENEL YÜK KAPASİTESİ HESAPLARININ GERÇEKLEŞTİRİLMESİ VE  
YÜKLEME TESTİ İLE SONUÇLARIN DOĞRULANMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Gökhan PARLAK  
(51181119)**

**Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Vedat Ziya DOĞAN**

**HAZİRAN 2022**



İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 511181119 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Gökhan PARLAK, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "GAZ TÜRBİNLİ HAVACILIK MOTORLARINDA SİNCAP KAFES YAPISININ EKSENEL YÜK KAPASİTESİ HESAPLARININ GERÇEKLEŞTİRİLMESİ VE YÜKLEME TESTİ İLE SONUÇLARIN DOĞRULANMASI" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :**     **Prof. Dr. Vedat Ziya DOĞAN**     .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :**       **Prof. Dr. Halit Süleyman TÜRKMEN**     .....  
İstanbul Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. Erol UZAL**     .....  
İstanbul Üniversitesi

**Teslim Tarihi**         **: 03 Haziran 2022**  
**Savunma Tarihi**       **: 28 Haziran 2022**





*Vatana,*



## ÖNSÖZ

Mekanik sistemlerde yapının doğal frekansı ile yapı üzerindeki yüklerin tahrik frekansının eşleştiği durumlarda rezonans gözlemlenmektedir. Gaz türbinli havacılık motorlarında da rotor modülünün operasyon zarfı içerisinde rezonansa girmesini önlemek amacıyla rulman mesnet yuvalarında sincap kafesi adı verilen düşük katılık değerine sahip esnek yapılar kullanılmaktadır. Bu yapılar aynı zamanda eksenel ve radyal rulman yüklerine maruz kaldığı için operasyon esnasında plastik deformasyona uğrayıp kırılabilir veya yüksek eksenel yüklerden dolayı burkulma hata modu gözlemlenebilir.

Bu tez çalışmasında gaz türbinli havacılık motorlarında kullanılan sincap kafesi yapılarının eksenel yük altında davranışının sonlu elemanlar yöntemi ile inceleyip parça seviyesi eksenel yükleme testleri ile sonlu elemanlar yönteminden elde edilen sonuçların karşılaştırılması amaçlanmıştır.

Tez çalışmam boyunca bilgi birikimi ile bana yol gösteren ve destek veren danışmanım sayın Prof. Dr. Vedat Ziya DOĞAN'a; hayatımın büyük bir bölümünde yanımda bulunarak her konuda destekçim olan ve yüksek lisans eğitimimde yolumu gözleyerek beni evlerinde ağırlayan biricik dostlarım Elif ve Batuhan TOMA'ya; yalnızca tez sürecime değil tüm zamanlarda hayatıma değer katan biricik eşim Buket PARLAK'a; şu anda da görevimi tutkuyla sürdürdüğüm ve tez çalışmam boyunca desteğini esirgemeyen iş yerim TUSAŞ MOTOR SANAYİİ A.Ş.'ye ve katkısı olan tüm çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca hayatım boyunca arkamda durduğuna ve duracağını inandığım en büyük destekçilerim olan aileme hayatımın tüm süreçleri için çok teşekkür ederim.

Haziran 2022

Gökhan PARLAK  
(Havacılık ve Uzay Mühendisi)



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER .....	ix
SEMBOLLER .....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY .....	xix
<b>1. GİRİŞ.....</b>	<b>1</b>
1.1 Çalışmanın Amacı ve Kapsamı .....	2
1.2 Literatür Araştırması .....	2
1.3 Tezin İçeriği .....	7
<b>2. GAZ TÜRBİNLİ HAVACILIK MOTORLARI VE HAVACILIK MOTORLARINDA SİNCAP KAFES KULLANIMI .....</b>	<b>9</b>
2.1 Gaz Türbinli Havacılık Motorları .....	9
2.2 Gaz Türbinli Havacılık Motorlarında Sincap Kafes Kullanımı .....	12
<b>3. SİNCAP KAFES TASARIMI .....</b>	<b>17</b>
<b>4. ANALİZ YÖNTEMLERİ.....</b>	<b>23</b>
4.1 Statik Analiz.....	23
4.1.1 Katılık doğrulama analizi.....	24
4.1.2 Elastik-plastik dayanım analizi .....	24
4.2 Burkulma Hesaplamaları .....	25
4.2.1 Burkulma Teorisi .....	25
4.2.2 Öz Değer Burkulma Analizi .....	29
<b>5. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ.....</b>	<b>31</b>
5.1 Kullanılan Analiz Yazılımının Tanıtımı .....	31
5.2 Analiz Modeli.....	31
5.2.1 Radyal katılık doğrulaması analiz modeli .....	31
5.2.2 Öz değer burkulma analiz modeli .....	34
5.2.3 Elastik plastik dayanım analiz modeli .....	36
5.3 Analiz Sonuçları .....	41
5.3.1 Radyal katılık doğrulaması analiz sonuçları .....	41
5.3.2 Öz değer burkulma analiz sonuçları .....	42
5.3.3 Elastik plastik dayanım analiz sonuçları .....	44
<b>6. TESTLER .....</b>	<b>47</b>
6.1 Test Sistem Tanıtımı .....	47
6.2 Test Prosedürü.....	52
6.3 Test Sonuçları.....	53
<b>7. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME .....</b>	<b>59</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>61</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>63</b>



## SEMBOLLER

<b>k</b>	: Radyal katılık
<b>E</b>	: Elastisite modülü
<b>N</b>	: Kiriş sayısı
<b>h</b>	: Kirişlerin kalınlığı
<b>b</b>	: Kirişlerin genişliği
<b>L</b>	: Kirişlerin uzunluğu
<b>[M]</b>	: Kütle matrisi
<b>{<math>\ddot{u}</math>}</b>	: İvme vektörü
<b>[C]</b>	: Sönümlenme matrisi
<b>{<math>\dot{u}</math>}</b>	: Hız vektörü
<b>[K]</b>	: Direngenlik matrisi
<b>{<math>u</math>}</b>	: deplasman vektörü
<b>{F}</b>	: Yük vektörü
<b>x</b>	: Yer değiştirme



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

Çizelge 3.1 : Benzer radyal katılık değerine sahip sincap kafes boyutlandırması.....	21
Çizelge 5.1 : Öz değer burkulma analizi yük katsayıları.....	44
Çizelge 5.2 : Elastik plastik dayanım analizi – yakınsayan son yükleme değeri. ....	45
Çizelge 6.1 : Test prosedürü. ....	52
Çizelge 6.2 : Numune 1'in yükleme profili ve aktüatör deformasyon ölçümü. ....	54
Çizelge 6.3 : Numune 2'nin yükleme profili ve aktüatör deformasyon ölçümü. ....	55



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1 : Turbojet motoru kullanılan ilk hava aracı Heinkel He 178.....	3
Şekil 1.2 : Endüstriyel Gaz Türbini geliştirme faaliyetlerine katkı sağlayan insanlar.	3
Şekil 1.3 : Gaz türbinli motorların gelişim süreci.....	4
Şekil 1.4 : Rulman teknolojisi gelişim süreci. ....	5
Şekil 1.5 : Elastisite konusunda çalışma yapan önemli kişiler. ....	6
Şekil 1.6 : Kiriş teorisi konusunda çalışma yapan önemli kişiler.....	6
Şekil 1.7 : Hiperstatik yapılar konusunda çalışma yapan önemli kişiler. ....	6
Şekil 2.1 : Turbojet motoru konsept gösterimi (Turbojet, 2022).....	9
Şekil 2.2 : Turbofan motoru konsept gösterimi (Turbofan, 2022). ....	10
Şekil 2.3 : Turboşaft motoru konsept gösterimi (Turboshaft, 2022). ....	11
Şekil 2.4 : Turboprop motoru konsept gösterimi (Turboprop, 2022).....	11
Şekil 2.5 : Campbell grafiği (Kurz ve Brun 2019). ....	12
Şekil 2.6 : Sincap kafes unsurları. ....	13
Şekil 2.7 : T700 motoru sincap kafes kullanım örneği (Duffy, R. J. ve Shattuck, B. F., 1975). ....	14
Şekil 2.8 : Sincap kafes flanşlı rulman ile kullanım örneği (Leontiev ve Tereshko, 2013). ....	14
Şekil 2.9 : Sincap kafes bilyalı rulman ile kullanım örneği (Anonim, t.y.).....	14
Şekil 2.10 : Entegre sincap kafes kullanım örneği (Ball and roller bearings, t.y.)...	15
Şekil 3.1 : Sincap kafesi tasarım parametre unsurları.....	17
Şekil 3.2 : Sincap kafesi tasarım parametre unsurları.....	18
Şekil 3.3 : Sincap kafes parçası deformasyon gösterimi ....	18
Şekil 3.4 : Sincap kafesindeki kirişlerin rotasyon yönündeki pozisyonları.....	19
Şekil 4.1 : Burkulma hata modu deformasyonu a) yapı karalı iken b) yapının kararlılığı bozulduğunda. ....	25
Şekil 4.2 : Kararlılığı bozulan kiriş yapısının serbest cisim diyagramı a) tüm yapı b) kısmi yapı. ....	26
Şekil 4.3 : Sınır koşullarına göre efektif uzunluk değerleri a) bir uç serbest, bir uç ankastre mesnet b) her iki uç pimli bağlantı c) bir uç pimli bir uç ankastre mesnet bağlantılı d) her iki uç ankastre mesnet bağlantılı. ....	28
Şekil 5.1 : Katılık doğrulama modeli eleman ağı. ....	32
Şekil 5.2 : Eleman ağı detay görünüş. ....	32
Şekil 5.3 : Sincap kafes flanş mesnetlemesi - ön yüzey. ....	32
Şekil 5.4 : Sincap kafes flanş mesnetlemesi - arka yüzey. ....	33
Şekil 5.5 : Sincap kafes flanş mesnetlemesi - dış çap.....	33
Şekil 5.6 : Rulman oturma yüzeyinde deforme olabilir uzak nokta ile radyal yük uygulaması. ....	34
Şekil 5.7 : Rulman dayanma yüzeyine deforme olabilir uzak nokta bağlantısı ile eksenel yük uygulaması. ....	35
Şekil 5.8 : Rulman oturma yüzeyinde deforme olabilir uzak nokta bağlantısı ile yer değiştirme uygulaması. ....	35

<b>Şekil 5.9</b> : Elastik plastik dayanım analiz modeli - yapı geometrisi.....	<b>36</b>
<b>Şekil 5.10</b> : Elastik plastik dayanım analiz modeli - geometri kesit görünüşü.....	<b>37</b>
<b>Şekil 5.11</b> : Elastik plastik dayanım analiz modeli - eleman ağı kesit görünüşü.....	<b>37</b>
<b>Şekil 5.12</b> : Elastik plastik dayanım analiz modeli - eleman ağı detay görünüşü.....	<b>38</b>
<b>Şekil 5.13</b> : Elastik plastik dayanım analiz modeli – rulman dayanma yüzeyi uzak nokta bağlantısı ile aksenal yük uygulaması. ....	<b>38</b>
<b>Şekil 5.14</b> : Elastik plastik dayanım analiz modeli - yüzey sınır koşulu. ....	<b>39</b>
<b>Şekil 5.15</b> : Elastik plastik dayanım analiz modeli – cıvata ara yüzü sınır koşulu. ....	<b>39</b>
<b>Şekil 5.16</b> : Elastik plastik dayanım analiz modeli - bağlantı cıvataları önyükleme uygulaması. ....	<b>40</b>
<b>Şekil 5.17</b> : Elastik plastik dayanım analiz modeli - ara yüz temas tanımlamaları. ..	<b>40</b>
<b>Şekil 5.18</b> : Radyal katılık doğrulama analizi - y yönündeki radyal deformasyon....	<b>42</b>
<b>Şekil 5.19</b> : Öz değer burkulma analizi 1. mod. ....	<b>42</b>
<b>Şekil 5.20</b> : Öz değer burkulma analizi 2. mod. ....	<b>43</b>
<b>Şekil 5.21</b> : Öz değer burkulma analizi 3. mod. ....	<b>43</b>
<b>Şekil 5.22</b> : Elastik plastik dayanım analizi - çözüm adımlarının yakınsaması.....	<b>44</b>
<b>Şekil 5.23</b> : 51,47 kN yükleme durumundaki maksimum deformasyon. ....	<b>45</b>
<b>Şekil 5.24</b> : 51,47 kN yükleme durumundaki maksimum eş değer gerilme. ....	<b>46</b>
<b>Şekil 6.1</b> : Test konsept gösterimi.....	<b>47</b>
<b>Şekil 6.2</b> : Test düzeneği üç boyutlu modellenmesi. ....	<b>48</b>
<b>Şekil 6.3</b> : Test düzeneği ana ekipmanlar. ....	<b>48</b>
<b>Şekil 6.4</b> : Birinci sincap kafes test numunesi. ....	<b>50</b>
<b>Şekil 6.5</b> : İkinci sincap kafes test numunesi. ....	<b>50</b>
<b>Şekil 6.6</b> : Montajı tamamlanmış test yapısı.....	<b>51</b>
<b>Şekil 6.7</b> : Komperatör yerleşimi ve numaralandırması. ....	<b>51</b>
<b>Şekil 6.8</b> : Bilye ve kılavuz pimleri. ....	<b>52</b>
<b>Şekil 6.9</b> : Numune 1'in yükleme profili. ....	<b>53</b>
<b>Şekil 6.10</b> : Numune 1'in aktüatör deformasyon ölçümü.....	<b>53</b>
<b>Şekil 6.11</b> : Numune 2'nin yükleme profili ve aktüatör deformasyon ölçümü. ....	<b>54</b>
<b>Şekil 6.12</b> : Birinci sincap kafes test numunesi hasar durumunun üstten görünüşü..	<b>55</b>
<b>Şekil 6.13</b> : Birinci sincap kafes test numunesi hasar durumunun önden görünüşü...	<b>56</b>
<b>Şekil 6.14</b> : İkinci sincap kafes test numunesi hasar durumunun arkadan görünüşü..	<b>56</b>
<b>Şekil 6.15</b> : İkinci sincap kafes test numunesi hasar durumunun çapraz görünüşü. ....	<b>57</b>

# GAZ TÜRBLNĠ HAVACILIK MOTORLARINDA SİNCAP KAFES YAPISININ EKSENEL YÜK KAPASİTESİ HESAPLARININ GERÇEKLEŞTİRİLMESİ VE YÜKLEME TESTİ İLE SONUÇLARIN DOĞRULANMASI

## ÖZET

Havacılık platformlarında güç veya itki üretme amacıyla gaz türbinli motorlar yaygın olarak kullanılmaktadır. Havacılık platformlarında kullanılan gaz türbinli motorlar turbojet, turbofan, turboprop ve turboşaft olmak üzere dört farklı ana başlığa ayrılmaktadır. Gaz türbinli turbojet motorlar temelde kompresör, yanma odası ve türbin alt modüllerinden oluşan çekirdek motor olarak adlandırılan yapıyı içermektedir. Turbofan motorlarında bu çekirdek motora ilave olarak fan ve düşük basınç türbini, turboşaft motorlarında düşük basınç türbinleri ve turboprop motorlarında düşük basınç türbini, pervane ile pervane dişli kutusu yapıları bulunmaktadır.

Bir havacılık motoru ise temelde sabit ve döner parça gruplarından oluşmaktadır. Döner parça grubuna ait olan kompresör ve türbin modüllerinin şaftlar aracılığıyla bütünlüğü sağlanmakta ve bu şaft parçaları da ana şaft rulmanları tarafından mesnetlenmektedir.

Gaz türbinli motorlar gibi mekanik yapılarda yapının doğal frekansı ile yapıda oluşan harmonik yüklerin tahrik frekanslarında çakışma gözlemlenebilir ve yapının rezonansa girmesi sonucu şaftlar kırılabilen ve tüm yapıyı etkileyen boyutta hasarlar oluşabilmektedir. Yapıda oluşan harmonik yüklerin frekansı tamamen şaftın dönüş hızı ile ilişkilidir ve bu şaftın hızı performans isterlerinden dolayı değiştirilemeyeceği için oluşan yüklerin tahrik frekansı değiştirilememektedir. Doğal frekans ile tahrik frekansının çakışmasını önlemek için ise geriye yapının doğal frekansını değiştirme yöntemi kalmaktadır.

Bir yapının doğal frekansı temelde yapının ağırlığına ve direngenliğine bağlıdır. Havacılık yapılarında ağırlık hem platform hem de motor için çok önemli bir tasarım kriteri olduğu için yapının doğal frekansının değiştirilmesi için en uygun çözüm yöntemi yapının direngenliğini değiştirmek olarak belirlenmiştir.

Havacılık motorlarında yapının direngenliğini değiştirmek için rulman mesnet noktalarında yüksek esnekliğe sahip sincap kafes parçaları kullanılmaktadır. Yüksek esnekliğe yani düşük radyal katılık değerine sahip bu sincap kafes parçaları sayesinde şaftların mesnet noktalarındaki radyal katılık değeri kolaylıkla ayarlanabilmekte ve rotor dinamik analizleri sonucu yapının çalışma aralığında rezonansın oluşumunun engellenmesi amacıyla belirlenen radyal katılık değeri bu parça ile kolaylıkla yapıya yansıtılabilmektedir.

Sincap kafes parçaları radyal katılık isterini kiriş adı verilen boşluklu yapıdaki tasarımları ile sağlamaktadır. Tasarlanan kiriş unsurları yapının geneline kıyasla düşük kesit alanına sahiptir. Sincap kafes parçaları aynı zamanda rulman yataklama elemanları oldukları için rulmana etkiyen tüm aksenal ve radyal yükleri taşıyıcı yapıya aktarmaktadır. Bu sebeple normal operasyon yüklerinin yanında kanatçık kopması gibi hasar senaryolarındaki yüksek yüklere de maruz kalmaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında maksimum 3250 N/mm radyal katılık isterine göre tasarlanmış bir sincap kafes parçasının katılık doğrulama ve elastik plastik analizleriyle beraber doğrusal olmayan öz değer burkulma analizleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar parça seviyesi yapılan yükleme test sonuçları ile kıyaslanmıştır.

Yapının ilk boyutlandırması el hesaplarına göre gerçekleştirildiği için basit bir statik analiz modeli ile yapının radyal katılık değeri doğrulanmıştır. Ardından elastik plastik dayanım analizleri ile yapıda kopma veya kırılmaların gerçekleşeceği aksenal yük limiti elde edilmiştir. Kiriş yapıları radyal katılık isterini sağlamak amacıyla ince ve uzun yapıda tasarlandığı için yapıda kırılma limitine ulaşılmadan burkulma hata modunun gerçekleşme ihtimali de bulunmaktadır. Bu sebepten dolayı statik elastik plastik analizlerinin ardından tasarlanmış olan parça için sincap kafes özelinde öz değer burkulma analizi gerçekleştirilmiştir.

Yapılan çalışmalarda 3250 N/mm veya daha düşük radyal katılık değerine sahip sincap kafesi için gerçekleştirilen elastik plastik dayanım analizleri sonucu parçada 51,47 kN ve öz değer burkulma analizleri sonucunda 135,15 kN aksenal yük kapasitesi tespit edilmiştir.

Sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilen analiz sonuçlarına göre öz değer burkulma analizinden elde edilen değer, elastik plastik analizinden elde edilen değerden yüksek olduğu için parça burkulma hata moduna girmeyecek ve 51,47 kN aksenal yüke maruz kaldığında parça malzemesinin maksimum çekme dayanım sınırı aşılacağı için parça kırılacaktır.

Parça seviyesi gerçekleştirilen aksenal yük taşıma kapasitesi testleri iki benzer numune ile gerçekleştirilmiş ve iki numunede 62,88 kN ve 60,87 kN mertebelerinde aksenal yük taşıma kapasitesi tespit edilmiştir. İki numune arasında aksenal yük taşıma kapasitesi arasında yaklaşık olarak %3,19 mertebesinde fark bulunmaktadır. Aynı ham malzeme kullanılarak üretilen bu sincap kafes test numuneleri arasında oluşan farkın ana sebebi parçaların imalat toleransları olduğu düşünülmektedir.

Analizlerden elde edilen aksenal dayanım limiti ile testlerden elde edilen aksenal yük taşıma kapasitesi arasında yaklaşık olarak %15,4 fark bulunmaktadır. Testlerde elde edilen sonuçların analiz sonuçlarından belirtilen oranda yüksek çıkmasının iki ana sebebi bulunmaktadır. Bunlardan birincisi analizlerde minimum dayanım özelliklerine sahip malzeme verilerinin kullanılmasıdır. Potansiyel ikinci sebep ise analiz modellerinde nominal boyutlara sahip sincap kafes modelinin kullanılması fakat testlerde imalat toleransları sebebiyle bir miktar daha kalın kiriş geometrilerinin kullanılabilmiş olma durumudur. Bu iki potansiyel sebep göz önünde bulundurulduğunda testlerde daha yüksek dayanım sonuçlarının elde edilmesi temellendirilebilmektedir.

Gelecekte ihtiyaç duyulabilecek tasarım iterasyonları veya yeni tasarımlar için dayanım analizleri sonuçlarının güvenlik katsayısının yüksek güvenilirliği olduğu sonucuna varılmış olup yapılacak tasarımlar için gerçekleştirilecek analizlerin bir test ile tekrardan doğrulama ihtiyacı olmadığı sonucuna varılmıştır.

# **DETERMINATION OF AXIAL LOAD CAPACITY OF SQUIRREL CAGE STRUCTURE ON GAS TURBINE ENGINES AND VERIFYING THE RESULTS BY A LOADING TEST**

## **SUMMARY**

Gas turbine engines are widely used in aviation platforms for power or thrust generation system. Gas turbine engines used in aviation platforms are divided into four main categories: turbojet, turbofan, turboprop and turboshaft. Gas turbine engines basically contain the so-called core engine, which consists of compressor, combustion chamber and turbine submodules. In addition to this core engine, there are fans and low-pressure turbines in turbofan engines, low pressure turbines in turboshaft engines, propeller and propeller gearbox structures in turboprop engines. An aviation gas turbine engine basically consists of static and rotating parts. The integrity of the compressor and turbine modules belonging to the rotating parts group is provided by the shafts, and these shaft parts are supported by the main shaft bearings.

In mechanical structures such as gas turbine engines, coincidence can be observed between the natural frequency of the structure and the driving frequencies of the harmonic loads formed in the structure, and as a result of the resonance of the structure, the shafts can break and damage may occur that affects the entire structure. The frequency of harmonic loads occurring in the structure is completely related to the rotation speed of the shaft, and since the speed of this shaft cannot be changed due to performance requirements, the excitation frequency of the unbalance loads cannot be changed. In order to avoid coincidence between the natural frequency and the excitation frequency, the most popular and easy method is changing the natural frequency of the structure.

The natural frequency of a structure basically depends on the weight and stiffness of the structure. Since weight is a very important design criterion for both the platform and the engine in aviation structures, the most appropriate solution method for changing the natural frequency of the structure has been determined as changing the stiffness of the structure.

In aviation engines, highly flexible squirrel cage parts are used at bearing support points to change the stiffness of the structure. Thanks to these squirrel cage parts, which have high flexibility, which means low radial stiffness, the radial stiffness value at the support points of the shafts can be easily adjusted and the radial stiffness value, which is determined as a result of rotor dynamic analysis in order to prevent the formation of resonance in the working range of the structure, can be easily reflected on the structure with this part.

Squirrel cage parts meet the radial stiffness requirement with their hollow structure called as beams also. The designed beam elements have a low cross-sectional area compared to the overall structure. Since the squirrel cage parts are also bearing elements, they transfer all axial and radial loads acting on the bearing to the carrier structure. For this reason, it is exposed to high loads in damage scenarios such as blade off, as well as normal operating loads.

Within the scope of this thesis study, nonlinear eigenvalue buckling analyzes, stiffness verification analysis and elastic plastic analyzes of a squirrel cage part designed according to the radial stiffness requirement of maximum 3250 N/mm has been performed and the results obtained were compared with the load test results at the piece level.

Since the initial dimensioning of the structure was carried out according to hand calculations, the radial stiffness value of the structure was verified with a simple static analysis model. Then, with the elastic plastic strength analysis, the axial load limit at which ruptures or fractures will occur in the structure was obtained. Since the beam structures are designed as thin and long structures in order to meet the radial stiffness requirement, there is a possibility that the buckling failure mode will occur before the fracture limit is reached in the structure. For this reason, nonlinear eigenvalue buckling analysis was carried out for the designed part, specific to the squirrel cage, after the static elastic plastic analysis.

An axial load capacity of 51,47 kN and non-linear eigenvalue buckling analysis of the part were determined as 135,15 kN as a result of the elastic plastic strength analyzes performed for the squirrel cage with the requested radial stiffness value of 3250 N/mm or less.

According to the results of the analysis performed with the finite element method, since the value obtained from the nonlinear eigenvalue buckling analysis of the part is higher than the value obtained from the elastic plastic analysis, the part will not fail due to the buckling failure mode. The part will fail when subjected to an axial load of 51.47 kN which comes due to the maximum tensile strength limit of the part material which is IN718.

Axial load carrying capacity tests has been carried out at the part level with two similar samples, and axial load carrying capacity of 62.88 kN and 60.87 kN in two samples was determined. There is approximately 3.19% difference in axial load carrying capacity between the two samples. It is thought that the main reason for the difference between these squirrel cage test samples produced using the same raw material is the manufacturing tolerances of the parts.

There is approximately 15.4% difference between the axial strength limit obtained from the analyzes and the axial load carrying capacity obtained from the tests.

There are two main probable reasons why the results obtained in the tests are higher than the analysis results at the specified rate. The first one is the usage of material data with minimum strength properties in the analysis. The second potential reason is that the squirrel cage model with nominal dimensions was used in the analysis models, but slightly thicker beam geometries could be used in the tests due to manufacturing tolerances. Considering these two potential reasons, it can be based on obtaining higher strength results in the tests.

It has been concluded that the results of the strength analysis for the design iterations or new designs that may be needed in the future have a high reliability of the safety coefficient, and it has been deduced that the analyzes to be performed for the designs to be made do not need to be re-verified with a test.





## 1. GİRİŞ

Gaz türbinli motor ünitelerinde genel titreşimleri ve dinamik stresi azaltmanın en etkili yollarından biri elastik sönümlenme destekleridir. Bu desteklerin tasarımları farklıdır, ancak temelde iki ana işlevi yerine getirirler: Bunlardan birincisi motorun elastik dinamik sisteminin özelliklerinde değişikliğe yol açan rotor destek katılığı azaltmalarıdır. Bu sayede sistemin doğal frekansları azalır ve çalışma modlarındaki rezonanslardan kaçınılır. İkinci ana işlev ise motor rotor sisteminin titreşim enerjisini absorbe ederek yüksek titreşim genliklerinin, dinamik yüklerin ve motor detaylarında stresin gelişmesine izin vermeyen ısıya dönüştürmeleridir. Şu anda havacılıkta kullanılan gaz türbinli motorların rotor desteklerinde esas olarak sincap kafes olarak adlandırılan esnek rulman yuvaları kullanılmaktadır (Leontiev ve Tereshko, 2013).

Sincap kafesler, istenen katılık değerlerini sağlamak amacıyla özelleştirilmiş bir tasarıma sahiptir ve bu tasarım sayesinde rotor kritik hızlarının frekans ayarını gerçekleştirmek için kullanılırlar. Hidrodinamik sönümleyiciler ile birlikte monte edilebilirler. Sincap kafesleri hem rulmanlar hem de radyal makaralı rulmanlar ile taşıyıcı yapılara monte edilebilir. İlk durumda radyal ve aksenal yükleri ana taşıyıcı parçaya iletirler, ikinci durumda ise sadece radyal yükler iletirler. Sincap kafeslerinin temel özelliklerinden biri, rotor sisteminin elastik özelliklerini belirleyen radyal esneklikleridir.

Sincap kafes parçalarının elastik özelliklerin tahmininde geleneksel olarak yalnızca radyal kuvvet altındaki esneklik dikkate alınır. Diğer bazı aksenal kuvvet, sıcaklık sebebiyle malzeme elastisite modülündeki değişim gibi faktörlerin etkisi dikkate alınmaz. Radyal yükleri önemli ölçüde aşan aksenal yük, gaz türbinli motorların çalışmasının bazı rejimlerinde birkaç ton ağırlığa kadar çıkabilir ve sincap kafesinin esnekliğini önemli ölçüde değiştirebilir. Aksenal yükteki doğrusal olmayan değişim, sincap kafes esnekliğinin doğrusal olmamasına yol açar.

Aksenal yükteki bu değişim sincap kafesi üzerinde plastik şekil değiştirmeye sebep olarak yapının katılık değerinde değişikliğe sebep olabilmekte dahası yüksek aksenal yüklerde bütünlüğünü koruyamayarak kırılabilmektedir.

## 1.1 Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Gaz türbinli havacılık motorlarında rotor modülündeki kritik hızların motorun çalışma aralığından kaydırılarak rezonans kaynaklı hasarın önlenmesi amacıyla sincap kafes parçaları kullanılmaktadır. Sincap kafes parçaları belirli bir radyal katılık isterini sağlamak amacıyla yapısında ince ve uzun geometriye sahip kiriş unsurları bulundurmaktadır.

Rulmanlar şaftların, disklerin ve kanatçıkların serbest dönmesine izin veren itki sistemlerinin önemli bileşenleridir (Rzadkowski ve diğ. 2016). Sincap kafes parçaları aynı zamanda rulman taşıyıcı parçalar oldukları için rulmana etkiyen yüksek aksel yükler altında yüksek basma veya çekme yüklerine maruz kalabilmektedir.

Bu tez çalışmasının amacı sincap kafesi aksel yük taşıma kapasitesi için sonlu elemanlar analizleri ile elde edilen sonuçların kullanılabilirlik değerlendirmesinin yapılmasıdır. Böylece dayanım analizleri sonuçlarının güvenlik katsayısının güvenilirlik durumu değerlendirilecek, elde edilen sonuçlar doğrultusunda gelecekte yapılacak tasarım iterasyonlarında veya yeni tasarım çalışmalarında parçaların dayanım limitleri doğrudan analizler ile saptanabilecektir.

Bu tez çalışması kapsamında belirli radyal katılık isterine göre bir sincap kafesi tasarlanmış, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elastik plastik dayanım analizi ve öz değer burkulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca 2 numune ile gerçekleştirilen aksel yükleme testlerinden elde edilen sonuçlar analiz sonuçları ile karşılaştırılmış ve analiz sonuçlarının validasyonu gerçekleştirilmiştir.

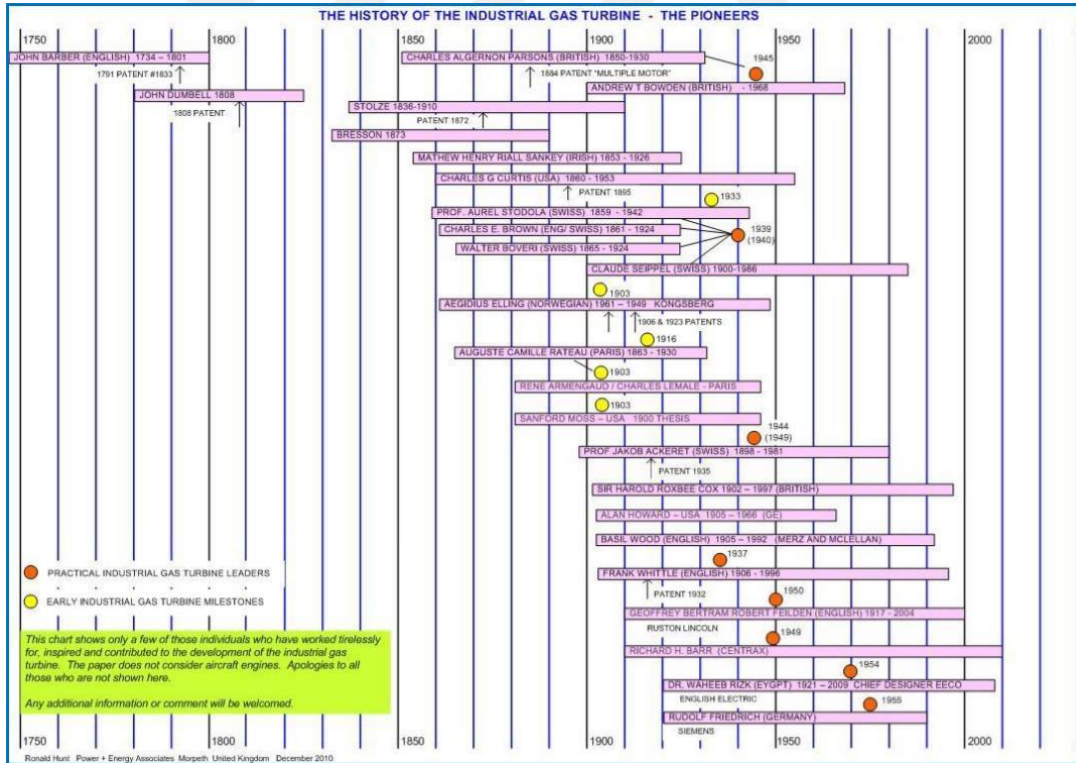
## 1.2 Literatür Araştırması

Gaz türbinli motorlar günümüzde havacılık, enerji, deniz yolu taşımacılığı gibi birçok sektörde yaygın olarak kullanılmaktadır. Gaz türbini patenti 1971 yılında John Barber tarafından alınmıştır (Early Gas Turbine History, t.y.). Patentın alınmasının ardından geçen 19. yüzyılda kullanım alanlarına dair büyük bir gelişim gözlenmemiştir. 20. yüzyılın başlarından itibaren hız kazanan çalışmalar doğrultusunda Dr Hans Pabst von Ohain'nin geliştirdiği ilk jet motorlu hava aracı Heinkel He 178 ile 1939'da başarılı bir şekilde ilk uçuşunu gerçekleştirmiştir (Heinkel he 178, t.y.). Heinkel He 178'e ait fotoğraf Şekil 1.1'de gösterilmektedir (He-178-plane-1939, 2022).

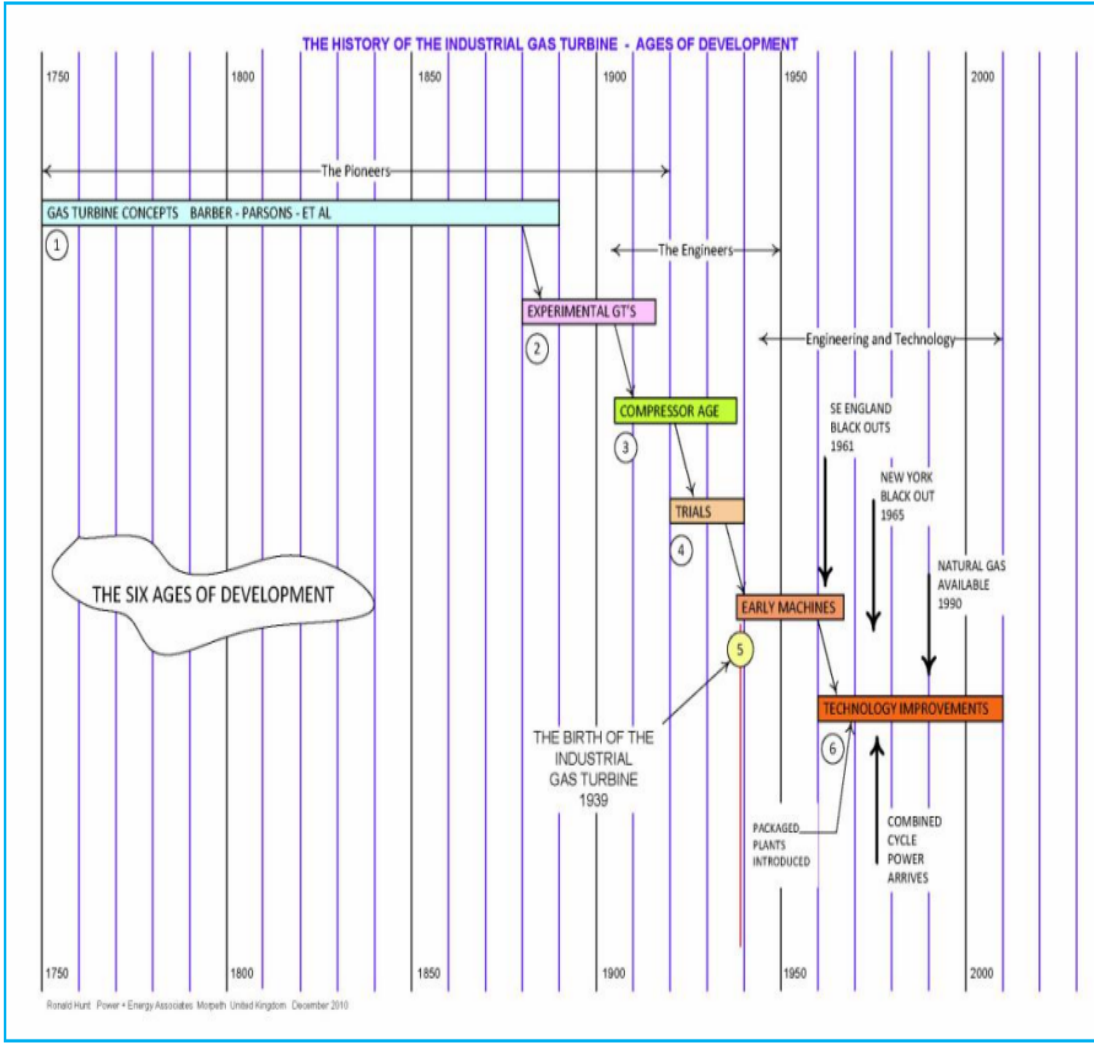


**Şekil 1.1 :** Turbojet motoru kullanılan ilk hava aracı Heinkel He 178.

Endüstriyel gaz türbini geliştirme faaliyetlerine katkı sağlayan çalışmalar yapan insanların tarihsel sıralaması ve gelişimin ana adımları sırasıyla Şekil 1.2'de ve Şekil 1.3'de gösterilmektedir (Hunt, R, 2011).

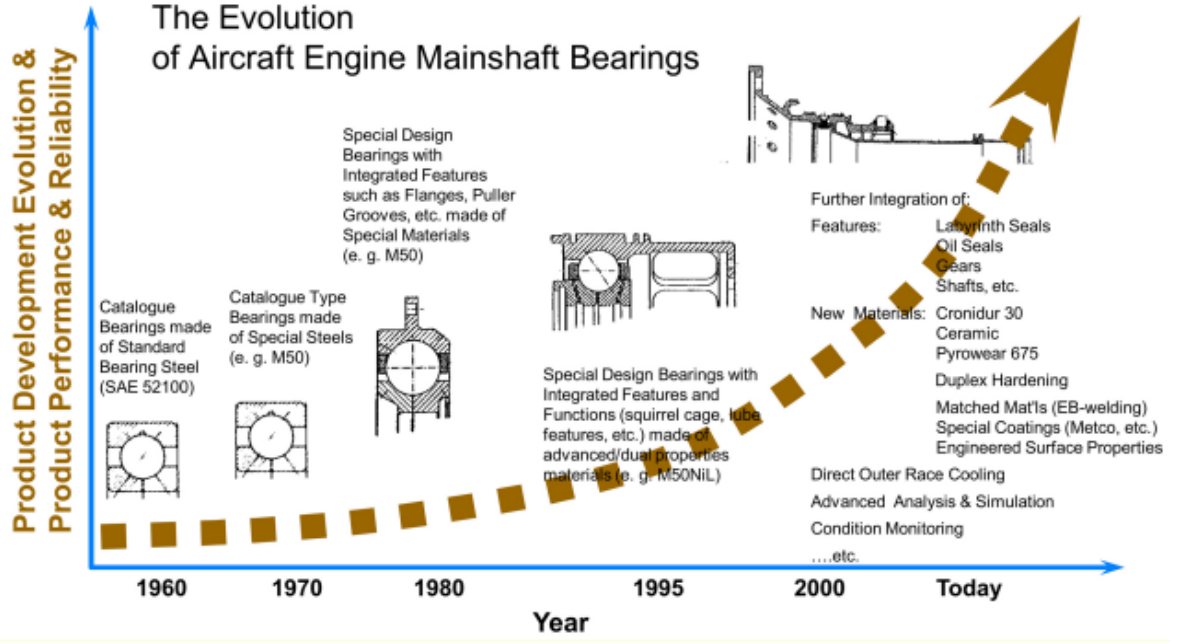


**Şekil 1.2 :** Endüstriyel Gaz Türbini geliştirme faaliyetlerine katkı sağlayan insanlar.



**Şekil 1.3 :** Gaz türbinli motorların gelişim süreci.

Gaz türbinli havacılık motorlarında sincap kafes kullanımının ne zaman başladığı tam olarak bilinmemektedir. Literatürde yapılan araştırmalar sonucunda ise ayrışık tasarlanan sincap kafesi ve ana şaft rulmanların entegrasyonuna dair bilgiler tespit edilmiştir. Ana şaft rulmanları 1960'larda standart katalog tipi yataklardan başlayarak gelişen imalat malzeme ve tasarım teknolojileri ile birlikte 1990'ların sonlarında yüksek düzeyde entegre şaft veya yuva modüllerine dönüşmüştür. Ana şaft rulmanlarındaki ilk entegrasyon çalışmaları, flanşlı dış bilezikler, çektirme olukları ve yatak altı yağlama unsurları tek bir rulmanda birleştirilerek gerçekleştirildi. 1990'ların başlarından itibaren ise taşıyıcı parçalara montaj edilen sincap kafesi adı verilen elastik rulman yuvaları da rulmanlara entegre şekilde tasarlanıp üretilmeye başlandı. Bu entegrasyon çalışmaları ile beraber yer tasarrufu, maliyet azalımı, güvenilirlik artırımı gibi avantajlar da elde edildi. Rulman teknolojisine dair gelişmeler Şekil 1.4'de kronolojik olarak gösterilmektedir (Gloeckner ve Rodway, 2017).



Şekil 1.4 : Rulman teknolojisi gelişim süreci.

Gerçekleştirilen literatür araştırmalarında sincap kafesi parçalarının aksel yük taşıma kapasitesine dair akademik çalışma bulunamamıştır. Bu nedenden dolayı bu tezde sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen elastik plastik dayanım analizleri ve özdeğer burkulma analizleri sonucu saptanan yük limitinin testler ile doğrulanması ihtiyacı doğmuştur. Literatür araştırması elastik plastik dayanım ve burkulma hesapları konuları için gerçekleştirilmiş, bu konularda mihenk taşı olarak kabul edilebilecek çalışmalar aktarılmıştır.

Sonlu elemanlar yöntemi statik, ısı transferi akışkanlar mekaniği gibi alanlardaki yapıların kiriş ve bu kirişlerin düğüm noktaları ile bağlanmasıyla elde edilen sonlu eleman ağının nümerik yöntemler ile çözüme kavuşturulmasını sağlayan yöntemdir. Sonlu elemanlar yöntemi 1940'lı yıllarda oluşturulmaya başlanmış ve 1950'li yıllarda uçak sektöründe ilk uygulamaları kullanılmıştır (Jin, 2014)

Sonlu elemanlar yöntemiyle gerçekleştirilen statik analizlerde yapı temelde kiriş elemanlarının örülmesiyle oluşturulduğu için analiz çözümlerinde elastisite ve plastisite teori ve yasalarından faydalanılmaktadır. Yüklemeler altında yapının akmasına sebep olmayan küçük deformasyonların incelenmesi için 19. yüzyılın başlarında Bernoulli ve Euler "Euler-Bernoulli Kiriş Teorisi" olarak adlandırılan bir hesaplama teorisi oluşturmuştur (Timoshenko, 1953). Doğrusal analiz birçok uygulama alanında sağlıklı sonuçlar vermesi ihtiyacı karşılamaına karşın, limit

yüklemeler altında gerçekleşen büyük deplasmanlar için gerçek durum ile tutarlı sonuçlar vermemektedir. Özellikle havacılık, ulaşım ve inşaat sektörlerindeki gelişmeler, büyük deplasmanların gerçekleştiği durumların incelenmesi için, güvenilir ve tutarlı sonuçların elde edilebileceği doğrusal olmayan formülasyonların geliştirilmesi gerektiğini ortaya çıkarmıştır. Şekil 1.5’de Şekil 1.6’da ve Şekil 1.7’de sırasıyla elastisite, kiriş teorisi ve hiperstatik yapı teorisi konularına katkı sağlayan önemli kişiler listelenmiştir (Fordham, 1938).

ELASTICITY	
Robert Hooke	(1635-1702)
Hooke's Law	1678
The Bernouillis	18th Century
Dr. Thomas Young	(1773-1829)
Young's Modulus	1807
Resilience	1807

Şekil 1.5 : Elastisite konusunda çalışma yapan önemli kişiler.

THEORY OF COLUMNS.	
Leonardo da Vinci	(1452-1519)
Leonhard Euler	1759
Eaton Hodgkinson	1840
William Fairbairn	1840
W. J. M. Rankine	1858
T. C. Fidler	1886
J. M. Moncrieff	1901
(Straight-Line Formula	1896)

Şekil 1.6 : Kiriş teorisi konusunda çalışma yapan önemli kişiler.

THEORY OF MODERN STRUCTURES.		
(Statically Indeterminate)		
Principle of Work	1833	Clapeyron
„ Virtual Work	1874	Mohr
„ Least Work	1875	Castigliano
Reciprocal Deflections	1864	Maxwell
Slope-Deflection Equations	1868	Mohr
Influence Lines	1867	Winkler
Mechanical Analysis :		
(A) Slope-Deflection	1915	Wilson & Maney
(B) Reciprocal Deflection	1922	Beggs
Photo Elasticity	1911	Coker

Şekil 1.7 : Hiperstatik yapılar konusunda çalışma yapan önemli kişiler.

Sincap kafesi parçasının burkulma hata modunu tetikleyecek yük değeri sonlu elemanlar yöntemiyle öz değer burkulma analizleri gerçekleştirilerek elde edilecektir. Burkulma kuramına dair teorik ilk çalışmayı 1757 yılında Leonhard Euler gerçekleştirmiştir (Euler, 1757). Euler yaptığı çalışmalarda sabit kesitli bir kolona uygulanan yükün burkulma davranışına etkilerini incelemiştir. Sonrasında Greenhill düşey bir kolonun boyunu, yapının kararlılığını bozmadan ne seviyede arttırılabileceğiyle ilgilenmiş ve kritik kolon boyu tayini için analitik bir formül geliştirmiştir. Bu çalışmaya ilave olarak kesit değişiminin kritik burkulma yükü üzerine etkilerini de incelemiştir (Greenhill, 1881). Siginer, Timoshenko ile Gere ve Li yapının kararlılığı ve geometrisi arasındaki ilişkiyi incelemek adına çalışmalar gerçekleştirmişlerdir (Siginer, 1992; Timoshenko ve Gere,1961; Li, 2001).

### **1.3 Tezin İçeriği**

Bu tez çalışması kapsamında gaz türbinli havacılık motorlarında sincap kafes yapısının aksenal yük kapasitesi hesapları gerçekleştirilecek ve yükleme testi ile sonuçların hesaplama sonuçları karşılaştırılacaktır.

1. kısımda tez çalışmasının amacı ile genel olarak kapsamından bahsedilmiş, tezde konu alınan sincap kafes parçalarındaki aksenal yük taşıma kapasitesine dair geçmişte yapılan çalışmaları okuyucuya aktarmak istenmiştir.

2. kısımda gaz türbinli havacılık motorlarının türüne göre ana modülleri tanıtılmış, ayrıca sincap kafes parçalarının havacılık motorlarında kullanımına dair örnekler paylaşılmıştır.

3. kısımda sincap kafesinin tasarım isterleri ve tasarım parametrelerinden bahsedilmiş, ilk boyutlandırma yapılarken kullanılabilir formülün türetilmesi açıklanmıştır. Çalışmaya konu olan belirli bir katılık isterine göre tasarlanan sincap kafesinin ilk boyutlandırması gerçekleştirilmiştir.

4. kısımda sincap kafes parçasının aksenal yük taşıma kapasitesinin tayini için kullanılacak sonlu elemanlar yöntemleri ve bu sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilecek analizlerin teorileri açıklanmıştır.

5. kısımda sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilen radyal katılık doğrulama analizi, elastik plastik dayanım analizi ve öz değer burkulma analizi modelleri, modelleme detayları ve analizlerin sonuçları açıklanmıştır.

6. kısımda sincap kafes parçasının yükleme testi sistem tanıtımı, test prosedürü ve test sonuçları paylaşılmıştır.

7. kısımda yapılan analizler ile test sonuçları karşılaştırılmış, teze konu olan aksenal yük kapasitesinin tayininde analizlerin kullanılabilirliği değerlendirilmiştir.



## 2. GAZ TÜRBİNLİ HAVACILIK MOTORLARI VE HAVACILIK MOTORLARINDA SİNCAP KAFES KULLANIMI

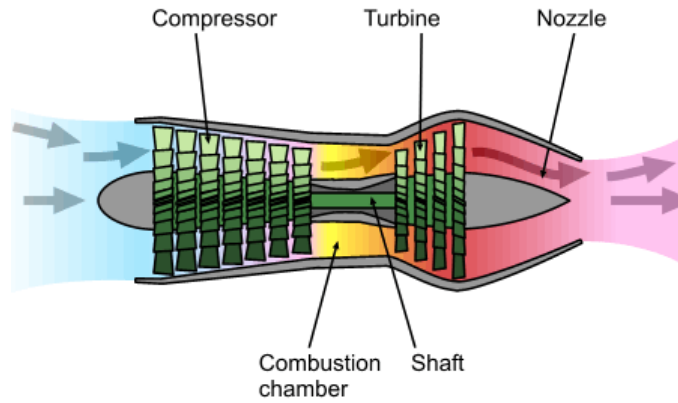
### 2.1 Gaz Türbinli Havacılık Motorları

Havacılık platformlarında kullanılan gaz türbinli motorlar içten yanmalı bir motor çeşididir. Uçaklar, enerji santralleri, gemiler, helikopterler ve tanklar kullanım alanlarından birkaç tanesidir.

Motorun ön tarafında bulunan hava alığından alınan hava kompresör modülünde sıkıştırılarak basınçlandırılır. Yanma odası modülüne iletilen basınçlandırılmış hava yakıt ile karıştırılarak yakılır. Bu bölgede açığa çıkan ısı ile beraber enerjisi yüksek hava türbinlere iletilerek ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülür ve bu mekanik enerji bir şaft aracılığı ile havayı basınçlandırmak için tekrar kompresör modülüne iletilir. Buradan arta kalan enerji bazı gaz türbinli havacılık motorlarında pervane veya fanı döndürmek için kullanılırken bazılarında ise direkt itki kaynağı olarak kullanılmaktadır (Rolls Royce, 2015).

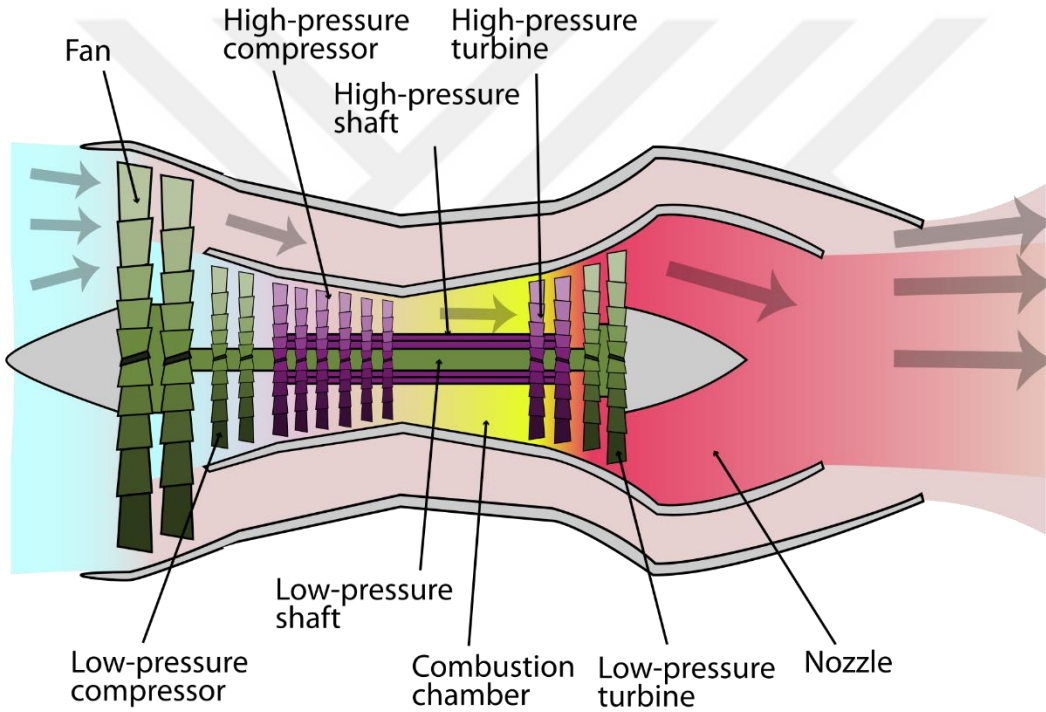
Gaz türbinli motorlar kullanım amacına göre turbojet, turbofan, turboprop ve turboşaft olmak üzere 4 farklı ana türe ayrılmaktadır.

Turbojet motorları ilk geliştirilen gaz türbinli havacılık motorudur. İtki – yakıt verimliliği en düşük motor tipidir. Turbojet motoruna ait konsept Şekil 2.1’de gösterilmektedir.



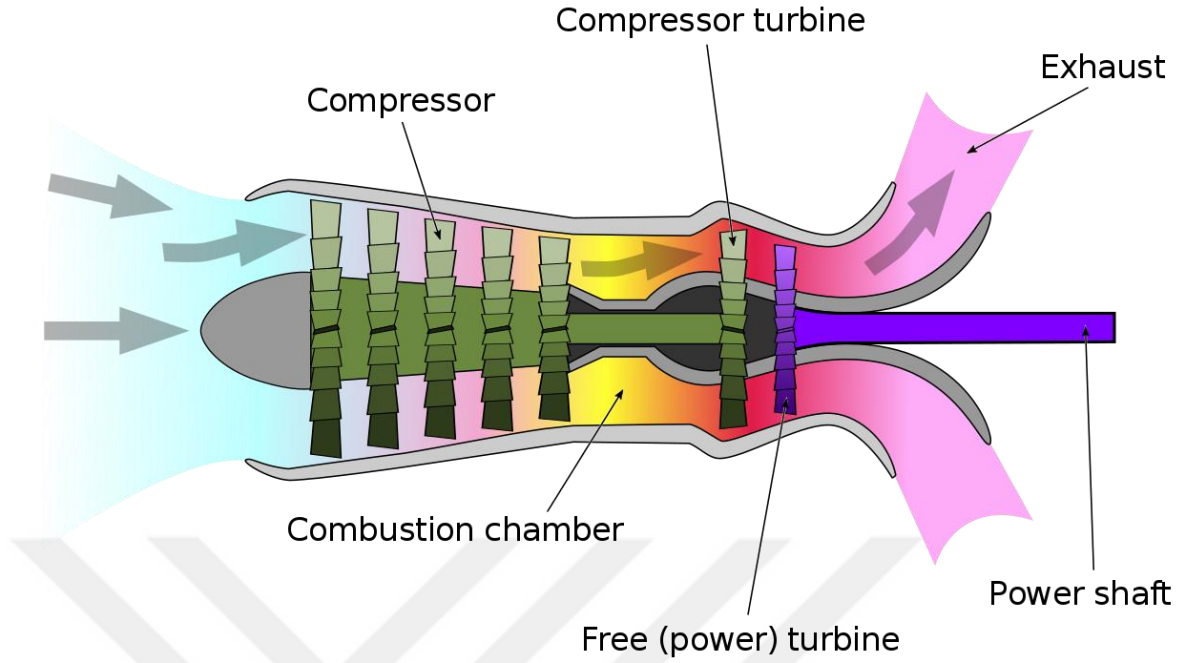
Şekil 2.1 : Turbojet motoru konsept gösterimi (Turbojet, 2022).

Turbofan motorları turbojet motorlarında elde edilemeyen yüksek itki – yakıt verimliliğini elde ederek uzun menzilli uçuş profillerine sahip olmak amacıyla tasarlanmış ve havayolu ulaşımı veya askeri hava kuvvetleri gibi birçok sektörde ve birçok platformda yaygın olarak kullanılmaktadır. Yüksek itki – yakıt verimliliğini yüksek basınç kompresör modülünün önüne eklenen düşük basınç kompresör modülü ve fan ile yüksek basınç türbini modülünün arkasına eklenen düşük basınç türbini sayesinde elde etmektedir. Daha yüksek akış kütlesi kullanımına imkân veren büyük fanlar sayesinde hızlandırılan hava miktarı artmakta ve toplam momentumun artırılması suretiyle daha yüksek itki elde edilmektedir. Turbofan motoruna ait konsept Şekil 2.2’de gösterilmektedir.



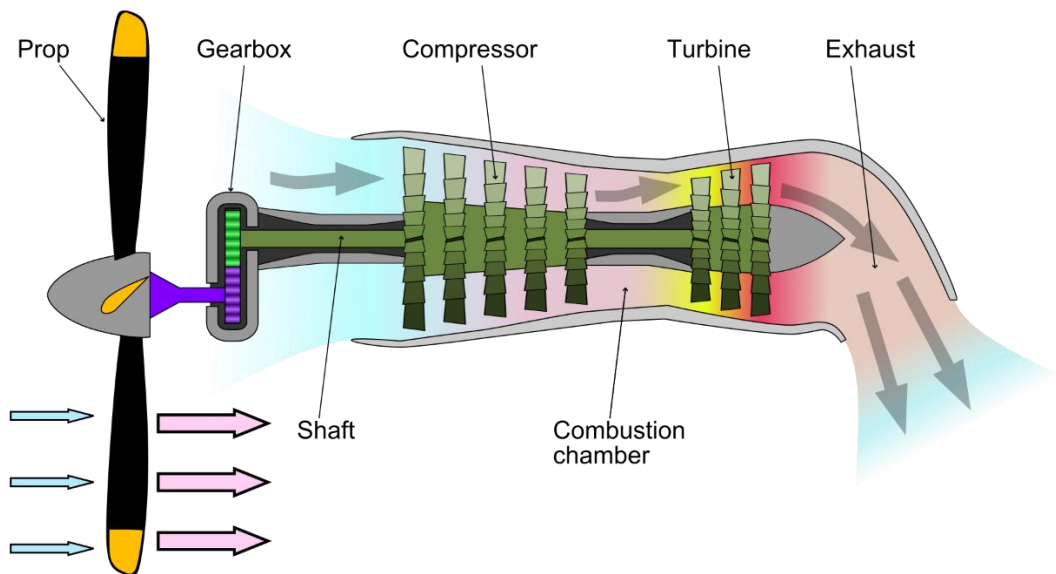
**Şekil 2.2 :** Turbofan motoru konsept gösterimi (Turbofan, 2022).

Turboşaft motorları itki yerine torkun önemli olduğu tank, gemi ve helikopter gibi platformlarda kullanılmak için uygundur. Turbofan motorundan farklı olarak yüksek basınç kompresörünün önünde düşük basınç kompresör modülü ve fan bulunmaz, düşük basınç türbini, bir diğer adıyla güç türbini, motorun önüne veya arkasına uzanan bir şaft ile platformun dişli kutusuna bağlanır. Platformların dişli kutularına bağlanan turboşaft motorlar istenen tork değerini yüksek hızlarda elde edebildiği için çok yüksek güç değerlerine sahiptirler. Turboşaft motoruna ait konsept Şekil 2.3’de gösterilmektedir.



Şekil 2.3 : Turboşaft motoru konsept gösterimi (Turboshaft, 2022).

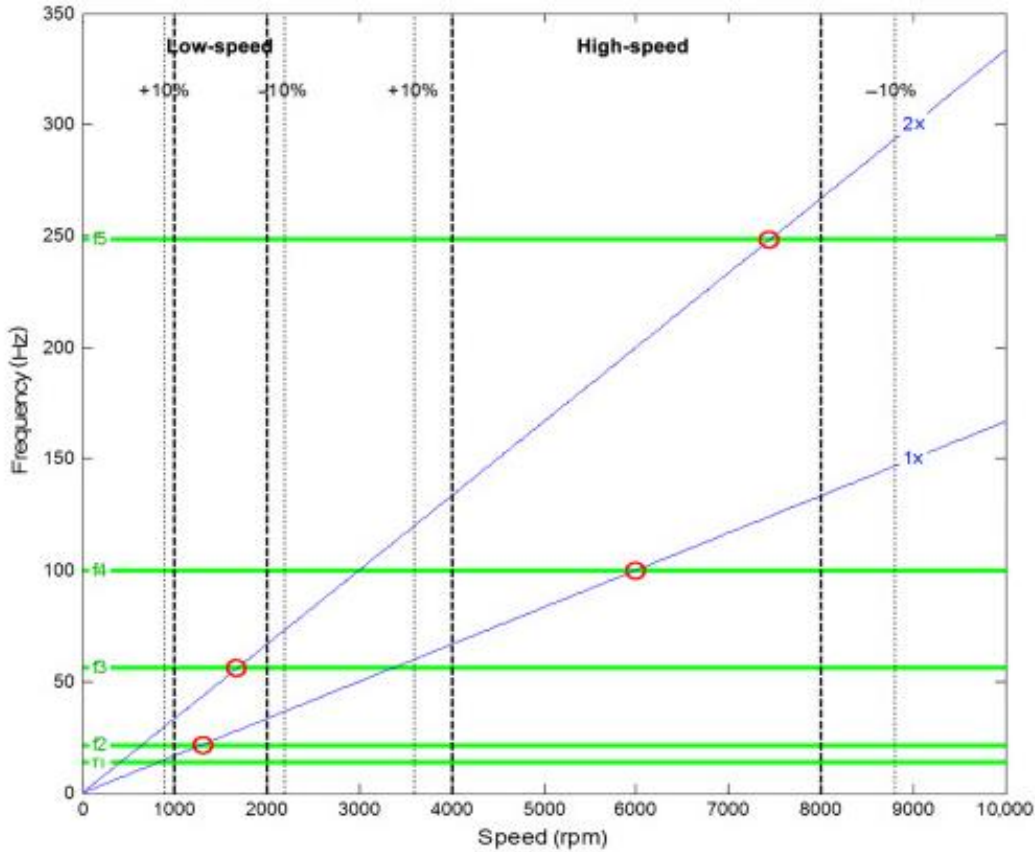
Turboprop motorlarının turboşaft motorlarından ayrıldığı temel nokta turboşaft motorlarında güç türbini modülü platformların güç aktarma dişli kutularına bağlanırken, turboprop motorlarda dişli kutusu pervaneye bağlanır (Şekil 2.4). Böylece motordan elde edilen yüksek tork dişli kutusu aracılığıyla motorun önündeki pervane parçasına aktarıldığı için çok yüksek itki değerleri elde edilmektedir.



Şekil 2.4 : Turboprop motoru konsept gösterimi (Turboprop, 2022).

## 2.2 Gaz Türbinli Havacılık Motorlarında Sincap Kafes Kullanımı

Döner modülleri olan yapılarda kritik hızların kolaylıkla saptanması ve rezonans durumunun incelenmesi için Campbell diyagramı kullanılmaktadır (Sanvito M. ve diğ, 2012). Grafiğin X eksenine dik olan çizgiler arasında kalan alan sistemin dakikadaki dönüş hızı aralığını, Y eksenine dik olan çizgiler ise yapının doğal frekansını Hertz cinsinden göstermektedir (Şekil 2.5). Orijininden geçen eğik çizgiler ise tahrik katsayısını göstermektedir. Yapının doğal frekansı ile dönüş hızının çakıştığı noktalara ise kritik hız denir ve bu kritik hızlardan geçişler esnasında rezonans gözlemlenir (Evolution, 2022). Yapının hasar görmemesi için yüksek genliğe sebep olacak tahrik katsayıları ile yapının doğal frekanslarının çalışma aralığı içerisinde kesişmemesi yani çalışma aralığı içerisinde rezonans oluşmaması gerekmektedir.



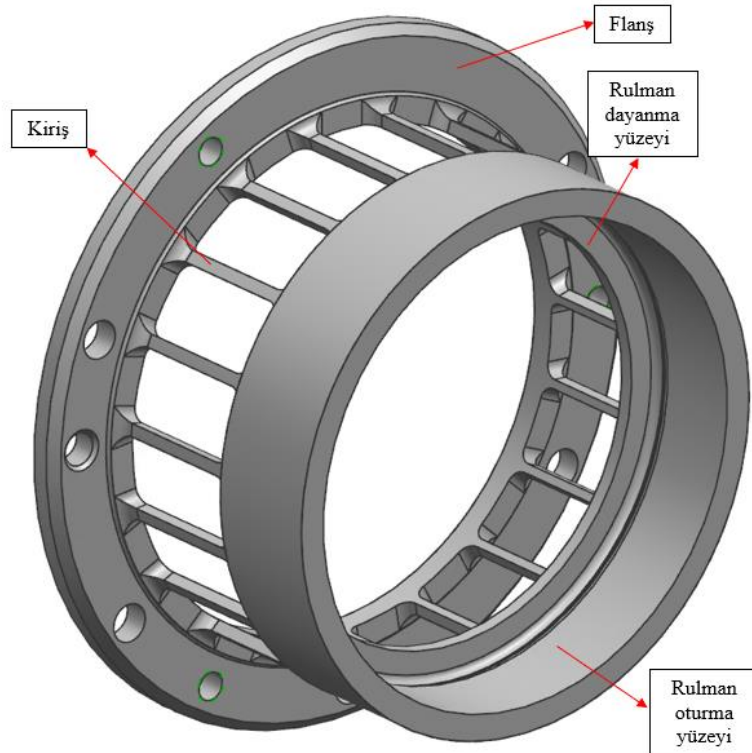
Şekil 2.5 : Campbell grafiği (Kurz ve Brun 2019).

Havacılık motorlarında sincap kafes kullanımını döner parça grubunun rulman mesnet noktalarındaki katılık değerinin düşürülmesi suretiyle yapının doğal frekansının motorun çalışma aralığının dışına kaydırılmasını sağlayarak rezonans riskini ortadan kaldırmak amacıyla uygulanmaktadır.

Sincap kafes yapıları motordaki ana taşıyıcı parçalara kıyasla oldukça düşük katılık değerine sahiptir. Katılık değerinin bu denli düşük olması ise boşluklu yapıdaki tasarımı sayesinde elde edilmektedir. Flanş kısmı taşıyıcı yapıya sıkı geçme ve cıvatalı bağlantı kullanmak suretiyle ankastre mesnetlenmektedir. Rulmanın içerisine oturtulduğu yuva ile taşıyıcı yapı arasında bir açıklık bulunmaktadır. Bu açıklık sayesinde rulmanın yerleştirildiği kısım boşluklu yapının da etkisiyle radyal yönde hareket gerçekleştirebilmektedir.

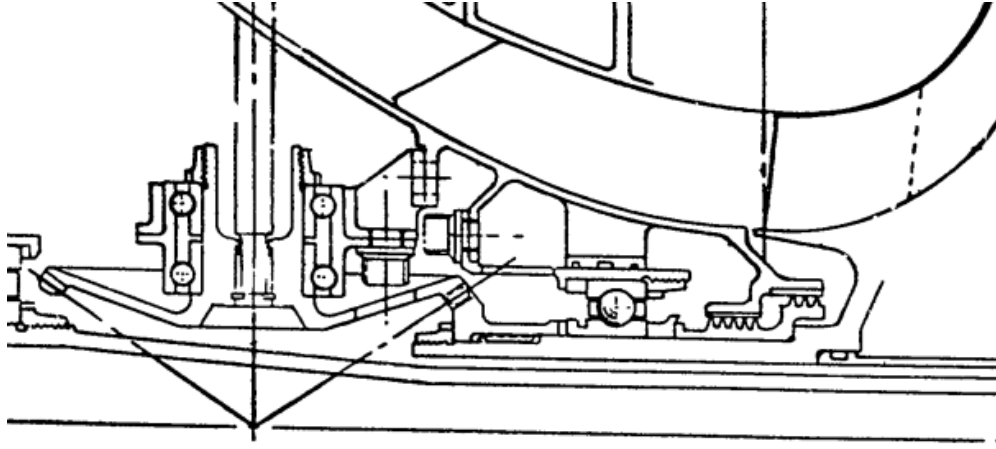
Havacılık motorlarında sincap kafes kullanımı rulmanlardan ayrı bir parça olarak tasarlanıp imal edilebileceği gibi gelişen malzeme ve imalat teknolojileri ile beraber rulmanın dış bileziğine entegre şekilde de imal edilebilmektedir.

Şekil 2.6'da rulman ile ayrışık tasarım konseptine sahip bir sincap kafes parçasının ana unsurları gösterilmektedir. Flanş unsuru sincap kafes parçasının taşıyıcı parçaya ankastre mesnetlenmesi için kullanılan unsurdur. Kiriş yapıları sayesinde rulman oturma yüzeyinin flanş yapısına esnek bağlantısı sağlanmaktadır. Bu esnek yapı sayesinde sincap kafes parçası radyal yöndeki katılık isterini sağlamaktadır.

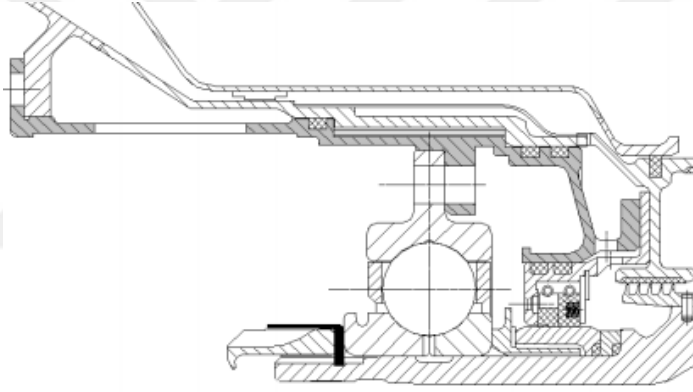


**Şekil 2.6 :** Sincap kafes unsurları.

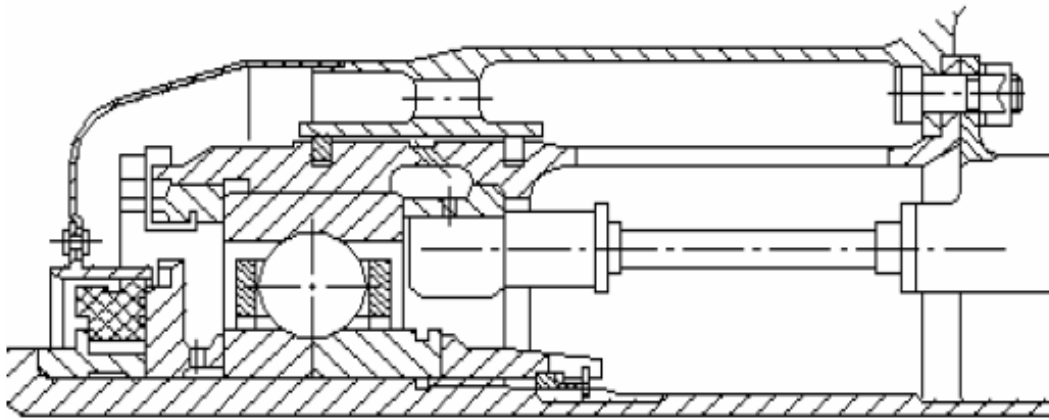
Şekil 2.7’de, Şekil 2.8’de ve Şekil 2.9’da sincap kafes parçalarının havacılık motorlarında kullanım örnekleri gösterilmektedir.



Şekil 2.7 : T700 motoru sincap kafes kullanım örneği (Duffy, R. J. ve Shattuck, B. F., 1975).



Şekil 2.8 : Sincap kafes flanşlı rulman ile kullanım örneği (Leontiev ve Tereshko, 2013).



Şekil 2.9 : Sincap kafes bilyalı rulman ile kullanım örneği (Anonim, t.y.).

Ayrıca gelişen malzeme ve imalat teknolojileri ile beraber günümüzde sincap kafes parçaları ana şaft rulmanlarının dış bilezikleri ile entegre tasarlanarak karter yapısı içerisinde yer tasarrufu, maliyet tasarrufu, parça adedinde azalma gibi faydalarından dolayı tercih edilebilmektedir. Şekil 2.10’da rulmanın dış bileziği ile entegre bir sincap kafes yapısı gösterilmektedir.



**Şekil 2.10** : Entegre sincap kafes kullanım örneği (Ball and roller bearings, t.y.).



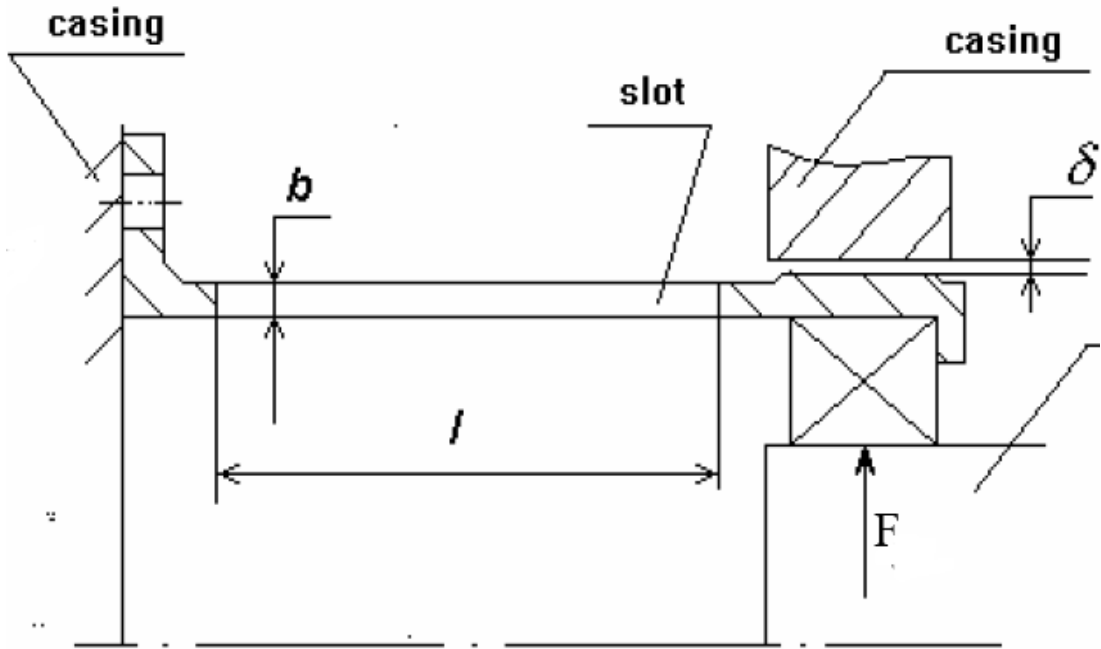
### 3. SİNCAP KAFES TASARIMI

Sincap kafes parçaları rotor dinamik analizleri sonucu elde edilen hedef katılık değerini sağlamak amacıyla tasarlanmaktadır. Kavramsal tasarım aşamasında sincap kafes parçalarının katılık isterine göre boyutlandırması el hesabı ile yapılmaktadır.

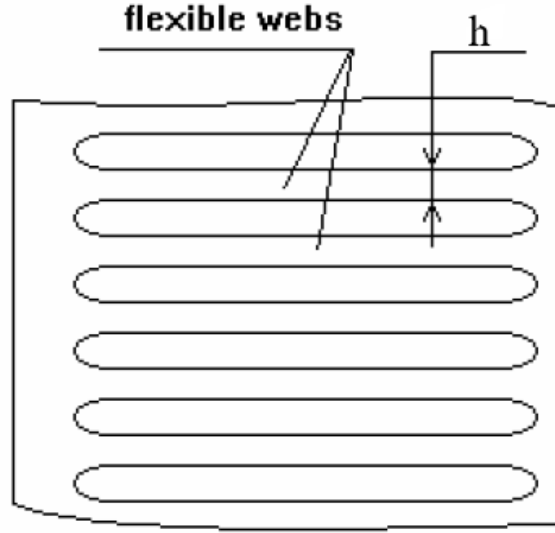
Bu tasarım isterini sağlamak için yapının 5 adet tasarım parametresi bulunmaktadır. Bu parametreler aşağıda sıralanmıştır;

- Malzemenin elastisite modülü (E)
- Kiriş sayısı (N)
- Kirişlerin kalınlığı (b)
- Kirişlerin genişliği (h)
- Kirişlerin uzunluğu(L)

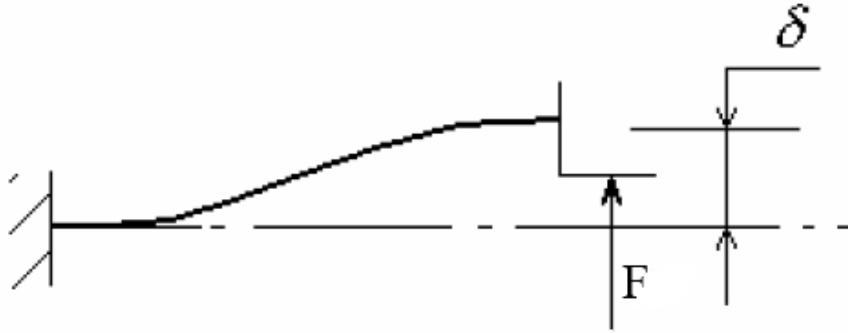
Şekil 3.1, Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’de sincap kafesi taslak görselleri ve bu taslak görseller üzerinden semboller ile ifade edilmek istenen parça unsurları açıklanmıştır (Leontiev, 1996).



Şekil 3.1 : Sincap kafesi tasarım parametre unsurları.



**Şekil 3.2 :** Sincap kafesi tasarım parametre unsurları.



**Şekil 3.3 :** Sincap kafes parçası deformasyon gösterimi

Parça üzerine uygulanan radyal kuvvet, yükün uygulandığı noktadaki yer değiştirmeye bölündüğünde parçanın radyal katılık değeri bulunabilir. Analitik olarak hesaplamada kullanılacak formülün türetilmesi ise aşağıda açıklanmıştır.

$$F = k_x \delta \quad (3.1)$$

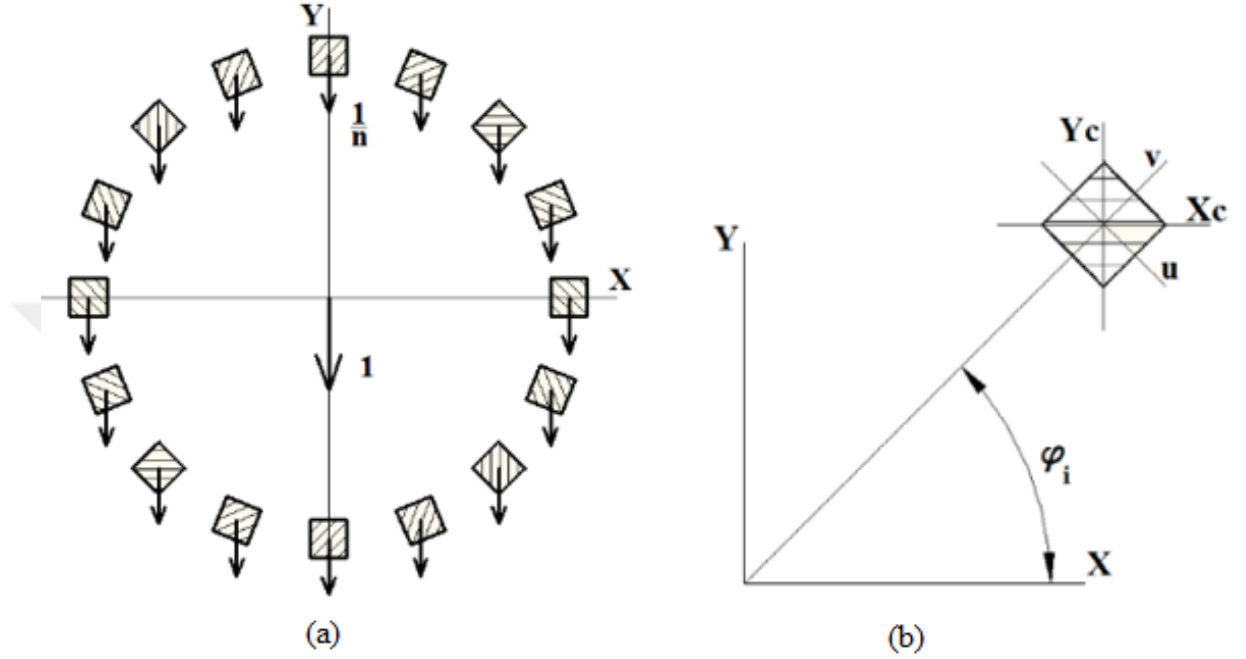
Şekil 3.3’de gösterilen bir boyutlu bir ucu ankastre mesnetli diğer ucu ise radyal yönde hareket serbestliği bulunan fakat dönme yönünde mesnetlenmiş kiriş elemanının katılık formülü Denklem (3.2)’de gösterilmektedir.

$$k_x = \frac{12EI_x}{L^3} \quad (3.2)$$

1 boyutlu kiriş elemanın atalet moment formülü Denklem (3.3)’de gösterilmektedir (Hibbeler, 2012).

$$I_x = \frac{1}{12}bh^3 \quad (3.3)$$

Fakat sincap kafesi yapılarında Şekil 3.4'de de gösterildiği gibi her kirişin X eksenine göre rotasyon yönünde bir pozisyonu bulunmaktadır (Дегтярев С.А. ve diğ. 2014).



Şekil 3.4 : Sincap kafesindeki kirişlerin rotasyon yönündeki pozisyonları.

Bu sebeple yapıdaki kirişlerin X eksenine toplam atalet momenti hesaplanırken (3.4)'de belirtilen formül kullanılmalıdır.

$$I_x = \sum_{i=1}^n \frac{1}{12}bh(b^2 \cos^2 \varphi_i^2 + h^2 \sin^2 \varphi_i^2) \quad (3.4)$$

Denklem (3.4)'de belirtilen toplam işlemi yapıldığında (3.5)'de belirtilen denklem elde edilmektedir.

$$I_x = \frac{1}{12}bh\left(b^2 \frac{n}{2} + h^2 \frac{n}{2}\right) \quad (3.5)$$

Denklem (3.5) derlenerek Denklem (3.6) elde edilmiştir.

$$I_x = \frac{n}{24}bh(b^2 + h^2) \quad (3.6)$$

Denklem (3.6)'da elde edilen X eksenine etrafındaki atalet moment formülü Denklem (3.2)'deki yerine yazıldığında Denklem (3.7) elde edilmektedir.

$$k_x = \frac{12E}{L^3} \frac{n}{24}bh(b^2 + h^2) \quad (3.7)$$

Denklem (3.7)'ye derlemeler uygulandığında ise sincap kafesinin radyal katılık isterini sağlamak amacıyla ilk boyutlandırmasında da kullanılacak bağıntı Denklem (3.8)'de ifade edilmiştir (Zhang ve diğ., 2020).

$$k_x = \frac{nEbhb(b^2 + h^2)}{2L^3} \quad (3.8)$$

Havacılık motorlarında rulman yerleşim noktası rotor dinamik isterlerinden elde edilmektedir. Aynı zamanda karter bölgelerinde bulunan bu parçanın flanş kısmı da yerleşim ister ve kısıtlarından dolayı mecburi olarak yerleştirilmektedir. Rulman ve flanş bağlantı noktası yerleşim ister ve kısıtlarından elde edildiği için sincap kafesinin kiriş uzunlukları bu kısıtlar göz önünde bulundurularak yapılmaktadır. Yapı rulman yuvası olması sebebiyle dinamik balanssızlık yüklerine maruz kalmaktadır. Bu durum yüksek yorulma limitine sahip çelik veya nikel bazlı süper alaşımların kullanım zorunluluğunu beraberinde getirmektedir. Bu durumda katılık isterinin sağlanması için optimize edilebilecek parametreler kirişlerin kalınlığı, genişliği ve sayısı olarak kalmaktadır.

Yukarıda belirtilen kavramsal tasarım aşamasında kullanılan ilk boyutlandırma formülünden yola çıkarak katılık değeri belirli olan bir sincap kafes parçası için kiriş kalınlığı arttıkça sayısında bir azaltma gerekliliği olması gerektiği çıkarılmaktadır. Eksenel dayanımın maksimum seviyede tutulabilmesi için kesit alanının en fazla olduğu tasarım gerçekleştirilmektedir.

Aşağıdaki örnek çalışmada yaklaşık olarak 5000 N/mm katılık isterine sahip sincap kafes parçası için aynı malzeme ve kiriş uzunluğu sahip fakat kiriş sayısı, genişliği ve kalınlığı birbirinden ayrılan 6 farklı tasarım opsiyonu incelenmiş ve benzer katılık

değerine sahip olan parçalarda kesit alanının kirişlerin sayısını arttırmak suretiyle elde edilebildiği gösterilmiştir.

**Çizelge 3.1 : Benzer radyal katılık değerine sahip sincap kafes boyutlandırması.**

	Opsiyon 1	Opsiyon 2	Opsiyon 3	Opsiyon 4	Opsiyon 5	Opsiyon 6
N (adet)	19	13	11	7	5	3
E (MPa)	200000	200000	200000	200000	200000	200000
b (mm)	1,9	2,09	2,18	2,44	2,65	3,01
h (mm)	1,9	2,09	2,18	2,44	2,65	3,01
L (mm)	21,5	21,5	21,5	21,5	21,5	21,5
k (N/mm)	4982,9	4991,6	4999,6	4993,1	4962,1	4955,7
A (mm <sup>2</sup> )	68,59	56,79	52,28	41,68	35,11	27,18

Kiriş sayısının artırımını ise kiriş kalınlık ve genişliğini azaltmak suretiyle mümkün olabilmektedir. Yapılan imalat denemelerinde ise imal edilebilir düzgün profil kalınlığı 1.75 mm olarak belirlenmiştir.

Bu çalışmaya konu olan sincap kafes parçasında katılık isteri 3250 N/mm'dir. Bu sebeple imalat kısıtları da göz önünde bulundurulduğunda ele alınan geometrideki kiriş kesiti 1.75 mm x 1.75 mm olarak tasarlanmıştır. Kesitte 1.75 mm kalınlığın altına düşmeyecek şekilde katılık isteri hesaplandığı takdirde kiriş sayısının 19 olması gerekmektedir.

$$\frac{19 \times (2,07 \times 10^{11} Pa) \times (1,75 \text{ mm}) \times (1,75^2 + 1,75^2 \text{ mm}^2)}{2 \times (22,5 \text{ mm})^3} = 3238 \text{ N/mm}$$

Böylece 3250 N/mm tasarım isterini sağlayan sincap kafesi için kirişlerin boyutlandırması aşağıda açıklandığı şekilde yapılmıştır.

- Kiriş sayısı (N) = 19
- Kirişlerin kalınlığı (h) = 1,75 mm
- Kirişlerin genişliği (b) = 1,75 mm
- Kirişlerin uzunluğudur (L) = 22,5 mm
- Elastisite Modülü (E) = 200 GPa



#### 4. ANALİZ YÖNTEMLERİ

Havacılık yapılarında parça, modül ve sistem seviyesi yapıların tasarım kriterlerinin sağlanıp sağlanmadığının kontrolünde kullanılan en yaygın yöntem sonlu elemanlar yöntemidir. Üç boyutlu sonlu elemanlar yönteminde yapı küçük ve basit kübik veya prizma şeklinde alt elemanlara ayrılır ve yapının temel denklemleri eleman olarak adlandırılan bu küçük küp veya prizma şeklindeki yapılar üzerinden ifade edilir. Bölünerek elemanlarına ayrılan yapıda elemanları köşelerindeki düğüm noktası olarak adlandırılan noktaların alan birbirine uygun şekilde bağlanması suretiyle yapının eleman ağı oluşturulmuş olur. Bu şekilde elemanlar birbirine bağlanıp ağ yapısı oluşturulduktan sonra yapı için denklem sistemleri oluşturulabilir. Yapıda incelenmesi istenen statik, titreşim, harmonik cevap, termal, burkulma vs. konuları için konunun türüne bağlı olarak farklı denklem sistemleri ve çözüm yöntemleri kullanılmaktadır.

Bu çalışma havacılık yapılarında kullanılan sincap kafesi yapılarının eksenel yük altındaki davranışı inceleneceği için kullanılacak sonlu elemanlar analizi yöntemi statik analiz ve burkulma analizi olarak 2 ana başlığa ayrılmaktadır. Statik analiz başlığı altında el hesabıyla ilk boyutlandırması yapılan kiriş yapılarının katılık değeri doğrulanacak ardından elastik-plastik statik analizleriyle yapının eksenel yük taşıma kapasitesi elde edilecektir.

##### 4.1 Statik Analiz

Mekanik yapılarda dinamik bir problemin sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilen matris Denklem 4.1'de gösterilmektedir (Simulatemore.mssoftware.com, 2022)

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (4.1)$$

Yapının düğüm noktalarına etkiyen kuvvet vektörü  $\{F\}$  yapının kütle matrisi  $[M]$  ile ivme vektörünün  $\{\ddot{u}\}$  çarpımının, sönümleme matrisi  $[C]$  ile hız vektörünün  $\{\dot{u}\}$  çarpımının, direngenlik matrisi  $[K]$  ile deplasman matrisi vektörünün  $\{u\}$  toplamına

eşit olmalıdır. Bu kısmi diferansiyel denklemlerin nümerik olarak çözümü sonucu yapıdaki düğüm noktalarının deplasman, hız ve ivme vektörleri elde edilebilir.

Sonlu elemanları kullanılarak yapılan statik analizlerde hız ve ivme değerlerinin bir önemi olmayacağı için analiz formülasyonu aşağıdaki şekilde olur:

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (4.2)$$

Bu formülasyonda  $[K]$  matrisi yapının direngenlik matrisidir ve yapının geometrisi ve malzeme özelliklerine bağlıdır.  $\{F\}$  kuvvet vektörü ise düğüm noktalarına etkiyen cisim yükleridir. Bilinmeyen olarak tanımlanan  $\{u\}$  deplasman vektörü ise düğüm noktalarındaki deplasman matrisidir. Eleman ağı oluşturulan yapının direngenlik matrisi malzeme özelliklerini de göz önünde bulundurarak hesaplanır. Ardından yapıya etkiyen yükler eleman ağının düğüm noktalarına uygun şekilde dağıtılarak cisim yük vektörü oluşturulur. Yapının sınır şartlarının da deplasman vektörüne entegre edilerek uyarlanmasıyla yapının denklemi oluşturulmuş olur. Sonrasında uygun bir nümerik çözüm yöntemi (Gauss Eliminasyonu metodu veya Gauss-Seidel metodu gibi) ile yapının  $\{u\}$  deplasman vektörü çözümlenip elde edilir.

#### 4.1.1 Katılık doğrulama analizi

3250 N/mm radyal katılık isterini karşılayan sincap kafesi yapısının ilk boyutlandırması el hesapları ile gerçekleştirilmişti. Statik yapısal analizlerde yapıya sincap kafes yapısının rulman oturma yüzeyine atanan uzak nokta (remote point) üzerine atanan radyal yöndeki birim yük ( $F$ ) uygulaması sonucu yine aynı uzak noktada okunan radyal deformasyon değeri ( $x$ ) kullanılarak rulman oturma yüzeyinin radyal katılık değeri ( $k$ ) hesaplanabilmektedir.

$$F = k x \quad (4.3)$$

$$k = \frac{F}{x} \quad (4.4)$$

#### 4.1.2 Elastik-plastik dayanım analizi

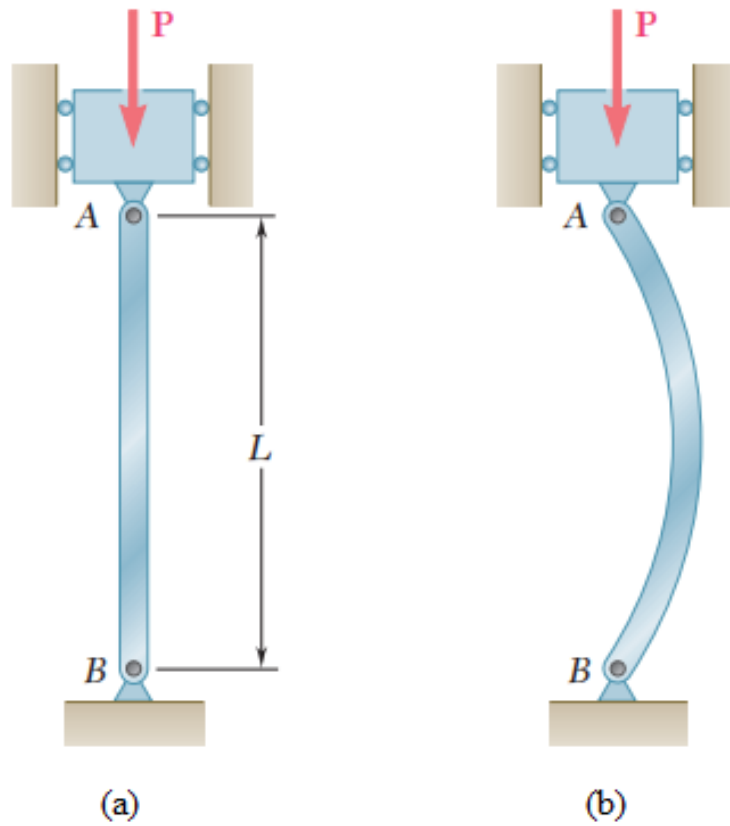
Sonlu elemanlar yöntemi ile yapının eleman ağının deformasyon vektörünün nasıl elde edilebildiği açıklanmıştı. Bu başlık altında ise yapının deformasyonu plastik bölgeye geçtiğinde çalışma analiz çözüm mekanizmasının nasıl değiştiği açıklanacaktır.

Yapıda oluşan gerilmeler akma noktasının üzerine çıktığı zaman gerilme gerinme eğrilerinin davranışından da anlaşılacağı üzere malzemeleri elastisite modülü deformasyon miktarına göre farklılık göstermektedir. Elastisite modülü yapının direngenlik matrisi üzerinde etkili olduğu için plastik bölgedeki analizler alt adımlara bölünerek gerçekleştirilmekte ve sonuçlar iterasyonlarla elde edilmektedir.

## 4.2 Burkulma Hesaplamaları

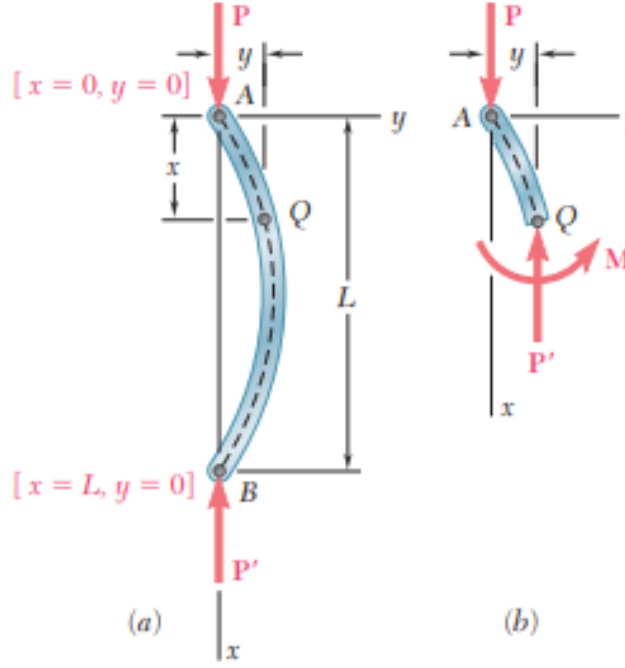
### 4.2.1 Burkulma Teorisi

Boyu eninden büyük olan dikey düz yapısal elemanlara kiriş veya kolan adı verilmektedir. Uzun ve ince geometriye sahip olan kiriş yapılarında aksel basma yüklemesi sonucu burkulma hata modu gözlemlenebilir. Bu hata modunun malzemenin dayanım özellikleri ile bir ilgisi bulunmamaktadır. Burkulma hata modu temelde yapının geometrik ölçülerine ve kullanılan malzemenin elastisite modülüne bağlı olarak ortaya çıkabilmektedir. Her iki ucundan pimli bağlantıya sahip kiriş yapısının burkulma hata modu sonucu şekil değiştirmesi Şekil 4.1'de gösterilmektedir.



Şekil 4.1 : Burkulma hata modu deformasyonu a) yapı kararlı iken b) yapının kararlılığı bozulduğunda.

Deforme olmuş kiriş yapısının serbest cisim diyagramı Şekil 4.2’de gösterilmektedir.



**Şekil 4.2 :** Kararlılığı bozulan kiriş yapısının serbest cisim diyagramı a) tüm yapı b) kısmi yapı.

Burkulmaya sebep olacak kritik yük değerinin analitik olarak saptanması için Euler denklemleri kullanılmaktadır. Denklem (4.5) ‘de açıklanan eğilme teorisi kullanılmıştır (Beer, J ve diğ. 2012).

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} = -\frac{P}{EI}y \quad (4.5)$$

Bu eşitlikleri bir denklem haline getirdiğimizde ise aşağıdaki eşitlik elde edilmektedir.

$$\frac{d^2y}{dx^2} + \frac{P}{EI}y = 0 \quad (4.6)$$

Oluşan denklem 2. dereceden sabit kat sayılı homojen diferansiyel denklemdir. Çözümü için Denklem (4.7)’de gösterilen yaklaşım yapılmıştır.

$$p^2 = \frac{P}{EI} \quad (4.7)$$

Denklem (4.7), Denklem (4.6)’daki yerine yerleştirildiğinde Denklem (4.8)’deki eşitlik elde edilmektedir.

$$\frac{d^2y}{dx^2} + p^2y = 0 \quad (4.8)$$

Gerçekleştirilen eşitlikler sonucu Denklem (4.8) ile gösterilen basit harmonik hareket denklemini oluşturulmuştur. Denklem (4.8)'in çözümü için  $y$  yerine Denklem (4.9)'da belirtilen eşitlik kullanılacaktır.

$$y = A \sin px + B \cos px \quad (4.9)$$

Denklem (4.9)'da verilen eşitlik Denklem (4.8)'deki yerine yazıldığında ve  $x=0, y=0$  sınır koşulları uygulandığında

$$B = 0 \quad (4.10)$$

ve  $x=L, y=0$  olarak uygulandığında

$$A \sin pL = 0 \quad (4.11)$$

eşitlikleri elde edilmektedir.

Denklem (4.9)'daki eşitlik  $A$  katsayısının 0'a eşit olduğu durumda veya  $\sin pL$  değerinin 0'a eşit olduğu durumda sağlanabilir. Eğer  $A$  katsayısının 0'a eşit olduğu durum göz önünde bulundurulursa Denklem (4.9) 'daki  $y$  değeri de 0'a eşit olacak ve kiriş geometrisinde kararsızlık oluşmayacaktır.  $A$  değerinin 0'a eşit olmadığı durumda ise yapının kararlı olması için  $\sin pL$  değerinin 0'a eşit olması gerekmektedir.  $\sin pL$  kısmının 0'a eşit olması için ise Denklem (4.12)'de belirtilen eşitliğin sağlanması gerekmektedir.

$$pL = n\pi, n = 1,2,3, \dots \quad (4.12)$$

Böylece Denklem (4.13)'teki eşitlik elde edilir.

$$p = \frac{n\pi}{L} \quad (4.13)$$

Denklem (4.13)'teki eşitlik Denklem (4.7)'deki yerine yazıldığında Denklem (4.14)'teki eşitlik elde edilmektedir.

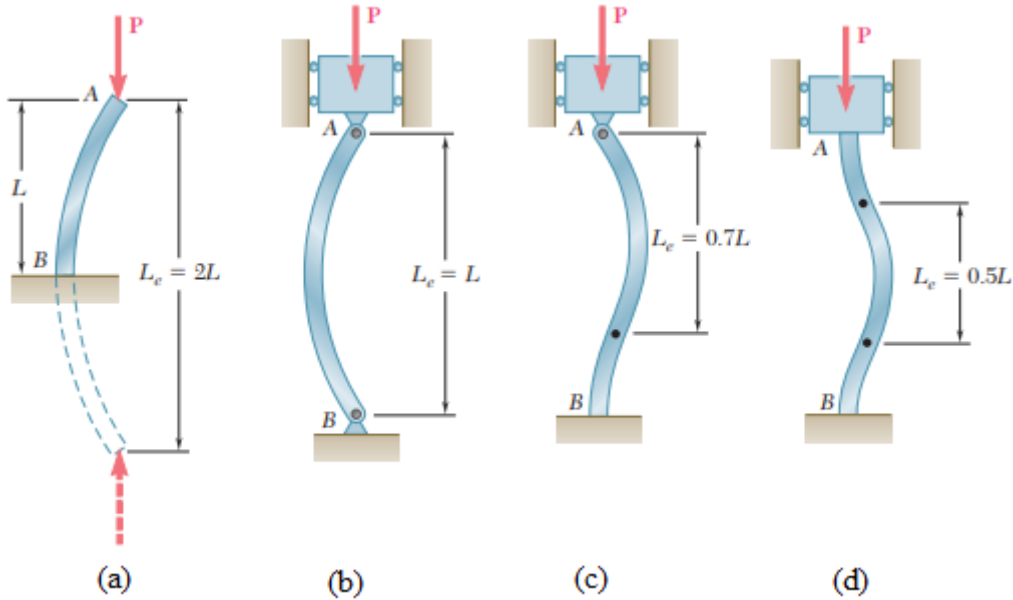
$$P = \frac{n^2 \pi^2 EI}{L^2} \quad (4.14)$$

En küçük n değeri 1 olabileceği için, her iki ucu pimli bağlantıya sahip basit bir kiriş yapısında burkulma hata modunu gerçekleştirebilecek minimum kritik yük formülü Denklem (4.15)'de gösterilmektedir.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (4.15)$$

Şu ana kadar her iki ucundan pimli bağlantıya sahip kiriş yapısının burkulma hata modunun analitik olarak hesaplanmasına dair teorik bilgi paylaşılmıştır. Farklı sınır koşullarına sahip kirişler için uygun sınır koşulları denklemlere uygulandığında aynı metot ile burkulma hata moduna sebep olacak kritik yük değeri bulunabilmektedir. Yapılan çalışmaların sonucunda formülasyonun Denklem (4.15) ile aynı kaldığı saptanmakta, sadece L yerine  $L_e$  olarak gösterilen efektif uzunluk kullanılmaktadır.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \quad (4.16)$$



**Şekil 4.3 :** Sınır koşullarına göre efektif uzunluk değerleri a) bir uç serbest, bir uç ankastre mesnet b) her iki uç pimli bağlantı c) bir uç pimli bir uç ankastre mesnet bağlantılı d) her iki uç ankastre mesnet bağlantılı.

#### 4.2.2 Öz Değer Burkulma Analizi

Daha önce de bahsedildiği üzere burkulma hata modu yapının belirli bir yükleme altında yapının rijitlik kararlılığını kaybederek ani şekil değiştirmesi sonucu oluşan hata modudur. Bu olay yapının mekanik dayanımından ziyade bir kararlılık problemi. Burkulmanın gerçekleşmesi için yapıdaki gerilmelerin malzemenin akma veya kopma gerilme sınırlarını aşmasına gerek yoktur. Bu nedenle elastik plastik dayanım analizlerinde emniyet katsayısı yüksek olsa dahi yapılarda burkulma hata modu gözlemlenebilmektedir. Sincap kafes yapısında radyal katılık değerini sağlamak için tasarlanan ince uzun kiriş yapıları yüksek aksenal yüklere maruz kalacağından dolayı burkulma analizleri gerçekleştirilecek ve yapıda malzeme hasarından önce kararsız mekanik yapıya sahip olmaktan dolayı burkulma hata modunun oluşup oluşmayacağı incelenecektir.

Burkulma hata modu da sonlu elemanlar analizi yöntemiyle incelenecektir.

Sonlu elemanlar yönteminde burkulma hata modu incelenirken öncelikle statik analizlerden belirli bir yük altındaki eleman ağının düğüm noktalarındaki deplasmanlar elde edilmelidir. Pertürbe edilmiş geometrinin yapıdaki kararlılığını bozaca ve burkulma hata moduna sebep olacak yük kat sayıları sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilmektedir.

Sonlu elemanlar yönteminde burkulma hata modu incelenirken aşağıdaki matris denklemleri kullanılmaktadır.

$$([K] + \lambda_i [K_D]) \{u_i^*\} = \{\lambda_i F\} \quad (4.17)$$

Denklem (4.17)'de belirtilen  $[K]$  matrisi yapının direngenlik matrisini,  $[K_D]$  matrisi ise pertürbe edilmiş geometrinin direngenlik matrisini belirtmektedir.  $\lambda_i$  ve  $u_i^*$  yapının özdeğer (eigenvalue) ve özvektörlerini (eigenvector) belirtmektedir.

Denklem (4.17)'deki eşitliğin tekil olduğu yani determinantının sıfır olduğu noktalar için  $\lambda_i$  hesaplanarak yük katsayıları bulunmaktadır.  $\lambda_i$  yük kat sayısı statik analizlerde uygulanan yükle çarpılarak yapının kararsız olacağı ve burkulma hata modunu tetikleneceği kritik yük değerleri elde edilecektir (Linear Perturbation Analysis, 2022).

$$F_{burkulma} = \lambda_i * F_{statik} \quad (4.18)$$



## **5. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ**

Bu çalışma kapsamında havacılık motorlarında kullanılan sincap kafesi yapılarının radyal katılık doğrulama analizleri, elastik-plastik dayanım analizleri ve öz değer burkulma analizleri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilecektir.

### **5.1 Kullanılan Analiz Yazılımının Tanıtımı**

Çalışma kapsamında sincap kafes parçasının radyal katılık ve elastik-plastik analizlerinin gerçekleştirilmesi için ANSYS Workbench R2021 V2 programının statik yapısal (static structural) modülü, öz değer burkulma analizi için ise yine aynı programın öz değer burkulma modülü kullanılmıştır. Analizlerin malzeme ataması, eleman ağının oluşturulması, sınır koşullarının atanması gibi işlem öncesi hazırlıkları (pre processing) ve gerilim gerinim deplasman sonuçlarının elde edilmesi gibi işlem sonrası ölçümleri (post processing) yine aynı yazılım içerisinde gerçekleştirilmiştir.

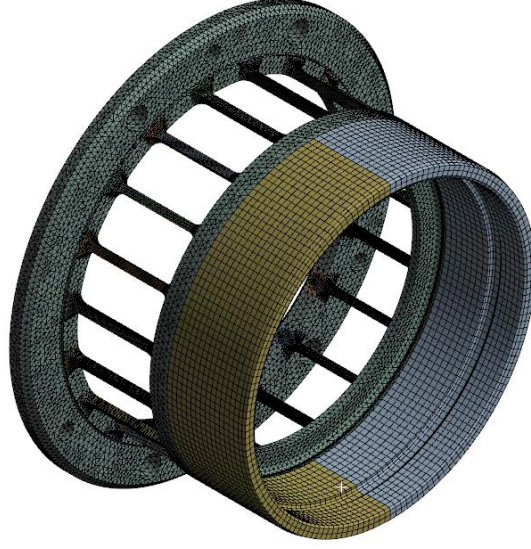
### **5.2 Analiz Modeli**

Tasarlanan sincap kafesi parçasının radyal katılık değeri ve burkulma analizleri sadece parça seviyesi analizler ile incelenecek olup, elastik-plastik dayanım analizleri parçanın bağlandığı taşıyıcı yapıyı ve bağlantı elemanları da simüle edecek komponentler de modele dahil edilerek gerçekleştirilecektir.

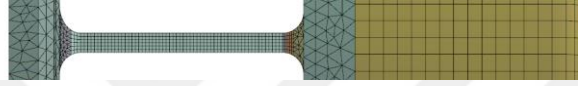
Tüm analizlerde ilk boyutlandırması yapılan kiriş yapıları ara yüzlere uygun olacak şekilde modellenmiştir.

#### **5.2.1 Radyal katılık doğrulaması analiz modeli**

İlk boyutlandırması yapılan sincap kafes parçası ara yüzlere uygun olacak şekilde modellenmiş olup, radyal katılık değerinin doğrulanması için sonlu elemanlar analizi kullanılmıştır. Şekil 5.1'de de gösterildiği gibi 3 boyutlu modellemesi tamamlanan sincap kafes parçasının eleman ağı oluşturulmuştur. Şekil 5.2'de kiriş yapılarına üst görünüşten bakarak eleman ağına ait kesit görüntüsü paylaşılmıştır.



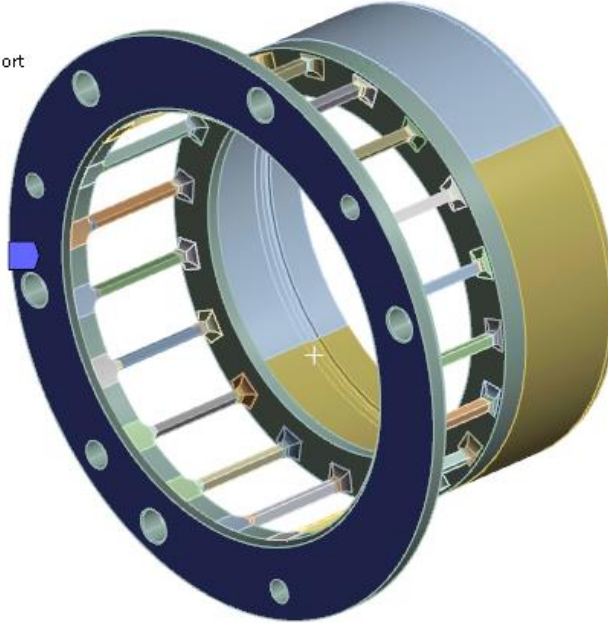
Şekil 5.1 : Katılık doğrulama modeli eleman ağı.



Şekil 5.2 : Eleman ağı detay görünüşü.

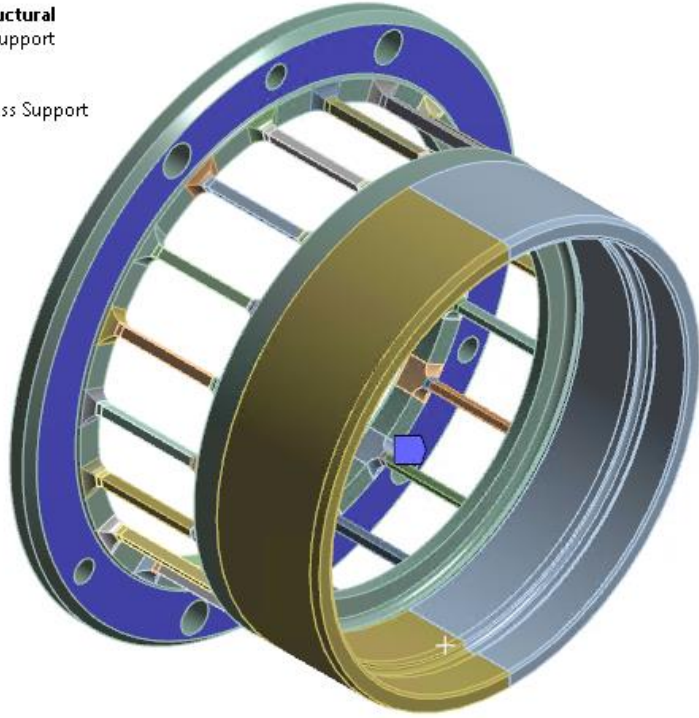
Bu analizde sincap kafes parçası flanş yüzeyinden ankastre mesnetlenmiştir. Flanş unsurunun ön yüzeyine atanan sürtünmesiz mesnet, arka yüzeyine atanan sürtünmesiz mesnet ve dış geçme çapına atanan silindirik mesnet sınır koşulları sırasıyla Şekil 5.3'de Şekil 5.4'de ve Şekil 5.5'de gösterilmiştir.

**B: Static Structural**  
Frictionless Support  
Time: 1, s  
■ Frictionless Support



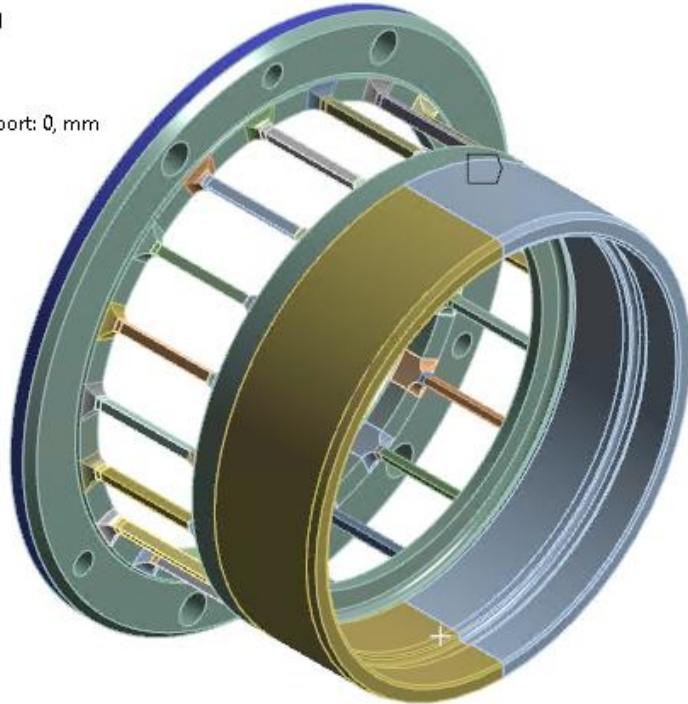
Şekil 5.3 : Sincap kafes flanş mesnetlemesi - ön yüzey.

**B: Static Structural**  
Frictionless Support  
Time: 1, s  
Frictionless Support



**Şekil 5.4:** Sincap kafes flanş mesnetlemesi - arka yüzey.

**B: Static Structural**  
Cylindrical Support  
Time: 1, s  
Cylindrical Support: 0, mm



**Şekil 5.5 :** Sincap kafes flanş mesnetlemesi - dış çap.

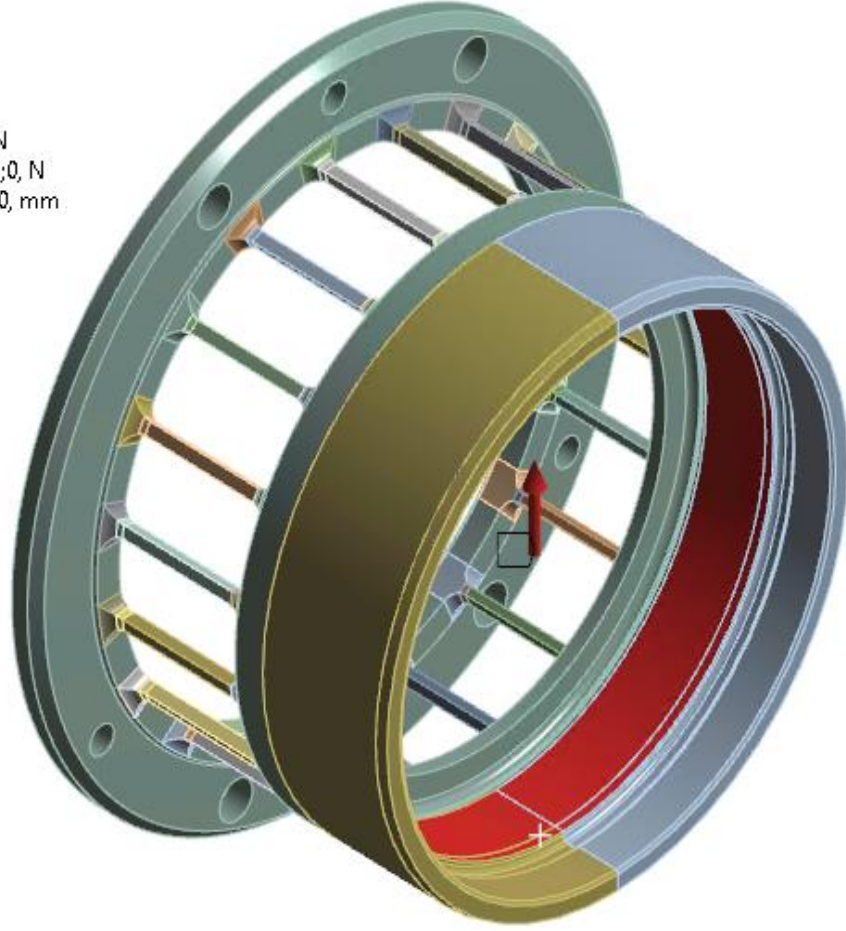
Ayrıca rulman oturma yüzeyine deforme olabilir RB3 uzak nokta (remote point) atanmak suretiyle radyal yük uygulanmıştır. Radyal yükün uzak nokta aracılığı ile rulman oturma yüzeyine uygulanışı Şekil 5.6'da gösterilmiştir.

## B: Static Structural

Remote Force

Time: 1, s

Remote Force: 100, N  
Components: 0,,100,,0, N  
Location: 946,39, 0,, 0, mm



**Şekil 5.6 :** Rulman oturma yüzeyinde deforme olabilir uzak nokta ile radyal yük uygulaması.

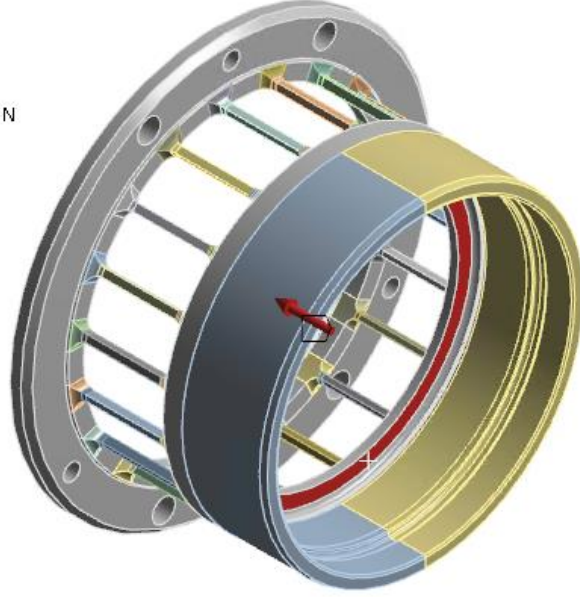
Analiz sonuçlarında da yükün uygulandığı uzak noktaya radyal deformasyon ölçümü atanmıştır. Uygulanan yük ölçülen radyal deformasyon değerine bölünerek rulman oturma yüzeyinin radyal katılık değeri elde edilecektir.

### 5.2.2 Öz değer burkulma analiz modeli

Katılık isterine göre ilk boyutlandırması yapılan ve sonrasında sonlu elemanlar analizi yöntemi ile katılık isteri doğrulanan sincap kafes parçası için eksenel yük kapasitesinin belirlenmesi çalışmasına burkulma davranışının incelenmesi ile devam edilecektir.

Bu analiz de sadece parça seviyesi gerçekleştirilecektir. Katılık doğrulama analiz modelinde oluşturulan eleman ağı kullanılacak olup, parçanın flanş bölgesi aynı şekilde ankastre mesnetlenmiştir. Sonrasında eksenel farazi bir yük uygulanarak statik analiz çözdürmek adına eksenel yük uygulaması rulman dayanma yüzeyine uygulanmıştır. Rulman dayanma yüzeyine atanan uzak nokta aracılığı ile uygulanan farazi eksenel yük Şekil 5.7’de gösterilmektedir.

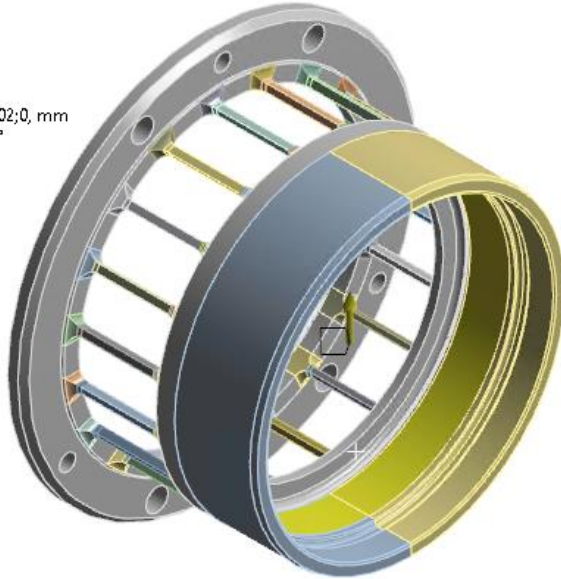
**E: Static Structural**  
Remote Force  
Time: 1, s  
Remote Force: 1000, N  
Components: -1000,0,0, N  
Location: 937,, 0,, 0, mm



**Şekil 5.7 :** Rulman dayanma yüzeyine deforme olabilir uzak nokta bağlantısı ile eksenel yük uygulaması.

Sincap kafesin yükü katılık isterine göre tasarlanan kiriş yapılarından aktarabilmesi için rulman bölgesinde taşıyıcı parça ile arasında bir boşluk bırakılmaktadır. Bu çalışmada boşluk değeri 0.085 mm olarak belirlenmiştir. Bu sınır koşulunun uygulanması için rulman oturma yüzeyine atanan bir uzak noktaya radyal yönde 0.085 mm yer değiştirme sınır koşulu atanmış olup, uzak nokta diğer yönlerde serbest bırakılmıştır. Açıklanan sınır koşulu uygulaması Şekil 5.8’de de gösterilmektedir.

**E: Static Structural**  
Remote Displacement  
Time: 1, s  
Remote Displacement  
Components: Free;8,5e-002;0, mm  
Rotation: Free, Free, Free °  
Location: 944,8, 0,, 0, mm

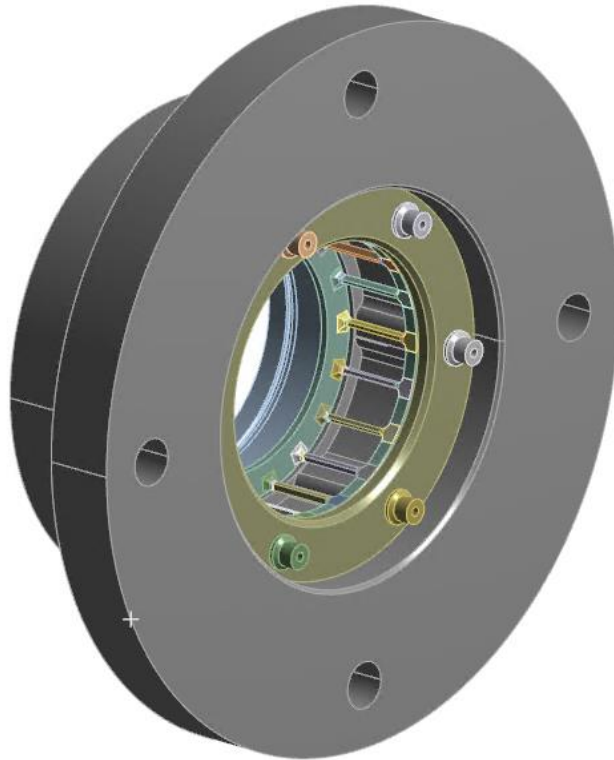


**Şekil 5.8 :** Rulman oturma yüzeyinde deforme olabilir uzak nokta bağlantısı ile yer değiştirme uygulaması.

Farazi yük altında elde edilen gerilme gerinim ve deplasman sonuçları burkulma analizlerine bağlanacak ve çözdürülen burkulma analizi sonucu bir yük kat sayısı elde edilecektir. Elde edilen bu yük katsayılarının en küçüğü ile farazi yük çarpılarak parçada burkulma hata modunu oluşturacak minimum kritik burkulma yükü elde edilecektir.

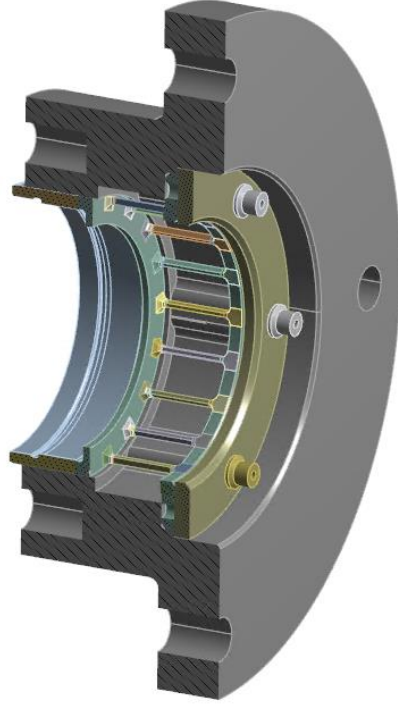
### 5.2.3 Elastik plastik dayanım analiz modeli

Radyal katılık isterini sağlayan sincap kafesinin aksenal yük kapasitesini incelerken değerlendirilmesi gereken bir diğer konu burkulma modunu tetikleyecek yükün yanında yapının mekanik dayanım sınırının tespit edilmesidir. Aksenal yük kapasitesi parçanın akma sınırını aştığı nokta için değil yapısal bütünlüğün bozulduğu nokta için elde edilmek istenmektedir. Bu sebeple elastik-plastik dayanım analizleri gerçekleştirilecektir. Bu analiz aynı zamanda test verileriyle de karşılaştırılacağı için sağlıklı sonuçların da elde edilebilmesi adına parça testlerinde kullanılan yuva ve flanş parçaları da modellenmiştir. Analiz modelinde kullanılan yapı geometrisi Şekil 5.9’da gösterilmektedir.



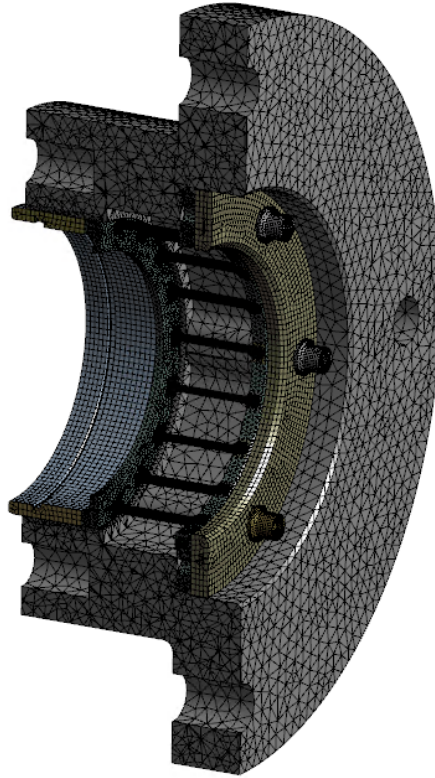
**Şekil 5.9 :** Elastik plastik dayanım analiz modeli - yapı geometrisi.

Şekil 5.9’da gösterilen analiz modelindeki yapı geometrisine ait kesit görünüş Şekil 5.10’da gösterilmektedir.

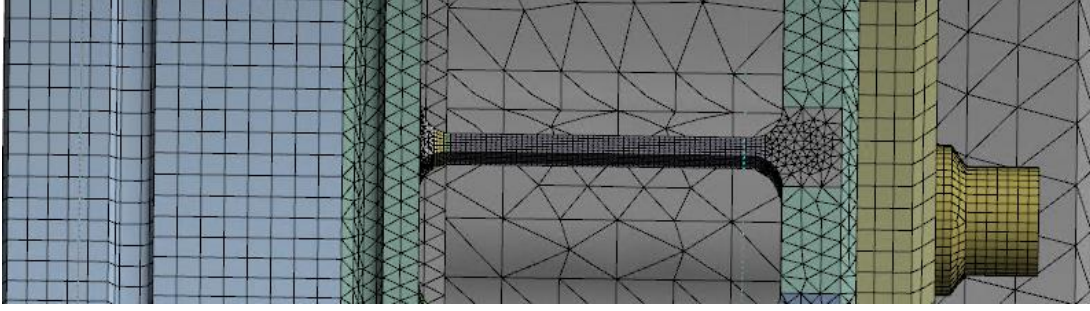


**Şekil 5.10 :** Elastik plastik dayanım analiz modeli - geometri kesit görünüşü.

Elastik plastik dayanım analizinde kullanılacak geometriye örülmüş eleman ağı ve sincap kafesinin ek kritik yeri olan kiriş yapısına örülmüş eleman ağı detay görünüşü sırayla Şekil 5.11’de ve Şekil 5.12’de gösterilmektedir.



**Şekil 5.11 :** Elastik plastik dayanım analiz modeli - eleman ağı kesit görünüşü.



**Şekil 5.12** : Elastik plastik dananım analiz modeli - eleman ağı detay görünüş.

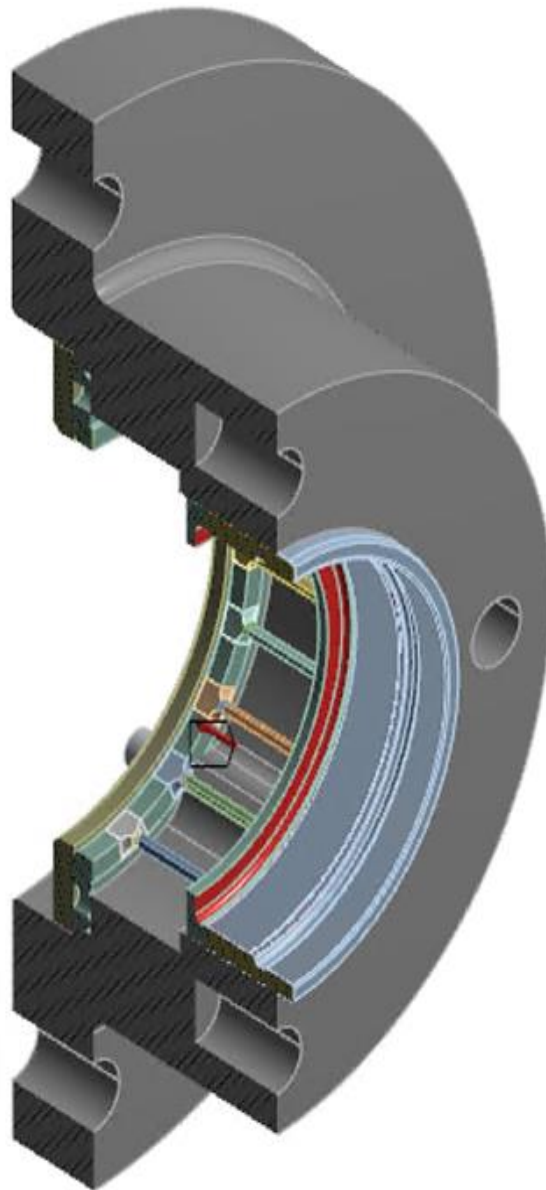
Rulman dayanma yüzeyine atanan uzak noktaya eksenel yük uygulaması Şekil 5.13’de gösterilmektedir.

**C: Housing+Flange Buckling**

Remote Force

Time: 4, s

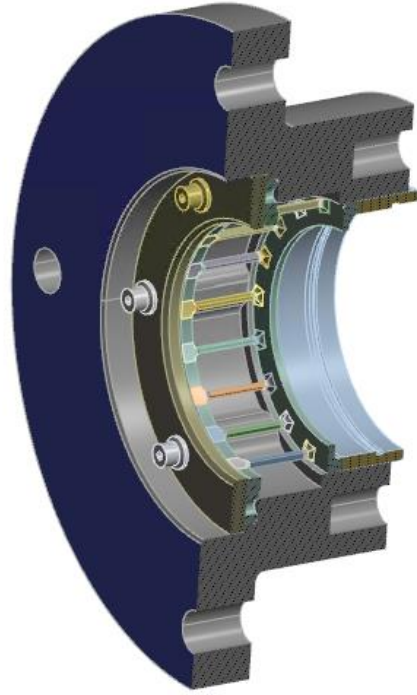
Remote Force: 70000 N  
Components: -70000;0,,0, N  
Location: 946,39, 0,, 0, mm



**Şekil 5.13** : Elastik plastik dananım analiz modeli – rulman dayanma yüzeyi uzak nokta bağlantısı ile eksenel yük uygulaması.

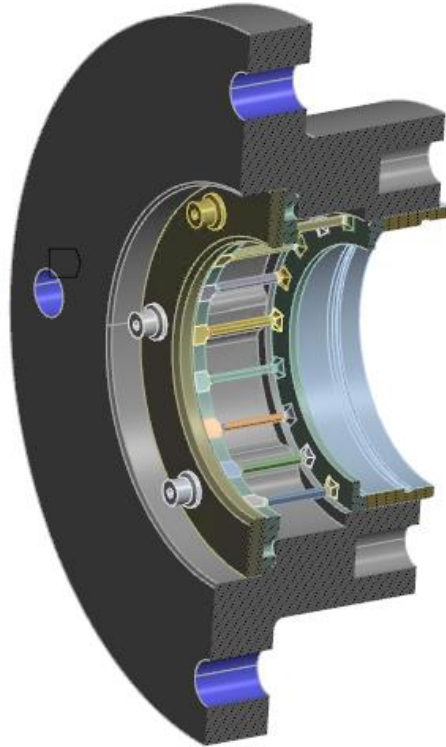
Yuva parçasına atanan sürtünmesiz mesnet ve cıvata yüzelerine atanan silindirik mesnet uygulamaları sırasıyla Şekil 5.14'de ve Şekil 5.15'de gösterilmektedir.

C: Housing+Flange Buckling  
Frictionless Support Fixture1  
Time: 4, s  
Frictionless Support Fixture1



Şekil 5.14 : Elastik plastik dananım analiz modeli - yüzey sınır koşulu.

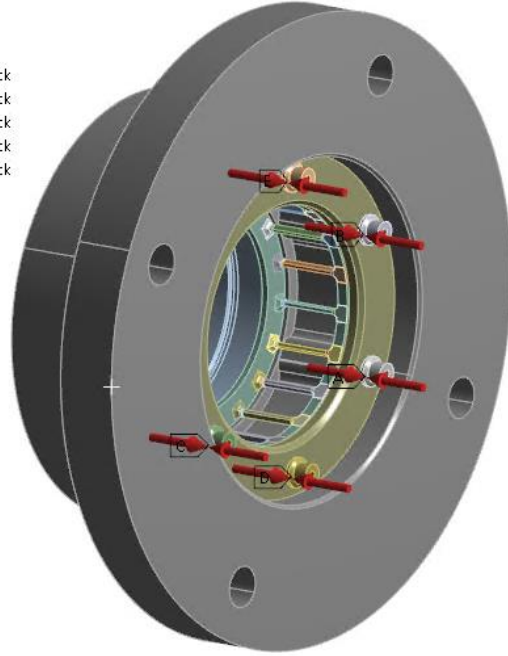
C: Housing+Flange Buckling  
Frictionless Support Fixture2  
Time: 4, s  
Frictionless Support Fixture2



Şekil 5.15 : Elastik plastik dananım analiz modeli – cıvata ara yüzü sınır koşulu.

Sincap kafesin yuva parçasına bağlandığı cıvatalara ait önyükleme uygulaması Şekil 5.16'da gösterilmektedir.

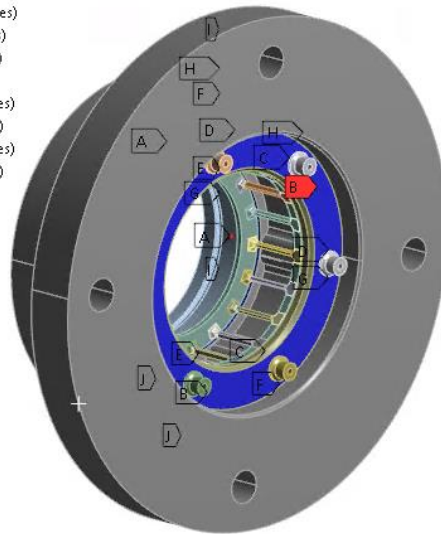
- C: Housing+Flange Buckling**  
Bolt Pretension Screw5  
Time: 4, s
- A** Bolt Pretension Screw3: Lock
  - B** Bolt Pretension Screw4: Lock
  - C** Bolt Pretension Screw1: Lock
  - D** Bolt Pretension Screw2: Lock
  - E** Bolt Pretension Screw5: Lock



**Şekil 5.16 :** Elastik plastik dananım analiz modeli - bağlantı cıvataları önyükleme uygulaması.

Analiz modelinde gerçek koşulu simüle edecek şekilde atanan sınır koşulları uygulaması genel gösterim olarak Şekil 5.17'de gösterilmektedir.

- Bonded - Solid To Housing**  
Items: 10 of 14 indicated
- A** Frictional - Multiple To Housing (Contact Bodies)
  - A** Frictional - Multiple To Housing (Target Bodies)
  - B** Frictional - Tapered To Flange (Contact Bodies)
  - B** Frictional - Tapered To Flange (Target Bodies)
  - C** Frictional - Housing To Tapered (Contact Bodies)
  - C** Frictional - Housing To Tapered (Target Bodies)
  - D** Frictional - Tapered To Housing (Contact Bodies)
  - D** Frictional - Tapered To Housing (Target Bodies)
  - E** Frictional - Solid To Flange (Contact Bodies)
  - E** Frictional - Solid To Flange (Target Bodies)
  - F** Frictional - Solid To Flange (Target Bodies)



**Şekil 5.17 :** Elastik plastik dananım analiz modeli - ara yüz temas tanımlamaları.

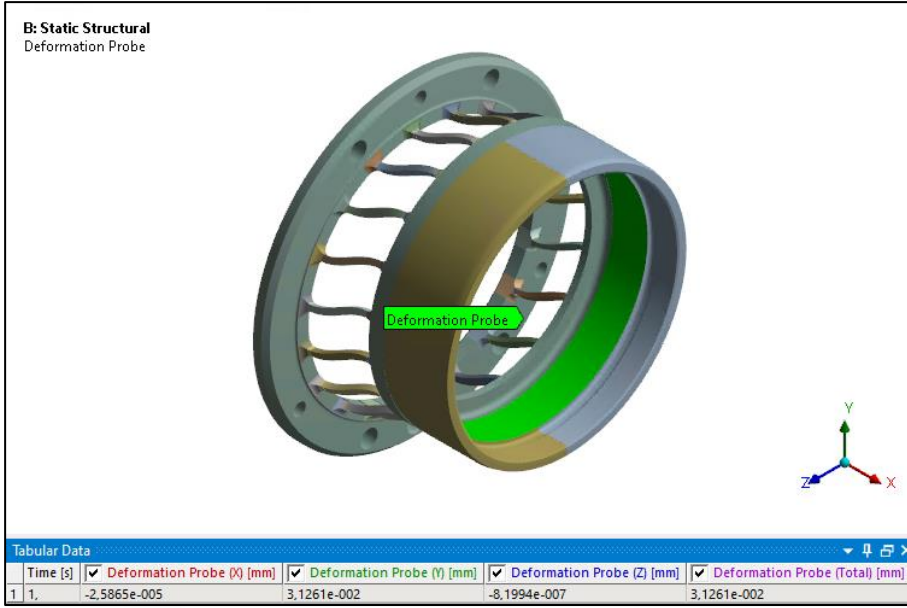
Analizlerde kullanılmak üzere malzeme verisi “Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures” adlı el kitabından elde edilmiştir(U.S. Dept. of Defense, 1998). Ayrıca malzeme özelliklerinin elde edilmesi için IN718-AMS5663 mekanik özelliklerinin elde edilmesi için farklı kaynaklardan da yararlanılmıştır. (Nickel Alloy 718 / Inconel 718 (UNS N07718)- Aircraft Materials, 2022)

Elastik plastik dayanım analizlerinde yükleme koşuluna göre gerilmelerin akma değerini geçtiği noktalarda analiz alt adımlara programın içerisinde kontrollü ve otomatik şekilde bölünmekte ve her alt adım için yakınsamanın yakalanması hedeflenerek analiz çözdürülmektedir. Analiz modeli 4 farklı alt adım için oluşturulmuştur. 1. Alt adımda sadece geçme değerleri modellenmiştir. 2. Alt adımda 5 adet civatanın önyüklemeleri aktif edilmiştir. 3. Adımda rulman dayanma yüzeyine atanan uzak nokta bağlantısına 30 kN eksenel yük uygulanmıştır. 4. Adımda ise rulman dayanma yüzeyine atanan uzak nokta bağlantısına 70 kN eksenel yük uygulanmıştır. Yapılan el hesaplarında yapının 70 kN eksenel yükü taşımayacağı öngörülmüştür. Bu sebeple analizde 70 kN yükleme durumu için sonuçların yakınsayamayacağı öngörülüp, yakınsayan en son nokta yapının dayanım sınırı olarak kabul edilecektir.

### **5.3 Analiz Sonuçları**

#### **5.3.1 Radyal katılık doğrulaması analiz sonuçları**

5.2.1 bölümünde aktarılan radyal katılık doğrulaması analiz modelinin oluşturulmasının ardından çözüm işlemleri gerçekleştirilmiştir. Yük uygulaması için rulman oturma yüzeyine atanan uzak noktadan Y yönündeki radyal deformasyon ölçümü yapılmış olup sonuç Şekil 5.18’de de gösterildiği gibi elde edilmiştir. 100 N radyal yük uygulamasının ardından Y yönünde 0.031261 mm radyal deformasyon elde edilmiştir.

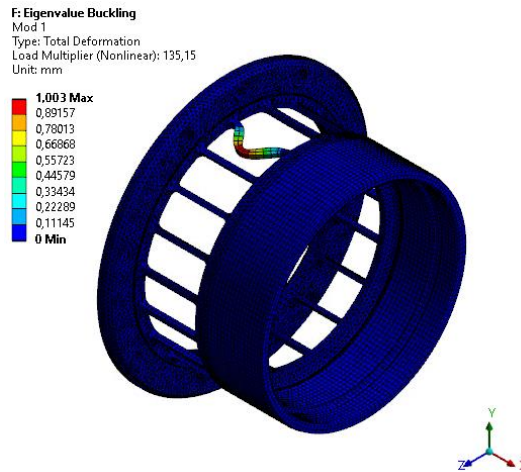


Şekil 5.18 : Radyal katılık doğrulama analizi - y yönündeki radyal deformasyon.

(4.4) numaralı formülden yola çıkarak parçanın radyal katılık değeri 3199 N/mm olarak bulunmuştur. Yapılan tasarım 3250 N/mm değerinin altında kalma isterini sağlamaktadır.

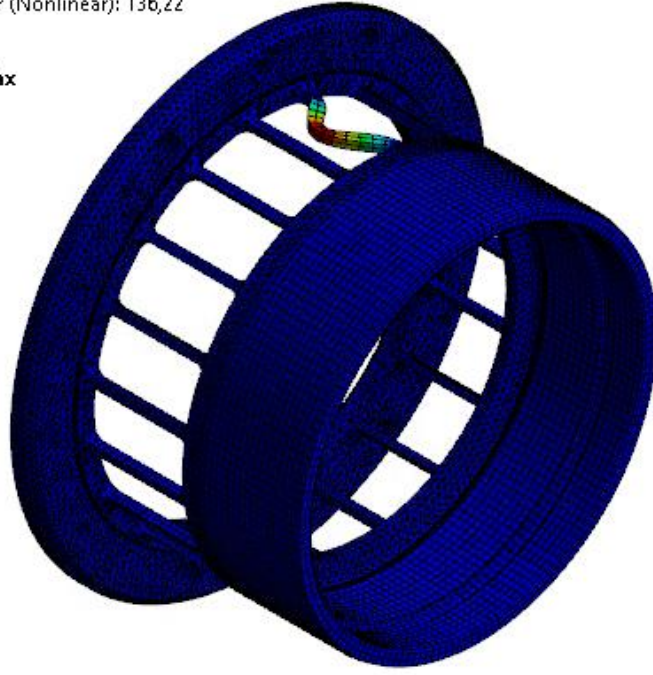
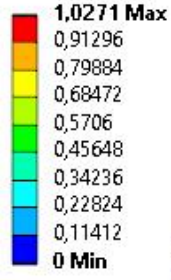
### 5.3.2 Öz değer burkulma analiz sonuçları

5.2.2 bölümünde aktarılan öz değer burkulma analiz modelinin oluşturulmasının ardından çözüm işlemleri gerçekleştirilmiştir. Uygulanan 1 kN değerindeki farazi basma yüklemesinin ardından öz değer burkulma analizi gerçekleştirilmiş olup, ilk üç mod şekli için deformasyon görselleri sırasıyla Şekil 5.19'da Şekil 5.20'de ve Şekil 5.21'de gösterilmektedir.



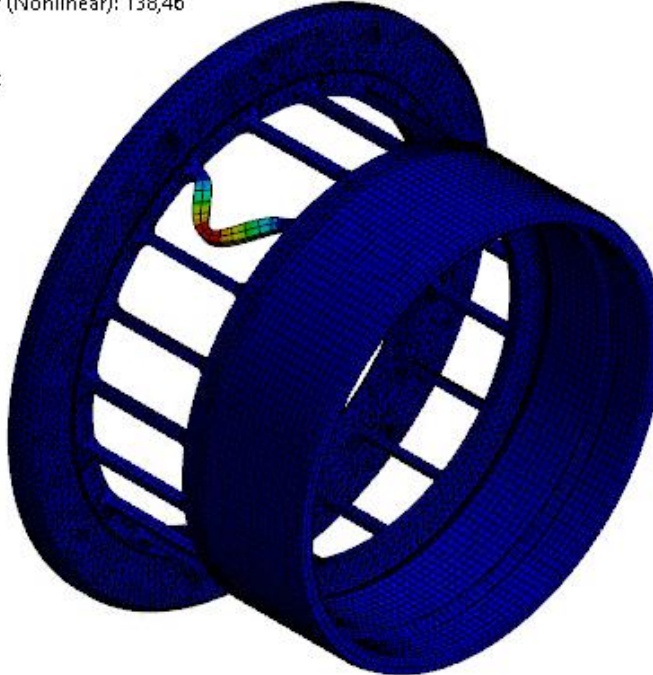
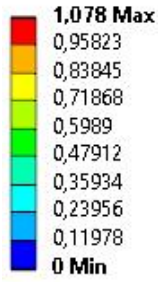
Şekil 5.19 : Öz değer burkulma analizi 1. mod.

**F: Eigenvalue Buckling**  
Mod 2  
Type: Total Deformation  
Load Multiplier (Nonlinear): 136,22  
Unit: mm



Şekil 5.20 : Öz değer burkulma analizi 2. mod.

**F: Eigenvalue Buckling**  
Mod 3  
Type: Total Deformation  
Load Multiplier (Nonlinear): 138,46  
Unit: mm



Şekil 5.21 : Öz değer burkulma analizi 3. mod.

İlk üç mod için elde edilen yükleme katsayıları Çizelge 3.1’de gösterildiği şekilde elde edilmiştir.

**Çizelge 5.1 : Öz değer burkulma analizi yük katsayıları**

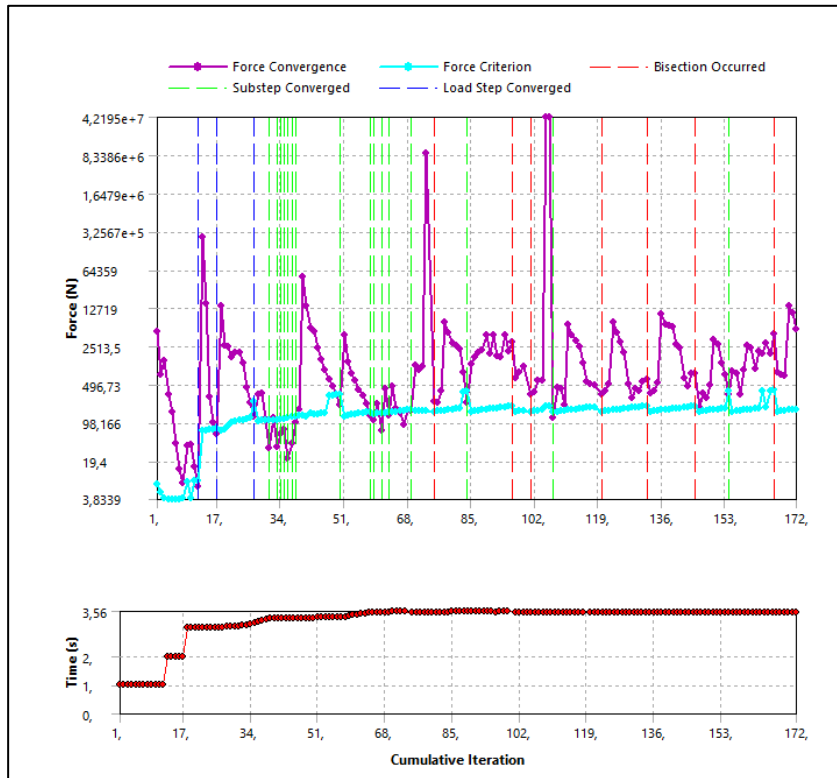
Mod	Yük Katsayıları
1	135,15
2	136,22
3	138,46

Elde edilen katsayıların minimumu ile uygulanan farazi yük çarpıldığında yapıda burkulma modunu tahrik edebilecek minimum eksenel basma yükü 135,15 kN olarak bulunmuştur.

### 5.3.3 Elastik plastik dayanım analiz sonuçları

5.2.3 bölümünde aktarılan elastik plastik dayanım analiz modelinin oluşturulmasının ardından çözüm işlemleri gerçekleştirilmiştir. Analiz açıklanmış olan 4 farklı alt adım için koşturulmuştur.

Analiz sonuçları incelendiğinde gerçekten de öngörüldüğü şekilde 70 kN yükleme adımının yakınsamadığı tespit edilmiştir.



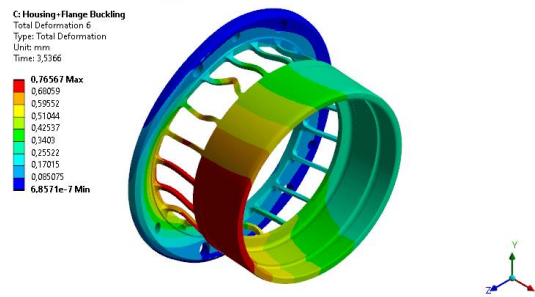
**Şekil 5.22 : Elastik plastik dayanım analizi - çözüm adımlarının yakınsaması.**

Yakınsayan son nokta 3,54'üncü zaman adımı olmuştur. Şekil 5.22'de de çözüm adımları ve yakınsama durumu gösterilmiştir. 3,54'üncü zaman adımında parça üzerine etkiyen aksenal yük 51,4 kN olarak ölçülmüştür.

**Çizelge 5.2 :** Elastik plastik dayanım analizi – yakınsayan son yükleme değeri.

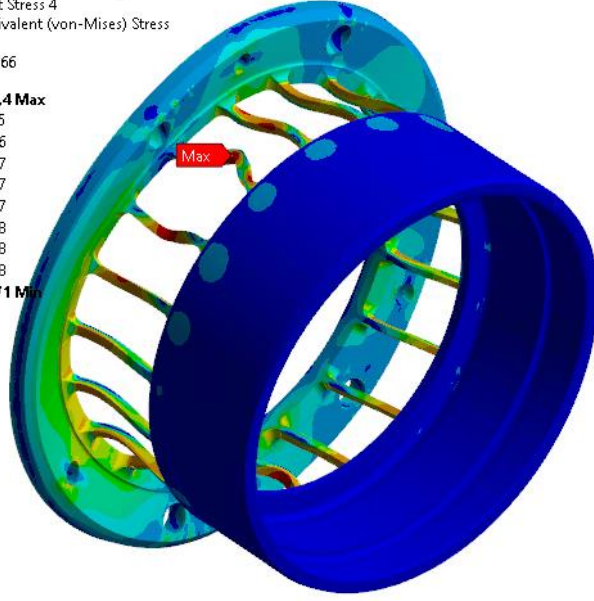
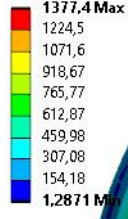
Alt Adım	Zaman (s)	Tepki Kuvveti (X Yönünde) (N)	Maksimum Eş Değer Gerilme (MPa)	Maksimum Toplam Yer Değiştirme (mm)
1	1	0	208,19	1,75E-02
2	2	0	859,45	2,13E-02
3	3	30000	1249	0,33
4	3,04	31600	1277,1	0,34
5	3,08	33200	1336,5	0,37
6	3,12	34800	1320,5	0,39
7	3,16	36400	1354,1	0,41
8	3,2	38000	1323,5	0,44
9	3,24	39600	1287,9	0,46
10	3,28	41200	1277,7	0,49
11	3,32	42800	1326,1	0,52
12	3,36	44400	1336,9	0,55
13	3,4	46000	1316,1	0,59
14	3,44	47600	1290,2	0,63
15	3,48	49200	1325,1	0,67
16	3,52	50800	1473,7	0,74
17	3,5340	51360	1552,7	0,74
18	3,5365	51458	1584,1	0,76
19	3,5666	51465	1377,4	0,77
20	4	-	-	-

Bu analiz sonucuna göre yapının akma sınırını geçip kopma sınırına ulaşmadan sonlu elemanlar analizi yöntemi ile elde edilebilecek maksimum yük değeri 51,47 kN olarak elde edilmiştir. 19'uncu alt adımda oluşan toplam deformasyon ve toplam eş değer gerilme sırasıyla Şekil 5.23'de ve Şekil 5.24'de gösterilmektedir.



**Şekil 5.23 :** 51,47 kN yükleme durumundaki maksimum deformasyon.

**C: Housing+Flange Buckling**  
Equivalent Stress 4  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 3,5366



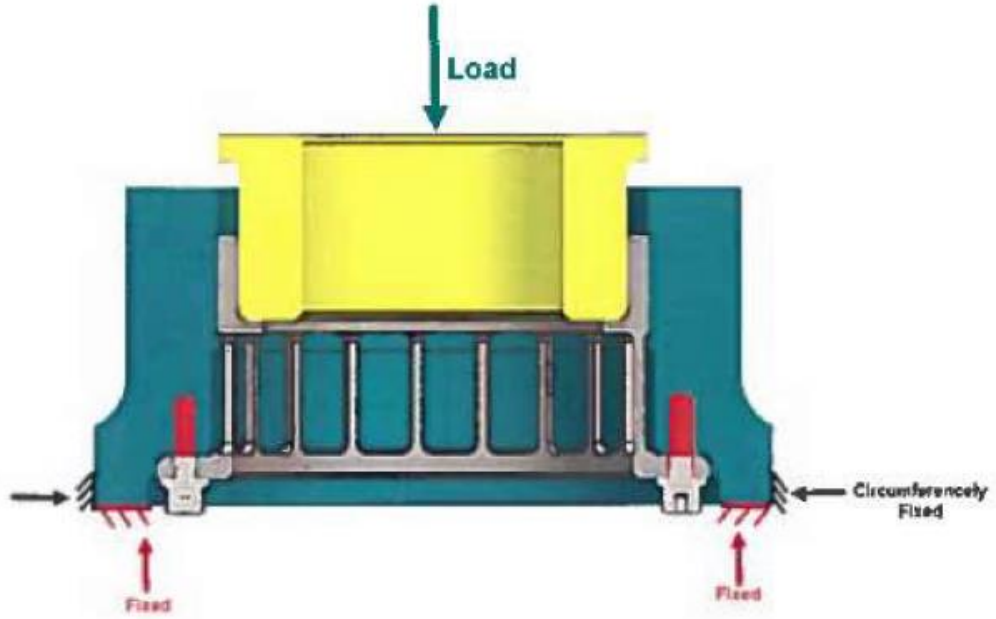
**Şekil 5.24:** 51,47 kN yükleme durumundaki maksimum eş değer gerilme.

## 6. TESTLER

Havacılık yapılarında kullanılan sincap kafes parçalarının dayanım hesaplarının gerçekleştirilmesinin ardından parçaya basma yönünde aksel yüklemeye testleri gerçekleştirmek suretiyle yapının yük taşıma kapasitesi elde edilmiştir.

### 6.1 Test Sistem Tanıtımı

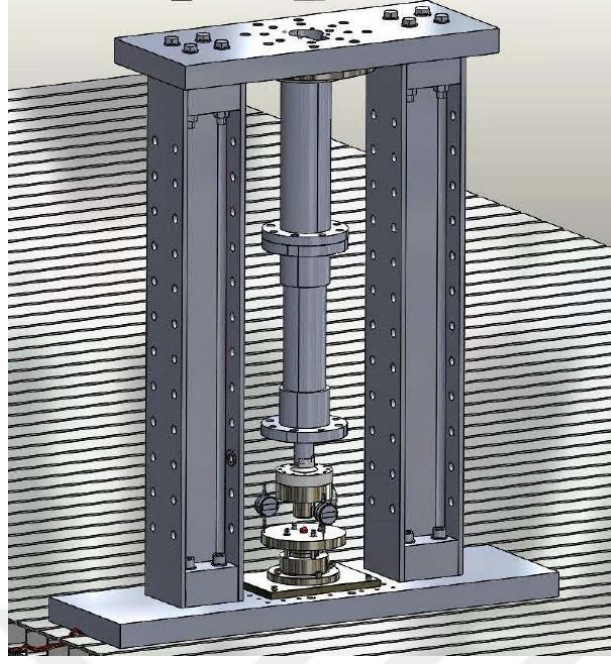
Testin basit şekilde tanımlanması amacıyla Şekil 6.1'de belirtilen gösterim oluşturulmuştur. Görseldeki gri parça test numunesi, sarı ve yeşil parçalar ise test fikstürleridir.



Şekil 6.1 : Test konsepti gösterimi.

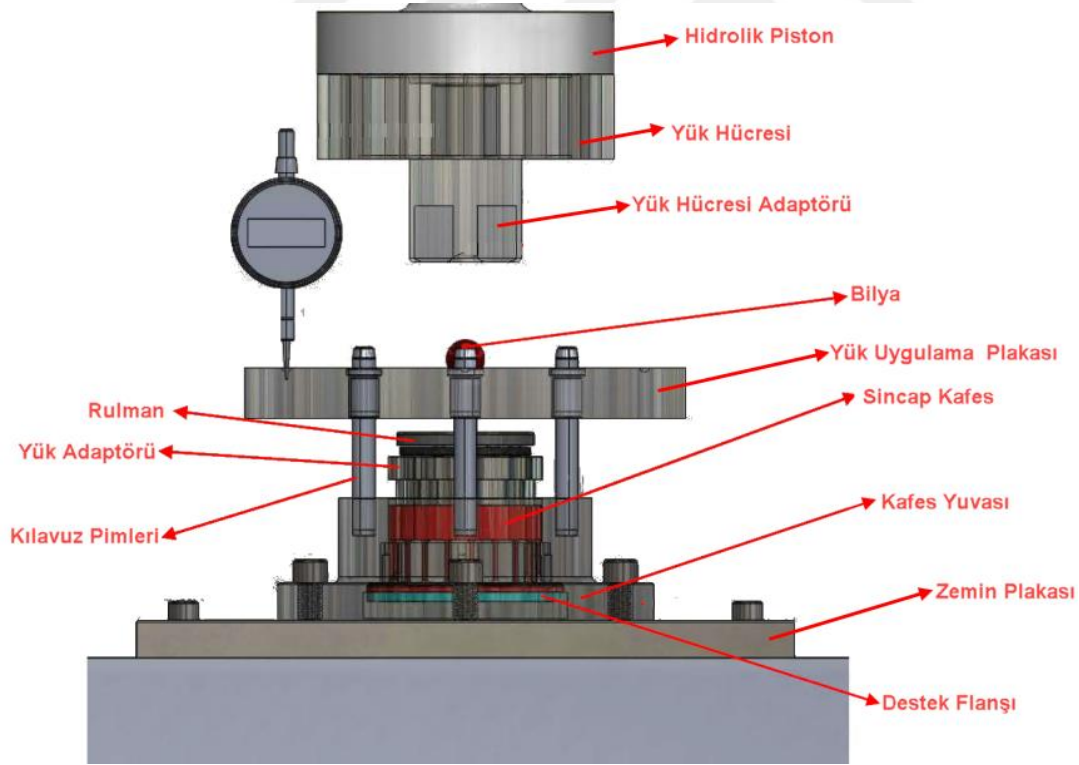
Şekil 6.1'den de anlaşılacağı üzere gri renkli sincap kafes parçası yeşil renk ile gösterilen yuva parçası içerisine yerleştirilip cıvatalar ile bağlantısı gerçekleştirilmesinin ardından sarı renk ile gösterilen bir adaptör aracılığı ile basma yönünde yüklenecek ve dayanım davranışı incelenecektir.

Şekil 6.2'de test konsepti benzetimi basitçe yapılmıştır. Test düzeneğinin üç boyutlu modellenmesi ise 'de gösterilmektedir.



Şekil 6.2 : Test düzeneği üç boyutlu modellemesi.

Test düzeneğinde kullanılan ana ekipmanlar Şekil 6.3'de gösterilmektedir.



Şekil 6.3 : Test düzeneği ana ekipmanlar.

Hidrolik piston sisteme istenen yükü uygulamak için kullanılmaktadır. Hidrolik pistondan iletilen basma yükü yük hücresi ile kontrol edilmektedir. Pistondan tatbik edilecek olan yükün homojen olarak eksen kaçıklığı olmadan test numunesine yani

sincap kafes parçasına iletilmesi hedeflenmektedir. Bu sebepten dolayı uygulanan kuvvetin yük hücresinden yük uygulama plakasına iletilmesi esnasında yük hücresi adaptörü, bilye ve dört adet kılavuz pimi kullanılmaktadır. Bu sayede bilye üzerine aktarılan yük herhangi bir moment yükü oluşturamayacak ve kılavuz pimleri sayesinde yük uygulama plakası parçası zemin plakasıyla mükemmel paralellikte olarak yükün homojen bir şekilde iletilmesi sağlayacaktır. Yük uygulama plakası parçasından sincap kafes parçasına yük iletilirken sincap kafesinin yük eksenini etrafında dönme yönünde serbestlik derecesini kısıtlamamak için bilyeli rulman parçası kullanılmıştır. Eğer burkulma hata modu tetiklenirse ve sincap kafes yük eksenini etrafında buruluyormuş gibi dönerek deforme olmaya çalışırsa kullanılan bu rulman sayesinde parça bu hareketi yaparken bir kısıtlamaya maruz kalmayacaktır. Ayrıca destek flanşı parçasının kullanım ara yüzlerini simüle etmek amacıyla sisteme eklenen bir parçadır.

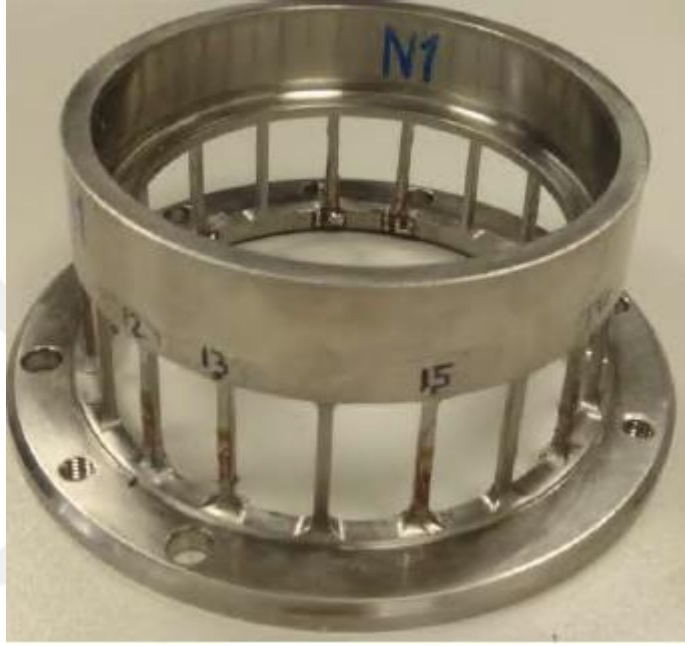
- Montaj sıralaması Sincap kafes parçası kafes yuvası içerisine cıvata delikleri eşleşecek şekilde yerleştirilmiştir.
- Destek flanş parçası sincap kafesin üzerine cıvata delikleri eşleşecek şekilde yerleştirilmiştir.
- 5 adet AS48412 havacılık standardı cıvata destek flanşı, sincap kafesi ve kafes yuvalarında bulunan cıvata deliklerine yerleştirilip uygun şekilde torklanmıştır.
- Kafes yuvası montajı flanşı altta kalacak ve zemin plakası üzerindeki delikleri eşleşecek şekilde zemin plakası üzerine yerleştirilmiş ve cıvatalar uygun şekilde torklanmıştır.
- Yükün homojen dağıtılması için kullanılan kılavuz pimlerinin kafes yuvası parçasına montajı gerçekleştirilmiştir.
- Yük adaptörü ve bilye parçası sincap kafes içerisindeki oturma yüzeyine yerleştirilmiştir.
- Yük uygulama plakası kılavuz pimleriyle eşleşecek şekilde montaj edilmiştir.
- Eksen kaçıklığını önlemek amacıyla kullanılan bilye parçası yük uygulama plakası üzerine yerleştirilmiştir.

Sincap kafes parçasının deformasyonu hem hidrolik aktüatörün hali hazırda bünyesinde bulunan deplasman kontrol sensörü otomatik şekilde hem de yükleme

plakası üzerinden ölçüm almak adına test düzeneğine eklenen 3 adet komperatör vasıtası ile gerçekleştirilecektir.

Açıklandığı üzere montajı tamamlanan test parçaları fikstür içerisine yerleştirilmiş ve test idame edilmeye hazır hale getirilmiştir.

Şekil 6.4'de 1. Sincap kafes test numunesine, Şekil 6.5'de 2. Sincap kafes test numunesine ait test öncesi görseller paylaşılmaktadır.

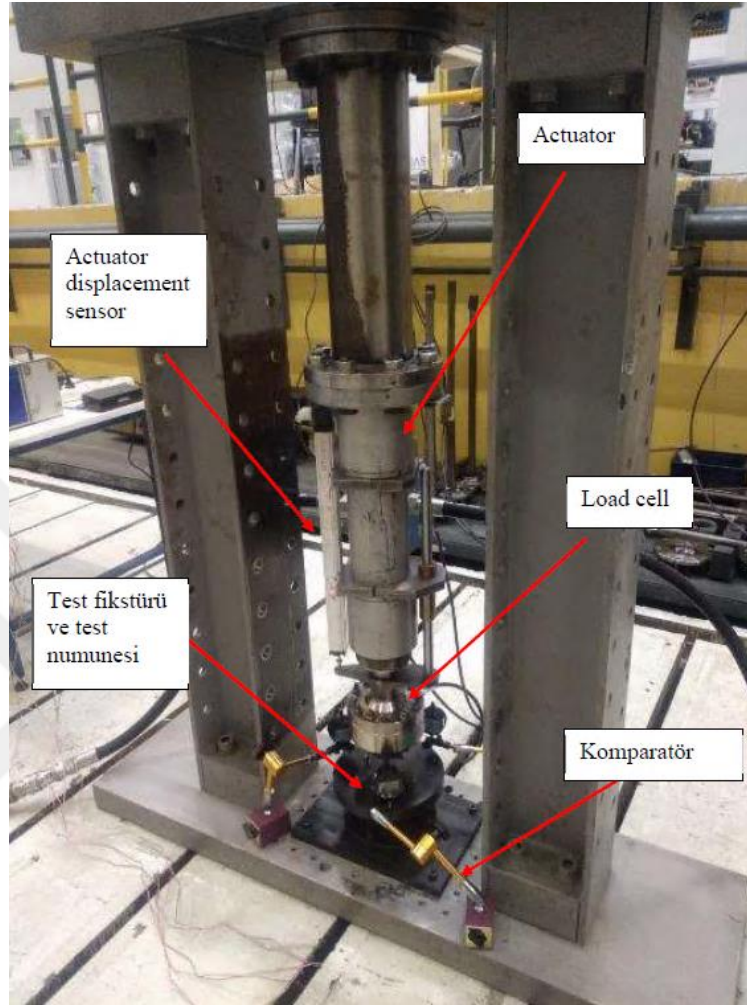


**Şekil 6.4 :** Birinci sincap kafes test numunesi.

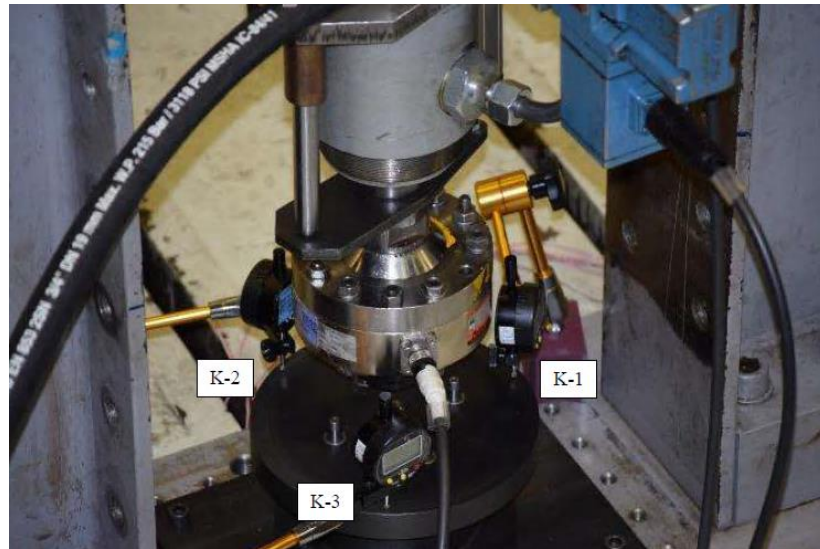


**Şekil 6.5 :** İkinci sincap kafes test numunesi.

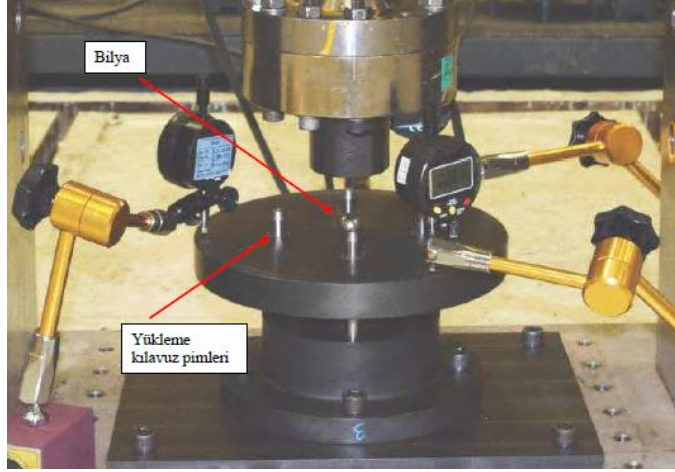
Şekil 6.6, Şekil 6.7 ve Şekil 6.8'de sırasıyla montaj edilmiş test yapısı, komperatörlerin yerleşimi ve bilyeler ile kılavuz pimleri gösterilmiştir.



Şekil 6.6 : Montajı tamamlanmış test yapısı.



Şekil 6.7 : Komperatör yerleşimi ve numaralandırması.



**Şekil 6.8 :** Bilye ve kılavuz pimleri.

## 6.2 Test Prosedürü

Test yapısının montajının ardından testin idamesi aşağıda açıklanan prosedüre göre gerçekleştirilmiştir.

**Çizelge 6.1 :** Test prosedürü.

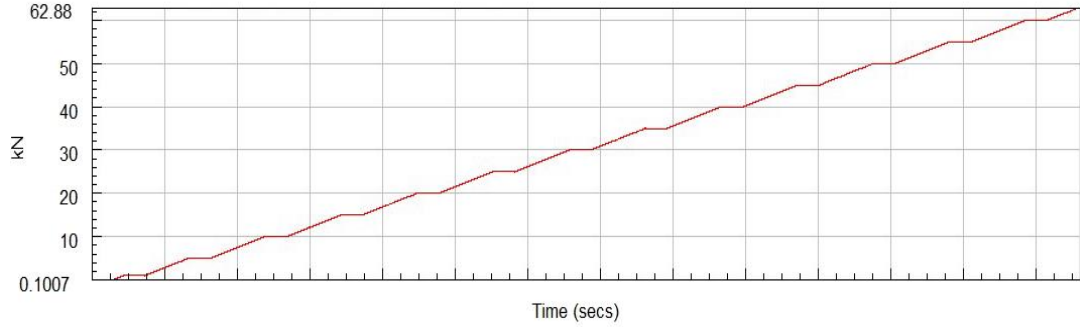
Kuvvet (kN)	Yapılan İşlem
0	Tüm ölçümler sıfırlanarak kalibrasyon gerçekleştirilir.
1	1 kN yükleme uygulanarak tüm ölçümlerin alınıp alınmadığı kontrol edilir
0	Kontrollerin yapılmasının ardından önyükleme kaldırılır.
0,1	0,1 kN yükleme uygulanarak test idame edilmeye başlanır.
5	0,1 kN'dan 0,5 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 5 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir
10	5 kN'dan 10 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 10 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir
15	10 kN'dan 15 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 15 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir
20	15 kN'dan 20 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 20 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir
25	20 kN'dan 25 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 25 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir
30	25 kN'dan 30 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 30 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir
35	30 kN'dan 35 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 35 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir
40	35 kN'dan 40 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 40 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir
45	40 kN'dan 45 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 45 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir

**Çizelge 6.2 (devam) : Test prosedürü.**

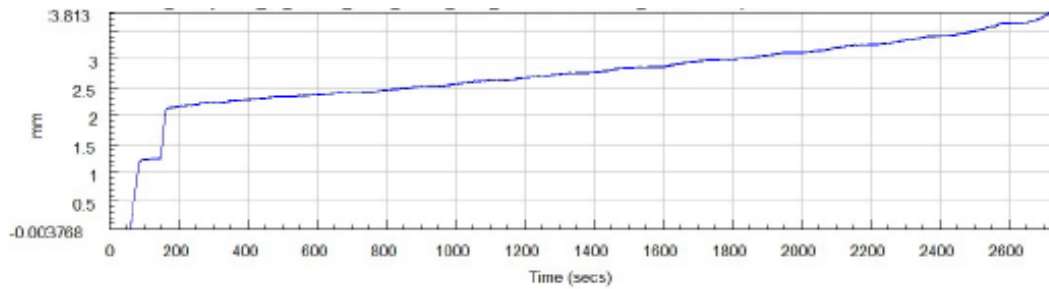
Kuvvet (kN)	Yapılan İşlem
50	45 kN'dan 50 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 50 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir
55	50 kN'dan 55 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 55 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir
60	55 kN'dan 60 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 60 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir
65	60 kN'dan 65 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 65 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir
70	65 kN'dan 70 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 70 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir
75	70 kN'dan 75 kN'a 2 kN/dk hız ile yükleme başlatılır, 75 kN değerinde 1 dk beklenir, komperatör okumaları gerçekleştirilir
75	Test sonlandırılır

### 6.3 Test Sonuçları

Test verilerin tutarlılığını incelemek adına 2 numune ile tekrarlanmıştır. Şekil 6.9 'da gösterildiği gibi birinci numune ile yapılan test 62,88 kN değerinde, Şekil 6.11'de gösterildiği gibi ikinci test ise 60,87 kN değerinde eksenel yük kapasiteleri tespit edilmiştir.



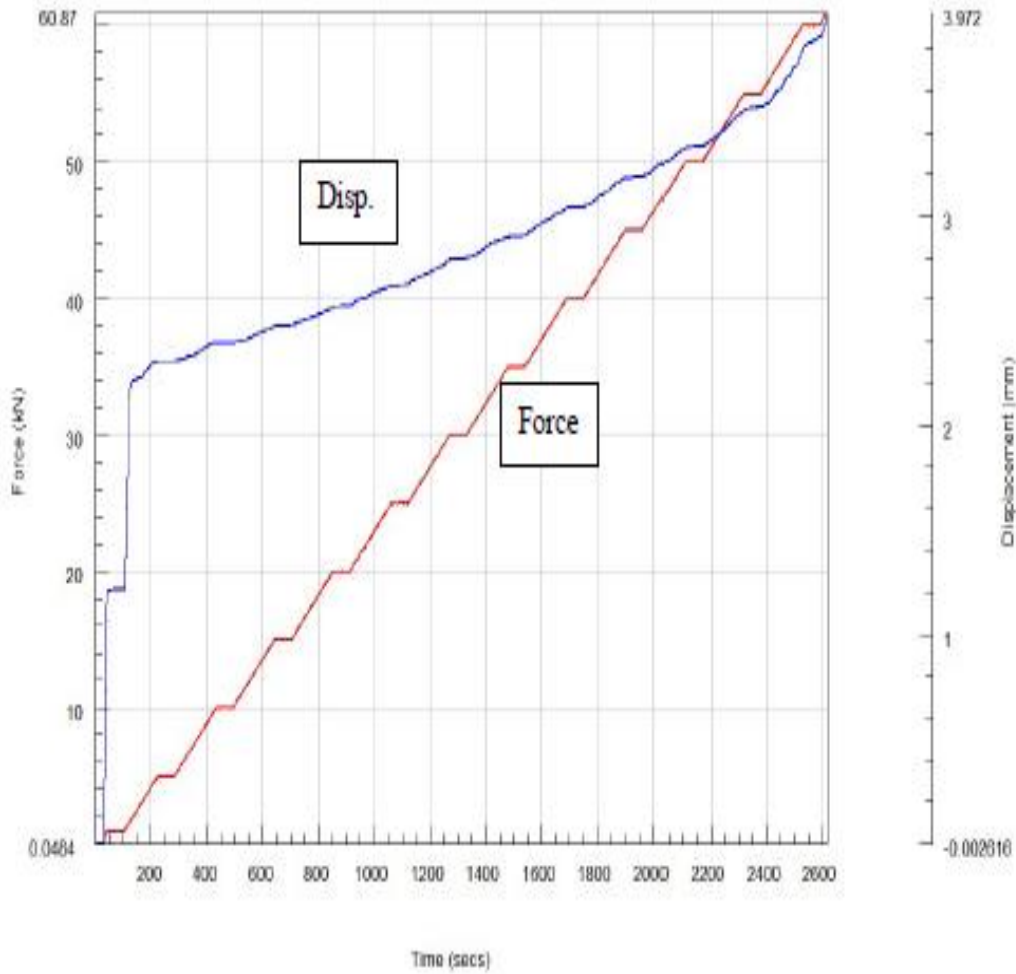
**Şekil 6.9 : Numune 1'in yükleme profili.**



**Şekil 6.10 : Numune 1'in aktüatör deformasyon ölçümü.**

**Çizelge 6.3 :** Numune 1'in yükleme profili ve aktüatör deformasyon ölçümü.

Zaman (s)	Aktüatör Yüğü (kN)	Aktüatör Deplasmanı (mm)
119,7	1	1,245
294	5	2,225
502,8	10	2,336
712,2	15	2,419
921,5	20	2,518
1125	25	2,629
1342	30	2,758
1554	35	2,859
1764	40	2,983
1972	45	3,118
2182	50	0,325
2394	55	3,411
2601	60	3,629



**Şekil 6.11 :** Numune 2'nin yükleme profili ve aktüatör deformasyon ölçümü.

**Çizelge 6.4 :** Numune 2'nin yükleme profili ve aktüatör deformasyon ölçümü.

Zaman (s)	Aktüatör Yüğü (kN)	Aktüatör Deplasmanı (mm)
75,4	0,99	1,217
251,7	5	2,308
463,9	10,02	2,397
671,2	15,01	2,479
880,1	20,01	2,574
1087	25,01	2,671
1301	29,99	2,8
1505	34,99	2,907
1726	40,01	3,046
1931	45,03	3,192
2145	49,98	3,336
2351	55,01	3,524
2563	59,98	3,836

Gerçekleştirilen testler sonrasında 1. sincap kafes test numunesine ait hasar görüntüleri Şekil 6.12'de ve Şekil 6.13'de, 2. sincap kafes test numunesine ait hasar görüntüleri Şekil 6.14'de ve Şekil 6.15'de gösterilmiştir.



**Şekil 6.12 :** Birinci sincap kafes test numunesi hasar durumunun üstten görünüşü.



Şekil 6.13: Birinci sincap kafes test numunesi hasar durumunun önden görünüşü.



Şekil 6.14: İkinci sincap kafes test numunesi hasar durumunun arkadan görünüşü.



**Şekil 6.15:** ikinci sincap kafes test numunesi hasar durumunun çapraz görünüşü.



## 7. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışma kapsamında gaz türbinli havacılık motorlarında kullanılan sincap kafesi parçası için talep edilen radyal katılık değerine ve boyutsal kısıtlara göre ilk boyutlandırma yapılmış ve sonrasında sonlu elemanlar analizi yöntemi kullanılarak statik analiz gerçekleştirilmiş ve isterin sağlandığı gözlemlenmiştir. Ardından tezin asıl konusu olan sincap kafesinin eksenel yük dayanım hesaplarının gerçekleştirilmesi konusu çalışılmıştır. Konu kapsamında parçaya sonlu elemanları analizi yöntemi kullanılarak hem doğrusal olmayan öz değer burkulma analizleri hem de elastik plastik dayanım analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan doğrusal olmayan öz değer burkulma analizi sonucunda parçanın burkulma modunun tetiklenebilmesi için eksenel basma yükünün minimum 135,15 kN olması gerektiği sonucu elde edilmiştir. Elastik plastik dayanım analizlerinden ise parçanın 51,47 kN yük taşıyabileceği sonucu elde edilmiştir. Bu sonuçlar karşılaştırıldığında parçada burkulma modunu tetikleyecek yük değeri parça malzemesinin kopma dayanım sınırından çok daha yüksek olduğu için parçada hasara sebep olacak kritik yük seviyesi dayanım analizlerinden elde edilen 51,47 kN olarak belirlenmiştir.

İki farklı numune ile gerçekleştirilen yükleme testlerinde ise sırasıyla 62,88 kN ve 60,87 kN eksenel yük taşıma kapasiteleri elde edilmiştir. İki numune arasında eksenel yük taşıma kapasitesi açısından %3,19 fark bulunmaktadır. İki test parçası aynı ham malzeme kullanılarak üretildiği için aradaki belirtilen farkın temel sebebinin imalat toleransları olduğu düşünülmektedir.

Sonlu elemanlar analizinden elde edilen eksenel yük taşıma limiti ile testlerden elde edilen kapasite arasında %15,4 fark bulunmaktadır. Bu farkın temelde iki potansiyel ana sebebi bulunmaktadır. Bunlardan birincisi analizlerde minimum malzeme dayanım verilerinin kullanılmış olmasıdır. İkinci potansiyel ana sebep ise analizlerin nominal parça ölçülerine göre gerçekleştirilmesi ve testlerdeki kullanılan sincap kafeslerin kirişlerinin imalat toleransları sebebiyle nominal ölçüden daha kalın üretilmiş olması durumudur. Bu iki potansiyel sebep göz önünde bulundurulduğunda minimum malzeme verileri kullanılarak nominal geometri ile

gerçekleştirilen analizlerden elde edilen sonuçlar ile testlerden elde edilen sonuçlar arasında gözlemlenen %15,4 fark temellendirilebilmektedir.

Sonuçlar göz önünde bulundurulduğunda gelecekte yapılacak tasarım iterasyonlarında veya yeni tasarımlarda dayanım analizleri sonuçlarının güvenlik katsayısının güvenilirliği olduğu sonucuna varılmış olup güncellenen tasarımlar için gerçekleştirilen analizlerin bir test ile tekrardan doğrulama ihtiyacı olmadığı sonucuna varılmıştır.



## KAYNAKLAR

- Anonim.** (t.y.). Rotor-bearing dynamics technology design guide. Ohio: Wright-Patterson Air Force Base, Air Force Aero Propulsion Laboratory.
- Ball and roller bearings** (t.y.). Ball & roller bearings | minebeamitsumi aerospace. Erişim: 22 Mayıs 2022, <https://www.minebeamitsumi-aerospace.com/product/ball-roller-bearings>
- Beer, F., Johnston, E., DeWolf, J. ve Mazurek, D.,** (2012). Mechanics of materials.
- Дегтярев, С.А., Леонтьев, М.К., Попов, В.В.,** (2014). К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПОДАТЛИВОСТИ “БЕЛИЧЬЕГО КОЛЕСА” В ОПОРАХ РОТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.
- Duffy, R. J. ve Shattuck, B. F.** (1975). Integral engine inlet particle separator. Eustis Directorate, U.S. Army Air Mobility Research and Development Laboratory.
- Early Gas Turbine History.** (t.y.). Erişim: 29 Mayıs 2022, <https://www.gas-turbine-lab.mit.edu/early-gas-turbine-history>
- Euler, L.** (1757). Sur La Forces Des Colonnes.
- Evolution.** (2022). Damping in a rolling bearing arrangement. [online] Erişim: 26 Mayıs 2022, <https://evolution.skf.com/en/damping-in-a-rolling-bearing-arrangement/>.
- Fordham, A. A.** (1938). The History of the Theory of Structures
- Fundamentals of Dynamic Analysis | MSC Nastran – Simulating Reality, Delivering Certainty.** (2022). Erişim: 26 Mayıs 2022, <https://simulatemore.mscsoftware.com/fundamentals-of-dynamic-analysis-msc-nastran/>
- Gloeckner, P., Rodway C.,** (2017). The Evolution of Reliability and Efficiency of Aerospace Bearing Systems. Erişim: 29 Mayıs 2022, [https://www.scirp.org/pdf/ENG\\_2017112914471800.pdf](https://www.scirp.org/pdf/ENG_2017112914471800.pdf)
- Greenhill, A. G.** (1881). Determination of the greatest height consistent with stability that a vertical pole or mast can be made, and of the greatest height to which a tree of a given proportions can grow.
- Heinkel he 178.** (t.y.). Erişim: 29 Mayıs 2022, <http://www.aviastar.org/air/germany/he-178.php>
- He-178-plane-1939.** (2022). Erişim: 29 Mayıs 2022, <https://www.wenzelamerica.com/jet-turbine-blade-history/he-178-plane-1939>
- Hibbeler, R. C.** (2003). Mechanics of materials.

- Hunt, R.** (2011). *History and development of the Industrial Gas Turbine*. Erişim: 29 Mayıs 2022, <https://history-industrial-gas-turbine.blogspot.com/>
- Kurz, R. ve Brun, K.** (2019). *Compression machinery for oil and Gas*. Gulf Professional Publishing.
- Leontiev, M.** (1996). *Damper Supports*
- Leontiev, M. ve Tereshko, A.M.** (2013). *Investigation of Influence of Rotor Supports Elastic Elements Characteristics on Gas Turbine Engines*.
- Li, Q.S.** (2001). *Exact solution for buckling of non-uniform columns under axial concentrated and distributed loading*
- Linear Perturbation Analysis.** (2022). Erişim: 28 Mayıs 2022 [https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans\\_help\\_v182/ans\\_thry/thylin\\_pert.html](https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans_help_v182/ans_thry/thylin_pert.html)
- Nickel Alloy 718 / Inconel 718 (UNS N07718)- Aircraft Materials.** (2022). Erişim: 26 Mayıs 2022, <http://www.aircraftmaterials.com/data/nickel/718.html>
- Jin, J.** (2014). *The Finite element method in electromagnetics*
- Rzadkowski, R., Rokicki, E., Piechowski, L., Szczepanik R.,** (2016). *Analysis of middle bearing failure in rotor jet engine using tip-timing and tip-clearance techniques*
- Rolls Royce.** (2015). *The jet engine*. Wiley
- Sanvito M., Pesatori E., Bachschmid N., Chatterton S.** (2012). *Analysis of LP steam turbine blade vibrations: experimental results and numerical simulations*, Woodhead Publishing
- Signer, A.** (1992). *Buckling of Column of variable flexural rigidity*,
- Timoshenko, S.P.** (1953 ). *History of Strength of Materials*
- Timoshenko, S. P., Gere, G. M.** (1961). *Theory of Elastic Stability*.
- Turboprop.** Wikipedia. Erişim: 22 Mayıs 2022, <https://en.wikipedia.org/wiki/Turboprop>
- Turbojet.** Wikipedia. Erişim: 22 Mayıs 2022, <https://en.wikipedia.org/wiki/Turbojet>
- Turboshaft.** Wikipedia. Erişim: 22 Mayıs 2022, <https://en.wikipedia.org/wiki/Turboshaft>
- Turbofan.** Wikipedia. Erişim: 22 Mayıs 2022, <https://en.wikipedia.org/wiki/Turbofan>
- U.S. Dept. of Defense.** (1998). *Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures*.
- Zhang, W., Han, B., Li, X., Sun, J., & Ding, Q.** (2020). *Multi-objective system optimization method and experimental validation of a centralized squeeze film damper using a cell mapping method considering dynamic constraints*.

## ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Gökhan Parlak

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2017, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü

### MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- Eylül 2017 tarihinden itibaren TEI-TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş. firmasında mekanik tasarım mühendisi olarak çalışmaktadır. Şu anda görevine kıdemli mühendis unvanı ile devam etmektedir.
- Mart 2017 – Eylül 2017 ayları arasında BİAS Mühendislik LTD. ŞTİ. firmasında yarı zamanlık mühendis olarak çalışılmıştır.
- Haziran 2016 – Eylül 2016 ayları arasında Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A.Ş. firmasında yaz stajı gerçekleştirilmiştir.
- Haziran 2015 – Temmuz 2015 ayları arasında Türk Hava Yolları Teknik A.Ş. firmasında zorunlu yaz stajı gerçekleştirilmiştir.