

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU YARDIMIYLA BİR
ALTERNATÖRÜN TASARIM ENİYİLEMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MEHMET BAKİ DOĞRU

BALIKESİR, HAZİRAN-2019

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU YARDIMIYLA BİR
ALTERNATÖRÜN TASARIM ENİYİLEMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MEHMET BAKİ DOĞRU

Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Ali ORAL (Tez Danışmanı)
Doç. Dr. Kadir ÇAVDAR
Dr. Öğr. Üyesi Alaaddin TOKTAŞ

BALIKESİR, HAZİRAN-2019

KABUL VE ONAY SAYFASI

Mehmet Baki DOĞRU tarafından hazırlanan “**TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU YARDIMIYLA BİR ALTERNATÖRÜN TASARIM ENİYİLEMESİ**” adlı tez çalışmasının savunma sınavı 11.06.2019 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman
Prof. Dr. Ali ORAL

Üye
Doç Dr. Kadir ÇAVDAR

Üye
Dr. Öğr. Üyesi Alaaddin TOKTAŞ



Jüri üyeleri tarafından kabul edilmiş olan bu tez Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca onanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Prof. Dr. Necati ÖZDEMİR

.....

ÖZET

**TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU YARDIMIYLA BİR ALTERNATÖRÜN
TASARIM ENİYİLEMESİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MEHMET BAKİ DOĞRU
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
(TEZ DANIŞMANI: PROF. DR. ALİ ORAL)
BALIKESİR, HAZİRAN-2019**

Rüzgâr Enerjisi, tarih boyunca çeşitli şekillerde dönüştürülmüştür. Sulama, tahıl öğütme ve gemileri hareket ettirmek için mekanik enerjiye dönüştürülen rüzgâr enerjisi, günümüzde ise bu alanlardan uzaklaşarak, özellikle elektrik üretiminde oldukça önemli bir yere sahiptir.

1900 yılların başında küçük güçler (kilowatt) ile başlayan rüzgâr enerjisini elektrik enerjisine dönüştürme serüveni, günümüzde oldukça iyi değerlere (MegaWatt) ulaşmıştır. Bununla birlikte sadece yüksek güçlere çıkılmamış yeni malzemeler, yeni mühendislik teknikleri ve teknolojilerinin gelişmesine neden olmuştur. Tüm bunlar birleştiğinde ise rüzgâr türbin verimleri artırılmıştır.

Bu çalışmada, geliştirilen yeni mühendislik tekniklerinden topoloji optimizasyonu kullanılarak rüzgâr türbini alternatörünün yapısı ele alınmıştır. 4 kW gücündeki sabit mıknatıslı alternatör yapısı, yapısal değişiklikler oluşturularak ağırlık azaltılmasının yanı sıra yapı içerisinde elektrik üretimi için önemli yer tutan manyetik akı dağılımının iyileştiği analizler sonucunda elde edilmiştir. topoloji optimizasyonu uygun sonuçları verip başarıyla sonuçlandırılmıştır.

ANAHTAR KELİMELER: Topoloji optimizasyonu, alternatör, stator, rotor

ABSTRACT

**DESIGN OPTIMIZATION OF AN ALTERNATOR WITH TOPOLOGY
OPTIMIZATION
MSC THESIS
MEHMET BAKI DOGRU
BALIKESIR UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE
MECHANICAL ENGINEERING
(SUPERVISOR: PROF. DR. ALI ORAL)
BALIKESİR, JUNE-2019**

Wind Energy has been transformed in various ways throughout history. Wind energy, which is transformed into mechanical energy for irrigation, grain milling and moving ships, has a very important place in electricity generation, especially in electricity production.

In the early 1900s, the adventure of converting wind energy into small amounts of electricity (kilowatts) has reached today's very good values (MegaWatts). However, new materials, which have not only reached high powers, have led to the development of new engineering techniques and technologies. All of these combined with increased wind turbine efficiency.

In this study, the structure of the wind turbine alternator is examined by using topology optimization from the new engineering techniques developed. Permanent magnet alternator structure of 4 kW was obtained as a result of the analysis of the magnetic flux distribution which has important place for electricity production in the structure as well as weight reduction by constructing structural changes. topology optimization gave the appropriate results and concluded successfully.

KEYWORDS: Topology optimization, alternator, stator, rotor

İÇİNDEKİLER

Sayfa

| | |
|--|------------|
| ÖZET | i |
| ABSTRACT | ii |
| İÇİNDEKİLER | iii |
| ŞEKİL LİSTESİ | iv |
| TABLO LİSTESİ | vi |
| SEMBOL LİSTESİ | vii |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 1.1 Literatür Araştırması..... | 2 |
| 1.2 Alternatör Ve Çalışma Prensibi | 5 |
| 1.2.1 Senkron Alternatörler | 6 |
| 1.2.2 Stator (Endüvi) | 7 |
| 1.2.3 Rotor | 8 |
| 1.3 Optimizasyon..... | 9 |
| 1.3.1 Giriş | 9 |
| 1.3.2 Yapısal Optimizasyon..... | 10 |
| 1.3.3 Boyut Optimizasyonu | 10 |
| 1.3.4 Şekil Optimizasyonu..... | 11 |
| 1.3.5 Topoloji Optimizasyonu..... | 11 |
| 2. MATERYAL VE METOD | 17 |
| 2.1 Giriş..... | 17 |
| 2.1.1 Rüzgar Türbini..... | 17 |
| 2.1.2 Rüzgâr Türbini Ağırlık Hesabı | 19 |
| 2.1.3 Rüzgâr Türbin Kanadına Etki Eden Kuvvetler | 21 |
| 2.2 5 kW Sabit Mıknatıslı Alternatör Mekanik Boyutlandırılması | 25 |
| 2.2.1 Mil Mukavemet Hesapları ve Smith Diyagramı..... | 26 |
| 2.2.2 Sehim Hesapları..... | 44 |
| 2.2.3 Titreşim Hesapları ve Kritik Devir | 50 |
| 2.3 Konstrüksiyon Hesaplarının Ansys Analizleriyle Kontrolü | 53 |
| 3. TOPOLOJİ OPTİMİZASYON ÇALIŞMASI | 57 |
| 4. TARTIŞMA VE SONUÇLAR | 62 |
| 5. KAYNAKLAR | 69 |
| 6. EKLER | 74 |
| EK A RÜZGAR HARİTASI..... | 74 |
| EK B ALTERNATÖR TEKNİK RESİMLERİ | 75 |

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

| | |
|---|----|
| Şekil 1.1 : Alternatör çalışma şekli | 6 |
| Şekil 1.2 : Senkron alternatör kesit görünümü..... | 7 |
| Şekil 1.3 : Alternatörün statoru | 8 |
| Şekil 1.4 : Alternatörün rotoru ve döner diyot..... | 9 |
| Şekil 1.5: Yapısal optimizasyon | 10 |
| Şekil 1.6: Boyut optimizasyonu | 11 |
| Şekil 1.7: Şekil optimizasyonu | 11 |
| Şekil 1.8 : Topoloji optimizasyon aşamaları..... | 12 |
| Şekil 1.9 : Seviye kümesi yöntemi..... | 14 |
| Şekil 1.10: Evrimsel algoritma yöntemi | 15 |
| Şekil 1.11: İki boyutta malzeme bulutu yöntemi | 15 |
| Şekil 2.1: Rüzgar hızına bağlı güç faktörü (c_p) değişimi | 18 |
| Şekil 2.2: Kanat kütlelerinin kanat çapı ile ilişkisi | 20 |
| Şekil 2.3: Kanat koordinat sistemi | 22 |
| Şekil 2.4: Kanat koordinat sisteminde kanada etki eden normal ve teğetsel kuvvetler | 23 |
| Şekil 2.5: Mil tasarımı ve mil rulmanlı yataklar | 26 |
| Şekil 2.6: Mil kritik kesit | 27 |
| Şekil 2.7: Mile etkiyen kuvvetler..... | 27 |
| Şekil 2.8: Mile etkiyen kuvvetler..... | 28 |
| Şekil 2.9: Kuvvet-moment diyagramı..... | 29 |
| Şekil 2.10: Sürekli mukavemet diyagramı gösterimi..... | 34 |
| Şekil 2.11: Sürekli mukavemet diyagramı gösterimi..... | 35 |
| Şekil 2.12: Ck 35 sürekli mukavemet diyagramı..... | 36 |
| Şekil 2.13: Ck 35 düzeltilmiş sürekli mukavemet diyagramı | 38 |
| Şekil 2.14: Milde değişik tasarımlar. | 39 |
| Şekil 2.15: Tamamlanmış sürekli mukavemet diyagramı..... | 42 |
| Şekil 2.16: Tamamlanmış sürekli mukavemet diyagramı..... | 43 |
| Şekil 2.17: Alternatör mili rotor orta noktasındaki sehimi | 46 |
| Şekil 2.18: Alternatör mili orta noktasındaki sehimi | 48 |
| Şekil 2.19: Alternatör milinde türbin ağırlığının sehimi..... | 49 |
| Şekil 2.20: Rezonansa girme hali..... | 50 |
| Şekil 2.21: Kuvvet dağılımı | 53 |
| Şekil 2.22: Eleman ağı yapısı..... | 54 |
| Şekil 2.23: Toplam deformasyon | 54 |
| Şekil 2.24: Von-Misses gerilme..... | 55 |
| Şekil 2.25: Von-Misses gerilme bölgesi | 55 |
| Şekil 2.26: Mil yorulma analizine bağlı ömür | 56 |

| | |
|--|----|
| Şekil 2.27: Mil çalışma şartlarında modal analiz..... | 56 |
| Şekil 3.1: Alternatör rotor tasarımı | 57 |
| Şekil 3.2: Rotor statik analizi..... | 58 |
| Şekil 3.3: Topoloji optimizasyonu boşaltma yapılmış gösterim..... | 58 |
| Şekil 3.4: Civata bağlantı kısmı korunmuş olarak topoloji optimizasyonu | 59 |
| Şekil 3.5: Topoloji optimizasyonu sonrası rotor tasarımı | 59 |
| Şekil 3.6: Topoloji optimizasyonu sonrası tasarlanan yapının statik analizi ... | 60 |
| Şekil 3.7: Topoloji optimizasyonunun manyetik akı dağılımına etkisi | 61 |
| Şekil 4.1: Optimizasyon sonrası kuvvet dağılımı | 62 |
| Şekil 4.2: Optimizasyon sonrası mil sehimi farkları..... | 66 |
| Şekil 4.3: Optimizasyon öncesi ve sonrası kritik açısal hız ve devir..... | 66 |
| Şekil 4.4: Optimizasyon sonrası mil kuvvet dağılımı..... | 66 |
| Şekil 4.5: Optimizasyon sonrası mil toplam deformasyonu | 66 |
| Şekil 4.6: Optimizasyon sonrası mil gerilmeleri..... | 67 |
| Şekil 4.7: Optimizasyon sonrası mil gerilmeleri..... | 67 |
| Şekil A.1: Balıkesir rüzgar haritası | 74 |
| Şekil B.1: Alternatör kesit teknik resmi..... | 75 |
| Şekil B.2: Stator | 76 |
| Şekil B.3: Rotor | 77 |
| Şekil B.4: Mil..... | 78 |

TABLO LİSTESİ

| | <u>Sayfa</u> |
|--|--------------|
| Tablo 2.1: Naca 4415 kanat yapısı değerleri | 24 |
| Tablo 2.2: Ck 35 malzeme dayanım tablosu | 31 |
| Tablo 2.3: Büyüklük faktörü b_0 | 37 |
| Tablo 2.4: Yüzey işleme faktörü b_1 | 39 |
| Tablo 2.5: Değişik tasarım formları için β değerleri. | 40 |
| Tablo 2.6: Sehim tablosu | 45 |
| Tablo 4.1: Optimizasyon öncesi ve sonrası mil sehim farkları | 63 |
| Tablo 4.2: Optimizasyon öncesi ve sonrası kritik açılmal hız ve devir | 65 |



SEMBOL LİSTESİ

| <u>Sembol</u> | <u>Açıklama</u> | <u>Birim</u> |
|---------------|--|----------------------|
| ρ | :Normalleştirilmiş malzeme yoğunluğu | (kg/m ³) |
| ρ_i | :Optimizasyon süresince kullanılan malzeme yoğunluğu | (kg/m ³) |
| ρ_0 | :Gerçek malzeme yoğunluğu | (kg/m ³) |
| E_i | :Ara malzeme için elastisite modülü | (MPa) |
| E_0 | :Gerçek eleman için elastisite modülü | (MPa) |
| \dot{m} | :Kütlesel debi | (kg/s) |
| v | :Hacimsel debi | (m ³ /s) |
| λ | :Uç hız oranı | |
| ρ | :Hava özgül kütlesi | (kg/m ³) |
| P | :Güç | (W) |
| A | :Kanat süpürme alanı | (m ²) |
| V | :Rüzgar hızı | (m/s) |
| C_P | :Güç katsayısı | |
| w | :Açısal hız | (1/s) |
| n | :Devir sayısı | (d/dk) |
| η | :Rüzgar verimi | |
| k_e | :Kinetik enerji | |
| F_{XK} | :XK yönünde kuvvet | (N) |
| F_{YK} | :YK yönünde kuvvet | (N) |
| F_{ZK} | :ZK yönünde kuvvet | (N) |
| M_{XK} | :XK yönünde moment | (N) |
| M_{YK} | :YK yönünde moment | (N) |
| M_{ZK} | :ZK yönünde moment | (N) |
| F_L | :Kaldırma kuvveti | (N) |
| C_L | :Kaldırma kuvveti katsayısı | |
| c | :Aerofoil profil hattı uzunluğu | (m) |
| W | :İzafi rüzgar hızı | (m/s) |
| F_D | :Sürüklenme kuvveti | (N) |
| F_{XKa} | :Kanadı etkileyen aksenal yük | (N) |
| F_{YKa} | :Kanadı etkileyen radyal yük | (N) |
| α_D | :Hücum açısı | (derece) |
| M_d | :Döndürme momenti | (Nm) |
| τ_b | :Burulma mukavemeti | (MPa) |
| W_p | :Polar mukavemet momenti | (mm ³) |
| σ_e | :Eğilme gerilmesi | (MPa) |
| M_e | :Eğilme momenti | (Nm) |
| W | :Mukavemet momenti | (mm ³) |
| τ_k | :Kesme gerilmesi | (MPa) |
| F | :Kesme kuvveti | (N) |
| A | :Kesit alanı | (mm ²) |
| σ_b | :Bası gerilmesi | (MPa) |

| | | |
|---------------------------|--|--------|
| $\sigma_{e\dot{s}_g}$ | :Eşdeğer gerilme genliği | (MPa) |
| $\sigma_{e\dot{s}_o}$ | :Eşdeğer ortalama gerilme | (MPa) |
| $\sigma_{e\dot{s}_{max}}$ | :Eşdeğer maksimum gerilme | (MPa) |
| σ'_{Ak} | :Düzeltilmiş akma gerilmesi | (MPa) |
| σ_{Ak} | :Akma gerilmesi | (MPa) |
| b_0 | :Büyükölçüm faktörü | |
| σ'_{Td} | :Düzeltilmiş tam değişken sürekli mukavemet değeri | (MPa) |
| σ_{Td} | :Tam değişken yük hali için sürekli mukavemet değeri | (MPa) |
| $\sigma_{\dot{s}_{Td}}$ | :Şekil tam değişken mukavemet genliği | (MPa) |
| b_1 | :Yüzey işleme faktörü | |
| β | :Çentik faktörü | |
| $\sigma_{\dot{s}_{gk}}$ | :Şekil sürekli mukavemet genliği | (MPa) |
| σ_{gk} | :Mukavemet genliği | (MPa) |
| f_{A1} | :Rotor ağırlığı nedeniyle rulmanlı yatak merkezinde milde oluşan sehim miktarı | (mm) |
| f_{A2} | :Mil ağırlığı nedeniyle rulman yatak merkezinde milde oluşan sehim miktarı | (mm) |
| f_{B1} | :Mil ağırlığı nedeniyle mil ağırlık merkezinde oluşan sehim miktarı | (mm) |
| f_{B2} | :Rotor ağırlığı nedeniyle mil ağırlık merkezinde oluşan sehim miktarı | (mm) |
| f_C | :Mil uç noktasındaki sehim | (mm) |
| f_{A3} | :Türbin kanadı ağırlığı etkisinde rotor ağırlık merkezi noktasındaki sehim miktarı | (mm) |
| F_m | :Merkezcil kuvvet | (N) |
| m | :Kütle | (kg) |
| r | :Yarıçap | (m) |
| y | :Sehim miktarı | (mm) |
| e | :Eksenel kaçıklık | (mm) |
| w_k | :Kritik açısal hız | (1/s) |
| c | :Rijitlik | (N/mm) |
| w_{kA} | :Rotor ağırlık merkezindeki kritik açısal hız | (1/s) |
| w_{kB} | :Mil ağırlık merkezindeki kritik açısal hız | (1/s) |
| w_{kC} | :Mil uç noktasındaki kritik açısal hız | (1/s) |

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam boyunca yaşadığım sorunlar ve zorluklarda her zaman olumlu ve doğru yaklaşımlarla yol gösteren, destek olan insanların olması ve her konuda yardımlarını esirgememeleri sayesinde tez çalışmamı tamamlamış bulunmaktayım.

Gerek lisans döneminde değerli bilgileri ile bizleri aydınlatan, gerekse mesleki hayatım boyunca yol gösterici ve rehber olan, problemleri doğru bir şekilde ve bilimsel olarak çözebilme yeteneğini bana kazandıran, sorunlarla karşılaştığım her an desteğini esirgemeyen Sayın Prof. Dr. Ali Oral'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmamda ve her alanda verdiği fikirlerle rehberlik eden Sayın Dr. Deniz PERİN'e teşekkürlerimi sunarım.

Tez yazım süresinde yaşadığım sorunlarda her zaman beni motive eden ve destek olan Sayın Hatice ERDOĞAN ve Sayın Cemil YAVUZ'a teşekkürü borç bilirim.

Tez çalışmamı yapmamda her türlü imkân ve olanağı sağlayan İŞBİR Elektrik San. AŞ.'ye ve destekleyen tüm yöneticilerime teşekkür ederim.

Yaşamım ve eğitim hayatım boyunca her zaman yanımda olan, desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen, anneme, babama ve kardeşlerime teşekkürü borç bilirim.

Balıkesir, 2019

Mehmet Baki DOĞRU

1. GİRİŞ

Alternatör, mekanik hareket enerjisini oluşturan manyetik alan ile elektrik enerjisine çeviren elektrik makineleridir. Alternatörler hidroelektrik santrallerden rüzgâr türbinlerine, işletme ve evlerdeki jeneratörlerden taşıt motorlarına kadar pek çok alanda elektrik üreteçleri olarak kullanılmaktadır [1].

Alternatörler, ikaz kısmı ve ana kısım olmak üzere iki temel bölümden oluşmakta, bu bölümler stator ve rotor olarak iki kısma ayrılmaktadır. Stator alternatörün duran kısmına, rotor mil üzerine montajı yapılan hareketli kısmına verilen addır [1].

Çalışmanın birinci bölümünde alternatörlerle ilgili bilgi verilmekle birlikte, senkron ve asenkron alternatörlerden bahsedilmiş, senkron alternatörü oluşturan kısımlara değinilmiştir. Optimizasyon ve çeşitleri hakkında bilgi verilerek topoloji optimizasyonu açıklanmıştır. Konuyla ilgili literatür değerlendirilmiştir.

İkinci bölümde alternatör boyutlandırmasıyla ilgili hesaplamalar yapılarak 4 kW rüzgâr türbini için boyutlandırma çalışmaları yapılmıştır. Bu hesaplamalar ile alternatörü etkileyen kuvvetler belirlenerek türbin boyutlandırmasını etkileyen kuvvetlerden belirtilmiştir. Türbini etkileyen kuvvetlerle birlikte sac paket boyu belirlenmiş olan alternatör milinin yorulma hesapları yapılarak sürekli mukavemet diyagramı çizilmiştir. Çalışma anında rotor ile stator arasında bırakılması gereken hava boşluğu için sehim hesapları yapılarak alternatör kritik devri belirlenmiştir. Alternatör rulmanlı yataklarına gelen kuvvetlere bağlı olarak rulman ömrü hesaplanmıştır.

Üçüncü bölümde alternatör rotorunda topoloji optimizasyonu çalışması yapılmıştır. Bu çalışmanın nedeni alternatör mukavemeti ve veriminde herhangi bir değişim olmadan sistem ağırlığını azaltabilmektir. Buradan yola çıkarak, ANSYS Workbench programında topoloji optimizasyonu analizi ile birlikte hafifletme için malzeme çıkarılacak bölge belirlenmiştir. Belirlenen malzeme hafifletmesine göre rotor tasarımı yeniden yapılarak rotor ağırlığındaki azalma belirlenmiştir.

Dördüncü bölümde topoloji optimizasyonu sonucunda hafifletilen rotora göre alternatör milinin hesapları yeniden yapılarak sürekli mukavemet diyagramına etkisi incelenmiştir. İkinci bölümde yapılan boyutlandırma çalışmaları hafifletilen alternatöre göre yeniden yapılarak hafifletme sonrası alternatör yapısındaki değişim incelenmiştir.

1.1 Literatür Araştırması

Çalışma kapsamında yapılan literatür araştırmasında, alternatör yapısı ve çalışma prensibi ile optimizasyon çalışmaları ve topoloji optimizasyonu ayrı ayrı incelenmiştir.

Ayaz, tarafından yapılan çalışmada hibrit araçlar için çift sargılı elektrik makinesi tasarımı ve protatiplemesini konsanre sarım ile birbirinden bağımsız olmasını sağlayarak gerçekleştirmiştir. Çalışma sonucunda doğru akım-doğru akım dönüştürücüsü ihtiyacı ortadan kalkarak, hacimsel olarak azalma sağlanmıştır [2].

Lee, tarafından yapılan çalışmada sonlu elemanlar yöntemi ile elektrik motorlarında optimizasyon için rotor yapısında iyileştirmeler yaparak, manyetik alan ve tork dalgalanmalarını minimize edilmeye çalışılmaktadır. Çalışma sonucunda optimizasyon ile tork iyileştirmeleri sağlanmıştır [3].

Ege, tarafından yapılan çalışmada doğrudan tahrikli kalıcı mıknatıslı rüzgâr türbini alternatörlerinin boyutlandırılması ve çalışma prensibi, enine eksenel rüzgâr türbini yapıları dikkate alınarak incelemeler yapılmıştır. Çalışma sonucunda çift rotorlu rüzgâr türbini alternatörü tasarlanarak, analiz sonuçları yapılan hesaplamalar ile kıyaslanmış ve sonuçlar incelenmiştir [4].

Fornasiero, tarafından yapılan çalışmada sabit mıknatıslı elektrik makineleri ve yapıları hakkında araştırmalar yaparak, boyutlandırmaları hakkında bilgi vermektedir. Çalışma sonucunda sabit mıknatıslı alternatör hesaplamaları ve kayıplar incelenmiştir [5].

Kütük, tarafından yapılan çalışmada sabit mıknatıslı alternatörün temel boyutlandırma hesaplarından bahsedilerek, ANSYS Maxwell programı yardımıyla manyetik analizleri yapılarak boyutlandırılması incelenmiştir [6].

Yıldız, tarafından yapılan çalışmada optimizasyon için geliştirilen interior arama algoritması kullanılarak, otomobil süspansiyonlarında şekil ve topoloji optimizasyonu çalışması sonucunda optimum tasarım üzerinde çalışmıştır [7].

Şen, tarafından yapılan çalışmada kuru yük dorsesinin tasarım ve kalınlık optimizasyonu yapılarak, sonlu elemanlar yöntemi ile analizlerini mevcut kullanılan kuru yük dorseleri ile karşılaştırıp gerilim ölçerlerle toplam deformasyon miktarını incelemiştir. Daha ince malzeme kullanılarak, aynı çalışma şartlarında istenilen mukavemeti sağlayacak dorse tasarımı üzerinde çalışılmıştır [8].

Saleem, Lu ve Yuqing, çalışmalarında mukavemeti yüksek, ağırlığı az olan malzeme taleplerindeki artma nedeniyle, topoloji optimizasyonunun matematik modeli üzerinde çalışmışlardır. İstenilen parçanın topoloji optimizasyonu incelenerek, ANSYS programında optimizasyon sonrası yapısal analizleri tekrar yapılarak optimizasyonu yapılan ve yapılmayan malzemeler kıyaslanmıştır. Çalışma sonucunda yeni tasarım önerisinin daha güvenilir ve hafif olduğu gözlenmiştir [9].

Çalışkan, tarafından yapılan çalışmada bir ticari taşıtın makas gözü parçasında topoloji optimizasyonu çalışmasını yaparak, optimizasyon öncesindeki parçanın yapısal analizleri ve yer değiştirme miktarı ile optimizasyon sonrası tasarlanan parçanın yapısal analizleri ve yer değiştirme miktarını kıyaslayarak yorulma analizleri ile birlikte tasarımı incelenmiştir. Çalışma sonucunda yorulma analizlerinde olumsuzluk görülmeyerek tamamlanmıştır [10].

Şimşek ve Mergen, çalışmalarında asenkron motorun optimizasyonu için, yapay ısı işlem algoritması yardımıyla sabit güçte, mevcut tasarıma göre daha verimli ve boyutsal olarak küçültülmüş bir motor optimizasyonunu incelemiştir. Çalışma sonucunda verimi yüksek, daha düşük hacimli ve daha az ısınan asenkron motor tasarlanmıştır [11].

Göv, tarafından yapılan çalışmada eleman silme yöntemi ile ağırlık ve mukavemet dengesinin önemli olduğu sistem parçalarında topoloji optimizasyonu yapılarak, optimizasyon sonrasında parçanın yorulma analizleri ANSYS Workbench programı ile yapılarak, optimize edilmiş parçanın değerlerinin yapılan testlerle olumlu sonuçlar verdiğini incelemiştir [12].

Yaban, tarafından yapılan çalışmada tanımlı yük ve sınır şartları altında elastik bir uçak parçası Topoloji Optimizasyonu için evrimsel optimizasyon algoritması geliştirerek, Visual Basic dilinde bilgisayar programı oluşturmuştur. Oluşturulan program MSC.PATRAN ve MSC.NASTRAN programları ile eş zamanlı çalışarak uçak parçası basınç duvarı için sonuçlar elde edilmiş, bu sonuçlarla birlikte uçak parçası Topoloji Optimizasyonu incelenmiştir. Çalışma sonucunda ağırlığın %25 azaldığı görülmüştür [13].

Işık, tarafından yapılan çalışmada ağır ticari araçlarda bulunan çatallı flanş parçası modellenerek sonlu elemanlar yöntemi ile topoloji optimizasyonu yapılmış, optimizasyon öncesi yapılan statik analizlerle optimizasyon sonrasında yapılan statik analizler karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda tasarımı yapılan flanş seri üretimi yapılabilir olarak değerlendirilmiştir [14].

Özkal ve Uysal, çalışmalarında evrimsel yapı optimizasyonu (ESO) ile başlangıç tasarımındaki elemanların kademeli bir döngü ile kaldırılarak üç boyutlu konsol kirişler üzerinde topoloji optimizasyonu incelenmiştir. Çalışma sonucunda iç gerilmelerin kafes sistem ile yapıya dağıtılması yöntemi olarak belirtilen çubuk anatolojisi yönteminde kullanılabileceği değerlendirilmiştir [15].

Poyraz, tarafından yapılan çalışmada Opti Struct programından faydalanılarak, bir kamyon şasesinde yapısal optimizasyon için sonlu elemanlar yöntemi ile gelen yükler ve sınır şartlarını belirleyerek oluşan topolojiye göre uygun tasarımın elde edilmesi incelenmiştir [16].

Baran, Özgen ve Ciğercioğlu, çalışmalarında bir radar anten yapısında 0-500 Hz doğal frekans aralığında, ANSYS Workbench ile yapılan topoloji optimizasyonu sonucunda yapısal tepkilerin minimize edilmesi, yapısal titreşimler nedeniyle radarın çalışmasında oluşabilecek sorunların azaltılabilmesini incelemiştir [17].

Enginar, tarafından yapılan çalışmada ağır taşıtlarda kullanılan jantların şekil ve topoloji optimizasyonunu Altair HyperWorks yazılımının Radioss ve Optistruct modülleri ile inceleyerek optimum yapıyı incelemiştir. Çalışma sonucunda, antende oluşan titreşimlerin radar yapısına olan olumsuz etkileri azaltılmıştır [18].

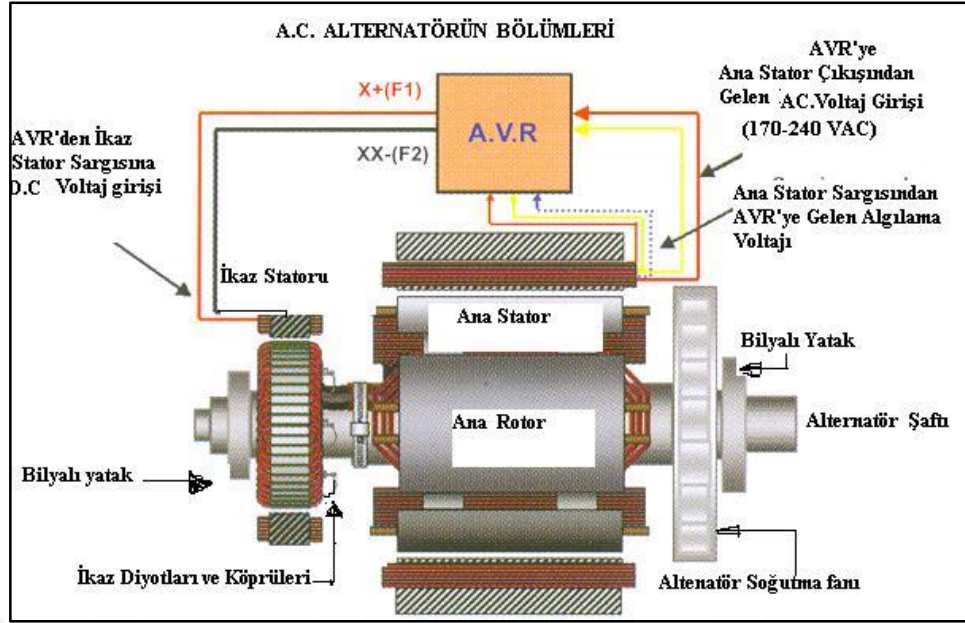
Aktepe, tarafından yapılan çalışmada rüzgar türbin kanatlarının optimal tasarımı için, topoloji optimizasyonunda kullanılan Pareto Academic'i kullanarak kanat topoloji optimizasyonu çalışmasını incelemiştir. Çalışma sonucunda yapıda %30-40'a varan hacimsel azalma elde edilmiştir [19].

Gezer, tarafından yapılan çalışmada Ansys programında topoloji optimizasyonu algoritması geliştirerek, dinamik yükler altında optimizasyonun etkilerini incelemiştir. Çalışma sonucunda statik ve dinamik yüklemeli yapılarda oluşan farklılıklar kıyaslanmıştır [20].

Bu çalışmada, alternatör rotoru üzerinde topoloji optimizasyonu yapılarak, rotordaki manyetik akı için optimum yapıyı sağlayıp, rotor ağırlığındaki azalma ile mil sehimini azaltarak mil yorulma ömrüne etkisiyle, stator ve rotor arasındaki hava boşluğunu sistem sehimine göre minimize edip, ağırlık, sehim ve alternatör yapısındaki etkileri incelenmektedir.

1.2 Alternatör ve Çalışma Prensipleri

Alternatör mekanik hareket enerjisini elektrik enerjisine çeviren elektrik makineleridir. Herhangi bir sistemden (genellikle dizel motor) aldıkları dönme hareketiyle elektrik enerjisi üretmektedirler [1]. Şekil 1,1'de alternatör kısımları ve çalışma şekli gösterilmektedir.

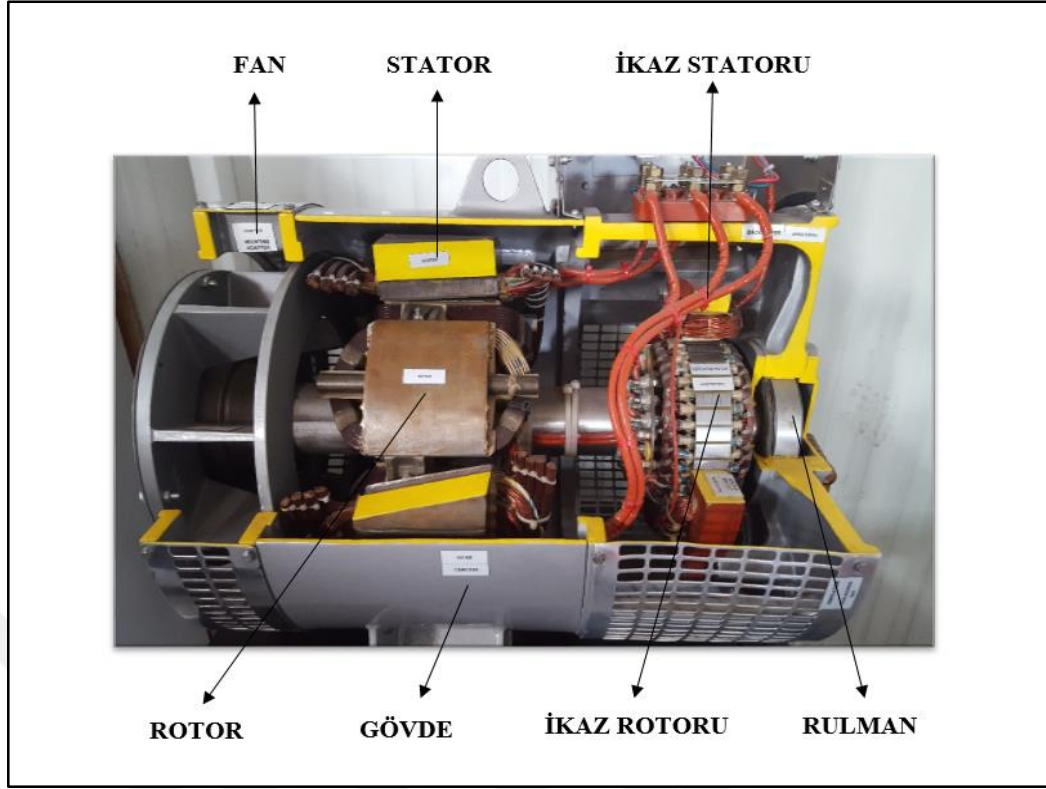


Şekil 1.1 : Alternatör çalışma şekli [21].

Alternatörler, doğru akım ve alternatif akım alternatörleri olarak iki ana kısımda gruplandırılmaktadır. Alternatif akım alternatörleri de Senkron ve Asenkron alternatörler olmak üzere iki bölümde incelenmektedir. Senkron alternatör, rotor devri ile elektriksel devri eşit olan alternatörlerdir. Asenkron alternatör ise rotor devri ile elektriksel devri arasında fark olan alternatörlerdir [22,23]. Bu çalışmada senkron alternatörler incelenerek sabit mıknatıslı alternatörler üzerinde topoloji optimizasyonu çalışması yapılarak, optimizasyon sonrası alternatör yapısında oluşacak değişimler belirlenerek, optimizasyon öncesi yapı ile kıyaslanacaktır.

1.2.1 Senkron Alternatörler

Senkron alternatör, elektriksel frekansı mekanik dönme hızına eşit olan alternatörlerdir. Yapı bakımından alternatif akımlı senkron alternatörler, alan sargılı (rotoru sargılı) senkron alternatör ve sürekli mıknatıslı senkron alternatör olmak üzere iki çeşittir [24]. Alternatörler mekanik olarak stator, rotor, bağlı olduğu rotor mili ve gövde olmak üzere 4 ana kısımdan oluşmaktadır. Şekil 1.2'de alternatörü oluşturan kısımlar gösterilmektedir.

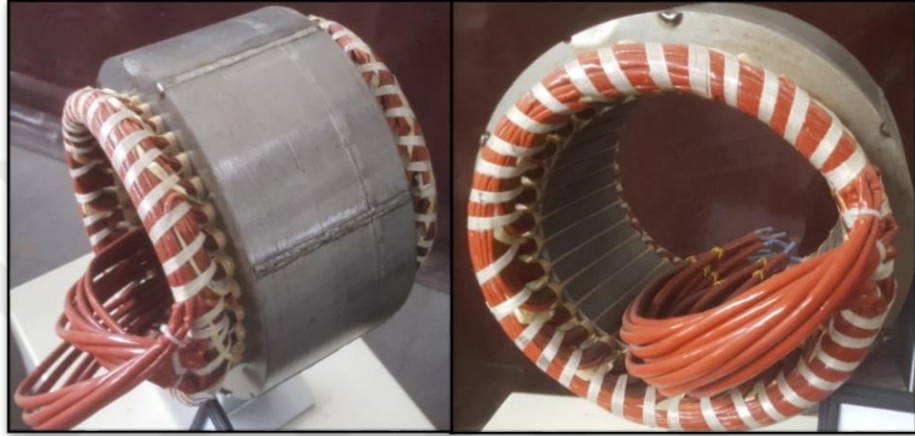


Şekil 1.2 : Senkron alternatör kesit görünümü.

1.2.2 Stator (Endüvi)

Gerilimin meydana geldiği kısımdır. Silisli sacların istenilen sac paket boyunda dizilmesi ile elde edilir. Genellikle alternatörlerde 0,5 mm kalınlıkta silisli saclar kullanılmaktadır. Stator sarımının yerleştirilmesi için oluklar bulunmaktadır. Oluk yapısı, sarım için gerekli olan bakır tel kesiti ve bakır miktarına göre belirlenir. Hesaplanan sac paket boyu yapılacak olan alternatörün gücünü belirlemektedir. İstenilen güçte bir alternatör bu hesaplamalar sonrasında beklenen sac paket boyunun üzerinde ise, bir üst seride stator belirlenerek alternatör tasarımı bu şekilde devam ettirilmelidir. Bu sayede açığa çıkacak kayıplar düzenlenerek optimum yapı ve verimde alternatör tasarlanmaya çalışılmalıdır [25].

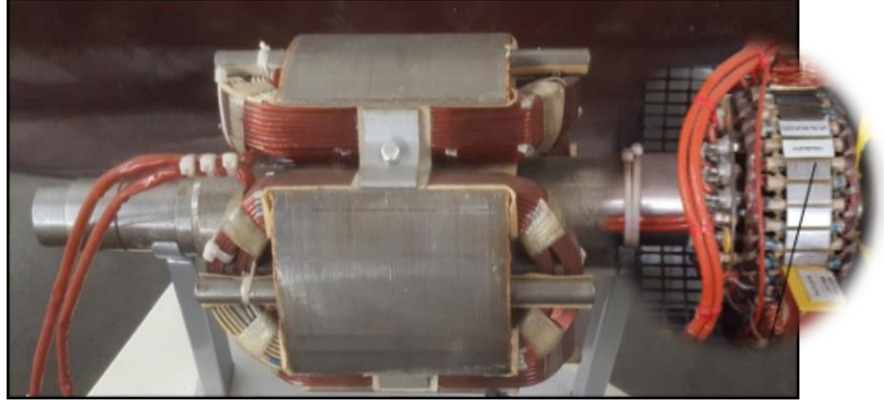
Alternatör yapısını stator oluk yapısı ile birlikte statorun sarım şekli de etkilemektedir. Oluk sayısı ile birlikte kutup sayısı alternatör sarım yapısını belirleyen temel yapı taşlarıdır. Sistem için istenilen devir alternatör kutup sayısı ve frekans ile hesaplanmaktadır. Hesaplanan kutup sayısı ile stator oluk yapısında sarım adımı ve oluk için gerekli sarım sayısı hesaplanarak istenilen güç ve devirde alternatör tasarlanabilmektedir [25]. Şekil 1.3’de alternatörün statoru sarımları yapılmış olarak gösterilmektedir.



Şekil 1.3 : Alternatörün statoru.

1.2.3 Rotor

Alternatör rotor sargıları üzerinden döner diyotlarla doğrultulan doğru akım geçmektedir. Bu doğru akım manyetik akı ile stator sargılarında rotor üzerindeki kutup sayısı alternatör devrini belirlemektedir. Rotor kutup başlarının yapısı ve uzunluğu stator sarımlarını ve oluşacak sarım adımının kaç oluk olabileceği hesaplanmasında yol göstericidir [25]. Şekil 1.4’te alternatörün rotoru sarımı yapılmış olarak gösterilmektedir.



Şekil 1.4 : Alternatörün rotoru ve döner diyot.

1.3 Optimizasyon

1.3.1 Giriş

Optimizasyon, mühendislik açısından mevcut malzemeler ile en kaliteli ve en iyi ürünü tasarlamayı ve üretmeyi hedeflemektedir. Optimizasyon kısaca bir probleme belirtilen koşullar altında en iyi çözümü bulabilme çalışmasıdır [16].

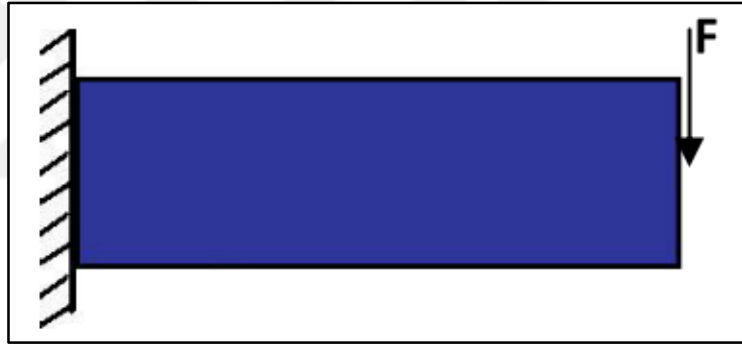
Piyasada artan rekabet ve maliyetlerdeki artış, sektörde var olan çalışmalarını en az malzeme ile en uygun ve ekonomik ürünleri ortaya çıkarabilmeye itmektedir. Yani ürünlerin daha hafif ve dayanıklı olması hem sistemler için gerekli enerjiden tasarrufa hem de nihai ürünü ortaya çıkarırken daha az malzeme ile daha rijit ve uzun ömürlü ürünleri tasarlama çalışmalarına neden olmaktadır. Özellikle azalan doğal kaynaklar ve bu nedenle yükselen ham madde maliyetleri nihai ürün maliyetlerini etkilemekte ve sektörel rekabetin en büyük sorunlarından biridir.

Mühendislikte tasarım optimizasyonu çözümleri yapısal optimizasyon altında 3 ana grupta incelenmektedir [26].

- Şekil Optimizasyonu
- Boyut Optimizasyonu
- Topoloji Optimizasyonu

1.3.2 Yapısal Optimizasyon

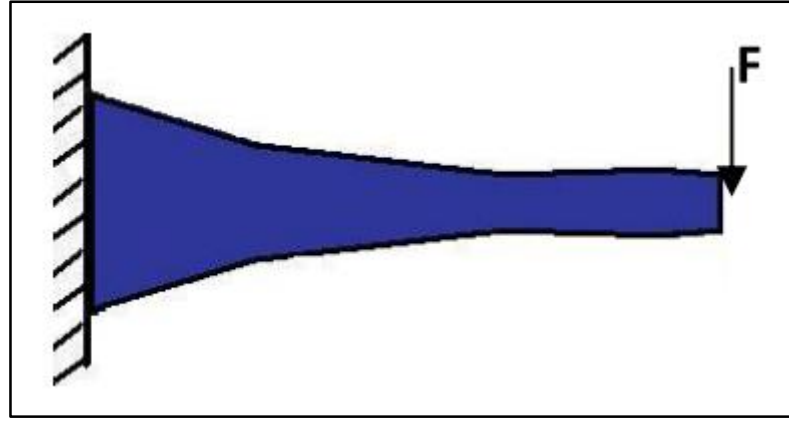
Genel olarak yapısal optimizasyon üç temel kısımdan oluşmaktadır. Bunlar şekil, boyut ve topoloji optimizasyonudur. İlk yapısal optimizasyon çalışması boyut optimizasyonudur. Daha sonra şekil ve en son olarak topoloji optimizasyonu çalışmaları yapılmıştır [26].



Şekil 1.5: Yapısal optimizasyon [27].

1.3.3 Boyut Optimizasyonu

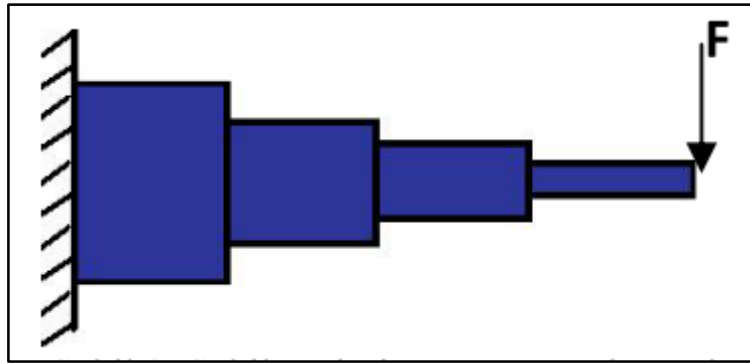
Boyut optimizasyonu ideal yapıya ulaşmak için yapının boyut ve ölçülerinin değişmesi uygulamasıyla tanımlanır. Yapının kesiti ve kalınlığı gibi değişkenler optimize edilir [16].



Şekil 1.6: Boyut optimizasyonu [27].

1.3.4 Şekil Optimizasyonu

Şekil optimizasyonu yapının dış geometrisi ve delik yapısının optimize edilmesini, kısaca şekil yönünden değişikliklerin optimize edilmesidir. Topoloji optimizasyonunun sınırlandırılmış halidir. Topolojisi belirlenmiş yapının optimal sınırlarını hesaplar [16].

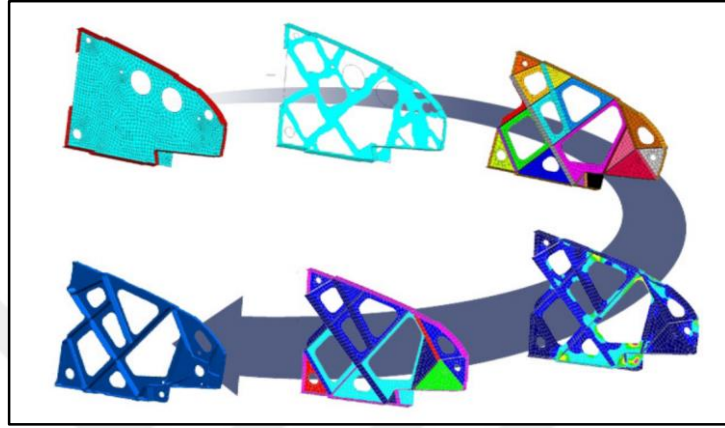


Şekil 1.7: Şekil optimizasyonu [27].

1.3.5 Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonunun amacı minimum kütle ile maksimum mukavemeti sağlayabilmektir. Optimize edilmiş yapının son hali ilk halinden çok farklı olabilir. Sonuç olarak yapının ilk hali son halinden bağımsızdır.

Topoloji optimizasyonu mümkün olan tüm konfigürasyonları içeren ve kullanıcı tarafından tanımlanan konfigürasyon seti arasından, uygulanan yükleme ve sınır şartları açısından en uygun yapıyı elde etmeyi amaçlar. Optimizasyon aşamaları Şekil 1.8’de gösterilmektedir.



Şekil 1.8 : Topoloji optimizasyon aşamaları [14].

Elastik yapıların optimizasyonu çalışmasında birçok yöntemin geliştirilmesiyle birlikte, en çok kullanılanları sırasıyla şu şekildedir.

- Malzeme dağılımı yöntemi
- Seviye Kümesi Yöntemi
- Evrimsel algoritma
- Malzeme bulutu yöntemi
- Homojenleştirme Yöntemi

1.3.5.1 Malzeme Dağılımı Yöntemi

Malzeme dağılımı metodu 1993 yılında R. J. Yang ve C. H. Chuang tarafından geliştirilmiştir. Yoğunluk metodu olarak ifade edilmektedir. Bu metotta her bir sonlu elemanın yoğunluğu tasarım değişkeni olarak kabul edilir. Malzeme dağılımı metodunda young modülü bağıntısı Eşitlik (1.1)’de verilmektedir [27].

$$\rho^n = \left(\frac{\rho_i}{\rho_0} \right)^n = \frac{E_i}{E_0} \quad (1.1)$$

ρ : Normalleştirilmiş malzeme yoğunluğu (kg/m^3)

ρ_i : Optimizasyon süresince kullanılan malzeme yoğunluğu (kg/m^3)

ρ_0 : Gerçek malzeme yoğunluğu (kg/m^3)

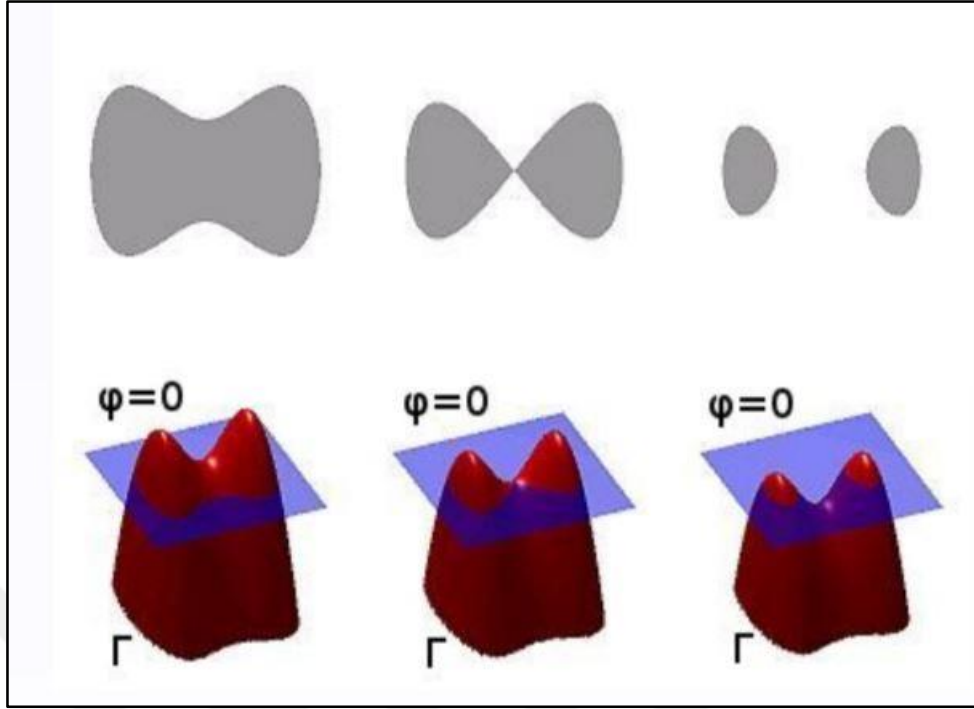
E_i : Ara malzeme için elastisite modülü (MPa)

E_0 : Gerçek eleman için elastisite modülü (MPa)

Malzeme kalınlığı metodunda önce sonlu elemanlar modeli oluşturulur. Sonlu elemanlar modeli oluşturulan parça gerilme dağılımı bölgesel olarak Von Mises'e göre eleman kalınlığı belirlenir. Kalınlık belirlendikten sonra yeni yapıya göre sonlu elemanlar modeli yeniden oluşturularak işlem tekrarlanır. İsteğe bağlı malzeme boşaltma işlemi tamamen gerilmelerin olduğu yapı elde edilecek şekilde tamamlanır. Burada tamamen gerilmeli yapıyı elde etmeye çalışmadaki amaç, gerilmelerin bulunduğu bölge dışında kalan malzemelerin herhangi bir zorlamaya maruz kalmadığından çıkarılması halinde parça mukavemetinde değişiklik olmamasıdır [28].

1.3.5.2 Seviye Kümesi Yöntemi

Seviye Kümesi Yöntemi 1988 yılında Osher ve Sethian, uygulamada ortalama eğrilik ile hareketi ve serbest sınırları sayısal olarak inceleyebilmek için seviye belirleme yöntemini geliştirmişlerdir [28].



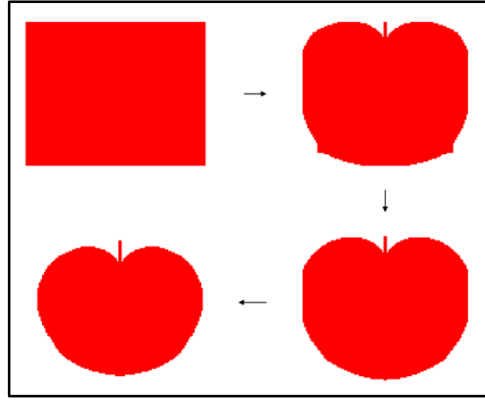
Şekil 1.9 : Seviye kümesi yöntemi [29].

1.3.5.3 Evrimsel Algoritma Yöntemi

Evrimsel Algoritma yönteminde rastgele yapılan seçimler, belirli bir sistemde ideal sonuca ulaşmaya kadar tekrarlanır. Belirli sistem kuvvetleri ve bağlantı noktaları altında, sonlu elemanlar yöntemi oluşturulan parçaların malzeme sertliğine etkisi olmayan kısımların kademeli olarak istenilen optimizasyon sonucu elde edilene kadar yapılmasıyla tamamlanmaktadır [28].

Evrimsel Algoritma yöntemi, sonlu elemanlar programlarında modellenmesi kolay ve mesh modeli oluşturma süresi nispeten daha kısadır [28].

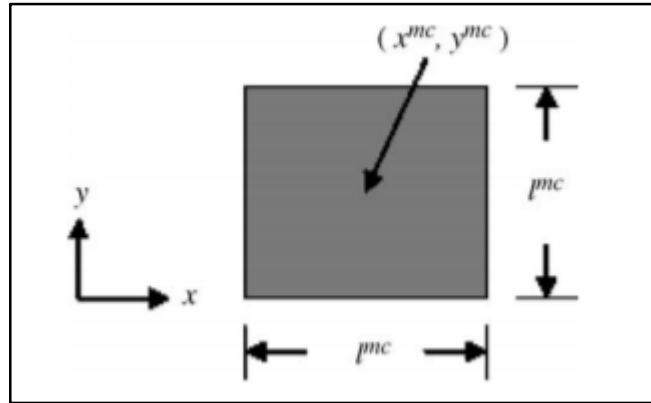
Tasarım optimizasyonu yapılırken 2 aşamalı olarak ilerlenir. İlk olarak parça, topoloji optimizasyonu ardından boyut optimizasyonu yapılarak optimizasyonu tamamlanır. Evrimsel Algoritma Yöntemi topoloji optimizasyonu problemlerinin çözümünde uygundur. Boyutlandırma optimizasyonu bağımsız olarak gerçekleştirilebilir. Bunun yanı sıra bazı yapısal kriterlere boyut optimizasyonuna gelinceye kadar dikkat edilmezse, Evrimsel Algoritma Yöntemine göre topoloji optimizasyonu yapıldıktan sonra boyut optimizasyonunda istenilen sonuçlar elde edilemeyebilir [28].



Şekil 1.10: Evrimsel algoritma yöntemi [30].

1.3.5.4 Malzeme Bulutu Yöntemi

Malzeme Bulutu Yönteminde, iki boyutlu düzlemde kare, üç boyutlu düzlemde küp olan malzeme bulutlarından meydana geldiği varsayılarak, bulutların dağılımı ile optimal tasarım oluşturulur. Tasarım değişkenleri olarak malzeme bulutları ve buldukları konumlardaki değişimler dikkate alınmaktadır. Bu yöntemin temel mantığı, bulutların birbirinden bağımsız olması ve bulutların malzeme içerisinde birbirleriyle serbestçe hareket edebilmesidir [28].



Şekil 1.11: İki boyutta malzeme bulutu yöntemi [31].

Malzeme Bulutu Yöntemi ile optimizasyon çalışmasının üç temel yolu vardır. Birincisi, malzeme bulutlarının merkezi konumlarının optimizasyonu üzerinde çalışmak; ikincisi, yalnızca malzeme boyutlarının optimizasyonu üzerinde çalışmak;

üçüncüsü, malzeme bulutları merkezi konumlarını optimize ettikten sonra malzeme boyutlarının optimizasyonu üzerinde çalışmaktadır. Birinci yöntemde, malzeme bulutları eleman sınırının dışına çıkarken bağımsız olarak hareket edebilir [31].

1.3.5.5 Homojenleştirme Yöntemi

Homojenleştirme yöntemi, malzeme boşlukları ve yapısında hesaplanan malzeme yoğunluğunun değişen dağılımının kullanılması ile yapılmaktadır. Elastik Homojenleştirmenin amacı, elastik bölgedeki davranışı bilinen malzemenin sertlik tensörünü belirlemektir [32].

Homojenleştirme yönteminde, istenilen kümenin topolojisi bulunarak malzeme dağılımı çözülmelidir. Yapı kompozit kabul ederek homojenleştirilmeye çalışılmaktadır. Homojenleştirme metoduna göre mikroyapı üç grupta incelenir. Bunlar malzeme içermeyen (delik boyutu =1), izotropik malzeme içeren (delik boyutu = 0) ve ortotropik ($0 < \text{delik boyutu} < 1$) olarak adlandırılmaktadır. Yapının topolojisini, yapıdaki boşluk, gözenek ve mikroyapıların dağılımı belirler. Homojenleştirme metodunda malzeme yapısındaki gözeneklerin farklı olması nedeniyle mikroyapıların elastikiyet özelliklerinin yaklaşık olarak eşit olduğu varsayılır. Yapı homojenleştirme teorisinde periyodik mikroyapılardan meydana geldiği ve eşdeğer malzeme özelliklerini çok küçük düzeylerde sınır süreç ile belirlendiği varsayılır. Ayrıca malzeme özellikleri tanımlanırken malzeme eksenlerinin yönü dikkate alınmalıdır. Böylece yapının elastik malzeme özellikleri mikroyapısal deliklerin uyum ve büyüklüğü ile ifade edilebilir. Malzeme miktarı belli ise malzeme yapı içerisinde farklı noktalara yönelebilir. Yapıların topoloji optimizasyonu, sınır şartları verilen yapı içerisinde malzeme uygun dağılımının bulunması olarak ifade edilebilir [32].

2. MATERYAL VE METOD

2.1 Giriş

Rüzgâr türbinlerinde, türbin kanat çapı ve bulunulan bölgenin rüzgar hızı en önemli etkenlerdendir. Rüzgâr türbininden elde edilmek istenilen güce göre kanat çapı hesaplanmalıdır. Kanat yapısı ve rüzgârın kanatlara çarpması sonucu kanat dönme hareketinden alternatör aracılığı ile elektrik elde edilir. Türbin dönme devrinin düşük olması alternatörün çok kutuplu ve düşük devirlerde elektrik enerjisi elde edilebilmesi ihtiyacını doğurmaktadır. Bu da alternatör ile türbin arasına devir arttırıcı bir sistem veya düşük devirli bir alternatör ihtiyacına yol açacaktır. Hesaplanan türbin devrine uygun bir alternatör üretmek, sistem veriminde redüktör kayıplarının önüne geçeceğinden tercih edilecek olan çalışma yapısı, düşük devirli alternatörün türbine direk akuple edilmesi olacaktır [33,34].

2.1.1 Rüzgar Türbini

Rüzgâr türbinlerinde kanat çapı arttıkça türbin tarama alanı artacağından elde edilebilecek elektriksel güç artmaktadır. Ancak güç hesabı yapılırken rüzgâr hızına bağlı güç faktörü dikkate alınmalıdır [33]. Bu güç faktörü değişimi Şekil 2.1'de gösterilmektedir. Uç hız oranı Eşitlik (2.1)'den hesaplanır.

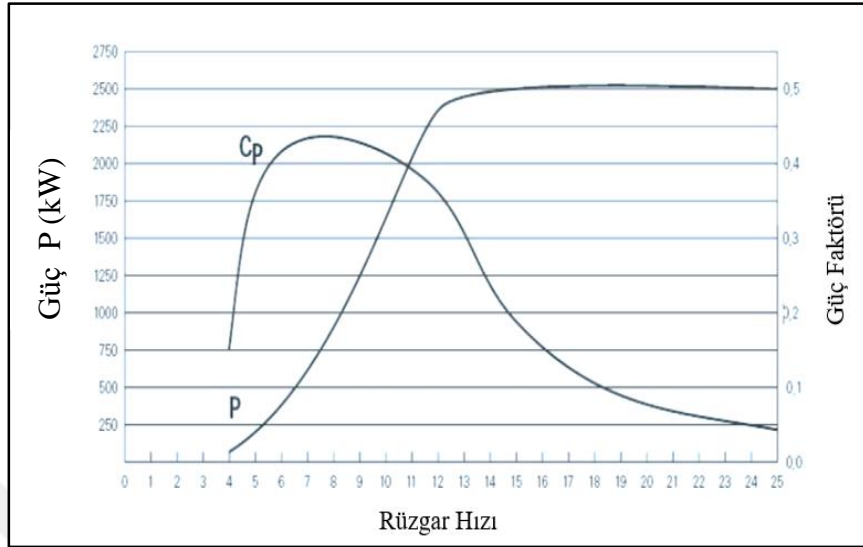
$$\lambda=4.\pi/\beta \quad (2.1)$$

Burada,

λ : Uç Hız Oranı

Rüzgar hızı 10 m/s seçilecektir. Rüzgâr hızı ile kanatlara ve sisteme gelebilecek maksimum kuvvetler elde edilecektir. Şekil 2.1’den güç faktörü belirlenecektir.

$$V= 10 \text{ m/s [35].}$$



Şekil 2.1: Rüzgar hızına bağlı güç faktörü (Cp) değişimi [33].

Şekil 2.1’den Cp değeri 0,4 okunur.

$$P=0,5.\dot{m}.V^2 \quad (2.2)$$

$$\dot{m}=v.\rho \quad (2.3)$$

$$\dot{m}=V.A.\rho \quad (2.4)$$

Burada,

\dot{m} : Kütlesel Debi (kg/s)

v : Hacimsel Debi (m^3/s)

V : Hız (m/s)

Eşitlik (2.3) ve Eşitlik (2.4) Eşitlik (2.2)'de yerine yazıldığında, alan ve rüzgar hızı cinsinden güç denklemi olan Eşitlik (2.5) elde edilir. Eşitlik (2.5)'te güç katsayısı, özkütle ve rüzgar hızı yerine konularak türbin süpürme alanı elde edilir.

$$P=0,5.\rho.A.V^3.C_p \quad (2.5)$$

Bu eşitlikte,

P: Güç (W)

A: Kanat Süpürme Alanı (m²)

V: Rüzgar Hızı (m/s)

C_p: Güç Katsayısı

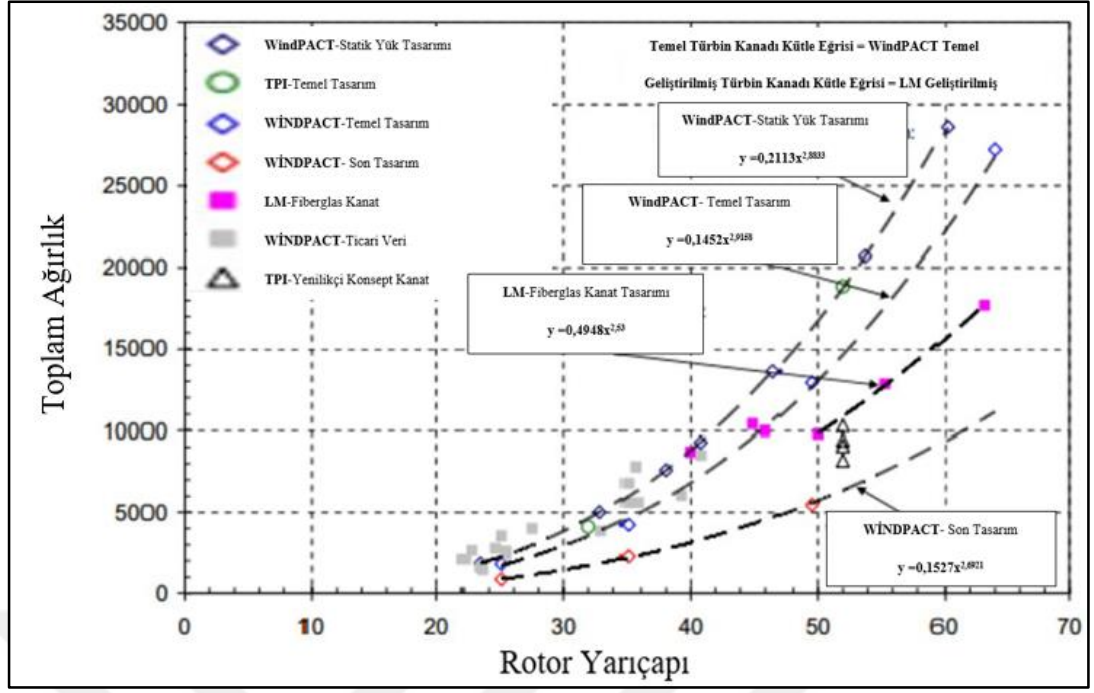
ρ : Hava Özgül Kütle (kg/m³)

$\rho = 1,223 \text{ kg/m}^3$ (Deniz Seviyesi ve Atmosferik Şartlarda)

Eşitlik (2.5)'den 4 kW'lık bir türbin için gerekli olan türbin kanat çapı hesaplanır. Yapılan hesaplama sonucunda süpürme alanı 16,35 m², buradan kanat çapı 4,04 m hesaplanmıştır. Kanat çapı D = 4 m alınır

2.1.2 Rüzgâr Türbini Ağırlık Hesabı

Rüzgâr türbini, sabit mıknatıslı alternatör miline direk monte edildiğinden burada türbin ağırlığı alternatör milini doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle türbin ağırlığını bulmamız, alternatör mili uç kısmında oluşacak kuvveti tayin etmemizde yol gösterecektir. Rüzgar türbin kanadı ağırlık hesabı, kullanılacak malzeme için Şekil 2.2'den seçilecektir.



Şekil 2.2: Kanat kütlesinin kanat çapı ile ilişkisi [33].

Kanat kütlesi, Şekil 2.2'den Fiberglas malzeme için verilen Eşitlik (2.6)'da yerine konularak hesaplanacaktır.

$$y=0,4948r^{2,53} \quad (2.6)$$

$$y= 2,85 \text{ kg}$$

Uç hız oranı 4,5 ve 10 m/s rüzgar hızı değerleri Eşitlik (2.1)'de yerine konulursa,

$$\lambda = \frac{w.r}{v} \quad \lambda = 4,5$$

Açısal hız, Eşitlik (2.7)'de yerine konulduğunda $n= 215 \text{ d/d}$ hesaplanır.

$$w= \frac{2\pi n}{60} \quad (2.7)$$

w: Açısal Hız (1/s)

n: Devir Sayısı (d/dak)

Kanatlara Gelen Hava Debisi:

Eşitlik (2.8)'den kanat çıkış hızı hesaplanırsa,

$$m.k_{e_1} = m.k_{e_2} \cdot (1-\eta) \quad (2.8)$$

η : Rüzgar verimi

k_e : Kinetik enerji

Rüzgar türbininden enerji elde etmek için, geometrik boyutlar ve geometrinin sahip olduğu aerodinamik yapı oldukça önemlidir. Sistem istenildiği kadar verimli yapılmak istense de belli kayıplar oluşmaktadır. Betz limiti bu verimin en üst seviyesini göstermektedir. Betz ortaya koyduğu ideal disk teorisini hesaplarken, enerjinin korunumu kanunlarından yola çıkarak kontrollü bir deney yapmış ve türbin sistemleri için maksimum verimin %59 olduğunu saptamıştır [36].

$$\eta = \%59 \quad (\text{Betz Limiti})$$

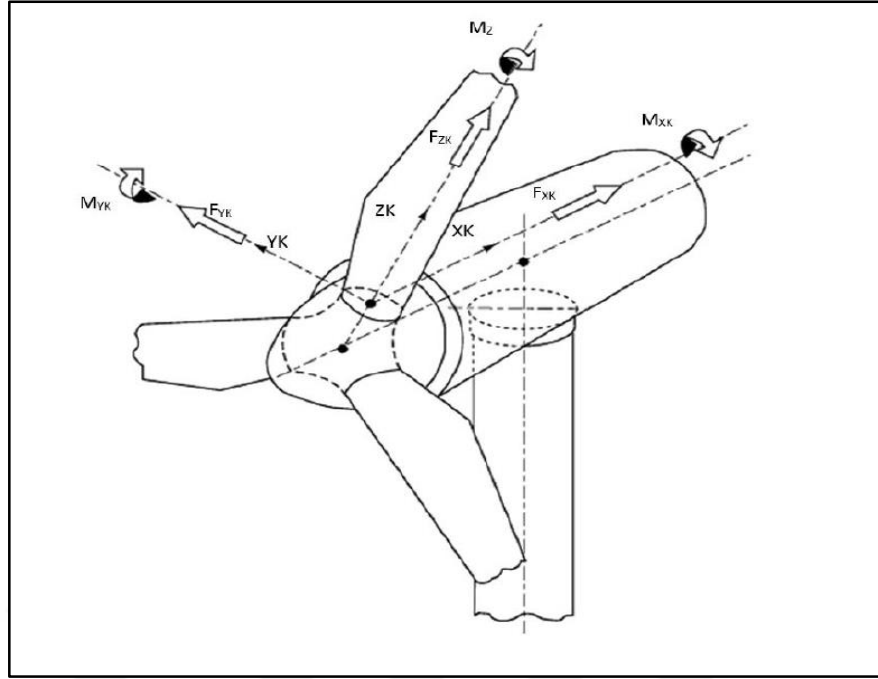
$$\frac{m.V_1^2}{2} = \frac{m.V_2^2}{2} \cdot (1-\eta)$$

$$V_1 = \sqrt{(V_2^2 \cdot 0,41)}$$

Buradan çıkış hızı $V_2 = 15,62$ m/s olarak hesaplanır.

2.1.3 Rüzgâr Türbin Kanadına Etki Eden Kuvvetler

Doğrudan tahrikli rüzgâr türbini sistemlerinde, türbin kanadı direk olarak alternatör miline monte edildiğinden, türbin kanadını etkileyen rüzgâr kuvvetlerinin alternatör miline etkilerinin sistemde hesaplanması gerekmektedir. Türbin eylemsizliğini yenerek, türbini harekete geçiren rüzgar kinetik enerjisinin rüzgar türbini çalışması esnasında kanatları etkileyen kuvvetler Şekil 2.3'te gösterilmektedir.



Şekil 2.3: Kanat koordinat sistemi

(F_{XK} : XK yönünde kuvvet, F_{YK} : YK yönünde kuvvet, F_{ZK} : ZK yönünde kuvvet, M_{XK} : XK yönünde moment, M_{YK} : YK yönünde moment, M_{ZK} : ZK yönünde moment) [37].

Şekil (2.3)'te, rüzgar türbini kanadını etkileyen kuvvetler gösterilirken, alternatör milini etkileyen rüzgar türbini kuvvetlerinden, aksel ve radyal kuvvetler dikkate alınacaktır. Rüzgar türbininden aksel ve radyal kuvvetleri hesaplayabilmek için, kanada etki eden kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinden faydalanılacaktır. Kaldırma kuvveti Eşitlik (2.9)'da ve sürüklenme kuvveti Eşitlik (2.10)'da gösterilmektedir.

$$F_L = \frac{1}{2} C_L \rho c W^2 \quad (2.9)$$

Bu eşitlikte,

F_L : Kaldırma Kuvveti (N)

C_L : Kaldırma Kuvveti Katsayısı

ρ : Özkütle (kg/m^3)

c :aerofoil profil hattı uzunluğu (m)

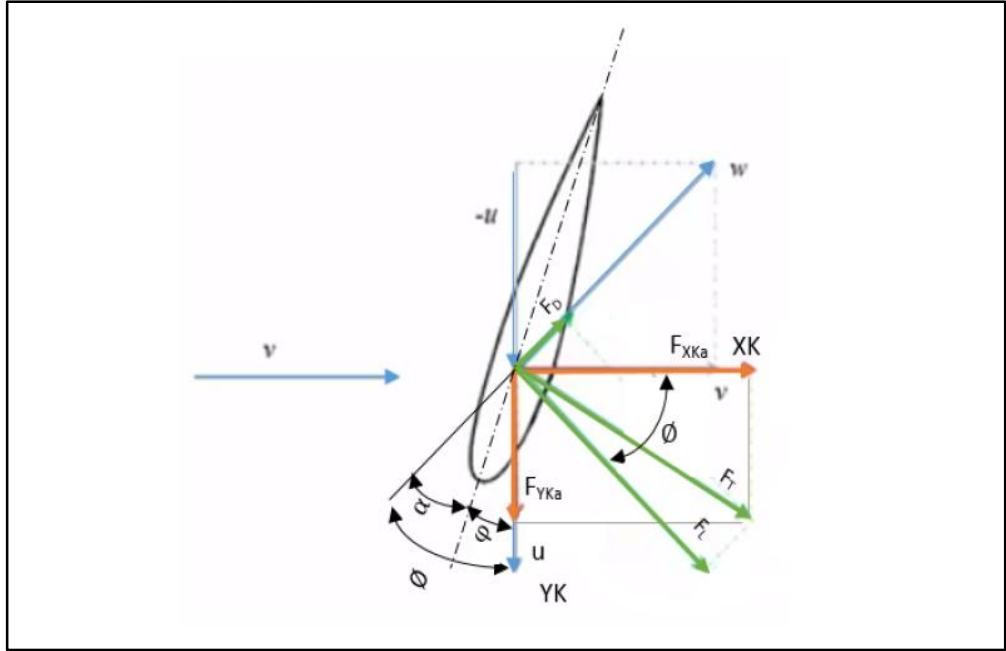
W : izafi rüzgar hızı (m/s)

$$F_D = \frac{1}{2} C_L \rho c W^2 \quad (2.10)$$

Bu eşitlikte,

F_D : Sürüklenme Kuvveti (N)

Sistem çalışma anında kanada etki eden aksenal ve radyal kuvvetler Şekil 2.4'te gösterilmektedir. Aksenal ve radyal kuvvetler, kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerinin bileşeni olduğundan, aksenal kuvvet Eşitlik (2.11)'de ve radyal kuvvet Eşitlik (2.12)'de gösterilmektedir. Bu kuvvetler sistem çalışması anında direk alternatörün milini etkileyeceğinden, sürekli mukavemet diyagramı ve sehim hesaplarında bu kuvvetlerin etkileri de kuvvet dağılımında dikkate alınacaktır.



Şekil 2.4: Kanat koordinat sisteminde kanada etki eden normal ve teğetsel kuvvetler [34].

$$F_{XKa} = \frac{1}{2} \rho c W^2 (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) \quad (2.11)$$

$$F_{YKa} = \frac{1}{2} \rho c W^2 (C_L \sin \phi + C_D \cos \phi) \quad (2.12)$$

Burada,

F_{XKa} : Kanadı Etkiyen Eksenel Yük (N)

F_{YKa} : Kanadı Etkiyen Radyal Yük (N)

Türbine gelen kuvvetler hesaplanırken belirlenen kanat profili en çok kullanılan NACA 4415 profili seçilmiştir. α_D hücum açısı ile L/D oranı seçilirken, minimum hücum açısı maksimum L/D oranı seçilmelidir [34]. Tablo 2.1’de NACA 4415 kanat yapısı için değerler gösterilmektedir.

Tablo 2.1: NACA 4415 kanat yapısı değerleri [34].

| | $\alpha_D=-5$ | $\alpha_D=0$ | $\alpha_D=5$ | $\alpha_D=7$ | $\alpha_D=10$ | $\alpha_D=15$ | $\alpha_D=20$ |
|-------|---------------|--------------|--------------|--------------|---------------|---------------|---------------|
| C_L | -0,074 | 0,452 | 1,08 | 1,201 | 1,414 | 1,466 | 1,414 |
| L/D | -5,298 | 48,071 | 81,518 | 85,385 | 78,272 | 26,155 | 11,28 |

$\alpha_D=7^0$ için maksimum L/D oranı olduğundan bu değerdeki C_L ve C_D değerleri alınacaktır.

α_D : hücum açısı (derece)

Tablo 2.1’den, $C_L= 1,201$ ve $C_D= 0,014$ olarak okunur.

Türbin kanadını etkileyen kuvvetler hesaplanırken türbin çalışması esnasında oluşabilecek en yüksek rüzgar hızı olan 11 m/s kullanılacaktır [35].

Türbin kanadına gelen teğetsel ve radyal kuvvetler C_L , C_D ve α_D değerleri Eşitlik (2.11) ve Eşitlik (2.12)’de yerine konularak tek kanadı etkileyen eksenel ve radyal kuvvetler hesaplanacaktır.

$$F_{XKa} = 88,41 \text{ N}$$

3 kanat için $\sum F_{XKa} = 265,23 \text{ N}$ olarak hesaplanır.

$$F_{YKa} = 11,33 \text{ N}$$

3 kanat için $\sum F_{YKa} = 33,99 \text{ N}$ olarak hesaplanır.

Yerçekimi yükleri Eşitlik (2.13)'de değerleri yerine konularak,

$$F=mg \quad (2.13)$$

$F=27,95 \text{ N}$ hesaplanır.

Kanat hesaplamaları incelenirken atalet kuvvetlerinin dengelendiği, kanadın shaft üzerine dinamik olarak radyal ve aksenal kuvvetlerinin tesir ettiği kabul edilerek rotor optimizasyonu sonucunda yapıdaki iyileştirmeler üzerinde çalışılacaktır.

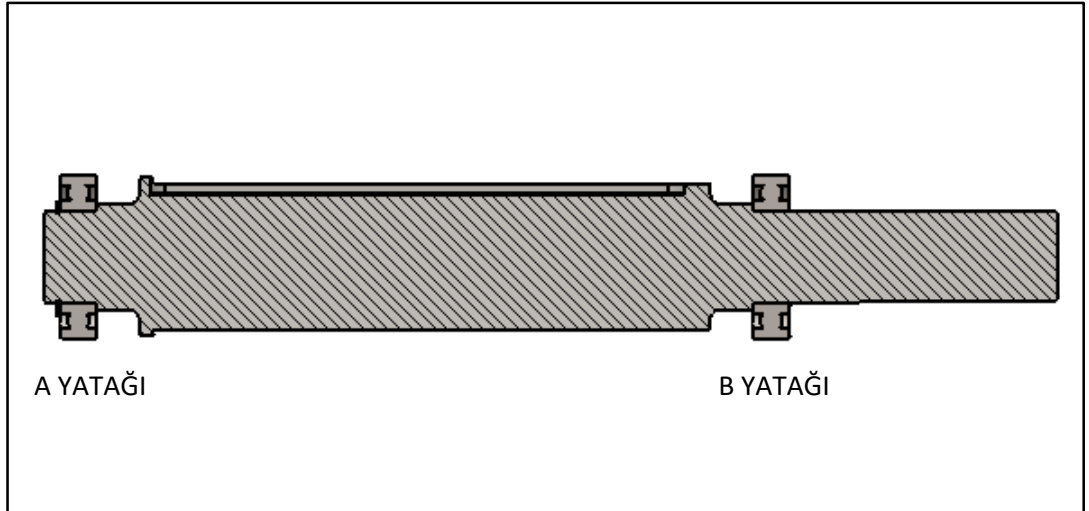
2.2 5 kW Sabit Mıknatıslı Alternatör Mekanik Boyutlandırılması

Rüzgâr türbinleri doğrudan tahrikli sistemlerde alternatör miline monte edildiğinden türbini etkileyen rüzgâr kuvvetleri alternatör milini de etkileyecektir. Mil üzerine etkileyen aksenal ve radyal rüzgâr kuvvetleri mil yorulma ömrünü ve rulmanlı yatakların ömrünü etkilemektedir. Bu yükler ile birlikte sistem yükleri birlikte incelendiğinde milin sürekli mukavemeti ve alternatör için rotor ve stator arasındaki hava boşluğu belirlenerek sistem verimi ve çalışma ömrüne etki eden konstrüktif değerler hesaplanacaktır.

2.2.1 Mil Mukavemet Hesapları ve Smith Diyagramı

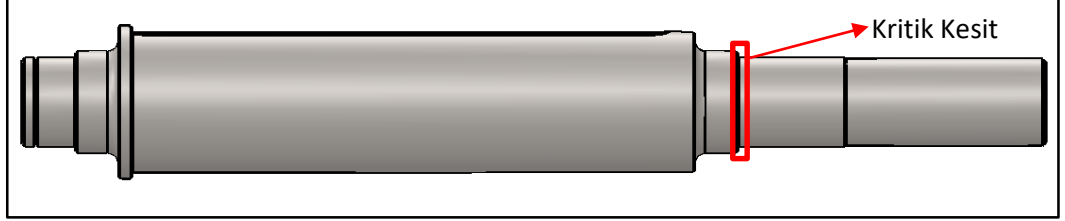
Alternatör miline direk monte edilen rüzgâr türbini, çalışma esnasında oluşacak tüm yükleri alternatör milini de etkileyecektir. Bu nedenle bu kuvvetler de bu hesaplamalara dahil edilecektir.

Değişken yükler ve sistem şartları altında çalışan milin, gerek dinamik gerek statik yükler altında milyon devir cinsinden ömrü oldukça önemlidir. Her malzemenin oluşan gerilmelere karşı yapılan testlerle belirlenen dayanım sınırları vardır. Malzeme için belirtilen kesit ve o kesite etkiyen gerilmeler doğru tayin edilerek, yapının dayanımı kontrol edilebilmelidir. Kesitte tek bir gerilme oluşabileceği gibi, birden fazla gerilme de oluşabilmektedir. Bu çalışma şartları altında sistemin emniyetli bir şekilde devam edebilmesi için, yapının yük dağılımı ve oluşan momentlere göre kontrolü yapılarak mukavemet değerleri hesaplanmalıdır. Sürekli mukavemet hesaplarında malzeme kesiti ve gerilmeleri ile birlikte malzeme işleme yapısı ve malzeme büyüklüğü de dikkate alınmaktadır. Yapılan hesaplamalar neticesinde malzeme gerilmesi ve emniyet katsayısı hesaplanarak uygunluğu kontrol edilmektedir [38]. Ek B'de teknik resmi verilen milin rulmalı yatak yerleri Şekil 2.5 gösterilmiştir.

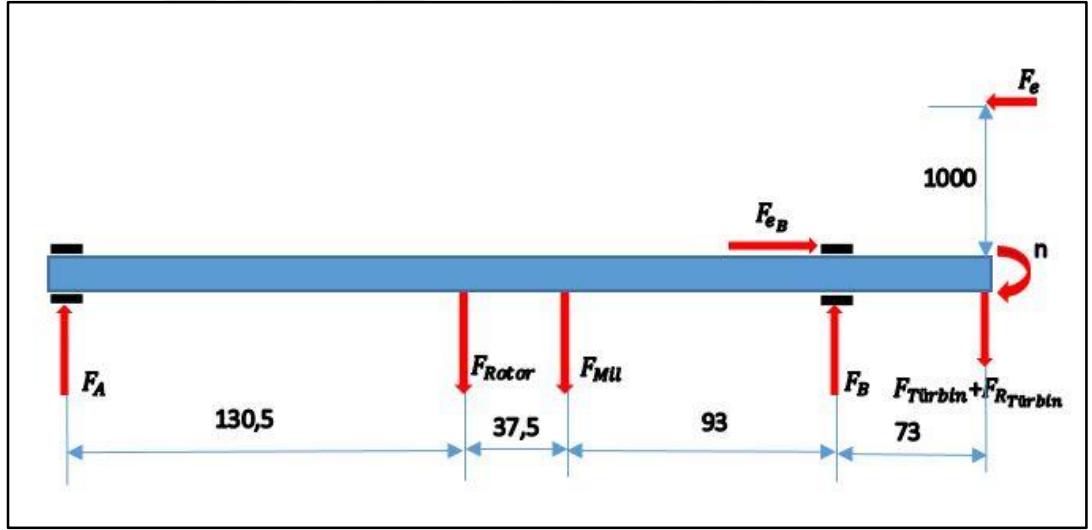


Şekil 2.5: Mil tasarımı ve mil rulmanlı yataklar.

Mil kritik kesiti B yatağının bulunduğu kısım olarak belirlenmiştir. Kritik kesit Şekil 2.6’da gösterilmektedir. Ekte B’de teknik resmi verilen mili etkileyen kuvvet dağılımını Şekil 2.7’de gösterilmiştir.



Şekil 2.6: Mil kritik kesiti.



Şekil 2.7: Mili etkileyen kuvvetler.

$$F = mg \quad (2.14)$$

Rotor = 47 kg

$$F_{\text{Rotor}} = 47 \times 9,81 = 461,07 \text{ N}$$

Mil = 5,4 kg

$$F_{\text{Mil}} = 5,4 \times 9,81 = 52,974 \text{ N}$$

Türbin Ağırlığı ≈ 8 kg için

$$F_{\text{Türbin}} = 8 \times 9,81 = 78,48 \text{ N}$$

$$F_{R_{Türbin}} = 33,99 \text{ N}$$

$$F_e = 265,33 \text{ N}$$

$$F_R = F_{Türbin} + F_{R_{Türbin}} = 78,48 + 33,99 = 112,47 \text{ N}$$

Sistem kuvvetleri belirlendikten sonra yatak kuvvetlerini belirleyebilmek için,

$$\sum M_B = 0 \quad \text{ve} \quad F_A = 1234,17 \text{ N hesaplanır.}$$

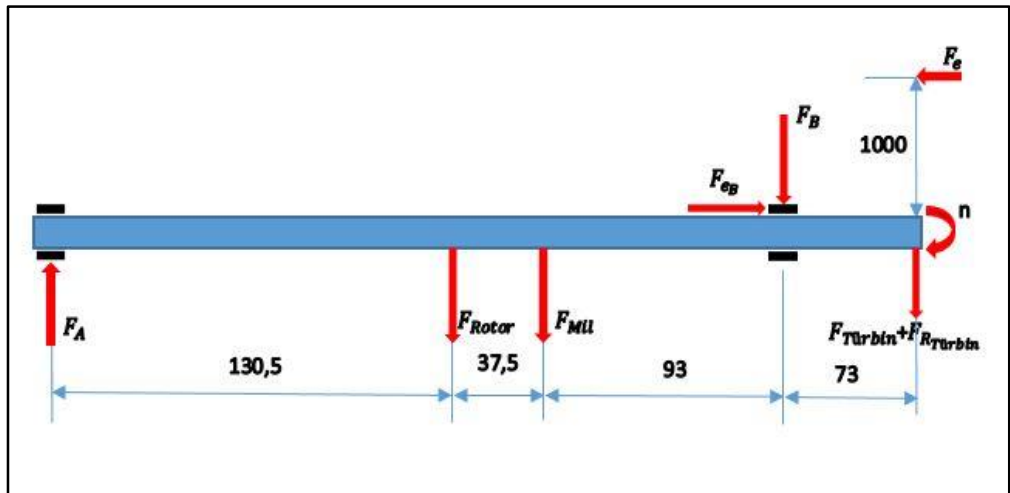
Sistem dengede olduğundan B yatağına gelen kuvvet,

$$F_A + F_B = F_{Rotor} + F_{Mil} + F_R$$

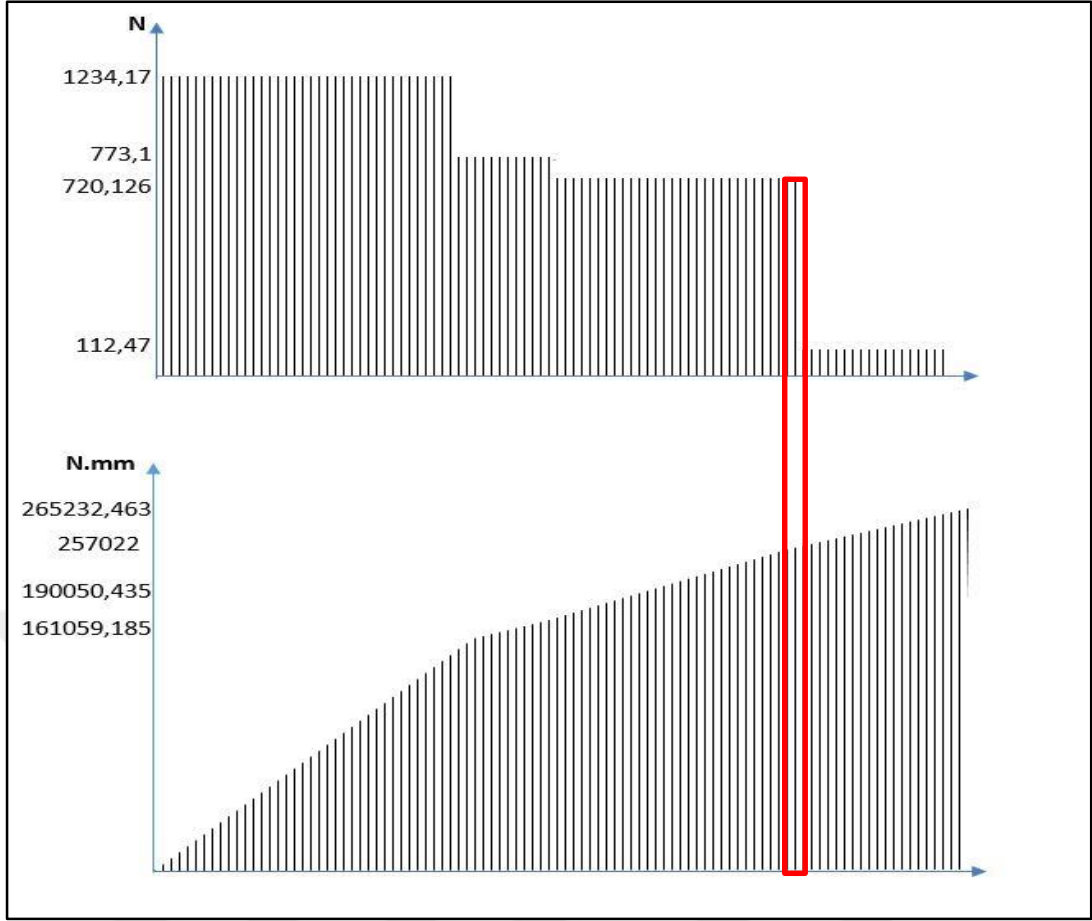
B yatağına gelen tepki kuvveti,

$$F_B = -607,656 \text{ N hesaplanır.}$$

Eksi çıkması diyagramda belirtilen kuvvet yönünün tersine tepki kuvveti oluştuğunu belirtmektedir. Düzeltilmiş kuvvet dağılımı Şekil 2.8’de gösterilmektedir. Buna bağlı olarak kuvvet ve moment diyagramları Şekil 2.9’da gösterilmektedir.



Şekil 2.8: Mile etkiyen kuvvetler.



Şekil 2.9: Kuvvet-moment diyagramı.

$$P = M_d w \quad (2.15)$$

Bu eşitlikte,

P : Güç (Watt)

M_d : Döndürme Momenti (Nm)

w : Açısal Hız (rad/s)

$$w = \frac{2\pi n}{60} \quad (2.16)$$

$n = 200$ d/dk sistem devri için açısal hız Eşitlik (2.16)'dan $20,93$ rad/s hesaplanır.

Rotor ve stator arasındaki kayıplar sonucunda elde edilecek güç 4 kW olacaktır. Burada döndürme momenti Eşitlik (2.15)'ten $191,12$ Nm hesaplanır.

Mil mukavemet hesapları için burulma gerilmesi Eşitlik (2.17) ile hesaplanır.

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_p} \quad (2.17)$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \quad (2.18)$$

Burada,

τ_b : Burulma Mukavemeti (MPa)

W_p : Polar Mukavemet Momenti (mm^3)

$M_b = M_d = 191,12$ Nm

Minimum çapı 34 mm olan kesitte burulma momenti için mil polar mukavemeti Eşitlik (2.18)'den $8414,41$ mm^3 hesaplanır.

$$W_p = 8414,41 \text{ mm}^3$$

Polar mukavemet momenti, hesaplanan kritik kesitin burulma gerilmesi Eşitlik (2.17)'den $22,71$ N/mm^2 olarak hesaplanır.

$$\tau_b = 22,71 \text{ N/mm}^2$$

Mil Ck 35 malzemeden imal edileceğinden bu malzemenin mekanik özelliklerinden faydalanılacaktır. Bu özellikler Tablo 2.2’de belirtilmektedir.

Tablo 2.2: Ck 35 malzeme dayanım tablosu [39].

| | | |
|----------------|-----------|-------------|
| Akma Sınırı | 16-40 mm | 410 MPa |
| | 40-100 mm | 320 MPa |
| Çekme Dayanımı | 16-40 mm | 600-750 MPa |
| | 40-100 mm | 550-700 MPa |

Kritik kesit, eğilme mukavemeti diyagramı ve sistem çalışması göz önünde bulundurulduğunda B yatağının bulunduğu çap kabul edilmesi gerekmektedir. B yatağına gelen eğilme ve burulma momentlerine göre mukavemet hesapları yapılarak Sürekli mukavemet diyagramından mil yorulma dayanımı incelenecektir.

Moment diyagramından kritik kesitteki eğilme momenti Şekil 2.9’dan, $M_e = 257022$ N.mm okunur.

Eğilme Gerilmesi Eşitlik (2.19) ile hesaplanır.

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} \quad (2.19)$$

σ_e : Eğilme Gerilmesi (MPa)

M_e : Eğilme Momenti (Nm)

W : Mukavemet Momenti (mm^3)

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \quad (2.20)$$

Mukavemet momenti Eşitlik (2.20)’den $4207,11 \text{ mm}^3$ olarak hesaplanır.

Eğilme gerilmesi Eşitlik (2.20)'de hesaplanan, mukavemet momenti Eşitlik (2.19)'da yerine konulduğunda 61,093 N/mm² olarak hesaplanır. Kesme Gerilmesi Eşitlik (2.21) ile hesaplanır.

$$\tau_k = \frac{F}{A} \quad (2.21)$$

τ_k : Kesme Gerilmesi (MPa)

F : Kesme Kuvveti (N)

A : Kesit Alanı (mm²)

Eşitlik (2.21)'de kesit alanı, çapı 35 mm olan mil için 3846,5 mm² hesaplanıp kesme gerilmesi 0,64 N/mm² olarak hesaplanır.

Bası Gerilmesi Eşitlik (2.22) ile hesaplanır.

$$\sigma_b = \frac{F}{A} \quad (2.22)$$

σ_b : Bası Gerilmesi (MPa)

F : Eksenel Kuvvet (N)

A: Kesit Alanı (mm²)

Eşitlik (2.22) kullanılarak mile etkiyen bası gerilmesi 0,27 N/mm² olarak hesaplanır.

Sistem sürekli mukavemetini belirleyebilmek için sistemi etkiyen gerilmeleri dinamik ve statik yükleme durumlarına göre belirleyerek $\sigma_{e\dot{s}_0}$ ve $\sigma_{e\dot{s}_g}$ değerleri Değişirme Enerjisi Hipotezine göre hesaplanır, sürekli mukavemet diyagramı çizilip $\sigma_{s_{max}}$ bulunarak emniyet katsayısı hesaplanır [38].

Sistemi etkileyen dinamik yükler değişken devir etkisinde oluşan eğilme ve burulma gerilmeleridir.

$$\sigma_c = 61,093 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\tau_b} = 22,71 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{e_{s_g}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (2.23)$$

Burada,

$\sigma_{e_{s_g}}$: Eşdeğer Gerilme Genliği (MPa)

$\sigma_{e_{s_o}}$: Eşdeğer Ortalama Gerilme (MPa)

$\sigma_{e_{s_{max}}}$: Eşdeğer Maksimum Gerilme (MPa)

Eşitlik (2.23) yardımıyla $\sigma_{e_{s_g}} = 72,67 \text{ MPa}$ olarak hesaplanır.

Sistemi etkileyen statik yükler kanat kuvvetleri nedeniyle oluşan bası gerilmesi ile kanat ağırlığı nedeniyle oluşan kesme gerilmesidir.

$$\sigma_b = 0,27 \text{ MPa}$$

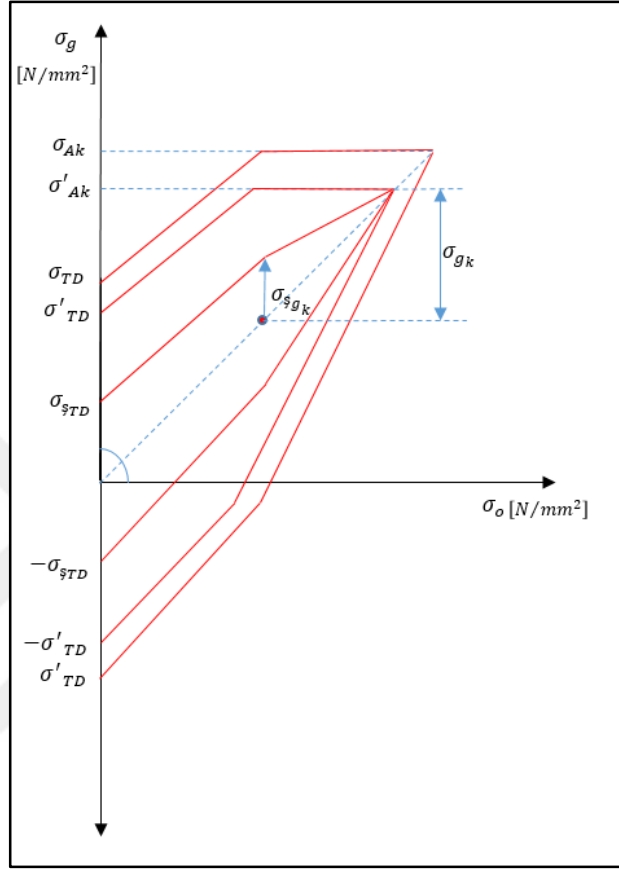
$$\tau_k = 0,64 \text{ MPa}$$

Eşitlik (2.23) yardımıyla $\sigma_{e_{s_o}} = 1,14 \text{ MPa}$ olarak hesaplanır.

$$\sigma_{e_{s_{max}}} = \sigma_{e_{s_o}} + \sigma_{e_{s_g}} \quad (2.24)$$

Eşitlik (2.24) kullanılarak $\sigma_{e_{s_{max}}} = 1,14 + 72,67 = 73,81 \text{ MPa}$ olarak hesaplanır.

Sürekli Mukavemet Diyagramı çiziminde kullanılan gerilmeler Şekil 2.10'da gösterilmektedir. Burada milin sürekli mukavemet diyagramına göre maksimum şekil gerilmesi bulunarak emniyet katsayısı belirlenecektir.



Şekil 2.10: Sürekli Mukavemet Diyagramı gösterimi [38].

σ_{Ak} : Akma Gerilmesi (MPa)

σ_{TD} : Tam Değişken Yük Hali İçin Sürekli Mukavemet Değeri (MPa)

$\sigma_{şTD}$: Şekil Tam Değişken Mukavemet Genliği (MPa)

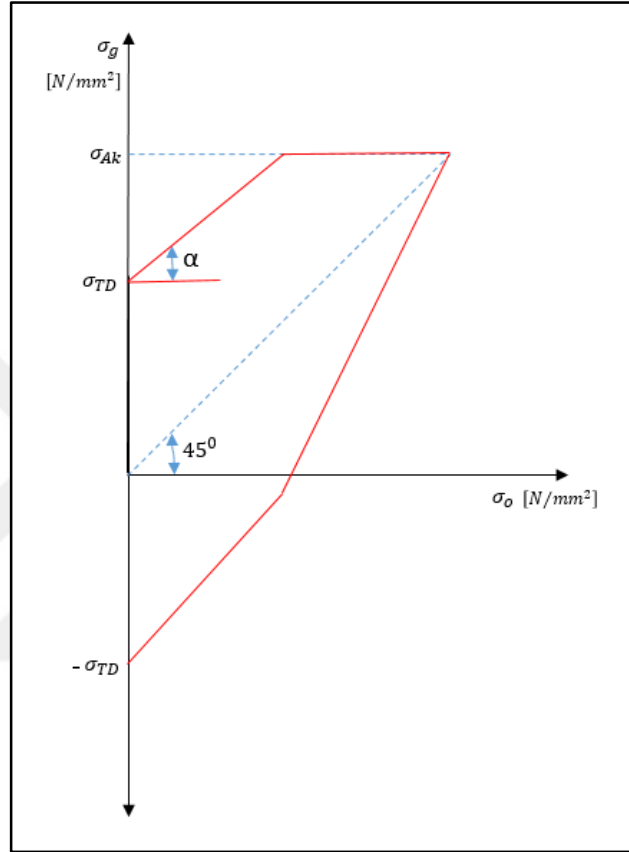
σ'_{Ak} : Düzeltilmiş Akma Gerilmesi (MPa)

σ'_{TD} : Düzeltilmiş Tam Değişken Sürekli Mukavemet Değeri (MPa)

$\sigma_{şgk}$: Şekil Sürekli Mukavemet Genliği (MPa)

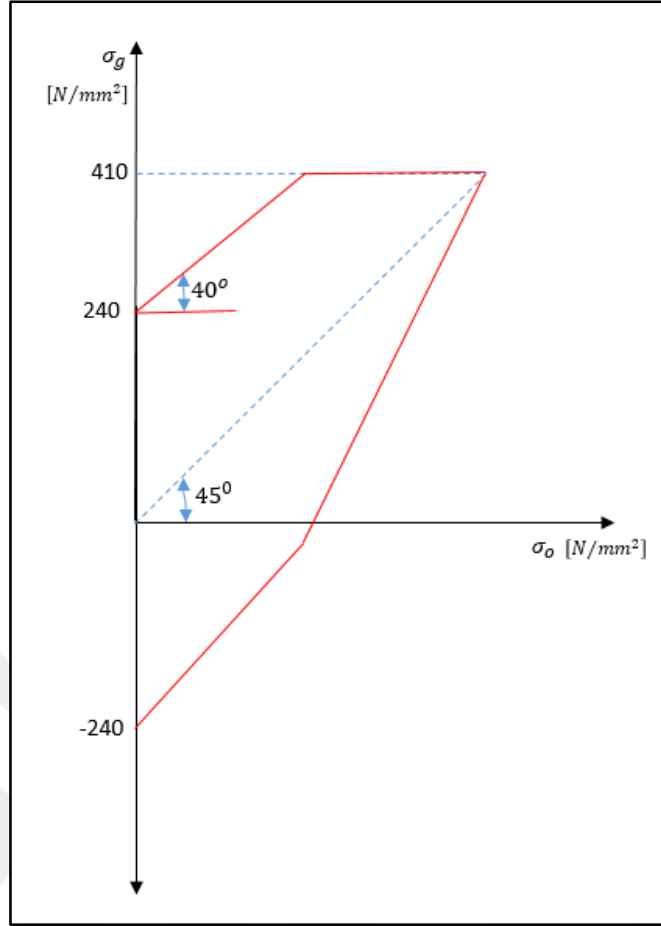
σ_{gk} : Mukavemet Genliği (MPa)

α açısı için, titreşimli yük sürekli mukavemet değeri (σ_T) bilinmediği hallerde tam değişken yük hali sürekli mukavemet değeri (σ_{TD}) ile akma gerilmesi (σ_{AK}) arasındaki üst sınırı belirleyen çizgi yatayla çeki-bası gerilmesi için 40° , eğilme için 36° ve burulma için 42° açı ile çizilerek yaklaşık olarak Sürekli mukavemet diyagramı elde edilebilir [38]. Bu açı sürekli mukavemet diyagramında Şekil 2.11’de gösterilmiştir.



Şekil 2.11: Sürekli Mukavemet Diyagramı gösterimi.

Sürekli mukavemet diyagramını çizerken çeki-bası zorlamasındaki 40° açısını kullanacağız [38]. Ck 35 için Sürekli Mukavemet Diyagramı Şekil 2.12’de gösterilmektedir.



Şekil 2.12: Ck 35 Sürekli Mukavemet Diyagramı [38].

Hesaplama da kullanılacak olan malzemenin Sürekli Mukavemet Diyagramında düzeltilmiş akma gerilmesinin hesaplanması Eşitlik (2.25)'te gösterilmektedir.

$$\sigma'_{Ak} = \sigma_{Ak} * b_0 \quad (2.25)$$

Eşitlikte;

b_0 : Büyüklük Faktörü

İstenilen çaplar için büyüklük faktörleri Tablo 2.3'te gösterilmektedir. Mukavemet değerleri, yapılan numunelerle belirlenen malzemelerin, numune boyutlarında olabilecek hataların düzeltilmesi büyüklük faktörü ile sağlanmaktadır [38].

Tablo 2.3: Büyüklük faktörü b_0 [38].

| | | | | | | | |
|--------|----|------|------|-----|------|-----|------|
| d (mm) | 10 | 15 | 20 | 30 | 40 | 60 | 120 |
| b_0 | 1 | 0,98 | 0,95 | 0,9 | 0,85 | 0,8 | 0,75 |

b_0 değeri kritik kesit olan çap 35 mm için Tablo 2.3'ten 0,87 okunmuştur.

Düzeltilmiş akma gerilmesi σ'_{Ak} Eşitlik (2.25)'ten b_0 değeri yerine konularak hesaplanır.

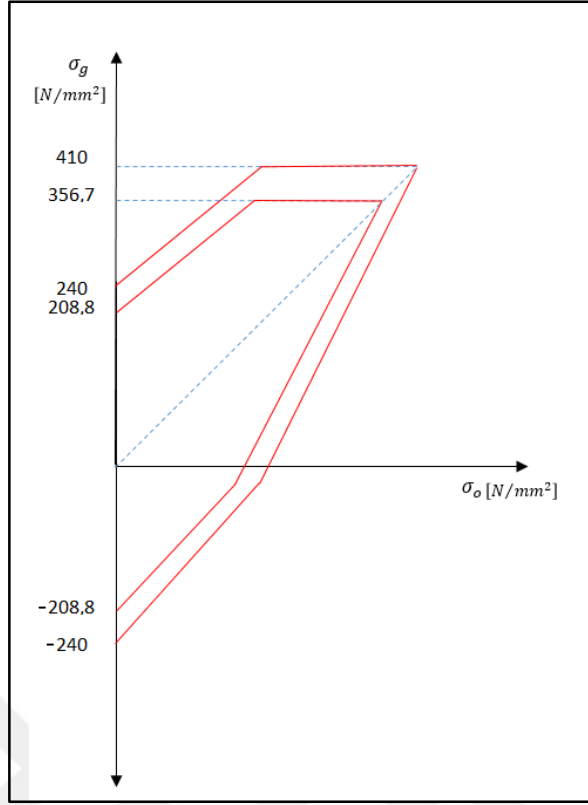
$$\sigma'_{Ak} = 356,7 \text{ MPa}$$

Tam değişken mukavemet değeri, Sürekli Mukavemet Diyagramında belirtilen Ck35 malzemenin düzeltilmiş tam değişken mukavemet değerinin hesaplanması için belirtilen büyüklük faktörü ile çarpılması gerekmektedir. Düzeltilmiş tam değişken gerilme Eşitlik (2.26)'da değerler yerine yazılarak hesaplanır [38].

$$\sigma'_{Tb} = \sigma_{Tb} b_0 \quad (2.26)$$

$$\sigma'_{Tb} = 208,8 \text{ MPa}$$

Düzeltilmiş akma ve tam değişken değerlerine göre Sürekli Mukavemet Diyagramı yeniden çizilerek Şekil 2.13'te gösterilmektedir.



Şekil 2.13: Ck 35 düzeltilmiş Sürekli Mukavemet Diyagramı.

Şekil tam değişken mukavemet değerinin hesaplanması için, düzeltilmiş tam değişken mukavemet değerinin yüzey işleme faktörünün büyüklük faktörüne oranıyla çarpılması sonucunda elde edilir. Bu işlem Eşitlik (2.27)'de gösterilmektedir. Bu işlemin yapılma nedeni, yüzey kalitesi arttıkça mukavemetin artmasıyla birlikte, çentik faktörünün artması sonucunda mukavemetin azalmasıdır [38].

$$\sigma_{s_{TD}} = \sigma'_{TD} \frac{b_1}{\beta} \quad (2.27)$$

Burada,

b_1 : Yüzey İşleme Faktörü

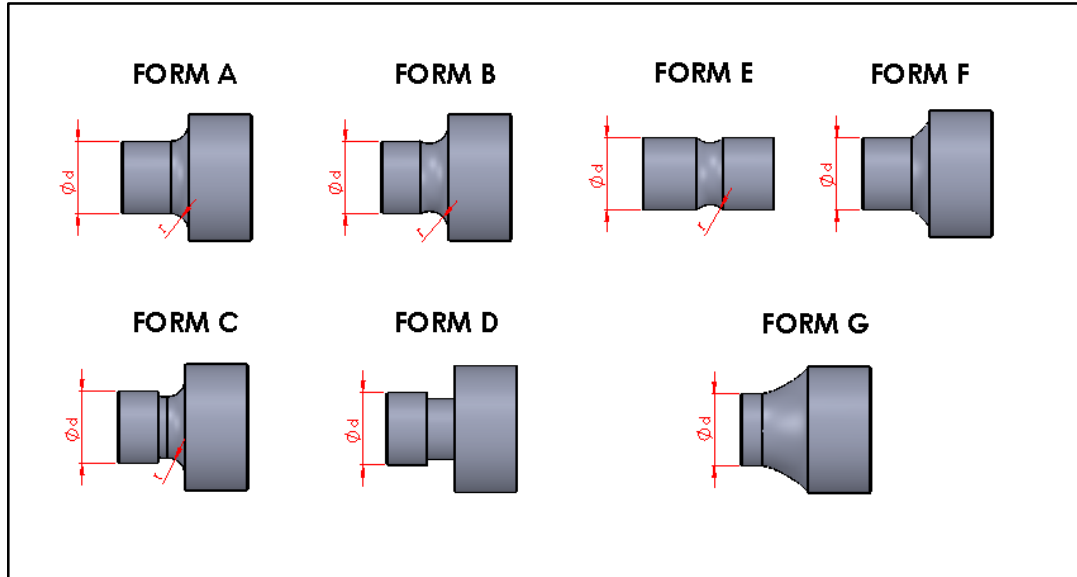
β : Çentik Faktörü

Şekil tam değişken mukavemet genliği, Tablo 2.4'ten yüzey işleme faktörü ve Tablo 2.5'ten çentik faktörleri belirlenerek Eşitlik (2.27) ile hesaplanır.

Tablo 2.4: Yüzey işleme faktörü b_1 [38].

| Yüzeyin Durumu | Malzemenin Kopma Mukavemeti σ_k [N/mm ²] | | | | | | |
|--------------------|---|------|-------|------|-------|-------|------|
| | 300 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 |
| Parlatılmış | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| İnce Taşlanmış | 1 | 0,99 | 0,985 | 0,98 | 0,975 | 0,972 | 0,97 |
| Taşlanmış | 0,97 | 0,96 | 0,95 | 0,94 | 0,935 | 0,932 | 0,93 |
| Hassas Tornalanmış | 0,93 | 0,92 | 0,91 | 0,90 | 0,89 | 0,885 | 0,88 |
| Tornalanmış | 0,91 | 0,90 | 0,88 | 0,86 | 0,84 | 0,82 | 0,78 |
| Tufallı | 0,80 | 0,74 | 0,67 | 0,61 | 0,56 | 0,51 | 0,43 |

Ck 35 malzemeden imal edilmiş tornalanmış mil için 700 N/mm² akma değerine göre yüzey işleme faktörü b_1 , Tablo 2.4'ten 0,84 okundu. Şekil 2.14'ten mil tasarımına göre FORM A seçilecektir.



Şekil 2.14: Milde değişik tasarımlar [38].

Tablo 2.5: Değişik tasarım formları için β değerleri [38].

| Form (Şekil 2.14) | r/D | Malzemenin Kopma Mukavemeti R_m [N/mm ²] | | | |
|----------------------|------|--|------|------|------|
| | | 400...600 | 800 | 1000 | 1200 |
| A...D | 0 | 2,2-2,7 | 3,4 | 3,5 | 4,5 |
| | 0,05 | 1,7-1,8 | 2,1 | 2,3 | 2,8 |
| | 0,1 | 1,5 | 1,7 | 1,8 | 2,1 |
| | 0,15 | 1,4 | 1,5 | 1,6 | 1,7 |
| | 0,2 | 1,3 | 1,35 | 1,4 | 1,6 |
| | 0,25 | 1,25 | 1,3 | 1,35 | 1,5 |
| E | 0,1 | 1,36 | 1,64 | 1,68 | 1,72 |
| | 0,2 | 1,22 | 1,4 | 1,42 | 1,45 |
| | 0,3 | 1,18 | 1,32 | 1,34 | 1,36 |
| | 0,4 | 1,13 | 1,24 | 1,26 | 1,27 |
| | 0,6 | 1,1 | 1,16 | 1,17 | 1,18 |
| F | - | 1,1 | 1,2 | 1,3 | 1,4 |

Ck 35 malzemededen imal edilmiş kopma mukavemeti 700 N/mm² olan milin 35 mm çap ve 1 mm köşe radyusu için çentik faktörü Tablo 2.5'ten 2 okunmuştur.

Eşitlik (2.25)'te tablodan değerleri okunan yüzey işleme faktörü b_1 ile çentik faktörü β yerine konularak şekil tam değişken mukavemet genliği hesaplanır.

$$\sigma_{\text{şTD}} = 87,696 \text{ MPa}$$

Mukavemet genliği, Şekil 2.13'teki Düzeltilmiş Sürekli Mukavemet Diyagramı üzerinden düzeltilmiş akma mukavemeti ile merkez noktası arasından ölçülen değerdir.

$$\sigma_{gk} = 180 \text{ MPa}$$

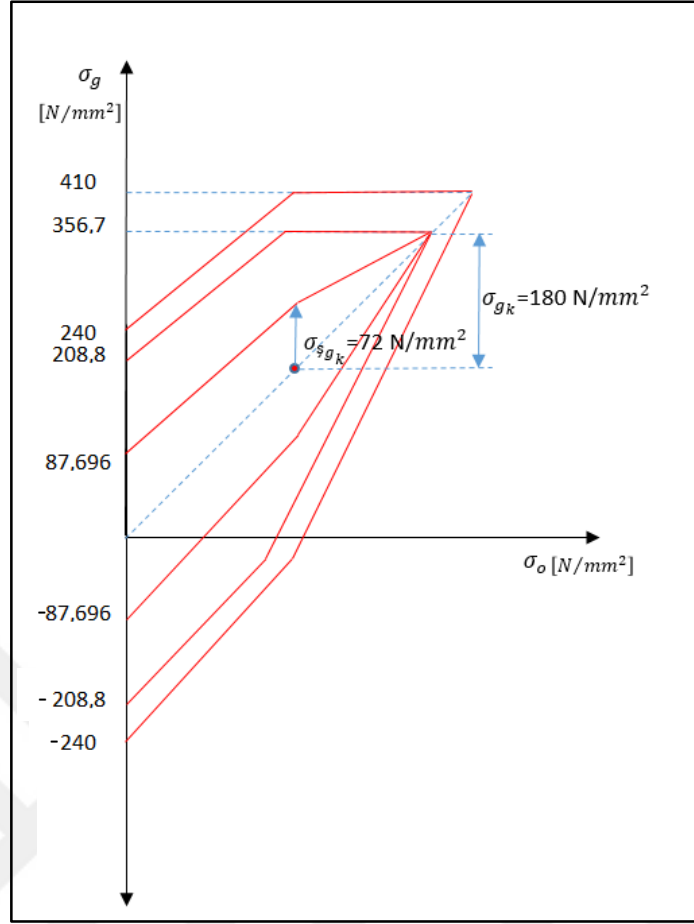
Mukavemet genliği ölçölen malzeme, yüzey işleme faktörünün büyüklük faktörüne oranı ile çarpılarak Şekil Sürekli Mukavemet Genliği Eşitlik (2.28)'den hesaplanır.

$$\sigma_{s_{gk}} = \sigma_{gk} \frac{b_1}{\beta} \quad (2.28)$$

Eşitlik (2.28)'de değerler yerine yazılarak $\sigma_{s_{gk}}$ hesaplanır.

$$\sigma_{s_{gk}} = 72 \text{ MPa}$$

Hesaplanan değerler Şekil 2.15'te düzenlenerek Sürekli Mukavemet Diyagramı tamamlanır. Tamamlanmış Sürekli Mukavemet Diyagramı Şekil 2.15'te gösterilmektedir.

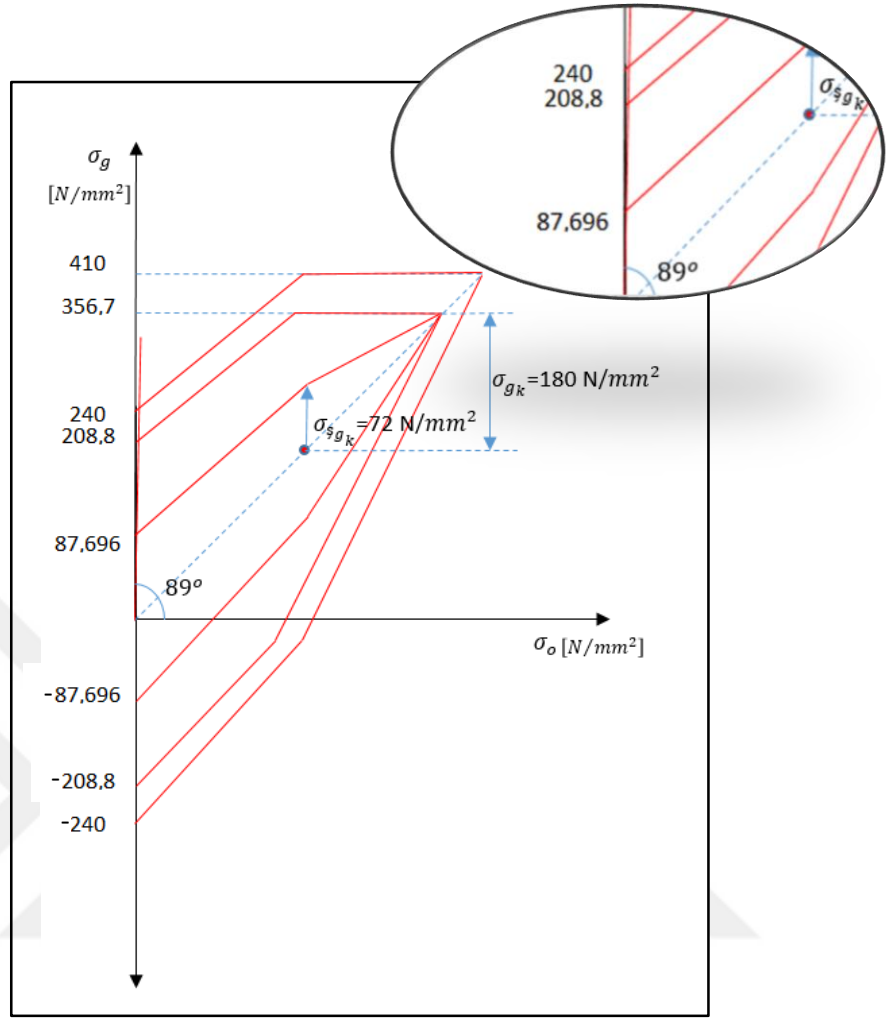


Şekil 2.15: Tamamlanmış Sürekli Mukavemet Diyagramı.

$$\tan \alpha = \frac{\sigma_{eş_{max}}}{\sigma_{eş_o}} = \frac{73,81}{1,14} = 64,75$$

$\alpha = 89^0$ olarak hesaplanır.

Şekil 2.16'da hesaplanan α açısından sonra şekil maksimum gerilmesi, Şekil Tam Değişken Mukavemet Genliği eğrisini kestiği noktadan okunarak belirlenir.



Şekil 2.16: Tamamlanmış Sürekli Mukavemet Diyagramı.

$\sigma_{s_{max}} = 89 \text{ MPa}$ Sürekli Mukavemet Diyagramı'ndan okundu.

Şekil maksimum gerilmesi ve eşdeğer gerilme belirlendikten sonra, emniyet katsayısı Eşitlik (2.29)'dan hesaplanır. Bu emniyet katsayısına göre malzeme dayanımı belirlenecektir.

$$S = \frac{\sigma_{s_{max}}}{\sigma_{es_{max}}} \quad (2.29)$$

$$S = \frac{89}{73,81} = 1,20$$


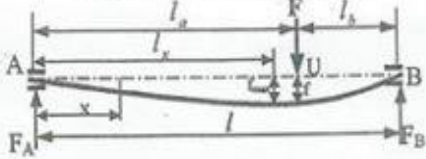
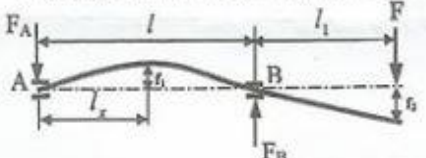



Yapılan yorulma analizi hesapları sonucunda mil 1.2 kat emniyetli olduğu hesaplanmıştır. Rekristalizasyon sıcaklığı işletme sıcaklığından bđyđk olarak dinamik yđk, akmaya karşı emniyet katsayısının yeterli olduğu gđrđlmektedir.

2.2.2 Sehım Hesapları

Alternatđr verimini etkileyen önemli faktörlerden birisi de stator ile rotor arasında bırakılması gereken hava boşluğudur. Bu hava boşluğu ne kadar minimize edilebilirse alternatđr veriminde o oranda iyileşmeye yol açabilmektedir.

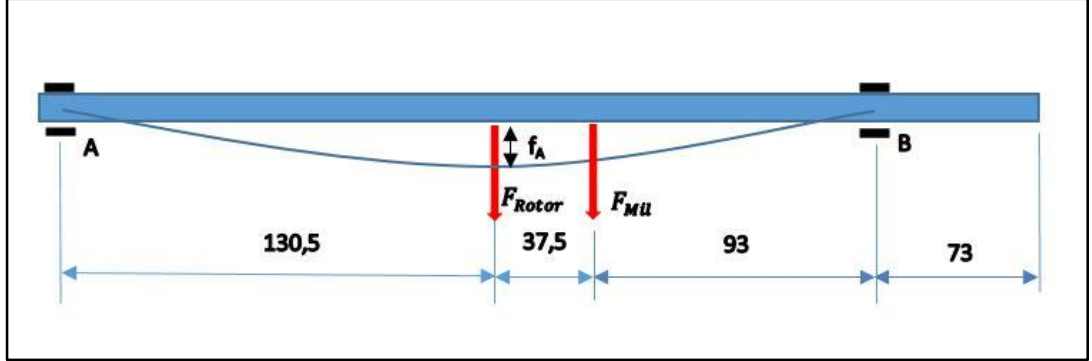
Sistem alışması sırasında milde oluşan sehımler hesaplanarak, sehım oluşan bölgelerdeki kritik devir sayıları hesaplanıp, daha sonra ANSYS Workbench programında yapılacak olan analiz sonuçlarındaki sehım miktarı ile karşılaştırılacaktır. Rotor Topoloji Optimizasyonu sonrasında mili etkileyen ağırlıktaki azalma sonrasında tekrar oluşacak sehım hesaplanarak, ANSYS Workbench programında analizler yapılarak kıyaslanacaktır.

Tablo 2.6: Şehim Tablosu [40].

| Yükleme Şekli | Hesap Bağntısı |
|--|---|
| <p>İki yataklı mil- tekil kuvvet ortada</p>  | $F_A = F_B = \frac{F}{2} \quad f_{\max} = \frac{F l^3}{48EI}$ <p>AU arası şehim:</p> $f_{AU} = \frac{F x}{48EI} (3l^2 - 4x^2)$ |
| <p>İki yataklı mil- tekil ara kuvvet</p>  <p> $l_a > l_b$ için $f_{\max} = \frac{F \cdot l_b \sqrt{(l^2 - l_b^2)^3}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E I l}$ $l_b > l_a$ için $f_{\max} = \frac{F \cdot l_a \sqrt{(l^2 - l_a^2)^3}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E I l}$ </p> | $f = \frac{F l_a^2 l_b^2}{3 E I l}, \quad f_{AU} = \frac{F l_b x}{6 E I l} (l^2 - l_b^2 - x^2)$ $f_{UB} = \frac{F l_a (l - x)}{6 E I l} (2lx - l_a^2 - x^2), \quad l_a > l_b \text{ için}$ $f_{\max} = f \frac{l + l_b}{3 l_b} \sqrt{\frac{l + l_b}{3 l_a}}, \quad l_x = l_a \sqrt{\frac{l + l_b}{3 l_a}}$ $l_b > l_a \text{ için } l_x = l_b \sqrt{\frac{l + l_a}{3 l_b}}$ |
| <p>İki yataklı çıkmalı mil-çıkma uçta tekil kuvvet</p>  | $F_A = \frac{F l_1}{l} \quad F_B = \frac{F}{l} (l + l_1)$ $f_1 = 0,064 \frac{F l^2 l_1}{E I} \quad f_2 = \frac{F l l_1^2}{3 E I} \left(1 + \frac{l_1}{l}\right)$ $l_x = 0,577 l$ |
| <p>Ankastre giriş- tekil kuvvet</p>  | $f_{\max} = \frac{F l^3}{3 E I}$ $f = \frac{F \cdot x^2}{6 E I} (3l - x)$ |
| <p>İki uçtan yataklı mil- düzgün yayılı yük</p>  | $F_A = F_B = \frac{q l}{2}$ $f_{\max} = 0,013 \frac{F l^3}{E I}$ |
| <p>Bir ucu ankastre kademeli mil - tekil kuvvet</p>  | <p>A noktasındaki şehim</p> $f_A = \frac{F_A}{3 E} \left(\frac{l_1^3}{I_{b1}} + \frac{l_2^3 - l_1^3}{I_{b2}} + \frac{l_3^3 - l_2^3}{I_{b3}} \right)$ |

Makine Elemanları Ders Notu - M.Nedim GERGER BAÜ, MMF

Yukarıda belirtilen denklemlerden yola çıkarak rotor ağırlığının etkidiği noktadaki toplam sehim Şekil 2.17’de gösterilmektedir.



Şekil 2.17: Alternatör mili rotor orta noktasındaki sehim.

Rotor ağırlığının bulunduğu noktadaki sehim,

$$f_{A1} = \frac{F_{Rotor} L^3}{48EI} \quad (2.30)$$

Bu eşitlikte,

f_{A1} : Rotor ağırlığı nedeniyle rulmanlı yatak merkezinde milde oluşan sehim miktarı

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (2.31)$$

$$E = 2,1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$I = \frac{\pi 55^4}{64} = 448952,6 \text{ mm}^4$$

Atalet momenti hesaplandıktan sonra rotor ağırlığı ve Young modülü yerine konulduğunda, rotor ağırlığından dolayı ağırlığın etki ettiği noktadaki Eşitlik (2.30)'dan,

$$f_{A1} = 0,0019 \text{ mm}$$

Mil ağırlığı nedeniyle rotor kuvvetinin etki ettiği noktadaki sehim,

$$f_{A2} = \frac{F_{\text{Mil}} l_b x}{6EI L} (L^2 - l_b^2 - x^2) \quad (2.32)$$

Bu eşitlikte,

f_{A2} : Mil ağırlığı nedeniyle rulman yatak merkezinde milde oluşan sehim miktarı

$$f_{A2} = \frac{52,974 * 93 * 130,5}{6 * 2,1 * 10^5 * 448952,6 * 261} (261^2 - 93^2 - (130,5)^2)$$

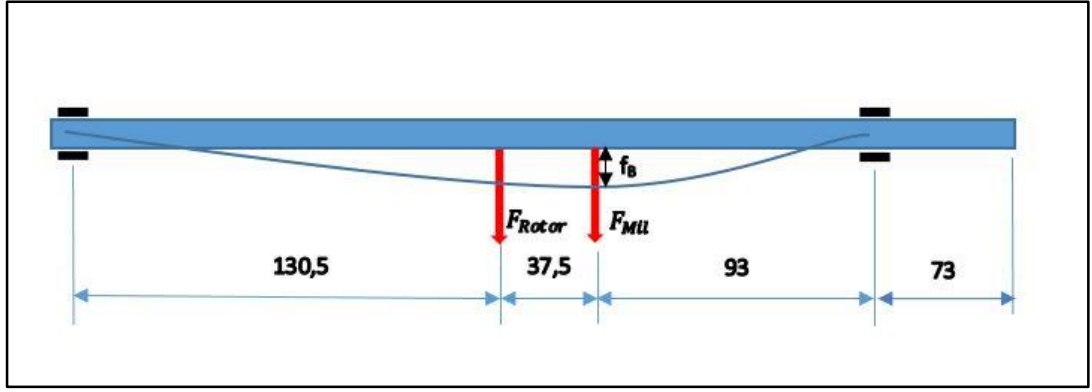
$$f_{A2} = \frac{642918,96}{1476425520,36 * 10^5} (42441,75)$$

$$f_{A2} = 0,00018 \text{ mm}$$

$$f_A = f_{A1} + f_{A2}$$

$$f_A = 0,0019 + 0,00018 = 0,0021 \text{ mm}$$

Şekil 2.20'de gösterilen rotor ağırlık merkezinin bulunduğu noktadaki sehim f_A , sehim miktarı 0,0021 mm olarak hesaplanmıştır. Rotor ve milin ağırlığı etkisinde rotor ağırlık merkezindeki sehim ile o noktadaki kritik devir ve açısal hız hesaplanarak, sistem kritik devri hesaplanacaktır. Mil ağırlığının etkideği noktada toplam sehim Eşitlik 2.33 ile hesaplanmaktadır.



Şekil 2.18: Alternatör mili orta noktasındaki sehim.

$$f_{B1} = \frac{F_{mil} l_a^2 l_b^2}{3EIL} \quad (2.33)$$

f_{B1} : Mil ağırlığı nedeniyle mil ağırlık merkezinde oluşan sehim miktarı

Eşitlik (2.33)'den milin kendi ağırlığı nedeniyle ağırlık merkezinde meydana sehim,

$$f_{B1} = 0,000176 \text{ mm}$$

$$f_{B2} = \frac{F_{Rotor} l_a (1-x)}{6EIL} \cdot (2Lx - l_a^2 - x^2) \quad (2.34)$$

f_{B2} : Rotor ağırlığı nedeniyle mil ağırlık merkezinde oluşan sehim miktarı

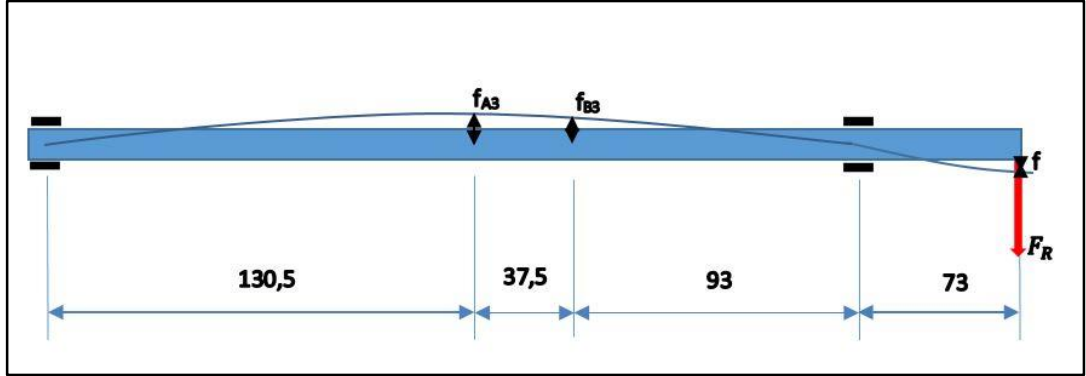
Eşitlik (2.34)'den rotor ağırlığı nedeniyle mil ağırlık merkezinde meydana gelen sehim hesaplanacaktır.

$$f_{B2} = 0,0081 \text{ mm}$$

$$f_B = f_{B1} + f_{B2}$$

$$f_B = 0,000176 + 0,0081 = 0,008276 \text{ mm}$$

Mil uç noktasındaki sehim Şekil 2.19’da gösterilmektedir.



Şekil 2.19: Alternatör milinde türbin ağırlığının sehimi.

Tablo (2.6)’dan mil uç noktasındaki sehim için Eşitlik (2.35) kullanılacaktır.

$$f_C = \frac{F_R l_1^2}{3EI} \left(1 + \frac{l_1}{L}\right) \quad (2.35)$$

$$f_{A3} = 0,064 \frac{F_R l_1^2}{3EI} \quad (2.36)$$

Burada,

f_C : Mil uç noktasındaki sehim (mm)

f_{A3} : Türbin kanadı ağırlığı etkisinde rotor ağırlık merkezi noktasındaki sehim miktarı (mm)

$f_C = 0,00172$ mm hesaplanır.

$$f_{A3} = 0,00012 \text{ mm}$$

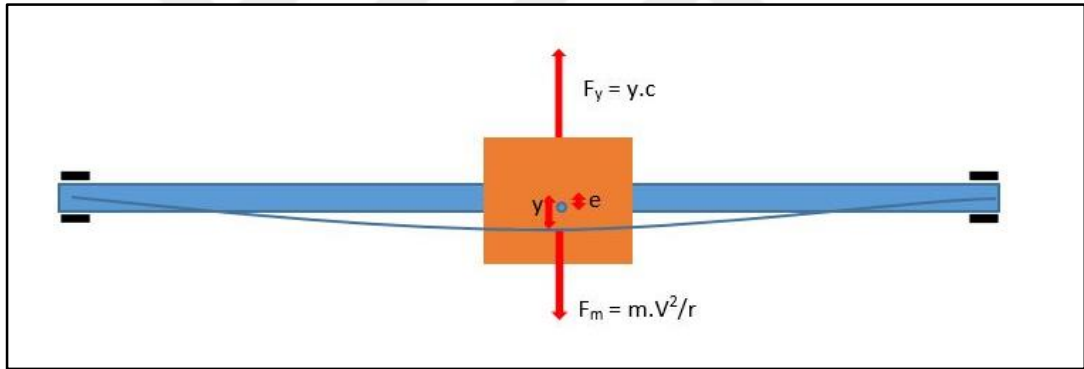
Rotorun ağırlığı etkisi altındaki mil noktasındaki toplam sehim,

$$f_A = 0,00198 \text{ mm}$$

Yapılan hesaplamalar sonucunda milin farklı noktalarına etkiyen kuvvetler nedeniyle oluşan sehim miktarları hesaplanmıştır. Hesaplanan sehim miktarları alternatör için gerekli olan hava boşluğu miktarının altında olduğu görülmektedir. Rotor ve stator arasında bırakılan 0,5 mm hava boşluğunun sistem için yeterli olduğu gözlemlenmiştir.

2.2.3 Titreşim Hesapları ve Kritik Devir

Belirtilen hava boşluğu dışında sistemin belirtilen noktalardaki kritik devir sayılarının da hesaplanması gerekmektedir. Burada sehim bize milin rijitliğini verecektir. Buradan,



Şekil 2.20: Rezonansa girme hali.

Mil eksen kaçıklığı e , mil dönme esnasında merkezci kuvvet nedeniyle milin sehimi y için, ağırlık merkezinin mil eksenine uzaklığı $y+e$ olur. Merkezci kuvvet Eşitlik (2.37) ile milin elastikiyetinden doğan, yay kuvveti birbiri ile denge halindedir [38].

$$F_m = \frac{mV^2}{r} = mw^2r \quad (2.37)$$

Burada,

F_m : Merkezci Kuvvet (N)

m : Kütle (kg)

V : Hız (m/s)

r : Yarıçap (m)

w : Açısal Hız (1/s)

y : Sehim Miktarı (mm)

e : Eksenel Kaçıklık (mm)

c : Rijitlik (N/mm)

$$F_y = F_m \quad (2.38)$$

Eşitlik (2.38)'den,

$$y \cdot c = m \cdot r \cdot w^2 \quad (2.39)$$

Eşitlik (2.39) düzenlenirse,

$$y \cdot c = m \cdot (y+e) \cdot w^2$$

$$y \cdot c = m \cdot y \cdot w^2 + m \cdot e \cdot w^2$$

$$y(c - m \cdot w^2) = m \cdot e \cdot w^2$$

$$y = \frac{m \cdot e \cdot w^2}{c - m \cdot w^2}$$

$c = m \cdot w^2$ olursa $y = \infty$ olur. Buradan,

$$c = m \cdot w^2 \quad (2.40)$$

$$w_k = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (2.41)$$

Bu eşitlikte,

w_k : Kritik Açısal Hız (1/s)

c : Rijitlik (N/mm)

m : Kütle (kg)

Sehim gözlenen tüm noktalarda rijitlikten yola çıkarak kritik devir sayısı bulunmalıdır. Bulunan kritik devir sayıları ile de sistem için kritik devir sayısı bulunur. Buradan,

$$w_k = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

$$w_k = \sqrt{\frac{F_1/f_A}{F_1/g}}$$

$$w_k = \sqrt{\frac{g}{f}} \quad (2.42)$$

Eşitlik (2.42)'ten her noktada meydana gelen kritik devir sayıları hesaplanır.

$$w_{k_A} = 2225,89 \text{ 1/s}$$

$$w_{k_B} = 1088,75 \text{ 1/s}$$

$$w_{k_C} = 2388,198 \text{ 1/s}$$

w_{k_A} : Rotor ağırlık merkezindeki kritik açısal hız

w_{k_B} : Mil ağırlık merkezindeki kritik açısal hız

w_{k_C} : Mil uç noktasındaki kritik açısal hız

$$\frac{1}{w_k^2} = \frac{1}{w_{k_A}^2} + \frac{1}{w_{k_B}^2} + \frac{1}{w_{k_C}^2} \quad (2.43)$$

Eşitlik (2.43)'ten sistemin kritik açısal hızı hesaplanır.

$$\omega_k = 905,06 \text{ 1/s}$$

Eşitlik (2.7)'den kritik açısal hızı hesaplanan milin kritik devir sayısı hesaplanır.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

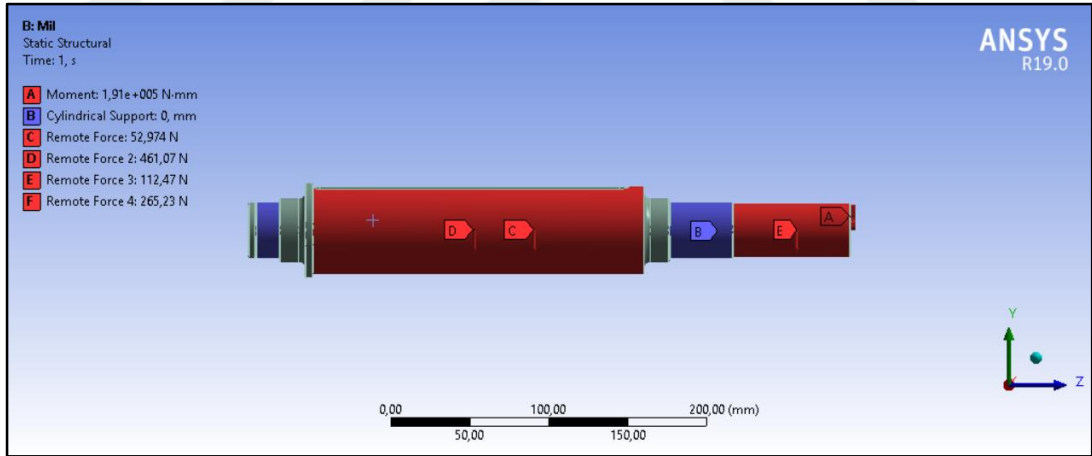
$$n_k = \frac{30}{\pi} \cdot \omega_k$$

$$n_k = 8647,154 \text{ d/dk}$$

Sistem 200 d/dk'da çalıştırıldığından kritik devrin altında olacağı görülmektedir.

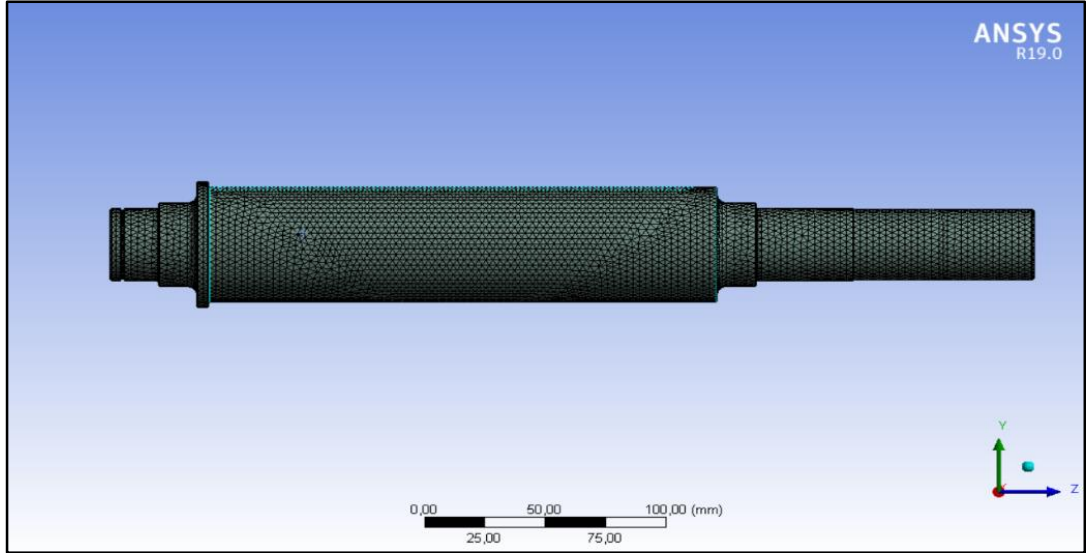
2.3 Konstrüksiyon Hesaplarının Ansys Analizleriyle Kontrolü

Tasarımı yapılan alternatörün, sistem enerji üretirken mile etkiyen kuvvet dağılımı ANSYS Workbench programına girilerek, Şekil 2.21'de sistemi etkileyen noktalardan tanımlanmıştır.



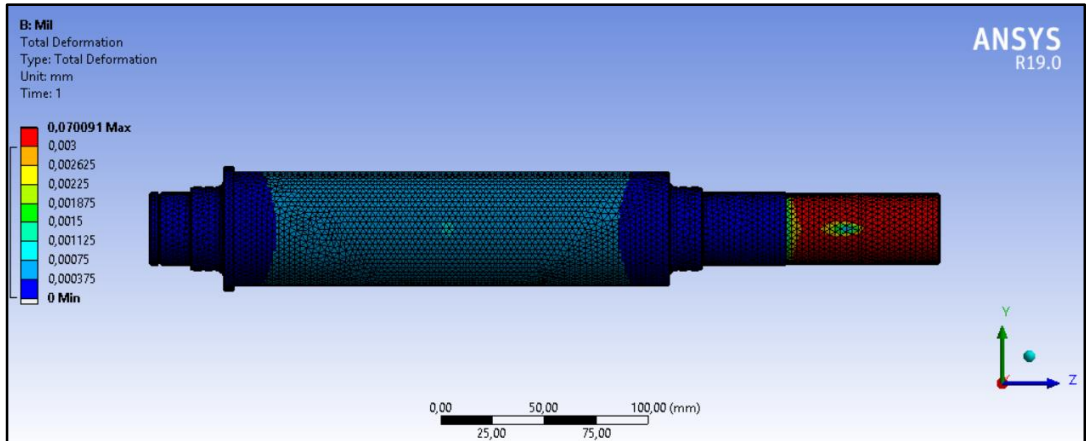
Şekil 2.21: Kuvvet dağılımı.

Mil hesaplamaları yapılarak Sürekli Mukavemet Diyagramı'nda okunan yorulma değerleri ile ANSYS analizleri karşılaştırılacaktır. Analiz yapılırken sonlu eleman boyutu 3 mm olarak belirlenmiş ve sonlu eleman ağı oluşturulmuştur. Oluşan eleman ağı Şekil 2.22'de gösterilmektedir.



Şekil 2.22: Eleman ağı yapısı.

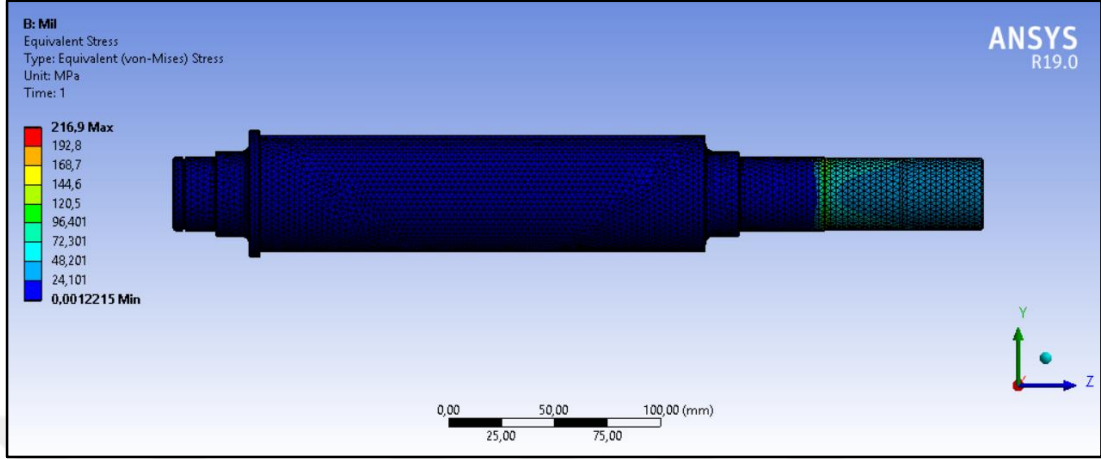
Mil A ve B yataklarının bulunduğu kısımdan yataklanarak, Şekil 2.21'deki moment ve kuvvetler altında çalışmaktadır. Çalışma anındaki sehim rotor ağırlık merkezindeki 0,0019 mm sehim miktarına göre Şekil 2.23'te incelenek olursa, Yapılan analizde toplam deformasyon incelendiğinde rotor ağırlık merkezindeki sehim 0,0011 mm ile 0,001875 mm arasında olduğu görülmektedir.



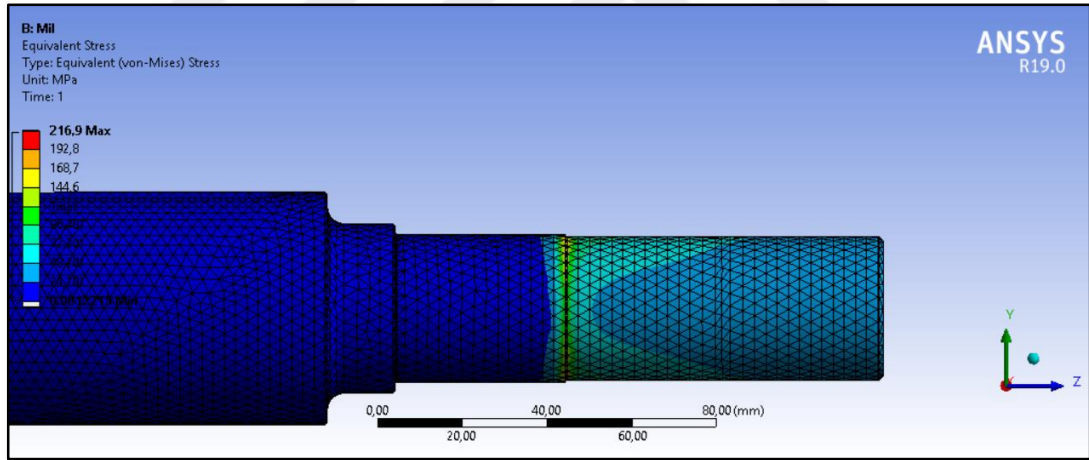
Şekil 2.23: Toplam deformasyon.

Aynı yapı için Von-Misses akma kriterine göre analiz sonuçları Şekil 2.24'te incelenek olursa, Şekil 2.24'teki analiz sonucuna göre, mil rotor kısmındaki gerilmeler 20 MPa civarındayken, kritik kesit olarak belirlenen B yatağının bulunduğu kısımda 120 MPa civarına yaklaşmaktadır. Bu değer hesaplanan gerilme değerine yakın

olmakla birlikte, malzeme akma noktası olan 370 MPa değerinin altında olduğundan sistemin emniyetli olarak çalışabileceği incelenmiştir.



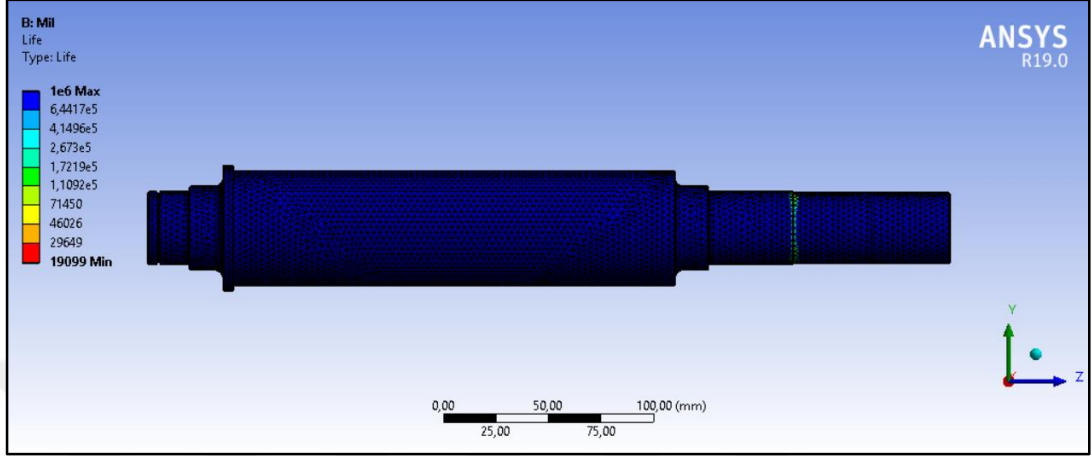
Şekil 2.24: Von-Mises gerilme.



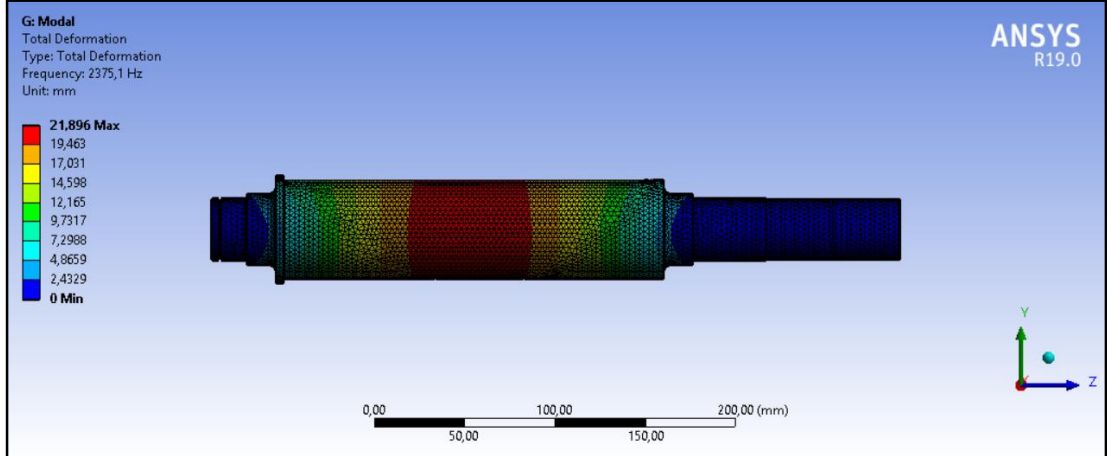
Şekil 2.25: Von-Mises gerilme bölgesi.

Yapılan analiz sonuçlarına göre, alternatör enerji ürettiği anda milde oluşabilecek maksimum gerilme 216,9 MPa iken bu gerilme B yatağı ile rüzgâr türbini montajının yapıldığı yer arasında olduğu Şekil 2.25'te gözlenmiştir. Türbin kanadına gelen aksenal kuvvetin bu bölgedeki gerilme değeri üzerinde etkili olduğu incelenmiştir.

Statik analizleri yapılan ve hesaplanan değerlerle analiz sonuçları kıyaslanan mil için, ANSYS programında yoruma analizleri yapılarak Şekil 2.26’da gösterilmiştir.



Şekil 2.26: Mil yorulma analizine bağlı ömür.



Şekil 2.27: Mil çalışma şartlarında modal analiz

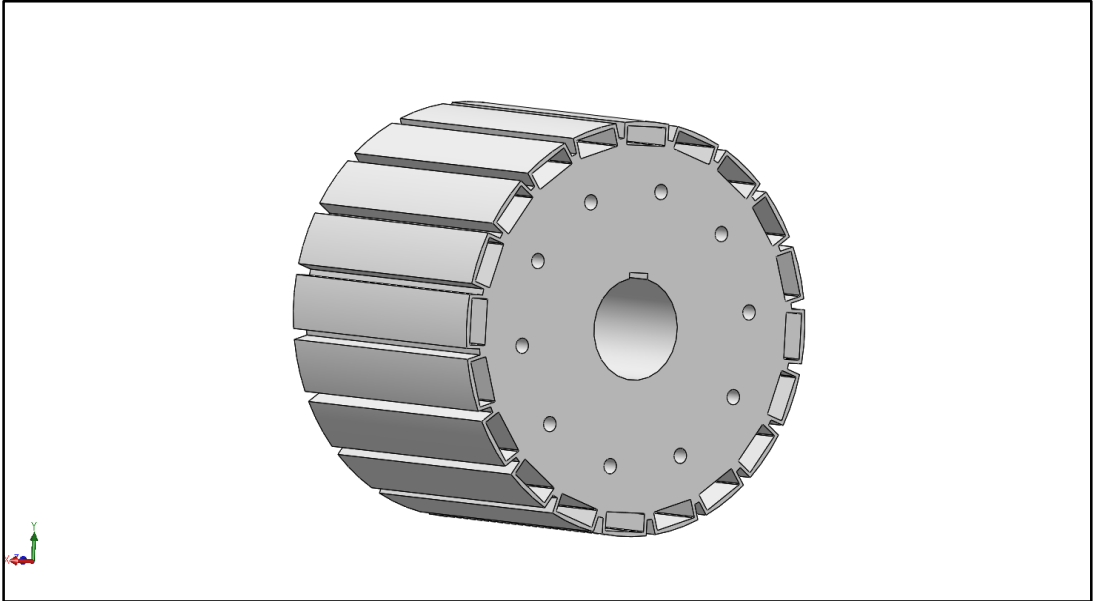
3. TOPOLOJİ OPTİMİZASYON ÇALIŞMASI

Tasarımı ve boyutlandırma çalışması yapılan alternatör için, çalışma anında net ağırlığın azaltılabilmesi rüzgâr türbini kulesine gelen yükün azaltılmasını sağlayacaktır. Bu da alternatör ağırlığının azaltılabilmesi ile mümkündür. Alternatörde ağırlık azaltılabilmesi için, bu çalışmada rotor üzerinde topoloji optimizasyonu yapılmaktadır. Rotorda yapılan optimizasyon çalışmasında dikkat edilecek olan husus manyetik akı ve dağılımında alternatör verimini olumsuz yönde etkilememektir.

Topoloji optimizasyonu analizi için ANSYS programı kullanılacaktır. ANSYS çözümlemesinde malzeme dağılımı metodunu kullanarak, gerilmenin yüksek olduğu yerlerde malzeme yapısını korurken, gerilmenin azaldığı veya hiç olmadığı yerlerde malzeme boşaltmasına izin vererek, istenilen malzeme üzerinde topoloji optimizasyonunu tamamlamaktadır [41].

Tamamlanacak olan topoloji optimizasyonu çalışmasından sonra elde edilen geometri CAD programları yardımıyla imal edilebilir nihai tasarım tamamlanacaktır.

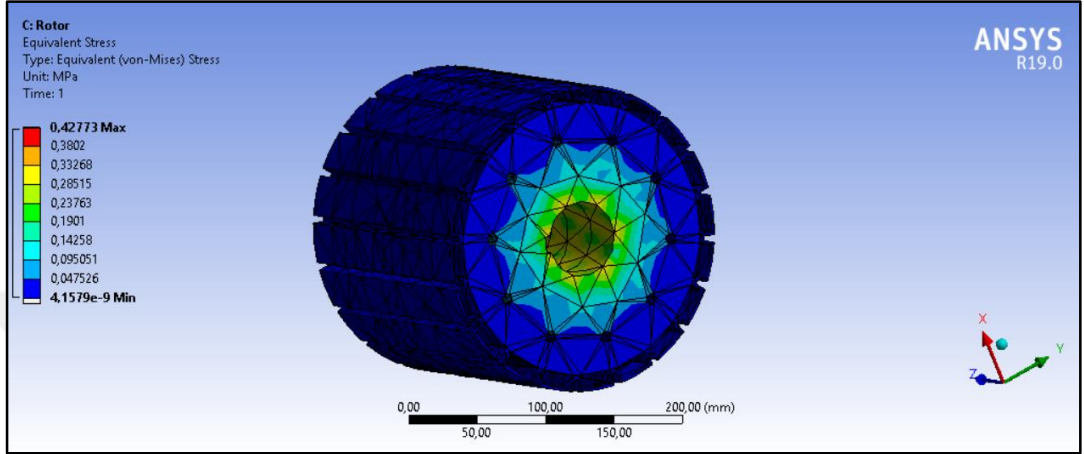
Tasarımı yapılan rotor Şekil 3.1’de gösterilmektedir. Bu tasarım üzerinden analiz çalışmaları yapılarak topoloji optimizasyonu tamamlanacaktır.



Şekil 3.1: Alternatör rotor tasarımı.

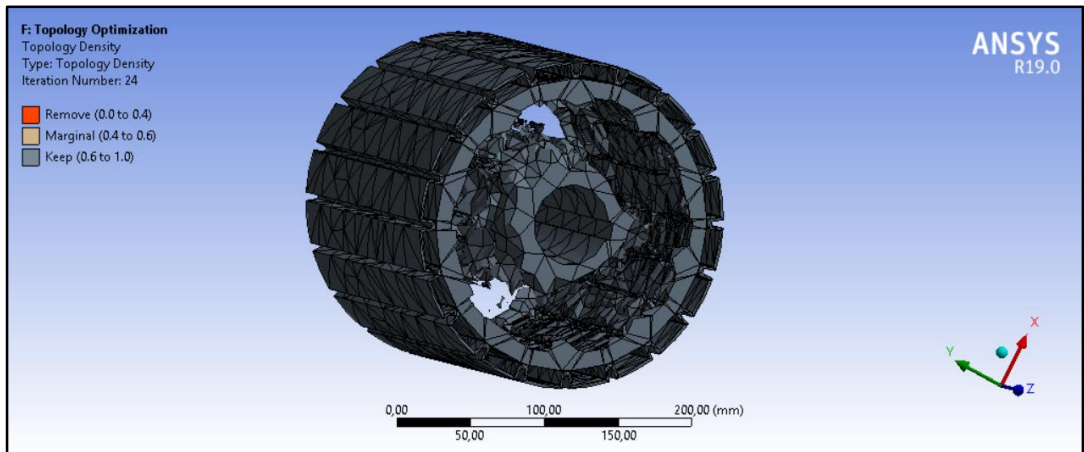
Çalışma esnasında sistem torku girilerek, tam tutma anında rotorun ANSYS Workbench programında statik analizleri yapılarak, statik analiz çıktıları topoloji optimizasyonu girdileri olarak belirlenerek optimizasyon çalışması tamamlanacaktır.

Sistem 191,12 Nm tork ile tahrik edilirken, rotor dış kısmından kitlenmesi halinde, maksimum zorlama durumu için analiz çıktıları Şekil 3.2’de gösterilmektedir.



Şekil 3.2: Rotor statik analizi.

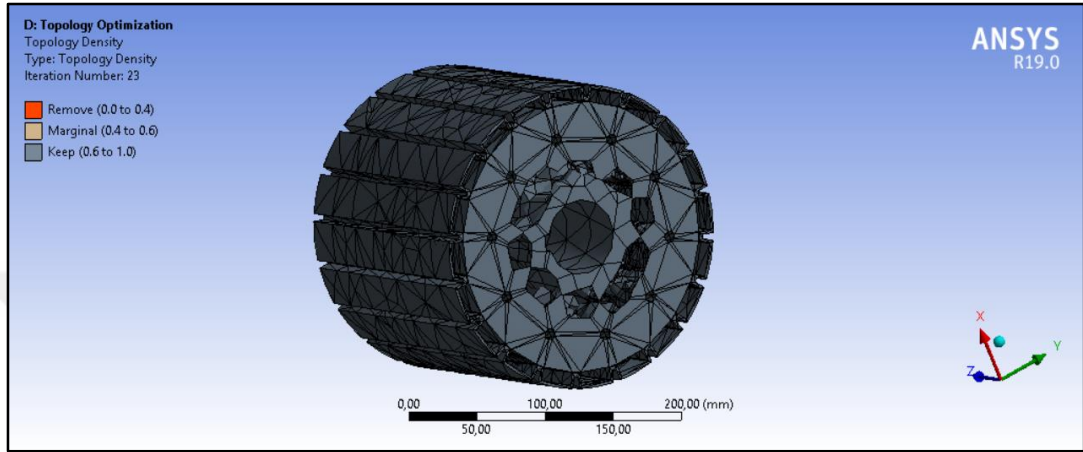
Elde edilene statik analiz sonuçlarına göre topoloji optimizasyonu Şekil 3.3’te gösterilmektedir.



Şekil 3.3: Topoloji optimizasyonu boşaltma yapılmış gösterim.

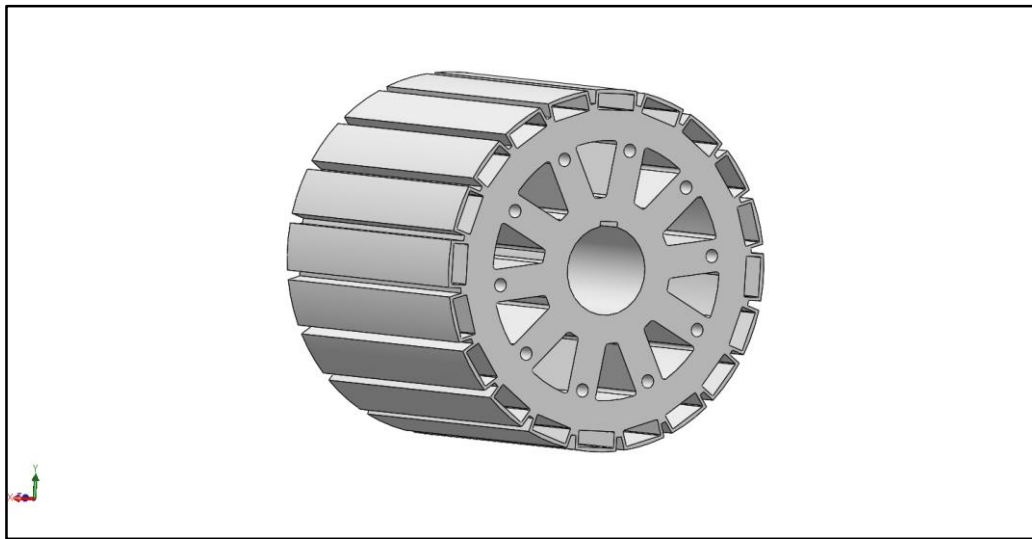
Yapılan çalışma neticesinde rotorda boşaltma yapılabilecek alan belirlenmiştir. Rotor montajında kullanılacak olan civata deliklerinin analiz sonuçlarında korunması için, bu kısım çıkarılmayacak bölge olarak belirlenerek analiz tekrar yürütülmelidir.

Civata bağlantı noktaları korunacak şekilde tanımlanan rotor tasarımının topoloji optimizasyonu Şekil 3.4'te gösterilmektedir.



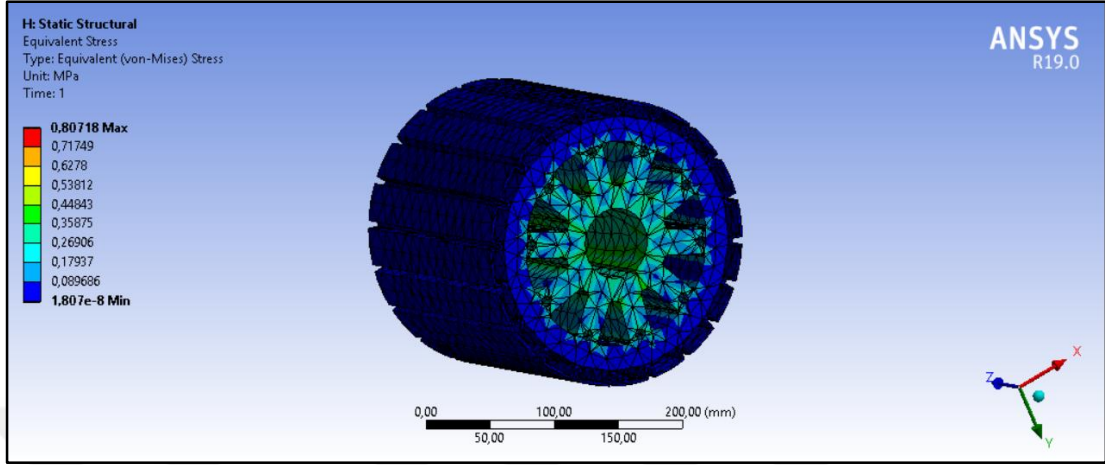
Şekil 3.4: Civata bağlantı kısmı korunmuş olarak topoloji optimizasyonu.

Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'te yapılan analiz sonuçlarına göre, rotor tasarımı Solidworks programında tekrar düzenlenerek, aynı tork ile tahrik edilerek analizleri tekrarlanacaktır. Analiz sonuçları dikkate alınarak yapılan optimizasyon sonrası tasarım Şekil 3.5'te gösterilmektedir.



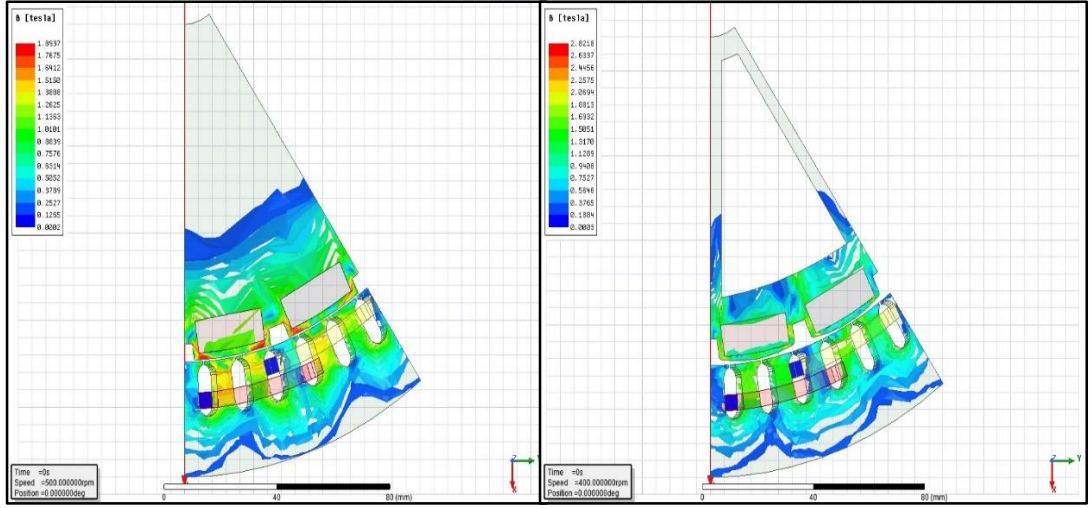
Şekil 3.5: Topoloji optimizasyonu sonrası rotor tasarımı.

Yapılan optimizasyon çalışması sonrasında son tasarım hali Şekil 3.5'te verilen rotorun, topoloji optimizasyonu sonucunda oluşan yapının statik analizleri yapılarak sonuçlar Şekil 3.6'da verilmektedir.



Şekil 3.6: Topoloji Optimizasyonu sonrası tasarlanan yapının statik analizi.

Yapılan Topoloji Optimizasyonu analiz çalışmaları sonucuna göre, alternatör rotoru sac paketi kapama saclarının montajı için kullanılan cıvata bağlantı noktalarının arasındaki kısımdan boşaltma yapılarak tasarım tamamlanmıştır. Yapılacak olan optimizasyon için boşaltma işleminde rotorun manyetik akı değerinin kayba uğramaması gerekmektedir. Bunun incelenebilmesi için ANSYS Maxwell yazılımında analizler yapılarak sonuçlar incelenecektir. Şekil 3.7'de ANSYS Maxwell analizleri sonuçları gösterilmektedir.



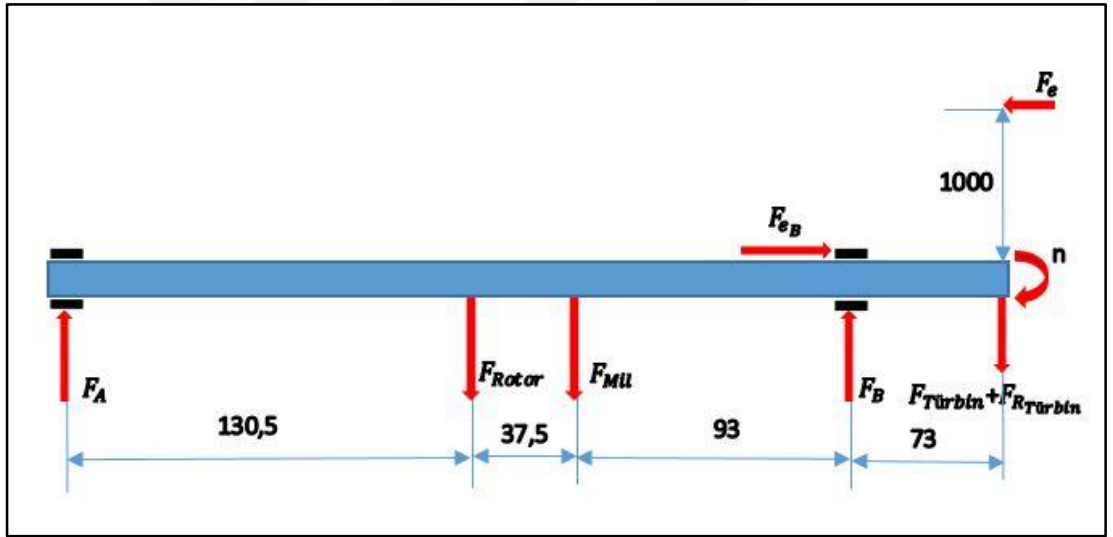
Şekil 3.7: Topoloji optimizasyonunun manyetik akı dağılımına etkisi.

Analiz sonuçları Şekil (3.7)'deki gibi elde edilmiştir. Yapılan analiz sonucuna göre optimizasyon çalışmasının manyetik akıyı iyi yönde etkilediği gözlemlenmiştir. Belirlenen boşaltmalara uygun rotor tasarımı düzenlenirse Şekil (3.5)'teki yapı elde edilir. Yapılan topoloji optimizasyonu çalışması sonucunda tasarımı tamamlanan rotor, 47 kg kütlelden 36,7 kg kütleyle düşürülmüştür. Yapılan çalışma sonucunda rotor ağırlığında 10,4 kg kütle azalması ile, % 22 ağırlık azalması olduğu incelenmiştir. Optimizasyon sonucunda 10,4 kg kütle azalması ile alternatör mili sürekli mukavemeti ve sehim değerleri hesaplanacaktır.

4. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Topoloji optimizasyonu çalışması sonucunda, rotor ağırlığı 10,4 kg azaltılarak, optimizasyon öncesinde hesaplamaları yapılan ve sürekli mukavemet eğrisi çizilen milde oluşacak değişimler incelenmiştir. Optimizasyon sonrası oluşan yeni yapıda milde oluşan sehim, kritik devir ve sürekli mukavemet eğrisi, optimizasyon öncesinde takip edilen adımlar dikkate alınarak yeniden hesaplanmış, ANSYS Workbench’de analizleri yapılarak optimizasyon sonrasındaki değişimler incelenmiştir.

Rotor üzerinde optimizasyon çalışması sonrası yapılan hesaplamalarda milde oluşan kuvvet dağılımı Şekil (4.1)’ de gösterilmektedir.



Şekil 4.1: Optimizasyon sonrası kuvvet dağılımı.

F_{Rotor} kuvvetindeki azalma sonrasında yatak kuvvetleri,

$$F_A = 1183,64 \text{ N}$$

$F_B = -656,656 \text{ N}$ olarak hesaplanır.

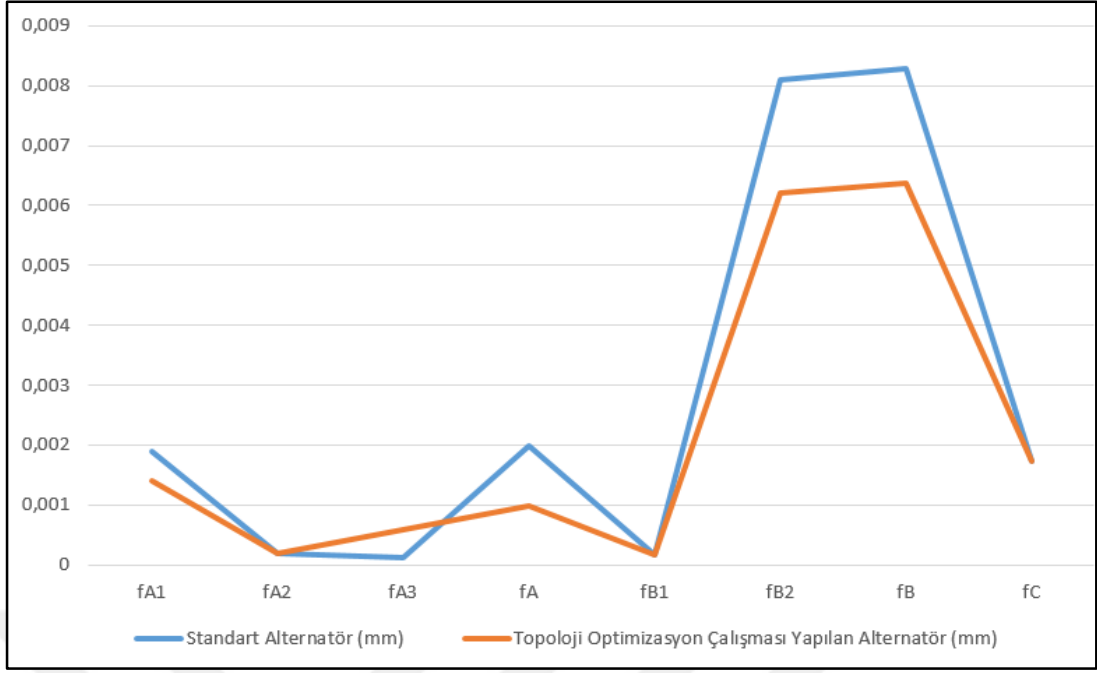
Bulunan yatak kuvvetlerine göre sistem Sürekli Mukavemeti için yeniden hesaplamalar yapıldığında, eğilme momentindeki değişim dışında sistem gücü ve

eksenel kuvvet değişmediğinden mil Sürekli Mukavemet Diyagramında ve ömründe belirgin değişim gözlenmemiştir.

Yapılan çalışma sonrası sistem çalışması anında mil sehimi miktarları yeniden hesaplanırsa,

Tablo 4.1: Optimizasyon öncesi ve sonrası mil sehimi farkları.

| | Standart Alternatör (mm) | Topoloji Optimizasyon Çalışması Yapılan Alternatör (mm) |
|----------|--------------------------|--|
| f_{A1} | 0,0019 | 0,0014 |
| f_{A2} | 0,00018 | 0,00018 |
| f_{A3} | 0,00012 | 0,00059 |
| f_A | 0,00198 | 0,00099 |
| f_{B1} | 0,000176 | 0,000176 |
| f_{B2} | 0,0081 | 0,0062 |
| f_B | 0,008276 | 0,006376 |
| f_C | 0,00172 | 0,00172 |



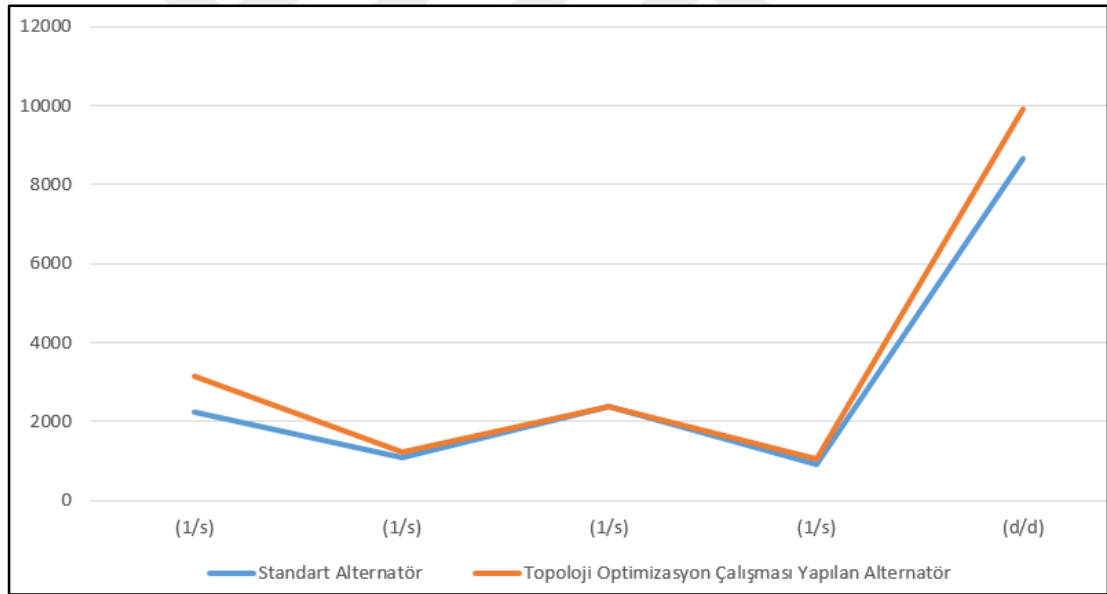
Şekil 4.2 Optimizasyon sonrası mil sehimi farkları.

Yapılan hesaplamalar sonucunda rotor ağırlığı nedeniyle oluşan sehim miktarlarında Tablo 4.1’de azalma olduğu gözlenmektedir. Yapılan hesaplamalar sonrasında ANSYS Workbench’te sistem analizleri yapılarak hesaplamalar kontrol edilecektir.

Optimizasyon sonrası sistem kritik devri hesaplanıp, optimizasyon öncesindeki kritik devir ile kıyaslanacak olursa, yapılan hesaplamalar ile birlikte kritik açısal hızın ve kritik devrin artmış olduğu, çalışma devrinin kritik devrin altında kaldığı gözlemlenmiştir.

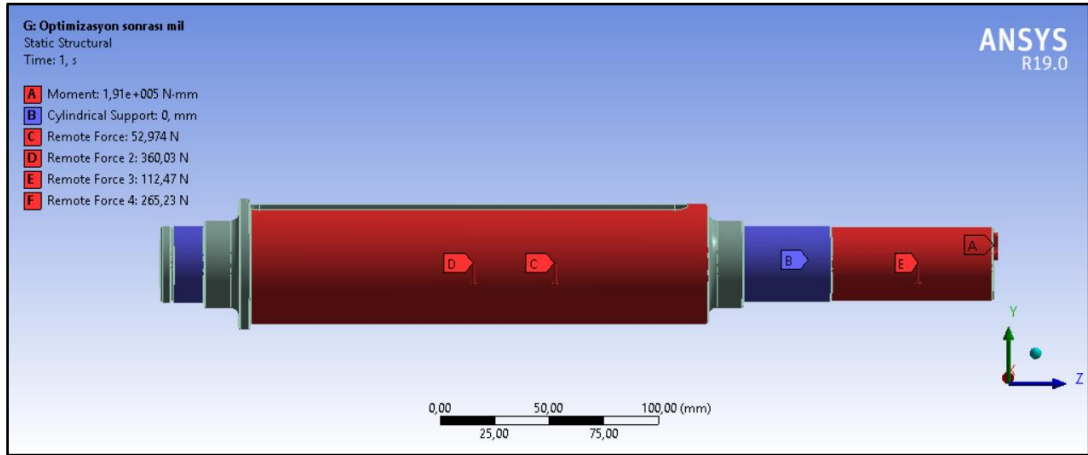
Tablo 4.2: Optimizasyon öncesi ve sonrası kritik açılmal hız ve devir.

| | Standart Alternatör | Topoloji Optimizasyon Çalışması Yapılan Alternatör |
|-----------------|---------------------|--|
| w_{k_A} (1/s) | 2225,89 | 3147,871 |
| w_{k_B} (1/s) | 1088,75 | 1240,396 |
| w_{k_C} (1/s) | 2388,198 | 2388,198 |
| w_k (1/s) | 905,06 | 1039,078 |
| n_k (d/d) | 8647,154 | 9927,497 |



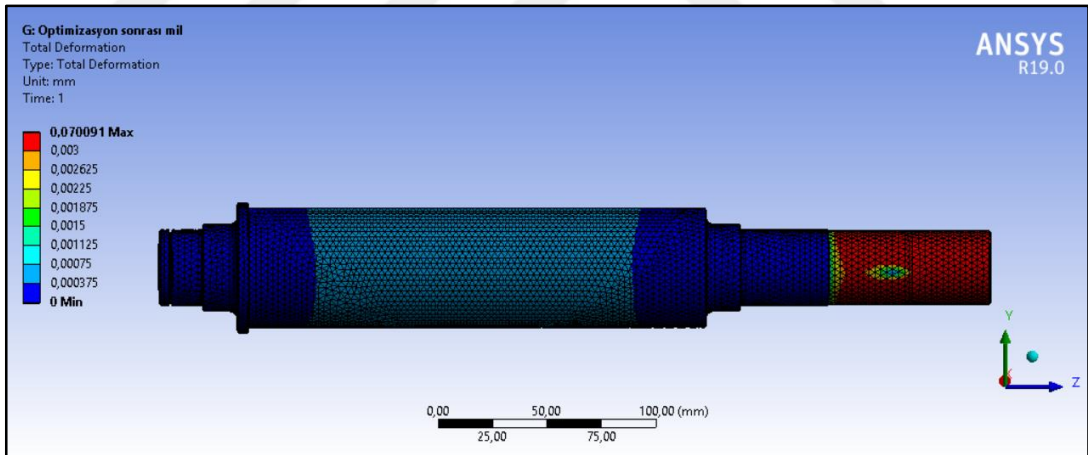
Şekil 4.3 Optimizasyon öncesi ve sonrası kritik açılmal hız ve devir.

Şekil 4.4'te optimizasyonu sonrası kuvvet dağılımı verilmiştir.



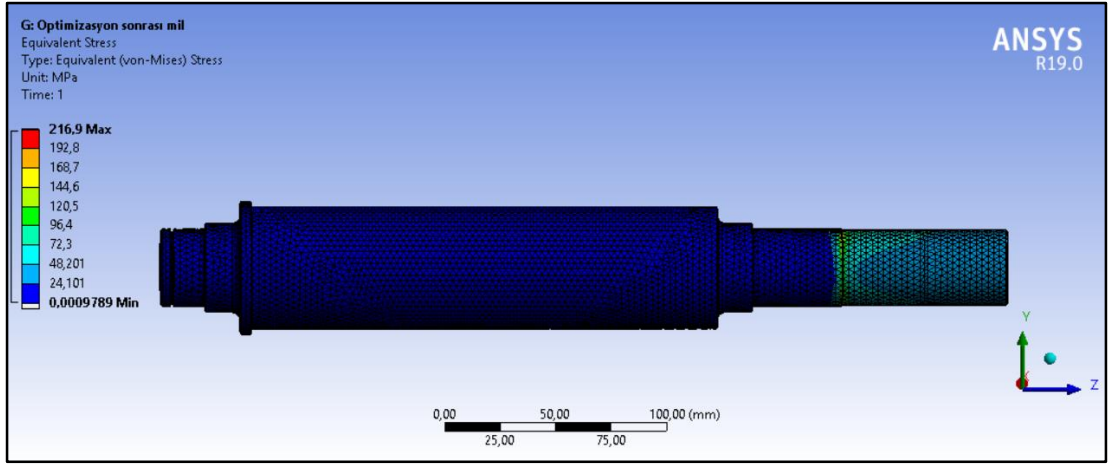
Şekil 4.4: Optimizasyon sonrası mil kuvvet dağılımı.

Belirtilen kuvvetler ve rulmanlı yatak yerlerinden mesnetlenen milin toplam deformasyon değerleri Şekil 4.5'te incelenmiştir.

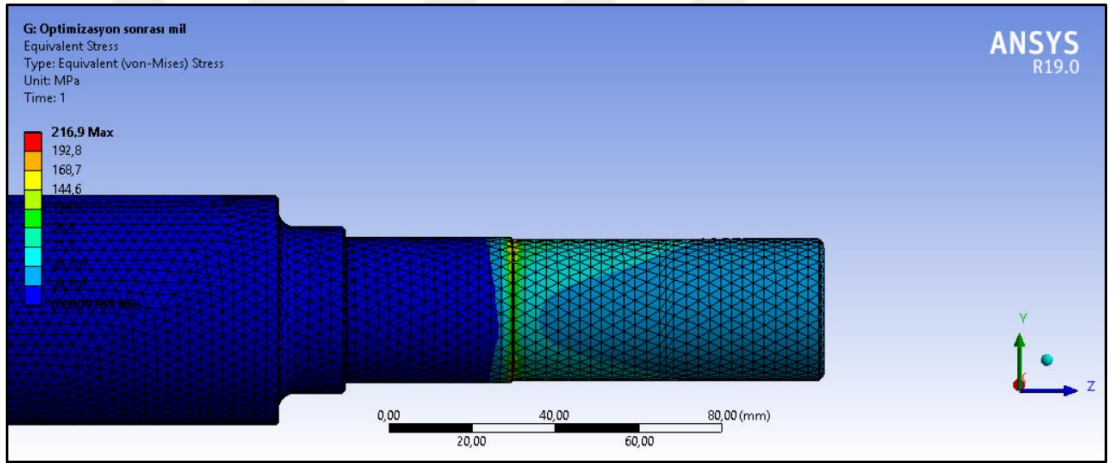


Şekil 4.5: Optimizasyon sonrası mil toplam deformasyonu.

Şekil 4.5'te yapılan analiz sonucunda göre rotor orta noktasında meydana gelen sehim 0,012 mm altında görülmektedir. Burada hesaplanan sehim değerinin analiz sonuçlarına yakın olduğu gözlenmiştir. Mil uç noktasında en yüksek sehim değerinin olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 4.6'da Von-Mises'e göre mil analizi verilmektedir.



Şekil 4.6: Optimizasyon sonrası mil gerilmeleri.



Şekil 4.7: Optimizasyon sonrası mil gerilmeleri.

Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’de mil gerilmeleri Von Mises akma kriterine göre incelenmiş, belirtilen kritik kesit noktasında mil gerilmesi maksimum 216,9 MPa olarak görülmüştür.

4 kW sabit mıknatıslı alternatörde yapılan topoloji optimizasyonu çalışmasında, rotor kütesinin azaltılması ile mil mukavemeti artarken milde oluşan sehim miktarının azaldığı ve sistem kritik devrinin arttığı gözlenmiştir. Hava aralığının minimum yapılması sistem verimini olumlu yönde etkilediği ve rotorda analizleri

yapıldıktan sonra hafifletme işleminin alternatör konstrüktif yapısını ve verimini olumlu yönde etkilediği gözlenmiştir.

4 kW gücündeki rüzgar türbini alternatöründe yapılan çalışmada, rotorda yapılan 10.4 kilogramlık hafifletme işleminin sürekli mukavemeti üst düzey etkilemediği ancak daha yüksek güçlerdeki rüzgar türbini alternatörlerine uygulanması durumunda, kütlede ciddi bir azalma ve alternatör mil ömrüne olumlu etkileri olabileceği yapılan çalışma neticesinde öngörülmektedir. Aynı şekilde alternatör rulmanlı yatağını gelen radyal yüklerdeki azalmalar nedeniyle rulman ömrünün artmasını, buna bağlı olarak bakım ihtiyacının ve bakım maliyetinin azalmasını sağlayacağı ön görülmektedir.



5. KAYNAKLAR

- [1] Kaynaklı, M., “Pençe Tipi Alternatör İle Sabit Mıknatıslı Alternatör Performanslarının Karşılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Karabük, (2010).
- [2] Ayaz, M., “Hibrit Araç Uygulaması İçin Kuplajsız Çift Sargılı Elektrik Makinası Tasarımı Ve Protatipenmesi”, Doktora Tezi, *Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elektrik Eğitimi Anabilim Dalı, Kocaeli, (2015).
- [3] Lee, J., “Structural Design Optimization Of Electric Motors To Improve Torque Performance”, Ph.D Thesis, *University of Michigan*, Ann Arbor, (2010).
- [4] Ege, S., E., “Doğrudan Tahrikli Rüzgar Türbinleri İçin Enine-Eksenel Akıllı Kalıcı Mıknatıslı Senkron Generatör Tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elektrik Mühendisliği, İstanbul, (2009).
- [5] Fornasiero, E., “Advanced Design of Direct Drive PM Machines”, Ph.D Thesis, *University of Padova*, Padova, (2010).
- [6] Kütük, O., “Rüzgar Türbinleri İçin Doğrudan Sürürlü Sürekli Mıknatıslı Senkron Generatör Tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elektrik Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, (2011).
- [7] Yıldız, A., Y., “Taşıt Elemanlarının Yapısal Optimizasyon Teknikleri ile Optimum Tasarım”, *Politeknik Dergisi*, 319–323, (2017).
- [8] Şen, Ş., “Dorse Tasarımında Ağırlık Optimizasyon ve Malzeme Seçimi”, Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Endüstriyel Tasarım Anabilim Dalı, Karabük, (2017).
- [9] Saleem, W., Lu, H., Yuqing, F., “Topology Optimization-Problem Formulation and Pragmatic Outcomes by integration of TOSCA and CAE tools”, *World Congress on Engineer and Computer Science*, San Francisco, (2008).

- [10] Çalışkan, B., “Bir Ticari Taşıtın Makas Gözü Bağlantı Parçasının Optimizasyonu ve Yapısal Analizler İle Tasarımın Doğrulanması”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, (2018).
- [11] Mergen, F., Şimşek, F., “Asenkron Motorun Çok Hedefli Tasarım Optimizasyonu”, *Elektrik ve Biyomedikal Mühendisliği 13. Ulusal Kongresi ve Fuarı*, Ankara, (2009).
- [12] Göv, İ., “Applying Topology Optimization to 3D Machine Parts Under Static and Fatigue Loading”, Ph.D Thesis, *University of Gaziantep Graduate School of Natural & Applied Sciences*, Gaziantep, (2016).
- [13] Yaban, E., “Bir Uçağın Basınç Duvarının Yapısal Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara, (2012).
- [14] Işık, E., “Topoloji Optimizasyonu Çatallı Flanş Uygulaması”, Yüksek Lisans Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konstrüksiyon-İmalat Anabilim Dalı, İzmir, (2009).
- [15] Özkal, F., M., ve Uysal, H. “Üç Boyutlu Konsol Kirişlerde Topoloji Optimizasyonu Uygulamaları”, *Int. J. Eng. Research Development*, 2(1), (2010).
- [16] Poyraz, M., “Bir Kamyon Şasisinin Yapısal Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2004).
- [17] Baran, İ., Özgen, O., G., Ciğercioğlu, E., “Bir Radar Anten Yapısının Titreşim Özelliklerinin Topolojik Optimizasyon Tekniği ve Destek Elemanları Kullanılarak İyileştirilmesi”, *15. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu*, (2011).
- [18] Enginar, H., E., “Ağır Taşıt Jantının Topoloji Optimizasyonu Yardımıyla Optimum Tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir, (2014).
- [19] Aktepe, İ., “Rüzgar Türbini Kanadının Optimal Tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, (2011).
- [20] Gezer, İ., K., “Applying Topology Optimization Under Fatigue Loading”,

- M.Sc. Thesis, *University of Gaziantep Graduate School of Naturel & Applied Sciences*, Gaziantep, (2011).
- [21] Jeneratör K. “Alternatör Nedir” <http://www.kentjenerator.com/wp-content/uploads/2016/04/ALTERNATÖR-NEDİR.pdf>, (2016).
- [22] Öner, Y., Özçira, S., Bekiroğlu, N., “Düşük Güçlü Uygulamalar için Konvansiyonel Senkron Generatörler ile Sürekli Miknatıslı Senkron Generatörlerin Karşılaştırılması”, 1–5, (2008).
- [23] Apaydın, M., Üstün, A., K., Kurban, M., Başaran Filik Ü., “Rüzgâr Enerjisinde Kullanılan Asenkron Jeneratörler”, 1-5, (2009).
- [24] Sural, K. "Senkron Makinalar" https://www.academia.edu/29254718/SENKRON_MAKİNA?auto=download, (2015).
- [25] MEB. “Alternatör Sarımı”, http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Alternatör_Sarımı.pdf, (2011).
- [26] Larsson, R. “Methodology for Topology and Shape Optimization : Application to a Rear Lower Control Arm”, M.Sc. Thesis, *Chalmers University of Technology*, Göteborg, (2016).
- [27] Göv, İ, Kütük, M., A., “Topoloji Optimizasyonunda Eleman Silme Metodunun Uygulanması”, *XV. Ulusal Mekanik Kongresi*, 3-7, (2007).
- [28] Göv, İ., “Applying Topology Optimization to Design of Planer Machine Parts”, M.Sc. Thesis, *University of Gaziantep Graduate School of Natural & Applied Sciences*, Gaziantep, (2009).
- [29] Perez, D., H., “Level Set Method Applied to Topology Optimization” , <https://www.upct.es/goe/level-set-slides.pdf>, (2012).
- [30] Xie, M., “Introduction to Evolutionary Structural Optimization”, http://www2.mae.ufl.edu/hafika/stropt/Lectures/ESO_Intro_Part_1.pdf, (2009).
- [31] Chang, S., Y., Youn, S., K., “Material cloud method-its mathematical investigation and numerical application for 3D engineering design”, *International Journal of Solids and Structures*, 43, 5337–5354, (2006).

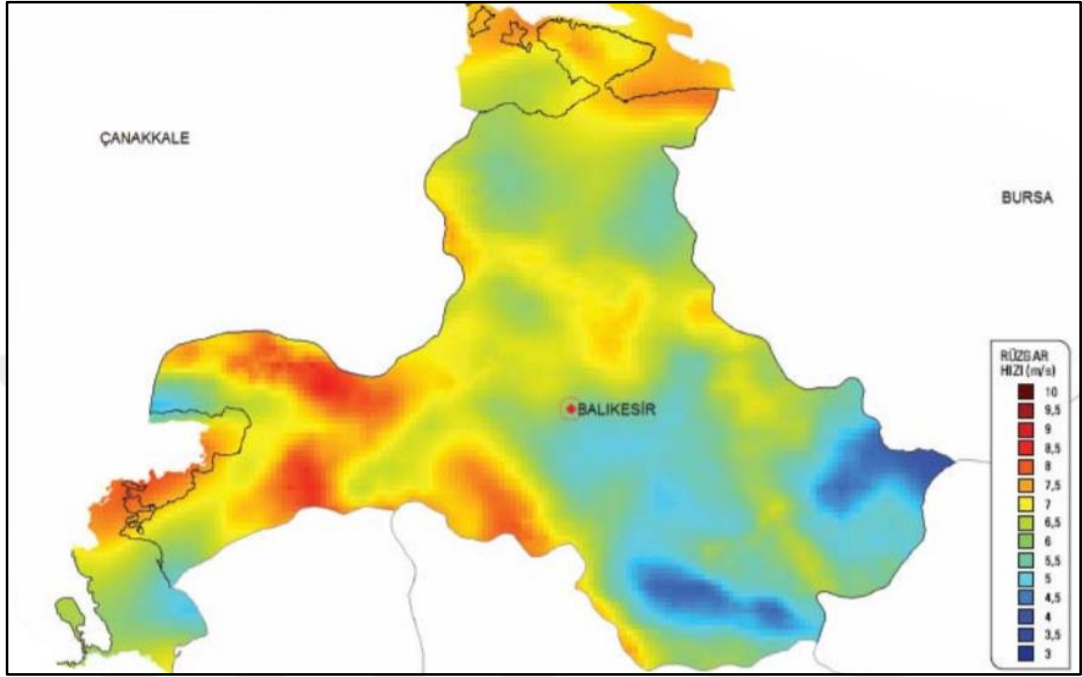
- [32] Bendsøe, M., P., Sigmund O., *Topology Optimization: Theory, Methods, and Applications*, New York, Springer-Verlag: Berlin Heidelberg, (2003).
- [33] “Rüzgar Santralleri”, <https://docplayer.biz.tr/8521885-Sekil-6-1-ruzgar-enerji-santrallerinde-yatirim-maliyetlerinin-dagilimi-blanco-2009.html>, 95–120, (2009).
- [34] Kaya, K. “Rüzgar Türbini Kanadının Mekanik Tasarım Esasları”, Yüksek Lisans Tezi, *Ondokuz Mayıs Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Samsun, (2014).
- [35] Aydın, İ. “Balıkesir’de Rüzgar Enerjisi”, *Doğu Coğrafya Dergisi*, 29–50, (2013).
- [36] Devrim, T. “Rüzgar Türbini Kanadı Tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, *Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Tekirdağ, (2017).
- [37] Liu, X. “Dynamic Response Analysis of the Blade of Horizontal Axis Wind Turbines”, *Journal of Mechanical Engineer*, 34 (5), (2010).
- [38] Babalık, F., C., *Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri*, Bursa: Nobel Yayınevi, 31-80, (2008).
- [39] Schmolz-Bickenbach, “Datasheet Thyrofort - heat-treatable steels”, https://www.schmolz-bickenbach.co.za/fileadmin/files/schmolz-bickenbach.co.za/documents/heat_treatable_steel.pdf, (2016).
- [40] Gerger, N., M., “Makine Elemanları Ders Notu”, Balıkesir, (2011).
- [41] Bendsøe, M., P., Sigmund, O., “Material Interpolation Schemes in Topology Optimization”, *Archive of Applied Mechanics*, 69, 635–654, (1999).



EKLER

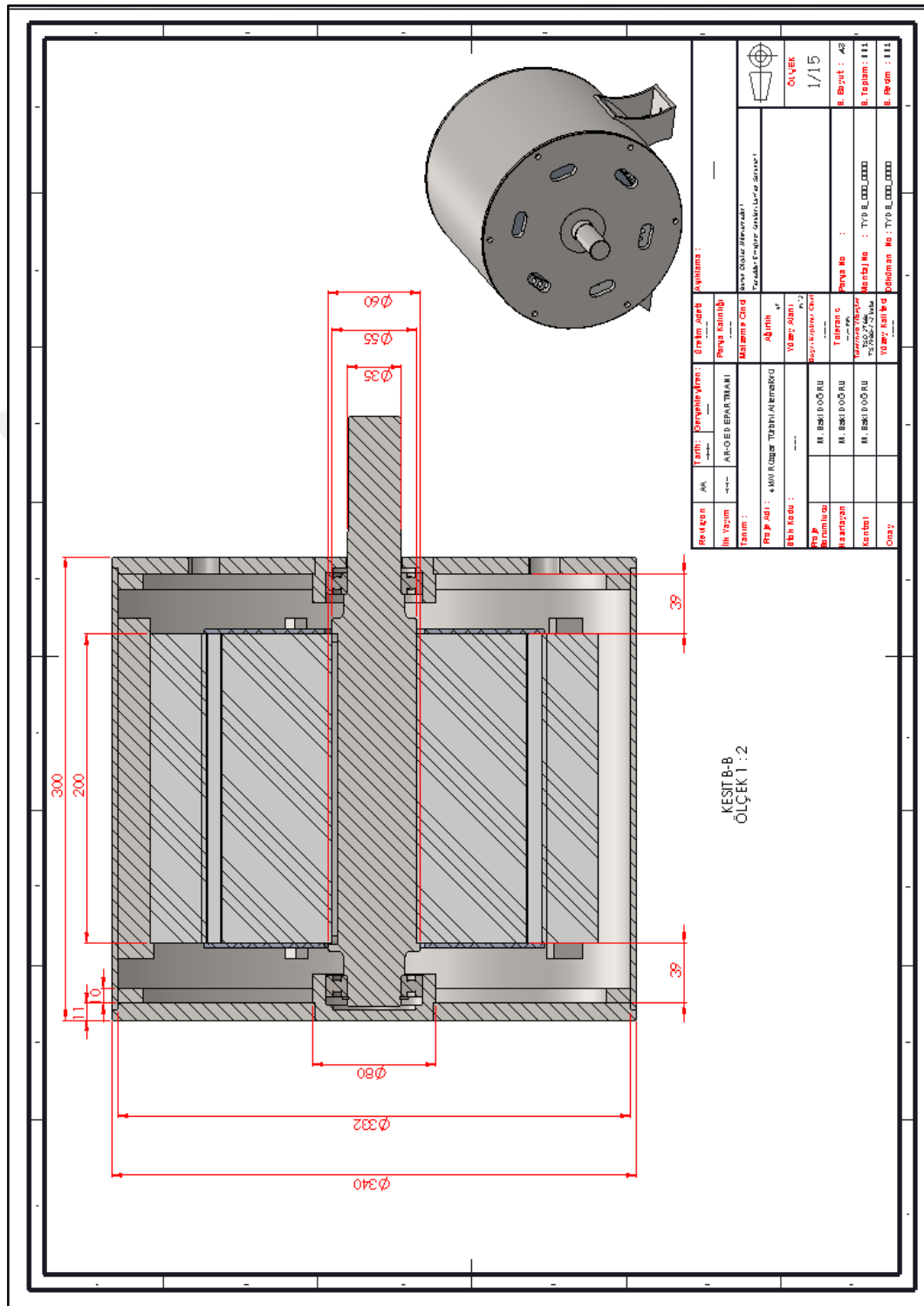
6. EKLER

EK A: Rüzgar Haritası



Şekil A.1: Balıkesir rüzgar haritası.

EK B : Alternatör Teknik Resimleri



Şekil B.1: Alternatör kesit teknik resmi.

