İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

500 kW'LIK BİR RÜZGAR TÜRBİNİ ANA ŞAFTININ TASARIMI VE YORULMA ANALİZLERİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İbrahim Enes ŞAHİN

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Disiplinlerarası Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

OCAK 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

500 kW'LIK BİR RÜZGAR TÜRBİNİ ANA ŞAFTININ TASARIMI VE YORULMA ANALİZLERİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İbrahim Enes ŞAHİN
(511111118)

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Disiplinlerarası Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU

OCAK 2014

İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü 511111118 numaralı Yüksek Lisans öğrencisi **İbrahim Enes ŞAHİN,** "**500 kW'lık Bir Rüzgar Türbini Ana Şaftının Tasarımı ve Yorulma Analizleri"** başlıklı hazırladığı tezi başarıyla savunmuştur. Juri imzaları aşağıdadır:

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Halit S. TÜRKMEN**
Istanbul Technical University

Doç. Dr. Hüseyin KIZIL
Istanbul Technical University

Teslim Tarihi : 16 Aralık 2013
Savunma Tarihi : 21 Ocak 2014

Aileme, dostlarıma ve iş arkadaşlarıma.

ÖNSÖZ

Derin bilgisini bizimle her zaman paylaşan ve biz öğrencilerine davranışlarıyla sonsuz derecede saygı duyduğum; üniversitemizin ve ülkemizin en yetenekli öğretim elemanlarından ve mühendislerinden biri olan; benim bir mühendis olarak yetişmemde en büyük katkısı bulunan tez danışmanım Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU'na minnettarlığımı sunarım.

Bu tezin hazırlanmasında yardımlarını esirgemeyen sayın hocalarım Doç. Dr. Vedat Ziya DOĞAN ve Prof. Dr. Halit Süleyman TÜRKMEN'e; ayrıca iş arkadaşlarım Gökay SİMİTÇİOĞLU, Zafer ÇINAR ve Deniz KAVRAR'a yaptığı bilgi ve tecrübe paylaşımları için teşşekkür ederim.

Maddi ve manevi her konuda beni destekleyen ve güvenen aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

Aralık 2013

İbrahim Enes ŞAHİN
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
SEMBOLLER ..... **xiii**
ÇİZELGELER LİSTESİ ..... **xv**
ŞEKİLLER LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xix**
SUMMARY ..... **xxi**
1. GİRİŞ **1**
2. RÜZGAR ENERJİSİ **5**
2.1 Giriş 5
2.2 Rüzgarın Kaynağı 5
2.3 Rüzgar Enerjisinin Dünyadaki ve Türkiye'deki Durumu 8
2.4 Türkiye'de Rüzgar Enerjisi Potansiyeli 9
2.5 Rüzgar Enerjisinin Avantajları ve Dezavantajları 13
2.6 Rüzgar Türbinleri 15
2.6.1 Düşey eksenli rüzgar türbinleri 15
2.6.2 Yatay eksenli rüzgar türbinleri 16
2.7 Yatay Eksenli Rüzgar Türbininin Bileşenleri 17
2.7.1 Rotor 18
2.7.2 Göbek (Hub) 19
2.7.3 Dişli Kutusu 19
2.7.4 Jeneratör (Üreteç) 20
3. MALZEME YORULMASI **21**
3.1 Giriş 21
3.2 Metallerin Yorulması 21
3.3 Yorulma Çatlağının Oluşması 22
3.4 Gerilme Yığılması (Çentik) Etkisi 24
3.5 Gerilme-Ömür Diyagramı 25
3.6 Malzemenin Sürekli Mukavemet Sınırı 25
3.7 Yorulma Oranı (Fatigue Ratio) 26
3.8 Ortalama Gerilme Etkileri 27
3.9 Malzemenin Sürekli Mukavemet Sınırını Etkileyen Faktörler 31
3.9.1 Yorulmadaki gerilme yığılması 32
4. ANA ŞAFTIN YORULMA YÜKLERİ **35**
4.1 Giriş 35
4.2 Rüzgar Türbinlerine Etki Eden Yükler 36
4.3 Ana Şaft Tasarımında Ele Alınan Yükler 37
4.3.1 Palalardan ana şafta iletilen nominal tork 37
4.3.2 Ağırlık Etkisi 37
4.3.3 Eksenel yük 37
4.4 Tork ve Eğilme Momentler Salınımları 38
4.4.1 Tork genlikleri 38
4.4.2 Eğilme momenti salınımları 43

Sayfa

5. ANA ŞAFTIN BOYUTLANDIRILMASI 51
5.1 Giriş 51
5.2 Ana Şaftın Öntasarımı 51
5.3 Malzeme 52
5.4 Ana Şaftın Boyutlandırılması 53
5.4.1 Ana şaftın yataklandığı bölge 53
5.4.2 Şaftın dişli kutusuna bağlandığı bölge 55
5.5 Ana Şaftın Kademelendirilmesi ve Teknik Resimleri 57
5.6 Ana Şaft Yatak Hesapları ve Seçimi 59
5.6.1 Oynak küresel makaralı rulman çin hesaplamalar 60
5.6.2 Rulman malzemesinin mekanik ve kimyasal özellikleri 61
5.7 Ana Şaft ve Göbek Bağlantısı Hesapları 62
5.7.1 Bağlantının statik hesapları 62
5.7.2 Bağlantının güvenilirlik katsayısı hesabı 67
5.7.3 Bağlantının yorulma hesabı 69
5.7.4 Bağlantının ayrılma kontrolü 72
5.7.5 Cıvataların konumlandırılması 72
5.8 Ana Şaftın Statik Analizleri 73
5.8.1 Statik analiz için modelin oluşturulması 76
5.8.2 Sonlu elemanlar modeli 83
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 87
KAYNAKLAR 89
ÖZGEÇMİŞ 91

KISALTMALAR

3B **:** 3 Boyutlu
CAD **:** Bilgisayar Destekli Tasarım **(**Computer Aided Design)
HAWT **:** Yatay Eksenli Rüzgar Türbini (Horizontal-Axis Wind Turbine)
SEM **:** Sonlu Elemanlar Metodu

SEMBOLLER LİSTESİ

a : Göbek rijitlik çarpanı
A_c : Cıvata enine kesit sayısı
b : Kule blokaj çarpanı
c : Uç veter çarpanı
c_t : Pala ucu veter değeri
c_u : Uç veter çarpanı
d : Hava yoğunluğu çarpanı
$d_{dış}$: Ana şaft dış çapı
$d_{iç}$: Ana şaft iç çapı (Boşluk çapı)
$d_{cıvata}$: Cıvata çapı
D : Pala çapı
e : Düzlem içi dinamik büyütme çarpanı
F_s : Göbek ve ana şaft flanşları yüzeyleri arasındaki sürtünme kuvveti
F_s : Şaftın dişli kutusuna bağlandığı bölgede oluşacak kesme kuvveti
$F_{sıkma}$: Tek bir cıvata için sıkma kuvveti
g_w : Rüzgar değişkenlik çarpanı
H : Rüzgar türbinin yerden yüksekliği
I : Cıvata kesitlerinin toplan atalet momenti
K_f : Yorulma gerilmesi yığılma faktörü
K_{fs} : Yorulma kesme gerilmesi yığılma faktörü
M_{rulman} : Rulman temas yüzeyinde oluşacak ağırlıktan kaynaklanan eğilme momenti
$M_{sıkma}$: Şaftın dişli kutusuna bağlandığı bölgede oluşacak eğilme moment
M_g : Palaya gelen maksimum statik yerçekimi momenti
M_m : Eğilme momenti ortalaması
M_a : Eğilme momenti genliği
M_S : Tek bir cıvata için gerekli öngerilme torku
$M_{ağırlık}$: Ağırlıktan dolayı oluşacak moment
n : Güvenlik faktörü
n_{sd} : Log-normal olasılık dağılımında ortalamadan gelen standart sapma sayısı
$n_{cıvata}$: Öngörülen cıvata sayısı
N : Devir sayısı
P_a : Rotorun anma gücü
r_0 : Temas eden göbek ile flanş yüzeylerinin orta noktası
r_c : Cıvata yarıçapı
$R_{flanş}$: Ana şaft flanşının yarıçapı
R_y : Cıvataların merkezlerinin flanş merkezine olan uzaklığı
R_y : Rulman üzerindeki reaksiyon kuvveti
R_d : Dişli kutusu mandagözlerindeki oluşacak reaksiyon kuvveti
s : Pala istasyon numarası; kanat açıklığı boyunca oran
s_d : Standart sapma

S_e : Yorulmaya dayanım sınırı
S_{ut} : Malzeme nihai dayanımı
T_m : Nominal tork
T_a : Burulma momenti genliği
T_m : Burulma momenti ortalaması
U_n : Göbek irtifasında rüzgar hızının log-normal olasılık dağılımından $n_{sd}s_d$ ötedeki hız değeri
U_0 : Göbek irtifasındaki rüzgar hızının medyanı
z_0 : Yüzey pürüzlülük uzunluğu
Z : Rüzgar türbinin bulunduğu rakım

Yunanca Semboller

α : Rüzgar kesme gücü yasası üssü
α_0 : Yüzey pürüzlülük çarpanı
ω : Açısal hız
$\delta M_{z,(.)}$: (.) bölgesindeki düzlem içi eğilme momenti değişimi
ω_c : Pala düzlem içi doğal frekansı
$\delta M_{y,(.)}$: (.) bölgesindeki düzlem dışı eğilme momenti
θ_h : Göbek koniklik açısı
η : İç çapın dış çapa oranı
σ_{em} : Nihai emniyet gerilmesi
τ_{tork} : Torktan dolayı gelecek kesme gerilmesi

ÇİZELGELER LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1: Rüzgar enerjisi ile sağlanan emisyon tasarruf miktarları **13**
Çizelge 4.1: Diğer gruplardan gelen sistem tasarımı için gerekli veriler **35**
Çizelge 4.2: Standart sapmaların sayısı **42**
Çizelge 5.1: AISI 4140 çeliğinin mekanik özellikleri **52**
Çizelge 5.2: Ana şaftın yataklandığı bölge için tork değerleri **53**
Çizelge 5.3: Yatak bölgesi tasarım değerleri ve parametreleri **54**
Çizelge 5.4: Şaftın dişli kutusuna bağlandığı bölge için tork değerleri **55**
Çizelge 5.5: Sıkma bileziği bölgesi tasarım değerleri ve parametreleri **56**
Çizelge 5.6: Yuvarlatmaya uygun çap değerleri **58**
Çizelge 5.7: AISI 52100 çeliğinin kimyasal bileşimi **61**
Çizelge 5.8: AISI 52100 çeliğinin mekanik özellikleri **62**
Çizelge 5.9: Cıvata konumlandırılması ve cıvatının mekanik özellikleri **62**
Çizelge 5.10: Cıvatadaki yorulma analizleri girdileri ve çıkan sonuçlar **71**
Çizelge 5.11: Analitik olarak hesaplanan statik analiz için gerekli veriler ve sonuçlar **75**
Çizelge 5.12: Sisteme gelen yük değerleri **76**
Çizelge 5.13: Ana şaft ve ana şaft – göbek bağlantı statik analizleri için kullanılan düğüm ve eleman sayısı **76**
Çizelge 5.14: Çözüm ağının (mesh) özellikleri **77**

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Bir rüzgar türbininin maruz kaldığı rüzgar kanalı boyunca oluşan rüzgar hızları **6**
Şekil 2.2: Yatay eksenli rüzgar türbini **7**
Şekil 2.3: HAWT bir türbinin bileşenleri **8**
Şekil 2.4: 1996 – 2011 yılları arası kümülatif kurulu güç artışı **9**
Şekil 2.5: EPDK'ya yapılan RES başvurularının durumu **9**
Şekil 2.6: İşletme ve inşa halindeki RES'lerin türbin güçlerine göre dağılımı **10**
Şekil 2.7: Türkiye yıllık ortalama rüzgar hızı, 50 m/s **12**
Şekil 2.8: Savonius (A), Darrieus (B) rotor tipleri **16**
Şekil 2.9: Bir yatay eksenli rüzgar türbininin bileşenleri **17**
Şekil 2.10: HAWT ana bileşenleri **18**
Şekil 2.11: Rüzgar türbin göbeği örnekleri **19**
Şekil 2.12: Bir HAWT'ın dişli kutusu **19**
Şekil 2.13: Küçük bir rüzgar türbinine ait jeneratör **20**
Şekil 3.1: Yorulma kırılmasının genel gösterimi **22**
Şekil 3.2: Yorulmanın başlangıç ve gelişim eğrisi **23**
Şekil 3.3: Tipik S-N eğrileri **25**
Şekil 3.4: AISI 4140 çeliği için çentikli ve çentiksiz halde S-N diyagramları **27**
Şekil 3.5: Tipik periyodik yük parametresi **28**
Şekil 3.6: Ortalama gerilmenin etkisi **28**
Şekil 3.7: Örnek bir Haigh diyagramı **29**
Şekil 3.8: Yorulma kriterleri **31**
Şekil 4.1: Rüzgar türbinine etki eden yükler **36**
Şekil 4.2: Palaların numaralandırılması ve y eksenine göre $\boldsymbol{\theta^0}$'lik bir açıda oluşacak momentler **38**
Şekil 4.3: Göbek model geometrisi ve yükler **39**
Şekil 4.4: Üç palanın düzlem içi moment salınımı etkisi **43**
Şekil 4.5: Şafta etki eden nominal tork ve düzlem içi salınımları toplamı **43**
Şekil 4.6: Üç palanın düzlem dışı moment salınımı etkisi **45**
Şekil 4.7: Şaft üzerinde $\boldsymbol{\theta = 0^0 - 120^0}$arasında $\boldsymbol{30^0}$'lik farklarla izlenilecek salınım momentlerinin başlangıç noktalarının gösterimi **46**
Şekil 4.8: Şaft üzerinde $\boldsymbol{\theta = 0^0 - 120^0}$arasında $\boldsymbol{30^0}$'de bir oluşturulmuş istasyonların rakamlar ile gösterimi **47**
Şekil 4.9: Yatak bölgesinde A – E arasındaki noktaların 0 – 4 arasındaki istasyonlardan geçerken oluşan moment değerleri **47**
Şekil 4.10: Sıkma bileziği bölgesinde A – E arasındaki noktaların 0 – 4 arasındaki istasyonlardan geçerken oluşan moment değerleri **48**
Şekil 4.11: Yatak bölgesinde A – E arasındaki noktaların başlangıç noktaları 0^0 olması durumunda bir tur boyunca oluşan salınım moment değerleri **48**

Sayfa

Şekil 4.12: Sıkma bileziği bölgesinde A – E arasındaki noktaların başlangıç noktaları 0^0 olması durumunda bir tur boyunca oluşan salınım moment değerleri **49**
Şekil 5.1: Ana şaftın perspektik görünümü **57**
Şekil 5.2: Rulman etrafındaki şaft tasarımı **57**
Şekil 5.3: Rulmanın oturacağı yuvarlatma bölgesinin detaylı gösterimi **58**
Şekil 5.4: Ana şaftın yan kesit görünüşü **58**
Şekil 5.5: Ana şaftın ön kesit görünüşü **59**
Şekil 5.6: Oynak küresel makaralı rulman boyutları **61**
Şekil 5.7: Cıvataların merkezinin tarafsız eksenden uzaklığı **65**
Şekil 5.8: Ağırlık ve tork kuvvetlerinin etki ettiği iki kritik cıvata **66**
Şekil 5.9: Gelecek yükler altında cıvataların numaralandırılması **67**
Şekil 5.10: Gelecek yükler altında çekme gerilmesine göre en kritik iki cıvatanın gösterimi **70**
Şekil 5.11: Gelecek yükler altında cıvatalarda oluşacak gerilmenin salınımı **71**
Şekil 5.12: Cıvataların merkezleri arasındaki uzaklık **73**
Şekil 5.13: Cıvataların merkezlerinin flanş dış kenarına uzaklığı **73**
Şekil 5.14: Ana şaftın 3B görünümü **77**
Şekil 5.15: Statik analiz için yüklemeler **78**
Şekil 5.16: Statik analiz için sıkma bileziği bölgesi sınır koşulları **78**
Şekil 5.17: Statik analiz için yatak bölgesi sınır koşulları **79**
Şekil 5.18: Ana şaftın çözüm ağı dağılımının gösterimi **79**
Şekil 5.19: Göbek flanşı arası kontak bölgesi gösterimi **80**
Şekil 5.20: Cıvatalar arası kontak bölgesi gösterimi **80**
Şekil 5.21: Ana şaft flanşı arası kontak bölgesi gösterimi **81**
Şekil 5.22: Göbek flanşı arası kontak bölgesi gösterimi **81**
Şekil 5.23: Ana şaft flanşı – cıvata somunları arası kontak bölgesi gösterimi **82**
Şekil 5.24: Cıvataların ana şaft ile kontak bölgesi gösterimi **82**
Şekil 5.25: Ana şaftın deformasyonu (mm) **83**
Şekil 5.26: Ana şaft üzerinde oluşacak vonMises eşdeğer gerilmeler (MPa) **84**
Şekil 5.27: Kritik cıvatada oluşacak yük değeri (kN) **84**
Şekil 5.28: Kritik cıvatada oluşacak vonMises eşdeğer gerilme değeri (MPa) **85**
Şekil 5.29: Ana şaftın yorulma sonsuz ömür analiz sonucu **85**

500 kW'LIK BİR RÜZGAR TÜRBİNİ ANA ŞAFTININ TASARIMI VE YORULMA ANALİZLERİ

ÖZET

Rüzgâr enerjisi son yıllarda önemini artıran ve son derece ilgi gören bir sektör olmuştur. Çeşitli rüzgar türbini tasarımları uygulamada bulunmaktadır. Temiz enerji elde etmek için günümüz mühendislik çalışmaları içinde yer almaktadır.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, Türkiye'nin ilk yerli rüzgar türbini imalatı projesi olan Rüzgâr Enerjisi Santrali Teknolojilerinin Geliştirilmesi (MİLRES) projesi kapsamında 500 kW Rüzgar Türbinini ana şaftının ve bağlantısının tasarımı ve yapısal analizleri yapılmıştır. Rüzgarın kinetik enerjisi bir göbeğe bağlanmış palalardan oluşan rotor vasıtasıyla torka dönüştürülür. Tork, ana şaft üzerinden dişli kutusuna aktarılır. Bu çalışmada ana şaftın tasarımı, yapısal ve yorulma analizleri ile ana şaftın göbek ile olan bağlantı elemanları (cıvatalar) tasarımı ve yapısal analizleri yapılmıştır.

Ana şaftın, hem hafif olması hem de göbekteki kontrol elemanlarına ait kabloların kolaylıkla geçişi için içi boş olarak tasarlanmıştır. Sistem, ana şaft üzerinde bir adet yatak ve dişli kutusunun iki noktadan bağlı olduğu mandagözü ile mesnetlenmiştir ve bu mesnetlenmeye göre sınır koşulları belirlenmiştir. Yatak seçimi yatağa gelen statik ve salınımlı kuvvet ve momentler göz önünde bulundurularak yapılmıştır. Bu momentler bir palanın belirlenen referans noktasında 30^0 lik farklar ile 0^0den 360^0 ye kadar döndürülmesiyle incelenmiş ve nominal torkun üstüne eklenerek değerler bulunmuştur. Yatak bölgesindeki kademe, literatürdeki rüzgar türbinleri için özel olarak belirtilen özel bir tasarım göz önüne alınmıştır. Sisteme gelebilecek ters eksenel kuvvetlere karşı kademe olması için yatak bölgesinde burç ve yatak sonrasında ise sıkma bileziği ile önlem alınmıştır. Ana şaftının göbeğe bağlandığı flanşın çapı rüzgar türbini montajının yapılışı da dikkate alınarak belirlenmiştir.

Ana şaftın boyutlandırılmasında yorulma kriterinin esas alınması gerekmektedir. Yorulma analizi için rotor ağırlığından kaynaklanan eğilme momenti, nominal tork, eksenel yük ile rotorun bir devri boyunca eğilme momentindeki ve torktaki değişimler hesaplanmıştır. Rüzgar kesmesi (wind shear), kulenin blokaj etkisi vb. etkilerle bir çevrim boyunca torktaki ve eğilme momentindeki değişimler literatürde bulunan ampirik formüller kullanılarak hesaplanmıştır. Ana şaftın kritik kesitlerindeki çap hesabı, ASME Eliptik yorulma kriteri kullanılarak sonsuz ömre göre yapılmıştır. Ana şaftın tasarımındaki kritik bölgeler şaftın yataklandığı bölge ve şaftın dişli kutusuna bağlandığı bölgedir.

Ayrıca, kontrol amaçlı olarak Uluslararası Elektroteknik Komisyonu'nun (International Electrotechnical Commision) yayınlamış olduğu IEC 64100-1 standardında belirtilen yükleme şartları için ana şaftın statik analizleri ANSYS 14.5 sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tasarımlar Catia V5 R19 programıyla yapılmıştır. Şaftın sonlu eleman modeli SOLID185 elemanlar

kullanılarak oluşturulmuştur. Ayrıca, ana şaft - göbek bağlantı elemanlarının analizi de bu çalışma kapsamında yapılmıştır. Sayısal ve analitik yöntemler kullanılarak elde edilen deformasyon ve gerilme sonuçları karşılaştırılmış ve iyi bir uyum olduğu görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Rüzgar türbini, ana şaft, cıvatayorulma analizi, ana şaftın statik analizi

THE DESIGN AND FATIGUE ANALYSIS OF THE MAIN SHAFT OF A 500 kW WIND TURBINE

SUMMARY

A wind turbine is a device that converts kinetic energy from the wind into electrical power. A wind turbine used for charging batteries may be referred to as a wind charger.

The result of over a millennium of windmill development and modern engineering, today's wind turbines are manufactured in a wide range of vertical and horizontal axis types. The smallest turbines are used for applications such as battery charging for auxiliary power for boats orcaravans or to power traffic warning signs. Slightly larger turbines can be used for making small contributions to a domestic power supply whilst selling unused power back to the utility supplier via the electrical grid. Arrays of large turbines, known as wind farms, are becoming an increasingly important source of renewable energy and are used by many countries as part of a strategy to reduce their reliance on fossil fuels.

Wind energy has become one of the most developed, and an attractive sector in the last decades. There are some different wind turbine designs present in the industrial operations. Wind turbine technology has become one of the most significant engineering objects for the production of renewable energy. Turkey has launched out to design wind turbines, and their components and to produce wind energy for few years.

In this study, the main shaft design, and statical and fatigue analysis, also the joints between hub and the main shaft as part of the first medium size wind turbine of Tukey Republic have been investigated.

The main shaft has been design as hollow for low weight and the cables of the control components. The system has been supported three points to nacelle. Boundary conditions have been decided in the case. Bearing chosen has been considered as oscillation and static forces and moments. The fillet area of bearing has been design as the special wind turbine’s literature. For converse axial loads, a bushing has been positioned back of the bearing. The flange diameter has been computed and designed to assemble the wind turbine easily.

The fatigue criteria has been based on sizing the main shaft. The main shafts critic desing loads have been calculated by empirical formulas which are on the literatures as torque, weight, axial loads, and bending moments. Oscillation moments of the torque and the flexural moments which is created by wind share, and effect of tower, etc. have been envisaged for analytical and numerical studies.

Oscillation moments have calculated to reference a blade and also the blade was rotated within increasing by 30^0 between 0^0 and 360^0. Also, these values were added to nominal torque. The bolts and joint design have been investigated by friction force between the main shaft' and the hub' flanges and to design the fatigue criteria. The fatigue analysis of the bolts has been calculated to be easy by hand written excel codes. After that, the bolts have been chosen from standarts. The positions of the bolts have been attended to unpinning privately.

The fastener has been preloaded by torque wrench. In this thesis, the main shaft has been designed for infinite life using with ASME Elliptic criteria. There are two critic areas which are supported and connected to the gear box. In addition International Electrotechnical Commision (IEC) 64100-1 standards have been based on the critic design load cases. This case is a force which effects once during 50 years.

The main shaft and the fasteners are modeled using the finite element method. The finite element model of the shaft is designed using with SOLID185 elements. Its static analysis have been achieved with using ANSYS 14.5 software. The analysis of the main shaft's initial conditions are axial load, the weight of the hub and blades, the weight of the main shaft, bolts' preloads, friction coefficient between flanges of the main shaft and the hub, and the fastener between the gear box and the main shaft which named shrink disk's pressure. Also a comparison of two different approximations has been mentioned in this study. The values of analitic and numerical of deplacement and stress are compared each on the conclusion part.

Keyword: Wind, turbine, turbines, main shaft, low speed, shaft, bolt, fatigue, analysis, AISI 4140, steel, S-N curve, statical

1. GİRİŞ

Nüfusu hızla artan dünyamızda her geçen gün daha büyük önem kazanan enerji sorunu, dünyadaki dengeleri ve yaşam koşullarını belirleyen en önemli etken olmuştur. Öyle ki; enerji nedeniyle insanoğlunu tarih boyunca sıkıntıya düşüren savaşlar, günümüzde bile kabuk değiştirip sürmektedir. Gün geçtikçe azalmaya başlayan alışılagelmiş enerji kaynakları, insanlığı yeni arayışlara itmiş; böylece yenilenebilir enerji kavramı ortaya çıkmıştır. Herhangi bir birikim ve sınır sorunu olmayan yenilenebilir enerji, sürekli önem kazanmakta, dünyanın önde gelen ülkeleri geleceklerini tasarlarken yenilenebilir enerjiyi de hedeflerine yön veren bir konuma koymaktadır.

Elektrik üretiminde rüzgâr enerjisinin kullanımı, büyük sanayi üretimi ve her yıl güçlerinin artmasıyla oldukça kabul gören bir alan olmuştur. Bu alanda, özellikle de çok büyük rüzgâr türbinlerinde heyecan verici gelişmeler olmasına karşın, birçok zorlukla da karşılaşılmaktadır. Bilim ve teknolojide rüzgâr türbini, tasarım, üretim ve işletimiyle ilgili, özellikle yatay eksenli kara türbinleri hakkında geniş bir bilgi birikimi bulunmaktadır.

2011 yılının ilk yarısının başlarında TÜBİTAK desteği (1007 projesi) ile Sabancı Üniversitesi, İstanbul Teknik Üniversitesi (İTÜ), TÜBİTAK - MAM, TUSAŞ ve İstanbul Ulaşım A.Ş. bir araya gelerek ülkemizde rüzgar enerjisi ile ilgili büyük bütçeli bir araştırma ve geliştirme projesi olan Milli Rüzgar Enerjisi Sistemi ve Prototip Üretimi (MİLRES) projesini başlatmışlardır. Bu kapsamda İTÜ Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi (UUBF) tarafından, MİLRES projesinin Güç Aktarım Sistemi Tasarımı ve İmalatı iş paketi yüklenilmiştir.

Güç aktarım sistemi grubu tarafından ana şaft, ana şaft ve göbek bağlantı elemanlarının, ana şaft ve dişli kutusu bağlantısının (cıvatalar), hızlı şaftın, hızlı şaftın dişli kutusu ve jeneratör ile bağlantı elemanlarının (kaplinler), dişli kutusunun montajı ve demontajı sırasında şaftı sabitleyecek bir askı kemerinin ve bunun nasel ile bağlantı elemanlarının (cıvataları) tasarımları yapılmıştır. Yatak seçimi yapılmıştır. Bu tasarımlar kapsamında parçaların malzeme seçimi, yük analizleri,

yorulma ve statik analize göre tasarımların oluşturulması, ana şaftın nasele en uygun şekilde yataklanması, bütün güç aktarım sistemi elemanlarının ilgili türbin bileşenleri ile bağlantılarının uygun şekilde tasarlanması, imalatı yapılacak parçalar için teknik şartnamelerin oluşturularak tekliflerin alınması, imalatın takibi ve prosedürlerin hazırlanması yer almıştır. Bu tez çalışmasında ise özel olarak ana şaftın genel tasarımı, tasarım kriteleri ve aşamaları gösterilmiştir.

Ana şaft, rotordaki gücü dişli kutusuna aktaran bir rüzgar türbinindeki en önemli yapısal elemanıdır. Bir rüzgar türbininde rüzgardaki kinetik enerjiyi rotorda mekanik enerjiye çevirilerek ana şaft üzerinden dişli kutusuna aktarılır. Ana şaft rotorun ağırlığını taşıdığı gibi palaların oluşturduğu torku ve eğilme momentlerini, bu momentlerdeki salınımları da karşılar. Ana şaftın dönmesi dolayısıyla ağırlığın oluşturduğu moment bir devir boyunca bir noktada çekme ve basma gerilmeleri oluşturur. Ayrıca rüzgar kesmesi, kule blokaj etkisi vb. kaynaklı çevrimsel tork ve eğilme momentleri de şaftı yorulmaya maruz bırakır. Bir rüzgar türbininde ana şaftın boyutlandırılması yorulmaya göre yapılır; daha sonra statik mukavemete göre tasarım kontrol edilir.

Ana şaft, rotordaki gücü dişli kutusuna aktaran bir rüzgar türbinindeki en önemli yapısal elemanıdır. Rotorun ve göbeğin ağırlığını taşır. Sisteme gelen salınım moment değerleri sayesinde yorulmaya maruz kalır. Bu ağırlık ve salınım moment yüklerini sistemin sorunsuz ve güvenilir taşıması açısından ana şaft tasarımı çok önemlidir.

Güç aktarım sistemi tasarımıyla ilgili literatürde az sayıda kaynak vardır. Tasarımımızda literatürde yapılan çalışmalara bağlı kalınarak ilk başta rüzgar yükleri belirlenmiştir. Burton ve diğerlerinin yazdığı "Rüzgar Enerjisi Elkitabı"nda şafta gelecek yükler irdelenmiş ve örneklendirilmiştir [1]. Hau'nun yazdığı "Rüzgar Türbinleri Temel İlkeleri, Teknolojisi, Uygulamaları ve Ekonomisi" adlı kitabında rotor aerodinamiği, yük durumları ve rüzgar türbinlerinin gereksinimi konuları irdelenmiş ve örneklendirilmiştir. [2] Hau'nun kitabında yükler aerodinamik kuvvetler ve atalet – yerçekimi kuvverletleri olarak iki bölümde incelenmiş ve tasarımımız bu yükler esas alınarak yapılmıştır. Belirlenen yükler Spera'nın "Rüzgar Türbini Mühendisliğinde Rüzgar Türbini Teknoloji Temel Kavramları" adlı kitabında [3] rotor (göbek+palalar) üzerine gelecek tork genliği ve eğilme momenti değişimleri ampirik bağlantılarla ifade edilmiş ve kitapta yer alan örnekler ile

karşılaştırılmıştır. Kong ve diğerleri [4] belirli kabullerle Spera'nın ampirik bağlantılarını kullanarak orta ölçekli bir rüzgar türbininin palalarının yorulma ömürlerini hesaplamışlardır. Jha'nın "Rüzgar Türbini Teknolojisi" adlı kitabında [7] ana şaft ve kaplinler hakkında bilgi ve uygulama örnekleri verilmiştir ve bu örnekler ile tasarım karşılaştırılmıştır. Det Norske Veritas ve Risø National Laboratory'nin yayınladığı "Rüzgar Türbinleri Tasarımı El Kitabı"nda [5] genel hatlarıyla bir rüzgar türbinin alt sistemleri tasarımı hakkında belli değerlere göre küçük ölçekli uygulamalar yapılmıştır. IEC 64100-1 standartında rüzgar türbinleri ana şaft tasarımı yapılırken hesaplarda güvenlik katsayısının 1,2'nin altına düşülmemesi gerektiği belirtilmiştir [Url-1] ve bu çalışmada türbin prototip üretimi olacağından dolayı daha güvenli bölgede kalmak için 2 alınmıştır.

Bu çalışmada, ana şaft tasarımı, ana şaftın göbek ile bağlantısı ve ana şaft üzerinde bulunan yatağın seçimi üzerinde çalışılmıştır. Ana şaft tasarımı için işletme yükleri altında yorulma analizleri ve istatistiki olarak 50 yılda bir beklenen aşırı rüzgar şartlarında statik analizler yapılmı statik analizler yapılmıştır. Yorulma analizleri için rotorun dönüşüyle değişen çevrimsel düzlemdışı eğilme momenti ve burulma momenti ve rotor ağırlığından kaynaklanan çevrimsel eğilme momentleri alınmıştır. Statik analizlerde eksenel kuvvet, rotor ağırlığı ve sisteme 50 yılda bir gelmesi beklenen kritik tork değeri alınmıştır. Ana şaft çapı ASME Eliptik yorulma kriterine göre hesaplanmıştır. Statik analizler analitik olarak ve sonlu elemanlar metoduyla gerçekleştirilmiştir. Sonlu eleman analizlerinin sonuçları analitik sonuçlar ile iyi bir uyum içerisinde olduğu gösterilmiştir. Analitik ve sonlu eleman analizlerinin sonuçlarının %5-10.mertebesinde yakınsadığı görülmüştür.

İkinci bölümde rüzgar türbinlerinin tarihi, kullanımı ve günümüzdeki yeri ile ilgili bilgilendirme yapılmıştır. Rüzgarın ve rüzgar enerjisinin nasıl oluştuğu, avantajları ve dezavantajları alt başlıklarda detaylıca bahsedilmiştir. Ek olarak ise rüzgar türbininde bulunan parçalar hakkında kısa bilgilendirmeler yapılmıştır.

Üçüncü bölümde ana şaftın tasarımı, tasarım parametreleri, yorulma analizi ve ana şaft ile göbek bağlantı elemanlarının sayısal yöntemlerle hesaplanışı gösterilmiştir. Spera'nın belirlediği ampirik formüller ve bu formüllerin uygulanışı bu bölümde detaylıca anlatılmıştır

Dördüncü bölümde ana şaftın ve üzerinde bulunan elemanların analizleri paket prgoram ile yapılmıştır. Bu analizler için sınır koşulları, başlangıç koşulları ve sonuçları detaylı olarak açıklanmıştır.

Beşinci bölümde sayısal ve analitik sonuçlar karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır. Bu sonuçlara göre sistem iyileştirmeleri ve gelecekte yapılacak çalışmalar hakkında fikirler belirtilmiştir.

2. RÜZGAR ENERJİSİ

2.1 Giriş

Bu bölümde rüzgar enerjisinin oluşumu, ülkemizde ve dünyadaki rüzgar enerji potansiyeli ve kullanımı, rüzgar türbini ve çeşitleri, rüzgar enerjisinin yararları ve zararları ve en son olarak da yatay eksenli bir rüzgar türbinini oluşturan parçaların tanımı yapılmıştır.

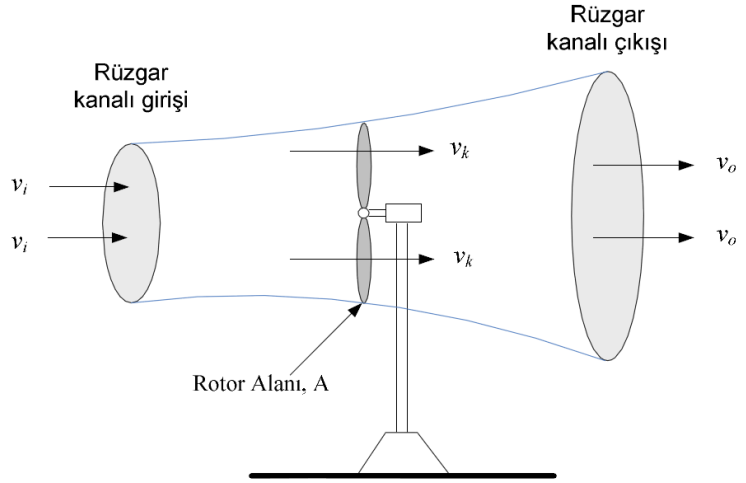
Rüzgar enerjisi, son yıllara kadar daha çok su pompalama ve kırsal alanda elektrik enerjisi elde etme amaçları ile kullanım alanı bulmuştur. Günümüzde ise artık alternatif bir enerji üretim kaynağı olarak enerji sektöründe yerini almıştır. Bu enerjinin kullanılabilmesi, rüzgar rejimine, rüzgar milinin yerleştirildiği yüksekliğe ve enerji üretim sisteminin boyutlarına bağlıdır. Rüzgarın bol olduğu bölgelerde üretilen elektriğin birim fiyatı açısından diğer konvansiyonel yöntemlere göre oldukça rekabet edilebilir seviyelerdedir. Yenilenebilir enerji kaynaklarının en önemlilerinden biri olarak günümüzde teknolojisi gelişmektedir.

2.2 Rüzgarın Kaynağı

Bir rüzgar türbini rüzgardaki kinetik enerjiyi rotor yardımıyla mekanik enerjiye, son olarak da jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine dönüştürür. Rotor bir göbeğe (hub) monte edilen palalardan (blade) oluşur. Elde edilebilecek azami enerji, E, teorik olarak rüzgar hızının sıfıra inmesi ile elde edilir. [8]

Elde edilebilecek azami güç formülü bize çok önemli bilgiler vermektedir. Güç, rüzgar hızının küpü ile orantılı iken aynı zamanda havanın yoğunluğu ve rotor alanı ile lineer bir bağlantısı vardır. Bir projeye başlanılmadan önce oradaki rüzgar hızları belirli bir süre için ölçülmektedir. Pratikte ise yeryüzündeki alçak ve yüksek basınç farklılıklarından dolayı rüzgarın hızı sıfıra inemeyeceğinden elde edilen enerjinin azami enerjiye oranı olarak bir güç katsayısı C_p tanımlanmıştır.

Kanatları kesen rüzgârın tamamı rotorda mekaniksel güce dönüşmez. Rüzgârın kinetik enerjisinden elde edilen mekanik güç ifadesi için rotor verimi hesaplanmalıdır.



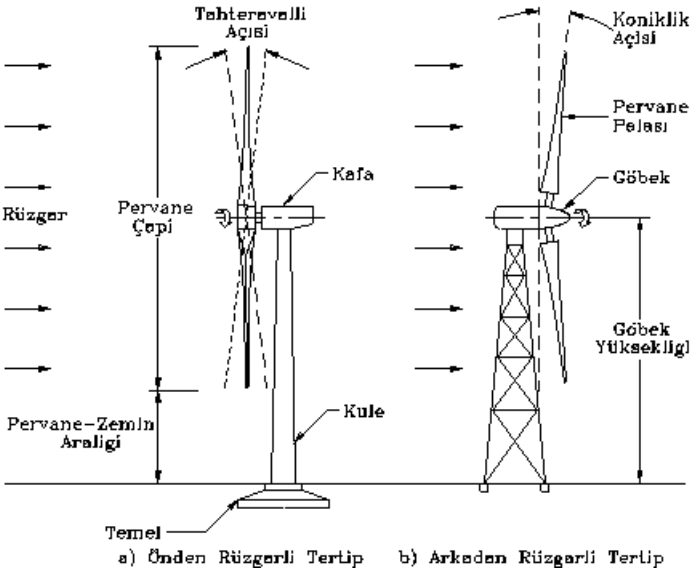
Şekil 2.1: Bir rüzgâr türbininin maruz kaldığı rüzgâr kanalı boyunca oluşan rüzgâr hızları [8].

Şekil 2.1'de P_k rotor kanatlarının ürettiği mekanik güç (Türbin gücü), v_i rotor kanatlarının girişindeki rüzgâr hızı, v_0 rotor kanatlarının çıkışındaki rüzgâr hızı, v_k rotor kanatları düzlemindeki rüzgâr hızını göstermektedir.

Rüzgâr kanalı boyunca (rüzgâr hızı v_i' den v_0' a) hareket ederken sürekli sabit formda değildir. Dolayısıyla dönen kanatlar boyunca hareket eden havanın kütle akış oranı birim zamanda akan kütle miktarı) Denklem (1.1)'deki gibi ortalama hız ile hava yoğunluğunun çarpımından elde edilebilir (veya rotor düzlemindeki rotor süpürme alanı içerisindeki v_b hızı dikkate alınır).

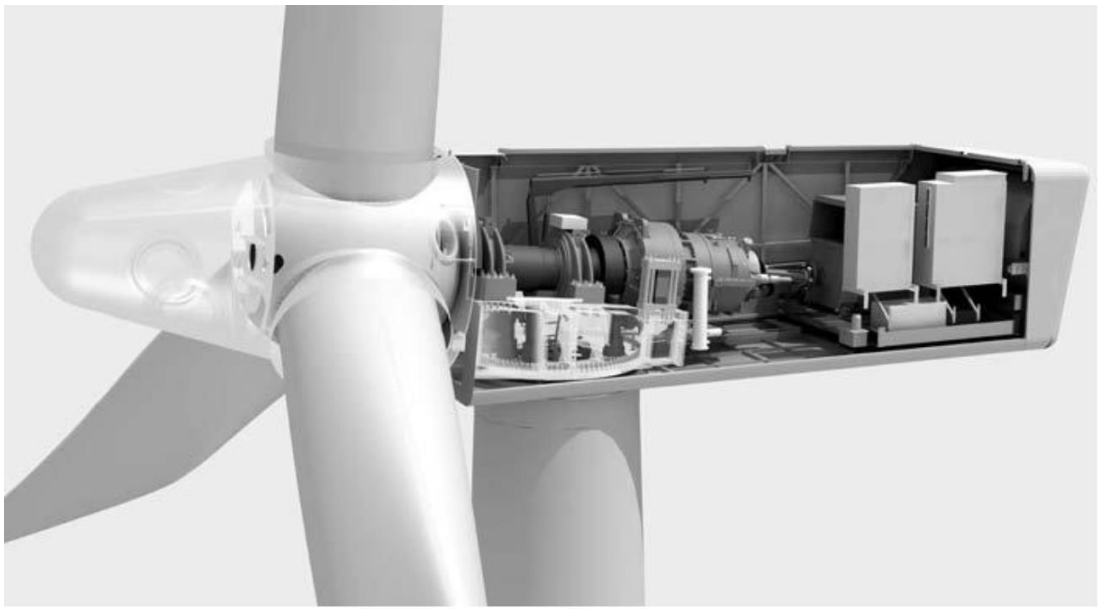
$$\dot{m}=\rho A v_k=\rho A \frac{v_i + v_0}{2} \qquad (2.1)$$

Bütün modern rüzgar türbinlerinin dönen kanatları pervane kanatları gibidir. Eğer kanatlar düşey bir mile bağlanmış ise buna düşey eksenli rüzgar türbini, mil yatay ise yatay eksenli rüzgar türbini denir. Şekil 2.2'de yatay eksenli bir rüzgar türbininin rotor çapı ve kule yüksekliği gösterilmiştir.



Şekil 2.2 : Yatay eksenli rüzgar türbini [9].

Yerden yükseldikçe rüzgar hızı arttığı için kule yüksekliği, elde edilen güç formülündeki A alanı için rotor çapının büyüklüğü çok önemlidir. Standart rüzgar alan bölgelerde rotor çapı ile kule yüksekliklerinin oranı genelde 1'dir. Kanat sayısı genellikle 2 veya 3'tür. 2 kanatlı rüzgar türbinleri daha ucuz ve daha hızlı dönerler; 3 kanatlı türbinler ise daha sakin ve çevreye daha uyumlu gözükürler. 2 kanatlı türbinler her zaman olmamakla birlikte genellikle rüzgar altı türbinlerdir. Bu yüzden mille olan bağlantı esnektir ve rotor mile mafsalla bağlanmıştır. Bu yüzden rotordaki eğilme momentleri mile aktarılmamış olur. Böyle bir yapı daha rijit olan 3 kanatlı türbinlere göre daha esnek, hafif ve küçük olabilirler ve bu da türbin maliyetlerini azaltmaktadır [8]. Rüzgarı, türbin arkasından alan rüzgaraltı türbinler; rüzgarı, rotor tarafından alan rüzgar üstü türbinlere göre daha gürültülü çalışırlar. Şekil 2.3'te deniz üstü bir rüzgar türbininin içi verilmiştir [8].

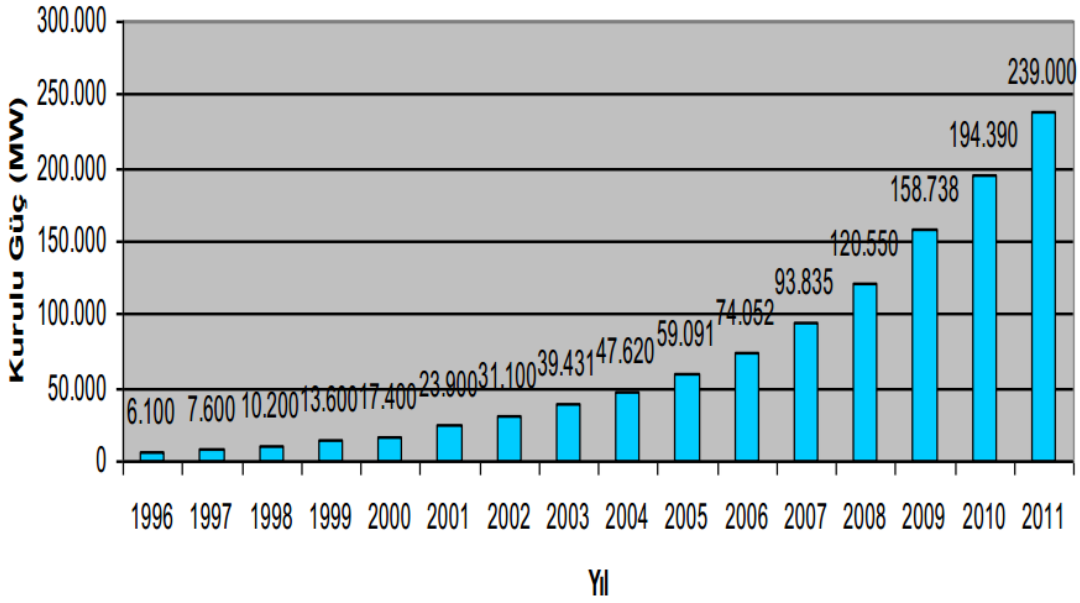


Şekil 2.3 : HAWT bir türbinin bileşenleri [10].

Bazı rüzgar türbinleri çok kutup çiftli jeneratöre sahip olduklarından ve çok yavaş döndüklerinden dişli kutusuna ihtiyaç duyulmaz. İdeal bir rüzgar türbininde rotor, rüzgar geliş yönüne dik olmalıdır. Bu yüzden türbinlerin üzerine rüzgarın yönünü ölçen rüzgar sensörleri yerleştirilir. Buradan gelen sinyalle birlikte türbini rüzgarın yönüne çevirecek bir motorun tahrik edilmesi sağlanmış olur. Son yıllardaki gelişmelerin büyük kısmında rotordaki gelişmeler başı çekmektedir. İlk modern rüzgar türbinlerinde kullanılan kanatlar havaçılık sektöründen edinilen tecrübelerle çok fazla değiştirilmeden kullanılıyordu. Ancak günümüzde kanat üreticileri sadece türbinlerde kullanılmak üzere kanatların üretimine odaklanmışlardır. Kanat imalinde dayanıklı, yorulma limiti yüksek ve olabildiğince ucuz kanat imal edebilmek için birçok malzemeden faydalanılmaktadır. Günümüzde üretilen kanatlar genellikle cam elyaf veya tabakalı (lamine) ahşap gibi farklı malzemelerden yapılmaktadır [8].

2.3 Rüzgar Enerjisinin Dünyadaki ve Türkiye'deki Durumu

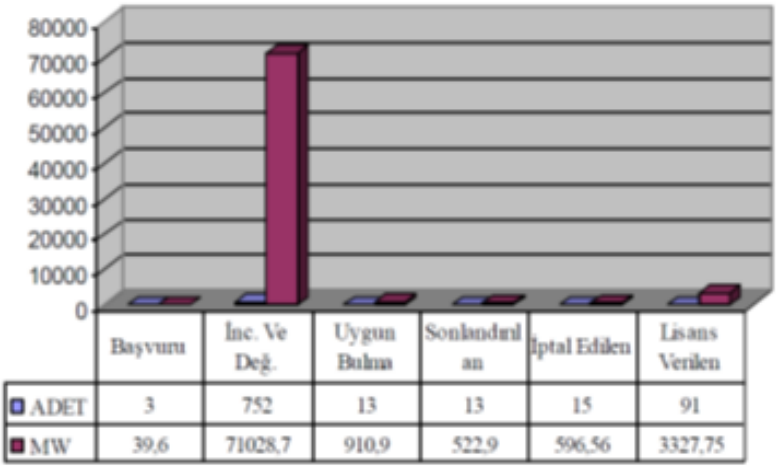
Dünyada rüzgar enerjisi en hızlı yayılan enerji kaynağı olmuştur. Global olarak 1996-2011 yılları arasındaki yıllık kümülatif artış Şekil 2.4'de görülmektedir. Özellikle 2005 yılından sonra ciddi bir artış gözlenmiştir. Bunda sadece Avrupa ülkelerinin değil, Amerika, Çin ve Hindistan'ın kurulu güç artışları etki etmiştir.2006 yılından sonra yıllık 15,000 MW üzerine çıkan RES kapasitesi, 2011 yılında 50,521 MW olarak rekor kırmıştır.



Şekil 2.4 : 1996-2011 yılları arası kümülatif kurulu güç artışı [1].

2009 yılı sonu itibarı ile dünyada toplam 157,899 MW toplam kurulu güç bulunmakta ve Avrupa 76,152 MW ile rüzgar enerjisinde liderliğini korumaktadır.

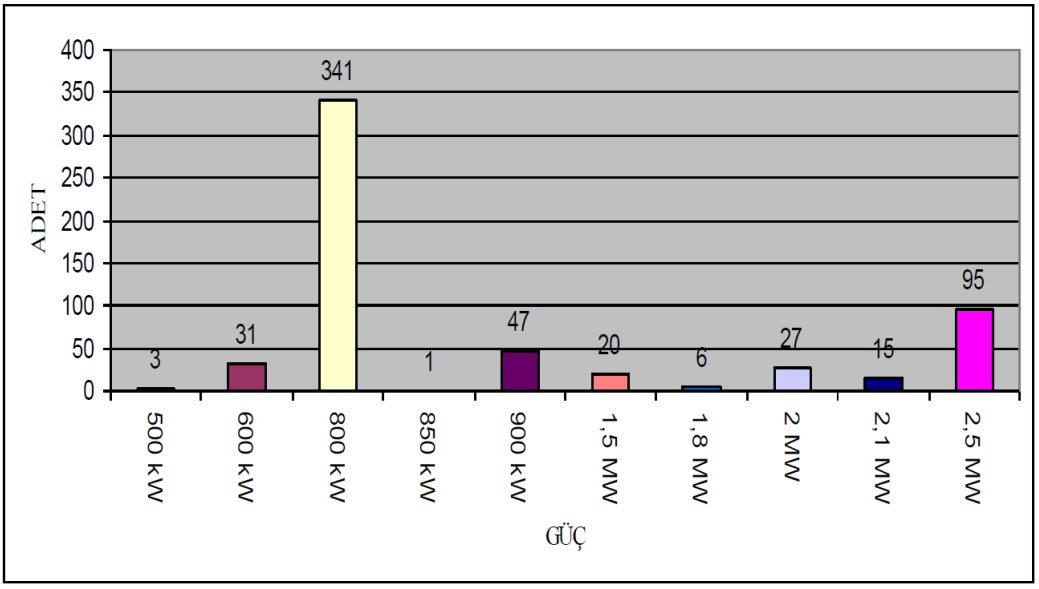
Türkiye'de 2011 yılı sonu itibarıyla 658 MW rüzgar santrali şebekeye bağlı olarak enerji üretmekte, toplam kurulu gücü 402 MW olan rüzgar santrali de inşa halindedir. Bunların yanı sıra Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu (EPDK) tarafından lisanslanmış olan toplam 667 MW'lık rüzgar santrali projesinin de türbin tedarik sözleşmeleri imzalanmıştır [10].



Şekil 2.5 : EPDK'ya yapılan RES başvurularının durumu [Url-2].

Günümüze kadar EPDK'ya yapılmış rüzgar enerjisi proje başvurularının durumu Şekil 2.5'de verilmektedir. Şekilden de görülebileceği gibi inceleme ve değerlendirme altında olan 71,028 MW'lık başvuru 1 Kasım 2007 tarihinde alınan

projelerdir. İşletme ve inşa halindeki rüzgar santrallerinde kullanılan türbinlerin güçlerine göre dağılımı ise Şekil 2.6'dadır. Görüleceği gibi en çok kullanılan türbin gücü 800 kW'tır. İkinci olarak en çok kullanılan türbin gücü ise 2,5 MW'tır [13].



Şekil 2.6 : İşletme ve inşa halindeki RES'lerin türbin güçlerine göre dağılımı [Url-2].

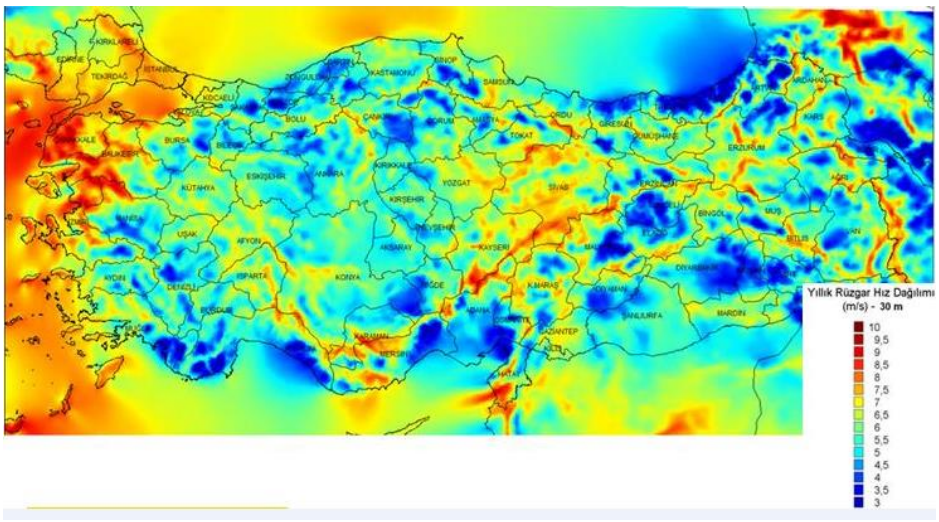
2.4 Türkiye'de Rüzgar Enerjisi Potansiyeli

Rüzgar enerjisi konusunda herhangi bir yatırıma başlamadan önce yatırımın yapılacağı yerin rüzgar kaynağı özelliklerini iyi anlamak gerekir. Rüzgar enerjisi potansiyel atlasları bu ve benzeri soruların cevaplandırılması için başvurulması gereken en önemli kaynaklardan biridir. Türkiye Rüzgar Enerjisi Potansiyel Atlası (REPA), Türkiye rüzgar kaynaklarının karakteristiklerini ve dağılımını belirlemek amacıyla hazırlanmıştır. Bu atlasta verilen detaylı rüzgar kaynağı haritaları ve diğer bilgiler rüzgar enerjisinden elektrik üretimine aday bölgelerin belirlenmesinde kullanılabilecek bir altyapı sağlamaktadır. Yıllık ortalama değerler esas alındığında, Türkiye'nin en iyi rüzgar kaynağı alanları kıyı şeritleri, yüksek bayırlar ve dağların tepesinde ya da açık alanların yakınında bulunmaktadır.

Türkiye çapında rüzgar kaynağı karmaşık topografyaya bağlıdır. Birçok yerde, özellikle sahil boyunca ve doğudaki dağlarda kışları daha güçlü rüzgar hızları görülmektedir. Türkiye'nin orta kesimleri boyunca çoğu yerde rüzgar hızı değerleri mevsimden mevsime, nispeten sabittir. Aylık ortalama değerlere göre ise

Türkiye'nin batı sahil bölgesi yanında Marmara Denizi'ni çevreleyen bölgede kış mevsimi süresince en şiddetli rüzgar hızına sahiptir [10].

50 m yükseklikte rüzgar güç yoğunluğu 400 W/m^2'den ve rüzgar hızı 7,5 m/s'den büyük alanlar ve 50 m yükseklikte rüzgar güç yoğunluğu 300 W/m^2'den ve rüzgar hızı 6,5 m/s'den büyük alanlarda kilometrekare başına 5 MW kurulabileceği varsayımı kullanılarak rüzgar potansiyeli hesaplamaları yapılmıştır. Şekil 2.7'de Türkiye rüzgar potansiyeli haritası gösterilmiştir.



Şekil 2.7 : Türkiye yıllık ortalama rüzgar hızı, 50 m/s [Url-3].

Türkiye rüzgar enerjisi potansiyeli, belirlenmiş kriterlerin ışığında rüzgar sınıfı iyi ile sıra dışı arasında 47849,44 MW olarak belirlenmiştir. Bu araziler Türkiye toplamının yüzde 1,30'una denk gelmektedir. Orta ile sıra dışı rüzgar sınıfına ait rüzgarlı arazilere bakıldığında ise 131756,40 MW"lık rüzgar enerjisi potansiyeli bulunduğu ve toplam rüzgarlı arazi alanının ise Türkiye"nin yüzde 3,57'si olduğu görülmüştür. 50 metre derinlik içerisinde kalan deniz alanlarının potansiyeline bakıldığındaysa iyi ile sıra dışı arası rüzgar sınıfına ait rüzgarlı alanların 10463,28 MW rüzgar enerjisi potansiyelini desteklediği, orta ile sıra dışı arasında ise 17393,20 MW'ı desteklediği hesaplanmıştır.

Türkiye iyi sıra dışı rüzgar sınıfına giren aralıkta rüzgarlı alanların potansiyelinin, yaklaşık 48000 MW'lık rüzgar kurulu gücü destekleyebileceği hesaplanmıştır. Rüzgar enerjisi potansiyelini ortaya koyarken daha önce belirtilen bir çok parametre kullanılmıştır. Fakat bu hesaplamada elektriksel altyapı dikkate alınmamıştır. Eğer elektriksel altyapı ve uygulamalar bu miktarda rüzgar enerjisini kaldırabilecek

şekilde düzenlenirse Türkiye çapında böylesine büyük bir yerli potansiyelden yararlanma imkanı doğacaktır. Bu miktardaki bir rüzgar enerjisi potansiyeli en güvenli tarafta kalınarak elektrik enerjisine dönüştürülürse yıllık 147 milyar kWh enerji üretilebilir. Hesaplamada 50 metre yükseklikteki rüzgar hızları, yüzde 35'lik kapasite faktörü, yıllık ortalama rüzgar hızının 7 m/s ve üzerindeki kullanılabilir alanlar ve kilometrekare başına 5 MW'lık bir güç kurulabileceği gibi güvenli yaklaşımlar kabul edilerek yapılmıştır. Rüzgar enerjisi uygulaması amaçlı kullanılamayacak tüm alanlar bu hesaplamadan çıkarılmış ve dikkate alınmamıştır [12].

2.5 Rüzgar Enerjisinin Avantajları ve Dezavantajları

Diğer yenilenebilir enerji kaynaklarında da olduğu gibi rüzgar enerjisinin konvansiyonel enerji kaynaklarına göre en önemli avantajı çevreci olmasıdır. Rüzgar enerjisinin kaynağı fosil yakıtlar olmadığı için işletim boyunca hiçbir kirletici gaz salınımı olmamaktadır. Türbin, kanat ve kule gibi bileşenlerin üretimi bunların taşınması gibi süreçlerde yapılan gaz salınımları dışında başka bir gaz salınımı söz konusu değildir. Rüzgar enerjisi tarafından kWh başına üretilen elektrik yaklaşık 1 kg karbon dioksit tasarrufu sağlamaktadır. Bu da demektir ki fosil yakıtlarla üretilen elektriğin % 1'lik bir kısmının rüzgar enerjisi ile değiştirilmesi ile 15 milyon ton karbon dioksitin emisyonu azaltılmaktadır. Çizelge 2.1'de rüzgar enerjisinin kullanılması ile ne kadar gaz emisyonu tasarrufu yapıldığı gözükmektedir.

Çizelge 2.1: Rüzgar enerjisi ile sağlanan emisyon tasarruf miktarları [Url-4].

Kirletici	**Tasarruf Miktarı kg/kWh**
Karbon Dioksit	0,750-1,250
Baca Tozu	0,040-0,070
Kükürt Dioksit	0,005-0,008
Azot Oksit	0,003-0,006

Rüzgar enerjisi ile birlikte, diğer enerji türlerinde olduğu gibi radyoaktif atık, hava kirliliğinden dolayı oluşan fazladan harcamalar, toplum sağlığındaki bozulma, petrol sızıntısı, kullanılan yakıtın güvenliği vs. gibi olumsuzluklardan kaçınabilir. Termik

santrallerde üretilen elektrik için yapılan ekstra masraflar 0,04 €/kWsa rüzgar enerjisi için 0,03 €/kWsa'tir [13].

Büyük rüzgâr çiftlikleri enterkonnekte sisteme bağlanmaları, küçük ve münferit rüzgâr türbinlerinde ise özellikle, enterkonnekte sisteme uzak kırsal yerleşme merkezleri, deniz fenerleri, yüksek ve ulaşılması zor bölgelerdeki sosyo-ekonomik amaçlı tesislere, bu yolla elektrik enerjisi sağlamaları bakımından da çok avantajlıdırlar.

Rüzgar enerjisinin bir diğer avantajı da iş yaratan bir sektör olmasıdır. Rüzgâr enerjisinin dünyada oluşturduğu iş sayısı son üç yılda neredeyse ikiye katlanarak, 2008 yılında 440000'e ulaşmıştır. Bunun büyük bir kısmı uzmanlık gerektiren işlerdir. Avrupa Rüzgar Enerjisi Birliği'nin araştırmalarına göre Avrupa Birliği ülkelerinde rüzgâr endüstrisinin yarattığı doğrudan istihdam 108600 kişiye ulaşmıştır. Dolaylı istihdam da göz önüne alındığında bu rakam 150000'i aşmaktadır.

Yukarıda belirtilen avantajların yanında, temiz bir enerji kaynağı olsa bile rüzgâr teknolojisinin çevrede birtakım olumsuzluklar oluşturması gibi bazı dezavantajlarının olması kaçınılmazdır. Rüzgârların düzenli olmaması sebebiyle, enerji üretiminde kesikli bir düzen görülür. Yani rüzgârın yeterli hızda veya esmediği dönemlerde enerji üretimi gerçekleştirilemez. Bu dezavantajı ortadan kaldırmak için, üretilen elektriğin dev akülerde depolanması ve suyun elektroliz edilmesiyle elde edilen hidrojenin depolanarak, rüzgârın esmediği dönemlerde enerji ihtiyaçının karşılanabilmesine yönelik önemli çalışmalar yürütülmektedir [11]. Özellikle deniz üstü rüzgâr santrallerinde, suyun elektrolizi yoluyla elde edilen hidrojen, tanker gemileriyle taşınacağından, yüksek maliyetli denizaltı iletim kablolarına gerek kalmayacaktır. Rüzgâr türbinlerinin gürültülü çalışmaları, çoğu kimse tarafından bir dezavantaj olarak belirtilse de, gürültü kirliliği bakımından çok büyük etkileri yoktur. Bu etki, sadece rüzgâr santrallerinin kuruldukları lokasyonlarda, çok dar alanlarda gözlenmektedir. Bu olumsuzluğun ortadan kaldırılması amacıyla, bazı teknolojik önlemler alınmakta ve santrallerin coğrafî konumlarının seçiminde daha dikkatli davranılmaktadır. Rüzgâr santralleri ile yerleşim birimleri arasında 400-500 m'lik bir mesafenin bulunması gereklidir. Ayrıca gürültünün azaltılması için, teknik bir işlem olarak pervane, titreşimi emen,

salınımlı bir yatak kullanılarak dişli kutusundan, izole edilmekte ve dişli kutusu ve jeneratörü içinde bulunduran tekne, lastik ile yalıtılmaktadır [11].

Rüzgâr santralinin büyüklüğüne göre değişmekle beraber, 2-3 km çapındaki bir alan içinde, radyo, televizyon ve diğer haberleşme dalgalarını olumsuz etkilemektedir. Örneğin İngiltere'de 10 türbinden fazla ve 5 MW'tan büyük güçte rüzgâr çiftlikleri, milli park alanlarında kurulmamaktadır. Yüksek hızla dönen rotorları (pervaneleri) ile kuşların ölümlerine sebep olmaktadırlar [11].

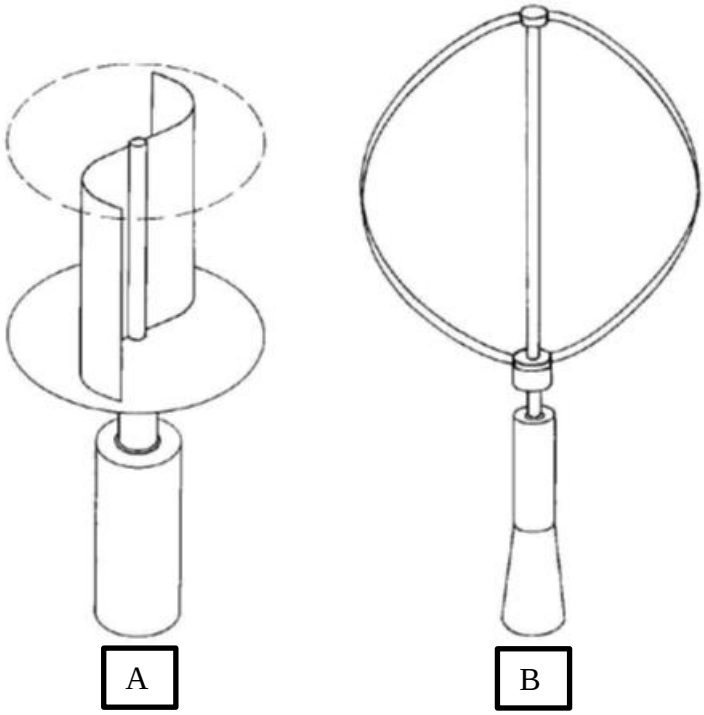
2.6 Rüzgar Türbinleri

Rüzgar türbinlerinin tasarımları ele alındığında pek çok tasarım olduğundan genellikle rotor tiplerine göre sınıflandırılır. Aslında türbin rotoru ele alınacak tek kısım değildir. Dişli kutusu, jeneratör, kontrol sistemleri gibi elektromekanik bileşenler de üretilen elektriğin sürekliliği ve kalitesi açısından önemlidir. Rüzgar enerjisi dönüştürücüleri ilk olarak aerodinamik fonksiyonları ikinci olarak da konstrüksiyonlara bağlı olarak sınıflandırılabilir. Rotorun aerodinamik işlevi, hava akımının rotor yüzeyleri üzerindeki aerodinamik sürüklenmeden kaynaklı enerji üretmesi veya uygun formdaki yüzeyin akışa karşı aerodinamik kaldırma ile enerji üretmesine göre karakterize edilir. Şimdiye kadar değişik nitelikte ve tipte türbinler geliştirilmiş olup bunların bir kısmı günümüzde ticari hale gelmiştir. Rüzgar türbinleri dönme eksenlerine göre yatay ve düşey eksenli türbinler olmak üzere iki sınıfa ayrılır.

2.6.1 Düşey eksenli rüzgar türbinleri

Rüzgar rotorlarının ilk tasarımları düşey eksende dönecek şekilde yapılmış; ancak düşey eksenli bu rotorlar sadece sürüklenme tipi rotorlar şeklindedir. Savonius tipi rotorlar demiryolu taşımalarında havalandırma amaçlı kullanılmaktaydı. Ayrıca kepçeli anemometreler de rüzgar hızının ölçülmesinde kullanılan düşey eksenli rotorlardı. Ardından 1925 yılında Fransız mühendis Darrieus tarafından aerodinamik kaldırma etkisinin de efektif şekilde kullanıldığı düşey eksenli rotor geliştirildi. Darrieus tipi rotorlarda kanatların tasarımları karmaşık ve üretimleri zordur. Yatay eksenli türbinlerde olduğu gibi Darrieus tipi rotorlarda da üç adet kanat bulunur. Düşey eksenli türbin tiplerinin en büyük avantajı temelde basit olan tasarımlarının elektromekanik sistemler, dişli kutusu, jeneratör gibi türbin bileşenlerinin zeminde

olması ve türbinin rüzgar yönüne dönmesine gerek kalmamasıdır. Şekil 2.8'de düşey eksenli rotorlara örnekler verilmiştir [13].



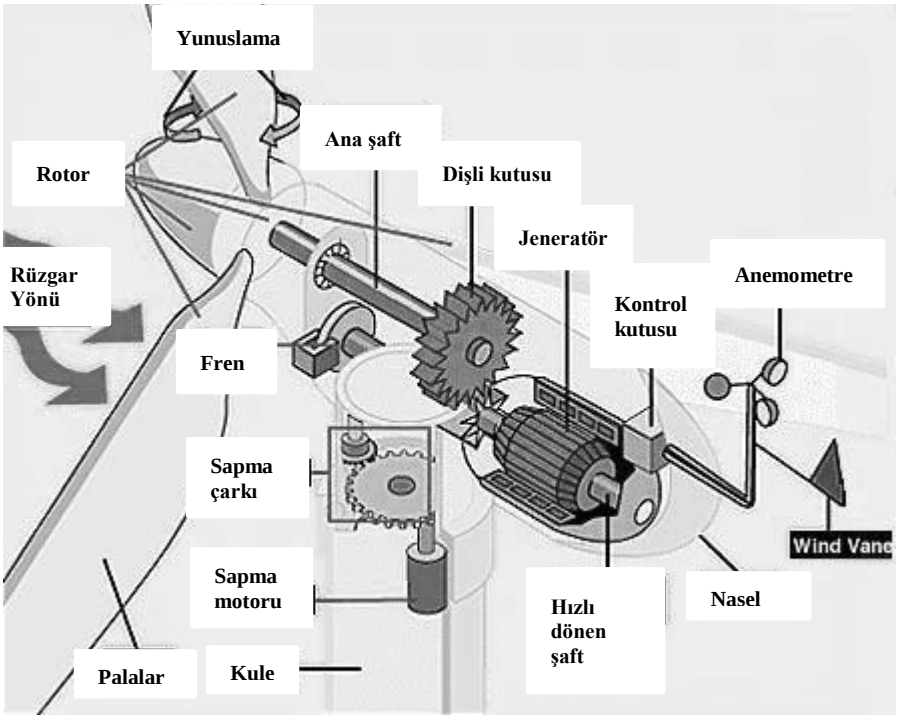
Şekil 2.8 : Savonius (A), Darrieus (B) rotor tipleri [11].

Savonius tipi rotorlar genellikle küçük, basit rüzgar rotorları olmakla birlikte su pompaların çalıştırılmasında kullanılmaktadır. Kanat ucu hızı ve güç katsayısı görece daha düşük olduğundan elektrik üretimi için uygun değildir. Geliştirilmiş aerodinamik tasarımlarla birlikte, Savonius rotorlarının aerodinamik kaldırma özelliğini kullanması sağlanmış ve maksimum güç katsayısı değeri artırılmıştır. Bu üç düşey eksenli rotorun dışında çeşitli geometrilerde birçok düşey eksenli tasarımlar önerilmiştir. Tasarımcılara göre basit ve ucuz olan bu tip rotorlar çok düşük güç katsayılarına sahip olduklarından fazla tercih edilmemektedir. Tüm bunlar göz önüne alındığında özellikle Darrieus tipi düşey eksenli rotorların gelişimlerini henüz tamamlamadıkları ve uzun dönemde düşey eksenli rotor tiplerine rakip olabilecekleri unutulmamalıdır [13].

2.6.2 Yatay eksenli rüzgar türbinleri (HAWT)

Yatay eksende dönerek enerji üreten rüzgar dönüştürücüleri temel olarak pervanelerden esinlenilerek yapılmıştır. Avrupa'daki yel değirmenleri, Amerikan rüzgar türbinleri ve günümüzde kullanılan modern rüzgar türbinlerini içeren bu

tasarım günümüz rüzgar enerjisi teknolojisinde çok baskın bir yere sahiptir. Şekil 2.9'da modern bir yatay eksenli rüzgar türbininin şematik görüntüsü vardır.



Şekil 2.9 : Bir yatay eksenli rüzgar türbininin bileşenleri [Url-5].

Yatay eksenli bu türbinlerin karşı gelinemez üstünlüklerinin birkaç sebebi şu şekilde özetlenebilir;

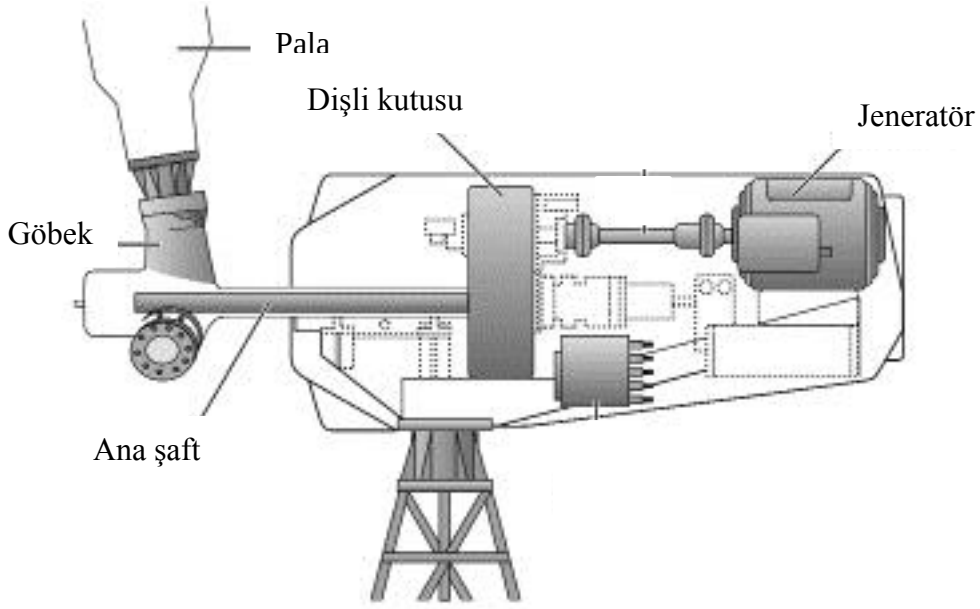
- Pervaneli tasarımlarda rotor hızı ve çıkış gücü rotor kanatlarının açılarının değiştirilmesi ile kontrol edilebilir. Dahası, rotor kanatlarının açılarının değişmesi rüzgar hızının çok artması gibi olağan dışı durumlarda büyük ölçekli türbinler için önemli bir güvenlik unsuru olmaktadır.
- Rotor kanatlarının şekli aerodinamik olarak optimize edilebildiğinden, aerodinamik taşıma kuvvetinden maksimum verimde yararlanılabilir.
- Özellikle pervane tasarımlarındaki gelişmelerin teknolojik olarak çok ileride olması çok belirleyici bir etkendir.

Tüm bu avantajlar düşünüldüğünde günümüzde elektrik üretme amacıyla kullanılan türbinlerin neden yatay eksenli türbinler olduğu kolaylıkla anlaşılmaktadır [14].

2.7 Yatay Eksenli Rüzgar Türbininin Bileşenleri

Günümüzde en çok kullanılan rüzgar türbinlerinin yatay eksenli ve üç kanatlı rüzgar türbinleri olduğundan bahsetmiştik. Şimdiki bölümde ise türbin bileşenlerinin neler

olduğundan ve fonksiyonlarından bahsedeceğiz. Ancak burada sadece rotor göbeği üzerinde durulacaktır. Çünkü yapılan çalışma türbin bileşenlerinden olan göbek üzerine yapılmıştır. Türbin boyutunun büyüklüğüne göre değişmekle beraber bütün türbinlerde ortak olarak, türbin kanatları, kanat bağlantı göbeği, kanatları taşıyan ve dönme momentini ileten ana şaft, jeneratör, kontrol sistemleri, kule ve temel bulunmaktadır. Bunların dışında, modern ve yüksek güçlü türbinlerde ayrıca ana milden gelen momenti iletmek için dişli kutusu, rüzgarın yönüne dönmek için saptırma sistemleri, rüzgarın hızına göre kanat açısını ayarlayan kontrol sistemi, frenleme sistemi de rüzgar türbinlerinde yaygın olarak kullanılan bileşenlerdir. Şekil 2.10'da türbinlerde bulunan temel bileşenler gösterilmiştir.



Şekil 2.10 : HAWT ana bileşenleri [Url-6].

2.7.1 Rotor

Rüzgar türbinlerinde rotor, kanatlar ve kanatların bağlandığı göbekten oluşur. Toplam maliyet ve türbinin performansı açısından bakıldığında rotorun en önemli bileşen olduğu söylenebilir. Günümüzde kullanılan türbinleri bir çoğu rüzgarı rotor tarafından alan, rüzgar-üstü çalışan 3 kanatlı türbinlerdir. Rüzgarı türbinin arka tarafından alan, rüzgar-altı çalışan ve 2 kanatlı tasarımlar da mevcuttur. Tek kanatlı türbin uygulamaları da geçmişte denenmiştir fakat artık üretimi tamamen son bulmuştur. Küçük ve orta ölçekli türbinlerde sabit kanat açılı rotor tipleri kullanılmakla birlikte modern türbinlerde artık aktif kanat açısı kontrollü sistemler kullanılmaktadır.

2.7.2 Göbek (Hub)

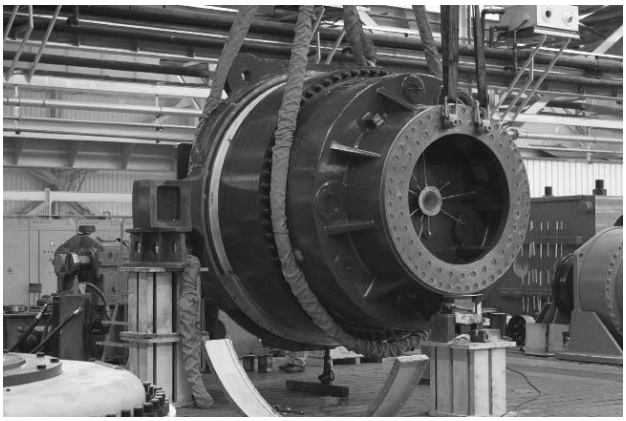
Rüzgar türbininde kanatların bağlandığı parçaya göbek (hub) denir. Şekil 2.11'de çeşitli göbek örnekleri gösterilmiştir [7]. Türbin göbeği kanatlardan aldığı gücü transmisyon mili araçılığıyla jeneratöre iletir. Türbin göbeği çalışması süresince pek çok değişken kuvvetin etkisinde kaldığından tasarım ve üretimine önem vermek gerekmektedir. Türbin göbeğinin tasarımının yorulmaya göre yapılması gerekmektedir. Bu nedenle kaynaklı tasarımlar genellikle uygulanamamaktadır.



Şekil 2.11 : Rüzgar türbin göbeği örnekleri [13].

2.7.3 Dişli Kutusu

Ana şaft üzerinden gelen düşük devirli mekanik enerjiyi içinde bulunan çark-pinyon sistemleri yardımıyla yüksek devirli mekanik enerjiye çeviren yapıdır. Şekil 2.12'de bir rüzgar türbinine ait dişli kutusu görülmektedir.



Şekil 2.12 : Bir HAWT'ın dişli kutusu [Url-7].

2.7.4 Jeneratör (Üreteç)

Jeneratör (elektik üreteci ya da kısaca üreteç), mekanik enerjiyi elektrik enerjisine çeviren parçadır. Mekanik enerjinin kaynağı, rüzgardaki kinetik enerjinin pala ve göbek yardımıyla alan ve jeneratöre ileten ana şafttır. Şekil 2.13'te bir rüzgar türbine ait jeneratör görülmektedir.



Şekil 2.13 : Küçük bir rüzgar türbinine ait jeneratör [Url-28].

3. MALZEME YORULMASI

3.1 Giriş

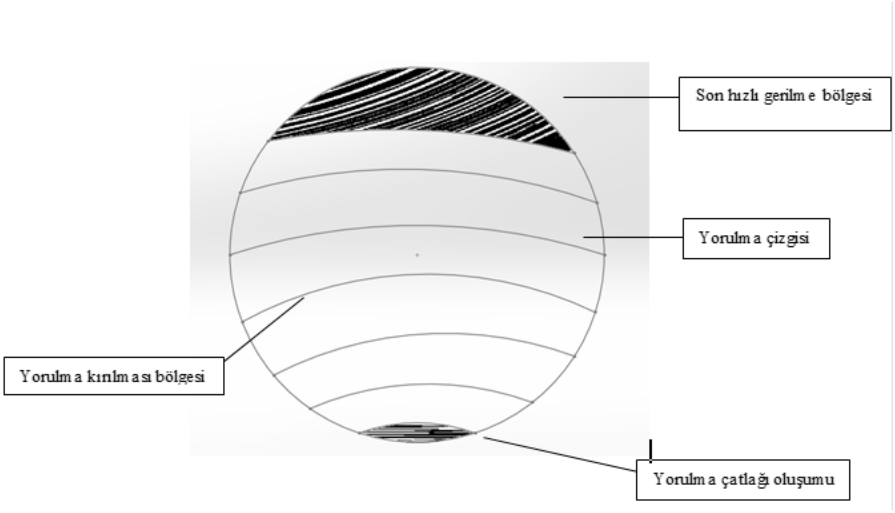
Ana şaft, rotordan göbek aracılığıyla aktarılan torku dişli kutusuna ve diğer kuvvet ve momentleri de nasele ileten elemandır. Bir rüzgar türbini sisteminin en önemli elemanlarından biri olduğundan dolayı tasarımının özenli bir şekilde yapılması gerekmektedir. Ana şaftın temel boyutlarından olan kritik çaplar için yorulma kriteri belirleyicidir.

Bu bölümde malzemelerin yorulması hakkında bilgiler verilmiştir ve bu bilgilerin tasarımda kullanışları anlatılmıştır. Malzemelerin sürekli dayanımlarını etkileyen faktörler alt başlıklarda detaylıca açıklanmıştır.

3.2 Metallerin Yorulması

Yorulma, dinamik yükleme altında malzemenin veya parçanın mekanik hasara uğraması olarak tanımlanabilir. Genellikle makine elemanları değişken yüklere ve gerilmelere maruzdur. Yükler statik olsa dahi çalışma esnasında elemanın kesitinde meydana gelen gerilmeler değişken olabilir. Statik bir yük altında dönen bir mil bu duruma örnek olarak verilebilir. Dinamik yüklemeye maruz bir makine elemanında meydana gelen değişken gerilmelerin maksimum ve/veya minimum değerleri, malzemenin mukavemet sınırlarından (akma gerilmesi S_y, nihai gerilme S_u) küçük olsa dahi parçada kırılma gözlenebilir. Bu şekilde meydana gelen hasarın en belirgin özelliği, birçok defa tekrarlayan değişken gerilmelerdir. Bu şekilde meydana gelen hasar, yorulma kırılması olarak tanımlanır. Bu tür hasarın başlangıç noktası, malzeme içerisindeki tekillik ve süreksizliklerdir. Tekillikler yapısal (kalıntı veya ikinci faz parçacıkları) veya geometrik (basamaklar gibi) olabilir. Bu tür süreksizlik ve tekillikler, malzeme dayanım değerlerinden daha az yüklenmiş olmasına karşılık, etraflarında yüksek gerilme yığılmalarına yol açmakta, değişken gerilmelerle birlikte büyümekte ve kritik bir büyüklüğe eriştikleri anda parçanın aniden kırılmasına sebep olmaktadırlar.

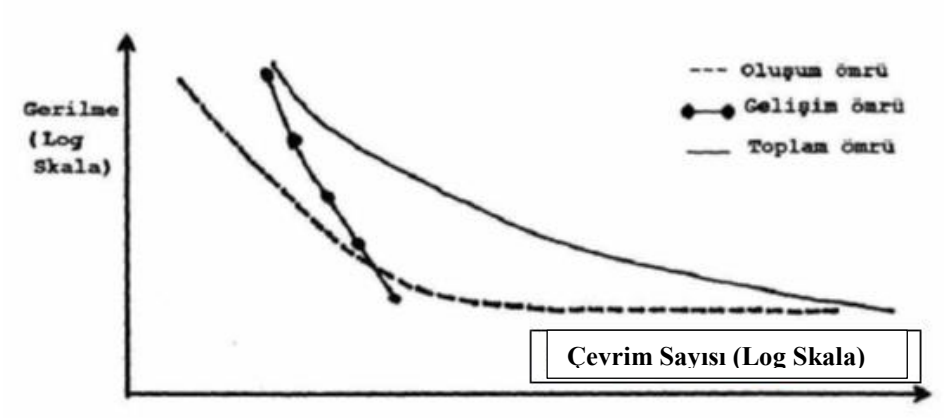
Gevrek türde kırılmalarda en çok rastlanan ve yüksek bir gerilme genliği değerinde görülen kırılma tiplerinden biri "yorulma kırılması" olarak bilinir. Çatlağın oluşumu ve gelişimi gözlemsel olarak düz ve parlak yüzey karakteri gösterir ve dereceli çatlak büyümesi aşaması olarak adlandırılır. Kaba kristal görünümlü görüntü veren bölge ise hızla ve son kırılma bölgesidir ve ani kırılma aşaması olarak adlandırılır [15]. Şekil 3.1'de kırık yüzeyin düzgün ve mat görünümlü bölgesinde farklı genlikteki değişken yüklerin etkisiyle oluşan duraklama çizgileri gözlemsel olarak tespit edilebilir. Bu sebeple gevrek kırılma ile benzerlik gösterirler.



Şekil 3.1 : Yorulma kırılmasının genel gösterimi [16].

3.3 Yorulma Çatlağının Oluşumu

Metal yorulması konusunda ilk çalışmaların yapıldığı zamanlarda yorulma çatlağı oluşumunun çatlağın ilerlemesi aşamasına nazaran, yorulma ömrünün tayini açısından daha önemli olduğu düşünülmekteydi [16]. Son yıllarda içerisinde çatlağın formasyonu ve gelişimi konusunda dikkate değer teknik eserler verilmektedir. Şekil 3.2'de Wöhler eğrisinin çatlak oluşumu ve çatlak gelişimi şeklinde ikiye ayrılmış şematik çizimi görülmektedir. Gerilme genliğinin artması ile yorulma ömrüne karşılık gelen çevrim sayısındaki düşüş, yorulma çatlağının hem oluşum hem de gelişim safhalarında açıkça görülmektedir.



Şekil 3.2 : Yorulmanın başlangıç ve gelişim eğrisi [16].

Sonuç olarak (S-N) tipindeki diyagramlar, metalik malzemelerin servis ortamı içerisinde güvenli çalışabileceği koşulların belirlenmesinde ve yorulma ömrü tahminlerinin yapılmasında önemli rol oynarlar. Özellikle test numunelerinden farklı olarak malzemelerin kendi özelliklerinden kaynaklanan yüzey hataları ve kristal yapıdaki bazı düzensizliklerin, parçanın toplam yorulma ömrü içerisinde yorulma çatlağının oluşum sürecini azaltabileceği ve hatta yok edebileceği söylenebilir. Yorulma çatlağının metal yüzeyi üzerinde bölgesel olarak oluşumunu şu nedenlere bağlayabiliriz:

- Çentik etkisi sebebi ile pratikte genellikle mühendislik malzemelerinde, keskin açılı kesitler veren çentik veya kanal gibi bölgesel şekil değişimi görülen noktalarda gerilme yoğunluğunda artış görülür.
- Yüzeydeki kristaller iç bölgelere nazaran daha az desteklidir. Bu yüzden yüzeyde kayma ihtimali daha fazladır.
- Atmosferik reaksiyonlar etkilidir.

Bir kristalin mühendislik malzemesi, tekrarlı yüklerin etkisinde kaldığı zaman yüzeyinde belirti bölgesel kayma olayı görülebilir. Kayma, kristal kafesin içerisinde olur ve atomların birbirine paralel düzlemler üzerinde yer değiştirmesi ile gerçekleşir. Kayma bantlarının hareketi ile yüzeyde hasarların oluşumu ile son bulur [16].

3.4 Gerilme Yığılması (Çentik) Etkisi

Yorulma çatlakları çoğunlukla gerilme artırıcıların sebebi ile gerilme yoğunluğunun fazla olduğu bölgelerde başlangıç gösterirler. Gerilmeyi artırıcı etki, keskin kesit değişimi veya gerilme dağılımını etkileyen başka faktörlerden kaynaklanmış olabilir. Gerilme artırıcılar malzemenin yorulma ömrünü kısaltır. Mekanik (çukurlar, kanallar, çentikler, kenarlar, yivler) veya metalürjik parazite, inklüzyon, segregasyon) olabilirler. Her türlü oluşan süreksizlik bölgesel gerilme seviyesinde aratılmasına neden olur [16]. Gerilme yoğunluğundaki artış yorulma çatlağının oluşumu ve gelişimi üzerinde şu etkileri gösterir:

- Çok orijinli çatlak oluşumu ihtimali artar,
- Kenar çizgileri (yorulma çizgileri) çatlağın orijinine göre konveks hale gelir,
- Çevresel eğme koşullarında, kenar çizgileri son kırılma yüzeyini tamamıyla çevreleyebilir.
- Birleşik gerilme durumunda çatlağın gelişme yönünü etkileyebilir.

Statik yükleme koşullarında, gerilmedeki artışların hesaplayabilmek için gerilme yığılma faktörü (k) ifade edilmiştir. "k" değeri geometrisi iyi tanımlanmış bir parçanın maksimum gerilmesinin nominal gerilmeye oranı şeklindedir. Matematiksel olarak şu şekilde ifade edilir. Denklem (3.1) çekme ve basmada (3.2) burulmada (3.3) eğilme gerilmesinde kullanılır.

$$\sigma_{max}=k \left(\frac{F_n}{A_{net}}\right) \quad \textbf{(3.1)}$$

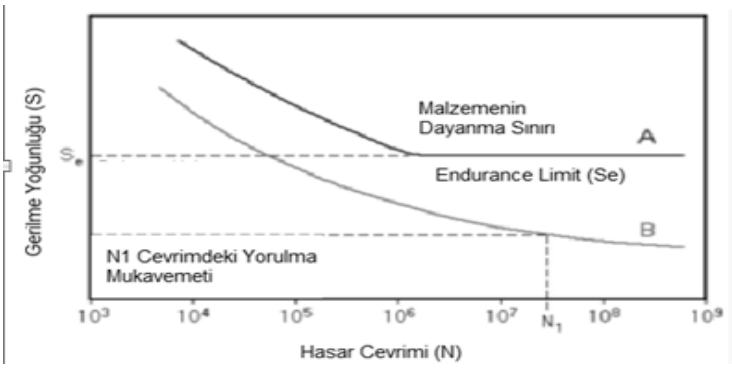
$$\tau_{max}=k * T_P \left(\frac{d/2}{I_p}\right) \quad (\mathbf{3.2})$$

$$\sigma_{max}=k * \left(\frac{M_v * c}{I}\right) \quad (\mathbf{3.3})$$

"A_{net} " net alan," I" kesit atalet momenti," I_p" minimum kutup atalet momenti, "F_n" sisteme gelecek normal kuvvet, "σ_{max}" oluşacak maksimum gerilme, "τ_{max}" oluşacak maksimum kesme gerilmesi, "T_P" tork, d parçanın çapı, "M_v" sisteme gelecek moment değeri, "c" tarafsız eksene olan uzaklığı ve "k" ise gerilme yığılması faktörüdür [16].

3.5 Gerilme – Ömür Diyagramı

Gerilme ömür yönteminin temeli Şekil 3.3'de gösterilen iki malzeme için verilen Wöhler S-N diyagramıdır. S-N diyagramı hasar çevrimine karsı nominal gerilme genliği (s) diyagramıdır. Uygun S-N diyagramı oluşturmak için birçok test yöntemi vardır. S-N test verileri birkaç deney sonucu elde edilen değerlerin ortalaması alınarak genellikle gerçek bir S-N grafiği ile logaritmik olarak gösterilir.



Şekil 3.3 : Tipik S-N eğrileri [17].

3.6 Malzemenin Sürekli Mukavemet Sınırı

Bazı metallerin süresiz çevrimlere ve malzemeyi hasara uğratmayacak bir gerilme alt sınırı olarak ifade edilen yorulma dayanma sınırına (Endurance Limit) sahiptir. Uygulanan gerilmenin seviyesi malzemenin sürekli mukavemet sınırının altında ise malzemenin sonsuz bir ömür sahip olduğu söylenir. Birçok demir dışı metaller ve alaşımları bir sürekli mukavemet sınırına sahip değillerdir. Bu gibi durumlarda verilen çevrim sayıları için yorulma mukavemeti (S_e) belirtilmelidir. Bu metaller için geçerli bir dayanma sınırı 10^5 ile 10^8 arasında yük çevrim sayısında hasara sebep olan bir yük gibi tanımlanmalıdır. Sürekli mukavemet kavramı tasarımda sonsuz ömür veya güvenli gerilme sınırında kalma olarak tanımlanır. Bu nedenle; tasarım uygulamalarında bir dayanma sınırı uygulandığı zaman dikkatli olunmalıdır. Dayanma sınırı etkiyen durumlar su şekilde sıralanabilir [18];

- Yüzey pürüzlülüğü;
- Sıcaklık
- Gerilme yığılması ve çentik hassasiyeti
- Boyut faktörü
- Güvenlik faktörü

- Diğer etmenler

Bu ektiler azaltma faktörü (k) ile malzemenin dayanma mukavemetini (S_e) tahmin etmek için kullanılmaktadır.

$$S_e = k\, S_e' \qquad \textbf{(3.4)}$$

olarak ifade edilmektedir [26].

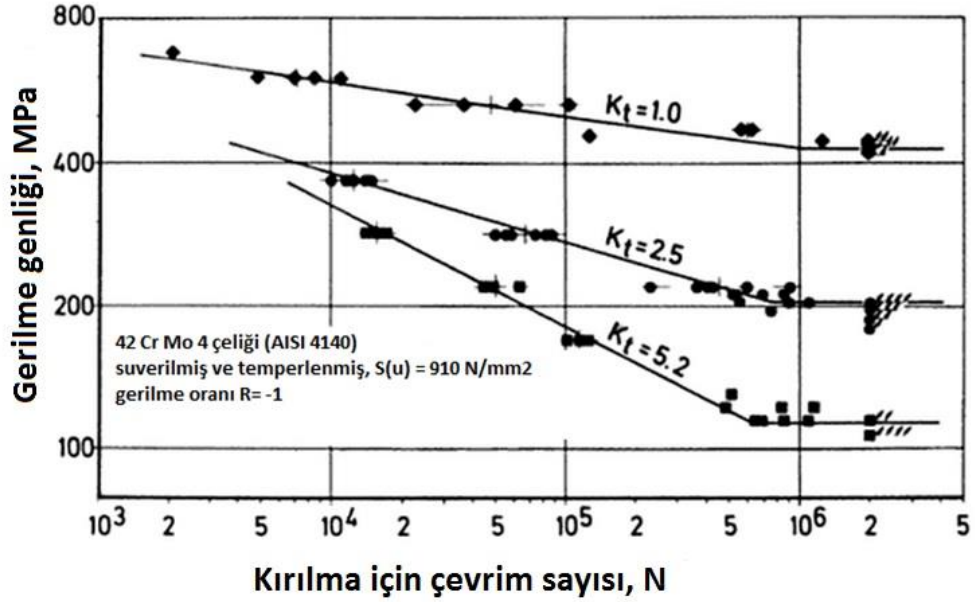
3.7 Yorulma Oranı

Uzun yıllardır gerilme ve yorulma özellikleri arasındaki deneysel ilişkiler geliştirilmektedir. Bu ilişkiler çok genel olmasına rağmen yorulmanın önceden tahmin edilebilmesi için mühendislere büyük kolaylık sağlamaktadır.

Şekil 3.4'de bir AISI 4140 çeliğinden hazırlanmış numune üzerinde yapılan çentikli ve çentiksiz yorulma deneyi sonrası çizilen S-N diyagramı görülmektedir. Bir malzemenin nihai çekme (ultimate strength) değeri S_u ve sürekli mukavemet sınırı (endurance limit) S_e sembolleriyle gösterilmiştir. Bu oran malzemeye bağlı olarak 0,25 ile 0,60 arasında değerler olabilir. Çeliklerde bu değer;

$$S_e'=0{,}5\ \ S_u \qquad (\mathbf{3.5})$$

olarak bulunmaktadır. Burada; S_n' standart yorulma mukavemeti olarak tanımlanabilir [18].



Şekil 3.4 : AISI 4140 çeliği için çentikli ve çentiksiz halde S-N diyagramları [19].

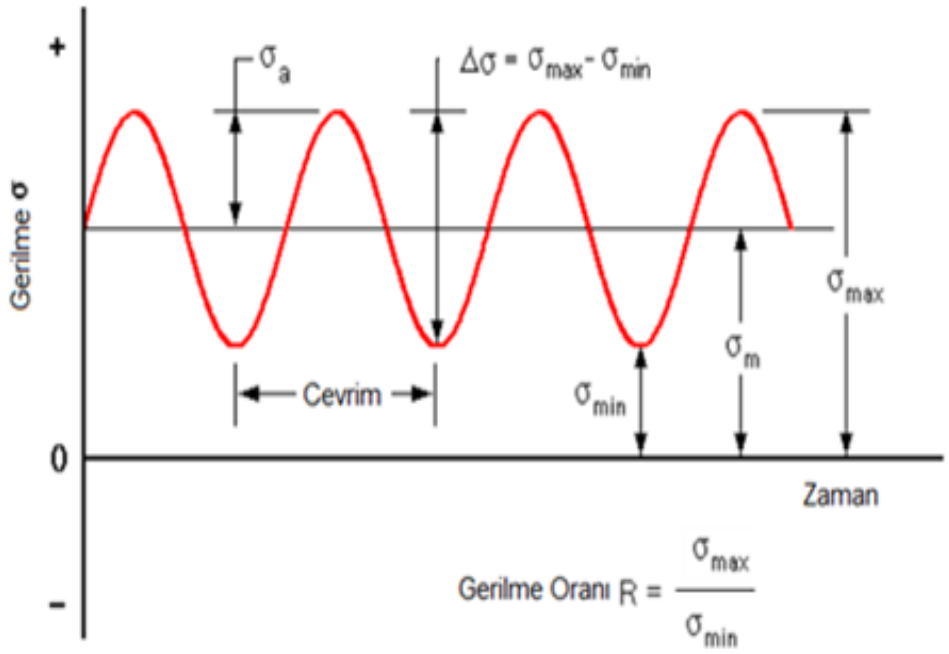
3.8 Ortalama Gerilme Etkileri

Laboratuvar ortamında toplanan çoğu S-N verileri tam değişken (fully-reversed) gerilme çevriminde kullanılarak elde edilir. Fakat gerçek yük uygulamalarında titreşimden (salınım) kaynaklanan gerilmeler nedeniyle Şekil 3.5'te gösterildiği bir ortalama gerilme içermektedir. Aşağıdaki tanımlar ortalama gerilme ve değişken gerilmeler ile bir gerilme çevrimin tanımlamak için kullanılır. Gerilme farkı (stress range) bir çevrimdeki maksimum ve minimum gerilme arasındaki cebirsel farktır [18].

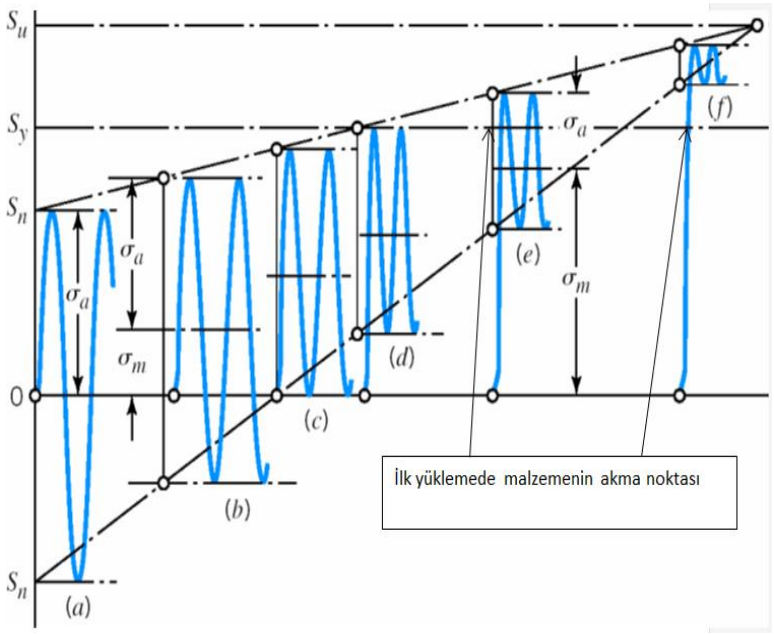
$$\Delta\sigma=\sigma_{max}-\sigma_{min} \tag{3.6}$$

Gerilme genliği gerilme oranının yarısına eşittir.

$$\sigma_a=\frac{\Delta\sigma}{2}=\frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2} \tag{3.7}$$



Şekil 3.5 : Tipik periyodik yük parametresi [18].



Şekil 3.6 : Ortalama gerilmenin etkisi [18].

Şekil 3.6'da farklı ortalama gerilmeler için uygulanabilecek gerilme genlikleri gösterilmiştir. Bir çevrimdeki ortalama gerilme minimum ve maksimum gerilmelerin toplamının yarısına eşittir.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{min} + \sigma_{max}}{2} \qquad \textbf{(3.8)}$$

Ortalama gerilmenin temsili için sık sık tanımlanan iki orandan biri genlik oranı A, diğeri ise gerilme oranı R'dir.

$$R = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} \qquad (\mathbf{3.9})$$

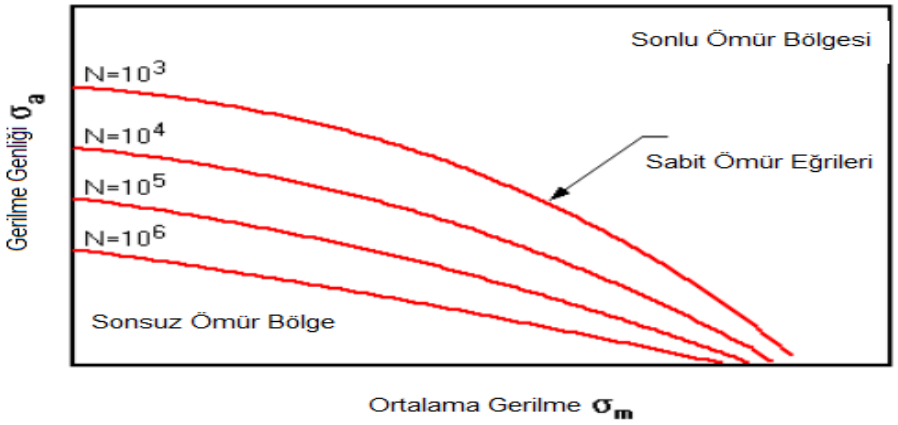
$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1-R}{1+R} \qquad (\mathbf{3.10})$$

Sabit genlikte tam değişken durumu için R= -1 olmaktadır. Statik pozitif yükleme durumu için ise R=1 dir. Bu durumda ortalama gerilmenin, gerilme genliğine eşit olduğu durumda R=0 olmaktadır.

Sıfırdan farklı bir ortalama gerilmede kullanılan yorulma testinin sonucu Şekil 3.7'de gösterilen Haigh diyagramında verilmiştir.

Bir Haigh diyagramı genelde X ekseni boyunca çekme ve Y ekseni boyunca oluşan titreşimli gerilme genliğinin grafiğinden söz edilmektedir. Sonsuz ömür çizgileri

deneydeki veri noktalarına göre çizilmiştir. Sonsuz ömür bölgesi eğrinin altındaki bölgedir. Sonlu ömür bölgesi eğrinin üzerinde kalan bölgedir. Sonlu ömür hesaplamaları için herhangi bir modelin yorulma sınırı, tam değişken yüklemedeki (R=-1) sonlu ömür değerine karşılık gelen gerilme ile değiştirilebilir [18].



Şekil 3.7 : Örnek bir Haigh diyagramı [Url-9].

Haigh diyagramını oluşturmak için çok sayıda test verisi almak gerekmektedir. Ortalama ve değişken gerilmelerin bütün kombinasyonları için eğrileri çıkarmak genellikle gereksizdir. Birçok deneyin amacı, ortalama gerilme ile alternatif gerilmeyi geliştirmek için yapılmaktadır. Bu yöntemler sonucu, eksende hesaplanan ortalama gerilmede gerçek kırılmayı (S_f), akma mukavemetini (S_y) ve nihai mukavemet S_u için alternatif gerilmede yorulma limiti bağlantısı kurmak için çeşitli eğriler tanımlanır. Aşağıdaki denklemler gerilme-ömür yöntemi için kullanılan bağıntılardır;

Goodman ;

$$\frac{S_a}{S_e}+\frac{S_m}{S_u}=1 \qquad \textbf{(3.11)}$$

Gerber;

$$\frac{S_a}{S_e}+\left(\frac{S_m}{S_u}\right)^2=1 \qquad \textbf{(3.12)}$$

Soderberg;

$$\frac{S_a}{S_e}+\frac{S_m}{S_y}=1 \qquad \textbf{(3.13)}$$

ASME Eliptik ;

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1 \qquad (3.14)$$

Dizayn faktörü veya güvenlik faktörü olarak n tanımlanırsa ve $n\sigma_a = S_a$ ve $n\sigma_m = S_m$ olmak üzere yukarıdaki formüller şu şekli alır;

Düzeltilmiş Goodman ;

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n} \qquad (3.15)$$

Gerber;

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_u}\right)^2 = 1 \qquad (3.16)$$

Soderberg;

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \qquad (3.17)$$

ASME Eliptik ;

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right)^2 = \frac{1}{n^2} \qquad (3.18)$$



Şekil 3.8 : Yorulma kriterleri [18].

Bu tezdeki bütün yorulma analizi hesaplamalarında Şekil 3.8'de görüldüğü üzere kullanılan malzemenin akma kriteri göz önünde bulundurulmasından dolayı denklem (3.18)'de belirtilen ASME Eliptik yaklaşımı kullanılmıştır. Çünkü ASME Eliptik yaklaşımı denkem (3.18)'de belirtildiği gibi parabolik sonuç vermektedir. Bu durum ise malzemelerin yorulma katsayıları kesin olarak formüllerle hesaplanamayacağı için formülün parabolik olması bizim daha doğru bir güvenlik katsayısı bulmamızı sağlayacaktır.

3.9 Malzemenin Sürekli Mukavemet Sınırını Etkileyen Faktörler

Yorulma deneylerinde, gerçek çalışma koşulları ve deneyin yapıldığı koşulların farklılığından dolayı çıkan mekanik veya yapısal dayanım sınırı değerinin, gerçekçi bir sonuç olması beklenmez. Bu gibi durumlarda bazı farklılıklar vardır. [18]

- Malzeme: Bileşim, kırılmanın esasları, değişkenlik
- İmalat: İmalat metodu, ısıl işlem, korozyon durumu, yüzey pürüzlülüğü, gerilme yığılması oluşumu
- Tasarım: Boyut, şekil, ömür, gerilme yığılması, parça kalkması, hız, sürtünme
- Çevre: Korozyon, ortam sıcaklığı.

Yukarıdaki etkilerden dolayı, uygulama ve numune test sonuçları arasında farklılık olmaması için denklem (3.19) kullanılır:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \qquad (\mathbf{3.19})$$

Burada,

k_a: Yüzey şartı modifikasyon faktörü

k_b: Boyut modifikasyon faktörü

k_c: Yük modifikasyon faktörü

k_d: Sıcaklık modifikasyon faktörü

k_e: Güvenilirlik faktörü

k_f: Çeşitli etkilerden gelen modifikasyon faktörü

S'_e: Deneysel sürekli mukavemet sınırı

S_e: Çalışma şartlarına bağlı, parçanın yük koşullarına en çok maruz kalacağı kritik geometri bölgesinde olan sürekli mukavemet sınırı

3.9.1 Yorulmadaki gerilme yığılması

Kuvvet etkisi altında kalan elemanların gerek iç kısımlarında gerekse kenarlarında süreksizlik bulunabilir. Bazı durumlarda parçalarda kesit değişimi olabilir. Bu gibi elemanlarda oluşacak gerilmenin düzgün dağılmadığı görülür. İmalat esnasında oluşabilecek olan boşluk veya çatlaklarda gerilme düzgün dağılmış olmayabilir. Bazı durumlarda oluşacak olan gerilmeler ortalama gerilmelerden çok farklı olacaktır.

Gerilmeler bazı yerlerde maksimuma ulaşacak ve bu da beklenen değerin altında kopmalara neden olacaktır. Gerilmelerin ortalama değerlerinden uzaklaşarak bazı bölgelerde maksimuma ulaşmasına gerilme yığılması denir.

$$\sigma_{gerçek} = K_f \frac{F}{A} \tag{3.20}$$

Burada A kesit alanını, K_f ise gerilme yığılma katsayısını (çentik etkisi) temsil eder. Çentik etkisi K_f şöyle tanımlanabilir: [18]

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \tag{3.21}$$

Burada K_t teorik çentik etkisidir ve her zaman çentik etkisinden büyük veya eşittir.

$$K_f \leq K_t \tag{3.22}$$

q ise çentik hassasiyetidir ve aşağıdaki denklemle ifade edilir:

$$q = \frac{\Delta\sigma_{çentik,efektif}}{\Delta\sigma_{çentik,teorik}} \tag{3.23}$$

Çentik hassasiyeti q, çentiğe bağlı olarak artan gerçek gerilmenin çentiğe bağlı olarak artması beklenen teorik gerilmeye oranıdır.

4. ANA ŞAFTIN YORULMA YÜKLERİ

4.1. Giriş

Ana şaftın çapının hesaplanmasında yorulma analizleri belirleyicidir. Yorulma analizlerindeki değişken yükler temel olarak üç kaynaktan gelir:

- Ağırlıktan gelen değişmeler: Şaftın dönmesi dolayısıyla rotor ve göbek ağırlığının oluşturduğu eğilme momenti ana şaftta değişken eğilme gerilmelerine yol açar.
- Rotorun dönmesi esnasında rüzgar kesmesi, kulenin blokaj etkisi gibi nedenlerle palalardaki aerodinamik kuvvetlerin değişmesinden kaynaklanan değişken eğilme momenti ve tork.
- Rüzgardaki türbülanstan kaynaklanan kuvvet ve moment değişimleri.

İlk iki etkinin katkısı üçüncü etkininkine göre oldukça yüksek olduğundan bu çalışmada sadece ilk iki etki hesaba katılmıştır.

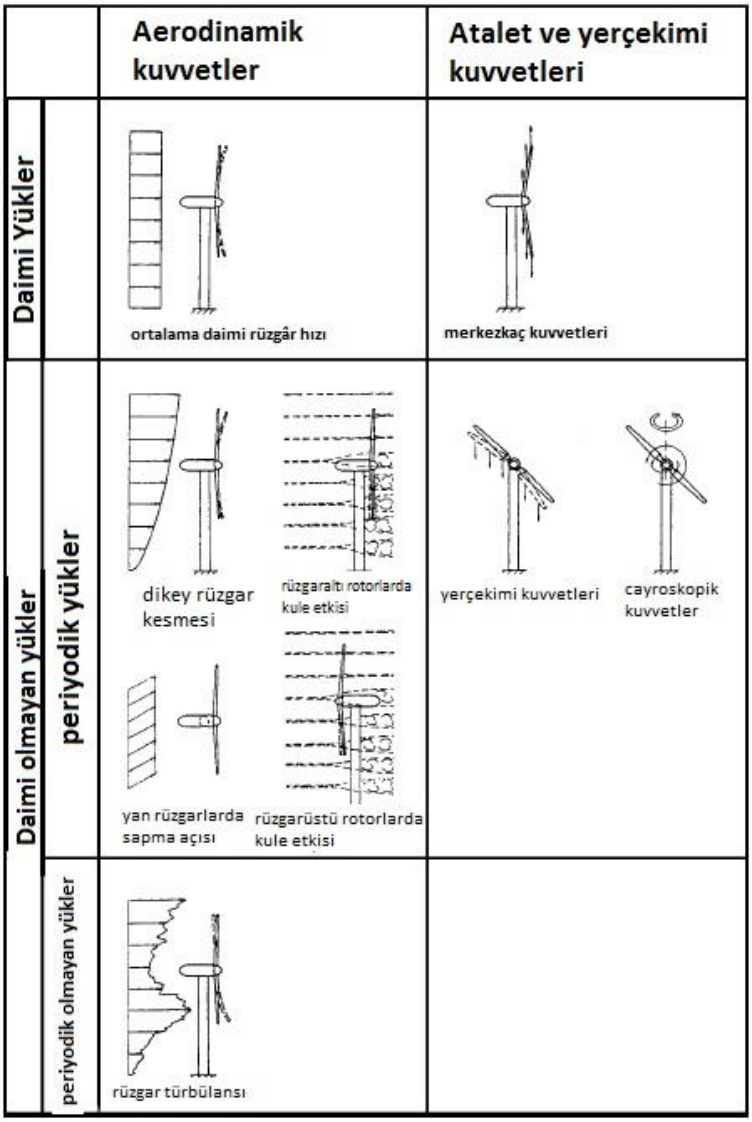
Projedeki diğer gruplardan gelen veriler (sistem tasarımı için ana girdiler), proje gizliliği açısında değerlerin belli bir değere göre karşılaştırılması şeklinde Çizelge 4.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1: Diğer gruplardan gelen sistem tasarımı için gerekli veriler.

Palaların ve göbeğin kütlesi	Ana şaft kütlesinin 6,5 katı
Sisteme gelecek eksenel yük	Ana şaft ağırlığının 10 katı
Rotorun anma gücü	500 kW'ın belirli bir katsayı çarpımı
Devir	<30 dev/dak
Rotor çapı	< 50 m

4.2 Rüzgar Türbinlerine Etki Eden Yükler

Rüzgar türbinlerinde ana şaft tasarımı için başta sisteme gelecek yükler belirlenmelidir. Bu yük durumları, Hau'nun "Rüzgar Türbinleri" kitabındaki gibi daimi yükler ve daimi olmayan yükler diye iki başlıkta ele alınabilir. [2] Bu yükleri, aerodinamik ve atalet – yerçekimi kuvvetleri oluşturmaktadır. Şekil 4.1'de görüldüğü gibi bir rüzgar türbinindeki yük durumları etkileri bu çalışmada ele alınmıştır.



Şekil 4.1 : Rüzgar türbinine etki eden yükler [2].

Bu yükler aşağıdaki kısımlarda açıklanmıştır.

4.3 Ana Şaft Tasarımında Ele Alınan Yükler

4.3.1 Palalardan ana şafta iletilen nominal tork

Sistemde oluşacak kayıplar göz önüne alınarak üretilecek güç değeri 500 kW'ın belirli bir katsayıyla çarpılmış hali alınmıştır. Açısal hız değeri ise TUSAŞ tarafından 30 $\mathrm{rad/s}$'den az olarak hesaplanmıştır. Bu nominal tork değeri denklem (4.1) ile 50 yılda bir sisteme gelecek maksimum torkun 7'de 1'i olarak bulunmuştur.

$$T_m = \frac{P_a}{\omega} \tag{4.1}$$

Burada,

T_m: Nominal tork değeri

P_a: Rotorun anma gücü

ω: Açısal hız

şeklindedir.

4.3.2 Ağırlık etkisi

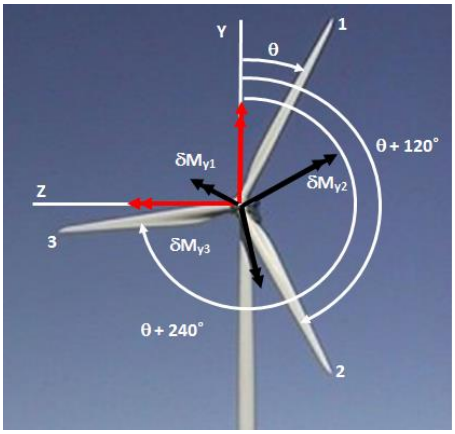
Palaların kütlesi kanat grubundan gelen veriye göre ana şaft kütlesinin 3,5 katıdır. Etkime noktası göbeğin ağırlık merkezi ile çakışık kabul edilmiştir. Göbeğin kütlesi ise Göbek Tasarımı Grubu'ndan gelen veriye göre ana şaft kütlesinin 3 katıdır. Toplam rotor kütlesi ana şaft kütlesinin ve ağırlığının 6,5 katıdır. Hesaplamalarda şaft, yatak ve fren sistemi ile ilgili ağırlıklar ihmal edilmiştir. Fakat şaftın ağırlığı analizde hesaba katılmıştır. Şaftın ağırlık merkezi flanştan itibaren 500 mm'den az bir mesafededir.

4.3.3 Eksenel yük

İşletme şartlarındaki eksenel yük diğer gruplardan gelen veriler ışığında ana şaft ağırlığının 10 katı olarak alınmıştır. Bu eksenel yükün oluşturacağı gerilme diğer gerilmeler yanında çok küçük olduğu için analizlerde ihmal edilmiştir.

4.4 Tork ve Eğilme Momenti Salınımları

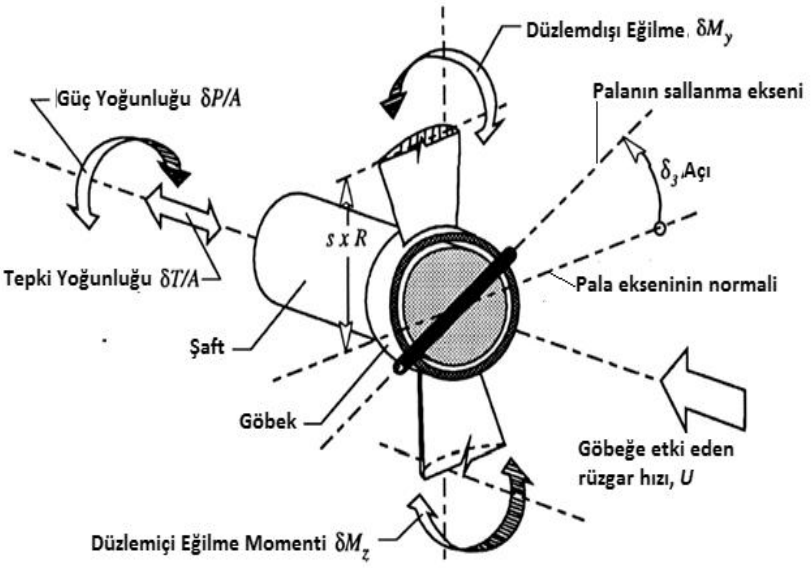
Sistemden gelecek aerodinamik yüklerin etkileri palaların arasındaki açılar 120^0 olduğu için birbirlerini sıfırladıkları görülmüştür. Sistemdeki tork ve moment salınımları hesaplanırken kartezyen koordinat sistemi kullanılmıştır. Şaft ekseni x ekseni, düşey eksen y ekseni ve yatay eksen ise z ekseni olarak öngörülmüştür, Şekil 23. Sistemde yatak bölgesi ve sıkma bileziği bölgesine göre tork ve moment salınımları hesaplanmıştır. Bu hesaplamalarda Spera'nın ampirik bağıntıları kullanılmıştır. [3]. Spera bu ampirik bağıntıları elde ederken 13 adet rüzgar türbini prototipinde deneyler gerçekleştirerek elde etmiştir. Şekil 4.2'de torkun bir devir boyunca değişimi verilmiştir. Eğilme momenti hesaplamaları için şaft üzerinde 30^0'lik adımlarla noktalar seçilmiştir. Bu noktalardaki bileşke eğilme momentinin bir devirdeki değişimleri yatak bölgesi ilgili bölümde şekillerde verilmiştir.



Şekil 4.2 : Palaların numaralandırılması ve y eksenine göre $\boldsymbol{\theta^0}$'lik bir açıda oluşacak momentler.

4.4.1 Tork genlikleri

Yorulma hesaplarında kullanılacak olan tork genlikleri Spera'nın [3] elde ettiği ampirik bağıntılar kullanılarak hesaplanmıştır. Şafta etki eden momentler Şekil 4.3'de gösterilmiştir. Düzlem dışı salınımlı moment, ana şaftta torka katkısı olacaktır.



Şekil 4.3 : Göbek model geometrisi ve yükler [3].

Spera'nın elde ettiği ampirik bağıntı denlem (4.2)'de gösterilmiştir. [3]

$$\delta M_{z,(.)} = eM_g + 46{,}8\, cd\, (g + 0{,}100b) U_n (1 - s_d)\, exp(0{,}276n)(D/100)^3 \quad \textbf{(4.2)}$$

Burada,

$\delta M_{z,(.)}$: (.) bölgesindeki düzlem içi eğilme momenti değişimi

e : Düzlem içi dinamik büyütme çarpanı

M_g : Palaya gelen maksimum statik yerçekimi momenti

c : Uç veter çarpanı

d : Hava yoğunluğu çarpanı

g_w : Rüzgar değişkenlik çarpanı

b : Kule blokaj çarpanı

s_d : Standart sapma

n_{sd} : Log-normal olasılık dağılımında ortalamadan gelen standart sapma sayısı

U_n : Göbek irtifasında rüzgar hızının log-normal olasılık dağılımından $n_{sd} s_d$ ötedeki hız değeri

s : Pala istasyon numarası; kanat açıklığı boyunca oran

D : Pala çapı

Aşağıda denklem (4.2) bulunan katsayıların bulunması gösterilmiştir. [3]

e; düzlem içi dinamik büyütme çarpanı olarak tanımlanmıştır ve denklem (4.3) ile hesaplanmıştır.

$$e = \frac{1}{\left[1 - \frac{N}{\omega_c}\right]} \qquad (\mathbf{4.3})$$

Burada, N; rotor devri (dev/dak) ve ω_c; pala düzlem içi doğal frekansı (İlk) (dev/dk) olarak tanımlanmıştır. N/ω_c oranı ise Spera'nın ampirik bağıntılarında bütün rüzgar türbini tipleri için 0,2 olarak alınabilir. [3]

M_g palaya gelen maksimum statik yerçekim momenti olarak tanımlanmıştır ve denklem (4.4) ile hesaplanılır. [3]

$$M_g = 456\left(\frac{D}{46}\right)^3\left(\frac{c_t}{0{,}8}\right) \qquad (\mathbf{4.4})$$

Burada D pala çapı, c_t pala ucu veter değeridir.

D çapı kanat grubundan gelen veriye göre 50 m'den azdır. Uçtaki veter değeri aşağıdaki (4.5) numaralı bağıntıyla tanımlanabilir.

$$c_t = 0{,}0174D \qquad (\mathbf{4.5})$$

Bu değerler maksimum statik yerçekimi momenti, bilinmeyenler (4.4) numaralı denklemde yerine konulursa sisteme gecelek maksimum torkun %27'si olarak bulunur.

Bu moment değeri üç palada birbirini götüreceğinden şafta aktarılmayacaktır. Bu sebepten ötürü bu kısmın etkisi sıfır olarak kabul edilmiştir.

c, uç veter çarpanıdır ve aşağıdaki (4.6) numaralı formül yardımıyla hesaplanmış ve 0,87 m bulunmuştur.

$$c = \frac{50c_t}{D} \qquad (\mathbf{4.6})$$

d, hava yoğunluğu çarpanıdır. Türbinin çalışma şartları Z; rakım 0 m rakım ve H; pala kökü yüksekliği rotor çapının 1,33 katı pala kökü yüksekliği için aşağıdaki (4.7) denklemi ile hesaplanmıştır.

$$d = 1 - 0{,}00009(Z + H) \qquad (\mathbf{4.7})$$

g, rüzgar değişkenlik çarpanı olarak tanımlanmış ve aşağıdaki (4.8) formülü ile hesaplanmıştır.

$$g = \alpha \frac{D}{H} \qquad (\mathbf{4.8})$$

Burada α rüzgar kesme gücü yasası üssüdür ve aşağıdaki (4.9) numaralı denklemiyle hesaplanmıştır.

$$\alpha = \alpha_0 \frac{[1 - 0{,}55 \log U_0]}{[1 - 0{,}55\alpha_0 \log U_0]} \qquad (\mathbf{4.9})$$

Burada; U_0, göbek irtifasındaki rüzgar hızının medyanıdır; palalar 2 istasyona ayrıldığı kabul edilirse U_2 ise kanat ucu hızıdır ve aşağıdaki (4.10) ve (4.11) formüller ile hesaplanmıştır.

$$U_0 = 7{,}9\left(\frac{D}{46{,}0}\right)^{0{,}232} \qquad (\mathbf{4.10})$$

$$U_2 = 1{,}81U_0 \qquad (\mathbf{4.11})$$

α_0 yüzey pürüzlülük çarpanıdır. z_0 yüzey pürüzlülük uzunluğu olmak üzere ve ormanlık alan için değeri Kaynak [3] Tablo 8.3'den 1 olarak alınarak (4.12) numaralı denklemden elde edilir.

$$\alpha_0 = \left(\frac{z_0}{10}\right)^{0{,}2} \qquad (\mathbf{4.12})$$

Böylece (4.9) numaralı denkleme bulunan değerler konularak α, rüzgar kesmesi şiddeti çarpanı hesaplanmıştır.

Bu değerler (4.8) denkleminde kullanılarak rüzgar değişkenlik çarpanı, g, hesaplanmıştır.

b, kule blokaj çarpanıdır ve kule tipine göre değişmektedir. Kulenin rotorun arkasında olduğu durum için 1 değerini almaktadır.

U_n, göbek irtifasında rüzgar hızının log-normal olasılık dağılımından $n_{sd}s_d$ ötedeki hız değeridir. s ise 0 ile 1 arasında değişen pala istasyon numarasıdır. Tork salınımı pala kökünde hesaplanacağından s = 0 değerini alır.

n değeri ise log-normal olasılık dağılımında ortalamadan standart sapmaların sayısı olarak ifade edilmiştir ve Çizelge 4.2'deki değerleri alabilir:

Çizelge 4.2: Standart sapmaların sayısı [3].

	n, standart sapma sayısı
Yükün %50'si,	0
Yükün %84'ü,	1
Yükün %98'i,	2
Yükün %99,9'u	3

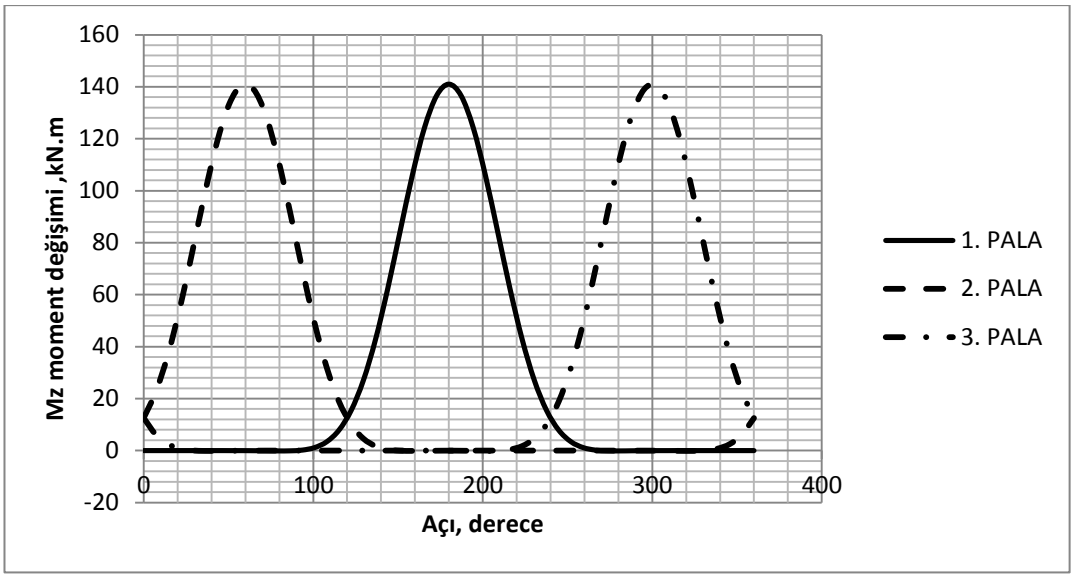
Burada n = 2 değeri alınmıştır. [3]

Yukarıda hesaplanan değerler (4.2) denklemi ile verilen $\delta M_{z,kök}$, düzlem içi eğilme momenti salınımı formülüne konulur ve M_g'nin şafta gelen torka katkısının sıfır olduğu bilgisi de göz önüne alınırsa bu değer sisteme gelecek maksimum torkun %2,5'u olarak hesaplanılır.

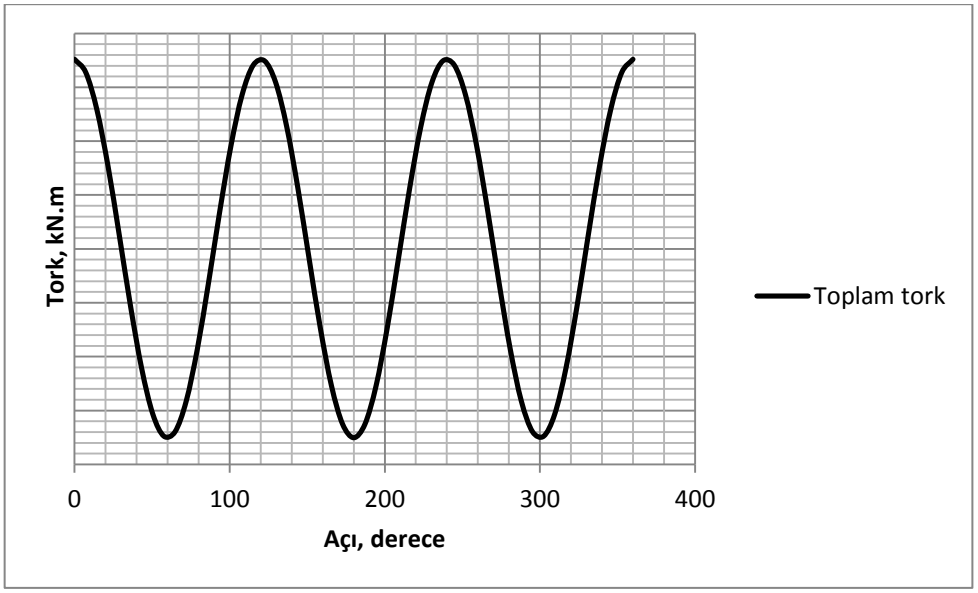
Bu moment pala üzerindeki aerodinamik kuvvet bileşkesinin düzlem içi bileşeninden kaynaklandığı düşünülür, bu bileşkenin yaklaşık pala açıklığının ortasında oluştuğu kabul edilirse, şaft eksenindeki moment orantıyla, yaklaşık olarak şaft üzerinde oluşacak düzlem içi eğilme momenti salınımı, $\delta M_{z,şaft}$, (4.13) numaralı denklemden bulunur.

$$\delta M_{z,şaft} = \delta M_{z,kök}\left(\frac{0{,}5D + 0{,}5d_{göbek}}{0{,}5D}\right) \qquad (\mathbf{4.13})$$

Palalar üzerinde oluşacak düzlem içi moment salınımları üç palanın her birinde birbirini tekrar edecek yalnız aralarında faz farkları olacaktır. Bu moment salınımlarını daha net bir şekilde görmek için altıncı dereceden bir sinüsodial bir yaklaşım yapılmıştır. Şekil 4.4'de üç palanın ayrı ayrı oluşturacağı düzlem içi moment salınımları gösterilmiştir. Şekil 4.5'de ise palalardan şafta gelecek nominal tork üzerine salınımlar eklenilerek oluşacak toplam tork gösterilmiştir.



Şekil 4.4 : Üç palanın düzlem içi moment salınımı etkisi.



Şekil 4.5 : Şafta etki eden nominal tork ve düzlem içi salınımları toplamı.

4.4.2 Eğilme momenti salınımları

Eğilme momentini de iki kısım olarak düşünebiliriz. Birinci kısım rotor (palalar+göbek) ve şaft ağırlığından kaynaklanan kısımdır. Bu moment değeri çizilecek olan eğilme momenti diyagramı ile hesap yapılacak her bir kesit için elde edilecektir. Bu eğilme momentinin etkisiyle şaft üzerinde tam değişken gerilmeler ortaya çıkmaktadır.

Eğilme momentinin bir de salınımlı olan kısmı vardır. Bu salınımlı moment yine yerçekimi, rüzgar kesmesi, (yer yakınında rüzgar hızının düşey gradyanı), sabit içeriye akım bozulması (mesela kulenin rüzgarı bloke etmesi) ve küçük ölçekli

türbülans gibi etkilerden kaynaklanmaktadır. Şafta etki edecek eğilme momenti salınımları bir palde oluşan düzlem dışı eğilme momentinin şaft eksenindeki değerinin hesaplanmasıyla bulunabilir.

Şafta etki edecek eğilme momenti salınımları, Spera'nın ampirik bağlantısında olduğu gibi bir palada oluşan düzlem dışı eğilme momentinin şaft eksenindeki değerinin hesaplanmasıyla bulunabilir [3].

$$\delta M_{y,(.)} = aM_g \sin\theta + 432(1 + 1{,}47a)cd(g + 0{,}012b)U_n(1 - s)exp(0{,}134n)(D/100)^4 \quad \textbf{(4.14)}$$

Burada,

$\delta M_{y,(.)}$: (.) bölgesinde düzlem dışı eğilme momenti

a : Göbek rijitlik çarpanı

M_g : Palaya gelen maksimum statik yerçekim momenti

θ : Göbek koniklik açısı

şeklindedir.

a, göbek rijitlik çarpanı denklem (4.15) yardımıyla hesaplanmıştır. [3]

$$a = 0{,}5(1 - \cos 2\delta_3) \quad (\mathbf{4.15})$$

Şekil 25'de tanımlanmış olan δ_3 bu türbin için 0 değerini almaktadır. Dolayısıyla göbeklik rijitlik çarpanı değeri 0 olarak hesaplanmıştır. Göbek rijitlik çarpanı sıfır olduğundan düzlem dışı moment formülündeki ilk terim sıfır değerini alır.

c, d, g, b, n, U_n değerleri "Tork Genlikleri" başlığı altında bulunan sonuçlarla aynıdır. Bu değerleri denklem (4.14)'de yerine koyarsak kök için düzlem dışı eğilme momenti ,$\delta M_{y,kök}$, bulunur.

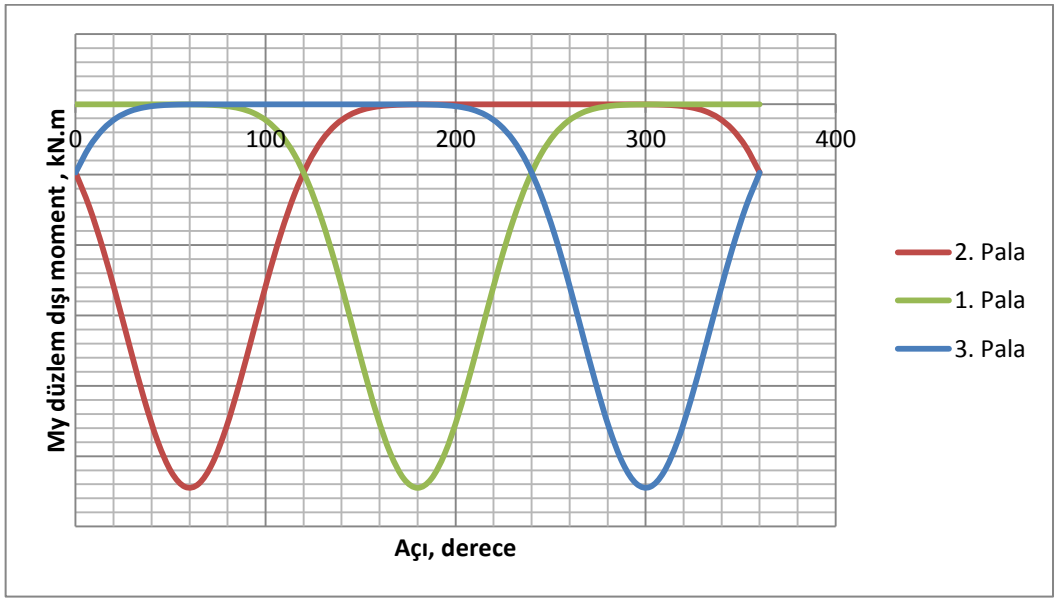
Bu moment pala üzerindeki aerodinamik kuvvet bileşkesinin düzlem dışı bileşeninden kaynaklandığı düşünülür; bu bileşkenin yaklaşık pala açıklığının ortasında oluştuğu kabul edilirse, şaft eksenindeki moment orantıyla, yaklaşık olarak denklem (4.16) bulunur.

$$\delta M_{y,şaft} = \delta M_{y,kök}\left(\frac{0{,}5D + 0{,}5d_{göbek}}{0{,}5D}\right) \quad (\mathbf{4.16})$$

şeklinde elde edilir. Üç palanın moment salınımları arasında 120°'lik faz farkı olduğuna dikkat edilirse palalardan şafta gelen toplam eğilme momenti değişimi denklem (4.17)'den sisteme gelecek maksimum torkun %10'u olarak hesaplanmıştır.

$$\delta M_{şaft} = 1{,}5\delta M_{y,şaft} \qquad (\mathbf{4.17})$$

Düzlem dışı moment salınımları da düzlem içi moment salınımları gibi 6. dereceden sinüsodial yaklaşım yapılmıştır. Şekil 4.6'da üç palanın ayrı ayrı oluşturacağı düzlem dışı moment salınımları gösterilmiştir.



Şekil 4.6: Üç palanın düzlem dışı moment salınımı etkisi.

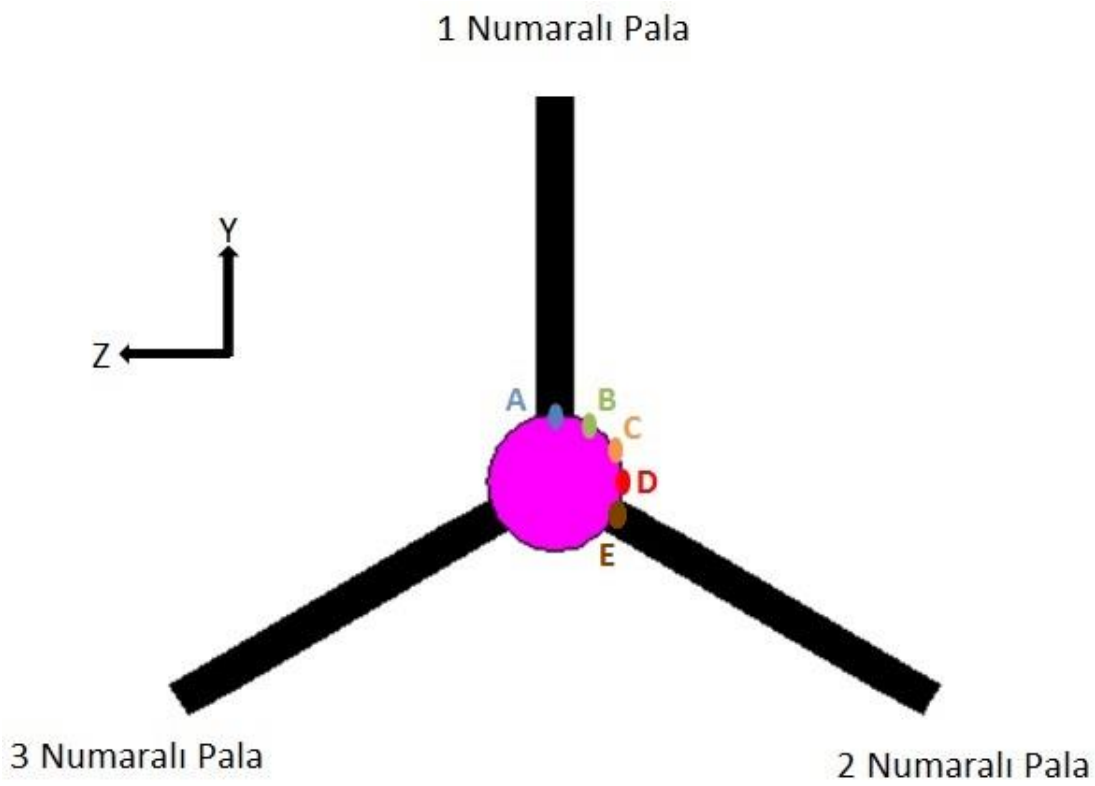
Salınımlı düzlem içi moment ile ağırlıktan kaynaklanan moment değerleri toplanarak oluşan yeni moment değerinin düzlem dışı eğilme momentler ile bileşkeleri alınmıştır. Yorulma analizi hesaplamalar için şaft üzerinde $\theta = 30^0$'lik adımlarla noktalar seçilmiştir. Yalnız her bir pala arasında 120^0'lik fark olduğundan dolayı hesaplamalarda bulunan moment değerleri birbirini tekrar etmiştir; ancak aralarında faz farkı bulunmaktadır. Bu yüzden, noktalar $\theta = 0^0 - 120^0$ arasında işlemlerde kolaylık açısından Şekil 4.7'deki gibi A – E harfleri arasında isimlendirilmiş ve dikkate alınmıştır. Bu noktlardaki bileşke salınım momentlerinin etkisi bir tur boyunca şaft döndürülecek izlenmiştir. Şekil 4.8'de gösterilen noktalarda en yüksek gerilme genliğinin ve ortalama genliğinin hangi açıda oluşacağı bulunmuştur. Bu noktalardaki bileşke eğilme momentinin bir devirdeki değişimleri yatak bölgesi için Şekil 4.9 ve sıkma bileziği bölgesi için ise Şekil 4.10'da verilmiştir. Bu değerler

yazılan excel programıyla yapılmıştır ve hesaplamalar sonucu kritik açı değeri $\theta = 0^0$, A durumu, ve 0'ncı istasyonda bulunmuştur.

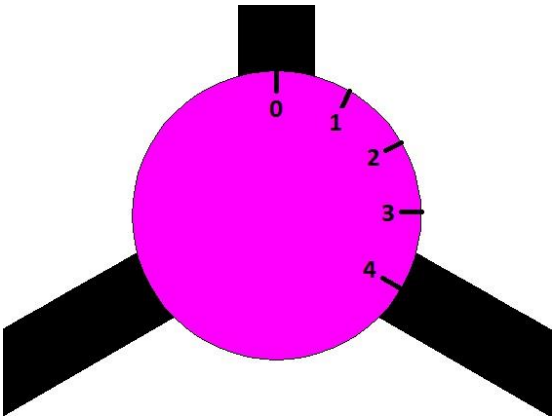
Düzlem dışı moment, $\delta M_{y,(.)}$ ve rotordan oluşacak ağırlık ile toplanmış düzlem içi moment, $\delta M_{z,(.)}$ değerlerinin bileşkeleri Şekil 4.2'deki eksen takımına göre baz alınırsa denklem 4.18'deki gibi bir bileşke moment değeri, $\delta M_{bileşke,(.)}$oluşacaktır.

$$\delta M_{bileşke,(.)} = \delta M_{y,(.)} sin\,\theta + \left(\delta M_{z,(.)} + M_{ağırlık}\right) cos\theta \qquad (\mathbf{4.18})$$

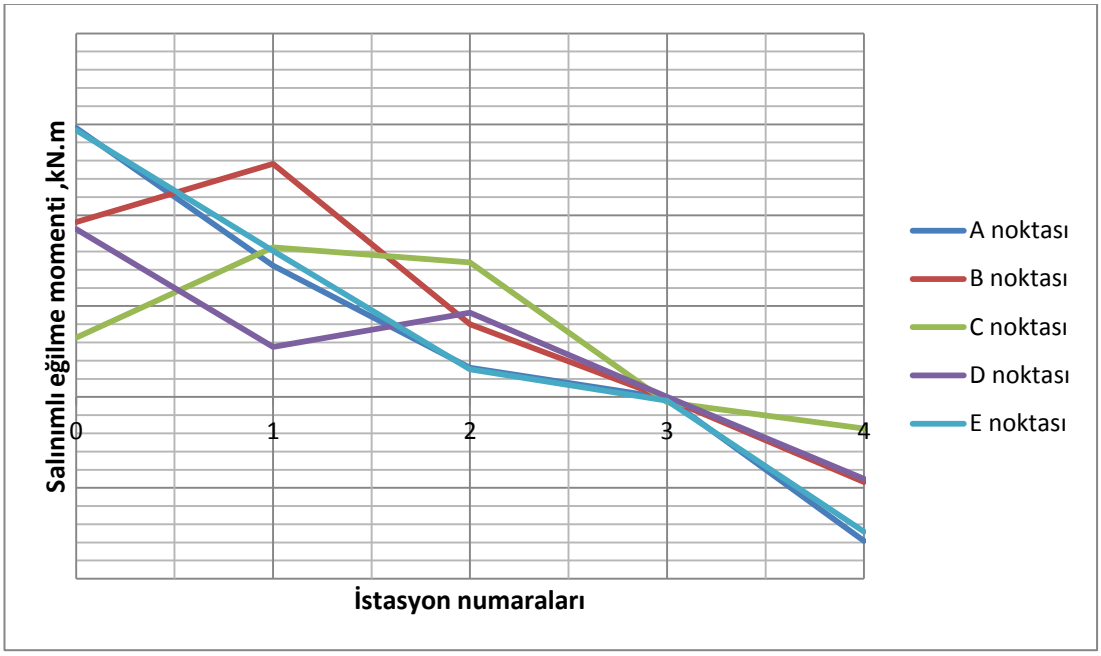
Bulunan bileşke moment değeri Şekil 4.7'deki gibi A – E noktalarında maksimum ve minimum değerleri bulunup yorulmaya etki edecek gerilmeler bulunmuştur.



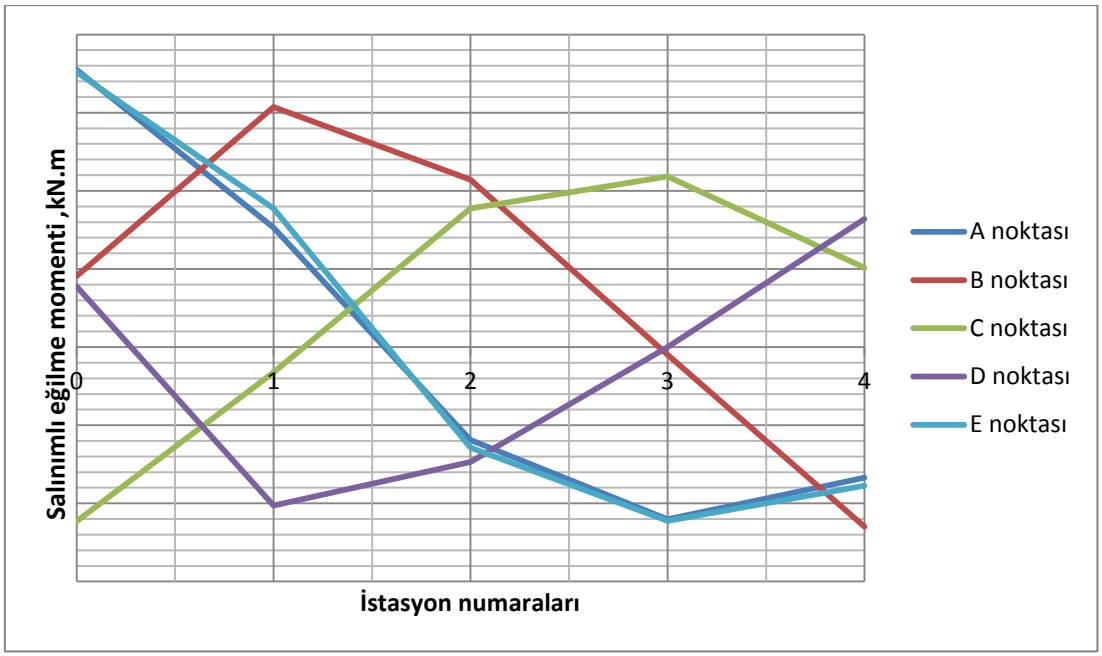
Şekil 4.7 : Şaft üzerinde $\boldsymbol{\theta = 0^0 - 120^0}$arasında $\mathbf{30^0}$'lik farklarla izlenilecek salınım momentlerinin başlangıç noktalarının gösterimi.



Şekil 4.8: Şaft üzerinde $\boldsymbol{\theta = 0^0 - 120^0}$arasında $\mathbf{30^0}$'de bir oluşturulmuş istasyonların rakamlar ile gösterimi.

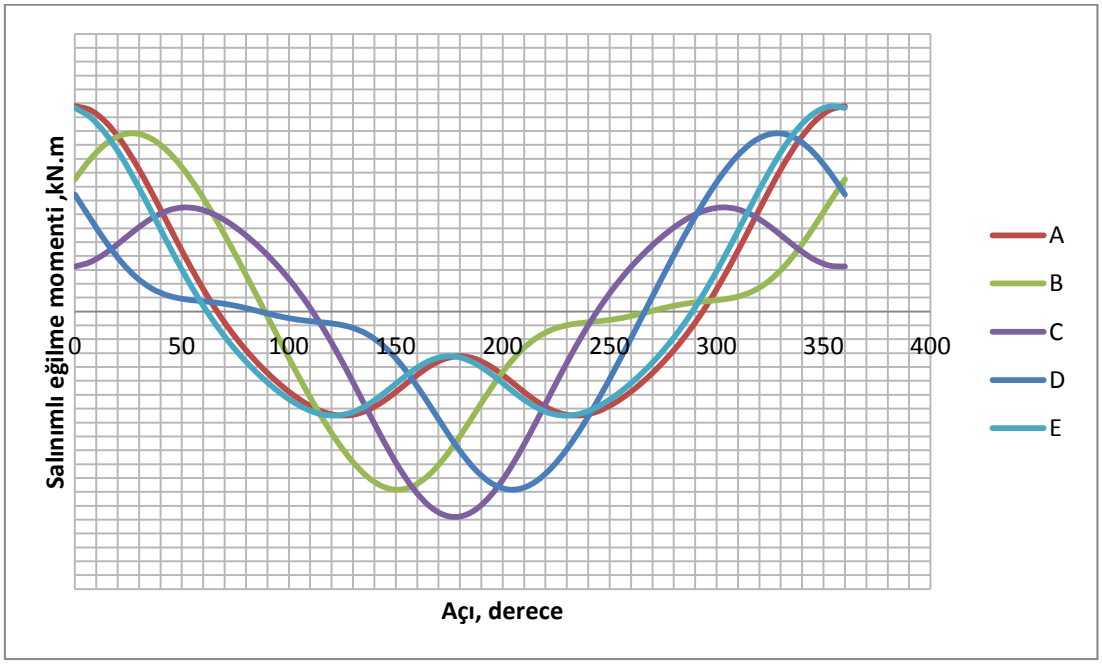


Şekil 4.9: Yatak bölgesinde A – E arasındaki noktaların 0 – 4 arasındaki istasyonlardan geçerken oluşan moment değerleri.

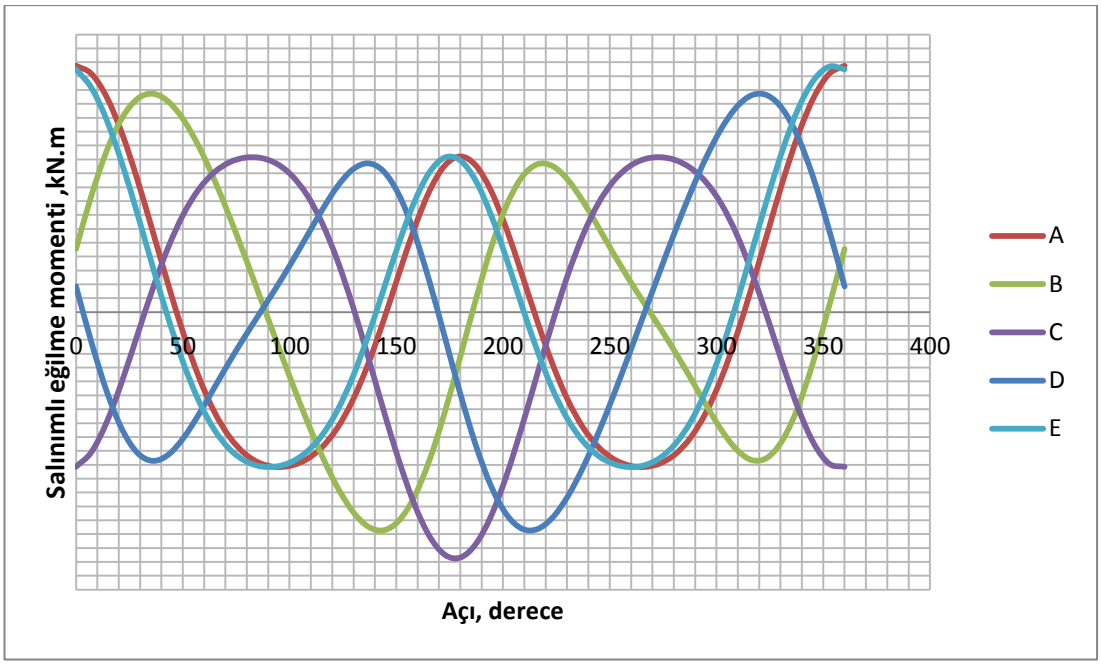


Şekil 4.10: Sıkma bileziği bölgesinde A – E arasındaki noktaların 0 – 4 arasındaki istasyonlardan geçerken oluşan moment değerleri.

Şekil 4.11 ve 4.12'de ise A-E arasındaki noktaların bir tur boyunca yaptıkları 0^0 ile 360^0 arasında salınımlı moment değerleri başlangıç noktaları 0^0 olarak; sırasıyla yatak bölgesi ve sıkma bileziği bölgesi için gösterilmiştir.



Şekil 4.11: Yatak bölgesinde A – E arasındaki noktaların başlangıç noktaları 0^0 olması durumunda bir tur boyunca oluşan salınım moment değerleri



Şekil 4.12: Sıkma bileziği bölgesinde A – E arasındaki noktaların başlangıç noktaları 0^0 olması durumunda bir tur boyunca oluşan salınım moment değerleri

Şekil 4.11 ve 4.12'ye göre sisteme gelecek maksimum bileşke eğilme momentleri 0^0'de bulunmuştur. Bu salınımlara göre şaftın yorulma ömrü ve bölgesel katsayıları hesaplanmıştır ve 5. bölümde yer alan sonlu elemanlar paket programıyla elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

5. ANA ŞAFTIN BOYUTLANDIRILMASI

5.1. Giriş

Ana şaft öntasarımı olarak 500 kW'lık bir rüzgar türbinindeki ihtiyaçlara yönelik ana şaftın ortasında yer alacak ortalama delik çapı belirlenmiştir. Daha sonra montaj ve demontaj sırasında sistemin rotor ağırlığından dolayı o tarafa eğilmemesi için ayrı tasarımlar gerçekleştirişmiş ve bu tasarımın ana şaft üzerinde ne kadarlık bir yer kaplayacağı bulunmuştur. Daha sonra ana şaftın – göbek ve ana şaft – dişli kutusu bağlantı elemanları üzerinde çalışılmıştır. Bu çalışmalar sonucu ortalama bir ana şaft boyu seçilmiştir. Daha sonra ana şaft malzeme seçimi yapılmıştır.

Sisteme gelecek salınımlı moment değerleri, salınımlı tork değerleri, rotor ağırlığı ve eksenel yük değerlerine göre ana şaftın kritik çap değeri belirlenmiştir. Bu değere göre sistemin gerekliliklerine bağlı kalınarak kademelendirme yapılmıştır. Ana şaft uzunluğu ise ana şaft – göbek ve ana şaft – dişli kutusu bölgelerindeki gerekli uzunluklar hesaba katılarak kalınarak belirlenmiştir. Boyutlandırılmalar yükleme durumlarına göre kesinleştikten sonra yatak seçimi ve ana şaft- göbek bağlantı elemanlarının hesaplama algoritması bu çalışmada gösterilmiştir.

5.2 Ana Şaftın Öntasarımı

Rüzgar türbinlerindeki ana şaftlar yorulmaya göre tasarlanırlar. Şafta gelecek kritik aşırı yükler için emniyetli olup olmadıkları kontrol edilir. Bu kısımda şaftların yorulma ve statik analizlerinde kullanılacak olan yükler belirlendikten sonra yorulma analizleri gerçekleştirilerek şaftın kritik kesitlerindeki çaplar belirlenecektir. Bilahare kritik yükler altında statik analizler gerçekleştirilecektir. Sonlu elemanlar yöntemiyle detaylı analizler yapılarak bulunan analitik sonuçlarla doğrulanacaktır. 50'den az cıvata kullanılarak yapılacak şaft göbek bağlantısının mukavemet analizleri gerçekleştirilecektir. Yatağa etki eden radyal ve eksenel kuvvetler hesaplanarak gerekli mukavemet ve ömür isterlerini sağlayan yatak seçilecektir. Ana şaftın bir ana yatakla ve dişli kutusunun nasele bağlantısını sağlayan mandagözü yataklarla

mesnetlenmesi (üçlü yatak) tercih edilmiştir. Ana şaft uzunluğu mümkün mertebe kısa tutulmuştur. Bu sayede sistemin direngenliği büyütülmüştür. Yapılan rüzgar türbinleri örneklerinde ana şaft çapının rotor çapının yaklaşık %1'i olduğu dikkate alınarak ana şaft çapı belirlenmiştir. Yatak ön seçimi yapılarak şaftın temel boyutları belirlenmiştir.

5.3 Malzeme

Bu çalışmada malzeme olarak rüzgar türbini şaftlarının imalatında yaygın olarak kullanılan 4140 (Din 1.7225) ıslah çeliği seçilmiştir. Tasarımı etkileyen en önemli parametrelerden biri malzemenin mekanik özellikleridir. 4140 çeliğinin mekanik özellikleri literatürden elde edilerek Çizelge 5.1'de verilmiştir. [20]

Malzeme öncelikli olarak yaklaşık 1000˚C'de sıcak dövülerek kaba şekillendirilecektir. Daha sonra ise tane boyutu homojenizasyonu için yaklaşık 845˚C'de normalizasyon tavlaması yapılacaktır. Tavlama sonrası ise malzemeyi yumuşatıp istenen kopma uzaması değeri sağlanması için 540˚C'de temperlenecektir. Şaft üretimi ve ısıl işlemlerinin her bir kademesinden örnekler alınarak mukavemet özellikleri değerlendirilecektir. Yapılan bütün ısıl işlem proseslerinde yaklaşık 1 inç için malzeme 25-30 dakika fırında bekletilmelidir.

Çizelge 5.1: AISI 4140 çeliğinin mekanik özellikleri.

Yoğunluk	7850 kg/m^3
Çekme nihai gerilmesi	883 MPa
Çekme akma gerilmesi	685 MPa
Poisson oranı	0,29
Kayma modülü	80 GPa
İşlenebilirlik	65%
Elastisite modülü	205 GPa
Süneklik	%19,2

5.4 Ana Şaftın Boyutlandırılması

Ana şaft, ASME Eliptik yorulma kriteri kullanılarak sonsuz ömre göre tasarlanmıştır. Tasarım sırasında yorulma güvenlik katsayısı alınmış, torkun ve eğilme momentinin salınımı da tasarıma eklenmiştir. Bu güvenlik sayısı için dinamik etkiler göz önüne alındığında yükler için de ek bir güvenlik katsayısı önlemi alınmasıdır. Tasarımda D/d oranı ve r/d oranı da sabitlenmiştir. Yorulma gerilme yığılma faktörleri sırasıyla $K_f = 2{,}7$ ve $K_{fs} = 2$ olarak hesaplanmıştır. Bu değerler 3. bölümde izlenen yol ile çentik faktörü ve gerilme yığılma katsayıları kullanılarak hesaplanmıştır.

Seçilen 4140 çeliğinin yorulma mukavemeti, nihai mukavemet değeri 1200 MPa'dan küçük olduğu için nihai mukavemet değerinin 0,5 katıdır. Bu değer 482,5 MPa olup yorulmayı etkileyen faktörler (Marin faktörleri) şaft analizinde kullanılacak yorulma mukavemeti hesaplanmıştır. Bu değer 160,5 MPa'dır. Güvenilirlik faktörü de hesaba katılmıştır. % 99.999' luk güvenlilirlik elde etmek üzere $k_g = 0{,}659$ alınmıştır. Kullanılan faktör değerleri Tablo 6'da gösterilmiştir.

Ana şaftı boyutlandırılmasında iki kritik bölge göz önüne alınmıştır. Bu kritik bölgeler ana şaftın yataklandığı bölge ve şaftın dişli kutusuna bağlandığı bölgedir.

5.4.1 Ana şaftın yataklandığı bölge

Şekil 4.3'de verilen tork grafiği ile Şekil 4.6 ve 4.8'de verilen yatak bölgesindeki eğilme genliği grafikleri kullanılarak yataktaki kritik kesite etki eden ortalama tork ve eğilme momenti değerleri ile genlik değerleri 50 yılda bir sisteme gelecek maksimum tork baz alınarak Çizelge 5.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 5.2: Ana şaftın yataklandığı bölge için tork değerleri.

Eğilme momenti ortalaması	%8
Eğilme momenti genliği	%8
Burulma momenti ortalaması	%14
Burulma momenti genliği	%1

Bu değerler (5.1) numaralı denklemlerde yerine konularak yatak bölgesindeki ve sıkma bileziği kısmındaki kritik şaft çapları bulunmuştur.

$$D = \left\{ \frac{16n}{\pi(1-\eta^4)} \left[4\left(\frac{K_f M_a}{S_e}\right)^2 + 3\left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e}\right)^2 + 4\left(\frac{K_f M_m}{S_{ut}}\right)^2 + 3\left(\frac{K_{fs} T_m}{S_{ut}}\right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \tag{5.1}$$

Formülde η şaft iç çap dış çap oranıdır ve şöyle ifade edilebilir.

$$\eta = \frac{D_{iç}}{D} \tag{5.2}$$

Bu değerler MS Excel'de yazılmış kodlara göre iterasyon yapılarak şaft değerine ulaşılmıştır. Kullanılan değerler Çizelge 5.3'de belirtilmiştir.

Çizelge 5.3: Yatak bölgesi tasarım değerleri ve parametreleri.

Emniyet Katsayısı	Prototip durumu göz önüne alınmıştır.
İç çap dış çap oranı Diç/Ddış	Tasarım öngirdisi
2 K_t: burulmadaki gerilme yığılma faktörü	2,7
2 K_{ts}: burulmadaki gerilme yığılma faktörü	2
k_b: Boyut faktörü [18]	0,588332833
k_c: Yük faktörü [18]	1
q: çentik duyarlılık faktörü [26]	0,89
q_s: Kayma gerilmesi için çentik duyarlık faktörü [26]	0,95
k_g: %99.999 güvenilirlik faktörü [26]	0,659
S_y: Çekme akma gerilmesi MPa	685
S_{ut}: Malzemenin nihai gerilmesi MPa	883
M_a: Eğilme momenti genliği N.mm	Maks. Torkun %8'i
M_m: Eğilme momenti ortalaması N.mm	Maks. Torkun %8'i
T_a: Burulma momenti genliği N.mm	Maks. Torkun %1'i

T_m: Burulma momenti ortalaması N.mm	Torkun %14'ü
K_f: yorulma gerilme yığılma faktör [26]	2,513
K_{fs}: yorulma gerilme yığılma faktörü [26]	1,95
k_a: Yüzey faktörü [26]	0,747
S_e' : Malzemenin sürekli mukavemeti (<1400MPa)	441.5
S_e : Parçanın sürekli mukavemeti MPa	127,9
a: soğuk çekmeyle üretilmiş parça (sbt) [26]	4,51
b: soğuk çekmeyle üretilmiş parça (sbt) [26]	-0,265
c: Şaftın yarı çapı mm	Ana şaft yatak bölgesi çap değerinin yarısıdır.
D: Saft Çapı (mm)	Hesaplanmıştır.
ŞAFT ÇAPI ALINAN (mm)	Tasarım alınan

5.4.2 Şaftın dişli kutusuna bağlandığı bölge

Şekil 4.7ve 4.9'daki verilere göre bu bölge için kullanılan ortalama tork ve eğilme momenti ile genlik değeleri Çizelge 5.4'de gösterilmiştir. Değerler sisteme gelecek maksimum torkun yüzdesi olarak verilmiştir.

Çizelge 5.4: Şaftın dişli kutusuna bağlandığı bölge için tork değerleri.

Eğilme momenti ortalaması	Maks. Torkun %4'ü
Eğilme momenti genliği	Maks. Torkun %4'ü
Burulma momenti ortalaması	Maks. Torkun %14'ü
Burulma momenti genliği	Maks. Torkun %1'1

Bu değerler (5.1) numaralı denklemlerde yerine konularak yatak bölgesindeki kritik şaft değeri bulunmuştur. Sıkma bileziğinin yaptığı basınç etkileriyle oluşan gerilmeleri ve şaft kademelendirilmesi göz önüne alarak bu bölgede şaft çapı

seçilmiştir. Sıkma bileziğinin yerleştirileceği bölgenin uzunluğu tasarıma bağlı kalınarak belirlenmiştir.

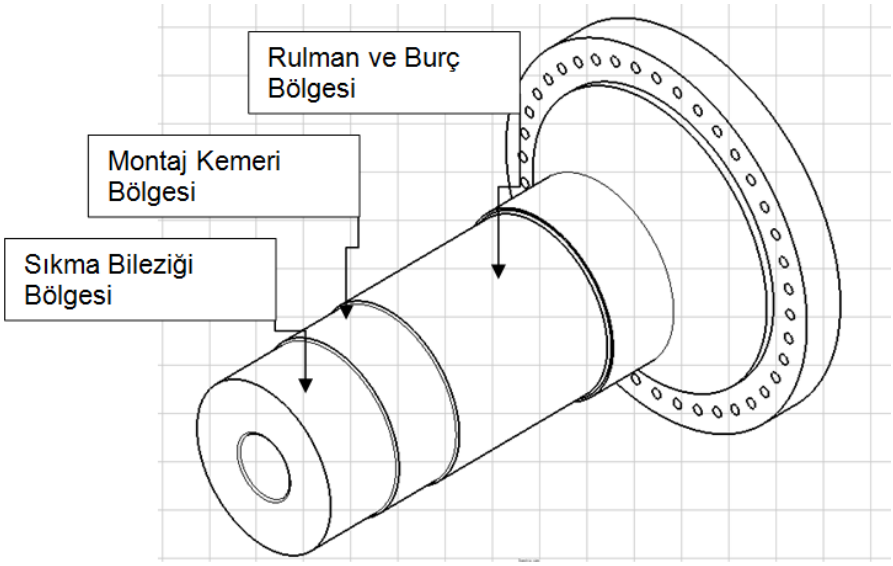
Bu değerler MS Excel'de yazılmış kodlara göre iterasyon yapılarak şaft değerine ulaşılmıştır. Kullanılan değerler Çizelge 5.5'de belirtilmiştir.

Çizelge 5.5: Sıkma bileziği bölgesi tasarım değerleri ve parametreleri.

Emniyet Katsayısı	Prototip durumu göz önüne alınmıştır.
İç çap dış çap oranı Diç/Ddış	Tasarım öngirdisi
K_t: burulmadaki gerilme yığılma faktörü	2,7
K_{ts}: burulmadaki gerilme yığılma faktörü	2
k_b: Boyut faktörü [26]	0,588
k_c: Yük faktörü [26]	1
q: çentik duyarlılık faktörü [26]	0,89
qs: Kayma gerilmesi için çentik duyarlık faktörü [26]	0,95
k_g: %99.999 güvenilirlik faktörü [26]	0,659
S_y: Çekme akma gerilmesi MPa	685
S_{ut}: Malzemenin nihai gerilmesi MPa	883
M_a: Eğilme momenti genliği N.mm	Maks. Torkun %4'ü
M_m: Eğilme momenti ortalaması N.mm	Maks. Torkun %4'ü
T_a: Burulma momenti genliği N.mm	Maks. Torkun %1'i
T_m: Burulma momenti ortalaması N.mm	Maks. Torkun %14'ü
K_f: yorulma gerilme yığılma faktör [26]	2,513
K_{fs}: yorulma gerilme yığılma faktörü [26]	1,95
k_a: Yüzey faktörü [26]	0,747
S_e' : Malzemenin sürekli mukavemeti (<1400MPa)	441.5
S_e : Parçanın sürekli mukavemeti MPa	127,9193263
a: soğuk çekmeyle üretilmiş parça (sbt) [18]	4,51

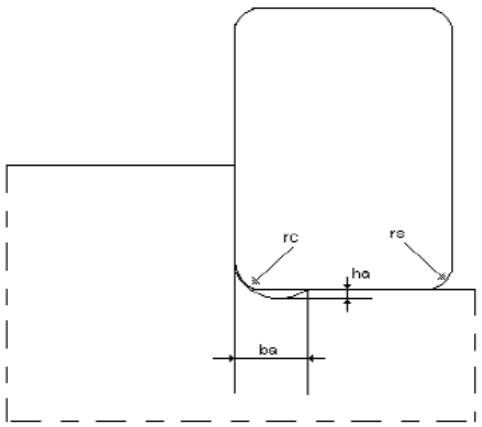
b: soğuk çekmeyle üretilmiş parça (sbt) [18]	-0,265
c: Şaftın yarı çapı mm	Ana şaft yatak bölgesi çapının %50'si
D: Saft Çapı (mm)	Hesaplanmıştır.
ŞAFT ÇAPI ALINAN (mm)	Ana şaft yatak bölgesi çapının %95'i.

5.5 Ana Şaftın Kademelendirilmesi ve Teknik Resimleri

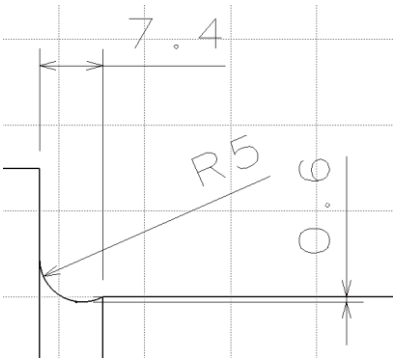


Şekil 5.1 : Ana şaftın perspektik görünümü.

Yatak bölgesinin kademelendirilmesi rüzgar türbinleri için özel olarak tasarlanılır. Yatağın gelecek eksenel yüke dayanımını arttırmak için Şekil 5.2, 5.3 ve Çizelge 5.6'daki gibi bir tasarım uygun görülmüştür. [5]



Şekil 5.2 : Rulman etrafındaki şaft tasarımı.

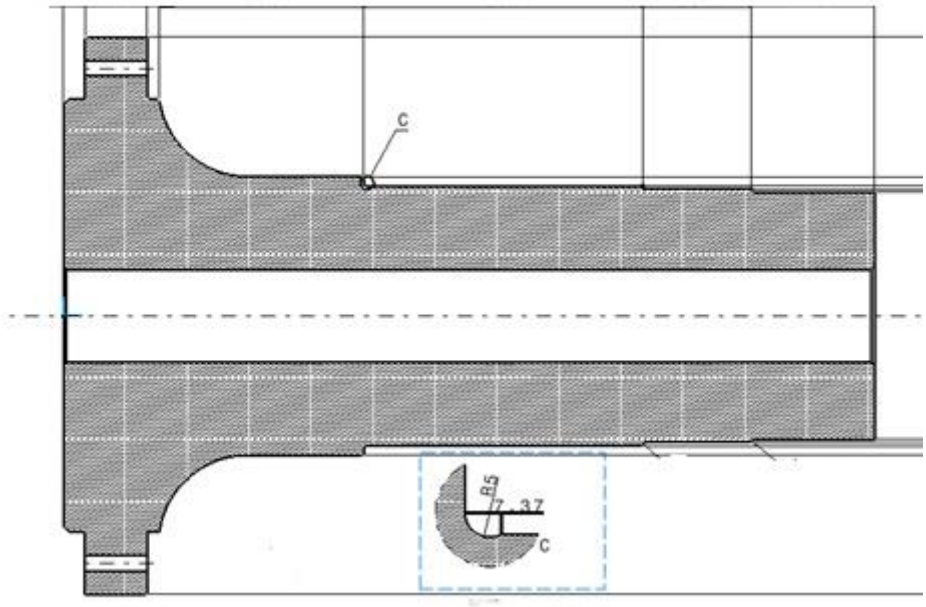


Şekil 5.3 : Rulmanın oturacağı yuvarlatma bölgesinin detaylı gösterimi.

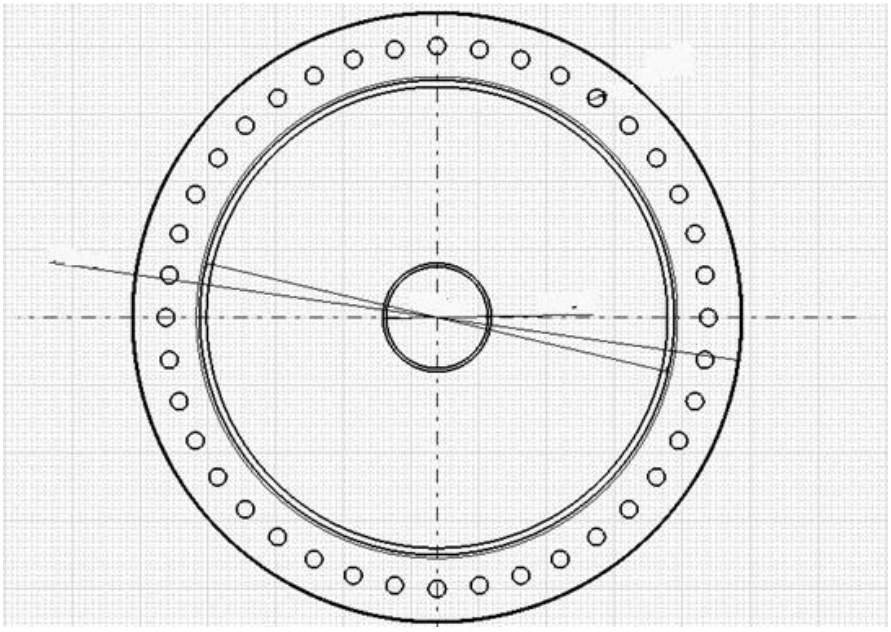
Çizelge 5.6: Yuvarlatmaya uygun çap değerleri.

r_s Mm	b_a Mm	h_a mm	r_c mm
1	2	0.2	1.3
1.1	2.4	0.3	1.5
1.5	3.2	0.4	2
2	4	0.5	2.5
2.1	4	0.5	2.5
3	4.7	0.5	3
4	5.9	0.5	4
5	7.4	0.6	5
6	8.6	0.6	6
7.5	10	0.6	7

Şekil 5.4 ve 5.5'de ana şaftın sırasıyla yandan ve önden görünümü detayları verilmiştir. Gizlilik şartına bağlı kalınarak teknik resimdeki ölçü değerleri gösterilmemiştir.



Şekil 5.4 : Ana şaftın yan kesit görünüşü.



Şekil 5.5 : Ana şaftın ön kesit görünüşü.

5.6 Ana Şaft Yatak Hesapları ve Seçimi

Kanat grubundan gelen güncellenmiş rapora göre ana şaft yatağına gelen yükler esas alınarak yatak hesapları yeniden yapılmıştır. Buna göre yatağın işletme şartlarında maruz kalacağı maksimum eksenel yük ana şaft ağırlığının 10 katı (sağnak durumu) ve radyal yük ana şaft ağırlığının 23 katı olarak alınmıştır.

Tasarımda yapılan bu değişiklik sonucunda yataklara gelen eşdeğer statik ve dinamik kuvvetler tekrar hesaplanmıştır. Rüzgar türbininin ömrü 30 yıl olarak öngörülmektedir. Bu durumda rüzgar türbininin bir yılın üçte biri sürekli çalışma yapacağı dikkate alındığında 10 yıllık bir yatak ömrü ihtiyacı ortaya çıkmaktadır. Gelen radyal kuvveti taşıyabilecek şaft çapına uygun yataklarda söz konusu ömrün çok üstünde bir değer elde edilmektedir. Böylece isterler rahatlıkla karşılanmış olmaktadır.

$$F_e / F_r > e \qquad \textbf{(5.3)}$$

$$P_{\text{eşdeğer dinamik yük}} = XF_r + YF_e \;\; ; \;\; X = 0{,}67 \;\; Y = Y_2 \qquad \textbf{(5.4)}$$

$$F_e / F_r \leq e \qquad \textbf{(5.5)}$$

$$P_{\text{eşdeğer dinamik yük}} = XF_r + YF_e \;\; ; \;\; X = 1 \qquad Y = Y_1 \qquad \textbf{(5.6)}$$

Eşdeğer statik yük;

$$P_o = F_r + Y_o F_e \quad \textbf{(5.7)}$$

Yatağın dinamik yük altında çalışma ömrü;

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times n}\left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \quad \textbf{(5.8)}$$

Burada,

F_r: Yatağa gelen radyal kuvvet (kN)

F_e: Yatağa gelen eksenel kuvvet (kN)

F_a: Yatağın karşılayabileceği eksenel kuvvet (kN)

P: Eşdeğer dinamik yük (kN)

P_o: Eşdeğer statik yük (kN)

X,Y: Yatağın kuvvet sabitleri

L_h: : %90 güvenirlilikte operasyonel çalışma ömrü (saat)

C: Yatağın dinamik yük katsayısı (kN)

n: Yatağın devir sayısı (dev/dak)

B: Yatağın iç yüzey genişliği (mm)

D: Yatağın dış çapı (mm)

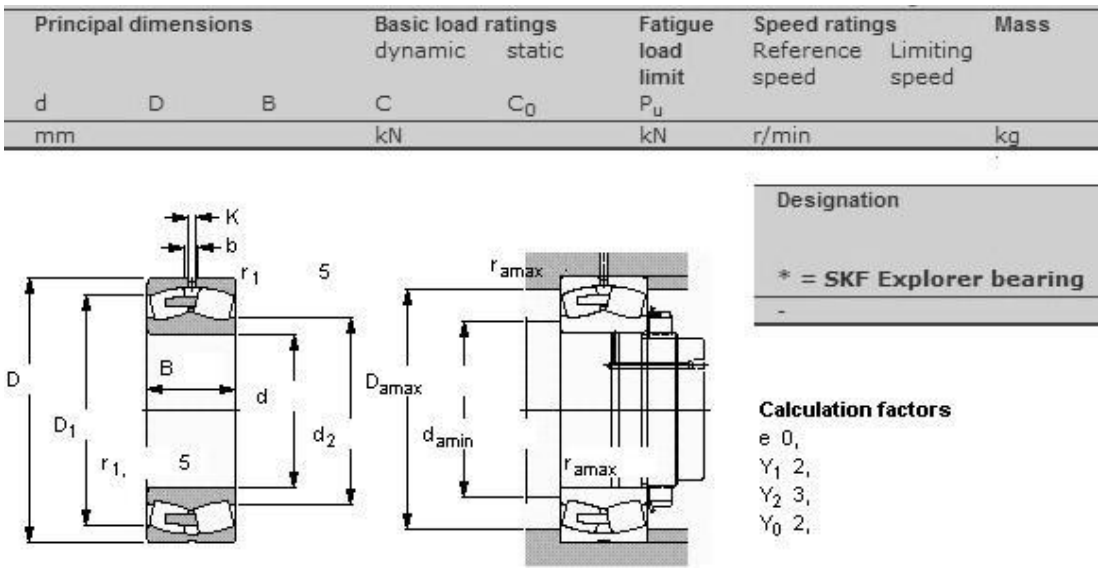
d: Yatağın iç çapı (mm)

e: Hesaplama faktörü

X, Y, n, C, D ve d değerleri Şekil 36'daki yatak ile ilgili detaylardan öngörülerek alınmıştır.

5.6.1 Oynak küresel makaralı rulman için hesaplamalar

Şaftın dış çapına uygun olan, iç çapın değerine sahip rulmanı SKF rulman kataloğundan seçilmiştir (Şekil 5.6).



Şekil 5.6 : Oynak küresel makaralı rulman boyutları [21].

Yatağın statik mukavemete göre hesabı:

F_r= Ana şaftın %23'ü

F_e=Ana şaftın %16'sı

$Y_0 = 2,x$

C_0 = xxxx kN

Bu değerlere göre denklem (5.7)'den P_0 değeri bulunur. Bu değer yatağın statik yük oranından küçük olduğu için yatak seçimi güvenilirdir.

Yatağın yorulmaya göre hesabı ise değerler denklem (5.5), (5.6) ve (5.8)'deki bilinmeyenlerin yerine konulursa $P_{eş\ değer\ yük}$ ve yatak ömrü de istenilen yatak ömründen yüksek olarak hesaplanmıştır.

5.6.2 Rulman malzemesinin mekanik ve kimyasal özellikleri

Seçilen rulman AISI 52100 (100Cr6) yüksek karbonlu krom alaşımlı çeliktir. Kimyasal bileşimi Çizelge 5.7'de verilmiştir.

Çizelge 5.7: AISI52100 çeliğinin kimyasal bileşimi [Url-10].

	C	**Cr**	**Mn**	**Si**	**S**	**P**
AISI 52100	0,95-1,05	1,30-1,65	0,25-0,45	0,15-0,35	<0,025	<0,027

Çizelge 5.8'de ise AISI52100 çeliğinin mekanik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 5.8: AISI 52100 çeliğinin mekanik özellikleri [Url-10].

Yoğunluk (x1000 kg/m^3)	7,7 – 8,03
Poisson oranı (25 ^{0}C'de)	0,27 – 0,3
Elastik Modülü (GPa)	190 -210
Sertlik	60 – 67 HRC / 700 -900HV
Çekme Dayanımı (MPa)	224
Akma Dayanımı (MPa)	205

5.7 Ana Şaft ve Göbek Bağlantısı Hesapları

5.7.1 Bağlantının statik hesapları

Montaj/demontaj işlemlerinde kullanılan tork anahtarları ile ilgili piyasa araştırması yapılmış ve montaj sırasında tork anahtarının komşu cıvatalara değme sorununu önlemek amacıyla cıvata sayısı 40 olarak öngörülmüştür. Cıvatalara verilecek öngerilme torku sayesinde oluşacak sürtünme kuvvetinin sisteme gelecek en büyük torktan oluşacak kuvveti taşıyabilmesi ve güvenirliliği bakımından cıvata kalitesi 12.9 seçilmiştir. Bu seçim kriterleri dikkate alınarak Çizelge 5.9'daki veriler ile şaft-göbek bağlantı hesaplamaları aşağıda yapılmıştır.

Çizelge 5.9: Cıvata konumlandırılması ve cıvatanın mekanik özellikleri.

Şaft yarıçapı	Yorulmaya gore hesaplanmıştır
Flanş yarıçapı	Ana şaft yatak bölgesi çapının 2,15 katı
Cıvatların merkezinin flanş merkezi uzaklığı	Ana şaft yatak bölgesi çapının 2,2 katı
Göbek flanşı ile ana şaft flanşının temas eden yüzeyin orta noktası	Ana şaft yatak bölgesi çapının 2,2 katı
Öngörülen cıvata sayısı	40
Cıvata yarıçapı	Tasarıma uygun seçilmiştir.

İkaz mukaveti (12.9 kalite için) [26]	970 MPa
Cıvata enine kesit alanı (MXX için) [26]	Cıvata çapına bağlıdır.

Tek bir cıvatanın sıkma kuvveti denlem (5.9) yardımıyla bulunmuştur. [18]

$$F_{sıkma} = 0{,}75 * S_p * A_c \qquad (\mathbf{5.9})$$

Tek bir cıvata için gerekli öngerilme torku denklem (5.10) ile bulunmuştur. Cıvata bağlantısı kuru yapılacağı için sıkma bağlantı çarpanı 0,29 alınmıştır. [18]

$$M_S = F_{sıkma} * d * 0{,}29 \qquad (\mathbf{5.10})$$

n, 40 adet cıvata için toplam sıkma kuvveti ise denklem (5.11) yardımıyla olarak hesaplanmıştır.

$$F_{sıkma,toplam} = nF_{sıkma} \qquad (\mathbf{5.11})$$

Göbek dökme demirden ve flanş çelikten yapılacağından dökme demir ile çelik arasındaki sürtünme katsayısı, $k_{d-ç}$, kullanılacaktır. Bu değer 0,4'dür.[Url-11]

İki yüzey arasındaki sürtünme kuvveti, F_s, denklem (5.12) yardımı ile olarak hesaplanmıştır.

$$F_s = k_{d-ç}\, F_{sıkma,toplam} \qquad (\mathbf{5.12})$$

Bu sürtünme kuvveti ile taşınabilecek tork, iki yüzeyin temas ettikleri alanın orta noktasının merkeze olan uzaklığı r_0 ile sürtünme kuvvetinin F_s çarpımı sonucu bulunabilir. Söz konusu değer, sisteme gelebilecek en büyük tork değerini karşılayabilmektedir. Bu durumda bu boyutlarda bir flanş sürtünme ile bu torku taşıyabilir.

Ayrıca flanşa gelen kesme kuvveti, palaların ve göbeğin toplam kütlesinin olduğu dikkate alınarak elde edilir. Sürtünme kuvveti bu tip bir bağlantı söz konusu ağırlığı sürtünme ile taşıyabilecek ve cıvatalar herhangi bir kesme kuvveti taşımayacaktır.

Ön gerilmeli bir bağlantıda eğilme momenti kısmen cıvatalar kısmen birleştirilen parçalar tarafından taşınır. Parçalarda yaylanma rijitliği ihmal edilerek, burada yükün tümüyle cıvatalar tarafından taşındığı kabul edilerek cıvataların bu eğilme momentinden kaynaklanan gerilmeyi emniyetle taşıyabileceği gösterilecektir.

Eğilme momentinin oluşturduğu gerilme en çok tarafsız eksenden yani şaft merkezinden geçen yatay eksenden en uzak noktadaki cıvatada oluşacaktır. Eğilme gerilmesi formülü kullanılarak maksimum gerilme denklem (5.13) ile hesaplanılacaktır.

$$\sigma_{maks} = \frac{M}{I} y_{maks} \qquad (\mathbf{5.13})$$

Moment değeri, ağırlık sebebiyle oluşan moment, $M_{ağırlık}$, denklem (5.14) yardımı ile bulunmuştur.

$$M_{ağırlık} = m_{rotor} g l_{rotor-flanş} \qquad (\mathbf{5.14})$$

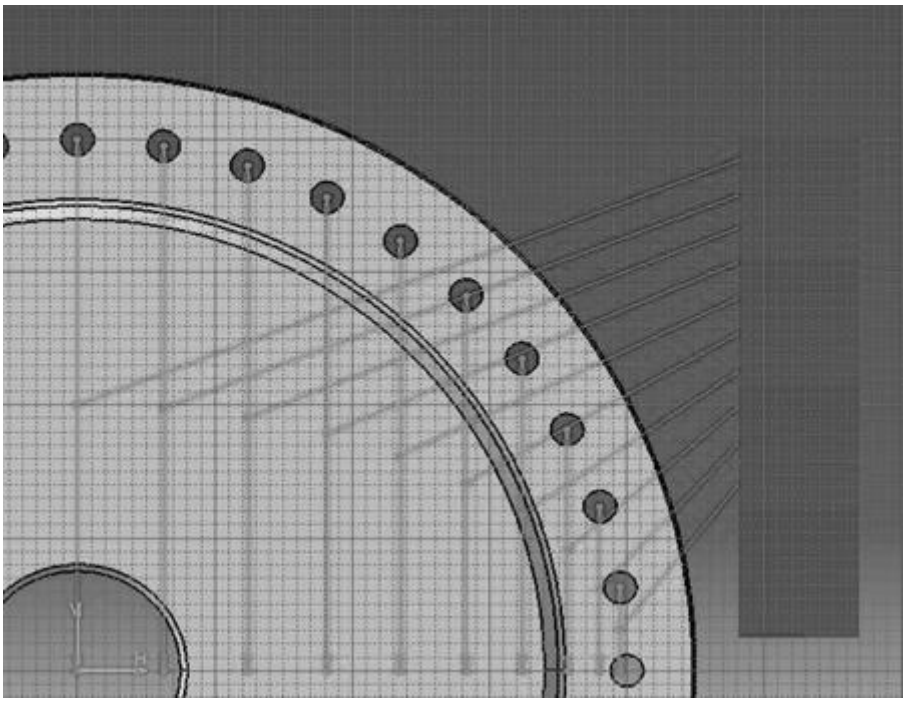
Bu değer eğilme momentinin salınımlı kısmı ile toplanarak sisteme etki edecek moment değeri bulunmuştur.

Denklem (5.13)'teki I cıvata kesitlerinin toplam atalet momentidir ve denklem (5.15) ile hesaplanmıştır.

$$I = A_c \sum_{i=1}^{40} y_i^2 \qquad (\mathbf{5.15})$$

Tarafsız eksenden olan uzaklıklar Şekil 5.7'de görülmektedir. Maksimum gerilmenin oluşacağı yer y_{maks}'tır. Bu değerler sonucu cıvata kesitlerinin toplam atalet momenti ve cıvatalarda oluşacak maksimum eğilme gerilmesi, σ_{maks}, hesaplanmıştır.

Cıvatalara uygulanan ön gerilme bu gerilme ile toplanırsa bir maksimum gerilme elde edilir. Bu değer cıvataların ikaz mukavemeti 970 MPa'dan az olduğu için tüm eğilme yükünü cıvataların taşıdığı kabul edilse bile emniyet sınırlarının aşılmadığı görülmektedir.



Şekil 5.7 : Cıvataların merkezinin tarafsız eksenden uzaklığı.

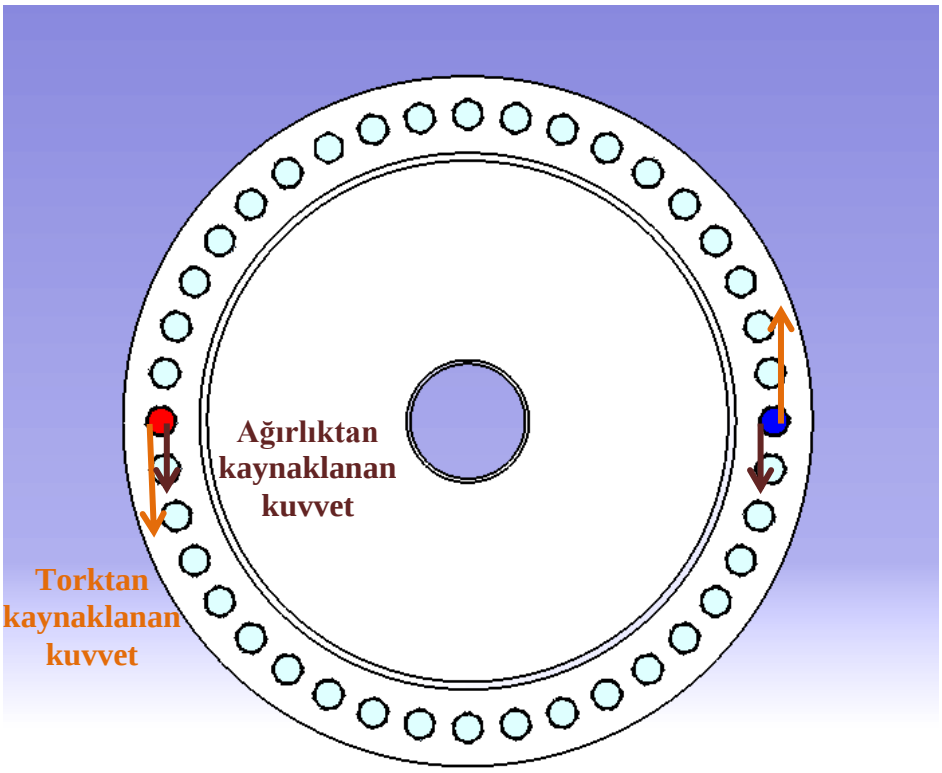
Ayrıca tork nedeniyle cıvatalara kesme gerilmesi gelecektir. $T = F_t\ r_0$ şeklinde hesaplanabilir.

Kesme gerilmesi ise (5.16) numaralı denklem yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\tau_{tork} = \frac{F_t}{n_{civata} A_{civata}} \qquad (\mathbf{5.16})$$

Kritik durumdaki Şekil 39'daki kırmızı renkli cıvata incelenebilir. Tarafsız eksen üzerindeki cıvatada tork nedeniyle oluşan bu kesme gerilmesi ağırlık nedeniyle olan kayma gerilmesiyle toplanır ve ağırlıktan kaynaklanan kesme gerilmesi, τ_{kw}, denklem (5.17) yardımıyla bulunmuştur.

$$\tau_{kw} = \frac{F_{kw}}{n_{civata} A_{civata}} \qquad (\mathbf{5.17})$$



Şekil 5.8 : Ağırlık ve tork kuvvetlerinin etki ettiği iki kritik cıvata.

Cıvataların kayma akma gerilmesi 703,94 MPa'dır. [18] Bu değer toplam kesme gerilmesinden büyük olduğu için cıvata seçimi güvenilirdir.

Asal gerilmeler denklem (5.18) yardımıyla bulunmuştur.

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_n}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_n}{2}\right)^2 + \tau^2} \qquad (\mathbf{5.18})$$

von Mises kriteri (denklem (5.19) kullanılarak cıvataların akma emniyet gerilmesi olan 1100 MPa değerini geçip geçmediği kontrol edilmelidir. Bu kontrolde emniyet katsayısı, istenilmeyen durum olan bütün cıvataların gelen yükün hepsini taşıdığı varsayılarak hesaplanmıştır. Eminyet gerilmesi ise en kritik durumun dikkate alınması için 1 alınmıştır.

$$\sigma_1{}^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2{}^2 < \sigma_{em}{}^2 \qquad (\mathbf{5.19})$$

Asal gerilmelerin birleştirilmesi sonucu bu gerilme değeri cıvata emniyet gerilmesi olan 1100 MPa'dan küçük olduğu için tasarım güvenlidir.

5.7.2 Bağlantının güvenilirlik katsayısı hesabı

Sisteme gelen ağırlık ve tork sonucu şaft ekseni tarafsız eksen alınırsa; şaftın üst bölgesindeki cıvatalar çekmeye, alt bölgesindeki cıvatalar ise basmaya çalışacaktır. Bu bağlantının güvenlik katsayısı denklem (5.20) ile hesaplanmıştır.

$$n_b = \frac{S_p * A_c - F_i}{C * P} \qquad (\mathbf{5.20})$$

Burada,

n_b: Bağlantının güvenlik faktörü

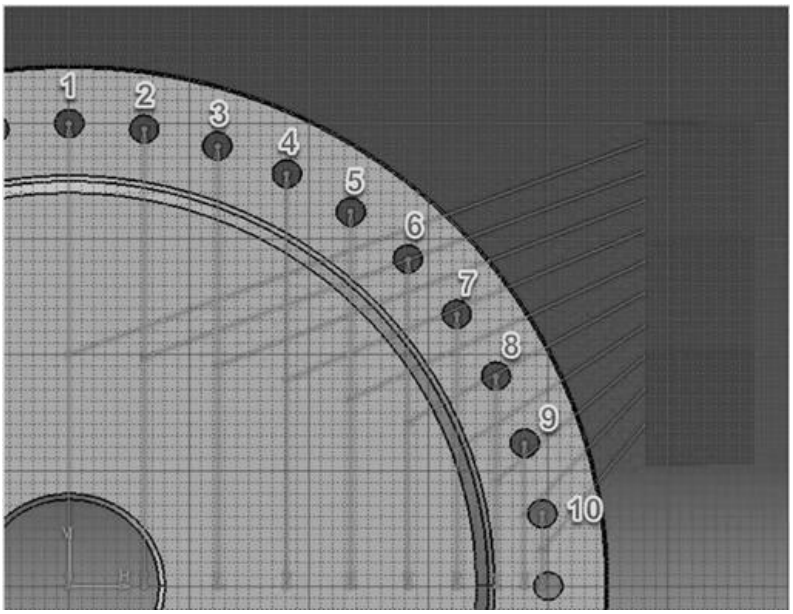
C : Bağlantıların direngenlik sabiti

P : Dış kuvvet

F_i : Öngerilme kuvveti

Öngerilme kuvveti bağlantının statik hesaplarında sistemin sökülebilir olması için 0,75 katsayısı ile ikaz kuvveti çarpılmıştı. Bu durumda denklem (5.20), (5.21) numaralı denkleme dönüştürülmüştür. Değerler ise Tablo 5.9'dan alınmıştır.

$$n_b = \frac{0{,}25 * S_p * A_t}{C * P} \qquad (\mathbf{5.21})$$



Şekil 5.9 : Gelecek yükler altında cıvataların numaralandırılması.

Denklem (5.21)'deki dış kuvvet ise (5.22) numaralı denklem yardımıyla hesaplanmıştır.

$$P*\left(\frac{l_1^2}{l_1}+\frac{2*(l_2)^2}{l_1}+\frac{2*(l_3)^2}{l_1}+\frac{2*(l_4)^2}{l_1}+\frac{2*(l_5)^2}{l_1}+\frac{2*(l_6)^2}{l_1}+\frac{2*(l_7)^2}{l_1}+\frac{2*(l_8)^2}{l_1}+\frac{2*(l_9)^2}{l_1}+\frac{2*(l_{10})^2}{l_1}\right)=M_{eğ}$$

(5.22)

Bağlantıların direngenlik sabiti, C, ise denklem (5.23) yardımıyla hesaplanmıştır.

$$C=\frac{k_b}{k_b+k_m} \qquad (\mathbf{5.23})$$

Burada,

k_b : Cıvataların direngenliği

k_m : Bağlantının direngenliği

Cıvataların direngenliği, k_b , denklem (5.24) yardımıyla hesaplanmıştır.

$$k_b=\frac{A_d A_t E}{A_d l_t+A_t l_d} \qquad (\mathbf{5.24})$$

Burada,

E : Elastisite modülü

A_d : Gerçek cıvata alanı

l_t : Cıvatanın parça ile temasta olan uzunluğun (grid) diş uzunluğu

l_d : Cıvatanın parça ile temasta olan uzunluğun (grid) dişsiz bölümün uzunluğu

Grid bölümün dişsiz bölümün ve diş uzunlukları (5.25) ve (5.26) numaralı denklemler yardımıyla bulunmuştur.

$$l_d=L-L_T \qquad (\mathbf{5.25})$$

L : Cıvata şaft uzunluğu

L_T: Cıvata şaftındaki diş uzunluğu aşağıdaki denklem (5.26) ile hesaplanılır.

$$L_T=2d+25 \qquad (\mathbf{5.26})$$

Göbek dökme demirden, şaft ise 4140 çeliğinden imal edildiği için k_b ve k_m değerleri ayrı ayrı bulunur ve seri yay bağlantısı gibi düşünülerek bileşke k_b ve bileşke k_m değerleri için C (bağlantıların direngenlik sabiti) hesaplanır.

$$E_{cıvata}=200\ GPa$$

Bağlantının direngenliği, k_m ise denklem (5.27)'den aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$k_m = EdA \exp\left(\frac{Bd}{l}\right) \qquad (\mathbf{5.27})$$

Burada A ve B kaysayıları Kaynak [26]'dan alınmıştır.

$$A = 0{,}77871$$

$$B = 0{,}61616$$

İlk başta sistemin göbek ve şaft dökme demirden imal edildiği düşünülerek $k_{m_{dökme}}$değeri bulunmuştur. Yalnız sistemimizde tek parça (göbek) dökme demir olduğundan bulunan $k_{m_{dökme}}$ direngenlik değeri bileşke direngenlik değeridir. Tek bir dökme demir parçasının direngenliğini bulmak için denklem (5.28) kullanılmıştır.

$$\frac{1}{k_{m_{dökme_{tek}}}} + \frac{1}{k_{m_{dökme_{tek}}}} = \frac{1}{k_{m_{dökme}}} \qquad (\mathbf{5.28})$$

Sistemin göbek ve şaft 4140 çeliğinden imal edildiği düşünülerek $k_{m_{çelik}}$değeri bulunmuştur.

Yukarıdaki gibi sistemimizde tek parça çelik parça olduğu için dökme demirdeki formül kullanılmıştır.

Sistemimizde (çelik-dökme demir bağlantısı) bağlantı parçalarının bileşke direngenliği ise denklem (5.29) ile hesaplanmıştır.

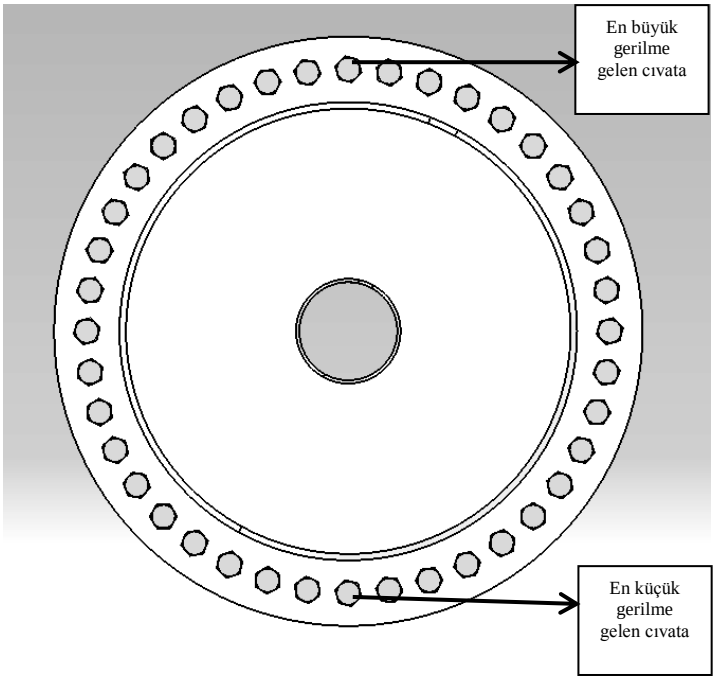
$$\frac{1}{k_{m_{çelik_{tek}}}} + \frac{1}{k_{m_{dökme_{tek}}}} = \frac{1}{k_m} \qquad (\mathbf{5.29})$$

Bulunan değeler denklem (5.21)'de yerine konulursa bağlantının güvenlik katsayısı bulunur. Bu değer $n_b > 1$ olduğu için tasarlanan bağlantı güvenlidir.

5.7.3 Bağlantının yorulma hesabı

Cıvataların yorulma hesabı ASME-eliptik'e göre yapılmıştır. Bu hesaplamalarda en büyük gerilme ($\sigma_{\max}$) için cıvatalara verilen öngerilme ile tarafsız eksene (şaft merkezine) en uzakta ve ağırlıktan dolayı çekme kuvvetine en çok maruz kalacak cıvatada oluşan çekme gerilmesinin toplamı alınmıştır. En küçük gerilme (σ_{min}) içinse, verilen öngerilme ile tarafsız eksene en uzakta ve ağırlıktan dolayı basma kuvvetine en çok maruz kalacak cıvatada oluşan basma gerilmesinin farkı alınmıştır. Sisteme gelecek salınım momenti ise cıvataları en fazla yorulmaya maruz şekilde en

büyük gerilme değerine eklenmiş ve en küçük gerilmeden ise çıkarılmıştır. Sisteme gelecek en büyük ve en küçük gerilmelerin gösterimi ise Şekil 5.10'da gösterilmiştir.

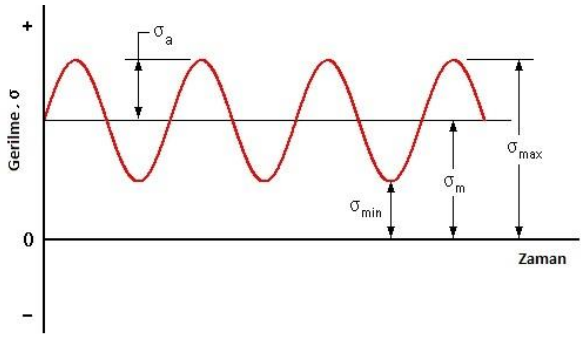


Şekil 5.10 : Gelecek yükler altında çekme kuvvetinin etkisine göre en kritik iki cıvatanın gösterimi.

Cıvatalara Şekil 5.9'deki numaralandırma baz alınmıştır ve 1 numaralı cıvatanın türbin çalışma anında en yüksek çekme kuvvetine maruz kalacağı hesaplanmıştır. Yukarıda bulunmuş çekme kuvvetine ek olarak sisteme gelecek salınımlı momentten kaynaklı bir çekme kuvveti daha gelecektir. Bu durumda denklem (5.30)'daki formülle 1 numaralı cıvataya salınım momentinden gelecek çekme kuvveti, F_1, 37,48 kN olarak bulunmuştur.

$$F_1 * \left(\frac{l_1^2}{l_1} + \frac{2*(l_2)^2}{l_1} + \frac{2*(l_3)^2}{l_1} + \frac{2*(l_4)^2}{l_1} + \frac{2*(l_5)^2}{l_1} + \frac{2*(l_6)^2}{l_1} + \frac{2*(l_7)^2}{l_1} + \frac{2*(l_8)^2}{l_1} + \frac{2*(l_9)^2}{l_1} + \frac{2*(l_{10})^2}{l_1} \right) = M_{sal} \quad \textbf{(5.30)}$$

Yorulma hesabı denklem (3.18) denklemi ile verilen ASME-Eliptik yaklaşımıyla yapılmıştır ve gelecek yükler altında oluşacak gerilmenin salınımı Şekil 5.11'de gösterilmiştir.



Şekil 5.11 : Gelecek yükler altında cıvatalarda oluşacak gerilmenin salınımı.

Cıvatadaki yorulma analizi girdileri ve sonucu çıkan sonuçlar ise Çizelge 5.10'da gösterilmiştir.

Çizelge 5.10: Cıvatadaki yorulma analizi girdileri ve çıkan sonuçlar.

Cıvata nihai gerilmesi	1220 MPa
Yüzey faktörü	0,85
Boyut faktörü	1
Yük faktörü	0,85
Gerilme yığılması faktörü	1,52
Malzemenin sürekli mukavemeti	610 MPa
Parçanın sürekli mukavemeti	669 MPa
Malzemenin akma mukavemeti	1100 MPa
Cıvata mukavemet alanı	Cıvata çapına göre hesaplanmıştır
Tek bir cıvataya gelecek en büyük çekme kuvveti	Ana şaft ağırlığının 1,5 katı
Deneme gerilmesi (Proof strength)	970 MPa
Tek bir cıvataya salınımdan dolayı gelecek kuvvet	Ana şaft ağırlığının 2 katı
Çekmeden dolayı oluşan gerilme	Gelen kuvvete göre hesaplanmıştır.
Basmadan dolayı oluşan gerilme	Gelen kuvvete göre hesaplanmıştır.

Öngerilme kuvvetinden dolayı oluşan gerilme	Cıvata kalitesine göre hesaplanmıştır.
Salınım momentinden dolayı oluşan gerilme	Gelen momente göre hesaplanmıştır.
$\sigma_{\max} = \sigma_{ön\ gerilme} + \sigma_{çekme} + \sigma_{salınım}$	Maksimum gerilme değeri
$\sigma_{\min} = \sigma_{ön\ gerilme} - \sigma_{basma} - \sigma_{salınım}$	Minimum gerilme değeri
Alternatif gerilme	Gerilme grafiğinden
Ortalam Gerilme	Gerilme grafiğinden
ASME Eliptik'e göre güvenlik katsayısı	>1

5.7.4 Bağlantının ayrılma kontrolü

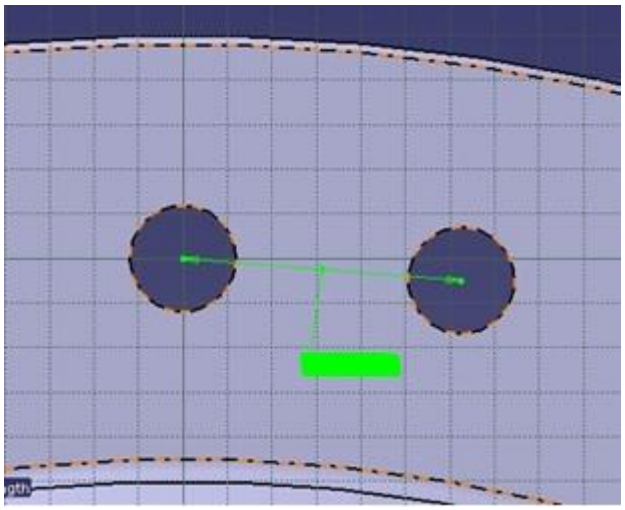
Bağlantının ayrılma katsayısı, n_0, değeri 1'den büyük olmalıdır. Bu değer denklem (5.31)'deki formül yardımıyla bulunmuş ve 1'den büyük olduğu için bağlantının ayrılma durumu olmayacaktır.

$$n_0 = \frac{F_i}{P * (1 - C)} \qquad (\mathbf{5.31})$$

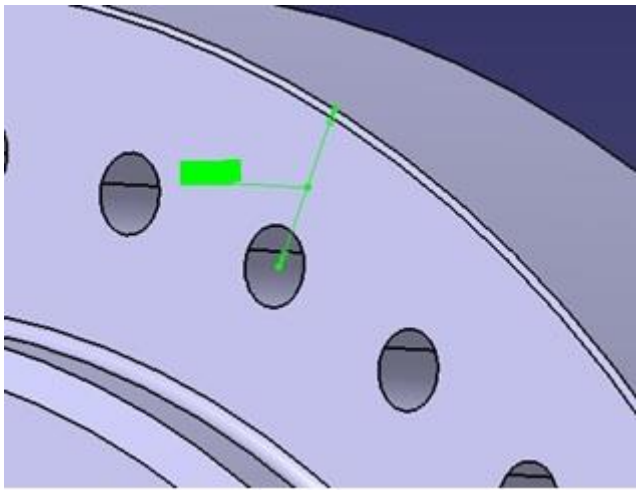
5.7.5 Cıvataların konumlandırılması

Cıvataların merkezleri arasındaki mesafe en az 2,5d olmalıdır. Cıvata deliklerinin flanş kenarına olan uzaklıkları ise en az 2d olmalıdır. [6]

Tasarlanılan cıvata konumlandırılması Şekil 5.12 ve 5.13'de gösterilen uzaklıklar literatürde belirtilen en az değerlerin üstünde olduğu için konumlandırılma doğru yapılmıştır.



Şekil 5.12 : Cıvataların merkezleri arasındaki uzaklık.



Şekil 5.13 : Cıvataların merkezlerinin flanş dış kenarına uzaklığı.

5.8 Ana Şaftın Statik Analizleri

IEC 64100-1 standartlarında [Url-1] tasarımda esas alınacak yük durumları belirlenmiştir. Nihai yüklerde hatasız bir tasarım için aşırı yük değerlerine ihtiyaç duyulduğunda aşırı değer dağılımları önemlidir. Referans genellikle belirli bir yük durumuna göre yapılır.

- Rüzgar hızı kesilmiş bir 10 dakikalık ortalama rüzgar hızı
- Koruma sisteminde hata nedeniyle yüksek rüzgar hızında çalışma hatası
- 50 yılda bir gibi az tekrarlanan 10 dakika ortalama hızda durma

Nihai yük tasarımı için seçilen yük durumları dış rüzgar koşullarına ve makine koşullarına bağlıdır. Genel olarak normal ve aşırı rüzgar koşullarının birbirinden ayırt edilmesi gerekmektedir.

Nihai yükler için tasarım aşağıdaki durumlarından biri için yapılmalıdır.

- Normal rüzgar koşullarıda normal çalışma durumları için
- Normal rüzgar koşullarında hatalı çalışma durumları için
- Aşırı rüzgar koşullarında normal çalışma durumları için

Aşırı rüzgar koşulları genellikle 50 yılda bir gelen felaketler olarak tanımlanır. Statik analizde kullanılacak yükler maksimum değerler alınarak elde edilecektir. Statik hesaplarda kullanılacak maksimum tork değeri kanat grubundan alınmıştır. Eğilme momenti için ise eğilmeye sebep olan ağırlık kuvvetinin yanı sıra palalardan gelen ek salınım momenti de hesaba katılacaktır. Şafta gelen eksenel yükleme yatak tarafından karşılanacaktır. Bu değer ana şaft ağırlığının 10 katıdır. Şaftın ikinci yataklanması dişli kutusu mandagözü tarafından yapıldığından şaft sonunda moment ve kesme kuvveti değerleri bulunmaktadır. Buradaki lokal eğilme momenti değeri ana şafta gelecek maksimum tork değerinin %15'dir. Kesme kuvveti ise ana şaft ağırlığının 15 katıdır.

Sisteme gelecek yükler altında sınır koşullarına göre şaft üzerinde oluşan von Mises eşdeğer gerilme değeri (5.32), (5.33) ve (5.19) numaralı denklemler yardımıyla analitik yaklaşımla hesaplanmıştır. Denklemlerdeki bilinmeyenler Çizelge 5.11'de gösterilmiştir. Aynı sınır koşulları altında ANSYS 14.5 paket programı kullanılarak yapılan statik analizler sonucunda elde edilmiştir. Bu değerler arasındaki farkın %5'ten az olması yapılan analizlerin doğruluğunu göstermektedir.

Eğilmeden kaynaklı normal gerilme ve torktan kaynaklı oluşan kayma gerilmesi sırasıyla denklem (5.32) ve (5.33)'ten hesaplanılarak bulunmuştur.

$$\sigma_{maks} = \frac{M}{I} c \qquad (\mathbf{5.32})$$

$$\tau_{maks} = \frac{M}{J} c \qquad (\mathbf{5.33})$$

Çizelge 5.11: Analitik olarak hesaplanan statik analiz için gerekli veriler ve sonuçlar.

Şaft boyunca ortalama dış çap	Ana şaft yatak bölgesi çapının 1,1 katıdır.
Şaftın iç çap	Ana şaft yatak bölgesi çapının %35'idir.
Şaft atalet momenti	Ortalama dış çapa göre bulunmuştur.
Polar atalet momenti	Ortalama dış çapa göre bulunmuştur.
Moment	Ana şafta gelecek torkun %10'udur.
Tork	Ana şafta gelecek maksimum tork
Eğilmenin oluşacağı bölgenin tarafsız eksense olan uzaklığı	Ana şaft çapının %55'idir.
Kt [26]	2,7
Kts [26]	2
Eğilmeden kaynaklı normal gerilme (5.32)	Gelen momente göre hesaplanmıştır.
Torktan dolayı oluşan kayma gerilmesi (5.33)	Gelen torka göre hesaplanmıştır.
Ortalama gerilme	Gerilme değerlerine göre hesaplanmıştır.
Mohr dairesi yarıçapı	Gerilme değerlerine göre hesaplanmıştır.
1 numaralı birleştirilmiş gerilme (5.18)	Gerilme değerlerine göre hesaplanmıştır.
2 numaralı birleştirilmiş gerilme (5.18)	Gerilme değerlerine göre hesaplanmıştır.
von Mises eş değer gerilmesi (5.19)	Gerilme değerlerine göre hesaplanmıştır.

Modele uygulanan kuvvet ve momentler, palaların ve göbeğin toplam ağırlığı, tork, eksenel kuvvet, sıkma bileziğinden gelen basınç ve şaftın kendi ağırlığıdır. Sisteme uygulanan kuvvetlerin değerleri Çizelge 5.12'de verilmektedir. Şaft ağırlığı ve sıkma bileziğinin basıncı haricindeki bütün kuvvet ve momentler flanş yüzeyine ana şaft çapının 2,2 katı uzaklıkta oluşturulan bir noktaya etki ettirilmiştir. Oluşturulan bu nokta flanş yüzeyine orantılı olarak bağlanarak yükleri gerçeğe en yakın biçimde şafta iletilmesi amaçlanmıştır.

Çizelge 5.12: Sisteme gelen yük değerleri.

Tork	Rüzgar grubundan gelen yük (x etrafında)
Palaların ve göbeğin ağırlığı	Ana şaft ağırlığının 6,5 katı (z doğrultusunda)
Şaftın ağırlığı	Tasarıma bağlıdır. (z doğrultusunda)
Moment salınım değeri	Gelen maks. torkun %10'udur. (y etrafında)
Eksenel kuvvet	Ana şaft ağırlığının 7 katıdır. (x doğrultusunda)
Sıkma Bileziği basıncı	Tasarıma göre seçilmiş sıkma bileziğinin katalog değeridir.

5.8.1 Statik analiz için modelin kurulması

Statik analiz için SOLİD185 elemanı kullanılmıştır. Bu eleman tipi; x, y ve z yönlerinde yerdeğiştirebilen 3 serbestlik dereceli 8 tane düğüm noktası bulunan bir eleman tipidir.

Ana şaft ve cıvata analizi için kullanılan düğüm ve eleman sayısı Çizelge 5.13'te gösterilmiştir.

Çizelge 5.13 : Ana şaft ve ana şaft-göbek bağlantı statik analizleri için kullanılan düğüm ve eleman sayısı.

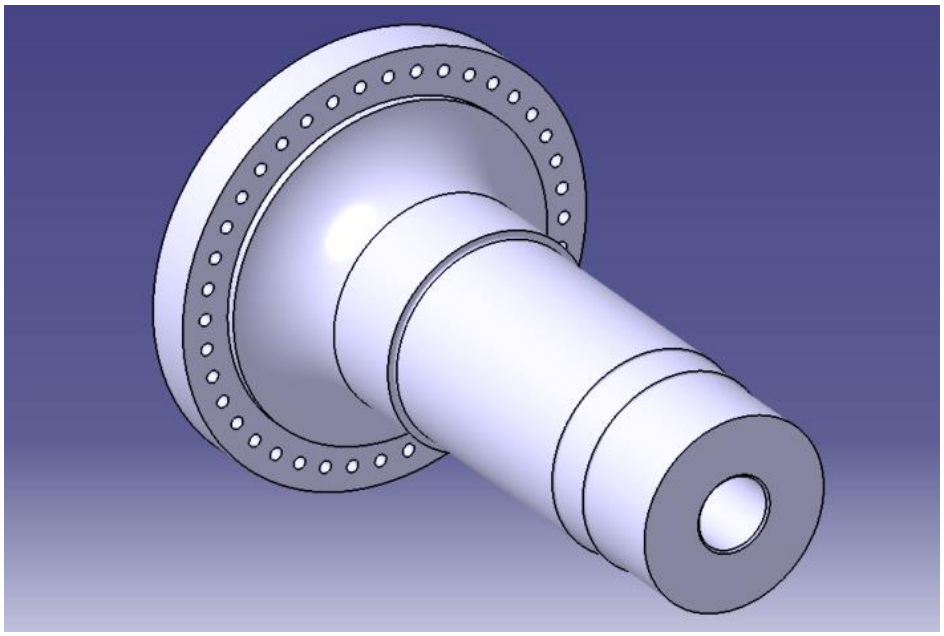
Parça adı	**Şaft**	**Civata+somun (bir civata için)**	**Toplam**
Düğüm sayısı	49279	2276	191746
Elemen sayısı	259749	11858	758639

Çizelge 5.14'de ise kullanılan çözüm ağı sisteminin özellikleri görünmektedir.

Tablo 5.14: Çözüm ağının (mesh) özellikleri [22].

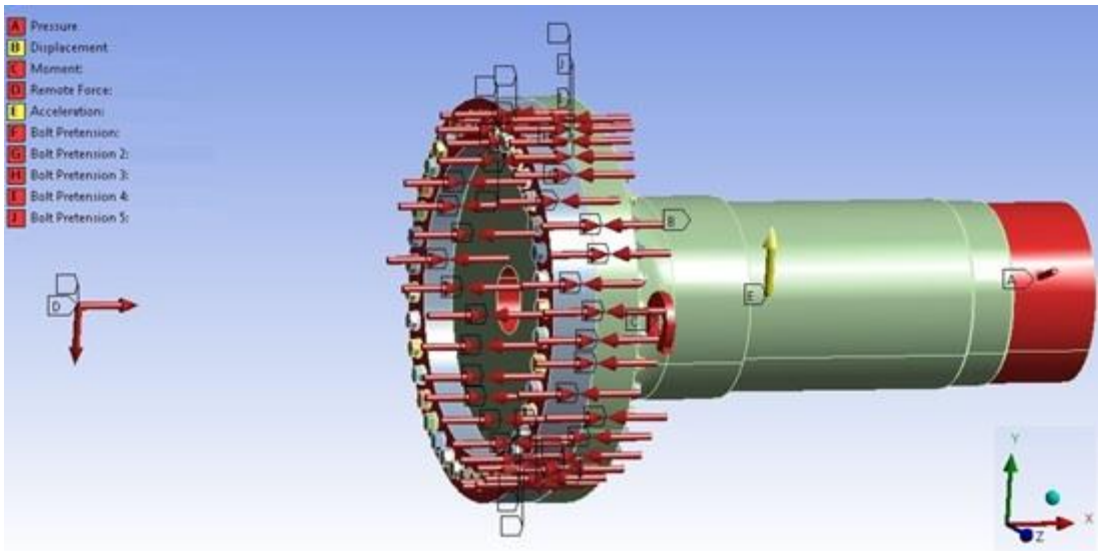
	En Küçük	**En Büyük**	**Ortalama**
Açıklık oranı	1,0088	28,625	1,898
Jacobian oranı	1	3,780	1,014
Warping faktörü	0	1,05 E-13	1,70 E-15

Şekil 5.14'de ana şaftın perspektif görünüşü gösterilmiştir.

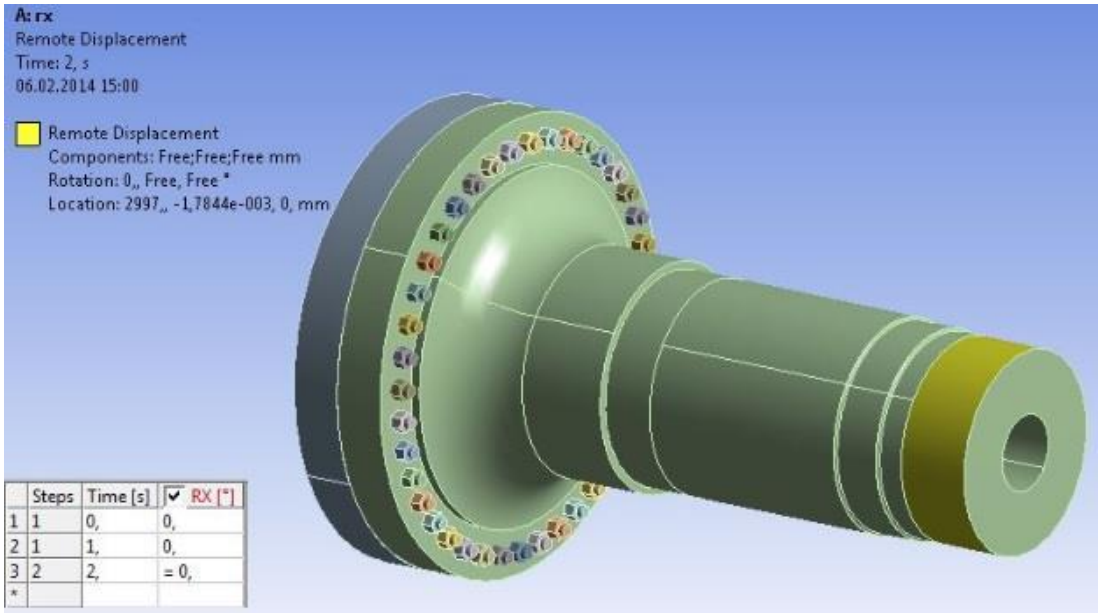


Şekil 5.14 : Ana şaftın 3B görünümü.

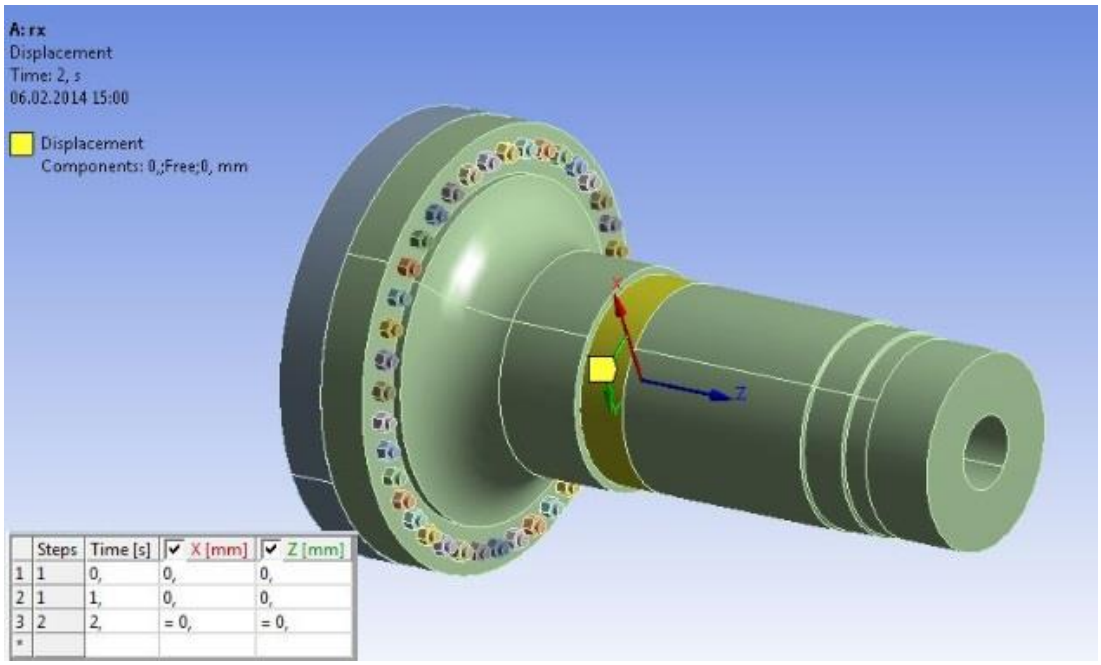
Şekil 5.15'de ise ana şaft üzerine gelecek yükler gösterilmiştir. Şekil 5.16 ve 5.17'de ise sıkma bileziği ve yatak bölgesi sınır koşulları gösterilmiştir.



Şekil 5.15 : Statik analiz için yüklemeler.

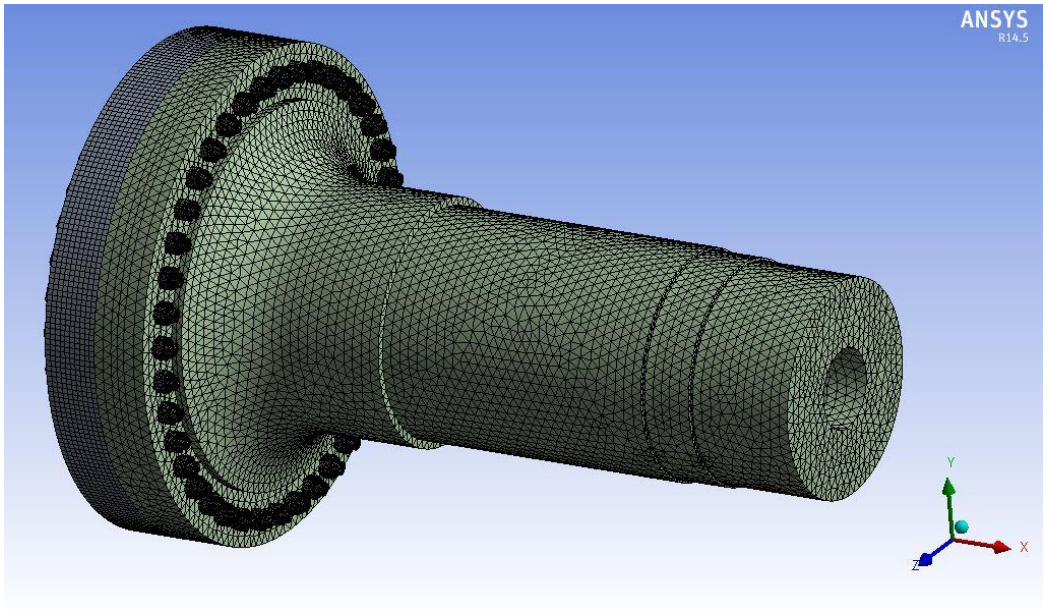


Şekil 5.16 : Statik analiz için sıkma bileziği bölgesi sınır koşulları.

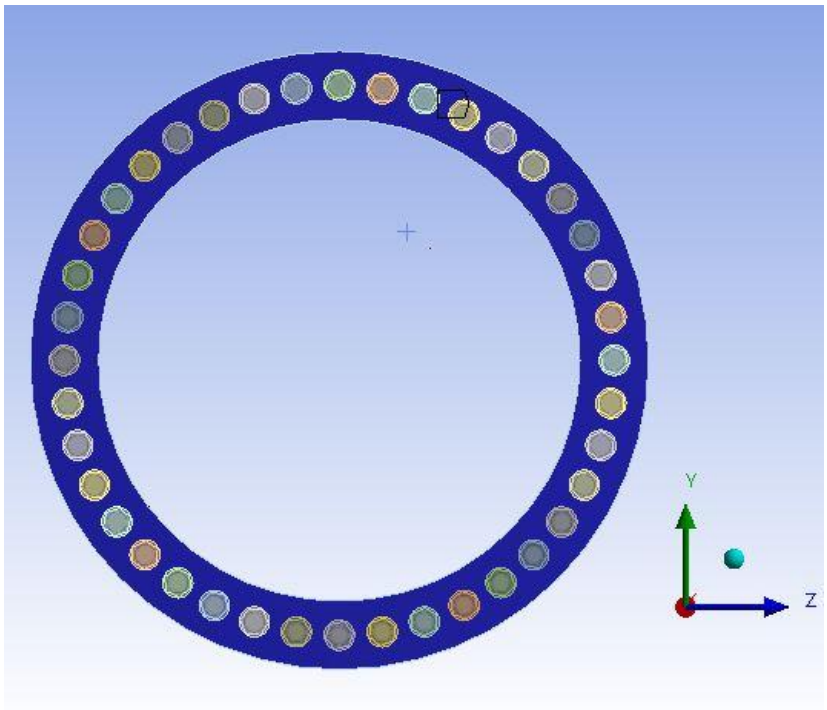


Şekil 5.17 : Statik analiz için yatak bölgesi sınır koşulları.

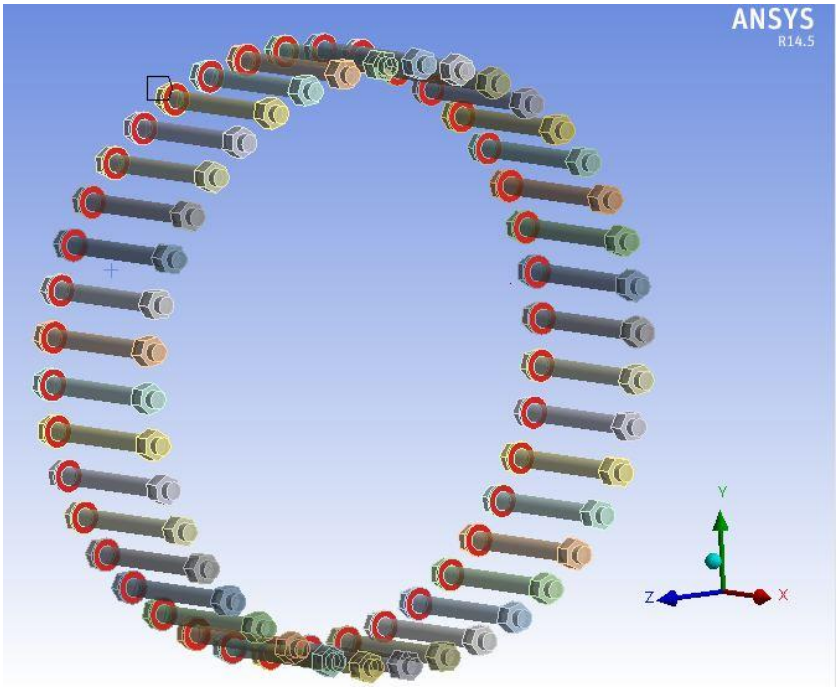
Ana şaft-göbek bağlantısı, bu bağlantı elemanları, ana şaft çözüm ağı, sınır ve başlangıç koşulları Şekil 5.18– 5.24'de gösterilmiştir.



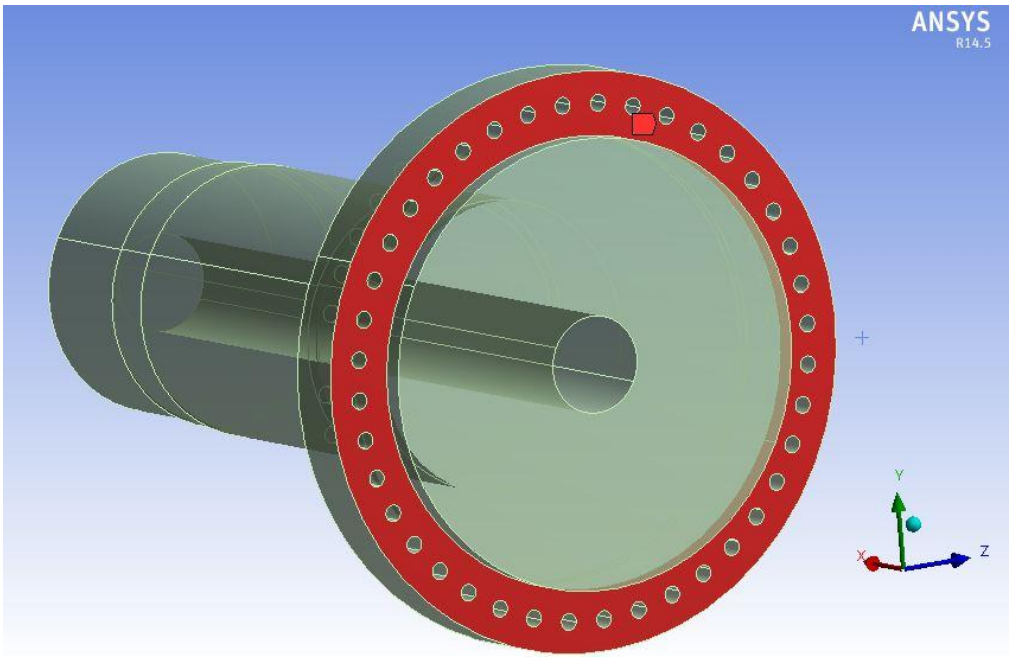
Şekil 5.18 : Ana şaftın çözüm ağı dağılımının gösterimi.



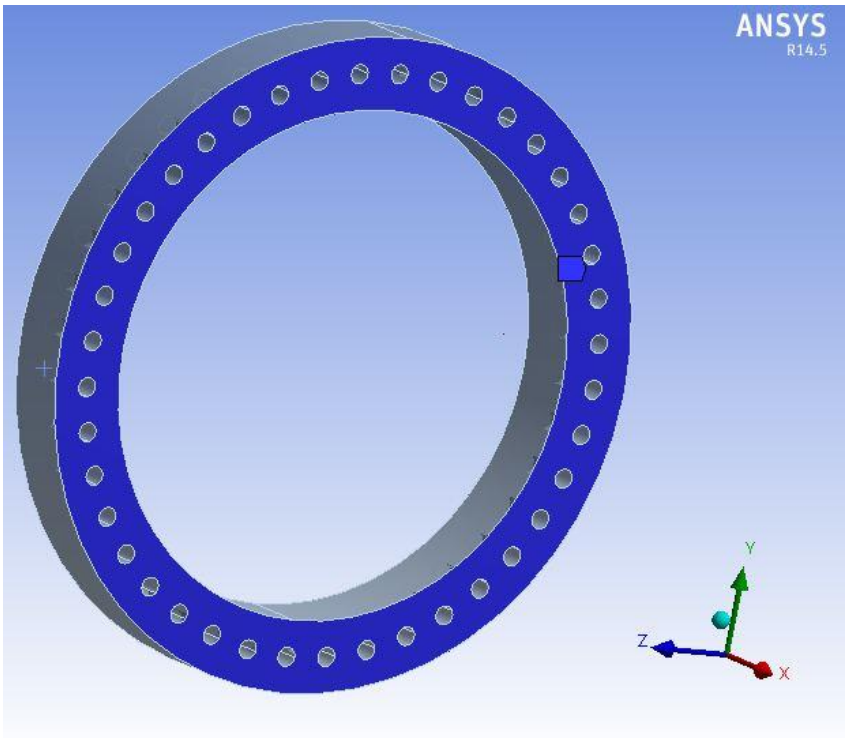
Şekil 5.19 : Göbek flanşı arası kontak bölgesi gösterimi.



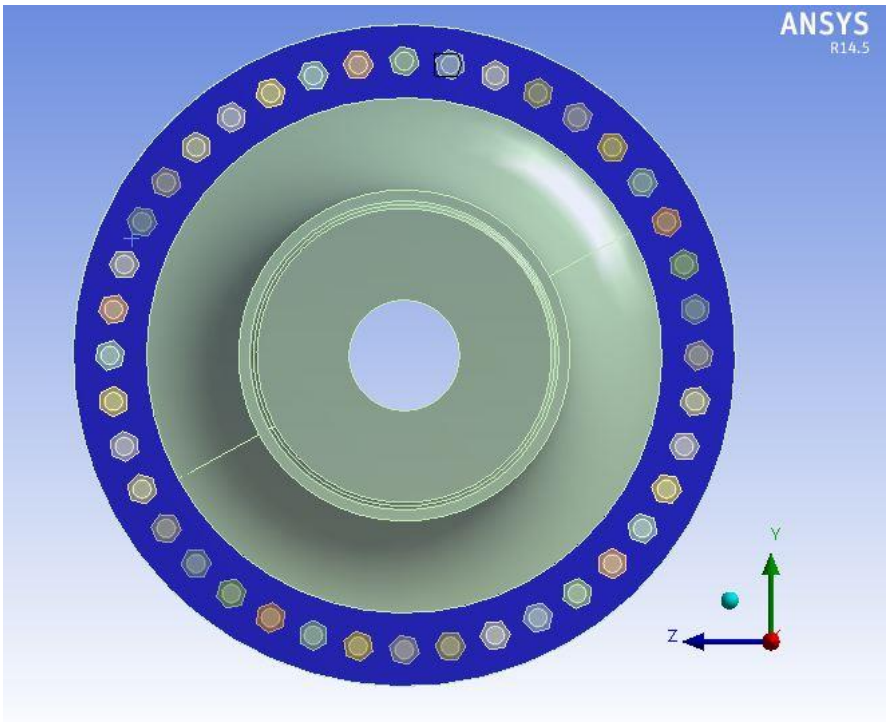
Şekil 5.20 : Cıvatalar arası kontak bölgesi gösterimi.



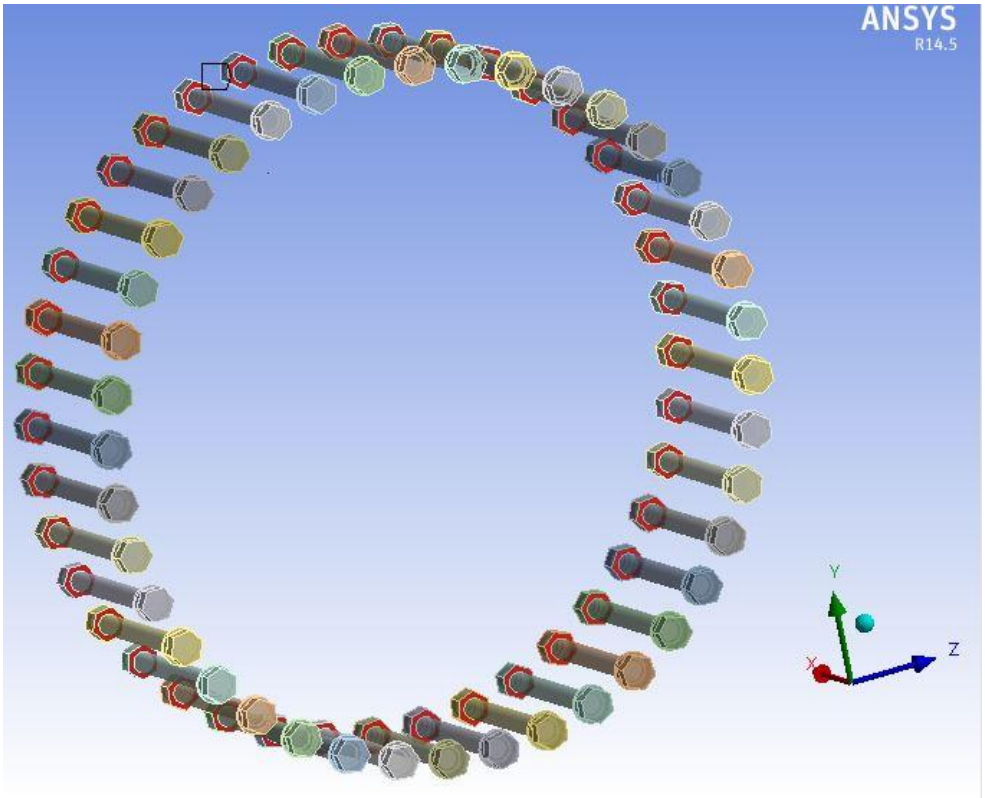
Şekil 5.21 : Ana şaft flanşı arası kontak bölgesi gösterimi.



Şekil 5.22 : Göbek flanşı arası kontak bölgesi gösterimi**.**



Şekil 5.23 : Ana şaft flanşı – cıvata somunları arası kontak bölgesi gösterimi.

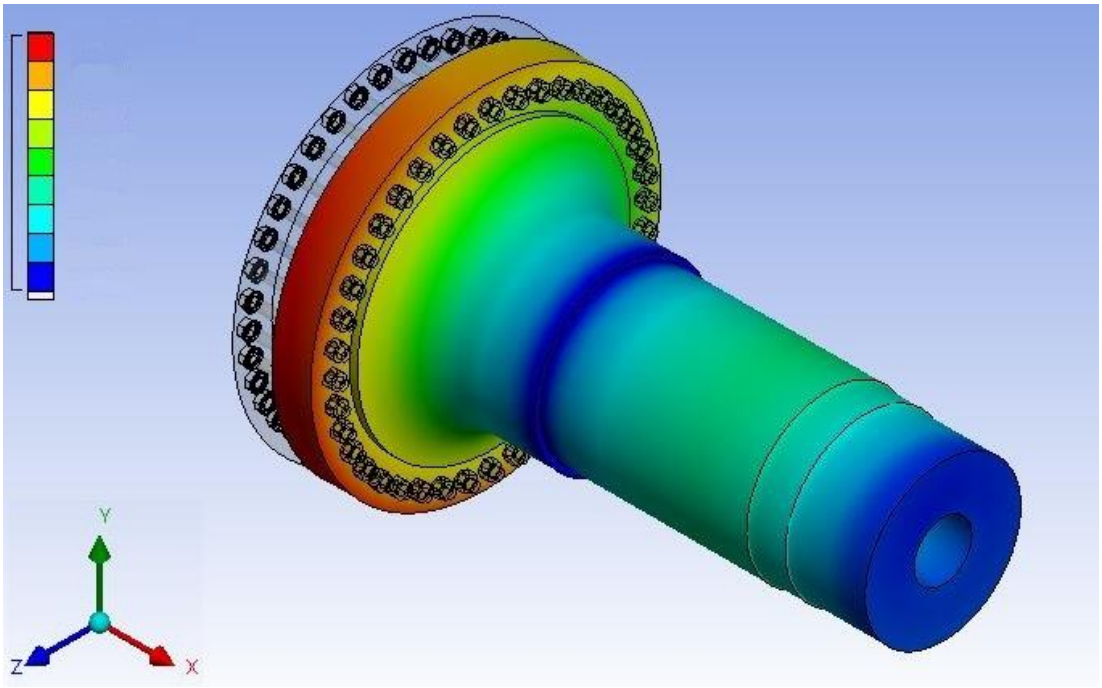


Şekil 5.24 : Cıvataların ana şaft ile kontak bölgesi gösterimi.

5.8.2 Sonlu elemanlar modeli

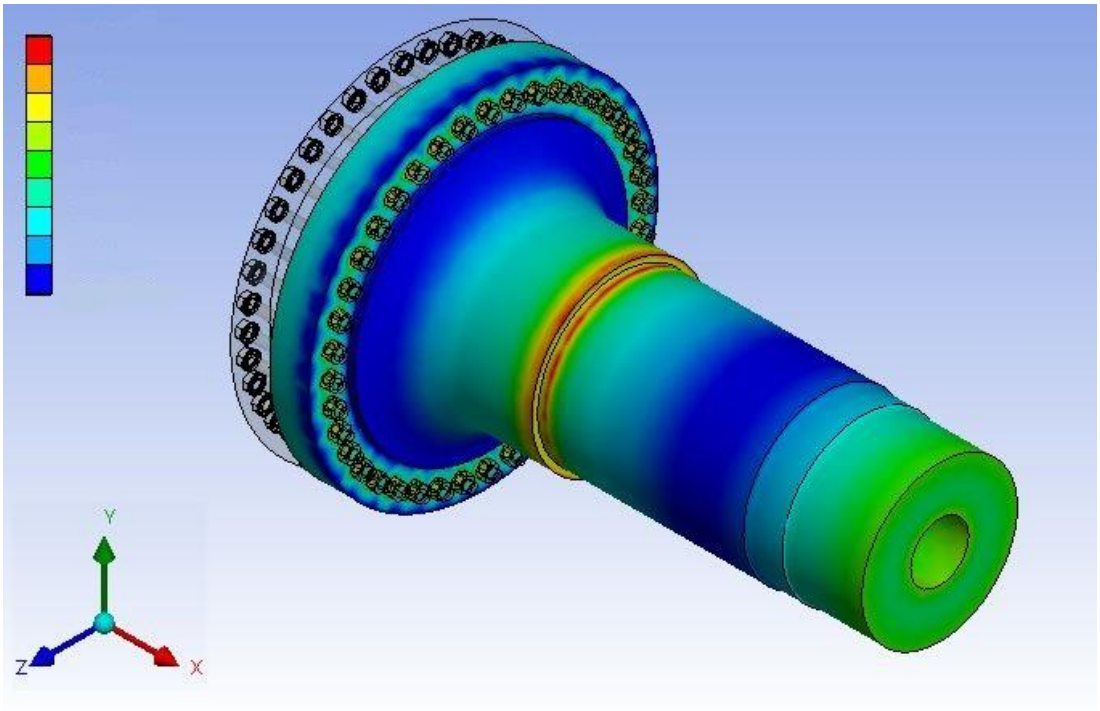
Sisteme gelecek yükler altında sınır koşullarına göre şaft üzerinde oluşan von Mises eşdeğer gerilme değeri analitik yaklaşımla hesaplanmıştır. Aynı sınır koşulları altında ANSYS 14.5 paket programı kullanılarak yapılan statik analizler sonucunda bu değer elde edilmiştir. Bu değerler arasındaki farkın %5'ten az olması yapılan analizlerin doğruluğunu göstermektedir.

Şekil 5.25'te ana şaft üzerinde meydana gelen deformasyonlar gösterilmiştir.



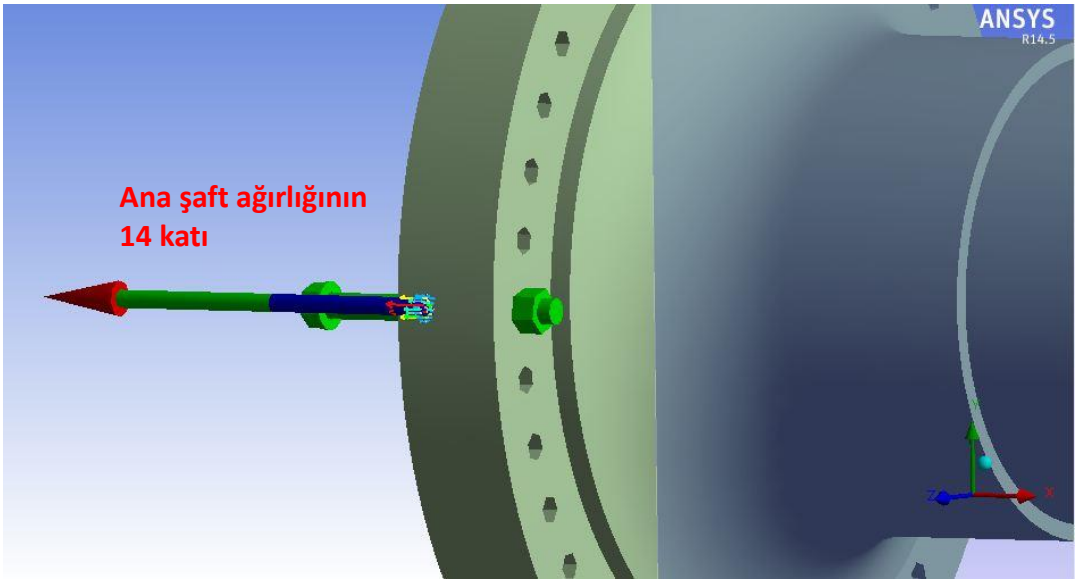
Şekil 5.25 : Ana şaftın deformasyonu (mm)

Şekil 5.26'da ana şaft üzerinde oluşacak von Mises eşdeğer gerilmelerin dağılımı gösterilmiştir.



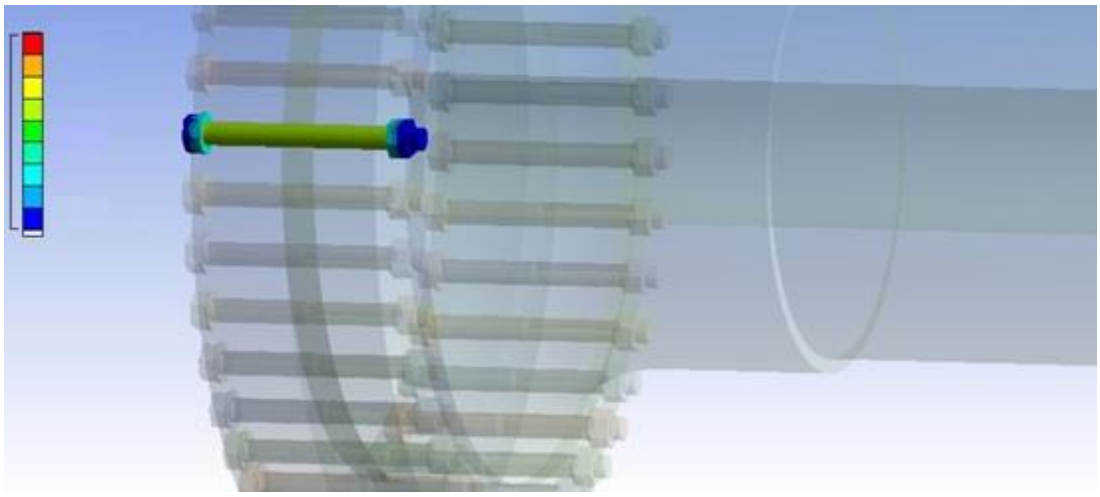
Şekil 5.26 : Ana şaft üzerinde oluşacak vonMises eşdeğer gerilmeler (MPa)

Şekil 5.27'de kritik cıvatada oluşacak çekme kuvveti değeri gösterilmiştir.

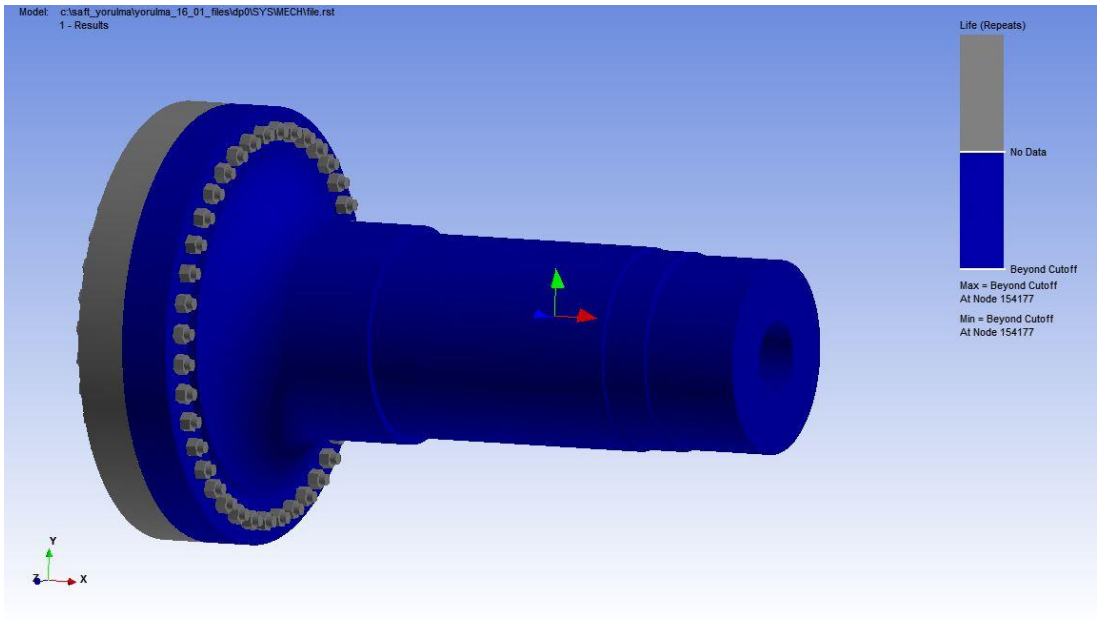


Şekil 5.27 : Kritik cıvatada oluşacak yük değeri (kN)

Şekil 5.28'de cıvatalar üzerinde oluşacak von Mises eşdeğer gerilmeleri gösterilmiştir.



Şekil 5.28 : Kritik cıvatada oluşacak vonMises eşdeğer gerilme değeri (MPa)



Şekil 5.29 : Ana şaftın yorulma sonsuz ömür analiz sonucu

6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada ilk başta rüzgar oluşumu, rüzgar enerjisi ve türbinleri hakkında genel bir bilgi verilmiştir. Ülkemizde sahip olduğumuz rüzgar enerjisi potansiyeli ve üretimi ile dünyadaki diğer örnekler karşılaştırılmıştır.

Daha sonra metallerin yorulması hakkında detaylı bilgi verilmiştir. Bu bilgiler doğrultusunda yorulmayı etkileyen faktörler ve S-N eğrileri ayrı ayrı detaylı bir şekilde ele alınmıştır. Yorulma kriterleri belirtilmiş ve bu çalışma ASME Eliptik kriteri kullanılmıştır.

Ana şaft için ön tasarım gi rdileri olarak çalışma kapsamında diğer gruplardan yük verileri alınmıştır. Bu yük verileri ve hesaplanılan salınımlı momentler bir araya getirilerek ana şaft üzerinde yatak ve ana şaft-dişli kutusu bölgesindeki kritik çap değerleri ASME Eliptik formülüyle hesaplanmıştır. Bu çap değerleri sonunda konstrüktif olarak uygun çalışma şartlarına sahip olacak şekilde ana şaft boyutlandırılmıştır. Daha sonra ana şaft üzerine gelecek yük ve momentler etkisinde oluşacak statik analizler sayısal olarak yapılmıştır. Ana şaft üzerinde bulunan yatağın statik hesapları yapılarak SKF kataloğundan uygun bir yatak seçilip; ömür hesabı yapılmıştır.

Ek olarak bu çalışmada ana şaft ve göbek bağlantı elemanları olan cıvataların statik olarak hesapları yapılmış ve uygun cıvata sınıfı seçilmiştir. Daha sonra cıvatalar yorulmaya ve bağlantı mukavemetine göre hesaplanıp tasarımın güvenirliliği gösterilmiştir.

Ana şaft ve cıvata analizleri ANSYS paket programında çalışma koşullarında oluşacak başlangıç ve sınır koşullarına bağlı kalınarak statik ve yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizler sonunda yapılan karşılaştırmalarda aşağıdaki maddelerle belirtilen sonuçlar görülmüştür.

- Başlangıç ve sınır koşulları altında ana şaftın hesaplanan von Mises eşdeğer gerilme değerleri ile sonlu elemanlar çözümleme paket programı ile yapılan

analiz sonucu çıkan von Mises eşdeğer gerilmelerinin arasında %5 gibi bir fark çıkmıştır. Bu fark değeri kabul edilebilir bir büyüklüktedir.

- Analitik olarak hesaplanan en kritik bağlantı elemanında (cıvata) oluşacak von Mises eşdeğer gerilmesi ile aynı sınır ve başlangıç koşullarında sonlu elemanlar paket programı ile yapılan analiz sonucu çıkan von Mises eşdeğer gerilmelerinin arasındaki fark %1 çıkmıştır. Bu değer kabul edilebilir bir büyüklüktedir.
- Yapılan analitik ve sayısal çözümlere göre çıkan en büyük gerilme değerleri ana şaft malzemesinin (AISI 4140) akma dayanımı değerinin ve bağlantı elemanı (cıvata) kalite sınıfının ikaz dayanımı (proof strength) değerleri altında kaldığı görülmüştür ve sistemin güvenli olduğu kanıtlanmıştır.

Yapılan analizlerin sonucunda elde edilen nihai tasarım esas alınarak 500 kW'lık bir prototip rüzgar türbini üretilmiş ve tahmini 2014 Ocak ayının sonlarında montajı yapılıp; daha sonraki bir zamanda faaliyete geçecektir.

Yapılan bu tez 500 kW'lık bir rüzgar türbini için yapılmış olup gelecekte yapılması planlanan 2,5 MW'lık rüzgar türbini şaftı için işlem adımları açısından bir yol gösterici olmuştur.

KAYNAKLAR

[1] **Burton, T., Sharpe, D., Jenkins, N. ve Bossanyi, E.** (2011). Wind Energy Hanbook. John Wiley and Sons Ltd.

[2] **Hau, E.** (2006). Wind Turbine Fundamentals, Technologies, Applications, Economics. Springer.

[3] **Spera, D. A.** (2009) Wind Turbine Technology Fundamental Concepts of Wind Turbine Engineering Second Edition. Asme Press.

[4] **Kong, C., Kim, T., Han, D., Sugiyama, Y.** (2006). Investigation of fatigue life for a medium scale composite wind turbine blade. *International Journal of Fatigue*. Sf. 28.

[5] **Det Norske Veritas and Risø National Laboratory**. (2002). Guidelines for Design of Wind Turbines. DNV/Risø.

[6] **Eyyubov, C.**,(2004). Çelik Yapılar 1. Cilt. Birsen Yayınevi.

[7] **Jha, A.R.** (2011). Wind Turbine Technology. CRC Press.

[8] **Hansen, M**. (2008). Aerodynamics of Wind Turbines. 2nd ed. Elsevier, London.

[9] **Durak, M.** (2010). Yıl Sonu İtibarı ile Dünya'da ve Ülkemizde Rüzgar Elektrik Santral (RES) Projelerinin Son Durumu. *Rüzgar kongresi*, İstanbul, Türkiye.

[10] **Altuntaşoğlu, Z.** (1999).Yerli Rüzgar Enerji Teknoloji Üretimi Destek Politikaları İstihdam Olanakları ve Türkiye'deki Durumu. *Mühendis ve Makine Dergisi, 594*. Sf. 21-24.

[11] **Malkoç, Y.** (2008). Rüzgar Enerjisi Kaynaklarımız, *Yeni Enerji dergisi, 2*. Sf. 18-21.

[12] **Wagner, S., Bareiß, R., Guidati, G.** (1996) Wind Turbine Noise. 4th ed. Asme Press, New York.

[13] **Johnson, L. G.** (2001). *Wind Energy Systems*, 1th ed. Springer, London.

[14] **Stiesdal, H.** (1999). *Wind Turbine Components and Operation,* 1th ed., Wiley , New York.

[15] **Korkmaz, S.** (2010). Methodology predict fatigue life of cast iron uniform material law for cast iron. *Journal of iron and steel research, 15*, Sf. 42-45.

[16] **Roylance, D.** (2001). Fatigue analysis of wind turbine hub. Department of Materials Science and Engineering, Cambridge, London

[17] **Norman, E. Dowling**. (2004). Mean Stress Effects in Stress-Life and Strain-Life Fatigue. *Society of Automotive Engineers, 25.* Sf. 54-65.

[18] **Budynas, R., and Nesbitt**, **J.K.,** (2008). Shigley's Mechanical Engineering Design. 8th edition(SI), McGraw Hill.

[19] **Haibach, E., and Matschke, C.** (1982). The concept of uniform scatter bands for analyzing S-N curves of unnotched and notched specimens in structural steel. *American Society for Testing and Materials*. Sf 549-571

[20] **Gölgeli, B**. (2006). Fatigue strength improvement of a hard chromium palted AISI 4140 steel using a plasma nitring pre-treatmen. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, , 25*. Sf. 105-111.

[21] **SKF Rulman kataloğu** (t.y.)

[22] **Figes AŞ., Ansys Eğitim Dökümanları - Mesh Metrics** (t.y.)

Url-1 <*http://wind.nrel.gov*>, alındığı tarih: 12.12.2012.

Url-2 <*http://www.ecoenerji.net*>, alındığı tarihi: 11.12.2013.

Url-3 <*http://www.freefoto.com*>, alındığı tarihi: 14.12.2013.

Url-4 <*http://www.calibertech.net*>, alındığı tarih: 10.12.2013.

Url-5 <*http://www.turbinesinfo.com*>, alındığı tarih: 12.12.2013.

Url-6 <*http://www.seco.cpa.state.tx.us*>, alındığı tarih: 12.12.2013.

Url-7 <*http://wpcore.wpe.s3.amazonaws.com*>, alındığı tarih: 11.12.2013.

Url-8 <*http://img.diytrade.com*>, alındığı tarih: 12.12.2013.

Url-9 <*http://www.fea-optimization.com*>, alındığı tarih: 12.12.2013.

Url-10 <*http://simplybearings.co.uk*>, alındığı tarih: 13.12.2013.

Url-11 <*http://www.mekanikciyiz.com*>, alındığı tarihi: 13.12.2013.

ÖZGEÇMİŞ



Adı Soyadı: İbrahim Enes ŞAHİN
Doğum Yeri ve Tarihi: ESKİŞEHİR/29.06.1987
Adres: Rasimpaşa Mah. İzzettin Sok. No: 59/10 Kadıköy/İstanbul
E-posta: ibrahimenessahin@gmail.com
Lisans: Makina Mühendisliği

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR / SUNUMLAR:

- Mecitoğlu Z., Doğan V.Z., Türkmen H.S., **Şahin İ.E.**, Simitçioğlu G., 2013 : 500 kW Rüzgar Türbini İçin Ana Şaft Tasarımı ve Analizi, *XVIII. Ulusal Mekanik Kongresi, 26-30 Ağustos, 2013 Manisa, Türkiye*