

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**RÜZGAR TÜRBİNİ GÖBEĞİ İMALATI VE SİSTEM İNTEGRASYONU**

**Süleyman DEMİR**

**KOCAELİ 2013**

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

RÜZGAR TÜRBİNİ GÖBEĞİ İMALATI VE SİSTEM  
İNTEGRASYONU

SÜLEYMAN DEMİR

Yrd.Doç.Dr.Murat MAKARACI

Danışman, Kocaeli Üniv.

Prof.Dr.K.Süleyman YİĞİT

Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv.

Doç.Dr.Mahmut F. AKŞİT

Jüri Üyesi, Sabancı Üniv.



Tezin Savunulduğu Tarih:16.01.2013

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Enerji tüketiminin hızla arttığı dünyamızda yer altı kaynaklarının yakın bir zamanda tükeneceği göz önünde bulundurularak insanoğlu doğada tükenmeyecek enerji kaynaklarına yönelmeye başlamıştır. Özellikle, rüzgâr ve güneş enerjisi dünya var olduğu sürece insanoğlu için günümüz ve gelecekte çok büyük öneme sahip olan iki enerji kaynağıdır. Dünyada birçok ülke rüzgar enerjisi konusunda büyük yatırımlar yapmaktadır. Rüzgar türbinleri bölgesel olarak süreklilik arz eden rüzgar gücünden elektrik üretmek için yıllardır kullanılan bir sistemdir. Mevcut rüzgar türbini uygulamalarında 10 KW ile 7,5 MW arasında kullanılan rüzgar türbinleri günümüzde kullanılmaktadır. Fakat yaygın olarak kullanılan 1,5 MW ile 3MW gücündeki türbinlerdir. Ülkemizde verilen lisanslarla büyük üretim santralleri kurulmaktadır. Ağustos 2012 itibariyle lisanslı (500 KW'dan büyük) rüzgar elektrik santrallerinin kapasitesi 2.000 MW'ı geçmiştir. Türkiye'de rüzgar alan bölgelerin sınırlı olması nedeniyle enerji sektörü yüksek güçlü türbinlere ihtiyaç duymaktadır. Rüzgar türbinlerinin her bir parçası çok güçlü yüklere maruz kalmaktadır. Bu nedenledir ki türbin parçalarının çok iyi tasarlanması ve kusursuz bir şekilde üretiminin yapılması gerekmektedir. Türbinin kanatlarının bağladığı parça olan türbin göbeği (Hub) kanatlara gelen yüksek rüzgar yükleri nedeniyle en çok zorlanan parçalardan birisidir. Bu sebeplerden dolayı türbin göbeğinin yorulmaya karşı tasarımının çok iyi bir şekilde yapılması gerekmektedir.

Bu çalışmanın yapılabilmesi için desteğini her zaman yanımda hissettiğim değerli hocam Sn. Yrd. Doç. Dr. Murat Makaraçı'ya bu çalışmanın tamamlanmasında emeği gecen tüm MİLRES ekibine ve proje yürütücümüz olan Sn. Doç. Dr. Mahmut Akşit'e teşekkürlerimi sunarım.

Ocak - 2013

Süleyman DEMİR

## İÇİNDEKİLER

|                                                                                                  |     |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....                                                                           | i   |
| İÇİNDEKİLER.....                                                                                 | ii  |
| ŞEKİLLER DİZİNİ.....                                                                             | iv  |
| TABLolar DİZİNİ.....                                                                             | ix  |
| SİMGELER DİZİNİ VE KISALTMALAR.....                                                              | x   |
| ÖZET.....                                                                                        | xi  |
| ABSTRACT.....                                                                                    | xii |
| GİRİŞ.....                                                                                       | 1   |
| 1. RÜZGAR ENERJİSİ HAKKINDA GENEL BİLGİLER.....                                                  | 4   |
| 1.1 Tanım.....                                                                                   | 4   |
| 1.2. Rüzgarın Kaynağı.....                                                                       | 5   |
| 1.3. Rüzgar Enerjisinin Dünyadaki Durumu.....                                                    | 10  |
| 1.4. Rüzgar Enerjisinin Avrupa Ülkelerindeki Son Durumu.....                                     | 11  |
| 1.5. Türkiye’de Rüzgar Enerjisinin Mevcut Durumu.....                                            | 12  |
| 1.6. Türkiye Rüzgar Enerjisi Potansiyeli.....                                                    | 13  |
| 1.7. Rüzgar Enerjisinin Avantaj ve Dezavantajları.....                                           | 17  |
| 2. RÜZGAR ENERJİSİNİN TEMELLERİ.....                                                             | 21  |
| 2.1. Yıllar Arası Rüzgar Değişimi.....                                                           | 22  |
| 2.2. Yıllık Rüzgar Şiddeti Değişimi.....                                                         | 22  |
| 2.3. Günlük Rüzgar Şiddeti Değişimi.....                                                         | 22  |
| 2.4. Kısa Süreli Rüzgar Şiddeti Değişimleri.....                                                 | 23  |
| 2.5. Rüzgar Şiddeti Değişiminin Modellenmesi.....                                                | 25  |
| 2.6. Rüzgar Enerji Potansiyelinin Belirlenmesi.....                                              | 26  |
| 3. RÜZGAR TÜRBİNLERİ.....                                                                        | 27  |
| 3.1. Düşey Eksenli Rüzgar Türbinleri.....                                                        | 27  |
| 3.2. Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri.....                                                        | 28  |
| 3.3. Yatay Eksenli Rüzgar Türbinlerinin Bileşenleri.....                                         | 30  |
| 3.3.1. Rotor.....                                                                                | 31  |
| 3.3.2. Rotor göbeği (Hub).....                                                                   | 31  |
| 3.3.2.1. Kanat Yunuslama (Pitch) Mekanizması.....                                                | 32  |
| 3.3.2.2. Rotor Kanat Yatağı (Rotor Blade Bearings).....                                          | 33  |
| 4. METAL YORULMASI.....                                                                          | 34  |
| 4.1. Metallerde Yorulma.....                                                                     | 34  |
| 4.2. Yorulma Çatlağının Oluşumu.....                                                             | 35  |
| 4.3. Gerilme yığılması (çentik) etkisi.....                                                      | 36  |
| 4.4. Gerilme-Ömür Diyagramı (S-N Diyagram).....                                                  | 37  |
| 4.5. Malzemenin Dayanım Limiti (Endurance Limit $S_e$ ).....                                     | 38  |
| 4.6. Miner’s Kuralı.....                                                                         | 38  |
| 4.7. Yorulma Oranı (Fatigue Ratio).....                                                          | 39  |
| 4.8. Ortalama Gerilme Etkileri ( Mean Stress Effects).....                                       | 41  |
| 4.8.1. Yorulmadaki Gerilme Yığılması.....                                                        | 45  |
| 4.8.2. Geometrik Gerilme Yığılması Faktörü ( $K_t$ )<br>Yorulma Mukavemet Faktörü ( $K_f$ )..... | 46  |

|                                                                                    |     |
|------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 4.8.2.1 Çentik duyarlılığı .....                                                   | 46  |
| 5. RÜZGÂR TÜRİNİ ROTOR GÖBEĞİ YAPISAL TASARIMI VE SONLU<br>ELEMENLAR ANALİZİ ..... | 48  |
| 5.1. Rotor Göbeğinin Tasarım Aşaması .....                                         | 52  |
| 5.2. Malzemenin Tanımı ve Yapısal Özellikleri .....                                | 53  |
| 5.3. Analiz Hazırlıkları İçin S-N Diyagramının Oluşturulması .....                 | 55  |
| 5.4. İlk Tasarım Çalışması .....                                                   | 57  |
| 5.5. Kuvvet ve Momentlerin Uygulanması .....                                       | 58  |
| 5.5.1. Pala kökü düzlem dışı kayma kuvveti ( $F_t$ ) .....                         | 59  |
| 5.5.2. Pala kökü düzlem içi kayma kuvveti ( $F_y$ ) .....                          | 60  |
| 5.5.3. Pala kökü düzlem içi moment ( $M_x$ ) .....                                 | 61  |
| 5.5.4. Pala Kökü Düzlem Dışı Moment ( $M_y$ ) .....                                | 63  |
| 5.5.5. Pala kökü burulma momenti ( $M_z$ ) .....                                   | 64  |
| 5.6. Analiz Adımları .....                                                         | 65  |
| 5.7. Birinci Tasarımın Sonuçlarının İrdelenmesi .....                              | 76  |
| 5.8. Son Tasarım Çalışması .....                                                   | 80  |
| 5.8.1. Tanım .....                                                                 | 80  |
| 5.8.2. Son Tasarım Analiz Sonucu .....                                             | 94  |
| 5.8.3. Seçilen Tasarım .....                                                       | 98  |
| 6. YATAK (SLEWING BEARING) TASARIMI VE SEÇİMİ .....                                | 101 |
| 6.1. Tanım .....                                                                   | 101 |
| 6.2. Yüksek Dönme Doğruluğu .....                                                  | 102 |
| 6.3. Derecelendirilmiş Ömür .....                                                  | 103 |
| 6.4. Yunuslama (Pitch) Yatak Analiz Sonuçları .....                                | 110 |
| 7. PALA YUNUSLAMA (PITCH) MEKANİZMASI .....                                        | 111 |
| 7.1. Yunuslama (Pitch) Sistemi Tasarımı .....                                      | 113 |
| 7.2. Pinyon Dişli ile Yunuslama Yatağı Arasında Oluşan Kuvvet Hesaplaması .....    | 123 |
| 7.2.1 Tanım .....                                                                  | 123 |
| 7.2.2. Dişli malzemesi .....                                                       | 123 |
| 7.2.3. Kuvvet Analizi .....                                                        | 124 |
| 8. RÜZGAR TÜRİNİ ROTOR GÖBEĞİ (HUB) TİTREŞİM ANALİZİ .....                         | 127 |
| 8.1. Titreşim .....                                                                | 127 |
| 8.2. Ansys Programı ile Titreşim Analizi .....                                     | 127 |
| 8.3. Modal Analiz .....                                                            | 129 |
| 8.3.1. Sistemin Çalışma Durumundaki Frekans İrdelemesi .....                       | 129 |
| 8.3.2. Yüklerin Uygulanması Ve Modal (Titreşim) Analiz Sonuçları .....             | 129 |
| 8.3.2.1. Sonuçların Değerlendirilmesi .....                                        | 130 |
| 9. ŞEKİL OPTİMİZASYONU .....                                                       | 132 |
| 9.1. Ağırlık Ve Gerilme Optimizasyonu .....                                        | 133 |
| 9.2. Ön Tasarım .....                                                              | 133 |
| 9.2.1. Tasarım Sınırlamaları .....                                                 | 135 |
| 10. CİVATA VE SOMUN ANALİZİ .....                                                  | 137 |
| 10.1. Cıvata somun bağlantısı ve seçimi .....                                      | 137 |
| 10.1.1. Bağlantı Elemanı Kuvvet Hesapları .....                                    | 138 |
| 11. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....                                                     | 141 |
| 11.1. ÖNERİLER .....                                                               | 143 |
| KAYNAKLAR .....                                                                    | 146 |
| ÖZGEÇMİŞ .....                                                                     | 149 |

## ŞEKİL DİZİNİ

|             |                                                                          |    |
|-------------|--------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 1.1.  | Yatay eksenli rüzgar türbini .....                                       | 9  |
| Şekil 1.2.  | YERT bir türbinin bileşenleri .....                                      | 10 |
| Şekil 1.3.  | 1996-2011 yılları arası kümülatif kurulu güç artışı .....                | 11 |
| Şekil 1.4.  | EPDK'ya yapılan RES başvurularının durumu .....                          | 12 |
| Şekil 1.5.  | İşletme ve inşa halindeki RES'lerin türbin güçlerine göre dağılımı ..... | 13 |
| Şekil 1.6.  | Türkiye yıllık ortalama rüzgar hızı, 50 m/s .....                        | 15 |
| Şekil 1.7.  | Avrupa ülkelerindeki doğrudan rüzgar enerjisi istihdamı .....            | 19 |
| Şekil 2.1.  | Aylık bir gust olayının gösterimi, Burada a, b, c, d; sırasıyla:.....    | 23 |
|             | genlik devam süresi, maksimum                                            |    |
|             | değişim ve lapse-rate (değişim oranı) .....                              | 23 |
| Şekil 2.2.  | Rotor disk alanı üzerinde düzgün olmayan rüzgar akışı.....               | 24 |
| Şekil 2.3.  | Bir rüzgar türbininin çalışma karakteristikleri .....                    | 25 |
| Şekil 3.1.  | Savonius (A), Darrieus (B) rotor tipleri.....                            | 28 |
| Şekil 3.2.  | Yatay eksenli rüzgar türbini .....                                       | 29 |
| Şekil 3.3.  | Rüzgar türbini bileşenleri.....                                          | 30 |
| Şekil 3.4.  | Rüzgar türbin göbeği örnekleri .....                                     | 32 |
| Şekil 3.5.  | Makaralı rulman ile açısal temasta rotor yatağı.....                     | 33 |
| Şekil 4.1.  | Yorulma kırılmasının genel gösterimi.....                                | 35 |
| Şekil 4.2.  | Yorulmanın başlangıç ve gelişim eğrisi .....                             | 35 |
| Şekil 4.3.  | Tipik S-N eğrileri .....                                                 | 37 |
| Şekil 4.4.  | İdeal S-N eğrisi oluşturulması.....                                      | 39 |
| Şekil 4.5.  | Yorulma oranının gösterilmesi .....                                      | 40 |
| Şekil 4.6.  | Sünek dökme demirler için S-N diyagramı .....                            | 40 |
| Şekil 4.7.  | Tipik periyodik yük parametresi .....                                    | 41 |
| Şekil 4.8.  | Ortalama gerilmenin etkisi .....                                         | 42 |
| Şekil 4.9.  | Örnek bir Haigh diyagramı .....                                          | 43 |
| Şekil 4.10. | Gerilme-Ömür (S-N) hesaplamalarında .....                                | 44 |
|             | kullanılan teoriler .....                                                | 44 |
| Şekil 4.11. | Eğilme, Burulma ve Eksenel yükleme durumlarında sünek dökme              |    |
|             | demirlerin dayanma sınırları .....                                       | 45 |
| Şekil 4.12. | $K_f$ mukavemet faktörünün grafiksel gösterimi .....                     | 47 |
| Şekil 5.1.  | Aerodinamik yüklerin tanımlandığı eksen.....                             | 50 |
| Şekil 5.2.  | Elde edilen kuvvet ve moment değerlerinin uygulama eksenleri .....       | 51 |
| Şekil 5.3.  | Türbin üzerine etki eden aerodinamik kuvvetlerin gösterimi .....         | 52 |
| Şekil 5.4.  | İlk tasarımın oluşturulması .....                                        | 53 |
| Şekil 5.5.  | EN GJS sınıfındaki diğer malzemelerin mekanik özellikleri .....          | 55 |
| Şekil 5.6.  | Kırılmada Uzama [%] .....                                                | 55 |
| Şekil 5.7.  | S-N eğrisinin Ansys yazılımında oluşturulması.....                       | 56 |
| Şekil 5.8.  | EN GJS 400 18 LT malzemesinin S-N eğrisinin gösterilmesi .....           | 57 |
| Şekil 5.9.  | İlk tasarım için mesh sonuçları .....                                    | 58 |
| Şekil 5.10. | Pala kökü düzlem dışı kayma kuvveti .....                                | 60 |
| Şekil 5.11. | Pala kökü düzlem içi kayma kuvveti.....                                  | 61 |
| Şekil 5.12. | Düzlem içi moment şematik gösterimi .....                                | 62 |

|             |                                                                                                                              |    |
|-------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 5.13. | Düzlem içi moment .....                                                                                                      | 62 |
| Şekil 5.14. | Düzlem içi moment şematik gösterimi .....                                                                                    | 63 |
| Şekil 5.15. | Düzlem içi moment .....                                                                                                      | 64 |
| Şekil 5.16. | Pala kökü burulma momenti .....                                                                                              | 65 |
| Şekil 5.17. | Yorulma analizi için ayarların yapılması.....                                                                                | 66 |
| Şekil 5.18. | 10 mm et kalınlığında statik eşdeğer gerilmesi (1)<br>ile yorulma emniyet faktörü (2) değerleri .....                        | 67 |
| Şekil 5.19. | 10 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (3)<br>ile yorulma ömrü (5) değerleri .....                                  | 67 |
| Şekil 5.20. | 10 mm et kalınlığında yorulma ömür grafiği (7)<br>ile yorulma emniyet faktörü grafiği (8) değerleri.....                     | 68 |
| Şekil 5.21. | 20 mm et kalınlığında statik gerilme (von-Mises) (9) ile yorulma .....                                                       | 68 |
| Şekil 5.22. | 20 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (11)<br>ile yorulma ömrü (12) değerleri .....                                | 68 |
| Şekil 5.23. | 20 mm et kalınlığında yorulma hasarı (13)<br>ile yorulma emniyet faktörü grafiği (14) değerleri.....                         | 69 |
| Şekil 5.24. | 20 mm et kalınlığında yorulma ömrü grafiği (15)<br>ile yorulma hasarı grafiği (16) değerleri.....                            | 69 |
| Şekil 5.25. | 40 mm et kalınlığında statik eşdeğer gerilme (von-Mises) (17)<br>ile yorulma emniyet faktörü (18) değerleri .....            | 70 |
| Şekil 5.26. | 40 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (19)<br>ile yorulma ömrü (20) değerleri .....                                | 70 |
| Şekil 5.27. | 40 mm et kalınlığında yorulma hasarı (21)<br>ile yorulma emniyet faktörü grafiği (22) değerleri.....                         | 70 |
| Şekil 5.28. | 50 mm et kalınlığında yorulma emniyet faktörü (25)<br>ile yorulma eşdeğer gerilmesi (26) değerleri .....                     | 71 |
| Şekil 5.29. | 50 mm et kalınlığında yorulma ömrü (27)<br>ile yorulma hasarı (28) değerleri .....                                           | 71 |
| Şekil 5.30. | 80 mm et kalınlığında yorulma emniyet faktörü (29)<br>ile statik eşdeğer (Von-Mises) gerilmesi (30) değerleri .....          | 72 |
| Şekil 5.31. | 80 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (31)<br>ile yorulma emniyet faktörü grafiği (32) değerleri.....              | 72 |
| Şekil 5.32. | 100 mm et kalınlığında statik eşdeğer (von-Mises)<br>gerilmesi (33) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (34) değerleri ..... | 73 |
| Şekil 5.33. | 100 mm et kalınlığında yorulma emniyet faktörü (35)<br>ile yorulma eşdeğer gerilme (34) değerleri.....                       | 73 |
| Şekil 5.34. | 120 mm et kalınlığında statik eşdeğer (von-Mises)<br>gerilmesi (37) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (38) değerleri ..... | 73 |
| Şekil 5.35. | 120 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (39)<br>ile yorulma emniyet faktörü grafiği (40) değerleri.....             | 74 |
| Şekil 5.36. | 150 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (43)<br>ile yorulma emniyet faktörü grafiği (42) değerleri.....             | 74 |
| Şekil 5.37. | 180 mm et kalınlığında statik eşdeğer (von-Mises)<br>gerilmesi (45) ile yorulma eşdeğer gerilmesi (46) değerleri.....        | 75 |
| Şekil 5.38. | 180 mm et kalınlığında yorulma emniyet faktörü (47)<br>ile yorulma emniyet faktörü grafiği (48) değerleri.....               | 75 |
| Şekil 5.39. | 200 mm et kalınlığında statik eşdeğer (von-Mises)<br>gerilmesi (49) ile yorulma emniyet faktörü (50) değerleri .....         | 75 |

|             |                                                                                                                        |    |
|-------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 5.40. | 200 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (51) ile yorulma emniyet faktörü (52) değerleri .....                 | 76 |
| Şekil 5.41. | Et kalınlıklarına göre statik gerilme grafiği .....                                                                    | 78 |
| Şekil 5.42. | Et kalınlıklarına göre göbek (hub) ağırlığı .....                                                                      | 79 |
| Şekil 5.43. | Et kalınlıklarına göre yorulma eşdeğer gerilmeleri .....                                                               | 79 |
| Şekil 5.44. | Et kalınlıklarına göre yorulma emniyet faktör .....                                                                    | 79 |
| Şekil 5.45. | Max gerilmelerin transmisyon bağlantısında gösterilmesi .....                                                          | 81 |
| Şekil 5.46. | Son tasarım geometrisi .....                                                                                           | 82 |
| Şekil 5.47. | Son tasarım 10 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (1) ile yorulma emniyet faktörü (2) değerleri .....     | 83 |
| Şekil 5.48. | Son tasarım 10 mm et kalınlığında yorulma ömrü (3) ile yorulma eşdeğer gerilmesi (4) değerleri .....                   | 83 |
| Şekil 5.49. | Son tasarım 10 mm et kalınlığında yorulma hasarı (5) ile yorulma ömrü grafiği (6) değerleri .....                      | 84 |
| Şekil 5.50. | Son tasarım 10 mm et kalınlığında yorulma hasarı grafiği (7) ile yorulma emniyet faktörü (8) değerleri .....           | 84 |
| Şekil 5.51. | Son tasarım 20 mm et kalınlığında yorulma hasarı grafiği (13) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (14) değerleri ..... | 85 |
| Şekil 5.52. | Son tasarım 20 mm et kalınlığında yorulma ömrü (15) ile yorulma hasarı (16) değerleri .....                            | 85 |
| Şekil 5.53. | Son tasarım 30 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (17) ile yorulma emniyet faktörü (18) değerleri .....   | 86 |
| Şekil 5.54. | Son tasarım 30 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (19) ile yorulma ömrü (20) değerleri .....                 | 86 |
| Şekil 5.55. | Son tasarım 30 mm et kalınlığında yorulma ömrü grafiği (21) ile yorulma hasarı (22) değerleri .....                    | 86 |
| Şekil 5.56. | Son tasarım 30 mm et kalınlığında yorulma hasarı grafiği (23) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (24) değerleri ..... | 87 |
| Şekil 5.57. | Son tasarım 40 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (25) ile yorulma emniyet faktörü (26) değerleri .....   | 87 |
| Şekil 5.58. | Son tasarım 40 mm et kalınlığında yorulma hasarı (29) ile yorulma ömrü grafiği (30) değerleri .....                    | 88 |
| Şekil 5.59. | Son tasarım 40 mm et kalınlığında yorulma hasarı grafiği (31) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (32) değerleri ..... | 88 |
| Şekil 5.60. | Son tasarım 50 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (33) ile yorulma emniyet faktörü (34) değerleri .....   | 88 |
| Şekil 5.61. | Son tasarım 50 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (35) ile yorulma ömrü (36) değerleri .....                 | 89 |
| Şekil 5.62. | Son tasarım 50 mm et kalınlığında yorulma hasarı (37) ile yorulma ömrü grafiği (38) değerleri .....                    | 89 |
| Şekil 5.63. | Son tasarım 50 mm et kalınlığında yorulma hasarı grafiği (39) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (40) değerleri ..... | 89 |
| Şekil 5.64. | Son tasarım 80 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (41) ile yorulma emniyet faktörü (42) değerleri .....   | 90 |
| Şekil 5.65. | Son tasarım 80 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (43) ile yorulma ömrü (44) değerleri .....                 | 90 |
| Şekil 5.66. | Son tasarım 80 mm et kalınlığında yorulma hasarı (45) ile yorulma ömrü grafiği (46) değerleri .....                    | 90 |

|             |                                                                                                                       |     |
|-------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Şekil 5.67. | Son tasarım 100 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (47) ile yorulma emniyet faktörü (48) değerleri ..... | 91  |
| Şekil 5.68. | Son tasarım 100 mm et kalınlığında .....                                                                              | 91  |
|             | yorulma eşdeğer gerilmesi (49) değerleri .....                                                                        | 91  |
| Şekil 5.69. | Son tasarım 120 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (50) ile yorulma emniyet faktörü (51) değerleri ..... | 91  |
| Şekil 5.70. | Son tasarım 120 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi .....                                                    | 92  |
| Şekil 5.71. | Son tasarım 150 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (53) ile yorulma emniyet faktörü (54) değerleri ..... | 92  |
| Şekil 5.72. | Son tasarım 150 mm et kalınlığında .....                                                                              | 92  |
|             | yorulma eşdeğer gerilmesi (55) değeri .....                                                                           | 92  |
| Şekil 5.73. | Son tasarım 180 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (56) ile yorulma emniyet faktörü (57) değerleri ..... | 93  |
| Şekil 5.74. | Son tasarım 180 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (58) değeri .....                                        | 93  |
| Şekil 5.75. | Son tasarım 200 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (59) ile yorulma emniyet faktörü (60) değerleri ..... | 93  |
| Şekil 5.76. | Son tasarım 200 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (61) değeri.....                                         | 94  |
| Şekil 5.77. | Göbek bakım deliklerinin ve maksimum .....                                                                            | 95  |
|             | gerilmelerin gösterilmesi .....                                                                                       | 95  |
| Şekil 5.78. | Et kalınlıklarına göre statik gerilme grafiği.....                                                                    | 96  |
| Şekil 5.79. | Et kalınlığına göre rotor göbeği (rotor hub) ağırlığı.....                                                            | 97  |
| Şekil 5.80. | Et kalınlığına göre yorulma eşdeğer gerilmesi grafiği .....                                                           | 97  |
| Şekil 5.81. | Yorulma eşdeğer gerilmesine göre yorulma emniyet faktörü.....                                                         | 97  |
| Şekil 5.82. | Son tasarım geometrisi .....                                                                                          | 99  |
| Şekil 5.83. | Seçimi yapılan 200 mm et kalınlığındaki .....                                                                         | 100 |
|             | tasarımın analiz sonuçları.....                                                                                       | 100 |
| Şekil 6.1.  | Türbin yataklarının (Slewing Bearing) kullanıldığı yerler .....                                                       | 101 |
| Şekil 6.2.  | Yunuslama yatağı.....                                                                                                 | 102 |
| Şekil 6.3.  | Sıcaklık faktörü .....                                                                                                | 103 |
| Şekil 6.4.  | Yük faktörü .....                                                                                                     | 103 |
| Şekil 6.5.  | Yunuslama (Pitch) yatağı üzerine etki eden yükler.....                                                                | 104 |
| Şekil 6.6.  | Seçilen yatağın teknik resmi .....                                                                                    | 106 |
| Şekil 6.7.  | Seçilen yatağın eksenel yüke karşı taşıyabileceği eğilme momenti....                                                  | 106 |
| Şekil 6.8.  | Yunuslama yatağı tasarımı.....                                                                                        | 107 |
| Şekil 6.9.  | Yunuslama yatağının bağlantı seklinin gösterilmesi.....                                                               | 107 |
| Şekil 6.10. | Yatak bağlantısının ölçülendirilmesi .....                                                                            | 108 |
| Şekil 6.11. | Rulman ve merdane (ring) arasında bulunan sürtünmeli temas.....                                                       | 109 |
| Şekil 6.12. | Yatağın süper eleman modeli.....                                                                                      | 109 |
| Şekil 6.13. | Yatağa uygulanan radyal, eksenel kuvvet ve eğilme momenti.....                                                        | 109 |
| Şekil 6.14. | Uygulanan kuvvet ve momentle elde edilen statik (von-Mises) gerilme sonucu .....                                      | 110 |
| Şekil 7.1.  | Yunuslama motorlarının konumu ve göbek üzerine yerleştirilmesi ...                                                    | 111 |
| Şekil 7.2.  | Yunuslama mekanizması tasarımı.....                                                                                   | 112 |
| Şekil 7.3.  | Göbek içerisinde bulunan yunuslama mekanizması tasarımı .....                                                         | 112 |
| Şekil 7.4.  | Yunuslama sisteminin SAMCEF modeli.....                                                                               | 113 |
| Şekil 7.5.  | Zamana bağlı olarak yunuslama pozisyonu.....                                                                          | 114 |
| Şekil 7.6.  | Servo motor seçimi için akış şeması .....                                                                             | 115 |

|             |                                                                                            |     |
|-------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Şekil 7.7.  | Çevrim oranı tablosu .....                                                                 | 116 |
| Şekil 7.8.  | Tasarımı yapılan servo motor, rediktör ve pinyon dişli .....                               | 120 |
| Şekil 7.9.  | Yunuslama mekanizması gösterilmesi .....                                                   | 121 |
| Şekil 7.10. | Yunuslama motorunun katı model görünümü .....                                              | 122 |
| Şekil 7.11. | Göbek üzerinde sistem entegrasyonunun kurulması .....                                      | 122 |
| Şekil 7.12. | Dişli çarklara gelen kuvvetler .....                                                       | 125 |
| Şekil 7.13. | Dişli üzerinde oluşan radyal ve eksenel kuvvetler .....                                    | 125 |
| Şekil 7.14. | Pinyon dişli üzerinde oluşan gerilmeler .....                                              | 126 |
| Şekil 8.1.  | Titreşim yüklerinin uygulandığı eksen takımları .....                                      | 130 |
| Şekil 8.2.  | Mod şekillerinin gösterilmesi.....                                                         | 131 |
| Şekil 8.3.  | İlk 2 mod seklinde toplam deformasyon durumları .....                                      | 131 |
| Şekil 8.4.  | Son iki mod şekilnde toplam deformasyon durumları .....                                    | 131 |
| Şekil 8.5.  | Comsol yazılımında mod şekillerinin sonuçları.....                                         | 132 |
| Şekil 9.1.  | İlk tasarım optimizasyondan önceki durumu.....                                             | 134 |
| Şekil 9.2.  | Optimizasyon öncesi çok düşük gerilme taşıyan .....                                        | 134 |
|             | bölgelerin gösterilmesi.....                                                               | 134 |
| Şekil 9.3.  | Şekil optimizasyonun sonucunda çıkartılması gerekli<br>yerler kırmızıyla kısımlardır ..... | 135 |
| Şekil 9.4.  | Şekil optimizasyonu sonunda tasarlanan yeni<br>göbek ile analiz sonuçları.....             | 136 |
| Şekil 10.1. | Çıvata somun bağlantısı.....                                                               | 137 |
| Şekil 10.2. | Analiz sonrası çıvata üzerinde oluşan statik gerilme .....                                 | 140 |

## TABLÖLAR DİZİNİ

|             |                                                                                                     |     |
|-------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Tablo 1.1.  | Rüzgar enerjisi ile sağlanan emisyon tasarruf miktarları.....                                       | 18  |
| Tablo 5.1.  | Rüzgar koşulları .....                                                                              | 49  |
| Tablo 5.2.  | Kanat kök kısmına etki eden kuvvet ve momentlerin hesaplanması için uygulanan konfigürasyonlar..... | 49  |
| Tablo 5.3.  | Yük zarfının azami ve asgari noktaları.....                                                         | 51  |
| Tablo 5.4.  | EN GJS 400 18 LT malzemenin mekanik özellikleri.....                                                | 54  |
| Tablo 5.5.  | İlk tasarım çalışmasında belirlenen tasarım değişkenleri .....                                      | 57  |
| Tablo 5.6.  | Ağ yapısının inceltilmesi ve gerilme değerlerinin yakınsaması .....                                 | 58  |
| Tablo 5.7.  | İlk tasarım çalışmasında belirlenen tasarım değişkenleri .....                                      | 77  |
| Tablo 5.8.  | Et kalınlıklarına göre elde edilen sonuçlar .....                                                   | 78  |
| Tablo 5.9.  | İlk tasarımda 200 mm et kalınlığında elde edilen sonuçlar .....                                     | 81  |
| Tablo 5.10. | Son çalışma tasarım değişkenleri.....                                                               | 82  |
| Tablo 5.11. | Son tasarım elde edilen sonuçlar ve göbek ağırlığı.....                                             | 95  |
| Tablo 5.12. | İlk tasarım değişkenleri .....                                                                      | 98  |
| Tablo 6.1.  | Yunuslama (Pitch) yatağı üzerine etki eden radyal, eksenel ve eğilme momenti değerleri .....        | 104 |
| Tablo 6.2.  | Yatak seçimi ölçüleri.....                                                                          | 105 |
| Tablo 6.3.  | Yatakların mekanik özellikleri.....                                                                 | 108 |
| Tablo 7.1.  | Servo Motor seçimi için hesaplanan değerler .....                                                   | 114 |
| Tablo 7.2.  | Yunuslama yatağının diş sayısına göre pinyon dişli seçimi .....                                     | 116 |
| Tablo 7.3.  | Seçimi yapılan motor özellikleri .....                                                              | 120 |
| Tablo 7.4.  | Önerilen dişli malzemesi .....                                                                      | 123 |
| Tablo 8.1.  | Hesaplanan frekans değerleri.....                                                                   | 129 |
| Tablo 10.1. | Cıvata kalitelerine göre mekanik özellikler.....                                                    | 139 |

## SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR

|                  |                                                        |
|------------------|--------------------------------------------------------|
| A                | : Rüzgar esme yönüne göre dik alanı, (m <sup>2</sup> ) |
| A <sub>net</sub> | : Net alan, (m <sup>2</sup> )                          |
| c                | : Hız, (m/s)                                           |
| F <sub>x</sub>   | : Düzlem dışı kesme kuvveti, (N)                       |
| M <sub>x</sub>   | : Düzlem dışı moment, (Nm)                             |
| M <sub>y</sub>   | : Düzlem içi moment, (Nm)                              |
| M <sub>z</sub>   | : Burulma momenti, (Nm)                                |
| I                | : Kutup atalet momenti, (kg/m <sup>2</sup> )           |
| I <sub>net</sub> | : Kesit atalet momenti, (kg/m <sup>2</sup> )           |
| S <sub>u</sub>   | : Maksimum çekme uzaması, (MPa)                        |
| Se               | : Yorulma mukavemeti, (MPa)                            |
| t                | : Süre, (s)                                            |
| V                | : Hacim, (m <sup>3</sup> )                             |
| v                | : Rüzgar hızı, (m/s)                                   |
| ρ                | : Atmosfer basınç, (kg/m <sup>3</sup> )                |
| P                | : Güç, (kg.m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> )            |
| ω                | : Açısal hız, (rad/s)                                  |
| η                | : Verim, (%)                                           |
| W                | : Güç, (kg.m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> )            |

### Kısaltmalar

|            |                                             |
|------------|---------------------------------------------|
| EN-GJS GGG | : Küresel Grafitli Dökme Demirler           |
| EPDK       | : Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu          |
| GE         | : General Energy (Genel Enerji)             |
| REPA       | : Türkiye Rüzgar Enerjisi Potansiyel Atlası |
| RES        | : Rüzgar Enerjisi Santralleri               |
| YERT       | : Yatay Eksenli Rüzgar Türbini              |

## RÜZGAR TÜRBİNİ GÖBEĞİ İMALATI VE SİSTEM İNTEGRASYONU

### 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 ve orta sınıf rüzgar türbini imalatı kapsamında türbinin pala bağlantılarının yapıldığı rotor göbeği (Hub) tasarımı üzerinde çalışılmıştır. Bu çalışmanın yenilikçi kısmı rotor göbeğinin statik ve yorulma ölçütlerine göre tasarlanması ve piyasada var olan diğer orta sınıf türbin göbeklerinde bulunmayan teknisyen bakım silindirin ilk kez göbek üzerinde tasarlanmasıdır. Rüzgar türbini rotor göbeğinin yapısal olarak tasarlanmasında statik, yorulma ve titreşim analizleri sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla yapılmıştır.

Tasarımın modellenmesi SolidWork yazılımıyla, analizler ise ANSYS, COMSOL, SAMCEF yazılımları kullanılarak tamamlanmıştır. Statik, yorulma ve titreşim analizlerinin yanında sistemin piyasada kullanılan diğer türbin göbeklerinden farklı bir ağırlıkta tasarlanması amaçlanmış olup bunun için de şekil optimizasyonu yapılarak ağırlık azaltma işlemine gidilmiştir. Ayrıca bu çalışmada türbin göbeğinin birleşenleri olarak bilinen yunuslama (Pitch) sistemi tasarımı yapılmıştır. Palalara yunuslama açısını verebilmek için göbek içerisinde bulunan yunuslama yatağının (Slewing Bearing) dönme açıları aerodinamik etkilerden ve kanat atalet momentleri dikkate alınarak hesaplanmış ve yunuslama yatağının seçimi yapılmıştır. Kanatlara yunuslama açısının verilebilmesi için göbek içerisinde bulunan servo yunuslama motorlarının gücü hesaplanmış ve redüktör kademeleri belirlenmiştir.

Statik ve aerodinamik yükler altında mukavemet analizleri yapılmış ve çeşitli yük durumları kullanılarak hesaplama ve seçim işlemleri sonuçlandırılmıştır. Bu durumda oluşturulan tasarımlar için IEC 64100-1 standartlarına göre statik ve yorulma bakımından normlarda verilen yeterli emniyet faktörleri bulunmuştur. Sonuç olarak rotor göbeğinin ilk yapılan tasarımlara göre ağırlığı yaklaşık % 40 oranında azaltılmış ve üretilecek ilk yerli rüzgar türbininin rotor göbeği tasarımı güvenli olarak tamamlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** IEC 64100-1, Emniyet Faktörü, Pala, Rotor Göbeği, Rüzgar Türbini, Statik ve Yorulma.

## **WIND TURBINE HUB MANUFACTURING AND SYSTEM INTEGRATION**

### **ABSTRACT**

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.

In this thesis, the design and analysis of the rotor hub of the first national wind turbine was completed. The most innovative part of this project is to design the rotor hub according to static and fatigue criteria, and also the design of manholes on the hub surface for the first time. The work was accomplished by several numerical methods and computer codes. The methodology for the solution process was completed via finite element methods. The design part of the project is done by Solid works and static and fatigue analyses are accomplished by the finite element codes COMSOL, ANSYS and SAMCEF. Beside the static, fatigue and modal analysis of the system, shape optimization of the rotor hub is performed by ANSYS software to reduce the weight. Moreover, in this thesis project, additional work is considered for the automatic pitch angular position system for blades. In the content of the additional work, selection of the slew bearing that connects the wing and rotor is done. The selection process is completed based on the inertial torques that is calculated for the slew bearings. In order to supply the required angular positioning of the wings, selection of the pitch motor mechanisms are completed by calculating required torque, power and reduction stages for the actuators.

The strength analyses of the structure are conducted under full static and dynamic loadings. Under these conditions, the safety factors that are stated in the IEC 64100-1 standards are achieved with respect to both static and dynamically. As a consequence; weight is reduced by 40 % for the first national wind turbine rotor hub design for safe operation.

**Keywords:** IEC 64100-1, Safety Factor, Blade, Rotor Hub, Wind Turbine, Static and Fatigue.

## 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 alışlagelmiş enerji kaynakları, insanlığı yeni arayışlara itmiş; böylece yenilebilir 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 karşılaşmaktadır. Bilim ve teknolojiye rüzgâr türbini, tasarım, üretim ve işletimiyle ilgili, özellikle yatay eksenli kara türbinleri hakkında geniş bir bilgi birikimi bulunmaktadır.

Rüzgâr türbini tasarımında pala, kule, dişli kutusu, üreteç gibi birçok bileşenin dikkate alınması gerekmektedir. Özellikle pala ve rotor göbeği, gerek aerodinamik gerekse yapısal açıdan türbin tasarımının en önemli bileşenlerinden iki tanesi olarak öne çıkmaktadır. Başarılı bir rotor göbeği tasarımında sağlanması gereken hedefler özetle;

- Aşırı yükleme ve yorulma yüklerine dayanma,
- Pala/kule çarpışmasından sakınmak için uç sehimini engellemek için koni açısını optimuma çıkarma,
- Rezonanstan kaçınma,
- Ağırlık ve maliyeti düşürme, olarak sınıflandırılabilir.

Bu çalışmada günümüz şartlarına uyum sağlayabilecek bir rotor tasarımı hedeflenmiştir. Tasarım, istenilen bir güç edesi ve pasif yunuslama kontrolü hedefleriyle yapısal ve geometrik açıdan ele alınmıştır.

Rüzgar türbinlerinin çeşitli tipleri vardır. Günümüzde en yaygın olarak kullanılan tip Üç Kanatlı Yatay Eksenli Rüzgar Türbini'dir. Bu türbinlerin en güçlü modelleri 7,5 MW güce ulaşmıştır. Bu türbinler farklı birleşenlerden meydana gelerek tasarlanmıştır. Bunların basında en önemli parçalardan biri olan rotor tasarım ve önem açısından ön sıralarda yer edinmektedir.

Rotor rüzgar'ı alabilecek şekilde tasarlanmış olan ve rüzgar enerjisini 3 adet kanat yardımıyla ve en iyi verim sağlayacak şekilde elektrik enerjisine dönüştüren ve çeşitli parçalardan oluşturulan türbinin birkaç parçasından ibarettir. Rotor 'un içerisinde bulunan birleşenleri tanımlayacak olursak, pala, rotor göbeği, yunuslama (Pitch) yatağı (Slewing Bearing), ve yunuslama motorlarından (Servo Motor) dan ibarettir. Bu çalışma üsteki cümlede tanımlanan rotor birleşenlerinin (pala hariç) tasarlanması, kanatları etki eden aerodinamik etkiler hesaplanarak göbek ürerinde oluşan etkileri nedeniyle kullanılan sefero döküm yani sünek dökme demir malzeme olan EN-GJS-400-18-LT malzemenin mekanik özellikleri göz önüne alınarak analizler yapılmıştır. Kullanılan rotor göbeği malzemesi EN-GJS-400-18-LT malzemenin analizler sonucuna göre malzemenin statik değerlendirmelerde akma (Yield) kriteri, metal yorulması açısından ise malzemenin eğilme ve basma gerilmelerinde oluşan dayanma sınırı olarak da bilinen (Endurance Limit) değerleri göz önünde bulundurularak sonuçlar değerlendirilmiştir. Sonlu elemanlar analizi çeşitli yazılımlar kullanılarak yapılmıştır. Bu yazılımların basında Ansys Yazılımı gelmektedir. SolidWorks yazılımında ise rotor göbeği ve içerisinde bulunan parçaların tasarımı yapılmıştır. Milres projesi kapsamında edinilen Samcef Wind Turbine yazılımı kullanılırsa yapılan seçimlerin doğruluğu belirlenmiştir. Rotor göbeğinin yapısal tasarımında göbeğin statik, yorulma ve titreşim analizleri üzerinde durulmuştur. Rotor göbeği titreşim açısından analizlerinin gerçekleştirilmesinde göbeğin ve palaların aerodinamik etkileri göz önünde bulundurularak sonuca ulaşılmıştır. Modal analizde; göbeğin analizi sonucunda elde edilen mod değerlerinin doğal frekansların altında kalması sonucunda tasarımın iyi bir şekilde oluşturulduğu görülmüştür. Ayrıca sistemin rezonansa girmediği de çıkan sonuçlar arasında

olmuştur. Yapısal tasarımların yanında göbeğin ağırlığının da oldukça önemli olduğu bütün mühendislik uygulamalarında ve tasarımlarında bilinen bir gerçektir. Bu çalışmada iki farklı tasarım oluşturulmuştur ilk ve son tasarım olarak gelişme bölümünde ede alınmıştır. Yapılan ilk tasarım çalışmasında göbeğe herhangi bir ağırlık ve şekil optimizasyonu uygulanmamıştır. Bu durumda görülmüştür ki tasarlana rotor göbeğinin ağırlığının oldukça fazla ve elde edilen analiz sonuçları bakımında maksimum gerilmelerin istenmeyen bir bölgede yani göbek ile düşük hız saftı bağlantı bölgesinde elde edilmiştir. Bu istenmeyen iki sonuç sebebiyle yeni bir tasarım oluşturulmuştur. Oluşturulan bu yeni tasarıma ikinci tasarım ismi verilmiştir. İkinci tasarımda birinci tasarımdan farklı olarak ağırlık ve şekil optimizasyonu uygulanmıştır. Bu durumda optimizasyon sonucunda çıkarılması gereken yerler farklı bir tasarımın oluşmasında bir ışık oluşturmıştır. Bu doğrultuda göbek üzerinde altı adet silindirik delik açılmıştır. Açılan bu deliklerin iki sebebi vardır.

Birincisi göbeğin ağırlığı azaltmak, diğeri ise göbeğin rutin bakam yapılabilmesi için bakım personelinin bu deliklerden içeri girmesidir. Ekip olarak bu deliklere verilen isin ise bakım deliği (Man Holes) olmuştur. Göbeğin tasarımı ve sonuçların değerlendirilmesi akabinde yunuslama (Slewing Bearing) yatakları seçilmiş ve motor güç hesaplamaları yapılarak servo motorlar seçilmiş ve tasarlanmıştır.

## **1.RÜZGAR ENERJİSİ HAKKINDA GENEL BİLGİLER**

### **1.1 Tanım**

İhtiyaç duyulan ve vazgeçilmez olan enerjinin sürekli, kaliteli ve güvenli olarak sağlanabilmesi günümüzün en önemli konularından birisidir. Dünya genelinde fosil kaynaklar, gerek ısınmada gerekse yakıt olarak çok geniş bir kullanım alanına sahiptir. Bu fosil kaynakların rezervlerinin gelecek için yeterli görülmemesi, büyük ölçüde ileri teknoloji ve finans kaynağı gerektirmesi, tüm dünya ülkelerinin mevcut enerji programlarını tekrar gözden geçirmesine ve acilen gerekli önlemleri almasına sebep olmuştur. Alınacak önlemlerin başında, toplam enerji talebinde petrolün payının giderek düşürülmesi, enerji tasarrufunun sıkı bir şekilde yapılması ve kaynakların verimli kullanılmasının yanında yenilenebilir enerji kaynaklarından mümkün olduğu kadar yararlanmaya yönelik teknolojilerin hızla geliştirilip uygulamaya konulması gelmektedir. Yenilenebilir enerji kaynaklarının en önemlilerinden biri de rüzgar enerjisidir. Rüzgar enerjisi, aslında insanoğlunun M.Ö. 2800'lerden beri kullandığı en eski enerji kaynaklarından biridir. 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. Kömür ve petrol gibi ithal enerji kaynaklarına bağlı olarak üretim yapan ülkeler rüzgar enerjisi gibi alternatif enerjiler sayesinde kendilerine yeter hale geleceklerdir. Rüzgarla üretilen elektrik enerjisi CO<sub>2</sub> emisyonu üretmemektedir, böylece sera etkisine sebep olmamaktadır. Rüzgar enerjisi göreceli olarak iş gücünün yoğun olduğu ve yeni iş olanakları yaratan bir alandır. Rüzgar enerjisi uzak veya şebekenin yaygın olmadığı bölgelerde depolamak üzere veya dizel motorla birlikte kullanılarak yakıt tasarrufu sağlamaktadır. Ayrıca rüzgar türbinleri içme suyu olmayan kıyı bölgelerinde suyun tuzdan arındırılması işleminde de kullanılabilir. Rüzgarın bol olduğu bölgelerde üretilen elektriğin birim fiyatı açısından diğer konvansiyonel yöntemlere göre oldukça rekabet edilebilir seviyelerdedir.

Rüzgar enerjisini daha rekabetçi kılmak için türbin üreticileri üretim maliyetlerini düşürme konusuna odaklanmışlardır. Faiz oranları, arsa maliyeti ve bölgede esen rüzgar gibi bazı faktörler de üretilen elektrik enerjisinin maliyetini etkilemektedir. Üretim maliyeti, 20 yıllık bir süre içinde ilk yatırım maliyeti ile bakım maliyetlerinin toplamının kW'de ölçülen bakım maliyetine bölünmesi ile hesaplanır. Özellikleri bilinen bir türbinin yıllık rüzgar hızı dağılımı bilinen bir bölgede ne kadar enerji üreteceği tahmin edilebilir. Rüzgar türbinleri elektrik ürettikleri zaman bir miktar gürültü ortaya çıkarırlar. Modern rüzgar türbinlerinde imalatçılar çalışırken çıkan mekanik gürültünün bu kısmını düşürmüşlerdir ve kanatlardan çıkan aerodinamik gürültünün azaltılması için çalışmaktadırlar. Nüfusun yoğun olduğu bölgelerde gürültü oldukça önemli bir etkidir. Ayrıca ileriki yıllarda deniz üstü türbinlerin artması ile gürültü ve görüntü kirliliği ortadan kalkacaktır. Sorunlardan biri de doğanın bize rüzgar sağladığı sürece enerji üretebileceğimizdir. Birçok ülke için rüzgar olmadığı durumlarda elektrik üretebilecek büyük şebekeler olduğundan dolayı bu bir sorun değildir. Yakın gelecekte hangi kaynakların uygun olduğunu bilmek bir avantajdır, böylelikle konvansiyonel güç santrallerinin üretimlerini ayarlamaları sağlanmış olur. Rüzgar türbinleri ile hidroelektrik santrallerinin birlikte çalıştırılması çok uygun gözükmemektedir. Zira hidroelektrik santrallerin devreye alma süreleri çok kısadır ve gerekli olan su rezervuarlarda biriktirilebilir.

## 1.2. Rüzgarın Kaynağı

Bir rüzgar türbini rüzgardaki kinetik enerjiyi bir mil yardımıyla mekanik enerjiye, son olarak da jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine dönüştürür. Elde edilebilecek azami enerji, E, teorik olarak rüzgar hızının sıfıra inmesi ile elde edilir [1].

$$E = \frac{1}{2} \dot{m} V_0^2 = \frac{1}{2} \rho A V_0^3 \quad (1.1)$$

burada  $\dot{m}$  akışkanın kütle debisi kg/s,  $V_0$  rüzgar hızı,  $\rho$  havanın yoğunluğu, A ise rüzgar hızının düştüğü alanı temsil etmektedir. Elde edilebilecek azami güç formülü bize çok önemli bilgiler vermektedir. Güçteki artış rüzgar hızının küpü ile orantılı iken havanın yoğunluğu alan ile lineer bir bağlantı vardır. Bir projeye başlanılmadan önce oradaki rüzgar hızları belirli bir süre için ölçülmektedir. Pratikte ise rüzgarın

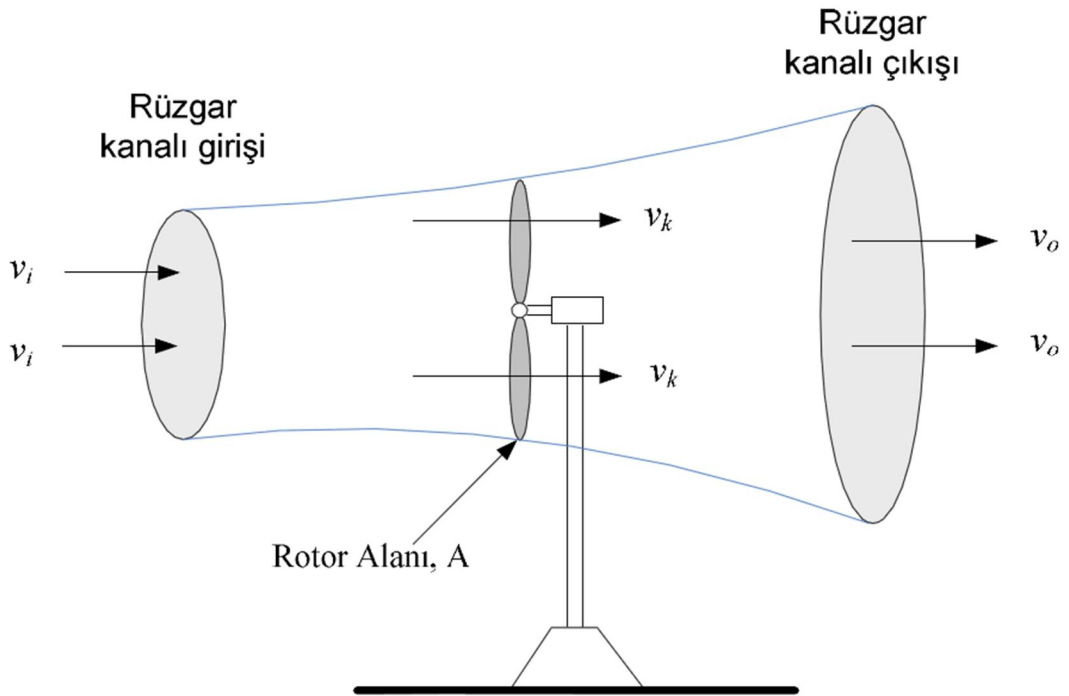
hızı sıfıra inemeyeceğinden elde edilen enerjinin azami enerjiye oranı olarak bir güç katsayısı  $C_p$  tanımlanmıştır.

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

$$P_k = \frac{1}{2} (\dot{m}) [v_i^2 - v_o^2] \quad (1.2)$$

Birim zamanda akan kütle miktarı  $\dot{m}$  olarak tanımlanır ve Denklem (1.2)'de yerine konularak Denklem (1.3) elde edilmiştir.

$$P_k = \frac{1}{2} \dot{m} [v_i^2 - v_o^2] \quad (1.3)$$



Şekil 1.1. Bir rüzgâr türbininin maruz kaldığı rüzgâr kanalı boyunca oluşan rüzgâr hızları

Şekil 1.1'de  $P_k$  rotor kanatlarının yakaladığı mekanik güç (Türbin gücü),  $v_i$  rotor kanatlarının girişindeki rüzgâr hızı,  $v_o$  rotor kanatlarının çıkışındaki rüzgâr hızı,  $v_k$  rotor kanatları düzlemindeki rüzgâr hızını göstermektedir.

$$v_k = \frac{v_i + v_0}{2} \quad (1.4)$$

Görüldüğü gibi rüzgâr kanalı boyunca (rüzgâr hızı  $v_i$ ’ den  $v_0$ ’ ya) hareket ederken sürekli sabit formda değildir. Dolayısıyla Denklem (1.4)’de dönen kanatlar boyunca hareket eden havanın kütle akış oranı (birim zamanda akan kütle miktarı) ortalama hız ile hava yoğunluğunun çarpımından elde edilebilir (veya rotor düzlemindeki rotor süpürme alanı içerisindeki  $v_b$  hızı dikkate alınır).

$$\dot{m} = \rho A v_k = \rho A \frac{v_i + v_0}{2} \quad (1.5)$$

Denklem (1.5) güç denkleminde yerine konulursa,

$$P_k = \frac{1}{2} \left( \rho A \frac{v_i + v_0}{2} \right) [v_i^2 - v_0^2] \quad (1.6)$$

Denklem (1.6) şeklini alacaktır. Denklem düzenlenerek,

$$P_k = \frac{1}{2} \rho A v_i^3 \frac{\left(1 + \frac{v_0}{v_i}\right)}{2} \left[1 - \frac{v_0^2}{v_i^2}\right] \quad (1.7)$$

Denklem (1.7) düzenlenerek Denklem (1.8) elde edilir.

$$P_k = \frac{1}{2} \rho A v_i^3 c_p \quad (1.8)$$

Genel olarak  $v_i = v$  ve  $\phi = \frac{v_0}{v}$  olarak tanımlanabilir.

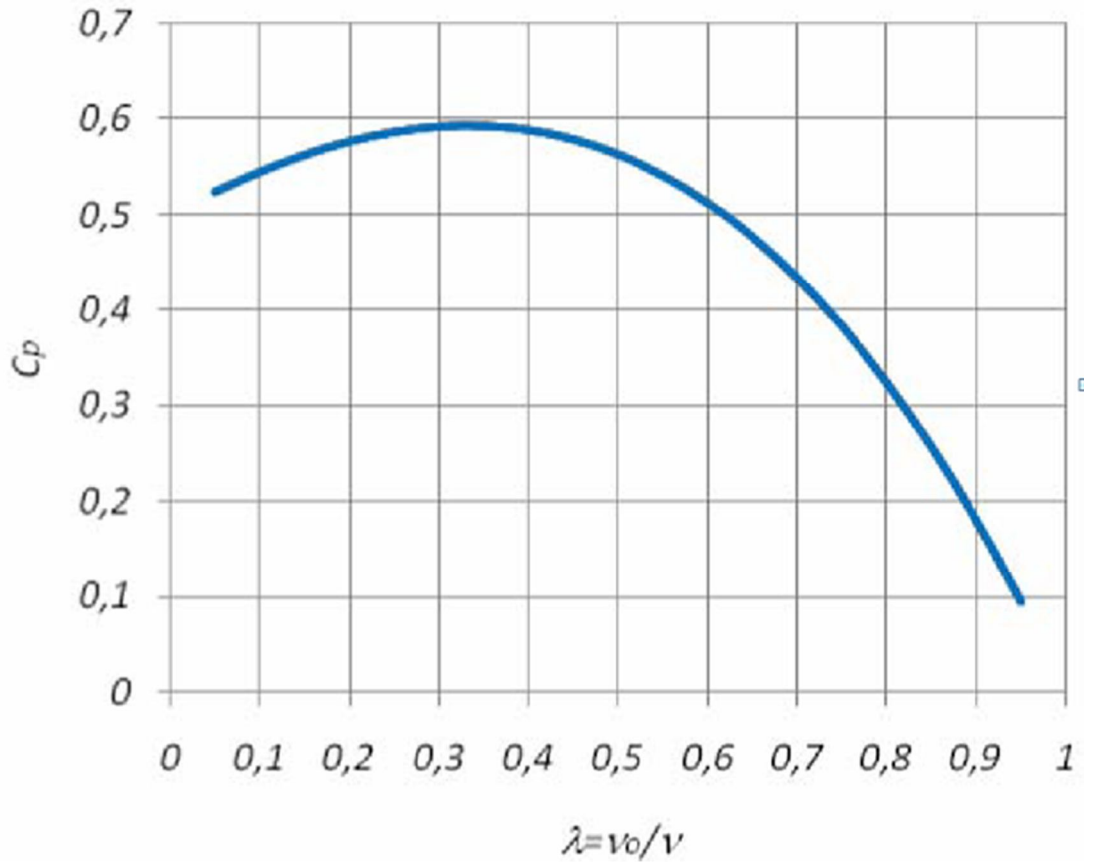
$$c_p = \frac{1}{2} (1 + \phi) (1 - \phi^2) \quad (1.9)$$

Denklem (1.9)’da  $c_p$  rotor verimi olarak bilinir. Maksimum rotor verimini bulmak için  $c_p$ ’ nin  $\phi$ ’ ya göre türevi alınıp denklem sıfıra eşitlenirse;

$$\frac{dc_p}{d\phi} = \frac{1}{2} [(1 - \phi^2) + (1 + \phi)(1 - 2\phi)] = 0 \quad (1.10)$$

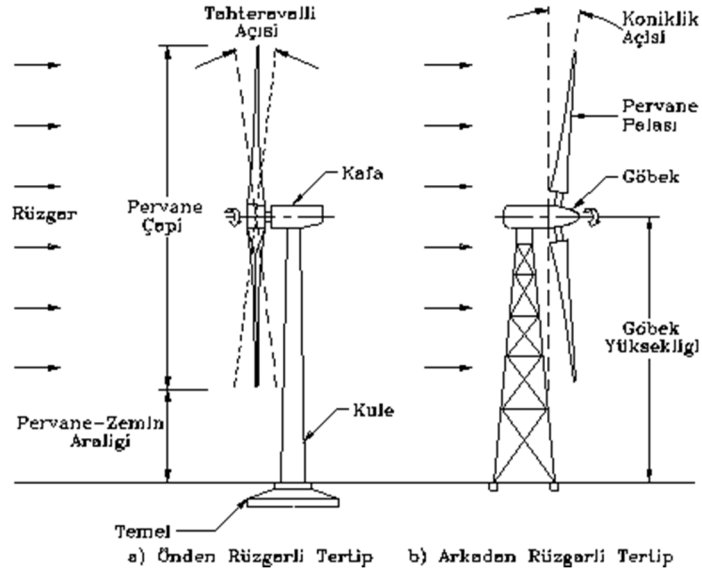
Denklem (1.10)’dan sonuç olarak  $\frac{1}{2} (1 + \phi) (1 - 3\phi) = 0$  olarak elde edilir. Sonuçta göre

$$\phi = \frac{v_0}{v} = \frac{1}{3} \text{ olur. } \phi = \frac{1}{3} \text{ olduğu durumda rotor verimi } c_{p_{\max}} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{3}\right) \left(1 - \frac{1}{3^2}\right) = \frac{16}{27} = 0,5926.$$



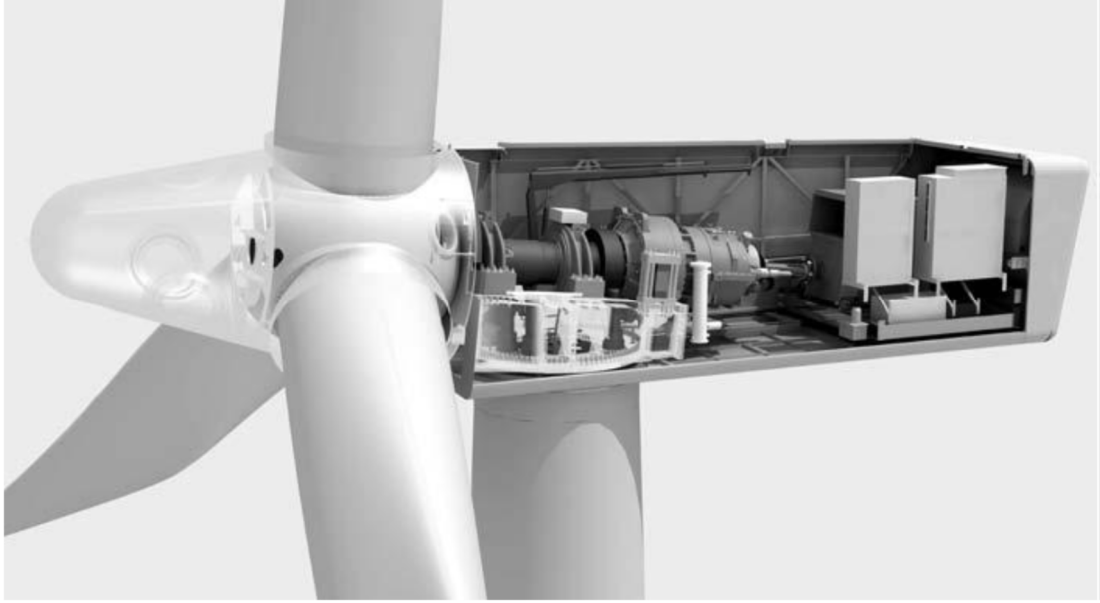
Şekil 1.2.  $C_p$ 'nin  $\lambda$ 'e göre değişim grafiği [1]

Şekil 1.2'de  $C_p$  güç katsayısı Betz limiti denilen teorik bir maksimuma kadar ulaşabilir. Modern rüzgar türbinleri 0.5 gibi bir güç faktörüne ulaşarak Betz limitine yaklaşmışlardır. İstatistiklere göre Danimarka'daki farklı rüzgar türbinleri yaklaşık  $1000 \text{ kW/m}^2$  yıl enerji üretmektedir [1]. Ancak bu üretim miktarları sadece o bölgeler için geçerlidir. Ana tahrik kaynağı olarak basit sürüklemekten ziyade kaldırma kuvvetinin kullanılmasının daha etkin olduğu denizciler tarafından çok önce keşfedilmiştir. Kaldırma ve sürüklenme kuvvetleri rüzgar yönünün düşey ve paralel bileşenleridir. Teorik olarak rüzgârdan güç elde etmenin en verimli yolu sürüklenme yerine kaldırma kuvvetinin kullanılmasıdır. Bu yüzden 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 1.3'te yatay eksenli bir rüzgar türbininin rotor çapı ve kule yüksekliği gösterilmiştir.



Şekil 1.3. Yatay eksenli rüzgar türbini [2]

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, daha oynakmış gibi gözüktürler, 3 kanatlı türbinler ise daha sakin ve çevreye daha uyumlu gözüktürler. 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 [1]. Rüzgar altı türbinler rüzgar üstü türbinlere göre daha gürültülü çalışırlar. Türbin rotorunun dönme hızı ortalama 20-50 dev/dk arasında, jeneratör milinin dönme hızı ise 1000-3000 dev/dk arasında değişir. Buradan da anlaşılacağı gibi düşük devirli rotor mili ile yüksek devirli jeneratör mili arasına bir dişli kutusu konması gerekmektedir. Şekil 1.4'te deniz üstü bir rüzgar türbininin içi verilmiştir [1].

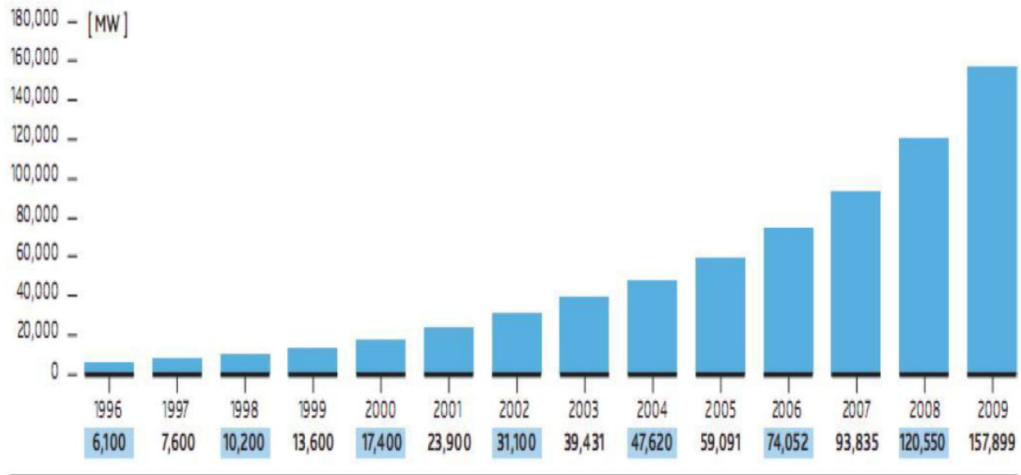


Şekil 1.4. YERT bir türbinin bileşenleri [3]

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 fiberglas veya lamine ahşap gibi farklı malzemelerden yapılmaktadır [1].

### 1.3. Rüzgar Enerjisinin Dünyadaki Durumu

Dünyada rüzgar enerjisi en hızlı yayılan enerji kaynağı olmuştur. Global olarak 1996-2011 yılları arasındaki yıllık kümülatif artış Şekil 1.5'te 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 1.5. 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. Toplam dünya kurulu rüzgar gücünün %48'ine sahip Avrupa, 2011 yılında %16 büyüyerek toplam kurulu elektrik kapasitesinin %6'sını rüzgar enerjisinden karşılar hale gelmiştir. Çin Pazarı da 1 Ocak 2006'da çıkan Yenilenebilir Enerji Kanunu ile büyümeye başlayarak 2011 yılında 13,000 MW eklemiş ve %110'luk bir büyüme gerçekleştirmiştir. Avustralya, 2011 yılı sonunda 1712 MW kurulu rüzgar gücüne ulaşmıştır. Eyalet merkezli teşvik sistemi ile bu büyüme trendini devam ettirmek istemektedir. 2011 yılında 406 MW yeni kapasite eklenmiştir. Genç bir pazar olan Afrika ve Ortadoğu'da ise, Mısır (430 MW), Fas (253 MW) ve İran (91 MW) dikkati çekmektedir. Çin 2009 yılında %34.7'lik artışla dünyada ilk sırayı almaktadır. 2010 yılındaki gelişmelere bakılırsa bu durum devam edecek gibi gözükmektedir [3].

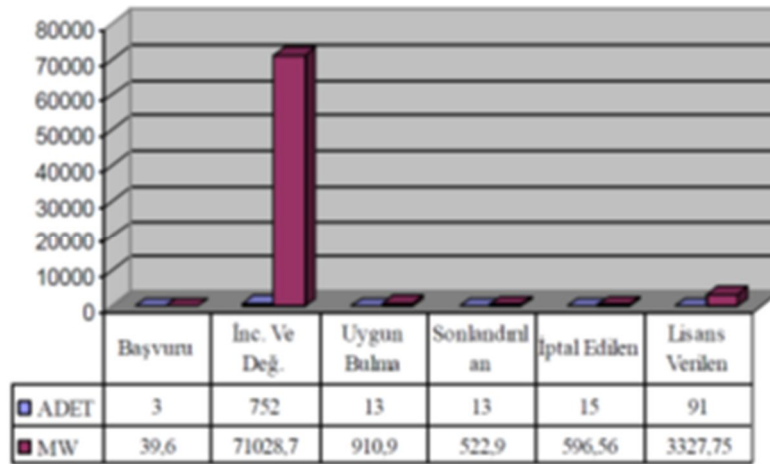
#### 1.4. Rüzgar Enerjisinin Avrupa Ülkelerindeki Son Durumu

Avrupa Birliği Ülkeleri, rüzgar enerjisi başta olmak üzere yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanım oranlarının arttırılmasına yönelik hedeflere odaklanmıştır. Avrupa'daki ve diğer bölgelerdeki ülkeler bu hedefleri tutturabilmek için çeşitli piyasa destek yöntemlerini benimsemişlerdir. Bu ülkeler, üretilen birim enerji başına prim ödenmesinden, özel tarifeler uygulanmasına, yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanan elektrik santrallerine vergi teşviki ve sübvansiyondan enerji üreticilerinin enerji arzlarının gittikçe artan bir yüzdesini yenilenebilir kaynaklardan elde etmeye zorunlu olmasına kadar bir takım yöntemlerden faydalanmışlardır. 2009 yılı

içerisinde de Avrupa’da rüzgar enerjisi kullanımı artarak devam etmiştir. Almanya liderliğini korumuştur ve İspanya hemen onu takip etmektedir. İtalya ve Fransa’da kullanımı ise gittikçe artmaktadır. AB’ye yeni üye olan ülkeler RES kullanımında henüz istenilen seviyede değildir. Orta ve Batı Avrupa Ülkeleri, Doğu Avrupa Ülkelerine doğru yönelmektedir. Ayrıca deniz üstü (offshore) RES kurulu gücü de 2061 MW olup Avrupa’daki toplam kurulu güç olan 76,152 MW içerisinde %2.7 orana sahip olmakla beraber, deniz üstü RES projelerinin önümüzdeki yıllarda artacağı tahmin edilmektedir. AB Ülkelerinde 2008 yılı sonu 65,741 MW kurulu gücün üzerine, 2009 yılında 10,526 MW kurulu güç eklenerek toplam kurulu güç 76,152 MW olmuş ve sektör %16 yıllık büyüme gerçekleştirmiştir [3].

### 1.5. Türkiye’de Rüzgar Enerjisinin Mevcut Durumu

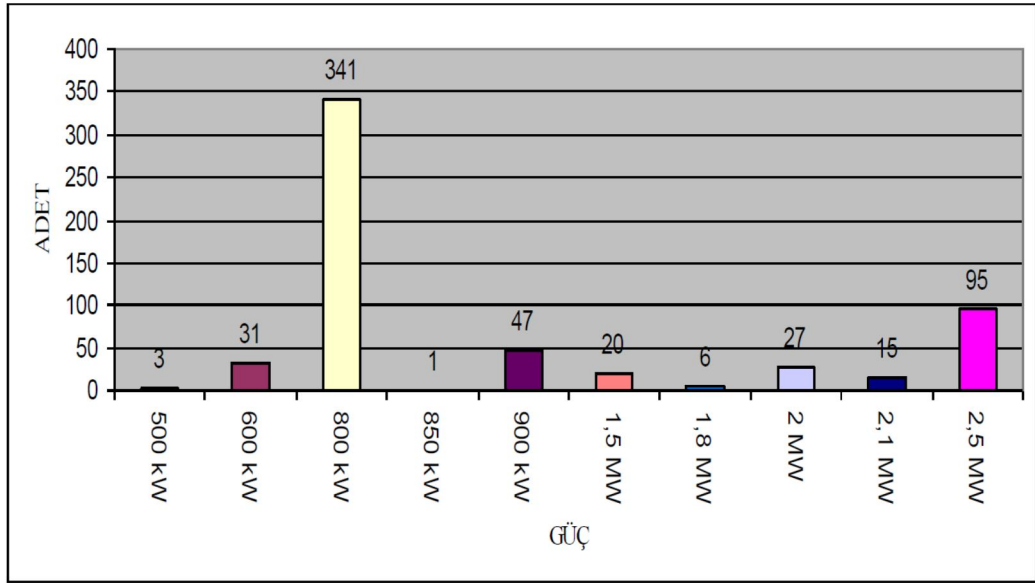
Türkiye’de 2011 yılı sonu itibarıyla 658 MW rüzgar santrali şebekeye bağlı olarak enerji üretmekte, toplam kurulu gücü 402 MW olan rüzgar santrali de inşa halindedir. Bunların yanı sıra Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu (EPDK) tarafından lisanslanmış olan toplam 667 MW’lık rüzgar santrali projesinin de türbin tedarik sözleşmeleri imzalanmıştır [3].



Şekil 1.6. EPDK’ya yapılan RES başvurularının durumu [1]

Günümüze kadar EPDK’ya yapılmış rüzgar enerjisi proje başvurularının durumu Şekil 1.6’da 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 santrallerine türbin üreticileri açısından bakıldığında en büyük pazar payının Vestas türbinlerine ait olduğu görülmektedir.

Bu santrallerde kullanılan Vestas türbinlerinin tamamı yurt dışından temin olup, türbin güçleri projelere göre 600 kW, 800 kW, 2 MW, 3 MW olarak değişmektedir. En çok kullanılan ikinci türbin markası Enercon'dur. Enercon türbinleri kullanan santrallerin türbin güçleri 600kW-2MW arasında değişmektedir. 600-900 kW'lık Enercon türbinlerinin kanatları Enercon&Demirer ortak girişimi olarak İzmir'de kurulan Enercon-Aero rüzgar türbin kanat fabrikası tarafından üretilmektedir. Söz konusu fabrikada Enercon 2 MW'lık türbin kanatları üretimine de başlanmıştır. Yine Enercon ve GE türbinlerinin kuleleri de Gemlik'te yer alan Çimtaş-Enka Çelik İmalat Montaj Sanayi A.Ş. tarafından üretilmektedir. İşletme ve inşa halindeki rüzgar santrallerinde kullanılan türbinlerin güçlerine göre dağılımı ise Şekil 1,7'tedir. Görüleceği gibi en çok kullanılan türbin gücü 800 kW'tır. İkinci olarak en çok kullanılan türbin gücü ise 2,5 MW'tır [5].



Şekil 1.7. İşletme ve inşa halindeki RES'lerin türbin güçlerine göre dağılımı [1]

### 1.6. Türkiye Rüzgar Enerjisi Potansiyeli

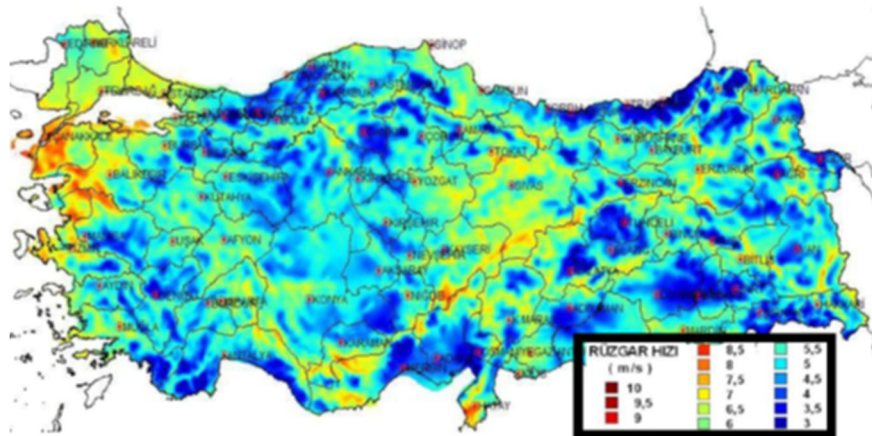
Rüzgar enerjisi konusunda herhangi bir yatırıma başlamadan önce yatırımın yapılacağı yerin rüzgar kaynağı özelliklerini iyi anlamak gerekir. Rüzgar enerjisi potansiyel atlasları bu ve benzeri soruların cevaplandırılması için başvurulması gereken en önemli kaynaklardan biridir. Türkiye Rüzgar Enerjisi 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. Açık alan yakınlardaki en şiddetli yıllık ortalama rüzgar hızları Türkiye'nin batı kıyıları boyunca, Marmara Denizi çevresinde ve Antakya yakınında küçük bir bölgede meydana gelmektedir. Orta şiddetteki rüzgar hızına sahip geniş bölgeler ve rüzgar gücü yoğunluğu Türkiye'nin orta kesimleri boyunca mevcuttur. Açık alan yakınlardaki en şiddetli yıllık ortalama rüzgar hızları Türkiye'nin batı kıyıları boyunca, Marmara Denizi çevresinde ve Antakya yakınında küçük bir bölgede meydana gelmektedir. Orta şiddetteki rüzgar hızına sahip geniş bölgeler ve rüzgar gücü yoğunluğu Türkiye'nin orta kesimleri boyunca mevcuttur. Türkiye çapında rüzgar kaynağı karmaşık topografyaya bağlıdır. Birçok yerde, özellikle sahil boyunca ve doğudaki dağlarda kışları daha gcl 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. Rüzgar hızı haritaları asgari değerleri, haziran ayı süresince gösterir. Rüzgar hızları Eylül ve Ekimde artmaya başlar ve bölgedeki azami değerler Ocak ve şubat aylarında meydana gelir. Antakya yakınındaki gcl rüzgar kaynağının da en kuvvetli zamanı kış aylarında, özellikle kasımdan şubata kadar olan zamandır. Bu bölgedeki rüzgar hızları ilkbahar ve sonbaharda azalma eğilimi gösterirken, yaz aylarında biraz daha yüksek değerlere sahip olurlar. Türkiye'nin doğusundaki dağlık bölgelerdeki rüzgar hızları şubat ayında zirveye ulaşırken kasımdan marta kadar nispeten yüksek değerler mevcuttur.

- Karayollarına 100m emniyet şeridi içinde kalan alanlar
- Demiryolu hatlarına 100m emniyet şeridi içinde kalan alanlar
- Deniz sahillerine 100 m sahil koruma şeridi içinde kalan alanlar
- Havaalanlarına 3 km emniyet şeridi içinde kalan alanlar
- şehirsel alanlar ve 500 m emniyet şeridi içinde kalan alanlar

- Çevre koruma, milli parklar ve tabiat alanları ve 500 m emniyet şeridi içinde kalan alanlar
- 50 m derinlikten fazla olan deniz alanları
- Arazi eğimi 20°'den fazla olan alanlar
- Rakımı 1500 m'den fazla olan alanlar
- Göller, nehirler, sulak alanlar ve baraj gölleri alanları
- Belirli orman tiplerine sahip alanlar (Koru ormanları, özel ormanlar, fidanlıklar, sazlık ve bataklık alanlar, muhafaza ormanları, arberetum)
- Yıllık rüzgar hızı 6.5 m/s'den düşük alanlar

Bu kriterlerin dışında temin edilemeyen altlık haritalar (maden sahaları, petrol-doğalgaz boru hatları, askeri sahalar, özel mülkiyet, turizm bölgeleri, kar örtüsü, vb.) ve öngörülemeyen diğer kriterlerin olduğu da bilinmektedir. Bu nedenle rüzgar santrali kurmaya elverişli olamayacak alanlar belirli yerlerde belirli oranlarda artırılmıştır. Bu nedenle REPA görüntüleme yazılımı geliştirilmiş ve bu yazılımda kullanılamayacak alan hesabı parametrik olarak sunulmuştur. Altlık haritalar temin edildikçe yazılıma eklenebilecek alan hesabı güncellenebilecektir [3].



Şekil 1.8. Türkiye yıllık ortalama rüzgar hızı, 50 m/s [6]

Şekil 1.8'de Türkiye toplam yüzölçümünden bu alanlar çıkarıldıktan sonra rüzgar potansiyeli iki ayrı senaryo kapsamında incelenmiştir. 50m yükseklikte rüzgar güç

yoğunluğu  $400 \text{ W/m}^2$ 'den ve rüzgar hızı  $7.5 \text{ m/s}$ 'den büyük alanlar ve  $50 \text{ m}$  yükseklikte rüzgar güç yoğunluğu  $300 \text{ W/m}^2$ 'den ve rüzgar hızı  $6.5 \text{ m/s}$ 'den büyük alanlarda kilometrekare başına  $5 \text{ MW}$  kurulabileceği varsayımı kullanılarak rüzgar potansiyeli hesaplamaları yapılmıştır. REPA çalışmalarında rüzgar enerjisi potansiyeli hesaplamalarını yaparken 20'nin üzerinde altlık harita kullanılmıştır. Bu haritalar şunlardır: Arazi pürüzlülüğü; Topografya ve yükseklik; Deniz derinlikleri; Arazi eğimi; Yerleşim Birimleri; Göller; Nehirler; Sulak alanlar; Limanlar; Trafo merkezleri; Enerji nakil hatları; Enerji santralleri; Deprem fay zonları; Arazi kullanım şekli; RES başvurularının yerleri; Ormanlar; Çevre koruma alanları; Kuş göç yolları; Kara-demir-hava yolları. REPA ile tüm Türkiye ve komşu ülkelerin önemli bir kısmının rüzgar kaynak bilgilerine  $200 \times 200 \text{ m}$  çözünürlükte erişme imkanı bulunmaktadır. Bu bilgiler aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- 30, 50, 70 ve 100 metre yüksekliklerdeki yıllık, mevsimlik, aylık ve günlük rüzgar hızı ortalamaları
- 50 ve 100 metre yüksekliklerdeki yıllık, mevsimlik ve aylık rüzgar güç yoğunlukları.
- 50 metre yükseklikteki yıllık kapasite faktörü
- 50 metre yükseklikteki yıllık rüzgar sınıfları
- 2 ve 50 metre yüksekliklerdeki aylık sıcaklık değerleri
- Pürüzlülük değerleri
- Deniz seviyesinde ve 50 metre yüksekliklerdeki aylık basınç değerleri
- Rüzgar gülleri, Weibull parametreleri ve dağılımları, istenilen bir nokta veya alanın enerji üretim değerleri, potansiyelleri vb.

Türkiye rüzgar enerjisi potansiyeli, belirlenmiş kriterlerin ışığında rüzgar sınıfı iyi ile sıra dışı arasında  $47849.44 \text{ MW}$  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 bakıldığında 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. Hesaplama 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 kullanılmayacak tüm alanlar bu hesaplardan çıkarılmış ve dikkate alınmamıştır [7].

### **1.7. Rüzgar Enerjisinin Avantaj 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 sırası boyunca hiçbir kirleticisi 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. Ayrıca üretim ve taşıma sırasında ortaya çıkan salınımların toplam enerji üretimine oranına baktığımızda konvansiyonel enerji kaynaklarına ve diğer yenilenebilir kaynaklara göre çok düşük olduğu kesindir. 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

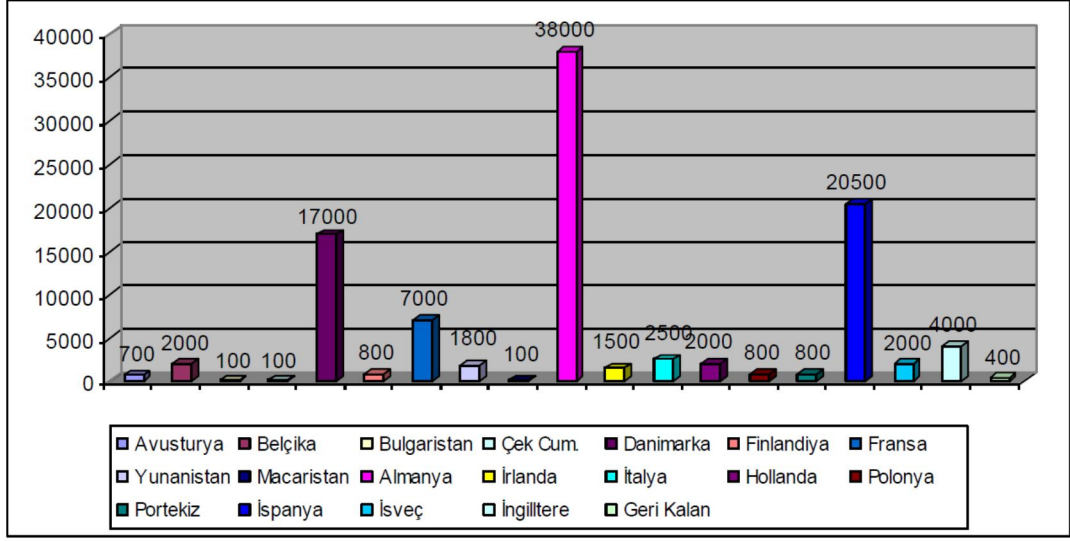
enerjisi ile değiştirilmesi ile 15 milyon ton karbon dioksitin emisyonu azaltılmaktadır. Tablo 1.1’te rüzgar enerjisinin kullanılması ile ne kadar gaz emisyonu tasarrufu yapıldığı gözükmeğdir.

Tablo 1.1. Rüzgar enerjisi ile sağlanan emisyon tasarruf miktarları [8]

| <b>Kirletici</b> | <b>Tasarruf Miktarı<br/>kg/kWh</b> |
|------------------|------------------------------------|
| 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, diğr enerji türlerinde olduğı gibi radyoaktif atık, hava kirliliğinden dolayı oluşan fazladan harcamalar, toplum sağlığındaki bozulma, petrol sızıntısı, kullanılan yakıtın güvenliğı vs. gibi olumsuzluklardan kaçınabilir. Termik santrallerde üretilen elektrik için yapılan ekstra masraflar 0.04 €/kWh rüzgar enerjisi için 0.03 €/kWh’tir [9].

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. Yaratılan istihdamın ülkelere göre dağılımı Şekil 1.9’de görölmektedir [9].



Şekil 1.9. Avrupa ülkelerindeki doğrudan rüzgar enerjisi istihdamı [10]

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 440,000'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. Doğrudan rüzgâr enerjisi istihdamının yaklaşık % 77'si Danimarka, Almanya ve İspanya tarafından sağlanmaktadır.

Yukarıda belirtilen avantajların yanında, temiz bir enerji kaynağı olsa bile rüzgâr teknolojisinin çevrede birtakım olumsuzluklar oluşturması gibi bazı dezavantajlarının olması kaçınılmazdır. Ancak bunların çok büyük sorunlar değildir ve tam anlamıyla ortadan kaldırılamasa bile boyutlarının azaltılabilmesi mümkündür. 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 ihtiyacının karşılanabilmesine yönelik önemli çalışmalar yürütülmektedir [5]. Özellikle deniz üstü rüzgâr santrallerinde, suyun elektrolizi yoluyla elde edilen hidrojen, tanker gemileriyle taşınacağından, yüksek maliyetli denizaltı iletim kablolarına gerek kalmayacaktır. Elektroliz metodu, gerek denizde, gerekse karada kullanılan rüzgâr türbinlerinin, enerjiyi kesikli üretmesinden

kaynaklanan dezavantajının ortadan kaldırılmasında ve üretilen elektriğin dev akülerde depolanması gibi önerilen çözüm yolları içinde en önemlilerinden biridir. 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 coğrafi konumlarının seçiminde daha dikkatli davranılmaktadır. Rüzgâr santrallerinde, 80-85 dB civarında gürültülü ses olmaktadır. Bu sebeple, 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 [5].

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 ölümüne sebep olmaktadır [5].

## 2. RÜZGAR ENERJİSİNİN TEMELLERİ

Dünyamızın atmosferi, büyük bir ısı makinası gibi modellenenebilir. Enerjisini tek bir kaynaktan (güneş) alır diğer bir kaynağa (atmosfer boşluğu) iletir. Bu süreçte, atmosferdeki gazlar iş görür. Hava basıncının geçici olarak yükseldiği veya azaldığı bölgeler oluşur. Hava basıncında'ki bu fark atmosfer gazlarının yüksek basınçtan alçak basınçta doğru hareket etmesine neden olur. Bu bölgeler genellikle yüzlerce km çapındaki bölgelerdir. Güneşten kaynaklanan radyasyon, suyun buharlaşması, yüzey pürüzlülüğü atmosferdeki şartların oluşmasında rol oynamaktadır. Bu etkiler arasındaki ilişkiyi inceleyen bilim dalı meteorolojidir. Hava hareketlerini sürükleyen en temel kuvvetin iki bölge arasındaki basınç farklılıkları olduğunu söylemiştik. Bu hava basıncı birçok fizik yasasıyla açıklanmaktadır. Bunlardan bir tanesi de gaz basıncı ile hacminin çarpımlarının sabit sıcaklık altında değişmediğinin kabul edildiği Boyle yasasıdır.

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 \quad (2.1)$$

Bir diğer yasa da, sabit basınçta gaz hacminin mutlak sıcaklık ile orantılı olarak değiştiği Charles yasasıdır.

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \quad (2.2)$$

Charles ve Boyle yasaları ideal gaz kanunu altında birleştirilebilir.

$$PV = nRT \quad (2.3)$$

Bu eşitlikte, R evrensel gaz sabiti, T Kelvin cinsinden sıcaklık, V m<sup>3</sup> cinsinden hacim, n kmol cinsinden gaz sayısı ve P de paskal cinsinden gaz basıncıdır [11].

## **2.1. Yıllar Arası Rüzgar Değişimi**

Hava veya iklim parametrelerinin uzun dönem tespiti için yaklaşık 30 yıllık bir data kabul edilmektedir. Bir istasyon için kabul edilebilir yıllık ortalama rüzgar şiddeti değerini dikkate almak için yaklaşık 5 yıllık bir veri gerekir. Ortalama değerler üzerinde yıl sayısı kadar bir bölgede istasyon sayısı da önem taşır. Birbirine yakın istasyonlar arasında da büyük farklar mevcut olabilir.

Bir türbinden üretilen güç, rüzgar hızının küpü ile orantılı olduğundan yıllık ortalama güç çıktısı veya yıllık enerji çıktısı (kWh/yıl) rüzgar şiddetine göre yıldan yıla daha büyük bir değişim gösterir. Örneğin rüzgar şiddetindeki % 15 lik bir değişim durumunda, 100,000 kWh/yıl üretmesi beklenen bir türbin 61,000 ile 150,000 kWh/yıl arasında üretebilir.

## **2.2.Yıllık Rüzgar Şiddeti Değişimi**

Bir bölgede türbin kurmak veya bölgeler arasında en uygun alanı seçmek için yıllık ortalama rüzgar şiddeti en önemli faktörlerden biridir. Yıllık ortalama rüzgar şiddeti 10 m'de 1-2 m/s gibi küçük bir değer olabildiği gibi yüksek bir değer de olabilir. Rüzgar enerjisi açısından 5 m/s'lik bir değer bir türbin için kabul edilebilir bir değerdir. Ancak en elverişli bölgeler 6m/s'nin üzerindeki bölgelerdir. Yıllık rüzgar şiddet değişimi analiz için önemli bir faktördür. Rüzgar şiddeti mevsimsel veya aylık olarak da analiz edilebilir [12].

## **2.3. Günlük Rüzgar Şiddeti Değişimi**

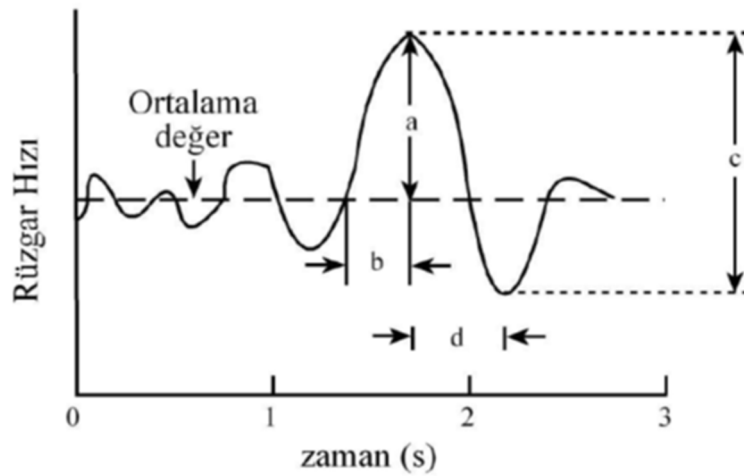
Yer yüzeyinin farklı ısınması nedeniyle günlük rüzgar şiddeti değişimi meydana gelir. Gece yarısından güneş doğuşuna kadar olan saatler boyunca rüzgar şiddeti en düşük değerinde iken, gün boyunca rüzgar artış gösterir (Özellikle yazın karasal bölgelerde). Bu günlük değişim, yer yüzeyinin üzerindeki daha yüksek seviyelerde farklı olabilir. Rüzgarın gün içindeki davranışındaki yıldan yıla olan farklar özellikle başlıca rüzgarlı bölgelerde önemli olabilir.

Her ne kadar günden geceye günlük çevrimin temel özellikleri tek bir yıllık data ile tanımlanabilse de, günlük salınımların genliği ve gün içinde maksimum rüzgarın olduğu zaman gibi daha detaylı karakteristikler belirlenemeyebilir. Rüzgar

şiddetinin mevsimsel ve günlük değişimleri ve rüzgar gücü, rüzgar türbininin kurulmasına karar vermeden önce dikkatle analiz edilmelidir [12].

#### 2.4. Kısa Süreli Rüzgar Şiddeti Değişimleri

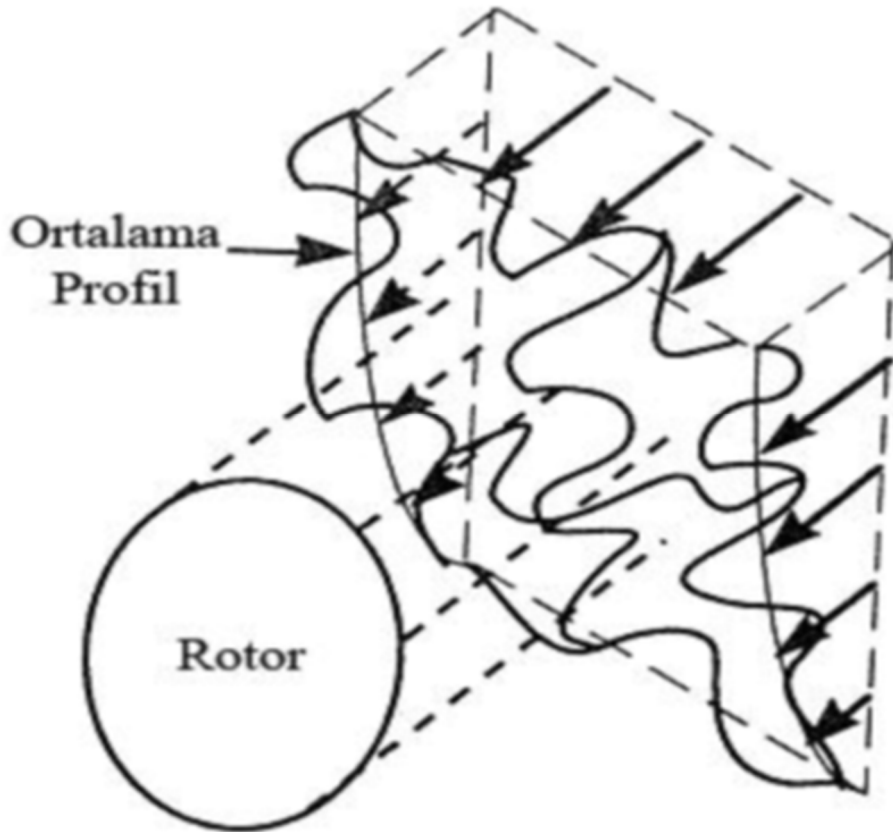
Rüzgar şiddeti değişiminde genellikle iki aralık vardır; 10 dakika ve 3 saniye. İlki 1 s civarındaki bir örnekleme oranı kullanılarak tahmin edilir ve 10 dakikalık aralık için ortalaması alınır. 10 dakikalık aralık ortalaması, enerji çıktısı vasıtası ile rüzgar türbininin performansını tahmin etmek için kullanılır. Diğer taraftan 3 saniyelik bir aralıktaki kısa süreli rüzgar şiddeti değişimleri pik hamle (gust) ve türbülans datasını verir. Rüzgardaki türbülans, rüzgar türbinlerinin özellikle kanatlardaki yorulma süresini tahmin etmek için kullanılır. Pik hamle türbülans içinde süreksiz bir olaydır. Bir pik hamlenin dört karakteristiği vardır. Şekil 2.1’de genliği, devam süresi, maksimum pik hamle değişimi ve değişim süresi genellikle pik hamle yapısı olarak adlandırılır. Pik hamle yapısı bir rüzgar türbininin davranışını etkiler. Örneğin bir pik hamle genliğinden bir rüzgar türbini için ihtiyaç duyulan yapısal gerilmeler tahmin edilebilir. Bir ekstrem pik hamle olayı türbinin kanat gibi bir elemanın veya tüm yapının dayanıklılığını belirler. Sisteme giriş bu nedenle süreklilikten çok ayrıktır. Ekstrem yüklemeler, bir türbin elemanının muhtemel bir kullanılabilir yaşam süresini sağlayan şiddetli pik hamle değerine duyarlılığını belirleyerek, analiz edilir.



Şekil 2.1. Aylık bir gust olayının gösterimi, Burada a, b, c, d; sırasıyla:genlik devam süresi, maksimum değişim ve lapse-rate (değişim oranı)’dır [13]

Rüzgar türbülans davranışı nedeniyle, rüzgar türbininin yükleri doğada stokastiktir. Bu yükler spektral güç yoğunluk fonksiyonu gibi istatistiksel metotlar kullanılarak tespit edilebilir. Türbülans ifadesi yatay ortalama rüzgar şiddeti değişimlerini ifade eder.

Şekil 2.1’de dönen bir rotor farklı boyuttaki girdapları algılar. Şekil ayrıca bir yaklaşım olarak kompleks bir rüzgar alanı için, ortalama düşey rüzgar profilini (logaritmik) gösterir. Dönen rotor rüzgar kayması nedeniyle sinüzoidal bir yükleme oluşturacaktır. Rüzgar türbin dizaynı için logaritmik rüzgar profili kullanılır. Bir rotorun rüzgar alanının ölçümü, rotor alanının çeşitli noktalarında rüzgarın farklı hızlarda olması nedeniyle kolay olmamaktadır. Rotor, çevresindeki tüm akış alanını değiştirerek, hızı azaltır. Problem, iki noktada rüzgar alanı (yersel türbülans) analiz edilerek çözülebilir [12].

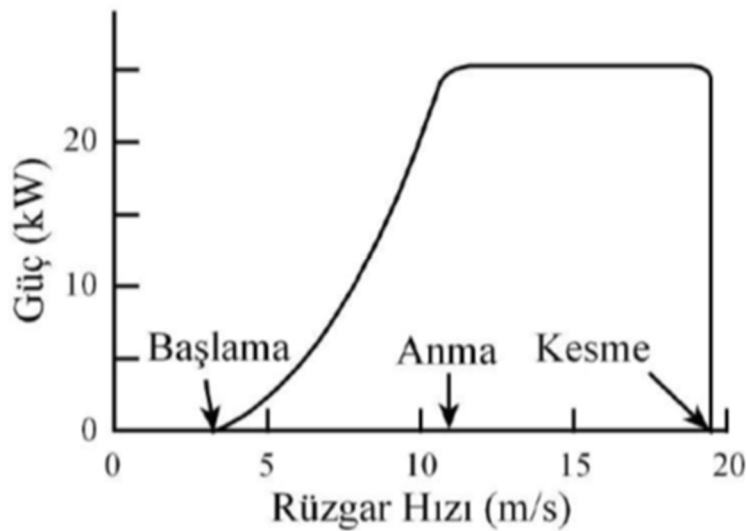


Şekil 2.2. Rotor disk alanı üzerinde düzgün olmayan rüzgar akışı [13]

## 2.5. Rüzgar Şiddeti Değişiminin Modellenmesi

Yıllık ortalama rüzgar şiddeti birim alandaki rüzgar enerjisi ( $\text{kWh/m}^2$ ) veya rüzgar güç potansiyelini ( $\text{W/m}^2$ ) tahmin etmek için kullanılabilir. Türbin yer seçimi için bir öngörü imkanı sunsa da, yıllık değişimlerini yansıtmaz. Aynı yıllık ortalama rüzgar enerjisine sahip iki farklı türbin alanı farklı enerji potansiyeline sahip olabilir. Bu nedenle rüzgar enerji potansiyeli hesaplamalarında saatlik ortalama rüzgar şiddeti değerleri kullanılır. Hesaplamalarda mevsimsel değişimleri gösterebilmesi için en az iki yıllık rüzgar şiddeti değerleri kullanmak önemlidir. Rüzgar şiddeti değişkenliğinin tam olarak belirlenmesi için beş yıllık verinin değerlendirilmesi tercih edilmelidir.

Rüzgar şiddeti frekans eğrisi o bölgede kullanılacak olan bir rüzgar türbininin çalışma karakteristiklerinin belirlenmesi açısından da büyük önem taşır. Şekil 2.3’de bir rüzgar türbininin karakteristik güç eğrisi, türbinin üretime başladığı rüzgar şiddet değeri (cut in), maksimum gücün elde edildiği değer, anma değeri (rated wind speed), türbinin devreden çıktığı değer, kayma değeri (cut out) kapsar. Türbinin çalışmaya başladığı hız ile maksimum güç elde ettiği hız arasında güç eğrisi sürekli artış gösterir. Bu değerlerin üzerinde ise yunuslama (Pitch) kontrol mekanizması ile türbin maksimum güç üretmeye devam eder. Kullanılan türbin için kayma rüzgar şiddeti değerinde ise türbin üretimi durdurur.



Şekil 2.3. Bir rüzgar türbininin çalışma karakteristikleri [13]

## 2.6. Rüzgar Enerji Potansiyelinin Belirlenmesi

Rüzgar hareket halindeki bir hava akımı olduğu için kinetik enerjiye sahiptir. Kinetik enerji eşitliği,

$$E = \frac{1}{2}mv^2 \quad (2.4)$$

ile verilmektedir. Burada  $m$  hareket halindeki cismin kütlesi,  $v$  de hızıdır. Özgül kütle  $m$  ile gösterilmek üzere eşitlikteki  $m$  kütlesi yerine;

$$m = \rho v \quad (2.5)$$

yazılır. Burada  $v$  hacmi göstermektedir. Rüzgarın düşey bileşeni yatay bileşenin yanında ihmal edilir ve rüzgar esme yönüne göre dik alanı  $A$  ile, rüzgar yönündeki uzunluk da  $L$  ile gösterilirse hacim,

$$v = AL \quad (2.5)$$

ile ifade edilir.  $v$  rüzgar hızında ve  $t$  süresinde kat edilecek mesafe ise,

$$L = vt \quad (2.6)$$

şeklinde bulunur. Bu ifadeleri Denklem (2,4)'de yerine koyup düzenlenirse;

$$E = \frac{1}{2}\rho A t v^3 \quad (2.7)$$

ifadesi elde edilir. Burada  $t = 1$  ve  $A = 1$  alınırsa birim zamanda birim alandaki enerji elde edilir.

$$E_B = \frac{1}{2}\rho v^3 \quad (2.8)$$

Eşitlikte kullanılan  $\rho$ , deniz seviyesinde standart atmosfer şartlarında havanın yoğunluğu olup  $\rho = 1.223 \text{ kg/m}^3$ ,  $v$  ise 10 m yükseklikte ölçülen yatay rüzgar hızıdır. Rüzgar enerjisi analizinde kullanılan büyüklük ve birimler:

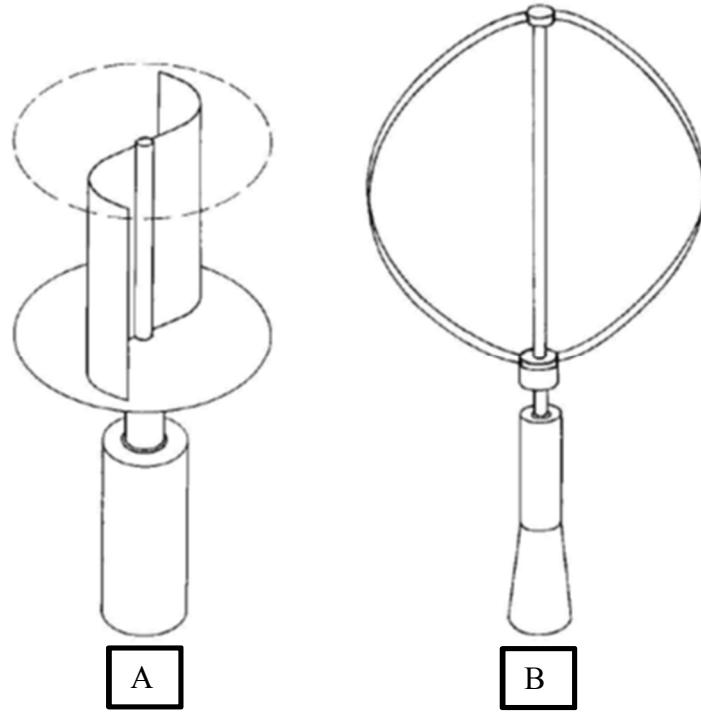
$\rho = 1.223 \text{ [kg/m}^3\text{]}$  Hız  $v = \text{[m/s]}$  Güç  $[W] = \text{[kg.m}^2\text{/s}^3\text{]}$  olduğundan,  $E = \text{[W/m}^2\text{]}$  olarak ifade edilmektedir [12].

### **3. RÜZGAR TÜRBİNLERİ**

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.

#### **3.1. Düşey Eksenli Rüzgar Türbinleri**

Rüzgar rotorlarının ilk tasarımları düşey eksenle 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 3.1’de düşey eksenli rotora örnekler verilmiştir [9].



Şekil 3.1. Savonius (A), Darrieus (B) rotor tipleri [13]

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 [9].

### 3.2. Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri

Yatay eksenle 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 3.2'te modern bir yatay eksenli rüzgar türbininin şematik görüntüsü vardır.



Şekil 3.2. Yatay eksenli rüzgar türbini [14]

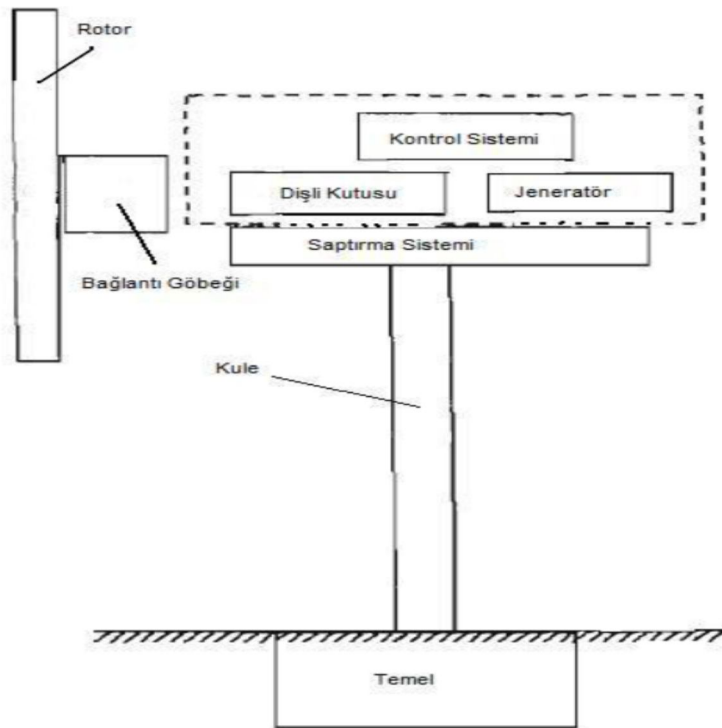
Yatay eksenli bu türbinlerin karşı gelinemez üstünlüklerinin birkaç sebebi şu şekilde özetlenebilir;

- 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 kaldırma kuvvetinden maksimum verimde yararlanılabilir.
- Özellikle pervane tasarımlarındaki gelişmelerin teknolojik olarak çok ileride olması çok belirleyici bir etkidir.

Tüm bu avantajlar düşünüldüğünde günümüzde elektrik üretme amacıyla kullanılan türbinlerin neden yatay eksenli türbinler olduğu kolaylıkla anlaşılmaktadır [15].

### 3.3. Yatay Eksenli Rüzgar Türbinlerinin 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 mil, 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 3.3’de türbinlerde bulunan temel bileşenler görülmektedir.



Şekil 3.3. Rüzgar türbini bileşenleri

### 3.3.1. 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 rüzgar-üstü çalışan 3 kanatlı türbinlerdir. 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.

### 3.3.2. Rotor göbeği (Hub)

Rüzgar türbininde kanatların bağlandığı parçaya göbek (hub) denir. Şekil 3.4’de çeşitli göbek örnekleri gösterilmiştir [16]. Türbin göbeği kanatlardan aldığı gücü transmisyon mili aracılığıyla jeneratöre iletir. Türbin kanatları küçük güçlerde göbeğe vidalanırken daha büyük güçlerde flanşlı bağlantı veya yuvarlanmalı yatak kullanılmaktadır. Yuvarlanmalı yatak bağlantısı kanadın döndürülebilmesine izin verdiği için büyük türbinlerde yaygın bir biçimde kullanılmaktadır. Türbin göbeği çalışması süresince pek çok değişken kuvvetin etkisinde kaldığından tasarım ve üretimine çok önem vermek gerekmektedir. Türbin göbeğinin tasarımının yorulmaya göre yapılması gerekmektedir. Bu nedenle kaynaklı tasarımlar genellikle uygulanamamaktadır. Özellikle küresel geometrili göbeklerin karmaşık geometrileri ve kaynaklı tasarımların uygunsuzluğundan dolayı bu tür göbeklerde döküm işlemi tercih edilmektedir. Normal dökme demirler’ de, artan karbon oranına bağlı olarak ergime sıcaklığının düşmesinin döküm işlemini kolaylaştırması ve ekonomikleştirilmesi nedeniyle döküme katılmış olan karbon atomları, katılma sırasında demir içersin ’de yayılı grafit taneleri şeklinde kümelenmektedirler. Bu taneler demir içersin ‘de süreksizliğe neden olmaktadırlar. Grafitin basma dayanımı çok iyi olduğundan dökme demirin de basma dayanımı çok iyi olmaktadır. Ancak grafit tanelerinin, özellikle tabaka şeklinde olanların, neden olduğu süreksizlik nedeniyle çekme kuvvetleri altında malzemedeki gerilme yığılmaları olduğundan dökme demirin çekme dayanımı çeliğe kıyasla çok düşük kalmaktadır. Bunu giderebilmek için gerilme yığılmalarını azaltmak gerektiğinden ve bunun için de

büyük kısmı tabaka şeklinde olan grafit tanelerinin olabildiğince küreselleştirilmesi gerektiğinden dolayı döküm işlemine ağırlıklı olarak silisyum olmak üzere çeşitli alaşım elementleri eklendikten sonra katılaşmayı takiben yaklaşık 24 saatlik bir ısıtma işlemle grafit tanelerinin küreselleşmesi sağlanmaktadır. Bu malzemeye de Küresel Grafitli Dökme Demir denmektedir. İyileştirilmiş çekme dayanımı ve yüksek yorulma dayanımı nedeniyle otomotiv endüstrisinde yaygın bir biçimde kullanılan malzeme son zamanlarda rüzgar türbinlerindeki gelişmelere bağlı olarak bu alanda da kendine ciddi yer bulmaktadır [16].



Şekil 3.4. Rüzgar türbin göbeği örnekleri [17]

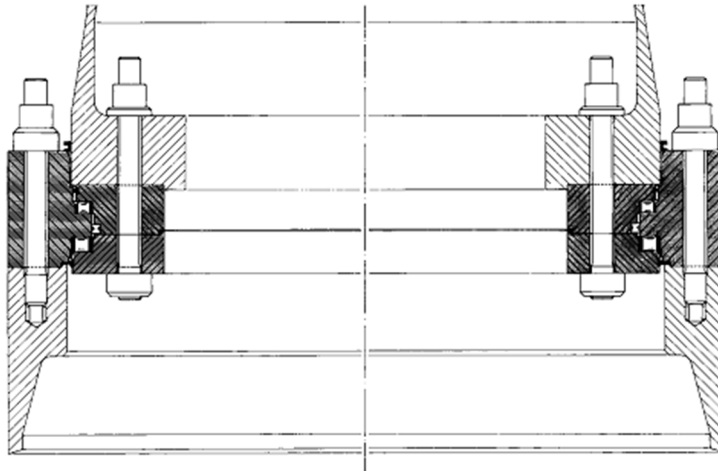
#### 3.3.2.1. Kanat Yunuslama (Pitch) Mekanizması

Bir kural olarak, büyük güç üreten rüzgar türbinleri rotor göbeği (Hub) kanat yunuslama (Pitch) sistemi ile donatılmışlardır. Yunuslama mekanizması temel olarak iki görevi yerine getirmelidir. Birinci görevi: Kanat açısını ayarlayarak türbin gücünü ve rotor hızını kontrol etmektir. Bunun için yunuslama mesafesinin 20-25 derece aralığında değişimi yeterlidir. Bu temel görevinden farklı olarak diğer bir görevi ise; kanat yunuslama mekanizmasının tasarımı üzerinde önemli bir etkidir. Rotoru aerodinamik etkilere karşı frenlemek için tüy kanat pozisyonunda açılı olabilmelidir.

Bu da yunuslama mesafesini yaklaşık 90 derece artırır. Yunuslama mekanizması rüzgar türbininin diğer parçalarına göre daha karmaşıktır. Tasarımı son derece önemli olup farklı tasarımlar artmıştır. Kanat pitch mekanizması bazı bileşenlerden oluşmuştur.

### 3.3.2.2. Rotor Kanat Yatağı (Rotor Blade Bearings)

Makaralı rulman ve yunuslama yatağı Şekil 3.5 - 3.6'da gösterilen kanat açısının ayarlanabilmesi için ön koşul; kanatların kendi ekseninde dönebilmesidir. Gerekli dönme açısı ve dönüş hızı küçük olsa bile kanatlar; kanat dibinde makaralı rulmanlar tarafından desteklenmelidir. Bazı eski rüzgar türbinlerinde bu işlem kanat alanının dışından yapılmakta idi. Bu durumda yataklar ve “blade pitch drive” gibi elemanlar kanadın dış bölgesinde olması gerekmektedir. Bu durum ise mekansal koşul açısından ve ağırlık bakımından tasarım sorunlarına neden olmaktadır.



Şekil 3.5. Makaralı rulman ile açılal temasta rotor yatağı [18]



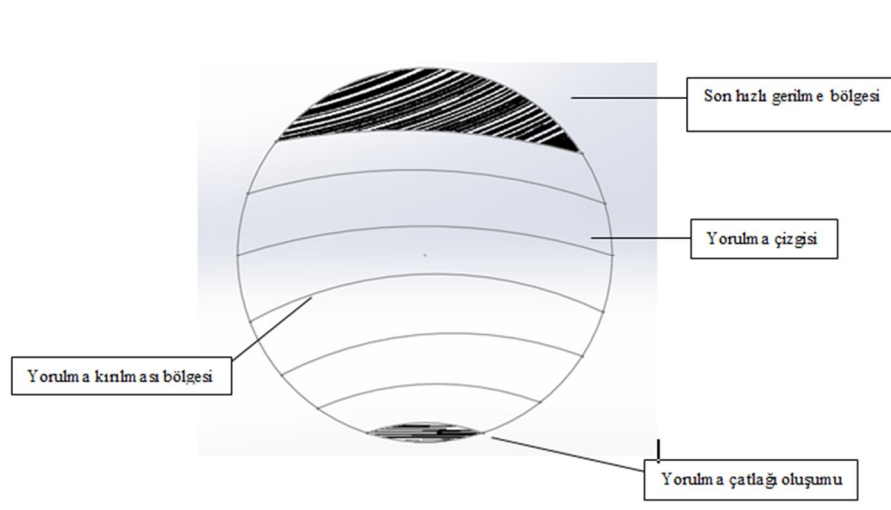
Şekil 3.6. Yunuslama (Pitch) yatağı [19]

## 4. METAL YORULMASI

### 4.1. Metallerde Yorulma

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 yükleme maruz bir makine elemanında meydana gelen değişken gerilmelerin maksimum ve/veya minimum değerleri, malzemenin mukavemet sınırlarından ( $S_y$ ,  $S_u$ ) küçük olsa dahi parçada kırılma gözlemlenebilir. 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 tekil 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 olmaktadır.

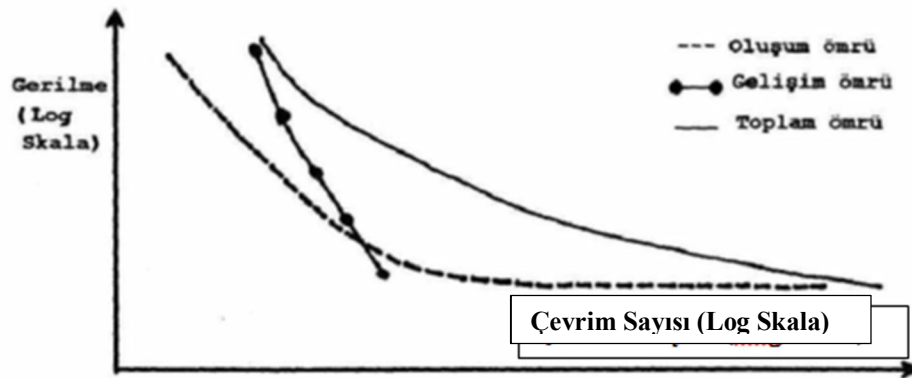
Gevrek türde kırılmalarda en çok rastlanan ve geniş bir gerilme genliğinde görülen kırılma tiplerinden biri "yorulma kırılması" olarak bilinir. Çatlağın oluşumu ve gelişimi gözlemsel olarak düz ve parlak yüzey karakteri gösterir ve dereceli çatlak büyümesi aşaması olarak adlandırılır. Kaba kristal görünümlü görüntü veren bölge ise hızla ve son kırılma bölgesidir ve ani kırılma aşaması olarak adlandırılır [20]. Şekil 4.1'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 4.1. Yorulma kırılmasının genel gösterimi [21]

#### 4.2. Yorulma Çatlaklarının Oluşumu

Metal yorulması konusunda ilk çalışmaların yapıldığı zamanlarda yorulma çatlak oluşumunun çatlakların ilerlemesi aşamasına nazaran, yorulma ömrünün tayini açısından daha önemli olduğu düşünülmekteydi [21]. Son yıllarda içerisinde çatlakların formasyonu ve gelişimi konusunda dikkate değer teknik eserler verilmektedir. Şekil 4.2' 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 çatlaklarının hem oluşum hem de gelişim safhalarında açıkça görülmektedir.



Şekil 4.2. Yorulmanın başlangıç ve gelişim eğrisi [21]

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 [21].

#### **4.3. 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 [21]. 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 (4.1) çekme ve basmada (4.2) burulmada (4.3) eğilme gerilmesinde kullanılır.

$$\sigma_{\max} = k \left( F_n / A_{\text{net}} \right) \quad (4.1)$$

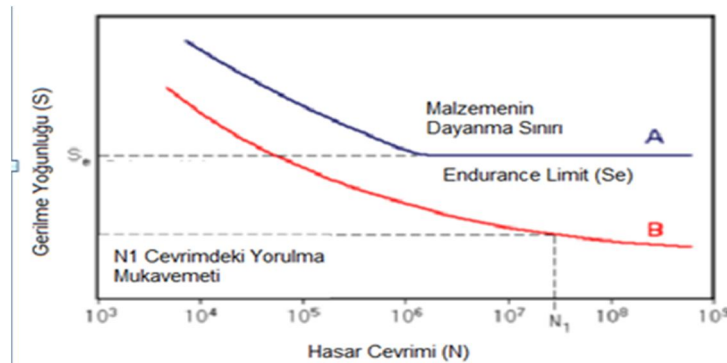
$$\tau_{\max} = k \times T_P \left( \frac{d}{2} \right) / I_P \quad (4.2)$$

$$\sigma_{\max} = k \times (M_v \times C) / I \quad (4.3)$$

$A_{\text{net}}$  net alan,  $I_{\text{net}}$  kesit atalet moment,  $I$  minimum kutup atalet moment, ”k” işe gerilme yığılması faktörüdür [21].

#### 4.4. Gerilme-Ömür Diyagramı (S-N Diyagramı)

Gerilme ömür yönteminin temeli Şekil 4.3’te gösterilen iki malzeme için verilen Wöhler S-N diyagramıdır. S-N diyagramı hasar çevrimine karşı 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 4.3 Tipik S-N eğrileri [22]

#### 4.5. Malzemenin Dayanım Limiti (Endurance Limit $S_e$ )

Bazı metallerin süresiz çevrimlere ve malzemeyi hasara uğratmayacak bir gerilme alt sınırı olarak ifade edilen yorulma dayanma limite (Endurance Limit) sahiptir. Uygulanan gerilmenin seviyesi malzemenin dayanma limitinin altında ise malzemenin sonsuz bir ömür sahip olduğu söylenir. Birçok demir dışı metaller ve alaşımları yeterli bir yorulma limitine sahip değillerdir. Bu tür metallerde Şekil 4.3'te (B)'de sürekli azalan bir S-N eğrisi gözlenmektedir. Bu gibi durumlarda verilen çevrim sayıları yorulma mukavemeti ( $S_e$ ) belirtilmelidir. Bu metaller için etkili bir dayanma sınırı  $10^5$  ile  $10^8$  arasında yük çevrim sayısına hasara sebep olan bir yük gibi tanımlanmalıdır. Dayanma limiti 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 şu şekilde sıralanabilir [35];

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

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

$$S_e = k \times S_e' \quad (4.4)$$

olarak ifade edilmektedir [23].

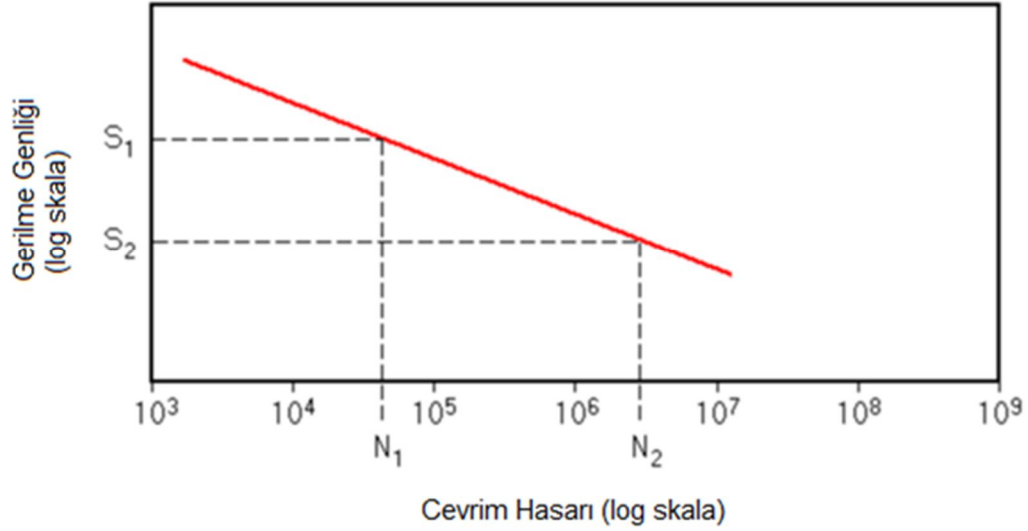
#### 4.6. Miner's Kuralı

Logaritmik şekilde artacak bir grafik çizildiğinde S-N eğrisi Şekil 4.4'de gösterildiği gibi bir mukavemet sınırı ile yaklaşıma gidilebilir. S-N eğrisi arasında şöyle bir eşitlik tanımlanırsa;

$$N_1 = N_2 \times \left( \frac{S_1}{S_2} \right)^{1/b} \quad (4.5)$$

Burada 'b' doğrunun eğimi, bazen Basquin eğimi olarak tanımlanır. Buradan;

$$b = \frac{-(\log S_1 - \log S_2)}{(\log N_2 - \log N_1)} \quad (4.6)$$



Şekil 4.4. İdeal S-N eğrisi oluşturulması [23]

Yukarıda verilen eşitlikler yalnızca yorulma ömrü için geçerlidir. Genelde içerisinde demir bulunan metaller için  $10^3$  ile  $10^7$  arasındadır. İçerisinde demir bulundurmeyen metaller için bu oran  $10^3$  ile  $10^8$  arasında olmaktadır.

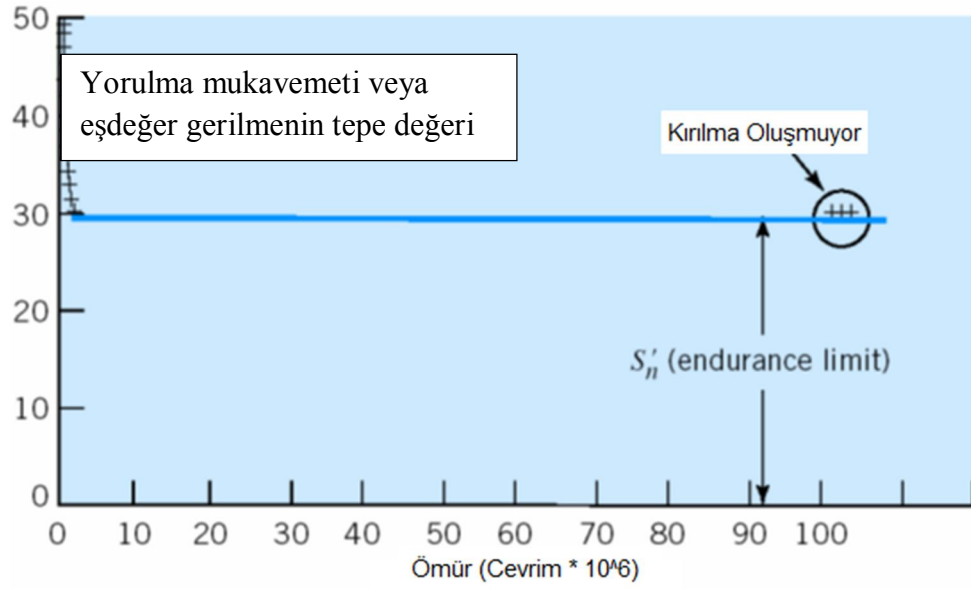
#### 4.7. Yorulma Oranı (Fatigue Ratio)

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

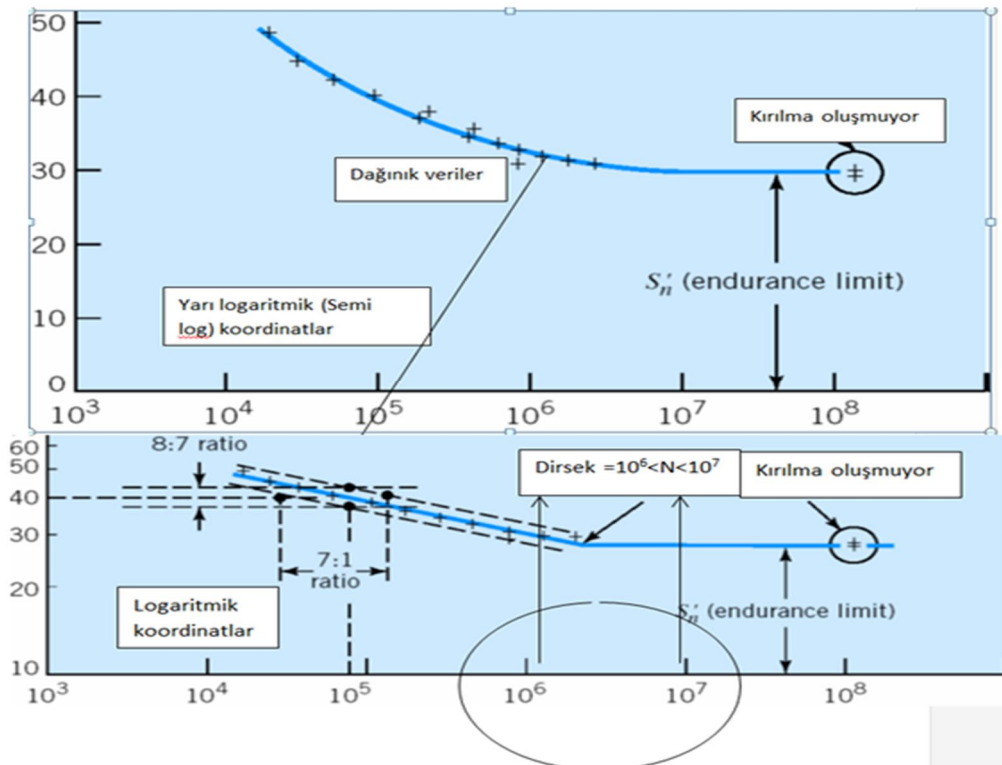
Şekil 4.5 - 4.6'da bir malzemenin maksimum çekme (Ultimate Strength)  $S_u$  değeri ile dayanma sınırı (Endurance Limit)  $S_e$  değerinin yorulma oranı olarak isimlendirilir. Bu oran malzemeye bağlı olarak 0,25 ile 0,60 arasında değerler olabilir. Dökme demir (Ductile iron) ve dökme çeliklerde;

$$S'_n = 0,4 \times S_u \quad (4.7)$$

olarak bulunmaktadır. Burada;  $S'_n$  standart yorulma mukavemeti olarak tanımlanabilir [24].



Şekil 4.5. Yorulma oranının gösterilmesi [24]



Şekil 4.6. Sünek dökme demirler için S-N diyagramı [24]

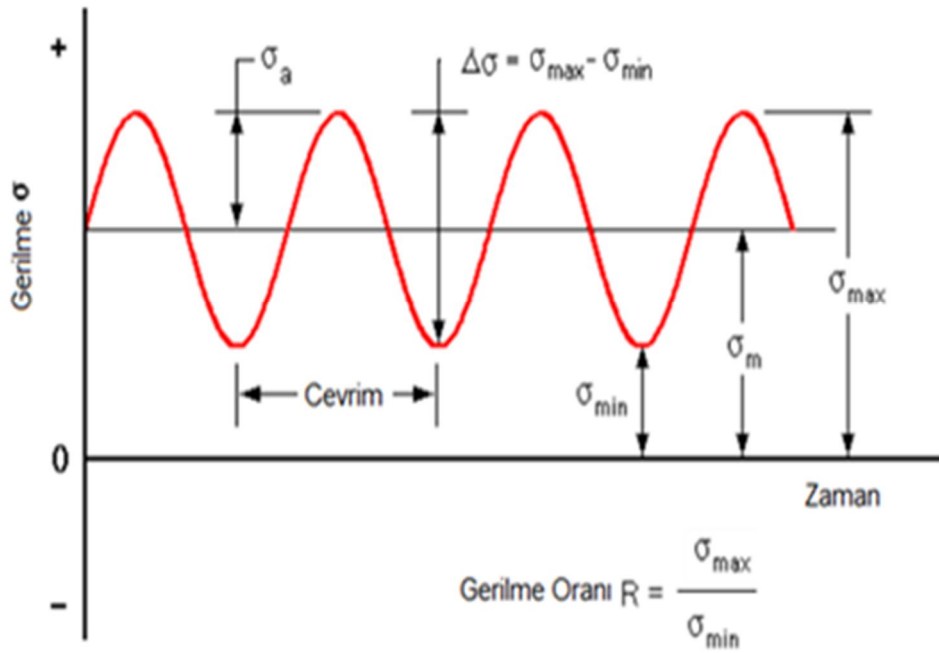
#### 4.8. Ortalama Gerilme Etkileri ( Mean Stress Effects)

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 4.7’ de gösterildiği bir ortalama gerilme içermektedir. Aşağıdaki tanımlar ortalama gerilme ve alternatif gerilmeler ile bir gerilme çevrimin tanımlamak için kullanılır. Gerilme oranı bir çevrimdeki minimum ve maksimum gerilme arasındaki cebirsel farklardır [23].

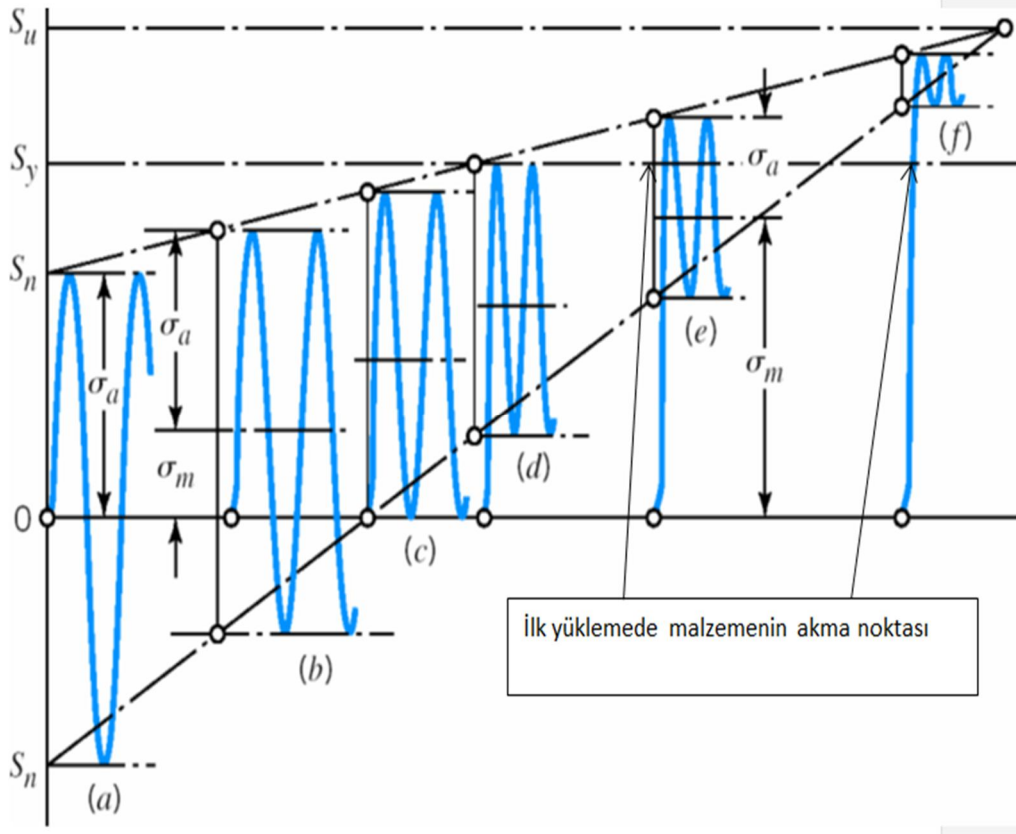
$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (4.8)$$

Gerilme genliği gerilme oranının yarısına eşittir.

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (4.9)$$



Şekil 4.7. Tipik periyodik yük parametresi [23]



Şekil 4.8. Ortalama gerilmenin etkisi [24]

Şekil 4.8’de ortalama gerilme bir çevrimdeki minimum ve maksimum gerilmenin cebirsel ifadesidir.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} \quad (4.10)$$

Ortalama gerilmenin temsili için sık sık tanımlanan iki oran dan bir genlik oranı (A) diğeri ise gerilme oranıdır (R).

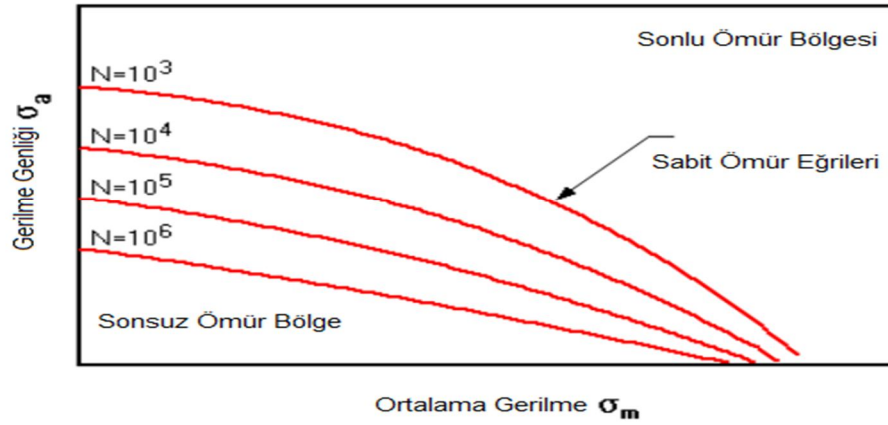
$$R = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} \quad (4.11)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1-R}{1+R} \quad (4.12)$$

Sabit genlikte tam değişken (Fully- Reversed) 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 4.9’ de gösterilen Haigh diyagramı verilmiştir.

Bir Haigh diyagramı genelde X eksenini boyunca çekme ve Y eksenini 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 limiti, tam değişken yüklemdeki (R=-1) sonlu ömür değerine karşılık gelen gerilme ile değiştirilebilir [23].



Şekil 4.9. Örnek bir Haigh diyagramı [24]

Çok sayıda test verisi almak Haigh diyagramını oluşturmak için gerekmektedir ve ortalama ve alternatif gerilmelerin bütün kombinasyonları için eğrileri çıkarmak genellikle gereksizdir. Birçok deney ortalama gerilme ile alternatif gerilmeyi geliştirmek için ilişkilendirilir. Bu yöntemler ekseninde hesaplanan ortalama gerilmede gerçek kırılmayı ( $S_f$ ) akma mukavemetini ( $S_y$ ) maksimum çekme (Ultimate Strength)  $S_u$  için alternatif gerilmede yorulma limiti bağlantısı kurmak için çeşitli eğriler tanımlanır. Aşağıdaki denklemler Gerilme-Ömür yöntemi için uygun eşitliklerdir;

Goodman ;

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_u} = 1 \quad (4.13)$$

Gerber;

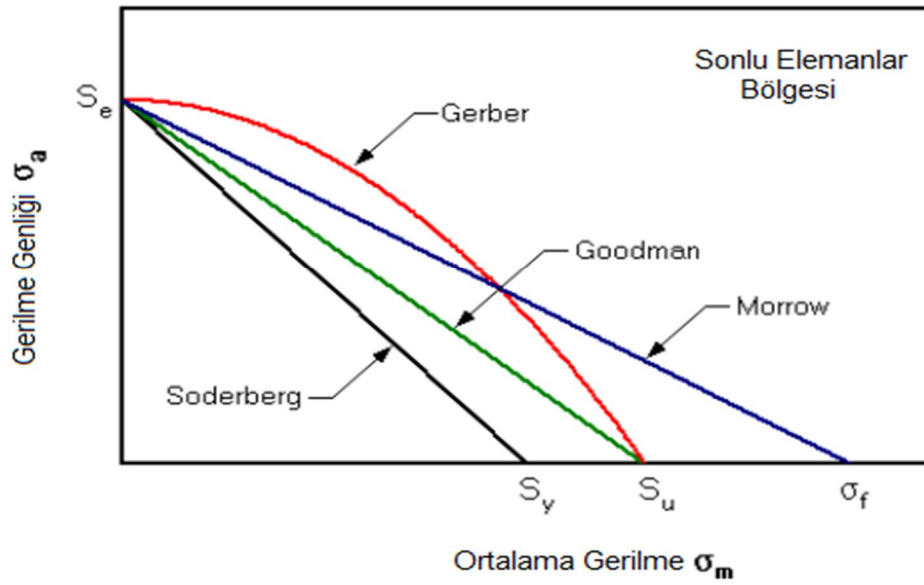
$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_u}\right)^2 = 1 \quad (4.14)$$

Soderberg;

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_u} = 1 \quad (4.15)$$

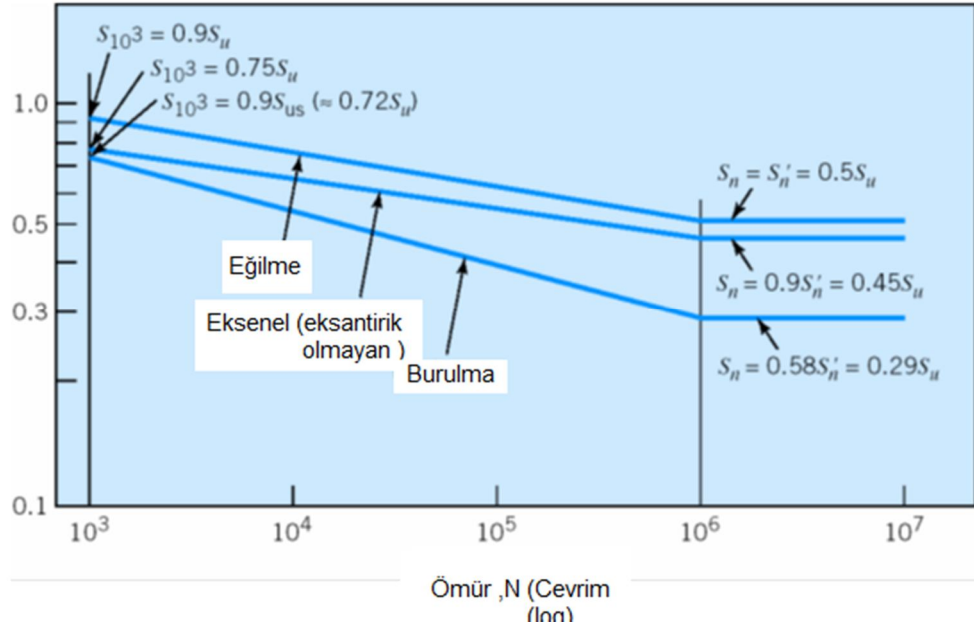
Morrow ;

$$\frac{S_u}{S_e} + \frac{S_m}{\sigma_f} = 1 \quad (4.16)$$



Şekil 4.10. Gerilme-Ömür (S-N) hesaplamalarında kullanılan teoriler [23]

Türbin göbeğinin yorulma analizi hesaplamalarında Şekil 4.10 - 4.11’de görüldüğü üzere kullanılan malzemenin akma kriteri göz önünde bulundurulmasından dolayı Soderberg yaklaşımı kullanılmıştır.



Şekil 4.11. Eğilme, Burulma ve Eksenel yükleme durumlarında sünek dökme demirlerin dayanma sınırları [23]

#### 4.8.1. Yorulmadaki Gerilme Yığılması

Düzensizliklerin veya süreksizliklerin varlığı; delikler, radyüsler veya çentikler gibi bir bölgedeki süreksizliklerin çevresinde gerilme boyutlarını önemli bir şekilde artırmaktadır. Yorulma hasarları çoğunlukla bu gibi yüzeylerden kaynaklanır. Bu yüzden yorulma etkileri hesaplanmalıdır. Normal bir şekilde malzeme davranışları sünek olsa bile yorulmaya karşı tasarımı yapılmadığı zaman yorulma gerilmeleri yığılması ( $K_f$ ) faktörü uygulanmalıdır [25].

Bilindiği gibi sünek malzemeler sadece statik yükleri karşıladıkları zaman gerilme yoğunluğu faktörü sünek malzemelerde kullanılmaması uygun olmaktadır. Çünkü malzemenin akması gerilme yoğunluğunu azaltmaktadır. Fakat yorulma yükleri altında malzemenin üzerindeki etkileri karşılamak için yeterli olmayabilir ve bundan dolayı  $k_f$  faktörü hesaba katılmak zorundadır [25].

$K_f$  faktörü çoğunlukla yorulma mukavemet faktörü olarak isimlendirilir. Normalde  $k_f$  faktörü gerilmedeki artışları göstermek için kullanılır. Bundan dolayı  $k_f$  faktörü aşağıdaki gibi tanımlanır [25].

$$K_f = \frac{\text{centiksiz yorulma mukavemet sınırı}}{\text{centikli yorulma mukavemet sınırı}} \quad (4.17)$$

Diğer kullanım biçimi gerektiği zamanlarda  $K_e$  faktörü (çeşitlilik etkisi) yorulma limiti değerinde mukavemet azaltma faktörü olarak uygulanır. Bu yaklaşım aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$K_e = \frac{1}{k_f} \quad (4.18)$$

#### **4.8.2. Geometrik Gerilme Yığılması Faktörü ( $K_t$ ) ve Yorulma Mukavemet Faktörü ( $K_f$ )**

Tanımın bu kısmında yorulma mukavemet faktörü veya her bir malzemenin çentik geometrisinde farklılıklar için mukavemet faktörü değerlendirilmelidir. Fakat veriler basit yaklaşımlarla uygulandığı zaman başlangıçtaki tasarım bölgemizde gerilme yığılması değeri (teorikte) geometrideki mukavemet faktörünü belirlemek için çözümlenmelidir [25-26].

##### **4.8.2.1 Çentik duyarlılığı**

Çentik duyarlılığı ( $q$ ) aşağıdaki eşitlikle tanımlanır.

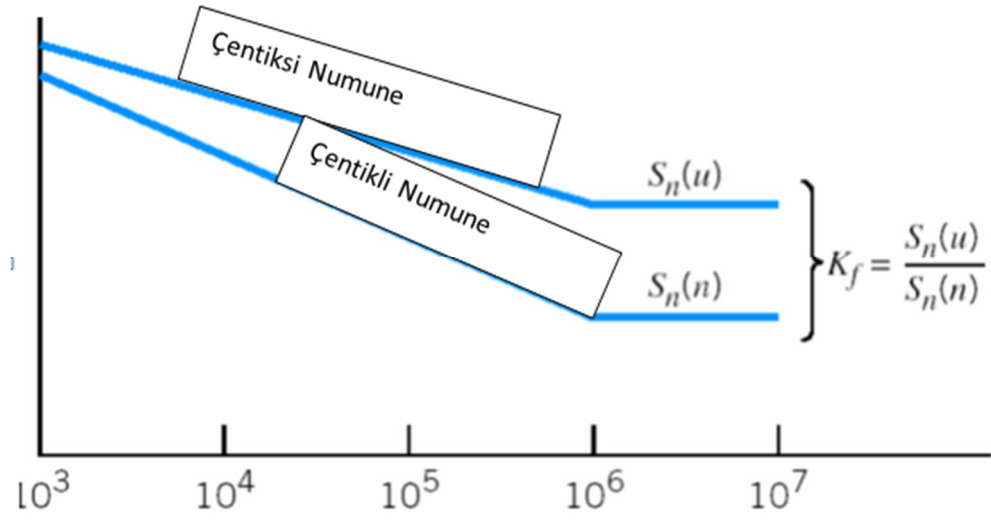
$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad (4.19)$$

$$q = \frac{\text{Anma gerilmeleri üzerindeki gerilmelerin gercek yogunlugu}}{\text{Anma gerilmeleri üzerindeki gerilmelerin teorik yogunlugu}} \quad (4.20)$$

$q$  değeri sıfır veya 1 arasındaki değer alır.  $q$  eğer;  $q = 0$  ise  $k_f = 1$  olacaktır. Bu değerler alındığında malzemedeki çentikler için hassas bir yaklaşım olmayacaktır. Diğer taraftan eğer  $q = 1$  ise o zaman  $k_f = k_t$  olur. Dolayısıyla analizde malzeme çentik hassasiyetine sahiptir [25].

Tasarım çalışmasında veya analizlerde, geometri bölgesinden ilk olarak  $K_t$  hesaplanır. Seçilen malzemedeki  $q$  bulunabilmesi için Denklem (4.21)'de  $K_t$  yerine yazılır.

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (4.21)$$



Şekil 4.12.  $K_f$  mukavemet faktörünün grafiksel gösterimi [23]

## 5. RÜZGÂR TÜRBİNİ ROTOR GÖBEĞİ YAPISAL TASARIMI VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

Yapılan çalışmada rüzgar türbini rotor göbeğinin statik ve yorulma analizlerinin belirlenen rüzgar koşulları altında ve rüzgar türbini kanatlarının kök kısmında hesaplanan kuvvet ve moment değerleri kullanılarak türbin göbeğinin analizleri yapılmıştır. Burada hesaplanan değerler 500 kW türbini için hesaplanmış ve Ansys Workbench mühendislik yazılımında analiz işlemi yapılmıştır. Tablo 5.1’de rüzgar türbinin göbeğine kanat dönüşü ve aerodinamik etkilerden dolayı etkiyen yükler ampirik olarak verilmiştir.

Tablo 5.1. Hesaplama için gerekli olan değerler

| İsim              | Simge    | Birim   | Değerler |
|-------------------|----------|---------|----------|
| Türbin gücü       | P        | kW      | 500      |
| Rotor Çapı        | D        | mm      | 46000    |
| Rotor Devri       | n        | dev/dak | 22,4     |
| Rotor Açısal Hızı | $\omega$ | Rad/s   | 2,3      |
| Göbek kütlesi     | $m_r$    | kg      | 2980     |
| Göbek çapı        | d        | mm      | 1900     |

Tablo 5.1’de elde edildikten sonra rüzgar türbini göbeğinin kanat bağlantılarına gelen yük hesaplamalarının yapılmasında yaklaşık olarak kullanılan denklemler ve sayısal veriler Tablo 5.2’de elde edilmiştir. Rüzgar türbini göbeğine her kanat hareketinden oluşan 3 adet kuvvet 3 adet de moment olmak üzere toplamda bir kanadın kök kısmına 6 adet yük uygulanmaktadır. Bu yüklerin elde edilmesinde aşağıda belirtilen varsayımlar kullanılmıştır.

Tablo 5.2. Rüzgar koşulları

|                      |                             |
|----------------------|-----------------------------|
| Ortalama rüzgar hızı | 6.5 m/s                     |
| Çıkış rüzgar hızı    | 23 m/s                      |
| Anma rüzgar hızı     | 13 m/s                      |
| Aşırı rüzgar hızı    | 60 m/s (dayanabileceği hız) |
| Kule yüksekliği      | 65 m                        |
| Giriş rüzgar hızı    | 5 m/s                       |
| Rotor dönüş hızı     | 22,4 rpm                    |
| Rotor göbek çapı     | 1,9 m                       |

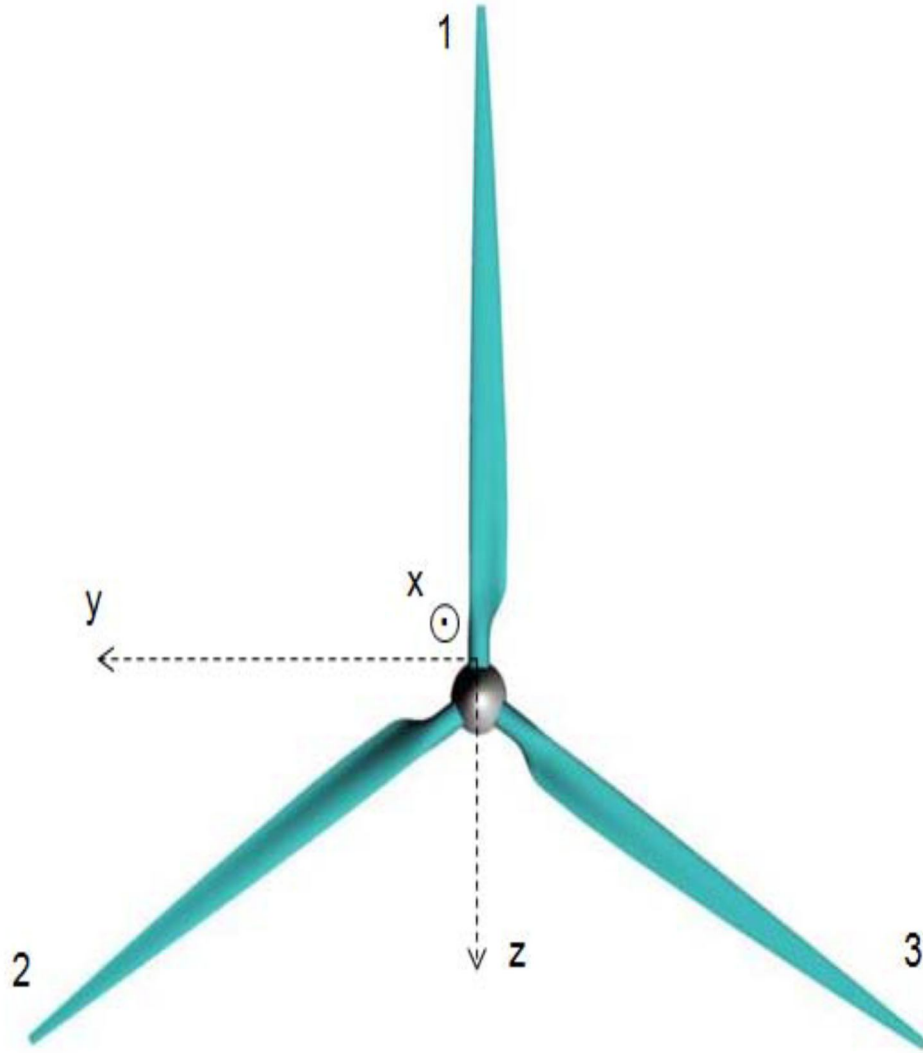
Tablo 5.2’da verilen rüzgar hızlarına göre bir rüzgar koşulu belirlenerek kuvvet ve moment değerleri hesaplanmaktadır.

Tablo 5.3 Kanat kök kısmına etki eden kuvvet ve momentlerin hesaplanması için uygulanan konfigürasyonlar

|       |                                                              |
|-------|--------------------------------------------------------------|
| $M_Y$ | Pala kökü düzlem dışı moment                                 |
| $M_X$ | Pala kökü düzlem içi moment                                  |
| $M_Z$ | Pala kökü burulma momenti                                    |
| $F_T$ | Pala kökü düzlem dışı kayma kuvveti                          |
| $F_Y$ | Pala kökü düzlem içi kayma kuvveti                           |
| $F_Z$ | Merkezkaç kuvveti ve ağırlığın etkisinden kaynaklanan kuvvet |

Analizlerde palaların elastik hareketi ve yüklere verdiği tepkiler modele dahil edilmemiş ve rotor/pala katı kabul edilmiştir. Rotor arkaya yatma ve koni açıları  $0^\circ$  kabul edilmiş, palalar için ön tasarım ağırlık verisi kullanılmıştır.

Tablo 5.2’de IEC 61400 -1 standardında normal ve aşırı rüzgar modelleri tanımlanmıştır. Pala üzerine etkiyen aerodinamik yükler bu rüzgar modelleri kullanılarak hesaplanmıştır.

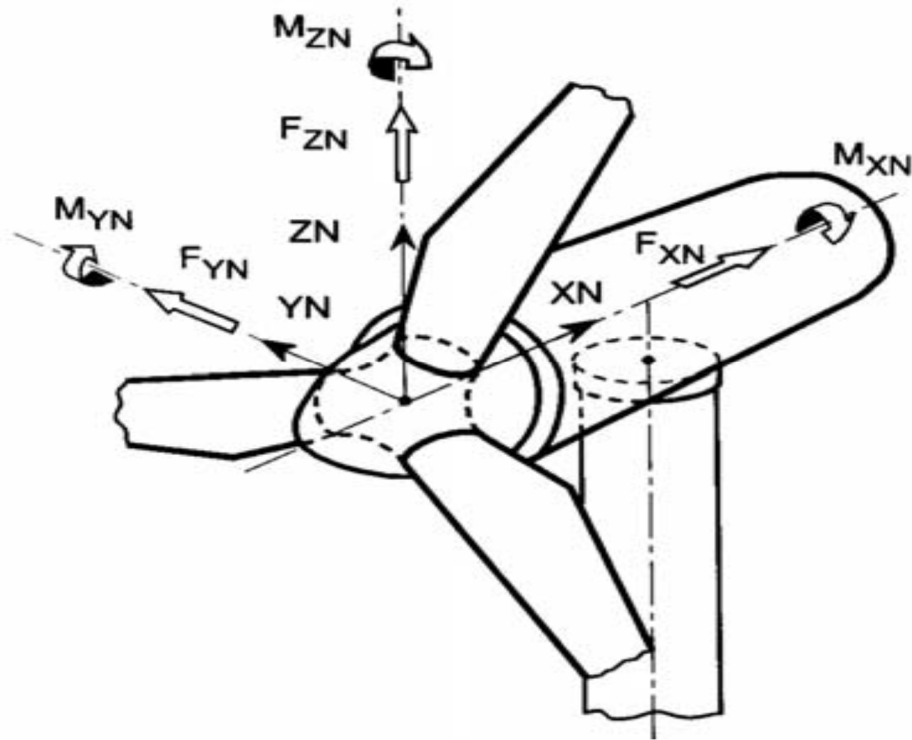


Şekil 5.1. Aerodinamik yüklerin tanımlandığı eksen

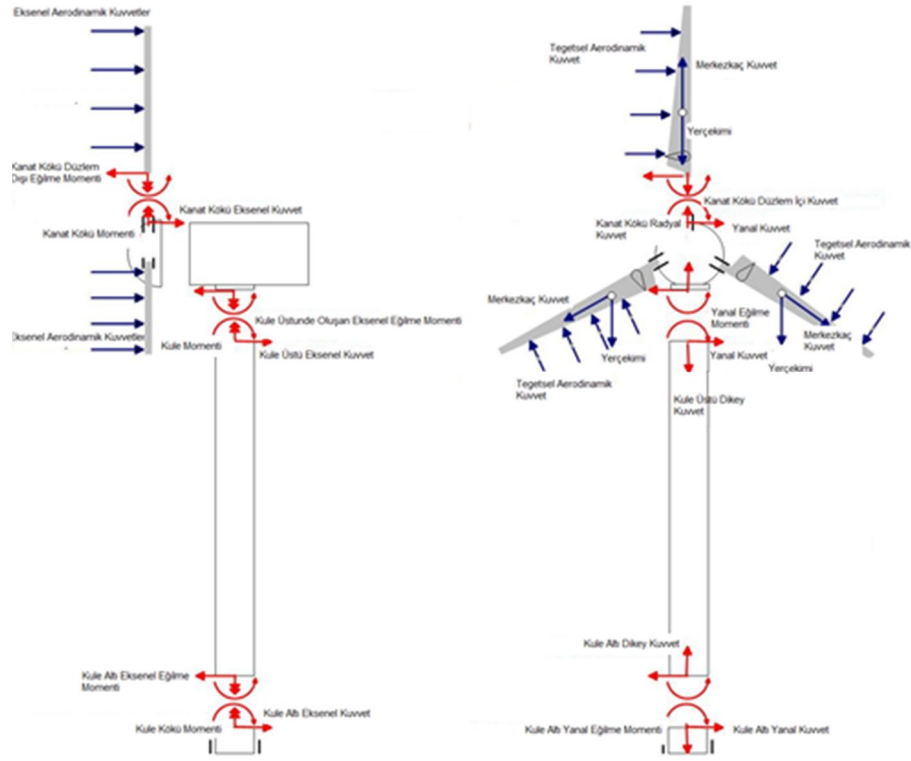
Bir pala için düzlem dışı moment ( $M_Y$ ), düzlem içi moment ( $M_X$ ), burulma momenti ( $M_Z$ ), düzlem dışı kayma kuvveti ( $F_T$ ) ve düzlem içi kayma kuvveti ( $F_Y$ ) yüklerini içeren yük zarfı verilmiştir (Şekil 5.2). Yükler pala kökünde göbek çapı göz önünde bulundurularak dönüş merkezinden 1 m uzaklıkta hesaplanmıştır. Tablo 5.4’de bir kanat köküne etki eden yükler gösterilmiştir.

Tablo 5.4. Yük zarfının azami ve asgari noktaları

| Kuvvetler ve momentler | Asgari |                    | Azami |                    |
|------------------------|--------|--------------------|-------|--------------------|
|                        | Yük    | Yunuslama Açısı(°) | Yük   | Yunuslama Açısı(°) |
| $M_Y$ (kNm)            | -511   | 28                 | 1365  | -8                 |
| $M_x$ (kNm)            | -257   | 28                 | 577,3 | 32                 |
| $M_z$ (kNm)            | -49    | -16                | -1,8  | 0                  |
| $F_T$ (kNm)            | -34,4  | 28                 | 100,4 | -8                 |
| $F_Y$ (kNm)            | -57,2  | 32                 | 25,5  | 28                 |



Şekil 5.2. Elde edilen kuvvet ve moment değeri­lerinin uygulama eksenleri



Şekil 5.3. Türbin üzerine etki eden aerodinamik kuvvetlerin gösterimi

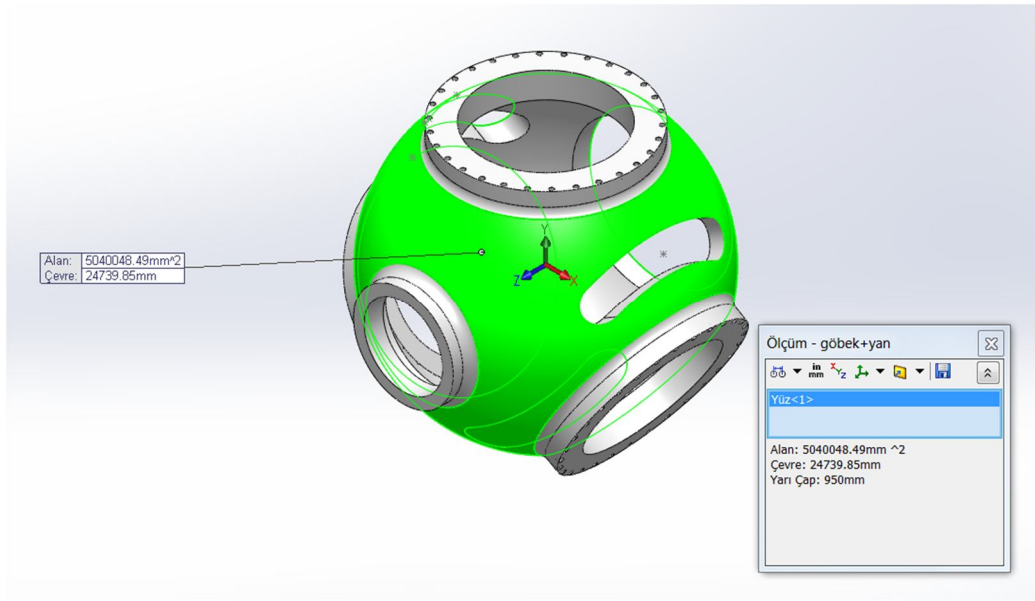
Şekil 5.2 - 5.3'de gösterildiği gibi rüzgar türbinine uygulanan yüklerin kanadı çevirme ve göbeği döndürme yönleri gösterilmiştir. Analiz adımlarında moment ve kuvvet değerleri göbek üzerinde uygulanmasında Şekil 5.3'de gösterilen koordinat ekseninde uygulamalar gerçekleştirilmiştir.

### 5.1. Rotor Göbeğinin Tasarım Aşaması

Rüzgâr türbinin rotor göbeğinin tasarlanmasında dikkate alınan değerlerin basında Tablo 5.4'de bahsedilen kuvvet ve moment değerleri rotor göbeğinin üzerine uygulanmasıyla birlikte kullanılacak EN-GJS 400- 18 LT küresel grafitli dökme demir malzemesinin akma sınırı olan 240 MPa değerinin altında kalmasına dikkat edilmiştir.

Bu nedenle rotor göbeğinin çapı sabit tutularak (1900 mm ) en uygun et kalınlığı ile elde edilebilecek malzemenin minimum yorulmadaki eşdeğer gerilmesine, yorulma emniyet faktörüne ve statik gerilme değerleri göz önünde bulundurulmuştur. Bu nedenle 10 mm ile 200 mm arasındaki et kalınlıklarında iterasyonlar gerçekleştirilmiştir.

SolidWorks 12.0 yazılımında oluşturulan rotor göbeğinin tasarımı yapılmıştır. Bu tasarımın yapılabilmesi için piyasada var olan rüzgar türbini göbekleri incelenmiştir. Ele alınan ilk tasarım Şekil 5.4’de gösterildiği gibi oluşturulmuştur. Palaların bağlanması için tasarlanan flanş çapları 1200 mm göbek çapı 1.9 m ve düşük hız şaftına bağlanması düşünülen transmisyon bağlantısının tasarlandığı bölüm 700 mm olacak şekilde tasarım işlemi uygulanmıştır. Son olarak flanş ve göbek bağlantısı arasında bulunan radyüs çapları 75 mm olacak şekilde tasarım yapılmıştır.



Şekil 5.4. İlk tasarımın oluşturulması

Tasarım aşaması ilk tasarım ve son tasarım olarak iki farklı başlıkta farklı et kalınlıklarında elde edilen gerilme değerleri içerisinde en uygun et kalınlığında malzemenin yorulmasına sebep olan gerilme değerleri incelenmiştir. Bu tasarım aşamalarında rüzgâr türbini rotor göbeğinde kullanılan malzeme aynıdır.

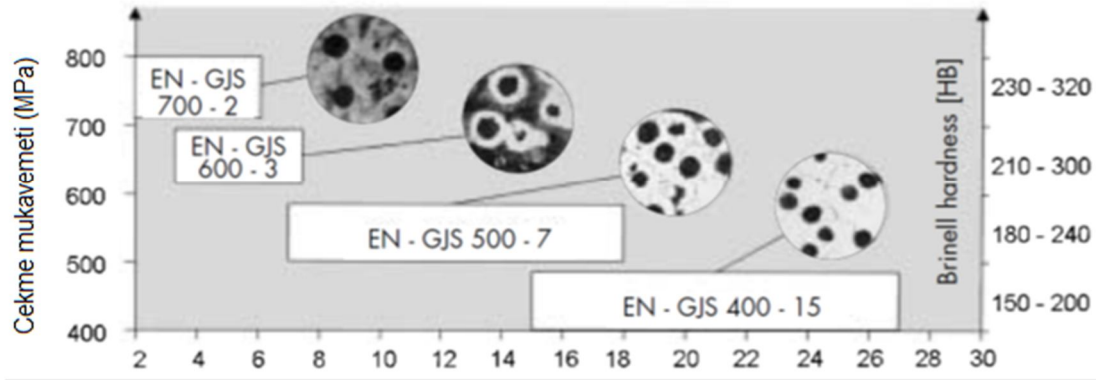
## 5.2. Malzemenin Tanımı ve Yapısal Özellikleri

Yapılan çalışmada malzemenin katalog değerleri kullanılmıştır. Döküm malzemelerden küresel grafitli dökme demir malzeme seçilmiş olup genel tanımı EN-GJS GGG-40.3 malzeme tasarımı ve malzeme özellikleri seçiminde DIN EN 1563 standart değerler kullanılmıştır. Analizde kullanılan malzemenin teknik tanımı Sfero Döküm malzemelerde, standart malzeme tanımı olup EN GSJ 400 18- LT değerleri analizde kullanılmıştır [27]. Kullanılan malzemenin katalog değerleri Tablo 5.5’de verilmiştir.

Tablo 5.5 EN GJS 400 18 LT malzemenin mekanik özellikleri

|                                                                                                  |                         |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------|
| <b>Çekme Mukavemeti</b>                                                                          | 400 N/mm <sup>2</sup>   |
| <b>Basma Mukavemeti</b>                                                                          | 789 N/mm <sup>2</sup>   |
| <b>Akma Mukavemeti</b>                                                                           | 240 N/mm <sup>2</sup>   |
| <b>Elastisite Modülü</b>                                                                         | 169 kN/mm <sup>2</sup>  |
| <b>Kırılma Tokluğu</b>                                                                           | 30 MPa m <sup>1/2</sup> |
| <b>Kopma Uzası</b>                                                                               | %18                     |
| <b>Yoğunluk</b>                                                                                  | 7.1 g/cm <sup>3</sup>   |
| <b>Poisson Oranı</b>                                                                             | 0.275 N/mm <sup>2</sup> |
| <b>Yorulma Mukavemeti</b> (Wöhler), dönen çubuğun eğme deneyi test (centiksiz numune, Ø 10.6mm)  | 202 N/mm <sup>2</sup>   |
| <b>Yorulma mukavemeti</b> (Wöhler), dönen çubuğun eğilme deney testi (çentikli numune, Ø 10.6mm) | 146 N/mm <sup>2</sup>   |
| <b>Isıl iletkenlik</b>                                                                           | 36.2 W/(m x K)          |
| <b>Özgül ısı kapasitesi)</b><br>(20° C ile 500° C arası )                                        | 515 J/(kg x K)          |
| <b>Lineer Termal Genleşme Katsayısı</b>                                                          | 14.3 µm/(m x K)         |
| <b>Maksimum Geçirgenlik</b>                                                                      | 2.1 mH/m                |
| <b>Özgül Elektrik Direnci</b>                                                                    | 0.5 mW . m              |
| <b>Etkin yapısı</b>                                                                              | Ferritik (Ferrite)      |

EN GJS malzemeleri arasındaki mikro yapısal ilişkiler Şekil 5.5’de gösterilmiştir. Burada EN GJS 400 18 LT malzemenin kullanılmasının sebebi bu sınıftaki diğer malzemelere kıyasla uzama yüzdesinin daha fazla olmasından dolayıdır. Bu grup içerisine giren diğer küresel grafitli dökme demir standartları ve mekanik özellikleri Şekil 5.6’da görülmektedir.



Şekil 5.5. EN GJS sınıfındaki diğer malzemelerin mekanik özellikleri [27]

| Material designation                            | ENGJS-400-15            | ENGJS-450-10         | ENGJS-500-7 | ENGJS-600-3 | ENGJS-700-2                           | ENGJS-800-2     | ENGJS-400-18IT     |
|-------------------------------------------------|-------------------------|----------------------|-------------|-------------|---------------------------------------|-----------------|--------------------|
| Material No.                                    | ENJS 1030               |                      | ENJS 1050   | ENJS 1060   | ENJS 1070                             | ENJS 1080       | ENJS 1025          |
| Out-dated designation DIN 1693 (bis 1.3.1998)   | GGG-40                  |                      | GGG-50      | GGG-60      | GGG-70                                | GGG-80          | GGG-40.3           |
| Tensile strength $R_m$                          | N/mm <sup>2</sup>       | 400                  | 450         | 500         | 600                                   | 700             | 800                |
| 0.2 % proof strength $R_{p0.2}$                 | N/mm <sup>2</sup>       | 250                  | 310         | 320         | 370                                   | 420             | 480                |
| Elongation at fracture A                        | %                       | 15                   | 10          | 7           | 3                                     | 2               | 2                  |
| Reduction of area at fracture Z                 | %                       | 30-15                |             | 20-2        | 8-3                                   | 6-2             | 4-2                |
| Fracture toughness $K_{Ic}$                     | MPa <sup>1/2</sup>      |                      | 23          | 25          | 20                                    | 15              | 14                 |
| Brinell hardness HB                             |                         | 135-180              | 160-210     | 170-230     | 190-270                               | 225-305         | 245-335            |
| Modulus of elasticity $E_c$                     | kN/mm <sup>2</sup>      | 169                  | 169         | 169         | 174                                   | 176             | 176                |
| Poisson ratio $\mu$                             |                         | 0,275                | 0,275       | 0,275       | 0,275                                 | 0,275           | 0,275              |
| Notch strength                                  | N/mm <sup>2</sup>       | $>R_m$               |             | $>R_m$      | $\sim R_m$                            | $\sim R_m$      | $<R_m$             |
| Shear modulus G                                 | kN/mm <sup>2</sup>      |                      |             |             |                                       | $0,4 \cdot E_c$ |                    |
| Shear strength T                                | N/mm <sup>2</sup>       | [405] <sup>1)</sup>  | 405         | 450         | 540                                   | 630             | 720                |
| Fatigue limit bending $\sigma_{bW}$             | N/mm <sup>2</sup>       |                      |             |             | $\sim [0,61 - 0,00026R_m] \cdot R_m$  |                 |                    |
| Impact strength $A_v$                           | J                       |                      |             |             |                                       |                 | 12 <sup>1)2)</sup> |
| Fatigue limit tensile compression $\sigma_{zW}$ | $\pm$ N/mm <sup>2</sup> |                      |             |             | $\sim [0,43 - 0,000192R_m] \cdot R_m$ |                 |                    |
| Density $\rho$                                  | kg/dm <sup>3</sup>      | 7,1                  | 7,1         | 7,1         | 7,2                                   | 7,2             | 7,2                |
| Thermal conductivity $\lambda$                  | W/(m·K)                 | [36,2] <sup>3)</sup> | 36,2        | 35,2        | 32,5                                  | 31,1            | 31,1               |
| Linear expansion coefficient $\alpha$           | 10 <sup>-6</sup> /m·Kl  | 12,5                 | 12,5        | 12,5        | 12,5                                  | 12,5            | 12,5               |

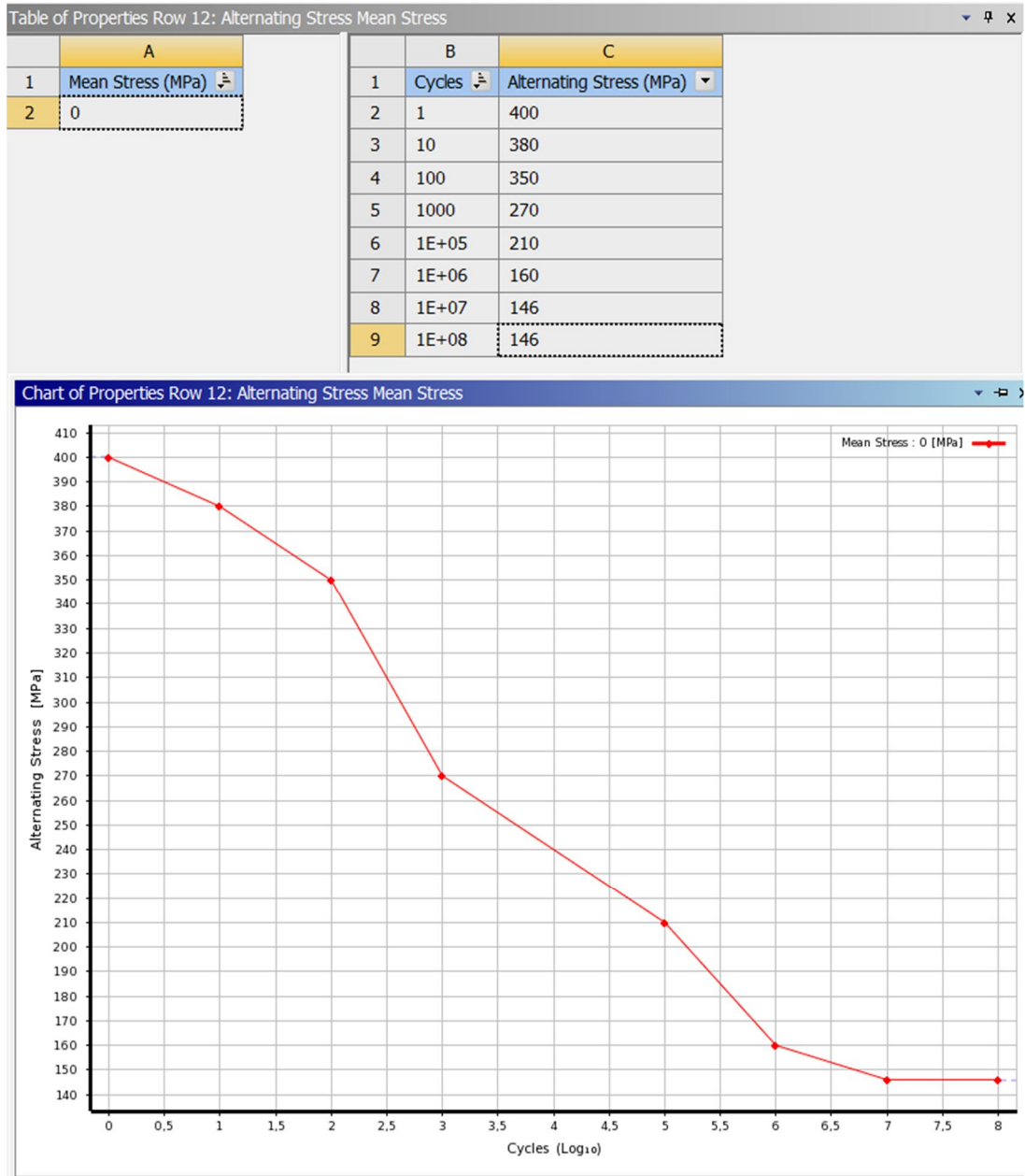
Şekil 5.6. Kırılmada Uzama [%] [27]

### 5.3. Analiz Hazırlıkları İçin S-N Diyagramının Oluşturulması

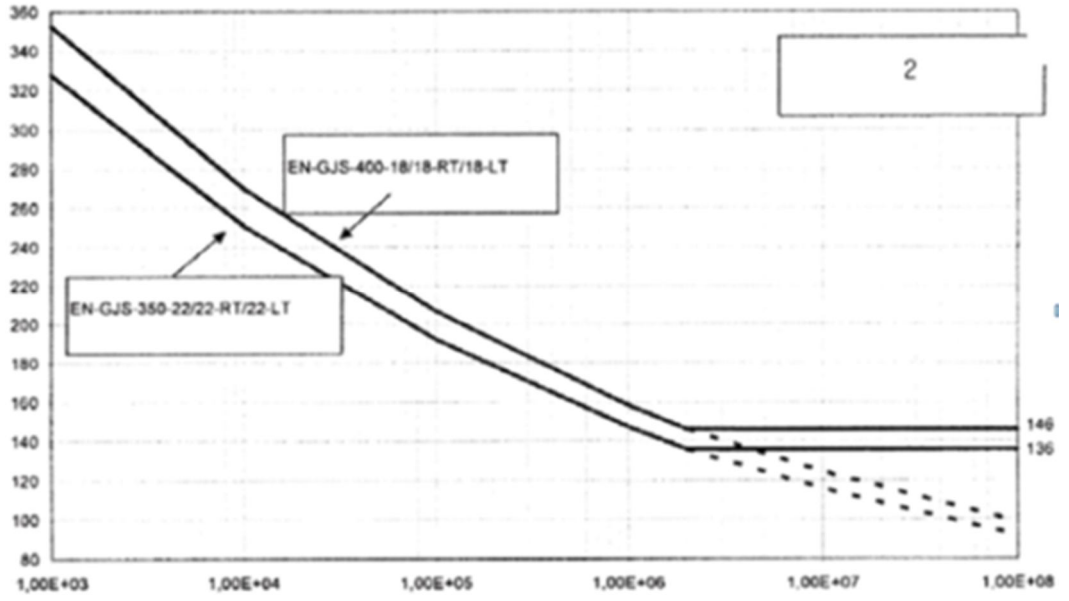
Herhangi bir Sonlu Elemanlar Analiz programında yorulma analizinin yapılabilmesi için Engineering Data kısmını malzemenin gerilme ömür bilgilerinin girilmesi gerekmektedir. Diyagramın oluşturabilmesi için kullanılacak malzemeden numuneler alınarak çeşitli yorulma deneyler laboratuvar koşullarında deneylerinin yapılması ile elde edilen verilerin programda girilmesi sonucunda yorulma analizini yapmak mümkündür. Ansys Workbench yazılımında yorulma analizinin yapılabilmesi için “Stress Life” ve “Strain Life” olmak üzere iki analiz şekli bulunmaktadır. Bu çalışmada yorulma analizinin yapılmasında yukarıdaki bölümlerde bahsedildiği üzere Stress Life yaklaşımı uygulanmaktadır.

“Stress Life” ve “Strain Life” yaklaşımının arasındaki farklılık “Strain Life” yöntemi  $10^3$  ve altındaki çalışan çevrim oranlarında uygulamam bir analiz çeşididir. “Stress Life” yöntemi ise  $10^3$  ve sonrası çevrime kadar çalışan ortamlarda analiz çeşitlerinde

kullanılan yöntemidir. Bu çalışmada malzeme sonsuz ömür değerlerine göre tasarlanmasından dolayı “Stress Life” yöntemi kullanılmıştır. “Stress Life” analizinde bu işlemi gerçekleştiren 3 ayrı metod bulunur bunlar; “log-log” “Semi-log” ve Lineer’ dir. Sonuçlar seçilen metoda göre değişmez. Ama genellikle S-N eğrisini ve karşılık gelen değerleri görmek açısından log-log metodunun kullanılması daha uygundur. Şekil 5.7’deki S-N eğrisi Şekil 5.8’deki bilgiler kullanılarak oluşturulmuştur.



Şekil 5.7. S-N eğrisinin Ansys yazılımında oluşturulması



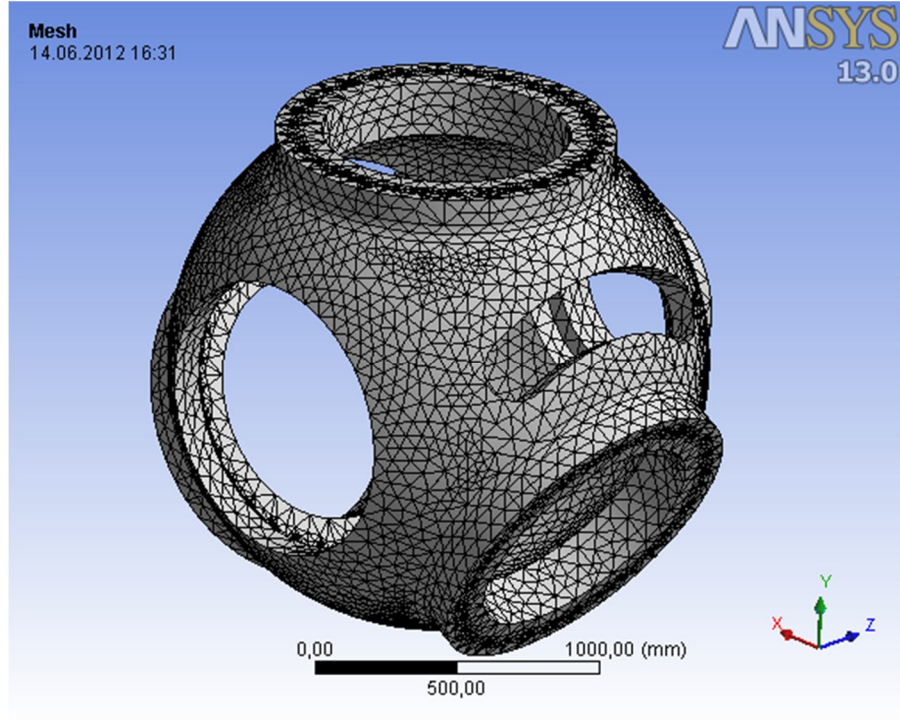
Şekil 5.8. EN GJS 400 18 LT malzemesinin S-N eğrisinin gösterilmesi [28]

#### 5.4. İlk Tasarım Çalışması

Yapılan ilk tasarım çalışmalarında 1,9 m çap ve çeşitli et kalınlıklarında en uygun yorulma gerilmesi sonuçları elde edilmeye çalışılmıştır. Uygulanan analiz işlemleri sırayla oluşturulmuştur. Tablo 5.6’da ilk tasarım çalışmasında belirlenen tasarım değişkenleri gösterilmiştir.

Tablo 5.6. İlk tasarım çalışmasında belirlenen tasarım değişkenleri

| Tasarım değişkenleri                    | Ölçüler (mm) |
|-----------------------------------------|--------------|
| Flanş çapı                              | 1200         |
| Göbek çapı                              | 1900         |
| Transmisyon bağlantısı flanş çapı       | 700          |
| Transmisyon bağlantısı flanş yüksekliği | 100          |
| Pala bağlantısı flanş yüksekliği        | 100          |
| Göbek ile flanşlar arası radyüs çapı    | 75           |
| Göbek ağırlığı                          | 7200 kg      |

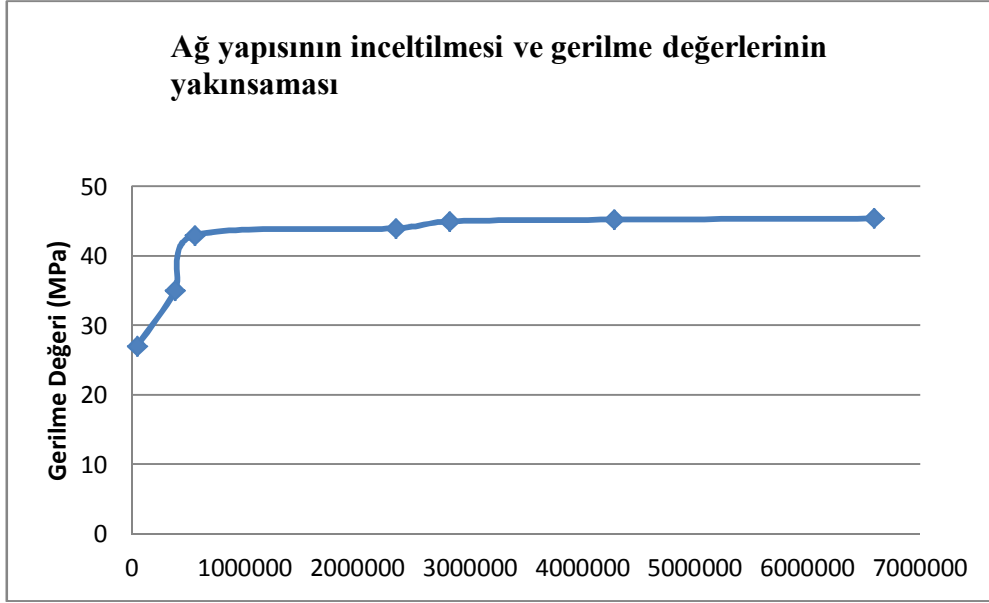


Şekil 5.9. İlk tasarım için mesh sonuçları

Şekil 5.9’da yapılan ilk çalışmanın tasarım ve mesh durumu görülmektedir. Mesh işlemi sonucunda hegzahedran ve tetrahedran mesh şekilleri kullanılmış olup farklı düğüm ve eleman sayılarında elde edilen gerilme ve yorulma gerilmeleri Tablo 5.7’de gösterilmiştir.

Tablo 5.7. Ağ yapısının inceltilmesi ve gerilme değerlerinin yakınsaması

| Düğüm sayısı | Eleman sayısı | Gerilme Değeri (MPa) |
|--------------|---------------|----------------------|
| 45654        | 15450         | 27                   |
| 383453       | 93432         | 35                   |
| 556723       | 145623        | 43                   |
| 2343485      | 613427        | 44                   |
| 2818141      | 652335        | 45                   |
| 4284168      | 754358        | 45,25                |
| 6587421      | 824624        | 45,42                |



Şekil 5.10. Ağ yapısının inceltilmesi ve gerilme değerlerinin yakınsaması

### 5.5. Kuvvet ve Momentlerin Uygulanması

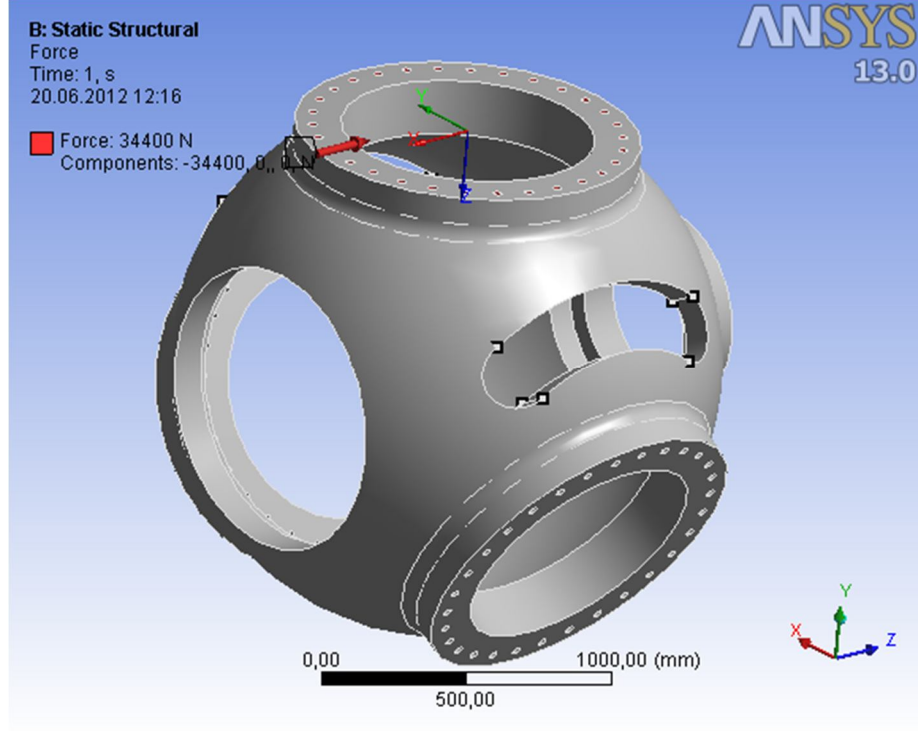
Kuvvet ve Momentler kanat döndürme mekanizması olarak adlandırılan yunuslama yatağı (Slewing Bearing) rotor göbeği bağlantı kısımlarından göbek üzerine bağlanmış olup kanat kök kısmında hesaplanan kuvvet ve moment değerlerinin uygulanması göbek üzerine etkileyeceği sebebiyle göbek bağlantı civatalarından kuvvetler uygulanacaktır. Rotor göbeği üzerine oluşan kuvvet ve momentlerin değerleri Tablo 5.3’ de ele alınmış ve bulunan değerler uygulanmıştır.

#### 5.5.1. Pala kökü düzlem dışı kayma kuvveti ( $F_t$ )

Palaların yüzeyinde rüzgâr hızıyla meydana gelen hücum kenarındaki kayma kuvvetidir. Şekil 5.11’de bu kuvvet kanadın hareketi süresinde kanat kök kısmına etki etmektedir. Dolayısıyla etki eden bu kuvvet kanattan bağlı olduğu flanşların üzerinde ki düzleme etki etmektedir. Pala kökü düzlem dışı kayma kuvveti yani (-X) düzleminde oluşan kuvvet Workbench’de uygulanabilmesi için Loads dan Force seçilmiştir [29].

$$F_x = C_x \frac{1}{2} \rho W^2 C = 4\pi \rho U_\infty^2 (1 - af) a \frac{f}{N} r \quad (5.1)$$

Denklem (5.1)’daki ifadelerde  $F_x$  düzlem dışı kayma kuvveti,  $f$  kayıp faktörü ve  $N$  ise flanşların sayısını tanımlamaktadır.



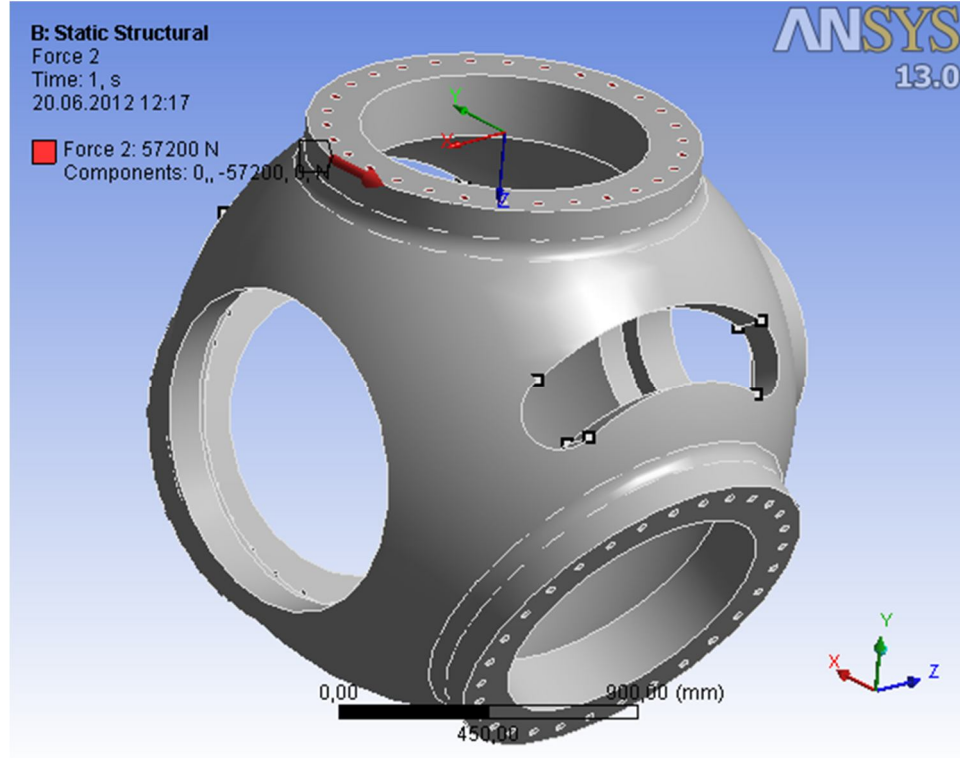
Şekil 5.11. Pala kökü düzlem dışı kayma kuvveti

### 5.5.2. Pala kökü düzlem içi kayma kuvveti ( $F_y$ )

Kanat kök kısmında kanatların dönüşünü sağlayan rüzgâr hızının kanadı döndürmeye çalışan kuvvetler sonucunda meydana gelen kuvvettir. Şekil 5.12’de kuvvet kanadın –Y eksenini boyunca dönmesi sırasında meydana gelir Kanat kökü düzlem içi kayma kuvvetinin kantatta oluşturacağı bir döndürme etkisi meydana gelecektir. Ancak bu döndürme etkisini moment değerlerimim hesaplanmış olması nedeniyle Workbench’de Force olarak tanımlanmıştır [28].

$$-F_y = C_y \frac{1}{2} \rho W^2 C = 4\pi \rho U_\infty (1 - a f) a' \frac{f}{N} r^2 \quad (5.2)$$

Denklem (5.2) deki ifadelerde  $-F_y$  ifadesi düzlem içi kesme kuvvetini,  $f$  kayıp faktörünü ve  $N$  ise flanşların sayısını ifade etmektedir.



Şekil 5.12. Pala kökü düzlem içi kayma kuvveti

### 5.5.3. Pala kökü düzlem içi moment ( $M_x$ )

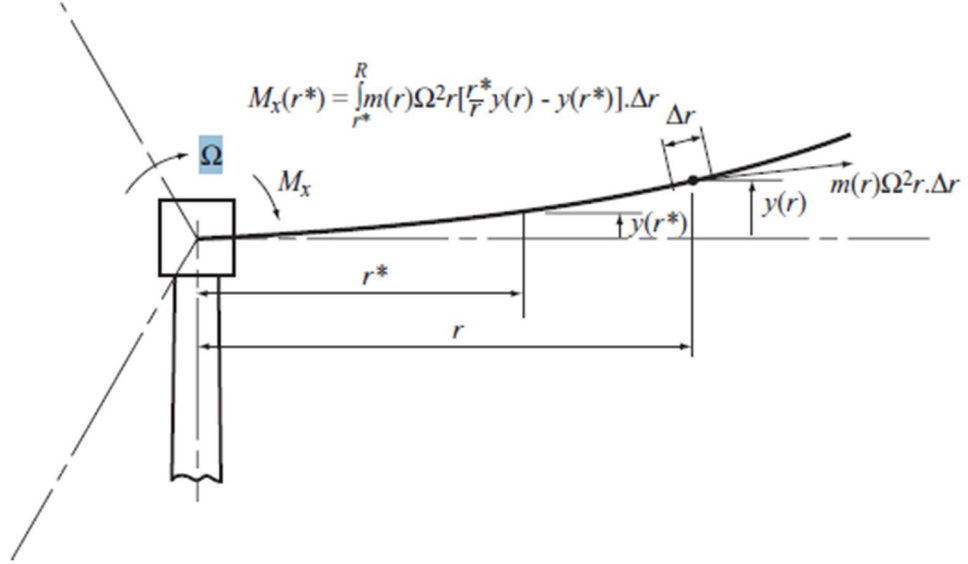
Modelde kullanılan üst flanş (upper flange) üzerine gelen düzlem dışı kuvvetler nedeniyle flanşın bağlantı kökünde yani -X- koordinat sistemi içerisinde (yatay eksen) oluşan momenttir. Flanşın döndürmeye çalışan kuvvetler flanş kök bölgesindeki deliklerin bulunduğu düzlemde oluşan moment değeridir ve Denklem (5.3) ile tanımlıdır. ANSYS de Loads kısmından Moment değeri olarak atanmıştır. Şekil 5.13’de düzlem içi moment şematik olarak Şekil 5.14’de işe şekil üzerinde gösterilmiştir.

$$M(r)\ddot{x}+c(r)\dot{x}-\frac{\partial}{\partial r}\left[N(r)\frac{\partial x}{\partial r}\right]+\frac{\partial^2}{\partial r^2}\left[EI\frac{\partial^2 x}{\partial r^2}\right]=q(r,t) \quad (5.3)$$

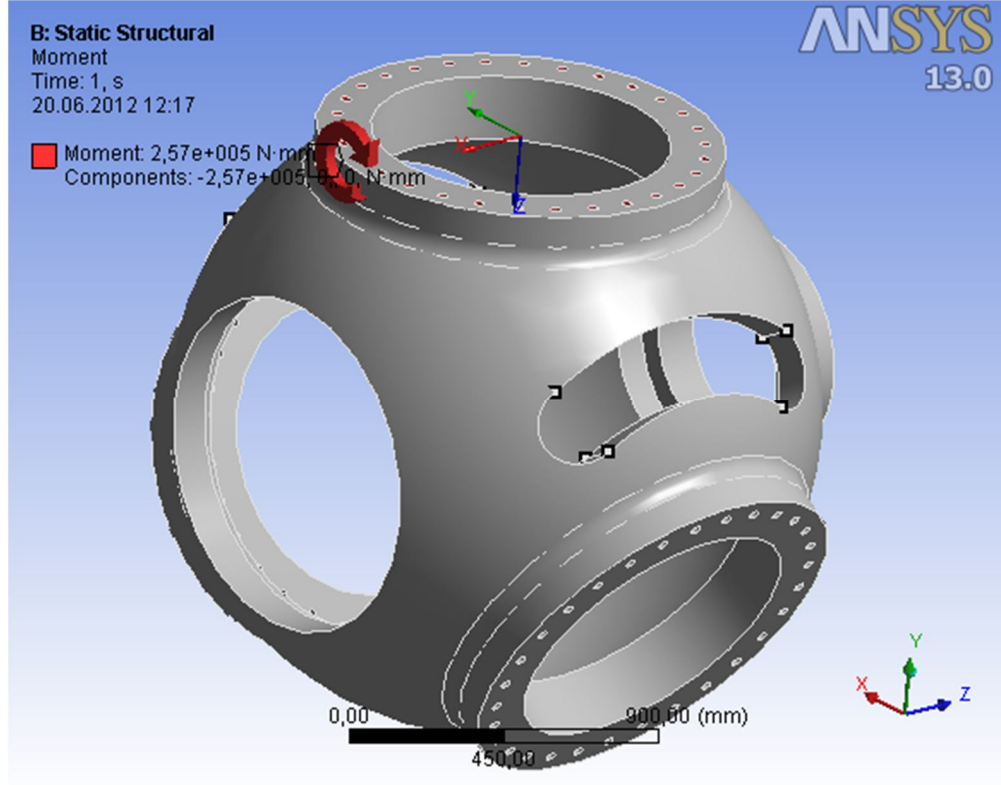
Burada merkezkaç kuvvet  $N(r)$ ,  $r$  ise kanat merkezine uzaklık olarak verilmiştir.

$$M_y(r^*)=\int_{r^*}^R m(r)\Omega^2 r \left[\frac{r^*}{r}x(r)-x(r^*)\right] \Delta r \quad (5.4)$$

Denklem 5.4’de ise merkezkaç kuvvet nedeniyle oluşan eğilme momenti ( $M_x$ ) dağılımını göstermektedir.



Şekil 5.13. Düzlem içi moment şematik gösterimi [28]



Şekil 5.14. Düzlem içi moment

#### 5.5.4. Pala Kökü Düzlem Dışı Moment ( $M_y$ )

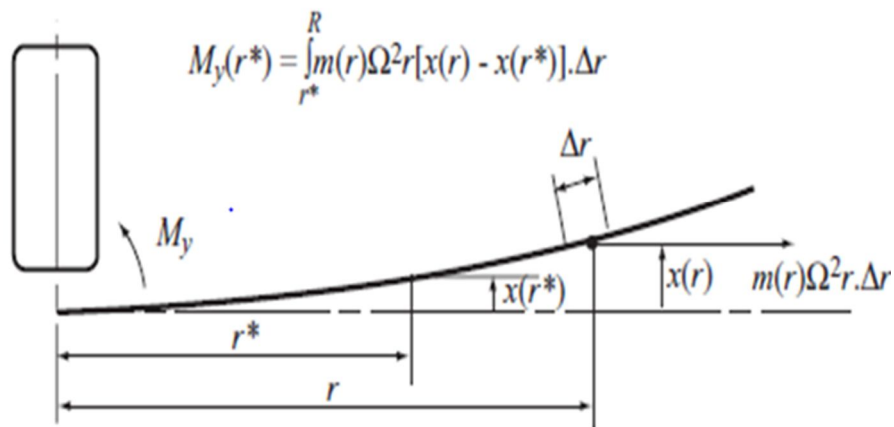
Flanşlar eksenini ya da yatay yönde dönerse her bir flanş ta oluşan merkezkaç kuvvet flanşın dengede tutma etkisine sahip yenilenen bir kuvvet uygulanır ve dolayısıyla frekans içerisinde sabit olan değerlerle karşılaştırılır. Merkezkaç kuvvet dönen eksen içerisinde dış dikey düzleme radyal bir şekilde tesir eder. Şekil 5.15’de flanş' ın düzlem dışı dönmesi durumunda, merkezkaç kuvvetlerin yönü değişen flanş eksenine paraleldir ve flanş düzlemi içerisinde etki eden merkezkaç kuvvetleri yatak (slewing bearing) içerisindekinden daha büyüktür. Merkezkaç kuvvetlerine hesaba katmak için bir kanadın hücum kenarındaki hareket eşitliği için dış ekseninde uygulanan Denklem (5.5) ile elde edilmektedir [28].

$$M(r)\ddot{x} + c(r)\dot{x} - \frac{\partial}{\partial r} \left[ N(r) \frac{\partial x}{\partial r} \right] + \frac{\partial^2}{\partial r^2} \left[ EI \frac{\partial^2 x}{\partial r^2} \right] = q(r, t) \quad (5.5)$$

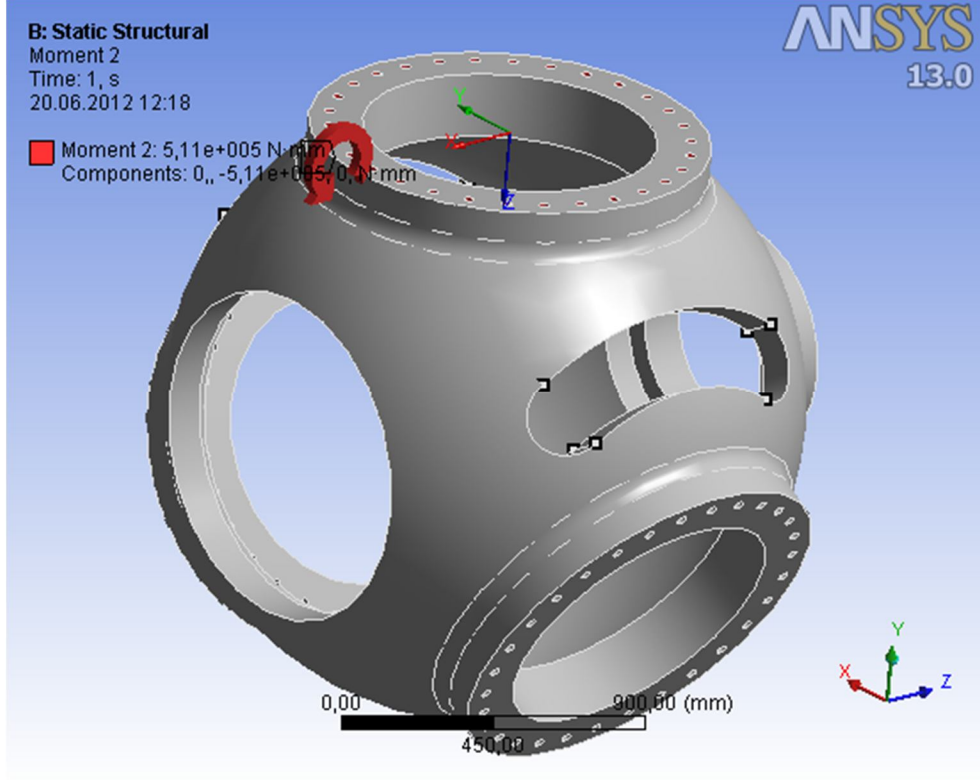
Burada merkezkaç kuvvet  $N_r$ ,  $r$  ise kanat merkezine uzaklık olarak verilmiştir.

$$My(r^*) = \int_{r^*}^R m(r) \Omega^2 r \left[ \frac{r^*}{r} x(r) - x(r^*) \right] x \Delta r \quad (5.6)$$

Denklem (5.4) de ise merkezkaç kuvvet nedeniyle oluşan eğilme momenti ( $M_y$ ) dağılımını göstermektedir.



Şekil 5.15. Düzlem içi moment şematik gösterimi [28].

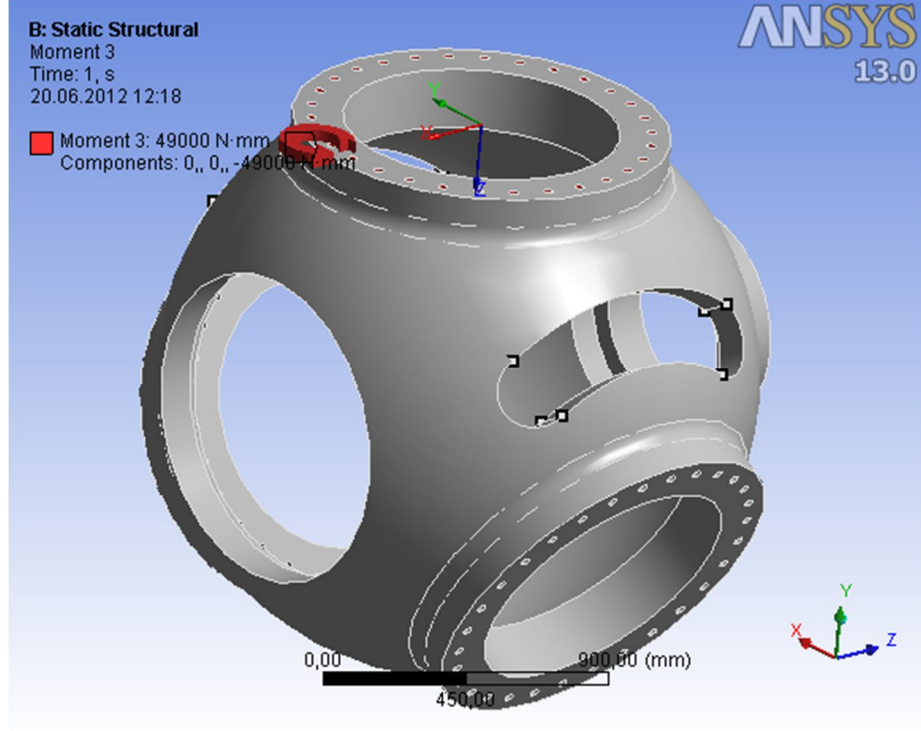


Şekil 5.16. Düzlem içi moment

#### 5.5.5. Pala kökü burulma momenti ( $M_z$ )

Şekil 5.17’de flanş üzerindeki düzlem yüzeyde bulunan deliklerin bağlı oldukları kısımlarda belirtilen koordinat sisteminde kendi eksenini boyunca dönüşünden kaynaklanan momenttir. Yatağın dönüşü sırasında flanş ve yatak bağlantı elemanlarında bir burulma momenti meydana gelecektir [28]. Ansys Workbench 13,0 yazılımında Loads sekmesinin içerisinde moment değeri atanmıştır. Burkulma momenti Denklem (5.7)’ dan elde edilmektedir.

$$M_z = \frac{d}{dr} M_z - \frac{1}{2} \rho W^2 c r \sin \phi C_x \quad (5.7)$$

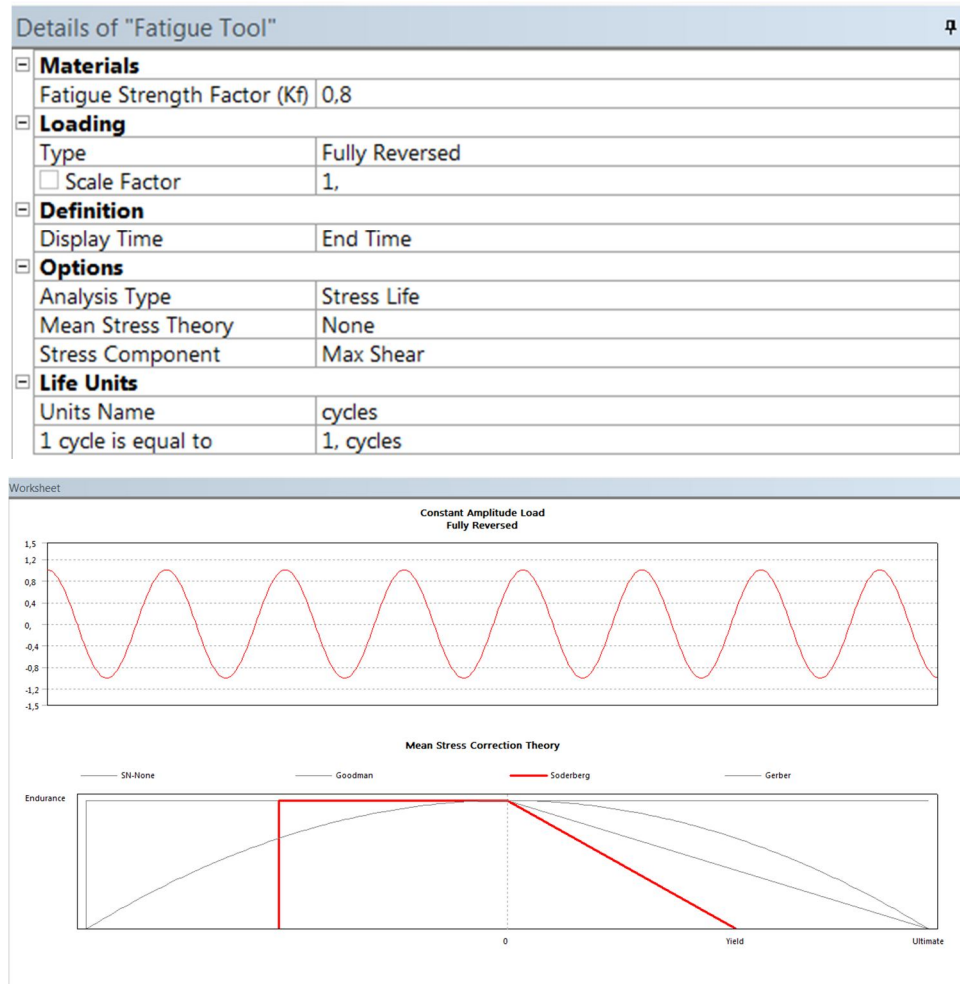


Şekil 5.17. Pala kökü burulma momenti

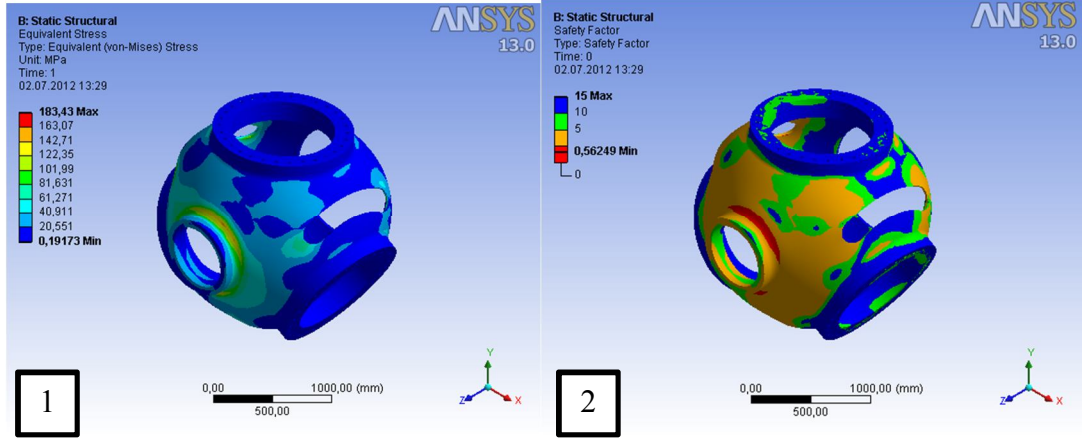
## 5.6. Analiz Adımları

Rüzgar türbini rotor göbeğinin (Wind Turbine Rotor Hub ) üzerine uygulanan kuvvet ve moment değerleri kullanılarak farklı tasarımlarda, tasarımın statik gerilmelerine bakılmış olup oluşturulan S-N diyagramı doğrultusunda yorulma değerleri karşılaştırılmış ve üretime uygun statik gerilmeler ve yorulma ömürleri incelenmiştir. Yorulma analizinde kullanılan yaklaşım Soderberg yaklaşımı malzemenin akma sınırını temel aldığından dolayı tercih sebebi olarak kullanılmıştır. Yorulma analizinin yapılmasında yorulma mukavemet faktörü  $k_f$  literatür araştırmalarında sünek dökme demirler için yaklaşık olarak 0,8 değeri kullanılarak analiz adımları uygulanmıştır. Yorulma analizinin sonuçları 10 ile 200 mm et kalınlıklarında tasarlanan numunelerde malzemenin  $10^7$  çevrim değerine karşılık gelen ve üretici firmanın katalog değeri göz önünde bulundurularak 146 MPa lı geçmeyecek şekilde tasarlanmış ve analiz bu yorulma çevrim değeri göz önünde bulundurularak en uygun et kalınlığı için analizler yapılmış ve bu sonuca göre üretim aşamasına geçilmiştir. Engineering Data kısmında belirlediğimiz değerler girilerek gerilme genliği ve yorulmadaki etkilerinin bulunması istenmektedir. Yorulma hasarlarının belirlenmesi için maksimum kayma kriteri (Tresca Kriteri) göz önünde bulundurulmuştur.

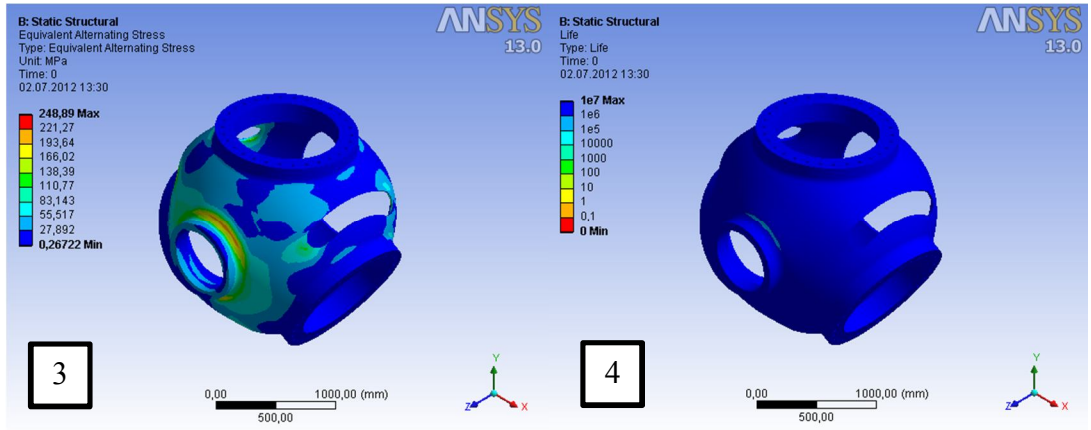
Çalışmada tercih edilen; yorulma çevrim oranlarının yüksek olması nedeniyle Stress Life yaklaşımından faydalanılmıştır. Tasarım çalışmalarında farklı geometrik çalışmalar yapılması nedeniyle analizler bu çalışmalarda elde edilen değerler sonucunda ilk ve son tasarım olmak üzere elde edilen değerler karşılaştırılarak üretim ve mukavemet açısından en uygun olan tasarım üretime verilmiştir. İlk ve son çalışmanın yorulma eşdeğer gerilmeleri, statik eşdeğer (von Mises) gerilmeleri, yorulma emniyet faktörü (Safety Factor) yorulma ömrü sonuçları elde edilmiştir. Şekil 5.18’de yapılan analiz ayarları verilmiştir. Şekil 5.18 - 5.45’de bu sonuçlar gösterilmiştir.



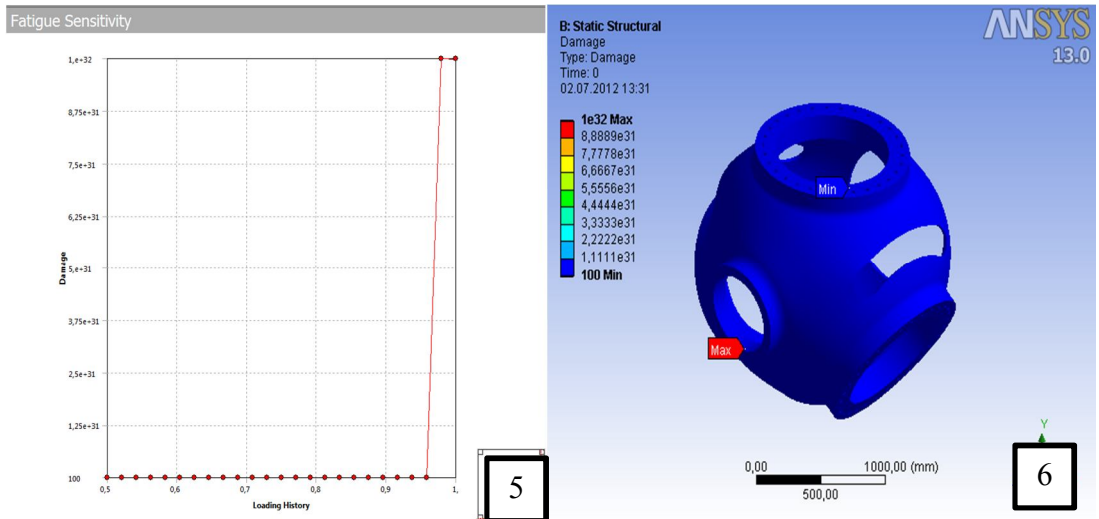
Şekil 5.18. Yorulma analizi için ayarların yapılması



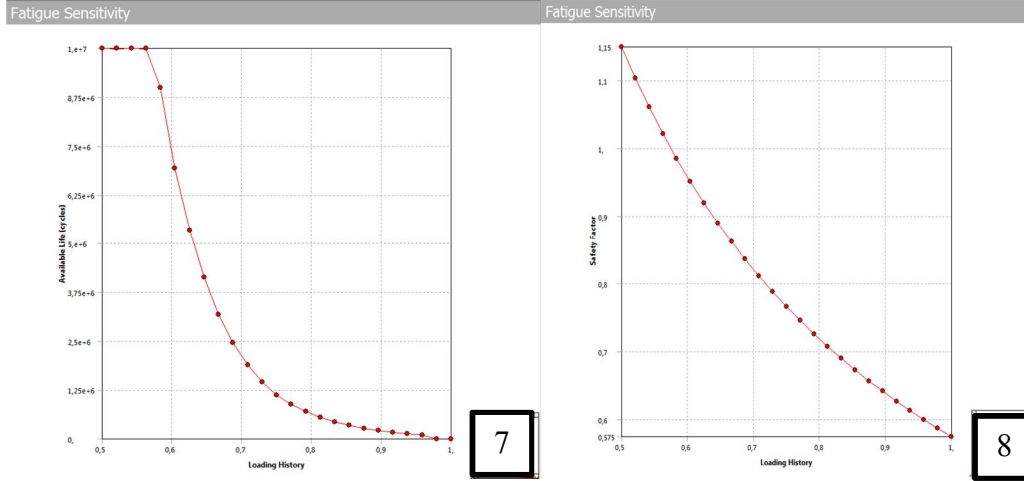
Şekil 5.19. 10 mm et kalınlığında statik eşdeğer gerilmesi (1) ile yorulma emniyet faktörü (2) değerleri



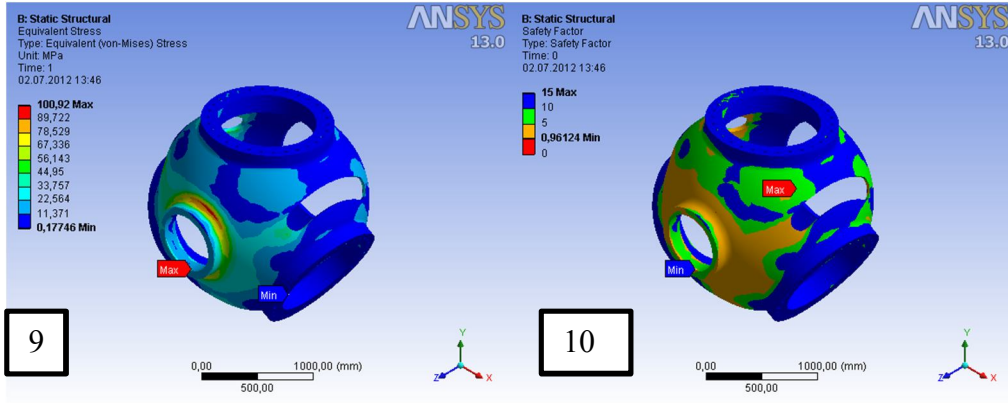
Şekil 5.20. 10 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (3) ile yorulma ömrü (5) değerleri



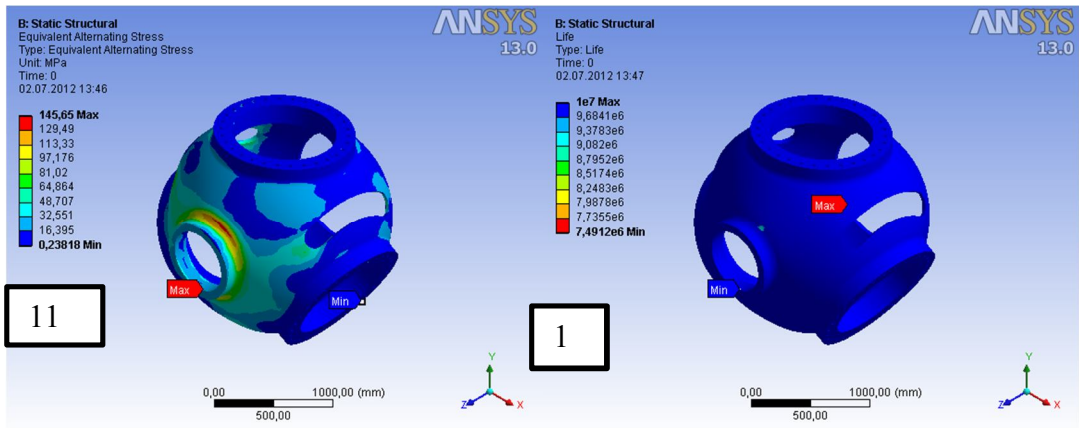
Şekil 5.21. 10 mm et kalınlığında yorulma hasar grafiği (5) ile yorulma hasarı (6) değerleri



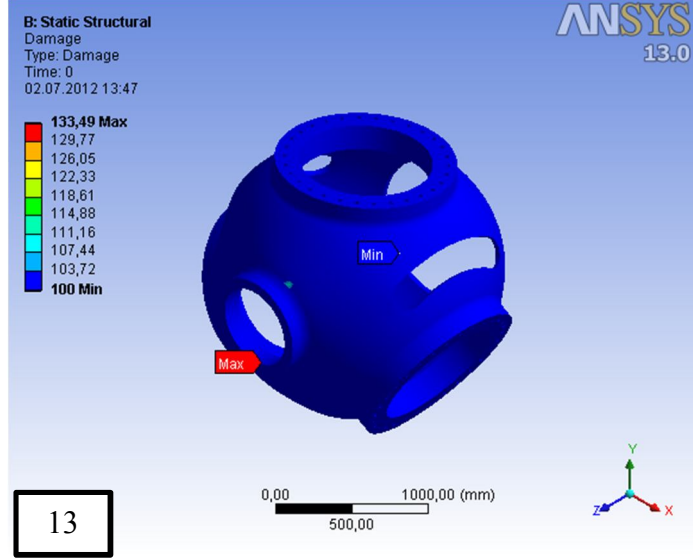
Şekil 5.22. 10 mm et kalınlığında yorulma ömrü grafiği (7) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (8) değerleri



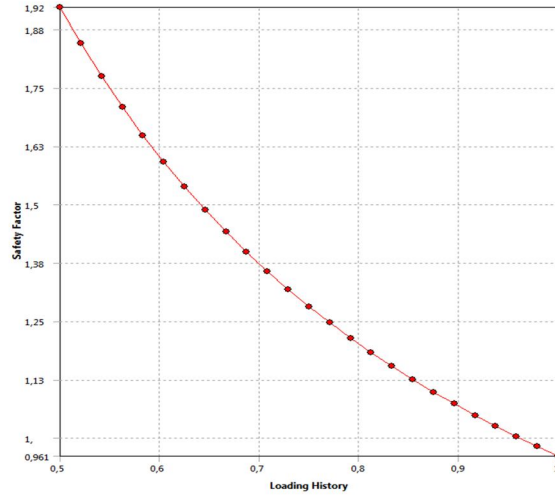
Şekil 5.23. 20 mm et kalınlığında statik gerilme (von-Mises) (9) ile yorulma emniyet faktörü (6) değerleri



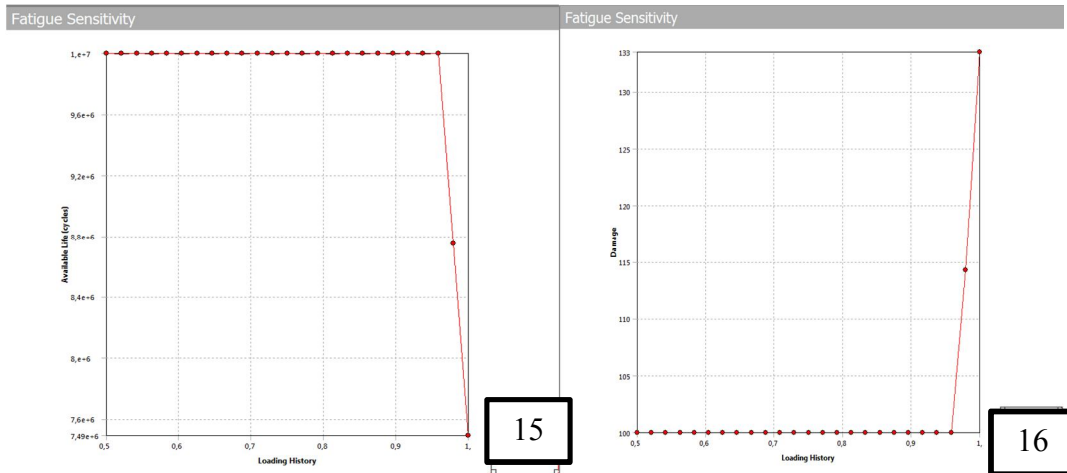
Şekil 5.24. 20 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (11) ile yorulma ömrü (12) değerleri



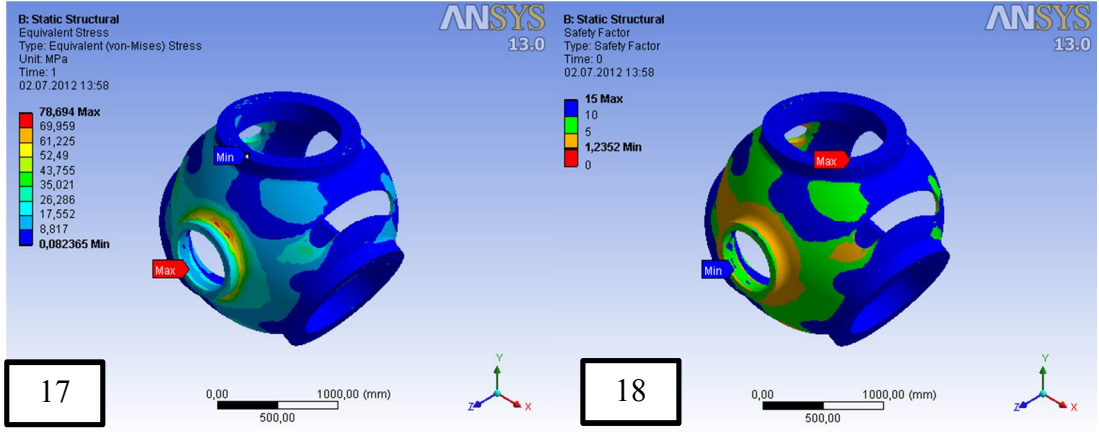
Fatigue Sensitivity



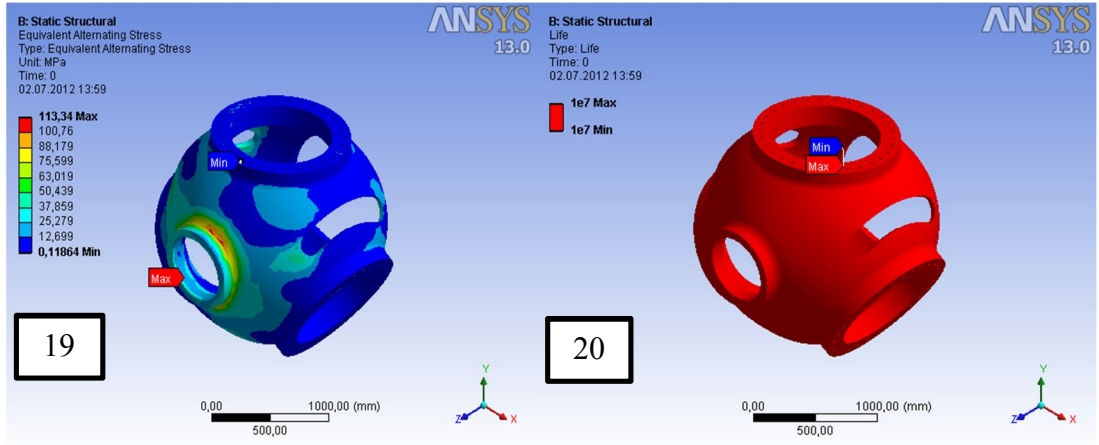
Şekil 5.25. 20 mm et kalınlığında yorulma hasarı (13) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (14) değerleri



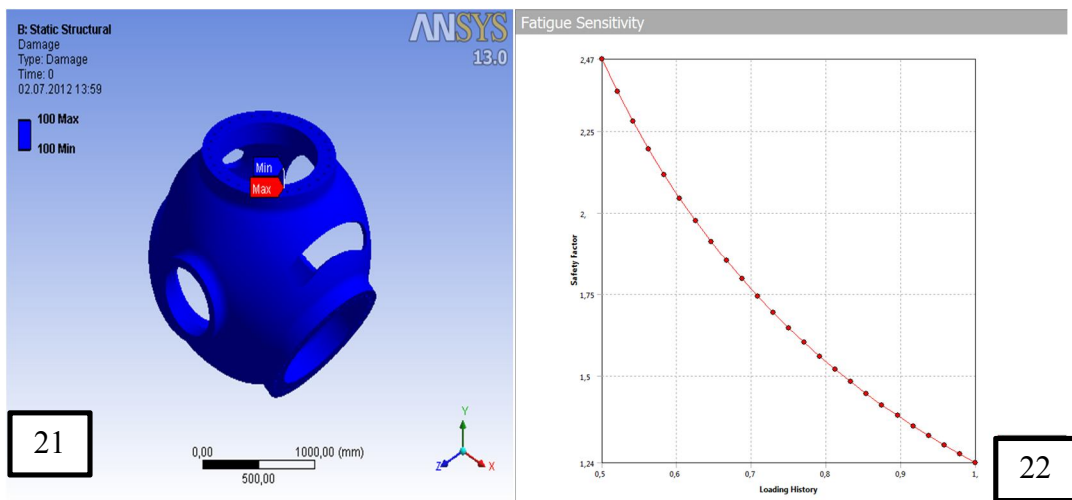
Şekil 5.26. 20 mm et kalınlığında yorulma ömrü grafiği (15) ile yorulma hasarı grafiği (16) değerleri



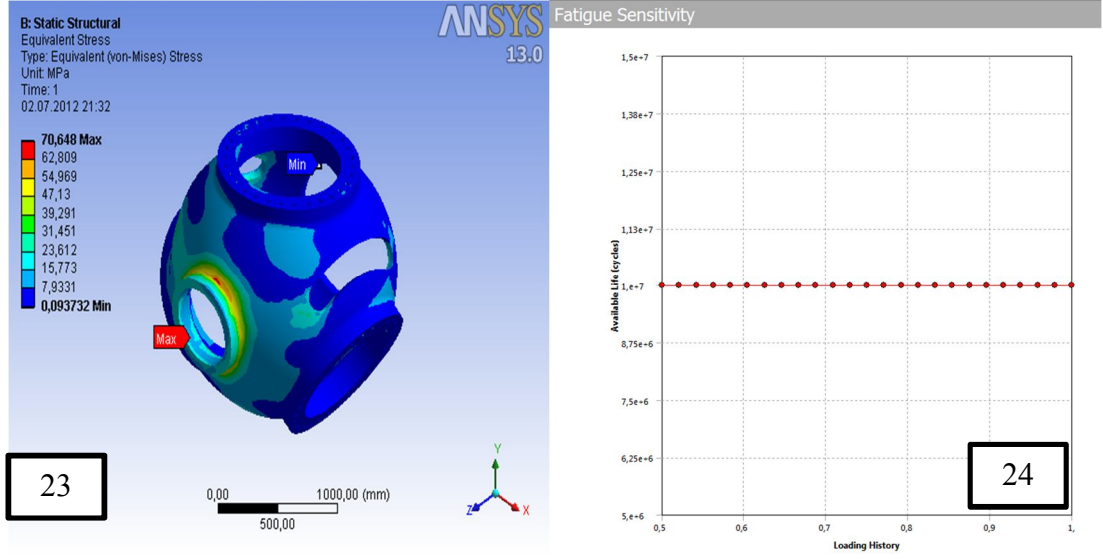
Şekil 5.27. 40 mm et kalınlığında statik eşdeğer gerilme (von-Mises) (17) ile yorulma emniyet faktörü (18) değerleri



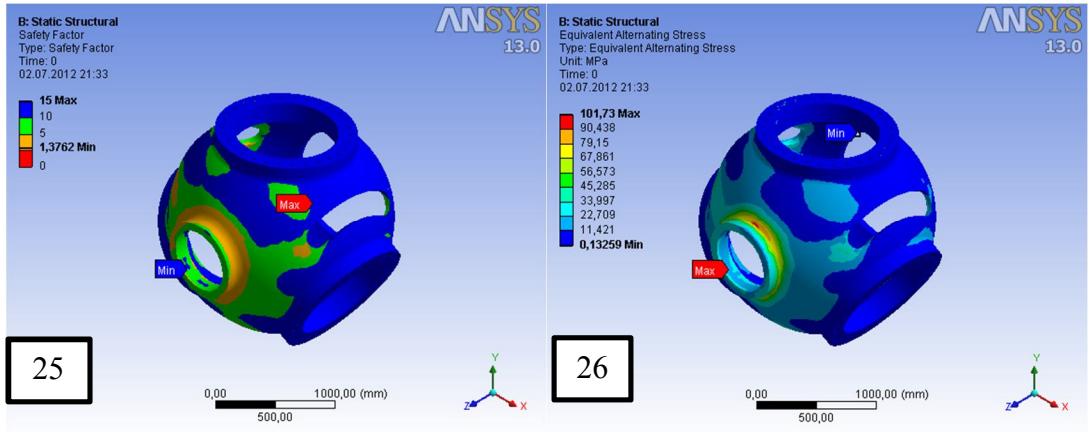
Şekil 5.28. 40 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (19) ile yorulma ömrü (20) değerleri



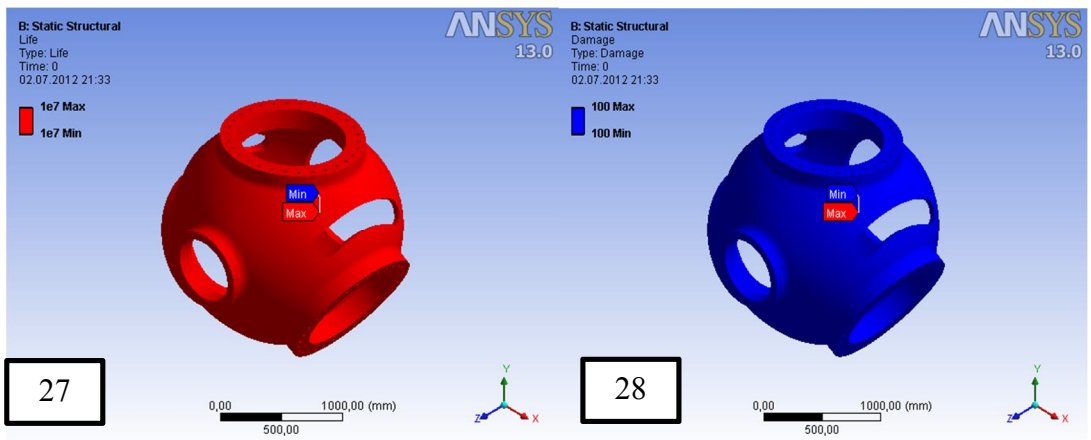
Şekil 5.29. 40 mm et kalınlığında yorulma hasarı (21) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (22) değerleri



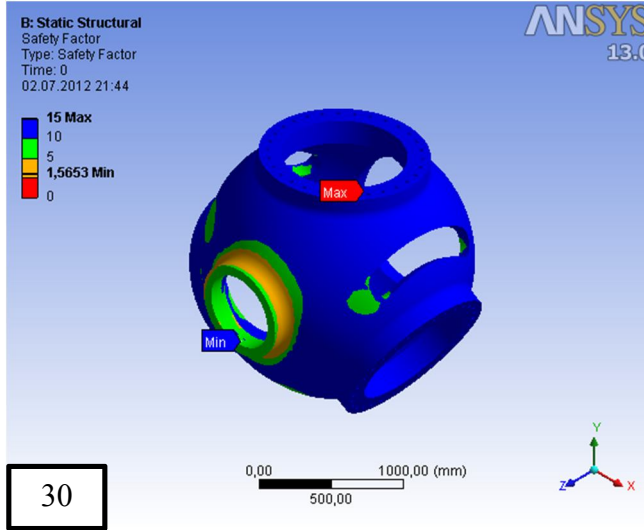
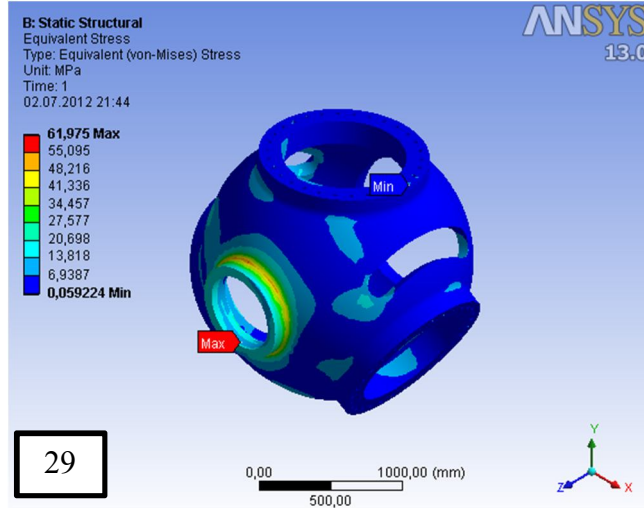
Şekil 5.30. 50 mm et kalınlığında statik eşdeğer gerilme (von- Mises) (23) ile yorulma ömrü grafiği (24) değerleri



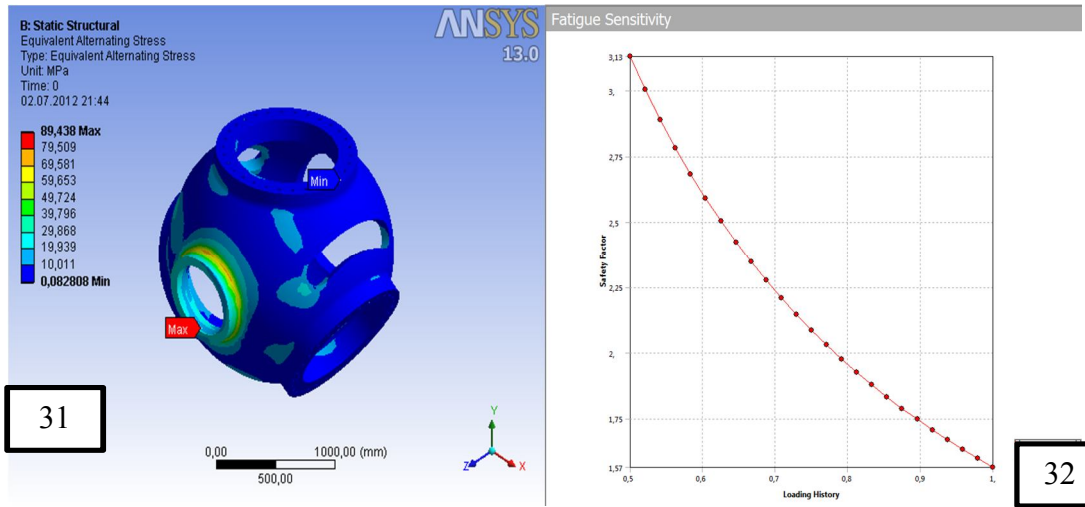
Şekil 5.31. 50 mm et kalınlığında yorulma emniyet faktörü (25) ile yorulma eşdeğer gerilmesi (26) değerleri



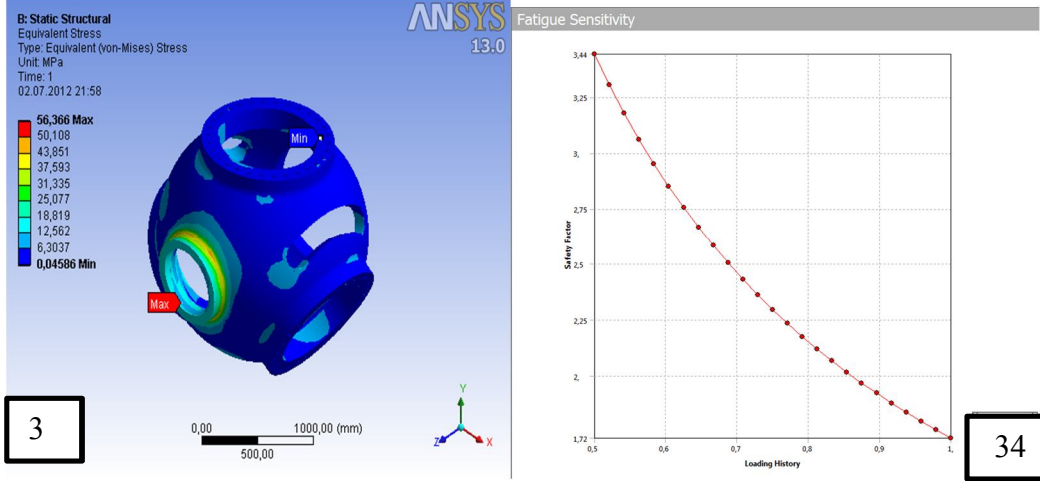
Şekil 5.32. 50 mm et kalınlığında yorulma ömrü (27) ile yorulma hasarı (28) değerleri



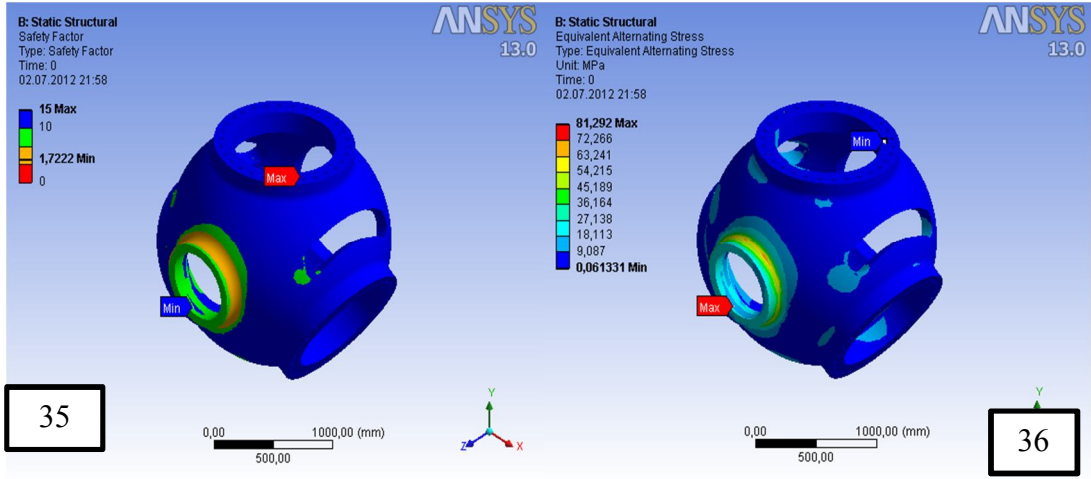
Şekil 5.33. 80 mm et kalınlığında yorulma emniyet faktörü (29) ile statik eşdeğer (Von-Mises) gerilmesi (30) değerleri



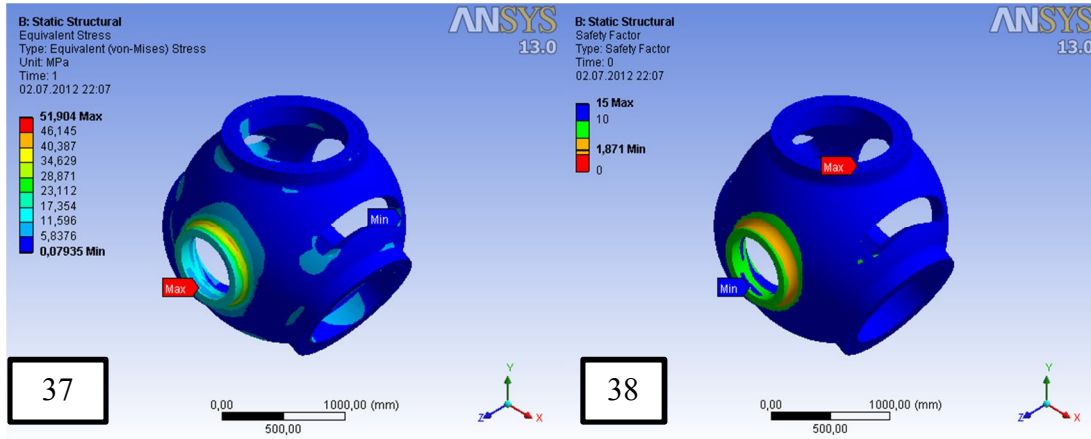
Şekil 5.34. 80 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (31) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (32) değerleri



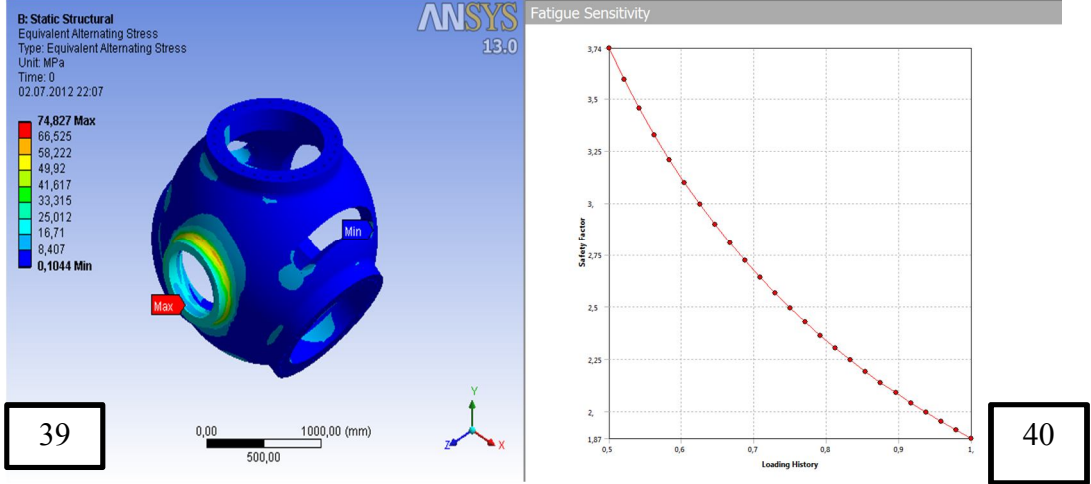
Şekil 5.35. 100 mm et kalınlığında statik eşdeğer (von-Mises) gerilmesi (33) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (34) değerleri



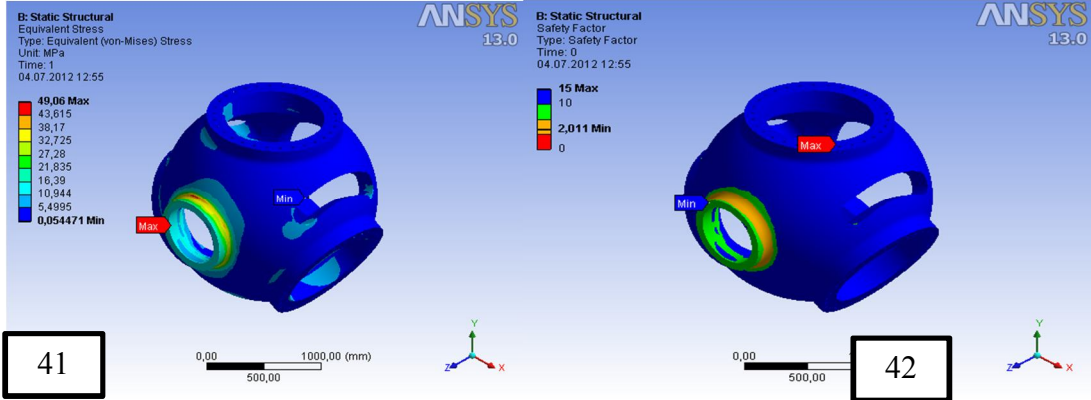
Şekil 5.36. 100 mm et kalınlığında yorulma emniyet faktörü (35) ile yorulma eşdeğer gerilme (34) değerleri



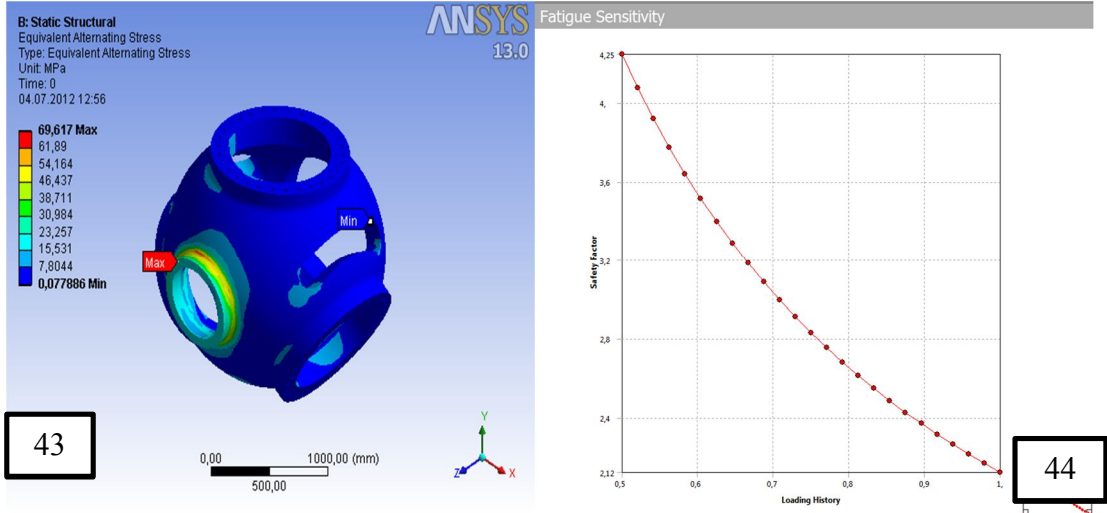
Şekil 5.37. 120 mm et kalınlığında statik eşdeğer (von-Mises) gerilmesi (37) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (38) değerleri



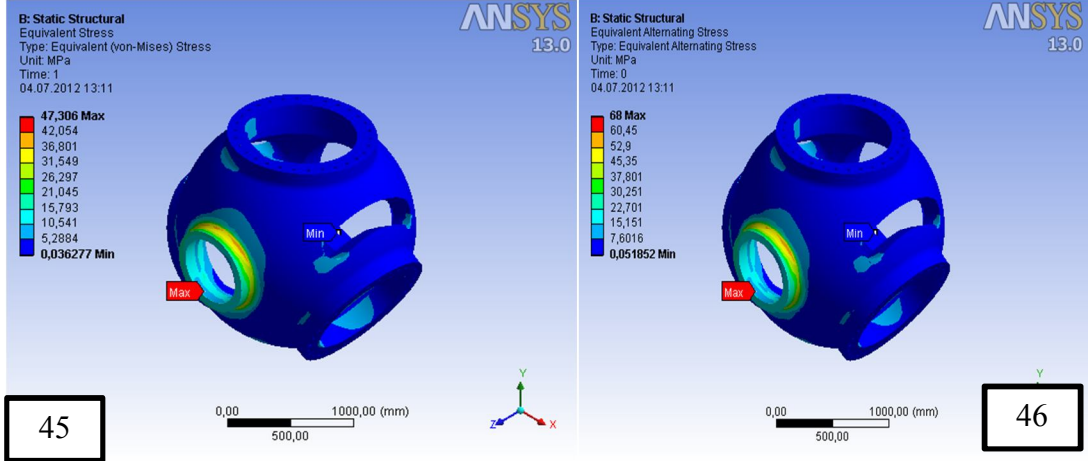
Şekil 5.38. 120 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (39) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (40) değerleri



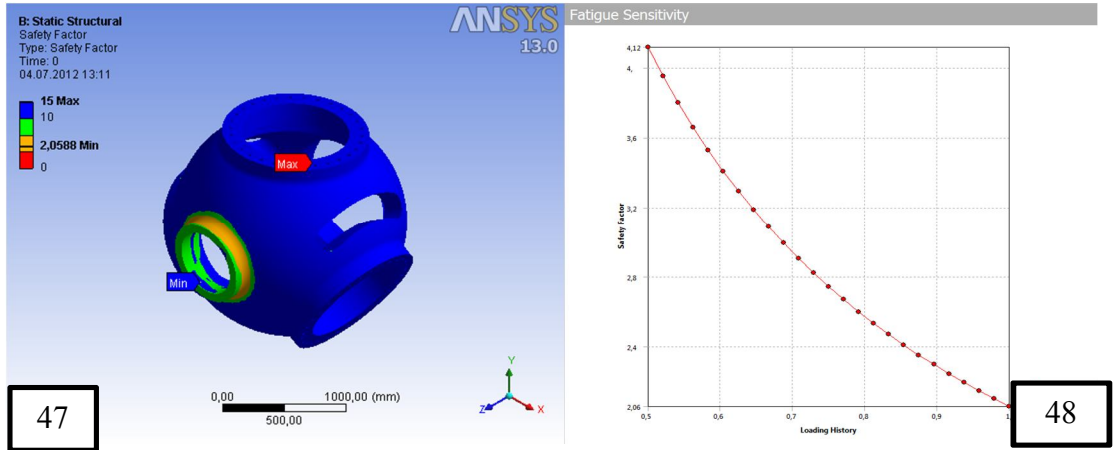
Şekil 5.39. 150 mm et kalınlığında statik eşdeğer (von-Mises) gerilmesi (41) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (42) değerleri



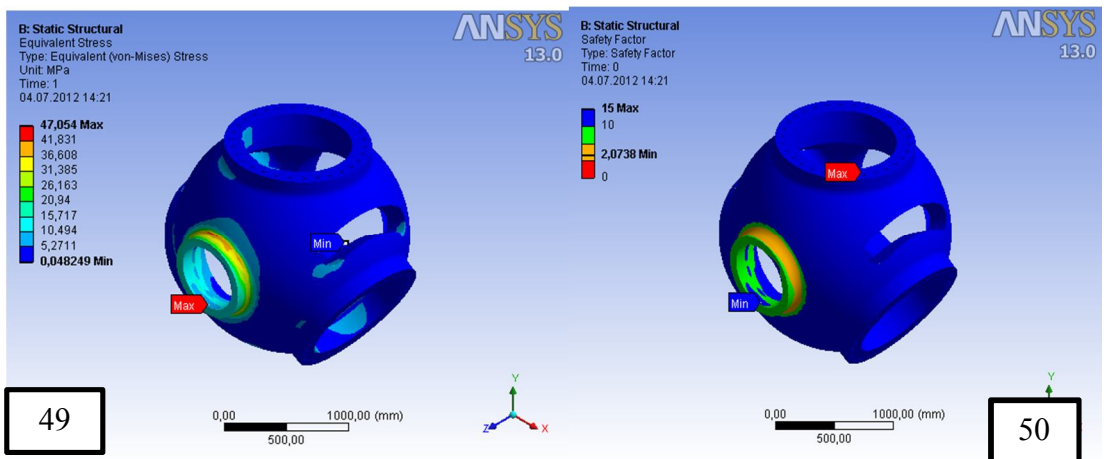
Şekil 5.40. 150 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (43) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (44) değerleri



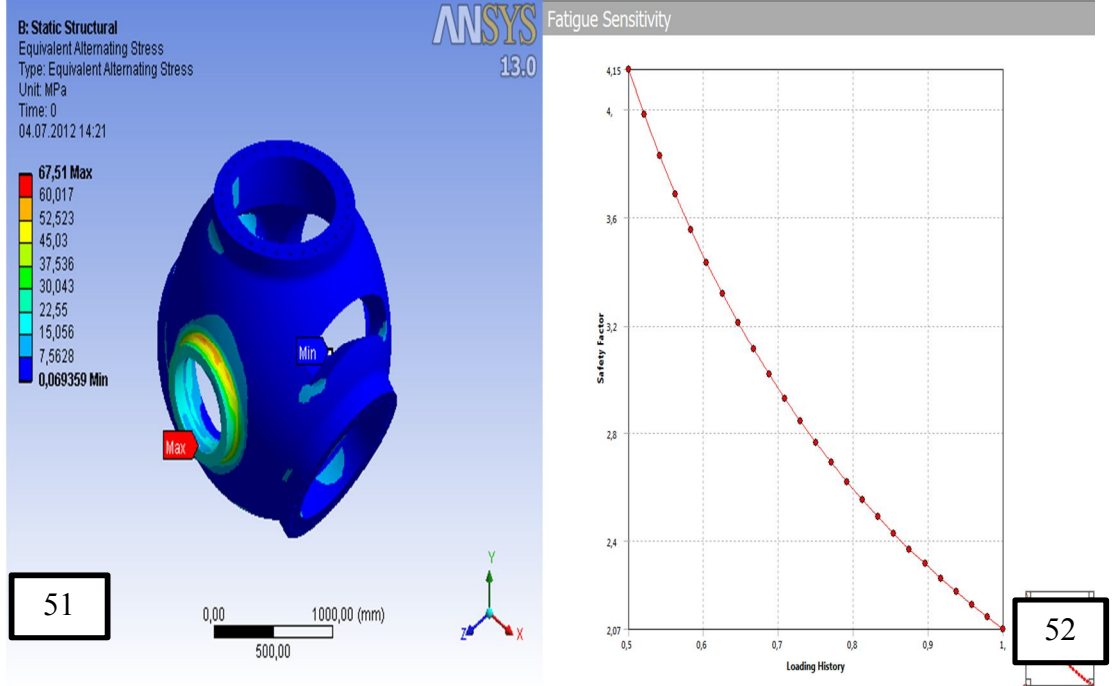
Şekil 5.41. 180 mm et kalınlığında statik eşdeğer (von-Mises) gerilmesi (45) ile yorulma eşdeğer gerilmesi (46) değerleri



Şekil 5.42. 180 mm et kalınlığında yorulma emniyet faktörü (47) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (48) değerleri



Şekil 5.43. 200 mm et kalınlığında statik eşdeğer (von-Mises) gerilmesi (49) ile yorulma emniyet faktörü (50) değerleri



Şekil 5.44. 200 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (51) ile yorulma emniyet faktörü (52) değerleri

### 5.7. Birinci Tasarımın Sonuçlarının irdelenmesi

Yapılan tasarım sonucunda ve farklı et kalınlıklarında rotor göbeği sonlu elemanlar analizi Ansys Workbench yazılımı kullanılarak eşdeğer gerilme, yorulma emniyet faktörü, yorulma eşdeğer gerilme ve malzemenin ömrü üzerinde çeşitli değişkenler elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar doğrultusunda ve rotor göbeğinin gerilme sonuçlarının yanı sıra ağırlığıda göz önünde bulundurularak çalışma sonlandırılmıştır. 10 mm ile 200 mm arasındaki et kalınlıklarında rotor göbeği üzerinde yapılan analiz sonuçları Şekil 5.19 – 5.44’da gösterilmiştir. Rotor göbeği et kalınlığı 10 mm ile 80 mm arasında yapılan sonlu elemanlar analizi sonuçlarında rotor göbeğinin transmisyon mili bağlantı bölümünde rotor göbeği malzemesinin dayanma sınırı olan (Endurance Limit) üzerinde bir eşdeğer gerilme değeri elde edilmiştir. Tablo 5.7’de ilk tasarım çalışmasının analiz sonuçları elde edilmiştir.

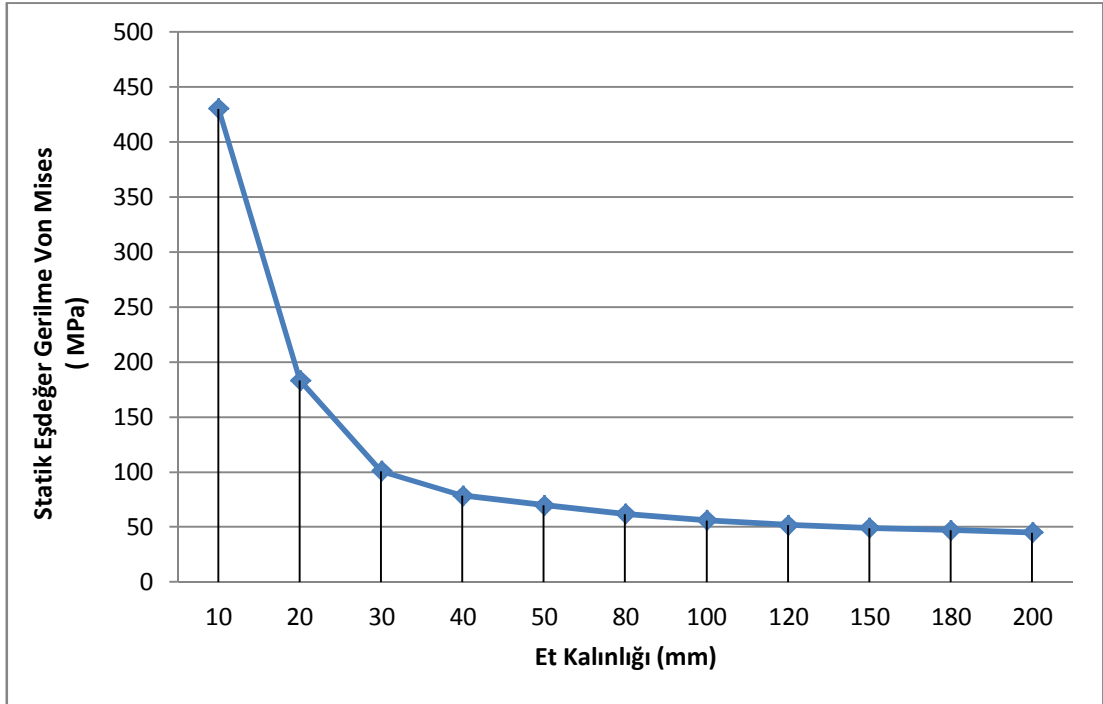
Tablo 5.7 ilk tasarım çalışmasında belirlenen tasarım değişkenleri

| Tasarım değişkenleri                    | Ölçüler (mm) |
|-----------------------------------------|--------------|
| Flanş çapı                              | 1200         |
| Göbek çapı                              | 1900         |
| Transmisyon bağlantısı flanş çapı       | 700          |
| Transmisyon bağlantısı flanş yüksekliği | 100          |
| Pala bağlantısı flanş yüksekliği        | 100          |
| Göbek ile flanşlar arası radyüs çapı    | 75           |
| Göbek ağırlığı                          | 7200 kg      |

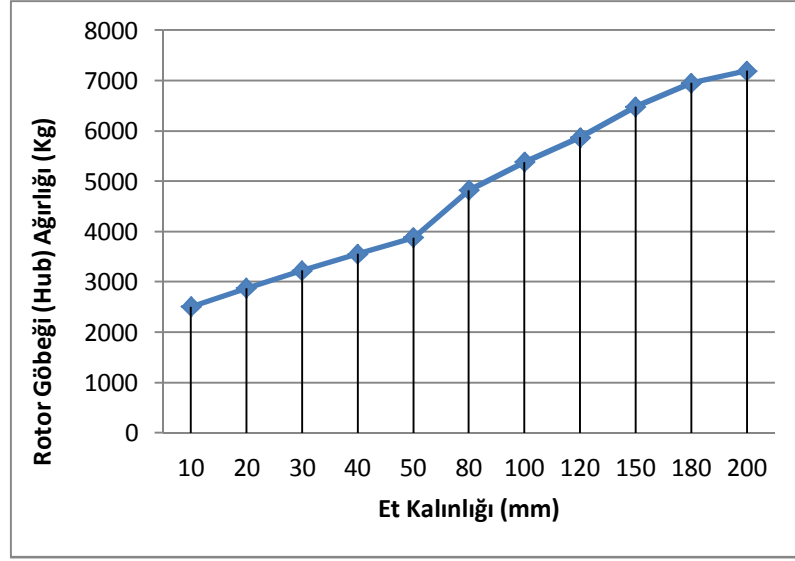
Diğer taraftan 100 mm ile 200 mm arasında yapılan sonlu elemanlar analizi sonucunda statik ve yorulma açısından malzemenin güvenli bölgede yani malzemenin eğilmede yorulma dayanımı sınırı olan 146 MPa sınırının altındaki bölgede kaldığı görülmüştür. Ancak malzemenin yorulma sınırları içerisinde kalması yanında rotor göbeğinin ağırlığının da oldukça fazla olduğu sonucu ortaya çıkmıştır. Bunun yanında maksimum eşdeğer gerilmeler rotor mili transmisyon bağlantısında meydana geldiğinden dolayı bu tasarımın elde edilen sonuçlar değerlendirilerek güvenli olmadığı görülmüştür. Yeni yapılacak tasarım çalışmalarında malzemenin ağırlığının yanı sıra yorulma ve statik gerilmelerinde istenilen değerlerde çıkmasına dikkat edilecek olup yeni yapılacak olan tasarımda şekil optimizasyonu (Shape Optimizasyon) yapılmıştır. Şekil optimizasyonu sonucunda çıkan kısımlarda ağırlık azaltma ve bunun yanında malzemenin yorulma sınırı içerisinde kalmasına dikkat edilmiştir. İlk tasarım çalışması sonucunda elde edilen et kalınlıklarına göre ağırlık, yorulma eşdeğer gerilmesi, yorulma emniyet faktörü ve statik (von Mises) gerilmeleri Tablo 5.8’de ve çıkan maksimum ve minimum değerler grafiği Şekil 5.45 – 5.48’de gösterilmiştir.

Tablo 5.8. Et kalınlıklarına göre elde edilen sonuçlar

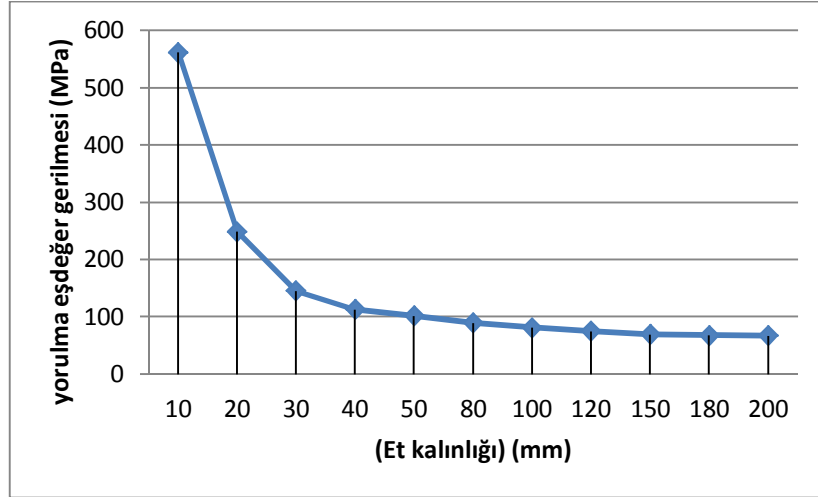
| Göbek et kalınlığı (mm) | Statik eşdeğer gerilmesi (MPa) | Yorulma eşdeğer gerilmesi (MPa) | Emniyet faktörü | Göbek Ağırlığı (kg) |
|-------------------------|--------------------------------|---------------------------------|-----------------|---------------------|
| 10                      | 430,44                         | 561,79                          | 0,2492          | 2515,1              |
| 20                      | 183,43                         | 248,89                          | 0,56249         | 2881,5              |
| 30                      | 100,92                         | 145,65                          | 0,96            | 3230,1              |
| 40                      | 78,694                         | 113,34                          | 1,23            | 3561,3              |
| 50                      | 69,825                         | 101,73                          | 1,37            | 3885,9              |
| 80                      | 61,975                         | 89,438                          | 1,56            | 4829,9              |
| 100                     | 56,366                         | 81,292                          | 1,72            | 5384,9              |
| 120                     | 51,904                         | 74,827                          | 1,871           | 5874,3              |
| 150                     | 49,123                         | 69,617                          | 2,011           | 6487,1              |
| 180                     | 47,306                         | 68                              | 2,05            | 6958,2              |
| 200                     | 45,155                         | 67                              | 2,07            | 7199,3              |



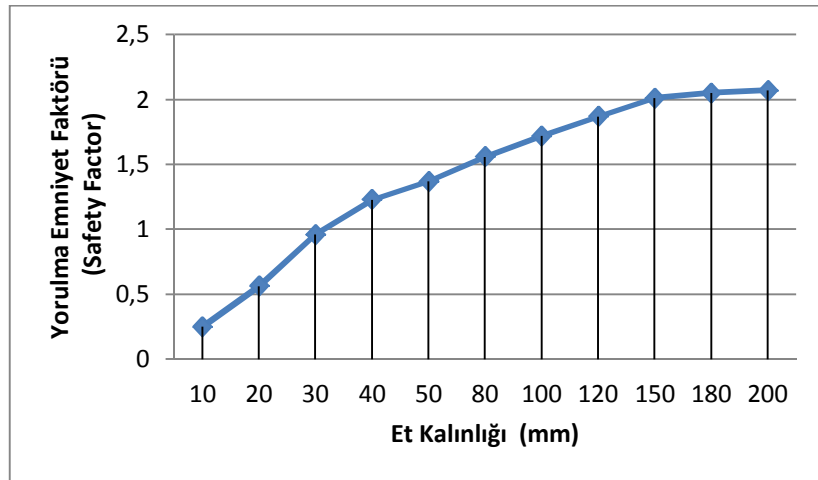
Şekil 5.45. Et kalınlıklarına göre statik gerilme grafiği



Şekil 5.46. Et kalınlıklarına göre göbek (hub) ağırlığı



Şekil 5.47. Et kalınlıklarına göre yorulma eşdeğer gerilmeleri



Şekil 5.48. Et kalınlıklarına göre yorulma emniyet faktör

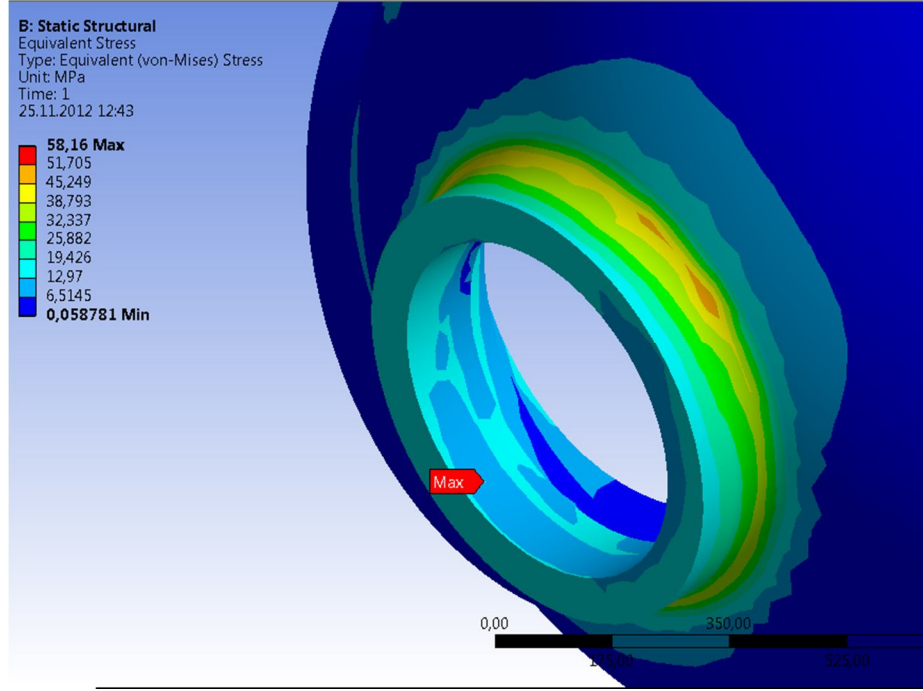
## 5.8. Son Tasarım Çalışması

### 5.8.1. Tanım

İlk tasarımda elde edilen sonuçlar değerlendirilerek bir sonuca ulaşılmıştır. 10 mm ile 200 mm arasındaki et kalınlıklarında iterasyon yapılmış ve sonuçlar Bölüm 5.7’deki sonuçlar elde edilmiştir. 200 mm et kalınlığının uygulanan kuvvet ve moment değerleri sonucunda seçilmesi kararlaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar Tablo 5.9’daki gibi bulunmuştur. Burada statik emniyet faktörü Denklem (5.8)’deki gibi bulunur.

$$n(\text{statik}) = \frac{\sigma(\text{akma})}{\sigma(\text{max})} \quad (5.8)$$

Sonuçlar değerlendirildiğinde Statik (von-Mises) gerilmesi 45 MPa, Yorulma eşdeğer gerilmesi ise 67 MPa olarak bulunmuştur. Kullanılan EN GJS 400 18 LT sfero döküm sünek malzemenin statik Akma gerilmesi 240 MPa olduğundan dolayı statik açıdan değerlendirildiğinde elde edilen sonuçlar son derece emniyetlidir. Yorulma açısından değerlendirildiğinde ise malzemenin dayanma sınırı (Endurance Limit) değeri olan 146 MPa değeri nin çok altında kaldığı görülmüştür. Emniyet faktörleri statik ve yorulma açısından da irdelendiğinde oldukça emniyetli olduğu görülmüştür. Ancak bu değerlerin yanında göbeğin ağırlığının da değerlendirilmesi gerekmektedir. Bu şekilde rotor göbeğinin ağırlığı 7200 kg olarak oluşturulmuştur. Elde edilen bu değer oldukça yüksek olmasından dolayı ağırlık optimizasyonu (Shape Optimization) yapılarak yeni bir tasarım oluşturulmuştur. Şekil 5.49’da verilen ilk tasarımın seçilmemesinin başka bir nedenle çıkan gerilme değerlerinin transmisyon bağlantısı bölgesinde olmasından tehlike oluşturabileceği düşünülmüştür.



Şekil 5.49. Max gerilmelerin transmisyon bağlantısında gösterilmesi

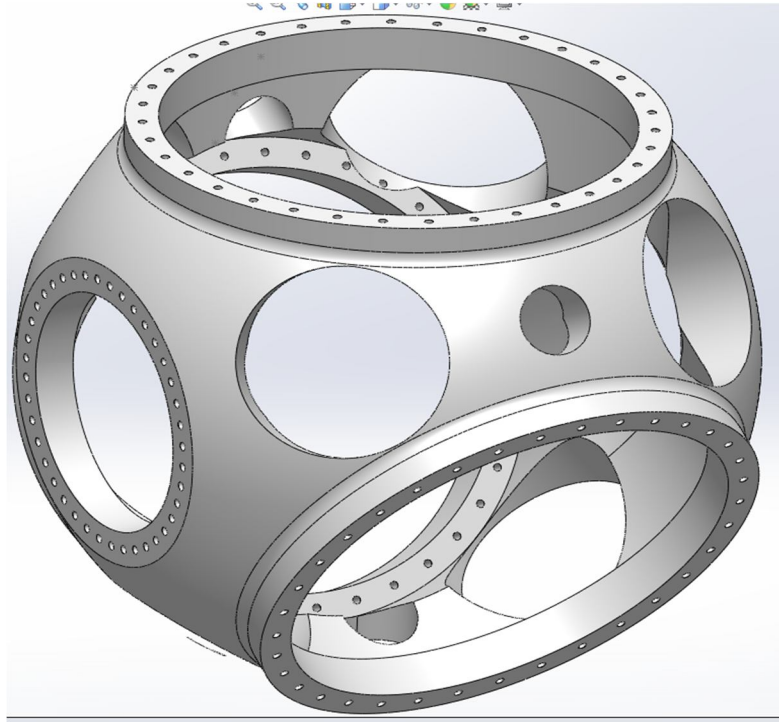
Tablo 5.9. İlk tasarımda 200 mm et kalınlığında elde edilen sonuçlar

| Elde Edilen Sonuçlar             | 200 mm Et Kalınlığında |
|----------------------------------|------------------------|
| Statik Gerilme (Von-Mises) (MPa) | 45,155                 |
| Yorulama Eşdeğer Gerilmesi(MPa)  | 67                     |
| Yorulma Emniyet Faktörü          | 2,07                   |
| Statik Emniyet Faktörü           | 5,3                    |
| Göbek Ağırlığı (kg)              | 7200                   |

Tablo 5.10 Son çalışma tasarım değişkenleri

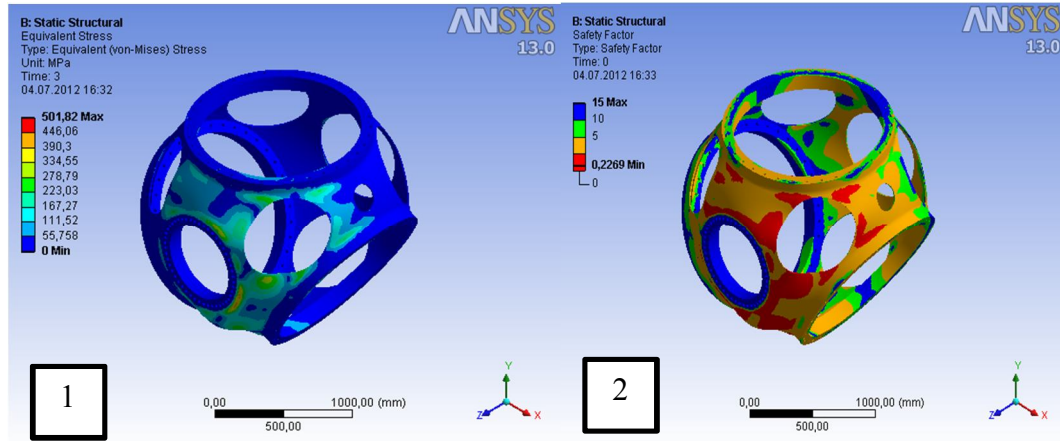
| Tasarım değişkenleri                                | Ölçüler(mm) |
|-----------------------------------------------------|-------------|
| Flanş çapı                                          | 1397        |
| Göbek çapı                                          | 1900        |
| Transmisyon bağlantısı flanş çapı                   | 900         |
| Transmisyon bağlantısı flanş yüksekliği (İçe Doğru) | 110         |
| Pala bağlantısı flanş yüksekliği                    | 130         |
| Göbek ile flanşlar arası radyüs çapı                | 120         |
| Göbek ağırlığı                                      | 2987 (kg)   |

Tablo 5.6’da verilen tasarım değişkenlerine göre yeni bir tasarım oluşturulmuştur. Oluşturulan bu tasarım Şekil 5.50’ da gösterildiği gibidir.

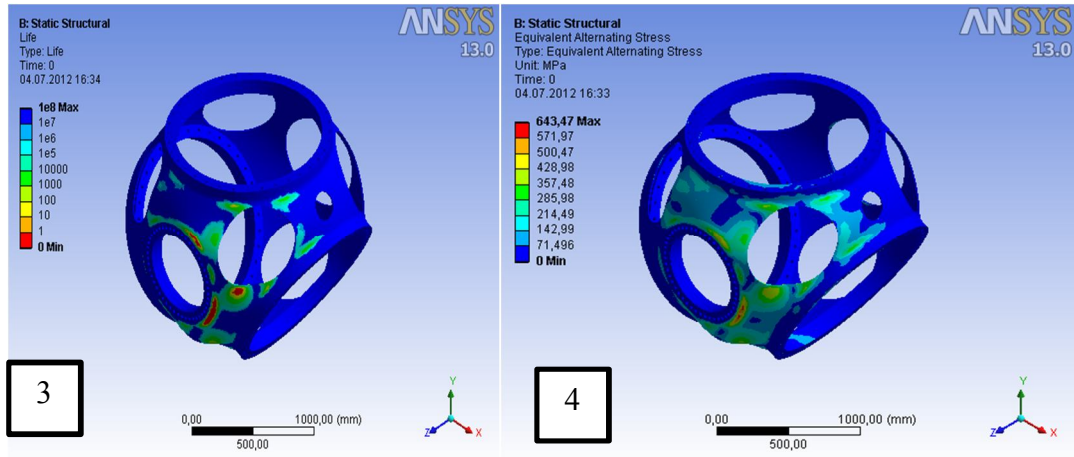


Şekil 5.50. Son tasarım geometrisi

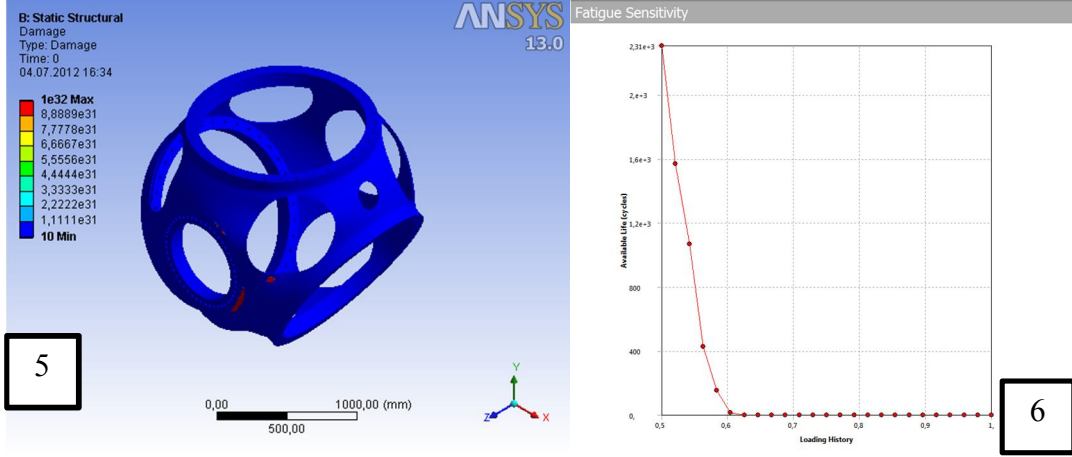
Şekil 5.50’da gösterilen tasarımda Tablo 5.10’da belirlenen ölçüler kullanılmıştır. Ağırlık optimizasyonu sonucunda göbek üzerinde 9 adet silindirik delik oluşturulmuştur. Bu deliklerin 2 özelliği bulunmaktadır. Birinci özelliği türbinin bakımının yapılabilmesi için insanların buradan türbinin içerisine girmesi düşünülmüştür. İkinci ise ağırlık azaltmaktır. Sonlu elemanlar analiz sonuçları Şekil 5.51 – 5.83’de gösterilmiştir.



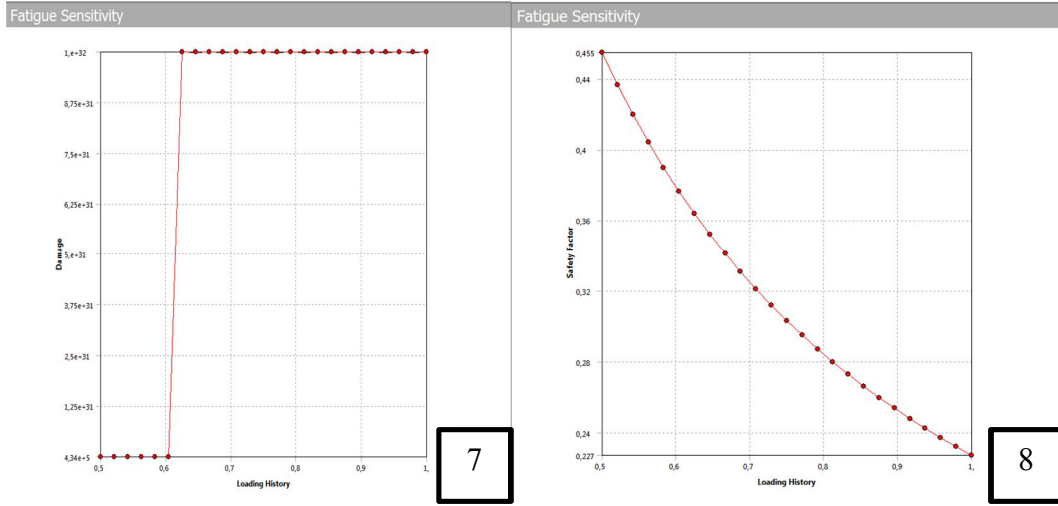
Şekil 5.51. Son tasarım 10 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (1) ile yorulma emniyet faktörü (2) değerleri



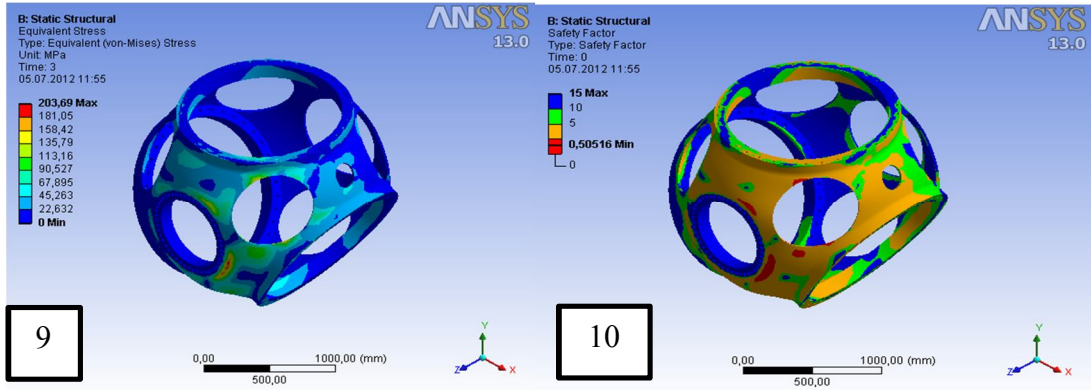
Şekil 5.52. Son tasarım 10 mm et kalınlığında yorulma ömrü (3) ile yorulma eşdeğer gerilmesi (4) değerleri



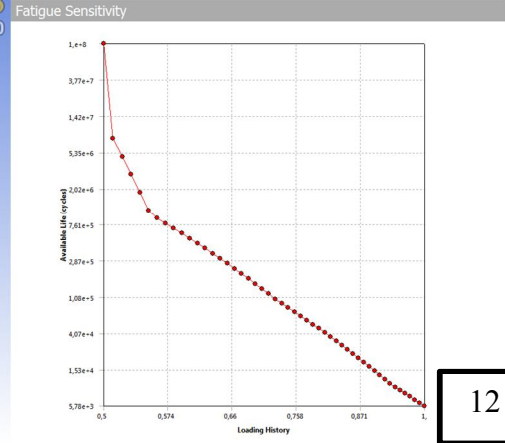
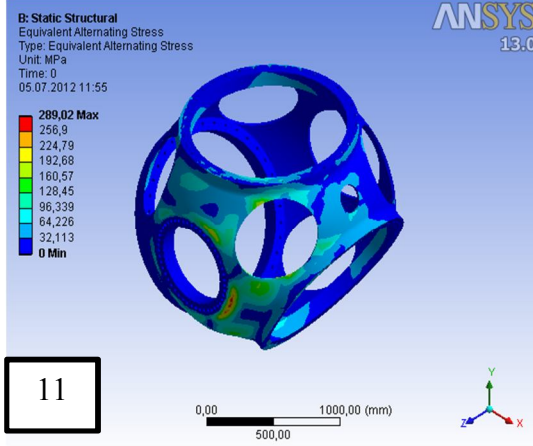
Şekil 5.53. Son tasarım 10 mm et kalınlığında yorulma hasarı (5) ile yorulma ömrü grafiği (6) değerleri



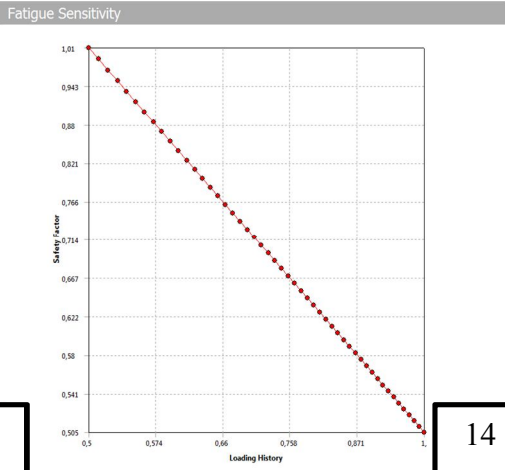
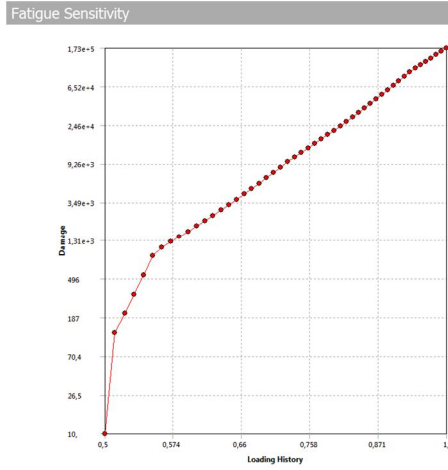
Şekil 5.54. Son tasarım 10 mm et kalınlığında yorulma hasarı grafiği (7) ile yorulma emniyet faktörü (8) değerleri



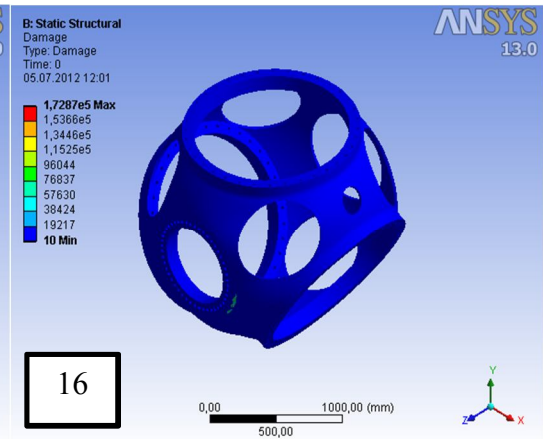
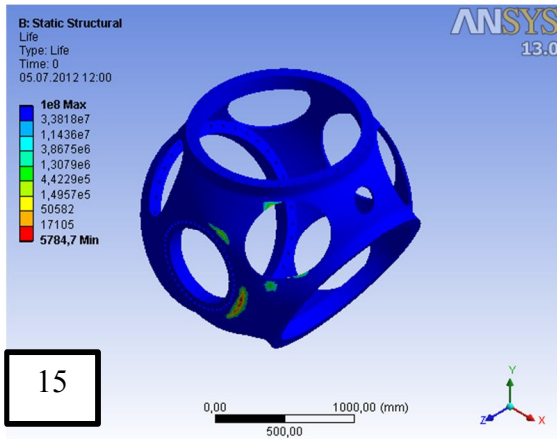
Şekil 5.55. Son tasarım 20 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (9) ile yorulma emniyet faktörü (10) değerleri



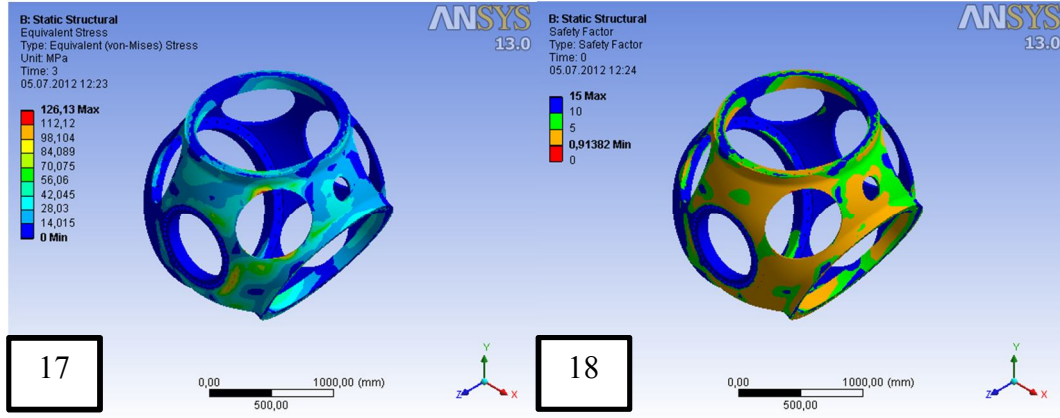
Şekil 5.56. Son tasarım 20 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilme (11) ile yorulma ömrü grafiği (12) değerleri



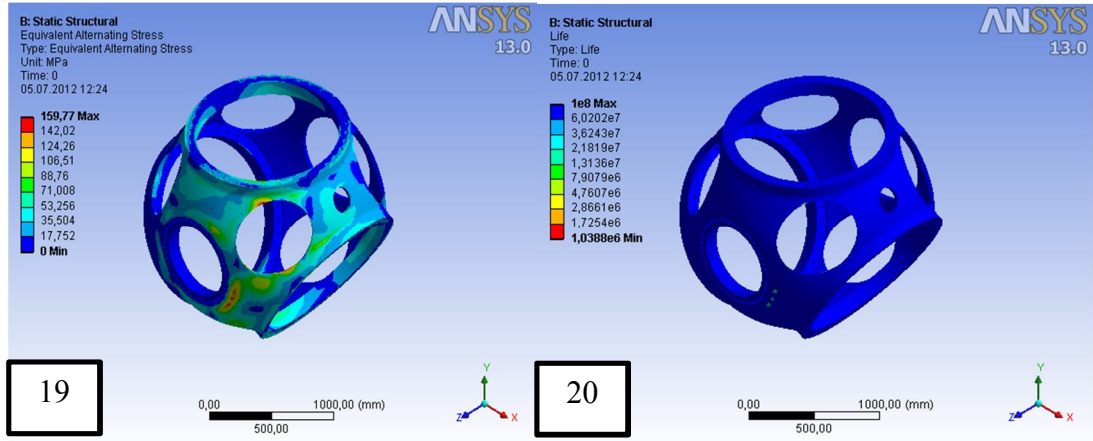
Şekil 5.57. Son tasarım 20 mm et kalınlığında yorulma hasarı grafiği (13) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (14) değerleri



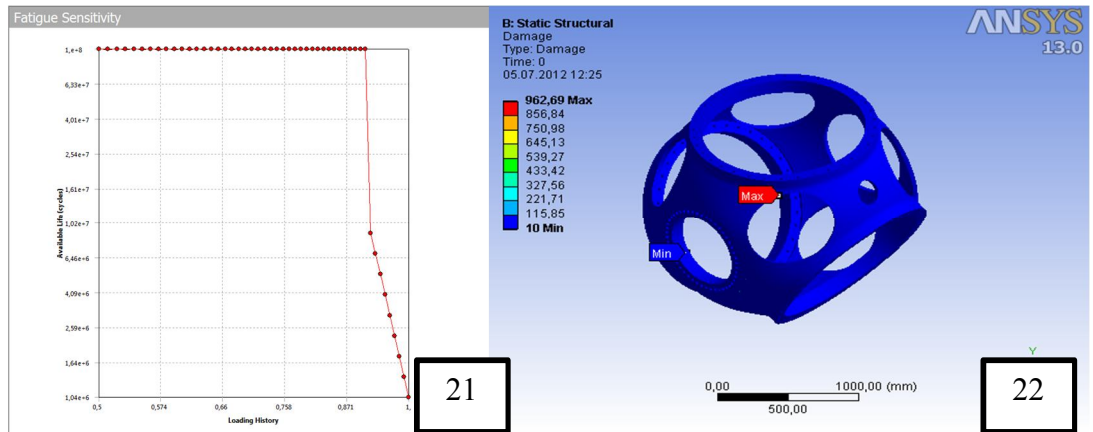
Şekil 5.58. Son tasarım 20 mm et kalınlığında yorulma ömrü (15) ile yorulma hasarı (16) değerleri



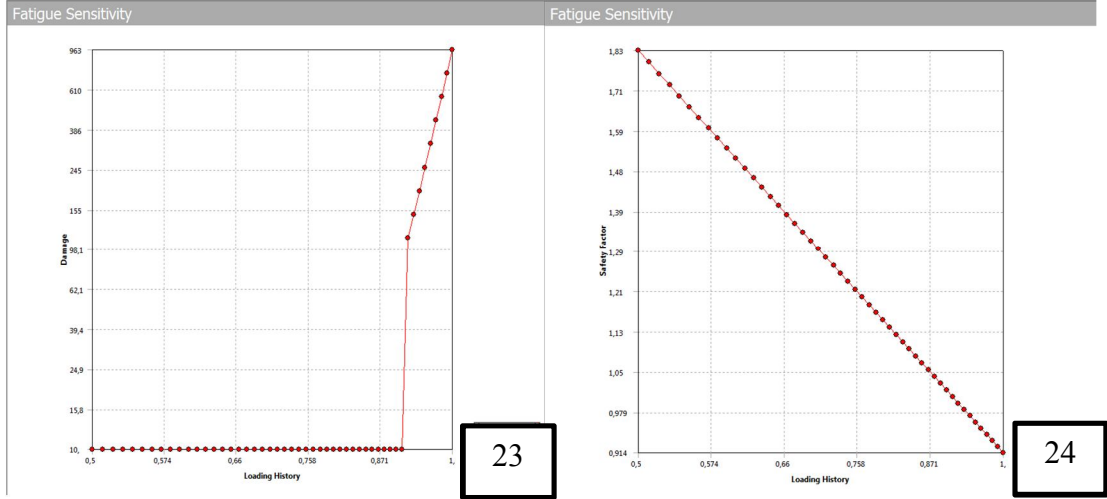
Şekil 5.59. Son tasarım 30 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (17) ile yorulma emniyet faktörü (18) değerleri



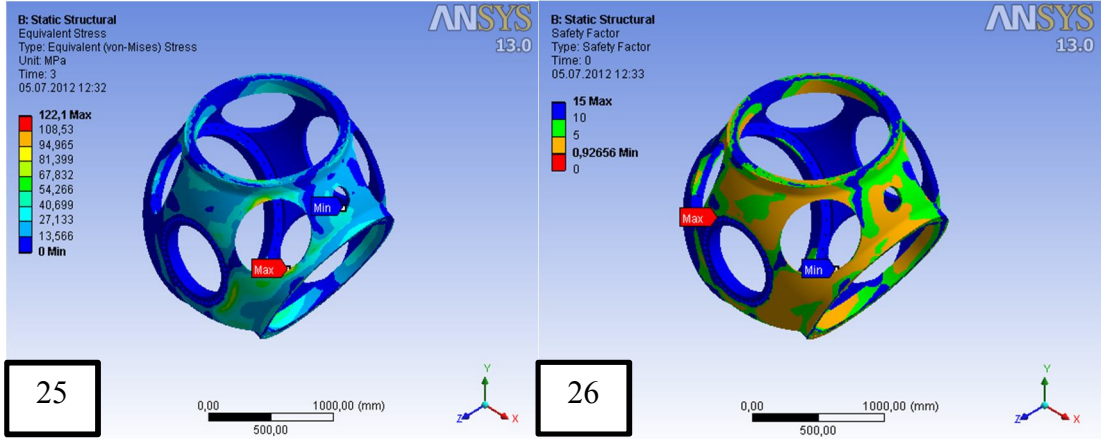
Şekil 5.60. Son tasarım 30 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (19) ile yorulma ömrü (20) değerleri



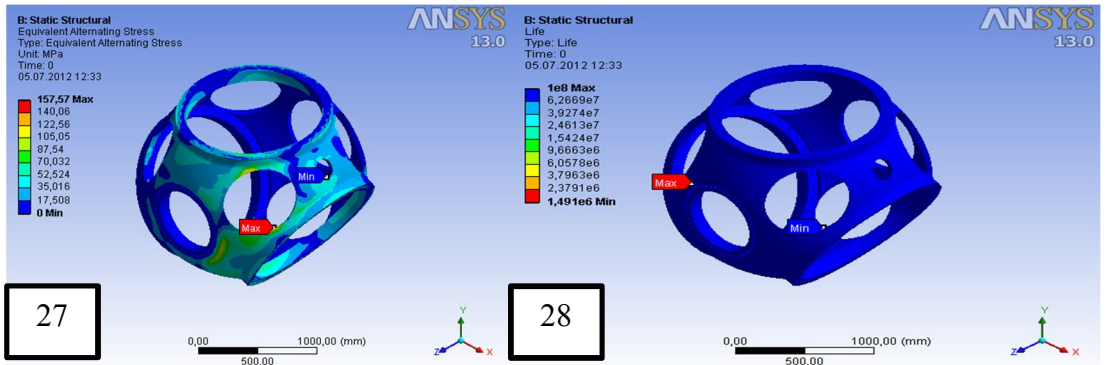
Şekil 5.61. Son tasarım 30 mm et kalınlığında yorulma ömrü grafiği (21) ile yorulma hasarı (22) değerleri



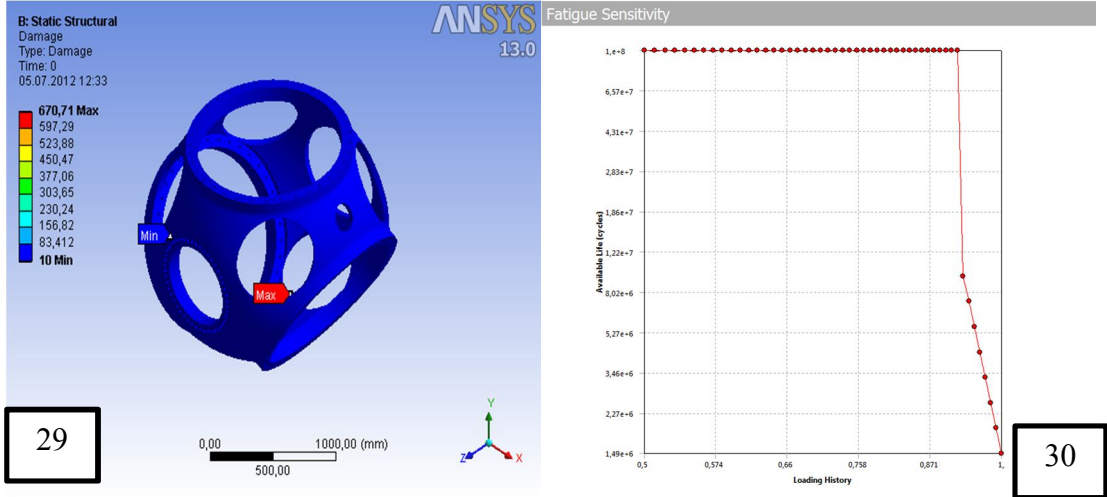
Şekil 5.62. Son tasarım 30 mm et kalınlığında yorulma hasarı grafiği (23) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (24) değerleri



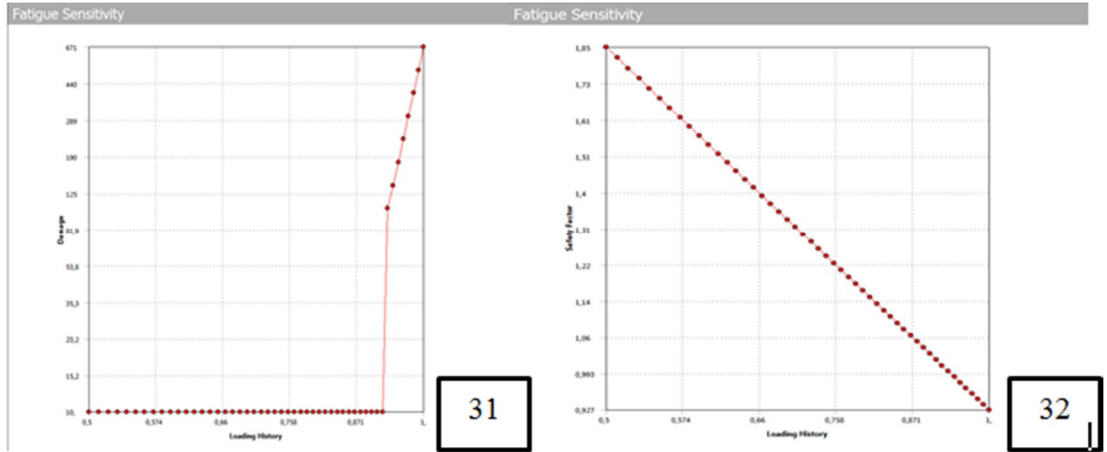
Şekil 5.63. Son tasarım 40 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (25) ile yorulma emniyet faktörü (26) değerleri



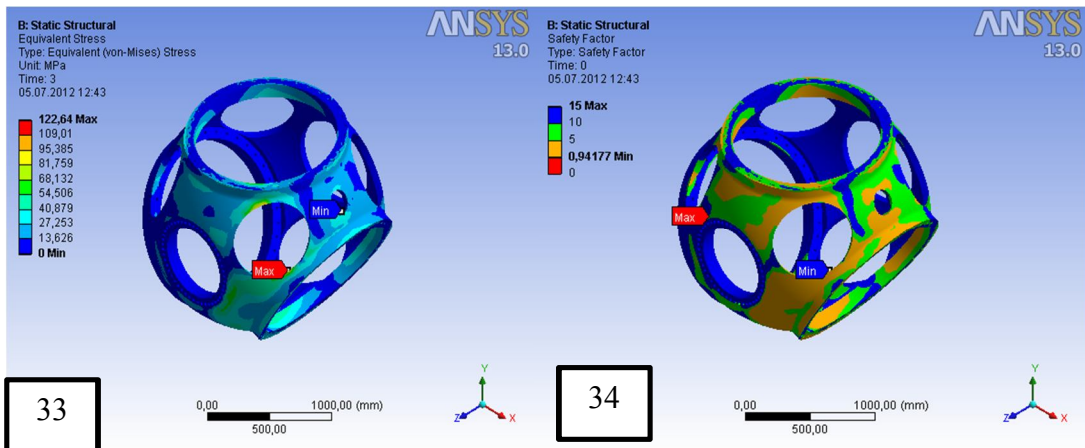
Şekil 5.64. Son tasarım 40 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilme (27) ile yorulma ömrü (28) değerleri



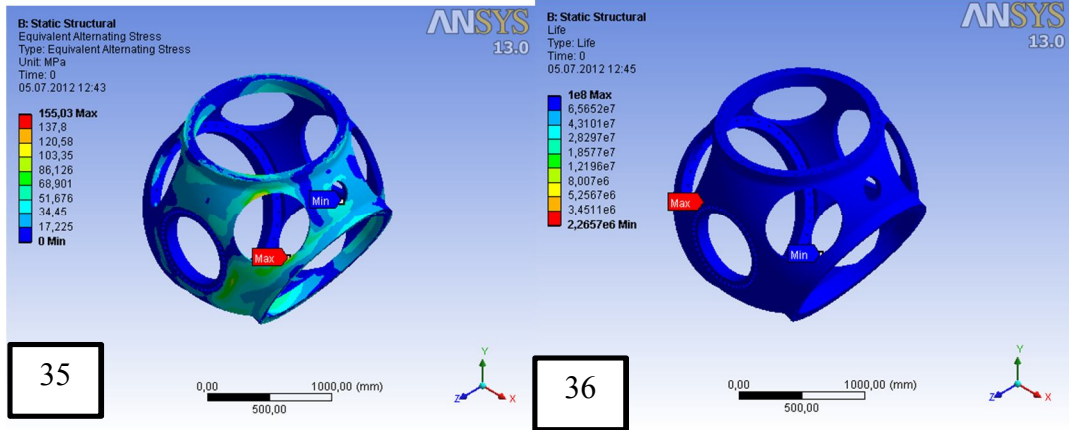
Şekil 5.65. Son tasarım 40 mm et kalınlığında yorulma hasarı (29) ile Yorulma ömrü grafiği (30) değerleri



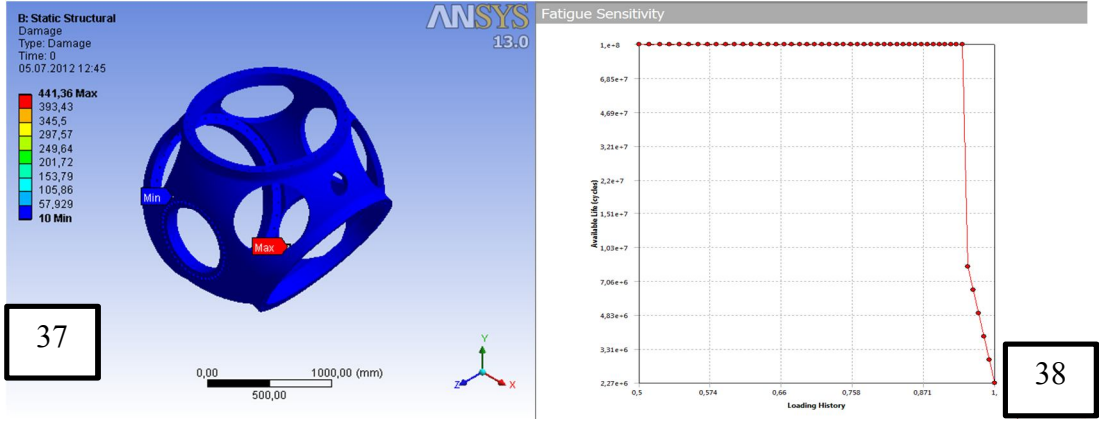
Şekil 5.66. Son tasarım 40 mm et kalınlığında yorulma hasarı grafiği (31) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (32) değerleri



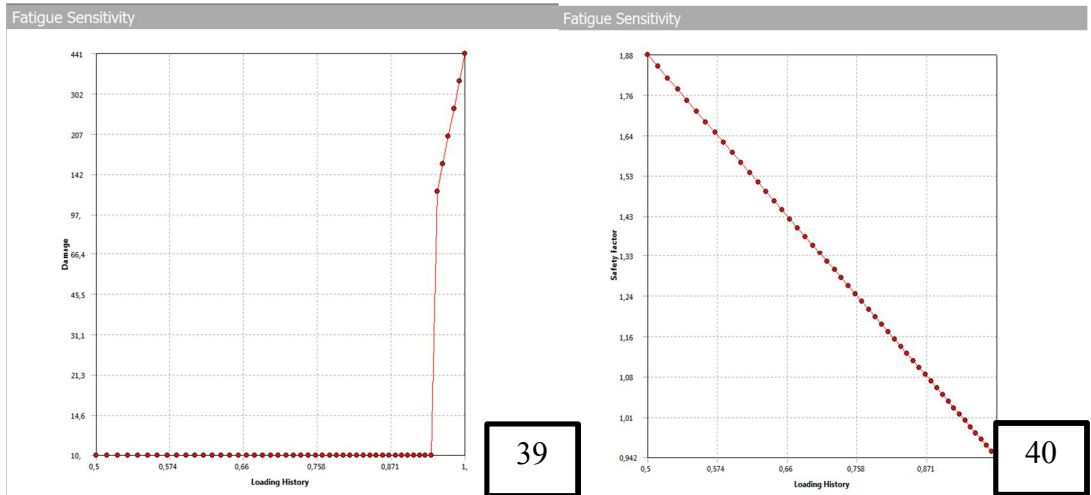
Şekil 5.67. Son tasarım 50 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (33) ile yorulma emniyet faktörü (34) değerleri



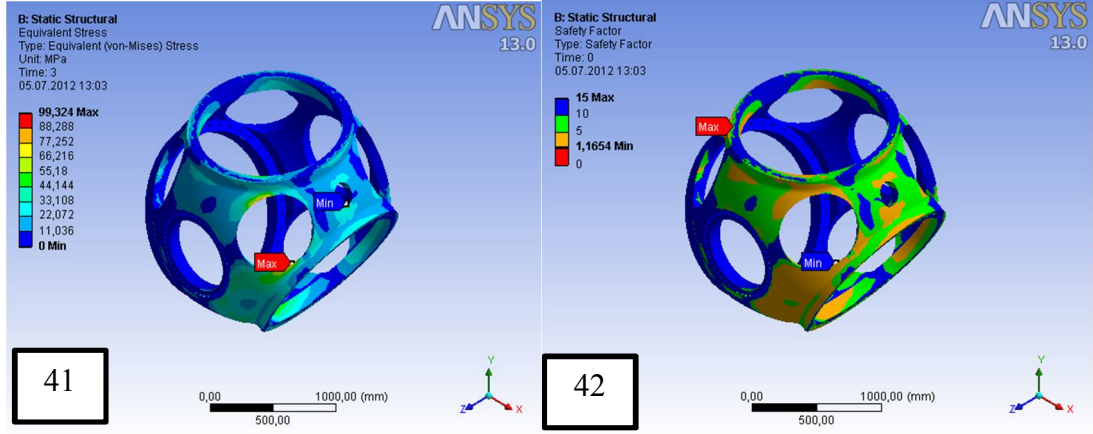
Şekil 5.68. Son tasarım 50 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (35) ile yorulma ömrü (36) değerleri



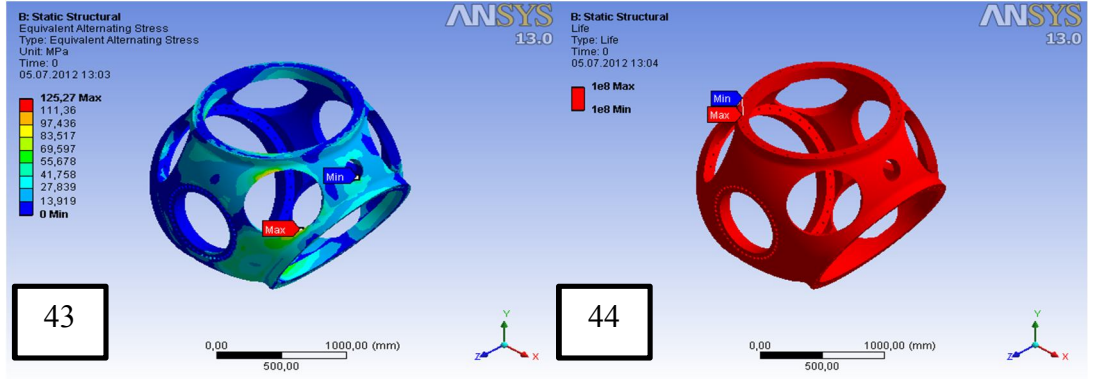
Şekil 5.69. Son tasarım 50 mm et kalınlığında yorulma hasarı (37) ile yorulma ömrü grafiği (38) değerleri



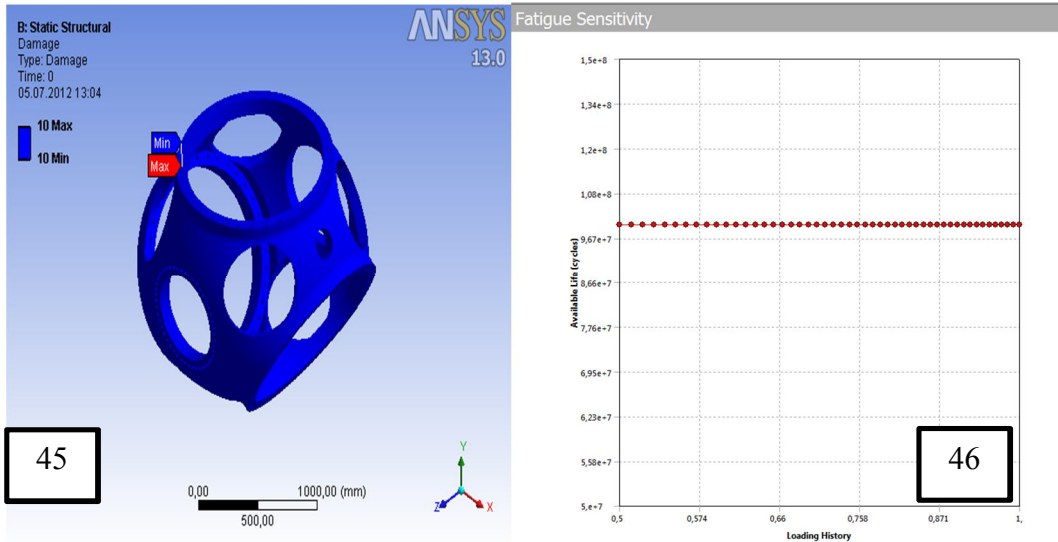
Şekil 5.70. Son tasarım 50 mm et kalınlığında yorulma hasarı grafiği (39) ile yorulma emniyet faktörü grafiği (40) değerleri



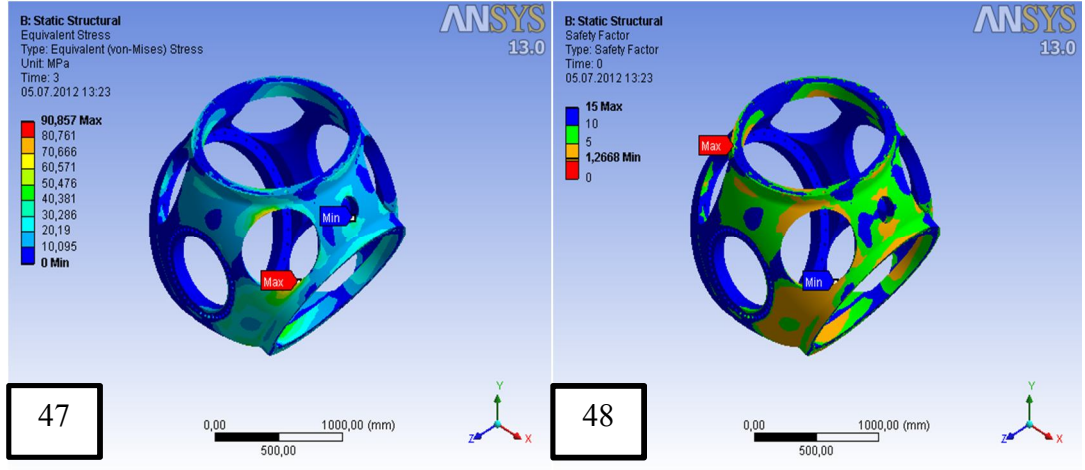
Şekil 5.71. Son tasarım 80 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (41) ile yorulma emniyet faktörü (42) değerleri



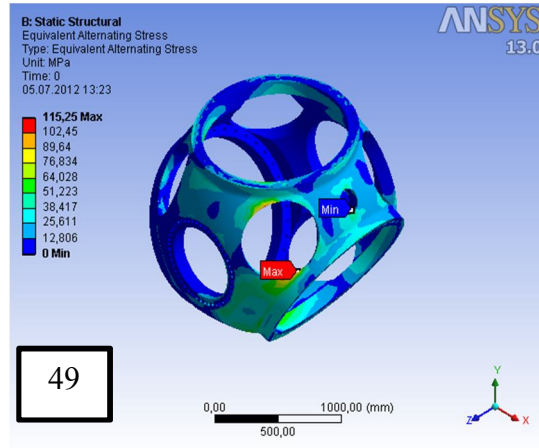
Şekil 5.72. Son tasarım 80 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (43) ile yorulma ömrü (44) değerleri



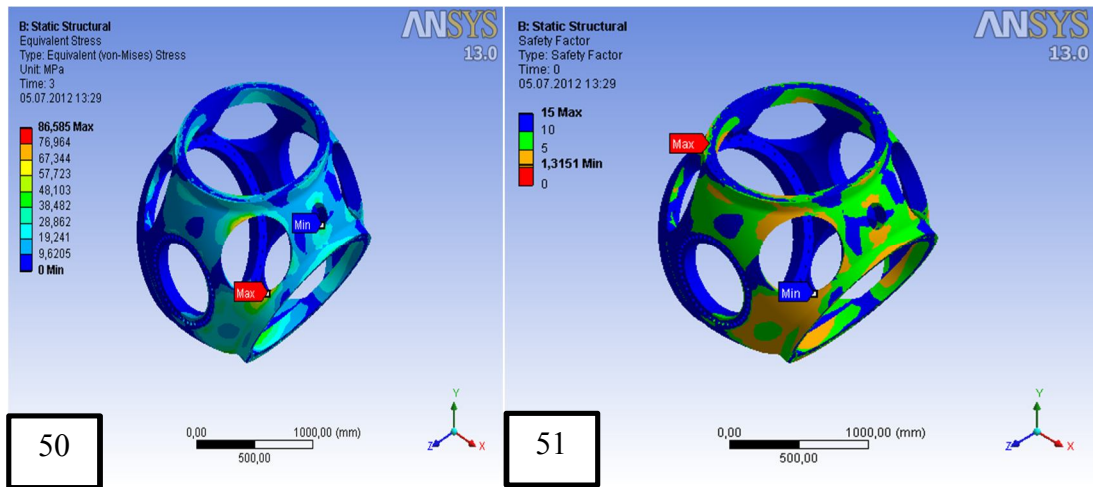
Şekil 5.73. Son tasarım 80 mm et kalınlığında yorulma hasarı (45) ile yorulma ömrü grafiği (46) değerleri



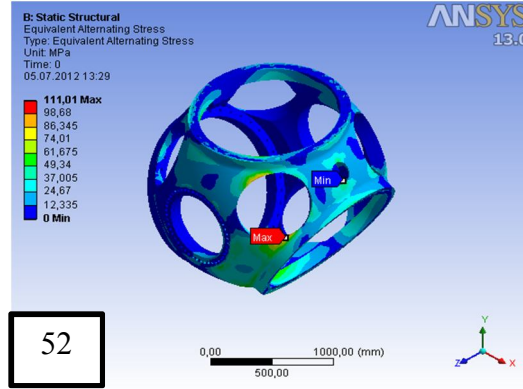
Şekil 5.74. Son tasarım 100 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (47) ile yorulma emniyet faktörü (48) değerleri



Şekil 5.75. Son tasarım 100 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (49) değerleri

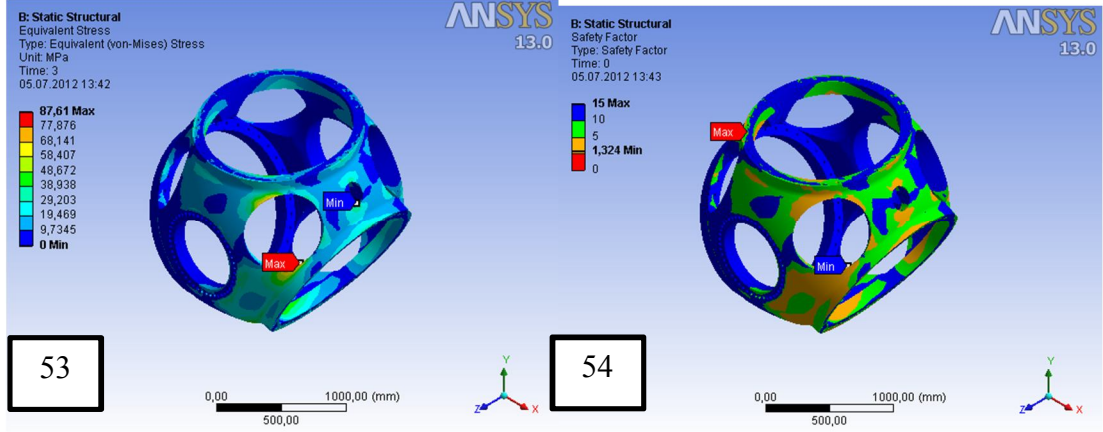


Şekil 5.76. Son tasarım 120 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (50) ile yorulma emniyet faktörü (51) değerleri



52

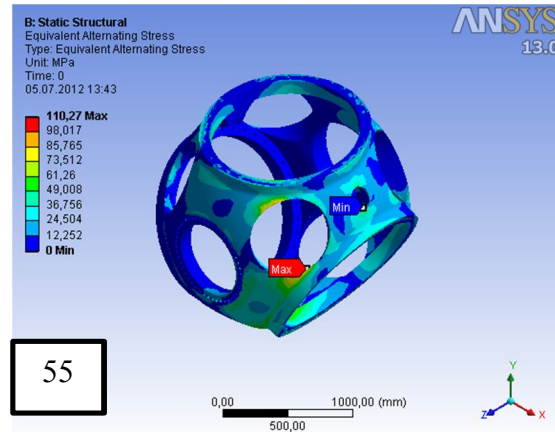
Şekil 5.77. Son tasarım 120 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (52) değeri



53

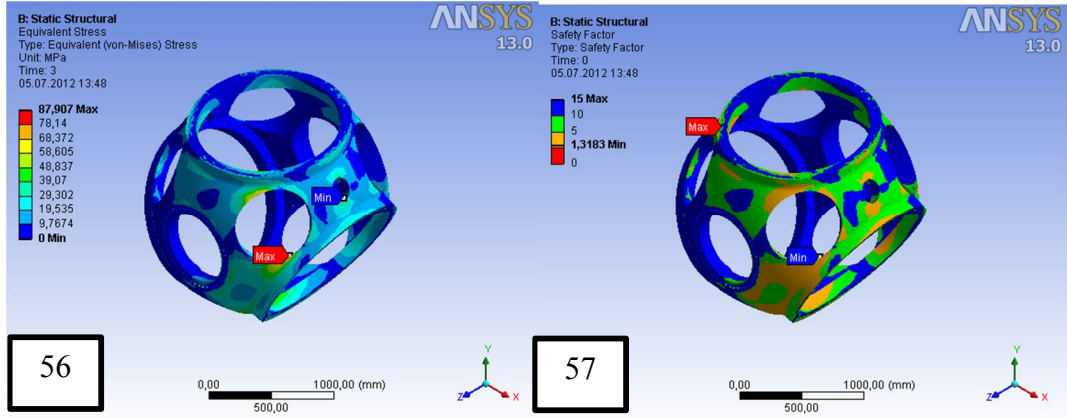
54

Şekil 5.78. Son tasarım 150 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (53) ile yorulma emniyet faktörü (54) değerleri

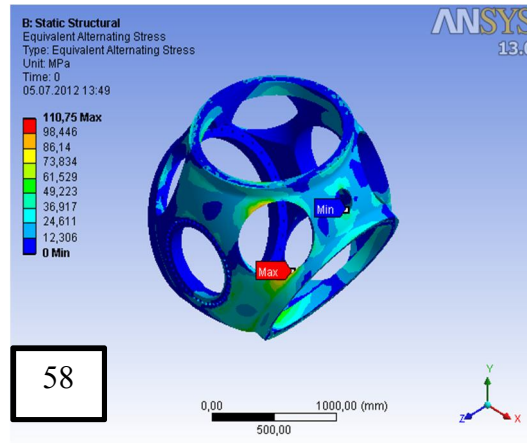


55

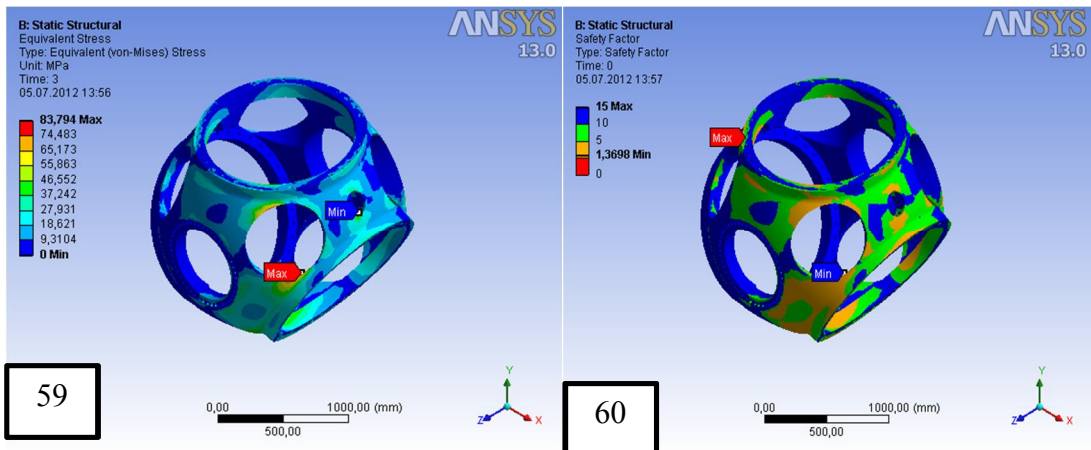
Şekil 5.79. Son tasarım 150 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (55) değeri



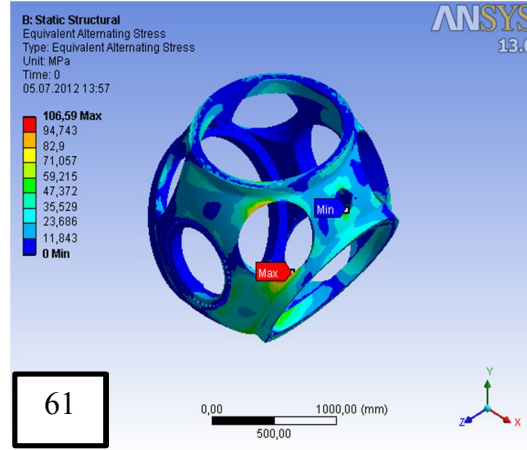
Şekil 5.80. Son tasarım 180 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (56) ile yorulma emniyet faktörü (57) değerleri



Şekil 5.81. Son tasarım 180 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (58) değeri



Şekil 5.82. Son tasarım 200 mm et kalınlığında statik (von-Mises) gerilmesi (59) ile yorulma emniyet faktörü (60) değerleri



Şekil 5.83. Son tasarım 200 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi (61) değeri

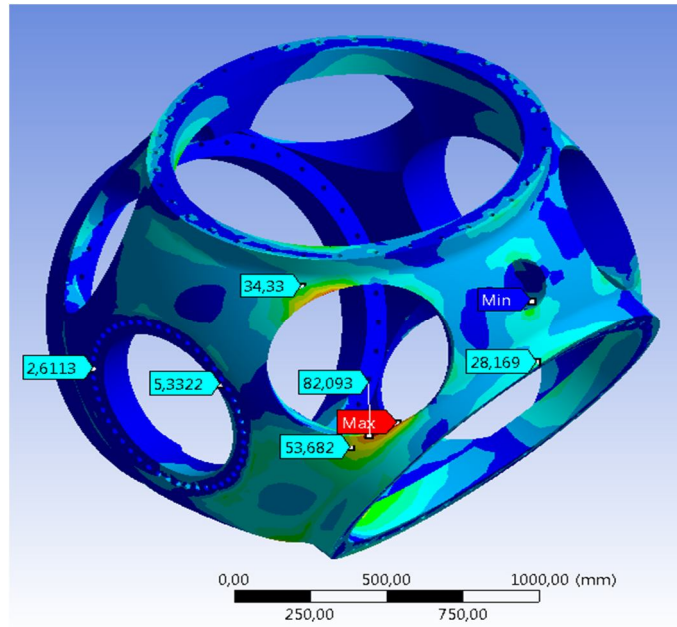
### 5.8.2. Son Tasarım Analiz Sonucu

Son tasarım çalışmasında rotor göbeğinin analizleri yapılmıştır. Yapılan analiz sonuçları IEC 64100-1 standartlarına göre statik eşdeğer gerilme, yorulma ömrü, yorulma eşdeğer gerilmesi, yorulma emniyet faktörü bu standartta göre değerlendirilmiştir. Çıkan sonuçlar itibarıyla kullanılan göbek malzemesinin EN GJS 400 18 LT dayanma sınırı olarak eğilme yorulmasındaki 146 MPa değeri göz önünde bulundurulmuştur. Sonuçlar değerlendirildiğinde 10 ile 80 mm et kalınlıklarında malzemenin hem statik bakımdan malzemenin akma değeri olan 240 MPa ve hem de yorulmada  $10^7$  çevrime karşılık gelen 146 MPa değerinin çok fazla üzerine çıktığı görülmüştür. 100 ile 200 mm et kalınlıklarında ise malzemenin statik ve yorulma limiti olan sınırlar içerisinde kaldığı gözlemlenmiştir. IEC 64100 standartlarına göre 500 kW rüzgar türbini rotor göbeğinin ortalama olarak 100 ile 200 mm et kalınlıklarında üretilmesin önerilmektedir. Bu bilgi doğrultusunda ve statik, yorulma sonuçları bakımından 200 mm et kalınlığının kanat kökünde hesaplanan kuvvet ve moment değerlerine yorulma açısından karşılabileceği görülmüştür. Ansys Workbench sonlu elemanlar yazılımında statik analiz için kullanılan teori Von Mises, yorulma analizinde kullanılan teori ise maksimum kayma teorisi olan Tresca kriteridir. Yorulma analizi çalışmasında yorulma mukavemet faktörü ( $k_f$ ) sünek dökümler için 0,8 değeri kullanılarak uygulanmıştır. Tablo 5.11’de rotor göbeği analizi sonuçları gösterilmiştir.

Tablo 5.11. Son tasarım elde edilen sonuçlar ve göbek ağırlığı

| Elde Edilen Sonuçlar     | 200 mm Et Kalınlığı |
|--------------------------|---------------------|
| Statik Gerilme (MPa)     | 84                  |
| Yorulama Gerilmesi (MPa) | 106                 |
| Yorulma Emniyet Faktörü  | 1,4                 |
| Statik Emniyet Faktörü   | 2,86                |
| Göbek Ağırlığı (kg)      | 3000                |

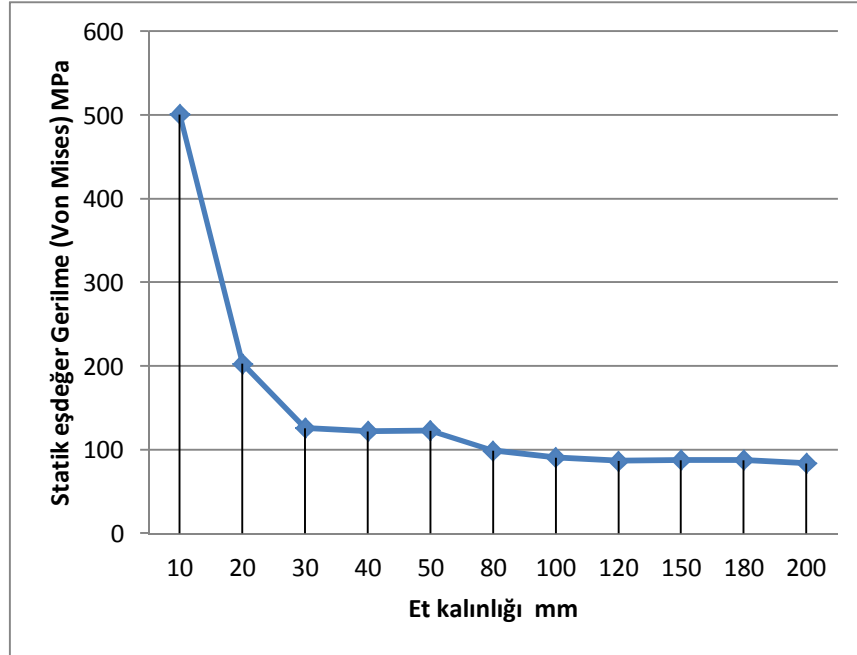
Tablo 5.11’de elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde EN GJS 400 18 LT malzemenin statik akma değeri olan 240 MPa’ın altında kalması ve yorulma dayanma limitinin altında olmasından dolayı ve göbek ağırlığının istenen değerlerde olmasını nedeniyle özelliklede maksimum statik gerilme ve metal yorulmasının rotor transmisyon bağlantısında oluşmaması sebebiyle oluşturulan son tasarım çalışmasının üretimde kullanılması kararlaştırılmıştır. Şekil 5.84’de maksimum gerilmelerin göbek bakım deliklerinde meydana geldiği görülmektedir.



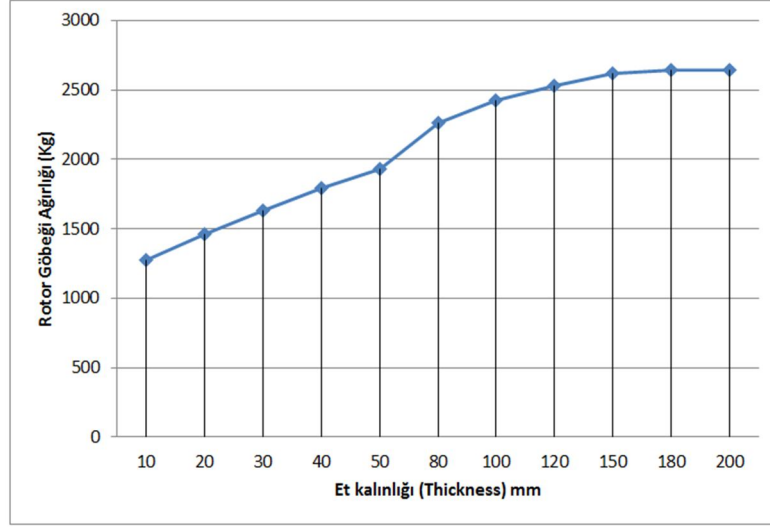
Şekil 5.84. Göbek bakım deliklerinin ve maksimum gerilmelerin gösterilmesi

Tablo 5.12. 10 ile 200 mm et kalınlıklarında elde edilen sonuçlar

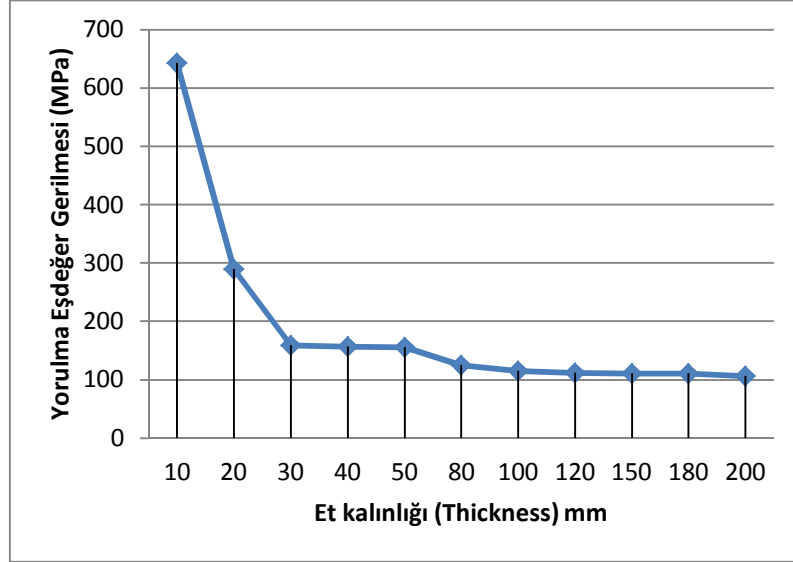
| Et kalınlığı<br>(mm) | Statik<br>gerilmesi<br>(MPa) | Yorulma<br>Eşdeğer<br>Gerilmesi<br>(MPa) | Yorulma<br>emniyet<br>Faktörü | Göbek<br>Ağırlığı<br>(kg) |
|----------------------|------------------------------|------------------------------------------|-------------------------------|---------------------------|
| 10                   | 501                          | 643                                      | 0,2                           | 1271                      |
| 20                   | 203                          | 289                                      | 0,5                           | 1461,3                    |
| 30                   | 126                          | 159                                      | 0,9                           | 1634,5                    |
| 40                   | 122                          | 157                                      | 0,93                          | 1791,3                    |
| 50                   | 123                          | 155                                      | 0,94                          | 1932,1                    |
| 80                   | 99                           | 125                                      | 1,16                          | 2266,8                    |
| 100                  | 90,857                       | 115,25                                   | 1,26                          | 2423,1                    |
| 120                  | 86,585                       | 111,01                                   | 1,31                          | 2533                      |
| 150                  | 87,61                        | 110,27                                   | 1,31                          | 2620,9                    |
| 180                  | 87,907                       | 110,75                                   | 1,34                          | 2645,3                    |
| 200                  | 83,794                       | 106,59                                   | 1,36                          | 2647,5                    |



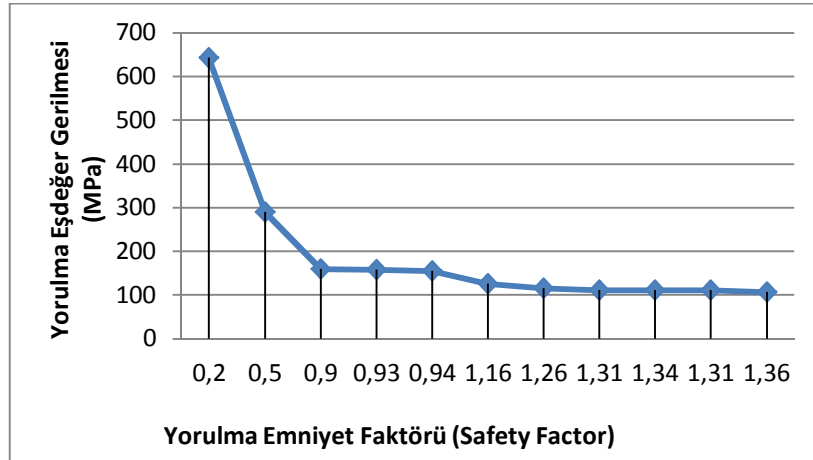
Şekil 5.85. Et kalınlıklarına göre statik gerilme grafiği



Şekil 5.86. Et kalınlığına göre rotor göbeği (rotor hub) ağırlığı



Şekil 5.87. Et kalınlığına göre yorulma eşdeğer gerilmesi grafiği



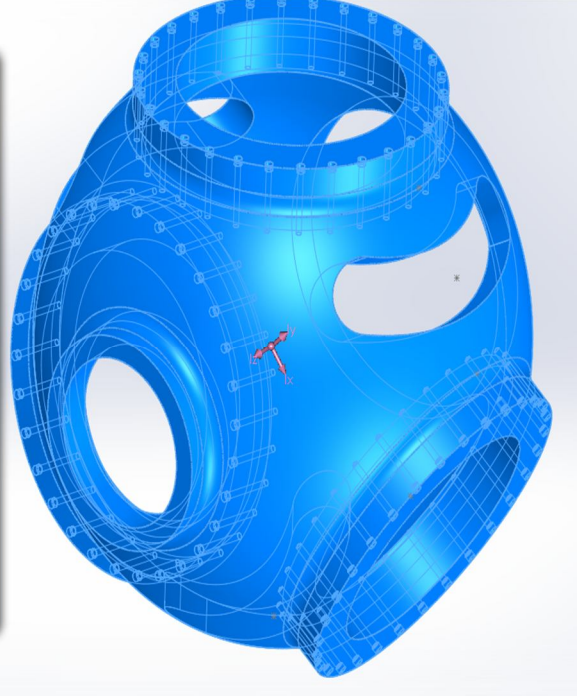
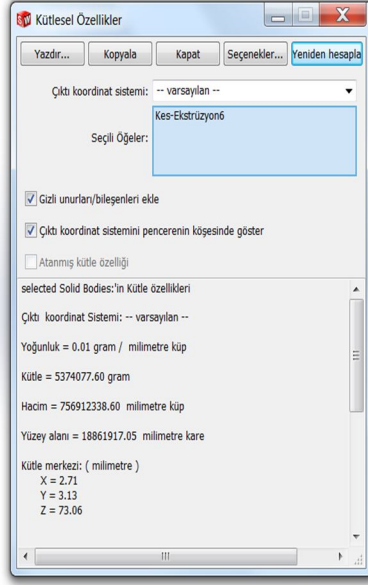
Şekil 5.88. Yorulma eşdeğer gerilmesine göre yorulma emniyet faktörü

### 5.8.3. Seçilen Tasarım

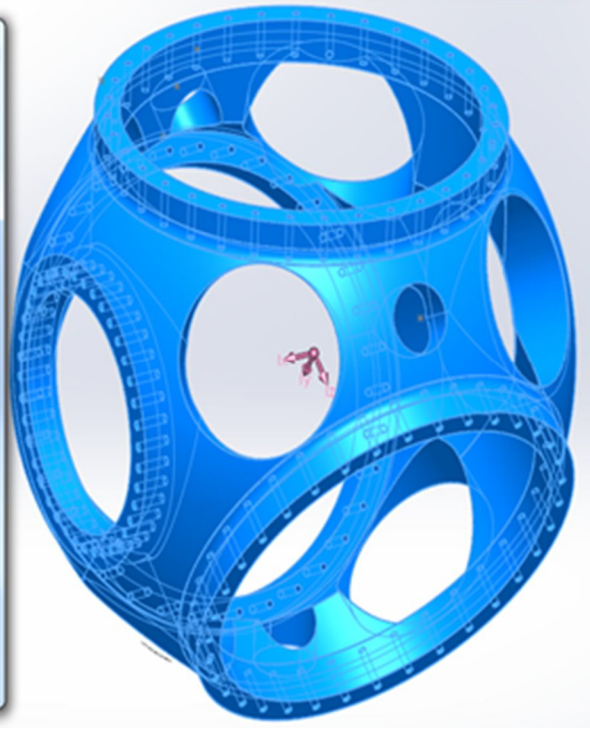
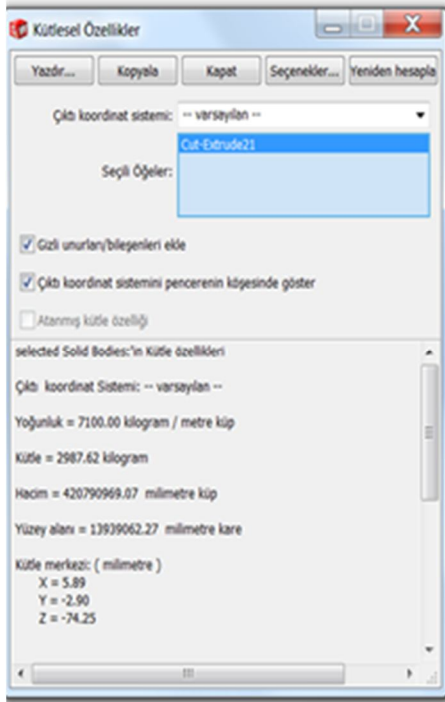
Yapılan tasarımlar birinci tasarım ve ikinci tasarım olarak Tablo 5.12’de verilen değişkenler doğrultusunda oluşturulmuştur. İlk tasarım da göbek ve pala flanş bağlantıları arasında bulunan radyüs çapı 75 mm olarak tasarlanmış ve ağırlık yaklaşık olarak 7200 kg olarak elde edilmiştir. Son tasarımda ise göbek ve pala flanş bağlantıları arasında bulunan radyüs 120 mm ve göbek ağırlığı yaklaşık olarak 3000 Kg olacak duruma getirilmiştir. Çıkan sonuçlar ve ağırlıklar değerlendirildiğinde son tasarım çalışmasının 200 mm olan et kalınlığının üretimde kullanılacağı belirlenmiştir.

Tablo 5.12. İlk tasarım değişkenleri

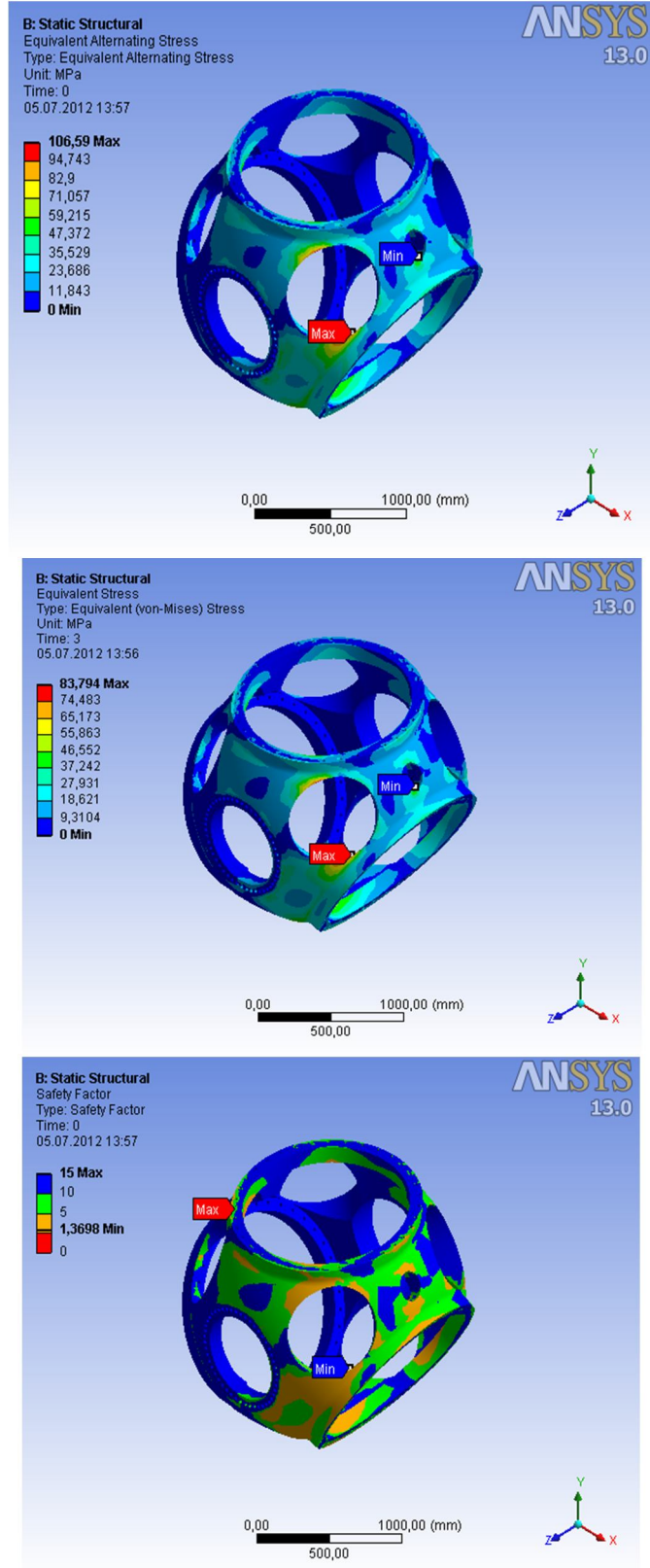
| Tasarım değişkenleri                       | İlk tasarım (mm) | Son tasarım (mm) |
|--------------------------------------------|------------------|------------------|
| Flanş çapı                                 | 1200             | 1397             |
| Göbek çapı                                 | 1900             | 1900             |
| Transmisyon bağlantısı<br>flanş çapı       | 700              | 900              |
| Transmisyon bağlantısı<br>flanş yüksekliği | 100              | 110              |
| Pala bağlantısı flanş<br>yüksekliği        | 100              | 130              |
| Göbek ile flanşlar arası<br>radyüs çapı    | 75               | 120              |
| Göbek ağırlığı                             | 7200 (kg)        | 3000 (kg)        |



Şekil 5.89. İlk tasarım geometrisi



Şekil 5.90. Son tasarım geometrisi



Şekil 5.91. Seçimi yapılan 200 mm et kalınlığındaki tasarımın analiz sonuçları

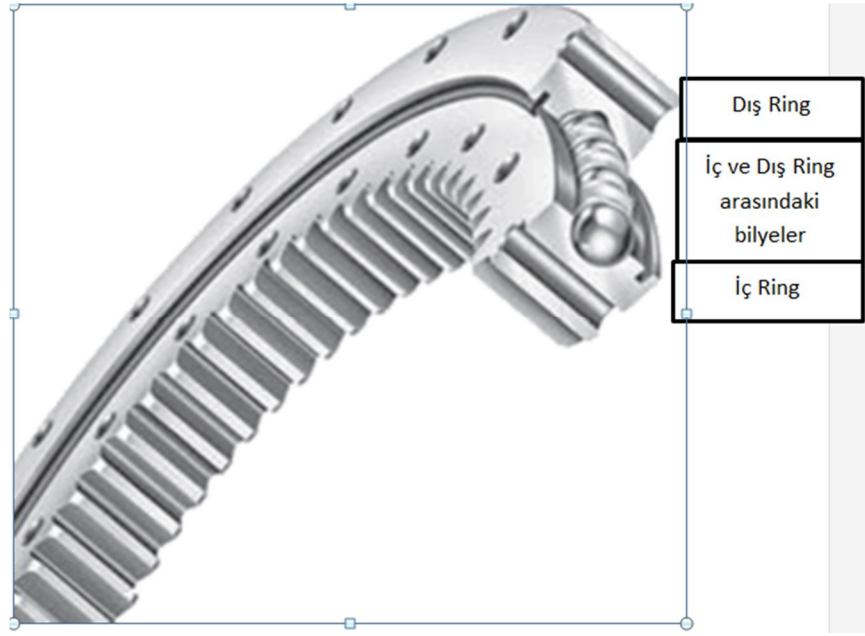
## 6. YATAK (SLEWING BEARING) TASARIMI VE SEÇİMİ

### 6.1. Tanım

Üç sıralı masuralı yatak (Slewing Bearing) rüzgâr türbini bileşenlerinin önemli bir parçasıdır. Üç sıralı masuralı yatak olarak bilinen rulman elemanı rüzgar türbini kanat bileşenlerinin kök kısmında, rüzgar türbini rotor göbeğinin kanat bağlantı noktasında rüzgar türbini palalarının yunuslama (Pitch) açısı olarak bilinen bir mekanizma içerisinde yer alan bir yataklama çeşididir. Rüzgar türbini kanat (pala) bileşenlerine rüzgar vurduğunda ve rüzgarın yön ve doğrultusu değiştiğinde yunuslama mekanizmasının içerisinde bulunan kontrol mekanizması ve palaların hücum kenarlarında bulunan sensörler vasıtasıyla rüzgarın yönünü ve şiddetine karşılık kanadı gerekli açıya kadar çeviren bir mekanizma olarak bilinmektedir. Yalnızca bu yataklama çeşidi rüzgar türbini parçalarında bulunmamakla birlikte çeşitli alanlarda kullanılmaktadır. Kullanım amaçlarının başında yüksek dönme momenti ve kuvvetleri taşıyabilme kabiliyetidir. Şekil 6.1’de kullanıldığı yerlere örnekler verilmiştir.



Şekil 6.1. Türbin yataklarının (Slewing Bearing) kullanıldığı yerler [31]



Şekil 6.2. Yunuslama yatağı

Çapraz Masuralı Rulmanda her bir masura bitişiğindeki masuraya dik olacak şekilde,  $90^\circ$  V kanal içerisinde çaprazlamasına düzenlenmiş olup birbirinden bir aralayıcı tespit elemanı ile ayrılır. Bu tasarım bir yatağın radyal, aksenal ve moment yükleri de dahil olmak üzere her yönden yük almasına olanak tanır. Çapraz Masuralı Rulman, iç ve dış halkalarının küçük ve kompakt boyutlarına rağmen yüksek bir rijiditeye ulaştığından dolayı endüstriyel robotların mafsalları ve döndürme üniteleri, takım tezgâhlarının döner tablaları, döner manipülatör üniteleri, hassas döner tablalar, medikal ekipmanlar, ölçüm cihazları gibi uygulamalarda idealdir [31].

## 6.2. Yüksek Dönme Doğruluğu

Çapraz dizili masuralar arasındaki aralayıcı tespit elemanı masuraların eğrilmesini ve masuralar arasındaki sürtünmeden kaynaklanan dönme torku artışını önler. Çelik sac tespit elemanları kullanılan geleneksel türlerin aksine Çapraz Masuralı Rulman masuraların yerinden çıkmasına veya sıkışmasına neden olmaz ve bu sayede istikrarlı bir dönme torku sağlar. İç ve dış halkalar ayrılabilir şekilde tasarlandığı için, yatak boşluğu ayarlanabilir. Ayrıca, yatak boşluğunu bir önyüklemeye sağlayacak şekilde ayarlamak suretiyle yüksek doğrulukta dönme hareketi garanti edilir [31].

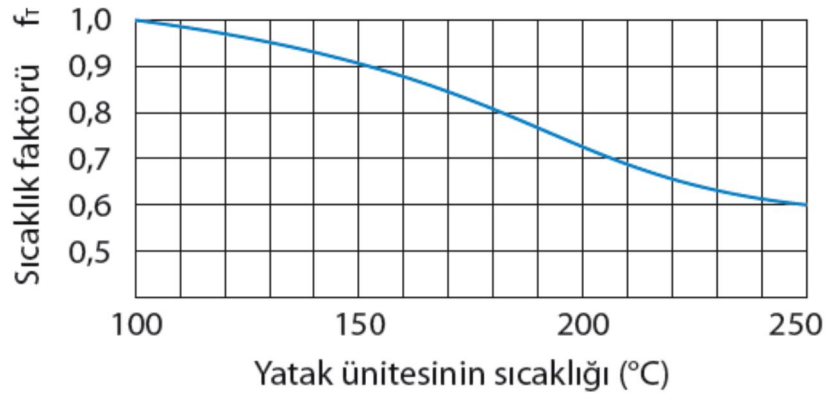
### 6.3. Derecelendirilmiş Ömür

Denklem (6.1)'de aynı koşullar altında bağımsız olarak çalışan aynı Çapraz Masuralı Rulman ünitelerinden oluşan bir grubun %90'ının dönme yorgunluğu nedeniyle kabarma yapmadan ulaşabileceği toplam devir sayısı olarak tanımlanmaktadır.

$$L = \left( \frac{f_T \times C}{f_W \times P_c} \right)^{\frac{10}{3}} \times 10^6 \quad (6.1)$$

Burada; Derecelendirilmiş ömür (L), Temel dinamik yük derecelendirmesi (C) (N), Eşdeğer dinamik radyal yük (N)  $P_c$ , Sıcaklık faktörü  $f_T$  (Şekil 6.3), Şekil (6.4) Yük faktörü  $f_W$  verilmiştir.

Çapraz Masuralı Rulmanın temel dinamik yük derecelendirmesi (C), aynı koşullar altında aynı Çapraz Masuralı Rulman ünitelerinden oluşan bir grubun bağımsız olarak çalıştığı durumda nominal ömrün 1 milyon devir olduğu, sabit yöne ve büyüklüğe sahip radyal yükü gösterir. Temel dinamik yük derecelendirmesi (C) boyut tablosunda gösterilmiştir [37].



Şekil 6.3. Sıcaklık faktörü

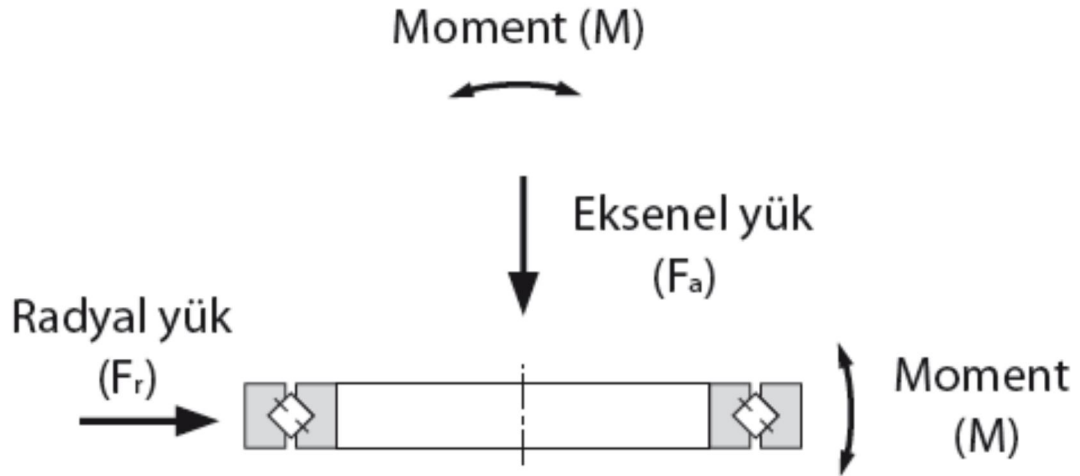
| Servis koşulu             | $f_W$       |
|---------------------------|-------------|
| Darbesiz sorunsuz hareket | 1 ila 1,2   |
| Normal hareket            | 1,2 ila 1,5 |
| Şiddetli darbeli hareket  | 1,5 ila 3   |

Şekil 6.4 .Yük faktörü

Milres rüzgar türbini projesi kapsamında kanat kök kısmında hesaplanan kuvvet ve moment değerleri pala kökünün çapraz masuralı yatak (Slewing Bearing) bağlantı yüzeyine de etki etmektedir. Dolayısıyla yunuslama (Pitch) yatağı üzerine etki eden radyal, eksenel kuvvet değerleri ve eğilme momenti Tablo 6.1’da verilmiştir.

Tablo 6.1. Yunuslama (Pitch) yatağı üzerine etki eden radyal, eksenel ve eğilme momenti degerleri

| Üç Sıralı Masuralı Rulman Üzerine Gelen Yükler (kN)   |       |
|-------------------------------------------------------|-------|
| Radyal Yük ( $F_X$ )                                  | 100.4 |
| Eksenel Yük ( $F_Z$ )                                 | 151,5 |
| Üç Sıralı Masuralı Rulman Üzerine Gelen Moment (kN.m) |       |
| Eğilme momenti ( $M_y$ )                              | 1365  |



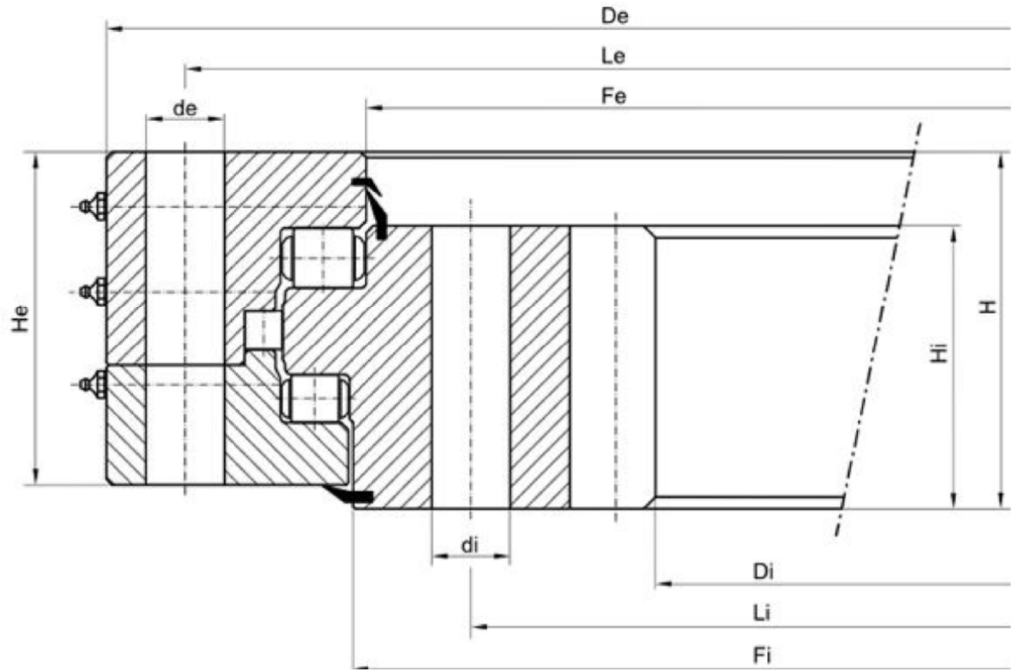
Şekil 6.5. Yunuslama (Pitch) yatağı üzerine etki eden yükler

Çapraz masuralı rulmanın üzerine gelen eğilme momenti değeri olan  $M_y$  değeri 1365 kN.m rüzgar türbinleri için belirlenmiş olan bir emniyet faktörü ile çarpılarak yatak seçimi yapılmıştır.

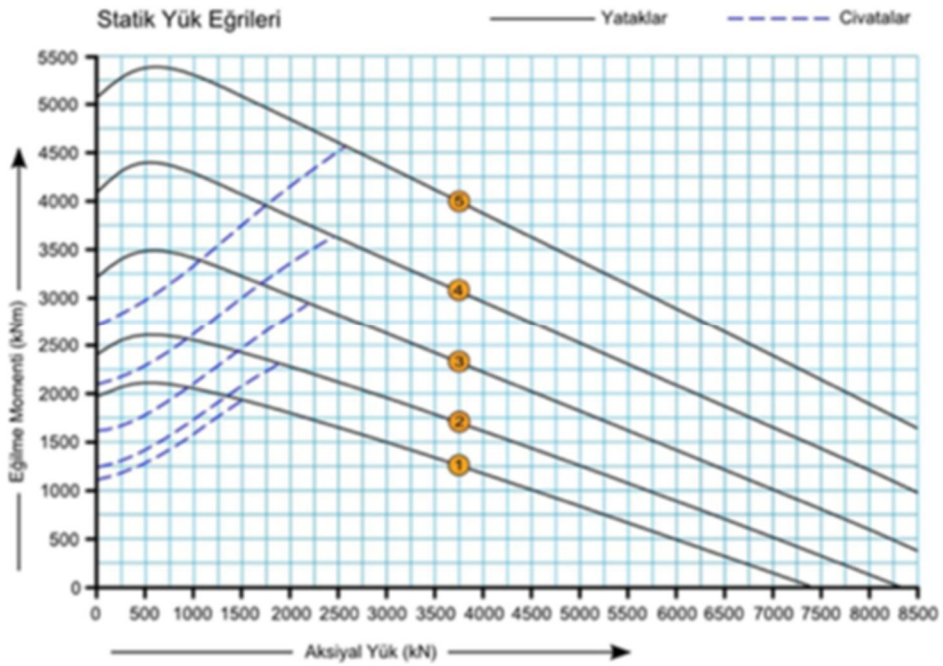
Rüzgar türbinleri için kullanılan emniyet katsayısı 1,35 olarak Tablo 6.1'den hesaplanan eğilme momenti değeri olan  $M_y = 1365$  kNm değeri ile çarpılarak  $M_T = 1365 \times 1,35 = 1882$  kN.m lik moment taşıyabilecek bir rulman seçimi yapılmıştır. Seçilen rulmanın ölçüleri Tablo 6.2'de teknik resmi ise Şekil 6.6-6.10'da bağlantı tipleri gösterilmiştir.

Tablo 6.2. Yatak seçimi ölçüleri

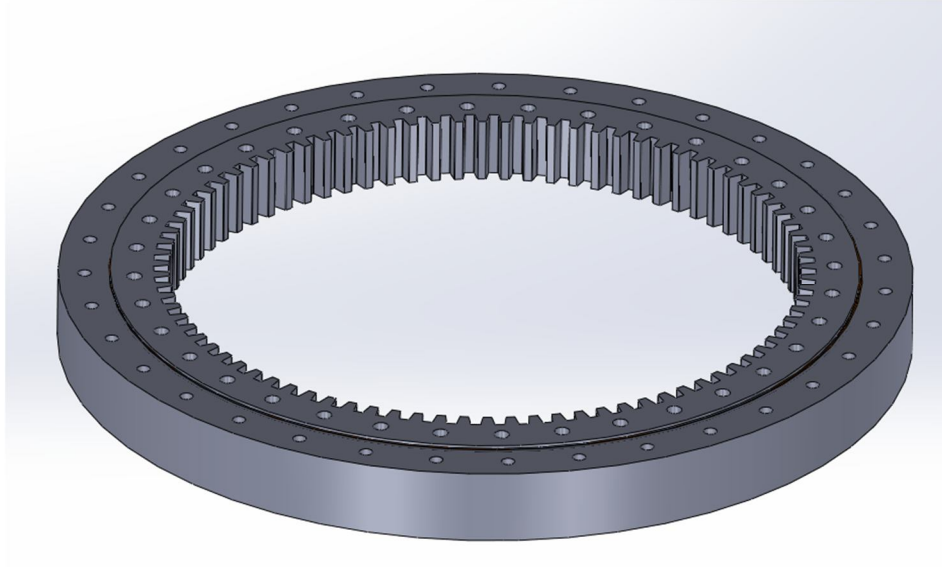
|                       | <b>Birim</b> | <b>Kısaltma</b> | <b>Değer</b> |
|-----------------------|--------------|-----------------|--------------|
| Ağırlık               | kg           |                 | 540          |
| Dış ring dış çap      | mm           | $D_e$           | 1397         |
| Dış ring fatura çapı  | mm           | $U_e$           | -            |
| Dış ring iç çap       | mm           | $F_e$           | 1219         |
| İç ring dış çap       | mm           | $F_i$           | 1218         |
| İç ring fatura çapı   | mm           | $U_i$           | -            |
| İç ring iç çap        | mm           | $D_i$           | 1032         |
| Bilye ekseni          | mm           |                 | 1250         |
| Dış ring delik ekseni | mm           | $L_e$           | 1345         |
| İç ring delik ekseni  | mm           | $L_i$           | 1145         |
| İç ring delik çapı    | mm           | $d_e$           | 26           |
| Dış ring delik adeti  |              | $d_i$           | 36           |
| Dış ring kalınlık     | mm           | $H_e$           | 123          |
| İç ring kalınlık      | mm           | $H_i$           | 106          |
| Toplam kalınlık       | mm           | $H$             | 132          |
| Modül                 |              | $m$             | 12           |
| Dış sayısı            |              | $z$             | 87           |



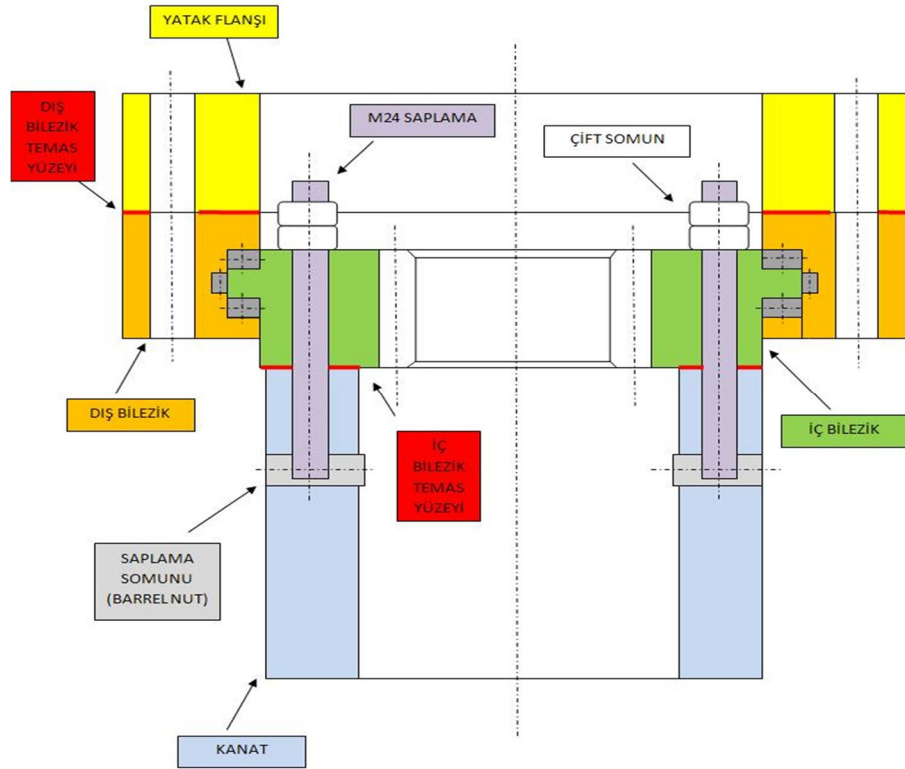
Şekil 6.6. Seçilen yatağın teknik resmi



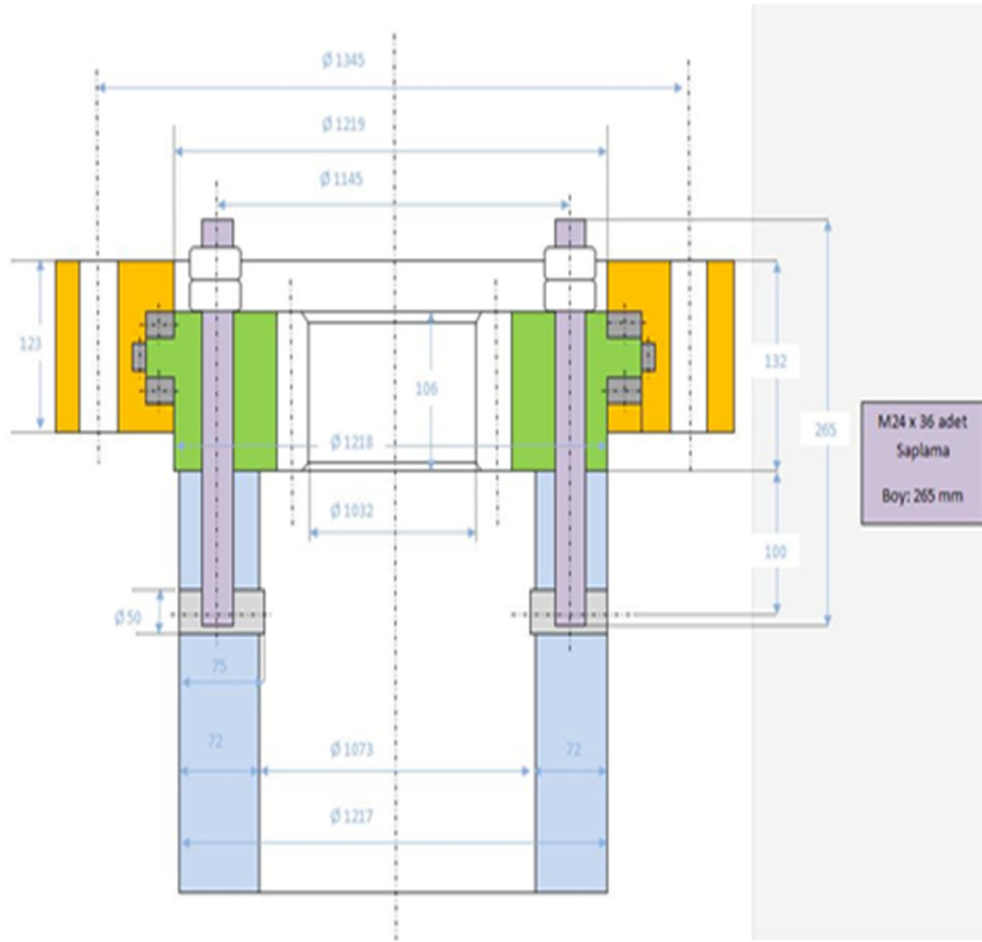
Şekil 6.7. Seçilen yatağın aksenal yüke karşı taşıyabileceği eğilme momenti



Şekil 6.8. Yunuslama yatağı tasarımı



Şekil 6.9. Yunuslama yatağının bağlantı seklinin gösterilmesi



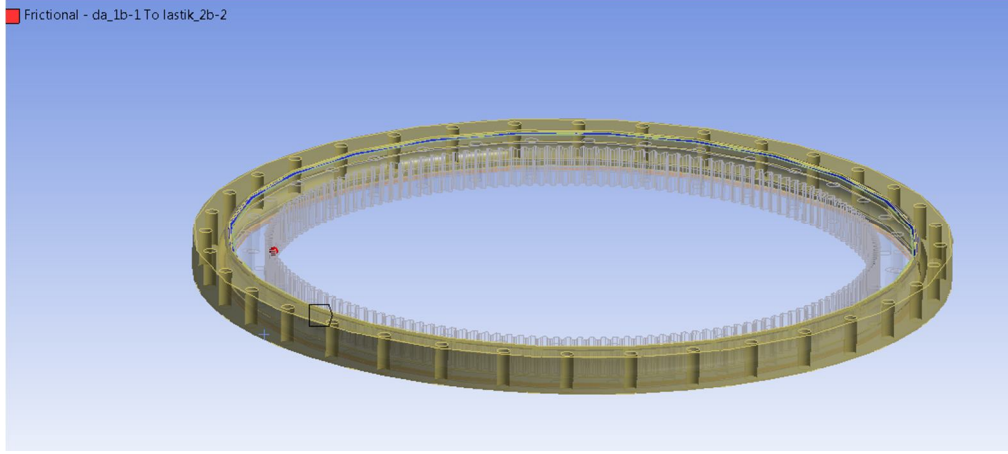
Şekil 6.10. Yatak bağlantısının ölçülendirilmesi

Yunuslama (Pitch) yatağının malzemesi ISO standartlarında AISI 4140 çelik sınıfında bulunan 42CrMo4 malzemesidir. Dahası ring malzemesi AISI 5210 sınıfında bulunan 100cr6 çeliğidir. Bu malzemeler yatak üretim endüstrisinde yaygın olarak kullanılır ve mekanik özellikleri oldukça güçlü malzemelerdir.

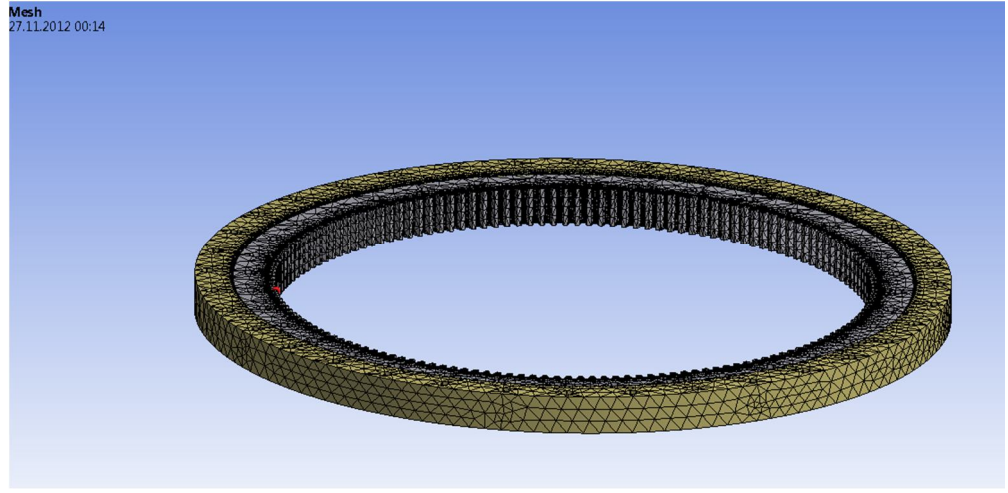
Tablo 6.3. Yatakların mekanik özellikleri

|           | Elasticity<br>modülü (Pa) | Yoğunluk<br>(Density)(kg/m <sup>3</sup> ) | Poisson oranı | Akma (Yield)<br>(MPa) |
|-----------|---------------------------|-------------------------------------------|---------------|-----------------------|
| AISI 4140 | 2,05e11                   | 7850                                      | 0.29          | 485                   |
| AISI 5120 | 2,1e11                    | 7810                                      | 0.3           | 635                   |

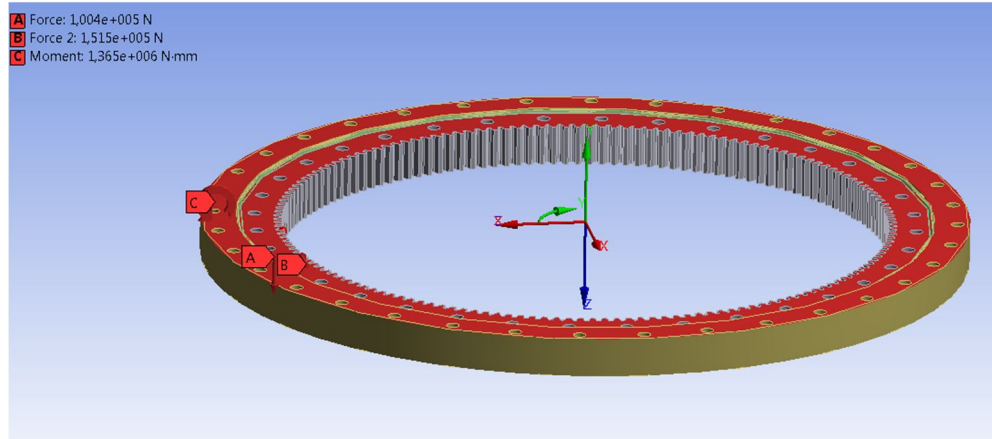
Tablo 6.3’de gösterilen malzeme özelliklerine göre analizler Şekil 6.11-6.14’de elde edilmiştir.



Şekil 6.11. Rulman ve merdane (ring) arasında bulunan sürtünmeli temas



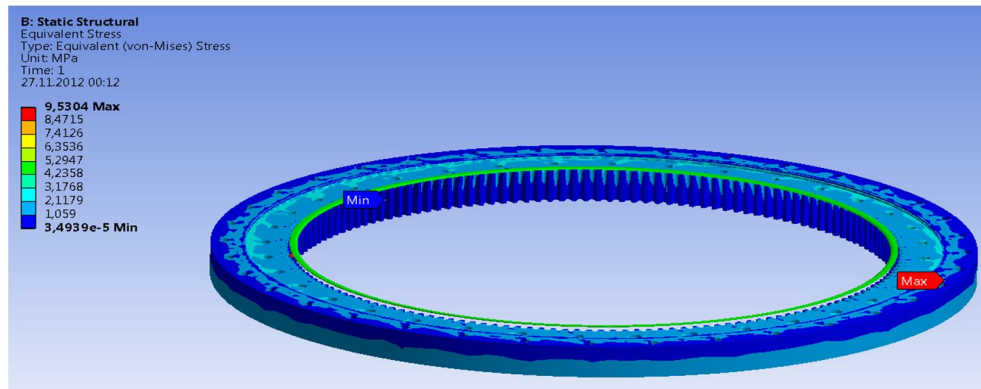
Şekil 6.12. Yatağın süper eleman modeli



Şekil 6.13. Yatağa uygulanan radyal, eksenel kuvvet ve eğilme momenti

#### 6.4. Yunuslama (Pitch) Yatak Analiz Sonuçları

Rüzgar türbini kanat kök bağlantısında kullanılan ve pala yunuslama mekanizması bileşenlerinden olan çapraz masuralı yatak seçimi ve analiz işlemi yapılmıştır. Yapılan analiz sonucunda rulman üzerine gelen radyal, eksenel ve eğilme momenti değerleri pala ile rulman arasında bulunan saplama bağlantılarına uygulanmıştır. Uygulanan eksenel kuvvet 151540 N radyal kuvvet 100400 N ve eğilme momenti değeri 1365000 N.m olarak Ansys Workbench yazılımı içerisinde statik analiz bölümünden Loads kısmından Force ve Moment olarak girilmiştir. Analysis Settings menüsünden analiz adımları için yapılan ayarlamalarda palanın rüzgara karşı yapmış olduğu yunuslama hareketli ile çapraz masuralı rulmanın dönüşü göz önünde bulundurularak 0 saniyeden başlayıp maksimum 0,25 saniyeye kadar dönüş ve palanın yaptığı açı  $-0,5^0$  ile  $2,5^0$  arasında yunuslama meydana geleceği kararlaştırılmış ve analiz bu bilgiler doğrultusunda yapılmıştır. Çapraz masuralı rulman seçiminde Tablo 6.1 'de gösterilen ve üretim aşamasında kullanılacak olan rulman için verile radyal yük ve eğilme momenti değerlerine göre bir seçim yapılmaktadır. Şekil 6.7' da gösterilen grafikten 1 nolu yatak seçilmiştir. Ayrıca rüzgâr türbini için verilen IEC 60400-1 standartlarında yatak seçimi için verilen 1,35 güvenlik faktörünü de eğilme momenti ile ilişkilendirmek gerekmektedir. Bu bilgi doğrultusundan çapraz masuralı yatak seçiminde kullanılan radyal yüke karşı gelen eğilme momenti değeri 1882 kN.m olacak şekilde rulman seçimi yapılmıştır. Analiz işlemi sonucunda elde edilen eşdeğer gerilme (von Mises) değerleri Şekil 6.14'de gösterilmiştir.



Şekil 6.14. Uygulanan kuvvet ve momentle elde edilen statik (von-Mises) gerilme sonucu

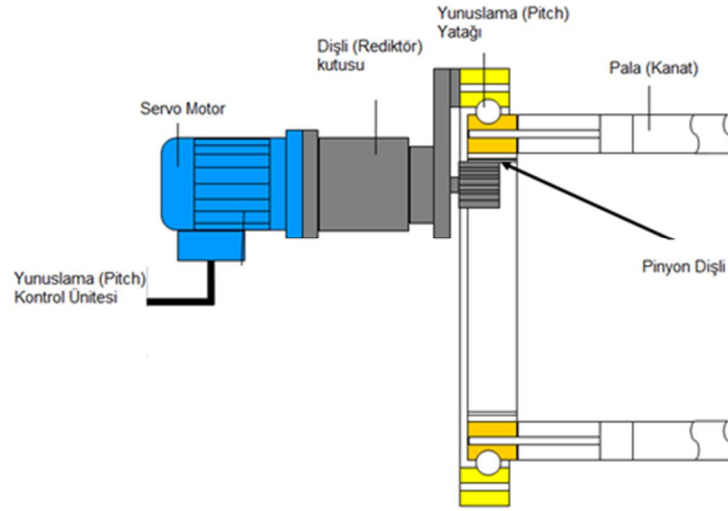
## 7. PALA YUNUSLAMA (PITCH) MEKANİZMASI

Bir kural olarak, büyük güç üreten rüzgar türbinleri rotor göbeği (Hub) kanat pitch sistemi ile donatılmışlardır. Pitch mekanizması temel olarak iki görevi yerine getirmelidir. Birinci görevi: Kanat açısını ayarlayarak türbin gücünü ve rotor hızını kontrol etmektir. Bunun için yunuslama mesafesinin 20-25 derece aralığında değişimi yeterlidir. Bu temel görevinden farklı olarak diğer bir görevi ise; kanat yunuslama mekanizmasının tasarımı üzerinde önemli bir etkidir. Rotoru aerodinamik etkilere karşı frenlemek için tüy kanat pozisyonunda açılı olabilmelidir. Bu da yunuslama mesafesini yaklaşık 90 derece artırır. Pitch mekanizması rüzgar türbininin diğer parçalarına göre daha karmaşıktır. Tasarımı son derece önemlidir. Son yıllarda tasarımlar farklılaşarak artmıştır. 500 kW rüzgar türbini yunuslama mekanizması tasarımında yunuslama açısının yapılabileceği aralık olarak Şekil 7.1’de gösterilen grafik göz önünde bulundurularak yunuslama açısının ilk ve son konumları bu grafiğe göre hesaplanmış ve motor seçimi elde edilen değerlere göre yapılmıştır.



Şekil 7.1. Yunuslama motorlarının konumu ve göbek üzerine yerleştirilmesi

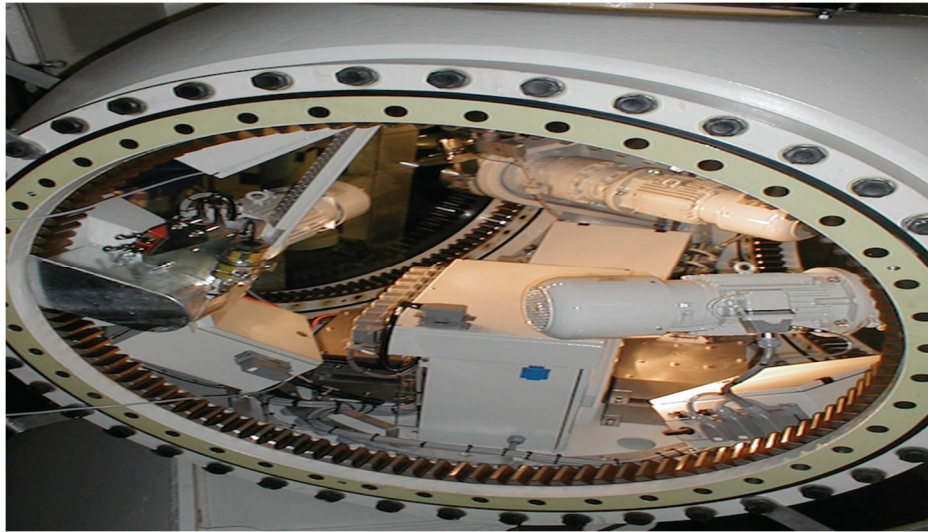
500 kW rüzgar türbinin yunuslama mekanizması tasarımında kullanılan motor ve kontrol sistemleri elektronik olarak tasarlanmıştır. Şekil 7.2’de yapılan tasarım gösterilmiştir.



Şekil 7.2. Yunuslama mekanizması tasarımı

500 kW rüzgar türbinin yunuslama mekanizması tasarımında kullanılan motor ve kontrol sistemleri elektronik olarak tasarlanmıştır. Şekil 7.2’de yapılan tasarım gösterilmiştir.

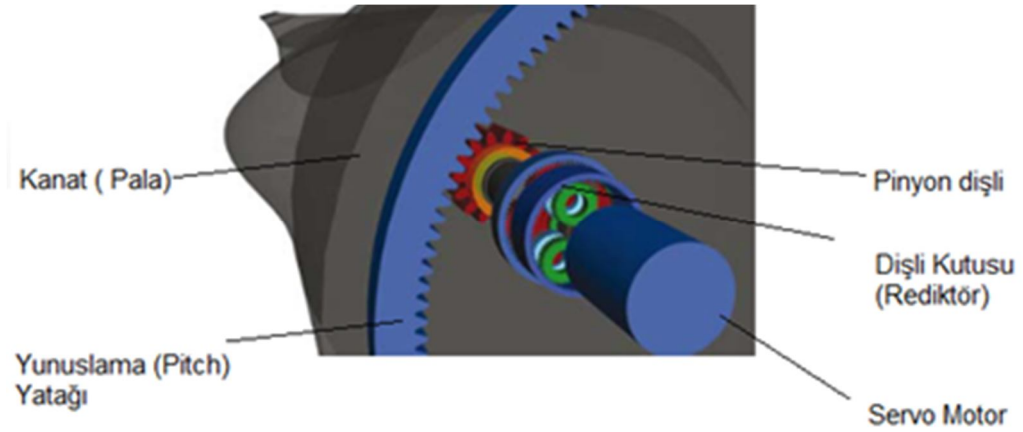
Bir kaç yıl öncesine kadar, elektriksel yunuslama kontrolü rüzgâr türbinleri için bir ayrıcalıktı. Prensipde, elektriksel yunuslama sürücülerini kontrol etmek çok daha zordur. Şekil 7.3’de yaygın elektrik motorlarının hız ve torkları pratik olarak sadece frekans dönüştürücülerle kontrol edilebilir. Aksi takdirde, yüksek maliyetli doğru akım üniteleri kullanılmalıdır.



Şekil 7.3. Göbek içerisinde bulunan yunuslama mekanizması tasarımı

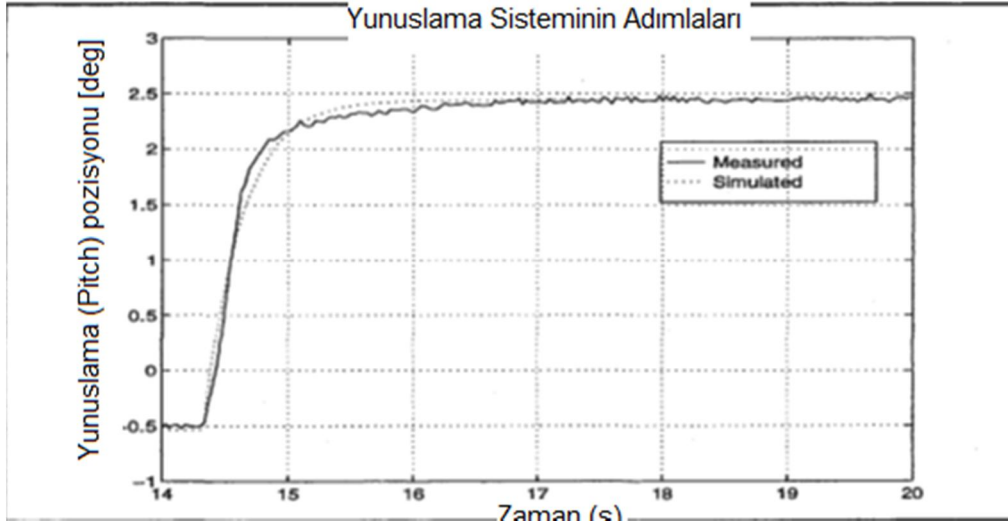
### 7.1. Yunuslama (Pitch) Sistemi Tasarımı

Pala yunuslama mekanizması tasarımında dikkat edilmesi gereken bazı durumlar söz konusudur. Bu durumların basında motor seçimi yapılabilmesi için bazı temel hesaplamalar yapılabilmesi gerekmektedir. Bu hesaplamaların basında seçilecek olan yunuslama motorunun bir palayı yunuslama açısının verebilmesi için motorun moment ve güç hesaplamalarının yapılması gerekmektedir. Yalnız yunuslama motorunun palayı açısı verebilmesi için bir pala ataletini ve rüzgardan kaynaklanan aerodinamik rüzgar etkilerini hesaplayarak motor seçimi yapılmalıdır. Şekil 7.4’de yunuslama mekanizması tasarımı gösterilmiştir.



Şekil 7.4. Yunuslama sisteminin SAMCEF modeli

Yunuslama (Pitch) kontrol sisteminin bazı ana bileşenlerinin tasarımı için gereksinimler ele alınacaktır. Tasarım için üzerinde durulması gereken önemli noktalar ve bazı hesaplamalardan bahsedilecektir. Şekil 7.5’de gösterilen grafik üzerinden bazı değerler alınmış ve servo motor seçimi için yapılması gerekli olan hesaplamalar da grafikten alınan değerler doğrultusunda yapılmıştır. Şekil 7.5’de gösterilen grafiğe göre yunuslama açısı -0,5 derece ile 2,5 derece arasında meydana gelmiş ve yapılan açı yaklaşık 0,25 saniyelik adımlarda meydana gelmiştir.



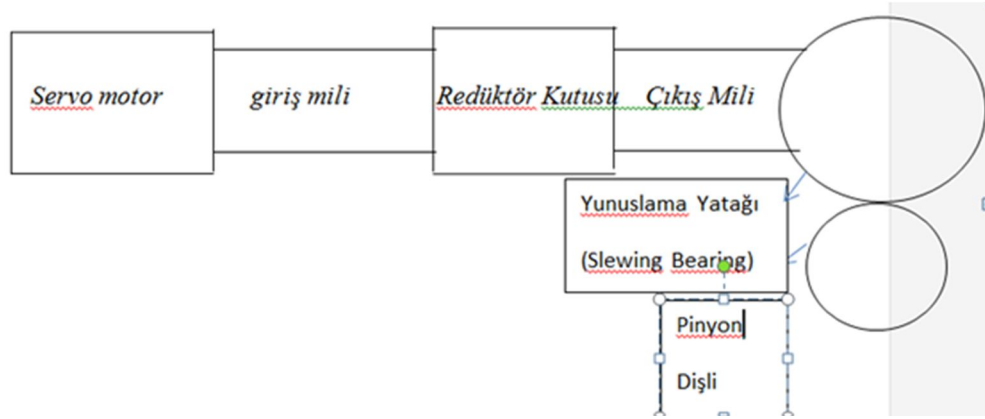
Şekil 7.5. Zamana bağlı olarak yunuslama pozisyonu

Bu değerlere göre Servo Motorun kanat ataleti karşılayabilecek yani palayı ağırlığından dolayı yunuslama açısını verebilecek şekilde servo motor momenti Tablo 7.1’de hesaplanan değerler doğrultusunda seçilmiştir.

Tablo 7.1 Servo Motor seçimi için hesaplanan değerler

|       |                         |                   |         |
|-------|-------------------------|-------------------|---------|
| Girdi | Pitch zamanı            | $t(s)$            | 0,25    |
|       | İlk konum               | $\Phi_1(deg)$     | -0,50   |
|       | Son konum               | $\Phi_2 (deg)$    | 2,5     |
|       | Kanat kütlesi           | $m (kg)$          | 2000,00 |
|       | Kanat kök çapı          | $D_{kanat} (m)$   | 1,40    |
|       | Pitch motor çapı        | $d_{motor} (m)$   | 0,30    |
|       | Eksen uzaklığı          | $d_{eksen} (m)$   | 0,5485  |
| Çıktı | Pitch İvmesi            | $\alpha(rad/s^2)$ | 1,68    |
|       | Tek kanat kütle ataleti | $I_{ZZ} (kg.m^2)$ | 548,00  |
|       | Motor eksenine göre     | $I_M (kg.m^2)$    | 1149,70 |
|       | Tork_pitch motor        | $T (kN.m)$        | 1,93    |

Tablo 7.1’de gösterilen girdi değerleri ile çıktı değerleri arasında hesaplamalar yapılarak kanadı çevirmek için gerekli olan servo motor momenti hesaplanmıştır. Hesaplamalarda paralel eksenler teoremi kullanılmıştır. Bu hesaplamalar sonucunda servo motorun kanadı kütle ataletinden dolayı çevirebileceği moment değeri olarak 1,93 kN.m lik bir moment değeri elde edilmiştir. Ayrıca palanın aerodinamik yapısı nedeniyle servo motorun seçimi yapılırken bu aerodinamik etkiye palanın kütle ataleti nedeniyle elde edilen moment üzerine eklenmesi gerekmektedir. Motor seçimi bu şekilde yapılması daha uygun bir motor seçmemize olanak sağlayacaktır. Bu aerodinamik etki hesaplanarak pala üzerinde 1,8 kN.m luk bir moment oluşturacaktır. Yani servo motor seçiminde 3,3 kN.m değerini karşılayabilecek bir motor seçimi yapılmalıdır.



Şekil 7.6. Servo motor seçimi için akış şeması

Şekil 7.6’ de motor seçimi yapılmasında kullanılan bir akış seması gösterilmiştir. Bu şemadan hesaplanan servo motor momenti çıkış milinde bulunmuştur. Yani Şekil 7.6 da verilen akış şemasında kanatları kütle ataletinden ve aerodinamik etkilerden kaynaklanan gerekli tork değeri  $M_C = 3.3 \text{ kN.m}$  olarak hesaplanmıştır. Bu çıkış momenti değerine göre yunuslama motorunun giriş momenti, dişli kutusunun (rediktör) dişli oranları ve kanatlara açının verilebilmesi için gereken güç hesaplamaları yapılmıştır. Rulman üretici firmasından edinilen bilgiler doğrultusunda yunuslama rulmanı diş sayısı 87 adettir. Makine elemanları kitaplarından diş sayısına karşılık gelen pinyon diş sayısı Şekil 7.7’den seçilmiştir [35].

Tablo 7.2. Yunuslama yatağının diş sayısına göre pinyon dişli seçimi

| Pinyon Dişlinin Minimum Diş Sayısı | Yunuslama (Slewing Bearing) Maksimum Diş Sayısı |
|------------------------------------|-------------------------------------------------|
| 17                                 | 1309                                            |
| 16                                 | 101                                             |
| 15                                 | 45                                              |
| 14                                 | 26                                              |
| 13                                 | 16                                              |

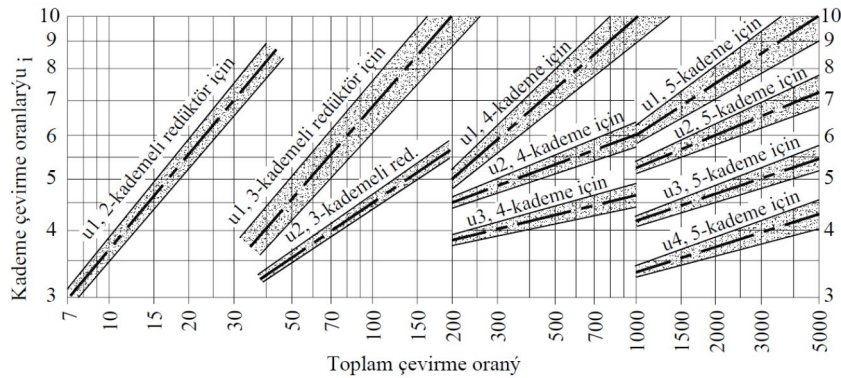
Pinyon dişlisinin diş sayısı tablodan 16 adet olarak seçilmiştir. Bu seçme işlemi ile dişli çevrim oranlarının hesaplamak mümkündür. Dişli kutusunun kademe sayısı kataloglardan ve 500 kW rüzgar türbinlerinde kullanılan rediktörler üzerinde incelemeler yapılarak hesaplamalar 3 kademeli dişli kutusu için hesaplamalar yapılmıştır. Alınan değerler; Giriş devir sayısı = 1500 rpm, Çıkış devir sayısı = 15 rpm, Gerekli maksimum çıkış momenti = 3,3 kNm. Buradan bize gerekli olan motor gücünü ve rediktör çevrim oranını ulaşılabacaktır. Toplam çevrim oranı;

$$i = n_g / n_{\phi} \quad (7.1)$$

$$1500/15 = 100$$

Redaktörün toplam çevrim oranı 100 olarak alınan değerlere göre elde edilmiştir.

Şekil 7.7’de her mildeki dişlilerin çevrim oranlarını bulacak olursak;



Şekil 7.7. Çevrim oranı tablosu [31]

$$U_1=7$$

$$U_2=4,5$$

$$U_3 = U_T / (U_1 \times U_2)$$

$$U_3 = 3,17$$

Buradan pinyon millerindeki devir sayısını geçilecek olunursa;

$$N_1 = 1500$$

$$N_2 = 1500/7 = 214 \text{ (dev/dak)}$$

$$N_3 = 214/4,5 = 48 \text{ (dev/dak)}$$

Buradan bütün kademelerdeki dişli verimlerine geçecek olunursa; Şekil 7.8'den dişli seçimindeki verim dereceleri tablosundan uygun değerler seçilmiştir.

|    | Tanımı                                    | Sembol        | Değeri |
|----|-------------------------------------------|---------------|--------|
| 1. | Taşlanmış ve iyi yağlanan dişli kademesi  | $\eta_{DK} =$ | 0,995  |
| 2. | İşlenmiş ve iyi yağlanan dişli kademesi   | $\eta_{DK} =$ | 0,990  |
| 3. | İşlenmemiş ve iyi yağlanan dişli kademesi | $\eta_{DK} =$ | 0,980  |
| 4. | Rulman yatak verim derecesi               | $\eta_{RY} =$ | 0,995  |
| 5. | Kaygan yatak verim derecesi               | $\eta_{KY} =$ | 0,970  |
| 6. | Normal yağlanan contanın verim derecesi   | $\eta_{Co} =$ | 0,980  |

Şekil 7.8. Elemanların verim dereceleri [31]

Giriş

1. Mil  $\eta_1 = 0,98 \times 0,995^2 \text{ (0,970)}$
1. Kademe  $\eta_{1k} = 0,995 \times 0,995^2 \text{ 0,985}$
2. Kademe  $\eta_{2k} = 0,995 \times 0,995^2 \text{ 0,985}$
3. Kademe  $\eta_{3k} = 0,995 \times 0,995^2 \text{ 0,985}$

Çıkış

4. Kademe  $\eta_{4m} = \eta_{conta} \text{ 0,980}$

Toplam verim  $= 0,980 \times 0,985^3 \times 0,980$  toplam verim buradan  $\dot{I}_{\text{toplam}} = 0,91$  olarak elde edilmiştir. Bu veriler elde edildikten sonra redaktör kademelerindeki momentlerin hesaplanması;  $M_{\text{çıkış}} = 3,3 \text{ kNm}$ , 3.Kademede;

$$M_{t3} = M_{\text{çıkış}} / n_4 \times n_3 \times u_3 \quad 3,3 / 0,98 \times 0,985 \times 3,17 = 1,07 \text{ kNm}$$

2.Kademe,

$$M_{t2} = M_{t3} / n_2 \times u_2 \quad (7.2)$$

$$1,07 / 0,985 \times 4,5$$

$$0,24 \text{ kNm}$$

1.Kademe

$$M_{t1} = M_{t2} / n_1 \times u_1 \quad (7.3)$$

$$0,24 / 0,985 \times 7$$

$$0,034 \text{ kNm}$$

34 Nm değeri elde edilmiştir Motor tarafından sağlanacak tork yani rediktörün girişindeki tork 34 Nm olarak elde edilmiştir. Buradan motorun gücünü hesaplayacak olursak;

$$P = M_{t1} \times \omega \quad (7.4)$$

$$P = 34 \times [(2 \times 3,14 \times 1500) / 60]$$

$P = 5,3 \text{ kW}$  motor gücü gerekmektedir. Ancak eldi edilen motor gücünün gerekenden çok fazla olduğu düşünüldüğü için 4 kademeli redaktör ve çevrim oranı 84 olan redaktör seçilmiştir. Çıkış devir sayısını arttırdığımızda karşılaştığımız sonuçlar; Giriş devir sayısı = 1500 rpm, Çıkış devir sayısı = 18 rpm, Kanadı çevirecek olan tork değeri = 3,3 kNm Toplam çevrim oranı ;

$$\dot{I} = n_g / n_{\text{ç}} \quad (7.5)$$

$$\dot{I} = 1500 / 18 = 84$$

Şekil 8.7 den çevrim oranlarını tekrardan değerlendirecek olunursa;  $U_1= 5,7$ ,  $U_2=3,8$

$$U_3= U_t/(U_1 \times U_2) \quad (7.6)$$

$$U_3=3,46$$

Buradan pinyon milindeki devir sayılarına geçecek olunursa;

$$N_1=1500 \text{ } N_2 =1500/5,7 = 263 \text{ rpm } N_3= 263/3,8 =69,2 \text{ rpm}$$

Verim

Giriş

$$\eta_{m1} =0,98 \times 0,985^2 =0,970$$

$$\eta_{1k} =0,995 \times 0,995^2 =0,985$$

$$\eta_{2k} =0,995 \times 0,995^2 =0,985$$

$$\eta_{3k} =0,995 \times 0,995^2 =0,985$$

$$\eta_{4k} =0,995 \times 0,995^2 =0,985$$

Çıkış

$\eta_{m4} =\eta_c =0,98$   $\eta_t=0,91$  bulunan sonuçtur. Redaktör kademelerindeki moment hesabı

$M_{\text{çıkış}} =3,3 \text{ kNm}$ . Buradan kademelerde geçecek olunursa;

$$M_{t2} = M_{\text{çıkış}} /(\eta_{m4} \times \eta_{3k} \times u_3) \quad (7.7)$$

$$3,3/(0,98 \times 0,985 \times 3,46)$$

$$M_{t3}=0,98 \text{ kNm}$$

$$M_{t2} =M_{t3}/(\eta_{2k} \times u_2) \quad (7.8)$$

$$0,98/(0,985 \times 3,8)$$

$$M_{t2}=0,26 \text{ kNm}$$

$$M_{t2} = M_{t2}/(\eta_{1k} \times u_1) \quad (7.9)$$

$$0,26/(0,985 \times 5,7)$$

$$M_{t2}=0,046 \text{ kNm}$$

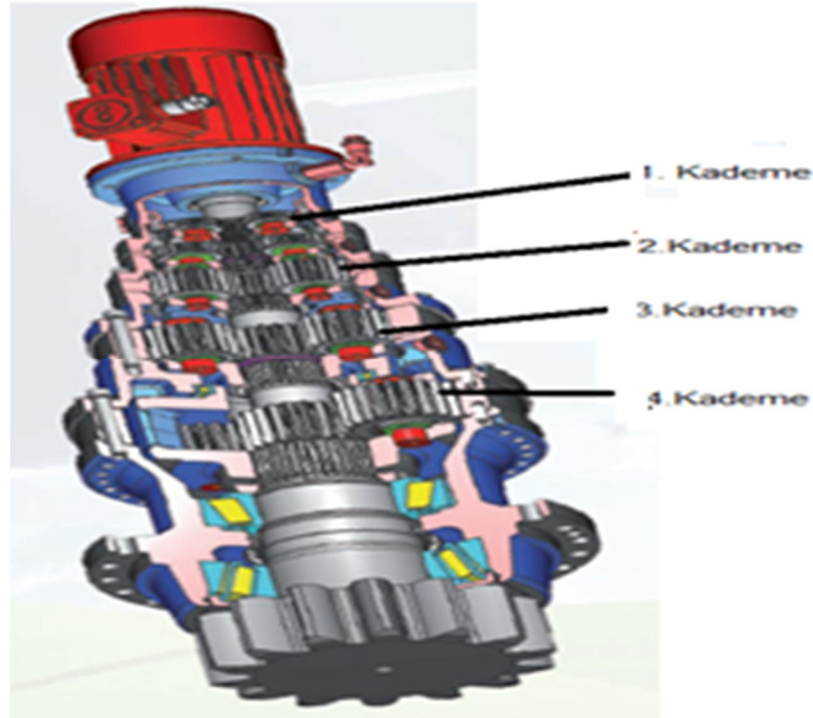
Birinci kademedeki moment değeri motordan çıkıştaki mildeki yani redaktörün giriş momentidir.  $M_{t1}= 0,046 / (0,985 \times 5,7) 8,2 \text{ kN.m}$ . Gerekli giriş momenti buradan motor gücünü bulacak olursak;

$$P=M_{t1} \times \omega \quad (7.10)$$

$$8,2 \times [(2 \times 3,14 \times 1500)/60]$$

$$P= 1,3 \text{ k W}$$

Alınan çevrim oranları kataloglardan incelenmiş olup en uygun değerler seçilmeye çalışılmıştır. Sonuç olarak 3,3 kNm moment değerindeki ( kanat kütlesi ataletinden ve aerodinamik kuvvetlerden dolayı) için gerekli olan motor gücü ve redaktör seçimi yapılmıştır. En uygun sonuç son yapılan çalışmada elde edilmiştir. Giriş devir sayısı 1500 rpm olarak seçilmiştir. Çıkış devir sayısı ise 18 rpm olarak alınmıştır. Şekil 7.9-7.9'de sistemin hesaplamalar sonucunda tasarımları ve göbek üzerindeki montajı gösterilmiştir.

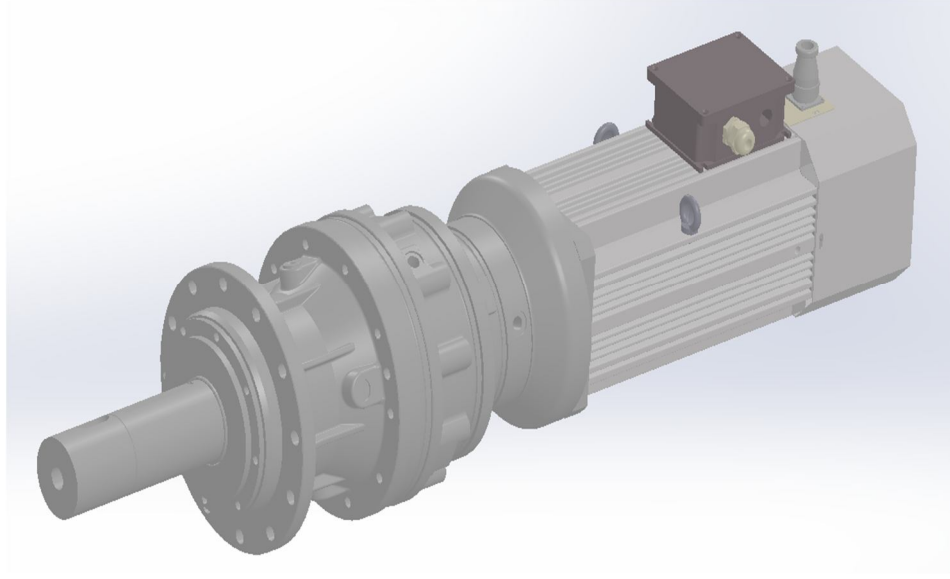


Şekil 7.9.Tasarımı yapılan servo motor, rediktör ve pinyon dişili  
Tablo 7.3. Seçimi yapılan motor özellikleri

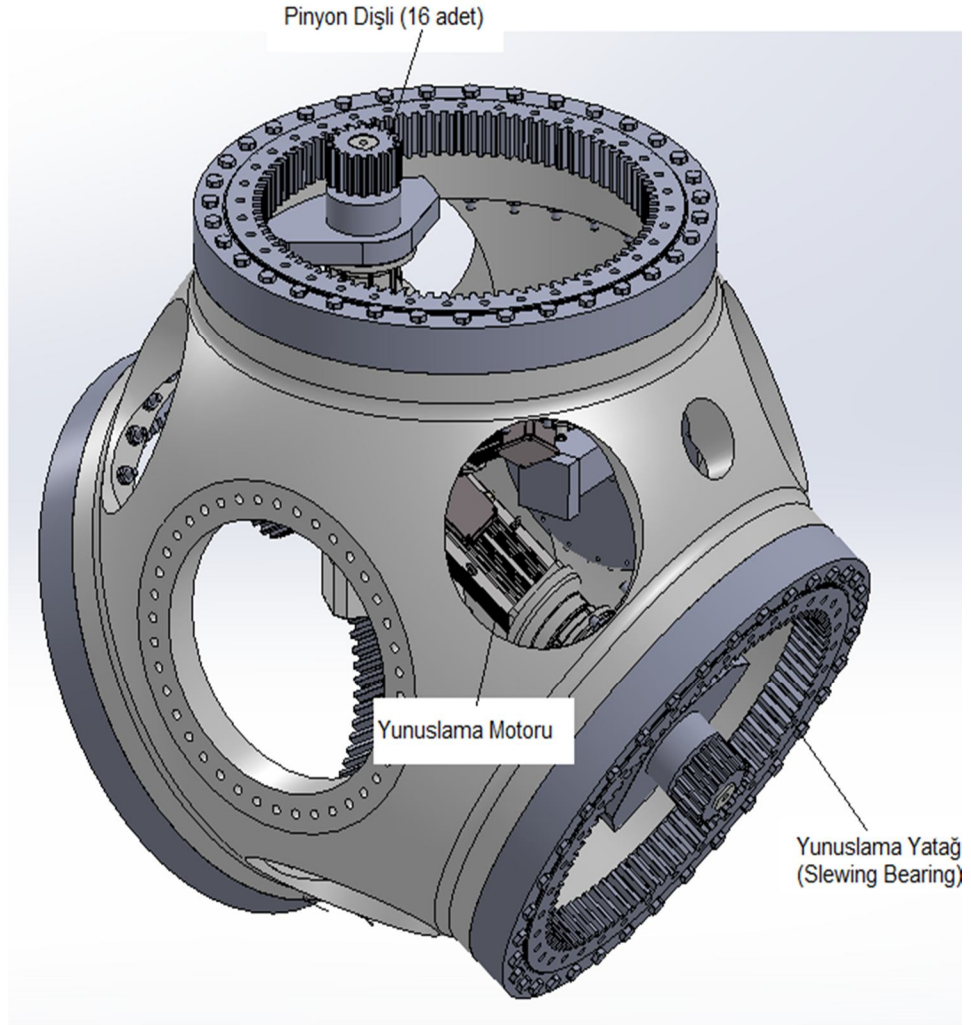
|                                |            |
|--------------------------------|------------|
| Giriş devir sayısı             | 1500 (rpm) |
| Çıkış devir sayısı             | 18 (rpm)   |
| Çıkış momenti                  | 3.3 kN.m   |
| Servo motor giriş mili momenti | 8.2 kN.m   |
| Motor gücü                     | 1.3 kW     |
| Pinyon dişli diş sayısı        | 16 adet    |
| Yatak diş sayısı               | 87 adet    |
| Dişli çevrim oranı             | 5.3        |



Şekil 7.10. Yunuslama mekanizması gösterilmesi [32]



Şekil 7.11. Yunuslama motorunun katı model görünümü



Şekil 7.12. Göbek üzerinde sistem entegrasyonunun kurulması

## 7.2. Pinyon Dişli ile Yunuslama Yatağı Arasında Oluşan Kuvvet Hesaplaması

### 7.2.1. Tanım

Pinyon dişli ile yunuslama yatağının dişli sayıları 16 adet pinyon dişli ile yunuslama yatağının ise 87 dişli olarak belirlenmiştir. Bu belirlemelerden sonra iki diş arasında oluşan kuvvet hesaplanmıştır. Hesaplamalar yapılması akabinde Ansys yazılımında dişli üzerinde oluşan gerilmeler elde edilmiştir.

### 7.2.2. Dişli malzemesi

Dişlinin malzemesi imalat şekli, ısıl işlemleri ve kullanıldıkları yer açısından önerilen dişli malzemeleri Tablo 7.4'den, malzemenin mekanik özelliğine göre Tablo 7.5'den seçilmiştir. Dişli malzemesi seçerken malzemenin fiyatı, ısıl işlem tutarı (ısıl işlem usulü, zamanı ve pratikteki yapım kolaylığı), imalat usulüne göre (işlenme imkanı) maliyeti, adedi ve gürültü özelliği dikkate alınması gereken önemli unsurlardır.

Tablo 7.4. Önerilen dişli malzemesi

| <b>Türbo redüktörü ve Gemi redüktörü dişlileri</b>    |                                                     |         |
|-------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|---------|
| Alaşımli ıslah çelikleri                              | Perdahlı veya perdahsız                             | Frezeli |
| Nitrat çelikleri<br>(Alüminyumsuz)                    | Gas ile nitrürlü,<br>taşlanmış veya<br>perdahlanmış | Frezeli |
| <b>Büyük dişli çarklar, Büyük dişli dönme çarklar</b> |                                                     |         |
| Alaşımli çelik döküm                                  | Endüksiyon veya alevle<br>sertleştirilmiş           | Frezeli |
| Alaşımli ıslah çelikleri<br>(haddeli)                 |                                                     |         |

Isıl işlem yapılmamış ve sertleştirilmemiş dişlilerde aynı malzeme veya aynı yüzey sertliğinde olan malzemeler yerine yüzey sertliği farklı (hemde çok farklı) malzeme çiftini dişli çiftlerinde kullanmak uzun vadede aşınma problemini önlemek için faydalıdır.

Fakat bu düşünce kır döküm dişlilerde ve yanakları sertleştirilmiş veya taşlanmış dişli çiftinde geçerli değildir. Diğer taraftan kaliteli malzemeden yapılmış ve sertleştirilip taşlanmış pinyonlarla çalışan sertleştirilmemiş çarklar, pinyon tarafından soğuk haddelenmiş gibi sertleştirilir ve daha dayanıklı olurlar. Yüksek devirde çalışan pinyon dişlileri, fazla zorlanmaya karşı dayanıklı olabilmeleri için, çarklardan daha kaliteli malzemeden yapılmalıdır. Pratikte pinyonlar kaliteli çelikten, çarklarda zorlanma durumuna göre, ya kır döküm (GG), sfero döküm (GGG), çelik döküm (GS) veya çelikten yapılırlar. Büyük redüktörlerde, örneğin; Türbin redüktörlerinde, çarklar genelde kır döküm gövdelerin üstüne alaşımlı çelik çember geçirilerek yapılır. Çeşitli şartlara ve kaliteye göre malzeme verilmemiş ve tecrübeler yetersizse, malzeme Tablo 7.4'deki önerilere göre seçilir [34].

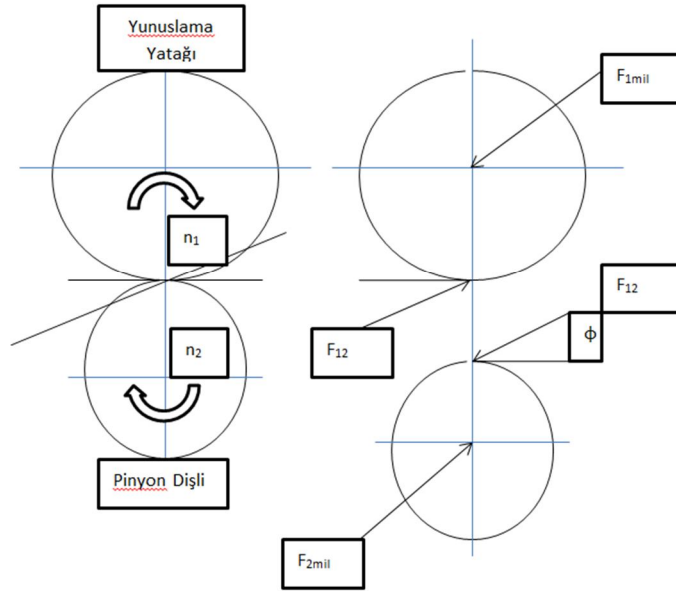
Tablo 7.4. Dişli mekanik özellikleri

| <b>Cinsi ve Standartı</b>   | <b>DIN ismi</b> | <b>HB</b> | <b><math>\sigma_{ak}</math><br/>N/mm<sup>2</sup></b> |
|-----------------------------|-----------------|-----------|------------------------------------------------------|
| Yuvarlak grafit             | GGG 40          | 180       | 390-470                                              |
| kristalli kır döküm DIN     | GGG 60          | 250       | 490 – 570                                            |
| 1693 ara ıslahlı özel döküm | GGG 100         | 350       | 700                                                  |

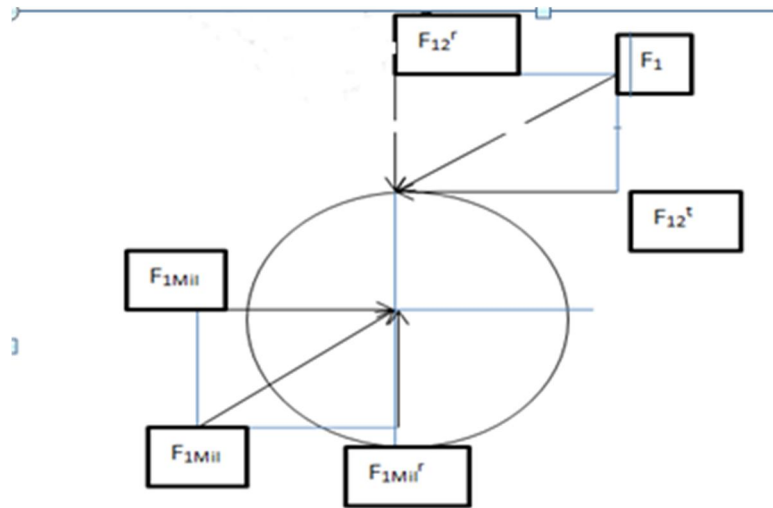
Tablo 7.4'de belirtilen dişli çarkların mekanik özellikler tablosundan GGG 100 standartlarda verilen dişli çark kullanılacaktır.

### 7.2.3. Kuvvet Analizi

Pinyon dişli ile yunuslama dişlisi arasında servo motor momentin nedeniyle dişler arasında bir kuvvet oluşacaktır. Şekil 7.13'de gösterilen dişle arasında oluşan kuvvetlerdir.



Şekil 7.13. Dişli çarklara gelen kuvvetler



Şekil 7.14. Dişli üzerinde oluşan radyal ve eksenel kuvvetler

Şekil 7.14'de gösterildiği gibi mil pinyon dişliyi tahrik eden mil reaksiyonu ve dişlerde oluşan radyal ve eksenel kuvvetler gösterilmiştir. Burada  $F_{12}$  pinyon dişli tarafından yunuslama dişlisine etkiyen tepki kuvveti,  $F_{1mil}^r$  sistemi hareket ettirebilmek için pinyon dişliye etki eden tepki kuvvetidir.  $W_t = F_{12}^t$  aktarılan yük eksenel kuvvete eşittir. Pinyon dişli 18 rpm ile dönmektedir. 1.8 kW olarak hesaplanan gücü pinyon dişli vasıtasıyla yunuslama yatağına aktarmaktadır. Dişliler arasında bulunan ağızlama açısı  $\phi = 20^\circ$  ve diş modülü 2.5 olarak belirlenmiştir. Pinyon dişlinin diş sayısı 16, yunuslama yatağının ise 87 adettir. Pinyon dişlinin çapı  $N_1 \times m$

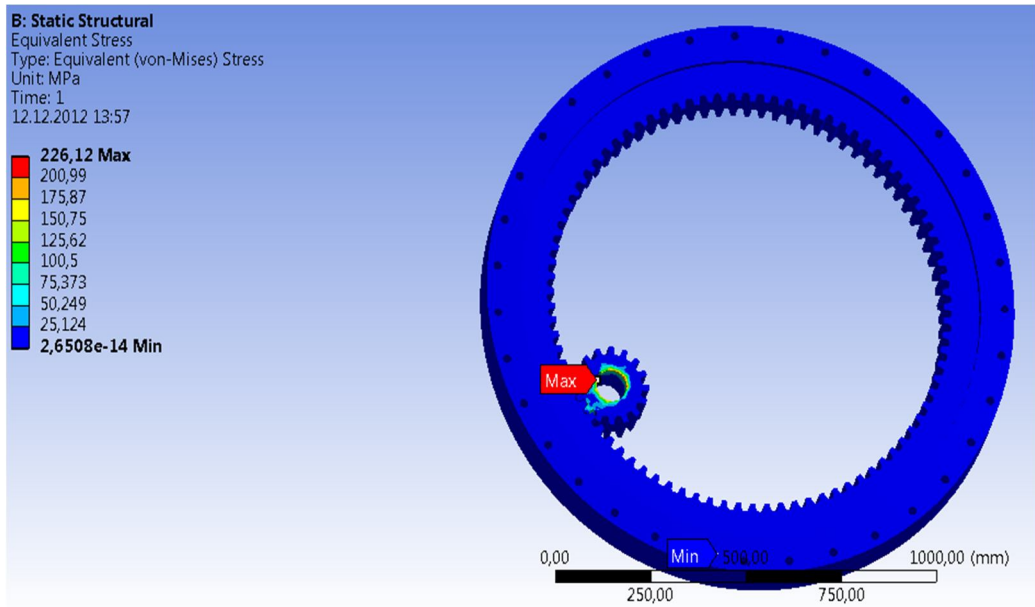
olarak hesaplanırsa 40 mm sonuunu elde ederiz. Denklem (7.11)' de pinyon dişlinin hızı hesaplanır.

$$V = \frac{\pi \times d \times n}{60} \quad (7.11)$$

Denklem 7.11'den hız hesaplaması sonuçunda pinyon dişlinin hızı 0,04 m/s olarak elde edilmiştir. Dişler arasında meydana gelen aktarılan yük  $W_t = \frac{H}{w}$  denkleminden hesaplanırsa 45000 N dişlerde aktarılan yk oluşmaktadır.  $F_{12}^r = F_{12}^t \cdot \tan \phi = 45000 \cdot \tan 20 = 16367$  N olarak hesaplanır.

$F_{12} = \frac{F_{12}^t}{\cos \phi}$  yazılarak hesaplandığında ise  $F_{12} = 47923$  N olarak elde edilir.

Dişler üzerinde oluşan bütün yükler hesaplanmıştır. Ayrıca pinyon dişli milinde oluşan moment değeri ise 3,3 k.Nm olarak elde edilmiştir. Bu sonuçlar elde edildikten sonra pinyon ve yunuslama dişlileri arasında oluşan gerilmeler Ansys yazılımından elde edilmiştir. şekil 8.16'da analiz sonuu gösterilmiştir. Sonlu elemanlar analizinde yunuslama dişlisi bilyeleri arasında sürtünme kuvveti 0,15 olarak girilmiş ve sonuçlar 226 MPa olarak elde edilmiştir.



şekil 7.15. Pinyon dişli üzerinde oluşan gerilmeler

## 8. RÜZGAR TÜRBİNİ ROTOR GÖBEĞİ (HUB) TİTREŞİM ANALİZİ

### 8.1. Titreşim

En yaygın tanımıyla sistemin denge konumu etrafında yapmış olduğu salınımlara titreşim adı verilir. Buna basit sarkaçın salınım hareketi örnek gösterilebilir. Titreşim hareketi genlik ve frekans ile gösterilir. Genlik titreşen sistemin denge konumundan olan maksimum uzaklığı, frekans ise saniyede meydana gelen salınım sayısıdır [33].

### 8.2. Ansys Programı ile Titreşim Analizi

Bir sisteme uygulanan periyodik kuvvet, sistemin titreşimine neden oluyorsa, bu titreşim hareketine zorlanmış titreşim adı verilir. Titreşim, uyarıdaki periyodik değişimle sürdürülür. Titreşim genliği, sistem parametreleri ve uyarı karakteristiklerine bağlıdır. Zorlanmış bir hareketin en genel ifadesi Denklem (8.1)'deki diferansiyel denklemi ile verilir:

$$[M]\{\ddot{U}\}+[C]\{\dot{U}\}+[K]\{U\}=\{F(t)\} \quad (8.1)$$

Bu denklemde, M titreşime uğrayan sistemlerin kütle matrisini, C viskoz sonum katsayısı matrisini, K elastik yay katsayısı matrisini, F(t) zorlayıcı dış kuvveti/leri ve u deplasman değerini ifade etmektedir [33].

Serbest titreşim, belirli bir uyarı ile başlar ve bu uyarı sisteme belirli bir enerji verdikten sonra ortadan kalkar. Sürtünme veya sonumun olmadığı durumlarda, yani teorik olarak, pozisyon değişikliği ile elastik deformasyonu içeren sistemin potansiyel enerjisi ve kinetik enerjisi arasındaki sürekli değişimden dolayı titreşim sonsuza kadar sürer. Gerçekte, mekanik enerjideki değişim sırasında sürtünmeden kaynaklanan kayıplar nedeniyle, serbest titreşimler zamanla azalarak, sonunda tamamen sönümlenirler. Titreşim genliklerinin azalma mertebesi sistem parametrelerine bağlıdır. Uyarı, hareketin başlangıç şartlarını belirler, dolayısıyla titreşim genliğine etki eder. Sonuç olarak, bu titreşimin ana karakteristiği, sadece

sistemin fiziksel özelliklerinin bir fonksiyonu olmasıdır. Serbest titreşimde eğer viskoz sönümleyici bulunmuyorsa, Denklem (8.2)' deki gibi ifade edilir.

$$[M]\{\ddot{U}\}+[K]\{U\}=\{0\} \quad (8.2)$$

Denklem (8.2)'de harmonik harekete göre düzenlendiğinde;

$$([K]-\omega_i^2[M])\{U_i\}=\{0\} \quad (8.3)$$

eşitliği elde edilir. Burada  $\omega_i^2$  özdeğerler olup,  $i$  ise 1 ile serbestlik derecesi arasındaki değerleri göstermektedir. Ayrıca  $\{U_i\}$  terimleri de özvektör olarak adlandırılır. Özdeğerlerin karekökü, yani  $\omega_i$  doğal dairesel frekanslardır. Öz vektörler  $\{U_i\}$  mod şeklini ifade ederler. “Mode extraction” terimi ANSYS programında öz değer ve öz vektörlerin hesaplanmasını sağlayan bir alt program birimidir.

İlk mod şekli, en düşük potansiyel ve şekil değiştirme enerjisi ile oluşur ve doğal frekansın anlaşılmasına yardımcı olur. İkinci ve üçüncü mod şekilleri daha fazla enerjiye ihtiyaç duyar ve dolayısıyla daha yüksek şekil değiştirme enerjisi içerir. Harmonik girdiler içeren birçok mühendislik probleminde çok sayıda doğal frekansın hesaplanmasına ihtiyaç duyulur. Bunlar, daha sonra yapılacak dinamik yüklemeler açısından bilgi verirler.

Doğal frekansta olduğu gibi, mod şekillerinde de yapının ağırlığı, kütle dağılımı ve katılığı ana parametreleri oluşturur. Bütün parametrelerin ortak etkisi atalet momentinde belirginleşir. Kütle atalet momenti ile doğal frekansın büyüklüğü ters orantılıdır. Yani kütle atalet momentinin artması ile doğal frekansın değeri düşer.

Harmonik girdilerin bulunduğu bir tasarım için doğal frekansların bilinmesi, rezonans bölgelerinden kaçınılması gerekliliği nedeniyle çok önemlidir. Model analizin temel amacı, sistemin işletme frekansında ya da işletme frekansı aralığının yakınılarında rezonans frekansı oluşturacak doğal frekansların bulunmadığının kesin olarak saptanmasıdır. Kompleks yapıların modal analizinde kullanılan sonlu elemanlar metodu çok iyi, bazen de tek yöntemdir.

ANSYS paket programında titreşim modlarını hesaplamak için değişik yöntemler bulunmaktadır. Bu çalışmada; katı elemanlar, kabuk elemanlar ve kirişlerden oluşan karmaşık modellerin analizinde iyi sonuç verdiğiinden, sınır şartı verilmemiş modlar için elverişli olduğundan ve ayrıca belli frekans aralığında hesaplanmak istenen modların analizine uygunluğundan dolayı, büyük bilgisayar hafızasına gereksinme duyulmasına karşın Block Lanczos yöntemi kullanılmıştır.

#### 8.4. Modal Analiz

##### 8.4.1. Sistemin Çalışma Durumundaki Frekans İrdelemesi

Çalışma yüklerinden oluşan rotor göbeğinin doğal frekans analizi oldukça önemlidir. Titreşim analizinin sistemde yapılmasının asıl amacı sistemin mod frekansının çalışma frekansından uzak tutmaktır. Bu açıdan türbinin çalışma frekansı veya yükleri göbek frekansından uzaklaştırmak için göbeğin salınımını iyi tayin etmek gerekmektedir. Salının hareketi veya yükleri palalardan veya dönen kısımlardan (düşük hız shaftı ) gibi sistemlerde meydana gelir.

Tablo 8.1. Hesaplanan frekans değerleri

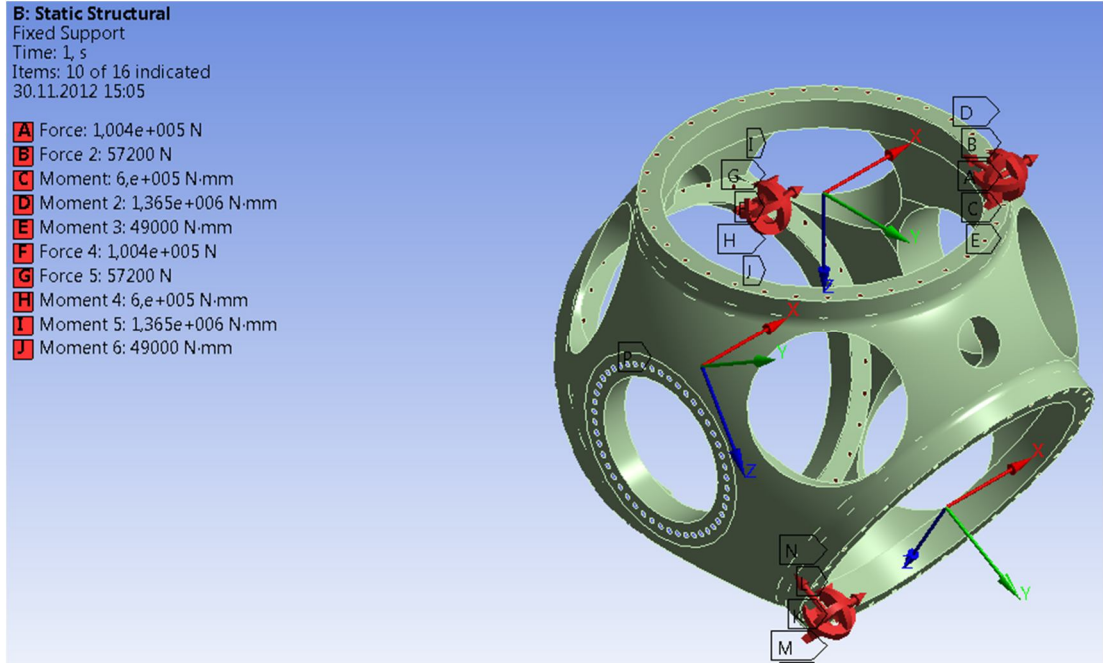
| Sistem bileşenleri       | Doğal frekansları |
|--------------------------|-------------------|
| Göbek + Düşük Hız Shaftı | 0,4 Hz            |
| Kanatlar                 | 1,2 Hz            |

Tablo 8.1’de yazılan değerler su şekilde hesaplanmıştır; Düşük hız shaftının dönüşü 22,4 rpm olarak belirlenmiştir. Bu yüzden düşük hız shaftının frekansı  $22,4/60$  buradan 0,4 Hz olarak düşük hız shaftının tabi frekansı elde edilir. Kanatlar göbeğe, göbekte düşük hız shaftına bağlı olması nedeniyle göbek ve kanatların da tabi frekansı 0,4 Hz olarak alınmıştır. Düşünülen bu durum nedeniyle her bir palanın tabi frekansı 1,2 Hz olarak alınmıştır.

##### 8.4.2. Yüklerin Uygulanması Ve Modal (Titreşim) Analiz Sonuçları

Rotor göbeğinin çalışması esnasındaki salınım yükleri Şekil 8.1’de tanımlandıktan sonra titreşim analizi sonuçları görülmüştür. Sonuçlar ilk olarak Ansys Modal analiz içerisinde elde edilmiş daha sonra Comsol ve Samcef sonlu elemanlar

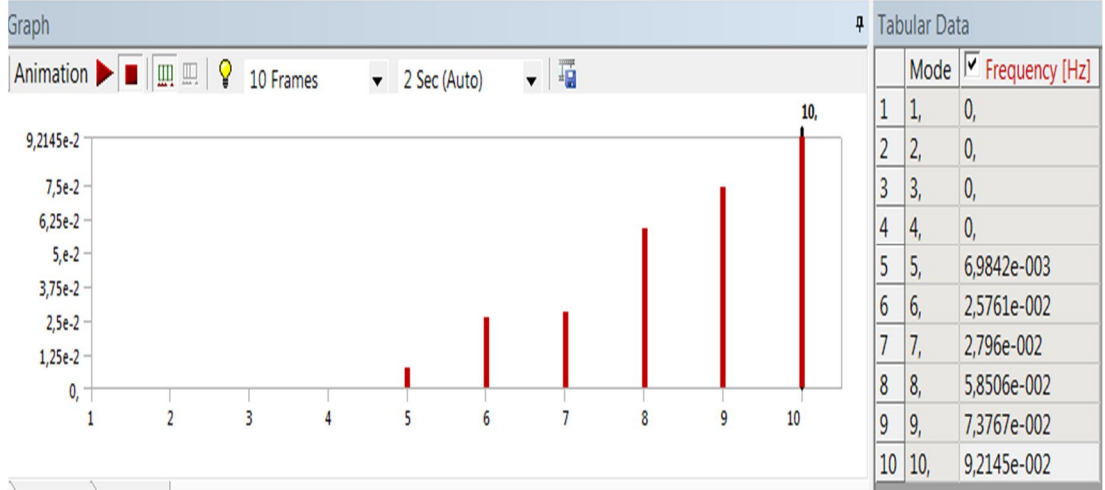
yazılımlarında elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. İlk olarak Ansys yazılımından elde edilen sonuçlar ile karşılaştırıldığında Comsol ve Samsef yazılımlarında yaklaşık olarak aynı sonuçlar görülmüştür.



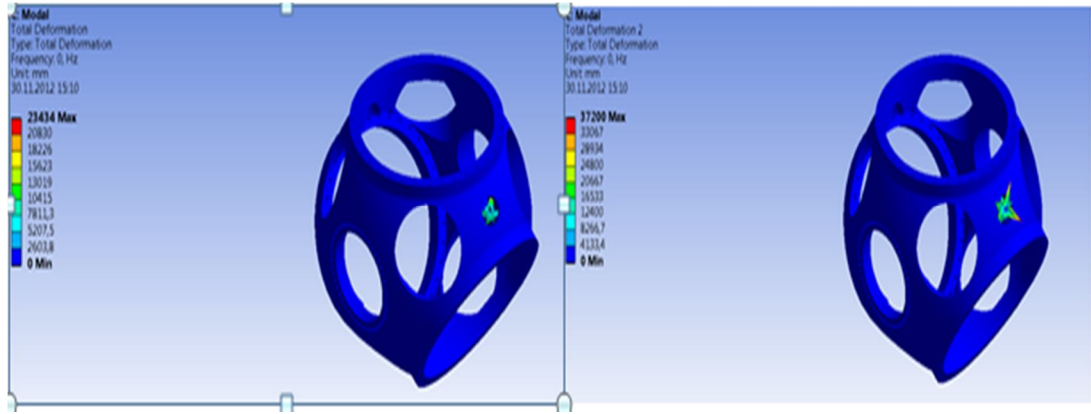
Şekil 8.1. Titreşim yüklerinin uygulandığı eksen takımları

#### 8.4.2.1. Sonuçların Değerlendirilmesi

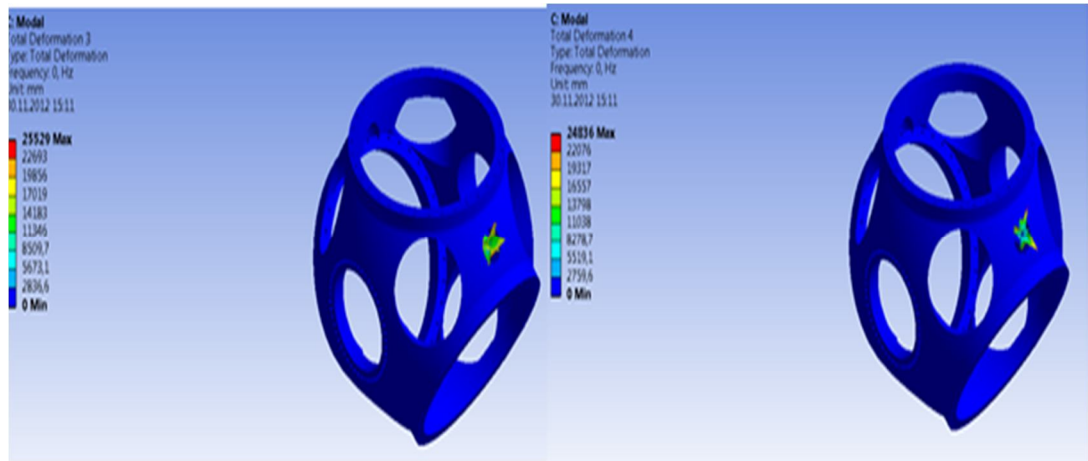
Ansys, Comsol yazılımlarında sonuçların değerlendirilmesinde ilk üç mod şekli bize gerçek sonuçları vermektedir. İlk mod şekli, en düşük potansiyel ve şekil değiştirme enerjisi ile oluşur ve doğal frekansın anlaşılmasına yardımcı olur. İkinci ve üçüncü mod şekilleri daha fazla enerjiye ihtiyaç duyar ve dolayısıyla daha yüksek şekil değiştirme enerjisi içerir.



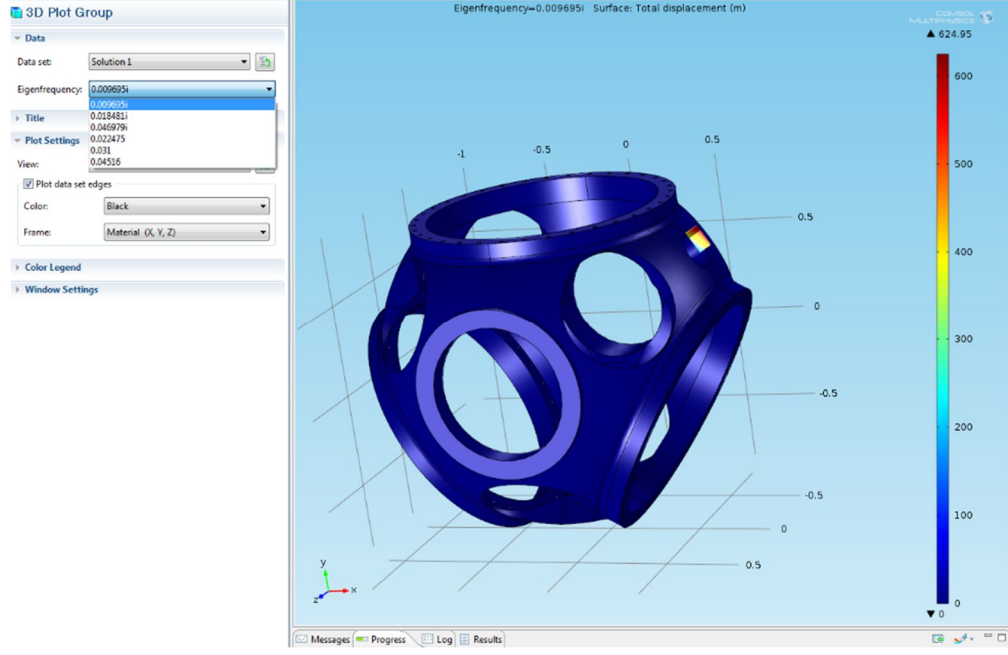
Şekil 8.2. Mod şekillerinin gösterilmesi



Şekil 8.3. İlk 2 mod seklinde toplam deformasyon durumları



Şekil 8.4. Son iki mod şekilinde toplam deformasyon durumları



Şekil 8.5. Comsol yazılımında mod şekillerinin sonuçları

Şekil 8.3-8.4'de görüldüğü gibi tam yük altındaki altı mods incelenmiş ve kanıtlanmıştır ki türbinin çalışma frekansı olan 0,4 Hz değerinden oldukça düşük titreşim değerleri elde edilmiştir. İlk üç frekans değeri 0,009, 0,02 ve 0,04 Hz olarak elde edilmiştir. Oluşan frekanslar eğilme ve burulma titreşimlerinden kaynaklanmaktadır.

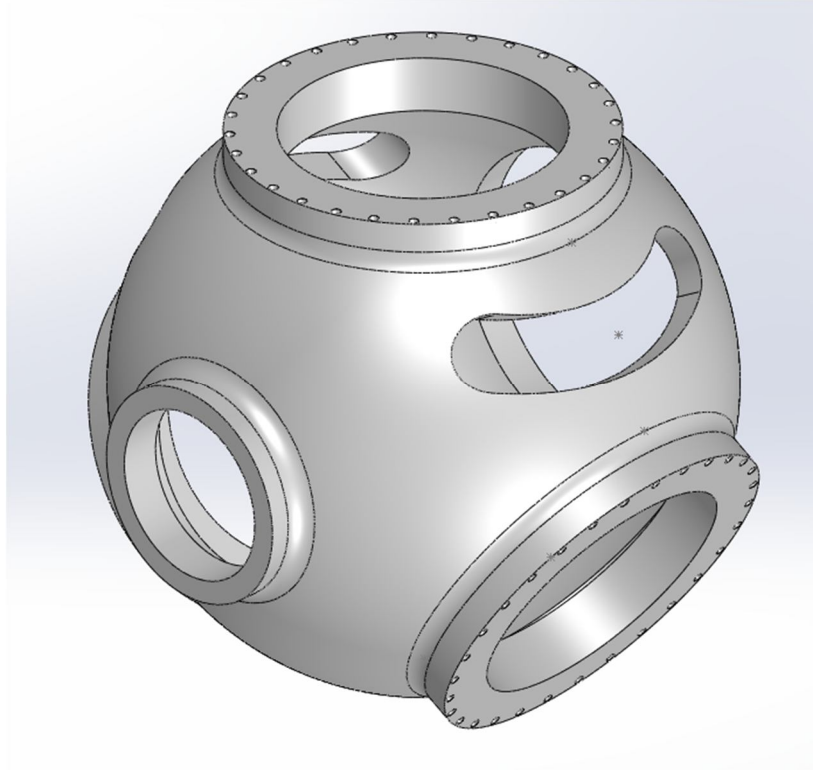
## **9. ŞEKİL OPTİMİZASYONU**

### **9.1. Ağırlık Ve Gerilme Optimizasyonu**

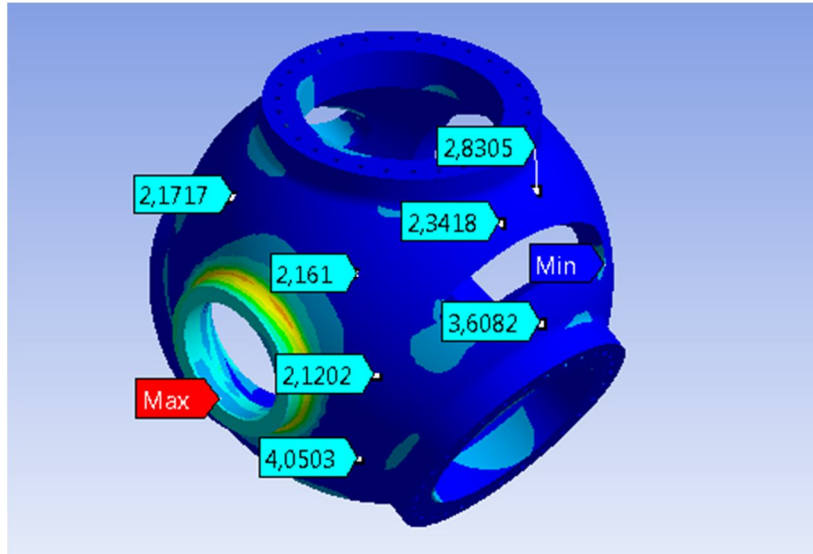
Bu çalışmada ağırlık ve gerilme optimizasyonunun yapılmasının temel nedeni ilk tasarım sonucunda yaklaşık olarak 6000 kg olan rotor göbeği ağırlığının daha düşük bir duruma getirmektir. Tamamen dökümden yapılan rotor göbeğinin optimizasyon öncesi ağırlığının yeterince fazla olduğunu Bölüm 3 detaylı bir şekilde değinilmiştir. Ancak bu durumun istenmesi gerilmelerde önemli bir durumdur. Yani optimizasyon sonucunda yapılan analizlerin de hem stres hem de yorulma açısından malzemenin akma ve yorulma dayanma sınırı olan (Endurance Limit) altında olması ve emniyet faktörlerini ICE 64100-1 standartlarında meydana gelmesi yani statik açıdan optimum 2 ve yorulma açısından ise 1,35 değerinde olması hedeflenmiştir. İlk çalışmada yapılan sonlu elemanlar sonuçları değerlendirildiğinde göbek üzerinde çok düşük gerilmelerin meydana geldiği çok fazla bölge olduğu görülmüştür. Bu bölgeler göbeğin ağırlığının artırmakta ve oldukça hantal bir yapı meydana getirmektedir. Çok düşük gerilme taşıyan bu bölgeler şekil (Shape) optimizasyonu sonucu gösterilen yerlerde SolidWorks yazılımında tekrar tasarlanmış ve analiz işlemi bu tasarıma göre yani son tasarım çalışmasına göre tekrardan incelenmiştir.

### **9.2. Ön Tasarım**

Ağırlık optimizasyonunun yapılmasında öncelikli olarak rotor göbeği ele alınmıştır. İlk tasarım analiz sonuçlarında göbek üzerinde gerilme taşımayan birçok bölge mevcuttur. Şekil 9.1’de yapılan ilk tasarım ve analiz sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 9.1. İlk tasarım optimizasyondan önceki durumu

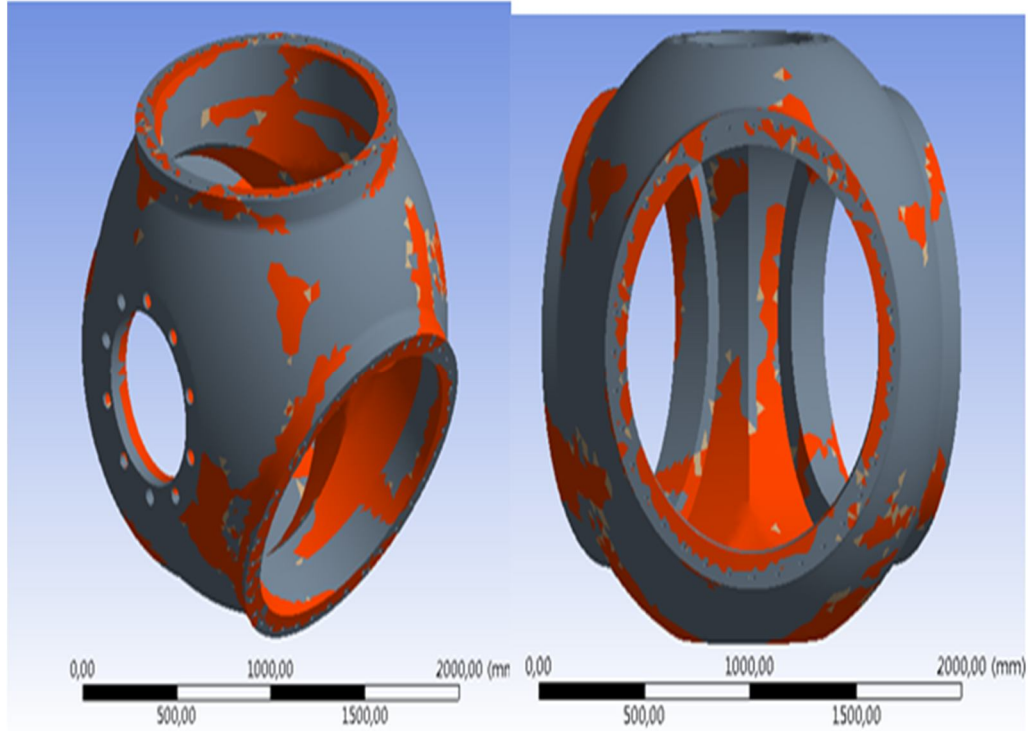


Şekil 9.2. Optimizasyon öncesi çok düşük gerilme taşıyan bölgelerin gösterilmesi

İlk tasarım analiz sonuçları Şekil 9.2’de görüldüğü gibi 2 ila 3 MPa arasında gerilmeler bulunmaktadır. Bu bölgelerin optimizasyon sonucunda yeniden tasarlanarak ikinci bir tasarım oluşturulmuş ve bu tasarım Milres projesi kapsamında üretilmesine karar verilmiştir.

### 9.2.1. Tasarım Sınırlamaları

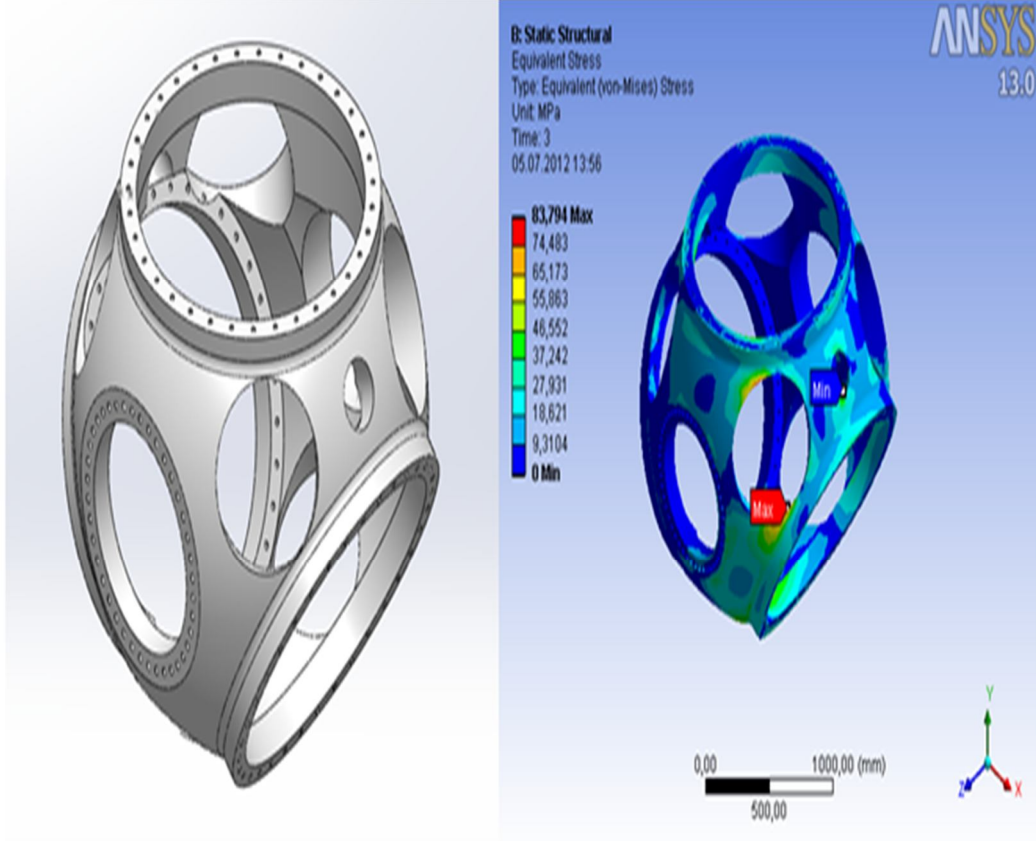
Optimizasyon işleminin temel amacı; palanın aerodinamik yükler altında oluşan kuvvet ve moment değerleri sonucunda Ansys yazılımında analiz yapılmış ve bu yüklere göre optimizasyon işlenin yapılması hedeflenmiştir. Sınır koşulları rotor göbeği üzerinde belirlenmiştir. Amaç fonksiyonu bu tasarımda döküm parçanın mevcut olan rüzgar yüklerinde minimal hacmini bulmaktır. Bu nedenle amaç fonksiyonu tasarımın hacmini minimuma düşürmektir.



Şekil 9.3. Şekil optimizasyonun sonucunda çıkartılması gerekli yerler kırmızıyla kısımlardır

Şekil 9.3’de kırmızı renkte gösterilen yerler tam yük altında tasarlanan göbeğin optimizasyon sonucunda çıkartılabileceği kısımlardır. Optimizasyon öncesi döküm parçanın ağırlığı yaklaşık olarak 7200 kg hesaplanmıştır. Şekil optimizasyonun sonrasında ise rotor göbeğinin net ağırlığı 2478 Kg olarak bulunmuştur. Sonuç olarak optimizasyon öncesi döküm parça ile optimizasyon sonrası aynı döküm parçanın ağırlığında % 41,3 ağırlık azalması meydana gelmiştir.

Solidworks yazılımında çıkartılması gereken yerler ile Şekil 9.4’de yeni bir tasarım oluşturulması ile yeni bir analiz yapılarak optimizasyon sonucu oluşan parçanın statik ve yorulma gerilmeleri sonuçları değerlendirilmiştir.



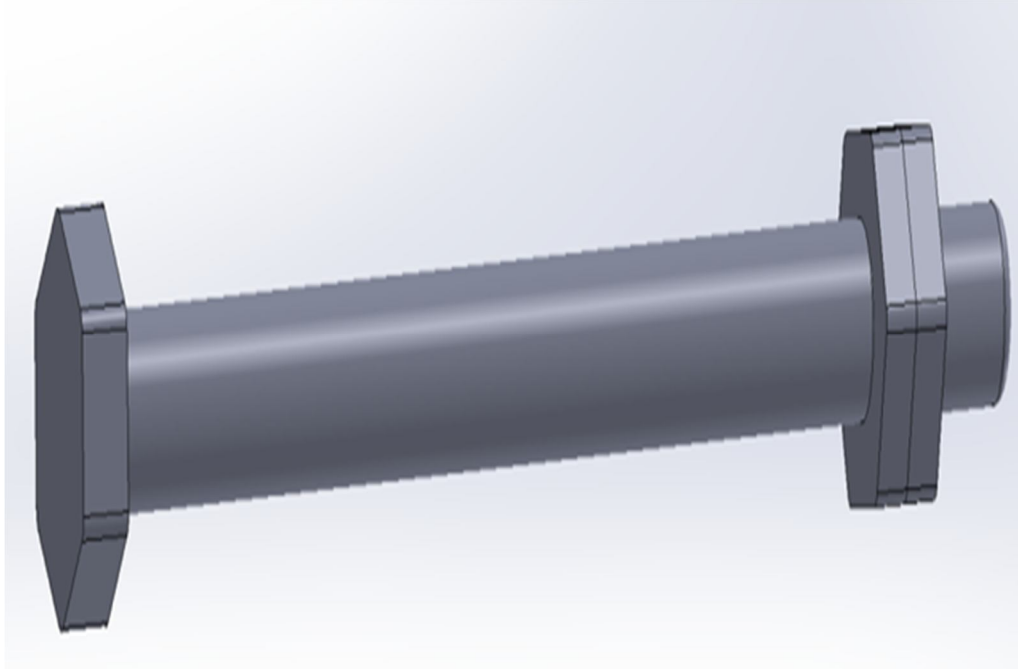
Şekil 9.4. Şekil optimizasyonu sonunda tasarlanan yeni göbek ile analiz sonuçları

Şekil 9.4’de gösterilen analiz sonuçlarına göre Bölüm 6’da ilk tasarımda yapılan sonlu elemanlar analizi sonuçlarına göre şekil optimizasyonu yapıldıktan sonra istenilen sonuçlar değerlendirilmiştir. İlk tasarımda göbeğin transmisyon bağlantısında çıkan maksimum gerilmeler yapılan son tasarımda bakım silindirleri (Man Holes) meydana gelmiştir.

## 10. CİVATA VE SOMUN ANALİZİ

### 10.1. Cıvata somun bağlantısı ve seçimi

Türbin göbeği üzerinde bağlantı flanşı ile kanat yatakları arasında bulunan bağlantıların analiz işlemi yapılmıştır. Göbek üzerinde bulunan flanşların ve somun cıvata bağlantılarının mühendislik hesaplamaları ve seçimi yapılmıştır. Yatak bağlantısında 36 x M26 kullanılmış ve her cıvata iki somun ile sıkılarak toplam bir yatak bağlantısında 72 adet somun kullanılmıştır. Şekil 10.1’de kullanılan somun cıvata bağlantısı gösterilmiştir. Bağlantı elemanlarının seçiminde örnek türbin bağlantıları göz önünde bulundurulmuştur. Bağlantı elemanlarının tasarım stratejisi olarak dökme demir parça ile yataklar arasındaki sürtünme kuvvetleri hesaplanmıştır. Somun cıvata bağlantılarının malzemesi AISI 4135 kalitesinde malzeme kullanılmıştır. Cıvata kalitesi ise 12.9 kalitesindeki dayanma mukavemeti değerleri göz önüne alınarak sonuçlar değerlendirilmiştir.



Şekil 10.1. Cıvata somun bağlantısı

### 10.1.1. Bağlantı Elemanı Kuvvet Hesapları

Bağlantı elemanlarının kuvvet hesaplama yöntemleri yerçekimi yüklerinden ve yataklar üzerine etki eden kuvvet ve moment yükleri ile sürtünme kuvvetinin etkisi hesaplanarak seçilmiştir. Yataklar üzerine etki eden yükler Bölüm 6’de detaylı olarak anlatılmıştır. Yüzeyler arasında sürtünme kuvvetini hesaplamak için ilk olarak normal yükler hesaplanmalı ki bu normal yükler yatağın üzerinde oluşan yüklerdir. 36 cıvata yatak üzerine gelen yükleri taşıyacak şekilde seçilmiştir. Cıvataların seçimi yapılmasında Denklem (10,1) sürtünme kuvveti de gösterilen formül kullanılmıştır.

$$F_f = \mu \times F_{\text{cıvata}} \quad (10.1)$$

Denklem (10.1)’de gösterilen  $F_{\text{cıvata}}$  cıvatanın ön gerilmesidir [33].

$$F_{\text{cıvata}} = 0,7 \times S_p \times A_t \quad (10.2)$$

Burada  $F_i$  bir cıvatanın ön gerilmesi  $S_p$  12.9 kalitesinde seçilen malzemenin dayanma mukavemetidir. Ancak bu dayanma mukavemeti akma mukavemeti ile aynı değildir. Başta kullanılan 0,7 yapının güvenlik faktörünü hesaplayan mühendislere bağlıdır. Burada yapılan hesaplamalar M 26 cıvata bağlantısına göre yapılmıştır.

$F_{\text{cıvata}} = 0,7 \times 459,41 \times 970$  Buradan 311939 N cıvatanın ön gerilmesi hesaplanmıştır.

$$A_t = \frac{\pi}{4} \times d_0^2 \quad (10.3)$$

$$d_0 = (d_2 + d_3)/2 \quad (10.4)$$

Burada  $d_3$  ve  $d_2$  cıvatanın dış dibi ve dış üstü çaplarının ifade etmektedir.  $d_2$  ve  $d_3$  parametreleri M26 cıvatalar için yani 23,32 ile 24,55 olarak alınmıştır [33].  $A_t$  kesit alanı tablodan alınan değerler yerine konulduktan sonra 459,41 mm<sup>2</sup> olarak hesaplanmıştır. M26 cıvatanın ön gerilmesi değerler yerine konulduktan sonra 311939 N olarak hesaplanmıştır. Bir kanat kök kısmında kullanılan yatakların cıvatalıma işleminde 36 adet cıvata bağlantısı ve 72 adet somun bağlantısı kullanılacak ve cıvatalar üzerinde oluşan toplam ön gerilme  $F_t = 36 \times 311939 = 11229804$  N olarak hesaplanmıştır. Buradan sürtünme kuvvetinin Denklem

(10.1)'de yerine koyarak hesaplanırsa 3368941 N olarak elde edilir. Elde edilen 337 k N değeri göbeğin bir kanat bağlantısında oluşan sürtünme kuvvetidir. Aynı hesaplamalar diğer 2 kanat bağlantısı içinde yapılarak hesaplanmıştır. Gerekli hesaplamalar yapıldıktan sonra cıvataları sıkamak için gerekli olan ön sıkıştırma işlemi Denklem (10.5)'den hesaplanmıştır.

$$P_i = T/(K \times D) \quad (10.5)$$

Burada K sıkma faktörüdür ve 0,09 ile 0,3 değerleri arasında cıvatanın kaplama durumuna göre tasarım mühendisi tarafından şekilerek hesaplamalara dahil edilir. Denklem (10.5)'de değerler yerine konularak gerekli hesaplamalar yapıldığında cıvatanın sıkılması için gerekli olan ön sıkma momenti yaklaşık olarak 920 N.m olarak hesaplanmıştır. Cıvataları üzerinde oluşan gerilmeler gerçekte Ansys sonlu elemanlar yazılımında elde edilecektir. 12.9 kalitesinde kullanılan cıvatanın mekanik özellikleri Tablo 10.1'de gösterilmiştir.

Tablo 10.1. Cıvata kalitelerine göre mekanik özellikler

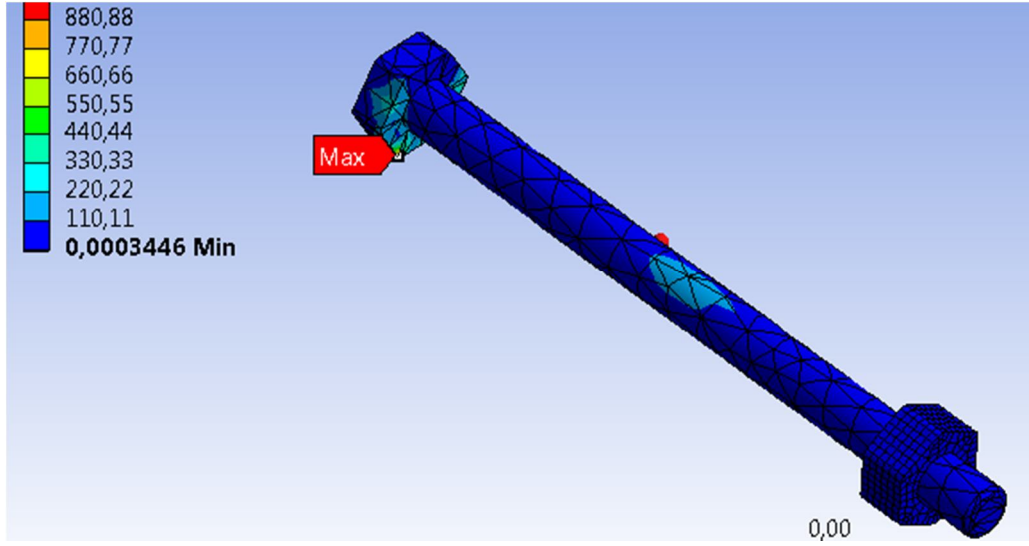
| <b>Cıvata Kalitesi</b> | <b>Dayanma Mukavemeti (MPa)</b> | <b>Minimum Çekme Mukavemeti (MPa)</b> | <b>Minimum Akma Mukavemeti (MPa)</b> |
|------------------------|---------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------|
| 8.8                    | 600                             | 830                                   | 660                                  |
| 9.8                    | 650                             | 900                                   | 720                                  |
| 10.9                   | 830                             | 1040                                  | 940                                  |
| 12.9                   | 970                             | 1220                                  | 1100                                 |

Hesaplanan rüzgar koşullarında ve cıvataların ön gerilme durumları Ansys sonlu elemanlar yazılımında modellenerek cıvatalar üzerinde oluşan gerilme sonuçları değerlendirilmiştir. Çıkan gerilme sonuçlarına göre cıvatanın üzerinde oluşan Statik gerilme (von-Mises) gerilmesi yaklaşık olarak 920 MPa olarak elde edilmiştir. Çıkan gerilme sonuçları değerlendirildiğinde cıvata kalitesinin 12.9 olarak seçilmesine karar verilmiştir. Tablo 10.1'de görüldüğü gibi cıvataların alma mukavemeti açısından statik emniyet faktörü en yakın olan 12.9 kalitesindeki yani akma

mukavemeti 1100 MPa dır. Buradan cıvatanın statik emniyet faktörü Denklem (10.6) dan yaklaşık 1,2 olarak elde edilmiştir.

$$n(\text{statik}) = \frac{\sigma(\text{akma})}{\sigma(\text{max})} \quad (10.6)$$

Şekil 10.2’de analiz sonuçunda cıvata rerinde oluşan statik gerilmeler gösterilmiştir.



Şekil 10.2. Analiz sonrası cıvata üzerinde oluşan statik gerilme

## 11. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan tasarım sonuçunda ve farklı et kalınlıklarında rotor göbeği sonlu elemanlar analizi Ansys Workbench yazılımı kullanılarak statik eşdeğer gerilme, yorulma emniyet faktörü, yorulma eşdeğer gerilme ve malzemenin ömrü üzerinde çeşitli sonuçlar elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar doğrultusunda, rotor göbeğinin gerilme sonuçlarının yanı sıra ağırlığı da göz önünde bulundurularak çalışma sonlandırılmıştır. Tasarım 10 mm ile 200 mm arasındaki et kalınlıklarında rotor göbeğinde yapılan analiz sonuçları Şekil 5.19 - 5.44’da gösterilmiştir. Rotor göbeği et kalınlığı 10 mm ile 80 mm arasında yapılan sonlu elemanlar analizi sonuçlarında rotor göbeğinin transmisyon mili bağlantı bölümünde rotor göbeği malzemesinin dayanma sınırı üzerinde bir eşdeğer gerilme değeri elde edilmiştir. Tablo 5.3’ de belirlenen değişkenler doğrultusunda analizler gerçekleştirilmiştir.

Diğer taraftan aynı göbekte 100 mm ile 200 mm arasında yapılan sonlu elemanlar analizi sonuçunda statik ve yorulma açısında malzemenin güvenli bölgede yani malzemenin eğilmede yorulma dayanım sınırı olan 146 MPa değeri­nin altındaki bölgede kaldığı görülmüştür. Ancak malzemenin yorulma sınırları içerisinde kalması yanında rotor göbeğinin ağırlığının da oldukça fazla olduğu görülmüştür. Bunun yanında maksimum eşdeğer gerilmeler rotor mili transmisyon bağlantısında meydana gelmesinden dolayı bu tasarımın elde edilen sonuçlar değerlendirilerek güvenli olmadığı görülmüştür. Yeni yapılacak tasarım çalışmalarında malzemenin ağırlığının yanı sıra yorulma ve statik gerilmelerinde istenilen değerde çıkmasına dikkat edilecek olup yeni yapılacak olan tasarımda Şekil optimizasyonu (Shape Optimizasyon) yapılmış olup, bunun sonuçunda ortaya çıkan kısımlarda ağırlık azaltılması malzemenin yorulma sınırı içerisinde kalmasına dikkat edilerek gerçekleştirilmiştir. İlk tasarım çalışması sonuçunda elde edilen et kalınlıklarına göre ağırlık, yorulma eşdeğer gerilmesi, yorulma emniyet faktörü ve statik (von Mises) gerilmeleri Tablo 5.4’de ve çıkan maksimum ve minimum değeri­ler grafiği Şekil 5.45 - 5.48’de gösterilmiştir.

Son tasarım çalışmasında rotor göbeğinin analizleri yapılmıştır. Yapılan analiz sonuçları IEC 64100-1 standartlarına göre statik eşdeğer gerilme, yorulma ömrü, yorulma eşdeğer gerilmesi, yorulma emniyet faktörü bu standartta göre değerlendirilmiştir. Çıkan sonuçlar itibariyle yorulma kullanılan göbek malzemesinin EN GJS 400 18 LT dayanma sınırı olarak eğilme yorulmasındaki 146 MPa değeri göz önünde bulundurulmuştur. Sonuçlar değerlendirildiğinde 10 ile 80 mm et kalınlıklarında malzemenin hem statik bakımdan malzemenin akma değeri olan 240 Mpa ve yorulmada  $10^7$  çevrime karşılık gelen 146 Mpa değerinin çok fazla üzerine çıktığı görülmüştür. 100 ile 200 mm et kalınlıklarında ise malzemenin statik ve yorulma limiti olan sınırlar içerisinde kaldığı gözlemlenmiştir. IEC 64100 standartlarına göre 500 kW rüzgar türbini rotor göbeğinin ortalama olarak 100 ile 200 mm et kalınlıklarında üretilmesin önerilmektedir. Bu bilgi doğrultusunda ve statik, yorulma sonuçları bakımından 200 mm et kalınlığının kanat kökünde hesaplanan kuvvet ve moment değerlerine yorulma açısından karşılabileceği görülmüştür. Ansys Workbench sonlu elemanlar yazılımında statik analiz için kullanılan teori Von Mises, yorulma analizinde kullanılan teori ise maksimum kayma teorisi olan Tresca kriteridir. Yorulma analizi çalışmasında yorulma mukavemet faktörü ( $k_f$ ) sünek dökümler için 0,8 değeri kullanılarak uygulanmıştır. Tablo 6.8’de rotor göbeği et kalınlığına göre elde edilen statik gerilmeler, yorulma gerilmeleri ve yorulma güvenlik faktörü gösterilmiştir. 200 mm et kalınlığında yorulma eşdeğer gerilmesi 106 MPa, statik eşdeğer gerilme 84 MPa, yorulma emniyet katsayısı 1,4 ve statik emniyet faktörü 2.86 olarak elde edilmiştir.

Tablo 5.7’de elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde EN GJS 400 18 LT malzemenin statik akma değeri olan 240 MPa altında kalması ve yorulma dayanma limitinin altında olmasından dolayı ve göbek ağırlığının istenen değerlerde olmasını nedeniyle özellikle maksimum statik gerilme ve metal yorulmasının rotor transmisyon bağlantısında oluşmaması sebebiyle oluşturulan son tasarım çalışmasının üretimde kullanılması kararlaştırılmıştır. Şekil 6.84 de maksimum gerilmelerin göbek bakım deliklerinde meydana geldiği görülmektedir.

Rotor göbeğinin yorulma analizi tamamlandıktan sonra kanat yunuslama mekanizmasının seçimi üzerinde çalışılmıştır. Yunuslama yatağı olarak bilinen (Slewing Bearing) Şekil 6.8 de gösterildiği gibi tasarlanmış ve Şekil 6.9 - 6.10’ da

gösterilen teknik resimlerdeki gibi kanat ile bağlantı şekli üzerinde çalışmalar ve sonuç olarak Şekil 6.9'de gösterildiği gibi bağlanmasına karar verilmiştir. Yatak üzerine gelen radyal, aksenal kuvvet ve eğilme momenti değerlerine göre hesaplanan 1882 k.Nm eğilme momenti Şekil 6.7'den 1 numara ile gösterilen yatak seçilmiştir. Radyal, aksenal kuvvetler ve eğilme momenti Tablo 6.1'deki değerlere göre yatağın statik analiz sonuçları Şekil 6.14'de gösterilmiştir.

500 kW rüzgar türbinin yunuslama mekanizması tasarımında kullanılan motor ve kontrol sistemleri elektronik olarak tasarlanmıştır. Şekil 6.2'da yapılan tasarım gösterilmiştir.

Yunuslama (Pitch) kontrol sisteminin bazı ana bileşenlerinin tasarımı için gereksinimler ele alınmıştır. Tasarım için üzerinde durulması gereken önemli noktalar ve bazı hesaplamalardan bahsedilmiştir. Şekil 7.5'de gösterilen grafik üzerinden bazı değerler alınmış ve servo motor seçimi için yapılması gerekli olan hesaplamalar da grafikten alınana değerler doğrultusunda yapılmıştır. Hesaplamaların tamamlanmasıyla servo motor gücünün ne kadar olması konusunda ve servo motor dişli kutusunun kaç kademedan üretileceği Tablo 7.1'de hesaplanan değerler doğrultusunda seçilmiştir. Yunuslama yatağının göbek flanşları ile bağlantısı yapılabilmesi için kullanılan somun cıvata sisteminin sonlu elemanlar analizi ve sistemde kullanılacak cıvata kalitesi belirlenmiştir. Bu doğrultuda cıvata üzerine gelen ön gerilmeler ve ön sıkma momenti hesaplanmıştır. Çıkan gerilme sonuçları ile cıvatanın kullanılacak olan cıvata kalitesine göre statik güvenlik faktörü belirlenmiştir. Bu durumda her bağlantı 36x M22 cıvata bağlantısı ve her cıvata 2 adet somun ile sıkılacak şekilde bir kanar bağlantısında 72 adet cıvata kullanılacaktır. Cıvatanın statik emniyet faktörü 1.2, statik eşdeğer gerilme değeri 920 MPa olarak elde edilmiştir. Statik eşdeğer gerilme değeri göz önünde bulundurularak Tablo 10.1'den 12.9 kalitesinde akma mukavemeti 1100 MPa olan cıvata kalitesi seçilmiştir.

### **11.1.Öneriler**

Yapılan çalışmada farklı kalınlıklarda küresel göbek geometrisi incelenmiştir. İnceleme 500 kW'lık rüzgâr türbinlerinde kullanılan türbin göbeklerinin kalınlıklar ve gerilme sonuçları üzerinde durulmuştur. Göbek malzemesi olarak sünek dökme demir sınıfında yer alan EN-GJS-400-18-LT malzeme kullanılmıştır. Bu nedenle

malzemenin yoğunluğunun fazla olması nedeniyle bu sınıf içerisinde kullanılan türbinlerin göbek tasarımlarında kompozit malzemelerden yapılabileceği önerilmektedir. Küresel rotor göbeğinin sonlu elemanlar analizleri Ansys, Comsol, Samcef yazılımları kullanılarak yapılmıştır. Yapılan analizlerin gerçekliliği ölçmek için farklı yazılımlar kullanılmıştır. Samcef Wind Turbine yazılımının yalnızca oluşturulan sistemin transient modal analizlerinin yapılabilirliği açısından ve yalnızca bu tür sistemlerin sonlu elemanlar analizlerinin yapılabilmesi için kullanılması son derece gerçekçi sonuçlar verdiği için yazılımın kullanılması önerilmektedir. Rotor göbeğinin kanat bağlantısının yapılacağı flanş bağlantılarının ve flanş ile küresel göbek arasında bulunan radyüs çaplarının çok iyi çalışarak ve farklı iterasyonlar değerlendirilerek belirlenmesi önerilmektedir. Rotor göbeğinin üretimi çalışmanın diğer önemli bir boyutudur. Yapılan hesaplamaların doğruluğu ne kadar gerçekçi ve önemli ise göbeğin üretimi de o derece önemlidir. Göbeğin rüzgar durumlarında en fazla yorulmaya maruz kalan parçaların basında bulunması nedeniyle malzemenin dökümü sırasında göbeğin yorulmasına sebep olabilecek iç boşluklardan veya mikron büyüklüğündeki çentiklerden kaçınılması son derece önemlidir. Bu sebeptendir ki üretim sonrasında rotor göbeğinin çeşitli tahribatsız muayene tekniklerinin uygulanması önerilmektedir. Döküm hatalarının görülebilmesi için kullanılan SolidCast yazılımının kullanılması boşluk olup oluşmadığını görmek için önerilmektedir. Göbeğin yapılan analizler sonucunda gerilmelerin fazla çıktığı bölgelerde mukavemet artırmak için göbek üzerinde yapısal değişiklikler oluşturulmalıdır.

Ağ yapılandırma (mesh) işlemi Workbench'te çeşitli ayarlar kullanılarak yapılmıştır. Ancak, sadece mesh oluşturma amaçlı profesyonel yazılımlardan biri kullanılarak hazırlanacak modelin sonlu elemanlar analizlerinde dahil edilmesi sonucunda ağırlığın daha da azaltılabilmesi mümkün olabilecektir. Ayrıca, gerilmenin yüksek olduğu bölgelerde mesh özelliklerinin hassaslaştırılması gerilme yığılmalarını azaltarak analiz sonucunun daha da gerçekçi olmasına katkı sağlayacak ve bu sayede ağırlık daha da azaltılabilecektir.

Türbin tekrarlı değişken yük altında çalıştığı için göbeğin yapısal tasarımı yorulma analizine göre yapılmıştır. Zorlanma türü olarak tam değişken zorlanma seçilmiş, yorulma dayanım faktörü,  $k_f=0,8$  alınarak boyut ve yüzey faktörlerinin etkisi analize

katılmamıştır. Bu durumlar göz önünde bulundurularak rüzgar türbini göbek tasarımı üzerinde pek fazla çalışma bulunmamasından dolayı standartlardan dökme demirlerin mukavemet azaltma faktörü olarak bilinen  $k_f$  değerinin sıcaklı, yüzey, boyut ve benzeri faktörlerinin de detaylı şekilde araştırılarak hesaplamalara dahil edilmesi önerilmektedir. Bunlarla ilgili olarak yapılacak çalışmalar daha gerçekçi sonuç alınmasına katkı sağlayacaktır.

Göbeğin ağırlığının istenilen değerlerde çıkması için optimizasyon çalışmalarının yapılması ve çıkartılacak bölgeler sonrasında yeniden analizlerin uygulanması önerilmektedir. Yunuslama yatağının seçimi yunuslama motorlarının tasarımları çok dikkatli bir şekilde yapılmalı ve Samcef yazılımı kullanılmalıdır.

## KAYNAKLAR

- [1] Hansen M., *Aerodynamics of Wind Turbines*, 2 th ed., Elsevier, London, 2008.
- [2] Durak M., Yıl Sonu İtibarı ile Dünya’da ve Ülkemizde Rüzgar Elektrik Santral (RES) Projelerinin Son Durumu, *Rüzgar kongresi*, İstanbul, Türkiye, 24-25 Temmuz 2010.
- [3] Altuntaşoğlu Z., Yerli Rüzgar Enerji Teknoloji Üretimi Destek Politikaları İstihdam Olanakları ve Türkiye’deki Durumu, *Mühendis ve Makine Dergisi*, 1999, **594**, 21-24.
- [4] [http://www.ecoenerji.net/haber\\_detay.asp?haberID=16](http://www.ecoenerji.net/haber_detay.asp?haberID=16)  
(Ziyaret tarihi: 14 Aralık 2012).
- [5] Malkoç Y., Rüzgar Enerjisi Kaynaklarımız, *Yeni Enerji dergisi*, 2008, **2**, 18-21.
- [6] [http://www.freefoto.com/images/39/12/39\\_12\\_54---Lowestoft-Wind-Turbine\\_web.jpg?&k=Lowestoft+Wind+Turbine](http://www.freefoto.com/images/39/12/39_12_54---Lowestoft-Wind-Turbine_web.jpg?&k=Lowestoft+Wind+Turbine),  
(Ziyaret tarihi: 14 Aralık 2012).
- [7] Wagner S., Bareiß R., Guidati G., *Wind Turbine Noise*, 4th ed., Asme Press, New York, 1996.
- [8] [http://www.calibertech.net/images/Analysis\\_projects/fatigue.png](http://www.calibertech.net/images/Analysis_projects/fatigue.png),  
(Ziyaret Tarihi: 15 Aralık 2012).
- [9] Johnson L. G., *Wind Energy Systems*, 1 th ed., Springer, London, 2001.
- [10] Burton T., Sharpe D., Jenkins N., Bossanyi E., *Wind Energy Handbook*, 2th ed., Wiley, New York, 2001.
- [11] Açık O., Rüzgar türbini kulesinde yapısal titreşim analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2010, 256488.
- [12] [http://www.kocschool.k12.tr/projeler/ruzgar/index\\_files/Page1083.htm](http://www.kocschool.k12.tr/projeler/ruzgar/index_files/Page1083.htm)  
(Ziyaret tarihi: 24 Aralık 2012).
- [13] Hau E., *Wind Turbines*, 3th ed., Sprenger , Berlin, 2006.
- [14] Stiesdal H., *Wind Turbine Components and Operation*, 1th ed., Wiley , New York, 1999.

- [15] <http://www.ntnu.no/videre/konferanse/FatigueDefects2011/gallery.html>  
(Ziyaret tarihi: 24 Aralık 2012).
- [16] <http://www.machsources.com/suppliers/Xzxinda5/products/26534.html>  
(Ziyaret tarihi: 24 Aralık 2012).
- [17] <http://xinda-bearing.en.made-in-china.com/offer/EoIQWkRUvIcH/Sell-Three-Row-Roller-Slewing-Bearing.html>  
(Ziyaret tarihi: 24 Aralık 2012).
- [18] Saatçi E., Tahralı N., Birikimli hasar teorileri ve yorulma çatlağına göre ömür değerlendirmeleri, *Havacılık ve uzay teknolojileri*, 2003, **1**, 33-39.
- [19] Yaşar M., Dizel otomobil pompa milinin yorulma kırılması analizi, *Proceedings of 8th International Fracture*, İstanbul, Türkiye, 15-16 Haziran 2007.
- [20] Korkmaz S., Methodology predict fatigue life of cast iron uniform material law for cast iron, *journal of iron and steel research*, 2010, **15**, 42-45.
- [21] Roylance D., Fatigue analysis of wind turbine hub , *Department of Materials Science and Engineering* , Cambridge, London, 12-13 Mart 2001.
- [22] Norman E. Dowling., Mean Stress Effects in Stress-Life and Strain-Life Fatigue, *Society of Automotive Engineers*, 2004, **25**, 54-65.
- [23] [http://www.wermac.org/flanges/flanges\\_general\\_part1.html](http://www.wermac.org/flanges/flanges_general_part1.html)  
(Ziyaret tarihi: 24 Aralık 2012).
- [24] [http://www.calibertech.net/images/Analysis\\_projects/fatigue.png](http://www.calibertech.net/images/Analysis_projects/fatigue.png),  
(Ziyaret tarihi: 24 Aralık 2012).
- [25] [http://www.claasguss.de/html\\_e/pdf/THB12\\_engl.pdf](http://www.claasguss.de/html_e/pdf/THB12_engl.pdf),  
(Ziyaret tarihi: 24 Aralık 2012).
- [26] Shirani M., Harkegard G., Fatigue life distribution and size effect in ductile cast iron for wind turbine components, *Engineering Failure Analysis*, 2010, **127**, 1350-1358.
- [27] Burton T., Sharpe D., Jenkins N., Bossanyi E., *Wind Energy Handbook*, 2th ed., Wiley, New York, 2001.
- [28] Malcolm J., Hansen A.C., Rotor Design Study, US Department of Energy, 2006, **NREL/SR-500**, 324-358.
- [29] [http://suntreebearing.com/Slewing\\_Bearings2.htm](http://suntreebearing.com/Slewing_Bearings2.htm)  
(Ziyaret tarihi: 24 Aralık 2012).

- [30] [http://www.freefoto.com/images/39/12/39\\_12\\_54---Lowestoft-Wind-Turbine\\_web.jpg?&k=Lowestoft+Wind+Turbine](http://www.freefoto.com/images/39/12/39_12_54---Lowestoft-Wind-Turbine_web.jpg?&k=Lowestoft+Wind+Turbine),  
(Ziyaret tarihi: 10 Aralık 2010).
- [31] Özdemir A., Rüzgar Türbini Pervane Kanadının Titreşim Analizi, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 2010, 457414.
- [32] Richard G., *Mechanical Engineering Design*, 9 th ed., Mc Grew Hill, United States, 2011.
- [33] Norton R., *Mechanical Engineering Design*, 5 th ed., Mc Grew Hill, United States, 2010.

## **ÖZGEÇMİŞ**

1985 yılında Kütahya’da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Kütahya’da tamamladı. 2008 yılında Marmara Üniversitesi Makine Eğitimi Bölümünden mezun oldu. 2011 yılından itibaren Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Proje Asistanı olarak görev yapmaktadır.