

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

(DOKTORA TEZİ)

**ŞEKİL HAFIZALI ALAŞIMLAR KULLANARAK
SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE DEĞİŞKEN
DEVİRLİ RÜZGAR TÜRBİNİ MODELLEMESİ**

Cem EMEKSİZ

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mümin KÜÇÜK

İkinci Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Numan Sabit ÇETİN

Güneş Enerjisi Anabilim Dalı

Bilim Dalı Kodu: 625.05.01

Sunuş Tarihi : 15.01.2014

Bornova-İZMİR

2014

Cem EMEKSİZ tarafından Doktora tezi olarak sunulan “Şekil Hafızalı Alaşımlar Kullanarak Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Değişken Devirli Rüzgar Türbini Modellemesi” başlıklı bu çalışma E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi’nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 15.01.2014 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

İmza

Jüri Başkanı	: Doç. Dr. Mümin KÜÇÜK
Raportör Üye	: Yrd. Doç. Dr. Numan Sabit ÇETİN
Üye	: Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU
Üye	: Yrd. Doç. Dr. Ahmet ERYAŞAR
Üye	: Yrd. Doç.Dr. M. Necdet YILDIZ

ÖZET**ŞEKİL HAFIZALI ALAŞIMLAR KULLANARAK SONLU
ELEMENLAR YÖNTEMİ İLE DEĞİŞKEN DEVİRLİ RÜZGAR
TÜRBİNİ MODELLEMESİ**

EMEKSİZ, Cem

Doktora Tezi, Güneş Enerjisi Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mümin KÜÇÜK

İkinci Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Numan Sabit ÇETİN

Ocak 2014, 179 sayfa

Yüksek rüzgar hızlarında kanat ve rotor dayanımı önemlidir. Önlem alınmaması durumunda, yüksek rüzgar hızlarında türbin kulesinde ve özellikle kanatlarda mukavemet problemleri ortaya çıkmakta, sonuç olarak türbin elemanlarının deformasyonu ve hatta kırılması söz konusu olabilmektedir.

Bu çalışmada; rüzgar enerjisi çevrim sistemlerinde yer alan kanatların bağlantı noktalarında ve rotorda kullanılan klasik malzemeler yerine, şekil hafızalı alaşımlar kullanarak kanat ve türbin modellemesinin yapılması, benzer güçteki sistemlere göre daha sağlam yapılı olması durumunda, sağlanacak faydaların bundan sonraki çalışmalara yol gösterici olması amaçlanmıştır.

Modellemesi gerçekleştirilen AIR-X 400W rüzgar türbini ve HF4.0 rüzgar türbininin yapılan yapısal analizleri ve bilgisayar simülasyonlarında; şekil hafızalı alaşımlardan Ni-Ti'un çeliğe göre daha sağlam ve uzun ömürlü olduğu sonucuna varılmıştır.

Anahtar sözcükler: Yenilenebilir Enerji, Rüzgar Türbini, Yapısal Analizler, Şekil Hafızalı Alaşımlar, Rüzgar Türbini Kanatlarının Modellenmesi

ABSTRACT**VARIABLE ROTATION WIND TURBINE MODELING WITH
FINITE ELEMENTS METHOD BY USING SHAPE MEMORY
ALLOYS**

EMEKSİZ, Cem

Ph.D. Thesis, Department of Solar Energy

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Mümin KÜÇÜK

Co-Supervisor: Assist. Prof. Dr. Numan Sabit ÇETİN

January 2014, 179 pages

Resistance of blade and rotor is important for high wind speeds. If measures are not taken tensile, strength problems would be on turbine tower and especially blades in the high wind speeds. As a result, deformation and even breakage of the turbine elements can involve. The load that is forced tower is the force of the wind that acting on the tower and especially blade. The normal and tangential components of inertial forces that caused by the wind force and the rotation of blades affects the blades. These forces create bending stresses and normal stresses in the tower and the blades. If these stresses exceed the safe limit of used material can cause breakage.

In this study, using shape memory alloys instead of the classical materials that are used on the blade root connection and rotor in the wind-loop systems modeling turbine and blade, the benefits from the case of on the similar power system to work more solid building, it is important to guide further research.

Ni-Ti of shape memory alloys has shown better results that has long life and strong than steel on structural analysis and computer simulations for AIRX-400W and HF4.0 wind turbines that modelled.

Keywords: Renewable Energy, Wind Turbine, Structural Analysis, Shape Memory Alloys, Modeling of Wind Turbine Blades

TEŞEKKÜR

Bu çalışma süresince yakın ilgisini esirgemeyen, bilimsel çalışmanın yöntem ve ilkelerini öğreten, değerli danışman hocalarım, Doç. Dr. Mümin KÜÇÜK'e ve Yrd. Doç. Dr. Numan Sabit ÇETİN'e en içten saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, bu süreç içerisinde kıymetli görüşlerinden yararlandığım ve bana olan güveninden dolayı değerli hocam Doç. Dr. Uğur KÖLEMEN'e, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü yönetici ve çalışanlarına, doktora eğitimim süresince bilgi ve desteklerini esirgemeyen değerli hocalarım, Yrd. Doç. Dr. Ahmet ERYAŞAR ve Yrd. Doç. Dr. M. Necdet YILDIZ'a teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak, hayatımın tüm aşamalarında destek ve yardımlarını hissettiğim hayat arkadaşım Arzu EMEKSİZ'e, biricik evlatlarım Ferruh ve Efe'ye, canım annem, abim ve ablama da şükranlarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	v
ABSTRACT	vii
TEŞEKKÜR	ix
İÇİNDEKİLER	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiv
ÇİZELGELER DİZİNİ	xxvii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xxviii
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	8
3. YENİLENEBİLİR ENERJİ KAYNAKLARI	16
3.1 Güneş Enerjisi	17
3.2 Rüzgar Enerjisi	21
3.3 Jeotermal Enerji	24
3.4 Hidrolik Enerji	27
3.5 Biyokütle Enerjisi	28
3.6 Dalga Enerjisi	30
4. RÜZGAR ENERJİSİ İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR	32
4.1 Gradyan Kuvveti	33
4.2 Coriolis Kuvveti	34
4.3 Merkezkaç Kuvveti	34
4.4 Sürtünme Kuvveti	34
4.5 Rüzgar Türleri	35
4.6 Rüzgar Gücü	36
4.7 Kanat Hız Oranı	40

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

4.8	Yüksekliğe Bağlı Rüzgar Hızı Değişimi.....	40
5.	RÜZGAR TÜRBİNLERİ	42
5.1	Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri	42
5.2	Dikey Eksenli Rüzgar Türbinleri	45
5.3	Eğik Eksenli Rüzgar Türbinleri	48
5.4	Rotor Hızlarına Göre Rüzgar Türbinleri	49
5.5	Güç Kontrol Sistemine Göre Rüzgar Türbinleri	50
5.6	Kullanım Yerlerine Göre Rüzgar Türbinleri.....	50
5.7	Rüzgar Türbini Bileşenleri.....	51
5.7.1	Motor yuvası (Nasel).....	53
5.7.2	Kanatlar	53
5.7.3	Kanatların bağlantı noktası.....	53
5.7.4	Düşük hız mili	54
5.7.5	Dişli kutusu.....	54
5.7.6	Mekanik frenli yüksek hız mili	54
5.7.7	Elektrik jeneratörü	55
5.7.8	Rota mekanizması	55
5.7.9	Elektronik kontrol ünitesi	56
5.7.10	Hidrolik sistem	56
5.7.11	Soğutma ünitesi	56
5.7.12	Kule	57
5.7.13	Anemometre	57
5.8	Rüzgar Türbinlerinde Kullanılan Kuleler	58
5.8.1	Kafes yapılı kuleler	59

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

5.8.2	Betonarme kuleler	60
5.8.3	Tübüler çelik kuleler	61
5.8.4	Gergili çelik kuleler	61
6.	RÜZGAR TÜRBİNİ YAPILARINDA KULLANILAN MALZEMELER...	62
7.	ŞEKİL HAFIZALI ALAŞIMLAR	66
7.1	Şekil Hafızalı Alaşımların Süperelastik Özelliği	68
7.2	Şekil Hafızalı Alaşımlar Ve Mekaniksel Özellikleri	70
7.2.1	Ni-Ti esaslı şekil hafızalı alaşımlar	71
7.2.2	Cu esaslı şekil hafızalı alaşımlar	75
8.	RÜZGAR TÜRBİNLERİNİN MODELLENMESİ VE YAPISAL ANALİZLERİ	77
8.1	Türbin Kanatlarının Yapısal Analizleri	82
8.1.1	400W'lık rüzgar türbininin kanat analizi	82
8.1.2	2kW'lık rüzgar türbininin kanat analizi	93
8.2	Türbinlerin Yapısal Analizleri	102
8.2.1	400W'lık rüzgar türbininin yapısal analizi	102
8.2.2	HF4.0 2kW'lık rüzgar türbininin yapısal analizi	128
9.	GENEL SONUÇLAR VE TARTIŞMA	155
	KAYNAKLAR DİZİNİ	159
	ÖZGEÇMİŞ	174
	EKLER	

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 Türkiye'nin genel enerji dengesi	2
3.1 Güneşten gelen ışıınım dağılımı	18
3.2 Fotovoltaik hücre çalışma prensibi.....	20
3.3 Rüzgarın oluşumu.....	22
3.4 Hadley sirkülasyonu	22
3.5 Türkiye rüzgar haritası.....	23
3.6 Türkiye'nin jeotermal kaynaklarının dağılımı ve uygulama haritası....	26
3.7 Hidrolik çevrim.....	27
4.1 Betz kanunu	38
5.1 Yatay eksenli bir rüzgar türbini	43
5.2 Savonius tipi dikey eksenli rüzgar türbini	46
5.3 Darrieus tipi dikey eksenli rüzgar türbini	46
5.4 Rüzgar türbininin temel parçaları	52
5.5 Rüzgar türbini dişli kutusu	54
5.6 Rota mekanizması.....	56
5.7 Farklı güçlerdeki rüzgar türbinlerinin kule uzunlukları	57

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.8 Anemometre	58
5.9 Kafes yapıli kule.....	59
5.10 Betonarme kule	60
5.11 Gergili elik kuleler.....	61
6.1 Rüzgar türbini kanat kesiti	63
6.2 Rüzgar türbini zemin yapısı	64
7.1 Şekil hafızalı alaşımların faz dönüşüm sıcaklıkları ve oluşan histerezis bölgesi.....	67
7.2 Şekil hafıza etkisi	68
7.3 Şekil hafızalı alaşımlarda süperelastik özellik	69
7.4 Süper elastik şekil hafızalı alaşımın hareket mekanizması	70
7.5 Hidrolik boru bağlama bileziğı olarak nitinolun kullanılması	73
7.6 Heykeltraş Olivier Deschamps tarafından yapılan kadın ve bebek figürü	74
8.1 Modelleme için seçilen AIR-X 400W rüzgar türbini a)Yandan görünüşü, b) Önden görünüşü.....	77
8.2 400 W türbin kanadının katı modeli.....	78
8.3 400 W türbin rotor göbeğinin katı modeli.....	79

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
8.4 400 W türbin direğinin katı modeli	79
8.5 2kW türbin kanadının katı modeli	80
8.6 2kW türbin rotor göbeğinin katı modeli	80
8.7 2kW türbin direğinin katı modeli	81
8.8 Kanatın sonlu elemanlar modeli	83
8.9 Total deformasyon (Kanat dönmezken)	84
8.10 Kanatta oluşan total deformasyon (Kanat sapı: Cu-Zn-Al, V=60m/s, Kanat dönmezken).....	84
8.11 Shear stress (Kanat dönmezken).....	85
8.12 Kanatta oluşan maksimum shear stress (Kanat sapı: Çelik, V=60m/s, Kanat dönmezken)	85
8.13 Kayma gerilmesi ve kayma birim uzaması	86
8.14 Alt kısmından sabitlenen malzemeye kayma gerilmesinin uygulanması	87
8.15 Equivalent (von-Mises) stress (Kanat dönmezken)	87
8.16 Kanatta oluşan maksimum equivalent (von-Mises) stress (Kanat sapı: Çelik, V=60m/s, Kanat dönmezken)	88
8.17 400W-2kW Rüzgar türbinlerinin rotor açısal hızları.....	88
8.18 Total deformasyon (Kanat dönerken).....	89

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
8.19 Kanatta oluşan total deformasyon (Kanat sapı: Ni-Ti, V=60m/s, Kanat dönerken)	89
8.20 Shear Stress (Kanat dönerken)	90
8.21 Kanatta oluşan maksimum shear stress (Kanat sapı: Ni-Ti, V=60m/s, Kanat dönerken).....	90
8.22 Equivalent (von-Mises) stress (Kanat dönerken)	91
8.23 Kanatta oluşan maksimum equivalent (von-Mises) stress (Kanat sapı: Ni-Ti, V=60m/s, Kanat dönerken).....	91
8.24 Kanatta oluşan maksimum equivalent (von-Mises) stress (Kanat sapı: Çelik, V=45m/s, Kanat dönerken)	92
8.25 Kanatta oluşan maksimum strain energy (Kanat sapı: Ni-Ti, V=60m/s, Kanat dönerken).....	92
8.26 Strain energy (Kanat dönerken)	92
8.27 2kW'lık kanatın sonlu elemanlar modeli	93
8.28 Total deformasyon (Kanat dönmezken)	94
8.29 Kanatta oluşan total deformasyon (Kanat sapı: Ni-Ti, V=60m/s, Kanat dönmezken).....	94
8.30 Equivalent (von-Mises) stress (Kanat dönmezken)	95
8.31 Kanatta oluşan maksimum equivalent (von-Mises) stress (Kanat sapı: Ni-Ti, V=60m/s, Kanat dönmezken)	95

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
8.32 Shear stress (Kanat dönmezken)	96
8.33 Kanatta oluşan maksimum shear stress (Kanat sapı: Cu-Al-Ni, V=60m/s, Kanat dönmezken)	96
8.34 Strain energy (Kanat dönmezken).....	97
8.35 Kanatta oluşan maksimum strain energy (Kanat sapı: Çelik, V=60m/s, Kanat dönmezken)	97
8.36 Total deformasyon (Kanat dönerken)	98
8.37 Kanatta oluşan total deformasyon (Kanat sapı: Cu-Al-Ni, V=60m/s, Kanat dönerken).....	98
8.38 Equivalent (von-Mises) stress (Kanat dönerken).....	99
8.39 Kanatta oluşan maksimum equivalent (von-Mises) stress (Kanat sapı: Çelik, V=30m/s, Kanat dönerken)	99
8.40 Shear stress (Kanat dönerken).....	100
8.41 Kanatta oluşan maksimum shear stress (Kanat sapı: Ni-Ti, V=60m/s, Kanat dönerken).....	100
8.42 Kanatta oluşan maksimum shear stress (Kanat sapı: Çelik, V=60m/s, Kanat dönerken).....	101
8.43 Strain energy (Kanat dönerken)	101
8.44 Kanatta oluşan maksimum strain energy (Kanat sapı: Çelik, V=60m/s, Kanat dönerken).....	101

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
8.45 a) Modellenen türbinin sağdan görünüşü, b) Modellenen türbinin soldan görünüşü, c) Modellenen türbinin direk bağlantısı ile görünüşü	102
8.46 Türbinin sonlu elemanlar modeli.....	103
8.47 Türbin bileşenlerine etkiyen kuvvetlerin uygulanışı	104
8.48 Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	105
8.49 Türbinde oluşan maksimum total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).....	106
8.50 Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	106
8.51 Türbinde oluşan maksimum equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).....	107
8.52 Türbin direğinde oluşan equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).....	107
8.53 Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	108
8.54 Türbinde oluşan maksimum shear stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).....	108
8.55 Strain energy (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	109

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
8.56 Türbinde oluşan maksimum strain energy (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).....	109
8.57 Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	110
8.58 Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	111
8.59 Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	111
8.60 Strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	112
8.61 Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	113
8.62 Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	113
8.63 Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	114
8.64 Strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	114
8.65 Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	115
8.66 Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	116

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
8.67 Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	116
8.68 Strain energy (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	117
8.69 Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik seçildiğinde 10m/s'lik rüzgar hızında kanata etkiyen merkezkaç kuvvetleri	118
8.70 Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	119
8.71 Kanat dönerken kanatta oluşan maksimum total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	119
8.72 Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti) ...	120
8.73 Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	121
8.74 Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	121
8.75 Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	122
8.76 Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	122

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
8.77 Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	123
8.78 Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	123
8.79 Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	124
8.80 Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	125
8.81 Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	125
8.82 Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	126
8.83 Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	127
8.84 Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti) ..	127
8.85 Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	128
8.86 Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	128
8.87 Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	130

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
8.88 Türbinde oluşan maksimum total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Cu-Al-Ni)	130
8.89 Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	131
8.90 Türbinde oluşan maksimum equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik)	131
8.91 Kanat bağlantı noktalarında oluşan equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik)	132
8.92 Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	133
8.93 Türbinde oluşan maksimum shear stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik)	133
8.94 Strain energy (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	134
8.95 Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	135
8.96 Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	135
8.97 Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	136
8.98 Strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	136

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
8.99 Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	137
8.100 Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	138
8.101 Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	138
8.102 Strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	139
8.103 Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	140
8.104 Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	140
8.105 Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	141
8.106 Strain energy (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	141
8.107 Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	142
8.108 Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	143
8.109 Türbinde oluşan maksimum equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, V=45m/s)	144

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
8.110 Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	144
8.111 Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	145
8.112 Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	146
8.113 Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	146
8.114 Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	147
8.115 Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	147
8.116 Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	148
8.117 Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	149
8.118 Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	149
8.119 Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	150

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
8.120 Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	151
8.121 Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti)	151
8.122 Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	152
8.123 Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al, Ni-Ti).....	152
8.124 400 W'lık türbinin yorulma ömrü (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).....	153
8.125 400 W'lık türbin güvenlik faktörü (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).....	153
8.126 400 W'lık türbinin yorulma ömrü (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Cu-Zn-Al)	154
8.127 400 W'lık türbin güvenlik faktörü (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Cu-Zn-Al)	154

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 Rüzgar türbin sınıfları için rüzgar hızı parametreleri.....	6
3.1 Türkiye'nin aylık ortalama güneş enerjisi potansiyeli ve güneşlenme süresi	19
3.2 Türkiye'nin yıllık toplam güneş enerjisi potansiyeli ve güneşlenme süresinin bölgelere göre dağılımı	19
4.1 Genel olarak rüzgarların sınıflandırılması	35
4.2 Hellmann katsayısının değişimi	41
5.1 Kullanılmakta olan rüzgar türbin tipleri ve bunların kullanım yerleri.....	48
7.1 Nİ-Tİ'un genel fiziksel özellikleri	72
7.2 Cu esaslı şekil hafızalı alaşımların genel fiziksel özellikleri	76
8.1 Seçilen malzemelerin fiziksel özellikleri	81

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
G	Basınç kuvveti (atm).
ρ_h	Hava yoğunluğu (kg / m ³).
ΔP	İzobarlar arası basınç farkı.
h	İzobarlar arası uzunluk (m).
a	Merkezkaç kuvvetin birim kütleye etki eden ivmesi (m/sn ²).
$V,$	Türbine gelen rüzgar hızı (m/s).
V_1	Kanatların önündeki rüzgar hızı (m/s)
V_2	Kanatların arkasındaki rüzgar hızı (m/s)
A	Kanat süpürme alanı (m ²)
E_k	Havanın kinetik enerjisi (Nm)
E_{kt}	Türbinden geçen havanın kinetik enerjisi (Nm)
m	Hareketli havanın kütlesi (kg)
$\dot{m}$	Havanın kütleli debisi (kg/s)
P_r	Rüzgar teorik gücü (W)
P_t	Türbin gücü (W)
C_p	Türbin verimi

ω	Kanat açısai dönme hızı (rad/s)
λ	Kanat hız oranı
μ	Hellmann katsayısı
H	Türbin kule yüksekliğı (m)
H_{ref}	Ölçümlerin yapıldığı yükseklik (m)
V_{ref}	Rüzgar hızı ölçüm değeri (m/s)
S	Rüzgarın türbin kanatlarına yaptığı basınç (kg.m/s ²)
V_r	Rüzgar türbinlerinin kurulması planlanan yükseklikteki rüzgar hızı (m/s)
R	Rüzgarın döner çapı (m).
P	Mutlak basınç (atm)
R	İdeal gaz sabiti (m ³ .atm.K ⁻¹ .mol ⁻¹)
T	Kelvin cinsinden mutlak sıcaklık (°K)
MW	Havanın moleküler ağırlığı (g/mol)
γ	Kayma birim uzaması
τ	Kayma gerilmesi (N/m ²)
F	Kayma kuvveti (N)

A_0	Kuvvet uygulanan kesit alanı (m^2)
F	Merkezkaç kuvveti (N)
m	Kanat ağırlığı (kg)
r	Kanat kütle merkezi uzaklığı (m)
W	Rüzgar yükü (kN)
C_f	Aerodinamik yük katsayısı
q	Dinamik rüzgar basıncı (kN/m^2)
A	Etkilenen yüzay alanı (m^2)

Kısaltmalar

BVI	Blade Vortex Interaction
DMİ	Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü
DPT	Devlet Planlama Teşkilatı
DSİ	Devlet Su İşleri Genel Müdürlüğü
EİE	Elektrik İşleri Etüt İdaresi
EPDK	Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu
ETKB	Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı
GWEC	Global Wind Energy Council
IEA	International Energy Agency

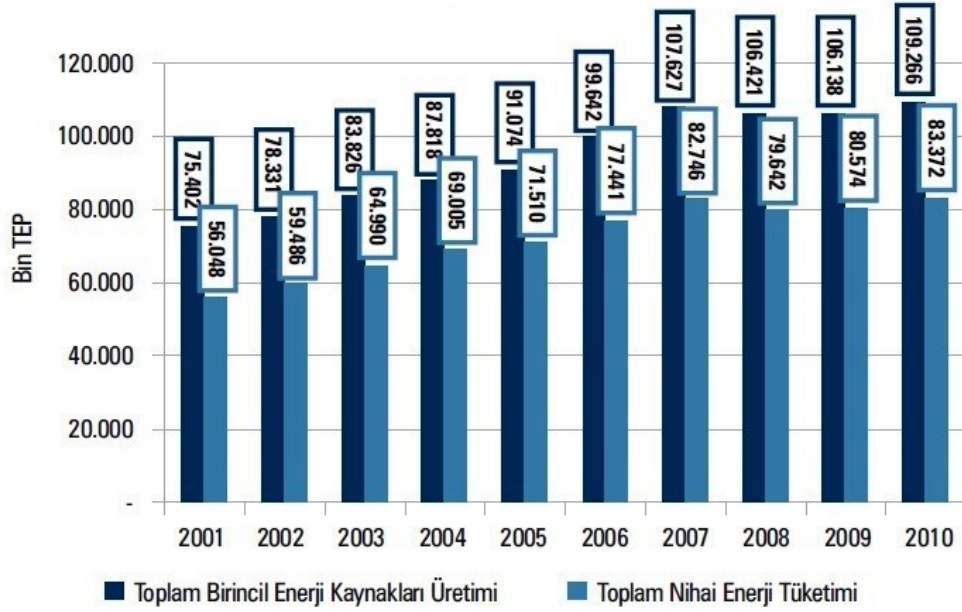
IEEE/IET	Institute of Electrical and Electronical Engineers / Institution of Engineering and Technology
IEL	International Electronic Library
kWh	Kilowatt saat
MTA	Maden Tetkik ve Arama Genel Müdürlüğü
MTEP	Milyon Ton Eşdeğeri Petrol
MW	Megawatt
MWt	Megawatt termal
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
NASA	The National Aeronautics and Space Administration
SE	Sonlu Elemanlar Yöntemi
ŞHA	Şekil Hafızalı Alaşımlar
TÇV	Türkiye Çevre Vakfı
TÜREB	Türkiye Rüzgar Enerjisi Birliği
YEGM	Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü

1. GİRİŞ

Rüzgar enerjisi eski çağlardan günümüze kadar değişik amaçlar için kullanılmasına rağmen, elektrik üretimi amacıyla 1980'li yıllarda ayrı bir önem kazanmıştır. Daha sonraları teknolojiye yaşanan büyük gelişmeler ve rüzgardan elektrik enerjisi üretimi, mevcut enerji kaynakları ile ekonomik ve teknik olarak rekabet edebilir düzeye gelerek ülkelerin enerji üretim planlarında yerini almıştır.

2012 yılında, Avrupa Birliği ülkelerinin öncülüğünde toplam 12.744 MW'lık rüzgar enerjisinin 11,895 MW'ı Avrupa'da kurulmuştur. 2011 yılı itibari ile rüzgar enerjisi tesislerinin % 21'i Almanya, % 16'sı İngiltere, % 11'i İtalya, % 8'i Romanya ve Polonya tarafından yönetiliyordu. Şu anda rüzgar sektörü, Avrupa'da uygulanmakta olan kemer sıkma politikaları ve ekonomik kriz tarafından olumsuz etkilenmiş olmasına rağmen, Avrupa komisyonu ve Global Rüzgar Enerjisi Konseyi (GWEC)'nin ortaya koyduğu senaryolara göre 2050 yılında rüzgar endüstrisinin önde gelen enerji üretim teknolojisi olması beklenmektedir (GWEC, 2013).

Ekonomik büyüme paralelinde, dünyanın en hızlı büyüyen enerji piyasalarından biri haline gelen Türkiye, rekabetçi bir yapıya kavuşma yolunda hızla ilerlemektedir. Bu nedenle dünya ve özellikle Avrupa stratejisi içerisinde Türkiye'nin yeri giderek artmaktadır. Türkiye'de Ocak 2013 itibariyle kurulu gücü 2300 MW'ı aşan rüzgar enerjisi santrali bulunmakta iken Temmuz 2013'te yeni santrallerin işletmeye alınmasıyla kurulu güç 2700 MW'a çıkmıştır. Türkiye'nin 2023 yılı için hedeflenen rüzgar enerjisi kurulu gücü ise 20.000 MW'tır (TÜREB, 2013). Türkiye enerji piyasasının büyüklüğü ve piyasadaki genişleme trendi hem yerli hem de yabancı yatırımcıların ilgisini çekecek boyuttadır. Türkiye'de nihai enerji tüketimi son yıllarda hızlı bir artış eğilimi göstermiş ve 2010 yılı itibari ile 83.4 MTEP olarak (Şekil 1.1) gerçekleşmiştir. 2011 yılında Türkiye'de 229.3 milyar kWh elektrik ve 44.2 milyar metreküp doğalgaz ekonomideki çeşitli aktörler tarafından tüketilmiştir. 2011 yılında Türk rafinerileri tarafından işlenen ham petrol miktarı ise hemen hemen 21 milyon ton seviyesinde gerçekleşmiştir (EPDK, 2012).



Şekil 1.1. Türkiye'nin genel enerji dengesi (EPDK, 2012).

Türkiye, dünya ülkeleri arasında;

- ✓ Birincil enerji tüketiminde 21.
- ✓ Petrol tüketiminde 26.
- ✓ Doğal gaz tüketiminde 20.
- ✓ Kömür tüketiminde 14.
- ✓ Elektrik tüketiminde 20.
- ✓ En fazla kömür rezervine sahip 17.
- ✓ En fazla kömür üreten 13.
- ✓ Elektrik üretiminde 20.
- ✓ Jeotermal enerji kapasitesinde 12.
- ✓ Güneş enerjisi kapasitesinde 27.
- ✓ Rüzgar enerjisi kapasitesinde 16. ülke konumundadır (ETKB, 2012).

İstatistiksel veriler gösteriyor ki, rüzgar enerjisi yenilenebilir enerji kaynakları arasında Türkiye için büyük bir öneme sahiptir. Rüzgar enerjisi çevirim sistemlerinin en önemli parçalarından birisi olan rüzgar türbinlerindeki teknolojik gelişmeler, elektrik enerjisi üretimi amaçlı rüzgar türbinlerinin kurulu güçlerinin artmasına, dolayısıyla birim enerji maliyetinin düşmesine sebep

olmaktadır. 2013 yılında rüzgardan elde edilen elektrik birim fiyatı kilowatt başına 7,3 dolar/cent'tir. Bunun sonucu olarak, rüzgar türbinlerinin elektrik enerjisi üretimindeki payı gün geçtikçe artmaktadır.

Rüzgar türbini tasarımında, enerji dönüşümü zincirinin ilk halkası olan rüzgar türbin kanadı önemli bir rol oynamaktadır. Rüzgardaki kinetik enerjinin pervane miline mümkün olduğunca kayıpsız alınması, elde edilecek verimi önemli ölçüde etkilemektedir. Bu sebeple rüzgar türbini pervanesinin rüzgardan maksimum enerjiyi çekebilecek şekilde dizayn edilmesi gerekmektedir.

Kuleyi zorlayan yük, kule ve özellikle pervaneye etki eden rüzgar kuvvetinden kaynaklanmaktadır. Kanatlara ise, hem rüzgar kuvveti hem de kanatların dönmesinden kaynaklanan atalet kuvvetlerinin teğetsel ve normal bileşenleri etki etmektedir. Bu kuvvetler, kule ve kanatlarda eğilme gerilmeleri ile normal gerilmeler oluşturmakta, bu gerilmelerin kullanılan malzemeye özgü güvenli gerilme sınırını aşması durumunda da kırılmalar meydana gelmektedir.

Bu nedenle özellikle son yarım asırda, malzeme biliminin önemi oldukça artmıştır. Gelişen teknolojiye bağlı olarak performanslı malzemelerin kullanımı zorunlu hale gelmiştir. Elektronikten otomotiv sektörüne, uzay araştırmalarından savunma sanayine kadar çok geniş bir alanda, daha iyi ve kalıcı mekaniksel özelliklere sahip malzemelere ihtiyaç duyulmaktadır.

Genel olarak, malzemenin ham halden (bulk formundan) endüstride kullanılabilecek formlara (plaka, levha, tel vb.) getirilmesi sürecinde, mekanik özellikler en belirleyici unsur olarak karşımıza çıkmaktadır. Mekaniksel özelliklerin, malzemelerin üretim şartlarına ve dolayısıyla mikro yapısına bağlı oldukları iyi bilinmektedir. Genellikle, dış kuvvet etkisi altında malzemelerin davranışlarını inceleme esasına dayanan mekaniksel karakterizasyon teknikleri, endüstrinin ihtiyacı olan ürünlerin performans değerlendirmelerinde kullanılan başlıca yöntemlerdir.

Bununla birlikte, şekil hafızalı alaşımlar (ŞHA) alanındaki gelişmeler ve üretilen malzemeler yukarıda bahsedilen sektörlere büyük katkı sağlaması

bakımından oldukça ilgi çekicidir. Şekil hafızalı alaşımlar, uygulanan ısıl işlem ve mekanik deformasyon sonrasında eski şekline veya boyutuna geri dönebilme yeteneğine sahip, metalik malzemelerdir.

Şekil hafızalı alaşımlar, tıp alanında (ortodontik diş telleri, endodontik uygulamalarda kullanılan aletler, damar tıkanıklıklarının ameliyatsız tedavisinde kullanılan stentler, ortopedik bağlantı elemanları), robot ve hareketlendirici teknolojisinde, uzay araçları, sönümleme elemanları, elektrik bağlantıları ve ince film uygulamaları gibi mikro-elektro-mekanik sistemlerde çok geniş uygulama alanları bulmuştur. Buna ilave olarak NASA özellikle rüzgar türbini kanatlarında ve hava taşıtlarında şekil hafızalı alaşımların kullanılması ile ilgili çalışmalara büyük yer vermektedir (NASA, 2013).

Bu çalışmanın asıl amacı; rüzgar enerjisi çevrim sisteminde yer alan türbin kanatlarının bağlantı noktalarında ve rotor göbeklerinde klasik malzemelerin kullanılması yerine şekil hafızalı alaşımlar kullanarak, türbin ve kanat modellemesinin yapılmasıdır. Benzer güçteki sistemlere göre daha sağlam bir yapının elde edilmesi durumunda sağlanacak faydaların bundan sonraki çalışmalara da yol gösterici olması ayrı bir önem arz etmektedir. Bu çalışmalardan elde edilecek sonuçların, sadece rüzgar türbininde kullanılan kanat tasarımı ile sınırlı kalmayıp, farklı amaçlar için tasarlanacak olan kanatlarda da model olarak alınması hedeflenmektedir. Modellemesi yapılan AIR-X 400W ve HF4.0 rüzgar türbinlerinin yapısal analizleri ve bilgisayar simülasyonlarında; şekil hafızalı alaşımlardan Ni-Ti'un kanat bağlantı noktalarında kullanıldığında çeliğe göre daha sağlam ve uzun ömürlü olduğu sonucuna varılmıştır.

Yapılan bu çalışma, toplam dokuz bölümden oluşmaktadır. Tezin ilk bölümü olan “Giriş” bölümünde yenilenebilir enerji kaynaklarından olan rüzgar enerjisinin dünya ve Türkiye için önemi, rüzgar türbinleri ve kanat tasarımlarında performanslı malzemelerin seçilmesinin gerekliliği, şekil hafızalı alaşımlar ve kullanım alanları ile tezin genel olarak amacı ve ulaşılması beklenen çıktılardan bahsedilmiştir.

Tez çalışmasının literatürdeki yerini belirleyebilmek amacıyla, tezin ikinci bölümü “Önceki Çalışmalar” için ayrılmıştır. Bu bölümde tez konusu ile ilgili

yapılan ulusal ve uluslararası dergi makaleleri, sempozyum, kongre bildirileri ve lisansüstü tezlerle ilgili literatür taraması yapılarak elde edilen bilgilerden bahsedilmiştir. Tezin literatürdeki yeri ve önemi belirlenmeye çalışılmıştır.

Üçüncü bölüm olan “Yenilenebilir Enerji Kaynakları” bölümünde, genel olarak yenilenebilir enerji kavramı, günümüzde üzerinde araştırma ve geliştirme faaliyetleri yürütülen güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, jeotermal enerji, hidrolik enerji, biyokütle enerjisi ve dalga enerjisi ile ilgili tanımlamalardan ve bu enerji kaynaklarının öneminden bahsedilmiştir.

Dördüncü bölümde, rüzgar enerjisi sistemlerinde yaygın olarak kullanılan temel kavramlardan, rüzgarın oluşumu ve temel özellikleri, rüzgar türleri, rüzgar enerjisinin avantaj ve dezavantajlarından bahsedilmiştir.

Beşinci bölümde rüzgar türbinleri ve sınıflandırılması, eksen tiplerine, güç sınıflarına ve kanat sayılarına göre rüzgar türbinleri, rüzgar türbini bileşenleri ve rüzgar türbinlerinde kullanılan kulelere değinilmiştir.

Altıncı bölümde rüzgar türbini yapılarında kullanılan malzemeler, kanat imalatında kullanılan kompozit malzemeler ve avantajları, paslanmaz çelik türleri ve özellikleri hakkında bilgiler verilmiştir.

Yedinci bölümde şekil hafızalı alaşımlar ve genel karakteristik özellikleri, şekil hafızalı alaşımların sahip olduğu iki temel özellik olan şekil hafıza özelliği ve süper elastiklik özelliği, tez çalışmasında kullanılmak üzere seçilen Ni-Ti esaslı şekil hafızalı alaşımlar ve Cu esaslı şekil hafızalı alaşımlar konularından bahsedilmiştir.

Sekizinci bölümde ANSYS 13 programı kullanarak sonlu elemanlar yöntemi ile AIR-X 400W ve HF4.0 türbinlerinin modellemesi yapılmıştır. Oluşturulan modeller üzerinde kanat bağlantı noktaları ve rotor göbeğinde 4140 yapı çeliği ve şekil hafızalı alaşımlardan Ni-Ti, Cu-Zn-Al ve Cu-Al-Ni kullanarak yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada sadece türbin kanatlarının yapısal analizleri gerçekleştirilip ardından türbin bütünüyle yapısal analize tabi tutulmuştur. Bununla birlikte dayanıklılık bakımından en etkin kombinasyonu oluşturmak için bu malzemeler türbin direklerinde de kullanılmış fakat yapılan

analizler neticesinde, türbin direğinin çelik olması elde edilen sonuçların arzulanan türbin modeline daha yakın olduğunu göstermiştir. Modellenen her bir türbinin kanat bağlantı noktası, rotor göbeği ve türbin direği için 32 farklı kombinasyon oluşturulmuş, türbin kanatlarının park etme ve dönme durumlarına göre her iki türbin için ayrı ayrı toplam 384 tane analiz gerçekleştirilmiştir.

Uluslararası Elektroteknik Komisyonu (IEC) 1988 yılında çalışmaya başladığı ilk uluslararası standart olan IEC 1400-1 Rüzgar Türbini Generatör Sistemleri-Bölüm 1 Güvenlik Koşullarını 1994 yılında, ikinci sürümünü de 1997 yılında yayınladı (Stork et al., 1998). Bazı önemli değişikliklerle gözden geçirilmiş olarak ve yeni numarası IEC 64100-1 ile 1999 yılında yeniden yayınlandı. Son olarak; rüzgar ve türbülans sınıfları ve modeller, yük durum tanımlamaları, yük analizleri, kontrol, mekanik sistem ve konum değerlendirmeleri gözden geçirilerek IEC 64100-1 standardı 2005 yılında yayınlanmıştır (Freudenreich et al., 2007). Bu standarda göre günümüzde rüzgar türbinleri tasarım ve rüzgar koşulları açısından dört sınıfa ayrılmıştır. Sınıflar rüzgar hızları ve türbülans verilerine göre tanımlanmıştır (Hau, 2005). Rüzgar hız parametreleri her bir sınıf için Çizelge 1.1’ de verilmiştir.

Çizelge 1.1 Rüzgar türbin sınıfları için rüzgar hızı parametreleri (Çetin vd., 2011).

Parametreler	Sınıf I	Sınıf II	Sınıf III	Sınıf IV
Referans Rüzgar Hızı, U_{ref} (m/s)	50	42.5	37.5	30
Yıllık Ortalama Rüzgar Hızı, U_{ave} (m/s)	10	8.5	7.5	6
50 yıl içinde görülebilecek en yüksek hız, $1.4U_{ref}$ (m/s)	70	59.5	52.5	42
1 yıl içinde görülebilecek en yüksek hız, $1.054U_{ref}$ (m/s)	52.5	44.6	39.4	31.5
A I_{15} a	0.182	0.182	0.182	0.182
B I_{15} a	0.163	0.163	0.163	0.163

Türbin sınıflarına bakıldığında rüzgar hızının belirleyici olduğu görülmektedir. Sınıfı I olan türbinlerin yüksek rüzgar hızlarına daha dayanıklı olduğu ve sınıf arttıkça yüksek rüzgar hızlarına olan dayanımın azaldığı görülmektedir. Rüzgar enerjisi projelerinin başarısı, rüzgar çiftliklerinin yerleşimi

ve türbin tipi seçimi rüzgar kaynaklarına bağlıdır. Bu noktadan hareketle modellemesini gerçekleştirdiğimiz her iki rüzgar türbini için yapılan analizlerde rüzgar hızları 5 m/s'den başlayarak 60 m/s'ye kadar seçilmiştir.

Dokuzuncu ve son bölüm, “Genel Sonuçlar ve Tartışma” bölümüdür. Bu bölümde tez çalışması ile ilgili elde edilen sonuçlar üzerinde genel bir değerlendirme yapılmış, ayrıca tez ile ilgili olarak bundan sonra yapılacak çalışmalara yönelik önerilerde bulunulmuştur.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Web of Science, Yüksek Öğretim Kurulu Tez Tarama, Ebsco Host, IEEE/IET, Electronic Library (IEL), Science Direct Journals ile Google arama motorunda yapılan araştırmalar neticesinde elde edilen çalışmaların bir kısmı aşağıda sıralanmıştır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, oluşturduğumuz rüzgar türbini modellemesinde, türbin kanat bağlantı noktaları ve rotor da şekil hafızalı alaşımların kullanılmasına yönelik benzer bir çalışmaya rastlanmamıştır. İncelemeler neticesinde yapılan çalışmaların, daha çok kullanılan malzemelerin bağımsız performans ve mekaniksel özelliklerinin incelenmesi üzerine dayandığı görülmüştür.

Uzun ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, mekaniksel özellikleri belirlemede değişik deneysel teknikler arasında, katı numune şeklindeki malzemelerin mekaniksel özelliklerini belirlemek için en sık kullanılan yöntemin sertlik testi olduğu, sertliğin katıların kompozisyonu ve yapısı ile kuvvetli bir şekilde ilişkili olan mekaniksel bir parametre olup ve bu yüzden mikrosertliğin sadece rutin bir şekilde ölçülen mekaniksel bir karakteristik olmayıp aynı zamanda son yıllarda yapısal parametrelerin araştırılma metodu olarak da geliştirildiğine değinilmiştir (Uzun vd., 2004) .

Hua ve arkadaşlarının bir çalışmasında, kanat ve onun destek üniteleri kompozit olarak üretilip ve daha sonra yapıştırıcı ile birbirine bağlanmasına, tipik olarak bir rüzgar türbininin 20 yıllık ömrü boyunca, kanat ve destek ünitelerinin türbinin çalışma ve park etme durumlarında çeşitli yüklerin etkisi altında kalmasına ve bunun sonucunda oluşabilecek yorulmalara değinilmiştir (Hua et al., 2013).

Jensen ve arkadaşları çalışmalarında, 34m uzunluğunda kompozit rüzgar türbini kanadına uygun yükleme koşulları oluşturulmak suretiyle statik eğilme testi gerçekleştirilmiştir. Gerekli ölçüm ekipmanlarını kullanmak sureti ile yük altındaki yer değiştirmeler hesaplanmıştır. Yükü taşıyan kirişlerdeki ovalleşmeler ölçülüp, sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplamaları gerçekleştirilmiş. Yerel yer

değiştirmelerin ölçümü yıkıcı arızalara neden olan başlangıç yerinin tespitinde yardımcı olmuştur (Jensen et al., 2006).

Giguère ve arkadaşları bir çalışmalarında 750 kW'lık rüzgar türbini kabinine uygun sistematik bir kanat tasarımı gerçekleştirilmiş. Maksimum kaldırma katsayısının pratik olarak alt limitinin belirlenmesi amacıyla uç bölge kanat profillerinin kaldırma katsayısı 0.7-1.2 aralığında seçilmiş. Kanatlar, maksimum yıllık enerji üretimi ve minimum maliyet ile aerodinamik ve yapısal hususları dikkate alan bir yöntem kullanarak optimize edilmiştir (Giguère et al., 1999).

Bechly ve arkadaşları, kompozit rüzgar türbini kanadının sonlu elemanlar yöntemi kullanarak analizinin gerçekleştirilmesi ile ilgili ilk çalışmaları gerçekleştiren bilim adamlarındandır. Yaptıkları çalışmada 2,5 m uzunluğunda fiberglas kompozit rüzgar türbini kanadı içinde malzeme kullanımını optimize etmek için bir ticari sonlu elemanlar yazılım paketi içine kanat elemanı teorisi ve panel kodu ile tasarım verilerini doğrudan girerek kanat için ayrıntılı bir sonlu eleman ağı oluşturmuşlardır (Bechly et al., 1997).

Kong ve arkadaşları bir çalışmalarında, 750 kW sınıflı yatay eksenli bir rüzgar türbini sisteminde E-glass/epoxy kullanılmış ve yapılmış bir rüzgar türbini kanadını geliştirmek amacıyla yapısal tasarım önermişlerdir. Etkin bir şekilde buz birikimi, rutubet, termal ve mekanik yükler ile aerodinamik yüklere dayanabilir özel bir kompozit yapı yapılandırması önerilmiştir. 20 yılı aşkın bir yorulma ömrü tahminleyebilmek için S-N lineer hasar teorisi, hizmet yük spektrumu ve Spera ampirik denklemler kullanılmıştır (Kong et al., 2005).

Jureczko ve arkadaşları rüzgar türbinlerinde kanat üretim maliyetinin rüzgar türbini üretim maliyetinin yaklaşık %15-20'sini oluşturduğunu; kanat tasarımında gerçekleştirilen yeniliklerin oluşturduğu giderlerin, rüzgar türbini toplam üretim maliyetini az miktarda temsil ettiğini belirtmişlerdir. İyi bir yapısal modelin getirdiğı kâr, uygun kompozit malzemeler ve daha iyi üretim tekniklerinin kullanımı, kanatlar ve kanatlarda kullanılan kompozit malzemeler için hem sayısal modelleme hem de optimizasyon tekniklerinin uygulanmasının gerekliliğini

savunduklarından, rüzgar türbini kanat yapısının optimizasyonunu genetik algoritma kullanarak değiştirmiş ve rapor etmişlerdir (Jureczko et al., 2005).

Bir yapının tasarım sürecinde dinamik özelliklerinden olan doğal frekans önemli bir role sahiptir. Bunun nedeni rezonanstır. Olağan tasarım süreci, toplanan deneysel ve istatistiki verilere bağlı iken, aynı zamanda kendini izleme, teşhis ve onarım yeteneğine sahip akıllı yapılar geliştirmek için akıllı teknolojiler uygulamaktır. Bu nedenle ŞHA ve piezoelektrik seramikler gibi akıllı malzeme bileşenleri giderek titreşim kontrolü uygulayıcılar tarafından kullanılmaya başlanmıştır. John ve arkadaşları; nitinol tabanlı şekil hafızalı alaşım teller kullanılarak kompozit yapıların doğal frekans değişimlerini bir plaka üzerinde gerilim enerji pertürbasyonlarının analizlerini kullanarak sunmuşlardır (John et al., 2008).

Chandra, şekil hafızalı aktüatör kullanarak kompozit kirişlerde aktif şekil kontrolü üzerine çalışmıştır. Kompozit kirişlerdeki şekil hafızalı alaşımlardan oluşan bükücü elemanları elektrik dirençli ısıtma kullanarak aktive etmiş ve kirişlerin eğilme ve burulma deformasyonlarını bir ayna ve lazer sistemi kullanılarak ölçmüştür. ŞHA elemanlarının kullanıldığı kompozit kirişlerin yapısal tepkileri Vlasov teorisi kullanılarak tahmin edilmiştir (Chandra, 2001).

Asai ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada, Japonya’da şekil hafızalı alaşımların uygulama alanlarını araştırmışlardır. Japonya’da, şekil hafızalı alaşımlardan olan NiTi alaşımının ilk uygulaması Matsushita Electric Industrial Co. tarafından bir klimanın hareketli kapağında şekil hafızalı algılayıcı olarak kullanıldığı uygulama olmuştur. Daha sonra, şekil hafızalı bir kahve makinesi, elektrikli pirinç-ocak, termal karıştırma vanası, tıbbi tedavi için teller , taşınabilir telefon, süper elastik anten vb. uygulama alanlarından bahsetmişlerdir (Asai et al., 2000).

Kottapalli bir çalışmada, rüzgar tünelinin kullanıldığı NASA Ames 40’da yapılan açık ve kapalı çevrim akıllı rotor testlerinden elde ettiği dataaları CAMRAD II hesaplamaları ile karşılaştırmıştır. Daha önceki çalışmalar ile

karşılaştırma yaptığında, gelişen kanat aerodinamik koşulları üzerinde temel düzeltmelerin gerekli olduğunu belirtmiştir (Kottapalli, 2010).

Her çeşit ve büyüklükteki uçak, hidrolik ve elektrik motorlarının ihtiyacı olan katı hal elektromekanik aktüatörlerindeki gelişmelerden yararlanmak ister. Boeing firması güvenilir, yüksek tork ve açısız yer değıştirme alanına sahip, özellikle şekil hafızalı alaşım teknolojisinin uyarıldığı bir katı hal aktüatörü geliştirmektedir. Mabe ve arkadaşları çalışmalarının hedeflerine kanat-girdap etkileşim (BVI) gürültüsünü koymuşlar. Yaptıkları çalışma; düşük maliyetli, çoğaltılabilir, sağlam ve etkin bir burulma aktüatörüne sahip sert rotor kanadının ortamda kullanılan küçük boyutlu bir entegrasyonunu göstermektedir (Mabe et al., 2008).

Singh ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, gelişmiş bir şekil hafızalı alaşım tabanlı izleme aktüatörünün tasarım, analiz ve geliştirilmesini açıklamışlardır. Tasarladıkları aktüatörün amacı, bir helikopter rotoru için uçuş - izleme yeteneği sağlamak ve rotor farklılıkları nedeniyle 1/rev titreşimlerini en aza indirmektir. Bunun için teorik model olan Brinson'un termomekanik modelini geliştirmişlerdir (Singh et al., 2003).

Mahri ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada, hareket halindeki türbin kanatlarına etkiyen dinamik yükler ve stresleri hesaplamışlar. Çalışmalarının ilk bölümünde kanat elemanı teorisini kullanarak küçük rüzgar türbini kanatları için aerodinamik yükleri hesaplamışlar. Bu yöntem aynı zamanda güç katsayısı ve türbin tarafından çıkarılan toplam gücü tahmin etmekte de kullanılır. İkinci bölümde ise kanatların model analizlerini yaparak her bir mod için frekans değerlerini hesaplamışlardır (Mahri et al., 2008).

Shokrieh ve arkadaşları yatay eksenli bir rüzgar türbininin kompozit kanatlarında ömür analizini tahminlemek üzere bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Kanadın yükleme durumları tanımlanmış, hesaplanmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Çalışmada statik analizler 3 boyutlu sonlu elemanlar yöntemi kullanarak, yorulmanın başladığı kritik bölgelerde gerçekleştirilmiştir. Birikmiş

yorgunluk hasar modeli, genel malzeme özelliğinin bozulmasına dayalı bir hasar tahmini kuralı olarak kullanılmıştır (Shokrieh et al., 2006).

Gareth ve arkadaşlarının buluşları, ısıya duyarlı malzemelerden oluşan bir aktüatör ve teleskopik segmentlere sahip bir kanattır. Kullandıkları aktüatör, yüksek kuvvet-yer değiştirme karakteristiğine sahip şekil hafızalı alaşımlardan oluşan, sıvı ya da elektriksel olarak aktifleşen sarmal tüp şeklindedir. Aktüatörün hareketi sarmal tüp sıkıştırıldığında dış kanat segmentinden iç kanat segmentine doğru uzanır (Gareth et al., 2004).

Tsoi ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, şekil hafızalı alaşım-kompozit bileşimlerinin hasar davranışlarını incelemişlerdir. Düşük hız etkisi için sonuçlar incelendiğinde, şekil hafızalı alaşımlardan oluşan tellerin gömüldüğü kompozit malzeme ile bu tellerin kullanılmadığı kompozit malzeme arasında yapısal olarak çok büyük farklılıklar görmemişlerdir. Fakat, bazı durumlarda şekil hafızalı alaşımlardan oluşan tellerin gömüldüğü kompozitlerin hasara karşı direncinde birtakım iyileşmeler olduğunu görmüşlerdir (Tsoi et al., 2003).

Zhenga ve arkadaşları, hibrid şekil hafızalı kompozit alaşımın tahrik yeteneği ve güvenilirliğini incelemişlerdir. Sonuçlar, TiNiCu gibi düşük histerezise sahip şekil hafızalı alaşımlar seçilerek, hibrid şekil hafızalı kompozit alaşımları kontrol etmenin doğrusal gerilme-sıcaklık davranışı ile nispeten kolay olduğunu göstermiştir (Zhenga et al., 2005).

Doğru bir modelleme optimum sistem tasarımı için çok önemlidir. Rüzgar türbinlerinin doğru modellenmesi için, rüzgar hızı dağılım sahası, seçilen rüzgar türbininin çıkış güç eğrisi ve göbek yüksekliği performansını etkileyen başlıca faktörlerden olup dikkate alınması gerekir. Bu nedenle Thapar ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada, geliştirdikleri bir algoritma yardımıyla, referans aldıkları üç ticari rüzgar türbini için matematiksel modellemelere uygun çeşitli yöntemler kullanarak karşılaştırmalı bir çalışma yapmışlardır (Thapar et al., 2011).

Song ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada, 20 kW'lık bir rüzgar türbini kanadını örnek alarak kanat aerodinamiğinin optimizasyonunu gerçekleştirmek

amacıyla MATLAB toolbox'ını kullanmışlardır. Alan koordinat dönüşümü teorisine göre, kanat elemanlarının uzay koordinatlarını hesaplamışlardır. Kompozit kanatın dinamik performans analizini, ANSYS ile SolidWorks'u birleştiren bir modelleme yöntemi ile gerçekleştirmişlerdir (Song et al., 2011).

Rüzgar türbini aeroelastisitesi kapsamlı bir değerlendirme yapmaya olanak sağlar. Aerodinamik bölüm, basit aerodinamik kanat elemanı momentum yöntemi ile başlar rüzgar türbini rotoruna uygulanan hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile biter. Hansen ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada girdap ve panel yöntemleri gibi bazı yöntemler arasındaki karmaşıklığı açıklamışlardır. Ayrıca rüzgar türbinlerinin yapısal modellenmesinde farklı yaklaşımlar ele almışlardır. Son olarak, aerodinamik ve yapısal modelleme arasındaki bağlantı ve olası istikrarsızlıklara bazı örnekler göstermişlerdir (Hansen et al., 2006).

Sedaghat ve arkadaşları bir çalışmalarında 300kW'lık bir rüzgar türbini için kanat elemanı momentum teorisi kullanarak kanat tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Kanat profili olarak Riso-A1-18 kullanmışlar ve Danimarka'daki Riso Ulusal Laboratuvarı tarafından üretmişlerdir (Sedaghat et al., 2012).

28 Eylül 2008 tarihinde, Taichung'un Changhua Kıyı Endüstri Parkında bulunan beş büyük rüzgar türbininin kanatlarında Typhoon Jangmi'nin getirdiği sert rüzgarlar ve yoğun yağış nedeniyle hasarlar oluşmuş. Bunun üzerine Chou ve arkadaşları bu hasarın nedenini araştırmak üzere bir çalışma gerçekleştirmişler. Yaptıkları çalışmada rüzgar türbini kanatlarının hasar mekanizmalarını tanımlamak için davranış modellerini analiz etmişlerdir (Chou et al., 2013).

Cox ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada, yatay eksenli rüzgar türbininde kullanılmak üzere seçilen 70m uzunluğundaki kanadın, yüksek rüzgar hızları karşısında yapısal analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Cam ve karbon fiber kullanılarak oluşturdukları hibrit yapıda, düşük uç sapmalı, hafif ve verimli bir yapı elde etmişlerdir. Yapıya sonlu elemanlar yöntemini uygulayarak analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları maksimum ve minimum zorlanmalar ile burkulma yükleri için doğrulamışlardır (Cox et al., 2012).

Yatay eksenli rüzgar türbinlerinin stress analizleri ile ilgili çalışmalara olan ilgi son yıllarda artış göstermiştir. Rüzgar türbini kanatlarındaki yapısal bozulmaların büyük bir kısmı kanat kök kısmında meydana gelmektedir. Bu nedenle Chazly yaptığı bir çalışmada, üç boyutlu analitik bir modelle kanattaki sapma ve gerilmeleri hesaplamak için, üçgen düzleme sonlu elemanlar yöntemi kullanarak bükme önermiştir. Ve elde ettiği sonuçlarda maksimum stress değerlerinin kanat kök kısmında olduğunu görmüştür (Chazly et al., 1993).

Marín ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada, hasar görmüş türbin kanatlarının tamiri için sonlu elemanlar yöntemi kullanarak uygun bir konfigürasyon üzerinde çalışmışlardır. Önerilen değişiklikler çatlakların tamiri ve stress yoğunluğunun olduğu bölgeyi rahatlatma açısından katkı sağlamıştır. Özgün tasarımlarında girintili bölgeyi düzelterip, üçgen şekilde takviye etmişlerdir (Marín et al., 2008).

Hameed ve arkadaşları rüzgar türbini kanat tasarımının, türbini oluşturan diğer bileşenlerin performansını etkilediği düşüncesinden yola çıkarak yaptıkları bir çalışmada, küçük ölçekli yatay eksenli bir rüzgar türbini için düz simetrik bir kanat tasarımı konsepti kullanmışlardır. Analitik modelleme için beam teorisinden, sayısal modelleme içinde ANSYS 11.0 yazılım programından faydalanmışlar, tasarımı eğilme ve eğilme gerilmeleri azaltmak ve yapısal gücü elde etmek için optimize etmişlerdir (Hameed et al., 2013).

Yang ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada, tam ölçekli kompozit bir rüzgar türbini kanadının yük altındaki çöküşünü incelemişlerdir. Yükleme sırasında ve sonrasında kanatın yapısal tepkisini sayısal model tahminleri ve deneysel sonuçlarla ilişkilendirmişlerdir. Videometrik teknik ile yük altındaki rüzgar türbini kanadında oluşan yerel deformasyonları ölçmüşlerdir (Yang et al., 2013).

Liu ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada, mevcut rüzgar türbinlerinin yapısal durum tekniklerini gözden geçirmişler ve Çin'de bulunan türbinlerin bu konu ile ilgili sorunlarını analiz etmişlerdir. Yaptıkları çalışmanın amacının, bilim adamlarını ve uzmanları mevcut yapısal durum tekniklerinden haberdar etmek ve

Çin'de başarılı bir sanayi ortamı oluşturmak olduğunu ifade etmişlerdir (Liu et al., 2010).

Rüzgar türbinleri bugün dünyanın enerji üretimi alanında en hızlı büyüyen kaynaklarından biridir. Bunun yanı sıra işletme ve bakım maliyetlerinin azaltılmasına sürekli bir ihtiyaç vardır. Durum izleme, yaygın hatalar ve bu hataların erken tespiti için kullanılan bir araç olup, bu şekilde kesintileri en aza indirmek ve verimliliği en üst düzeye çıkarmak hedeflenir. Márquez ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada farklı bakım stratejileri ile durum izleme teknik ve yöntemlerini açıklamışlardır. Bunların çeşitli kombinasyonlarına vurgu yaparak rüzgar türbinlerinin durum izlemelerine yorum sağlamışlardır (Márquez et al., 2012).

Cárdenas ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada, model olarak seçtikleri kanadın bileşenlerini önce test etmişler ve elde ettikleri sonuçlar ile yüksek mertebeden sonlu elemanlar modeline göre yapısal ve statik hasar ilerleme davranışı tahmininin iyi bir uyum sergilediğini görmüşlerdir (Cárdenas et al., 2012).

Noda ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada, yatay eksenli rüzgar türbini için zaman etkisini Delphi dili kullanılarak yazılan bir program vasıtası ile simüle etmişler ve yorgunluk tahmini yapmışlardır. Program ile rotora bağlı tek bir kanat için modelleme yapmışlar ve orta boy bir rüzgar türbininin kanat bağlantı noktasındaki yorulma hasarını belirlemişlerdir (Noda et al., 1999).

Geometrik yapılar ve kullanılan üretim teknikleri özellikle türbin kanatlarının arka kenarlarında hasarların oluşmasına neden olur. Ataya ve arkadaşları yaptıkları bir çalışmada, 300kW'lık rüzgar türbinlerinin 18 kanadında, 100kW'lık rüzgar türbinlerinin 81 kanadında sırasıyla $6.5 \cdot 10^7$ ve $1,1 \cdot 10^8$ çevrim için ömür aralığını taramışlardır. Kenarlarda meydana gelen zarar, kenar kesimi veya kırılmalar tespit edilmiş. Kanat kökünde meydana gelen çatlakların farklı olası nedenlerini tartışmışlardır (Ataya et al., 2013).

3. YENİLENEBİLİR ENERJİ KAYNAKLARI

18. yüzyılda yaşanan sanayi devrimi dünya üzerindeki şehirlerde nüfusun artmasına neden olan en önemli etken olmuştur. Sanayileşmenin getirdiği büyüme, şehirlerdeki sorunları artırmış ve giderek küresel boyutlarda etkiler gösteren bir hal almıştır. Günümüzde yaşanan hava kirliliği, su kirliliği, kimyasal atıklar, iklim değişiklikleri, asit yağmurları vb. gibi konular artık sadece ülkelerin sorunları olmaktan çıkmış evrensel bir boyut kazanmıştır.

Yaşanan bütün bu ekolojik değişimlerin insan kaynaklı faaliyetlerin sonucunda oluştuğu, karbon kökenli endüstriyel yaşamdan kaynaklandığı, bilinçsiz ve aşırı kaynak sarfıyatı ile beslendiği herkes tarafından bilinen bilimsel bir gerçektir. Fosil kaynaklı yakıt teknolojilerinden bir an önce kurtulup, doğal ve yenilenebilir enerji kaynaklarına geçiş bir zorunluluk haline gelmiştir (Boztepe, 2009).

Uluslararası Enerji Ajansı'nın 2020 yılı için oluşturduğu senaryoda; enerji kaynaklı CO₂ emisyon değerlerinin % 6 oranında artacağına, bunun önüne geçebilmek için ise enerji verimliliği ve düşük karbon teknolojisi alanlarında 2020 yılına kadar yaklaşık 430 milyar dolar ek yatırım yapılması gerektiğine değinilmiştir (IEA, 2009).

Yenilenebilir enerji kaynakları, doğada bulunan ve kendini yenileyerek sürekliliğini devam ettiren, dünya var oldukça da elde edilebilecek olan temiz enerji kaynaklarıdır. Uluslararası Enerji Ajansı'nın tanımına göre de yenilenebilir enerji kaynakları; “doğal yollarla elde edilebilen ve sayısız olarak kendini yenileyebilen kaynaklar” olarak tanımlanmaktadır (IEA, 2005).

Yenilenebilir enerji kaynaklarının önündeki en önemli engel, maliyetlerinin geleneksel enerji kaynaklarına göre nispeten yüksek oluşudur. Özellikle ilk yatırım, AR-GE masrafları ve ileri teknoloji ürünü donanımların temin edilmesi başlıca girdi maliyetlerini oluşturmaktadır.

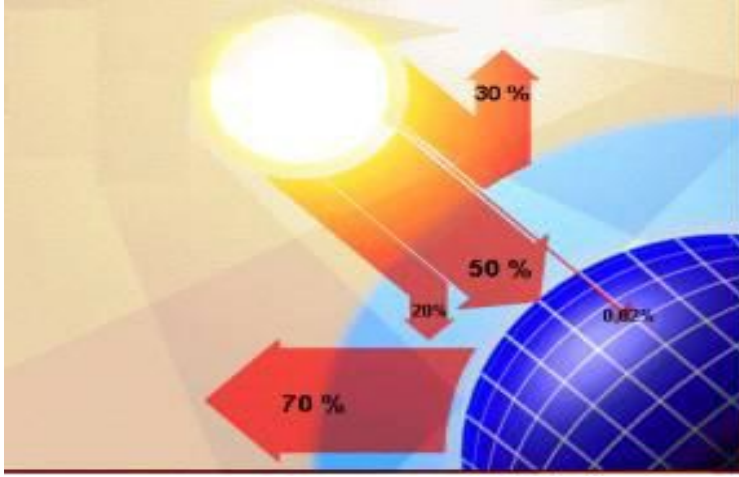
Günümüzde alternatif enerji türleri arayışlarına yenilenebilir enerji kaynaklarının çözüm oluşturabileceği düşünülmektedir. Asıl önemli olan nokta ise yenilenebilir enerji teknolojilerinin yaygınlaşarak artan teknolojik gelişmelerle birlikte maliyetlerinin düşürülmesinin gerekliliğidir. Böylece geleneksel kaynakların yerini uzun dönemde yenilenebilir enerji kaynakları alabilir.

Günümüzde kullanım alanı bulan yenilenebilir enerji kaynakları arasında, güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, hidrolik enerji, jeotermal enerji, biyokütle enerjisi ve hidrojen enerjisi yer almaktadır. Bunların dışında da teknik olarak enerji üretilmesi mümkün olup, ekonomik boyutu düşük olan denizsel enerji türlerinden dalga enerjisi de mevcuttur.

3.1 Güneş Enerjisi

Güneş yeryüzünden yaklaşık 150 milyon km kadar uzaklıkta 6000 °K'lik yüzey sıcaklığına sahip sıkışmış halde bulunan gazların meydana getirdiği bir kütledir. Yapısındaki hidrojen nükleer füzyon reaksiyonları ile helyuma dönüşür. Bu reaksiyon sonucu ortaya çıkan kütle kaybı, ısı enerjisine dönüşerek uzay boşluğuna yayılır.

Radyasyon şeklinde gerçekleşen bu ışıınım sonucu açığa çıkan enerjinin çok az bir miktarı yeryüzüne ulaşabilmektedir. Şekil 3.1'de görüldüğü gibi güneş ışıınının tamamı yeryüzüne ulaşmamaktadır. Güneş ışıınının yaklaşık %30'u dünya atmosferinden geçerken yansımalar nedeniyle geriye yansıtılır. %50'lik kısmı ise atmosferi geçer ve yeryüzüne ulaşır. Yeryüzüne ulaşan bu enerji ile dünyada sıcaklık artar ve insanlık için gerekli yaşam koşulları mümkün hale gelir. Bu ısınma aynı zamanda rüzgar hareketlerine ve okyanus dalgalanmalarına da neden olmaktadır. Güneş ışıınının yaklaşık %20'lik bir kısmı ise atmosfer ve bulutlarda tutulmaktadır. Ve %1'den daha azlık bir bölümü fotosentez olayında kullanılmak üzere bitkilerde toplanır (TÇV, 2006).



Şekil 3.1. Güneşten gelen ışı nım dağılımı (YEGM, 2013).

Güneş nükleer reaksiyonlar sonucu her saniye 4,2 milyon ton kütle kaybına uğrayarak karşılığında $3,8 \times 10^{26}$ joule enerji verir (Fisher et al., 2010). Atmosfere ulaşan radyasyon ışı nımının enerji değeri $1,36 \text{ kW/m}^2$ 'dir. Bu değ er aynı zamanda “güneş sabiti” olarak kabul edilmektedir (Goetzberger et al., 1998).

Türkiye coğrafi konumu itibariyle güneş kuşağı adı verilen 36° - 42° kuzey enlemleri içerisinde yer almakta olup, güneş enerjisinden faydalanma potansiyeli açısından, Doğu Karadeniz Bölgesi hariç tüm bölgelerimiz için önemli bir konuma sahiptir.

Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğünde (DMI) mevcut bulunan 1966-1982 yıllarında ölçülen güneşlenme süresi ve ışı nım şiddeti verilerinden faydalanarak Elektrik İşleri Etüt İdaresi (EİE) tarafından yapılan bir çalışmaya göre Türkiye'nin ortalama yıllık toplam güneşlenme süresi 2640 saat (günlük toplam 7,2 saat), ortalama toplam ışı nım şiddeti $1311 \text{ kWh/m}^2\text{-yıl}$ (günlük toplam $3,6 \text{ kWh/m}^2$) olduğu tespit edilmiştir. Aylara göre Türkiye güneş enerji potansiyeli ve güneşlenme süresi değ erleri ise Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Türkiye'nin en fazla güneş enerjisi alan bölgesi Güney Doğu Anadolu Bölgesi olup, ikinci sırada Akdeniz Bölgesi gelmektedir. Güneş enerjisi potansiyeli ve güneşlenme süresi değ erlerinin bölgelere göre dağılımı da Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Türkiye'nin aylık ortalama güneş enerjisi potansiyeli ve güneşlenme süresi (EİE, 2013).

AYLAR	Aylık Toplam Güneş Enerjisi		Güneşlenme Süresi
	(kcal/cm ² -ay)	(kWh/m ² -ay)	(Saat/ay)
Ocak	4.45	51.75	103
Şubat	5.44	63.27	115
Mart	8.31	96.65	165
Nisan	10.51	122.23	197
Mayıs	13.23	153.86	273
Haziran	14.51	165.75	325
Temmuz	15.08	175.38	365
Ağustos	13.62	158.40	343
Eylül	10.60	123.28	280
Ekim	7.73	89.90	214
Kasım	5.23	60.82	157
Aralık	4.03	46.87	103
Toplam	112.74	1311	2640
Ortalama	308 kcal/cm ² -ay	3.6 kWh/m ² -ay	7.2 Saat/ay

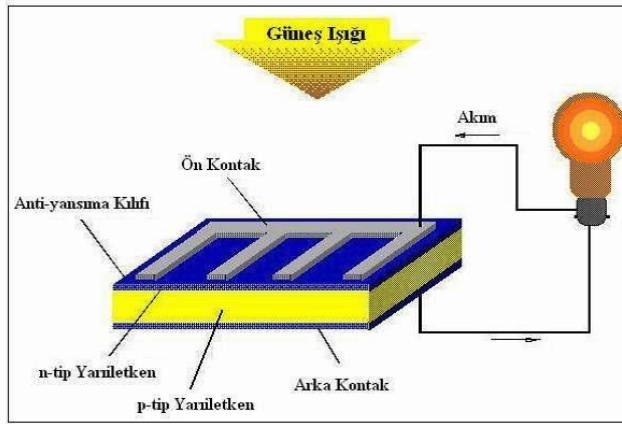
Çizelge 3.2. Türkiye'nin yıllık toplam güneş enerjisi potansiyeli ve güneşlenme süresinin bölgelere göre dağılımı (EİE, 2013).

Bölgeler	Toplam Güneş Enerjisi kWh/m ² -yıl	Güneşlenme Süresi Saat/yıl
G. Doğu Anadolu	1460	2993
Akdeniz	1390	2956
Doğu Anadolu	1365	2664
İç Anadolu	1314	2628
Ege	1304	2738
Marmara	1168	2409
Karadeniz	1120	1971

Ülkemizde yüksek güneşlenme süresi ve güneş enerjisi potansiyeli olmasına rağmen, güneş enerjisinden düşük ve orta sıcaklık uygulamalarında sınırlı sayıda faydalanılmaktadır. Sıcak su üretimi için düşük sıcaklık uygulamaları kullanılırken, endüstriyel süreç ısılarının karşılanmasında orta sıcaklık uygulamaları (odaklı kolektörler) yaygın olarak kullanılır. Güneş enerjisi uygulamaları; elektrik üretimi, deniz suyunun damıtılması, sıcak su üretimi,

bitkisel ürünlerin soğutulması ve kurutulması, pişirilmesi, sulama suyunun pompalanması, hacim ısıtılması ve soğutulması, endüstriyel işlem ısısı üretme, fotokimyasal ve fotosentezik çevrimlerin gerçekleştirilmesi olarak sıralanabilir.

Güneş enerjisinden elektrik enerjisi üretiminde en yaygın kullanılan yöntemlerden biri fotovoltaiik sistemlerdir. Fotovoltaiik sistemler, güneşten gelen enerjiyi, elektrik enerjisine dönüştüren elemanlardır. Güneşten gelen fotonlar, üzerlerinde bulunan enerjiyi, bir yarı iletken malzemelerden yapılmış olan modül üzerindeki hücrelerin jonksiyon bölgelerine aktarırlar. Aktarılan bu enerji, bir elektron hareketini meydana getirir. Bu da elektrik akımını oluşturur. Hücrelerin kontakları arasına bağlanacak olan bir yük vasıtasıyla, bu akım doğru akım olarak doğrudan doğruya kullanılabilir. Şekil 3.2’de bu durum görülmektedir (Çetin, 2010).



Şekil 3.2. Fotovoltaiik hücre çalışma prensibi (Çetin, 2010).

Güneş enerjisi, doğada mevcut olan temiz ve tükenmeyen bir enerji kaynağıdır. Konvansiyonel fosil kaynaklar gibi çevreye zarar veren ve sera etkisi oluşturan gaz emisyonlarına sebep olmazlar. Aksine kullanımının yaygınlaşması halinde CO₂ yoğunluğunun azalmasında etkin rol oynayabilir. Maliyetlerin düşürülmesi ile birlikte kullanımının yaygınlaşması ve ulusal ekonomilerin fosil kaynaklara bağımlılığının azalarak çevre tahribatının kısıtlanması amaçlanmaktadır (Evans, 2007). Birçok uygulamada karmaşık teknolojiye gerek duymamaktadır. Güneş enerjisi sistemlerinin bakım maliyetleri düşük

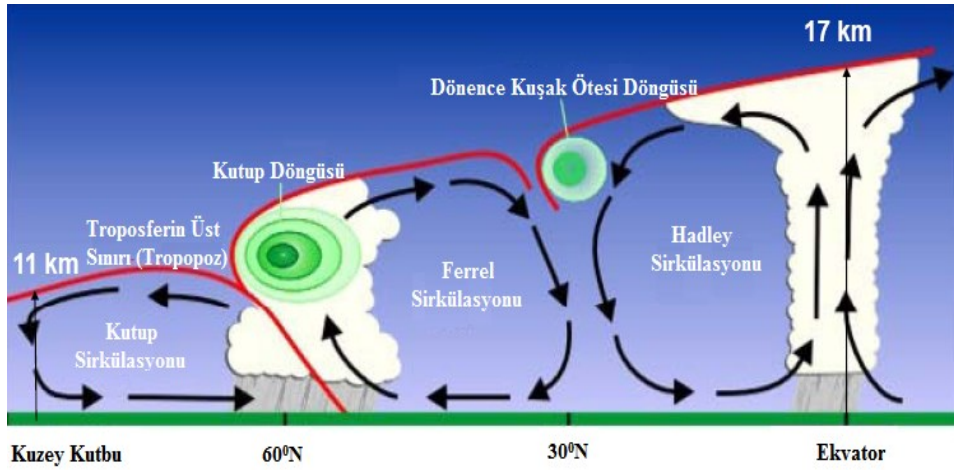
düzeylerdedir. Ayrıca güneş enerji sistemleri sessiz çalışmakta olup gürültü kirliliğide oluşturmazlar (Schlager et al., 2006).

Güneş enerjisinin bir takım avantajlara sahip olmasının yanı sıra bazı dezavantajlara da sahiptir. Güneş ışınlarının birim yüzeye düşen ışınımının az olmasından dolayı büyük alanlara gereksinim duyulmaktadır. Güneş ışınımı mevsimlere ve gece-gündüz sürelerine göre farklılık göstermektedir. Bu durum enerjinin depolanması gerekliliğini ortaya çıkarmaktadır (DSİ, 2009). Güneş ışınımından en etkin bir biçimde faydalanabilmek için kurulacak sistemin açık bir alanda ve güneş ışınlarını dik açı ile alacak bir yerde kurulması gerekmektedir. Günümüz teknolojileri açısından değerlendirildiğinde yüksek kurulum maliyetlerine sahiptir.

3.2 Rüzgar Enerjisi

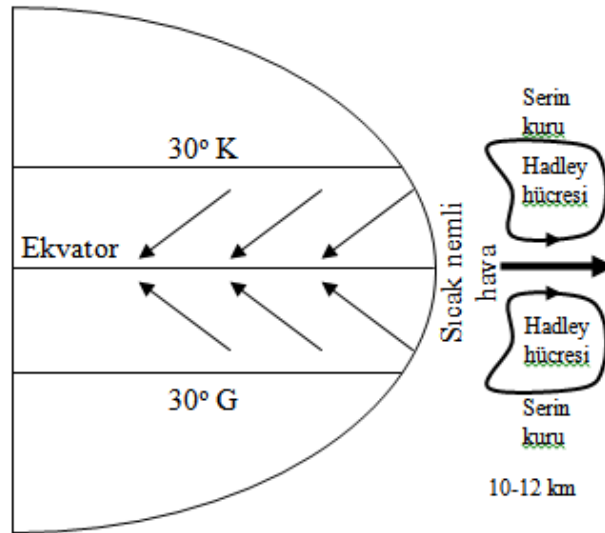
Rüzgar enerjisi alternatif enerji kaynaklarının başında gelmektedir. Rüzgar enerjisi sistemlerinin temel girdisi rüzgarlardır. Rüzgarın kinetik enerjisini mekanik veya elektrik enerjisine çevirip kullanıma sunan sistemlerde rüzgar enerjisi çevrim sistemleridir. Rüzgar enerjisinin temel kaynağı ise güneştir. Gerekli enerjisini güneşten alan bir ısı makinesi olarak nitelenebilecek olan atmosferde; ısı potansiyel farklara sahip olan hava kütleleri, daha soğuk ve yüksek basınç alanı olan bir noktadan, daha sıcak ve alçak basınç alanına hareket ederler. Isı enerjisinin kinetik enerjiye dönüştüğü bu doğa olayındaki hava kütlesi hareketine, rüzgar adı verilir (Özdamar, 2000)

Atmosferin toplam enerjisi, kinetik ve potansiyel enerji olarak ikiye ayrılır ve temel olarak basınç kuvvetlerinin etkisiyle potansiyel enerjinin kinetik enerjiye dönüşümünün bir sonucudur. Şekil 3.3'te gösterildiği gibi ekvator civarında yerle temas halinde bulunan sıcak ve nemli hava konveksiyonla yükselir, yükseldikçe soğur, belli bir seviyeye yükseldikten sonra daha soğuk olan kuzey enlemlere doğru hareket eder ve 30° kuzey enlemlerine yaklaşınca tekrar yeryüzüne doğru alçalır.



Şekil 3.3. Rüzgarın oluşumu (Rebecca, 2011).

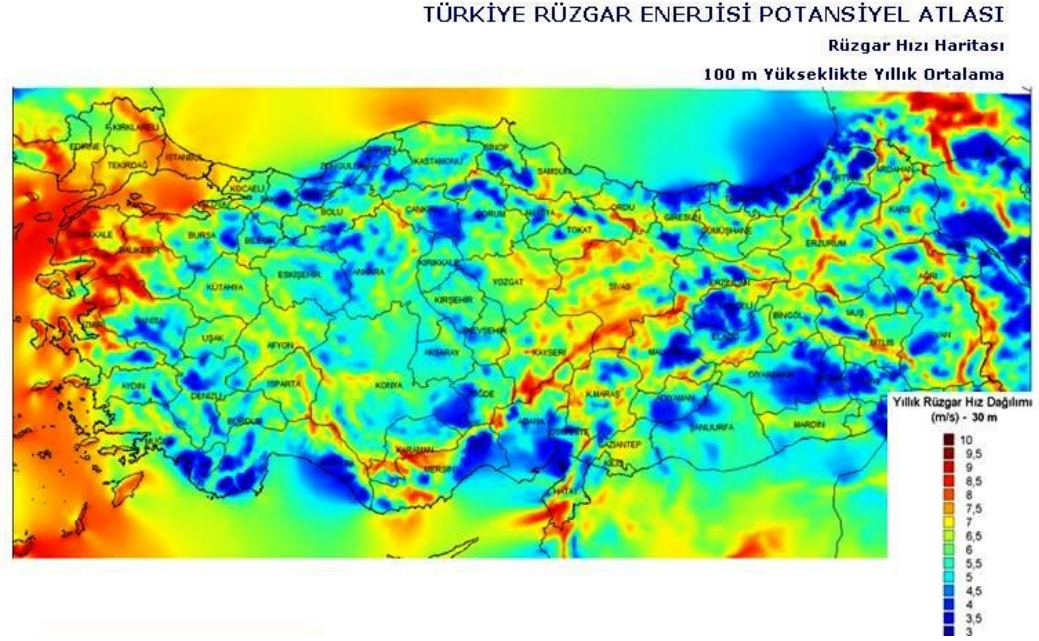
Burada nispeten daha soğuk ve kuru olan hava ekvatora doğru yönelir. Bu duruma Şekil 3.4’de gösterilen ‘Hadley Sirkülasyonu’ adı verilir (Şen, 2009).



Şekil 3.4. Hadley sirkülasyonu (Şen, 2009).

Türkiye coğrafi konumu ve iklim koşulları itibari ile rüzgar enerjisi bakımından, teorik olarak elektrik enerjisinin tamamını karşılayabilecek düzeydedir. Ülkemizde toplam 8000 km’yi bulan sahil şeridinin büyük bir kısmında rüzgar enerjisi kullanılabilir durumdadır. Türkiye, Avrupa’da İspanya’dan sonra rüzgar enerjisi potansiyeli en zengin ülkeler arasında yer almaktadır. Brüt potansiyelinin yılda 400 milyar kWh, teknik potansiyelinin ise, 120 milyar kWh olduğu düşünülmektedir. Söz konusu teknik potansiyel yıllık elektrik üretiminin 1,2 katıdır.

Ancak, Türkiye genelinde 10 metre yükseklikteki rüzgar yoğunluğunun alansal ve zamansal dağılımı ile teknolojik yetersizlikler göz önünde tutulduğunda, güvenilir rüzgar enerjisi potansiyeli, 12 milyar kWh/yıl olarak hesaplanmaktadır (Şekil 3.5). Ayrıntılı ölçümler ve yeni verilerle bu değerin artması olasıdır (Özpınar, 2007).



Şekil 3.5. Türkiye rüzgar haritası (Ecoenerji, 2013).

Türkiye'nin teorik olarak hesaplanan potansiyeli 100000 MW'ın üzerindedir. Son yapılan hesaplamalara göre ekonomik potansiyel 55000 MW dolaylarındadır (Repa, 2013). Bu potansiyelin ortalama kapasite kullanım oranları % 35 olarak tahmin edilmektedir. Diğer bir deyişle yılda ortalama 3000 saat enerji üretimi mümkün olabilecektir. Bu rakamlar incelendiğinde, rüzgar enerjisi potansiyelinin Türkiye için kullanılması gereken çok önemli bir enerji kaynağı olduğunu göstermektedir. Fakat rüzgar enerjisinin mevcut olan enterkonnekte sisteme bağlanması en büyük sıkıntı olarak görülmektedir. Şebekenin iyileştirilmesi ve yönetimi hayati önem arz etmektedir.

Rüzgar enerjisinin temiz, ücretsiz ve sınırsız bir kaynak özelliğine sahip olması, enerji arzını çeşitlendirerek enerji güvenliği sağlaması, dış kaynaklı yakıt ithaline ihtiyaç duymaması, rüzgar enerjisi çevrim sisteminin çok çabuk inşa edilebilmesi ve sistemin inşa edildiği alanda tarım ve sanayi faaliyetlerinin de

yürütülebilmesi gibi çok sayıda sağladığı avantajdan ötürü bu sektöre ülkemizde hızlı bir şekilde yatırım yapılmaktadır.

Geleneksel yakıtların aksine, enerji güvenliği açısından yakıt maliyetlerini ve uzun dönemli yakıt fiyatı risklerini eleyen, ekonomik, politik ve tedarik riskleri açısından diğer ülkelere bağımlılığı ortadan kaldıran, yerli ve her zaman kullanılabilir bir kaynak olması rüzgar enerjisinin önemini daha da arttırmaktadır (Özpınar, 2007).

3.3 Jeotermal Enerji

Ekonomik açıdan verimliliği ispatlanmış enerji üretim yöntemlerinden biri de jeotermal enerjidir. Gerek enerjide dışa bağımlılığın azaltılması ve gerekse de istihdam oluşturulması açısından önemli bir enerji türüdür. Jeotermal enerji yerin derinliklerindeki kayalar içinde birikmiş olan ısınn akışkanlarca taşınarak rezervuarlarda depolanması ile oluşmuş sıcak su, buhar ve kuru buhar ile kızgın kuru kayalardan yapay yollarla elde edilen ısı enerjisidir (Fidan, 2010).

Bugün için mevcut olan teknoloji sayesinde jeotermal kaynakların hemen her çeşidinden yararlanılabilmektedir. Ticari amaçlı enerji üretiminde ise daha çok sıcak sıvı akışkanların ve buhar ağırlıklı jeotermal kaynakların oluşturduğu hidrotermal sistemler tercih edilmektedir. Jeotermal kaynaklar farklı türlerde olabildiği gibi değişken sıcaklıklara da sahiptir. Genel olarak 20 °C ile 70 °C arası düşük sıcaklık, 70 °C ile 150 °C arası orta sıcaklık ve 150 °C'nin üzeri yüksek sıcaklık sahaları olarak bilinmektedir (Gleason, 2008).

Jeotermal enerji temelde iki şekilde değerlendirilmektedir. Bunlardan ilki direkt ısı enerjisi olarak kullanım diğeri ise elektrik enerjisine dönüştürülerek kullanım şeklidir. Elektrik enerjisi çevrimi için gerekli olan sıcaklık yaklaşık olarak 135 °C civarındadır. Fakat günümüzde teknolojik gelişmelerle uygun sıcaklık 70 °C - 80 °C aralığına kadar indirgenebilmiştir (McVeigh, 1984). Jeotermal kaynaklardan faydalanarak elektrik üretimi ilk olarak 1904 yılında İtalya'nın Larderello bölgesinde gerçekleştirilmiştir. Buhar dönüşüm sistemi kullanılarak elde edilen elektrik enerjisinden uzun yıllar faydalanılmıştır

(Doolittle, 1977). Larderello bölgesi Romalılar zamanında kaplıca olarak kullanılmış, yapılan savaşlar neticesinde büyük hasar görmesine rağmen tekrardan inşaa edilerek ekonomiye kazandırılmıştır. Bugün için halen bölgede üretilen elektrik enerjisi bir milyona yakın konutun ihtiyacını karşılarken dünya toplam jeotermal enerji üretiminin de % 10'unu oluşturmaktadır (Schlager, 2006).

Türkiye, sahip olduğu genç tektonik tabaka ve ona bağlı olarak gelişen volkanizma sayesinde jeotermal rezervler açısından oldukça zengin bir ülke durumundadır. Ülkemizde ilk gerçekleştirilen jeotermal enerji projeleri, 1962 yılında Maden Tetkik ve Arama Genel Müdürlüğü (MTA) tarafından sürdürülen sıcak sulara yönelik envanter çalışmalarının ardından başlamıştır (Şimşek, 2001).

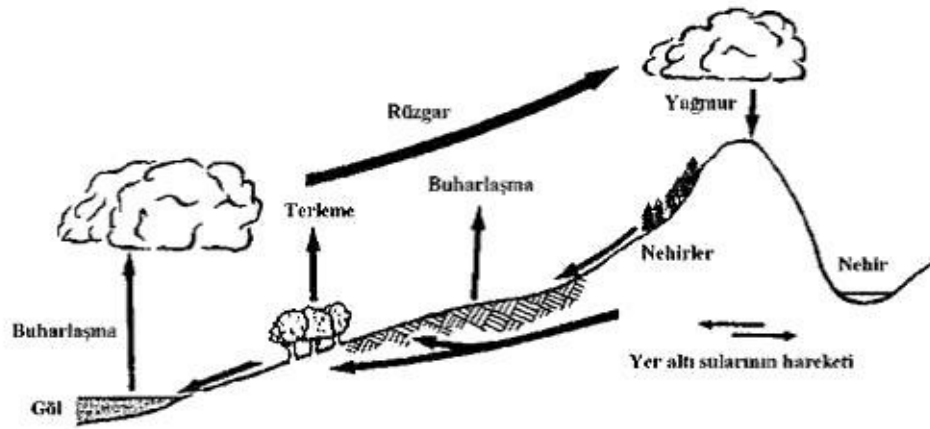
Jeotermal enerji potansiyeli bakımından dünyanın zengin ülkeleri arasında yer alan Türkiye'de 1000 civarlarında sıcak ve mineralli su kaynağı mevcuttur. Bu kaynakların %95'i ısıtma ve kaplıca uygulamaları için elverişli iken elektrik üretimi için yüksek sıcaklıklı rezerv sayısı sınırlıdır (DPT, 2001). Maden Tetkik ve Arama Genel Müdürlüğü'nün (MTA) çalışmaları neticesinde Türkiye'nin teorik olarak jeotermal enerji potansiyeli 31,500 MWt olarak belirlenmiştir (MTA, 2013).

Türkiye'de bulunan 172 adet farklı sıcaklıklara sahip jeotermal sahalardan doğrudan kullanım miktarı 1229 MWt olup, 827 MWt'ı jeotermal ısıtma uygulamaları için, geriye kalan 402 MWt'ı ise kaplıca amaçlı olarak değerlendirilmektedir. Türkiye'nin bugün itibarıyla işletilmekte olan başlıca jeotermal merkezi ısıtma sistemleri Gönen, Simav, Kırşehir, Kızılcahamam, Afyonkarahisar, İzmir, Sandıklı, Kozaklı, Diyarbakır, Salihli, Edremit, Sarayköy, Bigadiç ve Sarıkaya (Yozgat)'dır (Ural, 2006).

Ülkemizde sıcak kuru kayalardan enerji üretimi, Orta Anadolu ve Doğu Anadolu volkanik bölgelerinde potansiyel öngörülmesine rağmen yüksek finansal gereksinimler sonucu araştırılamamaktadır (Serpen, 2000). Türkiye'nin ispatlanmış jeotermal enerjisi haricinde (Şekil 3.6) sıcak kuru kayaları ve Doğu Anadolu Bölgesi'nde geniş alana yayılan jeolojik merkezleri değerlendirildiğinde mevcut potansiyel önemli ölçüde artış gösterebilir (İnol, 1978).

3.4 Hidrolik Enerji

Yenilenebilir enerji kaynaklarından bir diğeri ise hidrolik enerjinin kaynağı olan sudur. Su, döngüsel bir şekilde hareket ederek devamlı yenilenmektedir. Güneş vasıtasıyla buharlaşan su, soğuk hava dalgasıyla yoğunlaşarak yağmur ve kara dönüşür (Şekil 3.7). Bu sayede yüksek noktalara kadar taşınan su kütlesi ırmak, dere ve nehirler vasıtasıyla daha alçak seviyede bulunan denizlere doğru akış gösterir (Yerebakan, 2008).



Şekil 3.7. Hidrolik çevrim (DSİ, 2013).

Enerji üretimi ise suyun potansiyel enerjisinin kinetik enerjiye dönüştürülmesi ile gerçekleştirilir. Hareket kazanan suyun sahip olduğu enerji kullanılabilir formlara dönüştürülerek insanların yararlanması sağlanır. Elektrik amaçlı kullanımı son 100 yılda gerçekleşmesine rağmen suyun gücünden çok eskilerden beri yararlanılmaktadır (Görgün, 2008). Hidrolik enerjiyi, tarih boyunca dışa bağımlı olmayışı, acil durumlarda hızlı devreye girip-çıkması, kirlilik oluşturmaması ve sadece enerji üretilmesinin dışında sulama ve taşkın amaçlı kullanılabilirliği gibi özellikleri toplumlar tarafından tercih edilen bir kaynak haline getirmiştir.

Yüzyıllar önce küçük derelerin üzerine kurulan su değirmenleri ilk örneklerini teşkil etmektedir. Gıda maddelerinin üretiminden su saatlerine ve hatta

küçük tekstil atölyelerinin işletilmesine varıncaya kadar pek çok alanda yardımına başvurulmuş su değirmenleri on dokuzuncu yüzyıla kadar işlevini sürdürmüştür. Ağırlıklı olarak İngiltere ve daha sonraları Amerika’da modern iş hayatının simgesi sayılan su gücüne dayalı üretim, nehir gibi su yataklarına sahip dünyanın birçok coğrafi bölgesinde kullanılmıştır (Ağaçbiçer, 2010).

Günümüzde hidrolik güç geçmişte olduğu gibi insanlığın ihtiyaçlarının giderilmesi için talep edilen önemli bir kaynaktır. Elektrik üretimi amacıyla kullanılan kaynaklar arasında önemli bir yere sahip olan hidrolik güç, Birleşik Devletlerin toplam elektrik üretiminin %7’sini, dünyanın en büyük üreticisi konumunda olan Kanada’nın ise %21’ini karşılamaktadır (Chiras, 2006). Kanada’ya benzer şekilde Çin’de artan elektrik enerjisi ihtiyacının büyük bir bölümünü hidrolik güçten sağlamaktadır. Tahmini 18 GW kurulu güce sahip olmasına rağmen planladığı yeni baraj ve hidroelektrik santrallerle mevcut kapasitesini daha da arttırarak yenilenebilir enerjinin payını genişletmeyi hedeflemektedir (Evans, 2007).

Ülkemiz hidroelektrik enerjisi potansiyeli açısından Avrupa’da ikinci ve dünyada yirmi birinci sırada yer almaktadır. Mevcut su kaynakları sayesinde dünya genelinde hidroelektrik enerjisi üretiminde büyük öneme sahip ülkemizde işletmede 267 adet hidroelektrik santral bulunmaktadır. Bu santrallerin kurulu gücü 15.660 MW ve ortalama yıllık üretimi ise 54.000 GWh olup, toplam teknik potansiyelin %25’ine karşılık gelmektedir. Uluslararası Enerji Ajansı’nca (IEA) 2020’de dünya enerji tüketimi içerisinde hidroelektrik ve diğer yenilenebilir enerji kaynaklarının payının bugüne göre %53 oranında artacağı öngörülmektedir (DSİ, 2012).

3.5 Biyokütle Enerjisi

Biyokütle, bir türe veya çeşitli türlerden oluşan bir topluma ait yaşayan organizmaların belirli bir zamanda sahip olduğu toplam ağırlık olarak tarif edilir. Başka bir deyişle biyokütle, bir bölümü enerji üretiminde kullanılabilen, biyolojik kökenli, fakat fosil olmayan organik madde kütleleridir (Çetin, 2010). Fosil

kökenli kaynakların bu noktada farklılığı kendiliğinden uzun yıllar boyunca süren basınç ve sıcaklık altında doğal parçalanma sürecine maruz kalmalarıdır.

Biyokütlenin temel bileşenleri olan bitkisel ve hayvansal kökenli tüm organik maddeler biyokütle enerji kaynağı, bu kaynaklardan elde edilen enerji ise biyokütle enerjisi olarak tanımlanmaktadır. Günümüzün sanayileşen dünyasında biyokütle enerjisinin anlamı, doğal organik kaynakların konvansiyonel sistemlerde çalışan yakıt türüne dönüştürülmesi amacıyla işlenmesidir (Cassedy, 2000). Bu sebeple dünyanın birçok yerinde odun, tarım ve orman ürünleri, organik atıklar, deniz bitkileri, kamusal, evsel ve endüstriyel atıklar tesislerde toplandıktan sonra gerekli prosedürlere tabi tutulmaktadır.

Biyokütle ve diğer organik atıklar; elektrik ve ısı enerjisi üretimi, taşıtlar için sıvı ya da gaz yakıt üretimi ve yan ürün olarak çeşitli kimyasal madde eldesi özellikleri nedeni ile hem gelişmiş hem de gelişmekte olan ülkelerde büyük ölçüde kullanılmaktadır (Koçar vd., 2010).

Dünyada biyokütleden elde edilebilecek yıllık enerji, 1.120,000 MW'ı samandan, 500.000 MW'ı hayvan atıklarından, 1.360,000 MW'ı orman atıklarından, 2.400,000 MW'ı çöplerden ve 17.700,000 MW'ı şeker kamışı, odunsu bitkiler gibi enerji tarlalarından olmak üzere, toplamda yaklaşık 23.080,000 MW civarında büyük bir potansiyele sahiptir (TÇV, 2006).

Türkiye'nin geri kazanılabilir biyokütle potansiyeli 17 MTEP olarak tahmin edilmektedir. Türkiye sadece odun, bitki ve hayvan atıklarından yakacak olarak, ısınma ve pişirmede yararlanmakta ve dünyadaki modern biyokütle kullanım teknolojilerini yaygın olarak kullanamamaktadır. Türkiye'de biyogaz üretimi için hayvansal gübre, arıtma çamuru ve katı atık (çöp) önemli bir potansiyel oluşturmaktadır. Kümes hayvanı gübresinden ortalama 0.05 m³/gün (0.22 MJ/gün) biyogaz üretilbildiğinden, tavuk çiftlikleri kolaylıkla bunu gerçekleştirebilir ve büyük bir meblağ tutan enerji girdi masraflarını ortadan kaldırabilir. Kentler için yok edilmesi büyük sorun olan çöplerden enerji kaynağı olarak yararlanmamız mümkündür. Bu amaçla özellikle gelişmiş ülkelerde ve Avrupa Birliğine üye ülkelerde, çöpten elektrik enerjisi üreten termik santral

kurulmuştur. Türkiye'de bu konuda Ankara Mamak'ta 5,6 MW'lık bir santral üretimdedir. Bu tür uygulamalar ülke genelinde yaygınlaştırılmalıdır (Boztepe, 2009).

Modern biyokütle için enerji bitkileri tarımı, enerji planlaması ve tarımsal üretim planlaması kapsamında birlikte ele alınmalıdır. Türkiye'de kültürel yetiştiriciliğe ve gıda üretimi dışında fotosentezle kazanılabilecek enerjiye bağlı olarak biyokütle enerjisi brüt potansiyeli teorik olarak 135-150 MTEP/yıl kadar hesaplanmakla birlikte, kayıplar düşüldükten sonra net değer 90 MTEP/yıl olacağı varsayılmaktadır. Ancak, ülkenin tüm yetiştiricilik alanlarının yıl boyu yalnızca biyokütle yakıt üretimi amacıyla kullanılması olanaklı değildir. Olabilecek en üst düzeydeki yetiştiriciliğe göre teknik potansiyel 40 MTEP/yıl düzeyinde bulunmaktadır. Ekonomik sınırlamalarla 25 MTEP/yıl değeri, Türkiye'nin ekonomik biyokütle enerji potansiyeli alınabilir (Topal vd., 2008).

Biyokütle bakımından ülkemiz oldukça zengin olup bu kaynağın geliştirilmesi açısından da yeterli olanaklara ve çevresel koşullara sahiptir. Ülkemizin enerji bakımından dışa bağımlılığını azaltmak için, enerji ormancılığı ve enerji tarımına geçilmesi, bunlardan ve atıklardan biyoyakıt eldesinin geliştirilmesi, gübreler, atıklar ve çöplerden elde edilecek biyogaza gerekli önemin verilmesi gerekmektedir (Topal vd., 2008).

3.6 Dalga Enerjisi

Geleceğin artan enerji ihtiyacını karşılayabilecek alternatif kaynaklardan bir tanesi de okyanuslardır. Dünyamızın dörtte üçünü kaplayan su tabakasının oluşturduğu okyanuslar oldukça geniş bir alana yayılmıştır. Dolayısıyla bu kadar geniş bir sahada yer almaları oldukça yüksek bir enerji potansiyeline sahip olmalarını sağlar. Okyanuslardan elde edilebilen başlıca enerji türleri; dalga enerjisi, gel-git enerjisi ve okyanus sıcaklık farklılıklarından yararlanılarak üretilen enerjidir.

Temel prensip okyanusların içerdiği enerjiyi çeşitli düzenekler yardımıyla mekanik enerjiye çevirerek elektrik jeneratörlerine iletmektir. Böylece üretilen

elektrik enerjisinin nakil hatları vasıtasıyla tüketicilere ulaştırılabilmesi hedeflenmektedir. Okyanus kaynaklı enerji çeşitleri üzerinde uzun yıllar boyunca sürdürülen araştırmalar mevcut potansiyelden teknik olarak yararlanmanın mümkün olduğunu fakat ekonomik anlamda uygun olmadığını göstermiştir (Charlier et al., 2009). Dalgaların sahip olduğu potansiyel enerji su damlacıklarının çembersel hareketi ile kinetik enerjiye dönüşmektedir. Deniz ve okyanuslarda dalga oluşumuna sebep olan faktörler rüzgarlar, gel-git olayı ve deniz diplerinde yaşanan çökmeler ile depremler olup teknik olarak enerji üretimine imkan veren rüzgarların sebep olduğu dalgalardır (İnan, 1996).

Rüzgarların neden olduğu dalgaların başlıca kaynağı güneştir. Bu nedenle dalga enerjisi, güneş enerjisinin farklı bir boyutu olarak değerlendirilebilir. Yeryüzündeki okyanuslar ve denizler dikkate alındığında üretilebilmesi mümkün dalga enerjisi potansiyeli $2,7 \times 10^{12}$ W civarlarındadır (Charlier et al., 2009). Günümüzde modern tekniklerle geniş ölçekli elektrik üretimi yapabilen tek santral vardır. Wavegen adlı firma tarafından İskoçya'nın batı sahillerinde bulunan Islay adasında inşa edilen santral 500 kW güç üretebilme kapasitesine sahiptir. Mevcut dalga-elektrik enerjisi dönüşüm sistemlerinin en büyük dezavantajı hidrolik ve gel-git kaynaklarında olduğu gibi kesintili yapıya sahip olmasıdır (IEA, 2008).

Yapısal problemler nedeniyle okyanus ve deniz dalgalarından ekonomik olarak enerji elde edilmesi zor olmasına rağmen dalga enerjisinin avantajlı olduğu durumlarda mevcuttur. Bugün için elektrik enerjisi ihtiyacının artmakta olması dalga kaynaklarının avantajlı pozisyonlarını korumalarına neden olmaktadır (Scheer, 2007).

4. RÜZGAR ENERJİSİ İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR

Bir bölgenin topografik özelliği, rüzgarın yönü, hızı ve dağılımında önemli rol oynar. Dağ silsilesi, tepe ve kayalıklar rüzgar şeklini büyük ölçüde etkiler. Denize paralel, rüzgar yönüne dik, orta eğimli ve özellikle de çıplak olan dağ silsileleri, enerji üretimine uygun yerlerdir. Zirvedeki rüzgar hızı, eğim ve dağ silsilesinin büyüklüğüne bağlı olarak artar. Bu nedenle tepenin üst-ön kısımları rüzgar enerjisi tesisleri için uygundur (Çetin, 2006).

Rüzgarın oluşmasında; basınç merkezleri arasındaki yatay uzaklık, dünyanın kendi eksenini etrafındaki hareketi, yer şekilleri ve basınç farkı da etkili olmaktadır. Rüzgar, hızına göre fırtına, hortum, kasırga, tayfun vb. isimler alır. Rüzgarlar denizlerin dalgalanmasında, deniz akıntılarının oluşmasında ve karaların şekillenmesinde büyük önem taşımaktadır. Ayrıca rüzgarlar bitkilerin çoğalmasında da önemli aşılama özelliğine sahiptir (Öztürk, 2008).

Meteorolojik ve topografik açıdan rüzgarın yoğun olabileceği yerler aşağıdaki şekilde sıralanır (EİE, 1992):

1. Basınç değişiminin yüksek olduğu yerler,
2. Yağışların sürekli esen rüzgara paralel olduğu vadiler,
3. Yüksek, engebesiz tepe ve platolar,
4. Sürekli rüzgar alan az eğimli vadiler,
5. Güçlü rüzgar alanlarının etkisinde kalan tepe ve zirveler,
6. Jeostrofik rüzgar ve yüksek ısı değişimine sahip kıyı şeritleri.

Rüzgar enerjisi sistemlerinin başlıca avantaj sağlayan özelliklerini de şöyle sıralamak mümkündür;

- Rezerv yakıt tüketmezler ve sonsuz denebilecek bir kaynağa sahiptirler,
- Temiz ve yenilenebilir enerji kaynağıdır, çevre kirliliğine sebep olmazlar,
- Yerli kaynak kullanımı sağlandığında, dışa bağımlılık ortadan kalkar ve ekonomik katkı sağlar,
- Elektrik enerjisine dönüştürülmesi, teknik olarak mümkün ve basittir,
- Rüzgar, hava hareketi olduğundan nakil sorunu olmaz,
- Depolanmayı gerektirir ve bu depolama başka bir enerjiye çevrilerek mümkündür,
- Kullanılabilmesi için sağlıklı rüzgar ölçümlerinin yapılması ve potansiyel karakterinin belirlenmesi gerekmektedir (Güngör vd., 2003).

Rüzgar, dünya yüzeyine göre bağlı hava hareketidir. Hava yeryüzünde hareket edebilmek için bazı kuvvetlere ihtiyaç duyar. Rüzgarı oluşturan ve hızına etki eden atmosfer içindeki belli başlı kuvvetler gradyan kuvveti, coriolis kuvveti, merkezkaç kuvveti ve sürtünme kuvveti şeklinde sıralanır.

4.1 Gradyan Kuvveti

Gradyan kuvveti havayı yüksek basınçtan alçak basınca doğru hareket ettirecek şekilde etki eder (Özgener, 2002). Havayı yüksek basınçtan alçak basınca doğru yönlendirir. Gradyan kuvveti Denklem 4.1'deki gibi ifade edilir.

$$G = \frac{1}{\rho_h} \frac{\Delta P}{h} \quad (4.1)$$

G gradyan kuvveti (atm), ρ_h hava yoğunluğu (kg / m³), ΔP izobarlar arası basınç farkı, h izobarlar arası uzunluk (m) olarak ifade edilmektedir.

4.2 Coriolis Kuvveti

Coriolis kuvvetine yer dönmesinin saptırıcı kuvveti de denilmektedir. Genellikle iki grupta incelenir. Bunlardan ilki enlem dereceleri boyunca meydana gelen hareketler için yer dönmesi saptırıcı kuvveti, ikincisi ise ekvator dan kutuplara doğru veya ters yönde meydana gelen hareketler için yer dönmesi saptırıcı kuvvetidir. Kutupların ekseni etrafında batıdan doğuya doğru dönen dünyanın, hava kütlesi iki kuvvetin etkisindedir. Bunlar yerçekimi kuvveti ve merkezkaç kuvvetidir. Yerçekimi kuvveti, cismi yerin merkezine doğru çeker. Merkezkaç kuvveti ise cismi eksenden uzaklaştırmak ister (Öztürk, 2008).

4.3 Merkezkaç Kuvveti

Merkezkaç kuvveti girdap hareketi gösteren hava bölümlerinde rüzgarın yönü ve hızı üzerinde etkili olur. Bir basınç alanında basınç eğrileri ne kadar yuvarlak ise havanın girdap içindeki dönüş hareketi o kadar hızlı, merkezkaç etkisi de o oranda çok olur. Bu etki izobar eğrileri düzleştikçe azalır. Merkezkaç kuvvetinin birim kütleye etki eden ivmesi;

$$a = \frac{V^2}{R} \quad (4.2)$$

a , Merkezkaç kuvvetin birim kütleye etki eden ivmesi (m/sn^2),

V , Rüzgarın hızı (m/s),

R , Rüzgarın döner çapı (m) olarak ifade edilmektedir (Toklu, 2002).

4.4 Sürtünme Kuvveti

Rüzgarın yer yüzeyine sürtünmesi nedeniyle oluşur. Bu nedenle rüzgar hızını yavaşlatır. Sürtünme kuvvetinin etkisi, yer yakınında en yüksek değerdedir. Rüzgarlar sürtünmenin etkisinde olup olmamasına göre iki gruba ayrılır. Bunlar: Yüksek seviye rüzgarları ve yeryüzü rüzgarlarıdır. Yüksek seviye rüzgarları,

sürtünme kuvvetinin etkisinde değildir. Yeryüzü rüzgarları, sürtünme kuvvetinin etkisindedir (Öztürk, 2008).

4.5 Rüzgar Türleri

Rüzgarlar genellikle iki ana grupta incelenir. Bunlar sürekli ve süreksiz rüzgarlardır (Çizelge 4.1).

Çizelge 4.1. Genel olarak rüzgarların sınıflandırılması
(Özdamar, 2001).

Sürekli Rüzgarlar					Süreksiz Rüzgarlar		
Alize Rüzgarları	Kontr-Alize Rüzgarları	Muson Rüzgarları	Meltem Rüzgarları		Föhn Rüzgarları	Siklon Rüzgarları	Antisiklon Rüzgarları
			Kara ve Deniz Meltemleri	Dağ ve Vadi Meltemleri			

Alize rüzgarları; kuzey ve güney yarım kürede 30° enlem üzerinde bulunan yüksek basınç kuşağından ekvator üzerindeki alçak basınç kuşağına doğru eserler. Burada ısınan hava kütlesi yükselmeye başlar ve atmosferin yüksek bölgelerinde alize rüzgarlarının ters yönünde esen rüzgarlar oluşur. Bu rüzgarlara kontr-alize rüzgarları adı verilir. Meltem rüzgarları; karaların denizlerden ve dağların vadilerden daha çabuk ısınıp soğuması sonucu, üzerlerinde bulunan hava kütlelerini etkilemesi nedeni ile oluşurlar.

Föhn rüzgarları ise dağlık bölgelerdeki hava hareketlerinden meydana gelirler. Hareket halindeki bir hava kütlesi, yüksekçe bir dağa çarparak her 100 m’de 0,5 °C soğuyarak yükselir ve daha sonrada dağın diğer yamacına her 100 m’de 1 °C ısınarak iner (Özdamar, 2002).

Bir rüzgar türbininden elde edilebilecek olan enerjinin belirlenebilmesi için, rüzgarın temel parametreleri olan; esme hızı, esme süresi ve esme yönünün belirlenmesi gerekir. Bunun için de, rüzgar ölçümlerinin yapılması ve belirli bir periyot içerisindeki dağılımının gözlenmesi gerekmektedir. Bunun yanı sıra, çevredeki doğal olaylar da gözlenmelidir (Özdamar, 2002).

4.6 Rüzgar Gücü

Rüzgar gücü, hava yoğunluğuyla doğrusal olarak değişir. 15 °C sıcaklıkta ve 1 atm basınçta hava yoğunluğu 1.225 kg / m³ (Masters 2004). En genel haliyle hava yoğunluğu Denklem (4.3)'de gösterilmiştir.

$$\rho_h = \frac{P.MW.10^{-3}}{R.T} \quad (4.3)$$

Bu denklemde; P, mutlak basınç (atm), R, ideal gaz sabiti, T, kelvin cinsinden mutlak sıcaklık, MW, havanın moleküler ağırlığı olarak ifade edilir.

Rüzgar türbini çıkış gücü rotorun süpürdüğü alanla doğrusal olarak değişir. Yatay eksenli türbin için, rotorun süpürdüğü alan denklem 4.4'de gösterilmiştir. Bu denklemde R metre cinsinden kanat çapı, bir başka ifadeyle rüzgarın döner çapı olarak ifade edilmektedir (Patel 2006).

$$A = \frac{\pi}{4} R^2 \quad (4.4)$$

Hava, diğer akışkanlarda olduğu gibi kinetik enerjiye sahiptir. V_I hızı ile hareket eden m kütlesine sahip havanın kinetik enerjisi;

$$E_k = \frac{1}{2} m V_I^2 \quad [Nm] \quad (4.5)$$

'dir. Hareketli hava kütlesi, kanat süpürme alanı A olan bir rüzgar türbininin pervanesine dikey yönde çarptığında, hava kütlelerinde bulunan kinetik enerjinin bir kısmı frenlenir ve frenlenen enerji türbin kanatlarının çalıştırılmasında

kullanılır (Çetin, 2006). Türbin kanatlarına çarpan ρ_h yoğunluğundaki havanın kütleli debisi;

$$\dot{m} = \rho_h V_I A \quad [\text{kg/s}] \quad (4.6)$$

şeklinde ifade edilir.

Güç birim zamanda yapılan iş olarak tanımlandığında, rüzgarın iş yapabilme yeteneği (P_r);

$$P_r = \left(\frac{1}{2} \dot{m} V_I^2 \right) / t \quad [\text{Nm/s}] \quad (4.7)$$

olarak ifade edilebilir. $\dot{m} = dm/dt$ şeklinde ifade edilip, $\dot{m}$ yerine (4.6) numaralı eşitlik yazılırsa, rüzgardan elde edilebilecek teorik güç aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$P_r = \frac{1}{2} \rho_h A V_I^3 \quad [\text{W}] \quad (4.8)$$

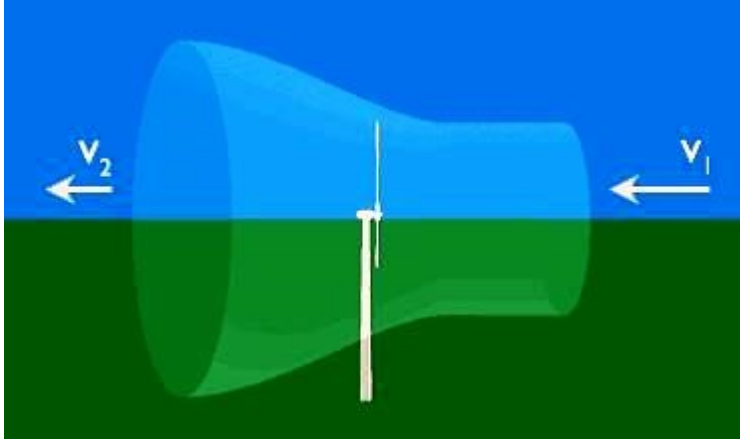
Tüm sistemlerde olduğu gibi, rüzgar dönüşüm sistemlerinde de bu teorik gücün tamamının kullanılması, teknik olarak mümkün değildir. Bir rüzgar enerjisi dönüşüm sisteminde, toplam verim;

- Türbin verimi

- Dişli mekanizmasının verimi

- Mekanik kavrama sisteminin verimi

- Generatör verimi değerlerine bağlıdır. Bunlardan en önemlisi C_p ile ifade edilen türbin verimidir (Çetin, 2006). Bununla birlikte bir rüzgar türbininde elde edilebilecek verimin %59,26'yı aşamayacağı Betz tarafından ortaya konmuştur (Çetin vd., 2003). Betz teoremi ile ilgili olarak, rüzgar pervanesinden geçen havanın enerji hareketi Şekil 4.1'de görülmektedir.



Şekil 4.1. Betz kanunu (Özpınar, 2007).

Rüzgar pervanesinden geçen havanın enerji dengesi;

$$E_{kt} = E_{k1} - E_{k2} \quad [Nm] \quad (4.9)$$

şeklinde tanımlanabilir.

Hareket halindeki rüzgarın taşıdığı kinetik enerji, kinetik enerjinin tanımına göre düzenlenecek olursa (4.9) numaralı eşitlik, aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$E_{kt} = \left(\frac{1}{2}\right) m (V_1^2 - V_2^2) \quad [Nm] \quad (4.10)$$

Güç; birim zamanda yapılan iş olduğuna göre, türbinden elde edilecek güç;

$$P_t = \frac{E_{kt}}{t} = \left(\frac{1}{2}\right) \left(\frac{dm}{dt}\right) (V_1^2 - V_2^2) \quad [Nm/s] \quad (4.11)$$

şeklinde yazılır. Burada; dm/dt , $\dot{m}$ ile ifade edilirse, türbinden elde edilecek güç;

$$P_t = \left(\frac{1}{2}\right) \dot{m} (V_1^2 - V_2^2) \quad [W] \quad (4.11)$$

şeklini alır. Rüzgarın türbin kanatlarında yapacağı iş, aynı zamanda rüzgar tarafından kanatlara uygulanan birim zamandaki basınca bağlıdır:

$$P_t = S \cdot V \quad [\text{W}] \quad (4.12)$$

Rüzgarın, türbin kanatlarına yapacağı basınç ise;

$$S = \dot{m}(V_1 - V_2) \quad [\text{kgm/s}^2] \quad (4.13)$$

şeklinde ifade edilebilir. (4.11) ve (4.12) numaralı denklemler birbirine eşitlenip, (4.13)'de yerine yazılırsa;

$$\dot{m}V(V_1 - V_2) = \left(\frac{1}{2}\right)\dot{m}(V_1^2 - V_2^2) \quad (4.13)$$

elde edilir. Buradan;

$$V = \frac{1}{2} (V_1 + V_2) \quad [\text{m/s}] \quad (4.14)$$

şeklinde bir sonuç elde edilir. Bu durumda, türbine gelen rüzgar hızının, kanatların önündeki ve arkasındaki rüzgar hızlarının ortalaması olduğu sonucu ortaya çıkmaktadır. (4.6) numaralı eşitlik kullanılarak, türbinden geçen havanın kütesel debisi ($\dot{m}$), (4.11)'de yerine yazılırsa;

$$P_t = \left(\frac{1}{2}\right)\rho_h A V (V_1^2 - V_2^2) \quad [\text{W}] \quad (4.15)$$

ifade elde edilir. (4.14) numaralı eşitlik, (4.15)'de yerine yazılırsa;

$$P_t = \left(\frac{1}{4}\right)\rho_h A (V_1 + V_2)(V_1^2 - V_2^2) \quad [\text{W}] \quad (4.16)$$

ifadesi elde edilir. P_t ve P_r değerleri birbirine oranlandığında;

$$C_p = \frac{P_t}{P_r} = \frac{1}{2} \left[1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2 \right] \left[1 + \left(\frac{V_2}{V_1}\right) \right] \quad (4.17)$$

türbin verimi olan C_p elde edilir. $\frac{V_2}{V_1} = n$ ile tanımlanırsa;

$$C_p = \left(\frac{1}{2}\right) (1 - n^2)(1+n) \quad (4.18)$$

şeklinde verim katsayısı fonksiyonu elde edilir. Fonksiyonun türevini alınıp sıfıra eşitlendiğinde, C_p 'yi maksimum yapan n değeri $1/3$ olarak bulunur. Bunun anlamı, C_p 'nin maksimum olması için kanatların, rüzgarın türbin giriş hızı, türbinden çıkış hızınının 3 katı olacak şekilde dizayn edilmesi gerektiğini göstermektedir. Bu durumda türbinden elde edilecek maksimum verim, 0,5926 olacaktır. Pratikte bu oran yaklaşık %45 olabilmektedir (Çetin, 2001).

4.7 Kanat Hız Oranı

Kanat hız oranı, V rüzgar hızına, kanatların açısal dönme hızına ω ve kanat çapına R bağlı olarak değişmektedir (Shepherd et al, 2003). Bu ifade performans katsayısını belirleme açısından da önemlidir. Kanat hız oranı Denklem 4.19'da ifade edilmiştir.

$$\lambda = \frac{R\omega}{V} \quad (4.19)$$

4.8 Yüksekliğe Bağlı Rüzgar Hızı Değişimi

Rüzgar hızı, ölçüm yapılan noktanın coğrafi koşullarına ve yüksekliğine bağlı olarak değişir. Bu nedenle uygulama ile teorik esasların örtüşebilmesi için rüzgar türbininin kurulması planlanan yükseklikteki rüzgar hız değerlerinin (V_r) ölçülmesi yada hesaplanması gereklidir. Ölçümlerin yapıldığı yükseklik (H_{ref}) ile rüzgar türbini kule yüksekliğinin (H) farklı olması durumunda; ölçüm değerleri (V_{ref}), Hellmann katsayısı (μ) kullanılarak (4.20) numaralı eşitlik yardımıyla istenilen yüksekliklere aktarılabilir (Özdamar, 2001).

$$V_r = V_{ref} \left(\frac{H}{H_{ref}} \right)^\mu \quad [m/s] \quad (4.20)$$

Hellmann katsayısı da rüzgar hız ölçüm yerinin coğrafi özelliklerine bağlıdır ve Çizelge 4.2'de gösterilmektedir.

Çizelge 4.2. Hellmann katsayısının değışimi (Çetin, 2006).

Ölçüm Yerinin Tanımı	μ (Hellmann Katsayısı)
Açık deniz, kıyı şeridi	0,14
Açık alan ve tarlalar	0,18
Ağaçlık alan ve şehir	0,28
Yüksek binalı kentsel alan	0,27-0,40

5. RÜZGAR TÜRBİNLERİ

Tahrik edilen kısmı ile dönme hareketi yapan ve bir akışkanda bulunan enerjiyi milinde mekanik enerjiye dönüştüren makineler türbin olarak adlandırılmaktadır (Şipar, 2011). Bu tanımlamadan yola çıkarak kanatları ile dönme hareketi yapan ve rüzgar enerjisini milinde mekanik enerjiye dönüştüren makineler de rüzgar türbini olarak tanımlanabilir. 1950 yılında Profesör Ulrich Hütter deneysel sistemde rüzgar türbinleri üzerinde rotor bıçakları yapımında modern aerodinamik ve modern fiber optik teknolojisi uygulamıştır. Danimarkalı Poulla Cour 1958 yılında doğru akım üreten bir rüzgar türbini geliştirmiştir. Öğrencilerinden biri olan Johannes Juul ilk kez şebeke beslenmeleri için “Danimarkalı Konsept” adıyla bir alternatif akım konsepti oluşturmuştur. Bugün, tüm rüzgar türbinlerinin neredeyse yarısı bu ilkeye göre çalışır. 1980'lerde, Danimarkalılar 100kW ile 20kW nominal çıkışlı küçük türbinler geliştirilmiştir. Günümüzde 3MW-5MW'lık kara türbinleri (onshore); 10MW'lık deniz türbinleri (offshore) bulunmaktadır (TÜREB, 2011).

Genellikle rüzgar türbinlerinin sınıflandırılmasında en çok kullanılan sınıflandırma biçimi, rotor ekseninin yeryüzüne göre konumu veya başka bir ifadeyle dönme eksenine göre olup, 3 temel grupta incelenir. Bunlar;

- ❖ Yatay eksenli rüzgar türbinleri
- ❖ Dikey eksenli rüzgar türbinleri
- ❖ Eğik eksenli rüzgar türbinleridir.

5.1 Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri

Yatay eksenli rüzgar türbinlerinde, dönme eksenleri rüzgar yönüne paralel ve kanatlar rüzgar yönüne diktir. Ticari türbinler genellikle yatay eksenli olup rotor, rüzgarı en iyi alacak şekilde döner bir tabla üzerine yerleştirilmiştir. Kanatların rüzgarın esme yönüne dik olması sayesinde türbin rotoru maksimum enerjiyi tutabilmektedir. Kanatlardaki kaldırma kuvveti rotorun dönmesini sağlar.

Yatay eksenli rüzgar türbinleri, farklı sayıda rotor kanadına sahip olan ve rüzgarı önden alan veya rüzgarı arkadan alan sistemler olarak da çeşitlilik gösterirler. Yatay eksenli türbinlerinin çoğu, rüzgarı önden alacak şekilde tasarlanırlar. Rüzgarı arkadan alan rüzgar türbinlerinin ise, yaygın bir kullanım yeri yoktur. Rüzgarı önden alan türbinlerin diğerine göre avantajı, kulenin oluşturduğu rüzgar gölgelenmesinden etkilenmemesidir. Dezavantajı ise, türbinin sürekli rüzgarın esme yönünde konumlandırılmasının gerekliliğinden dolayı yönlendiriciye ihtiyaç duyulmasıdır (Karadağ, 2009).

Yatay eksenli türbinlerde (Şekil 5.1) rotor, dişli çark, jeneratör ve fren bir kule üzerinde yatay şafta bağlanmışlardır. Büyük güçlü türbinlerde (1 MW'dan büyük) transformatör de kulenin tepesinde türbin gövdesinde yer alır. Küçük güçlü türbinlerde ise, transformatör şebeke bağlantı sistemleri ile birlikte yerde bulunur.



Şekil 5.1. Yatay eksenli bir rüzgar türbini (Goch et al., 2012).

Bu türbinlerde rotor kanatların sayısı azaldıkça rotor daha hızlı dönmektedir. Bu türbinlerin verimi yaklaşık %45'dir. Kanat uç hız oranı (λ) değerine bağlı olarak rotordaki kanat sayısı değişir. Eğer;

- $\lambda = 1-5$ Çok kanatlı rotor,
- $\lambda = 6-8$ Üç kanatlı rotor,
- $\lambda = 9-15$ İki kanatlı rotor,
- $\lambda > 15$ Tek kanatlı rotor kullanılır (Karadağ, 2009).

Tek kanatlı rüzgar türbinlerinin yapılmasının sebebi, kanat sayısına göre yüksek dönme hızlarına sahip olmasıdır. Bu sayede de makine kütlesi ve rotorun döndürme momenti azaltılmaktadır. Bir kanatlı rüzgar türbinlerinin kanat uç hızı, üç kanatlı rüzgar türbinlerine kıyasla iki kat daha yüksektir. Bu da çalışmaları sırasında aşırı gürültüye sebebiyet vermektedirler.

İki kanatlı rüzgar türbinlerinin rotor balansı, bir kanatlı türbinlere göre daha düzgündür. Fakat iki kanatlı rüzgar türbinlerinde rotorun sebep olduğu dinamik hareketleri önlemek için ilave teknik güce ihtiyaç duyulmakta buda maliyetin daha fazla artmasına sebep olmaktadır. Kanat bağlantı noktalarının titreşimini azaltmak için rotora kadran sistemi ilave edilmiştir. Bu kadran, rotor şaftına dikey ve iki rotor kanadına dik yerleştirilir. Üç kanatlı rüzgar türbinleri ile kıyaslandığında en büyük avantajı; kanat uç hızlarının yüksek olmasıdır. Dezavantajları incelendiğinde ise bu rüzgar türbinlerinin tek kanatlı rüzgar türbinlerinde olduğu gibi yüksek gürültü seviyelerinin gözlenmesi ve yüksek rüzgar hızlarında çalıştırılmamasıdır.

Üç kanatlı rüzgar türbinleri, dünyanın her tarafında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu türbinlerde üç tane kanat kullanılmasının en önemli nedeni, dönme momentinin daha düzgün olmasındandır. Bu türbinler de, türbinin yapısı üzerinde depolanan yüklerden dolayı salınım yapan atalet momenti olmadığından, kanat bağlantı göbeğinin içerisinde titreşim önleyici pahalı parçalara ihtiyaç duyulmaz. Tek ve iki kanatlı türbinlerle kıyaslandığında oldukça düşük gürültü seviyelerine sahiptirler. Fakat küçük güçlü rüzgar türbinlerinde üç kanat kullanıldığında güç problemleri ile karşılaşmaktadır. Bu problemlerin çözümü için ise düşük devirde dönen rotorun devir sayısını $1/n$ oranında arttıran dişliler

kullanılır. Bir başka çözüm yolu ise “Cut in” olarak adlandırılan hız değerine ulaşınca kadar, jeneratör boşa çalıştırılır.

Çok kanatlı rüzgar türbinlerinin ilk örnekleri rüzgar gülleridir. Özellikle su pompalanması gereksinimini karşılamak amacıyla bu türbinler çok kanatlı olarak üretilmiştir. Çok düşük rüzgar hızlarında çalışabilmektedirler. Türbin kanatlarının genişlikleri, pervane göbeğinden uçlara gidildikçe artış gösterir. Pervane mili, dişli kutusuna bağlanarak, jeneratör mili devir sayısı artırılır ve otomobillerde uygulama alanı bulan jeneratörler kullanılır. Bu yapılar rüzgarı her zaman dik alabilmek için yönlendiriciye ihtiyaç duyarlar (Nurbay vd., 2005)

5.2 Dikey Eksenli Rüzgar Türbinleri

Bu türbinlerde dönme eksenleri düşey ve rüzgara diktir. Kanat kirişleri dönme eksenine dik olacak şekilde yerleştirilmiştir. Dikey eksenli rüzgar türbinlerinin başlıcaları; Savonius tipi, Darrieus ve H- Darrieus tipidir.

Savonius rüzgar türbini ilk olarak 1924 yılında Finli mühendis Sigurd Savonius tarafından icat edilmiş olup 1929 yılında patenti alınmıştır. Basit bir yapıya sahip olması ve kolay inşa edilebilmesinden dolayı tercih edilmektedir.

Savonius türbinleri yüksek başlangıç torklarına sahiptir. Bunun sebebi aerodinamik yapıları gereği her yönden esen rüzgarı alabilme özelliğine sahiptirler. Verimleri yatay eksenli rüzgar türbinlerine göre oldukça düşüktür. Savonius tipi rüzgar türbinlerinin bakımı ve işletmesi oldukça basittir (Dursun vd., 2005). İki yatay disk arasına yerleştirilmiş ve merkezleri birbirine göre simetrik olarak kaydırılmış, “kanat” adı verilen iki yarım silindirden oluşmaktadır (Şekil 5.2). Belirli bir hızla gelen rüzgarın etkisiyle, çarkı oluşturan silindirin iç kısmında pozitif ve dış kısmında negatif bir moment olmaktadır. Pozitif moment, negatif momentten daha büyük olduğundan, dönme hareketi pozitif moment yönünde sağlanır. (Ushiyama et al., 1988).



Şekil 5.2. Savonius tipi dikey eksenli rüzgar türbini (Uysal, 2008).

Darrieus tipi dikey eksenli rüzgar türbinlerinde, düşey şekilde yerleştirilmiş iki tane kanat vardır (Şekil 5.3). Kanatlar, türbin mili uzun eksenli olan bir elips oluşturacak şekilde yerleştirilmişlerdir. Dikey eksenli türbinlerde, kanatların iç bükey ve dış bükey yüzeyleri arasındaki çekme kuvveti farkından dolayı dönme hareketi oluşur. Yapısı gereği Darrieus tipi rüzgar türbinlerinde, rüzgarın tek yönden estiği düşünülürse; türbinin verdiği güç, sinüs şeklinde bir eğri oluşturur. Dikey eksenli rüzgar türbinleri değişen rüzgar yönleri için rüzgar yön takip sistemlerine ihtiyaç duymazlar. Her türlü rüzgar yönünde dönerler. Bu tipteki rüzgar türbinlerinin güç katsayısı 0,15'ten az olduğundan dolayı güç üretiminde tercih edilmezler (Şen, 2003).



Şekil 5.3. Darrieus tipi dikey eksenli rüzgar türbini (Karadağ, 2009).

H-Darrieus tipi dikey eksenli rüzgar türbini, Darrieus tipi rüzgar türbinlerinin geliştirilmesiyle meydana gelen daha karmaşık tipte bir türbindir. Darrieus rüzgar türbinleri ile kıyaslandığında iki temel farkla karşılaşılır. Bunlar:

- ❖ Aerodinamik profili düzdür.
- ❖ Kanatlara pitch kontrol uygulanır. (Nurbay vd., 2005).

Dikey eksenli türbinlerin avantajları şöyle sıralanabilir:

- Jeneratör ve dişli kutusu yere yerleştirildiği için, türbini kule üzerine yerleştirmek gerekmez. Böylece kule masrafı olmaz.
- Türbini rüzgar yönüne çevirmeye gerek yoktur.
- Türbin mili hariç diğer parçaların bakım ve onarımı kolaydır.
- Elde edilen güç toprak seviyesinde çıktığından, nakledilmesi daha kolaydır.

Dezavantajları ise şöyledir:

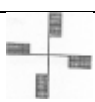
- Yere yakın oldukları için alt noktalardaki rüzgar hızları düşüktür.
- Verimi düşüktür.
- Çalışmaya başlaması için bir motor tarafından ilk hareketin verilmesi gerekir.
- İlk hareket motoruna ihtiyacı vardır.
- Ayakta durabilmesi için tellerle yere sabitlenmesi gerekir. Bu da uygulamada kullanışlı değildir.

- Türbin mili yataklarının değişmesi gerektiğinde, makinenin tamamının yere yatırılması gerekir (Şen, 2003).

5.3 Eğik Eksenli Rüzgar Türbinleri

Dönme eksenleri, düşeyle rüzgar yönünde belirli bir açı yapan türbinlerdir. Ayrıca kanatlar ve dönme eksenini arasında da belirli bir açı bulunmaktadır. Yaygın bir kullanım alanı yoktur.

Çizelge 5.1. Kullanılmakta olan rüzgar türbin tipleri ve bunların kullanım yerleri (Ertürk, 2005)

Rotor Tipi		C_p (Güç Katsayısı)	Rpm	Tork	Kullanım Yeri
Pervane tipi		0.42	Yüksek	Alçak	Elektrik Üretimi
Darries tipi		0.40	Yüksek	Alçak	Elektrik Üretimi
Cyclogiro tipi		0.45	Orta	Orta	Elektrik Üretimi veya Su pompalama
Çok kanatlı tip		0.35	Orta	Orta	Elektrik Üretimi veya Su pompalama
Yelken kanat tipi		0.35	Orta	Orta	Elektrik Üretimi veya Su pompalama
Fan tipi		0.30	Alçak	Alçak	Su pompalama
Savonius tipi		0.15	Alçak	Yüksek	Su pompalama
Hollanda tipi		0.17	Alçak	Yüksek	Su pompalama veya değirmen

Yatay eksenli, dikey eksenli ve eğik eksenli olmak üzere 3 temel grupta sınıflandırılan rüzgar türbinleri, aynı zamanda rotor hızlarına, güç kontrol sistemine ve kullanım yerine göre de çeşitlilik gösterir.

5.4 Rotor Hızlarına Göre Rüzgar Türbinleri

Rotor hızlarına göre rüzgar türbinleri de kendi arasında sabit hızlı, iki hızlı ve değişken hızlı olmak üzere gruplandırılır.

Sabit hızlı türbinler, sabit devirde döner ve sabit güç üretirler. Böyle sistemlerin tasarımı ve uygulaması daha kolaydır. Bu sistemler şebeke bağlantılı pek çok rüzgar türbininde kullanılmıştır. Ancak bu türbinlerde karşılaşılan en büyük sıkıntı tek hızda döndükleri ve buna bağlı olarak sadece belirli bir rüzgar hızında ve civarında en verimli şekilde çalıştıkları için bu nominal hızdan uzaklaştıkça verimleri düşer.

İki hızlı rüzgar türbinleri, adından da anlaşıldığı üzere iki farklı hızda çalışabilmektedir. Bu türbinlerde önceleri iki farklı jeneratör kullanılmakta iken artık tek jeneratör kullanılmaktadır. Bu jeneratörün kutup sayısı (4/6) değiştirilerek, jeneratörün senkron hızı (genellikle 1000/1500 dev/dk) ayarlanabilmektedir. İki hızlı türbinler, düşük hızlarda uç hız oranına göre ayarlama yaparak verimi yükseltmektedir. Fakat bu sistemler jeneratör kutupları arasındaki geçiş sırasında oluşabilecek akım yükselmesi gibi sorunlara karşı önlem almayı gerektirmektedir. İki hızlı türbinler, dünya genelinde en yaygın kullanılan sistemlerdir, çünkü sabit hızlı türbinler gibi daha basit mekanizmalardır ve onlara oranla enerji üretiminde artış sağlarlar.

Değişken hızlı rüzgar türbinlerinin temel avantajı, geniş bir rüzgar hızı aralığında optimum uç hız oranında çalışabilmeleri, böylece rotor verimliliğini yükseltip daha fazla enerji elde edilmesini sağlamalarıdır. Bu türbinler genel olarak, birlikte kullanıldıkları pitch sistemi ile birlikte nominal hızdan çok düşük hızlarda dahi yüksek verimlilikle çalışabilirler. Ayrıca bu türbinler, düşük rüzgar hızlarında ve düşük devirlerde çalıştıkları için gürültü konusunda da avantaj sağlarlar. Değişken hızlı türbinlerde daha farklı jeneratör kullanılması ve ayrıca

gelişmiş bir güç elektroniği uygulaması gerektirmektedir. Bunlar maliyeti yükseltmektedir. O yüzden büyük ölçekli santrallerin kurulmasında kullanılırlarsa optimum bir noktada bu türbinlerden faydalanıla bilinir (Karadağ, 2009).

5.5 Güç Kontrol Sistemine Göre Rüzgar Türbinleri

Rüzgar türbinleri, nominal gücü sağlayabilmek için tasarlandıkları hızların (nominal hız) üzerinde, türbinin zarar görmesini önlemek amacıyla kontrol sistemlerine sahiptirler. Bu sistemler, türbin nominal hızı aştıktan sonra kanatların aerodinamik performansını düşürerek jeneratörde oluşabilecek aşırı yüklemeyi önlerler. Bu amaçla kullanılabilecek 5 temel tasarımdan oluşur. Bunlar:

- Pasif Stall Kontrolü
- Aktif Pitch Kontrolü
- Aktif Stall Kontrolü
- Sapma Kontrolü
- Pasif Pitch Kontrolü dür.

Bunlardan sapma kontrollü ve pasif pitch kontrollü olan tasarımların yaygın bir uygulama alanları yoktur. Stall kontrol, aktif stall kontrol ve pitch kontrollü sistemler en yaygın olarak kullanılanlardır.

5.6 Kullanım Yerlerine Göre Rüzgar Türbinleri

Kullanım yerlerine göre rüzgar türbinleri şebeke bağlantılı ve şebeke bağlantısız olmak üzere iki grupta incelenmektedir. Rüzgar enerjisi kesintili bir enerji kaynağıdır. Şebeke bağlantılı rüzgar türbinlerinde rüzgar enerjisi, elektrik enerjisine çevrilerek şebekeye verilmeden önce çeşitli kademelerden geçmektedir. Şebeke bağlantılı rüzgar türbinleri yüksek rüzgar hızlarında, yüksek devir sağlamak için 2-3 kanatlı yapılmaktadır. Su pompalamak için kurulan rüzgar türbinleri ise, çok kanatlı olduğu için düşük devir sağlamaktadır. Şebeke bağlantılı

rüzgar türbinleri küçük ölçekli ihtiyaçları karşılayabileceği gibi, belirli bir yerde çok sayıda şebekeye de elektrik sağlayabilir.

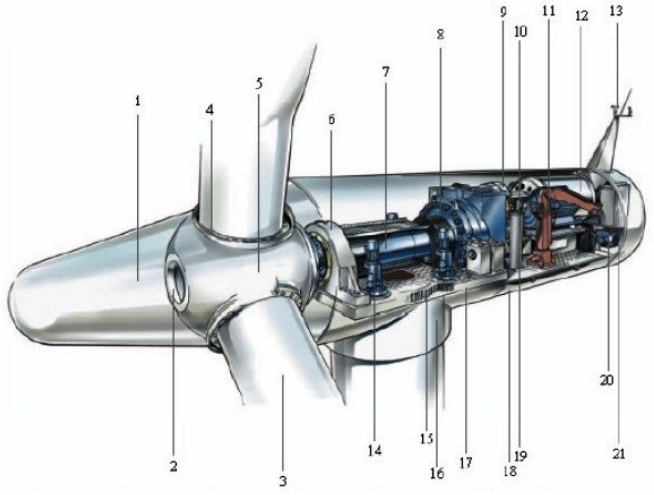
Büyük güçlü rüzgar santralleri elektrik şebekesine bağlı ve birden fazla türbin içeren rüzgar çiftlikleri biçiminde kurulmaktadır. Birbirine bağlanmış çok sayıda rüzgar türbini yerel dağıtım şebekesini besler ve yerel tüketici firmalara da bu elektrik satılabilir (Özgür, 2002).

Şebeke bağlantısız rüzgar türbinleri, genellikle üç kanatlı, transmisyon sistemi, doğru akım jeneratörü, yöneltici kuyruk ve fren sisteminden oluşmaktadır. Makine daha çok direk tipi kule üzerine yerleştirilir. Elde edilen doğru akım akü ile depolanabilir. Şebekeden bağımsız rüzgar elektrik sistemleri birkaç kW ile 100 kW arasında kullanılmakla birlikte, çoğunlukla 30 kW'ı aşmamaktadır. Türkiye'de özellikle 10 kW'tan küçük güçlerde rüzgar ve güneş enerjisinin beraber kullanıldığı elektrik sistemlerine bir talep olduğu ve bu tür sistemlerin piyasaya çıkarıldığı da görülmektedir. Bu sistemler doğru akım karakterli ve akülüdürler. Ancak, pahalı olmaları yaygınlaşmalarını engellemektedir (Özgür, 2002).

5.7 Rüzgar Türbini Bileşenleri

En temel anlamda yatay eksenli rüzgar türbinini oluşturan parçalar Şekil 5.4'te gösterilmiştir. Buna göre türbin için en temel parçalar şunlardır:

1- Pervane muhafazası, 2- Pervane birleştirici, 3- Kanat, 4- Kanat eğim yatağı, 5- Rotor Göbeği, 6- Merkezi mil yatağı, 7- Ana mil (şaft), 8- Dişli kutusu, 9- Fren diski, 10- Bağlantı noktası, 11- Servis vinci, 12- Jeneratör, 13- Meteorolojik algılayıcılar, 14- Yaw dişlisi, 15- Yaw yatağı, 16- Kule, 17- Türbin taban plakası, 18- Gövde, 19- Yağ filtresi, 20- Jeneratör fanı, 21- Yağ soğutucu.



Şekil 5.4. Rüzgar türbininin temel parçaları (Şipar, 2011).

Modern yatay eksenli rüzgar türbinlerini oluşturan ana elemanlar aşağıdaki gibi sıralanabilirler;

- ✚ Motor yuvası (Nasel)
- ✚ Kanatlar (Rotor Blades)
- ✚ Kanatların bağlantı noktası (Hub)
- ✚ Düşük hız mili (Şaftı)
- ✚ Dişli kutusu (Gearbox)
- ✚ Mekanik frenli yüksek hız mili (Şaftı)
- ✚ Elektrik jeneratörü
- ✚ Rota mekanizması (Yaw)
- ✚ Elektronik kontrol ünitesi
- ✚ Hidrolik sistem

 Soğutma ünitesi

 Kule (Tower)

 Anemometre

5.7.1 Motor yuvası (Nasel)

Motorlar ve üreteç dahil rüzgar türbinlerinin tüm elemanlarını içinde barındıran taşıyıcı elemandır. Nacelle'nin solunda rüzgar türbin rotoru, kanatlar ve kanatların bağlantı noktası bulunur.

5.7.2 Kanatlar

Kanatlar rüzgarı yakalar ve rüzgarın sahip olduğu gücü rotora aktarır. Bir rüzgar türbininden maksimum enerji üretimini sağlayabilmek, rüzgar türbin kanadının aerodinamik yapısına bağlıdır. Rüzgar türbin kanadının aerodinamik yapısının önemi rüzgarın barındırdığı kinetik enerjinin maksimum %59'unun yararlı enerjiye dönüştürülebiliyor olmasından kaynaklanmaktadır (Eker vd., 2003).

Kanat tasarımı, rüzgar türbini için çok önemlidir. Bu sebeple kanat tasarımı konusunda uzun süre çalışmalar yapılmıştır ve çeşitli kanat profilleri geliştirilmiştir. Türbinlerin verimlerinin artırılması için geliştirilen bu kanat profillerinin üzerinde yoğun olarak teorik çalışmalar yapılan NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) profilleri örnek olarak gösterilebilir.

5.7.3 Kanatların bağlantı noktası

Kanatların bağlandığı elemandır. Bu noktalar, bazı türbinlerde servo kontrollü hareketli parçalardan oluşur. Bu sayede verimlilik artırılabilir. Çünkü kanatlar açılabilir olarak kontrol edilir ve rüzgarın hızına göre optimum açıda kontrol sağlanır.

5.7.4 Düşük hız mili

Düşük hız mili, pervane göbeğini dişli kutusuna bağlayan elemandır. 600 kW'lık bir rüzgar türbininde, dişli nispeten yavaş olup 19-30 dev/dak'lık bir hızla döner.

5.7.5 Dişli kutusu

Pervane milindeki enerji, jeneratöre bir dişli sistemi ile aktarılır. Dişli sistemi, pervane milinin devir sayısını jeneratörün gerek duyduğu devir sayısına çıkarır. Dişli kutusu bir rüzgar türbinin en ağır parçasıdır (Şekil 5.5).



Şekil 5.5. Rüzgar türbini dişli kutusu (Şipar, 2011).

Dişli kutusu, düşük hızlı mil ile yüksek hızlı mili birbirine bağlar ve elektrik üretmek için birçok jeneratörün ihtiyaç duyduğu dönüş hızı olan dakikada 30-60 (rpm) devirden, dakikada 1000-1800 (rpm) devire kadar çıkarır.

5.7.6 Mekanik frenli yüksek hız mili

Yaklaşık 1.500 devir/dak ile döner ve elektrik jeneratörünün çalışmasını sağlar. Aerodinamik frenlerde karşılaşılabilecek bir arıza durumunda acil olarak devreye giren bir mekanik disk frenine sahiptir.

5.7.7 Elektrik jeneratörü

Rüzgar türbinlerinde kullanılan elektrik jeneratörü, kanatlardan gelen hareket enerjisini elektrik enerjisine çevirir. Rüzgar türbinlerinde üç tip jeneratör kullanılmaktadır. Bunlar;

- ❖ Doğru Akım Jeneratörleri
- ❖ Senkron Jeneratörler (Alternatörler)
- ❖ Asenkron (İndüksiyon) Jeneratörler dir.

Küçük güçlü sistemlerde ve elektriğin şebekeden bağımsız kullanılmasının tercih edildiği yerlerde doğru akım jeneratörü kullanılmaktadır. Mekaniksel komütatörlü doğru akım makinelerinin daimi mıknatıslı olarak üretilmeye başlanması ile komitatör devre dışı kalmıştır. Daimi mıknatıslı makinelerde üretilen alternatif akım, yarı iletken doğrultucular ile doğru akıma dönüştürülür. Fırçasız doğru akım makineleri olarak da isimlendirilen bu makineler, daimi mıknatısların kapasitelerinin ve güçlerinin sınırlı olması nedeniyle, küçük güçlü rüzgar türbinlerinde kullanılmaktadırlar (Patel, 2006).

Doğru akım jeneratörleri, günümüzde yerini genellikle senkron veya asenkron jeneratörlere bırakmıştır. Bu jeneratörler, dönüştürücüler yardımıyla kolayca doğru akımı alternatif akıma dönüştürebilen güç elektroniği elemanlarına sahiptirler. Sabit stator ve dönen rotor olmak üzere iki kısımdan oluşurlar. Her iki jeneratör tipinde de, stator benzer yapıdadır. Statorlar sabit hızda manyetik alan meydana getirirler (Tümerdem, 2002). Orta ve büyük rüzgar türbin endüstrisinde asenkron jeneratörler, yaygın bir şekilde kullanılmakta olup tercih edilmelerinin sebebi, emniyetli olmaları ve maliyetlerinin düşük olmasıdır.

5.7.8 Rota mekanizması

Rota mekanizması, rüzgar vanasını kullanarak rüzgarın yönünü belirleyen elektronik bir kontrolcü tarafından işletilir. Her koşulda kabinin rüzgara dik açı yapacak şekilde pozisyon almasını sağlayan bir servo motordur (Şekil 5.6).

Rüzgar yönü değiştiği zaman rota mekanizması devreye girerek türbin kanatlarını en uygun duruma getirir. Bu genelde birkaç derecelik bir açı değişimi ile sağlanabilir.



Şekil 5.6. Rota mekanizması (Karadağ, 2009).

5.7.9 Elektronik kontrol ünitesi

Elektronik kontrol ünitesi rüzgar türbininin durumunu sürekli izleyen ve döndürme mekanizmasını kontrol eden bir bilgisayara sahiptir. Türbinde oluşan bir arıza durumunda rüzgar türbinini otomatik olarak durdurur ve türbin operatörünün bilgisayarına uyarı verir. Ayrıca türbinin devreye girme ve devreden çıkma hızlarında türbinin durdurulması işlemi elektronik kontrol ünitesi tarafından gerçekleştirilir.

5.7.10 Hidrolik sistem

Türbinin aerodinamik frenlerini ayarlamak için kullanılır. Türbinin aşırı hızlanması kanat ve gövde kontrolü ile bu sistem devreye girerek gerekli yavaşlamayı gerçekleştirir.

5.7.11 Soğutma ünitesi

Elektrik jeneratörü ve dişli kutusundaki yağı soğutmak için kullanılan soğutma sistemlerini içerir.

5.7.12 Kule

Kule, rüzgar türbinlerinde motor yuvası (nase) ve rotoru taşır. Kuleler genellikle konik tüp şeklinde çelik, çelik kafes yapılı veya betonarme olarak inşaa edilir. Çelik halat destekli direk tipi kuleler genellikle küçük türbin uygulamalarında kullanılır (Walker et al., 1997).

Tüp şeklindeki kule en çok tercih edilen kule şeklidir. Genellikle 20–30 metre yükseklikte üretilir. Tüp biçimli kuleler çalışanlar için daha avantajlıdır, çünkü gerektiğinde bir merdivenle içeriden türbinin tepesine çıkmak daha kolaydır. Rüzgar türbini kule kesitleri sıcak çekilmiş flanşlar kullanılarak birbirlerine bağlanmakta ve her kule kesitinin sonuna kaynak yapılmaktadır (Eker vd., 2006). Kafes yapılı kuleler çelik profillerin kaynak yapılarak birleştirilmesi ile oluşturulur. En temel avantajları hafif ve maliyetlerinin düşük olmasıdır. Farklı güçlerdeki rüzgar türbinlerinin kule uzunlukları Şekil 5.7’de gösterilmiştir.



Şekil 5.7. Farklı güçlerdeki rüzgar türbinlerinin kule uzunlukları (Şipar, 2011).

5.7.13 Anemometre

Anemometre, rüzgar hızı ve yönünü ölçmek için kullanılır. Ölçümlerde genellikle kap anemometresi (cup anemometer) kullanılır.

Kap anemometresi düşey bir eksene ve 3 tane küçük fincan şeklinde kaba sahiptir ve bu kaplar ile rüzgar yakalanır (Şekil 5.8). Dakikadaki dönme devri elektronik olarak kaydedilir. Diğer anemometre türleri ultrasonik veya lazer anemometrelerdir. Mekanik anemometrelerin dezavantajı elektronik olanlara göre buzlanmaya karşı daha hassas olmalarıdır.



Şekil 5.8. Anemometre (Karadağ, 2009).

5.8 Rüzgar Türbinlerinde Kullanılan Kuleler

Kuleler, rüzgar türbinlerinin taşıyıcı bileşenleri olarak karşımıza çıkarlar. Yüzeye yakın yerlerde rüzgar hızları düşük olduğu için kule yüksekliklerinin belirli bir değerin üstünde olması tercih edilir. Kulelerin yüksek oluşu rüzgar türbinleri için bir avantaj oluştursa da, kullanılan malzeme miktarının artması, üretim, taşıma ve montaj maliyetlerinin yükselmesi bir dezavantaj oluşturmaktadır. Bu yüzden kule yüksekliğinin hesabı yapılırken, maliyet fonksiyonu ile rüzgardan elde edilecek enerji fonksiyonunun kesiştikleri noktayı iyi belirlemek gerekir. Ancak bu kesişim noktasının tespit edilmesi genelleştirilmiş formüllerle yapılamamaktadır.

Büyük rüzgar türbinlerinde inşaat maliyetleri kule yüksekliğinin artması ile hızlı bir yükseliş gösterir. Kule yüksekliğinin seçiminde türbinin kurulacağı bölgenin de önemi büyüktür. Kıyıdan uzaklaştıkça iç bölgelerde rüzgar hızlarının yükseklikle birlikte hızlı artış göstermesi seçilen kulenin yüksek olması gerekliliğini ortaya çıkarır. Bununla birlikte kule yüksekliğinin yanında kulenin

rijit yapıda olması da kule seçiminde önemli bir faktördür. Henüz tasarım aşamasındayken birinci doğal frekansın belirlenmesi önemli bir iştir. Bunun sonucu olarak kullanılacak malzeme ve maliyetler belirlenmiş olur.

Sonuç olarak bir kulenin tasarımında amaç; arzulanan yükseklik ve rijitlikteki kuleyi minimum maliyetle üretmektir. Kulenin taşınması ve montaj işlemleri de günümüzün büyük rüzgar türbinleri için sorun teşkil etmektedir. Yüksekliği 100 metreden yüksek olan kuleler hem yüzlerce tonu bulan ağırlıkları hem de geniş çapları yüzünden taşıma sırasında sıkıntı oluşturabilmektedirler. Kule imalatında tercih edilen malzemeler genel olarak çelik ve betondur. Tasarımlar kafes yapılı, gerdirmeli, tüp şeklinde çelik olabileceği gibi oldukça ağır ve büyük betonarme yapılı da olabilmektedir (Hau, 2006). Genel olarak rüzgar türbinlerinde kullanılan kuleler şu şekilde sıralanır;

5.8.1 Kafes yapılı kuleler

Yüksek ve rijit kule inşa etmek için en basit yol üç boyutlu makas kiriş sistemli kafes kuleler yapmaktır. Kafes kuleler bu yüzden ilk deneysel türbinlerin tasarımında ve küçük ticari türbinlerde kullanılmaya başlandı (Şekil 5.9).



Şekil 5.9. Kafes yapılı kule (Açık, 2010).

Günümüzde kafes yapılı kuleler, sahilden uzak kesimlerde büyük türbinleri taşımak için gerekli olan yüksek kulelerde tübüler yapılı çelik kulelere alternatif oluşturmaktadır.

5.8.2 Betonarme kuleler

Yirminci yüzyıl başlarında çelik takviyeli betonarme kuleler ilk olarak Danimarka’da kullanılmaya başlanmıştır. Bu kuleler aynı zamanda Danimarkalı türbin üreticilerinin büyük türbinler için kullandığı ilk kuleler olma özelliğini taşımaktadır. Daha sonraları çelik kuleler ticari anlamda baskın hale gelmiştir. Seksen metreden yüksek yapılar için betonarme kuleler kaybettikleri değeri kazanmaya başlamıştır. (Şekil 5.10).



Şekil 5.10. Betonarme kule (Açık, 2010).

5.8.3 Tübüler çelik kuleler

Modern rüzgar türbinlerinde en yaygın olarak kullanılan kule tipi tübüler çelik kulelerdir. Titreşim davranışındaki ustalığı bu tip kulelerin kullanımını kolaylaştırmıştır, bu yüzden de tübüler çelik kuleler çok düşük tasarım rijitlikleri ile uygulanmıştır. Böylelikle kütsel olarak ağırlık dolayısıyla da maliyetleri aşağıya çekmek mümkün olmuştur (Hau, 2006).

5.8.4 Gergili çelik kuleler

Bazı rüzgar türbinlerinde rotorun, kulenin sebep olduğı rüzgarın gölgeleme etkisini azaltmak amacıyla daha ince yapılı kulelere ihtiyaç duyulduğı görülmüştür. Bu kulelerde istenilen eğilme mukavemeti değerinin sağlanması için çelik kablolar veya kirişler kullanılır. Gergili çelik kuleler düşük kütseli olmalarına rağmen maliyet açısından çok düşük değildir. Çelik teller ve bunların bağlanacağı temel ve diğerk ekipmanların maliyetleri toplam maliyeti oldukça artırmaktadır. Buna ek olarak, tarımsal alanlar bu kablolar için engel teşkil etmektedir (Şekil 5.11).



Şekil 5.11. Gergili çelik kuleler (Açık, 2010).

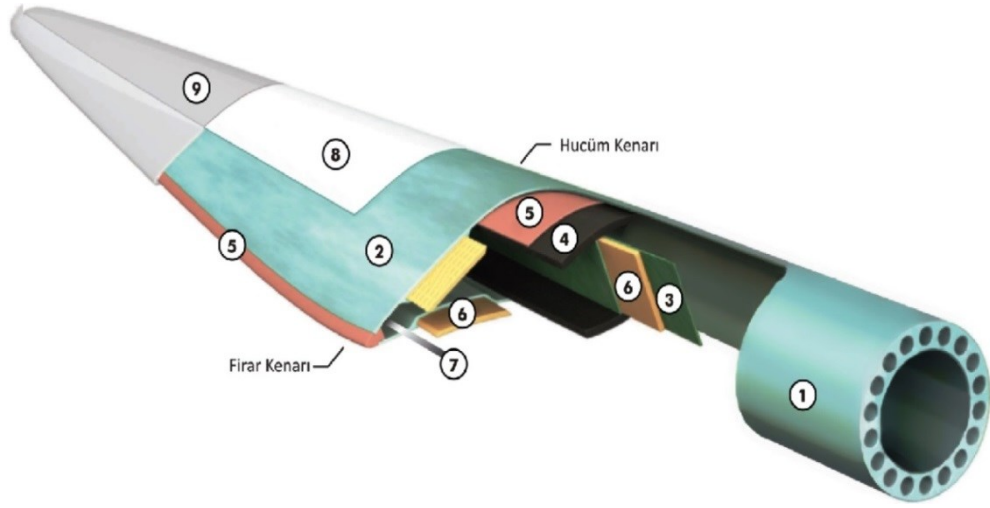
6. RÜZGAR TÜRBİNİ YAPILARINDA KULLANILAN MALZEMELER

Rüzgar türbinlerinin yapılarında kullanılan malzemelerde, rüzgarın neden olduğu beklenmeyen sorunları engellemek için, rüzgarın çarpmasına karşı en uygun cevabı verebilmesi arzulanır. Bu nedenledir ki özellikle rüzgar türbinlerinde kullanılan kanatların üretiminde kompozit malzemeler kullanılır.

Rüzgar çarpmasına bağlı olarak, kanatlarda kullanılacak olan diğer malzemelerde plastik şekil değişimi ile bir kırılma formu olabilmesine rağmen, kompozit malzemeler çeşitli biçimlerde hasara uğrayabilmekte ancak bu hasar biçimlerinde malzemenin boyutsal bütünlüğünü etkileyecek önemli değişiklikler görülmemektedir (Uysal, 2008).

Kompozit malzemelerin yararları enerji, otomotiv, inşaat, korozyon dayanımı, marin, üst yapı, tüketici ürünleri, elektrik, havacılık ve ekipman gibi pazarlarda ortaya çıkan yeni uygulamaların ihtiyaçlarını karşılama doğrultusunda hızla artmaktadır. Kompozitler genel olarak takviyeli plastikler olarak bilinmektedir. Kompozitler özellikle polimer matrisin elyaf ile takviyesi ile oluşmaktadır. En yaygın kullanılan takviye malzemesi cam elyafı (fiberglass) ve daha az kullanılan ve daha yüksek performans sergileyen aramid (kevlar) ve karbon elyafları sayılabilir. Kullanılan polimer matris, genelde polyester, vinilester ve epoksi gibi termoset reçinelerden oluşmaktadır. Fenolik poliüretan, silikon gibi reçineler de özel uygulamalar için özel reçine türleri olarak kullanılmaktadır.

Rüzgar türbin kanat kesitlerine bakıldığında çok farklı parçalardan oluşmuş olduğunu görebiliriz (Şekil 6.1). Bunun başlıca nedeni toplam kanat ağırlığını minimumda tutmak için hangi bölüm hangi kuvvete maruz kalacaksa sadece o kuvvete karşı koyabilecek (yön, açı ve vektörel büyüklük) dayanıma sahip tasarlandığı içindir (Poliya, 2013). Şekil 6.1 incelendiğinde kanatları oluşturan katmanlar ve bu katmanlarda kullanılan kompozit malzemeler aşağıda belirtilmiştir (Poliya, 2013):



Şekil 6.1. Rüzgar türbini kanat kesiti (Poliya, 2013).

Monolit Laminat

- | | | |
|---|-------------------|--|
| 1 | Kök: | İnfüzyon, Prepreg veya el yatırması üretim. |
| 2 | Kabuk: | Reçine: Epoksi, Poliester veya Vinilester |
| 3 | Kesme Ağı: | Takviye: Cam, Karbon veya Aramid. |

Sandviç Laminat

- | | | |
|---|---------------------------|---|
| 4 | Ana Kiriş: | Takviye: Tek Eksenli Cam veya Karbon |
| 5 | Birleşimler: | Yapısal yapıştırıcı |
| 6 | Kor Malzemesi: | Köpük, Balsa veya Bal peteği |
| 7 | Yıldırım Koruması: | Metal profil veya iletken tel |

Yüzey

- | | | |
|---|-----------------|--|
| 8 | Astar | |
| 9 | Son kat: | Poliüretan boya, Jelkot veya Epoksi jelkot |

Rüzgar türbinlerinin zemin yapısında kullanılan malzemelere bakacak olursak kulesinin monte edileceği zemin, hazırlanan çelik konstrüksiyona beton malzeme dökülmesiyle yapılmaktadır. Türbinin kurulacağı zeminin jeolojik durumuna göre plak temel veya kazık temel tipi temeller tercih edilir. Buradaki belirleyici faktör, yüklerin absorbe edileceği zemin katmanlarının derinliğidir (Hau, 2006). Beton yapıda kulenin monte edileceği uygun bir alan bırakılmakta ve bu alana kule, çelik bilezik ve civatalar kullanılarak monte edilmektedir. Şekil 6.2’de zemin yapısı gösterilmektedir.



Şekil 6.2. Rüzgar türbini zemin yapısı (Uysal, 2008).

Büyük ve küçük rüzgar türbini kulelerinde genel olarak, kule yapılarında gerekli dayanıklılığın sağlanabilmesi için imalatının nispeten kolay ve ekonomik oluşu nedeniyle çelik malzemeler tercih edilmektedir. Kulelerde kullanılan çelik, çevresel şartlara ve rüzgar türbininin büyüklüğüne göre konik tüp şeklinde, profil şeklinde veya halat şeklinde olabilmektedir. İçerisine gerilmiş teller yerleştirilerek sağlamlaştırılmış beton kuleler de yaygın olmamasına rağmen büyük rüzgar türbini kulelerinde kullanım alanı bulmaktadır.

Genel olarak rüzgar enerjisi çevrim sistemlerinde kullanılan çelikler paslanmaz çelik olup, içerisinde en az %10,5 oranında (ağırlıkça) krom (Cr) içeren demir esaslı alaşımlar olarak tanımlanırlar. Paslanmaz çeliğin yüzeyinde oluşan ince fakat yoğun krom oksit tabakası korozyona karşı yüksek dayanım sağlar ve oksidasyonun daha derine doğru ilerlemesini engeller. İçerdikleri diğer katkı elementlerine göre değişen ve tamamen östenitik ile tamamen ferritik özellikler aralığında sıralanan beş farklı çeşit paslanmaz çelik türü vardır:

Bunlar sırası ile ;

1 - Östenitik paslanmaz çelikler

2 - Ferritik paslanmaz çelikler

3 - Martenzitik paslanmaz çelikler

4 - Çift Fazlı (Dupleks) paslanmaz çelikler

5 - Çökelme yoluyla sertleşebilen paslanmaz çelikler'dir (Odabaş, 2004).

Belirli bir paslanmaz çelik tipinin seçimi, söz konusu uygulamanın gerektirdiği şartlara bağlıdır. Birçok durumda en önemli belirleyici etkenler korozyon dayanımı, kararma (matlaşma) direnci ve yüksek sıcaklıklardaki oksidasyon dayanımıdır. Bunlara ek olarak, seçilen paslanmaz çelik türü mukavemet, tokluk, süneklik ve yorulma dayanımı gibi konularda minimum mekanik özelliklere de sahip olmalıdır. Sekizinci bölümde de belirtildiği üzere, yapmış olduğumuz rüzgar türbini modellemesinde 4140 yapı çeliği kullanılmıştır.

Dişli kutusu, jeneratör ve rüzgar türbininin diğer bileşenlerini korumakla görevli motor yuvası (nasele); küçük rüzgar türbinlerinde daimi manyetik malzemelerden, büyük rüzgar türbinlerinde ise çelik, alüminyum, bakır ve cam takviyeli plastik'den imal edilmektedir (National Academy Press, 1991).

Çoğunlukla çelik malzemeden yapılan rüzgar türbini tahrik millerinin üretiminde son yıllarda cam takviyeli plastik kullanılmaya başlanmıştır. Bu malzemelerin tahrik millerinde kullanılmasının en önemli sebepleri; hafif olmaları, yüksek sıcaklık direncine sahip olmaları ve emniyetli güç iletimi sağlayabilmeleridir (Marcus, 2007).

7. ŞEKİL HAFIZALI ALAŞIMLAR

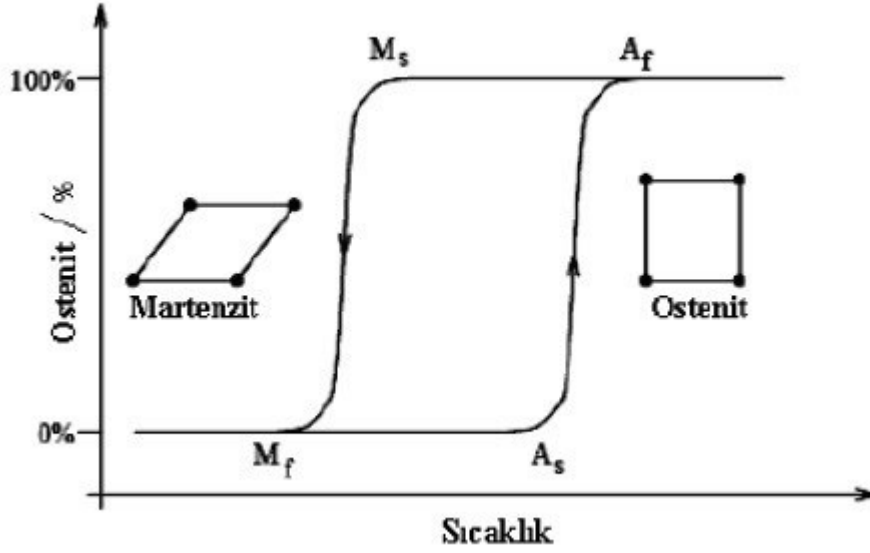
Şekil hafızalı alaşımlar, deformasyona uğratıldığında, uygulanan sıcaklık ve gerilmelere bağlı olarak daha önceki şekil veya boyutuna geri dönebilme özelliği gösteren bir grup metalik malzemedir. Şekil hafıza özelliği ve süperelastik özellik, şekil hafızalı alaşımların en önemli iki termo mekanik özelliğidir (Dilibal, 2005).

Şekil hafızalı alaşımların temel karakteristiği incelendiğinde, alaşıma giren elementlerin oranlarıyla belirlenebilen bir dönüşüm sıcaklığının üzerinde ve altında farklı iki şekil ve kristal yapısına sahip oldukları görülmüştür. Bu malzemeler kristal yapılarında meydana gelen martenzit ve östenit faz dönüşümleri sonucunda şekil değişimi yapabilirler. Yüksek sıcaklıkta östenit fazında olan malzeme, düşük sıcaklıkta martenzit yapıya sahip olduktan sonra üzerine uygulanan kuvvet altında şekil değiştirir (deformasyon) ve daha sonra tekrar ısıtıldığında yüksek sıcaklık fazı olan östenit fazına geçerek deformasyon öncesi orijinal şekline döner. Şekil hafızalı alaşımların bu özelliğine şekil hafıza özelliği denir. Sadece ısıtılması sonucunda eski şekline dönebilenler “tek yönlü” şekil hafızaya sahip malzemeler olarak tanımlanırken, hem düşük hem de yüksek sıcaklıktaki şekillerine geri dönüş yapabilenleri “iki yönlü” şekil hafızalı malzemeler olarak tanımlanmaktadır (Eroğlu, 2010).

Şekil hafızalı dönüşüm ilk kez AuCd alaşımlarında 1932 yılında Chang ve Read tarafından tespit edilmiş, 1938’de de söz konusu yapısal dönüşümün pirinç malzemede de olduğu gözlenmiştir. 1951 yılında AuCd alaşımlı bir çubukta şekil hafızası tespit edilmesinden sonra 1962’de Buehler ve arkadaşları tarafından eş atomlu Nikel Titanyum alaşımlarda şekil hafıza etkisi belirlenmiştir. Bunun sonunda bu alaşımların hem ticari kullanımına, hem de metalürjik araştırmalarına hız verilmiştir (Akdoğan vd., 2003).

NiTi şekil hafızalı alaşımları ilk olarak 1962-1963 yıllarında Deniz Harp Laboratuvarında üretilmiş olup Nitinol ismini buradan almaktadır. (Ni Ti Naval Ordnance Laboratory). NiTi alaşımlarının bu sıra dışı özelliği tamamen bir rastlantı sonucu keşfedilmiştir (Akdoğan vd., 2003).

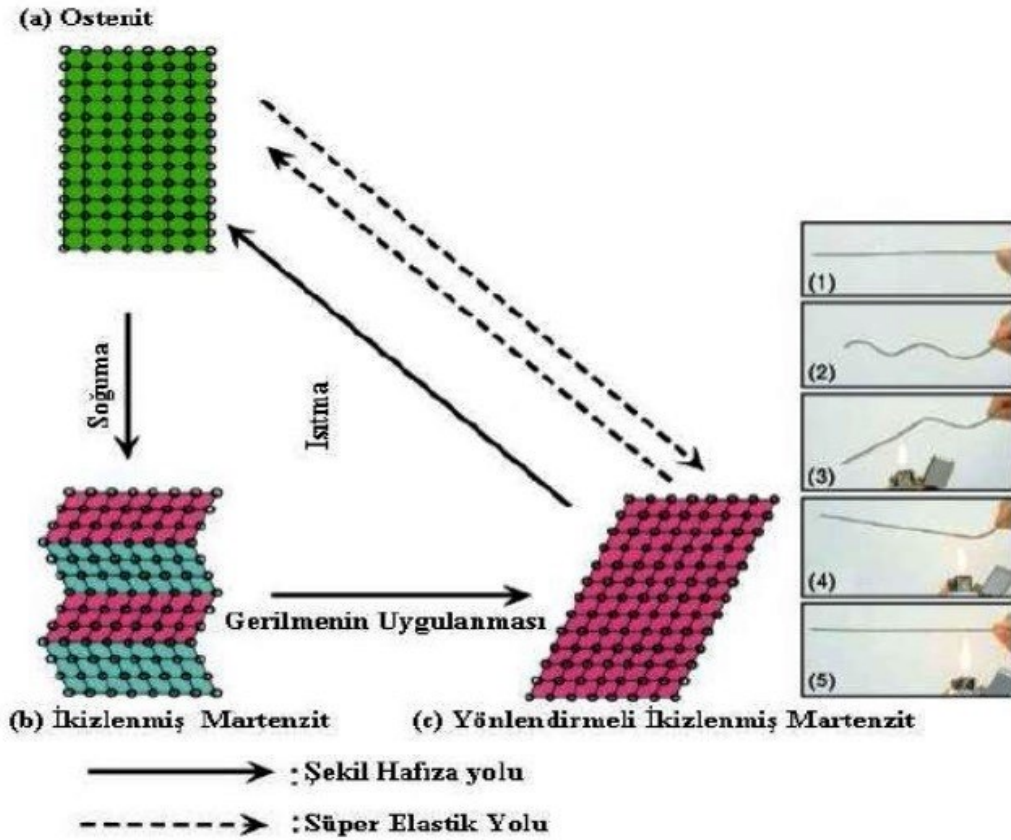
Şekil hafızalı alaşımların kararlı oldukları iki fazdan yüksek sıcaklık fazının (östenit fazı) kafes yapısı çoğunlukla kübiktir, martenzit fazının kafes yapısı ise düşük simetri özelliği gösterir. Sözü edilen yapılara ait kafes yapısı Şekil 7.1’de gösterilmiştir.



Şekil 7.1. Şekil hafızalı alaşımların faz dönüşüm sıcaklıkları ve oluşan histerezis bölgesi (Toptaş vd., 2007).

Kristal yapıli malzemelerde kafes yapıları ve birim hücreler atomların düzgün ve sıralı halde dizilmeleriyle oluşur. Malzemelere uygulanan mekanik veya termal gerilmeler atom dizilmelerinde değişikliklere neden olur. Atom dizilişlerinin dislokasyonların hareket etmesiyle değil de, atom sıralarının belirli bir düzleme göre olan uzaklıklarına orantılı olarak ilerlemeleri sonucunda oluşan değişiklikler “ikizlenme” olarak bilinir (Eroğlu, 2010). Şekil hafızalı alaşımlarda östenit fazının martenzit fazına dönüşümü sırasında da “ikizlenmeler” ortaya çıkar. Ayrıca, martenzit fazına mekanik yüklerin uygulanması sonucunda malzeme yapısı içerisindeki “ikizlenmeler” belli bir şekilde yönlendirilebilirler (Callister, 2003). Dolayısıyla, “yönlendirmeli ikizlenmiş martenzit” oluşumu ŞHA için önemli bir deformasyon mekanizması olarak kabul edilmektedir. Şekil 7.2’de bu deformasyon mekanizması şematik olarak gösterilmiştir. Şekil hafızalı alaşımların Şekil 7.2’de kalın çizgilerle gösterilen işlemler sırasındaki davranışları “termoelastik” davranışlar olarak bilinmektedir. Aynı şekilde kesik çizgilerle

gösterilen işlemler sırasındaki davranışları ise “termoelastik olmayan” veya “süperelastik” davranış olarak bilinir.



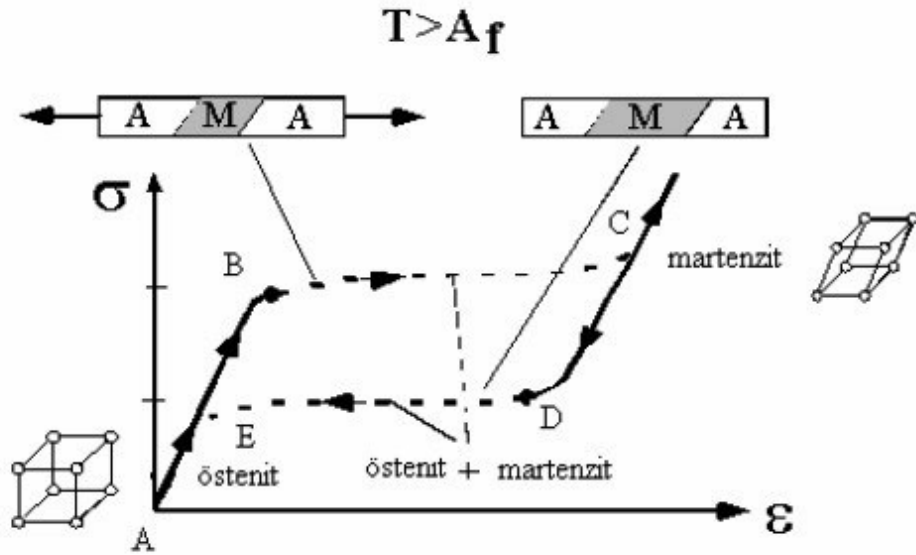
Şekil 7.2. Şekil hafıza etkisi (Toptaş vd., 2007).

Martenzit, oldukça düşük bir gerilme değerinde dahi bir miktar deformasyon gösterecek şekilde kolaylıkla şekillendirilebilmektedir. Oysa yüksek sıcaklık fazı olan östenit daha fazla akma dayanımına sahip olduğundan, kolayca deforme edilemez. Östenit fazda iken harici bir ısıtma veya deformasyon ile geri kazanılabilir bir şekil değişimi sağlanamaz. Çünkü yapıda faz değişimi meydana gelmemektedir (Toptaş vd., 2007).

7.1 Şekil Hafızalı Alaşımların Süperelastik Özelliği

Şekil hafızalı alaşımlarda görülen süperelastik özellik, şekil hafıza özelliğinde olduğu gibi martenzitik faz dönüşümü sonucu oluşan bir özelliktir. Alaşıma östenit fazı bitiş sıcaklığı üzerinde sabit bir T sıcaklığında belirli bir gerilme uygulandığında Şekil 7.3’de gerilme-birim şekil değiştirme diyagramında

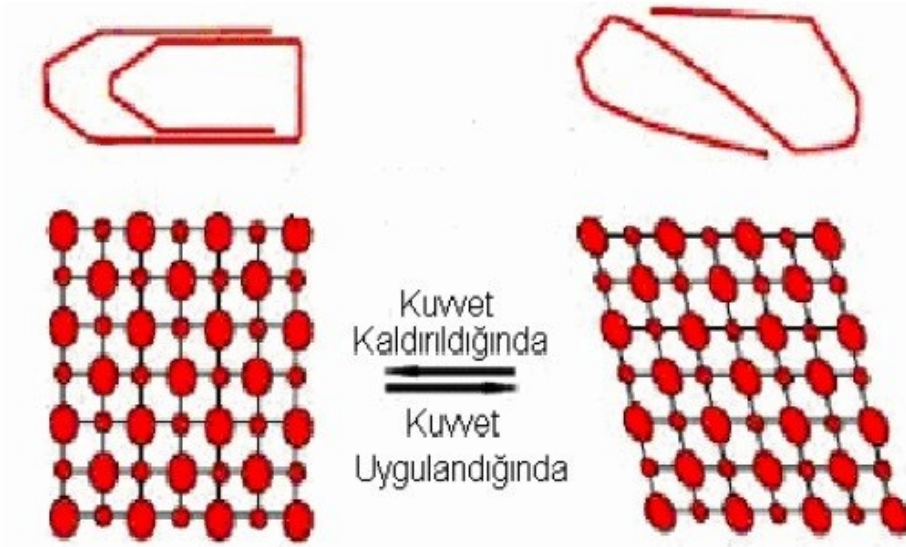
görüldüğü gibi bir eğri elde edilir. Şekil 7.3'deki A-B arasındaki bölge elastik deformasyon bölgesidir. B noktasından itibaren ilk martenzit plakalar oluşmaya başlar. B-C arasında alaşımda martenzite dönüşmüş oran artarak devam eder. C noktasına varıldığında martenzitik dönüşüm tamamlanmıştır. Bu noktadan itibaren gerilme artırıldığında düşük oranda bir elastik deformasyondan sonra, martenzit plastik akma noktasına ulaşılır ve numune kopma gerçekleşinceye kadar plastik deformasyona uğrar. Alaşım C noktası üzerinde plastik deformasyona uğramadan gerilme bırakılırsa şekil değişimi geri dönüşümlü olarak telafi edilir. C-D arasındaki bölgede elastik geri dönüşüm gerçekleşir. D-E arasında ise martenzitik yapı oranı giderek azalarak ana faz oluşumu başlar. E-A arasında ana faza ait elastik geri dönüşümün olmasıyla toplam şekil değişimi giderilmiş olur (Dilibal, 2005).



Şeki 7.3. Şekil hafızalı alaşımlarda süperelastik özellik (Dilibal, 2005).

Şekil hafızalı alaşımlarda martenzitik dönüşümün östenit fazı bitiş sıcaklığı üzerinde mekanik olarak sağlandığı faz dönüşümüne “gerilmenin neden olduğu martenzit” denir. % 100 oranında östenitik yapıdaki şekil hafızalı alaşım gerilmeye maruz bırakılarak, martenzitik dönüşümün gerilme etkisi altında oluşması sağlanırsa, gerilme kaldırıldığında malzeme elastik olarak tekrar eski haline döner. Bu durumda alaşımda kalıcı şekil değişimi olmaksızın % 8’e varan birim şekil değişimleri süperelastik olarak geri kazanılır. Süper elastik şekil

hafızalı alaşımların elastikliği, konvansiyonel malzemelerle kıyaslandığında 20 kat daha fazladır. Süper elastik özelliği ile en çok ilgi duyan alan medikal parçalar üreten ve kullanan medikal sektördür. Bunlara bir örnek verecek olursak, ince duvarlı tüpler ve stentler hafızalı süper elastik alaşımlardan yapılmaktadır. Bu stentler tıkanmış damarların açılması için kullanılmaktadır (Sarı, 2009).



Şekil 7.4. Süper elastik şekil hafızalı alaşımın hareket mekanizması (Sarı, 2009).

7.2 Şekil Hafızalı Alaşımlar Ve Mekaniksel Özellikleri

Şekil hafızalı alaşımlar genel olarak iki grupta toplanır. Bunlar; Titanyum ve Nikel alaşımlarından oluşan ve uygulamada daha çok yer bulan Nitinol grubu, diğeri ise Bakır esaslı daha ucuz alaşımların oluşturduğu gruptur. Endüstride en yaygın olarak kullanılan şekil hafızalı alaşımlar, NiTi alaşımları ve bakır esaslı alaşımlardır. Bu alaşımlar ticari açıdan büyük öneme sahiptir. Bu alaşımların sahip oldukları özellikler birbirlerinden oldukça farklıdır. Bakır esaslı alaşımlarda % 4-5 olan şekil hafıza gerinim değeri, NiTi alaşımlarda yaklaşık %8'dir (Sarı, 2009). Daha fazla ısıl karalılığa sahip olan NiTi alaşımları, gerilmeli korozyona karşı hassas olan bakır esaslı alaşımlarla karşılaştırıldığında mükemmel bir korozyon direncine ve çok daha yüksek sünekliğe sahiptir. Diğer taraftan bakır esaslı alaşımlar daha ucuzdur, eritmeleri ve açık havada ekstrüde edilmeleri daha kolaydır. Oldukça geniş bir potansiyel dönüşüm sıcaklık aralığına sahiptirler. Sonuçta her iki alaşım sisteminin kullanılacağı ortama göre göz

önünde bulundurulması gereken avantaj ve dezavantajları olduğu söylenebilir. Aşağıda bu iki şekil hafızalı alaşım detaylı bir şekilde açıklanmıştır (Akdoğan, 2003).

7.2.1 Ni-Ti esaslı şekil hafızalı alaşımlar

İlk şekil hafızalı alaşımlardan olan Nitinol, hemen hemen eşit sayıda Ni ve Ti atomlarından oluşan bir alaşımdır. NiTi alaşımları teknolojik olarak en yaygın biçimde kullanılan şekil hafızalı alaşım grubunu oluşturur. Nitinol hatırlama özelliğinin yanı sıra öğrenme yeteneğine de sahip bir alaşım türüdür. Eğer ısıtma-soğutma ve şekil verme işlemleri yeterince tekrarlanırsa, metal sürekli olarak şeklini hatırlamakla kalmayıp, şekil verildiği halini de hatırlayacaktır.

NiTi alaşımları ikili alaşım sistemleri olup eş atomlu intermetalik bir bileşik yapısına sahiptir. İntermetalik bir bileşik sıra dışıdır. Çünkü bu tür bir bileşik, kabul edilir sınırlar içerisinde fazladan nikel veya titanyum çözebilir ve alışılagelmiş alaşımlarla mukayese edilebilir derecede sünekliğe sahiptir. Bu sayede alaşım sisteminin hem dönüşüm özelliklerini hem de mekanik özelliklerini istenilen tarzda değiştirmek için diğer elementler katılabilir. Yaklaşık %1 oranında nikel ilavesi bile alaşımın özelliklerini etkiler. Bünyedeki fazla nikel, dönüşüm sıcaklığını önemli ölçüde düşürür ve östenitik durumda akma dayanımını artırır (Sarı, 2009).

Sıkça kullanılan diğer elementlerden demir ve krom daha düşük dönüşüm sıcaklığı elde etmek, bakır ise histerizisi azaltmak ve martenzitik durumda daha düşük deformasyon gerilmesi için sıkça kullanılır. Oksijen ve karbon gibi safsızlıkların, dönüşüm sıcaklığını değiştirdiği ve mekanik özellikleri zayıflattığı için bünyede bulunması istenmez (Akdoğan, 2003).

NiTi şekil hafızalı alaşımların şekil hafıza özelliği ve süperelastik özelliğinin sağladığı avantajlar birçok alanda geleneksel kullanımı bulunan 300 serisi paslanmaz çeliklerin yerini almasını sağlamıştır. En etkili kullanım alanlarından biri olarak özellikle ortodontik alanda diş telleri olarak kullanılan paslanmaz çeliklerin yerini artık tamamen nikel-titanyum şekil hafızalı alaşım

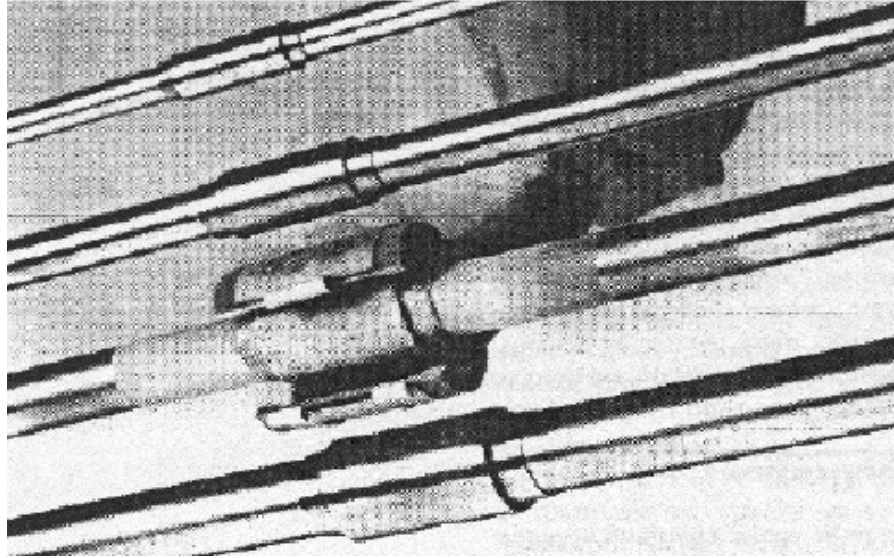
kullanılarak geliştirilen diş telleri almıştır. NiTi alaşıma ait temel fiziksel özelliklerin bazıları Çizelge 7.1' de verilmiştir.

Çizelge 7.1. Ni-Ti'un genel fiziksel özellikleri (Akdoğan, 2003).

Özellik	Değer
Erime Sıcaklığı (°C)	1300
Yoğunluk (g/cm ³)	16.589
Korozyon Direnci	300 serisi paslanmaz çeliklere veya Titanyum alaşımlarına yakın
Young Modülü (GPa)	
Östenit	83
Martenzit	28~41
Akma Dayanımı (MPa)	
Östenit	195~690
Martenzit	70~140
Maksimum Çekme Dayanımı (MPa)	895
Dönüşüm Sıcaklığı (°C)	-200~110
Şekil Hafıza Gerinimi (%)	Maksimum 8.5%

7.2.1.1 NiTi şekil bellekli alaşımların endüstri ve tıp alandaki uygulamaları

Şekil bellekli alaşımlardan NiTi alaışımının ilk kullanılma yerlerinden biri 1969'da F-14 jet uçaklarında hidrolik boru bağlama bileziği olarak olmuştur (Şekil 7.5). Hidrolik borular bağlantı yapmak için standart kaynak tekniklerinin kullanılması zor olan uçağın alüminyum gövdesine çok yakın bölgelerdedir. Şekil hafıza özelliği verilmiş bilezik sıvı nitrojen içerisinde martenzit fazda bulunurken çıkartılıp hidrolik boru üzerine takıldığında ortam sıcaklığına ulaşmasıyla birlikte hidrolik boru üzerine sıkı bir şekilde oturur. Bağlama bileziği, sıvı nitrojen içerisindeki çok düşük sıcaklığa artık normal koşullarda ulaşamayacağından, her zaman boru üzerinde sıkı bir şekilde takılı olarak kalır. Endüstride benzer uygulamalar birbirlerine bağlantıları zor olan parçaların birleştirilmesinde kullanılmıştır (Gilbertson, 2000).



Şekil 7.5. Hidrolik boru bağlama bileziği olarak nitinolun kullanılması (Gilbertson, 2000).

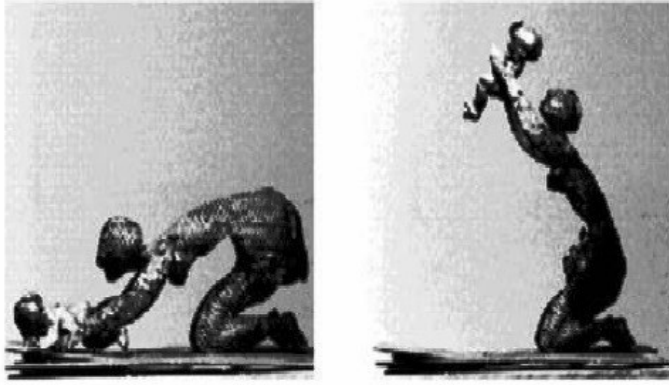
Uzay anten sistemlerinde ise düşük sıcaklıkta paket olarak belli bir bölgeye ulaştırılan antenin ısınması ile birlikte normal anten şekline dönüştüğü uygulamalar yine ilk uygulamalar arasındadır. Son yıllarda süpersonik uçakların dış yüzeyinde hava basıncı ile oluşan büzülmelerin engellenmesi için NiTi şekil bellekli alaşım gömülü, grafit-epoksi kompozit kullanılması araştırmaları devam eden çalışmalar arasındadır. Japon yüksek hız trenlerinde otomatik yağ seviyesi ayarlama parçası olarak nikel-titanyum şekil hafızalı alaşım yay dizayn edilmiştir. Bu parça sayesinde tren yüksek hızlara çıktığında dişli kutusunda ana şaftın bulunduğu bölmedeki yağ oranı azalarak yağ devir-daiminden kaynaklanan sıcaklık artışı engellenir.

NiTi ince film kaplama çalışmaları ise, şekil hafıza teknolojisine yeni bir boyut kazandırmıştır. Alaşımların mikro boyutlarda ince film olarak kaplanması ve üç boyutlu hareket elde edilmesi mikroeletro-mekanik sistemler içerisinde farklı tasarımlara olanak sağlamıştır (Roch, 2001).

Endüstriyel alanda şekil hafızalı alaşımların süperelastik özelliğinden faydalanılarak daha etkin kullanım sahası oluşturulmuştur. Cep telefonu anteni, gözlük çerçevesi gibi plastik deformasyonu sorun yaratan parçalarda kullanılan

şekil hafızalı alaşımlar bu sorunun çözümü ile beraber hafiflik ve korozyon dayanımı da sağlamıştır.

Şekil hafızalı alaşımların kullanım alanlarından biri de bulunduğu ortamın sıcaklığına göre şekil değiştiren heykel ve figür çalışmalarıdır. Bu alanda Fransız heykeltıraş Olivie Deschamps tarafından gerçekleştirilen Şekil 7.6'da gösterilen kadın ve bebek figürü, havanın ısınmasıyla hareket ederek dizleri üzerine doğrulmakta, hava sıcaklığının düşmesi ile tekrar eski haline dönmektedir (Dilibal, 2005).



Şekil 7.6. Heykeltıraş Olivier Deschamps tarafından yapılan kadın ve bebek figürü (Dilibal, 2005).

NiTi şekil hafızalı alaşımlar, diş hekimliğinde ortodontik diş telleri ve endodontik döner kök kanalı aletleri, kardiyolojik uygulamalarda kalp damar tıkanıklığını açan stentler ve ortopedide implantlar gibi birçok alanda diğer sistemlere tercih edilir hale gelmiştir.

Ortodontik diş telleri çarpık dişleri dış kuvvet uygulayarak düşey mesafede uygun aralığa yerleştirmekte kullanılmaktadır. Ağızda dişlerin üzerine tutturulan bu tellerin performansı, dişlerin hareket etmesi ile uygulanan kuvvetin azalmaması ile ölçülebilir. Paslanmaz çeliğe oranla daha yüksek kuvvet uygulama özelliği sayesinde nikel-titanyum diş tellerinin değiştirilme sıklığı son derece düşüktür. Diş hekimliğinde kullanılan başka bir alan, endodontide NiTi döner kök kanalı aletleridir. Geleneksel yöntemlerle yapılan endodontik tedavilerin

yetersizliği, NiTi döner kök kanalı aletlerinin yüksek elastik deformasyonu sayesinde tedaviye hız kazandırmıştır. Nikel-titanyum şekil bellekli alaşımların biyomedikal alandaki farklı kullanım alanlarından birisi de kardiyolojik uygulamalarda kalp damar tıkanıklıklarının ameliyatsız tedavisinde kullanılan nikel-titanyum stentlerdir (Dilibal, 2005).

7.2.2 Cu esaslı şekil hafızalı alaşımlar

Cu-bazlı şekil hafızalı alaşımlar ilk olarak 1960'larda geliştirilmeye başlanmıştır. Bu alaşımlar şekil hafıza etkisi ile birlikte ekonomik olmalarından dolayı ticari olarak ta tercih edilmiştir. Cu-bazlı alaşımların hazırlanması Ni-Ti alaşımlara göre daha ucuzdur (Sarı vd., 2008).

Cu-bazlı şekil hafızalı alaşımlar incelendiğinde, bu alaşımların dönüşüm sıcaklıklarının ayarlanması ve mekaniksel özelliklerinin iyi bir şekilde termal kararlılığı sağlaması için ilave edilen alaşım elementlerine oldukça duyarlı olduğu görülmüş (Balo vd., 2002). Bu nedenle bor, seryum, kobalt, demir, titanyum, vanadyum ve zirkonyum gibi elementler ince taneli yapı elde etmek için bünyeye katılabilir. Mangan elementi hem CuZnAl, hem de CuAlNi alaşımların dönüşüm sıcaklıklarını düşürür ve yüksek alüminyum içeren alaşımların ötektik noktasını değiştirir. Daha iyi süneklilik için alüminyumun yerine mangan da katılabilir (Soğuksu, 2006).

Bakır esaslı şekil hafızalı alaşımlar yarı-kararlı halde olduğundan şekil hafıza etkisini sağlayan beta fazının korunması için bu fazda ısı işlem ve ardından da kontrollü soğutma yapılmalıdır. Uzun süreli ısıtma çinko buharlaşmasına ve tane büyümesine neden olduğundan bu durumdan kaçınılmalıdır. Su verme sertleştirme işlemi olarak kullanılır. Açık havada soğutma işlemi bazı yüksek alüminyum içeren CuZnAl ve CuAlNi alaşımları için yeterli olabilir. CuZnAl alaşımlarında soğutma hızı yüksek olduğundan martenzit faza direkt dönüşüm olması, martensitin kararlılığını hassaslaştırır. Bu etki tersinir dönüşümün daha yüksek sıcaklıklara kaymasına neden olur. Bu nedenle dönüşüm gecikir ve tam olarak şekil geri kazanımı sağlanamaz. Bu yüzden dönüşüm sıcaklıklarının sıkı

kontrolünün istenildiği farklı sıcaklık uygulamalarında daha dikkatli olunması gerekir (Sarı, 2009).

Çizelge 7.2. Cu esaslı şekil hafızalı alaşımların genel fiziksel özellikleri (Akdoğan, 2003).

	Cu-Zn-Al	Cu-Al-Ni
Özellik	Değer	Değer
Erime Sıcaklığı (°C)	950~1120	1000~1050
Yoğunluk (g/cm ³)	7.64	7.12
Young Modülü (GPa)		
Östenit	72	85
Martenzit	70	80
Akma Dayanımı (MPa)		
Östenit	350	400
Martenzit	80	130
Maksimum Çekme Dayanımı (MPa)	600	500~800
Dönüşüm Sıcaklığı (°C)	<120	<200
Şekil Hafıza Gerinimi (%)	4%	4%

Cu esaslı şekil hafızalı alaşımlarda genellikle Ni-Ti alaşımları gibi büyük korozyon direnci sergilerler. İlk önceleri üretilen Cu- bazlı alaşımların kaba taneli olmaları ve taneler arası çatlaklardan dolayı kullanımları zor olmasına rağmen, daha sonraları yeterli mekanik özelliklere sahip ince taneli uygun şekil hafıza özelliği gösteren Cu- bazlı alaşımlarda üretilmiştir.

8. RÜZGAR TÜRBİNLERİNİN MODELLENMESİ VE YAPISAL ANALİZLERİ

Rüzgar türbini modellemesinde kullanılmak üzere 400W'lık ve 2kW'lık iki adet türbin seçildi. Seçilen 400W'lık türbin için AIR-X 400 W rüzgar türbini referans olarak alındı (Şekil 8.1).



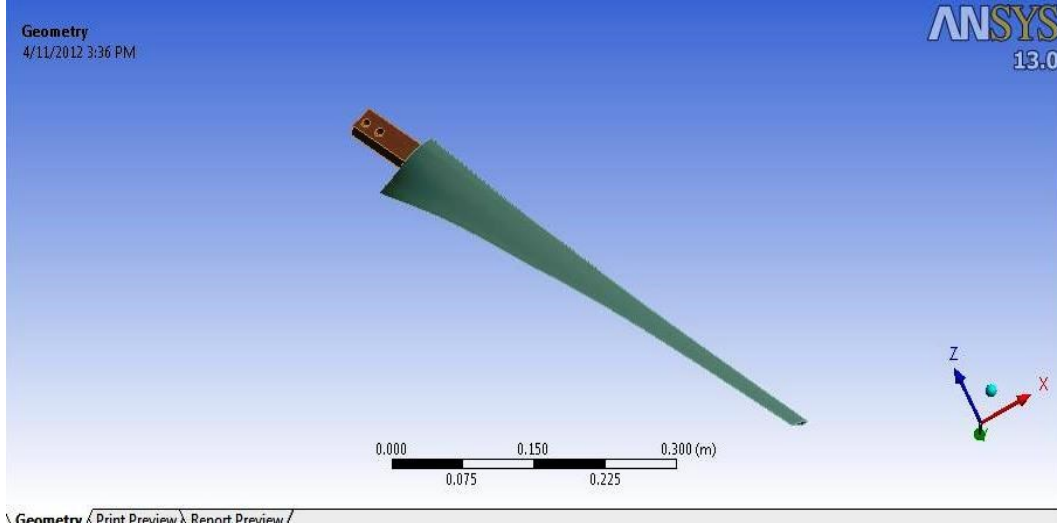
a)



b)

Şekil 8.1. Modelleme için seçilen AIR-X 400W rüzgar türbini a) Yandan görünüşü, b) Önden görünüşü.

Buna göre mevcut türbinin üzerinde gerekli ölçümler yapılarak ilk önce ANSYS 13 programında kanadın çizimi ve katı modeli gerçekleştirildi (Şekil 8.2). Benzer şekilde rüzgar türbininin rotor göbeği ve türbin direğinin çizimleri de tamamlanıp katı modelleri oluşturuldu.

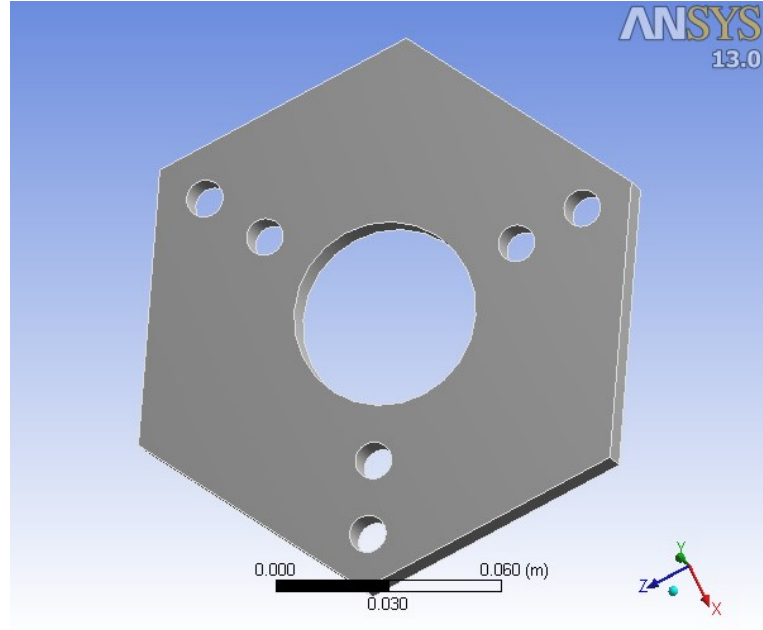


Şekil 8.2. 400 W türbin kanadının katı modeli.

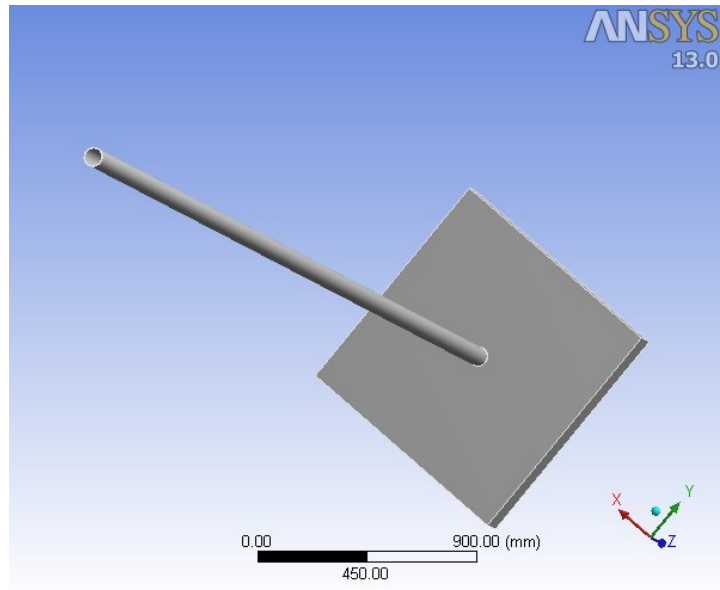
Her iki türbini oluşturan parçaların çizimi ve katı modellemesi ANSYS 13.0 programı kullanılarak gerçekleştirildi. Türbin kanatları tasarlanırken iki parçadan oluşturulurdu. Birincisi kanatın kompozit malzemeden oluşan kısmı diğeri ise kanat bağlantı noktası (kanat sapı). Yapılan modellemede kanat bağlantı noktasında kullanılan klasik çeliklerle şekil hafızalı alaşımların dayanıklılığını karşılaştırmak ve uygun kombinasyonu oluşturmak amaçlandı. 400W'lık türbin için kanat uzunluğu 58.5 cm olup kanat bağlantı noktası ile birlikte toplam 66.5 cm olarak tasarlanmıştır.

Rotor göbeğinin yarıçapı 75 mm olup, kanatların rotor göbeği bağlantı noktalarının yarıçapları 5 mm olarak ayarlanmıştır (Şekil 8.3).

Türbin için kullanılacak olan direk ise 5 m olarak; 3.5 mm et kalınlığı, 80 mm dış çap ve 73 mm iç çap şeklinde modellenmiştir (Şekil 8.4).



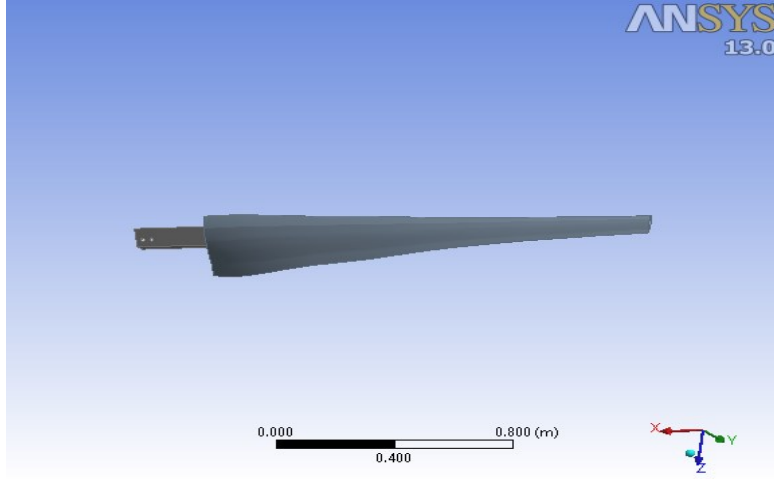
Şekil 8.3. 400 W türbin rotor göbeğinin katı modeli.



Şekil 8.4. 400 W türbin direğinin katı modeli.

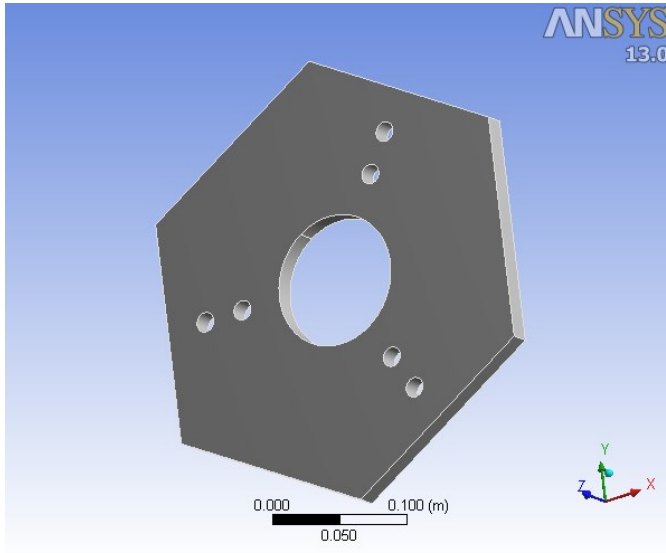
2 kW'lık rüzgar türbini modellemesi için referans olarak HF4.0-2kW rüzgar türbini modeli seçildi. AIR-X 400 W rüzgar türbinine yapısal olarak benzetilen 2kW'lık türbinin de önce kanatları sonra rotor göbeği ve ardından türbin direğinin çizimleri ve katı modellemesi gerçekleştirilmiştir.

2kW'lık türbin kanat uzunluğu 168 cm olup kanat bağlantı noktası ile birlikte toplam 194.5 cm uzunluğunda tasarlanmıştır (Şekil 8.5).



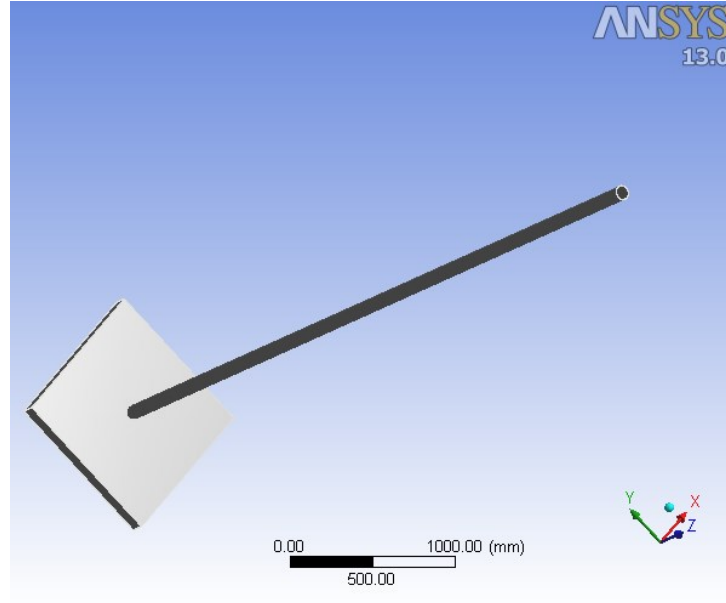
Şekil 8.5. 2kW türbin kanadının katı modeli.

Rotor göbeğinin yarıçapı 173.2 mm olup, kanatların rotor göbeği bağlantı noktalarının yarıçapları 7.5 mm olarak ayarlanmıştır (Şekil 8.6).



Şekil 8.6. 2kW türbin rotor göbeğinin katı modeli.

Türbin direği 6 m olarak; 7 mm et kalınlığı, 89 mm dış çap ve 72 mm iç çap şeklinde modellenmiştir (Şekil 8.7).



Şekil 8.7. 2kW türbin direğinin katı modeli.

Gerekli literatür taraması yapılarak projede kullanılmak üzere seçilen 4140 çeliği ve şekil hafızalı alaşımlardan; Ni-Ti, Cu-Zn-Al ve Cu-Al-Ni'in fiziksel özellikleri Çizelge 8.1'de belirtilmiştir.

Çizelge 8.1 Seçilen malzemelerin fiziksel özellikleri (Hodgson et al., 1990)

Malzemeler				
Mekaniksel Özellikler	4140 çelik	Ni-Ti	Cu-Zn-Al	Cu-Al-Ni
Yoğunluk (gr/cm^3)	7.85	6.45	7.64	7.12
Young Modulus (GPa)	200	83	72	85
Yield Strength (MPa)	417.1	690	350	400
Ultimate Tensile Strength (MPa)	655	895	600	800
Poission Oranı	0.3	0.34	0.33	0.33

Modellenen her iki türbin içinde önce ayrı ayrı kanatların yapısal analizleri gerçekleştirildi. Kanatların yapısal analizlerinden elde edilen sonuçlar değerlendirildi ve ardından yine her iki türbin için modellenen türbin bileşenleri bir araya getirilerek, türbinin bütünüyle yapısal analizleri çıkartıldı. Yapılan bütün analizlerde sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Sonlu elemanlar (SE) yöntemi,

çeşitli mühendislik problemlerine kabul edilebilir bir yaklaşımla çözüm arayan bir sayısal çözümleme yöntemidir. Sonlu elemanlar yöntemi fiziksel bir sistemin matematiksel olarak ifade edilmesidir. Bu sistem alt parçalara ayrılabilen bir model olup malzeme özelliklerine ve uygulanabilir sınır şartlarına sahiptir. Sonlu elemanlar yöntemi düzensiz ve karmaşık geometriye sahip sistemlerin incelenmesine olanak sağlar ve değişik, karmaşık malzeme özellikleri olan sistemlere de uygulanabilir.

Özel problemlerin çözümü için genel bir programın kullanılabilmesi, sonlu elemanlar metodunun güçlü ve çok amaçlı bir araç olmasına neden olmuş ve çok sayıda genel amaçlı sonlu elemanlar program paketi geliştirilmiştir. Bu paketlerden bazıları oldukça genel amaçlı olup, değişik mühendislik alanlarındaki problemlerin çözümü için çok az veya hiçbir değişikliğe gerek duyulmadan kullanılabilir. Bu paketlerden günümüzde yaygın olarak kullanılanlardan bazıları; Ansys, Bersafe, Nastran, Marc, Asas vb.

8.1 Türbin Kanatlarının Yapısal Analizleri

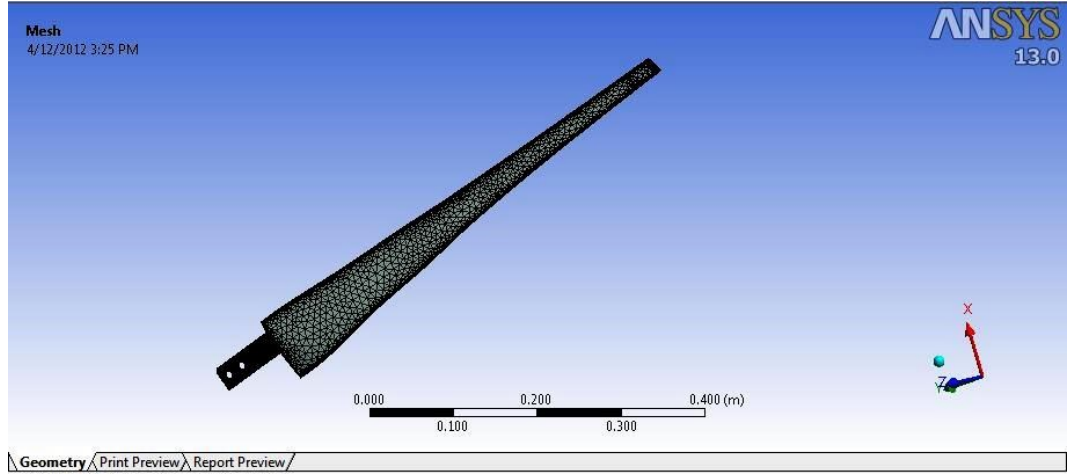
8.1.1 400W'lık rüzgar türbininin kanat analizi

İlk olarak model alınan AIR-X 400W yatay eksenli rüzgar türbininin kanat sapında 4140 yapı çeliği ve şekil hafızalı alaşımlardan Ni-Ti, Cu-Zn-Al ve Cu-Al-Ni kullanılarak bir yapısal analiz gerçekleştirilmiştir. 5 m/s'lik rüzgar hızından başlayarak 60 m/s'lik rüzgar hızına kadar kanatta oluşan Total Deformasyon, Equivalent (von-Mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri incelenerek malzemeler arasında karşılaştırmalar yapılmıştır.

Kanatın bu parametrelere göre analizleri iki durum için incelenmiştir:

- 1- Kanatın dönmediği durum
- 2- Kanatın döndüğü durum

ANSY programında çözümlleme işlemi sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmekte olup katı modeli oluşturulan kanatın sonlu elemanlar modeli Şekil 8.8’de gösterilmektedir.

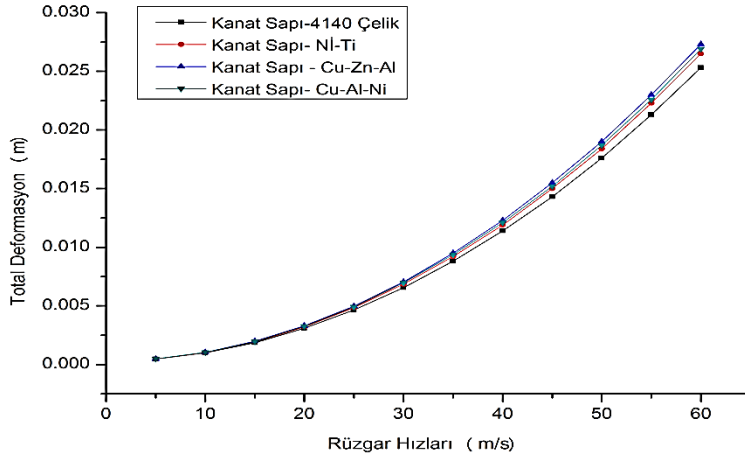


Şekil 8.8. Kanatın sonlu elemanlar modeli.

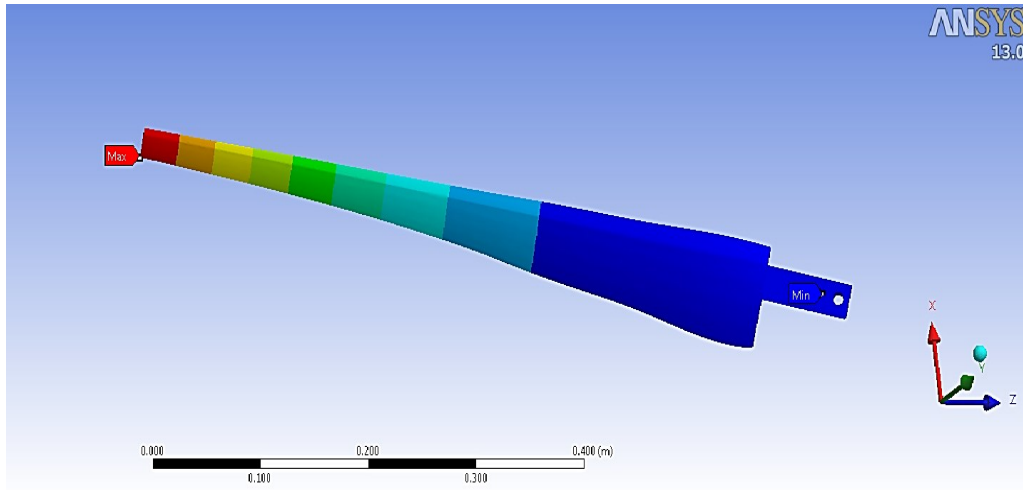
Kanat üzerinde yapılan mesh işlemi sonucunda 502516 tane düğüm, 290716 tane parça oluşmuştur. İlk olarak kanatın dönmediği park durumu için analizleri yaptığımızda ayrı ayrı kanat saplarında farklı malzemelerin kullanılması sonucu ortaya çıkan sonuçlar şu şekildedir.

8.1.1.1 Türbin kanadı dönmezken

Kanat dönmezken, total deformasyonun kanat sapı olarak Cu-Zn-Al kullanıldığında yüksek, 4140 çeliği kullanıldığında ise düşük değerler göstermiştir (Şekil 8.9). Total deformasyon değerlerine genel olarak bakıldığında birbirlerine yakın olduğu görülmüştür. Young modülü elastik bölgede malzemenin katılığının bir ölçüsüdür. Bu nedenle young modülü düşük olan malzemede deformasyonun çok olması beklenir. Şekil 8.10’dan da görüldüğü gibi deformasyon en çok kanat ucunda meydana gelmektedir. Bununla birlikte yapılan analizlerde incelenen parametre sonuçları kanadın bütününe kapsadığı için, bu sonuçlar şekiller üzerinden daha sağlıklı yorumlanmaktadır.



Şekil 8.9. Total deformasyon (Kanat dönmezken).

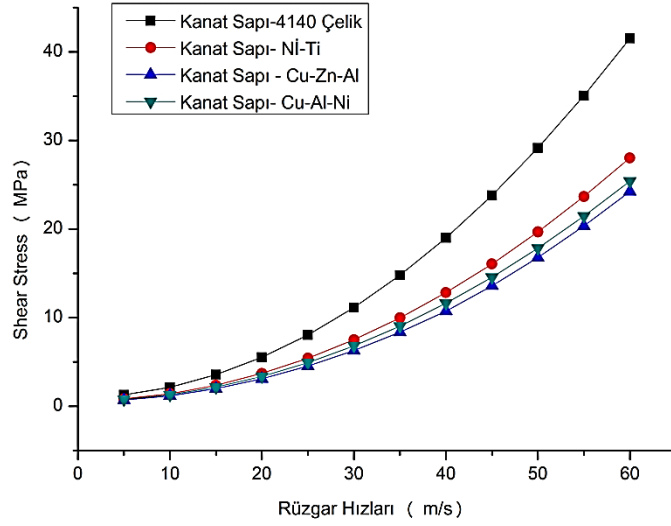


Şekil 8.10. Kanatta oluşan total deformasyon (Kanat sapı: Cu-Zn-Al, V=60m/s, Kanat dönmezken).

Bir malzemenin düzlem veya düzlemler boyunca kaymasına sebep olan etki shear stress (kayma gerilmesi, kesme zoru) olarak tanımlanmaktadır. Shear stress;

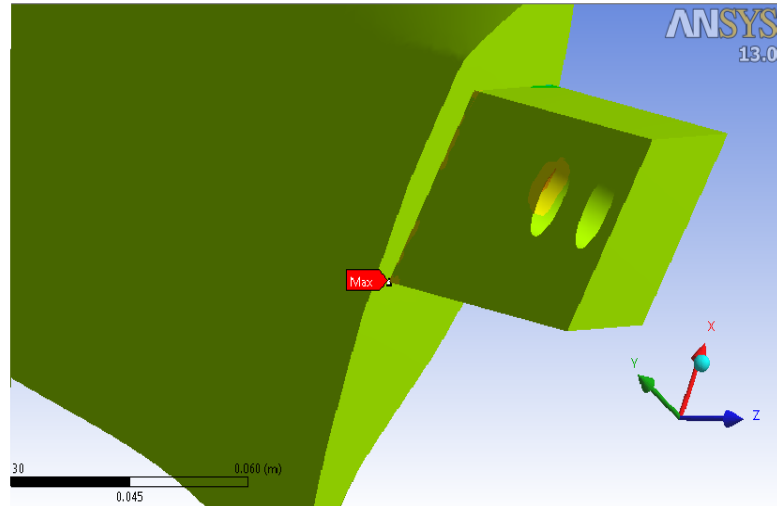
$$\tau = \frac{F}{A_0} \quad (8.1)$$

ifadesi ile hesaplanır. F kayma kuvveti; A_0 ise kuvvet uygulanan kesit alanıdır. Şekil 8.11 incelendiğinde en yüksek shear stress kanat sapının çelik olduğu durumda gözlenmiştir.



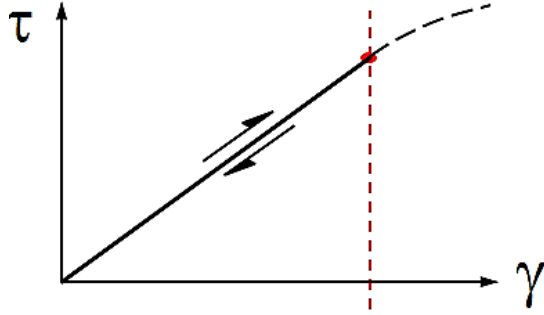
Şekil 8.11. Shear stress (Kanat dönmezken).

Kanat sapı ve kanat bağlantı noktasına bakıldığında, en fazla shear stress'e maruz kalan nokta, bağlantı noktasına yakın kanat sapında meydana gelmektedir (Şekil 8.12). Malzemenin maruz kaldığı shear stress ne kadar büyük olursa malzeme kopmaya o kadar yakın olmaktadır.



Şekil 8.12. Kanatta oluşan maksimum shear stress (Kanat Sapı: Çelik, $V=60\text{m/s}$, Kanat dönmezken).

Genel mühendislik malzemelerinin elastik deformasyonunda kayma gerilmesi ve kayma birim uzaması doğru orantılıdır (Şekil 8.13). Bu nedenle kanat sapında çelik kullanılan modelde diğer malzemelere göre kayma birim uzamasının daha yüksek olduğu görülmüştür.



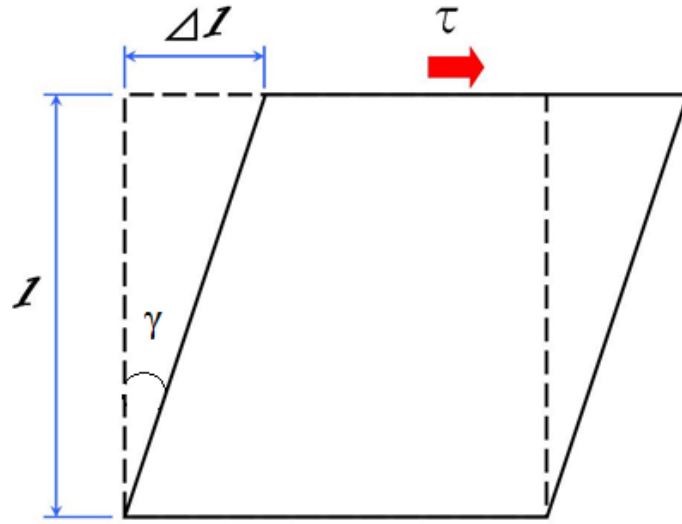
Şekil 8.13. Kayma gerilmesi ve kayma birim uzaması (Mecitoğlu, 2013).

Bir kristal yapıdaki çizgisel hatalara dislokasyon denir. Bir malzemedeki dislokasyonun varlığı, o malzemenin plastik şekillendirilmesini kolaylaştırır. Çünkü dislokasyonsuz bir malzemeyi şekillendirmek için gerekli kuvvetten çok daha az bir kuvvet ile şekillendirme yapılabilir. Dislokasyonların kristal yapı içerisinde kolayca hareket etmeleri sayesinde, malzemenin deformasyon işlemi de kolaylaşmaktadır. Dislokasyon hareketiyle plastik şekil değişimine sebep olan mekanizmaya kayma denilmektedir. En yüksek shear stress değeri kanat sapında meydana geldiği için ileride meydana gelecek plastik deformasyonlar bu noktada görülecektir (Uzun vd., 2008).

Şekil 8.14 incelendiğinde kare biçimli bir malzemeye kayma gerilmesi uygulandığında malzemedeki kayma görülmektedir. γ ; kayma birim uzaması (shear strain) olarak ta adlandırılıp:

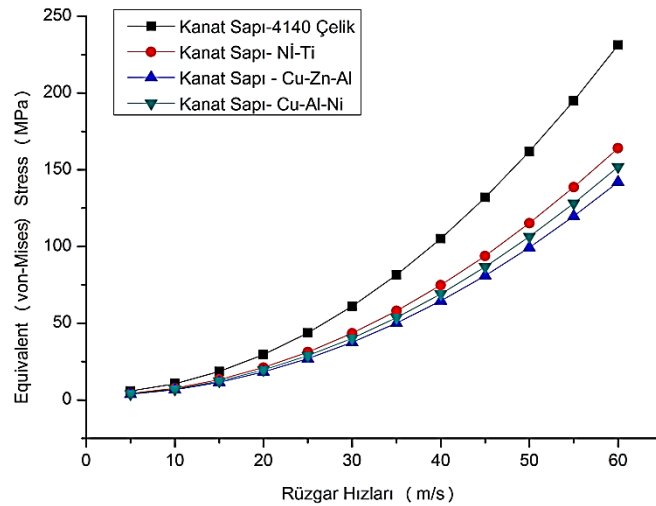
$$\gamma = \frac{\Delta l}{l} \quad (8.2)$$

ifadesi ile hesaplanır.

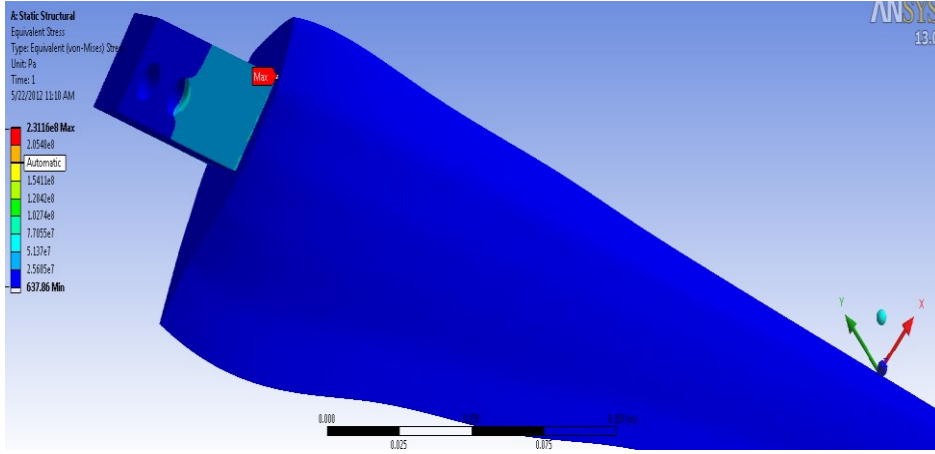


Şekil 8.14. Alt kısmından sabitlenen malzemeye kayma gerilmesinin uygulanması (Academic dictionaries and encyclopedias, 2013).

Equivalent (von-Mises) stress değeri eşdeğer gerilme olup, bu değer akma gerilmesinden küçük ise bu durum malzemenin elastik bölgede olduğunu bize bildirmektedir. Aksi halde malzemede plastik deformasyonların olduğu sonucu çıkarılır. Yapılan analizlerde bütün malzemeler için bu değer Yield Strength (akma mukavemeti) değerinden küçük çıktığı için malzemelerde plastik deformasyon gözlenmemiştir. Fakat çelikte bu değer diğerlerine göre daha yüksek olduğu görülmüştür (Şekil 8.15).



Şekil 8.15. Equivalent (von-Mises) stress (Kanat dönmezken).

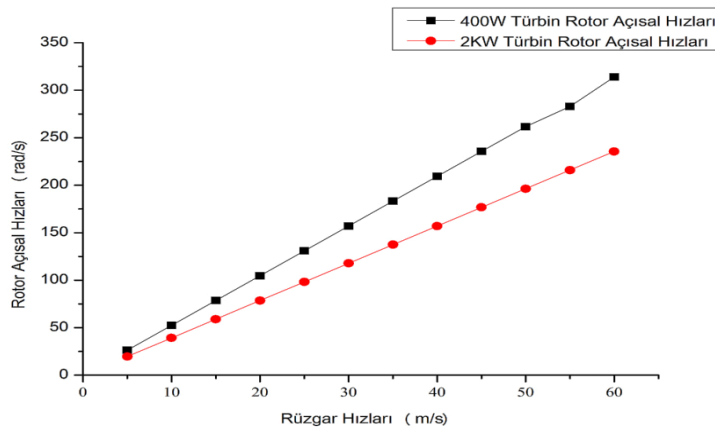


Şekil 8.16. Kanatta oluşan maksimum equivalent (von-Mises) stress (Kanat sapı: Çelik, $V=60\text{m/s}$, Kanat dönmezken).

Şekil 8.16 incelendiğinde eşdeğer gerilme kanat sapında birleşme noktasına yakın yerde gözlenmiştir.

8.1.1.2 Türbin kanadı dönerken

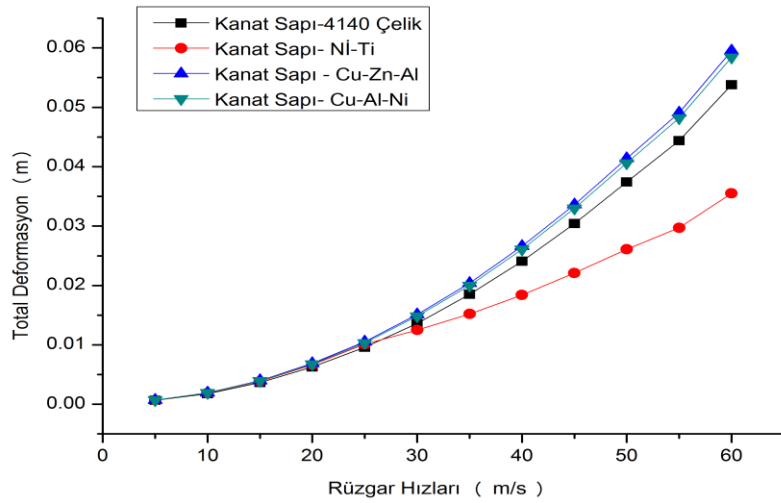
İkinci olarak kanatın döndüğü durum için analizlerimizi benzer şekilde gerçekleştirdik. Her iki türbin kanatlarının da dönme durumları için analizlerimizi gerçekleştirmeden önce belirtmiş olduğumuz rüzgar hızlarına karşılık gelen açısal hızları hesaplanmıştır (Şekil 8.17).



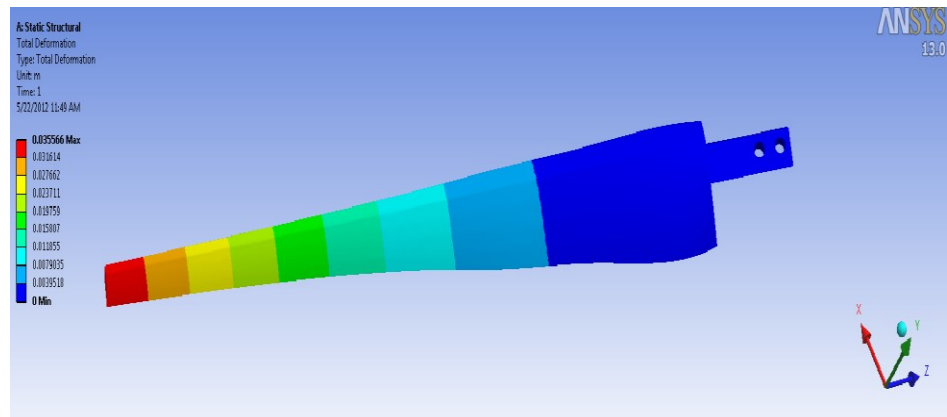
Şekil 8.17. 400W-2kW Rüzgar türbinlerinin rotor açısal hızları.

Ayrıca kanatların dönmesiyle oluşacak olan merkezkaç kuvvetleri de her iki türbin kanadı için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Bu kuvvetlerin hesaplanması ve uygulanmasına bölüm 8.2.1.2’de değinilmiştir. Yine kanat saplarında farklı malzemelerin kullanılması sonucu, kanatın dönerken ki durumu için ortaya çıkan sonuçlar şu şekildedir:

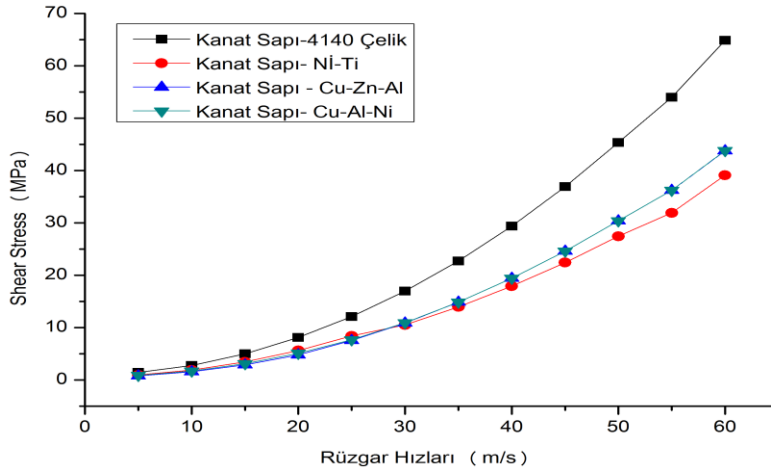
Kanat dönerken oluşan total deformasyon değeri kanat sapı olarak Cu-Zn-Al kullanıldığında yine en yüksek, Ni-Ti kullanıldığında ise düşük çıkmıştır (Şekil 8.18). Şekil 8.19’den da görüldüğü gibi maksimum deformasyon yine kanat ucunda meydana gelmektedir.



Şekil 8.18. Total deformasyon (Kanat dönerken).

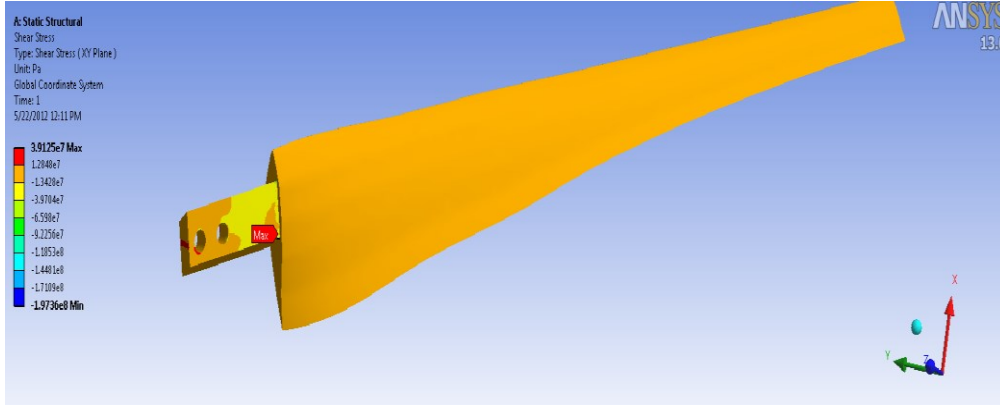


Şekil 8.19. Kanatta oluşan total deformasyon (Kanat sapı: Ni-Ti, V=60m/s, Kanat dönerken).



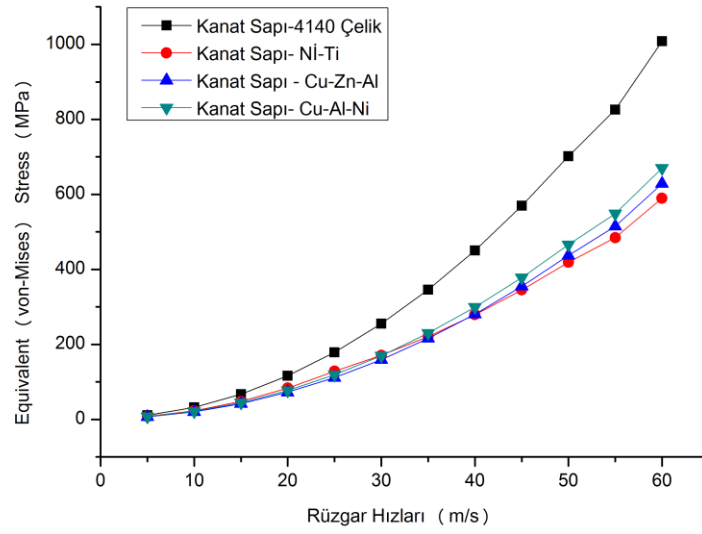
Şekil 8.20. Shear stress (Kanat dönerken).

Şekil 8.20 incelendiğinde kanat dönerken en düşük shear stress kanat sapı Ni-Ti seçildiğinde elde edilmiştir. En yüksek shear stress değeri ise kanat sapının çelik olduğu durumda gözlenmiştir. Shear stress'in maksimum olduğu nokta yine kanat sapında kanat sapının bağlantı yerine yakın noktasında ortaya çıkmıştır (Şekil 8.21).

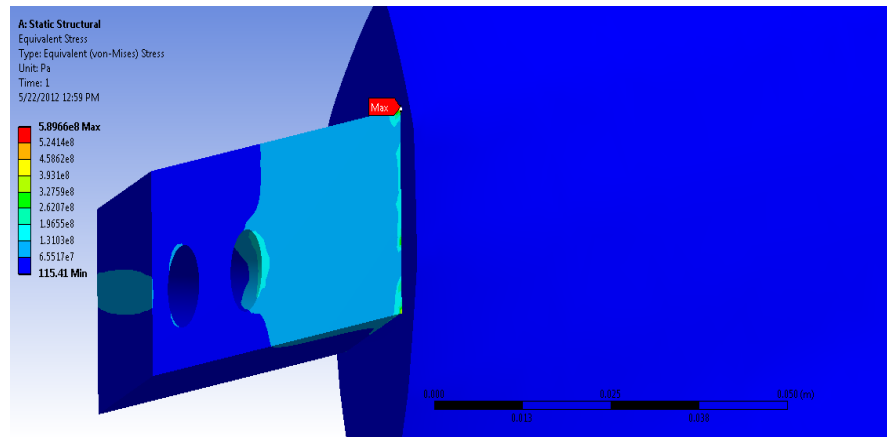


Şekil 8.21. Kanatta oluşan maksimum shear stress (Kanat sapı: Ni-Ti, V=60m/s, Kanat dönerken).

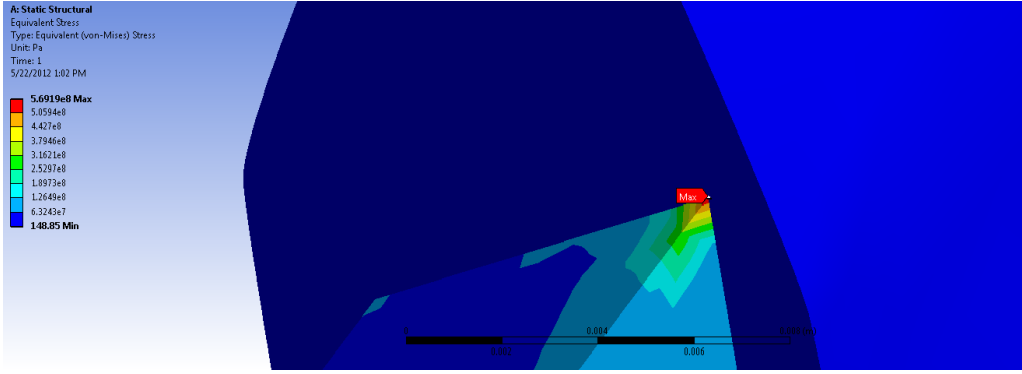
Equivalent (von-Mises) Stress değerleri yield strength değerleri ile kıyaslandığında; kanat sapı 4140 çeliği iken rüzgar hızı 35 m/s’de, Cu-Zn-Al iken rüzgar hızı 40 m/s’de ve Cu-Al-Ni iken ise rüzgar hızı 45 m/s’de plastik deformasyona uğradıkları gözlenmiştir. Ni-Ti’da ise hiçbir plastik deformasyon ile karşılaşmamıştır (Şekil 8.22).



Şekil 8.22. Equivalent (von-Mises) stress (Kanat dönerken).

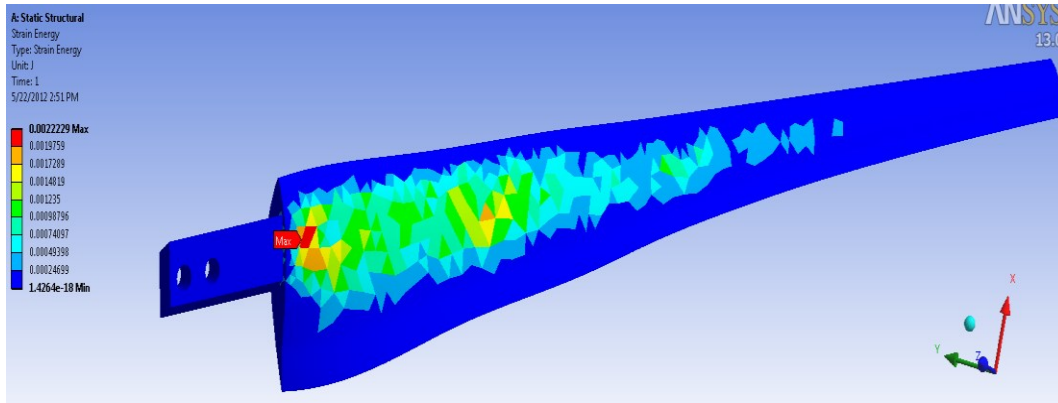


Şekil 8.23. Kanatta oluşan maksimum equivalent (von-Mises) stress (Kanat sapı: Ni-Ti, V=60m/s, Kanat dönerken).

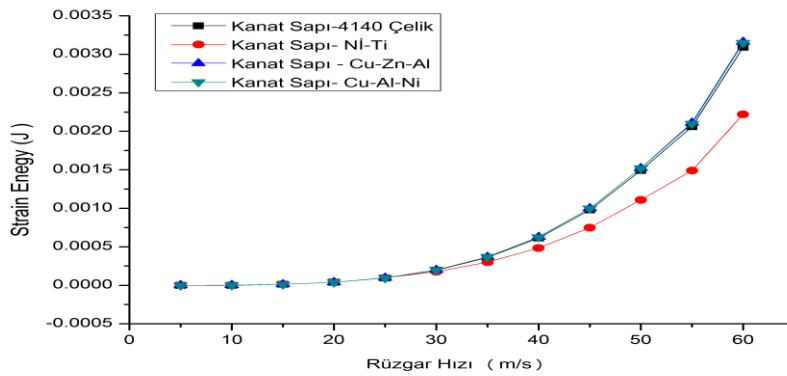


Şekil 8.24. Kanatta oluşan maksimum equivalent (von-Mises) stress (Kanat sapı: Çelik, $V=45\text{m/s}$, Kanat dönerken).

Deformasyon sonucu bir gövde içine depolanmış enerji, zorlanma enerjisi olarak tanımlanır. Kanat sapı Ni-Ti seçildiğinde kanat içerisinde oluşan strain energy daha düşük olup, kanat içerisinde oluşan deformasyon daha azdır (Şekil 8.25, Şekil 8.26).



Şekil 8.25. Kanatta oluşan maksimum strain energy (Kanat sapı: Ni-Ti, $V=60\text{m/s}$, Kanat dönerken).



Şekil 8.26. Strain energy (Kanat dönerken).

Kanat dönmezken oluşan strain energy değerleri yapılan analizlerde birbirlerine çok yakın sonuçlar göstermektedir.

8.1.2 2kW'lık rüzgar türbininin kanat analizi

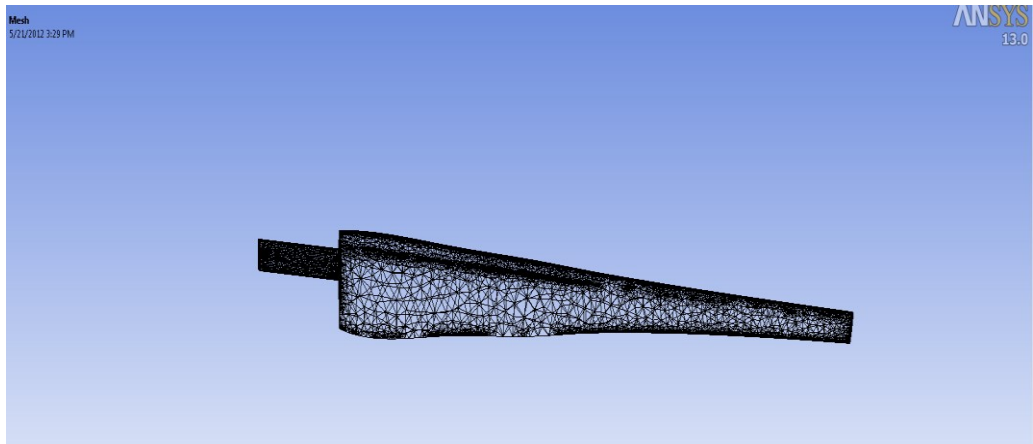
8.1.2.1 Türbin kanadı dönmezken

AIR-X 400W yatay eksenli rüzgar türbininde olduğu gibi 2kW'lık rüzgar türbininin kanat sapında da 4140 yapı çeliği ve şekil hafızalı alaşımlardan Ni-Ti, Cu-Zn-Al ve Cu-Al-Ni kullanarak ikinci grup yapısal analiz gerçekleştirilmiştir. 5 m/s'lik rüzgar hızından başlayarak 60 m/s'lik rüzgar hızına kadar kanatta oluşan Total Deformasyon, Equivalent (von-Mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri incelenerek malzemeler arasında karşılaştırmalar yapılmıştır.

Kanatın bu parametrelere göre analizleri yine iki durum için incelenmiştir:

- 1- Kanatın dönmediği durum
- 2- Kanatın döndüğü durum

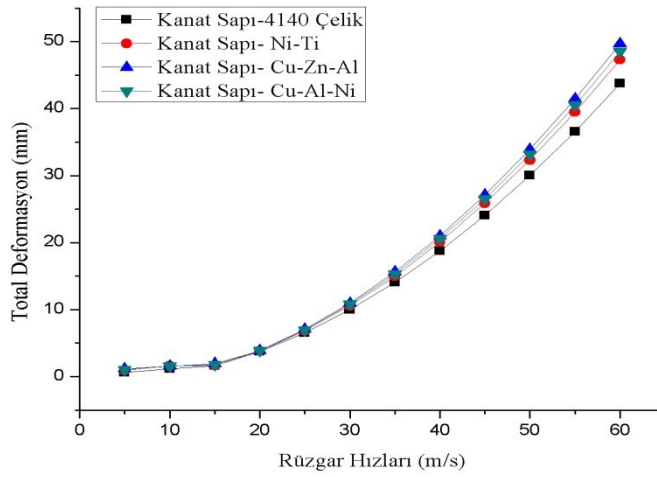
Çözümleme işlemi sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen 2kW'lık türbin kanadının sonlu elemanlar modeli Şekil 8.27'de gösterilmektedir.



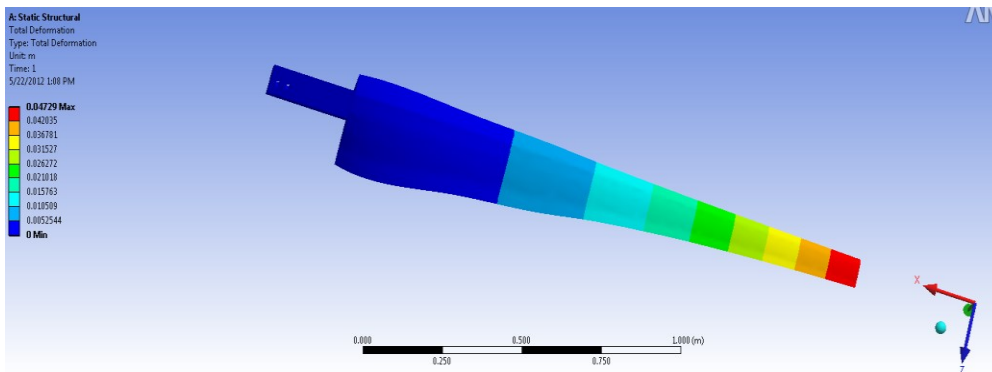
Şekil 8.27. 2kW'lık kanatın sonlu elemanlar modeli.

Kanat üzerinde yapılan mesh işlemi sonucunda kanat 394611 tane düğüme 233156 tane parçaya ayrılmıştır. İlk olarak kanatın dönmediği park durumu için analizleri yaptığımızda ayrı ayrı kanat saplarında farklı malzemelerin kullanılması sonucu ortaya çıkan sonuçlar şu şekildedir:

Kanat dönmezken 2kW'lık türbin kanadındaki total deformasyon kanat sapı olarak Cu-Zn-Al kullanıldığında yine yüksek, çelik kullanıldığında ise düşük çıktığı görülmüştür (Şekil 8.28). Deformasyon en çok kanat ucunda meydana gelmekte olup deformasyon değerlerinin birbirlerine oldukça yakın olduğu gözlenmiştir (Şekil 8.29).

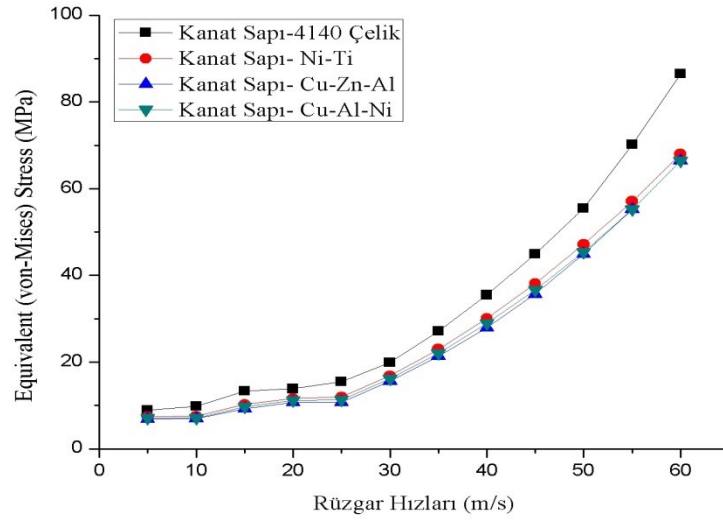


Şekil 8.28. Total deformasyon (Kanat dönmezken).

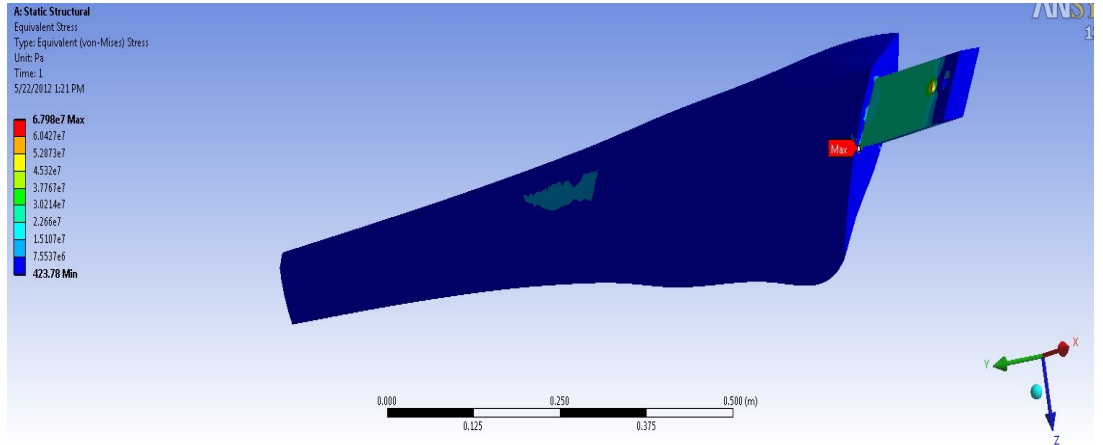


Şekil 8.29. Kanatta oluşan total deformasyon (Kanat sapı: Ni-Ti, V=60m/s, Kanat dönmezken).

Yapılan analizlerde bütün malzemeler için Equivalent (von-Mises) Stress değerleri Yield Strength (akma mukavemeti) değerinden küçük çıktığı için malzemelerde plastik deformasyon gözlenmemiştir. Fakat çelikte bu değer diğerlerine göre daha yüksek çıkmıştır (Şekil 8.30).

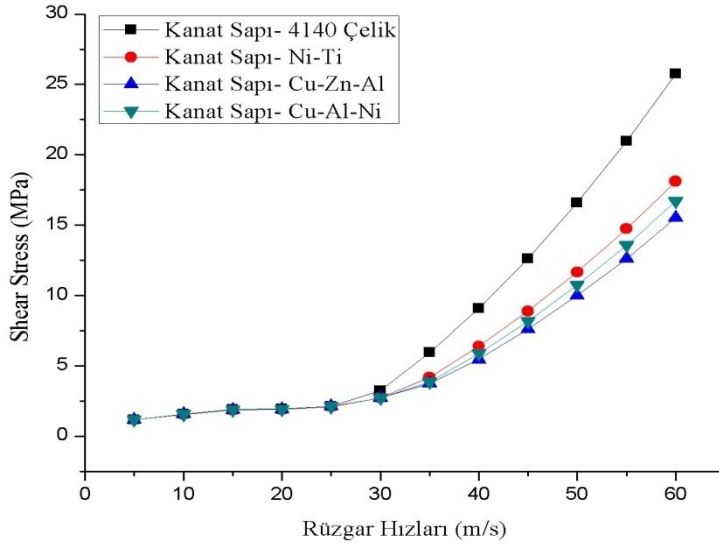


Şekil 8.30. Equivalent (von-Mises) stress (Kanat dönmezken).

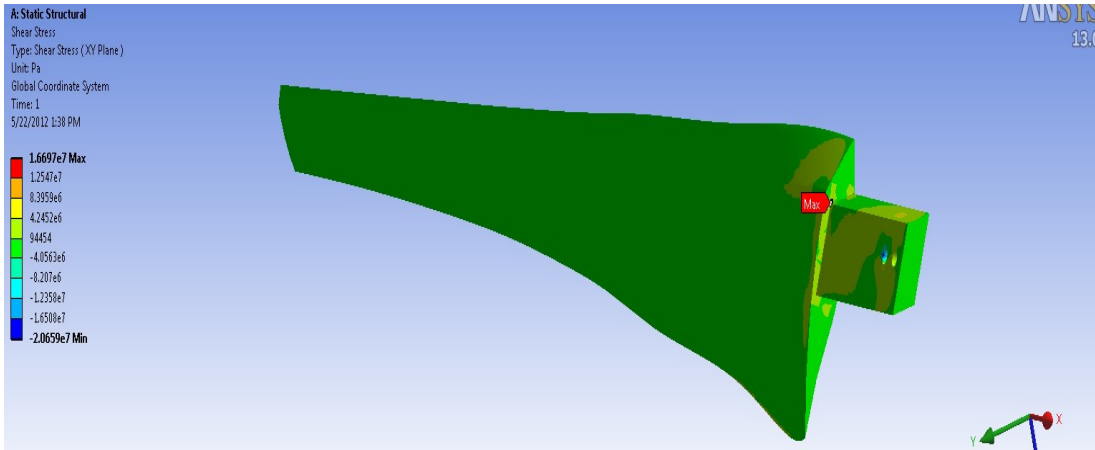


Şekil 8.31. Kanatta oluşan maksimum equivalent (von-Mises) stress (Kanat Sapı: Ni-Ti, V=60m/s, Kanat dönmezken).

Şekil 8.32 incelendiğinde kanat dönmezken en düşük shear stress kanat sapı Cu-Zn-Al seçildiğinde elde edilmiştir. En yüksek shear stress değerleri kanat sapının çelik olduğu durumda gözlenmiştir. Shear stress'in maksimum olduğu nokta yine kanat ile kanat sapının bağlantı noktasına yakın kanat sapında ortaya çıkmıştır (Şekil 8.33).

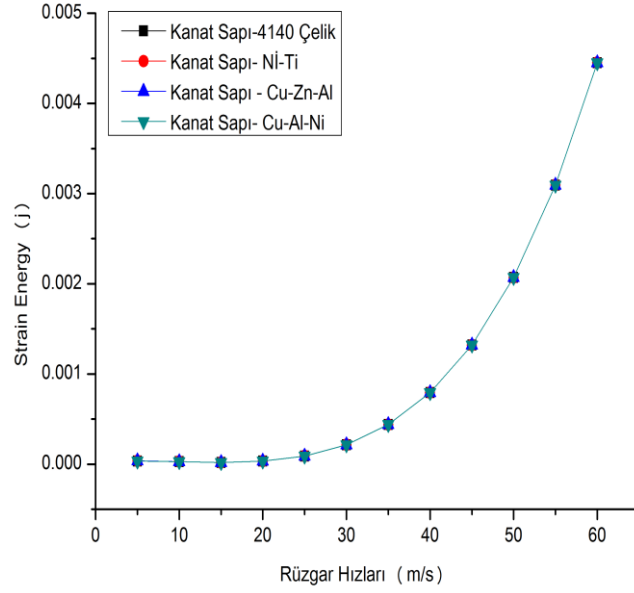


Şekil 8.32. Shear stress (Kanat dönmezken).

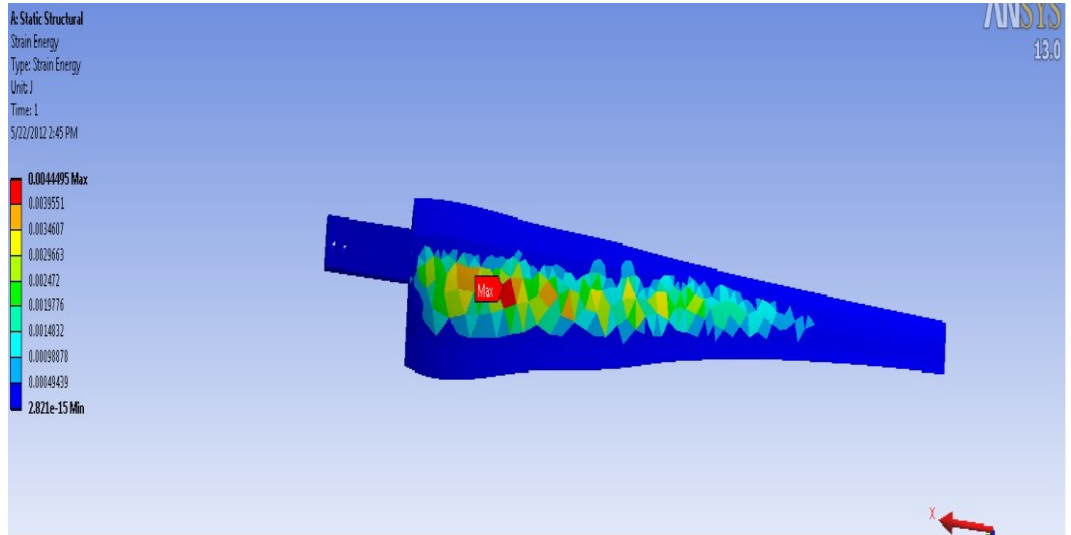


Şekil 8.33. Kanatta oluşan maksimum shear stress (Kanat sapı: Cu-Al-Ni, V=60m/s, Kanat dönmezken).

Kanatın dönmediği durumda ortaya çıkan strain energy değerleri bütün malzemeler için birbirine çok yakın değerler göstermiştir (Şekil 8.34).



Şekil 8.34. Strain energy (Kanat dönmezken).

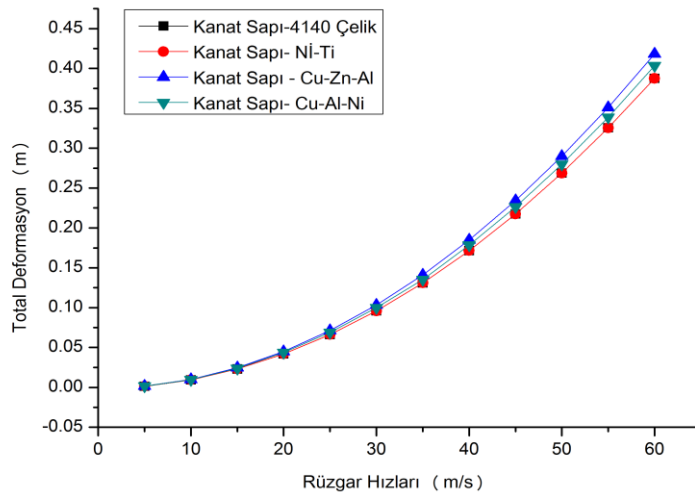


Şekil 8.35. Kanatta oluşan maksimum strain energy (Kanat sapı: Çelik, $V=60\text{m/s}$, Kanat dönmezken).

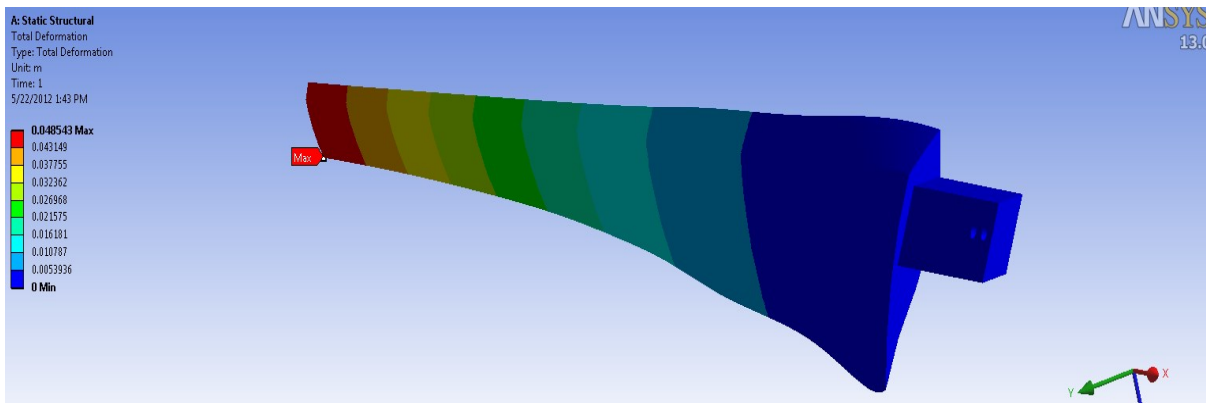
8.1.2.2 Türbin kanadı dönerken

İkinci olarak kanatın döndüğü durum için analizleri yaptığımızda ayrı ayrı kanat saplarında farklı malzemelerin kullanılması sonucu ortaya çıkan sonuçlar şu şekildedir:

Kanatın dönme durumunda düşük total deformasyon değerleri kanat sapının Ni-Ti seçilmesinde görülmüştür Şekil 8.36.

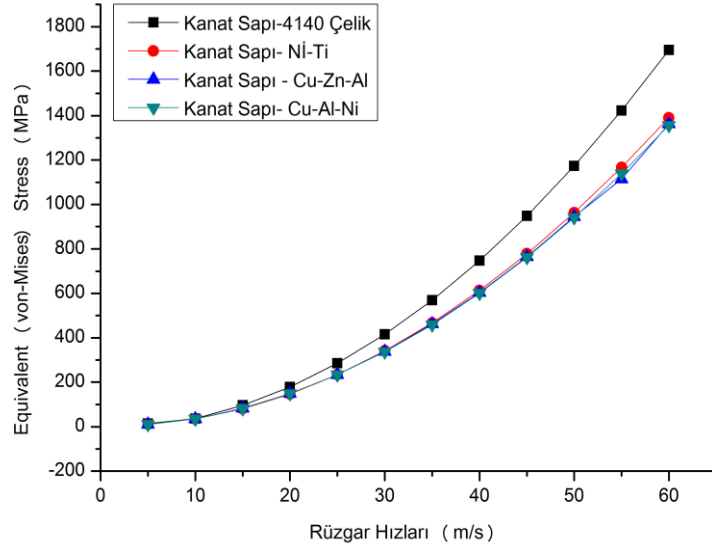


Şekil 8.36. Total deformasyon (Kanat dönerken).

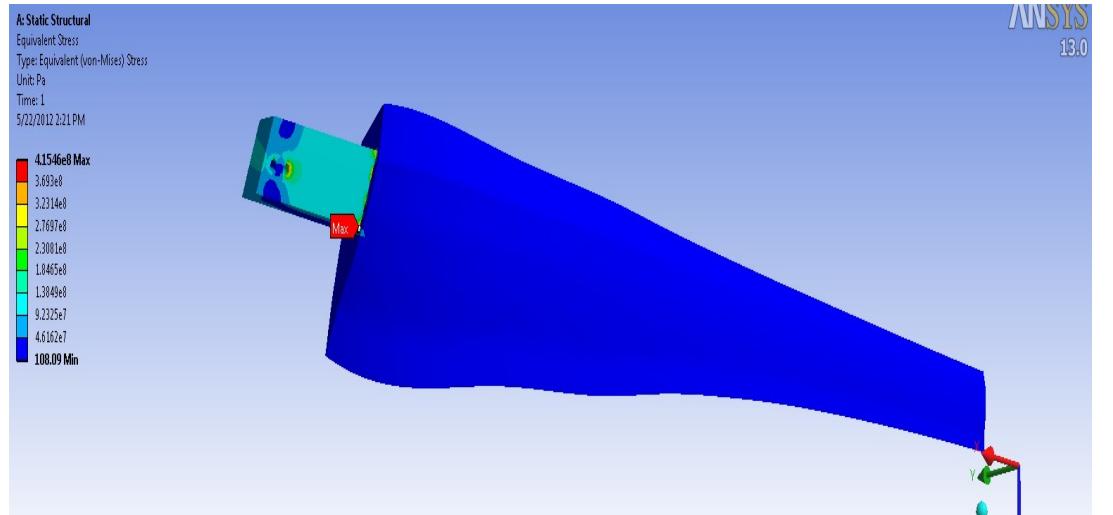


Şekil 8.37. Kanatta oluşan total deformasyon (Kanat sapı: Cu-Al-Ni, V=60m/s, Kanat dönerken).

Equivalent (von-Mises) Stress değerleri yield strength değerleri ile kıyaslandığında; kanat sapı 4140 çeliği iken rüzgar hızı 30 m/s'de, Cu-Zn-Al iken rüzgar hızı 25 m/s'de, Cu-Al-Ni iken rüzgar hızı 30 m/s'de ve Ni-Ti iken 40 m/s'lik rüzgar hızlarından sonra plastik deformasyona uğradığı görülmüştür (Şekil 8.38).

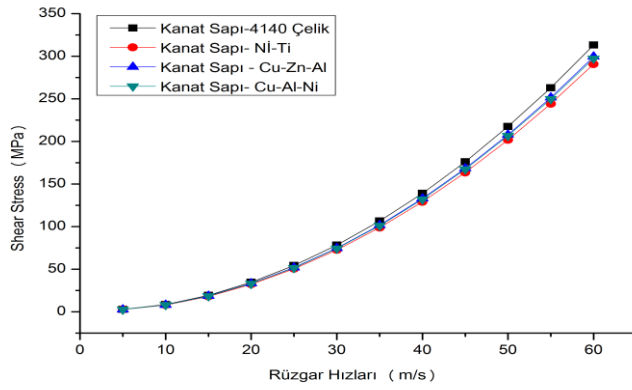


Şekil 8.38. Equivalent (von-Mises) stress (Kanat dönerken).

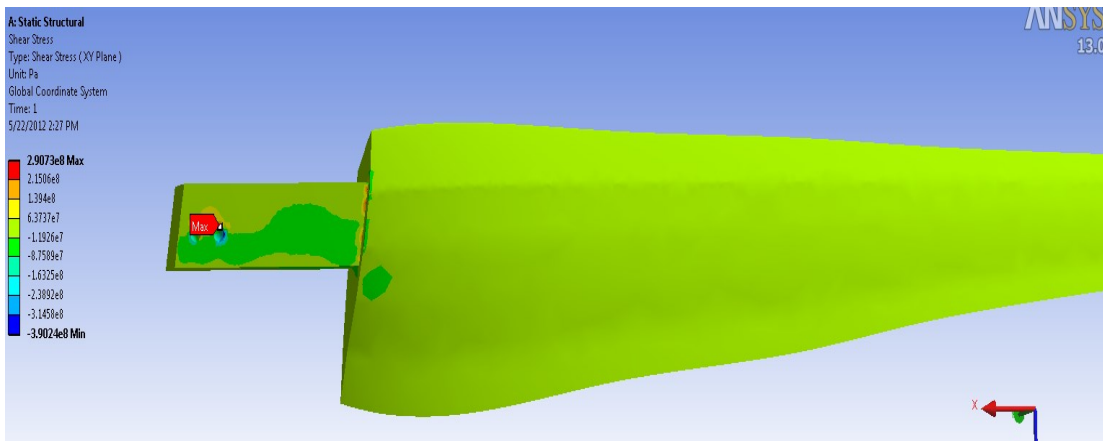


Şekil 8.39. Kanatta oluşan maksimum equivalent (von-Mises) stress (Kanat sapı: Çelik, V=30m/s, Kanat dönerken).

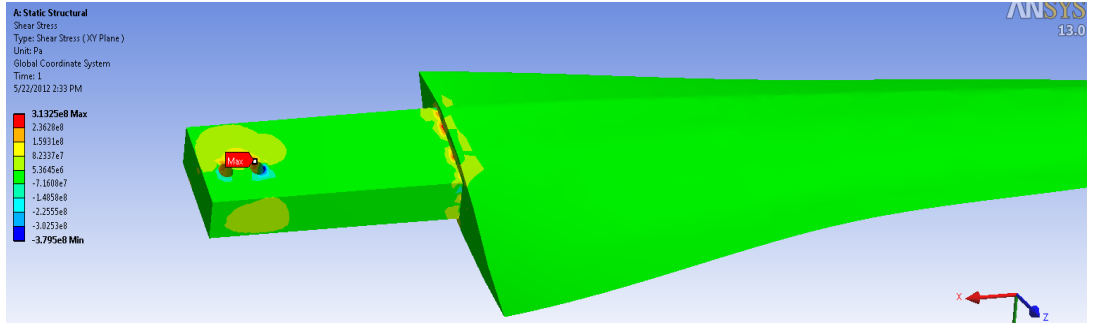
Şekil 8.40 incelendiğinde kanat dönerken en düşük shear stress kanat sapı Ni-Ti seçildiğinde elde edilmiştir. En yüksek shear stress değerleri kanat sapının çelik olduğu durumda görülmüştür. Shear stress'in maksimum olduğu nokta ise kanat sapı ile rotor göbeği bağlantı noktası olan vida yerlerinde karşılaşılmıştır (Şekil 8.41), (Şekil 8.42). 400 W'lık türbin kanadına kıyasla merkezkaç kuvvetleri daha büyük olduğundan kanatın dönme durumunda vida bağlantı yerlerinin daha zayıf kaldığı görülmüştür. Şekil 8.41 ve Şekil 8.42 dikkatlice incelendiğinde yine kanat sapında kanat bağlantı noktasına yakın yerde de shear stress değerinin yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 8.40. Shear stress (Kanat dönerken).

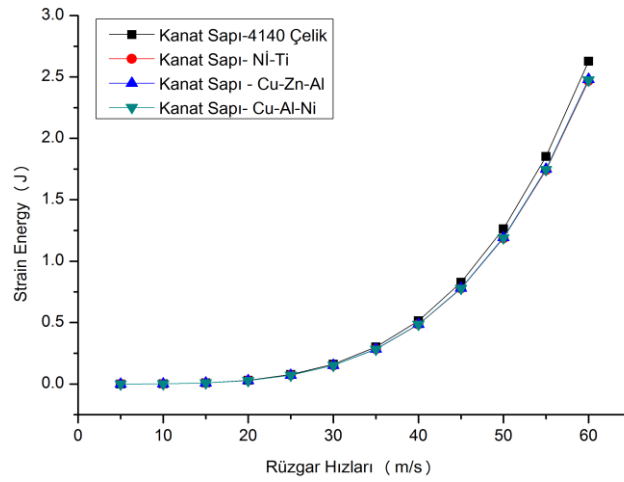


Şekil 8.41. Kanatta oluşan maksimum shear stress (Kanat sapı: Ni-Ti, V=60m/s, Kanat dönerken).

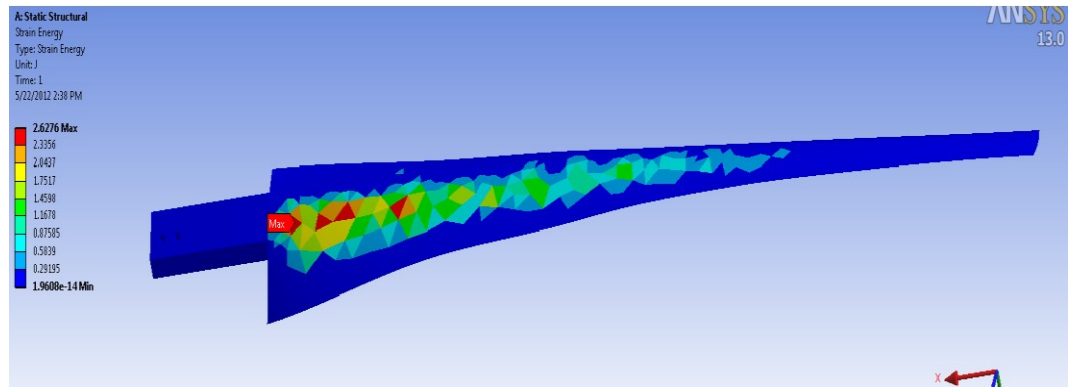


Şekil 8.42. Kanatta oluşan maksimum shear stress (Kanat sapı: Çelik, $V=60\text{m/s}$, Kanat dönerken).

Yine strain enerji değerleri birbirlerine yakın çıkmasına rağmen çelik kullanılan kombinasyonda diğerlerine göre biraz daha yüksek değerler göstermiştir (Şekil 8.43).



Şekil 8.43. Strain energy (Kanat dönerken).

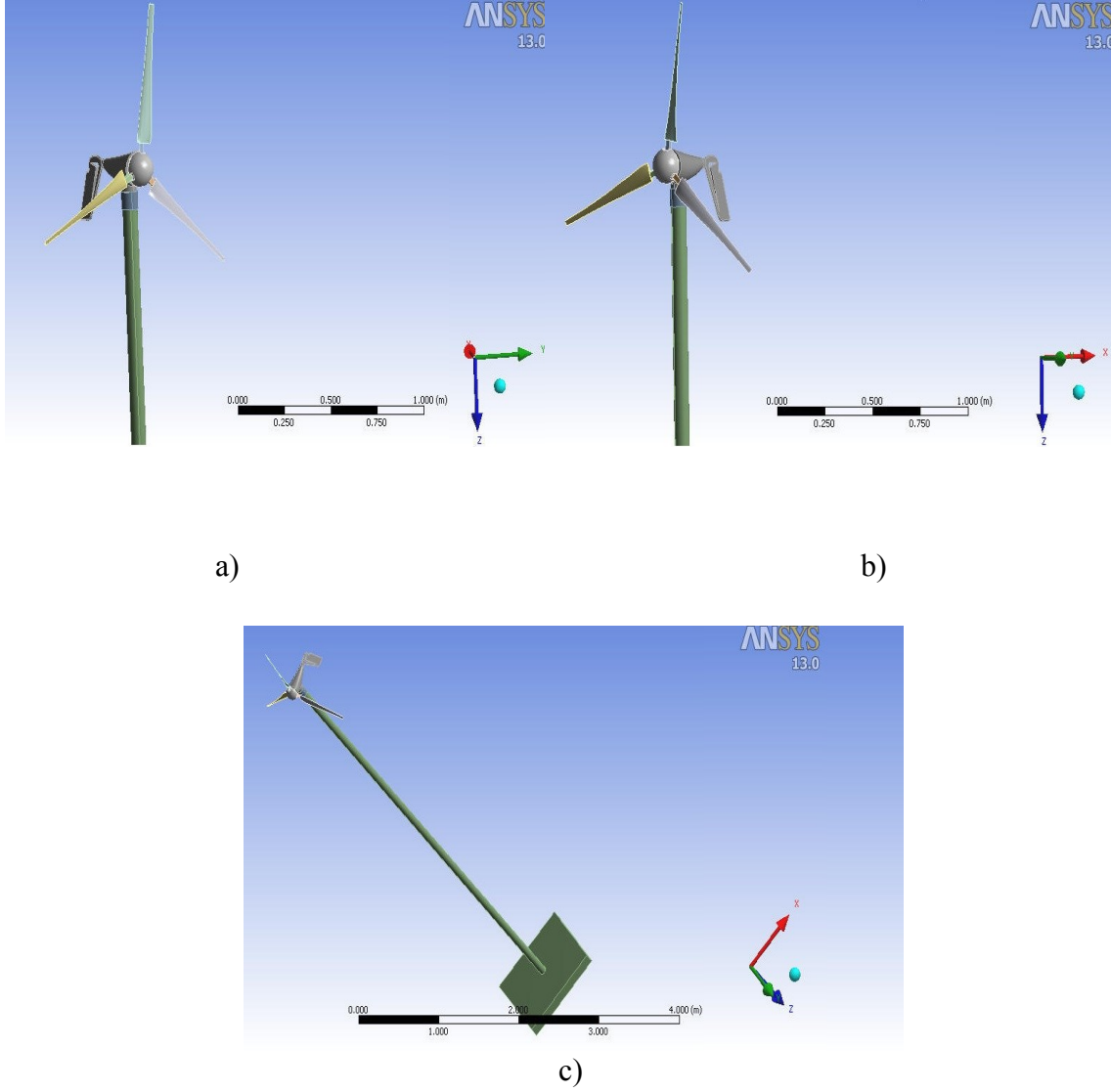


Şekil 8.44. Kanatta oluşan maksimum strain energy (Kanat sapı: Çelik, $V=60\text{m/s}$, Kanat dönerken).

8.2 Türbinlerin Yapısal Analizleri

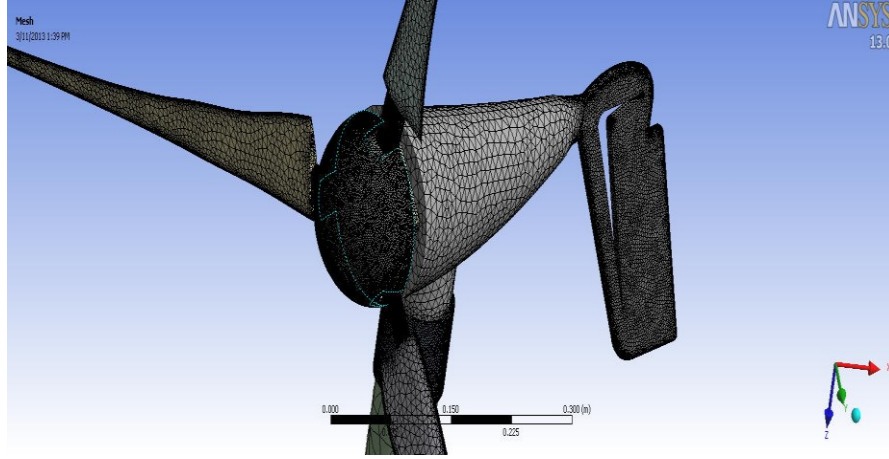
8.2.1 400W'lık rüzgar türbininin yapısal analizi

Ayrı ayrı katı modellemesi yapılan türbin bileşenleri bir araya getirilerek, yapısal analizi gerçekleştirilecek olan örnek model oluşturulmuştur (Şekil 8.45).



Şekil 8.45. a) Modellenen türbinin sağdan görünüşü, b) Modellenen türbinin soldan görünüşü, c) Modellenen türbinin direk bağlantısı ile görünüşü.

ANSY programında çözümlene işlemi için kullanılacak olan türbinin sonlu elemanlar modeli Şekil 8.46'da gösterilmektedir. Türbin üzerinde yapılan mesh işlemi sonucunda 2419840 tane düğüm, 147196 tane parça oluşturulmuştur.



Şekil 8.46. Türbinin sonlu elemanlar modeli.

Model olarak alınan AIR-X 400W yatay eksenli rüzgar türbininin kanat bağlantı noktasında 4140 yapı çeliği ve şekil hafızalı alaşımlardan Ni-Ti, Cu-Zn-Al ve Cu-Al-Ni kullanılarak kanatlara ait yapısal analizlere Bölüm 8.1.1'de değinilmiştir. Bununla birlikte dayanıklılık bakımından en etkin kombinasyonu oluşturmak için bu malzemeler rotor göbeği ve türbin direklerinde de kullanılarak yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bu kombinasyonlarla yapılan analizler neticesinde, türbin direğinin çelik olması ile elde edilen sonuçların arzulanan türbin modeline daha yakın olduğu görülmüştür. Kanat bağlantı noktası, rotor göbeği ve türbin direği için 32 farklı kombinasyon oluşturuldu ve 5 m/s'lik rüzgar hızından başlayarak 60 m/s'lik rüzgar hızına kadar türbin kanatlarının park etme ve dönme durumları için toplam 384 tane analiz gerçekleştirilmiştir. Oluşan Total Deformasyon, Equivalent (von-Mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri incelenerek malzemeler arasında karşılaştırmalar yapılmıştır.

8.2.1.1 Türbin kanatları dönmezken

Türbinin kanatlarının park etme durumu için analizlerin gerçekleştirilmesinden önce türbin bileşenlerine etkiyen kuvvetler, belirtilen her bir rüzgar hızı için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Bu kuvvetler, direğe etkiyen, kanata

etkiyen, kanat bağlantı noktasına etkiyen, rotor göbeğine etkiyen kuvvetler olmak üzere gruplandırılmıştır. Kuvvetlerin hesaplanmasında Türk Standartları Enstitüsü tarafından belirlenen;

$$W = C_f \cdot q \cdot A \quad \text{kN} \quad (8.3)$$

rüzgar yükü hesap değeri kullanılmıştır (Türk Standartları, 2012).

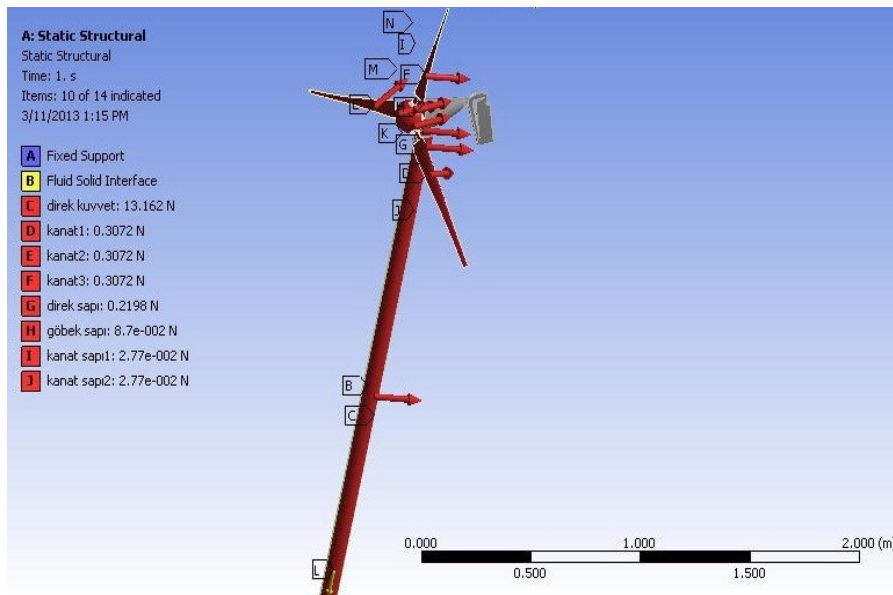
Burada;

C_f = Aerodinamik yük katsayısı

q = Dinamik rüzgar basıncı kN/m^2

A = Etkilenen yüzey alanı, m^2

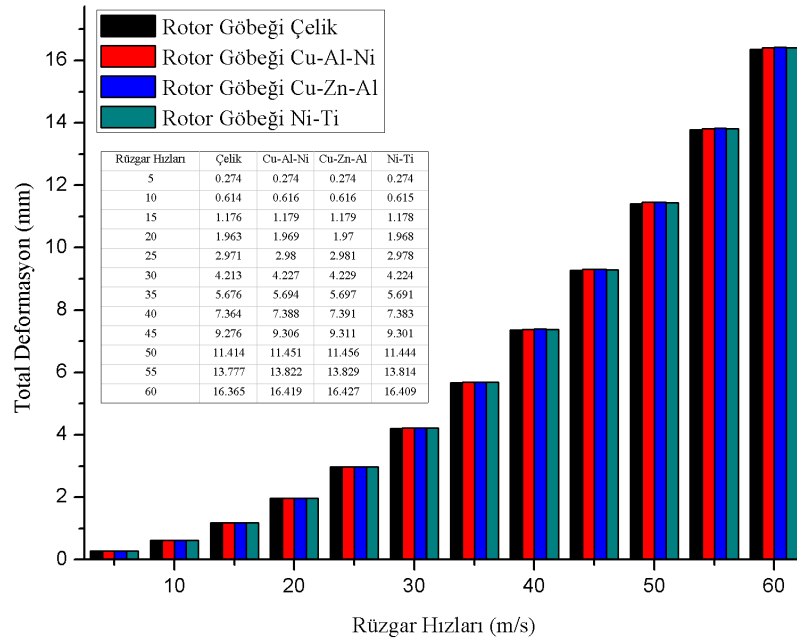
Buna göre türbin bileşenlerine etkiyen kuvvetlerin uygulandığı Şekil 8.47’de gösterilmiştir. Öncesinde de belirtildiği gibi en uygun türbin modelinin oluşturulmasında türbin direğinin çelik seçilmesinin gerekliliği ifade edilmişti. Buna göre analizlerimizde türbin direği için malzeme seçiminde çelik sabit alındı. Ardından kanat bağlantı noktası ve rotor göbeğinde mevcut malzemelerin kombinasyonları uygulanmıştır.



Şekil 8.47. Türbin bileşenlerine etkiyen kuvvetlerin uygulandığı.

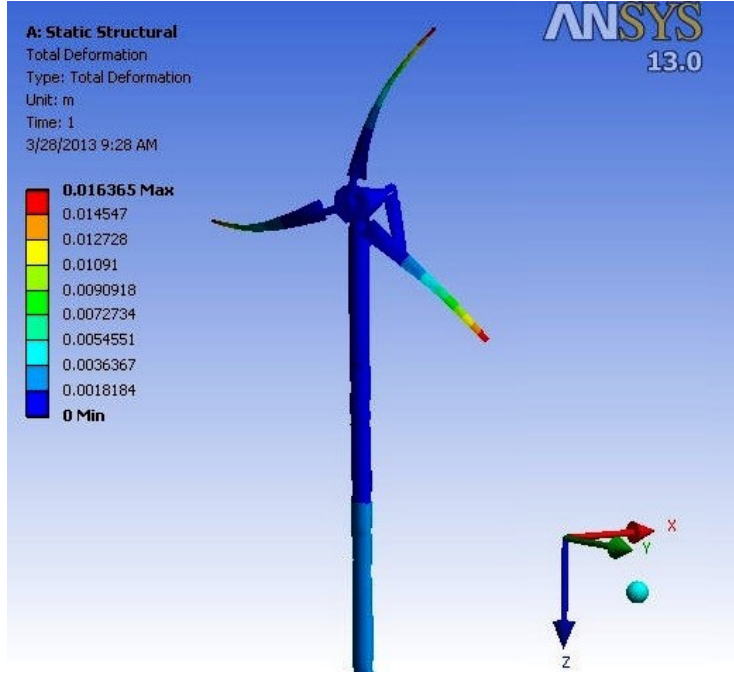
Oluşturulan 1. grupta kanat bağlantı noktası **çelik**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

Şekil 8.48 incelendiğinde her bir kombinasyon için yapılan analizler neticesinde, total deformasyon değerleri birbirlerine oldukça yakın sonuçlar göstermiştir. En düşük total deformasyon değeri rotor göbeğinin **çelik** seçildiğinde görülmüştür. En yüksek total deformasyon ise rotor göbeğinin **Cu-Zn-Al** olduğunda görülmüştür.



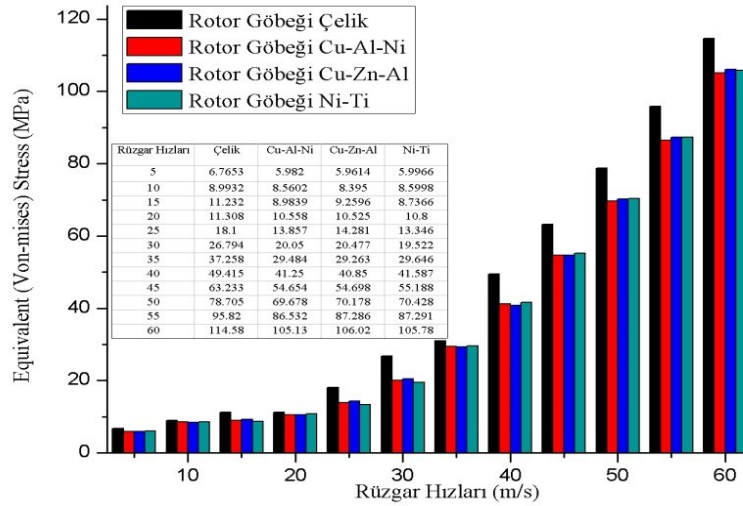
Şekil 8.48. Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Şekil 8.49'dan da görüldüğü gibi deformasyon yine en çok kanat uçlarında meydana gelmektedir.



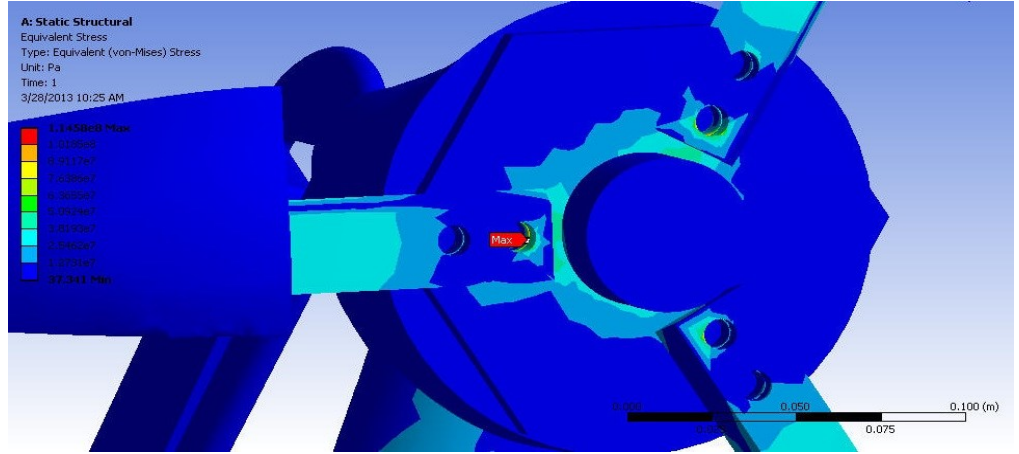
Şekil 8.49. Türbinde oluşan maksimum total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).

Yapılan analizlerde kullanılan bütün malzemeler için elde edilen eşdeğer gerilme sonuçları Yield Strength (akma mukavemeti) değerinden küçük çıktığı için malzemelerde plastik deformasyon gözlenmemiştir (Şekil 8.50).



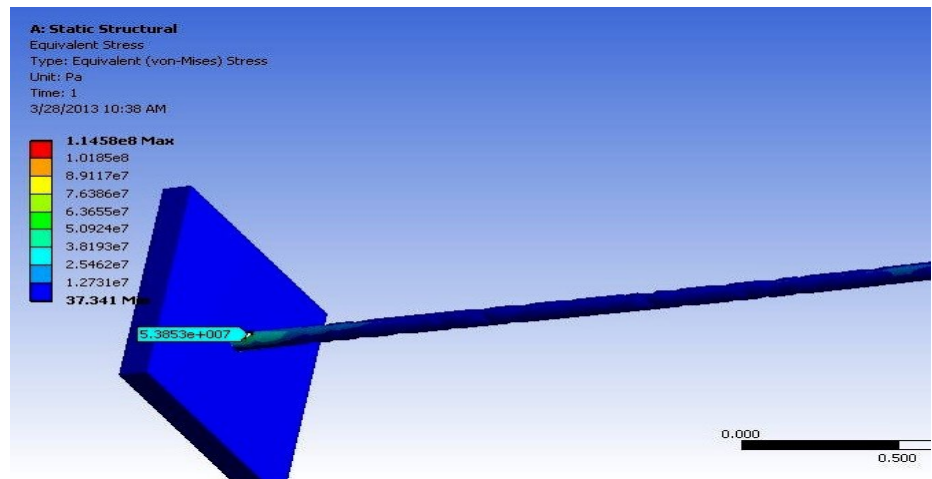
Şekil 8.50. Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Rotor göbeği **Cu-Al-Ni** seçildiğinde eşdeğer gerilme değeri daha düşük çıkmıştır. Türbinde eşdeğer gerilmenin en yüksek olarak görüldüğü nokta kanat bağlantı noktasının rotor göbeğine birleştirildiği yerde görülmüştür (Şekil 8.51). Kanat bağlantı noktasında rotor göbeğine bağlantı için açılan vida yerleri en zayıf kısmı oluşturmuştur. Dislokasyonlar nedeni ile de bu noktalarda eşdeğer gerilme maksimum gözlenmiştir.



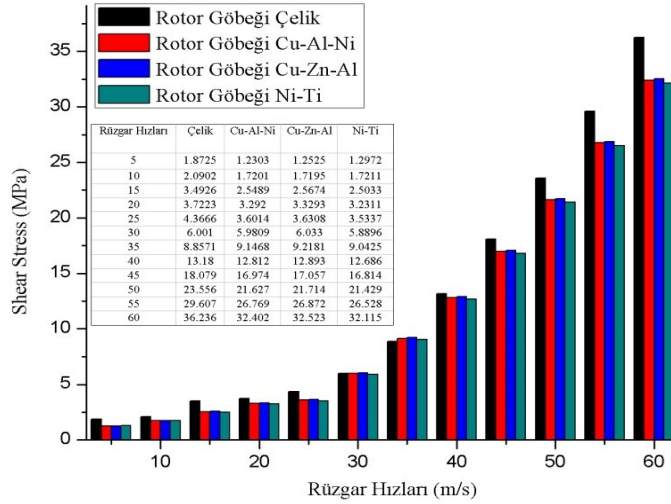
Şekil 8.51. Türbinde oluşan maksimum equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).

Bununla birlikte eşdeğer gerilme değerlerinin yüksek olarak gözlemlendiği bir diğer noktada türbin direğinin zemine sabitlenen noktasından itibaren direğin alt parçası olmuştur (Şekil 8.52).



Şekil 8.52. Türbin direğinde oluşan equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).

Şekil 8.53 incelendiğinde en yüksek shear stress değerleri rotor göbeğinin **çelik**, en düşük shear stress değeri ise rotor göbeğinin **Ni-Ti** olduğu durumda gözlenmiştir.



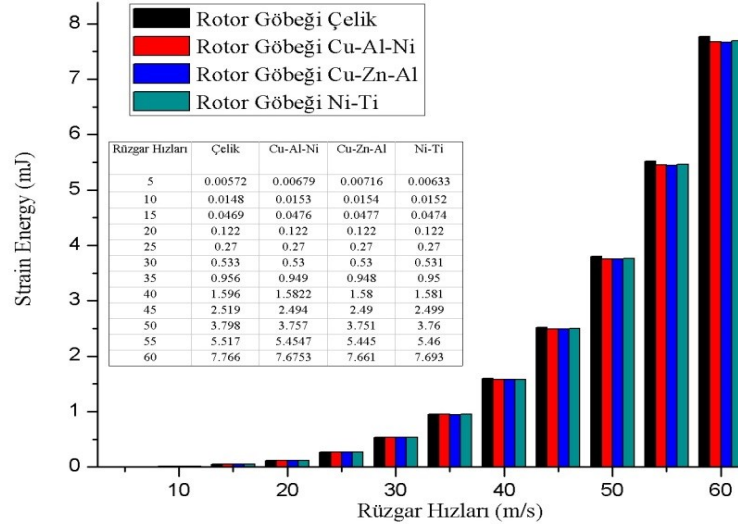
Şekil 8.53. Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

En fazla shear stress'e maruz kalan nokta, kanat bağlantı noktasında rotor göbeğine bağlantı için açılan vida yerleri olmuştur (Şekil 8.54). Bu sebepten eşdeğer gerilmelerde en fazla görüldüğü noktalar buralarda gözlenmiştir. Malzemenin maruz kaldığı shear stress ne kadar büyük olursa malzeme plastik deformasyona ve beraberinde akma ve kopma noktasına o kadar yaklaşmaktadır.



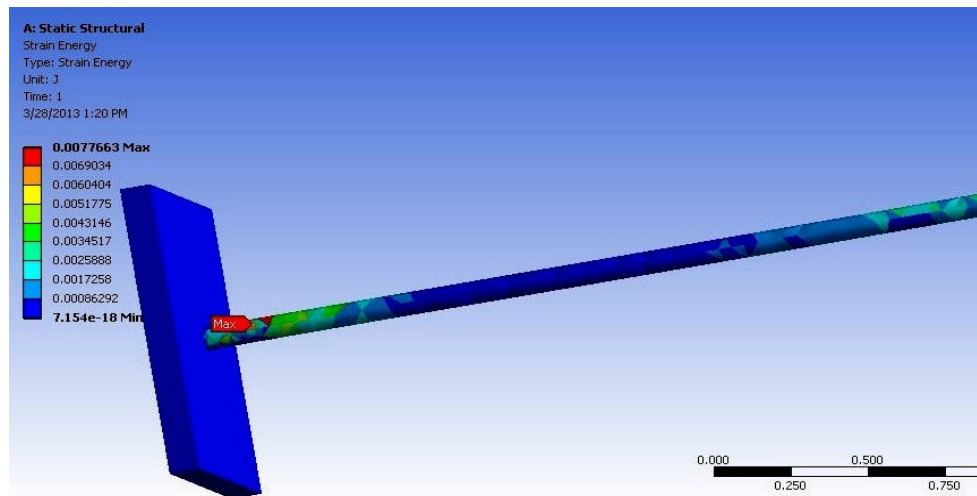
Şekil 8.54. Türbinde oluşan maksimum shear stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).

Yapılan analizler neticesinde strain energy her bir kombinasyon için yakın değerler göstermesine rağmen rotor göbeğinin **çelik** olduğu durumda diğerlerine göre biraz daha yüksek değerler görülmüştür (Şekil 8.55).



Şekil 8.55. Strain energy (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

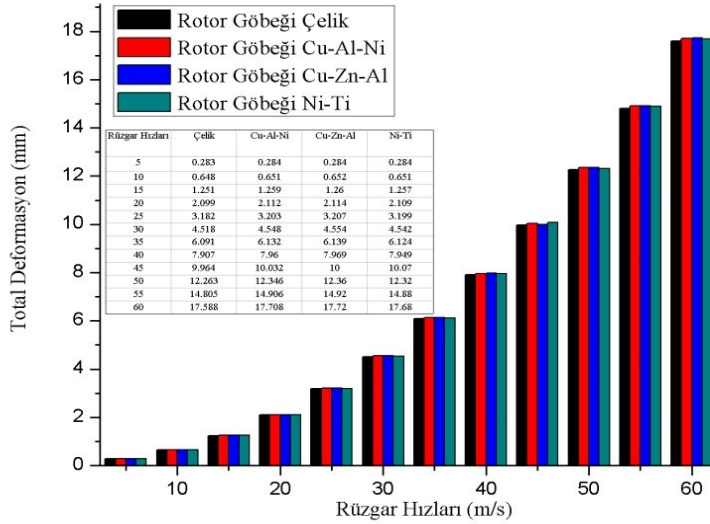
Türbin üzerinde yapılan incelemelerde strain energy değerinin maksimum gözlendiği nokta ise türbin direğinin zemine sabitlenen noktasından itibaren direğin alt parçası olmuştur (Şekil 8.56). Bu nedenle yapılan analizlerin tamamında türbin direğinin çelik seçilmesi daha iyi sonuçlar vermiştir.



Şekil 8.56. Türbinde oluşan maksimum strain energy (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).

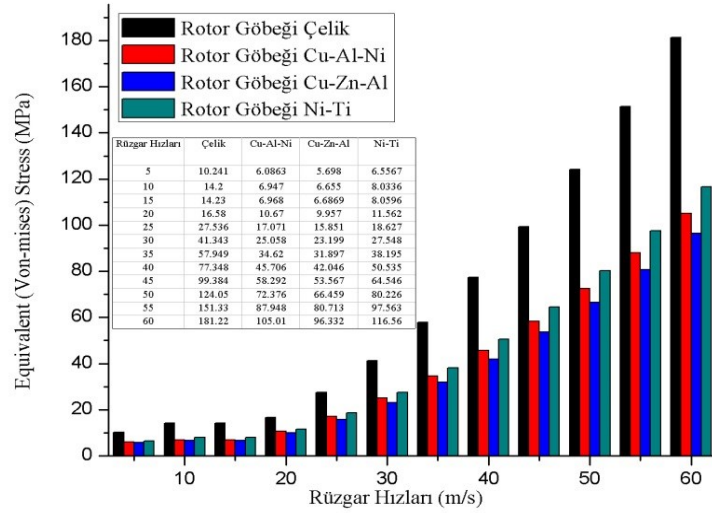
Oluşturulan 2. grupta kanat bağlantı noktası **Cu-Al-Ni**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

Şekil 8.57 incelendiğinde total deformasyon değerleri birbirine çok yakın olmakla birlikte en düşük total deformasyon değeri rotor göbeğinin **çelik** seçildiğinde görüldü. En yüksek total deformasyon ise rotor göbeğinin **Cu-Zn-Al** olduğunda gözlenmiştir.



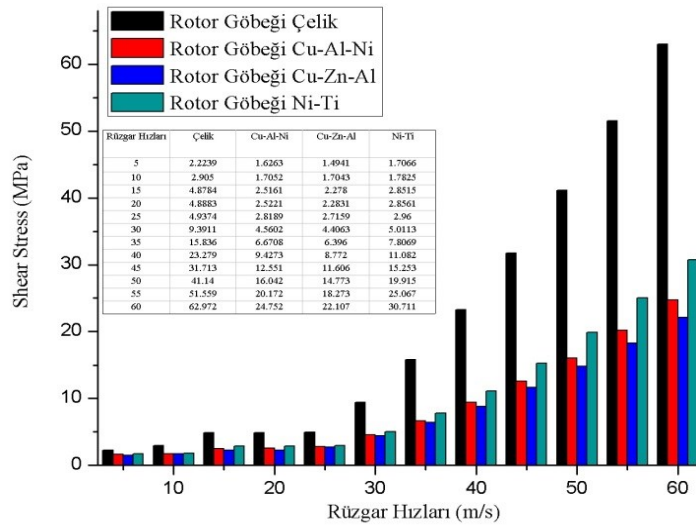
Şekil 8.57. Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Rotor göbeği **Cu-Zn-Al** seçildiğinde ise eşdeğer gerilme değeri en düşük çıkmıştır (Şekil 8.58).



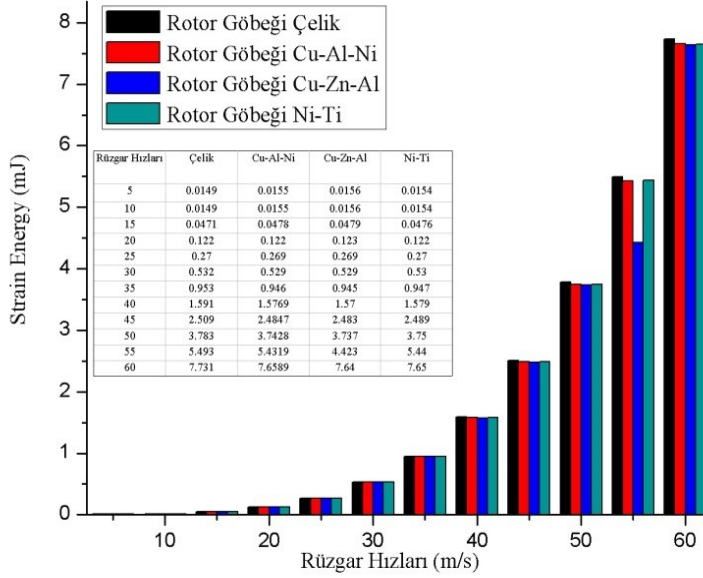
Şekil 8.58. Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Shear stress değerleri incelendiğinde rotor göbeği **çelik** seçildiğinde en yüksek, **Cu-Zn-Al** seçildiğinde ise en düşük değeri göstermiştir (Şekil 8.59). Ayrıca eşdeğer gerilme değerleri ile kıyaslandığında sonuçların örtüştüğü de görülmüştür.



Şekil 8.59. Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

En düşük strain energy değerleri rotor göbeği **Cu-Zn-Al** seçildiğinde elde edilmiştir (Şekil 8.60).

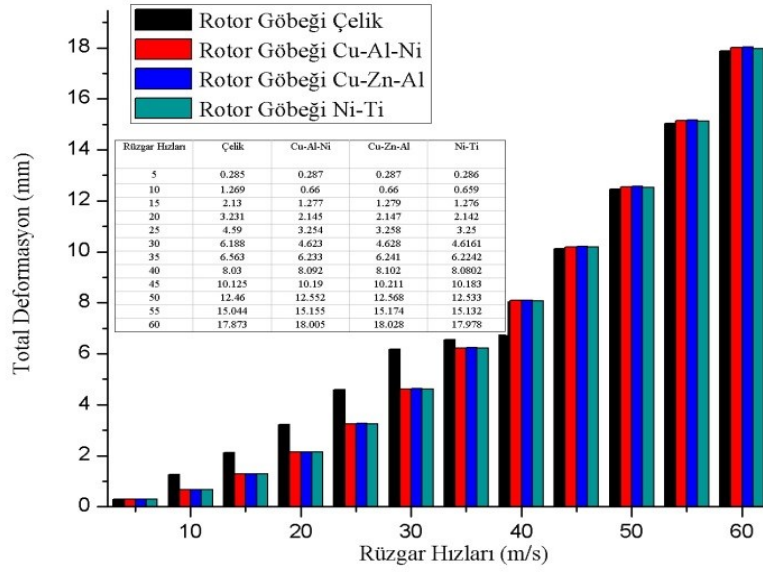


Şekil 8.60. Strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

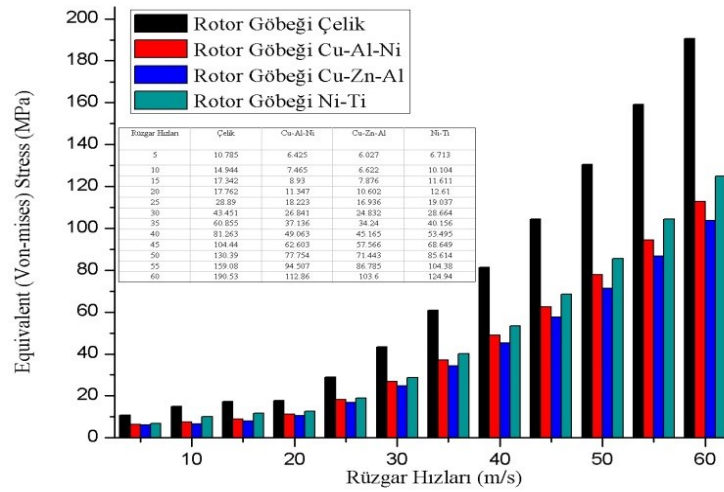
Oluşturulan 3. grupta kanat bağlantı noktası **Cu-Zn-Al**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

3. grupta yapılan analizlerde rotor göbeği **çelik** iken düşük rüzgar hızlarında deformasyon değerleri diğerlerine göre daha yüksek elde edilmiştir (Şekil 8.61).

Rotor göbeği **Cu-Zn-Al** seçildiğinde eşdeğer gerilmenin en düşük çıktığı görülmüştür. Rotor göbeğinin **çelik** seçildiği durumda ise bu gerilme değeri oldukça yüksek sonuçlar göstermiştir (Şekil 8.62).

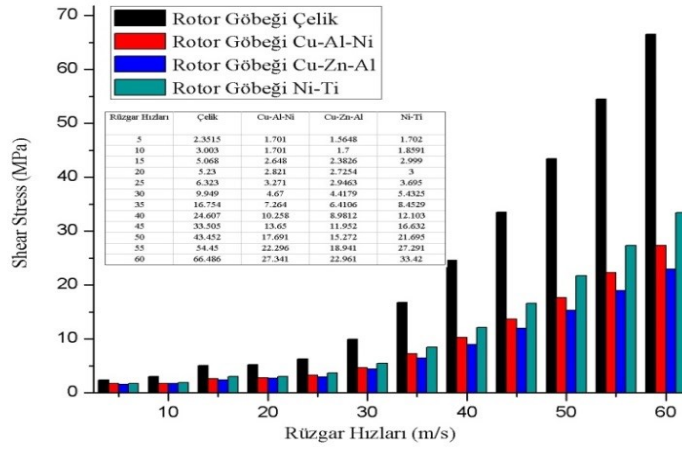


Şekil 8.61. Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



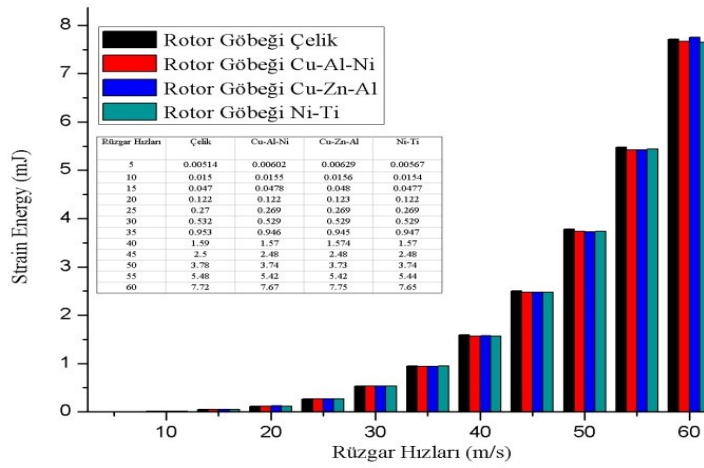
Şekil 8.62. Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Shear stress değerleri incelendiğinde rotor göbeği **çelik** seçildiğinde en yüksek, **Cu-Zn-Al** seçildiğinde ise en düşük değeri göstermiştir. Ayrıca eşdeğer gerilme değerleri ile kıyaslandığında sonuçların birbirini desteklediği görülmüştür (Şekil 8.63).



Şekil 8.63. Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

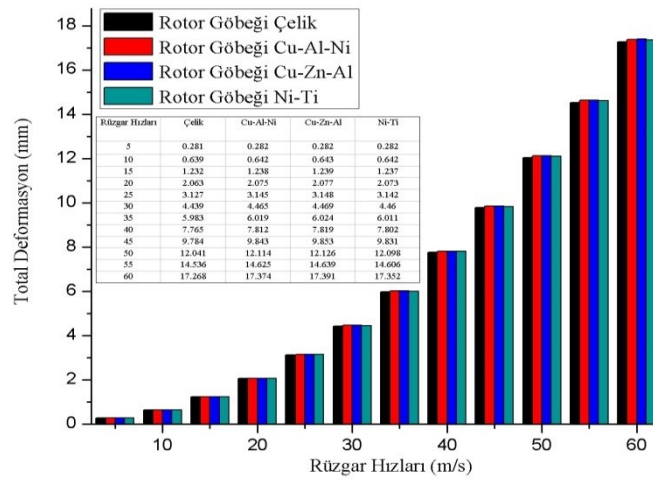
Strain energy sonuçları incelendiğinde bütün kombinasyonlar için hemen hemen birbirlerine çok yakın değerler sergilediği görülmüştür (Şekil 8.64).



Şekil 8.64. Strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Oluşturulan 4. grupta kanat bağlantı noktası **Ni-Ti**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (Von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

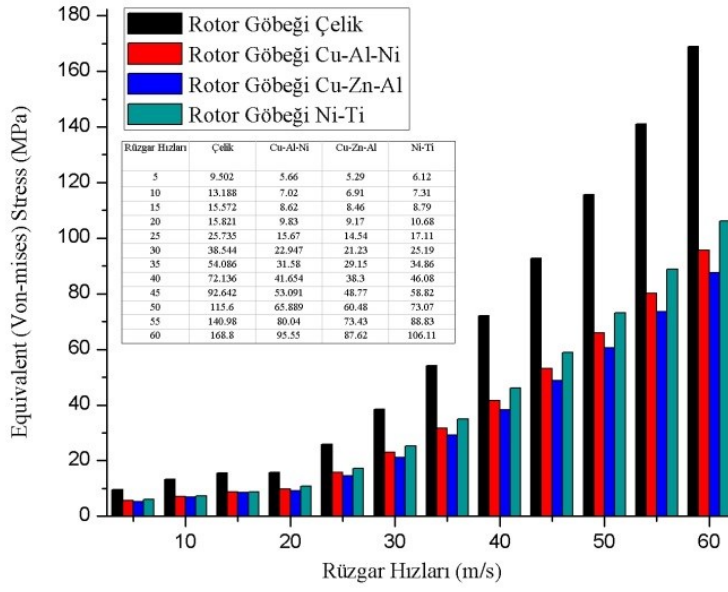
4. grupta yapılan analizlerde rotor göbeği **çelik** iken total deformasyon değerleri diğerlerine göre nispeten düşük çıkmıştır (Şekil 8.65).



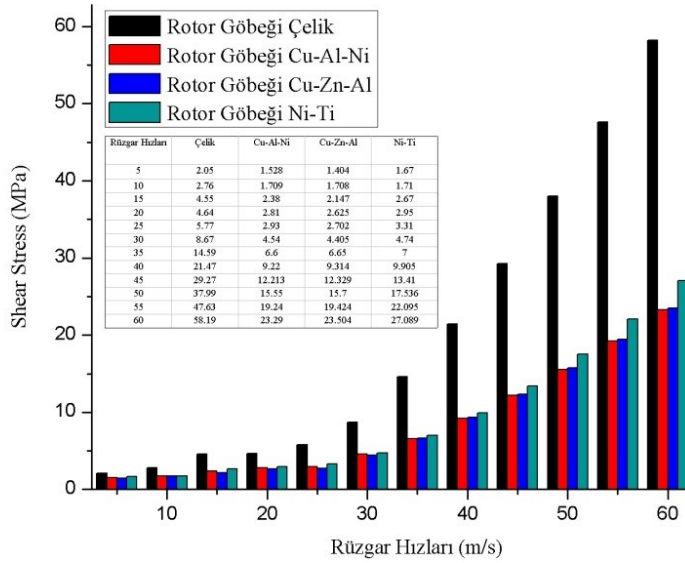
Şekil 8.65. Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Rotor göbeği **Cu-Zn-Al** seçildiğinde eşdeğer gerilmenin en düşük çıktığı görülmüştür. Rotor göbeğinin **çelik** seçildiği durumda ise bu gerilme değeri oldukça yüksek sonuçlar göstermiştir (Şekil 8.66).

Shear stress değerleri incelendiğinde rotor göbeği **çelik** seçildiğinde en yüksek, **Cu-Zn-Al** ve **Cu-Al-Ni** seçildiğinde ise en düşük değeri göstermiştir (Şekil 8.67).

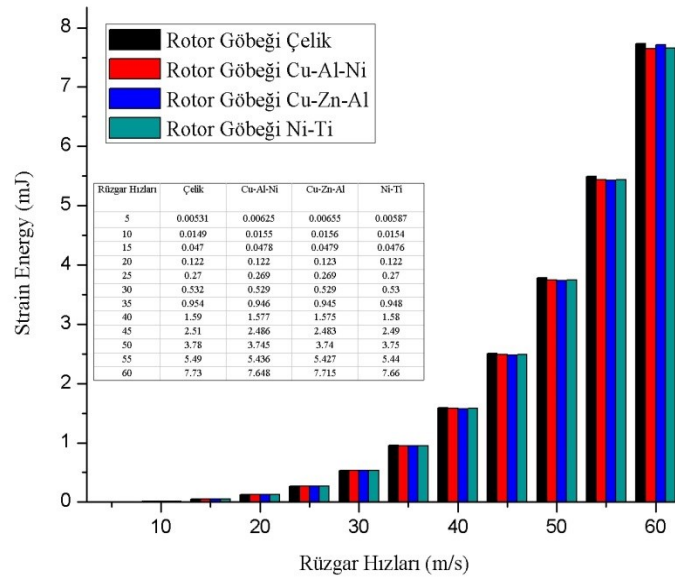


Şekil 8.66. Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



Şekil 8.67. Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Strain energy sonuçları incelendiğinde bütün numunelerde yakın değerler gözlenmiştir (Şekil 8.68).



Şekil 8.68. Strain energy (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

8.2.1.2 Türbin kanatları dönerken

Modellemesi yapılan türbinin 5m/s'den 60m/s'ye kadar olan rüzgar hızlarındaki çalışmasında, her bir rüzgar hızına karşılık gelen rotor açısal hızları belirlenmiştir (Bkz. Şekil 8.17).

Türbin kanatlarının park etme durumu için analizlerin gerçekleştirilmesinden önce hesaplanan türbin bileşenlerine etkiyen kuvvetlere ilave olarak belirtilen her bir rüzgar hızı ve kullanılan kanat bağlantı noktası malzemesi için ayrı ayrı merkezkaç kuvvetleri hesaplanmıştır (Şekil 8.69).

Kullanılan malzemelerden dolayı kanat ağırlığının sürekli değişmesi, merkezkaç kuvvetlerinin her bir malzeme için ayrı ayrı hesaplanmasını gerektirmiştir. Merkezkaç kuvvetleri;

$$F = m\omega^2 r \quad \text{N} \quad (8.4)$$

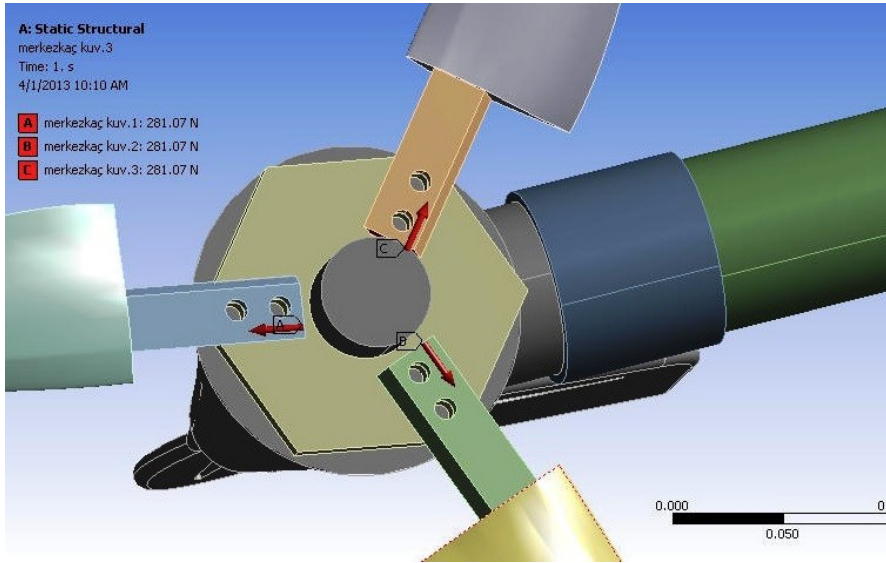
ifadesi ile hesaplanmıştır.

F: Merkezkaç kuvveti

ω : Açısal hız, rad/s

r: Kanat kütle merkezi uzaklığı, m

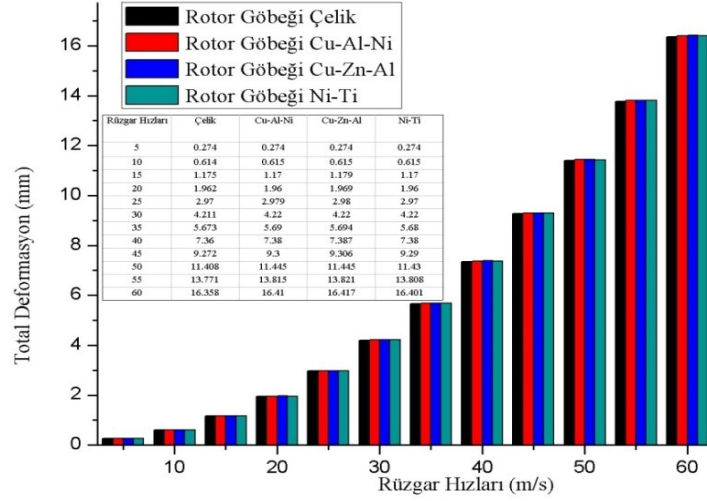
m: Kanat ağırlığı, kg



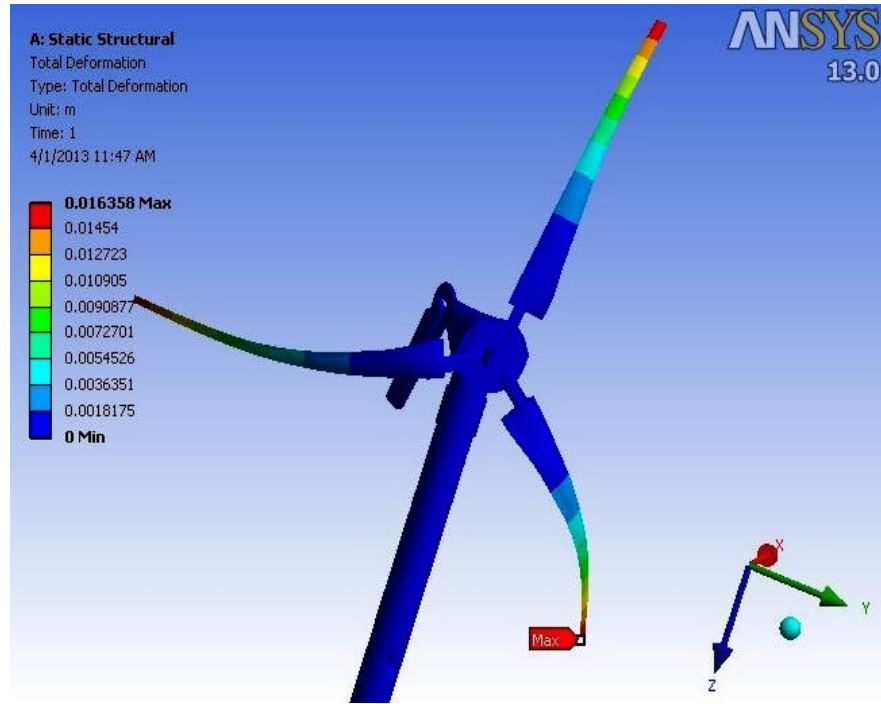
Şekil 8.69. Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik seçildiğinde 10m/s'lik rüzgar hızında kanata etkiyen merkezkaç kuvvetleri.

Türbin kanatlarının dönme durumu için oluşturulan 1. grupta kanat bağlantı noktası **çelik**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

Total deformasyon değerleri incelendiğinde tüm numuneler arasında büyük farklılıklar gözlenmemiş (Şekil 8.70) ve yine total deformasyonun maksimum olduğu nokta kanatın uç kısmında oluşmuştur (Şekil 8.71).



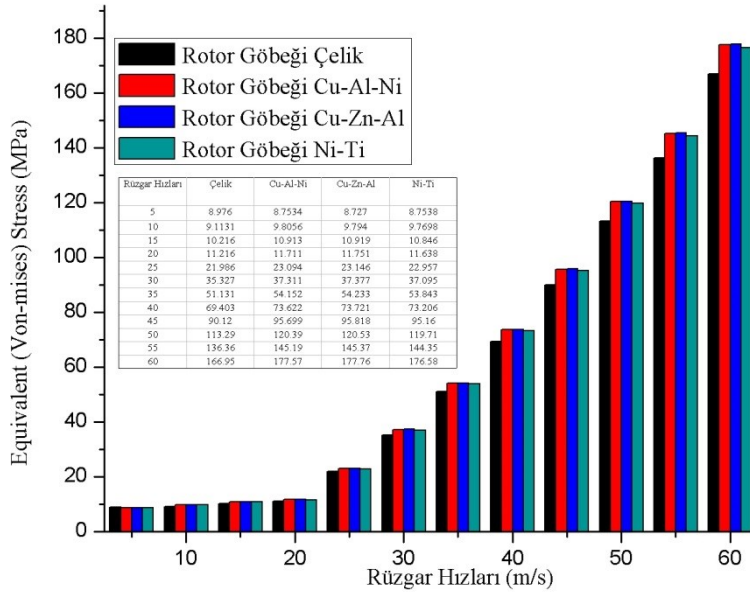
Şekil 8.70. Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



Şekil 8.71. Kanat dönerken kanatta oluşan maksimum total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Rotor göbeği **çelik** seçildiğinde eşdeğer gerilmenin en düşük çıktığı görülmüştür. Rotor göbeğinin **Cu-Zn-Al** seçildiği durumda ise bu gerilme değeri diğer kombinasyonlara göre azda olsa yüksek seyretmiştir (Şekil 8.72). Ayrıca kanadın dönmediği durum için 1. Grup analiz değerleri arasında kıyaslama

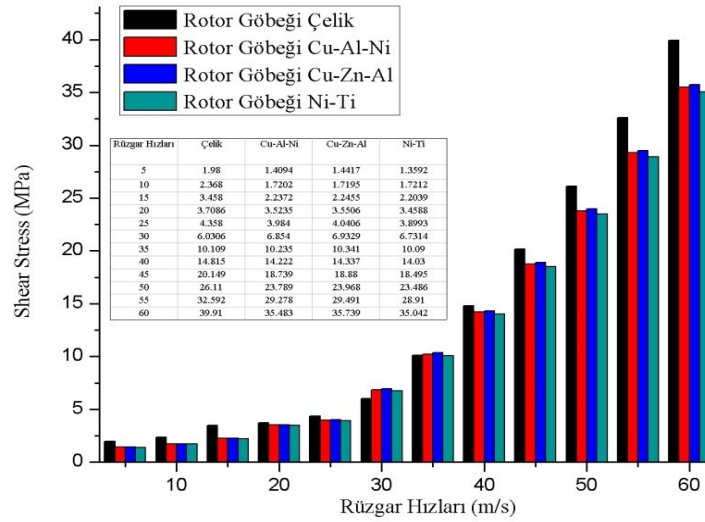
yapıldığında, merkezkaç kuvvetlerinin de etkisiyle değerler yüksek çıkmıştır. Türbinde eşdeğer gerilmenin maksimum olduğu nokta yine kanat bağlantı noktasının rotor göbeğine birleştirildiği yerde görülmüştür.



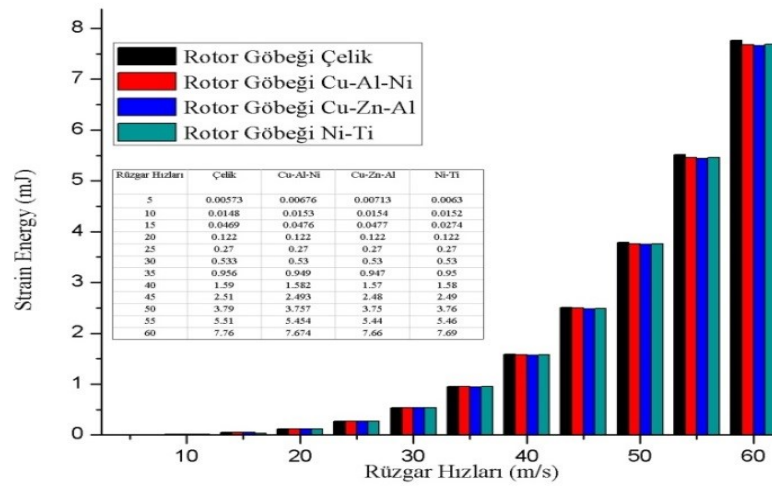
Şekil 8.72. Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Shear stress değerleri incelendiğinde rotor göbeğinin **çelik** seçilmesi durumunda diğer kombinasyonlara göre yüksek değerler göstermiştir (Şekil 8.73).

Yapılan analizler neticesinde strain energy her bir kombinasyon için yakın değerler göstermiş, maksimum strain energy noktası yine türbin direğinin zemine sabitlenen noktasından itibaren direğin alt parçası olmuştur (Şekil 8.74).



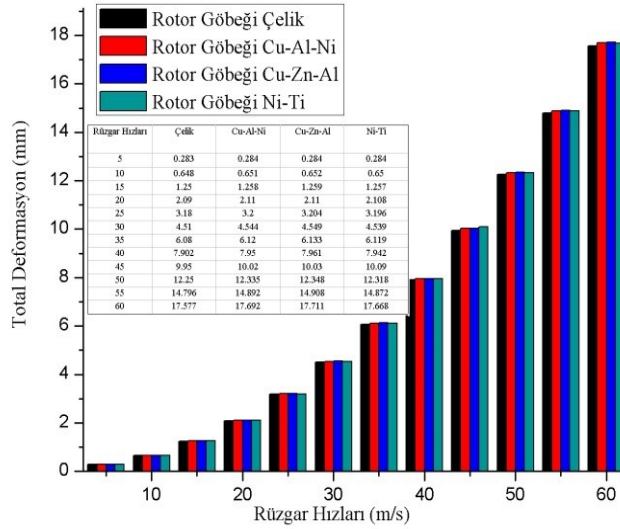
Şekil 8.73. Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



Şekil 8.74. Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

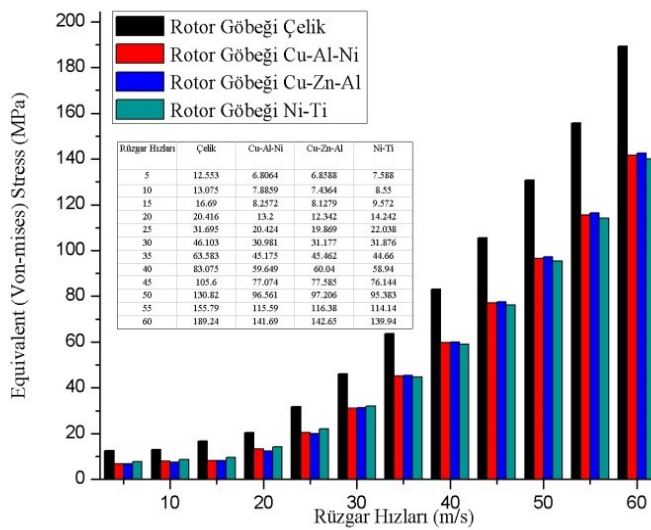
Kanatın dönme durumu için oluşturulan 2. grupta kanat bağlantı noktası **Cu-Al-Ni**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

Şekil 8.75 incelendiğinde total deformasyon değerleri birbirine çok yakın olmakla birlikte en düşük total deformasyon değeri rotor göbeğinin **çelik** seçildiğinde görülmüştür. En yüksek total deformasyon ise rotor göbeğinin **Cu-Zn-Al** olduğunda gözlenmiştir.



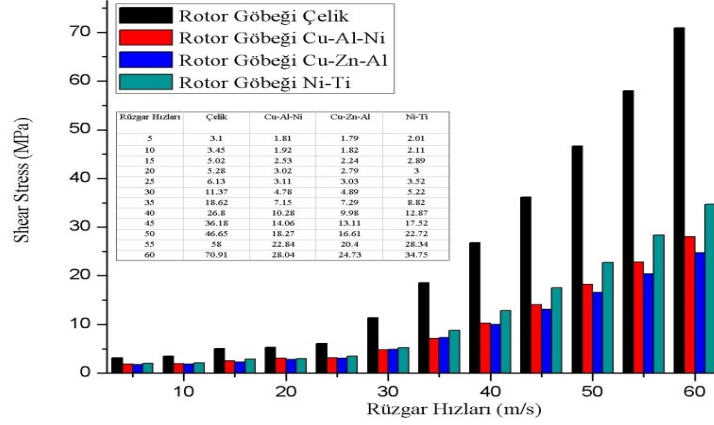
Şekil 8.75. Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Rotor göbeği **Ni-Ti** seçildiğinde ise eşdeğer gerilme değeri en düşük çıkmıştır (Şekil 8.76).



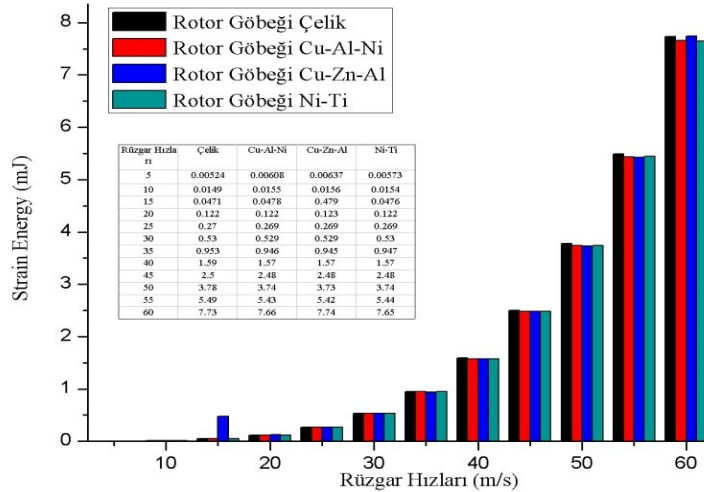
Şekil 8.76. Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Shear stress değerleri incelendiğinde rotor göbeği **çelik** seçildiğinde en yüksek değeri göstermiştir (Şekil 8.77). Ayrıca rotor göbeğinin çelik seçilmesi durumunda eşdeğer gerilme değerlerinin de yüksek çıkmış olması sonuçların örtüştüğünü göstermiştir.



Şekil 8.77. Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

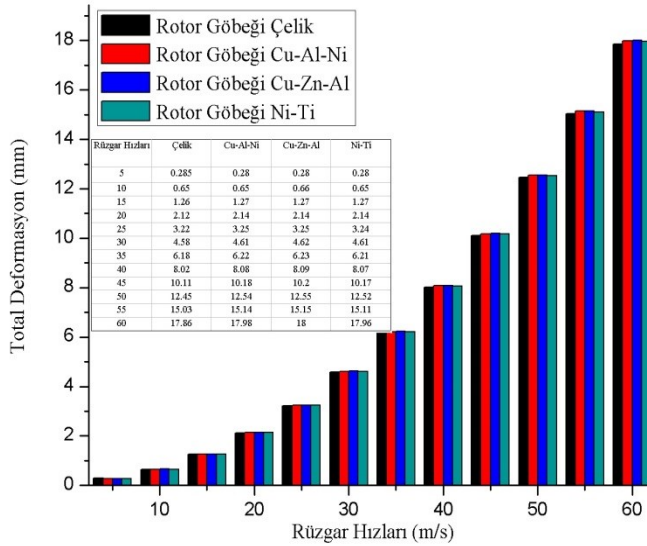
Strain Energy değerleri birbirlerine çok yakın olmakla birlikte maksimum olduğu nokta yine türbin direğinin zemine sabitlenen noktasından itibaren direğin alt parçası olmuştur (Şekil 8.78).



Şekil 8.78. Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Kanatın dönme durumu için oluşturulan 3. grupta kanat bağlantı noktası **Cu-Zn-Al**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

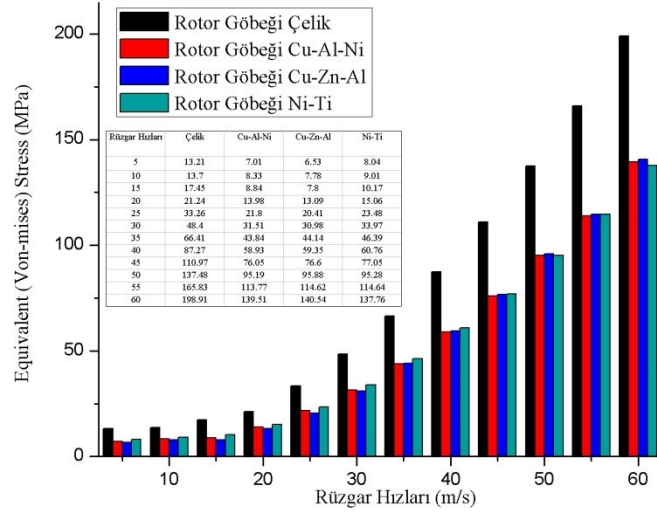
3. grupta yapılan analizlerde rotor göbeği **çelik** iken total deformasyon değerleri diğer kombinasyonlara göre nispeten daha düşük elde edilmiştir (Şekil 8.79).



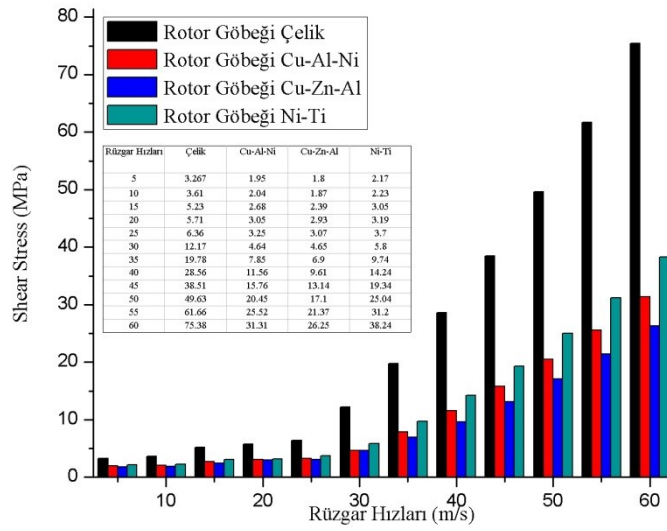
Şekil 8.79. Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Rotor göbeğinin **çelik** seçildiği durumda eşdeğer gerilmeler oldukça yüksek değerler göstermiştir (Şekil 8.80).

Shear Stress değerleri de, rotor göbeğinin **çelik** seçildiği durumda eşdeğer gerilmelerde olduğu gibi oldukça yüksek değerler göstermiştir (Şekil 8.81).

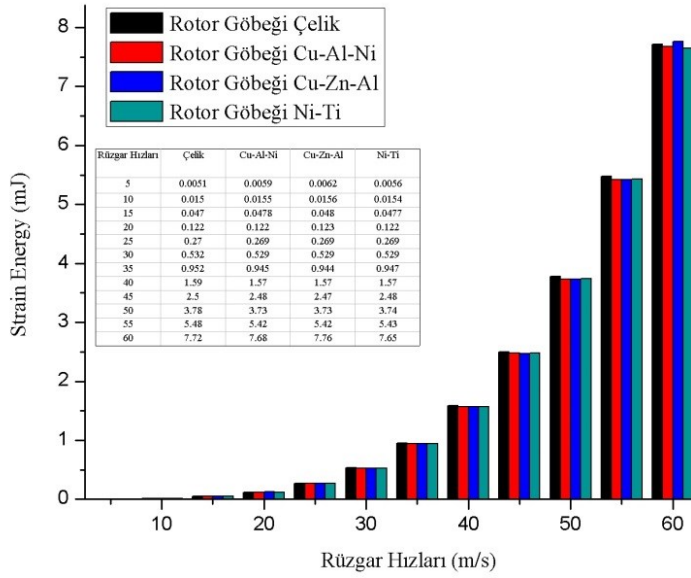


Şekil 8.80. Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



Şekil 8.81. Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Strain Energy değerlerine bakıldığında aralarında çok belirgin farklılıklar olmadığı ve değerlerin birbirlerine yakın olduğu gözlenmiştir (Şekil 8.82).

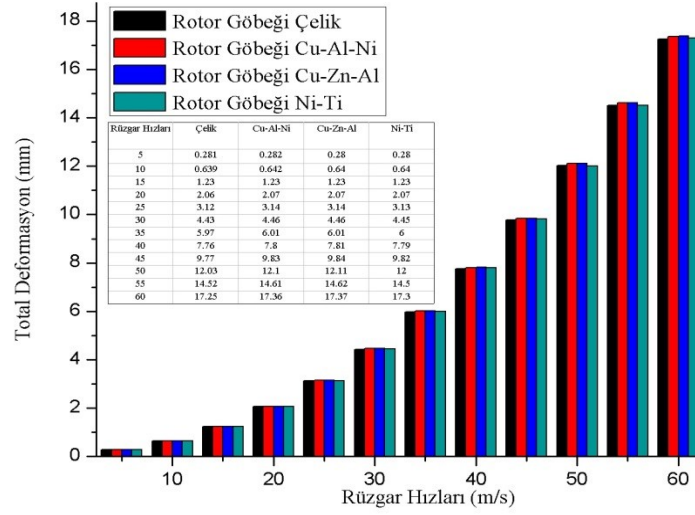


Şekil 8.82. Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

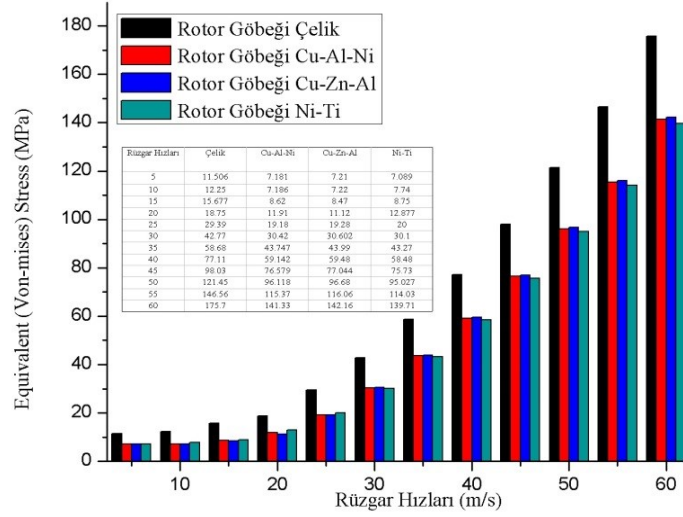
Kanatın dönme durumu için oluşturulan 4. grupta kanat bağlantı noktası **Ni-Ti**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (Von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

4. grupta yapılan analizlerde de rotor göbeği **çelik** iken total deformasyon değerleri diğer kombinasyonlara göre nispeten daha düşük elde edilmiştir (Şekil 8.83).

Rotor göbeğinin **çelik** seçildiği durumda eşdeğer gerilmeler yüksek değerler göstermiştir (Şekil 8.84).



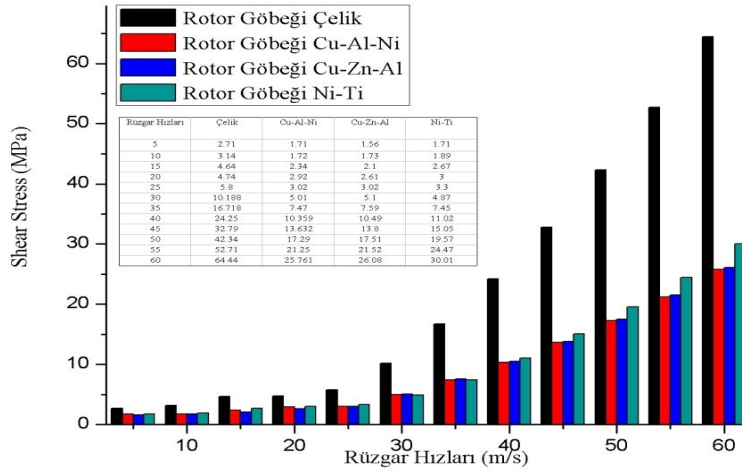
Şekil 8.83. Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



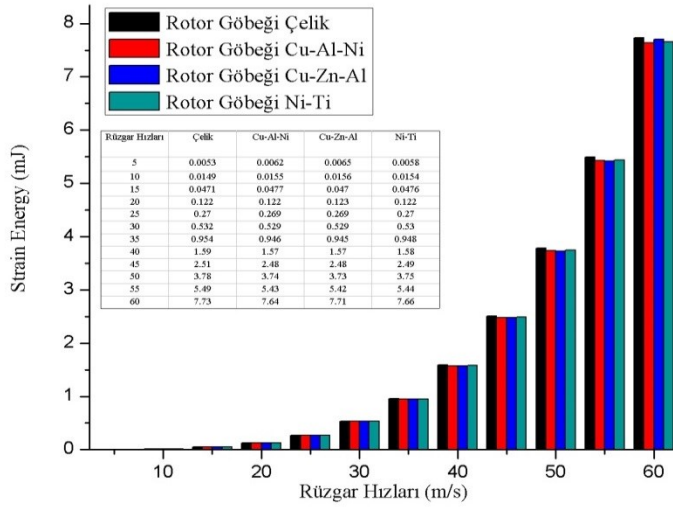
Şekil 8.84. Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Shear Stress değerleri, rotor göbeğinin **çelik** seçildiği durumda eşdeğer gerilmelerde olduğu gibi oldukça yüksek değerler göstermiştir (Şekil 8.85).

Strain Energy değerlerine bakıldığında aralarında çok belirgin farklılıklar olmadığı ve değerlerin birbirlerine yakın olduğu gözlenmiştir (Şekil 8.86).



Şekil 8.85. Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



Şekil 8.86. Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

8.2.2 HF4.0 2kW'lık rüzgar türbininin yapısal analizi

Model olarak alınan HF4.0 2kW'lık yatay eksenli rüzgar türbininin kanat bağlantı noktasında 4140 yapı çeliği ve şekil hafızalı alaşımlardan Ni-Ti, Cu-Zn-Al ve Cu-Al-Ni kullanılarak kanatlara ait yapısal analizler Bölüm 8.1.2'de gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte modellenen bu türbin içinde AIR-X

400W'lık rüzgar türbininde olduğu gibi bu malzemeler rotor göbeği ve türbin direklerinde de kullanılarak yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Kanat bağlantı noktası, rotor göbeği ve türbin direği için yine 32 farklı kombinasyon oluşturulmuş ve 5 m/s'lik rüzgar hızından başlayarak 60 m/s'lik rüzgar hızına kadar türbin kanatlarının park etme ve dönme durumları için toplam 384 tane analiz yapılmıştır. Oluşan Total Deformasyon, Equivalent (von-Mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri incelenerek malzemeler arasında karşılaştırmalar yapılmıştır.

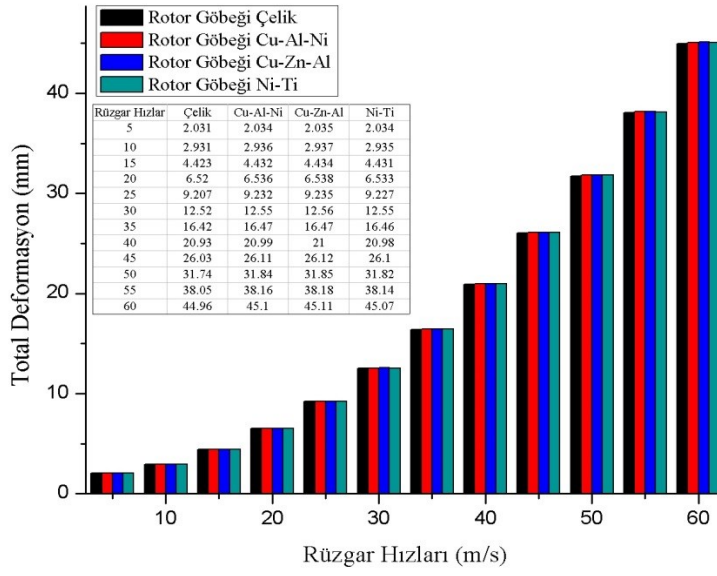
8.2.2.1 Türbin kanatları dönmezken

Referans olarak alınan 2kW'lık rüzgar türbini bileşenlerine etkiyen kuvvetler 400W'lık rüzgar türbininde olduğu gibi ayrı ayrı hesaplanmıştır (Bkz. Bölüm 8.2.1.1).

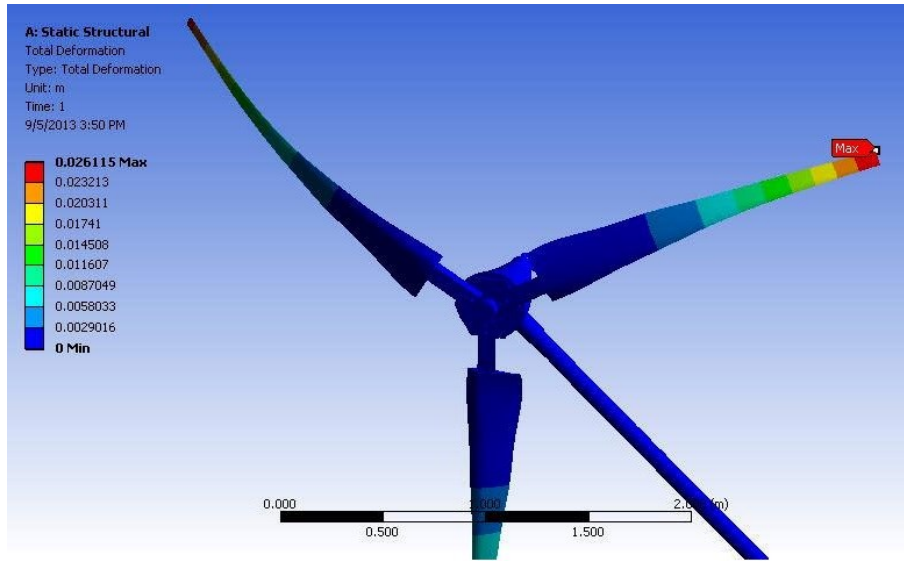
Oluşturulan 1. grupta kanat bağlantı noktası **çelik**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

Şekil 8.87 incelendiğinde her bir kombinasyon için yapılan analizler neticesinde, total deformasyon değerleri birbirlerine oldukça yakın çıkmıştır. En düşük total deformasyon değeri rotor göbeğinin **çelik** seçildiğinde görülmüştür. En yüksek total deformasyon ise rotor göbeğinin **Cu-Zn-Al** olduğunda gözlenmiştir.

Şekil 8.88'den de görüldüğü gibi deformasyon yine en çok kanat uçlarında meydana gelmiştir.

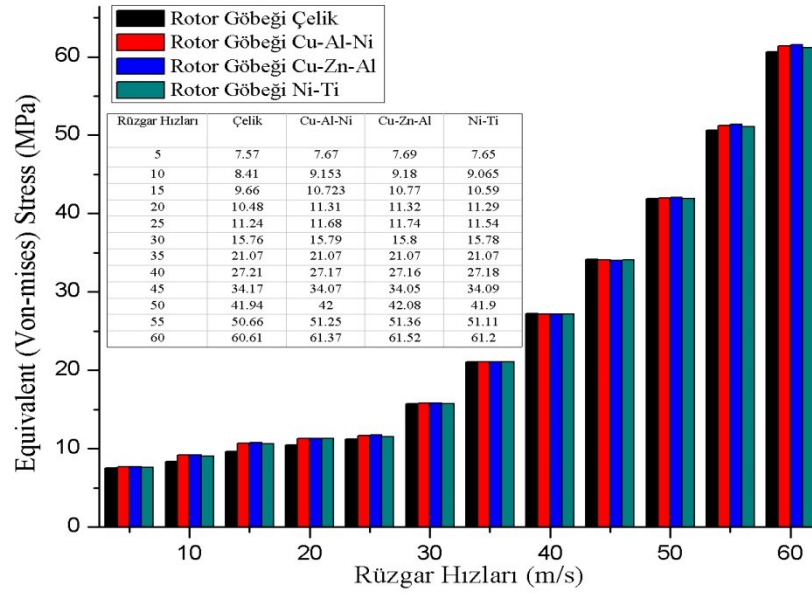


Şekil 8.87. Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



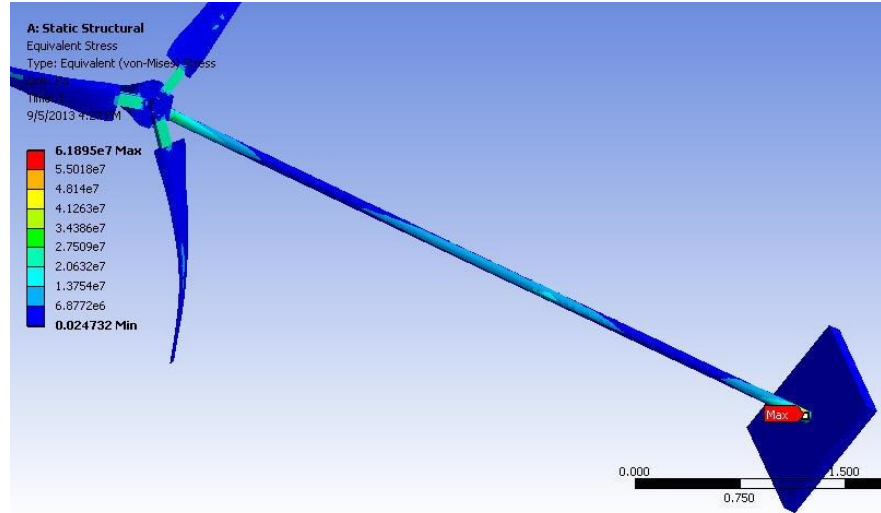
Şekil 8.88. Türbinde oluşan maksimum total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Cu-Al-Ni).

Yapılan analizlerde bütün malzemeler için eşdeğer gerilme değeri Yield Strength (akma mukavemeti) parametresinden küçük çıktığı için malzemelerde plastik deformasyon gözlenmemiştir (Şekil 8.89).



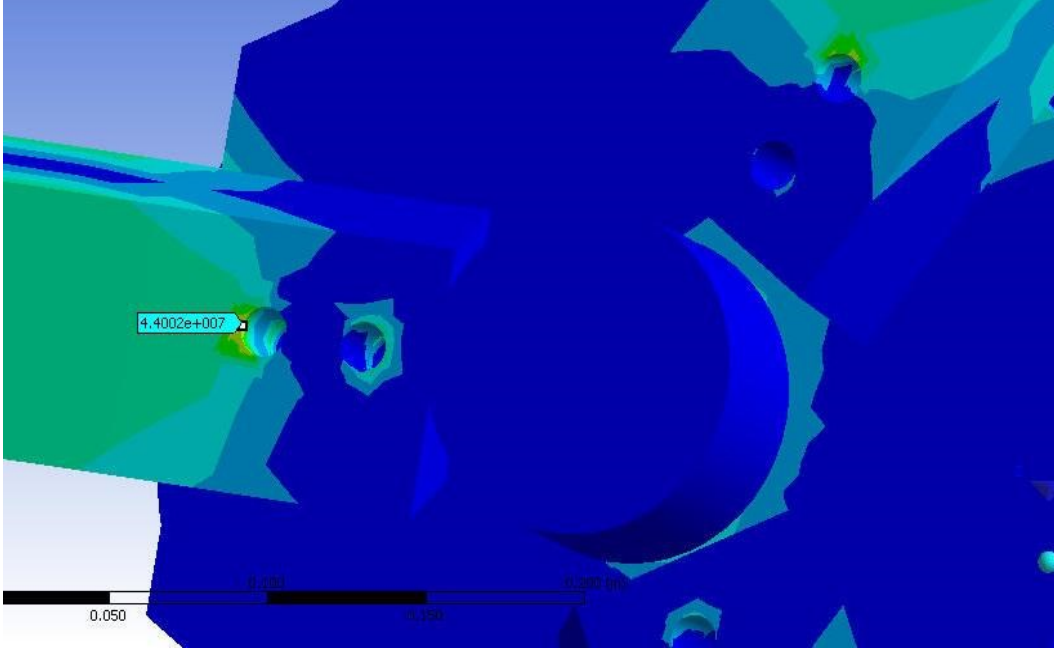
Şekil 8.89. Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Rotor göbeği **çelik** seçildiğinde eşdeğer gerilme değeri daha düşük çıkmıştır. Kanatların dönmediği durumda türbinde oluşan maksimum eşdeğer gerilme 400W'lık türbinin aksine, türbin direğinde zemin ile birleşme noktasında meydana gelmiştir (Şekil 8.90).



Şekil 8.90. Türbinde oluşan maksimum equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).

Bununla birlikte eşdeğer gerilme değerlerinin yüksek olarak gözlemlendiği bir diğer noktada, 400W'lık türbinde olduğu gibi kanat bağlantı noktasında rotor göbeğine bağlantı için açılan vida yerleridir (Şekil 8.91).

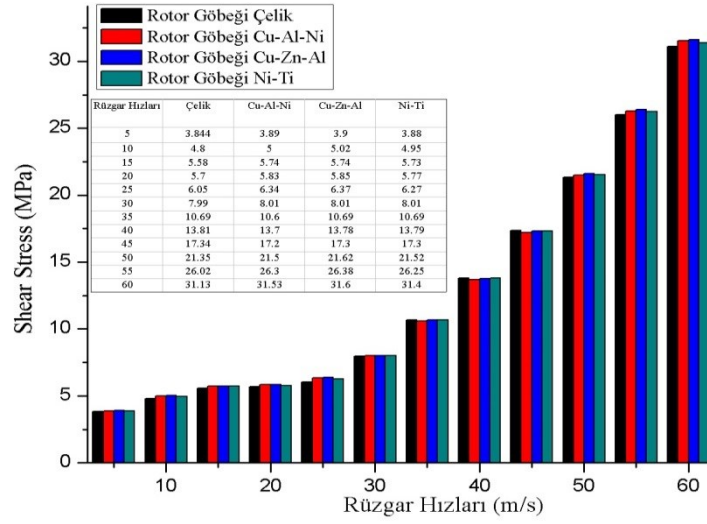


Şekil 8.91. Kanat bağlantı noktalarında oluşan equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).

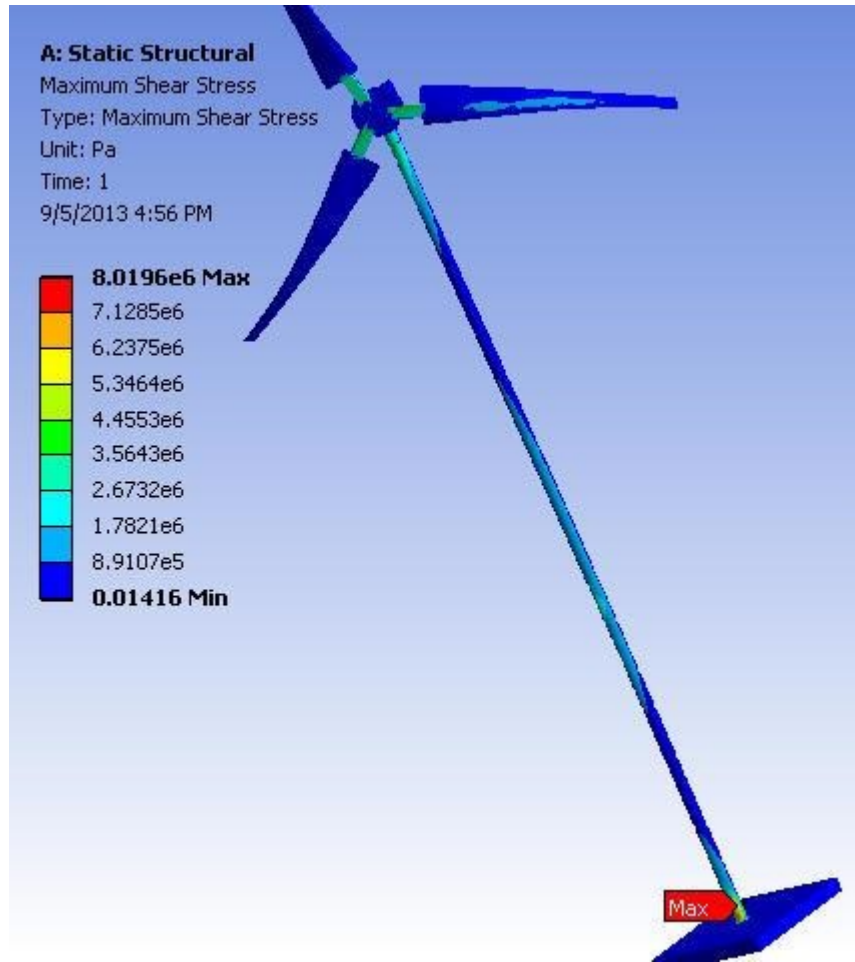
Şekil 8.92 incelendiğinde en yüksek shear stress değerleri rotor göbeğinin **Cu-Zn-Al**, en düşük shear stress değeri ise rotor göbeğinin **çelik** olduğu durumda gözlenmiştir.

En fazla shear stress'e maruz kalan nokta, eşdeğer gerilmede olduğu gibi türbin direğinde zeminle birleşme noktasında görülmüştür. Shear stress'in bu noktada maksimum görülmesi eşdeğer gerilmenin de bu noktada maksimum olarak görülmesini desteklemiştir (Şekil 8.93).

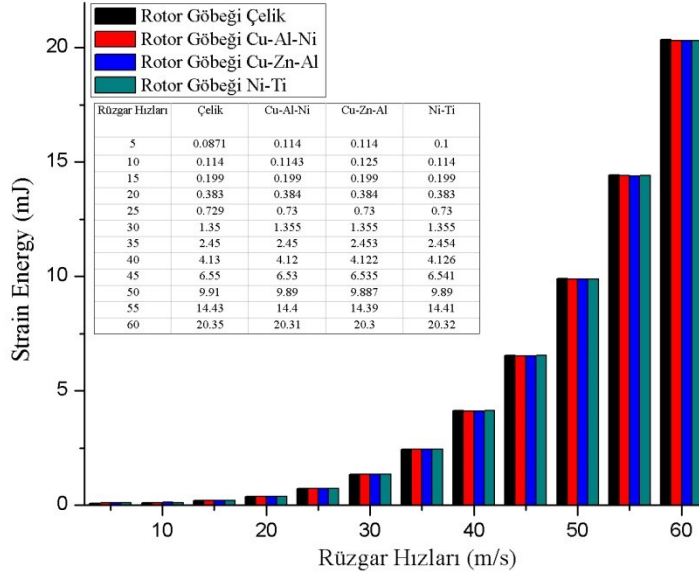
Türbin üzerinde yapılan incelemelerde strain energy değerleri yine birbirlerine oldukça yakın sonuçlar göstermişlerdir (Şekil 8.94).



Şekil 8.92. Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



Şekil 8.93. Türbinde oluşan maksimum shear stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).

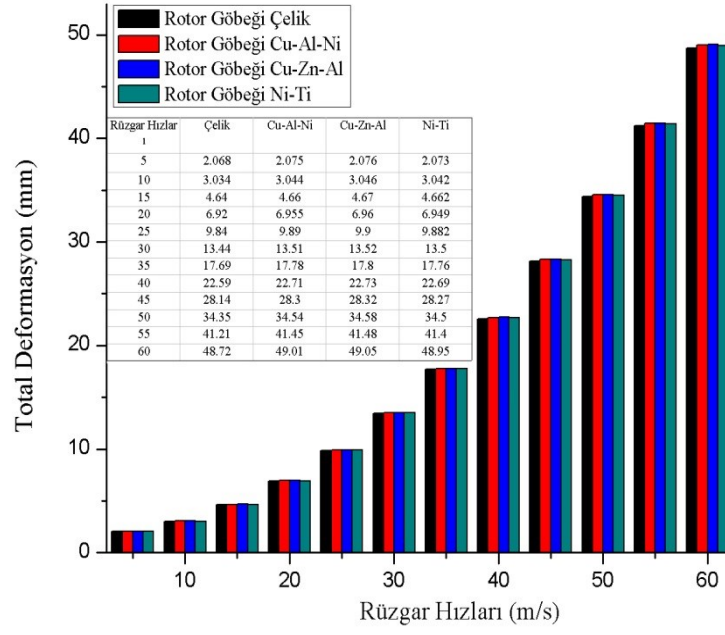


Şekil 8.94. Strain energy (Kanat bağlantı noktası: çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

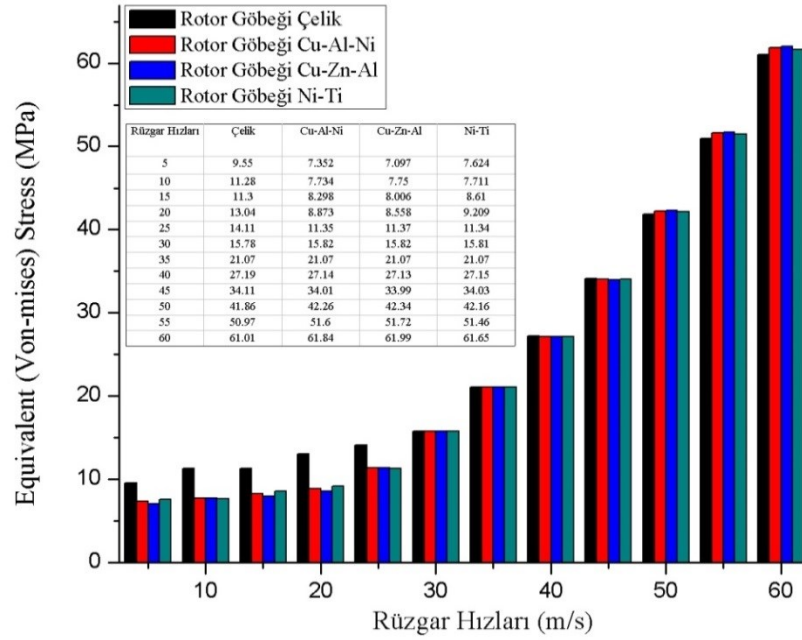
Oluşturulan 2. grupta kanat bağlantı noktası **Cu-Al-Ni**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

Şekil 8.95 incelendiğinde total deformasyon değerleri birbirine çok yakın olmakla birlikte en düşük total deformasyon değeri rotor göbeğinin **çelik** seçildiğinde görülmüştür. En yüksek total deformasyon ise rotor göbeğinin **Cu-Zn-Al** olduğunda gözlenmiştir.

Rotor göbeği **çelik** seçildiğinde ise düşük rüzgar hızlarında eşdeğer gerilme değeri yüksek değerler göstermiştir (Şekil 8.96).



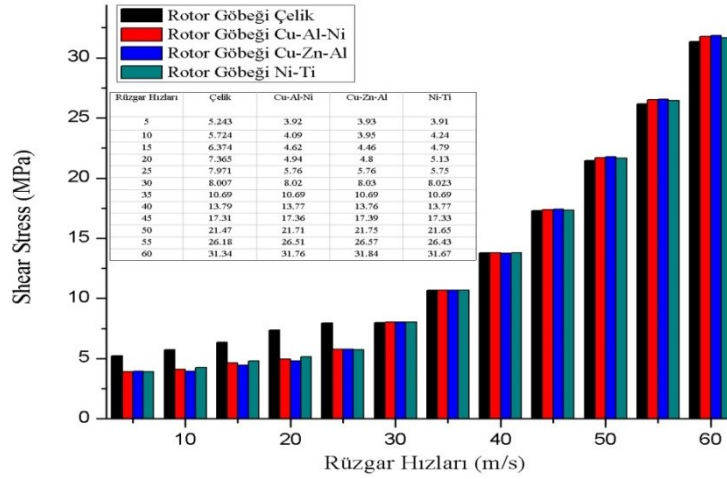
Şekil 8.95. Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



Şekil 8.96. Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

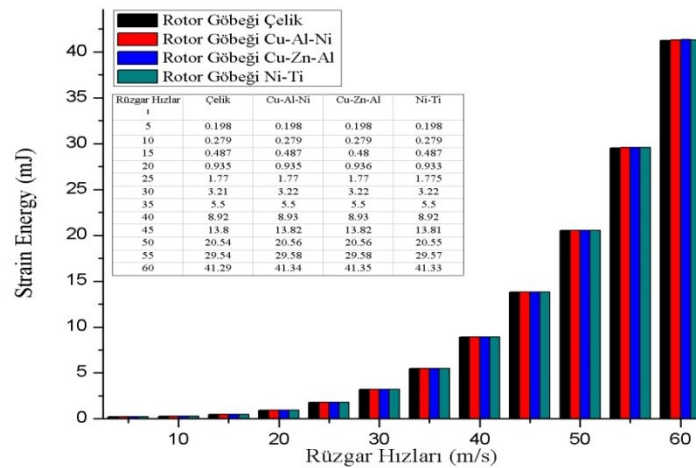
Shear stress değerleri incelendiğinde eşdeğer gerilmede olduğu gibi düşük rüzgar hızlarında rotor göbeği **çelik** seçildiğinde yüksek değerler göstermiştir (Şekil 8.97).

Ayrıca eşdeğer gerilme değerleri ile kıyaslandığında sonuçların örtüştüğü de görülmüştür.



Şekil 8.97. Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

En düşük strain energy değerleri rotor göbeği **çelik** seçildiğinde elde edilmiştir (Şekil 8.98).

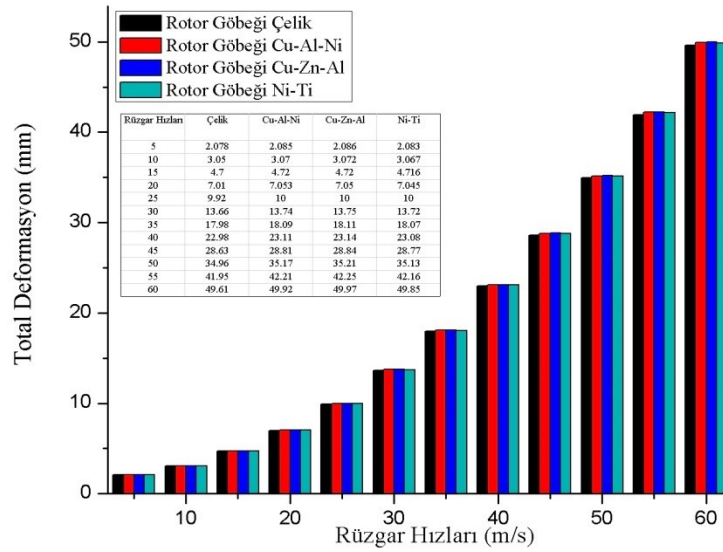


Şekil 8.98. Strain Energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

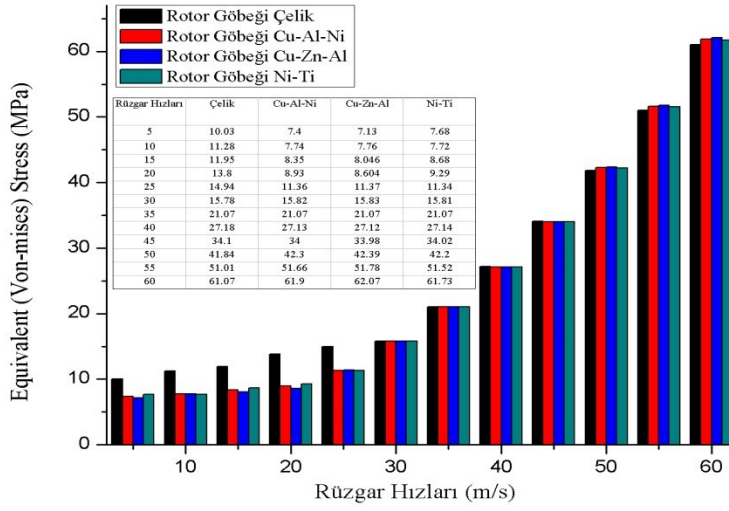
Oluşturulan 3. grupta kanat bağlantı noktası **Cu-Zn-Al**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

3. grupta yapılan analizlerde rotor göbeği Cu-Zn-Al iken total deformasyon değerleri daha yüksek elde edilmiştir (Şekil 8.99).

Rotor göbeği **Cu-Zn-Al** seçildiğinde eşdeğer gerilmenin en yüksek çıktığı görülmüştür. Rotor göbeğinin **çelik** seçildiği durumda ise bu gerilme değerleri düşük hızlarda yüksek, yüksek hızlarda ise düşük değerler göstermiştir (Şekil 8.100).

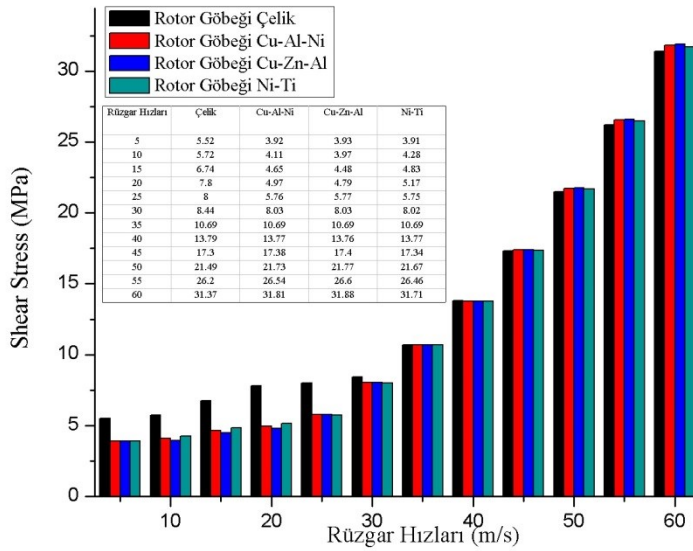


Şekil 8.99. Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



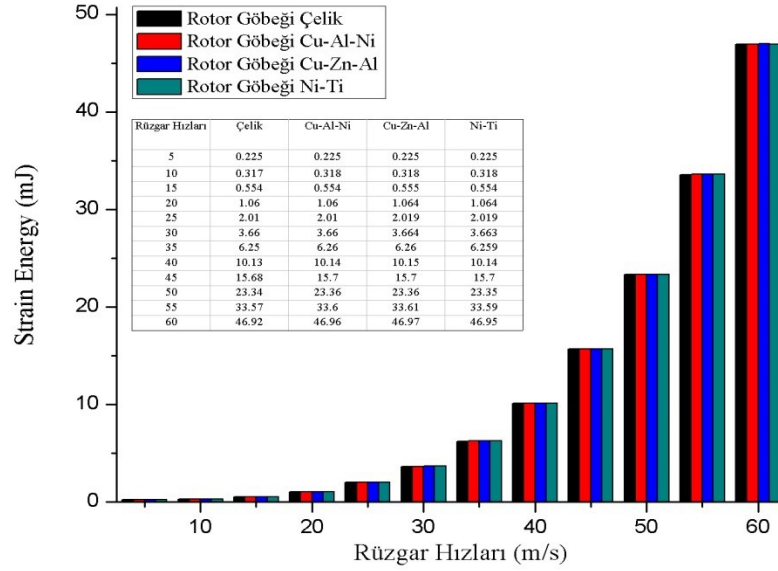
Şekil 8.100. Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Shear stress değerleri incelendiğinde rotor göbeği **çelik** seçildiğinde en düşük, **Cu-Zn-Al** seçildiğinde ise en yüksek değeri göstermiştir. Ayrıca eşdeğer gerilme değerleri ile kıyaslandığında sonuçların birbirini desteklediği görülmüştür (Şekil 8.101).



Şekil 8.101. Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Strain energy sonuçları incelendiğinde bütün kombinasyonlar için hemen hemen birbirlerine çok yakın değerler sergilediği görülmüştür (Şekil 8.102).

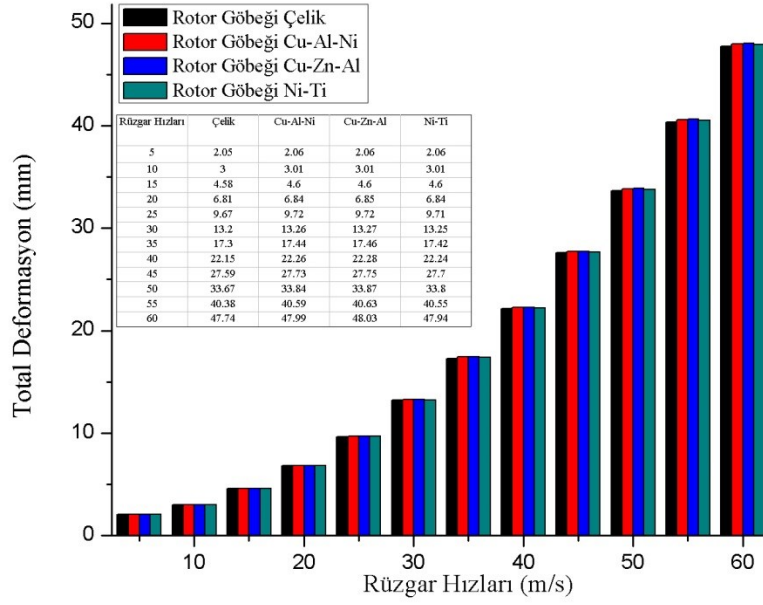


Şekil 8.102. Strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

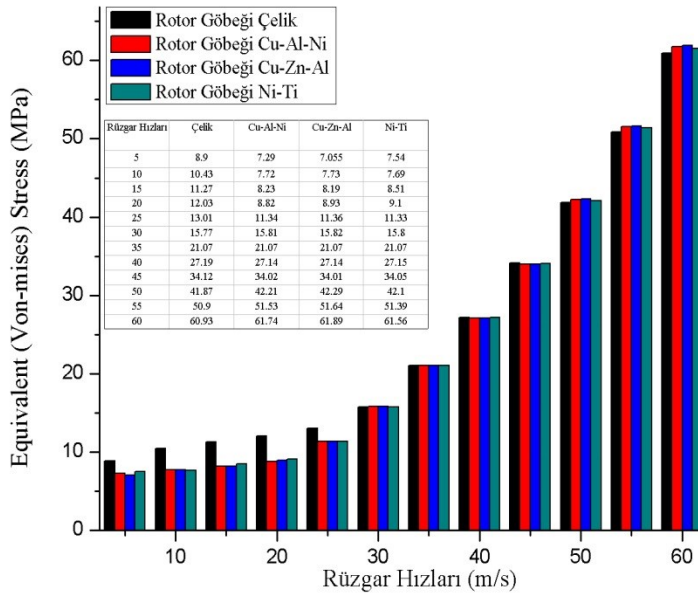
Oluşturulan 4. grupta kanat bağlantı noktası **Ni-Ti**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (Von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

4. grupta yapılan analizlerde rotor göbeği **çelik** iken total deformasyon değerleri diğerlerine göre nispeten düşük çıkmıştır (Şekil 8.103).

Rotor göbeği **çelik** seçildiğinde eşdeğer gerilme değerleri düşük rüzgar hızlarında yüksek değerler göstermiştir (Şekil 8.104).

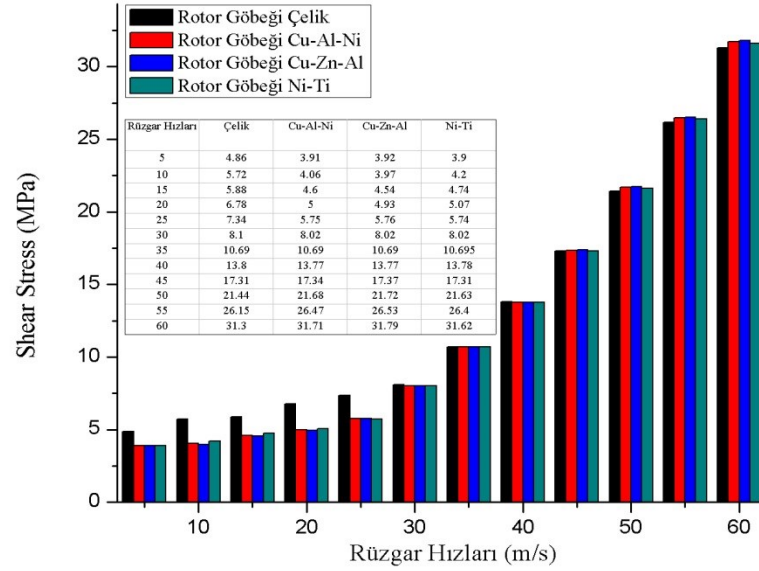


Şekil 8.103. Total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



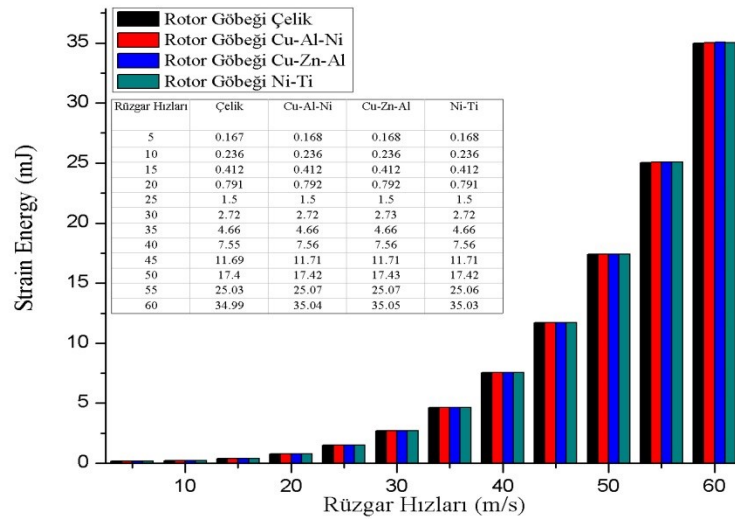
Şekil 8.104. Equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Shear stress değerleri incelendiğinde benzer şekilde rotor göbeği **çelik** seçildiğinde düşük rüzgar hızlarında yüksek değerlerle karşılaşılmıştır (Şekil 8.105).



Şekil 8.105. Shear stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Strain energy sonuçları incelendiğinde bütün numunelerde yakın değerler gözlenmiştir (Şekil 8.106).



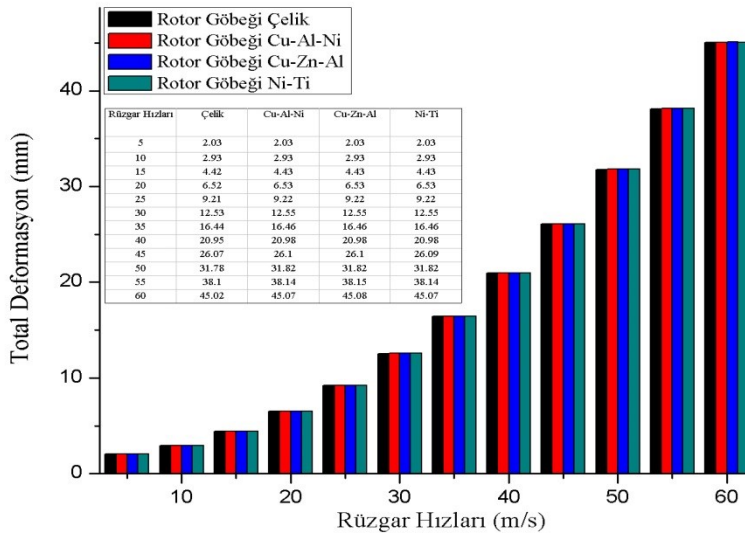
Şekil 8.106. Strain energy (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

8.2.2.2 Türbin kanatları dönerken

Modellemesi yapılan türbinin 5m/s'den 60m/s'ye kadar olan rüzgar hızlarındaki çalışmasında, her bir rüzgar hızına karşılık gelen rotor açılmal hızları belirlenmiştir (Bkz. Şekil 8.17). Türbin kanatlarının park etme durumu için analizlerin gerçekleştirilmesinden önce hesaplanan türbin bileşenlerine etkiyen kuvvetlere ilave olarak belirtilen her bir rüzgar hızı ve kullanılan kanat bağlantı noktası malzemesi için ayrı ayrı merkezkaç kuvvetleri hesaplanmıştır (Bkz. Bölüm 8.2.1.2).

Türbin kanatlarının dönme durumu için oluşturulan 1. grupta kanat bağlantı noktası **çelik**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

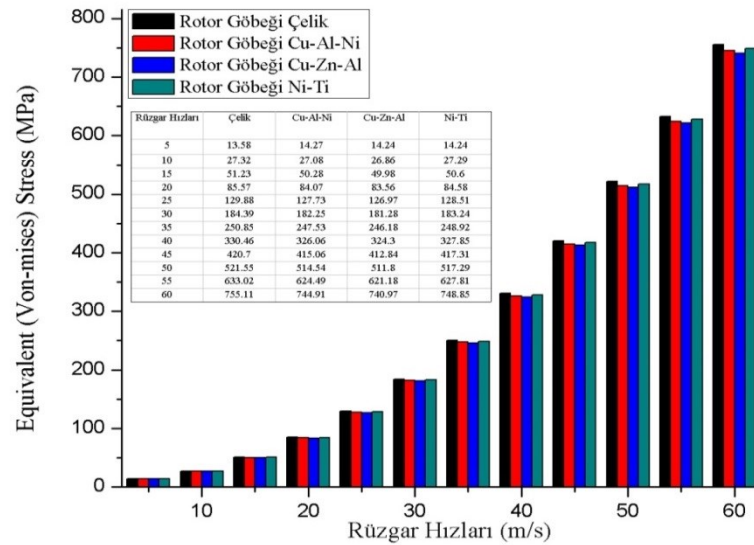
Total deformasyon değerleri incelendiğinde tüm numuneler arasında büyük farklılıklar gözlenmemiştir (Şekil 8.107).



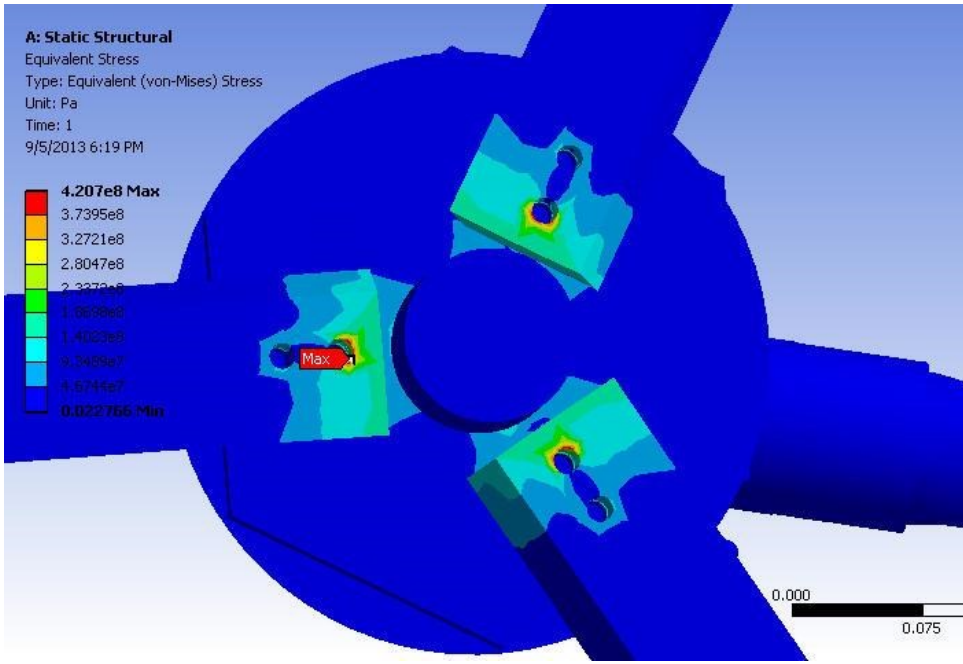
Şekil 8.107. Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Rotor göbeği **çelik** seçildiğinde eşdeğer gerilmenin en yüksek değerde olduğu görülmüştür. Rotor göbeğinin **Cu-Zn-Al** seçildiği durumda ise bu gerilme değeri diğer kombinasyonlara göre azda olsa düşük değerde seyretmiştir (Şekil 8.108). Bununla birlikte malzemelerin akma mukavemeti ile eşdeğer gerilmeler kıyaslandığında 40m/s'lik rüzgar hızından itibaren malzemede plastik deformasyonlar gözlenmeye başlanmıştır. Türbinde eşdeğer gerilmenin maksimum olduğu nokta ise kanatların dönmediği durumun aksine yine kanat bağlantı noktasının rotor göbeğine birleştirildiği yerde görülmüştür (Şekil 8.109).

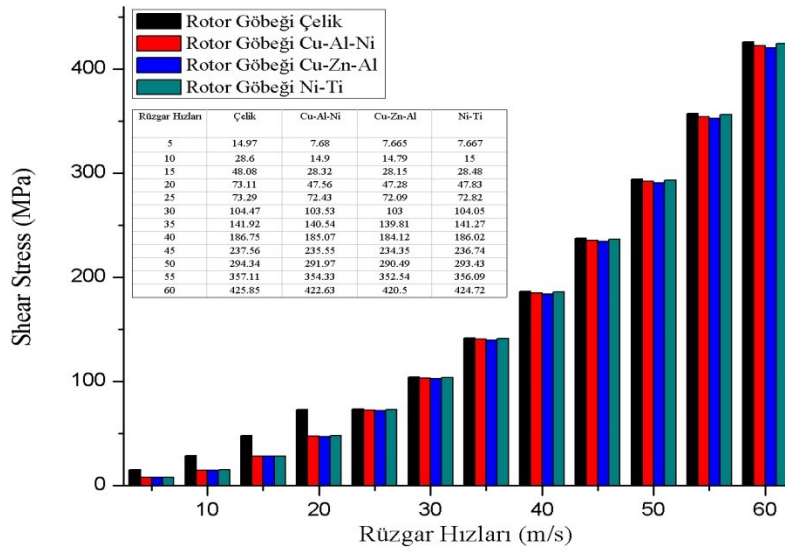
Shear stress değerleri de incelendiğinde rotor göbeğinin **çelik** seçilmesi durumunda diğer kombinasyonlara göre yüksek değerler göstermiş ve eşdeğer gerilmenin maksimum olduğu noktada shear stress değerinde maksimum olmuştur (Şekil 8.110).



Şekil 8.108. Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

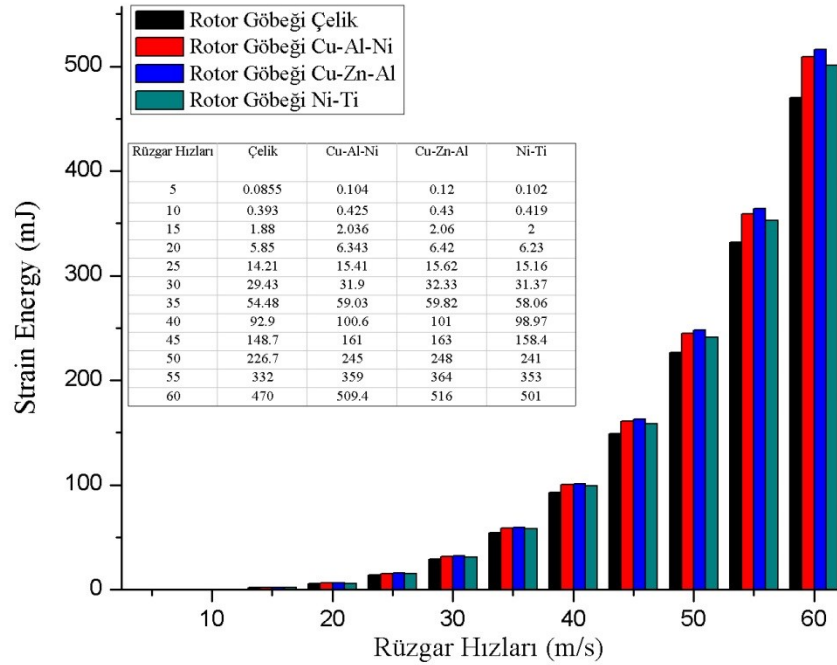


Şekil 8.109. Türbinde oluşan maksimum equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, V= 45 m/s).



Şekil 8.110. Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

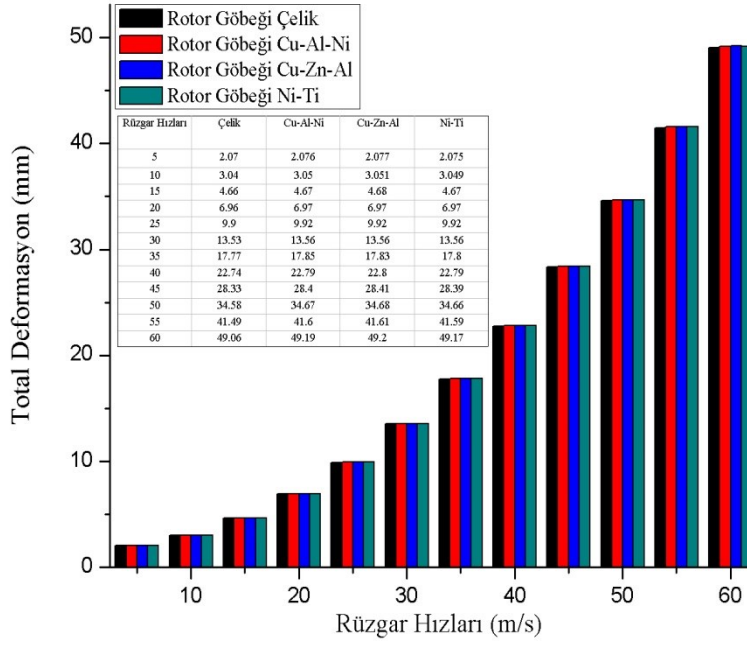
Yapılan analizler neticesinde strain energy değeri rotor göbeğinin çelik seçildiği durumda daha düşük değer göstermiştir (Şekil 8.111).



Şekil 8.111. Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

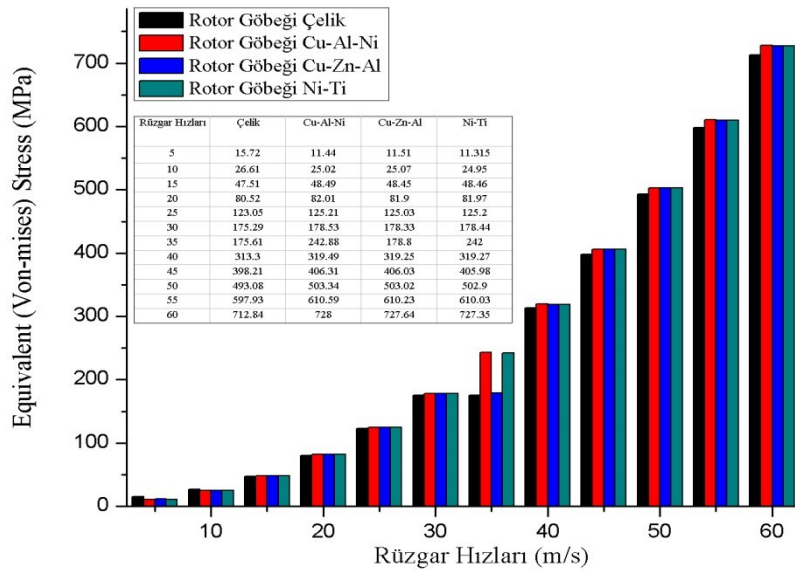
Oluşturulan 2. grupta kanat bağlantı noktası **Cu-Al-Ni**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

Şekil 8.112 incelendiğinde total deformasyon değerleri birbirine çok yakın olmakla birlikte en düşük total deformasyon değeri rotor göbeğinin **çelik** seçildiğinde görülmüştür. En yüksek total deformasyon ise rotor göbeğinin **Cu-Zn-Al** olduğunda gözlenmiştir.



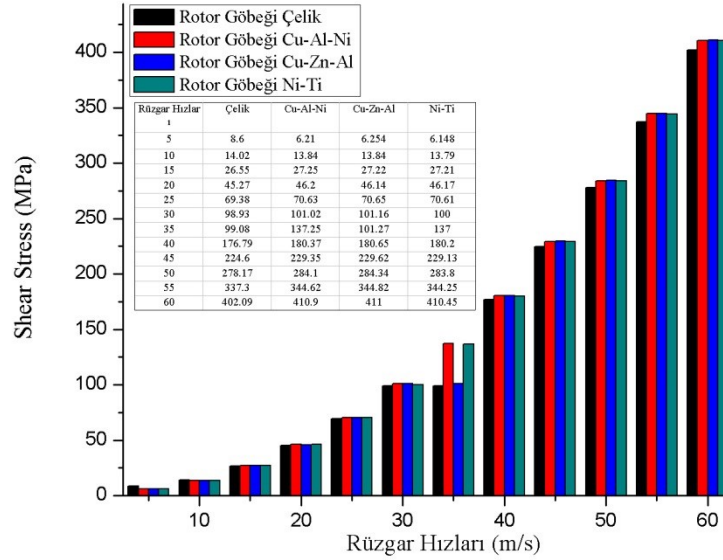
Şekil 8.112. Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Rotor göbeği **çelik** seçildiğinde eşdeğer gerilme değeri en düşük çıktı. Fakat malzemelerin akma mukavemeti karşılaştırıldığında kanat bağlantı noktası Cu-Al-Ni iken 45 m/s'lik rüzgar hızından sonra plastik deformasyon gözlenmiştir (Şekil 8.113).



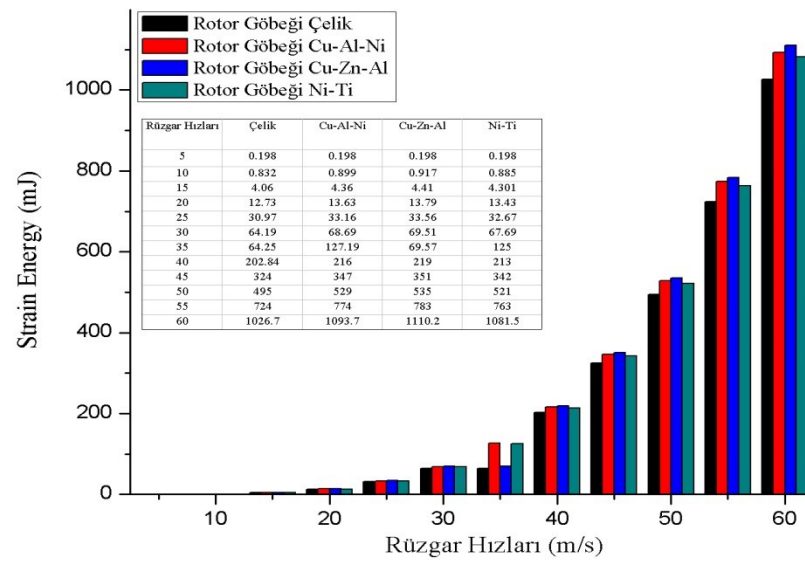
Şekil 8.113. Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Shear stress değerleri de incelendiğinde rotor göbeği **çelik** seçildiğinde en düşük değeri göstermiştir (Şekil 8.114).



Şekil 8.114. Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

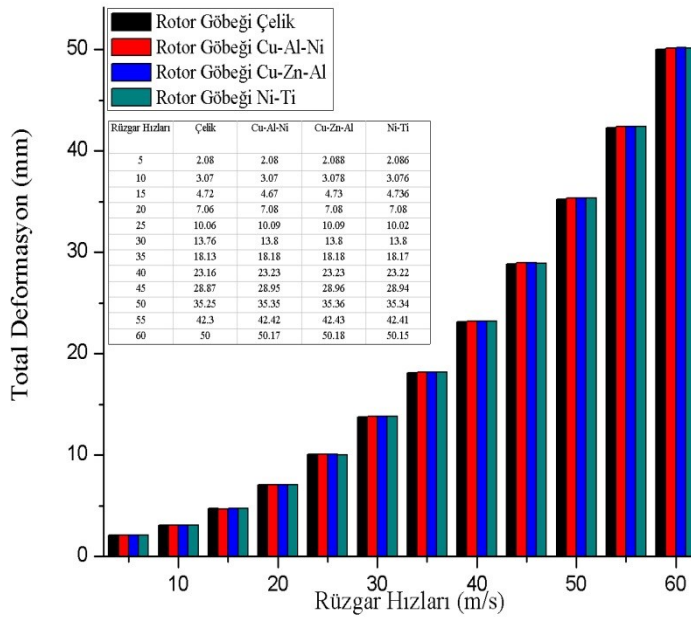
Strain Energy değerleri birbirlerine çok yakın olmakla birlikte en düşük değeri rotor göbeği çelik iken göstermiştir (Şekil 8.115).



Şekil 8.115. Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Al-Ni, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Oluşturulan 3. grupta kanat bağlantı noktası **Cu-Zn-Al**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

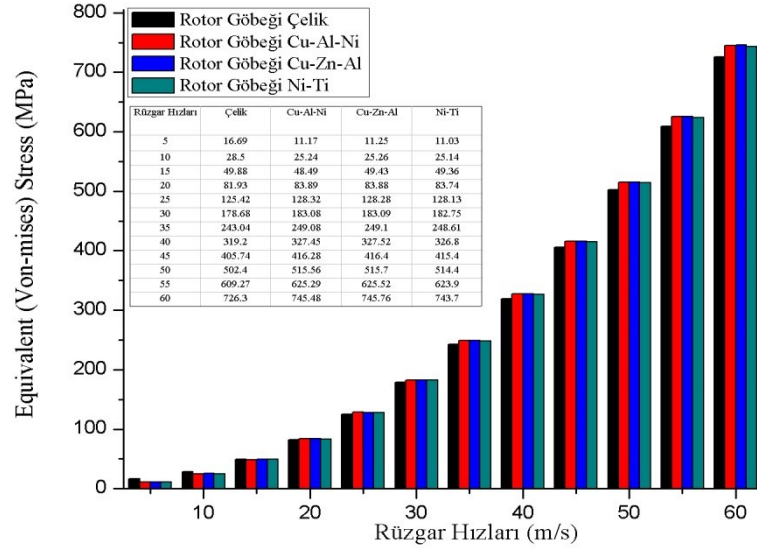
3. grupta yapılan analizlerde total deformasyon değerleri birbirine çok yakın çıkmıştır (Şekil 8.116).



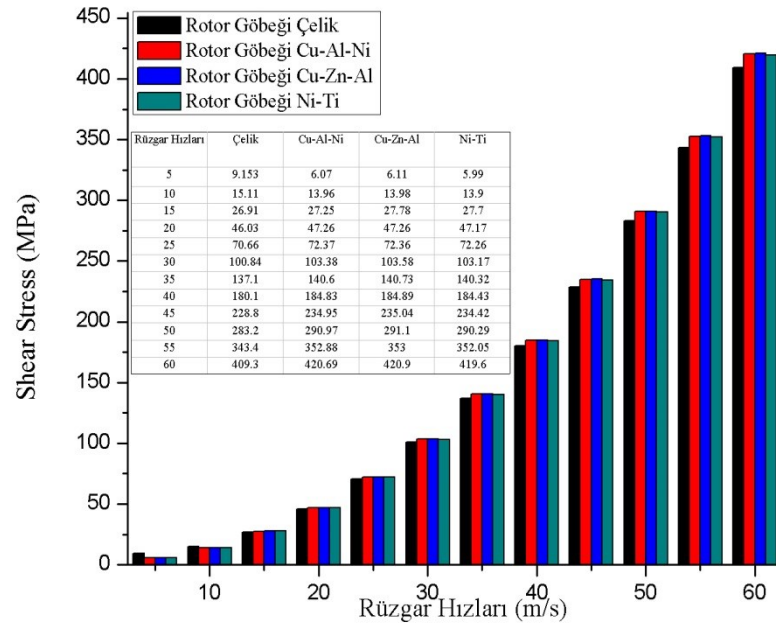
Şekil 8.116. Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Rotor göbeğinin **Cu-Zn-Al** seçildiği durumda eşdeğer gerilmeler oldukça yüksek değerler göstermiştir (Şekil 8.117). Yine malzemelerin akma mukavemeti ile karşılaştırıldığında kanat bağlantı noktası Cu-Zn-Al iken 40 m/s'lik rüzgar hızında plastik deformasyon gözlenmiştir.

Shear Stress değerleri de, rotor göbeğinin **çelik** seçildiği durumda eşdeğer gerilmelerde olduğu gibi düşük değerler göstermiştir (Şekil 8.118).

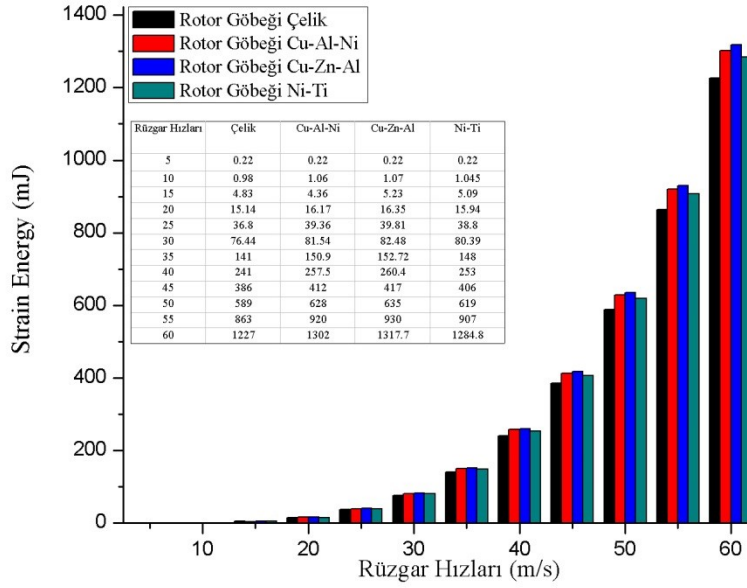


Şekil 8.117. Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



Şekil 8.118. Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Strain Energy değerlerine bakıldığında rotor göbeği **çelik** iken düşük değerler elde edilmiştir (Şekil 8.119).

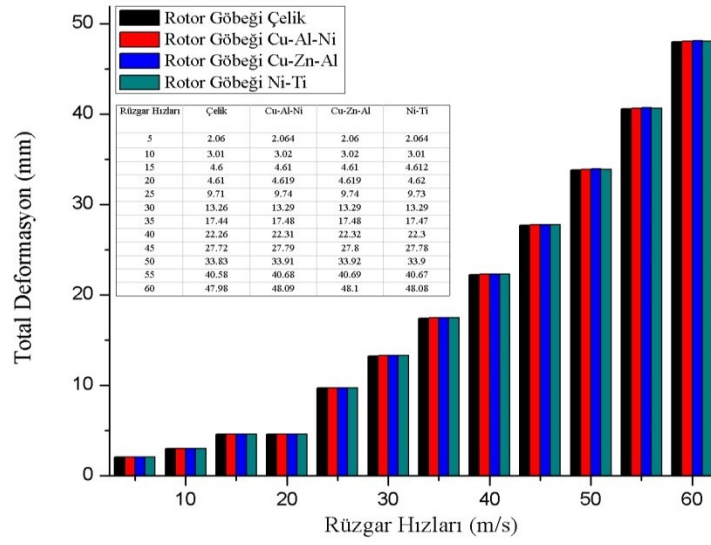


Şekil 8.119. Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Cu-Zn-Al, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

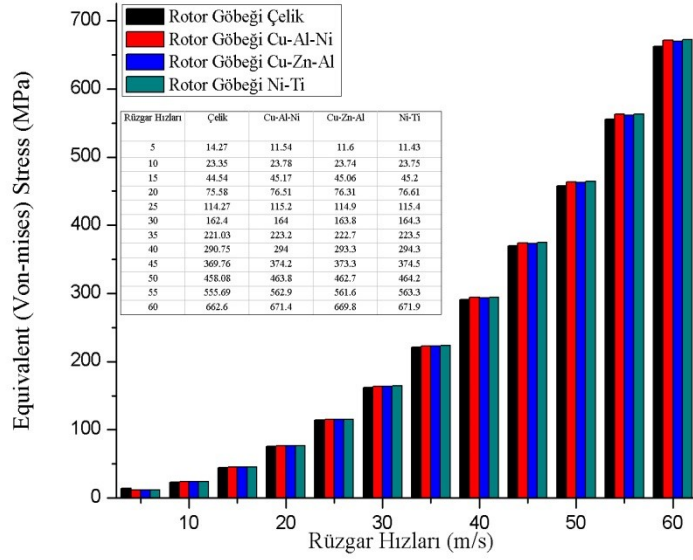
Oluşturulan 4. grupta kanat bağlantı noktası **Ni-Ti**, rotor göbeği için ise sırasıyla çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti malzemeleri seçilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde elde edilen Total Deformasyon, Equivalent (Von-mises) Stress, Shear Stress ve Strain Energy parametreleri şu şekilde oluşmuştur:

4. grupta yapılan analizlerde de rotor göbeği **çelik** iken total deformasyon değerleri diğer kombinasyonlara grup analizlerine göre nispeten daha düşük elde edilmiştir (Şekil 8.120).

Eşdeğer gerilmeleri incelediğimizde oluşturulan diğer gruplardan elde edilen sonuçlara göre oldukça düşük değerlere ulaşılmış ve kanat bağlantı noktasının Ni-Ti seçilmesi durumunda hiçbir rüzgar hızında plastik deformasyon gözlenmemiştir. Elde edilen eşdeğer gerilmeler, akma mukavemeti sınırının altında kalmıştır (Şekil 8.121).



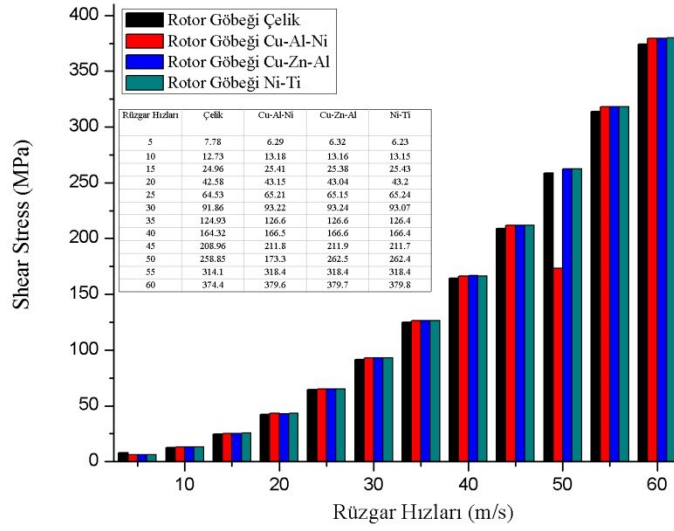
Şekil 8.120. Kanat dönerken total deformasyon (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



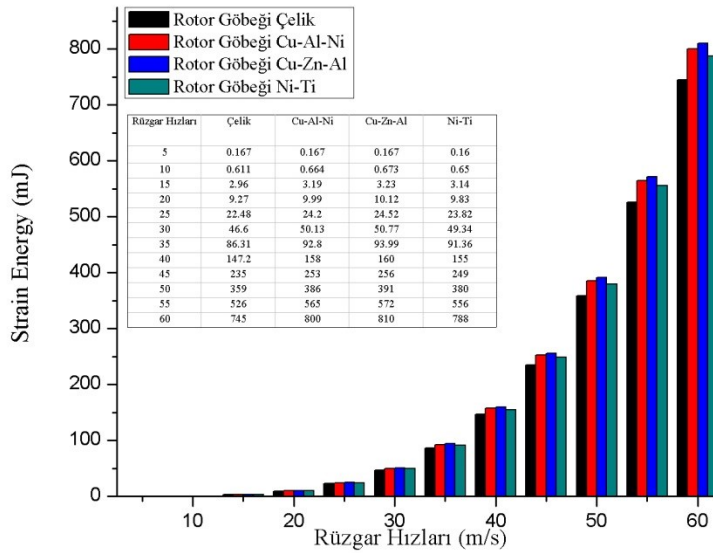
Şekil 8.121. Kanat dönerken equivalent (Von-mises) stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Shear Stress değerleri, rotor göbeğinin **çelik** seçildiği durumda nispeten küçük değerler göstermiştir (Şekil 8.122).

Strain Energy değerleri birbirlerine yakın olmakla birlikte rotor göbeği çelik seçildiğinde düşük değerler elde edilmiştir (Şekil 8.123).

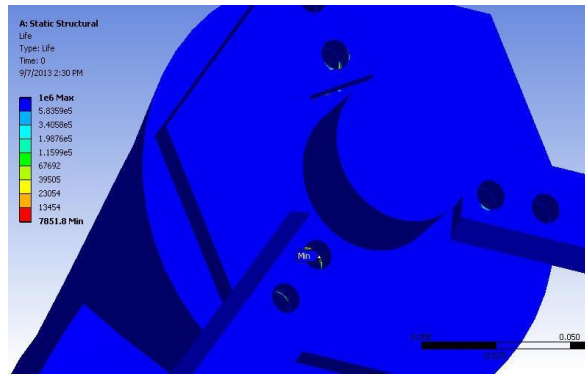


Şekil 8.122. Kanat dönerken shear stress (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).



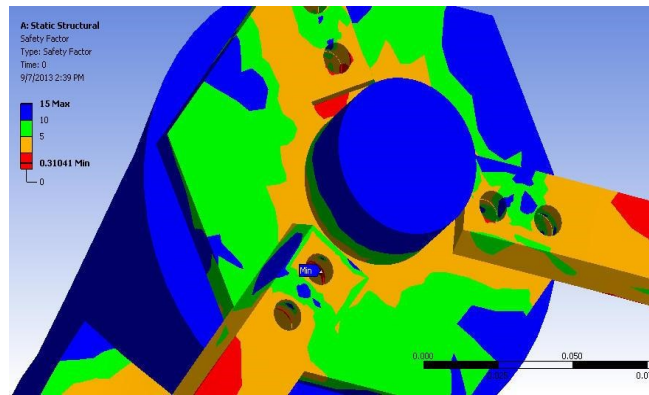
Şekil 8.123. Kanat dönerken strain energy (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik, Cu-Al-Ni, Cu-Zn-Al ve Ni-Ti).

Gerçekleştirilmiş olan yapısal analizlere ek olarak, her iki türbin modeli için önerilen kombinasyon (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Çelik) üzerinde yorulma analizleri de yapılmıştır. 400W'lık ve 2kW'lık her iki türbin modelinde, türbinlerin 15 m/s'lik rüzgar hızına maruz kalması durumunda yapılan yorulma analizlerinde yorulma ömrü olarak maksimum 1.10^6 çevrim için analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler neticesinde kanat bağlantı noktası ve rotor göbeğinin çelik seçilmesi durumunda, yapısal analizlerin gerçekleştirildiğinde eşdeğer gerilmenin en yüksek çıktığı noktalar olan kanat bağlantı noktalarının 7851,8 çevrime kadar dayandığı görülmüştür (Şekil 8.124).



Şekil 8.124. 400W'lık türbinin yorulma ömrü (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).

Bununla birlikte güvenlik faktörüne baktığımızda yine güvenlik açısından en zayıf nokta yani ömür tamamlanmadan önceki güvensiz bölge kanat bağlantı noktası olup 0,31041 değerini göstermiştir (Şekil 8.125).



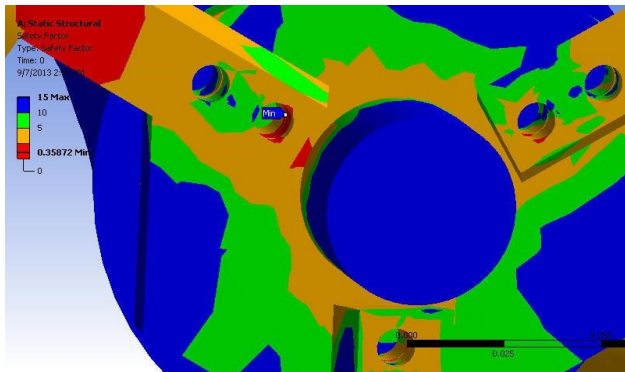
Şekil 8.125. 400W'lık türbin güvenlik faktörü (Kanat bağlantı noktası: Çelik, Rotor göbeği: Çelik).

Benzer şekilde kanat bağlantı noktası olarak Ni-Ti, rotor göbeği olarak ta Cu-Zn-Al seçilmesi sonucunda yapılan ömür analizinde kanat bağlantı noktalarının 16926 çevrime kadar dayandığı görülmüştür (Şekil 8.126).



Şekil 8.126 400W'lık türbinin yorulma ömrü (Kanat bağlantı noktası: Ni-Ti, Rotor göbeği: Cu-Zn-Al).

Görüldüğü gibi seçmiş olduğumuz kombinasyonun yaklaşık olarak 2,1556 katı daha uzun ömürlü olduğu ortaya çıkmıştır. Güvenlik faktörüne baktığımızda diğerine göre yüksek olup 0,35872 değerini göstermiştir (Şekil 8.127).



Şekil 8.127. 400W'lık türbin güvenlik faktörü (Kanat bağlantı noktası: NiTi, Rotor göbeği: Cu-Zn-Al).

2kW'lık türbin içinde benzer şekilde gerçekleştirilen yorulma analizlerinde seçtiğimiz kombinasyon 9593 çevrime dayanırken çelik kullanılan kombinasyon 3209 çevrime kadar dayanmıştır. Yine seçmiş olduğumuz kombinasyon 2,989 kat daha uzun ömürlü çıkmıştır.

9. GENEL SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Öncelikle yapılan kanat analizleri değerlendirildiğinde; eşdeğer gerilmelerin maksimum görüldüğü noktanın kanat bağlantı noktaları (kanat sapı) olduğu tespit edilmiştir. Bu tez çalışmasındaki asıl amaçta, kanat bağlantı noktalarındaki zayıflığın dikkate alınarak daha performanslı malzemelerin kullanılmasına yol gösterici olmaktır. Modellenen 400W'lık ve 2kW'lık türbin kanadının yapısal analizleri incelendiğinde, kanatların dönmediği durumlarda kanatlarda plastik bir deformasyonun oluşmadığı görülmüştür. Fakat eşdeğer gerilmeler, kanat bağlantı noktasının çelik seçilmesi durumunda daha yüksek, Ni-Ti seçildiği durumlarda ise düşük değerler sergilemiştir.

Kanatların dönme durumları incelendiğinde ise, modellenen 400W'lık türbin kanadının kanat bağlantı noktasında, çelik kullanıldığında 35 m/s'lik rüzgar hızında, kanat bağlantı noktası Cu-Zn-Al iken 40 m/s'lik rüzgar hızında ve kanat bağlantı noktası Cu-Al-Ni iken 45 m/s'lik rüzgar hızında plastik deformasyon olduğu görülmüştür. Kanat bağlantı noktasının Ni-Ti seçildiği durumda ise elde edilen eşdeğer gerilmeler malzemenin akma mukavemeti değerinin altında olduğundan seçilen rüzgar hızlarının hiçbirinde plastik deformasyonla karşılaşılmamıştır.

Benzer şekilde modellenen 2kW'lık türbin için kanat bağlantı noktasında, çelik kullanıldığında 30 m/s'lik rüzgar hızında, Cu-Zn-Al kullanıldığında 25 m/s'lik rüzgar hızında, Cu-Al-Ni kullanıldığında 30 m/s'lik rüzgar hızında ve Ni-Ti kullanıldığında ise 40 m/s'lik rüzgar hızlarında plastik deformasyonlar görülmeye başlanmıştır.

Her iki türbin kanadı içinde bakıldığında seçilen malzemelerden Ni-Ti'un daha sağlam olduğu görülmektedir. Bunula birlikte kanat analizlerinin yanı sıra modellenen türbininde bütünüyle değerlendirilebilmesi için türbin bileşenlerini birebir ölçekli oluşturarak türbin bazında bu yapısal analizler tekrar gerçekleştirilmiştir.

Türbin bazında yapılan modellemede bu malzemelerin sadece kanat bağlantı noktalarında değil aynı zamanda rotor göbeği ve türbin direğinde kullanılması durumunda daha sağlam bir yapının oluşturulması amaçlanmıştır. Yapılan ön analizlerde türbin direğinin çelik seçilmesi dayanıklılık açısından daha performanslı sonuçlara ulaştırmıştır. Bu nedenle oluşturulan kombinasyonlarda türbin direği çelik olarak sabit tutulmuş kanat bağlantı noktaları ve rotor göbeğinde seçilen malzemeler uygulanarak analizler gerçekleştirilmiştir.

İlk olarak modellemesi yapılan AIR-X 400 W rüzgar türbini için en uygun malzeme bileşenlerinin seçiminde, kanat analizlerinde olduğu gibi türbini kanatlarının hem park etme hem de dönme durumu ayrı ayrı değerlendirilmiştir. Analizler neticesinde en önemli parametre olan eşdeğer gerilme değerleri ile malzemelerin akma mukavemetleri karşılaştırılmıştır. Kanatların her iki durumu içinde, türbinde herhangi bir plastik deformasyon gözlenmedi ve kanat analizlerinde olduğu gibi eşdeğer gerilmelerin maksimum görüldüğü nokta yine kanat bağlantı noktaları olmuştur.

Kanatların dönmediği durumda, kanat bağlantı noktası Ni-Ti rotor göbeği Cu-Zn-Al seçildiğinde diğer kombinasyonlara göre eşdeğer gerilme değerlerinin çok düşük çıktığı görülmüştür. Kanat bağlantı noktasının Ni-Ti ve rotor göbeğinin Cu-Zn-Al seçildiği kombinasyonda elde edilen 87,62 MPa'lık eşdeğer gerilme değeri Ni-Ti'un akma mukavemeti sınırının oldukça altında elde edilmiştir. Türbin kanatlarının dönme durumu incelendiğinde, yine kanat bağlantı noktasının Ni-Ti ve rotor göbeğinin Cu-Zn-Al seçilmesi ile elde edilen eşdeğer gerilme değeri 142,16 MPa elde edilmiş olup yine akma mukavemeti sınırının oldukça altında bir değer göstermiştir. Bunun yanı sıra en yüksek eşdeğer gerilmeler kanat bağlantı noktası olarak çelik seçilmesi durumunda oluşmuştur.

Kayma gerilmesi parametresi değerleri de incelendiğinde, kanat bağlantı noktası ve rotor göbeğinin çelik seçildiği durumların dışında düşük ve birbirine yakın değerler göstermiştir. Çelik için kayma gerilmesi parametresinin yüksek çıkması eşdeğer gerilme değerlerinin de yüksek çıkmasına sebep olmuştur.

Rüzgar türbini kanatlarının her iki durum içinde yapılan analiz sonuçları neticesinde; modellenen 400W'lık türbin için en uygun kombinasyonun kanat bağlantı noktası **Ni-Ti** ve rotor göbeği **Cu-Zn-Al** seçilmesi durumunda elde edilmiştir.

Benzer şekilde modellenen 2kW'lık rüzgar türbini için de, kanatların hem dönerken hem de dönmezken ki durumları göz önünde bulundurularak yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen bu yapısal analizlerde kanatların dönmediği durum için türbinde herhangi bir plastik deformasyon gözlenmez iken kanatların dönme durumunda ise, kanat bağlantı noktası çelik iken, 40 m/s'lik rüzgar hızında, Cu-Al-Ni iken 45 m/s'lik rüzgar hızında ve Cu-Zn-Al iken 40 m/s'lik rüzgar hızında kanat bağlantı noktalarında plastik deformasyonlar gözlenmiştir. Kanat bağlantı noktasının Ni-Ti seçildiği durumda ise türbin bileşenlerinin hiçbirinde plastik deformasyonla karşılaşılmasıdır.

Görülüyor ki yapılan her iki türbin modellemesinde de kanat bağlantı noktasının Ni-Ti ve rotor göbeğinin Cu-Zn-Al seçilmesi durumunda kanat bağlantı noktaları çelik olan türbin modellerine göre daha sağlam bir yapının oluştuğu görülmüştür.

Her ne kadar Ni-Ti malzeme maliyeti yönünden diğer malzemelere göre pahalı görünse de, AIR-X 400W'lık rüzgar türbini için yapılmış olan maliyet hesabında, kanat bağlantı noktası olarak önerdiğimiz Ni-Ti'un toplam türbin maliyetine etkisi % 6,48'dir. Fakat kanat bağlantı noktası olarak çelik kullanılan klasik türbin modellerine göre daha uzun ömürlü ve güvenlik faktörünün daha yüksek çıkmış olması, bu süreçteki bakım maliyetleri ve türbinin bakım sırasında üretmediği elektrik enerji açısından değerlendirildiğinde Ni-Ti'un kanat bağlantı noktası olarak tercih edilmesini yine avantajlı kılmıştır. Ayrıca sağlamlık açısından da maliyete olan etki değerlendirildiğinde kanatların bir tanesinde bile meydana gelecek deformasyon yada kırılmalar türbinin tamamını etkileyeceğinden yine kanat bağlantı noktalarında Ni-Ti'un değerlendirilmesi bir avantaj oluşturmaktadır.

Yapılan bu çalışma sonucunda ortaya çıkan türbin modeli bundan sonraki bilimsel araştırmalara katkı sağlayacaktır. Şekil hafızalı alaşımların türbin modellemesinde kullanılması bu alanda yapılan çalışmalara farklılık kazandırması bakımından da ayrı bir önem arz etmektedir. Ayrıca bu çalışma, performans ve mekanik özellikler yönünden daha farklı malzemelerinde edilmesine öncü olacaktır.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Academic dictionaries and encyclopedias**, 2013, “Shear Stress”, <http://en.academic.ru/dic.nsf/enwiki/246246>, (Erişim tarihi: 22 Ağustos 2013).
- Açık, O.**, 2010, Rüzgar Türbini Kulelerinde Yapısal Titreşim Analizi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 89s.
- Ağaçbiçer, G.**, 2010, Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Türkiye Ekonomisine Katkısı ve Yapılan Swot Analizler, Çanakkale Onsekiz Mart Üniversitesi, Sosyal Bilimler Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 172s.
- Akdoğan, A. ve Nurveren, K.**, 2003, Şekil Bellekli Alaşımlar, Mühendis ve Makina, Sayı: 521.
- Arslan, S., Darıcı, M. ve Karahan, Ç.**, 2001, Türkiye’nin Jeotermal Enerji Potansiyeli, V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, Jeotermal Enerji Semineri, İzmir, 3-6 Ekim, s.27.
- Asai, M. and Suzuk, Y.**, 2000, Applications of shape memory alloys in Japan. Mater Sci Forum; 327–328:17–22.
- Ataya, S. and Ahmed, M.M.Z.**, 2013, Damages of Wind Turbine Blade Trailing Edge: Forms, Location, and Root Causes, Engineering Failure Analysis, <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.05.011>.
- Balo, Ş.N. ve Ceylan, M.**, 2002, Effect of Be Content on Some Characteristics of Cu-Al-Be Shape Memory Alloys, Journal of Materials Processing Technology, 124, 200-208.
- Bechly, M.E. and Clausen, P.D.**, 1997, Structural design of a composite wind turbine blade using finite element analysis, Comput.Struct; 63:639–646.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Boztepe, M.**, 2009, İzmir ve Çevresinde Yenilenebilir Enerji Kaynakları Potansiyeli ve Kullanımı, TMMOB İzmir Kent Sempozyumu, İzmir, 197-205.
- Callister, W.D.**, 2003, Materials Science and Engineering:An Introduction, John Wiley&Sons Inc., Hoboken NJ., Printed in the United States of America.
- Cárdenas, D., Elizalde, H., Marzocca, P., Gallegos, S. and Probst, O.**, 2012, A coupled aeroelastic damage progression model for wind turbine blades, Composite Structures, 3072–3081 pp.
- Cassedy, E.S.**, 2000, Prospects for Sustainable Energy, A Critical Assessment, Cambridge University Press,UK, p.67.
- Chandra, R.**, 2001, Active shape control of composite blades using shape memory actuation. Smart Mater Struct.; 10:1018–1024.
- Charlier, R.H. and Finkl, C.W.**, 2009, Ocean Energy, Tide and Tidal Power, Springer Science and Business Media LLC. Publications, Germany, p.1
- Chazly, N.M.E.**, 1993, Static and dynamic analysis of wind turbine blades using the finite element method, Renewable Energy, 705–724.
- Chiras, D.**, 2006, The Homeowner's Guide to Renewable Energy, New Society Publishers, Canada, p.233.
- Chou, J.S., Chiu, C.K., Huang, I.K. and Chi, K.N.**, 2013, Failure analysis of wind turbine blade under critical wind loads, Engineering Failure Analysis, 99–118.
- Cox, K. and Echtermeyer, A.**, 2012, Structural Design and Analysis of a 10MW Wind Turbine Blade, Energy Procedia, 194–201 pp.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Çetin, E.**, 2010, Fotovoltaik-Rüzgar-Yakıt Pili Hibrit Güç Sistemi İçin Bir Mikro Doğru Akım Dağıtım Şebekesi Tasarlanması ve Uygulanması ve Analizi, Doktora Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 183s.
- Çetin, N.S.**, 2001, Küçük güçlü bir rüzgar türbini tasarımı ve elektrik enerjisi eldesi, VI. Türk-Alman Sempozyumu CD'si, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü, İzmir.
- Çetin, N.S., Özdamar, A., Çolak, M. ve Özbalta, N.**, 2003, Rüzgar türbinlerinde optimum dizayn devirlilik sayısının enerji üretimine etkisinin belirlenmesi, I. Ege Enerji Sempozyumu Kitapçığı, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Denizli, 57-63s.
- Çetin, N.S.**, 2006, Şebeke Bağlantısız PM Generatörlü Rüzgar Türbinlerinin YSA ile Sistem Optimizasyonu, Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 242s.
- Çetin, N.S., Çelik, H. ve Başaran, K.**, 2011, Rüzgar türbinlerinde kapasite faktörü ve türbin sınıfı ilişkisi, 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11), 16-18 May 2011, Elazığ, Turkey.
- Dilibal, S.**, 2005, Nikel-Titanyum şekil bellekli alaşım üretimi ve şekil bellek eğitimi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 115s.
- Doolittle, J.S.**, 1977, Energy, A Crisis - A Dilemma or Just Another Problem ?, Matrix Publishers, USA, p.150.
- DPT**, 2001, Sekizinci Beş Yıllık Kalkınma Planı (2001-2005), Madencilik Özel İhtisas Komisyon Raporu, Enerji Hammaddeleri Alt Komisyonu Jeotermal Enerji Çalışma Grubu, Ankara, s.35.
- DSİ**, 2009, Yenilenebilir Enerji Kaynakları, DSİ Su Dünyası Dergisi, Ankara.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- DSİ**, 2013, “Hidrolik Enerji”, www.dsi.gov.tr (Erişim Tarihi: 12 Temmuz 2013).
- Dursun, B., Gökçöl, C. ve Ertürk, E.**, 2005, GYTE Üç katlı Savonius Rüzgar Türbini Mekanik Tasarımı, III. Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu, YEKSEM.
- Ecoenerji**, 2013, “Türkiye Rüzgar Haritası”, http://www.ecoenerji.net/haber_detay.asp?haberID=16, (Erişim Tarihi: 16 Eylül 2013).
- EİE**, 1992, Rüzgar Enerjisi, Elektrik İşleri Etüt İdaresi, Ankara, 19s.
- EİE**, 2013, “Türkiye’de Güneş Enerjisi”, <http://www.eie.gov.tr/eie-web/turkce/YEK/gunes/tgues.html>, (Erişim Tarihi: 08 Temmuz 2013).
- Eker B., Akdoğan A. ve Vardar A.**, 2006, Using of Composite Material in Wind Turbine Blades, Journal of Applied Sciences 6 (14): 2917-2921.
- Eker, B. ve Vardar, A.**, 2003, Rüzgar Türbinlerinde Uygun Kanat Tipinin Seçilmesi, 3 E Dergisi, Sayı:105.
- EPDK**, 2012, Enerji Yatırımcısı El Kitabı.
- ETKB**, 2012, 2013 Yılı Bütçe Sunumu.
- Eroğlu, E.Z.**, 2010, Şekil bellekli alaşımların (Nikel ve diğer element bazlı) ark eritme yöntemiyle üretimi, metalürjik yapıların tayini ve özelliklerinin incelenmesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 61s.
- Ertürk, E.**, 2005, Rüzgar Enerjisi, Gebze İleri Teknoloji Enstitüsü Rüzgar Enerjisi Araştırma Merkezi.
- Evans, R.L.**, 2007, Fueling Our Future, An Introduction to Sustainable Energy, Cambridge University Press, UK, , p.92-104.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Fidan, Ş.**, 2010, Değişken Hızlı- Değişken Kanat Açılı Rüzgar Türbinlerinin Tork ve Kanat açısı Kontrolü, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 90s.
- Fisher, D.G. and Erickson, R.R.**, 2010, The Solar System, Salem Press, USA, p.763
- Freudenreich, K. and Argyriadis, K.**, 2007, The Load Level of Modern Wind Turbines according to IEC 61400-1, Journal of Physics: Conference Series 75, pp 1-11.
- Gareth, K. and Row, B.W.**, 2004, Telescopic wing system, U.S. Patent 6, 834, 835.
- Giguère, P. and Selig, M.S.**, 1999, Blade design trade-offs using low-lift airfoils for stall-regulated HAWTs., ASME/AIAA Wind Energy Symposium.
- Gilbertson, R.G.**, 2000, Muscle Wires Project Book, Mondo-tronics Inc., USA.
- Gleason, C.**, 2008, Geothermal Energy Using Earth's Furnace, Crabtree Publishing Company, Canada, p.33.
- GWEC**, 2013, "Global Wind Report", http://www.gwec.net/wp-content/uploads/2012/06/Annual_report_2012_LowRes.pdf, (Erişim tarihi: 21 Mayıs 2013).
- Goch, G., Knapp, W. and Hartig F.**, 2012, Precision engineering for wind energy systems, CIRP Annals - Manufacturing Technology 61, 611–634.
- Goetzberger, A., Knobloch, J. and Voss, B.**, 1998, Crystalline Silicon Solar Cells, John Wiley & Sons Ltd., 76, 102-114 pp.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Görgün, T.**, 2008, Yenilenebilir enerjiler ve teknolojileri. Hedef pazar araştırması. T.C. Başbakanlık Dış Ticaret Müsteşarlığı İhracatı Geliştirme Etüd Merkezi.
- Güngör, M. ve Fırat, M.**, 2003, Türkiye’de rüzgar enerjisi potansiyeli ve geliştirilmesi, I. Ege Enerji Sempozyumu Kitapçığı, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Denizli, 373-379s.
- Hau, E.**, 2005, Wind Turbines, New York: Springer Berlin Heilderberg.
- Hau, E.**, 2006, Wind Turbines, Fundamentals, Technologies, Application, Economics 2nd edition.
- Hameed, M.S. and Afaq, S.K.**, 2013, Design and analysis of a straight bladed vertical axis wind turbine blade using analytical and numerical techniques, Ocean Engineering, 248–255.
- Hansen, M.O.L., Sørensen, J.N., Voutsinas, S., Sørensen, N. and Madsen, H.A.**, 2006, State of the art in wind turbine aerodynamics and aeroelasticity, Progress in Aerospace Sciences, 285–330.
- Hodgson, D.E., Ming, H.W. and Robert J.B.**, 1990, Shape Memory Applications, Inc., Memry Corporation, and Harison Alloys, Inc., ASM Handbook, Volume 2: Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special Purpose Materials ASM Handbook Committee, pp. 897-902.
- Hua, Y., Kasavajhala, A.R.M. and Gu, L.**, 2013, Elastic–plastic analysis and strength evaluation of adhesive joints in wind turbine blades. Composites, Part B, pages 650-656.
- IEA**, 2009, How The Energy Sector Can Deliver On A Climate Agreement In Copenhagen, October, p.17.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- IEA**, 2008, Empowering Variable Renewables, Options for Flexible Electricity Systems, OECD/IEA Publications, France, pp.11-14.
- IEA**, 2005, Energy Statistics Manual, OECD / IEA and EUROSTAT Publications, p.15.
- İnan, D.**, 1996, Denizlerdeki Enerji, Bilim ve Teknik Dergisi, Haziran , ss.72-73.
- İnol, U.**, 1978, Türkiye'nin Enerji Sorunu ve Nükleer Enerji, Jeoloji Mühendisliği Dergisi, Ekim, İzmir, s.7.
- Jensen, F.M., Falzon, B.G., Ankersen, J. and Stang, H.**, 2006, Structural testing and numerical simulation of a 34 m composite wind turbine blade, Compos.Struct., 76:52–61.
- John, S. and Hariri, M.**, 2008, Effect of shape memory alloy actuation on the dynamic response of polymeric composite plates, Composites Part A, 39:769–776.
- Jureczko, M., Pawlak, M. and Mezyk, A.**, 2005, Optimisation of wind turbine blades., J Mater Process Technol.; 167:463–471.
- Karadağ, H.İ.**, 2009, Yenilenebilir enerji kaynakları arasında rüzgar enerjisinin önemi ve rüzgar türbini tasarımı, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü , Yüksek Lisans Tezi, 130s.
- Koçar, G., Eryaşar, A., Ersöz, Ö., Arıcı, Ş. ve Durmuş, A.**, 2010, Biyogaz Teknolojileri, Ege Üniversitesi Basımevi, isbn 9786056110801, 281s., İzmir.
- Kong, C., Bang, J. and Sugiyama, Y.**, 2005, Structural investigation of composite wind turbine blade considering various load cases and fatigue life, Energy; 30:2101–2114.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Kottapalli, S.**, 2010, Low Speed and High Speed Correlation of SMART Active Flap Rotor Loads, Presented at American Helicopter Soc. Specialists Conference on Aeromechanics.
- Limitsiz Enerji**, 2013, “Türkiye jeotermal kaynaklar dağılımı ve uygulama haritası”, <http://www.limitsizenerji.com/multimedia/tuerkiye-jeotermal-haritasi>, (Erişim tarihi: 21 Ağustos 2013).
- Liu, W., Tang, B. and Jiang, Y.**, 2010, Status and problems of wind turbine structural health monitoring techniques in China, Renewable Energy, 1414–1418.
- Mabe, J. H., Gravatt, L., Bushnell, G., Gutmark, E., DiMicco, R.G. and Harris, C.**, 2008, Shape Memory Alloy Actuators for Deployable Rotor Blade Aerodynamic Devices, 46th AIAA Aerospace Sciences Meeting, 2008-1451.
- Mahri, Z.L. and Rouabah, M.S.**, 2008, Calculation of Dynamic Stresses using Finite Element Method and Prediction of Fatigue Failure for Wind Turbine Rotor, Wseas Transactions on Applied and Theoretical Mechanics.
- Marcus, R.**, 2007, Composites Turn the Blades, Reinforced Plastics, April.
- Marín, J.C., Barroso, A., París, F. and Cañas, J.**, 2008, Study of damage and repair of blades of a 300 kW wind turbine, Energy, 1068–1083.
- Márquez, F.P.G., Tobias, A.M., Pérez, J.M.P. and Papaelias, M.**, 2012, Condition monitoring of wind turbines: Techniques and methods, Renewable Energy, 169–178.
- Masters, G.M.**, 2004, Renewable and Efficient Electric Power Systems. John Wiley & Sons, New Jersey.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- McVeigh, J. C.**, 1984, Energy Around The World, An Introduction to Energy Studies Global Resources, Needs, Utilization, Pergamon Press, UK , p.195.
- Mecitoğlu, Z.**, “Mukavemet, Bölüm 3, Malzeme Özellikleri”, <http://www.slideshare.net/gamax01/mukavemet-bolum3>, (Erişim tarihi: 26 Eylül 2013).
- MTA**, 2013, “Türkiye Jeotermal Enerji Potansiyeli”, [http://www.mta.gov.tr/v1.0/daire_baskanliklari/enerji/index.php?id=jeotermal](http://www.mta.gov.tr/v1.0/daire_baskanliklari/enerji/index.php?id=jeotermalpotansiyel) alpotansiyel, (Erişim Tarihi: 21 Ağustos 2013).
- NASA**, 2013, “Shape memory alloys”, <http://search.nasa.gov/search/search.jsp?nasaInclude=shape+memory+alloys>, (Erişim Tarihi: 28 Haziran 2013).
- National Academy Press**, 1991, Assessment of Research Needs for Wind Turbine Rotor Materials Technology.
- Noda, M. and Flay, R.G.J.**, 1999, A simulation model for wind turbine blade fatigue loads, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 527–540.
- Nurbay, N. ve Çınar, A.**, 2005, Rüzgar Türbinlerinin Çeşitleri ve Birbirleriyle Karşılaştırılması, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli.
- Odabaş, C.**, 2004, “Paslanmaz Çelikler Temel Özellikleri, Kullanım Alanları, Kaynak Yöntemleri”, Kaynak Tekniği Sanayi ve Ticaret A.Ş., 2.baskı, www.askaynak.com.tr, (Erişim tarihi: 07 Mart 2013).
- Özgener, Ö.**, 2002, Türkiye’de ve Dünya’da Rüzgar Enerjisi Kullanımı, EÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, Sayı 3, Cilt 4, ss 159-173.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Özdamar, A.**, 2000, Dünya ve Türkiye’de Rüzgar Enerjisinden Yararlanılması Üzerine Bir Araştırma, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 6 (2-3): 133.145.
- Özdamar, A.**, 2001, Rüzgar enerjisi ve rüzgar türbinlerine genel bakış, Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu Kitapçığı, İzmir, 242-254s.
- Özdamar, A.**, 2002, Dünya ve Türkiye’de rüzgar enerjisinden yararlanılması üzerine bir araştırma, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 6(2-3):109-285.
- Özgür, M.A.**, 2002, Kütahya’da Seçilen Bir Konumda Rüzgar Verileriyle Elektrik Enerjisi Üretim Potansiyelinin Bulunması, Erciyes Üniversitesi Yüksek Lisans Tezi, Kayseri.
- Özpınar, M.A.**, 2007, Yenilenebilir Enerji Santrallerinde Yapay Sinir Ağları Yöntemiyle Enerji Üretiminin Modellenmesi ve Planlanması, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen bilimleri Enstitüsü, 235s.
- Öztürk, H.H.**, 2008, Yenilenebilir Enerji Kaynakları ve Kullanımı, Teknik Yayınevi, Ankara.
- Patel, M.R.**, 2006, Wind and Solar Power Systems. CRC Press, Boca Raton, Second Edition, London.
- Poliya**, 2013, “Kompozit rüzgar türbin kanatları, bakım ve tamir klavuzu”, www.poliya.com.tr, (Erişim tarihi: 30.08.2013).
- Rebecca, M.**, 2011, Wind Power, San Jose State University, France.
- Repa**, 2013, “Rüzgar Enerjisi Potansiyeli”, <http://www.repa.eie.gov.tr>, (Erişim Tarihi: 18 Ağustos 2013).

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Roch, I.**, 2001, Potentialité d'intégration des alliages à mémoire de forme en film mince dans les micro systèmes, Ph.D. Thesis, University of Lille.
- Sarı, N.**, 2009, Şekil bellekli alaşımların kaynak karakteristiklerinin incelenmesi, Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 89s.
- Sarı, U. ve Aksoy, I.**, 2008, Micro-Structural Analysis of Self-Accommodating Martensites in Cu-11.92wt.%Al-3.78wt%Ni Shape Memory Alloy. Journal of Materials Processing Technology.
- Scheer, H.**, 2007, Energy Autonomy, The Economic, Social and Technological Case for Renewable Energy, Published by Earthscan, UK, p.61.
- Schlager, N. and Ed, W.**, 2006, Alternative Energy Volume One, Library of Congress Cataloging in Publication Data, p.101.
- Schlager, N. and Ed, W.**, 2006, Alternative Energy Volume Two, Library of Congress Cataloging in Publication Data, Thomson Gale, s.220.
- Sedaghat, A. and Mirhosseini, M.**, 2012, Aerodynamic design of a 300 kW horizontal axis wind turbine for province of Semnan, Energy Conversion and Management, 87–94.
- Serpen, U.**, 2000, Jeotermal Enerji Endüstrisinde Teknik ve Teknolojik Gelişmeler, Türkiye VIII. Enerji Kongresi, Türkiye'deki Jeotermal Uygulamalar ve Projeksiyonların Önemi ve Dünya'daki Yeri, 8-12 Mayıs, Ankara.
- Shepherd, W. and Shepherd, D. W.**, 2003, Energy Studies, Imperial College Press, Second Edition, London.
- Shokrieh, M.M. and Rafiee, R.**, 2006, Simulation of fatigue failure in a full composite wind turbine blade , Composite Structures 74, 332–342.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Singh, K., Sirohi, J. and Chopra, I.**, 2003, An Improved Shape Memory Alloy Actuator for Rotor Blade Tracking, Journal of Intelligent Material Systems and Structures 14: 767.
- Soğuksu, A.K.**, 2006, Şekil hafızalı Cu-Al-Ni ve Cu-Zn-Al alaşımların üretilmesi ve özelliklerinin incelenmesi, Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 42s.
- Song, F., Ni, Y. and Tan, Z.**, 2011, Optimization Design, Modeling and Dynamic Analysis for Composite Wind Turbine Blade, Procedia Engineering, 369–375.
- Stork, C.H.J., Butterfield, C.P., Holley, W., Madsen, P.H. and Jensen, P.H.**, 1998, Wind Conditions for wind turbine design proposals for revision of the IEC 1400-1 standard, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, pp. 443-454.
- Şen, Ç.**, 2003 Gökçeada'nın Elektrik Enerjisi İhtiyacının Rüzgar Enerjisi ile Karşılanması, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.
- Şen, Z.**, 2009, İklim Değişikliği Tatlı Su Kaynakları, Su Vakfı Yayınları, 272.
- Şimşek, Ş.**, 2001, Yer içi Isısından Yararlanma – Jeotermal Enerji, Temiz Enerji Vakfı (TEV) Yayını, Kasım, Ankara, s.11.
- Şipar, E.**, 2011, Rüzgar enerjisi türbin sistemleri için gerçek zamanlı dinamik analiz simülatörü gerçekleştirilmesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 186s.
- Thapar, V., Agnihotri, G. and Sethi, V.K.**, 2011, Critical analysis of methods for mathematical modelling of wind turbines, Renewable Energy, Pages 3166–3177.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Tsoi, K.A., Stalmans, R., Schrooten, J., Wevers, M. and Mai, Y.W.**, 2003, Impact damage behaviour of shape memory alloy composites, Materials Science and Engineering A342, 207/215.
- Toklu, M.**, 2002, Rüzgar Enerjisi ve Elazığ Şartlarında Bir Rüzgar Santrali Tasarımı, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 98s.
- Topal, M. ve Arslan, E.I.**, 2008, Biyokütle Enerjisi ve Türkiye, VII Ulusal Temiz enerji Sempozyumu, İstanbul, 241-248.
- Toptaş, E. ve Akkuş, N.**, 2007, Şekil Hafızalı Alaşımlar ve Endüstriyel Uygulamaları, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi (4) 15-22.
- Tümerdem, O.**, 2002, Rüzgar Enerjisi Teknolojisi ve Türkiye'nin Rüzgar Enerjisi Potansiyeli, Yıldız Teknik Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi.
- Türkiye Çevre Vakfı**, 2006, Türkiye'nin yenilenebilir enerji kaynakları, kollektif çalışma, Ankara, Türkiye Çevre Vakfı Yayını, 368 s.
- DSİ**, 2012, "Türkiye'nin Hidroelektrik Potansiyeli ve Temel Politikası", <http://www.dsi.gov.tr/hizmet-alanlari/enerji>, (Erişim Tarihi: 12 Temmuz 2013).
- Türkiye Jeotermal Enerji Derneği**, 2013, "Türkiyede Jeotermal", <http://www.jeotermaldernegi.org.tr/>, (Erişim Tarihi: 09 Temmuz 2013).
- TÜREB**, 2011, Rüzgar türbini çeşitleri ve özellikleri, Rüzgar günleri, 09 Mart, İstanbul.
- TÜREB**, 2013, "Türkiye Rüzgar Enerjisi İstatistik Raporu", http://www.tureb.com.tr/attachments/article/206/Istatistik%20Raporu%202013_Statistics%20Report%202013.pdf, (Erişim tarihi: 21 Mayıs 2013).

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Türk Standartları, 2012, TS 498:1987, ICS 91.040.

Ural, E., 2006, Türkiye'nin Yenilenebilir Enerji Kaynakları, Türkiye Çevre Vakfı (TÇV) Yayını, Aralık, Ankara, s.112.

Ushiyama, I., and Nagai, H., 1988, Optimum Design Configurations and Performance of Savonius Rotors, Wind Engineering, 59-75.

Uysal, A., 2008, Rüzgar türbini kanat malzemelerinin mekanik özelliklerinin incelenmesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 98s.

Uzun, H., Fındık, F. ve Salman, S., 2008, Malzeme biliminin temelleri, Değişim Yayınları, ISBN: 975-8289-62-4.

Uzun, O., Karaaslan, T., Gögebakan, M. ve Keskin, M., 2004, Hardness and microstructural characteristics of rapidly solidified Al-8-16 wt.%Si Alloys, J. Alloys and Compd. 376, 149-157.

Walker, J. F. and Jeckins, N., 1997, Wind Energy Technology.

Yang, J., Peng, C., Xiao, J., Zeng, J., Xing, S., Jin, J. and Deng, H., 2013, Structural investigation of composite wind turbine blade considering structural collapse in full-scale static tests, Composite Structures, 15–29.

Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü, 2013, “Güneş Enerjisi ve Teknolojileri”, <http://www.eie.gov.tr/eie-web/turkce/YEK/gunes/gunes.html>, (Erişim Tarihi: 09 Temmuz 2013).

Yerebakan, M., 2008, Mikro Enerji Santralleri, İstanbul Ticaret Odası Yayınları, İstanbul, s.265.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

Zhenga, Y.J., Cuia, L.S. and Schrootenb, J., 2005, Basic design guidelines for SMA/epoxy smart composites, Materials Science and Engineering A 390, 139–143.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Cem EMEKSİZ

Doğum Tarihi : 01.04.1977

İletişim :

E-Posta: cem.emeksiz@gop.edu.tr, cememeksiz@gmail.com

Tel: 544 3759299, (356) 2757839 Dahili: 4014

Öğrenim Durumu:

Derece	Bölüm/Program	Üniversite	Yıl
Lisans	Mühendislik Fak./ Elektronik Müh.	Erciyes Üniversitesi	1999
Y. Lisans	Fizik Anabilim Dalı	Gaziosmanpaşa Üniversitesi	2007
Doktora	Güneş Enerjisi Anabilim Dalı	Ege Üniversitesi	2014

Yüksek Lisans Tez Başlığı ve Tez Danışman(lar)ı:

Başlık: BSCCO Süperiletkeninin Mekaniksel Özelliklerinin Dinamik Mikrosertlik Yöntemi ile İncelenmesi

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Uğur KÖLEMEN

Görevler:

Görev Unvanı	Görev Yeri	Yıl
Öğr. Gör.	Turhal Meslek Yüksekokulu, Gaziosmanpaşa Üniversitesi	2001-
Öğr. Gör	Turhal Meslek Yüksekokulu, Teknik Programlar Bölüm Başkan Yardımcılığı	2003-2005
Öğr. Gör	Turhal Meslek Yüksekokulu, Müdür Yardımcılığı	2005-2010

A. SCI, SSCI, AHCI de Taranan Dergilerde Yayımlanan Araştırma Makaleleri:

A1. Mümin Küçük, Numan S. Çetin, Cem Emeksiz , “Stress analysis of shape memory alloys used in wind turbine blade root connection”, Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research, 2012 Volume (issues) Special Issue: 667-676

A2. Uğur Kölemen, Orhan Uzun, Cem Emeksiz, Fikret Yılmaz, Atilla Coşkun, Ahmet Ekicibil, Bekir Özçelik, “Mechanical Properties of BSCCO Superconductor by Oliver–Pharr Method and Work of Indentation Approach”, J Supercond Nov Magn, DOI 10.1007/s10948-013-2178-4

B.Uluslararası Hakemli Dergilerde Yayımlanan Araştırma Makalesi:

B1. Numan S. Çetin, Cem Emeksiz, “Method Of Artificial Neural Networks With Parameter Estimating Wind Speeds Between Cities In Turkey”, International Journal of Scientific Knowledge (IJSK), ISSN 2305-1493 , Volume 1 : Issue 3 November, 2012, Pg. 034-036

C. Uluslararası Toplantı, Kongre ve Sempozyumlarda Sunulan ve Bildiri Kitabında (Proceedings) Özet Olarak Basılan Bildiriler (Sözlü Sunu):

C.1 Numan S. Çetin, Cem Emeksiz, “Method of Artificial Neural Networks with Parameters Estimating Wind Speeds”, 6th International Ege Energy Symposium & Exhibition, Izmir, P. 966-975, 2012.

D. Uluslararası Toplantı, Kongre ve Sempozyumlarda Sunulan ve Bildiri Kitabında (Proceedings) Özet Olarak Basılan Bildiriler (Poster Sunu):

D1. O. Uzun, O. Şahin, C. Emeksiz and U. Kölemen, “Mechanical Properties of BSCCO Superconductor by Oliver-Pharr and Energy Methods”, 24th International Physics Congress, Malatya, P. 502, (2007).

Sertifikalar

1. Yükseköğretim Kurulu- İstanbul Sanayi Odası Vakfı protokolü kapsamında düzenlenen 2004 yılı Endüstri Deneyimini Artırma çalışması.

2. Figes, Computer Simulation in Physics and Geometri A.S, “Introduction to ANSYS Workbench & Design Modeler”, October 26-27-28 2011.

3. GUC BUSINESS INTERNATIONAL TURK MANAGEMENT tarafından düzenlenen “İleri düzey iletişim teknikleri ve takım çalışması” programı, 14 Ekim 2012.

4. 18-20 Kasım 2013 ve 16-18 Aralık 2013 tarihlerinde Gaziosmanpaşa Üniversitesinde düzenlenen ve TÜBİTAK tarafından desteklenen “Mühendislik ve Teknoloji Alanında TÜBİTAK Araştırma Projeleri Hazırlama (MÜTEKTAŞ)” Çalıştayı.

EKLER

Ek 1 SCI, SSCI, AHCI’de Taranan Dergilerde Yayınlanan Araştırma
Makalesi

Ek 2 Ansys 13.0 Programının Lisans Numarası

Ek 1 SCI, SSCI, AHCI'de Taranan Dergilerde Yayınlanan Araştırma Makalesi

Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research 2012
Volume (issues) Special Issue: 667-676

Stress analysis of shape memory alloys used in wind turbine blade root connection

Mumin Kucuk¹, Numan S. Cetin², Cem Emeksiz^{3*}

¹Ege University, Ege Vocational High School 35100, Bornova, Izmir, Turkey

²Ege University, Institute of Solar Energy 35100, Izmir, Turkey

³Gaziosmanpaşa University, Turhal Vocational High School 60300, Turhal, Tokat, Turkey

Received: 05 September 2012; accepted: 21 November 2012

Abstract

In this work, the analysis is done on a blade of length 66.5cm which is designed for AIR X- 400W horizontal axis wind turbine. 4140 steel, Ni-Ti, Cu-Zn-Al and Cu-Al-Ni are used in blade root connection. Stress analysis was performed from 5 m/s to 60 m/s of wind speeds. The stresses in the wind blade are determined using the finite element method with ANSYS in which the skin and the core of the blade are modeled using solid elements, respectively. As a result of the analysis; the maximum total deformation was observed in blade root connection is Cu-Zn-Al. Generally total deformation values appeared close to each other. For parking state; the equivalent (von-Mises) stress values were smaller than the yield strength for each materials. The results for all materials released in the elastic region. For rotating state; the minimum total deformation was observed in blade root connection is Ni-Ti. Equivalent (von-Mises) stress values were compared with yield stress parameter and the plastic deformation occurred in 4140 steel, Cu-Zn-Al and Cu-Al-Ni were used blade root connections. The plastic deformation was not observed in Ni-Ti that is used blade root connection. Results are examined in that Ni-Ti is the most appropriate material for blade root connection was concluded.

Keywords: Wind energy; Wind turbine blade; Structural analysis; Shape memory alloys

©Sila Science. All rights reserved.

1. Introduction

Since ancient times, wind has been exploited in distinct ways, mainly for grain milling and water pumping. With the advent of the industrial era, wind energy was more and more replaced by fossil fuels, the windmills being practically relegated to pump water for agricultural usage. In the 20th century, new designs enabled electricity generation at small-scale levels for battery charging uses. After the early 1970's oil crisis, wind technology experienced a revolution. Motivated by the oil price boost, many countries have promoted ambitious wind energy R&D programs. As a result, new materials and modern turbine designs were developed, initiating the age of large-scale wind electricity generation. advantages, the main disadvantage of this industry is the temporary nature of wind flow. Therefore, using safe and effective equipment is necessary in order to get as much as energy from wind during the limited period of time that it flows strongly [1].

Wind turbines come in many sizes and configurations and are built from wide range of materials. In simple terms, a wind turbine consists of a rotor that has wing shaped blades attached to a hub; a nacelle that houses a drivetrain consisting of a gearbox, connecting shafts, support bearings, the generator, plus other machinery; a tower; and ground-mounted electrical equipment. The wing shaped blades on the rotor actually harvest the energy in the wind stream. The rotor converts the kinetic energy in the wind to rotational energy transmitted through the drivetrain to the generator. Generated electricity can be connected directly to the load or feed to the utility grid [2].

Ek 2 Ansys 13.0 Programının Lisans Numarası

