

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

RÜZGAR TÜRBİNİ TAHRİK GRUBU TASARIMI

Cihan DEMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Danışman

Prof. Dr. Ferhat DİKMEN

Haziran, 2023

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

RÜZGAR TÜRBİNİ TAHRİK GRUBU TASARIMI

Cihan DEMİR tarafından hazırlanan tez çalışması 06.06.2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ferhat DİKMEN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ferhat DİKMEN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ahmet SAĞIRLI, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Ferhat DİKMEN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan “Rüzgar Türbini Tahrik Grubu Tasarımı” başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Cihan DEMİR



Aileme

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam süresince, desteğini ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Prof. Dr. Ferhat DİKMEN'e teşekkür ederim. Ayrıca yüksek lisans eğitimim süresince bilgi ve birikimlerini tereddüt etmeden benimle paylaşan değerli Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümü akademisyenlerine de teşekkürü borç bilirim.

Makine Mühendisi olarak mezun olduğum Karadeniz Teknik Üniversitesi akademik personellerine, beni Yüksek Makine Mühendisi olabilecek bilgi ve birikim ile donattıkları için teşekkür ederim.

Bir Makine Mühendisi olarak eğitim hayatım boyunca beni yetiştiren Prof. Dr. Recep GÜMRÜK, DOÇ. Dr. Ömer Necati CORA, merhum Dr. Öğr. Üyesi Mustafa Sabri DUMAN ve Dr. Öğr. Üyesi Berna BOLAT'a ayrıca teşekkür ederim.

Her zaman yanımda olan ve desteklerini esirgemeyen aileme, kıymetli arkadaşlarıma ve tecrübeleri ile bana yol gösteren kıymetli büyüklerime teşekkür ederim.

Cihan DEMİR

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	iv
SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
TABLO LİSTESİ	xi
HARİTA LİSTESİ	xii
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xv
1 GİRİŞ	17
1.1 Literatür Özeti	17
1.2 Tezin Amacı	20
1.3 Orijinal Katkı	21
2 GENEL BİLGİLER	24
2.1 Rüzgar Enerjisi ve Rüzgar Türbinleri	24
2.2 Rüzgar Türbinlerinin Tarihsel Gelişimi	26
2.3 Türkiye'nin Rüzgar Enerjisi Kurulu Gücü ve Potansiyeli	30
2.4 Rüzgar Türbinlerinin Sınıflandırılması	31
2.5 Açık Deniz Rüzgar Türbinleri	36
2.6 Rüzgar Türbinlerinde Tahrik Mekanizmaları	37
2.7 Rüzgar Türbini Tahrik Mekanizması Elemanları	39
2.8 Dişli Mekanizmaları ve Dişli Kutuları	46
3 TAHRİK GRUBU TASARIMI	53
3.1 Kavramsal Tasarım	53
3.2 Yüksek Devir Milinin ve Düşük Devir Milinin Boyutlandırılması	54
3.3 Dişli Kutusu Tasarımı	56
3.4 Dişli Kutusunun Verimi	69
3.5 Fren Kaliperi Tercihi ve Fren Diski Tasarımı	71
4 YAPISAL OPTİMİZASYON	73
4.1 Topoloji Analizi	73
4.2 Birinci Kademe Planet Kolu	73
4.3 İkinci Kademe Planet Kolu	79
4.4 Birinci Kademe Planet Dişlisi	81

4.5 Kavrama.....	83
4.6 Fren Diski.....	86
5 SONUÇ VE ÖNERİLER	89
5.1 Sonuçlar ve Tartışma	89
KAYNAKÇA	91
A FREN KALİPERİ YAG BASINCI GRAFİĞİ	95
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	96



SİMGE LİSTESİ

τ_{AK}	Burulma Akma Mukavemeti
M_b	Burulma Momenti
W_b	Burulma Mukavemet Momenti
i	Çevrim Oranı
M_3	Çember Dişlisinin Taşıdığı Moment
n	Devir Sayısı
W_e	Eğilme Mukavemet Momenti
Hz	Elektrik Frekansı
S	Emniyet Katsayısı
f	Frekans
n_{gen}	Generator Devri
P	Güç
M_1	Güneş Dişlisinin Taşıdığı Moment
z_{ktp}	Kutup Sayısı
d	Mil Boşaltma Çapı
D	Mil Çapı
M	Moment
a	Planet Dişlisi Sayısı
M_s	Planet Kolunun Taşıdığı Moment
Z^+	Pozitif Tam Sayılar Kümesi
η	Verim
V	Volt
W	Watt
y	Yapım Oranı
P_w	Yuvarlanma Gücü

KISALTMA LİSTESİ

AGMA	American Gear Manufacturers Association
CAE	Bilgisayar Destekli Mühendislik
DOE	Amerika Birleşik Devletleri Enerji Bakanlığı
FEM	Sonlu Elemanlar Yöntemi
REPA	Türkiye Rüzgar Enerjisi Potansiyel Atlası
RPM	Rotate per Minute
UHDK	Ulusal Havacılık Danışma Komitesi



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Doğrudan tahrikli rüzgar türbini.....	20
Şekil 2.1	Deniz üzeri rüzgar türbinleri	24
Şekil 2.2	Panemone yel değirmenleri	26
Şekil 2.3	Blyth tarafından tasarlanan yel değirmeni.....	27
Şekil 2.4	La Cour rüzgar türbini	28
Şekil 2.5	Putnam rüzgar türbini	29
Şekil 2.6	Türkiye rüzgar enerjisi kurulu gücünün yıllara göre değişimi	30
Şekil 2.7	Trafik akışından faydalanan dikey rüzgar türbinleri	32
Şekil 2.8	Bir dikey eksenli rüzgar türbini	33
Şekil 2.9	H kanatlı rüzgar türbini	34
Şekil 2.10	Bir savonius rüzgar türbinine ait kanatlar	35
Şekil 2.11	Bir açık deniz rüzgar türbini.....	36
Şekil 2.12	Dişli kutulu bir rüzgar türbininin tahrik mekanizması	38
Şekil 2.13	Doğrudan tahrikli bir rüzgar türbininin jeneratörü.....	39
Şekil 2.14	Bir sekron jeneratör	41
Şekil 2.15	Bir anahtarlama relüktans jeneratörünün iç yapısı.....	42
Şekil 2.16	Konut tipi rüzgar türbinlerinde kullanılan bir dişli kutusu.....	43
Şekil 2.17	Bir kanat göbeğinin kesidi.....	44
Şekil 2.18	Rüzgar türbininde kullanılan bir disk fren	45
Şekil 2.19	Soldan sağa düz, helis ve çavuş dişli.....	47
Şekil 2.20	Bir sonsuz vida mekanizması kesidi	49
Şekil 2.21	Sikloid dişli mekanizması	50
Şekil 2.22	Bir helisel planet dişli mekanizması.....	51
Şekil 3.1	Planet dişli kutusu kavramsal tasarımı	53
Şekil 3.2	Dişli kutusu şematik gösterimi	57
Şekil 3.3	İlk kademe planet dişli mekanizması	64
Şekil 3.4	İkinci kademe planet dişli mekanizması	66
Şekil 3.5	Planet dişlileri kaynak bağlantısı.....	67
Şekil 3.6	Kademe kamalı mili	68
Şekil 3.7	Fren diski tasarımı	71
Şekil 4.1	Birinci kademe planet kolu tasarımı.....	74
Şekil 4.2	Analiz öncesi planet kolu tasarımının basitleştirilmesi.....	75

Şekil 4.3	Birinci kademe planet kolu mesh yapısı.....	76
Şekil 4.4	Planet kolu statik yapısal analizi sınır şartları	76
Şekil 4.5	Planet kolu statik yapısal analiz sonucu	77
Şekil 4.6	Planet kolu topoloji analizi sınır şartları.....	78
Şekil 4.7	Planet kolu topoloji analizi ile elde edilen katı model	78
Şekil 4.8	Birinci kademe planet kolu nihai tasarımı.....	79
Şekil 4.9	Aynı arayüzde birden fazla analiz	80
Şekil 4.10	Analiz sonuçlarına göre kuvvet dağılımı.....	80
Şekil 4.11	Planet kolunun analiz sonuçlarına göre nihai tasarımı	81
Şekil 4.12	Birinci kademe planet dişlisi analiz hazırlığı.....	82
Şekil 4.13	Planet dişlisi topoloji analizi sonucu	82
Şekil 4.14	Planet dişlisi nihai tasarımı.....	83
Şekil 4.15	Kavrama ön tasarımı	84
Şekil 4.16	Kavrama mesh kalitesi	84
Şekil 4.17	Kavrama analiz sonucu	85
Şekil 4.18	Kavrama nihai tasarımı	85
Şekil 4.19	Fren analizi meshleme işlemi	87
Şekil 4.20	Fren analizi moment yüklemesi	87
Şekil 4.21	Optimize edilmiş fren diski tasarımı	88
Şekil 5.1	Topoloji analizi öncesi sonrası kavrama tasarımı	89

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Rüzgar gücü kapasitesinin yıllara göre artışı	25
Tablo 2.2 Endüksiyon alternatörlerinin senkron devirleri	41
Tablo 3.1 Millerin taşıdığı momentler	54
Tablo 3.2 Birinci kademe dişlilerinin dişlerinin taşıdığı momentler	60
Tablo 3.3 İkinci kademe dişlilerinin dişlerinin taşıdığı momentler	61
Tablo 3.4 Birinci Kademe Dişlilerinin Boyutları.....	62
Tablo 3.5 İkinci Kademe Dişlilerinin Boyutları	63
Tablo 3.6 Yataklarda meydana gelen tepki kuvvetleri.....	65
Tablo 3.7 Verim hesabı için gerekli veriler	70
Tablo 3.8 Planet mekanizmalarının verimleri	71
Tablo 4.1 GGG50 dökme demir malzemesi	86

HARİTA LİSTESİ

Harita 2.1 Türkiye’de yıllık ortalama rüzgar hızı haritası.....	31
--	----



Rüzgar Türbini Tahrik Grubu Tasarımı

Cihan DEMİR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ferhat DİKMEN

Değişen ve gelişen dünyanın doğurduğu enerji yüksek talebi ve çevre kirliliğinin önemli derecede artarak yaşam kalitesini düşürmesi, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımına bir gerekçe olmuştur. Ülkemiz rüzgar enerjisi kurulu gücü ile yenilenebilir enerji kaynaklarından enerji eldesine önemli bir katkı sağlamaktadır.

Planet dişli mekanizmaları; geleneksel bir tasarım olan alın dişli mekanizmalarına göre daha güncel bir tasarım ve araştırma konusudur. Literatürde önemli bir konumda yer almasına rağmen üzerine yapılan çalışmalar az ve yetersizdir.

Bu çalışma ile planet dişli mekanizmaları üzerine yapılan çalışmaları incelemek; elde edilen bilgiler aracılığıyla bir dişli kutusu tasarımı yapmak amaçlanmıştır.

Rüzgar türbinleri, yüksek çevrim oranlarına sahip dişli kutularına ihtiyaç duymaktadırlar. Bu nedenle rüzgar türbinleri dişli kutularında sıkça planet dişli mekanizmalarına rastlanmaktadır. Bu çalışmada da 1,2 MW güce ve ortalama 16 dev/dk kanat göbeği devrine sahip bir rüzgar türbini için planet dişli mekanizmalarından oluşan, bir tahrik grubu tasarımı yapılmıştır. Mekanizma ile

kanat göbeğinden alınan gücün 1584 dev/dk devir ile türbin jeneratörüne iletmesi sağlanmıştır. Jeneratörüne aşırı yüklenmesine karşılık kullanılmak üzere hidrolik bir fren kaliperi seçilerek kalipere uygun fren diski tasarlanmıştır. Tahrik grubunda dört elemanlı ve üç elemanlı planet dişli mekanizmaları seri bağlı kullanılarak yüksek çevrim oranı elde edilmiştir.

Ayrıca ANSYS programı ile elde edilen tasarımın yapısal optimizasyonu yapılmıştır. Yapısal optimizasyon çalışmaları ile %75'e varan kütle azalmaları elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Planet dişli mekanizması, rüzgar türbini, planet dişlisi, yapısal optimizasyon analizi, ANSYS



Wind Turbine Drive Group Design

Cihan DEMİR

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Ferhat DİKMEN

The high demand for energy caused by the changing and developing world and the fact that environmental pollution has significantly increased and reduced the quality of life has become a justification for the use of renewable energy sources. Wind energy in our country makes an important contribution to energy production from renewable energy sources with its installed capacity.

Planetary gear mechanisms are a more up-to-date design and research topic compared to spur gear mechanisms, which are a traditional design. Although it occupies an important position in the literature, the studies conducted on it are few and insufficient.

With this study, it is aimed to examine the studies on planetary gear mechanisms and to design a gearbox through the information obtained.

Wind turbines require gearboxes with high gear ratios. For this reason, planetary gear mechanisms are frequently encountered in the gearboxes of wind turbines. In this study, a drive group design consisting of planetary gear mechanisms was designed for a wind turbine with a power of 1.2 MW and an average rotor hub speed of 16 rpm. With the mechanism, the power taken from the wing hub is transmitted to the turbine generator at a speed of 1584 rpm. A hydraulic brake caliper is selected

to be used in response to overloading the generator and a brake disc suitable for the caliper is designed. In the drive group, four element and three element planetary gear mechanisms are used in series to achieve a high conversion rate.

Also structural optimization of the design that is obtained with the ANSYS program was carried out. Mass reductions of up to 75% have been achieved with structural optimization studies.

Keywords: Planetary gear mechanism, wind turbine, planetary gear, structural optimization analysis, ANSYS



1.1 Literatür Özeti

Rüzgar türbinlerinin varlığı yel değirmenlerine kadar dayanmaktadır. Yel değirmenleri rüzgardan aldığı hareketi ve gücü değirmene aktarmak üzere kullanılırken rüzgar türbinleri rüzgardan aldığı hareket ile elektrik elde etmektedir. Geçmiş böyle derin olan bir konu hakkında pek çok kaynak bulmak mümkündür fakat bu kadar kaynağı özetlemek bilgi kirliliği oluşturacağı için bu başlık altında sadece rüzgar türbinleri hakkında genel bilgiler elde edilebilecek çalışmalar ile tahrik grubu tasarımı konulu çalışmalar özetlenmiştir.

2014 yılında yayınlanan bir makalede rüzgar türbinlerinin türleri hakkında bilgiler verilmiştir. Endüstriyel rüzgar türbinlerinin 50 kW ila 2 MW arasında güç üretebildikleri ve ülkemizde üç kanatlı rüzgar türbinlerinin yaygın olarak görüldüğü bilgisi verilmiştir [1]. Ayrıca 2015 yılında rüzgar enerjisi dergisinde rüzgar türbinlerinde kullanılan güç iletim elemanlarının seçimi üzerine yapılmış çalışmada; 1 MW altı güçlerde çalışan türbinlerinin kanat göbeği devrinin 30 dev/dk ila 40 dev/dk arasında iken daha yüksek güçlerdeki mekanizmalarda yaklaşık 15 dev/dk olduğu bilgisi verilmiştir. Ayrıca türbinlerin mil yataklamalarında rulmanların, iki mil bağlantısında esnek olmayan kavramaların kullanıldığı bilgisi de verilmiştir [2]. Trakya üniversitesinde yapılan bir tez çalışmasından alınan bilgiye göre 450 kW ve üzeri güçteki türbinlerin dişli kutularında bir adet planet dişli mekanizması ile iki adet alın dişli mekanizması kullanılmaktadır. Yine aynı çalışmaya göre dört kutuplu bir jeneratör 50 Hz'de 1500 dev/dk ile çalışmaktadır [4]. Halil İbrahim KARADAĞ tezinde 600 kW güce sahip bir rüzgar türbininin düşük hızlı şaftını 19 dev/dk ila 30 dev/dk arasında olduğunu aktarmıştır [5].

2017 yılında Üniversidade do Porto üniversitesinde hazırlanan tezde 2.0 MW güce sahip bir rüzgar türbinine bir planet dişli mekanizmasına seri bağlı iki dişli çiftli mekanizmasından oluşan bir dişli kutusu tasarımı yapılmıştır. Tezde üç kanatlı rüzgar türbinlerinin kanat göbeğinin 6 dev/dk ila 20 dev/dk arasında çalıştığı bilgisine ve kullanılan jeneratörün çalışma devrinin hesaplanmasında kullanılan

formül verilmiştir. Kanat göbeğinin devrinin 15 dev/dk olduğunu varsayarak dişli kutusu 1/100 çevrim oranına sahip olacak şekilde tasarlanmıştır. Planet dişli mekanizması tasarımında 1/5,181 çevrim oranı ile alın dişli mekanizmaları tasarımında ise sırasıyla 1/4,8 ve 1/4 çevrim oranları ile çalışılmıştır [5]. Yine ‘‘Rüzgâr Türbinine Ait Planet Mekanizmaların Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi’’ başlıklı yüksek lisans tezinde, bir rüzgâr türbinine ait bir dişli kutusunun dişlilerinin boyutlandırılması yapılmıştır ve analitik hesaplamaların sonuçları sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Hüseyin AYDIN bu çalışması ile analitik hesapların sonlu elemanlar analizi ile benzer sonuçlar verdiğini belgelemiştir. Türbin dişli kutusunu birbirine seri bağlı iki adet üç elemanlı planet dişli mekanizmasının bir adet alın dişli mekanizmasına seri bağlanması ile oluşturmuştur. Türbin 630 W güç üretmekle beraber dişli kutusu ile 750 dev/dk devir elde edilmiştir [6]. Bir başka makalede ise NACA 4415 kanat profilli bir rüzgar türbini tasarımı yapılmıştır. Dişli kutusunda üç kademeli bir helisel alın dişli mekanizması tercih edilmiştir. Dişli kutusu giriş devri 35 dev/dk iken, çıkış devri 700 dev/dk olarak elde edilmiştir [7].

2021 yılında yayınlanmış güncel bir makalede 4MW güç ile çalışan bir üç kademeli ve üç elemanlı planet dişli mekanizması ihtiva eden dişli kutusunun planet kolları ANSYS programı aracılığıyla statik gerilme analizine tabi tutulmuştur. Dişli kutusu titreşim analizi ile analiz edilerek rezonans devrinin dişli kutusu çalışma devri aralığı dışında olup olmadığı araştırılmıştır [8]. Caner TOPCAN, 2011 yılında 600 kW güce sahip bir üç kanatlı rüzgar türbinini ele almış ve üç kademeli alın dişli mekanizmasından oluşan 1/50 çevrim oranlı bir dişli kutusu tasarımı yapmıştır. Üç kanatlı rüzgar türbini tercih nedenini ise üç kanatlı rüzgar türbinlerinin verimlerinin yüksek olması olarak açıklamıştır [9].

Tahrik grupları dendiğinde akıllara ilk önce motorlar ve dişli kutuları gelmektedir. Rüzgar türbinleri motor yerine kanatları aracılığıyla enerji elde etmektedirler. Fakat buna rağmen; dişli kutularına ihtiyaç duyarlar çünkü kanatların devri jeneratörün çalışması için gerekli devre göre aşırı düşüktür. Bu nedenle rüzgar türbini söz konusu olduğunda dişliler ve dişli kutuları üzerine yapılan çalışmaları da incelemek gerekir.

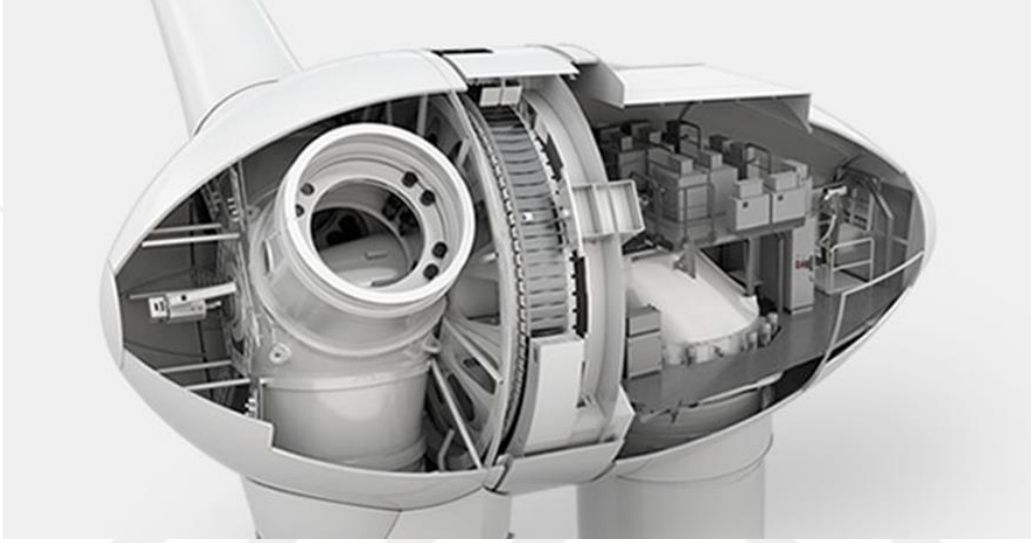
Özgür Ali AVCIL tarafından 2006 yılında hazırlanan yüksek lisans tezi silindirik dişli çarkların boyutlandırılması üzerine kıymetli bilgiler içermektedir. DIN 3990

normu kullanılan çalışmada bu normda kullanılan faktörlerin ve oranların değerlerini bulmak mümkündür [10]. Yine dişli kutuları üzerine kıymetli bilgiler sunan bir çalışma 2011 yılında Özel Redüktör Tasarımı ismiyle yayınlanmıştır [11]. Aydın Adnan Menderes Üniversitesinde hazırlanan bir yüksek lisans tezinde bir yem karma makinesi için yüksek verimli bir planet dişli kutusu geliştirilmiştir. Verim arttırmak için sikloid redüktör olarak anılan özel bir planet dişli mekanizması kullanılmıştır. Sikloid redüktörler hassas işleme ihtiyacı nedeniyle maliyeti yüksek olan mekanizmalardır [12]. Sikloid dişlilerde taşınan momentin artması elemanlar arası sürtünme katsayısını arttırarak verimin azalmasına sebep olmaktadır [13].

Taşer ise planet dişli mekanizmalarında oluşan hasarları araştırmıştır ve bir firmanın planet dişli kutusu üzerinde oluşan hasarları incelemiştir. Dişli üzerinde sertlik testi, element analizi ve micro yapısal inceleme yaparak hasarların sebeplerini belirlenmeye çalışmıştır [14]. Dişliler yüksek devirler ile çalışan makine elemanlarıdır. Bu sebeple yorulma hasarlarının oluşumu kaçınılmazdır. 2014 yılında bu konu üzerine araştırma yapılarak dişlilerde yorulma hasarına karşı mukavemeti arttırmak üzere bir çalışma yapılmıştır. Haddeme ve dövme ile imal edilen 20NiCrMo2 malzemesi çekme testi ve diş açılma işleminden sonra yorulma testine tabi tutulmuştur. Ve elde edilen sonuçlar her iki testte de dövme yönteminin dayanıklılığa olumlu etki ettiğini göstermiştir [15].

Bir kongre makalesinde türbin açılma ivmesinin tahrik grubuna olan etkileri araştırılmıştır. Yüksek ivmelenme ile meydana gelecek yüksek devirlerin; rulmanlı yataklamalarda hasara yol açabileceği söylenirken aktarılan moment miktarını etkilemeyeceği için dişlilerde hasara yol açmasının söz konusu olmadığı da üzerinde durulmuştur [16]. Yine aynı kongrede rüzgar türbini tahrik elemanlarının yorulma hasarına karşı güvenilirlik parametrik analizi yapılmıştır. On yıllık periyotlarda türbin ana şaftında çatlaklar oluşacağı hesaplanarak bu süreçlerde türbin ana şaftında oluşan hasarlar kontrol edilerek istenen şartların sağlanmaması durumunda türbinin durdurulması tavsiye ediliyor [17]. Başka bir çalışmada ise geçmişte yirmi yıl bakım yapmadan çalışabilen dişli kutularına sahip türbinler var iken türbin güçlerindeki artışın bunu on yıla kadar düşürdüğü belirtilmektedir [18]. Dariusz 5 MW güç ile çalışan türbin dişli kutusunu 750 kW boyutuna indirgeyerek fırtına şartları altında dayanımını incelemiştir. 24 m/s rüzgar hızlarında dişlilerin diş köklerinde hasarların oluştuğunu gözlemlemiştir [19]. Bir rüzgar türbininde

birbirine çavuş dişli ile bağlanmış iki adet çıkış şaftı kullanılmıştır. Bu şaftların otuz bin ila elli bin çalışma saati boyunca sorunsuz bir şekilde çalışması ön görülürken on beş bin çalışma saati sonrasında şaftlardan birisinde hasar meydana gelmiştir. Hasar göbek bağlantısı için kullanılacak yivli bölgenin şafta kaynak edildiği bölgede meydana gelmiştir. Yapılan sonlu elemanlar analizi ile bu bölgede gerilme yığılması olduğu gözlemlenmiştir ve kaynak öncesi ön ısıtma tavsiye edilmiştir [20].



Şekil 1.1 Doğrudan tahrikli rüzgar türbini

Dişli kutuları, rüzgar türbinleri tahrik elemanları içerisinde yer almaktadır. Fakat doğrudan tahrikli rüzgar türbinleri dişli kutusu kullanılmadan tasarlanırlar. Doğrudan tahrikli rüzgar türbinleri dişli kutusu olmadığı için düşük devirlerde çalışabilen mıknatıslı alternatörlere ihtiyaç duymaktadırlar. Bir makalede bu iki farklı tahrik mekanizması karşılaştırılmıştır. Dişli kutularının geliştirilme sınırlarına yaklaştığı fakat doğrudan tahrikli tasarımın daha da geliştirilmeye müsait olduğu, kurulum maliyetinin daha düşük olduğu üzerinde durulmuştur ve dişli kutularında verimin daha düşük olduğu bilgisi verilmiştir [21]. Makalede doğrudan tahrikli rüzgar türbinlerinin avantajları üzerinde durulmuş olsa da bu türbinlerin dezavantajları göz ardı edilmeyecek kadar fazla ve önemlidir. Mıknatıslı alternatörler nadir bulunan elementlere ihtiyaç duymaktadırlar ve yüksek güce sahip türbinlerde kullanıldıklarında boyutları çok büyümektedir. Bu ve benzeri nedenler dolayısıyla dişli kutulu rüzgar türbinlerine göre maliyetleri yüksektir [22].

1.2 Tezin Amacı

Modern dünyanın getirdiği enerji ihtiyacını karşılamakta kullanılan fosil yakıtlar vb. karbon salınımı yüksek kaynakların meydana getirdiği iklim krizi canlı yaşamını olumsuz etkilemektedir. Ayrıca bu kaynaklar tükenme noktasına gelmiştir. Bu sebeplerden dolayı karbon salınımları sıfır olan yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı önemli bir konuma gelmiştir.

Rüzgar enerjisi, geçmişinin daha eskiye dayanması sayesinde yenilenebilir enerji kaynakları arasında ön planda yer almaktadır. Rüzgar türbinleri; rüzgar enerjisini bir miktar kayıp ile elektrik enerjisine dönüştüren makinelerdir ve modern dünyanın getirdiği enerji ihtiyacını karşılamakta günümüzde yoğun olarak kullanılmaktadır.

Ülkemiz rüzgar enerjisi kaynağı yönünden zengin bir ülke olmasına rağmen kurulu rüzgar enerjisi düşüktür. Günümüzde kurulu rüzgar enerjisinin artırılması amacıyla çeşitli yatırımlar ve çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalara bir katkı olması amacıyla tez konusu rüzgar türbinleri üzerine tercih edilmiştir.

Rüzgar türbinlerinde yüksek çevrim oranlı dişli kutuları veya düşük devirlerde elektrik üretimi sağlayan jeneratör kullanımı gerekmektedir. Düşük devirlerde elektrik üretimi sağlayan jeneratörler doğada nadir bulunan elementlerden meydana gelmektedir, bu nedenle imalat ve bakım maliyetleri yüksektir. Ayrıca bu elementlerin nadir bulunması nedeniyle bu tür jeneratörlerin imalatının sürdürülebilirliği düşüktür. Bu tür jeneratörler, sahip oldukları olumsuz yönleri nedeniyle pek tercih edilmemektedir ve daha düşük maliyetli jeneratörlerin dişli kutularıyla birlikte kullanımı daha yaygındır.

Rüzgar türbinlerinde kullanılan dişli kutuları yüksek çevrim oranları sağlamalıdır. Bu nedenle rüzgar türbinlerinde kullanılan dişli kutularının tasarımında basit dişli mekanizmaları yerine planet dişli mekanizmaları tercih edilmektedir. Planet mekanizmaları üzerine yapılan çalışmalardan elde edilen bilgilerin bir araya toparlanması ve planet mekanizması tasarımında bir kaynak olması amacıyla bu tez hazırlanmıştır.

1.3 Orijinal Katkı

Yenilenemez enerji kaynaklarının karbon salınımları nedeniyle iklim krizi büyük bir boyuta ulaşmıştır. Ayrıca yenilenemez enerji kaynakları arasında önemli bir konuma sahip olan fosil yakıtların tükenmeye yüz tutması nedeniyle yenilenemez

enerji kaynaklarının geleceği konusunda kaygılar artmıştır. Yani, yenilenemez enerji kaynaklarının kullanımı, insan varlığının sürdürülebilirliği için engel teşkil etmektedir. Bu sebeplerden dolayı insanoğlu yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımına yönelmiştir. Rüzgar enerjisi kaynağından yararlanmak eski tarihlere dayanmaktadır; yel değirmenleri ile rüzgardan elde edilen enerji kinetik enerjiye dönüştürülmekteydi. Rüzgar enerjisinin geçmişinin eskiye dayanması yenilenebilir enerjiler arasında parlamasını sağlamıştır. Günümüzde rüzgar enerjisini elektrik enerjisine dönüştüren rüzgar türbinleri üzerine büyük yatırımlar yapılmaktadır.

Ülkemiz sahip olduğu coğrafyası sayesinde rüzgarlı bir iklime sahiptir. Ayrıca büyük bir sahil şeridinde sahip olması ile deniz üzeri rüzgar türbini kurulumuna da el vermektedir. Böylece büyük bir rüzgar enerjisi potansiyeline sahip olan ülkemiz maalesef enerji rekabetinde diğer ülkelerde geride kalmıştır. Bu rekabette önemli bir konuma gelmek amacıyla rüzgar türbinlerine yüksek yatırımlar ve araştırmalar yapılmaktadır.

Rüzgar türbinleri söz konusunda olduğunda tahrik mekanizması tasarımı önemli bir mesele teşkil etmektedir. Kanatların düşük devirler ile çalışmasına rağmen jeneratörlerin yüksek devirlerde çalışması çevrim oranı yüksek bir dişli kutusunun kullanımını zorunlu kılmaktadır. Basit dişli mekanizmaları ile yüksek çevrim oranları elde etmek zor ve maliyetlidir. Bu sebeple bu çalışmada tahrik mekanizmasında planet dişli mekanizması tercih edilmiştir. Planet dişli mekanizmaları üzerine literatür taraması yapılmış ve elde edilen bilgiler kullanılarak tasarım gerçekleştirilmiştir.

Tasarlanan dişli kutusu bir adet dört elemanlı planet mekanizması ile bir adet üç elemanlı planet mekanizmasından meydana gelmektedir. Dişli kutusu tasarımında miller ve milleri yataklayacak rulmanlar ihmal edilmemiştir. Miller makine elemanları bilgilerine göre boyutlandırılarak milleri yataklayacak rulmanlar rulman katalogları yardımı ile belirlenmiştir. Ayrıca gerekli mil göbek bağlantılarının hesaplamaları yapılmıştır.

Planet dişli mekanizmalarında kullanılacak dişlilerin modül değerleri belirlenirken öncelikle dişlilerin bir dişinin aktardığı momentin belirlenmesi gerekir. Güneş dişlilerin ve çember dişlilerin ilettiği moment planet mekanizmalarına ait denklemler yardımı ile kolayca bulunabilirken planet dişlinin ilettiği momenti

hesaplamak basit değildir. Bu çalışmada planet dişlinin ilettiği moment planet dişli ile etkileşimde olan iki dişlinin, öyle ki bunlar birisi planet dişli iken diğeri çember dişli veya güneş dişli olabilir, arasındaki çevrim oranı kullanılarak belirlenmiştir.

Yüksek güç üretimi sağlayan rüzgar türbinlerinin tahrik mekanizmasında kullanılan dişliler yüksek momentler ileteceğinden gerekli diş mukavemetini sağlamak adına yüksek modül değerlerine ihtiyaç duymaktadırlar. Yüksek modül değerleri demek dişli çapının büyük olması yani dişli ağırlığının yüksek olması demektir. Rüzgar türbinlerinin dişli kutusunun ağırlığının azaltılması doğrudan maliyeti düşürürken, türbin kulesine gelen yükün azaltılması sayesinde de dolaylı olarak da maliyeti düşürmektedir. Silindirik dişlilerde büyük çaplar meydana geldiğinde gövdelerde boşaltmalar yapılarak ağırlıkları hafifletilmektedir. Bu çalışmada topoloji analizi yardımı ile yapılacak boşaltmalar idealize edilmiştir.

Rüzgar hızları sürekli değişkendir. Rüzgar türbini tasarımında rüzgar hızlarının ortalaması ile çalışılmaktadır. Rüzgar hızlarının ortalama rüzgar hızı üzerine çıkması durumuna karşılık makine elemanlarının yüksek emniyet ile tasarlanması yeterli gelmektedir. Fakat, alınan bu önleme rağmen fırtına gibi aşırı yüksek rüzgar hızları altında tahrik mekanizması elemanları hasar alacaktır. Ayrıca yüksek devirde çalışan jeneratörlerde azılar meydana gelmektedir ve jeneratörlerin tamirleri zor ve maliyetlidir. Bu sebeplerde yüksek rüzgar hızları meydana geldiğinde türbinin devrini azaltmakla görevli fren mekanizması kullanılması kaçınılmaz hale gelmektedir. Bu çalışmada TWIFLEX firmasına ait bir fren kaliperi tercih edilmiştir ve kaliperlere uygun GGG 50 malzemeden bir fren diski tasarlanmıştır. Ve fren diskinin ağırlığını azaltmak amacıyla topoloji analizi gerçekleştirilmiştir.

2.1 Rüzgar Enerjisi ve Rüzgar Türbinleri

Rüzgar; güneş enerjisinin Dünya üzerinde eşit dağılmaması sonucu oluşan farklı hava basınçları arasında oluşan bir hava akışıdır [7]. Rüzgar enerjisi ise akışın sahip olduğu kinetik enerjiye verilen isimdir. Rüzgar enerjisi; değirmenler ile hareket enerjisine rüzgar türbinleri ile elektrik enerjisine dönüştürülerek insanoğlunun ihtiyaçlarını karşılamada kullanılmaktadır ve yenilenebilir enerji kaynakları arasında yer alır.



Şekil 2.1 Deniz üzeri rüzgar türbinleri

Dünyamızın günümüzde içerisinde bulunduğu iklim krizi ve teknolojinin gelişmesi ile doğru orantılı olarak artan enerji ihtiyacı; insanoğlunu yenilenebilir enerji kaynaklarına yöneltmiştir. Ve geçmişte kömür, doğal gaz, nükleer yakıt vb. gibi kaynakların kullanımı yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımına göre maliyet olarak daha uygunken; rüzgar türbinleri, güneş panelleri vb. yenilenebilir enerji kaynaklarından enerji eldesini sağlayan teknolojilerin gelişimi ve fosil yakıtların tükenmeye başlamasının getirdiği pahalılık ile maliyetler dengelenmeye başlamıştır.

Günümüzde sıkça kullanılan yenilenebilir enerji kaynakları güneş enerjisi, rüzgar enerjisi ve hidroelektrik enerjidir. İklimlerin değişmesi ile meydana gelmeye başlayan kuraklıklar hidroelektrik enerjinin geleceğine şüphe ile bakılmasına sebep

olmuştur. Rüzgar enerjisinin kullanımı eski tarihlere kadar dayandığı için güneş enerjisine göre daha ön plandadır. Son yıllarda bu ve benzeri avantajları ile rüzgar enerjisi, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımında uzmanların gözdesi haline gelmiştir. Tablo 2.1 incelendiğinde rüzgar türbinlerinin sayısının son yıllarda yüksek bir ivme ile arttığı görülmektedir. Ayrıca geçtiğimiz on yıl içinde, ABD rüzgar enerjisi üç katına çıkarak rüzgar enerjisini ülkenin en büyük yenilenebilir enerji kaynağı haline getirmiştir.

Tablo 2.1 Rüzgar gücü kapasitesinin yıllara göre artışı

Yıl	Devlet			Dünya
	Çin	ABD	Almanya	
2018	210 GW	96 GW	59 GW	590 GW
2019	236 GW	105 GW	61 GW	650 GW
2020	288 GW	122 GW	62 GW	742 GW
2021	344 GW	135 GW	64 GW	840 GW
2022 (Haziran)	360 GW	140 GW	65 GW	874 GW

Rüzgar türbinlerinin avantajları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Coğrafya fark etmeksizin elektrik eldesi mümkündür.
- Sera gazı emisyonlarına yol açmaz.
- Verimleri yüksektir.
- Ev, hastane vb. yapılarda, şehir elektrik hattında oluşabilecek arızalara karşı yedek enerji kaynağı olarak kullanılabilir.

Rüzgar türbinleri kanatları aracılığıyla rüzgar akışından aldığı kinetik enerjiyi jeneratörlere aktarır. Jeneratörde elde edilen elektrik şehirlere dağıtılarak halkın kullanımına sunulmaktadır. Bir elektrik şebekesini tek bir rüzgar türbininin beslemesi mümkün değildir, bu durumlarda birden fazla rüzgar türbininin bir arada

kullanımı ile meydana gelen rüzgar santralleri kullanılmaktadır. Rüzgar santrallerinde sadece büyük hacimli ve yüksek güçlü türbinler bulunur ve küçük hacimlerdeki rüzgar türbinleri ise bir konutun veya bir makinenin elektrik ihtiyacını karşılamak amacıyla kullanılır.

2.2 Rüzgar Türbinlerinin Tarihsel Gelişimi

Rüzgâr enerjisi kullanımı Milattan önce 5000’li yıllara dayanmaktadır. İlk olarak nehirlerde sandal ve teknelerin hareket etmesi için yelkenler aracılığıyla rüzgardan yararlanılmıştır. Rüzgâr enerjisinin yelkenli taşıtlar haricinde kullanımının, ilk olarak Orta Doğu’da başladığı bilinmektedir. Milattan önce 17. yüzyılda Babil Kralı Hammurabi döneminde Mezopotamya’da sulama amacıyla kullanılan rüzgâr enerjisi yine aynı dönemde Çin’de de aynı amaçla kullanılmaktadır.



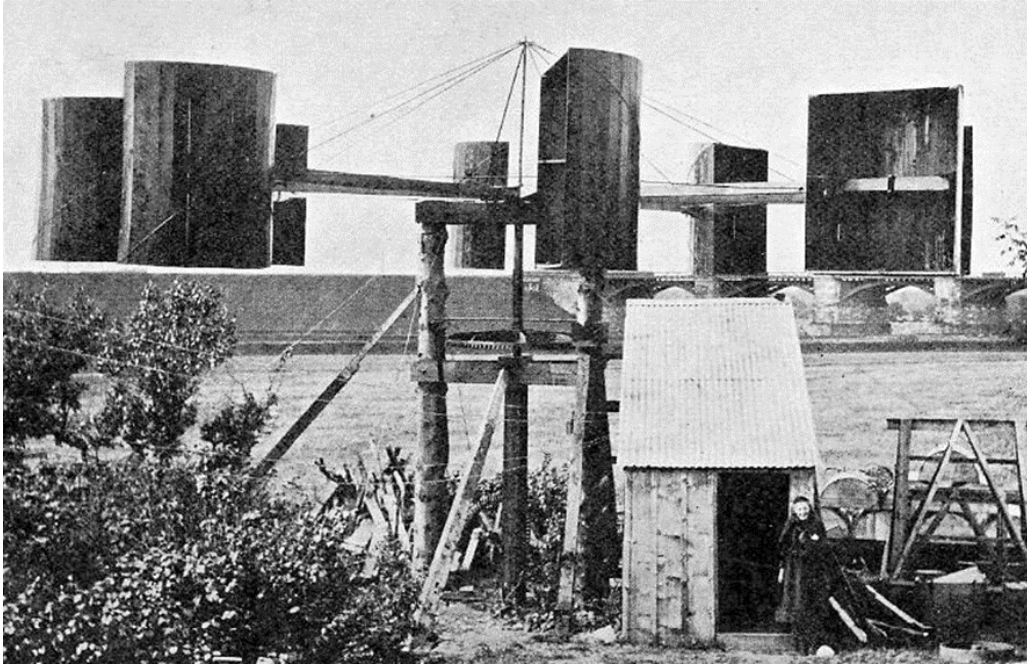
Şekil 2.2 Panemone yel değirmenleri

Tahıl öğütmek amacıyla kullanılan ve rüzgar gücüyle çalışan yel değirmenleri dokuzuncu yüzyılda bugünkü İran, Afganistan ve Pakistan’a ait olan topraklarda geliştirildi. Panemone yel değirmenleri; ilk yel değirmeni örneklerinden birisi olup İran’ın Afganistan sınırındaki bir bölgesi olan Sistan bölgesinde dokuzuncu yüzyılda kullanılmıştır. Bu Panemone yel değirmenleri, kamış hasır veya kumaşla kaplı yelkenlere sahip dikey tahrik şaftlı yatay yel değirmenleriydi. Bu yel değirmenleri öğütücü olarak kullanılıyordu.

Avrupa’daki ilk yel değirmenleri, kaynaklara göre 12. yüzyılda ortaya çıkmıştır. Haçlı seferleri sırasında Orta Doğu’daki yel değirmenlerinin tasarımının Avrupa’ya

taşınmış olabileceği bazen tartışılrsa da Avrupa'daki yel değirmenleri Orta Doğu'da yaygın olan yel değirmenlerinden önemli ölçüde farklı bir tasarıma sahiptir. 14. yüzyılda Hollandalılar yel değirmenleri ile Ren Nehri deltasını kurutmak amacıyla kullanmışlardı.

19. yüzyıl elektriğin hızla yaygınlaştığı bir dönemdi. Siemens, Büyük Britanya'da elektrikli tramvaylar inşa ediyordu [23]. Işıklandırma amaçlı ve motorlara güç sağlamak için alternatif akım jeneratörleri kullanılıyordu. Yüzyılın sonlarına doğru birkaç mucit, rüzgarı elektrik üretmek amacıyla kullanmanın mümkün olduğu düşüncesiyle çalışmalara başladı ve çalışmalarının sonucunda elektrik üreten ilk rüzgar türbinleri İskoçya ve Fransa'da kuruldu. Bunları kısa süre sonra Amerika Birleşik Devletleri ve birkaç yıl sonra Danimarka izledi [23].



Şekil 2.3 Blyth tarafından tasarlanan yel değirmeni

Prof James Blyth Temmuz 1887'de İskoçya'da bir rüzgar türbini inşa etti. Bu rüzgar türbini, ilk defa elektrik üreten rüzgar türbini olarak tarihe geçti. Blyth, türbini Marykirk'teki yazlığının bahçesine dört kanatlı ve kumaş yelkenli geleneksel bir yel değirmeni inşa etti ve yazlık evindeki aydınlatmaya enerji sağlamak amacıyla Fransız Camille Alphonse Faure tarafından geliştirilen akümülatörleri türbin aracılığıyla şarj etti Blyth, depolanacak fazla elektriği, Marykirk halkına cadde aydınlatmalarına enerji sağlamak için teklif etti, ancak Marykirk halkı elektriğin

"şeytanın işi" olduğunu düşünerek bunu kabul etmediler. Böylece tarihteki ilk rüzgar türbini denemesi başarılı olsa da kullanımı ev aydınlatması ile sınırlı kaldı.

Atlantik'in ötesinde, Ohio'da, 1887 ile 1888 yılları arasında Charles F. Brush tarafından daha gelişmiş bir mühendislik ürünü olan bir rüzgar türbini tasarlandı. Ve rüzgar türbini, Brush'ın mühendislik şirketi tarafından inşa edildi ve 1888'den 1900'e kadar işletildi. Türbin yalnızca 12 kW güç üretebiliyordu. Fransız soylusu Charles de Goyon, Duc de Feltre ve arkadaşları rüzgar ile elektrik üretimi üzerine odaklanmıştı. De Goyon'un ekibi, 1887 yılının Eylül ayı başlarında Fransa kıyılarında çok kanatlı bir çiftlik yel değirmeni kurdu. De Goyon da Blyth gibi yel değirmenini akümülatörleri şarj etmek için kullandı ama daha sonra Fransız hükümeti için Fransa'nın Le Havre limanı yakınlarındaki la He`ve deniz fenerine enerji sağlamak amacıyla yer değirmeninin tasarımı değiştirdi. Böylece De Goyon ve arkadaşları ticari olarak kullanılan ilk rüzgar türbinin mucitleri olarak tarihe isimlerini yazdırdılar.



Şekil 2.4 La Cour rüzgar türbini

19. yüzyılın başında Poul la Cour, Danimarka'nın sınırlı kömür kaynakları yerine Danimarka'nın sert rüzgarını kaynak olarak kullanmayı önerdi. Böylece la Cour, 1891'de elektrik üreten rüzgar türbinini Askov'da kurarak tarih yazdı. La Cour'un çalışmalarını Brush, Blyth ve de Goyon'un çalışmalarından farklı kılan şey, la Cour'un rüzgar tüneli benzeri deneyler ile tasarımını desteklemesidir. Blyth, Brush

ve de Goyon'un çalışmaları, mucitler öldüğünde ortadan kayboldu. Buna karşılık, la Cour'un deneyinin sonuçları ölümünden sonra da varlığını sürdürdü. Danimarka'da kurulan birkaç makine atölyesi la Cour'un tasarımını kopyalayarak rüzgar türbinleri imal etmeye başladı ve 20. Yüzyılın ortalarına kadar imalata devam ettiler [23].

1927'de Joe ve Marcellus Jacobs kardeşler, çiftliklerde kullanılmak üzere rüzgar türbini jeneratörleri üretecekleri Jacobs Wind adında bir fabrikayı Minneapolis'te açtı. Bu rüzgar türbinleri tipik olarak, şehir elektrik ve dağıtım hatlarının ulaşamadığı çiftliklerde kullanılmak üzere üretildi. 30 yıl içinde firma, yaklaşık 30.000 adet rüzgar türbini üretti. Wincharger, Miller Airlite, Universal Aeroelectric, Paris-Dunn, Airline ve Winpower adlı şirketler de dahil olmak üzere birçok başka üretici de küçük rüzgar türbini setleri üretti [24]. Bu tarz geleneksel rüzgar türbinlerinin imalatı 1980'lere kadar devam etti. 1931'de, geleneksel yatay eksenli rüzgar türbinlerinden farklı bir tasarıma sahip olan dikey eksenli Darrieus tipi rüzgar türbini icat edildi. Dikey eksenli türbinlerinin kanatlarının her zaman rüzgar yönüne göre ayarlanmasına gerek yoktu bu sayede rüzgar türbinlerinin gelişiminde önemli bir basamak daha geçilmişti.



Şekil 2.5 Putnam rüzgar türbini

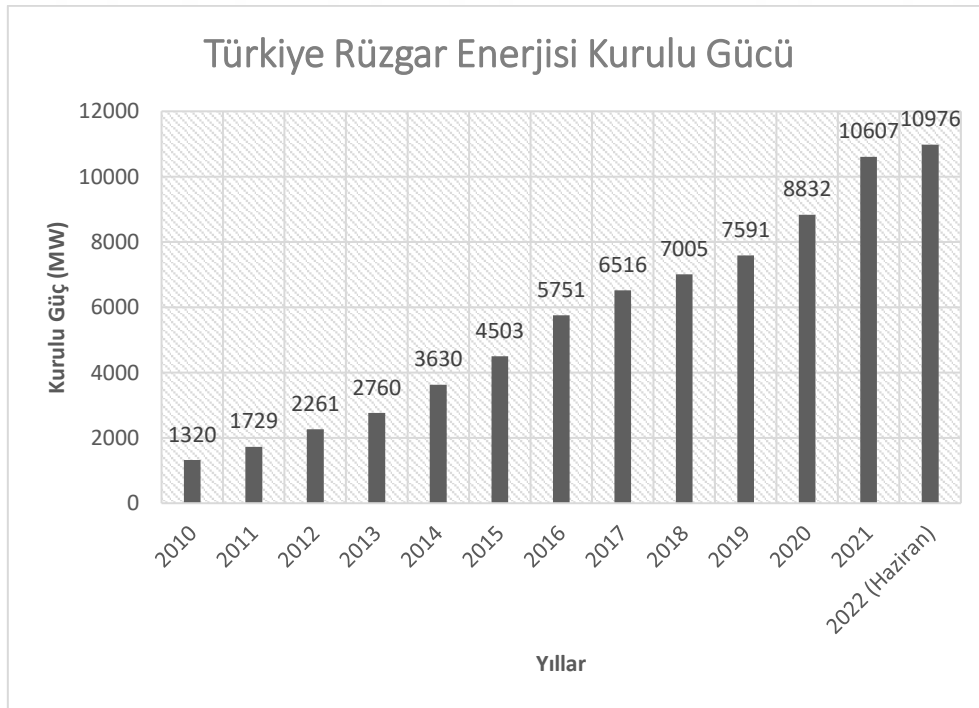
Modern yatay eksenli ve şebeke ölçekli rüzgar türbinlerinin öncüsü, 1931'den 1942'ye kadar Yalta yakınlarındaki Balaklava'da yerel dağıtım sistemine bağlı

hizmet veren ve 100kW güce sahip WIME D-30'du. 1941'de dünyanın ilk megavat büyüklüğündeki rüzgar türbini, Palmer Cosslett Putnam tarafından tasarlanmış ve S. Morgan Smith Company tarafından Amerika Birleşik Devletleri adına üretilmiştir. 1970 ila 1980 yılları arasında DOE tarafından toplam 13 adet deneysel rüzgar türbini geliştirildi. Bu araştırma ve geliştirme programı, çelik boru kuleler, değişken hızlı jeneratörler, kompozit kanat malzemeleri dahil olmak üzere günümüzde kullanılan megavatlık rüzgar türbinleri teknolojilerine öncülük etmiştir.

21. yüzyıla gelindiğinde, fosil yakıtlar hala rüzgar türbinlerinden daha düşük maliyetlere sahipti, küresel ısınma ve fosil yakıtların tükenmesi konusundaki artan endişeler, mevcut tüm yenilenebilir enerji biçimlerine olan ilginin artmasına neden oldu. Toplam kurulu rüzgar türbini kapasitesi 2014 yılında 336GW'ı aştı fakat bu değer dünya elektrik ihtiyacını sadece %4 kadar karşılıyordu [25].

Yüzer rüzgar türbinlerinin kullanımı, 2000'lerin başından itibaren başladı. Dünyanın ilk operasyonel büyük kapasiteli yüzer rüzgar türbini Hywind, 2009'un sonlarında Norveç açıklarında Kuzey Denizi'nde faaliyete geçti.

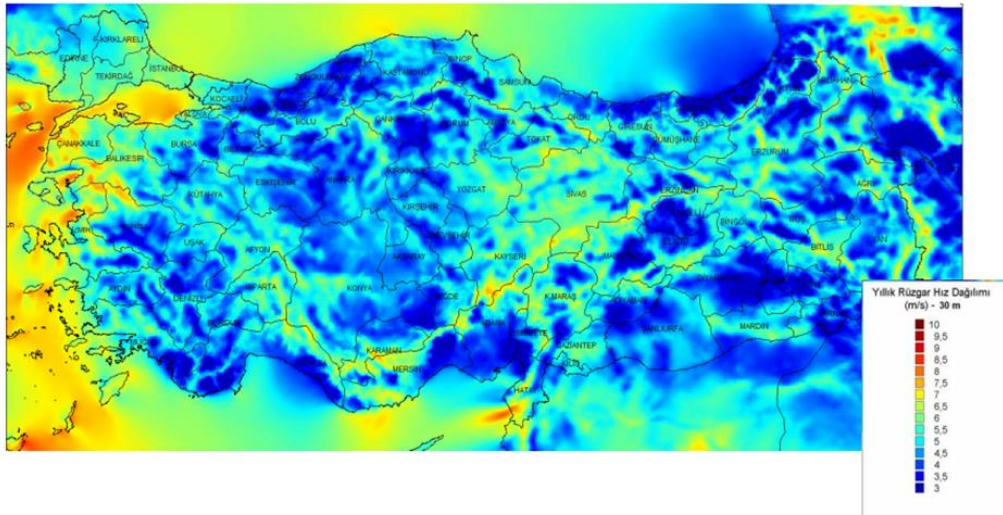
2.3 Türkiye'nin Rüzgar Enerjisi Kurulu Gücü ve Potansiyeli



Şekil 2.6 Türkiye rüzgar enerjisi kurulu gücünün yıllara göre değişimi

Türkiye; rüzgâr enerjisi potansiyeli bakımından Avrupa birincisi olmasına rağmen kurulu rüzgâr gücü bakımında Avrupa'nın gerisinde kalmıştır. Ülkemiz 2018 yılında kurulu rüzgar gücü sıralamasında onuncu ülke olmayı başarmıştır ancak bu başarı kısa sürmüştür ve 2019 yılında on yedinci sıraya gerilemiştir. Fakat ülkemiz Türkiye Rüzgâr Enerjisi Potansiyeli Atlası gibi rüzgâr enerjisi yatırımları ile kurulu rüzgâr gücünü arttırmayı hedeflemektedir.

2015 yılında kurulu rüzgâr türbinleri, Türkiye toplam elektrik tüketiminin %4,38'ini karşılarken 2020 yılındaki Türkiye kurulu rüzgâr gücü Türkiye'nin toplam enerji ihtiyacının yaklaşık olarak %8'lik bölümünü karşılamıştır.



Harita 2.1 Türkiye'de yıllık ortalama rüzgar hızı haritası

Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığının hazırlamış olduğu REPA-V1 verilerine göre 7,5 m/s üzeri yıllık ortalama rüzgâr hızlarına sahip alanlarda kilometrekare başına 5 MW gücünde rüzgâr santrali kurulabileceği kabul edilmiş ve Türkiye'nin rüzgâr enerjisi potansiyeli 48.000 MW olarak kabul edilmiştir [26].

2.4 Rüzgar Türbinlerinin Sınıflandırılması

Rüzgâr türbinleri dönme eksenlerine, devir ve güçlerine, kanat sayılarına, tahrik mekanizmalarına, kurulum konumlarına ve benzeri özelliklerine göre sınıflandırılırlar. Ama literatürde en çok dönme eksenlerine göre sınıflandırıldıkları görülmektedir. Bu sınıflandırma ile Dikey eksenli rüzgar türbinleri, yatay eksenli rüzgar türbinleri ve eğik eksenli rüzgar türbinleri olmak üzere üç farklı tasarım ortaya çıkmıştır.

2.4.1 Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri

Yatay eksenli rüzgar türbinleri, dayanıklılıkları ve verimlilikleri nedeniyle en yaygın kullanılan türbinlerdir. Fakat, bu tür bir türbinin inşası, tahrik grubu elemanlarının ağırlığın taşınması için güçlü bir gövdenin yanı sıra bileşenleri kulenin tepesine kaldırmak için oldukça büyük bir vinç kullanılmasını gerektirir. Bunun yanı sıra bu tip rüzgar türbinlerinde türbülans oluşumu fazladır. Bu nedenle rüzgârın yönünü takip etmek için yatay eksenli rüzgar türbinlerinde ilave sapma kontrolüne ihtiyaç vardır.

Yatay eksenli rüzgar türbinleri rüzgarı önden alan ve rüzgarı arkadan alan türbinler olarak ikiye ayrılırlar. Rüzgarı önden alan yatay eksenli rüzgar türbinlerinde kanatların sürekli rüzgara dik bakması gerekir. Bu durumda bir yönlendirici mekanizma gereklidir. Fakat rüzgarı arkadan alan yatay eksenli rüzgar türbinlerinde bu durum oluşmamaktadır. Ancak kanat kule ile eş eksenli iken meydana gelen güç dalgalanmasının türbine zarar verme olasılığı yüksektir.

2.4.2 Dikey Eksenli Rüzgar Türbinleri



Şekil 2.7 Trafik akışından faydalanan dikey rüzgar türbinleri

Düşey eksenli rüzgar türbinleri, rotor milleri yeryüzüne dik bir şekilde konumlanmış rüzgar türbinleridir. Bu türbinlerde rüzgar yönü değişiklikleri, yatay eksenli rüzgar türbinlerine göre türbin performansını daha az etkiler. Bu türbin

tasarımının dezavantajları, hava sürtünmesi nedeniyle verimliliğin daha düşük olması ve kanatların düşük rakımlarda çalışmasından dolayı düşük rüzgar hızları ile çalışması ve bu nedenle düşük güç eldesidir.

Bu türbinlerde tahrik grubu elemanları yer yüzüne yakın monte edilirler. Zemin seviyesinde monte edilmesinin bir avantajı, türbinin bakımının daha kolay olmasıdır. Dezavantajı ise zemine ve nesnelere yakın hava akışı, türbülanslı akışa neden olarak bakım maliyetini artıracak ve hizmet ömrünü kısaltabilecek gürültü ve yatak aşınması gibi titreşim sorunlarına neden olabilir.



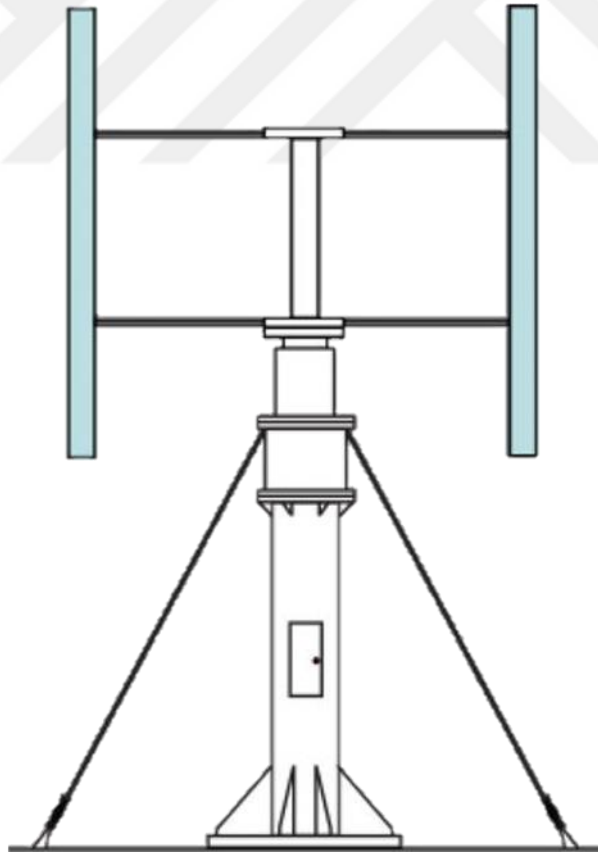
Şekil 2.8 Bir dikey eksenli rüzgar türbini

Mevcut dikey eksenli rüzgar türbini tasarımları, verimlilik açısından yatay eksenli rüzgar türbinlerinin gerisinde kalmaktadır. Ve Türbin gücü esas alındığında yatay eksenli rüzgar türbinleri, dikey eksenli rüzgar türbinlerine bariz bir üstünlüğe

sahiptir. Bu ve benzeri nedenlerden dolayı rüzgar çiftliklerinde yatay rüzgar türbinleri kullanılmaktadır. Bununla birlikte, yeni araştırmalar, dikey eksenli rüzgar türbinlerinin rüzgar çiftliği kurulumları için önceden düşünülenlerden daha uygun olabileceğini düşündürmektedir [27].

2.4.2.1 Darrieus Rüzgar Türbini

Dikey eksenli rüzgar türbinlerinden birisi olan Darrieus rüzgar türbini, 1931 yılında Georges Darrieus tarafından icat edilmiştir. Türbin, dönen bir şaft üzerine monte edilmiş bir dizi kavisli kanattan oluşmaktadır. Kanatların profili, türbinin elektrik üretmesine yalnızca yüksek rüzgar hızlarında izin verir. Bu tür türbinlerde ilk harekete geçiş büyük bir sorun teşkil etmektedir. Hatta bazen ilk hareketi sağlamak için harici güç kaynağı kullanılır. Bunun yanında darrieus rüzgar türbinlerinde; rüzgar, hangi yönden eserse esin türbin performansı değişmemektedir. Yani darrieus rüzgar türbinlerinde kanat profillerini rüzgar esme yönüne göre ayarlayan bir mekanizmaya gerek yoktur.



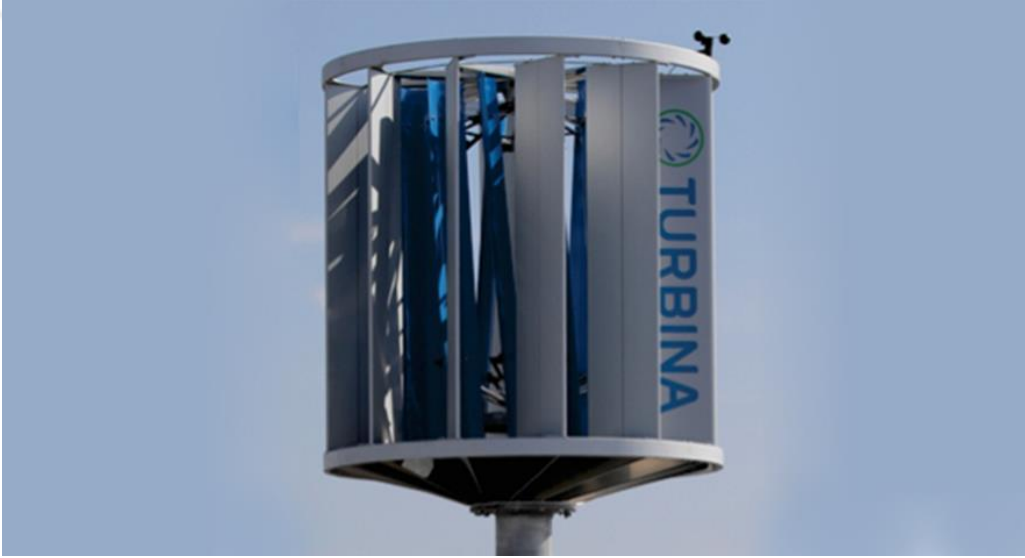
Şekil 2.9 H kanatlı rüzgar türbini

Düz kanatlı darrieus rüzgar türbinleri, geleneksel darrieus rüzgar türbinlerinin kavisli kanatları yerine düz ve dikey kanatlara sahiptir ve H kanatlı rüzgar türbinleri

olarak da isimlendirilmektedirler. H kanatlı rüzgar türbinleri kolay imalat ve basit kurulum gibi ilgi çekici özelliklere sahiptir.

2.4.2.2 Savonius Rüzgar Türbini

Savonius rüzgar türbini, 1922'de Sigurd J. Savonius tarafından icat edilmiştir. Türbinin tasarımı, 'S' formunda yerleştirilmiş iki yarım silindirik kanattan meydana gelmektedir. Bir yarım silindirin kanadın dışbükey tarafı ile diğer kanadın içbükey tarafı, aynı anda rüzgara dönük dururlar. Rüzgar akışı sırasında içbükey yüzeyin sürtünme katsayısı dışbükey kanadın sürtünme katsayısından daha fazla olduğu için içbükey kanadın maruz kaldığı sürüklenme kuvveti daha yüksek olacaktır. Rotoru döndüren etki, sürüklenme kuvvetindeki bu farktır.



Şekil 2.10 Bir savonius rüzgar türbinine ait kanatlar

Savonius rüzgar türbinleri basit bir tasarıma sahiptir. Savonius rüzgar türbinlerinin basit tasarımı sayesinde, üretimleri ve kurulumları kolay ve düşük maliyetlidir. Bu türbinler için ileri teknik beceriler gerekmediğinden, küçük yerel atölyelerde bile imalatları yapılabilir. Bu yönü ile savonius rüzgar türbinleri az gelişmiş ülkelerdeki uygulamalarda ön plandadırlar. Ayrıca savonius rüzgar türbinlerinin dayanımı darrieus rüzgar türbinlerinden yüksektir. Ve düşük rüzgar hızlarında bile elektrik üretimi sağlayabilmektedir. Darrieus rüzgar türbinleri gibi ilk hareket problemi yaşamamaktadırlar.

Savonius rüzgar türbinlerinin verimleri çok düşüktür. Bunun bir nedeni; Savonius rüzgar türbini kulelerinin kısa boylu olması nedeniyle kanatlarının düşüm rakımında bulunması ve düşük rüzgar hızlarında çalışmasıdır. Bu nedenle Savonius türbinleri,

maliyet ve çalışma ömrünün verimlilikten çok daha önemli olduğu durumlarda kullanılır. Savonius rüzgar türbinler, yüksek moment ve düşük devir isteyen uygulamalar için uygundur ve genellikle merkezi elektrik dağıtım hatlarına bağlı değildirler.

2.5 Açık Deniz Rüzgar Türbinleri

Açık deniz rüzgar türbinleri, deniz üzerinde esen rüzgardan alınan güç ile elektrik enerjisi elde edilen makinelerdir. Açık deniz rüzgar türbinleri, kara rüzgar türbinlerine benzer tasarımlara sahiptir ve büyük ölçüde aynı teknolojileri kullanırlar. Aralarındaki en büyük fark, rüzgarların daha yüksek hızlarda esmeleri sayesinde açık deniz rüzgar türbinlerinin, kara rüzgar türbinlerinden daha fazla elektrik enerjisi üretebilme kapasitesine sahip olmasıdır. Kara rüzgar türbinlerinde olduğu gibi, açık deniz rüzgar türbinlerinin tasarımında da üç kanatlı ve yatay eksenli rüzgar türbinleri yaygındır. Aktarma organları söz konusu olduğunda da kara ve açık deniz rüzgar türbinleri arasında bir fark yoktur. Bununla birlikte, açık deniz rüzgar türbinlerinin temelleri, karada kullanılanlardan önemli ölçüde farklıdır bunun nedeni açık deniz rüzgar türbinlerinin rüzgar kuvvetine ek olarak dalga kuvveti de taşımasıdır.



Şekil 2.11 Bir açık deniz rüzgar türbini

Rüzgar enerjisinden elektrik eldesini karasal rüzgar çiftlikleri domine etmektedir fakat açık deniz rüzgar çiftlikleri Avrupa kıtasının enerji talebini yedi kat karşılayacak potansiyele sahiptir [29]. Ayrıca açık deniz rüzgar enerjisi santrallerini kurulumu maliyetli olsa da kara rüzgar enerjisi santrallerine göre yüksek elektrik eldesi kapasitesi ile uzun vadede daha ekonomiktir. Büyük enerji potansiyeli ve onun sağladığı ekonomikliği ile; son yıllarda, açık deniz rüzgar türbinleri üzerine yoğunlaşmıştır.

İlk açık deniz rüzgar türbinleri Danimarka ve Hollanda gibi Avrupa ülkelerinde kurulmuştur ve Danimarka uzun yıllar kurulu açık deniz rüzgar gücü ile Avrupa'da önde gelen ülke olmuştur. Fakat büyük bir açık deniz rüzgar enerjisi potansiyeline sahip olan ada ülkesi İngiltere deniz üstü rüzgâr enerjisine büyük yatırımlar yaparak Danimarka'nın önüne geçmiş ve kurulu açık deniz rüzgar gücü ile Avrupa'da lider konuma ulaşmıştır [30].

Avrupa'da 2019 yılının ilk yarısında, toplam 1.927 MW offshore rüzgâr enerjisi dâhil olmak üzere toplam 9,9 gigawatt (GW) yeni rüzgâr enerjisi kapasitesi kurulmuştur [29]. Ayrıca; ABD, 2030 yılına kadar 54 GW'lık bir açık deniz rüzgar türbini kapasitesine ulaşmayı hedefliyor [29]. Türkiye açık deniz rüzgar enerjisi potansiyeli 75 GW ile önemli bir enerji kaynağına sahiptir. Fakat dünya ülkeleri açık deniz rüzgar enerjisi santrallerinin kurulumu üzerine çeşitli atılımlar ve denemeler yaparken, Türkiye'de, açık deniz rüzgar santrali kurulumuna dair girişimi bulunmamaktadır [29].

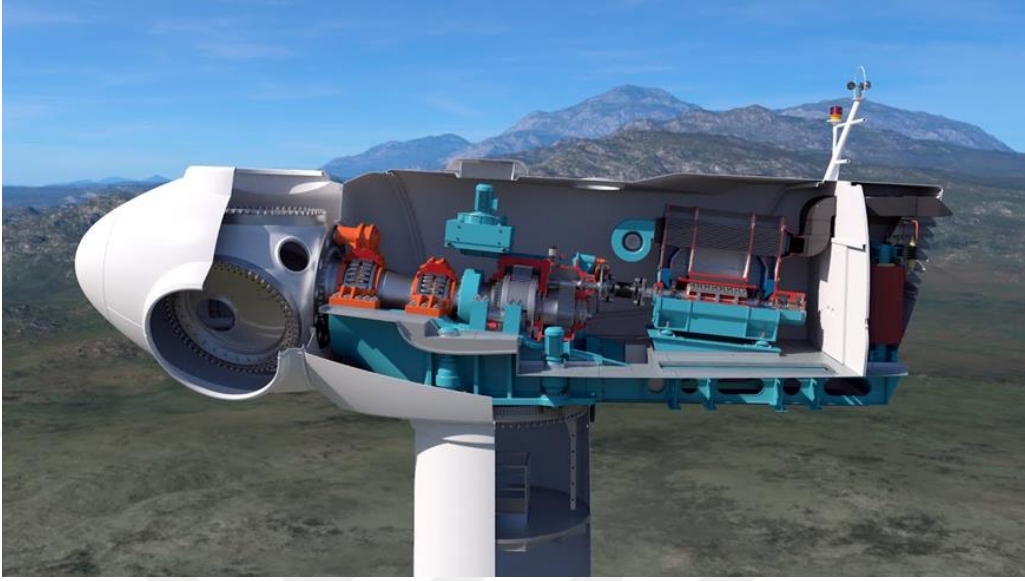
2.6 Rüzgar Türbinlerinde Tahrik Mekanizmaları

Rüzgar türbinleri kanatları yaklaşık 10 ila 20 rpm (dev/dk) ile dönerken, jeneratörün elektrik üretimi için 1000 ile 1800 dev/dk ile çalışması gerekmektedir [26]. Rüzgar türbinleri kanatlarının düşük devir sayılarına sahip olmaları türbinlerde bir tahrik mekanizması kullanımını zorunlu kılmaktadır. Rüzgar türbinleri tahrik mekanizmaları dişli kutulu tahrik mekanizmaları ve doğrudan tahrik mekanizmaları olarak iki farklı temel tasarıma sahiptir.

2.6.1 Dişli Kutulu Rüzgar Türbinleri

Dişli kutuları, mekanik güç aktarımı yaparken devir azaltma veya artırma gerçekleştiren genellikle alın dişlilerden meydana gelen mekanizmalardır. Bazı

dişli kutuları sabit bir çevrim oranı yerine birkaç farklı çevrim oranına sahiptir ve bu çevrim oranları arasında geçiş yapılabilmektedir. Bu mekanizmalar vites kutusu olarak isimlendirilmektedir.



Şekil 2.12 Dişli kutulu bir rüzgar türbininin tahrik mekanizması

Rüzgar türbinleri dişli kutuları söz konusu olduğunda, yüksek çevrim oranı gerekmektedir. Genellikle 50 ila 150 arasında bir çevrim oranına sahip olan rüzgar türbini dişli kutuları, bu yüksek çevrim oranı ve iletilen gücün yüksek olması nedeniyle ağır yüklerle maruz kalmaktadırlar. Bu yükleri karşılamak için zaman zaman güç dağıtımli dişli kutuları kullanılırken, sıklıkla planet dişli mekanizmaları kullanılmaktadır.

2.6.2 Doğrudan Tahrikli Rüzgar Türbinleri

Doğrudan tahrik mekanizmaları, genellikle neodim ve disprosyum gibi pahalı ve nadir toprak elementleri kullanılarak imal edilen kalıcı mıknatıslar içermektedirler. Ayrıca dişli kutulu tahrik mekanizmalarına göre daha ağır jeneratörler gerektirirler. Bu yönleri doğrudan tahrikli mekanizmalarının kullanımının yaygınlaşmasına engel olmuştur ve günümüzde dişli kutulu tahrik mekanizmaları daha yaygın bir kullanıma sahiptir.

2.6.3 Hibrit Tahrikli Rüzgar Türbinleri

Hibrit tahrik mekanizmaları, doğrudan tahrik mekanizmalarına göre daha düşük maliyetli jeneratörler ile dişli kutularının birlikte kullanıldığı tahrik mekanizmalarıdır. Bu tasarımlarda geleneksel dişli kutulu tahrik mekanizmalı

rüzgar türbinlerine göre jeneratörler daha gelişmiş olduğu için kullanılan dişli kutularının çevrim oranları daha küçüktür.

2.7 Rüzgar Türbini Tahrik Mekanizması Elemanları

Rüzgar türbini tahrik mekanizması, kanatların sahip olduğu hareketi düzenleyerek veya doğrudan jeneratöre aktaran mekanizmadır. Rüzgar türbini tahrik mekanizmaları, yüksek devir mili, düşük devir mili, dişli kutusu, kaymalı yataklar veya rulmanlar, kavramalar ve frenler meydana gelmektedir. Doğrudan tahrikli rüzgar türbinlerinde dişli kutusu bulunmamakta olup, düşük devirlerde elektrik eldesi sağlayan jeneratörler ile dişli kutusu ihtiyacı ortadan kaldırılmaktadır. Fakat rüzgar türbinleri söz konusu olduğunda doğrudan tahrik mekanizmalarının yüksek maliyetli olması nedeniyle yaygın bir kullanıma sahip değildir. Ayrıca literatürde jeneratör, kanatlar ve kanat göbeği de bir tahrik mekanizması elemanı olarak kabul edilmektedir. Kanatlar ve kanat göbeği birbirinden bağımsız yapılar olmadıkları için bir grup olarak rotor adını almışlardır.

2.7.1 Jeneratör

Jeneratör, mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştüren tahrik grubu elemanıdır. Rüzgar hızlarının zaman içerisinde değişmesi ve dalgalanması nedeniyle rüzgar türbini jeneratörleri, elektrik şebekelerine bağlı bulunan üretim birimlerine kıyasla biraz sıra dışıdır.



Şekil 2.13 Doğrudan tahrikli bir rüzgar türbininin jeneratörü

Doğru akım jeneratörleri dinamo, alternatif akım jeneratörleri ise alternatör olarak bilinmektedirler. Rüzgar türbinlerinde dinamo kullanılması durumunda elde edilen elektrik akımının alternatif akıma dönüştürülmesi gerekir. Bu dönüşüm sırasında enerji kaybı meydana gelmesinden ve bu dönüşümün gerçekleştirilmesi maliyeti arttırdığından dolayı rüzgar türbinlerinde alternatörler tercih edilmektedir.

2.7.1.1 Sekron ve Asekron Jeneratörler

Asenkron jeneratörler rüzgar türbinleri endüstrisi dışında tercih edilmemektedir. Asekron jeneratörler aslen asenkron motorların tersine çalıştırılması ile elde edilmektedir. Bu jeneratörler yüksek derecede sönümlemeye sahiptir ve mil devrindeki dalgalanmaları tolere edebilir [31] ve asenkron jeneratörler güvenilir ve düşük maliyetli tasarımlardır. Fakat verimleri düşüktür ve gürültülü çalışmaktadırlar.

Asenkron jeneratörler, indüksiyon jeneratörleri olarak da isimlendirilmektedirler, Bir endüksiyon jeneratörü ancak mil devrinin senkron devir değerinden daha yüksek olması durumunda elektrik enerjisi üretir. Denklem 2.1’de bir asenkron jeneratörün, kutup sayısına ve şebeke elektriğinin frekansına göre senkron devrinin hesabı verilmiştir.

$$n_{\text{gen}} = \frac{120f}{z_{\text{ktp}}} \quad (2.1)$$

Hesap yapılabilmesi için şebeke elektriğinin frekans değerlerini bilmek gerekir. Ülkemizde şebeke elektriği 250 V ve 50 Hz değerine sahiptir. Bazı ülkelerde ise 60 Hz değerinde elektrik dağıtımı yapılmaktadır. İndüksiyon jeneratörlerinin kutup sayılarına ve elektrik frekanslarına göre senkron devirleri hesaplanmıştır ve Tablo 2.2’de verilmiştir. Asekron jeneratörler genellikle dört kutuplu veya altı kutuplu olarak imal edilirler.

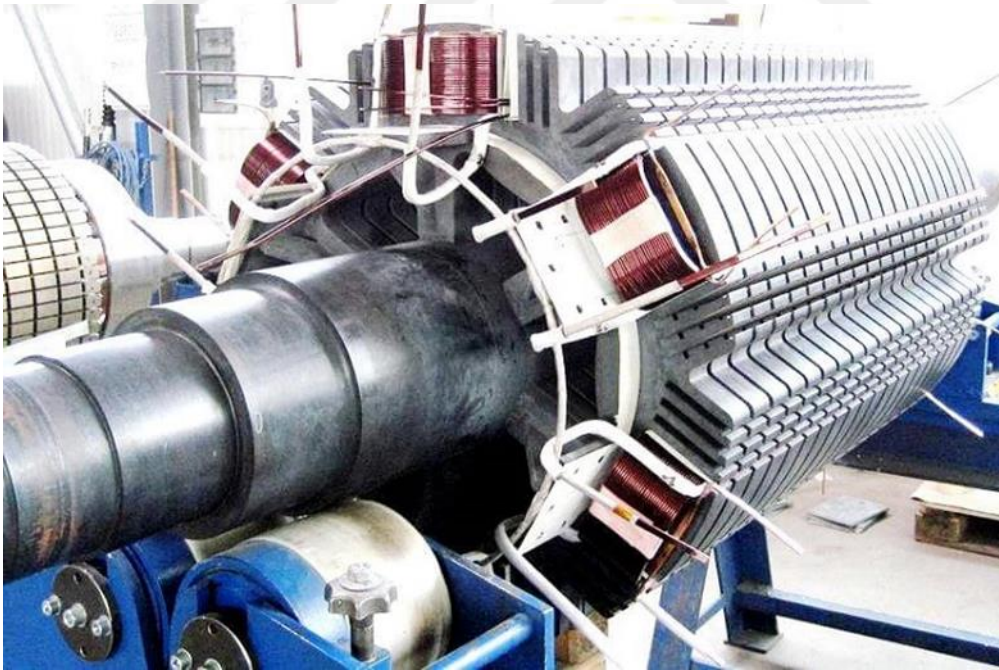
Çift beslemeli asenkron jeneratörlerin geliştirilmesi için türbin güçleri 5 MW değerine kadar ulaşmıştır.

Senkron jeneratörler, kalıcı mıknatıslardan veya elektromıknatıslardan meydana gelmektedir. Böylece sürekli mıknatıslı senkron jeneratörler ve elektriksel olarak uyarılmış senkron jeneratörler olmak üzere iki farklı senkron jeneratör vardır.

Tablo 2.2 Endüksiyon alternatörlerinin senkron devirleri

Elektriği frekansı Kutup sayısı	50 Hz	60 Hz
2	3000	3600
4	1500	1800
6	1000	1200
8	750	900

Senkron jeneratörlerde, mil devrinin tam olarak senkron devir değerinde olması gerekir. Aksi takdirde elektrik eldesi kesintiye uğrayacaktır. Bu nedenle senkron jeneratörler devir dalgalanmalarına yani rüzgar hızı dalgalanmalarına karşı hassaslardır. Ayrıca senkron jeneratörler asenkron jeneratörlere göre daha karmaşık, daha maliyetli ve arızalanmaya eğilimlidir.



Şekil 2.14 Bir senkron jeneratör

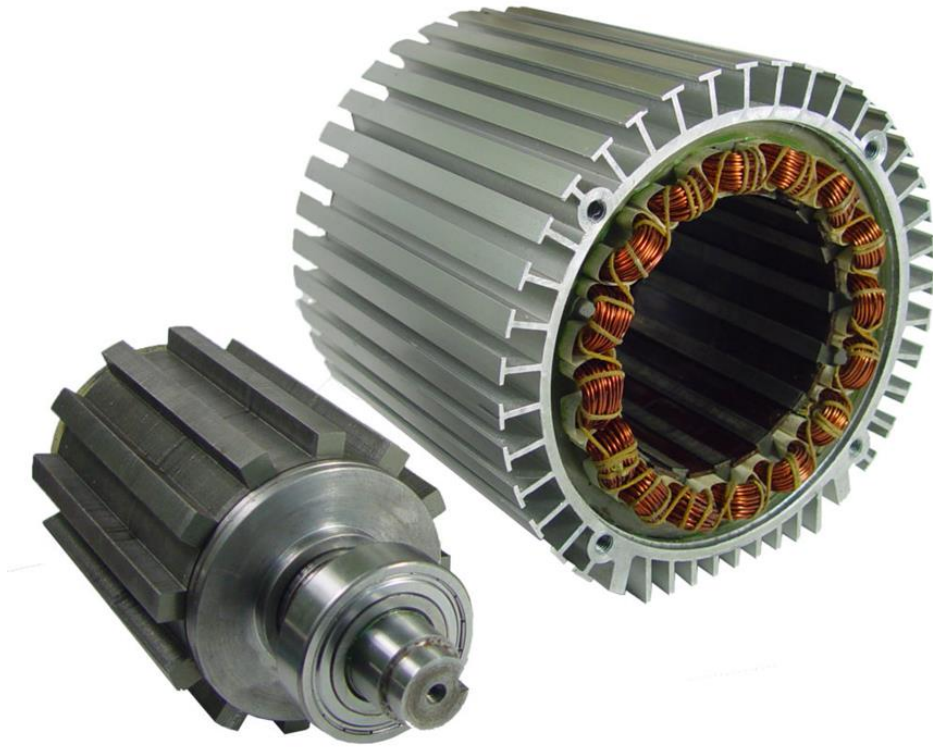
Son yıllarda, sabit mıknatıslı jeneratörler, düşük kütleleri nedeniyle rüzgar türbini uygulamalarında ön plana çıkmaktadırlar. Ayrıca kalıcı mıknatıs jeneratörlerinin yapısının nispeten basit olması onları elektriksel olarak uyarılmış senkron jeneratörlere göre daha uzun ömürlü ve daha düşük maliyetli yapmaktadır. Fakat

bu jeneratörler sabit frekans ile elektrik üretemezler. Bu nedenle üretilen değişken frekanslı AC akımın önce sabit DC akımına doğrultulması ve Şebeke akımına bağlanmadan önce tekrar AC akıma dönüştürülmesi gerekir.

Süper iletken metallerin geliştirilmesi senkron jeneratörlerin daha yüksek kapasitelere ulaşmasına olanak sağlamıştır. Tahminlere göre süper iletken metallerden sarılan bobinlerden meydana gelen senkron jeneratörlerin 10 MW kapasiteye ulaşacağı ön görölmektedir.

2.7.1.2 Doğru Akım Jeneratörleri

Doğru akım jeneratörleri düzenli bakım gerektirir ve yapısı gereği imalat maliyetleri yüksektir. Ayrıca elde edilen elektrik akımının Şebeke ile bağlantısı yapılmadan önce AC akıma dönüştürülmesi gerekir. Bu nedenlerden dolayı düşük güçlü türbinler dişında, rüzgar türbini uygulamalarında doğru akım jeneratörlerin kullanılması alışılmadık bir durumdur.



Şekil 2.15 Bir anahtarlamalı relüktans jeneratörünün iç yapısı

Anahtarlamalı relüktans rüzgar türbini jeneratörleri, bir çeşit doğru akım jeneratörüdür. Anahtarlamalı relüktans jeneratörlerinde herhangi bir elektrik alan

sargısı veya sabit mıknatıs yoktur. Bu sayede anahtarlamalı relüktans jeneratörünün yapısı basittir ve bu jeneratörlerin üretimi kolaydır.

2.7.2 Dişli Kutusu

Düşük devirli türbin kanat göbeği ve yüksek devirlerde çalışan jeneratörler arasında köprü görevi üslenen dişli kutuları, yüksek güç iletimi gerçekleştirmektedir. Rüzgar türbinlerinde kullanılan dişli kutularının çevrim oranları yüksektir. Bu oranları geleneksel tasarım olan alın dişli kutularından elde etmek mümkün olsa da planet dişli kutuları düşük hacimleri ile daha uygun bir tercih olacaktır.

Rüzgar türbinlerinin dişli kutuları incelendiğinde genellikle alın dişli mekanizmaları ile planet dişli mekanizmalarının birlikte kullanıldığı dişli kutuları ile sıklıkla karşılaşmaktadır. Ve bu dişli kutuları sıklıkla bir adet planet dişli kutusu ile seri bağlı iki adet alın dişli mekanizmalarından meydana gelmektedir.



Şekil 2.16 Konut tipi rüzgar türbinlerinde kullanılan bir dişli kutusu

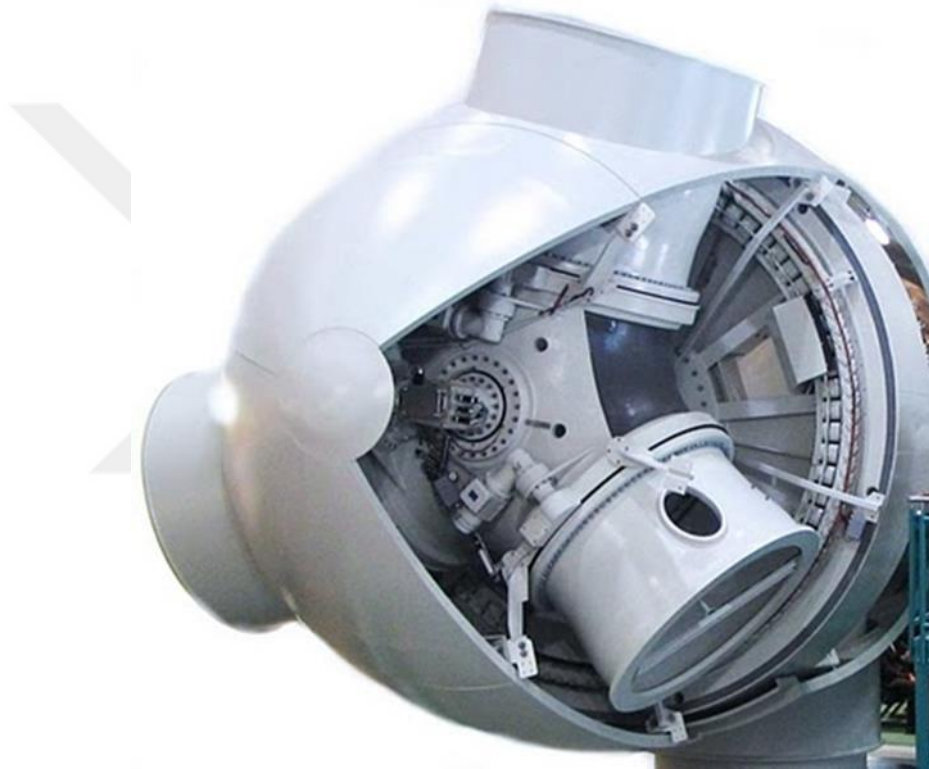
Doğrudan tahrikli rüzgar türbinlerinin ihtiyaç duyduğu jeneratörlerin maliyetlerinin yüksek olması ve arıza vermeye elverişli olması nedeniyle dişli kutulu tahrik mekanizmalarının kullanımı daha çok yaygındır. Fakat bu avantajlarının korunması için tasarım sırasında dikkat edilmesi gereken hususlar vardır. Maliyeti mümkün olduğu kadar düşük tutmak, kolay montaj ve demontaj yapılabilecek, bakımı kolay

bir tasarım yapmak ve kayıpları mümkün olduğu kadar düşük tutmak yani verimin yüksek tutmak bunlardan bir kaçıdır. Ayrıca 61400-4 ve AGMA 6006 dişli kutusu tasarım standartlarına göre dişli kutuları minimum 20 yıllık bir ömür sağlamalıdır.

Dişli kutuları bölüm 2.8’de ayrıntılı incelenecektir.

2.7.3 Rotor

Rotor, rüzgar türbininin kanatlarını ve kanat göbeğini içeren bölgesine verilen isimdir ve rüzgar akışından dönel ivmelenme elde edilerek düşük devir miline hareket veren bölümdür.



Şekil 2.17 Bir kanat göbeğinin kesidi

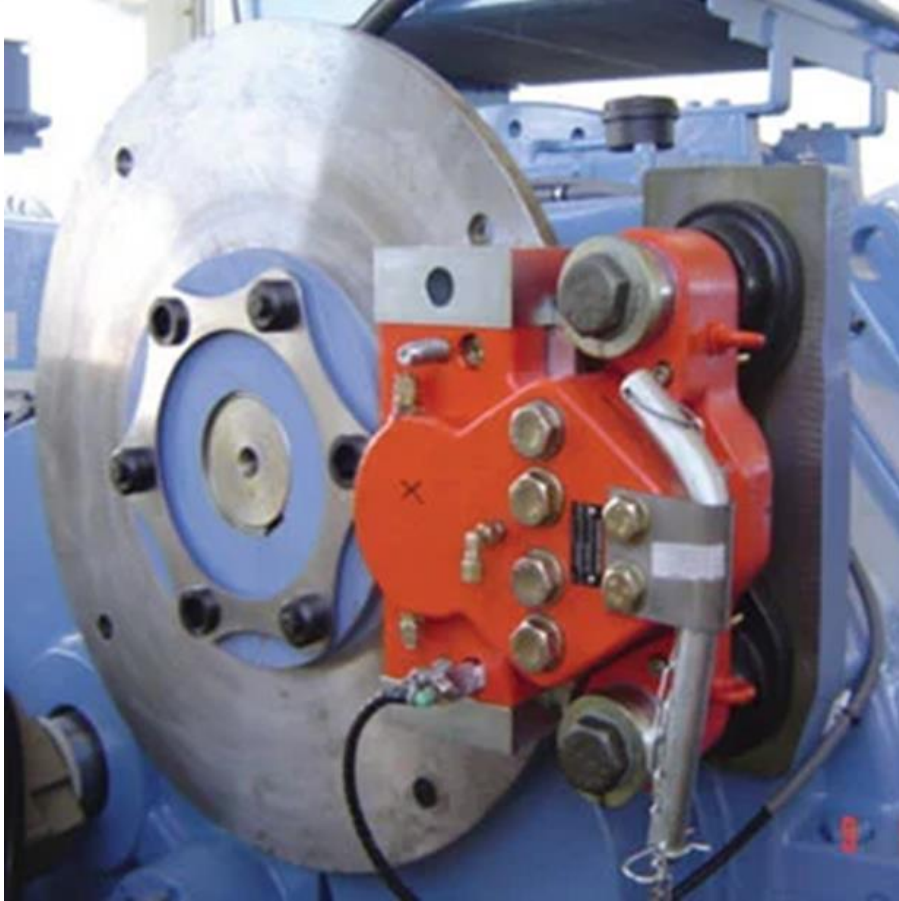
Eski Amerikan yel değirmenleri gibi çok kanatlı rotorlar, büyük bir başlangıç momenti sağlarlar [32]. Yüksek moment mekanizmalara ilk hareketi sağlamak için önemlidir. Bu nedenle çok kanatlı rotorlar yel değirmenlerinde kullanılırken verimleri daha yüksek olan üç kanatlı rotorlarda rüzgar türbinlerinde kullanılmaktadır.

2.7.4 Fren Mekanizması

Frenler, bir makine elemanının veya bütün bir mekanizmanın sahip olduğu hareketi azaltmak veya tamamen durdurmak üzere tasarlanan makine elemanlarıdır.

Genellikle hareketli bir eleman üzerine sürtünen sabitlenmiş bir balata ile çalışan sistemlerde en büyük sorun sürtünme kaynaklı ısı aıĝa çıkmasıdır. Oluşan ısı makine elemanlarının mukavemetlerinin düşürmektedir.

Rüzgâr türbinleri ortalama rüzgâr hızlarına göre tasarlanırlar. Fırtınalar gibi olaĝanst durumlar gözden kaçırılırsa yani rüzgar hızlarında aşırı artış meydana gelmesi durumuna karşılık bir önlem alınmaz ise dişli kutusunda ve jeneratörde hasar meydana gelebilmektedir. Bu nedenle rüzgâr türbinleri jeneratör mili belli bir devir sayısının üzerine ıktıĝında tahrik edilen fren sistemleri ile donatılırlar. Bu frenleme sistemi rotor freni olarak isimlendirilmektedir ve rotor miline (düşük hızlı mil) veya jeneratör miline (yüksek hızlı mil) frenleme yaparlar. Rüzgar türbinleri, yirmi yıllık hizmet ömrü boyunca genellikle 500 ile 1000 defa acil durum nedeniyle frenleme yaparak durdurulur.



şekil 2.18 Rüzgar türbininde kullanılan bir disk fren

Rüzgar türbini rotor fren sistemi haricinde bir frenlenme sistemi daha içermektedir ki bu sapma frenidir. Sapma frenleri, rüzgar akışından faydalanma oranını arttırmak

için kanatların sürekli rüzgar akışına dik çalışmasını sağlayan sapma mekanizmalarında kullanılmaktadır.

Rüzgar türbinlerinde kullanılan frenler iki farklı çalışma sistemine sahiptir. Yaylı frenler yay gücü altında frenleme halinde iken tarik gücü devreye girerek frenlemeyi durdurmaktadır. Tahrikli frenlerde yay kullanımı yoktur ve frenleme sadece tahrik gücü devreye girdiğinde gerçekleşmektedir. Elektrohidrolik frenler tahrik gücü için hidrolik sistemleri kullanmaktadır fakat hidrolik sistemlerin çalışması için elektrik enerjisinden faydalanılmaktadır. Elektromanyetik frenlerde ise tahrik gücü manyetik alandır ve manyetik alanı meydana getirmek için elektrik akımı kullanılmaktadır. Jeneratörden elde edilen elektrik enerjisi aküde depolanır ve frenlemeyi tetiklemek gerektiğinde elektrik ihtiyacı aküden çekilir.

2.8 Dişli Mekanizmaları ve Dişli Kutuları

Dişli mekanizmaları, güç aktarımının iki dişlinin dişlerinin ardışık olarak birbirine geçmesi ve ayrılması yoluyla gerçekleştiği bir tahrik mekanizmasıdır. Burada tahrik eden dişli, tahrik edilen dişli arasında ara eleman yoktur ve bu nedenle ancak kısa mesafelerde güç aktarımı için uygundur. Bununla birlikte, dişlilerin güç aktarım kapasitesi çok yüksektir. Ayrıca, şekil bağlı olması gereği kayma meydana gelmeyeceği için sabit hız oranı da sunabilirler.

Dişli kutuları, giriş ve çıkış milleri arasında momenti azaltarak devir sayısını arttıran veya devir sayısını düşürerek momenti arttıran mekanizmalardır. Denklem 2.2'de verilen güç denkleminde moment ile devir sayısının ters orantılı olduğu görülmektedir.

$$P[kW] = \frac{M[Nm] \times n \left[\frac{d}{dk} \right]}{9550} \quad (2.2)$$

Dişli kutuları; tarım, inşaat, madencilik, otomotiv vb. endüstrilerde kullanılan makinelerin vazgeçilmez bir parçasıdır. Dişli kutuları birden fazla dişli mekanizmalarının paralel veya seri bağlanması ile meydana gelirler.

Rüzgar türbinlerinde kullanılan dişli kutularında basit dişli mekanizmaları kullanımı yaygındır. Fakat bu çalışmada gerçekleştirilen dişli kutusu tasarımında basit dişli mekanizması kullanılmamıştır ve sadece iki planet dişli mekanizması

içeren bir dişli kutusu mekanizması tasarlanmıştır. Bu sayede daha küçük boyutlarda bir tasarım elde edilmiştir ve düşük devir mili ile yüksek devir milinin eş eksenli olması sağlanmıştır.

2.8.1 Basit Dişli Mekanizmaları

Basit dişli mekanizmaları iki veya daha fazla kendi eksenini etrafında dönen dişlilerden meydana gelmektedir. Planet dişli mekanizmalarına göre daha düşük maliyetlerle imal edilen ve bakım maliyetleri ile bakım sıklığı daha düşük olan basit dişli mekanizmaları, çoğunlukla planet dişli mekanizmalarından daha yüksek verimler ile çalışmaktadır.

2.8.1.1 Alın Dişliler

Alın dişliler, paralel eksenli tahrik edilen miller arasında hareket ve güç iletmek için kullanılan dişlilerdir. Düz dişliler ve helis dişliler temel alın dişlilerdir. Bu iki farklı alın dişlinin yanı sıra helis dişlilerden evrimleşen çavuş dişlilerde vardır.

Düz dişliler, bütün dişliler arasındaki en yaygın kullanılan dişlilerdir. Dişli eksenine paralel üretilmiş düz dişlere sahiptirler. Basit tasarıma sahip oldukları için tasarımı ve üretimi en kolay olan dişlilerdir ve bu nedenle en ekonomik dişliler düz dişlilerdir. Düz dişliler en yumuşak veya en sessiz dişliler olarak bilinmemekle birlikte oldukça verimlidirler ve yüksek güç aktarımı gerçekleştirebilirler. Yavaş ve orta devirlerde kullanışlılardır, ancak yüksek devirlerde titreşimli ve gürültülü çalışma eğilimindedirler.



Şekil 2.19 Soldan sağa düz, helis ve çavuş dişli

Helis dişliler, dişli eksenine açılı olarak ayarlanmış helis forma sahip dişlerden meydana gelmektedir. Düz dişlilerde, dişlilerin dişleri aniden temasa geçer.

Böylece diş ani darbe yüklemesine maruz kalır. Titreşime neden olur ve ayrıca dişlinin kullanım ömrünü azaltır. Helis dişlerin, helis formlu dişleri bu sorunu ortadan kaldıracaktır. Eş çalışan iki helisel dişlide, dişler kademeli olarak temas eder ve bu nedenle ani darbe yüklemesi meydana gelmez. Helis dişler dişlerin temas yüzey alanları arttırmaktadır. Bu sayede helis dişliler, düz dişlilere göre daha yüksek yükleri taşıyabilirler. Sadece radyal yük uygulayan düz dişlinin aksine, helisel dişli yataklara hem radyal hem de eksenel yükler uygulanır.

Düz dişliler, yataklamalarına radyal kuvvet uygularlar fakat helis dişliler radyal kuvvetin yanı sıra eksenel kuvvet de oluştururlar bu yüzden helis dişlilerin olduğu millerde eksenel yataklama gerçekleştirilmelidir veya birbirine simetrik olan iki helis dişlinin birleşimi olan çavuş dişliler kullanılmalıdır.

Helis dişlilerin ve çavuş dişlilerin kullanıldığı bir dişli mekanizmasının maliyeti düz dişli kullanılan bir dişli mekanizmasına göre yüksek olacaktır. Bu yüzden bir dişli mekanizması tasarımında, tasarımın karşılaması istenen gereklilikleri düz dişliler karşılıyorsa düz dişlilerin tercih edilmesi doğru olacaktır. Fakat düz dişliler ile gereksinimler karşılanamıyorsa helis dişliler veya çavuş dişliler tercih edilmelidir.

2.8.1.2 Konik Dişliler

Aynı düzlemlerde olan fakat paralel eksenli olmayan millerin ve aksların arasındaki güç aktarımında konik dişliler kullanılmaktadır. Konik dişliler sıklıkla birbirine dik eksenli millerde ve akslarda kullanılsa da nadiren eksenleri arasında dar açı olan millerle ve akslarla da kullanılırlar.

Konik dişliler farklı devirlere sahip iki mil ile güç iletebilen diferansiyel mekanizmalarında yaygın olarak kullanılırlar. Ayrıca matkaplarda yatay eksenli motor mili ile dikey eksenli iş milinin birbirine bağlantısında kullanılırlar.

Düz formlu dişlere sahip konik dişliler de vardır ama iletilecek gücün yüksek olması durumunda veya yüksek devirlerde çalışması gereken dişli kutularında helisel konik dişliler kullanılmaktadır.

2.8.1.3 Sonsuz Vida Mekanizmaları

Sonsuz vida mekanizmaları eksenleri birbirine dik olan miller arasında güç iletimi gerçekleştirirler. Bu yönüyle konik dişli mekanizmaları ile benzer olan sonsuz vida

mekanizmalarında araların güç iletimi gerçekleştirilen millerin eksenini aynı düzlemde değildir.

Sonsuz vida mekanizması bir sonsuz vida ve çark dişlisinden meydana gelmektedir. Genellikle sonsuz vida tahrik eden dişli olarak kullanılmaktadır. Sonsuz vida mekanizmalarında aşınmaya mukavim malzemeler kullanılmaktadır ve bu sebeple imalat maliyetleri yüksektir.



Şekil 2.20 Bir sonsuz vida mekanizması kesidi

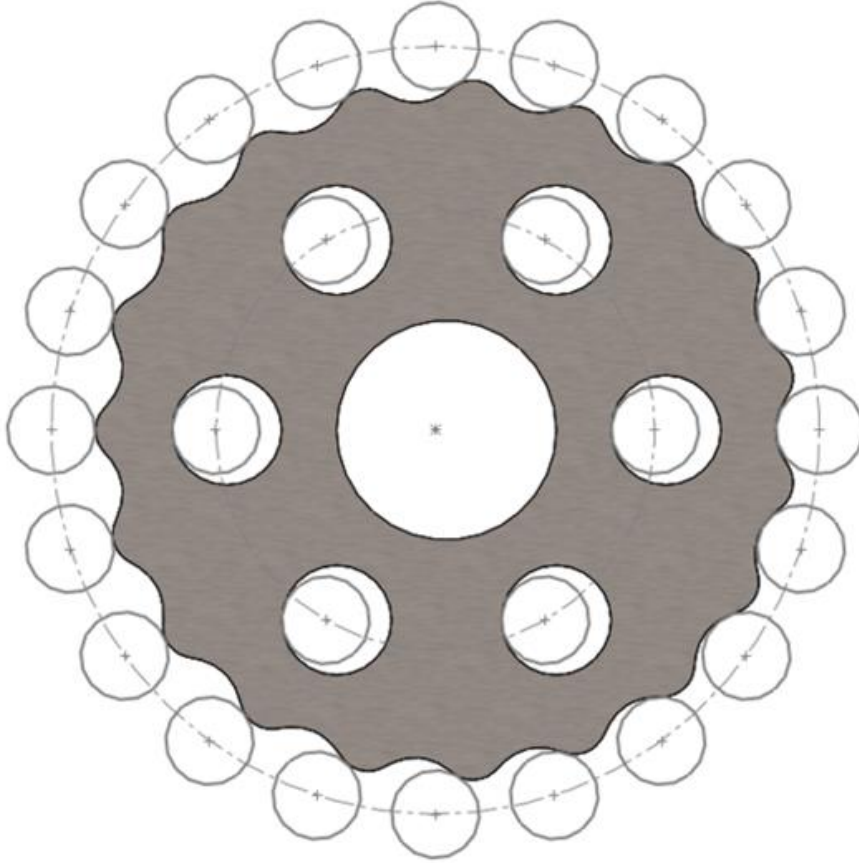
Sonsuz vida mekanizmalarında kayma ve yuvarlanma hareketleri birlikte gerçekleşmektedir, kayma hareketinin meydana getirdiği sürtünme nedeniyle verimlilikleri düşüktür. Verimliliklerinin nispeten düşük olmasına rağmen, daha küçük boyutlarda diğer dişli mekanizmalarından daha yüksek çevrim oranları sağlayabilirler ve sessiz çalışırlar. Ayrıca ters yönde çalışmaya karşı kendi kendisini kilitleyen sonsuz vidalar vardır ve bu sayede asansör gibi güvendiğin önemli olduğu uygulamalarda kullanışlı hale gelmektedirler.

2.8.2 Sikloid Dişli Mekanizmaları

Sikloid dişli mekanizmaları yatağına eksantrik olarak monte edilmiş bir giriş milinden oluşmaktadır ve giriş mili eksantrik hareketiyle sikloidal forma sahip bir

diski tahrik etmektedir. Disk üzerinde bulunan dairesel boşaltmalar pimleri eksantrik bir şekilde yataklamaktadır ve bu pimler çıkış miline güç iletmektedir. Hareketin sağlanması için sikloid formlu dişlere uyumlu çalışan dış pimplere ihtiyaç vardır.

Sikloid dişli mekanizmaları, kompakt boyutlarda aşırı yüksek çevrim oranları sağlayabilir. Ayrıca düşük sürtünmeler sayesinde aşınma hasarları pek meydana gelmez ve yüksek yüklere dayanıklı olması ile yüksek güç iletimlerinde başarılıdır. Ancak dar toleranslı tasarımları nedeniyle imalat maliyetleri yüksektir. Sikloid dişli mekanizmaları, ikinci bir sikloid disk veya karşı ağırlık ile dengelenmemişse, titreşimli çalışacaklardır.



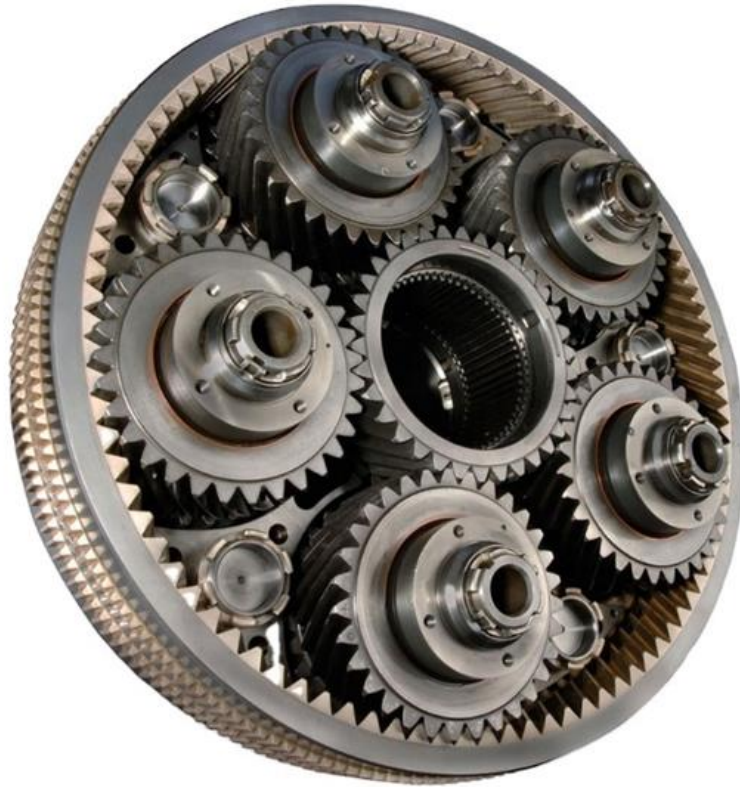
Şekil 2.21 Sikloid dişli mekanizması

Bay Lorenz Braren tarafından sikloid dişli mekanizmalarının icadının üzerinden 70 yılı aşkın bir süre geçmiştir [35]. Ancak bu süreçte, sikloid dişli mekanizmaları pek bir gelişim göstermemişlerdir ve kendilerine kullanım alanı bulamamışlardır. Son zamanlarda, endüstride yüksek verimli ve yüksek çevrim oranlı tahrik mekanizmalarına olan talebin artmasıyla birlikte, robotlar ve takım tezgahları gibi

otomasyon makinelerin tasarımıda sikloid dişli kutuları kullanımı yeni yeni popüler hale gelmiştir [36].

2.8.3 Planet Dişli Mekanizmaları

Planet dişli mekanizmaları helis veya düz alın dişlilerden meydana gelen ve merkezinde sadece kendi merkezi etrafında hareket eden ve güneş adı verilen bir dişli ve bu dişli ile eş çalışan hem kendi ekseninde hem de güneş dişlisinin eksen etrafında hareket eden planet dişlilerden oluşan bir dişli mekanizmasıdır. Üç elemanlı planet dişli mekanizmalarında bu elemanları ek olarak planet dişliler ile eş çalışan bir iç alın dişlide vardır ki bu dişli çember dişli olarak adlandırılır. Planet dişlilerini bir arada tutmak için planet kolu olarak isimlendirilen bir eleman vardır. Yüksek çevrim oranları istendiğinde, çember dişli sabitlenerek planet dişli mekanizmasına girişler ve çıkışlar planet kolundan ve güneş dişliden gerçekleştirilmektedir.



Şekil 2.22 Bir helisel planet dişli mekanizması

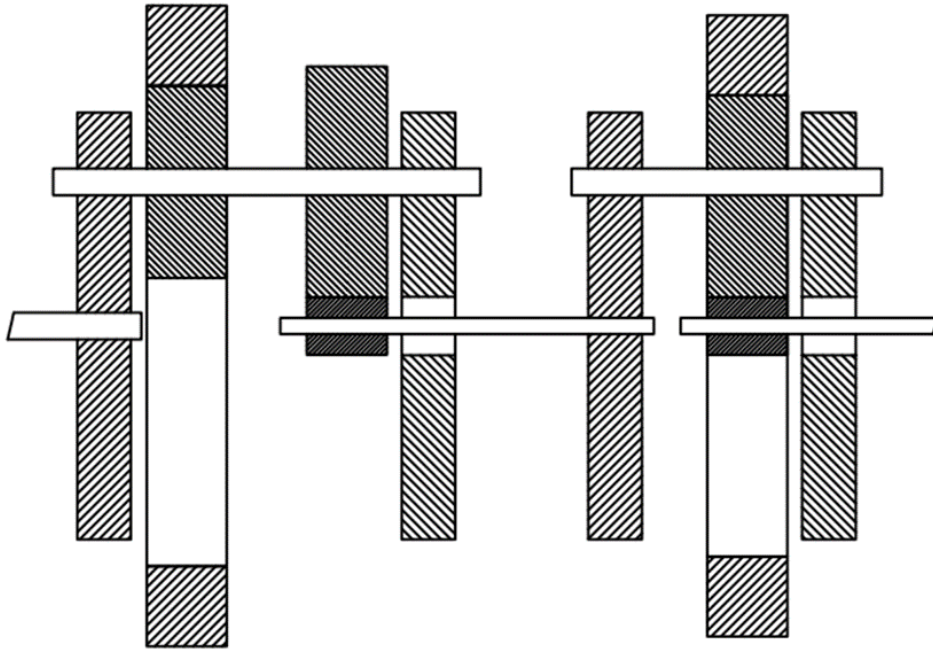
Planet dişli mekanizması, 2000 yıldan daha uzun bir süre önce Yunanlılar tarafından geliştirilmiştir ve ilk zamanlarda güneş sistemindeki gezegenlerin

hareketlerini tahmin etmeye yardımcı olması amaçlanmıştır [37]. Albans manastırının başrahiplerinden Richard of Wallingford, 14. yüzyılda bir saat için planet dişli mekanizması benzeri bir mekanizma kullanmıştır. Planet dişli mekanizmalarının rüzgar türbinlerinde kullanımı Fransız matematikçi ve mühendis Desargues'un 1650 yılında planet dişli mekanizmalarına sahip ilk yel değirmenini tasarlayıp inşa etmesiyle başlamıştır.

Aktarılan moment planet dişlileri ve güneş dişlisi arasında eşit bölünerek dağıldığından, planet dişli mekanizmaları yüksek güç iletiminde önemli bir yere sahiptir. Planet dişli mekanizmalarının diğer bir avantajı da giriş ve çıkış dişlileri değiştirilerek farklı bir çevrim oranı elde edilebilmesidir. Planet dişli mekanizmaları, diğer dişli kutusu türlerinden daha küçük bir hacme sahip olduklarından, alanın sınırlı olduğu uygulamalarda sıklıkla tercih edilirler.

3.1 Kavramsal Tasarım

Bu bölümde örnek bir çalışma olarak, bir deniz üstü rüzgar türbini çiftliği kurulacaktır. Çiftlikteki her bir türbin üç kanatlı yatay eksenli 1,2 MW gücünde deniz üstü rüzgar türbini olarak tasarlanacaktır. Bu rüzgâr türbinin düşük devir mili ortalama 16 dev/dk ile hareket edecektir. Bu rüzgar türbinine bir tahrik mekanizması tasarlanması istenmektedir.



Şekil 3.1 Planet dişli kutusu kavramsal tasarımı

Rüzgâr türbininde, düşük maliyeti ve kolay bakımı nedeniyle dört kutuplu bir asenkron alternatör kullanımına karar verilmiştir. Denklem 2.1 sayesinde dört kutuplu bir asenkron alternatörün 50Hz frekansına sahip bir elektrik üretimi için gerekli senkron devrinin 1500 dev/dk olduğu bilgisi elde edilmektedir.

Yüksek devir milinin ortalama devrini jeneratörün senkron devrine eşitlemek amacıyla birbirine seri bağlı iki adet planet dişli mekanizmasına sahip bir dişli kutusu kullanılmıştır. İlk kademe planet dişli mekanizması dört elemanlı bir planet

dişli mekanizması, ikinci kademe planet dişli mekanizması ise üç elemanlı bir planet dişli mekanizması olarak tasarlanmıştır. İlk kademe planet dişli mekanizması düşük devir milinden aldığı devri 11 kat arttırarak 176 dev/dk ile ikinci kademeye ile giriş verilmiştir. İkinci kademe ise bire dokuz çevrim oranı ile tasarlanarak jeneratöre ulaşan devrin 1584 dev/dk olması sağlanmıştır.

Rüzgâr türbini deniz üzerine yani insan yerleşiminden uzak bir bölgeye konumlandırıldığı için gürültü seviyesi önemini yitirmiştir. Rüzgar türbinin bakım sıklığını azaltmak ve dişli kutusunun maliyetini düşürmek adına planet dişli kutusunun düz alın dişlilerden tasarlanmasına karar verilmiştir.

3.2 Yüksek Devir Milinin ve Düşük Devir Milinin Boyutlandırılması

Düşük devir mili üzerinde bir dişli veya benzeri makine elemanı yer almamaktadır. Bu sayede yüksek devir mili üzerinde eğilme meydana getirecek yükler sadece elemanların ağırlıklarından kaynaklı oluşan yüklerdir ki ağırlık kaynaklı yükler dayanım hesaplarında yok sayılarak, emniyet katsayısı ile karşılanırlar. Eğer bir dişli iki veya daha fazla dişli ile eş çalışırsa mil üzerine yük uygulamazlar. Planet dişli mekanizmalarında planet dişli sayısı üç veya daha fazla olduğu için bu kural planet dişli mekanizmalarında geçerlidir. Ve yüksek devir mili dişli kutusuna bağlı çalışacaktır. Yani yüksek devir mili ve düşük devir mili sadece burulma gerilmesine maruz kalacaktır ve burulma gerilmesi statik bir gerilmedir. Burulma gerilmesinin kaynağı ise iletilen momenttir. Denklem 2.2 kullanılarak millerin ilettiği momenti hesaplamak mümkündür.

Tablo 3.1 Millerin taşıdığı momentler

	Güç (kW)	Devir (d/dk)	Moment (Nm)
Düşük devir mili	1200	16	716250
Yüksek devir mili		1584	7235

Bütün makine elemanları belirli bir verim ile çalışmaktadır. Fakat tahrik mekanizmalarında hiçbir kayıp olmadığı varsayımı ile hesap yapılması tercih edilir. Güç kaybı olmadan güç iletimi gerçekleştiği varsayımı ile her bir makine elemanın

kendinden önce makine elemanından daha düşük yüklemelere maruz kaldığı gerçeğini yok sayarak bütün elemanları aynı yükler ile yüklendiği düşüncesi ile hareket etmektedir. Bu sayede daha mukavim tasarımlar ortaya koyulmaktadır.

Millerin imalatında genellikle çelikler tercih edilmektedir. Sementasyon çeliklerinin yüzeylerinin sert, merkezlerinin yumuşak olması hemen hemen bütün makine elemanlarının tasarımında tercih edilme nedenidir. DIN standardına göre 16 Mn Cr 5 olarak isimlendirilen sementasyon çeliği bütün sementasyon çelikleri arasında en sık tercih edilen sementasyon çeliğidir. Bu nedenle dişlilerin ve millerin 16 Mn Cr 5 sementasyon çeliğinden imal edilmesine karar verilmiştir.

$$\tau = \frac{M_b}{W_b} \quad (3.1)$$

Millerin sadece burulma gerilmesi etkisi altında olması durumunda denklem 3.1 yardımı ile mukavemet kontrolü veya mil boyutlandırılması yapılır. Literatürde sementasyon çeliklerinde burulma akma mukavemet değeri çekme akma gerilmesinin 0,7 katı alınarak işlem yapıldığında oluşan hata miktarının göz ardı edilebilecek boyutta olduğu bilinmektedir.

$$W_b = \pi \frac{D^3}{16} \quad (3.2)$$

Literatürde kare, üçgen vb. formlarda miller ve akslar olsa da kullanımları kısıtlıdır; silindirik formdaki miller ve akslar sıklıkla tercih edilmektedir. Denklem 3.2 sadece dolu silindirik miller için geçerlidir.

Verilen denklemler yardımı ile millerin boyutlandırılması yapılmıştır ve sonuçlar tablo 3.2'de gösterilmiştir.

Tablo 3.2 Millerin boyutları

	Moment (Nmm)	Malzeme	Mil çapı (mm)	Emniyet katsayısı
Düşük devir mili	716250000	16 MnCr 5	220	1,30
Yüksek devir mili	7234848	16 MnCr 5	50	1,51

Yataklamayı kolaylaştırmak adına miller kademeli olarak tasarlanmıştır. Miller herhangi bir yüklemeye maruz kalmadıklarından dolayı rulman seçiminde sadece çalışacakları devir sayısı ve mil çaplarına bakılması yeterlidir. Düşük devir milinin rüzgarın kanatlarda oluşturacağı yüklerin rulmana aksenal kuvvetler olarak yansımaları ihtimaline karşılık SKF 32944 konik makaralı rulman tercih edilmiştir fakat milin daha sonradan kamalı mile dönüştürülmesinden dolayı rulman değişikliğine gidilmiştir. Yüksek devir milinde ise maliyeti düşük olan SKF 6010 bilyalı rulman tercih edilmiştir.

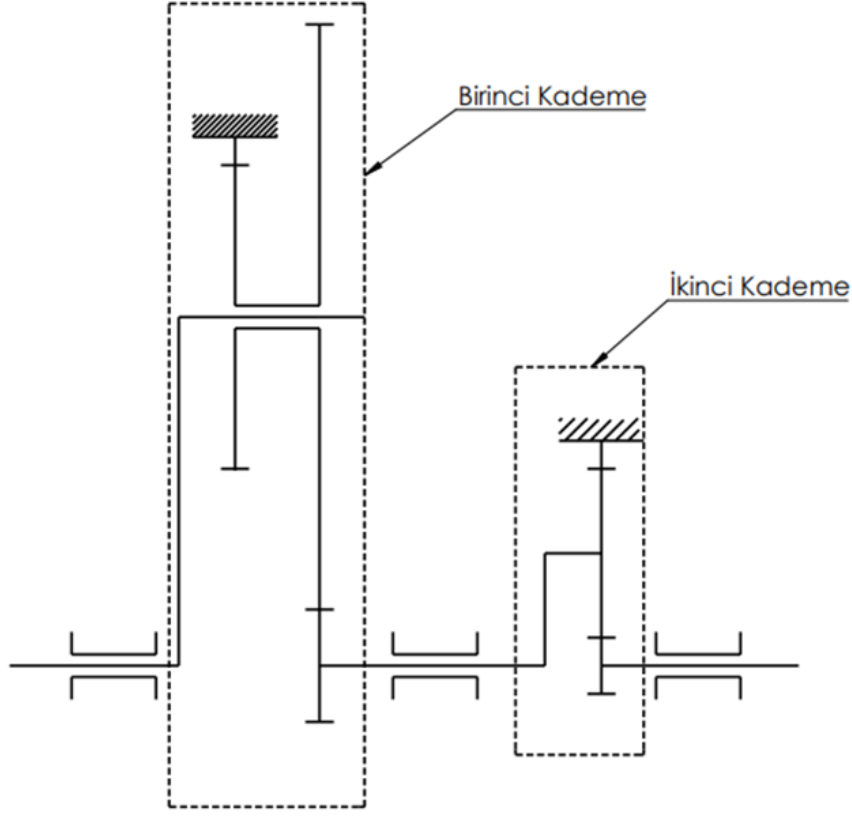
Dişlilerin boyutlandırılmasından sonra ikinci kademe güneş dişlisinin yüksek devir mili ile birleşik imal edilmesine karar verilmiştir. Bu nedenle yüksek devir mili, dış çapı 70 mm olan ve 55 mm çapında bir boşaltma yapılan mil ile değiştirilmiştir. Bu sebeple milin yataklanmasında SKF 21314 E rulman kullanılmasına karar verilmiştir.

3.3 Dişli Kutusu Tasarımı

Dişli kutusunun tasarımında, sağladığı yüksek çevrim oranı ve daha küçük hacim kaplaması nedeniyle planet dişli mekanizmaları tercih edilmiştir. İki kademeli olarak tasarlanan planet dişli kutusunda ilk kademe dört elemanlı planet dişli mekanizmasından, ikinci kademe ise üç elemanlı planet dişli mekanizmasından meydana gelmektedir.

İlk kademede düşük devirler söz konusu olduğu için aktarılan moment değerleri yüksektir, bu yüksek moment değerleri daha büyük dişliler ile ancak iletilebilmektedir. Dört elemanlı planet dişli mekanizmaları iki ayrı yapım oranından meydana gelmesi sayesinde aynı çevrim oranlarında daha küçük dişli çapları yeterli olmuştur.

Tasarımda ilk kademe planet dişli mekanizması sabitlenmiş bir çember dişlisi, farklı diş sayılarına sahip iki adet planet dişlisi ve bir güneş dişliden oluşmaktadır. İkinci kademede de çember dişli sabitlenmiştir. Düşük devir miline bağlı planet kolundan alınan güç ilk kademe devri arttırılarak güneş dişlisi aracılığıyla kademe miline aktarılmaktadır. Kademe mili ise ikinci kademenin planet kolu ile bağlantılıdır. İkinci kademede de devir artışı gerçekleştikten sonra ikinci kademe güneş dişlisine bağlı yüksek devir milinden güç çıkışı alınmaktadır.



Şekil 3.2 Dişli kutusu şematik gösterimi

3.3.1 Dişlilerin Boyutlandırılması

Dişlilerin dişleri birbirlerine sürtünerek çalıştığından dolayı aşınma hasarları görülmesi beklenen bir durumdur ama malzemelerin yüzeyleri sertleştirilerek bu aşınmaların önüne geçmek mümkündür. Yüzey sertleştirme sırasında malzemenin gevrekleşmesinden kaçınılmalıdır. Çünkü, dişlere uygulanan etki tepki kuvvetleri dinamik kuvvetlerdir ve dinamik yükler gevrek malzemeler üzerinde daha fazla hasar oluştururlar. Sementasyon çeliklerinin yüzeylerde sert, çekirdekte yumuşak bir yapıda olması dişli malzemeleri için biçilmiş kaftandır. Bu nedenle dişli malzemesi olarak millerde de tercih edilen 16 MnCr 5 çeliği tercih edilmiştir.

$$i = \frac{n_{giren}}{n_{çıkan}} = \frac{1}{1 - y} \quad (3.3)$$

Denklem 3.3'te her iki kademe kullanılan planet dişli mekanizması için geçerli çevrim oranı verilmiştir. Denklem 3.4'te ise ilk kademedeki tercih edilen dört elemanlı planet dişli mekanizmasında geçerli yapım oranı bağıntısı verilmiştir.

$$y = - \frac{Z_{\text{çember}} \times (Z_{\text{planet}})_{\text{çember}}}{Z_{\text{güneş}} \times (Z_{\text{planet}})_{\text{güneş}}} \quad (3.4)$$

Denklem 3.5'te ise ikinci kademede tercih edilen üç elemanlı planet dişli mekanizması için geçerli yapım oranı bağıntısı verilmiştir.

$$y = - \frac{Z_{\text{çember}}}{Z_{\text{güneş}}} \quad (3.5)$$

Planet dişli mekanizmalarında bazı montaj şartları vardır. Denklem 3.6 ve denklem 3.7 ilk kademede tercih edilen dört elemanlı planet dişli mekanizmasında geçerli iken denklem 3.9 ve denklem 3.10 ikinci kademede tercih edilen üç elemanlı planet dişli mekanizması için geçerlidir.

$$\frac{Z_{\text{çember}} + Z_{\text{güneş}}}{a} \in Z^+ \quad (3.6)$$

$$Z_{\text{çember}} = Z_{\text{güneş}} + 2 \times Z_{\text{planet}} \quad (3.7)$$

Bu montaj şartlarına ek olarak bir montaj şartı daha vardır fakat planet dişli sayısının üç ve yapım oranının maksimum 11 olması durumunda bu şart otomatik olarak sağlanmış olur.

$$\frac{1}{a} \left(Z_{\text{çember}} - \left(\frac{Z_{\text{güneş}} \times (Z_{\text{planet}})_{\text{çember}}}{(Z_{\text{planet}})_{\text{güneş}}} \right) \right) \in Z^+ \quad (3.8)$$

$$Z_{\text{çember}} - (Z_{\text{planet}})_{\text{çember}} = Z_{\text{güneş}} + Z_{\text{planet}} \quad (3.9)$$

İstenen yapım oranlarını ve gerekli montaj şartlarını sağlayacak şekilde dişlilerin diş sayısı seçilmiştir. İlk kademe için yapılan seçimler aşağıda verilmiştir.

$$Z_{\text{çember}} = 84$$

$$(Z_{\text{planet}})_{\text{çember}} = 21$$

$$Z_{\text{güneş}} = 18$$

$$(Z_{\text{planet}})_{\text{güneş}} = 45$$

Her iki kademe için planet dişlisi sayıları üç olarak seçilmiştir. İkinci kademe planet dişlilerinin diş sayıları aşağıda verilmiştir.

$$Z_{\text{çember}} = 144$$

$$Z_{\text{planet}} = 63$$

$$Z_{\text{güneş}} = 18$$

3.3.1.1 Planet Dişliler ve Taşıdıkları Yüklerin Belirlenmesi

Dişlilerin boyutlandırılması ISO 6336 standartlarına göre yapılacaktır. Bu standart dişlilerin aktardıkları momenti esas alarak modül hesabı gerçekleştirilmektedir. Planet kolunun planet dişli mekanizmasının giriş elemanı ve güneş dişlilerinin çıkış elemanları olması sayesinde denklem 2.2 ile onların taşıdığı momentler elde edilebilir. Çember dişliler ise denklem 3.10 veya denklem 3.11 ile elde edilebilir.

$$M_1 + M_s + M_3 = 0 \quad (3.10)$$

$$\frac{M_3}{M_1} = -y \quad (3.11)$$

Güneş dişli, çember dişli ve planet kolunun taşıdığı momentler hesabı planet mekanizmaları bilgilerinden elde edilen denklemler yardımıyla elde edilebilmekteyken planet dişlilerinin taşıdığı momentin hesabı planet mekanizmaları bilgilerinden yararlanılarak yapılamamaktadır. Planet dişlilerinin taşıdığı momentin hesabında planet dişli mekanizmalarını basit dişli mekanizmalarına indirgeyerek basit dişli mekanizmaları bilgilerini kullanmaya izin veren bir yöntem kullanılmıştır.

Üç ve dört elemanlı planet dişli mekanizmalarında çember dişli ve onun ile eş çalışan planet dişli bir basit dişli mekanizması ve güneş dişli ile eş çalışan planet dişlisi diğer bir basit dişli mekanizması olarak düşünülebilir. Tablo 3.3' de ilk kademe planet dişli mekanizması için bu yöntemin uygulanması ile elde edilen sonuçlar verilmiştir.

Tablo 3.2 Birinci kademe dişlilerinin dişlerinin taşıdığı momentler

	Basit dişli mekanizmaları			
	Çember basit dişli mekanizması		Güneş basit dişli mekanizması	
	Çember dişlisi	Planet dişlisi	Güneş dişlisi	Planet dişlisi
Diş sayısı	84	21	18	48
Dişlilerin taşıdığı moment (Nm)	651136	54261	65113	54261
Dişlerin taşıdığı moment (Nm)	217045	54261	21704	54261

Burada unutulmaması gereken güneş dişli ve çember dişlilerde taşınan momentlerin aktarımı sırasında planet dişlisi sayısı kadar dişlerinin etkin olması nedeniyle momentlerin planet dişlisi sayısına bölünmesi gerekir. Böylece yüksek güç iletimlerinde basit dişli mekanizmalarına göre planet mekanizmalarının daha sık tercih edilmesinin sebebi ortaya çıkmış olmaktadır. Planet mekanizmalarında planet dişli sayısının birden fazla olması gerektiğinden her durumunda aktarılan moment tek diş üzerinden değil birden fazla diş üzerinden aktarılacaktır.

İlk kademede kullanılan dört elemanlı planet dişli mekanizmalarında iki farklı planet dişlisi birbirine birleşik veya aynı mil ile bağlantılı olarak tasarlanır bu da demektir ki her iki dişlinin de aynı momenti taşıması gerekir ki tablo 3.3 incelendiğinde bu şartın sağlandığı görülmektedir.

Tablo 3.3 İkinci kademe dişlilerinin dişlerinin taşıdığı momentler

	Basit dişli mekanizmaları			
	Çember basit dişli mekanizması		Güneş basit dişli mekanizması	
	Çember dişlisi	Planet dişlisi	Güneş dişlisi	Planet dişlisi
Diş sayısı	144	63	18	63
Dişlilerin taşıdığı moment (Nm)	57879	8441	7235	8441
Dişlerin taşıdığı moment (Nm)	19293	8441	2412	8441

Üç elemanlı planet dişli mekanizmaları aslında planet dişlileri tek tip olan ve bir çember bir de güneş dişliden oluşan bir dört elemanlı planet dişli mekanizmasıdır. Bu sayede aynı yaklaşım ile dişlilerin taşıdığı momentler elde edilebilir. Tablo 3.4 ikinci kademe dişlilerinin taşıdığı momentleri göstermektedir.

3.3.1.2 Modüllerin Belirlenmesi

Dişlilerin boyutlandırılmasında iki temel değer kullanılır ki bunlar modül ve diş sayısı değerleridir. Bu değerler kullanılarak ISO 6336 standartlarına göre yüzey iletilecek momente dayanabilen en küçük taksimat dairesine sahip dişli tasarımı yapılır. Dişli tasarımında genellikle diş sayısı ve modül genişlik oranı önceden belirlenir ve bu değerler ile diş dibi kesilmesi ve yüzey gerilmesine göre modül değeri hesaplanmaktadır. Bu hesaplama en kritik olduğu düşünülen dişli için gerçekleştirilir. Modül değerleri DIN 780 ile standartlaştırılmıştır ve hesaplanan modül değerine en yakın standart modül değeri esas alınır. Ve bu modül değerleri ile diğer dişlilerin mukavemet kontrolleri yine ISO 6336 standardına göre yapılır.

Tablo 3.4 Birinci Kademe Dişlilerinin Boyutları

	Planet Dişli Çiftleri		Çember dişli	Güneş dişli
Modül (mm)	11	11	11	11
Diş sayısı	21	45	84	18
Basınç açısı (°)	20	20	20	20
Modül genişlik oranı	30	15	30	15
Taksimata dairesi çapı (mm)	231	495	924	198
Diş dibi çapı (mm)	203,5	467,5	896,5	170,5
Diş üssü Çapı (mm)	253	517	946	220
Diş genişliği (mm)	330	165	330	165

Birinci kademe de planet dişli mekanizmasında genişlik oranı çember dişlisinde ve güneş dişlisinde farklı tercih edilmiştir. İki dişlinin taşıdığı momentler arasında büyük farklılıklar olduğu için genişlik oranı düşürülerek ağırlığın dolayısıyla maliyetinde azaltılması sağlanmıştır.

Üç elemanlı planet dişli mekanizmalarında bütün dişliler birbirleri ile çalışırlar ve bu nedenle hepsi eşit modül değerleri ile imal edilmelilerdir. Fakat dört elemanlı planet dişli mekanizmalarında iki planet dişli farklı modüle sahip olabilir. Fakat iki farklı modül değeriyle işlem yapılmasının hesapları zorlaştırarak hesaplama sürelerini uzatması sebebiyle, bu çalışmada birinci kademenin meydana geldiği dört elemanlı planet mekanizmasında bütün dişliler eş modüle sahip olarak tasarlanacaktır. Eş modül ile imal edilen dört elemanlı planet mekanizmalarında bazı dişliler gereğinden daha mukavemetli olacaktır ve genellikle gereğinden daha mukavemetli tasarımlar yapılması maliyeti arttırmaktadır. Fakat dört elemanlı planet mekanizmalarında eş modül ile imalatın meydana getirdiği maliyet artışı göz ardı edilebilecek boyuttadır.

Tablo 3.5 İkinci Kademe Dişlilerinin Boyutları

	Çember dişli	Planet Dişli	Güneş dişli
Modül (mm)	5	5	5
Diş sayısı	144	63	18
Modül genişlik oranı	20	20	20
Basınç açısı (°)	20	20	20
Taksimat dairesi çapı (mm)	720	315	90
Diş dibi çapı (mm)	707,5	302,5	77,5
Diş üssü Çapı (mm)	730	325	100
Diş genişliği (mm)	100	100	100

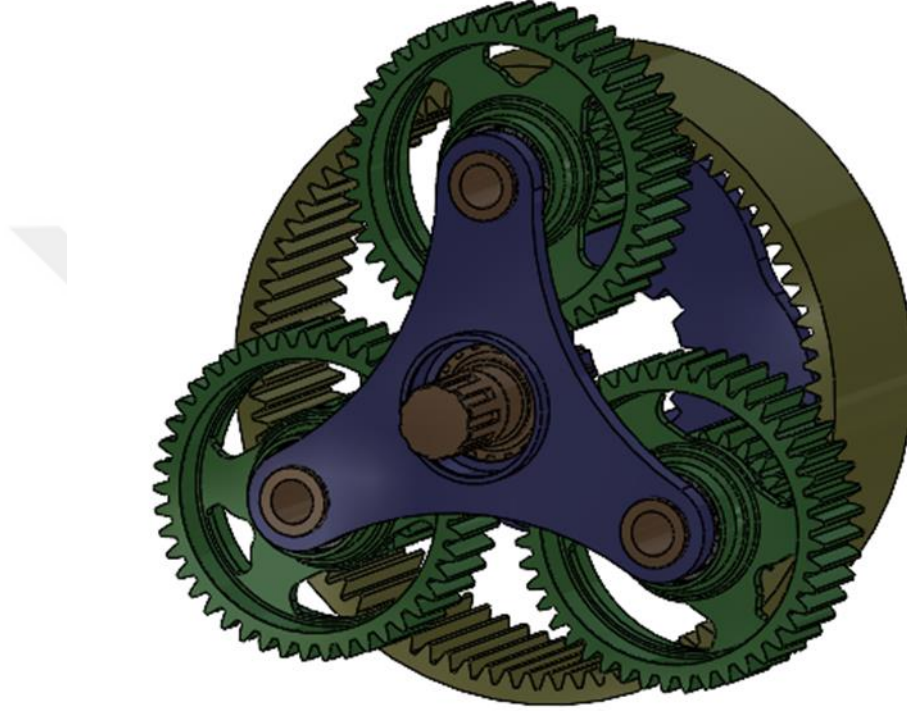
Tablo 3.5 birinci kademe dişlilerinin boyutlarının göstermekte iken, tablo 3.6 ikinci kademe dişlilerinin boyutlarını göstermektedir.

3.3.2 Kademe Milinin Boyutlandırılması ve Yataklanması

Kademe mili, ilk kademe güneş milinden aldığı momenti ikinci kademeye iletecek mildir. 16 MnCr 5 çeliğinden kademeli ve dolu olarak imal edilecektir. İlk kademe güneş dişlisinde aynı anda üç diş birden güç iletimde aktif olacağından mil üzerinde hiçbir yük oluşturmayacaktır. İkinci kademe planet kolunun bağlantısı da mil üzerinde yük oluşturmayacak şekilde gerçekleştirildiğinde mil eğilme gerilmesine maruz kalmayacaktır. Böylece yüksek devir mili ve düşük devir milinde kullanılan denklemleri kademe mili içinde kullanmak mümkün olur. Yapılan hesaplar ile mil çapı Ø120 mm olarak elde edilir. Küresel makaralı rulmanlar düşük miktardaki aksenal kaçıklıkları tolere edebilirler. Bu nedenle montaj veya imalat kaynaklı hatalar nedeniyle eksen kaçıklığı oluşumuna karşılık bir önlem olarak, milin Yataklanmasında SKF 2224 E küresel makaralı rulmanı tercih edilmiştir.

3.3.3 İlk Kademe Planet Milinin Boyutlandırılması ve Yataklanması

Dört elemanlı planet dişli mekanizmalarında birbirlerinden farklı olan planet dişlileri bir mil ile birbirlerine bağlanmalıdır veya birleşik imal edilmelidir. Tasarımda küçük planet dişli ile birleşik imal edilecek ve daha sonra büyük planet dişlisi ile kaynak edilecek bir içten yataklanmış mil tercih edilmiştir.



Şekil 3.3 İlk kademe planet dişli mekanizması

Tasarım da küçük planet dişlisi yatağı için iki adet SKF 33122 rulman ve büyük planet dişlisi için 23122 CC/W33 rulman kullanımına karar verilmiştir. Bu rulman tercihi ile mil iç çapı Ø165 mm olmak zorundadır.

Şekil 3.2'de rulmanlar görülmektedir. Konik makaralı rulmanlar ısı değişimlerinden kaynaklı oluşabilecek gerilmeleri karşılarken küresel makaralı rulman oluşabilecek aksel eğilmeler dolayısıyla oluşacak eksen kaçıklığını tolere edecektir.

$$W_e = \frac{\pi}{32D} (D^4 - d^4) \quad (3.12)$$

$$W_b = \frac{\pi}{16D} (D^4 - d^4) \quad (3.13)$$

Denklem 3.12 ve denklem 3.13 ile boşaltılmış millerin eğilme ve burulma gerilmelerine karşı gösterebilecekleri mukavemet değerleri verilmiştir. Literatür incelendiğinde dişlilerin dişleri üzerinde oluşan kuvvetlerin hesabı kolaylıkla bulunabilmektedir. Düz dişlilerde teğetsel ve radyal kuvvetler oluşur, bu kuvvetler ise yataklamalar ile karşılanmaktadır fakat bu kuvvetler dişli üzerinde eğilme gerilmeleri de meydana getirmektedir.

Tablo 3.6 Yataklarda meydana gelen tepki kuvvetleri

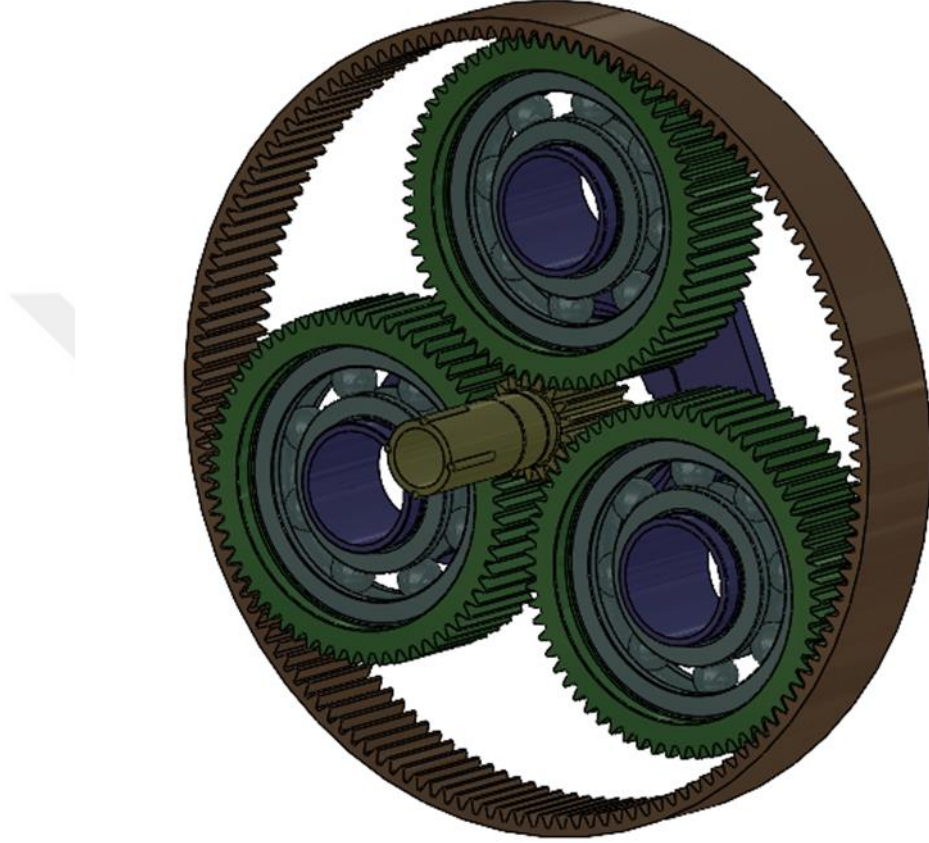
	Teğetsel Kuvvet (kN)	Radyal Kuvvet (kN)	Bileşke Kuvvet (kN)
Küçük planet dişlisi	470	171	500
Konik makaralı rulmanlar	-334	-122	356
Büyük planet dişlisi	-219	-80	-234
Küresel makaralı rulman	84	31	89

Makine elemanları bilgileri tarafından kaleme alınana makine elemanları ve konstrüksiyon örnekleri isimli kitapta verilen dinamik eğilme gerilmesi altındaki millerin mukavemet hesapları formülleri ile işlemler gerçekleştirildiğinde mil dış çapı Ø195 mm olarak elde edilmiştir.

Bu kuvvetler altında rulmanların da dayanım kontrolleri yapılmalıdır. Rulman firmalarının kataloğunda bunun için gerekli formüller bulunmaktadır. Bu formüller ile kontrol edildiğinde rulmanların uygun oldukları görülmektedir.

Planet kolu mili, planet kolları ile temas halinde çalışacağı için aralarında etki tepki kuvvetleri oluşacaktır ve bu kuvvetler altında planet kolu mili kesme gerilmesi ile zorlanacaktır. Maliyeti düşürmek adına planet kolu milinin Ck60 malzemeden imal edilmesi kararlaştırılmıştır. Rulmanlardan dolayı mil dış çapı değeri belirlidir fakat

ağırlık azaltmak maksadıyla milde boşaltma yapılması istenmektedir. İlk hareketlenme halinde mil ve planet kolları arasında bir yüzey gerilmesi oluşacaktır. Planet kolu genişliği 45 mm olarak seçilmiştir ve yüzey gerilmesine göre mukavemet kontrolü yapıldığında mil boşaltma çapı $\text{Ø}70$ mm olarak elde edilmiştir.



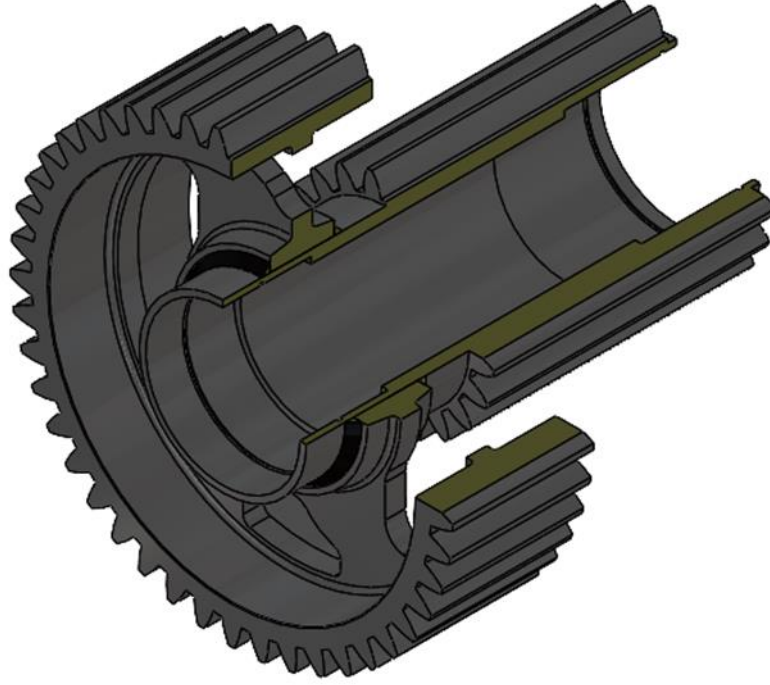
Şekil 3.4 İkinci kademe planet dişli mekanizması

Ayrıca ikinci kademe planet kolu mili için hesap yapmaya gerek yoktur çünkü üç elemanlı planet dişli mekanizmalarında planet dişlisi üzerinde oluşan kuvvetler birbirlerini dengelerler ve mil üzerinde yük oluşturmazlar. Bu sayede rulman tercihi de özgürce yapılabilir. Tasarımda planet dişlisinin kendi etrafında serbestçe dönebilmesi için dişli SKF 6324 rulman ile yataklanmıştır.

3.3.4 Planet Dişlinin Kaynak İle Bağlantısı

Şekil 3.2’de de görüldüğü üzere ilk kademe büyük planet dişlisi, küçük planet dişlisinden bağımsızdır. Bu sebeple birbirleri ile eş çalışmaları için gerekli bağlantının yapılması gerekir. Yüksek güç akışı olacağı için sıkı geçme

bağlantısında kaymalar meydana gelebilir bu yüzden kaynak bağlantısı tercih edilmiştir.

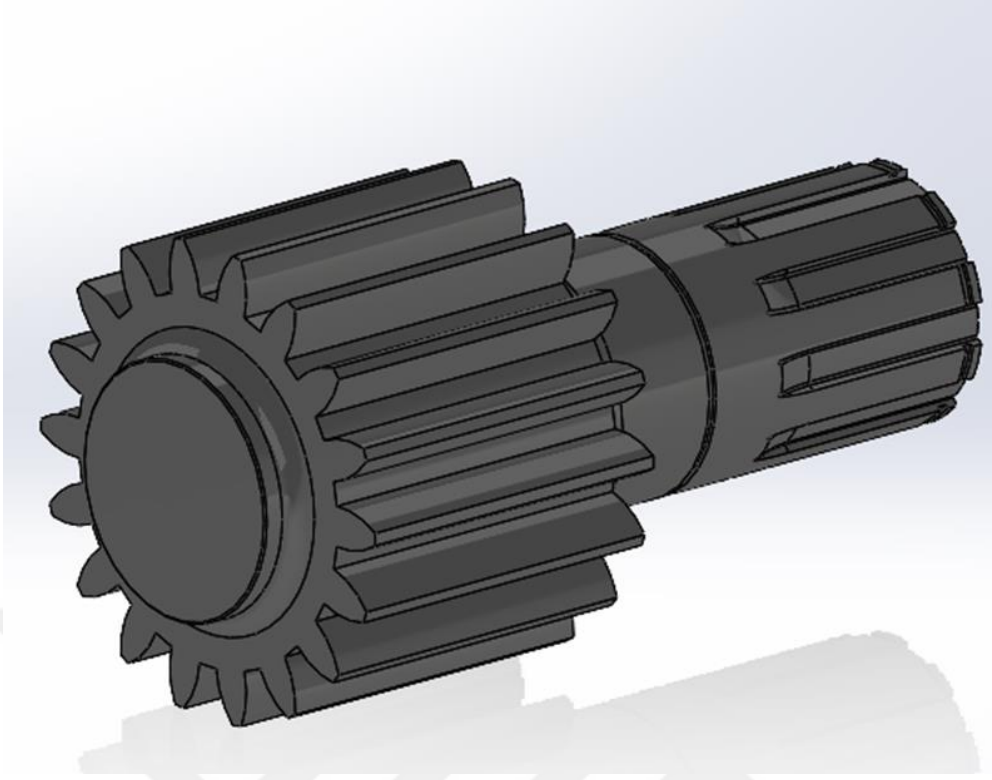


Şekil 3.5 Planet dişlileri kaynak bağlantısı

Makine elemanları bilgilerinden dairesel form lu köşe kaynakları için geçerli mukavemet hesabı elde edilmiştir. Tasarımda kaynak dikişi çift taralı olacağı için denklem sonucunda elde edilen dikiş genişliği yarıya bölünmelidir. Denklem çözüldüğünde gerekli kaynak dikişi genişliği 5 mm olarak bulunmuştur.

3.3.5 Kademe Kamalı Mili ve Düşük Devir Kamalı Mili Boyutlandırılması

Düşük devir mili, direk olarak ilk kademe planet dişli mekanizmasının planet koluna bağlanacaktır. Bağlantı, bakım ve arıza durumunda daha kolay demontaj yapılabilmesi için sökülebilir olarak tercih edilmiştir. Sökülebilir bağlantı elemanı olarak uygu kaması düşünülmüştür fakat hesaplar sonucu kama adedinin üçten fazla çıkması sonucu kamalı mil tercih edilmiştir. Ülkemizde kamalar TS 147 standardına göre imal edilirken kamalı miller TS ISO 14 standardına göre imal edilmektedir.



Şekil 3.6 Kademe kamalı mili

Kamalı miller moment aktarımı sırasında kesilmeye zorlanırken bir yandan da yüzey gerilmesine maruz kalmaktadır. Uygu kamalarının ve kamalı millerin mukavemet kontrollerine ait formüller kaynak kitaplardan kolaylıkla bulunabilmektedir. Standartlardan düşük devir miline uygun kamalı mil bulunamamıştır. Bu nedenle standart dışı ölçülere sahip düz kenarlı ve göbekten merkezlemeli bir kamalı mil tasarlanmıştır. $\text{Ø}220 \text{ mm} \times \text{Ø}260 \text{ mm} \times 45 \text{ mm}$ ölçülerinde sekiz adet kamadan oluşan bu mil tasarımında SKF 32252 konik makaralı rulman kullanılması kararlaştırılmıştır. Yapılan tasarımın mukavemet kontrolü yapıldığında milin emniyetli olduğu görülmüştür.

Planet kolu dıştan 23968 CC/W33 rulman ve daha iyi merkezleme için planet kolu milini taşıyan gövde ise içten SKF 22224E rulman ile yataklanarak; ilk kademe planet dişli mekanizması ile ikinci kademe planet mekanizması arasında meydana gelebilecek eksen kaçıklığının önüne geçilmiştir.

Kademe mili, ilk kademe planet dişli mekanizmasının güneş dişlisi ve ikinci kademe planet dişlisi planet kolu arasında güç iletimi yapacaktır. Kademe mili ile güneş dişlisi birleşik olarak imal edilecektir ve planet kolu ile bağlantısı ise dört adet kamaya sahip kamalı mil ile yapılacaktır. Kademe miline uygun kamalı mil

ölçüsüne standartlardan 10 X 112 X 120 olarak ulaşılmıştır. Yapılan mukavemet hesapları sonucunda gerekli temas uzunluğu 90 mm olarak bulunmuştur.

3.3.6 Dişli Kutusu Kavraması

Jeneratör hazır olarak tedarik edileceğinden jeneratör milinin boyutu önceden bilinmemektedir. Yüksek devir mili ve jeneratör mili arasında boyut farkı olmasına karşı iki mil arasında flanşlı kavrama kullanılacaktır.

Flanşlı kavramalarda merkezden 60 mm uzaklıkta dört adet 6.6 kalitesinde DIN 913 M16 cıvata kullanımına karar verilmiştir. Cıvatalar boşluksuz olarak yerleştirilecektir, bu sayede cıvatalar sadece kesilmeye zorlanacaktır. Kavramaların ve frenlerin mukavemet hesaplarında güçte oluşabilecek dalgalanmalara karşı moment belirli bir kat sayı ile çarpılmaktadır. Bu kat sayıya işletme faktörü denmektedir ve rüzgar türbinlerinde güç dalgalanmaları pek görülmediği için bu katsayı 1,5 olarak alınmıştır. Kesilmeye karşı mukavemet kontrolü yapıldığında M16 cıvatanın yeterli olduğu görülmüştür.

Kavramanın mile bağlantısı 6.6 kalite cıvata çeliğinden imal edilecek dört adet pim ile gerçekleştirilecektir. Pimler, uygu kamaları gibi yüzey basıncına ve kesme kuvvetlerine maruz kalacaktır yani uygu kamaları için kullanılan mukavemet hesapları pimler içinde kullanılabilir. Bu hesaplamalar sonucunda gerekli pim ölçüleri Ø8 mm x 62 mm olarak elde edilmiştir.

3.4 Dişli Kutusunun Verimi

Planet mekanizmalarının verimleri söz konusu olduğunda yuvarlanma güçleri söz konusu olmaktadır ve yuvarlanma gücü; iç güç olarak da isimlendirilmektedir. Mil güçlerinden farklı olarak yuvarlanma güçleri mutlak devir sayıları yerine, planet koluna göre bağıl devirleri baz almaktadır. Denklem 3.14' de yuvarlanma gücü hesabı verilmiştir. Ayrıca bu denklem ve planet mekanizmalarına ait diğer denklemler yardımı ile elde edilen mil gücü ve yuvarlanma gücü verileri tablo 3.8'de verilmiştir.

$$P_w = \frac{M \times (n - n_s)}{9550} \quad (3.14)$$

Tablo 3.7 Verim hesabı için gerekli veriler

	Birinci Kademe Planet Dişli Mekanizması	Birinci Kademe Planet Dişli Mekanizması
n_1	176 dev/dk	1584 dev/dk
n_s	16 dev/dk	176 dev/dk
M_1	$-65,114 \times 10^6 \text{ Nmm}$	$-7,235 \times 10^6 \text{ Nmm}$
M_3	$-651,14 \times 10^6 \text{ Nmm}$	$-57,88 \times 10^6 \text{ Nmm}$
M_s	$716,250 \times 10^6 \text{ Nmm}$	$65,114 \times 10^6 \text{ Nmm}$
P_{w1}	$-1,090 \text{ MW}$	$-1,067 \text{ MW}$
P_{w3}	$1,090 \text{ MW}$	$1,067 \text{ MW}$

İç güç akışı belirlenirken, yuvarlanma güçlerinin işaretine bakılmaktadır. Pozitif yuvarlanma gücü giriş gücü iken, negatif yuvarlanma gücü çıkış gücüdür. Her iki planet mekanizması incelendiğinde güç akışının üç dişlisinden bir dişlisine gerçekleştiği görülmektedir. Dış güç akışının ise bizim seçimimiz ile planet kolundan bir dişlisine doğru olduğunu ve üç numaralı dişlilerin sabitlenmiş olduğunu bilmekteyiz. Bu durumda verim hesabında kullanılacak denklem aşağıda verilmiştir.

$$\eta_{\text{planet}} = \frac{1 - y}{1 - \left(\frac{y}{\eta_0}\right)} \quad (3.15)$$

Bu denklem kullanılarak planet mekanizmalarının verimi hesaplanmıştır. Burada η_0 mekanizmanın sabit çalışması halindeki verim olup, genellikle 0,98 alınır.

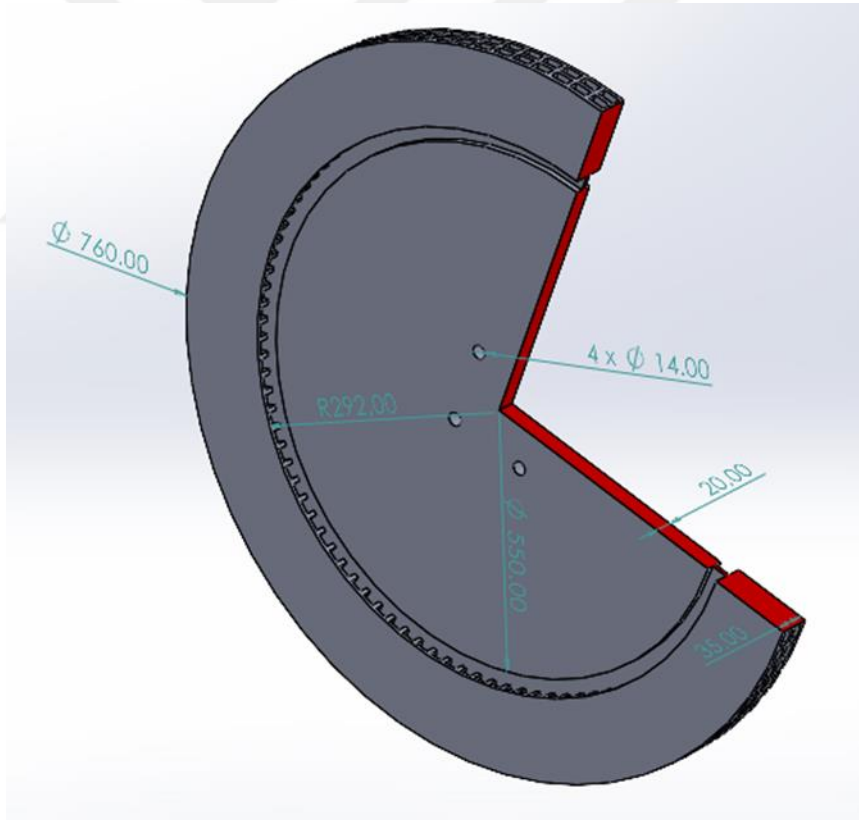
Sonuçlar incelendiğinde, mekanizmaların planet çalışması halindeki verimin sabit çalışması halindeki verimden büyük olduğu görülmektedir. Böylece daha verimli bir mekanizma tasarımı elde edilmiş olmaktadır.

Tablo 3.8 Planet mekanizmalarının verimleri

	Birinci Kademe Planet Dişli Mekanizması	Birinci Kademe Planet Dişli Mekanizması
y	-10	-9
η	0,982	0,982

3.5 Fren Kaliperi Tercihi ve Fren Diski Tasarımı

Frenleme momenti; kavramanın mukavemet hesabında kullanılan değer ile eşittir. Yani gerekli minimum frenleme momenti yaklaşık 10850 Nm'dir. TWIFLEX markasının T40 kodlu fren kaliperinden iki adet kullanılması halinde gerekli frenleme momenti elde edilebilmektedir.



Şekil 3.7 Fren disk tasarımı

Katalogda verilen bilgilerden yola çıkarak $\Phi 760$ mm çaplı fren disk kullanılması halinde gereken frenleme kuvveti 16,2 kN olarak hesaplanmıştır. Fren kaliper üreticisinin verdiği bilgilerden biri olan 100 bar altında 45kN frenleme kuvveti verir

bilgisinden yola çıkarak, oran orantı ile 16,2 kN frenleme kuvveti için kaliperin 36 bar basınç ile çalışması gerektiği hesaplanmıştır.

Frenleme momentinin yüksek olması nedeniyle frenleme sırasında yüksek miktarda ısı ortaya çıkacaktır. Isının ortamdaki hızla uzaklaştırılması amacıyla fren diskinde çift taraflı olarak havalandırma kanalı tasarlanmıştır. Fren diskinin malzemesi olarak GGG50 dökme demir kullanılmıştır.



4.1 Topoloji Analizi

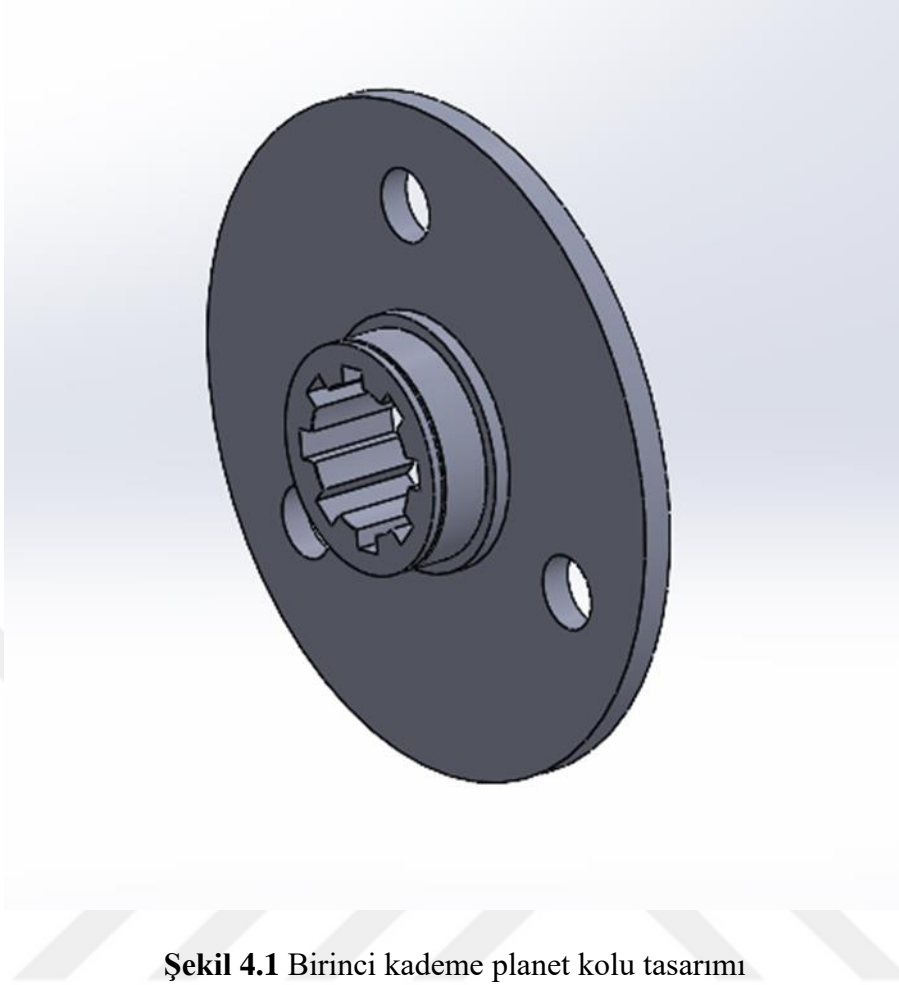
Topoloji analizi; sonlu elemanlar yöntemi ile çalışan ve belirli sınır koşulları, üretim koşulları vb. şartlar altında uygulanan yüke dayanabilecek; en az kütleyle sahip tasarım, en az hacim kaplayan tasarım gibi optimize tasarımlar elde etmemize yardımcı olan bir analiz çeşididir.

Topoloji analizi sonlu elemanlar yöntemini kullanmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi karmaşık hesaplamaların çözümü için geliştirilen bir yöntemdir. İlk zamanlarda mühendisler sonlu elemanlar yöntemini basit denklemlerin çözümünde kullandılar ama daha karmaşık problemler söz konusu olduğunda tekrarlayan hesapların sayısının çok artması yöntemin önüne sınır koymuştur. Bu sınırı bilgisayarlar ve FEM ile çalışan yazılımlar ortadan kaldırmıştır. FEM uygulanırken analizi yapılan parça, ortam vb. sonlu eleman adı verilen sonsuz küçük boyutta taneciklere ayrılır ve her çevrimde her bir tanecik için ayrı ayrı hesaplamalar yapılır.

Çalışmada analitik olarak boyutları belirlenmiş olan bazı makine elemanlarının bölgesel olarak boşaltmalar yapılması ile hafifletmenin mümkün olduğu bilinmektedir. Bu amaçla ANSYS 2021 yazılımı aracılığıyla topoloji analizleri gerçekleştirilecektir.

4.2 Birinci Kademe Planet Kolu

Topoloji analizlerinde toplam iterasyon sayıları yüksektir bu sebeple analizler görece uzun sürmektedir. Bu süreler direk olarak bilgisayar yeteneklerine bağlı iken analiz hazırlığı yapılarak süreler düşürülebilmektedir. Bütün bir makine elemanını analize sokmak yerine makine elemanının belirli bir bölgesini analize sokmak analiz sürelerini düşürecek ve sonuçların doğruluğunu arttıracaktır. Örneğin dişlilerde dişlerin boyutları analitik hesaplar ile elde edilmiştir, dişli analize sokulmadan önce dişlerin olduğu bölge tasarımdan çıkartılır ise analiz süresi düşecektir.

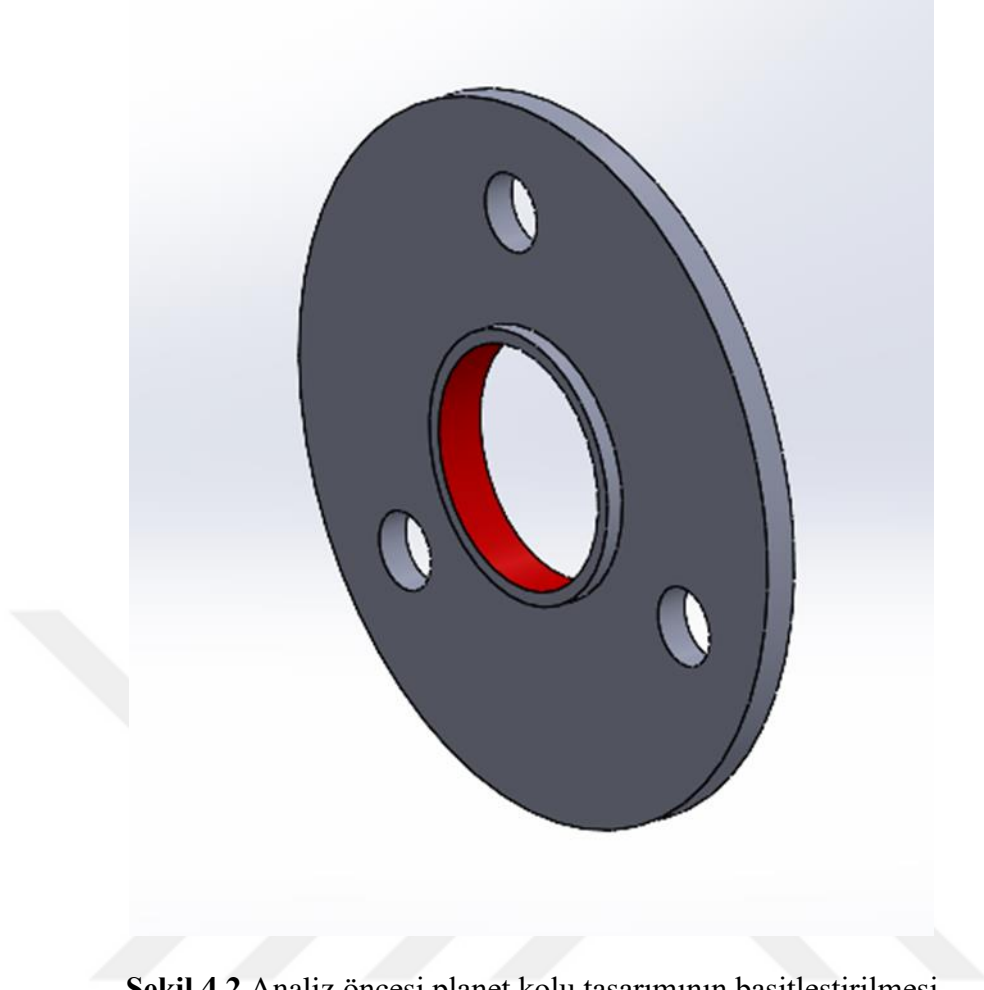


Şekil 4.1 Birinci kademe planet kolu tasarımı

Birinci kademe planet kolu, düşür devir mili ile bağlantısı yapılabilmesi için kama kanallarıyla birlikte tasarlanmıştır. Kama kanallarının formu nedeniyle atılacak mesh kalitesi düşecektir. Ayrıca kamalar, analitik hesaplar ile boyutlandırıldığı için tekrar analize sokulmaları gereksiz olacaktır. Şekil 4.2’de analize sokulmuş olan basitleştirilmiş tasarım görülmektedir.

Analiz hazırlıklarında bir sonraki aşama analiz yapılacak CAE programına malzeme tanımlaması yapılmasıdır. Malzeme tanımlaması; ANSYS yazılımının kütüphanesinde hazır olarak bulunan yapısal çelik malzemesinin akma ve kopma dayanımlarının Ck60 çelik değerleri ile değiştirilerek yapılmıştır.

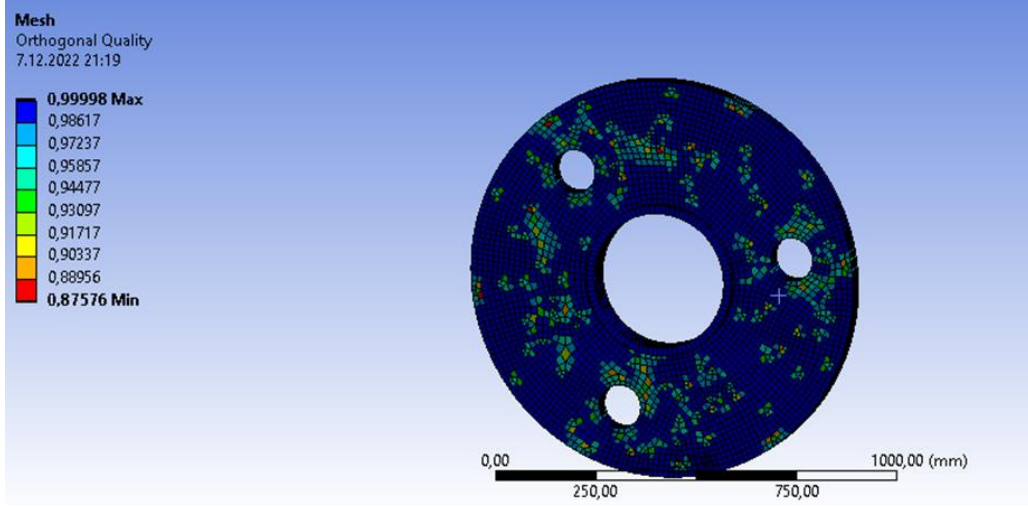
Topoloji analizleri yapılmadan önce tasarımın statik yapısal analizi yapılmalıdır. Aksi takdirde CAE yazılımı topoloji analizini gerçekleştiremeyecektir. Çünkü; CAE yazılımı, yapısal statik analizde kullanılan sınır şartları ve yüklemeleri aynı şekilde topoloji analizinde de kullanmaktadır.



Şekil 4.2 Analiz öncesi planet kolu tasarımının basitleştirilmesi

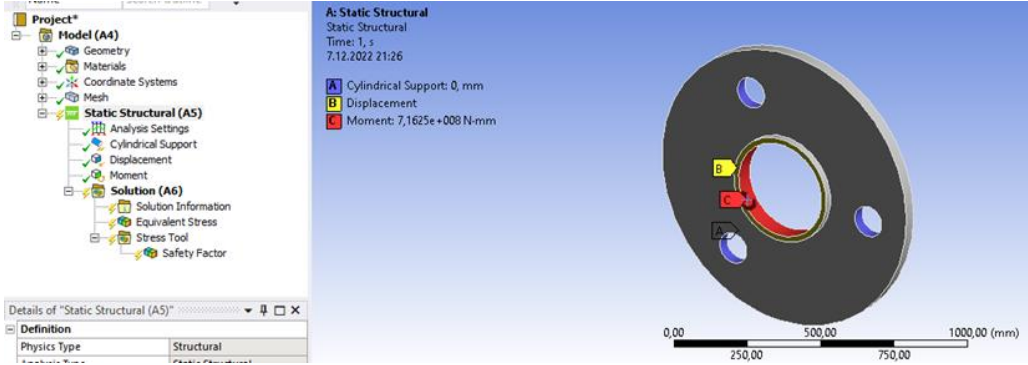
Mesh atma yani ağ yapısı tanımlama aşaması bütün sonlu elemanlar analizlerinin en önemli ve en uzun süre alan aşamasıdır. Kalitesiz bir mesh gerçek dışı sonuçlar doğururken; belirli bir kalite üzerinde mesh atmak sonuçları değiştirmeyecek sadece analiz çözüm süresini uzatacaktır. Bu sebeple ideal sonlu eleman sayısına ve mesh kalitesi mümkün olduğu kadar yaklaşmak gerekir.

Birinci kademe planet kolu için ideal bir mesh kalitesine ulaştıran mesh yöntemi multizone olarak belirlenmiştir. Mesh çözünürlüğü yedi ve geçiş ayarı düşük olarak değiştirilmiştir. Ve sonuçta 67380 adet noktadan ve 13524 adet sonlu elemandan meydana gelen kaliteli bir ağ yapısı elde edilmiştir. Şekil 4.3'te mesh kalitesi görülmektedir. Mesh kalitesi 0,2 ve 0,7 aralığında olursa güzel bir mesh atılmış demektir. Eğer mesh kalitesi 0,7 ve 0,9 aralığında ise atılan mesh çok kaliteli demektir.



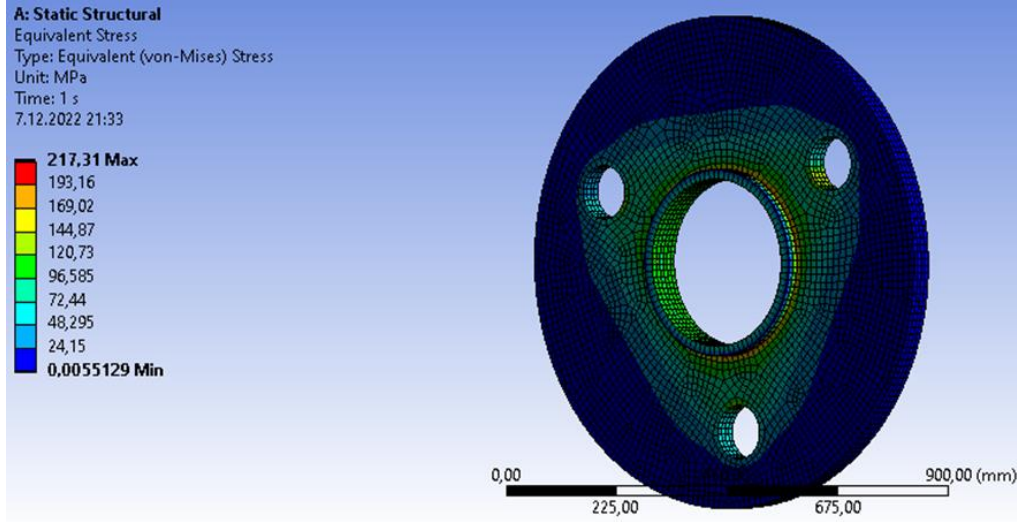
Şekil 4.3 Birinci kademe planet kolu mesh yapısı

Planet kolu millerini yataklayan bölgeler ‘‘Cylindrical support’’ ile tanımlanmıştır. Fakat statik analizde tüm eksenlerdeki hareketlerin kısıtlanmış olması gerekir ki ‘‘Cylindrical support’’ tanımlaması aksenal yönlerdeki hareketlere izin vermektedir. Bu nedenle Gövde yan yüzeyine sadece aksenal hareketi engelleyecek bir yataklama yapılmıştır. Moment yüklemesi kama yüzeylerinden yapılmalıdır fakat kama bölgesi tasarımdan kesilerek atıldığı için moment tasarım basitleştirilirken yapılan kesme işleminde ortaya çıkan yüzeyden uygulanmıştır.



Şekil 4.4 Planet kolu statik yapısal analizi sınır şartları

Statik analiz sonuçlarına göre malzemede oluşan maksimum bileşik gerilme yaklaşık 217 MPa’dır. Ki bu malzemenin akma değerinin yarısından bile az bir gerilmedir. Statik yapısal analiz göstermiştir ki tasarım uygulan yüklemeye için aşırı mukavimdir, bu sebeple topoloji analizi ile büyük bir kütle düşümü elde edilebilecektir. Ayrıca analiz sonucunda gerilme dağılımı incelenir ise topoloji sonucunda elde edilecek tasarımın şekli ön görülebilmektedir.



Şekil 4.5 Planet kolu statik yapısal analiz sonucu

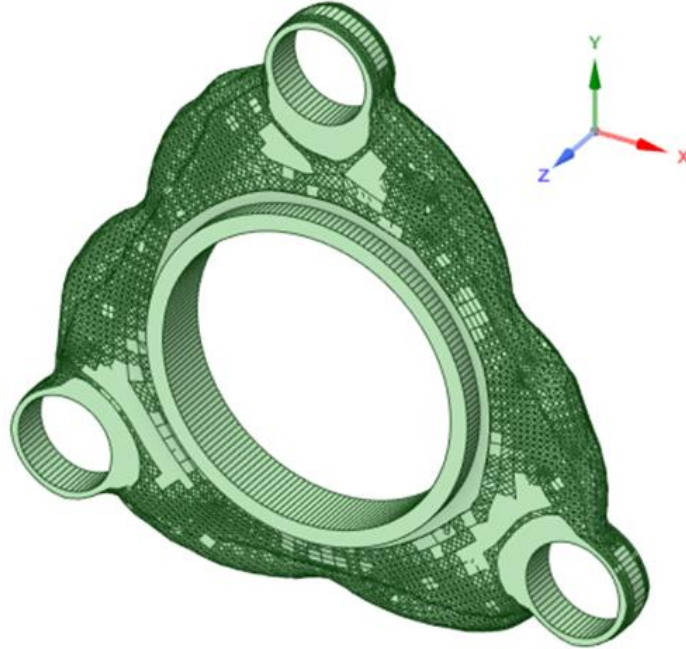
Topoloji analizi sınır şartları arasında hedefler, üretim sınırları ve analiz bölgeleri vardır. Hedef şartlarından birisi malzemenin mukavemetinden kaynaklı maksimum bileşik gerilme sınırıdır diğeri ise kütleli veya hacimsel azalma sınırıdır. Malzeme akma gerilmesi değerinin belirli bir emniyet faktörü değerine bölünmesi ile elde edilen emniyetli gerilme değeri Ck60 çeliği için yaklaşık olarak 400 MPa'dır ve kütleli azalma oranı %25 ile sınırlandırılmıştır. Yataklama yüzeyleri, rulman dayanma yüzeyi ve kesit yüzeyi analiz dışı olarak atanmıştır. Şekil 4.6'da topoloji analizi sınır şartları gösterilmiştir.

Analiz 15 iterasyon ile sonuca ulaşmıştır. Analiz sonucu direk olarak STL formatında kaydedilebilmektedir fakat analiz sonucu mesh yapıda olması bir sorun oluşturmaktadır. Analiz sonucu ANSYS yazılımıyla birlikte gelen SpaceClaim programı ile katı bir yapıya dönüştürülerek STEP formatında kaydedilebilmektedir. Elde edilen bu katı hacmin yüzeyleri pürüzlüdür, bu nedenle elde edilen katı modelin basitleştirilmesi veya bu katı model referans alınarak ilk tasarım üzerinde değişiklikler yapılması gerekmektedir.

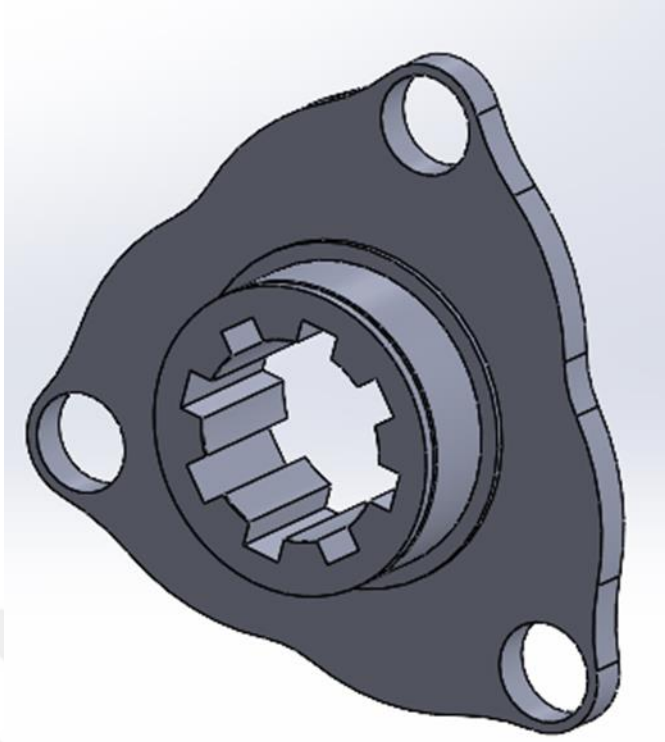


Şekil 4.6 Planet kolu topoloji analizi sınır şartları

Bu katı model referans alınarak ilk tasarım üzerinde değişiklikler yapılarak elde edilen yeni tasarımın kütlesi 139,88 kg iken analiz öncesi tasarımın kütlesi 295,51 kg'dır. Yani topoloji analizi sayesinde yaklaşık olarak %50 ağırlık azalması elde edilmiştir



Şekil 4.7 Planet kolu topoloji analizi ile elde edilen katı model



Şekil 4.8 Birinci kademe planet kolu nihai tasarımı

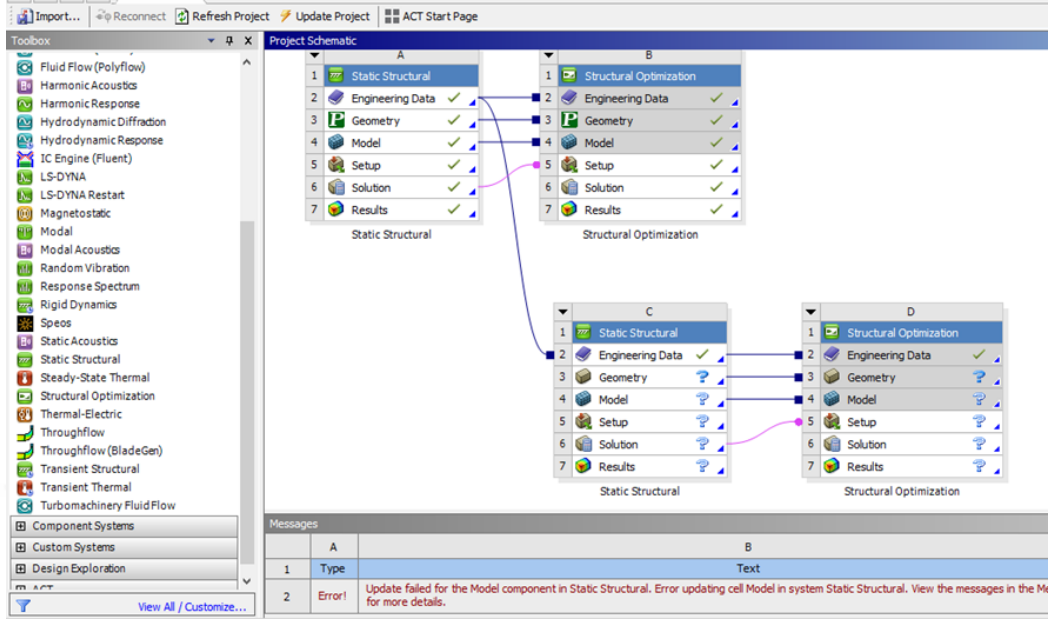
Planet kolunu daha iyi merkezlemek ve planet kolu milini yataklamak amacı ile bir gövde tasarımı yapılmıştır. Bu gövde herhangi bir yük taşımayacağı için topoloji analizi gerçekleştirilemeyecektir, bunun yerine mümkün olan en hafif tasarım yapılmaya çalışılacaktır.

4.3 İkinci Kademe Planet Kolu

İkinci kademe planet kolu, birinci kademe planet kolu ile aynı malzemeden imal edilecektir. Buda demektir ki iki analiz içinde malzeme tanımlaması aynı olacaktır. ANSYS programı aynı arayüzde birbirinden farklı analizlerin yapılmasına izin vermektedir, böylece ikinci kademe planet kolu analizi ile ilk kademe planet kolu analizi aynı arayüzde yapılarak yeniden malzeme tanımlaması yapılmadan çalışma sürdürebilecektir. Birinci kademe planet kolu için yapılan basitleştirme ikinci kademe planet kolu gövdesi için de yapılmıştır. Yani kama yuvalarını içeren alan tasarımdan atılmıştır.

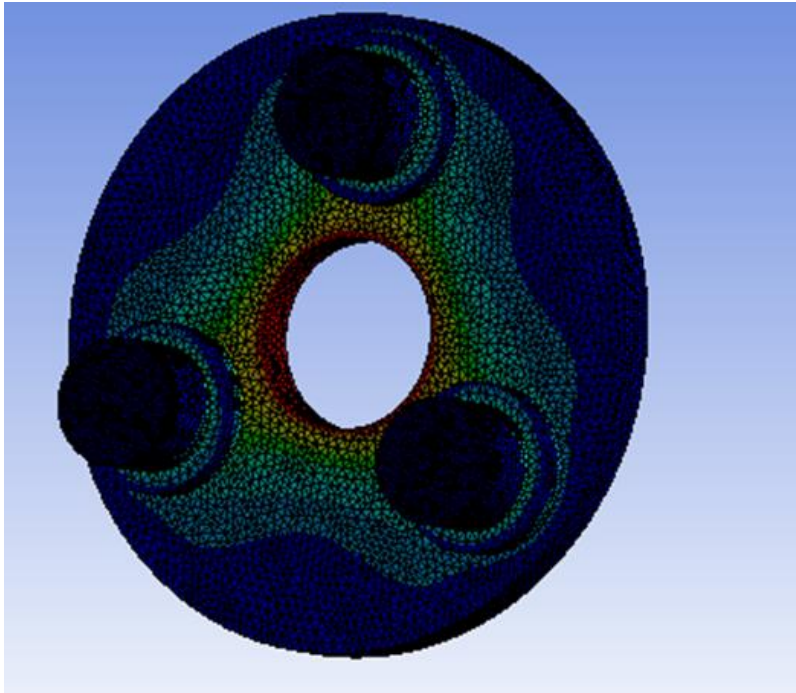
Rulman yataklarında bütün yönlere olan hareketler engellenmiştir. Analiz sırasında rulman yataklarına fixed support tanımlaması yapılmıştır. Planet kolu sadece ilk hareket sırasında eylemsizlik nedeniyle bir gerilmeye maruz kalacaktır. Eylemsizlik nedeniyle parçada oluşan gerilmeleri simüle etmek için parçanın

serbestçe dönmesine izin verilmemelidir. Fixed support tanımlaması ile planet kolunun ekseni etrafında dönmesi de engellenmiş olmaktadır.



Şekil 4.9 Aynı arayüzde birden fazla analiz

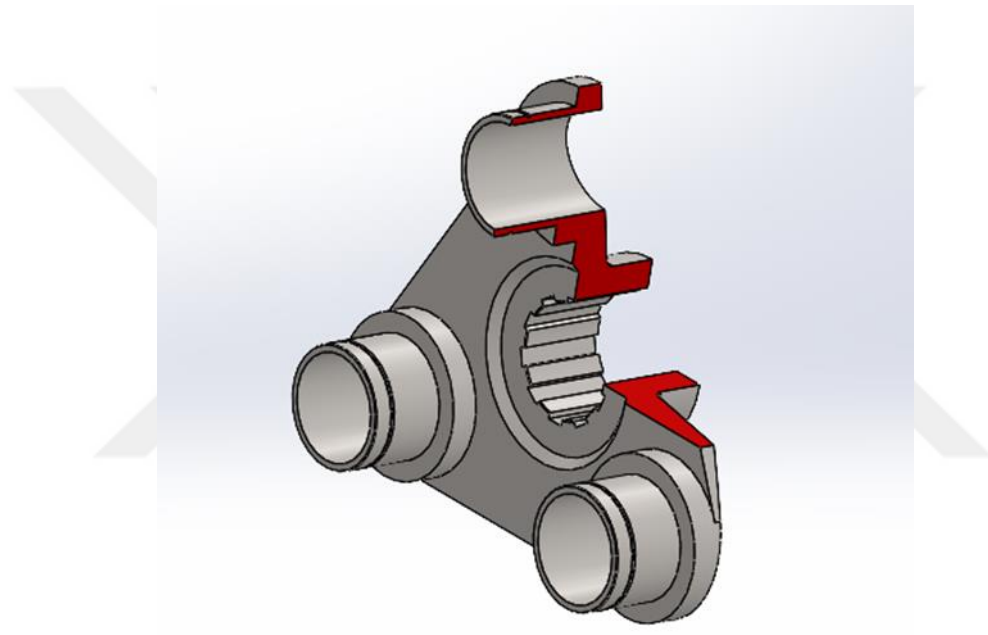
Segman yuvalarının dar ve derin olması mesh kalitesini önemli derecede düşürecektir. Bu nedenle mesh atma işlemi sırasında pinch komutu kullanılmıştır. Pinch komutu, mesh kalitesini düşürecek ve analiz için varlığı pek önemli olmayan boşlukları doldurmaya yaramaktadır.



Şekil 4.10 Analiz sonuçlarına göre kuvvet dağılımı

Statik yapısal analiz sonuçlarına göre gerilme dağılımı şekil 4.10'de görülmektedir. Sonuçlara göre planet kolu üzerinde oluşan en yüksek gerilme 56 MPa'dır. Bu sonuç ile birinci kademe planet kolunda meydana gelenden daha fazla bir oransal kütle düşüşü yaşanacağı ön görülmektedir.

İkinci Kademe planet kolu tasarımının da rulmanların dayanması için bir kademe tasarımı vardır ve bu kademenin analiz ile kaybolmaması istenmemektedir. Bu nedenle yapısal optimizasyon analizinde rulman yataklama yüzeylerinin ve dayama kademesine ait yüzeylerin analiz dışında tutulması için bu yüzeyler analiz dışı olarak tanımlanmıştır.



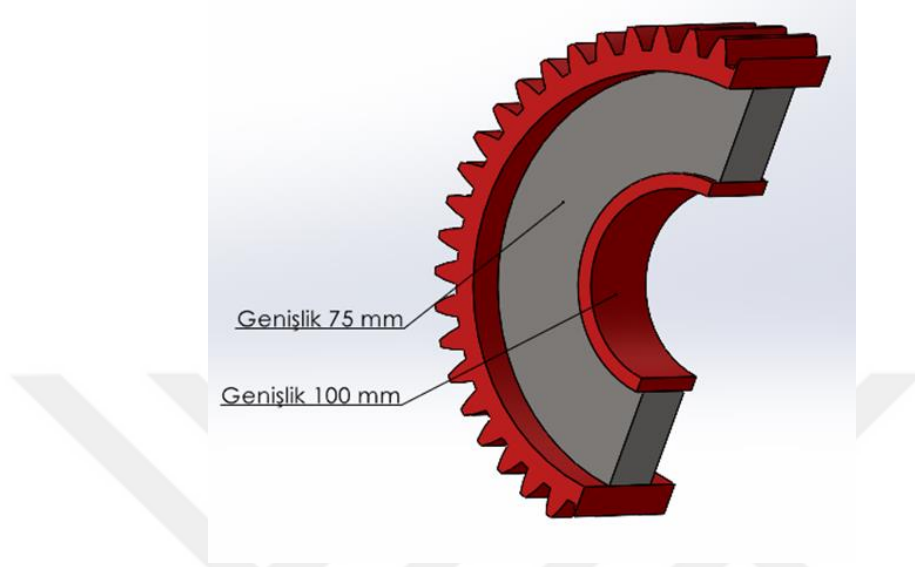
Şekil 4.11 Planet kolunun analiz sonuçlarına göre nihai tasarımı

Analiz öncesi yapılan tasarım 124,70 kg iken analiz sonucuna göre güncellenen tasarım ise 44,66 kg'dır. Buda demektir ki yaklaşık %60 malzeme kazancı elde edilmiştir.

4.4 Birinci Kademe Planet Dişlisi

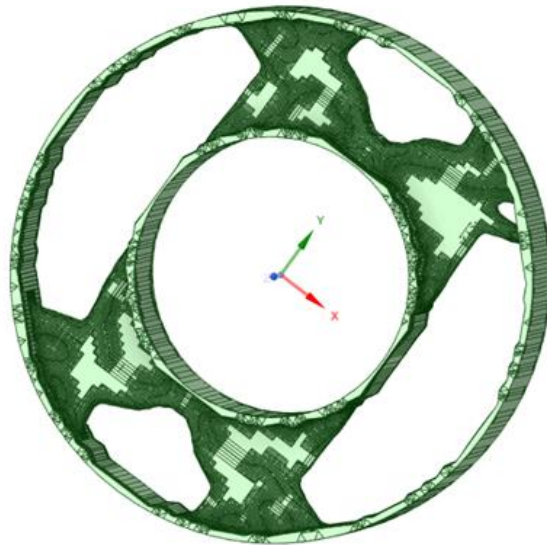
Dişlilerin dişleri standartlara göre boyutlandırılmıştır. Böylece dişlerin boyutları analitik olarak elde edilmiştir. Bu nedenle dişleri tekrar analize sokmak gereksizdir, ayrıca dişlerin formlarından dolayı meshleme işleminde istenen mesh kalitesini yakalamak daha da zorlaşacaktır.

Birinci kademe büyük planet dişlisi gövde bölgesinde yüksek bir malzeme yoğunluğu vardır fakat bu bölge için bu kadar malzeme kullanımı gereksizdir. Bu yüzden dişlinin gözdesi topoloji analizi ile boşaltılarak maliyetin azaltılması istenmiştir.



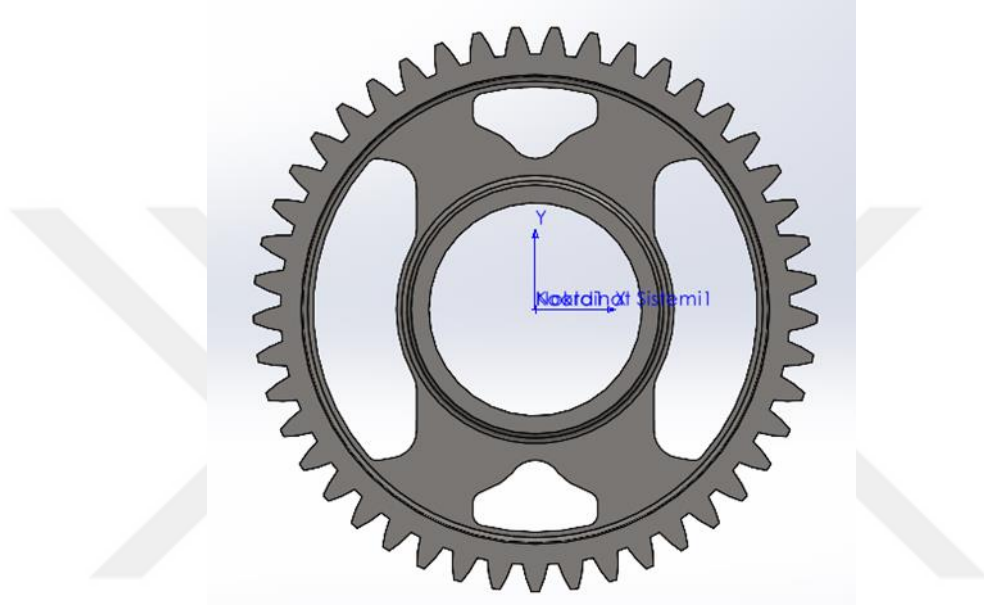
Şekil 4.12 Birinci kademe planet dişlisi analiz hazırlığı

Analiz süresini azaltmak adına dişli gövde bölgesinin kalınlığı bir miktar azaltılmıştır. Dişlerin taban dairesinden biraz uzaktan tasarım kesilerek diş bölgesi analizden yani analize sokulan tasarımdan atılmıştır. Ayrıca kaynak yapılacak yüzeylerde analize sokulan tasarımdan atılmıştır. Bu bölgeler şekil 4.12’da kırmızı boyanarak gösterilmiştir.



Şekil 4.13 Planet dişlisi topoloji analizi sonucu

Analiz sonucunda aşırı ince et kalınlığına sahip bir dişli gövdesi ortaya çıkmıştır. Gövdenin et kalınlığının çok ince olması dişlinin aşırı esnek olmasına sebep olacağı ve bu nedenle de güç aktarımında problem ortaya çıkacağı düşünülmüştür. Analizi manipüle ederek et kalınlığını kalın tutmak için gövde üzerine merkezden eşit uzaklıkta ve eş açılarla altı adet Ø50 mm çapında delik açılmıştır ve analiz tekrar gerçekleştirilmiştir. Yeniden gerçekleştirilen analizin sonucu şekil 4.13'te gösterilmiştir.



Şekil 4.14 Planet dişlisi nihai tasarımı

Ön tasarımda dişli kütlesi 206 kg iken analiz ile ağırlık yaklaşık olarak 77 kilograma düşürülmüştür.

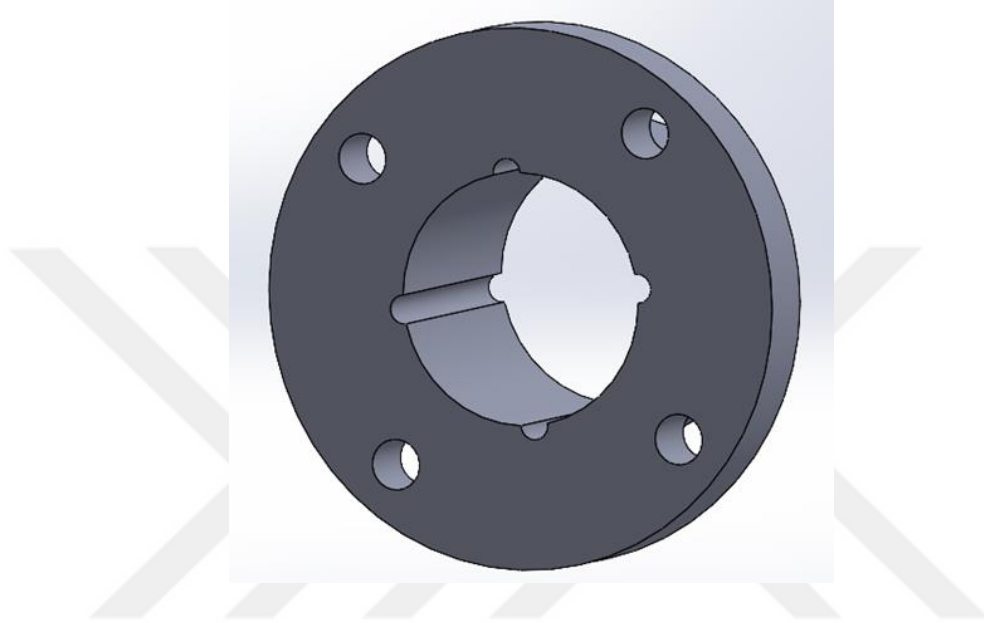
4.5 Kavrama

Yüksek devir mili direk olarak jeneratöre bağlanmayacak ve jeneratörün aşırı yüklenmesine karşın devreye girecek bir frenleme mekanizması ile bağlanacaktır. Fren mekanizmasının diğer tarafında ise jeneratör mili olacaktır. Jeneratörün dış tedarikçilerden tedarik edilecek olması nedeniyle jeneratör milinin boyutları bilinmemektedir. Bu sebeple farklı boyutlardaki millerin bağlantısında kullanılabilen flanşlı kavrama tercih edilmiştir. Fren diski ise kavrama arasına bağlanacaktır.

Flanşlı kavramanın yüksek devir miline bağlanacak olması yani devrinin yüksek aktardığı momentin düşük olması sayesinde Ck 45 çeliği kullanmak mümkündür.

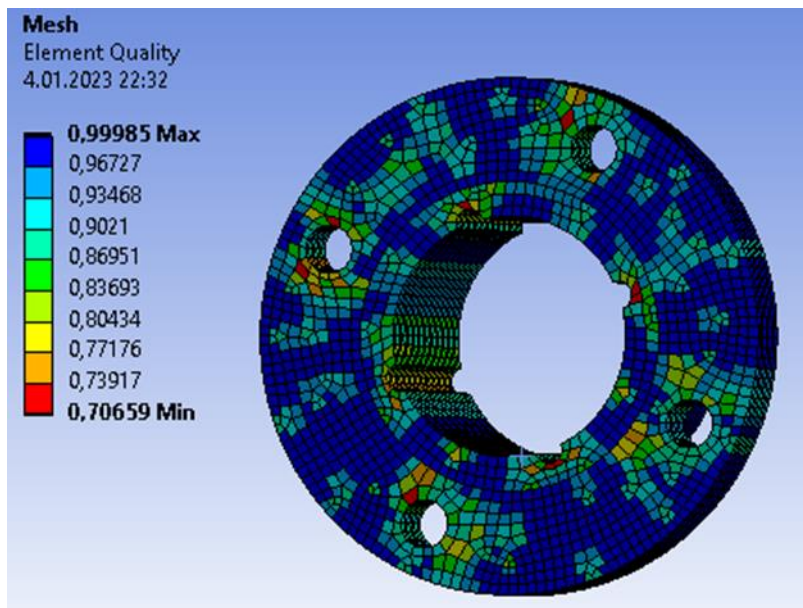
ANSYS yazılımında Ck 45 malzeme tanımlaması tıpkı Ck 60 çeliğinin tanımlaması gibi yazılım kütüphanesinde bulunan yapısal çelik malzemesinin düzenlenmesi ile yapılmıştır.

Kavramanın yüksek devir mili ile bağlantısı ve flanşların birbiri ile bağlantısı analitik hesaplar yardımı ile boyutlandırılmıştır. Bu boyutlandırmalar ile yapılan ön tasarım şekil 15’te görülmektedir.



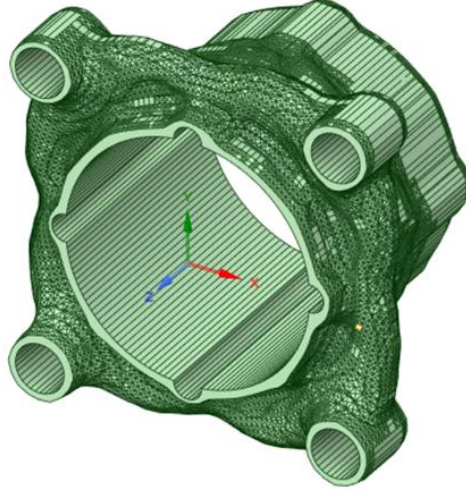
Şekil 4.15 Kavrama ön tasarımı

Cıvata delikleri ve pim yuvaları mesh kalitelerini düşürmektedir. Buna rağmen gayet kaliteli bir mesh atılmıştır.



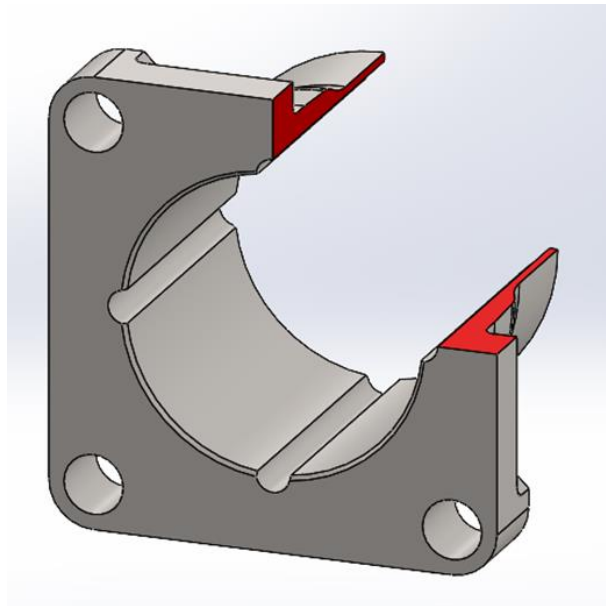
Şekil 4.16 Kavrama mesh kalitesi

Pim yüzeylerinden uygulanan moment gerçek dışı sonuçlar verdiği için, moment mil ile kavramanın temas yüzeylerinden uygulanmıştır. Kavramanın mil ile merkezlenmesine yardımcı olması amacıyla temas yüzeyleri analiz dışında bırakılmıştır. Cıvata deliklerinin yüzeylerinden ise sabitlenmiş mesnet tanımlaması yapılmıştır ve statik yapısal analiz gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.17 Kavrama analiz sonucu

Cıvata delikleri ve pim ve mil ile temas yüzeyleri optimizasyon tasarımı dışında bırakılmıştır ve analiz maksimum gerilme 325 MPa ile sınırlandırılmıştır. Ayrıca malzemedeki kütle azalması maksimum %25 olarak sınırlandırılmıştır. Analiz sonucu şekil 4.17’de gösterilmiştir.



Şekil 4.18 Kavrama nihai tasarımı

Analiz sonucuna göre ilk tasarım güncellenmiştir. İlk tasarım 2,98 kg iken güncellenmiş 1,52 kg'dır Buda yaklaşık %50 malzeme azalması demektir. Şekil 4.18'de nihai tasarım görülmektedir.

4.6 Fren Diski

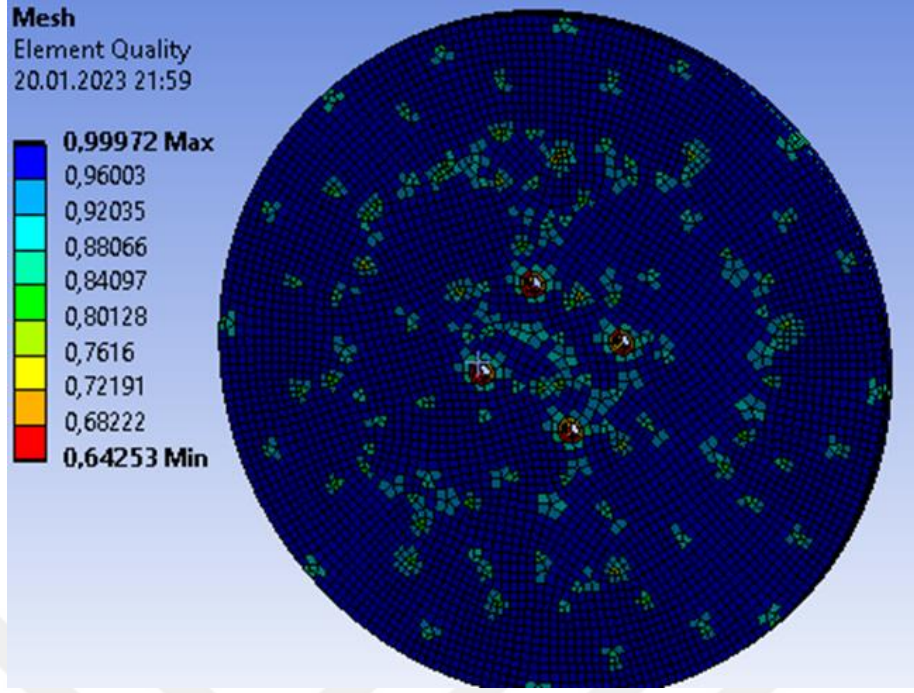
Fren diski gövde bölgesinde statik burulma gerilmesi oluşur iken balata ile sürtünen yüzeylerde statik burulma gerilmesine ek dinamik bir bası gerilmesi de oluşacaktır. Malzemelerin bası gerilmelerine karşı dayanımları diğer gerilme türlerine göre daha yüksektir bu nedenle dayanım hesaplarında genellikle ihmal edilirler. Bu nedenle sadece disk gövdesinin analiz edilmesine karar verilmiştir.

GGG50 dökme demir malzemesi tanımlaması yapılırken tablo 4.1'de verilen veriler kullanılmıştır. Verilerde görüldüğü üzere GGG50 malzemesinin akma dayanımı vardır, yani malzeme akma göstermektedir. Dökme demirler arasında sadece sfero dökme demirler akma göstermektedir. Fren diskinde GGG50 malzemesinin tercih edilme sebebi sfero dökme demirlerin bu özellikleridir.

Tablo 4.1 GGG50 dökme demir malzemesi

Malzeme	GGG 50
Yoğunluk	7,1 g/cm ³
Young Modülü	180 GPa
Kayma Modülü	70 GPa
Akma Gerilmesi	370 MPa
Kopma Gerilmesi	530 MPa

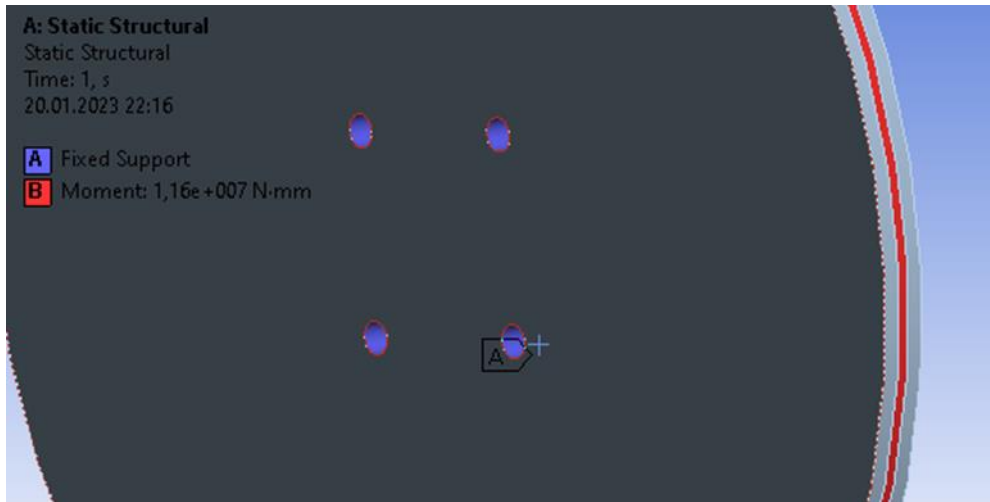
Mesh işlemini takiben moment yüklemesi ve fren diskinin kavramalar ile bağlantısını sağlayacak civata yuvalarına sabitlenmiş mesnet tanımlamaları yapılmıştır. Fren diski, göbeğinde bulunan kesit daralmasından kesildiği düşünülerek analiz edildiği için moment yüklemesi dar kesitin genişliğine göre yapılmalıdır.



Şekil 4.19 Fren analizi meshleme işlemi

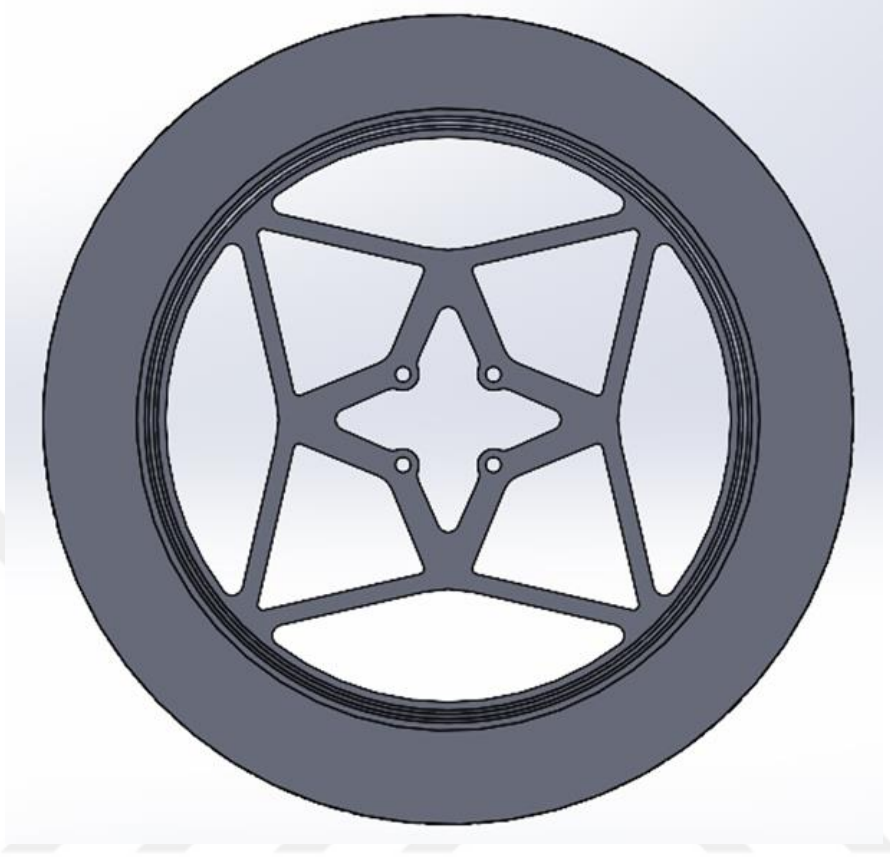
Statik yapısal analizi sonuçlarına göre ilk tasarımda oluşacak en yüksek gerilme 152,55 MPa'dır. Bu gerilme malzeme akma dayanımının yaklaşık beşte biridir.

Topoloji analizi maksimum gerilme 245 MPa ve maksimum kütle azalması %20 sınır şartları ile koşturulmuştur. Analiz sonucunda, parça kalınlığının bölgesel olarak değişken ölçülere sahip olması nedeniyle analiz ekstrüzyon imalat sınırlaması ile tekrar gerçekleştirilmiştir. Ekstrüzyon imalat sınırı, analiz sonucunda belirlenen ekseninde bütün kesitlerin aynı olmasını sağlamaktadır.



Şekil 4.20 Fren analizi moment yüklemesi

Analiz 108 iterasyon ile bir saat yirmi altı dakikada gerekleŖmiŖtir. Yapılan n tasarım 62 kg iken analiz ile optimize edilen tasarım 38 kg'dır.

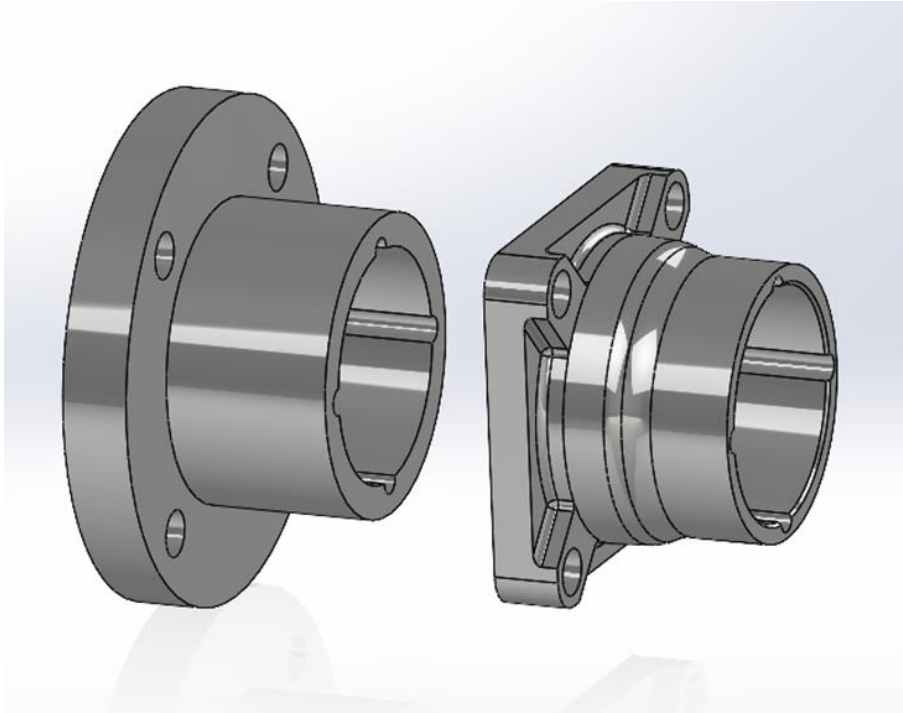


Ŗekil 4.21 Optimize edilmiŖ fren diski tasarımı

5.1 Sonuçlar ve Tartışma

Dünyanın enerji ihtiyacının gelişen teknoloji ile artışı ve çevre kirliliğinin dünya için önemli bir sorun haline gelmesi, yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelimin temel sebebidir. Türkiye, yüksek rüzgar enerjisi potansiyeline ile önemli bir yenilenebilir enerji kaynağına sahiptir, fakat rüzgar enerjisi kullanımı bakımından dünyanın gerisinde kalmıştır. Türkiye'nin kurulu rüzgar türbini sayısını arttırmak istemesi rüzgar türbinleri teknolojilerinin geliştirilmesi için bir motivasyon oluşturmaktadır. Bu çalışma bu motivasyon ile; rüzgar türbinleri tahrik mekanizmalarına odaklanmıştır, ayrıca günümüzde önemli bir aktarma organı olan planet dişliler hakkında az sayıda olan çalışmalara bir katkı sağlanmıştır.

Rüzgar türbinlerinde kullanılan tahrik mekanizmaları ve türbinlerin sınıflandırılması üzerine bilgiler verilerek okuyucunun rüzgar türbinleri üzerine genel bir bilgiye sahip olması hedeflenmiştir. Dünya'nın ve Türkiye'nin rüzgar enerjisi potansiyeli üzerine bilgiler verilmiştir ve ülkemiz için rüzgar enerjisinin önemi vurgulanmıştır.



Şekil 5.1 Topoloji analizi öncesi sonrası kavrama tasarımı

Ülkemizin rüzgar haritasına göre, rüzgar türbinlerinin sahip olabileceği devir sayısı aralığı ve elektrik eldesi için gerekli devir sayısı hesaplanmıştır. 1,2 MW güce sahip bir rüzgar türbini ele alınarak, bu türbin için tahrik grubu, dişli kutusu ve frenleme mekanizması tasarımı yapılmıştır. Tasarım sırasında analitik yöntemlerin yanı sıra sonlu elemanlar metodunu temel alan topoloji analizi kullanılmıştır. Dişli grubunda dört elemanlı bir planet dişli mekanizması ile seri bağlı bir üç elemanlı bir planet dişli mekanizması kullanılmıştır. Montaj şartlarına ve çevrim oranlarına uygun olacak şekilde dişlilerin diş sayıları belirlenmiştir ve dişlilerin mukavemet açısından sahip olması gereken minimum modül değerleri hesaplanarak imalat için uygun standart modül değerleri arasından seçim yapılmıştır.

Ayrıca kavrama ve mil boyutlandırılması ve rulman seçimleri yapılmıştır. Tahrik elemanlarının kütleleri topoloji analizi yardımıyla azaltılmıştır. Bu sayede maliyet yüksek oranda düşürülmüştür ve miller üzerine gelecek ağırlık yükleri azaltılmıştır. Frenleme için gerekli fren mekanizması, TWİFLEX firmasından tercih edilerek bu mekanizmaya uygun bir fren diski tasarlanmıştır.

KAYNAKÇA

- [1] U. Elibüyük ve İ. Üçgül (2014, Mart), “Rüzgar Türbinleri, Çeşitleri Ve Rüzgar Enerjisi Depolama Yöntemleri,” YEKARUM e-Dergi, Cilt 2, Sayı 3.
- [2] M.C. Şenel ve E. Koç, “Yatay Eksenli Rüzgar Türbinleri İçin Güç İletim Elemanlarının Seçim Kriterleri,” Rüzgar Enerjisi Dergisi, Sayfa 36-43, Kasım 2015.
- [3] G. Emniyetli, “Evsel Elektrik İhtiyacının Karşılanması İçin Rüzgar Türbini Tasarımı,” Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Trakya Üniversitesi, Edirne, 2007.
- [4] H. İ. Karadağ, “Yenilenebilir Enerji Kaynakları Arasında Rüzgar Enerjisinin Önemi Ve Rüzgar Türbini Tasarımı,” Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2009.
- [5] J.M. Sousa, “Design Of A 2.0 MW Wind Turbine Planetary Gearbox,” Master’s Thesis, Dep. Mechanical Engineering, Universidade do Porto, Porto, 2017.
- [6] H. Aydın, “Rüzgar Türbinine Ait Planet Mekanizmalarının Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Analizi,” Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2012.
- [7] D. Keleş, V. Ayhan, A. Parlak, İ. Cesur, B. Boru ve T. Koç, “Bir Rüzgar Türbini Tasarımı Ve Geliştirilmesi,” SAÜ. Fen Bil. Dergisi, Cilt 17, Sayı 2, Sayfa 207-216, Ağustos 2013.
- [8] H. W. Lee, Y. C. Kim and J. S. Lee, “Design Of Pitch Gearbox For 4MW-Class Wind,” International Journal Of Mechanical Engineering And Technology, Volume 12, Issue 1, Page 1-15, January 2021.
- [9] C. Topcan, “Üç Kanatlı, 600 kW Gücünde, Dişli Çark Çevrim Mekanizmalı Bir Rüzgar Türbininin Mekanik Tasarımı,” Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ege Üniversitesi, İzmir, 2011.
- [10] Ö. A. Avcıl, “Dişli Çarkların Standartlara Göre Hesaplanması Ve Bilgisayar Destekli Tasarımla Kontrolü,” Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2006.
- [11] C. Kurt, “Özel Redüktör Tasarımı,” Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Namık Kemal Üniversitesi, Tekirdağ, 2011.
- [12] N. Demir, “Yem Karma Ve Dağıtma Makinası İçin Yüksek Verimli Redüktör Geliştirilmesi,” Yüksek Lisans Tezi, Tarım Makineleri Bölümü, Aydın Adnan Menderes Üniversitesi, Aydın, 2019.
- [13] H. Güneş, H. Dilipak, “Sikloid Dişli Kutusu Tasarımı Ve Hareket Analizi,” in 4th International Eurasian Conference on Science, Engineering and Technology, Ankara, Türkiye, 2022, 1046-1053.
- [14] S. Taşer, “Planet Dişli Mekanizmaları Ve Yem Karma Makinesi R6 Planet Dişli Setinde Karşılaşılan Hasarların İncelenmesi,” Yüksek Lisans

- Tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir, 2015.
- [15] F. Ural, “Planet Redüktörlerde Dişli Yorulma Özelliklerinin Geliştirilmesi,” Yüksek Lisans Tezi, Makine Ve İmalat Mühendisliği Bölümü, Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi, Bilecik, 2014.
- [16] A. R. Nejad, E. E. Bachynski, L. Li, T. Moan, “Correlation between Acceleration and Drivetrain Load Effects for Monopile Offshore Wind Turbines,” in 13th Deep Sea Offshore Wind R&D Conference, Trondheim, Norway, 2016, 487-496.
- [17] A. Beržonskis, J. D. Sørensen, “Reliability Analysis of Fatigue Fracture of Wind Turbine Drivetrain Components,” in 13th Deep Sea Offshore Wind R&D Conference, Trondheim, Norway, 2016, 146-154.
- [18] G. J. W. Bussel, C. Boussion, C. Hofemann, “A Possible Relation Between Wind Conditions, Advanced Control And Early Gearbox Failures In Offshore Wind Turbines,” in 2nd International Through-life Engineering Services Conference, Cranfield, United Kingdom, 2013, 301-304.
- [19] D. Dabrowski, A. Natarajan, “Assessment of Gearbox Operational Loads and Reliability under High Mean Wind Speeds,” in 12th Deep Sea Offshore Wind R&D Conference, Trondheim, Norway, 2015, 38-46.
- [20] C. Moolvan, S. Netpu, “Failure Analysis of a Two High Gearbox Shaft,” in 4th International Science, Social Science, Engineering and Energy Conference, Petchburi, Thailand, 2012, 154-163.
- [21] G. van de Kaa, M. van Ek, L. M. Kamp, J. Rezaei, “Wind Turbine Technology Battles: Gearbox Versus Direct Drive - Opening Up The Black Box Of Technology Characteristics,” *Technological Forecasting & Social Change*, Volume 153, Page 1-7, April 2020.
- [22] E. Osmanbasic. (2020, Apr. 07). The Future of Wind Turbines: Comparing Direct Drive and Gearbox [Online]. Available: <https://www.engineering.com/story/the-future-of-wind-turbines-comparing-direct-drive-and-gearbox>
- [23] P. Gipe, E. Möllerström, “An overview of the history of wind turbine development: Part I—The early wind turbines until the 1960s,” *Wind Engineering*, Volume 46(6), Page 1973-2004, 2022.
- [24] Wikipedia. (2023, Mar. 19). History of wind power [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/History_of_wind_power
- [25] The World Wind Energy Association, “2014 Half-year Report,” Bonn, Germany, 2014. Accessed: Feb., 21, 2014. [Online]. Available: http://www.wwindea.org/webimages/WWEA_half_year_report_2014.pdf
- [26] Anon. (2022 Aug. 17). Rüzgar [Online]. Available: <https://enerji.gov.tr/egm-yenilenebilir-enerji-kaynaklar-ruzgar>
- [27] R. Whittlesey, “Vertical Axis Wind Turbines: Farm and Turbine Design,” in *Wind Energy Engineering*, T. M. Letcher, Cambridge: Academic Press, 2017, pp. 185-202

- [28] Office of Energy Efficiency & Renewable Energy. (2019, Jul. 03). Advanced Wind Turbine Drivetrain Trends and Opportunities [Online]. Available: <https://www.energy.gov/eere/articles/advanced-wind-turbine-drivetrain-trends-and-opportunities>
- [29] M. Argın, V. Yerci. “The Assessment of Offshore Wind Power Potential of Turkey,” in 9th International Conference on Electrical and Electronics Engineering, Bursa, Turkey, 2015, pp. 966-970.
- [30] M. E. Şahin, “Açık Deniz Rüzgâr Sistemleri Üzerine Bir İnceleme ve Danimarka Modeli,” Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, Cilt 1, Sayı 1, Sayfa 54-67, 2020.
- [31] Anon. (20219, Oct. 06). Types of Wind Turbine Generators and Their Functions [Online]. Available: <https://www.solarfeeds.com/mag/types-of-wind-turbine-generators-and-their-functions/>
- [32] S. Us, “Horizontal Axis Wind Turbine Rotor Design,” Master’s Thesis, Dep. Aeronautical Engineering İstanbul Technical University, İstanbul, 2003.
- [33] Anon. (2023, Mar. 21). What Are Bevel Gears Used For? [Online]. Available: <https://fg-machine.com/blog/what-are-bevel-gears-used-for/>
- [34] D. Collins. (2017, Oct. 26). Worm Gears: What Are They And Where Are They Used? [Online]. Available: <https://www.motioncontroltips.com/worm-gears-what-are-they-and-where-are-they-used/>
- [35] S. Li, “Design and strength analysis methods of the trochoidal gear reducers,” Mechanism and Machine Theory, Volume 81, Page 140-154, May 2014.
- [36] W. S. Lin, Y. P. Shih, J. J. Lee, “Design Of A Two-Stage Cycloidal Gear Reducer With Tooth Modifications,” Mechanism and Machine Theory, Volume 79, Page 184-197, July 2014.
- [37] C. Teague. (2021, May. 10). What’s a Planetary Gear, and How Does It Work? [Online]. Available: <https://www.thedrive.com/cars-101/40394/planetary-gear>
- [38] T. Tevrüz, Makina Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Cilt 1, birinci baskı. İstanbul: Avcı Ofset Matbaacılık, 2015.
- [39] T. Tevrüz, Makina Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Cilt 2, birinci baskı. İstanbul: Avcı Ofset Matbaacılık, 2015.
- [40] T. Tevrüz, Makina Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Cilt 3, birinci baskı. İstanbul: Avcı Ofset Matbaacılık, 2015.
- [41] A. Bozacı, Ö. Ü. Çolak, İ. Koçaş, Makina Elemanlarının Projelendirilmesi, üçüncü baskı. İstanbul: Avcı Ofset Matbaacılık, 2012.
- [42] Series Of Modules For Gears; Modules For Spur Gears, DIN 780-1, 1977.
- [43] F. Dikmen, Ders Notu, Konu: “Planet Dişli Çark Mekanizmaları.” MAK5408, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2015.

- [44] Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors, ISO 6336:1, 2019
- [45] Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 2: Calculation of surface durability (pitting), ISO 6336:2, 2019.
- [46] Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 2: Calculation of surface durability (pitting), ISO 6336:2, 2019.
- [47] Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 3: Calculation of tooth bending strength, ISO 6336:3, 2019.
- [48] Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 5: Strength and quality of materials, ISO 6336:5, 2016.
- [49] Kamalar, TS 147, 2011.
- [50] Kamalı mil bağlantıları-Düzgün profilli ve içten merkezlemeli-Boyutlar-Toleranslar ve muayeneler, TS ISO 14, 1998.
- [51] Anon. (2020, Jun. 30). ASTM Grade 70-50-05 (ISO 500-7, EN-JS 1050) Ductile Cast Iron [Online]. Available: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/ASTM-Grade-70-50-05-ISO-500-7-EN-JS-1050-Ductile-Cast-Iron>

A

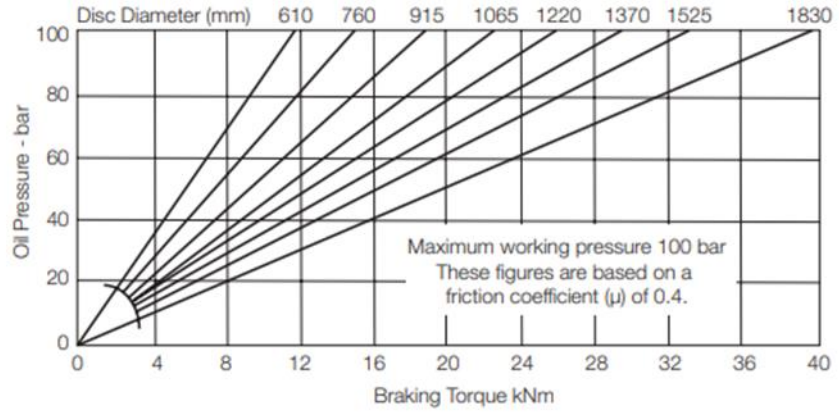
FREN KALİPERİ YAG BASINCI GRAFIĞİ

Braking Force. 45kN @ 100 bar oil pressure (normal maximum working pressure).

Braking Force is defined as the Tangential Force acting on the brake disc at the Effective Disc Radius.

Braking Torque (Nm) = Braking Force (N) x Effective Disc Radius (m)

Where Effective Disc Radius = Actual Disc Radius - 0.045.



TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. F. Dikmen, C. Demir, “Planetary Gearbox Design For A Wind Turbine,” in International Marmara Sciences Congress, Kocaeli, 2022, pp. 190-194.

