

T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI



PLANET DİŞLİ MEKANİZMALARI VE YEM KARMA
MAKİNESİ R6 PLANET DİŞLİ SETİNDE KARŞILAŞILAN
HASARLARIN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS

SEMİH TAŞER

BALIKESİR, MAYIS-2015

T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI



PLANET DİŞLİ MEKANİZMALARI VE YEM KARMA
MAKİNESİ R6 PLANET DİŞLİ SETİNDE KARŞILAŞILAN
HASARLARIN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS

SEMİH TAŞER

BALIKESİR, MAYIS-2015

KABUL VE ONAY SAYFASI

Semih TAŞER tarafından hazırlanan "PLANET DİŞLİ MEKANİZMALARI VE YEM KARMA MAKİNESİ R6 PLANET DİŞLİ SETİNDE KARŞILAŞILAN HASARLARIN İNCELENMESİ" adlı tez çalışmasının savunma sınavı 03.06.2015 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

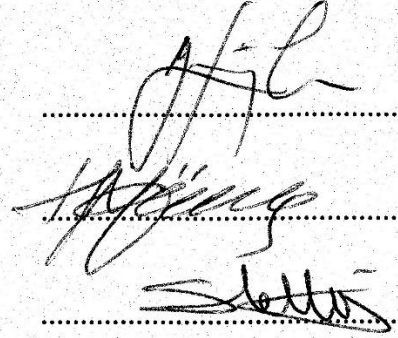
Jüri Üyeleri

İmza

Danışman
Yrd. Doç. Dr. Hüray CAN

Üye
Yrd. Doç. Dr. Hayrettin YÜKSEL

Üye
Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN



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

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Doç. Dr. Necati ÖZDEMİR

.....

ÖZET

PLANET DİŞLİ MEKANİZMALARİ VE YEM KARMA MAKİNESİ R6 PLANET DİŞLİ SETİNDE KARŞILAŞILAN HASARLARIN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS

SEMİH TAŞER

BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ, FENBİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YRD. DOÇ. DR. HÜRAY CAN

BALIKESİR, MAYIS-2015

Bu alıŐma planet dişli mekanizmaların kinematik davranışlarını tanımlamak, planet dişli mekanizmaların günümüzdeki kullanıldığı alanları incelemek, dişli çarklarda oluşabilecek hasarları ve nedenlerini araştırıp bu alandaki bilgi literatürüne yeni bilgiler katmak amacıyla yapılmıştır. Bunların yanı sıra tarım makinesi imalatı yapan bir firmanın planet dişli Őanzımanlarında meydana gelmiş olan hasar analiz edilip hasarın oluşma nedenleri belirlenmeye çalıŐılmıŐtır. Bu amaçla mekanizmada kullanılmış olan bir adet hasarlı planet dişli mikro yapısal inceleme, sertlik testi ve element analizi testleri için TÜBİTAK MAM laboratuvarına gönderilmiŐ olup elde edilen malzeme bileŐimi ve malzemeye uygulanan işlemler hakkında bilgi alınmıştır. Bu alınan bilgiler iŐıĐında planet mekanizmalarda oluşan hasarlar ile ilgili hasar analizi yapılmıştır.

ANAHTAR KELİMELELER: Őanzıman, planet dişli mekanizmaları, kinematik analiz

ABSTRACT

INVESTIGATION OF PLANETARY GEAR MECHANISMS AND DAMAGES ENCOUNTERED ON PLANETARY GEAR SET OF FEED MIXING MACHINE R6

SEMİH TAŞER

**BALIKESİR UNIVERSITY, INSTITUTE OF SCIENCE AND
TECHNOLOGY**

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

ASSIST. PROF. DR. HÜRAY CAN

BALIKESİR, JULY-2015

In this study, the kinematic behavior of planetary gear mechanism is defined, it is investigated where planetary gear mechanism is used, in the gearwheel may happen damage and reason the damage is searched what new information add the literature. As well as we try to work the planetary gear mechanism damaged and reason the damage in manufacturing agricultural machinery business. To this end used the mechanism one damaged planetary gear is examined what micro structure, hardness test, elementary analysis by the TUBITAK MAM. Then this result has been sent. We learned information of the material compound and applied to the material. This in light of the information we make a damage analysis about planetary mechanism is occurred the damage.

KEYWORDS: Transmission, planetary gear mechanisms, kinematic analysis

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİLLER LİSTESİ	v
RESİMLER LİSTESİ	vii
TABLO LİSTESİ	viii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖNSÖZ	x
1.GİRİŞ	1
2.PLANET MEKANİZMALARIN BAZI AVANTAJLARI ve DEZAVANTAJLARI	3
2.1 Avantajlar	3
2.1.1 Hacim	3
2.1.2 Verimlilik	4
2.1.3 Gürültü	4
2.2 Dezavantajlar	4
2.2.1 İmalat Hassasiyeti	4
2.2.2 Santrifüj Kuvvetler (Merkezkaç Kuvvetleri)	5
2.2.3 Isı Yığılması	5
2.2.4 Maliyet	5
3.PLANET DIŞLI MEKANİZMALARIN YAPIMINDA KULLANILAN MALZEMELER	6
4. PLANET DIŞLI MEKANİZMALARIN KULLANILDIĞI ALANLAR	8
4.1 Otomobil Diferansiyel Sistemlerinde Planet Dişli Kullanımı	8
4.2 Hidrolik Transmisyonlarda Planet Dişlilerin Kullanımı	10
4.3 Su Türbinlerinde Planet Dişli Uygulamaları	11
4.4 Gemilerde Planet Dişli Uygulamaları	12
5. PLANET DIŞLI MEKANİZMALARIN ŞEMATİK GÖSTERİMİ	14
5.1 İki Mili Hareketli Planet Mekanizmaların Şematik Gösterimi	14
5.2 Üç Mili Hareketli Planet Mekanizmaların Şematik Gösterimi	15
6. PLANET DIŞLI MEKANİZMALARIN GENEL ANALİZİ	17
6.1 Ön İşaretlerin Tanımı Ve Kurallar	17
6.2 Genel Analiz	18
6.3 Sistemlerine Göre Planet Mekanizma Çeşitleri	19
6.4 Planet Mekanizmasının Temel Formülünün Detaylı Bulunması	22
6.5 Planet Mekanizmasının Temel Formülünün Kısa Yoldan Bulunması	25
6.6 Planet Dişli Mekanizmasının Karakteristiği	28
6.7 Millerdeki Güçler “ P “	28
6.7.1. Mekanizmanın yuvarlanma gücü “Py“	29
6.8 Torsiyon Momentleri “M _t “	30
6.9 Çeşitli Planet Dişli Mekanizmaların Çevrim Oranları	32
6.9.1 İki Güneş Dişlili Planet Mekanizmaları	32
6.9.1.1 1. Güneş – Kovan Arası Çevrim Oranı “ i _{G1/K} “ , 2. Güneş Sabit	33

6.9.1.2 1. Güneş – 2. Güneş Arası Çevrim Oranı “ $i_{G1/G2}$ “ , Kovan Sabit.....	33
6.9.1.3 1. Güneş – Kovan Arası Çevrim Oranı “ $i_{G1/K}$ “ , 2. Güneş Sabit.....	34
6.9.2 Basit Planet Sistemlerinde Montaj Koşulu.....	34
6.9.3 İki Planetli, Güneşli ve Çemberli Planet Mekanizma.....	35
6.9.4 Çeşitli Planet Dişli Sistemlerinde Montaj Koşulu.....	35
6.10. Diferansiyel Mekanizmalar.....	36
6.10. 1 Diferansiyel Dişli Takımı, Tip 1.....	36
6.10.2 Diferansiyel Dişli Takımı, Tip 2.....	38
6.10.3 Diferansiyel Dişli Takımı, Tip 3.....	39
6.11 Yüklemenin Eşit Dağılımı.....	41
6.12 Planet Dişli Mekanizmasında Devir Sayıları ve Hız Planı.....	41
6.12.1 Temel Sistemde Devir Sayıları ve Hızlar.....	41
6.12.2 Dış Dişli Planet Kademesinde Devir Sayısı ve Hız Planı.....	43
6.12.2.1 Devir Sayısı ve Hız Planının Çizimi.....	43
6.13 Planet Dişli Mekanizmaları İçin Örnek.....	45
7. DİŞLİ ÇARKLARDA OLUŞABİLECEK HASARLAR.....	50
7.1 Plastik Akma.....	50
7.2 Kırılma.....	51
7.2.1 Pitting Kaynaklı Kırılmalar.....	53
7.2.2 Bükülme Yorulması Kırılmaları.....	53
7.3 Yüzey Yorulması Hasarları.....	54
7.3.1 Pitting.....	55
7.3.1.1 Başlangıç Pittingi.....	55
7.3.1.2 İlerleyen Pitting.....	56
7.3.1.3 Normal Pitting.....	57
7.3.2 Spalling (Pullanma).....	58
7.4. Aşınma.....	59
7.4.1 Abrasif Aşındırma.....	59
7.4.2 Adhesiv Aşınma.....	60
7.5 İmalat Sırasında Oluşan Hatalar.....	63
7.5.1 Sertleştirme Çatlakları (Su Verme Çatlakları).....	63
7.5.2 Taşlama Çatlakları.....	64
8. TARIM MAKİNELERİ İMALATI YAPAN BİR FİRMAYA AİT R6 YEM KARMA MAKİNESİNDE KULLANILAN PLANET ŞANZIMANIN GENEL ÖZELLİKLERİ ve ŞANZIMANDA YÜKLENME SIRASINDA OLUŞAN HASARIN İNCELENMESİ.....	66
8.1 Planet Şanzımanın Genel Özellikleri.....	66
8.2 Şanzımanda Yüklenme Sırasında Oluşan Hasarın İncelenmesi.....	68
8.3 Hasar Analizi.....	71
8.3.1 Mikro Yapısal İnceleme, Sertlik Testi ve Element Analizi.....	71
8.3.2 Hasar Analizi Sonucu.....	76
9.SONUÇ ve ÖNERİLER.....	77
10.KAYNAKLAR.....	78

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Planet mekanizma şeması	2
Şekil 2.1: Basit planet mekanizması	3
Şekil 4.1: Aracın viraj alışı	8
Şekil 4.2: Diferansiyel sistemi	9
Şekil 4.3: Hidroelektrik santralden bir kesit	12
Şekil 4.4: Krupp – Stoeckicht planet mekanizması kesiti	13
Şekil 5.1: İki mili hareketli planet mekanizmanın şematik gösterimi	14
Şekil 5.2: Üç mili hareketli planet mekanizmaların şematik gösterimi	15
Şekil 5.3: Basamaksız ayarlanan üç mili hareketli planet mekanizmanın şematik gösterimi	15
Şekil 5.4: Planet sisteminin bağlantı şartları	16
Şekil 6.1: İki kademeli normal redüktör	18
Şekil 6.2: Planet redüktör	18
Şekil 6.3: Koaksial redüktör	18
Şekil 6.4: Planet redüktör	18
Şekil 6.5: Temel mekanizma	19
Şekil 6.6: Yörünge mekanizma	19
Şekil 6.7: Diferansiyel mekanizma	20
Şekil 6.8: Çevrim oranı	21
Şekil 6.9: En basit planet dişli mekanizması	22
Şekil 6.10: Durum – I	23
Şekil 6.11: Durum – II	24
Şekil 6.12: Durum – III	24
Şekil 6.13: En basit planet mekanizması	28
Şekil 6.14: Güneş dişlisi tahrik edildiğinde	31
Şekil 6.15: Çember dişlisi tahrik edildiğinde	31
Şekil 6.16: İki güneş dişlili planet mekanizması	32
Şekil 6.17: İki planetli, güneşli ve çemberli planet mekanizma	35
Şekil 6.18: Diferansiyel dişli takımı, tip 1	36
Şekil 6.19: Diferansiyel dişli takımı, tip 2	38
Şekil 6.20: Diferansiyel dişli takımı, tip 3	39
Şekil 6.21: Açısal ve çevresel hızlar	41
Şekil 6.22: Çevresel hızlar	42
Şekil 6.23: Devir sayısı ve hızları	44
Şekil 6.24: Çok yönlü planet dişli kademesi	45
Şekil 6.25: Tüm sistem	46
Şekil 6.26: Durum-I	47
Şekil 6.27: Durum-II	47
Şekil 6.28: Durum-III	48
Şekil 7.1: Soğuk akma	51
Şekil 7.2: Dış dibi kırığı	52
Şekil 7.3: Pitting kaynaklı kırılma	53
Şekil 7.4: Pitting kaynaklı kırılma	54

Sayfa

Şekil 7.5: Dişlerdeki yorulma kırılması	54
Şekil 7.6: Pitting çukucukları.....	55
Şekil 7.7: Başlangıç pittingi.....	56
Şekil 7.8: İlerleyen pitting.....	56
Şekil 7.9: Normal pitting.....	57
Şekil 7.10: Spalling.....	58
Şekil 7.11: Abrasif aşınma	60
Şekil 7.12: Adhesiv aşınma	61
Şekil 7.13: Scuffing	62
Şekil 7.14: Scoring.....	63
Şekil 7.15: Sertleştirme çatlakları.....	64
Şekil 7.16: Taşlama çatlakları.....	64
Şekil 8.1: R6 Yem karma makinesinin planet şanzımanı ve özellikleri.....	66

RESİM LİSTESİ

	Sayfa
Resim 8.1: Yem karma makinesinin dışarıdan genel görünümü.....	66
Resim 8.2: Yem karma makinesi içten genel görünümü.....	67
Resim 8.3: Yem karma makinesi planet şanzımanı.....	68
Resim 8.4: Şanzımanın planet dişlisindeki hasar.....	69
Resim 8.5: Şanzımanın iletim yapan dişlisindeki hasar.....	69
Resim 8.6: Şanzımanın planet taşıyıcısındaki hasar.....	70
Resim 8.7: Şanzımanın güneş dişlisindeki hasar.....	70
Resim 8.8: Hasar görmüş dişli.....	70
Resim 8.9: Mikro yapısal inceleme, sertlik taraması ve element analizinde kullanılan numune dişli.....	71
Resim 8.10: MnS ve yuvarlak oksit kalıntıları.....	72
Resim 8.11: Sertleştirme derinliği -I.....	72
Resim 8.12: Sertleştirme derinliği -II.....	72
Resim 8.13: Numune içi yapısı-I.....	73
Resim 8.14: Numune içi yapısı-II.....	73

TABLO LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 6.1: Devir sayısı, açısal hız ve dönüş açısı.....	23
Tablo 6.2: Dişlinin değerleri ve özellikleri.....	26
Tablo 6.3: Momenti bilinen mekanizma.....	31
Tablo 6.4: Tahrik yönü ters moment bilinen mekanizma.....	32
Tablo 8.1: Dişli dış yüzeyinden merkeze doğru alınan sertlik ölçümleri.....	74
Tablo 8.2: Dişli malzemesi içerisindeki üç ölçümün (Yakma) ortalaması sonucunda belirlenen kimyasal bileşim (%Ağırlık).....	75

SEMBOL LİSTESİ

- i** : Çevrim oranı
n : Devir sayısı
 ω : Açısal hız
 ϕ : Dönüş açısı
r : Yarı çap
M : Moment
z : Diş sayısı
V : Çizgisel hız
 η : Verim

ÖNSÖZ

Çalışmamın her aşamasında kıymetli bilgilerini ve zamanını benimle paylaşan hocalarım Yrd. Doç. Dr. Hüray CAN, Yrd. Doç. Dr. Hayrettin YÜKSEL ve Yrd. Doç. Dr. Alaaddin TOKTAŞ' a en içten teşekkürlerimi sunarım. Yaşamım boyunca hiçbir karşılık beklemeden verdikleri maddi ve manevi desteklerle yanımda olan aileme ve nişanlım Merve YILDIRIM 'a teşekkür ederim.

Balıkesir,2015

Semih TAŞER

1.GİRİŞ

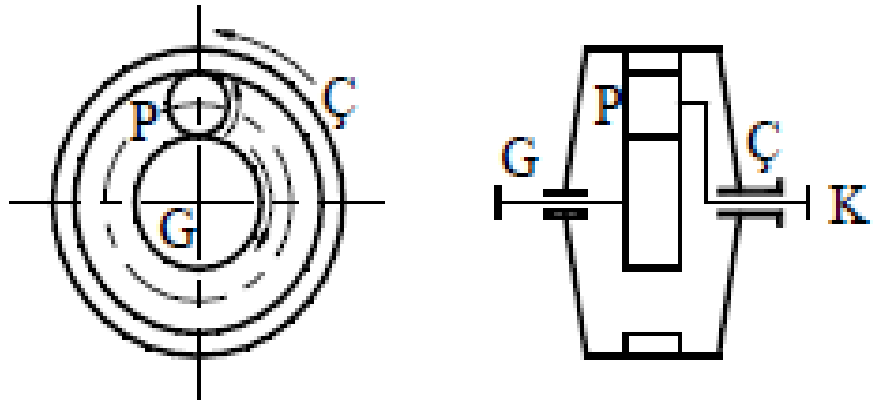
Planet sistemleri genel olarak dişli ve sürtünme ile hidrolik redüktörler olarak görünürler. Bu sistemlerin en çok kullanılanı dişli çarklardan oluşan planet dişli mekanizmalardır. Biz burada yalnız dişli çarklardan oluşan planet mekanizmaları inceleyeceğiz. Dişli çark mekanizmaları, bir milin dönüş hareketini diğer bir mile aktarmak için kullanılır. Bu dönüş hareketi ile beraber kuvvet ve moment iletimi de söz konusudur. Planet dişli mekanizmalarının ana görevi diğer dişli sistemleri gibi hareket ve güç iletmektir. Planet dişli mekanizmaları çalışma prensibi ve konstrüksiyon yapısı olarak diğer dişli sistemlerinden farklıdır. Konstrüksiyonda kullanılan dişli cinsleri olarak diğerleriyle benzer özellikler taşımasına rağmen planet dişli mekanizmaları ayrı bir konu olarak incelenir.

Planet dişli mekanizmalarını tanımlayacak olursak, normal çalışma durumlarında alın veya konik dişli çarkların çalışmalarının düzlemsel etütlerinde dişli çark eksenlerinin ve bundan dolayı merkezlerinin de sabit kaldığı görülür. Eğer bu iki dişli çark birbirleri ile çalışacak durumda bir "S" koluna yataklanmış oldukları halde bunlardan bir tanesi kendi merkezi etrafında dönme hareketi yaparken aynı zamanda diğer dişli çarkın merkezine göre dönme yaparsa bu durumdaki dişli çark gruplarına **Planet Dişli Çark Mekanizması** adı verilir [1].

Bu çalışmada inceleyeceğimiz temel kanunlar; devir sayıları ve moment oranları, iç güçler, randıman bağlantıları istisnasız hidrolik ve diğer planet mekanizmalarda da geçerlidir. Planet mekanizmalar da, normal redüktörlerde olduğu gibi enerji iletirler. Bunu torsiyon momentini ve devir sayılarını değiştirerek iletirler. Sistem moment taşınması için yere bağlanmadığından üç milide hareketli olup özel hal arz ederler. Planet "**Gezegen**" demektir. İsminden de anlaşılacağı gibi planet dişliler tıpkı gezegenler gibi hem kendi eksenleri hem de güneşin etrafında bir yörüngede dönerler. Planet dişlilerin, eksenleri etrafında döndükleri dişlilerden, merkezdeki "**Güneş Dişli**" olarak ve dıştaki dişli ise "**Çember Dişli**" olarak adlandırılmıştır. Planeti ve planetleri taşıyan kola ise "**Planet Taşıyıcı**" veya "**Kovan**" denir. Bu dişli mekanizmalarda silindirik yada konik dişliler kullanılmaktadır. Aşağıda planet

mekanizmaların en çok kullanılan düzeni Şekil 1.1 ile gösterilmiştir. Bu sistem basit bir planet mekanizmasıdır ve 4 elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar **güneş dişli**, **çember dişli**, **planetler** ve **kovanlardır**. Bu sistem planetler ve kovanlar aynı mili paylaştıkları için güneş dişli, çember dişli ve kovanların millerinden oluşan üç mil sistemi olarakta adlandırılabilir [2].

Planet mekanizmalar, kullanılan dişlilerin imalatının gittikçe daha kolay yapılabilmesi, konstrüksiyon şekillerinin yuvarlak olması ve çok küçük hacimlere çok büyük gücün sıkıştırılabilirliği nedeni ile makine sektöründe her geçen gün daha da fazla kullanım alanı bulmaktadırlar.



Şekil 1.1: Planet mekanizma şeması

- G** Güneş Dişlisi “ **GÜNEŞ** “ ve Güneş Dişlisi Mili, 1. Mil
- Ç** Çember Dişlisi “ **ÇEMBER** “ ve Çember Dişlisi Mili, 2. Mil
- K** Planet Taşıyıcısı veya **KOVAN**, K Mili
- P** Planet Dişlisi “ **PLANET** “

2. PLANET MEKANİZMALARIN BAZI AVANTAJLARI ve DEZAVANTAJLARI

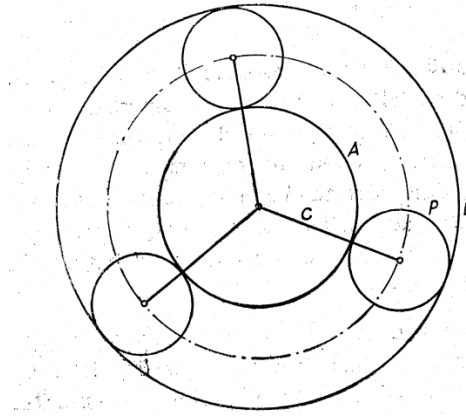
Bu başlık altında planet dişli mekanizmaların, adi dişli mekanizmalara göre avantaj ve dezavantajları incelenecektir.

2.1 Avantajlar

2.1.1 Hacim

Planet dişli sistemleri aynı gücü nakledecek adi dişli mekanizmalarına nazaran daha küçük hacim işgal ederler. Bunun belli başlı üç sebebi vardır.

Birincisi adi dişli mekanizmalarda bir dişli, bir eş ile çalışır, yani bütün güç bir tek kavrama bölgesinden iletilir. Şekil 2.1’ de görüldüğü gibi planet dişli mekanizmalar ise üç veya daha fazla planet dişli bulunması nedeni ile güç üç veya daha fazla parçaya bölündüğünden diş modülü veya dişli çapı daha küçük alınabilir.



Şekil 2.1: Basit Planet Mekanizması

İkincisi planet mekanizmasının hacmini küçülten diğer bir faktör kendi kinematik özelliğidir. Z_A ve Z_B dişli sayılı iki alın dişli çark ile elde edilebilecek çevrim

oranı $i = Z_B / Z_A$ iken, planet mekanizmasının A / C tertibinde $I_{A/C} = 1 + \frac{Z_b}{Z_a}$ dir. Dolayısıyla aynı çevrim oranı için planet mekanizmasında daha küçük diş sayıları yeterlidir.

Üçüncüsü planet mekanizmalarda döndürülen ve döndüren millerin eksenleri üst üste düştüğünden mekanizmanın yerleşeceği yer daha küçük alınabilir.

2.1.2 Verimlilik

Güç iletiminde kullanılan planet dişli mekanizmalarından alınan verim, alın dişli mekanizmalarında alınan verimden daha fazladır. Fakat çok yüksek çevrim oranlarına çıkıldıkça alınan verim düşer.

2.1.3 Gürültü

Planet mekanizma kutusu tam silindir, yani oval cisimdir. Alın dişli mekanizmasının kutu yüzeyi birden fazla dik bir takım düzlemlerden meydana gelir. Bunun sonucu olarak, alın dişli mekanizmalar daha çok gürültü yapar. Hatta bu nedenle alın dişli mekanizmalarının kutularını yuvarlak yapma yoluna gidilmektedir. Ancak bu durum hacmi daha fazla arttırmaktadır.

2.2 Dezavantajlar

2.2.1 İmalat Hassasiyet

Planet mekanizmasının iletileceği gücün, planet sayısı kadar parçalara bölünmesi, ancak bütün planetlerin aynı miktarda yük taşıması ile sağlanabilir. Yani planet dişleri, çember ve güneş dişlilerini her yerde aynı mükemmellikte kavramalıdır. Bu ise, dişli imalatının aşırı derecede hassas olmasını ve yataklamada özel tedbirler alınmasını gerektirmektedir.

2.2.2 Santrifüj Kuvvetler (Merkezkaç Kuvvetleri)

Planet eksenleri sabit olmadığından, özellikle yüksek hızlarda planet dişlilerinin meydana getirdiği merkezkaç kuvvetler yatakların kısa sürede bozulmasına neden olmaktadır. Bu durum tasarımcıları en çok uğraştıran bir konudur. Bu dişlilerin iyice yataklanması ve hareketli olan bu yatakların gerektiği şekilde yağlanması hayli sorun olmaktadır. Planet mekanizmaların kronik arıza kaynağı bu yataklardır.

2.2.3 Isı Yığılması

Küçük bir hacime büyük bir güç sıkıştırılmış olup sürtünmeden dolayı oluşan ısının dışarı nakli, alın dişli mekanizmalarınkinden daha zordur. Aynı zamanda soğumayı sağlayacak şekilde bol yağ ile yapılacak cebri yağlama için ek tertibat gerekmektedir.

2.2.4 Maliyet

Alınması gereken ek konstrüktif tedbirler maliyete tesir eder. Dişli imalatının hassasiyetide buna eklenince, genellikle planet mekanizmalar, alın dişli mekanizmalardan daha pahalıdır.

3. PLANET DIŞLİ MEKANİZMALARIN YAPIMINDA KULLANILAN MALZEMELER

Planet mekanizmaların dişlileri genellikle yzey sertleŐtirilmesine veya gvde sertleŐtirilmesine tabi tutulmuŐ alaşımlı çeliklerden yapılmaktadır. Sertleştirme derinliği ve miktarı dişliye gelen yzey basınçlarına ve kullanım Şartlarına gvre belirlenir. Sertleştirme yvntemleri olarak:

- Karbürleme ile sertleştirme
- Nitrürleme ile sertleştirme
- İndüksiyon ile sertleştirme
- Alevde sertleştirme

yvntemleri kullanılmaktadır.

Örnek olarak basit bir planet mekanizması olan Krupp – Stoeckicht Mekanizmasını inceleyecek olursak, Krupp – Stoeckicht Planet Mekanizmasında en çok zorlanan iç gvneŐ diŐlisidir. Gerçi belirli sınır değerlerinden daha küçük çevrim oranlarında planet dişlisi daha fazla tekrara maruz ise de, diş gvneŐ dişlisi ile olan kavramdaki Hertz gerilmelerinin dŐŐüklüĐü de nazara alınır, bu bölgede de iç gvneŐ dişlisine hiÇ değilse eŐdeĐerlik verilmesi gerekmektedir.

Diş gvneŐ dişlisinin yük tekrarı her zaman, diğer elemanlardan küçüktür. Üstelik Hertz yzey gerilmeleride diş profillerinin daha uygun olması neticesinde dŐŐüktür.

Bu nedenlerden dolayı Krupp – Stoeckicht planet mekanizmasında iç gvneŐ dişlisi ve planetler, normal olarak CrMoV9 çeliğinden yapılır ve nitrürlenerek sertliği 250 HV'den 750HV'ye yükseltilir [3].

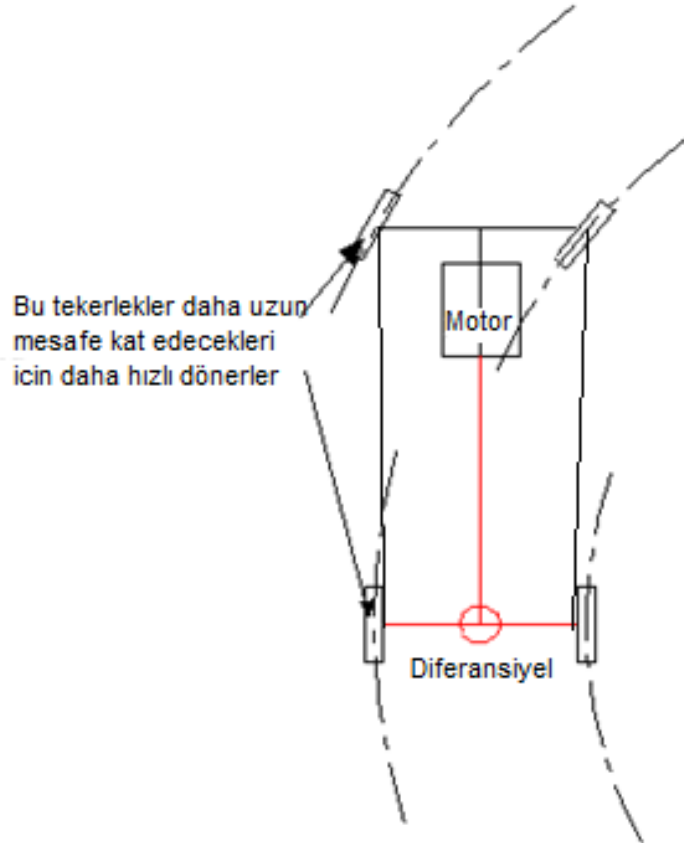
Diş gvneŐ dişlisi ise 42CrMo4 çeliğinden yapılır. 840'C de yağda sertleŐtirildikten sonra 600 – 650 ' C de tavlınır ve böylece 300 HB kadar sertlik elde edilir.

Dış güneş dişlileri yüzey basıncının yüksek olduğu bazı durumlarda Tenifer metodu ile yumuşak nitrülenir ve sertliği 500 HB'ye kadar çıkar. Çok yüksek yüzey basıncı olan durumlarda, iç güneş dişlisi ve planet dişlilerin sementasyon çeliğinden de yapılmaktadır. Ancak bu durumda dişlilerin taşlanması gerekir bu da maliyeti arttırmaktadır. Planet taşıyıcısının ise St52 malzeme standartlarında bir çelik olması gerekiyor [3].

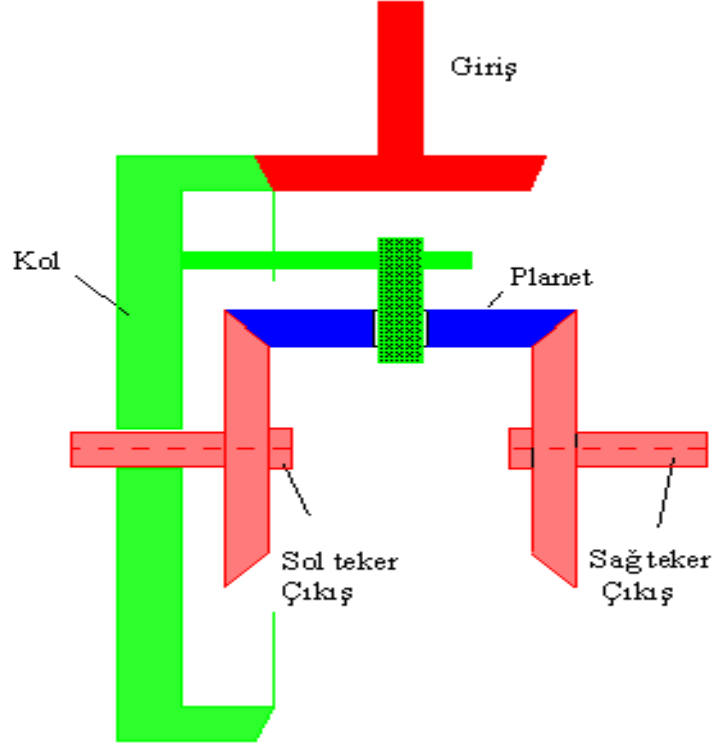
4. PLANET DİŞLİ MEKANİZMALARIN KULLANILDIĞI ALANLAR

4.1 Otomobil Diferansiyel Sistemlerinde Planet Dişli Kullanımı

Şekil 4.1’ de görüleceği üzere çoğu otomobil, kamyon ve otobüslerde viraj alırken dışarıda bulunan teker içte bulunan tekere göre daha fazla mesafe kat edeceğinden, içerde bulunan tekere göre daha hızlı dönecektir. Tahrik edilen teker aynı motor tarafından tahrik edildiğinden eğer tek serbestlik dereceli bir mekanizma kullanılır ise, her iki teker aynı miktar döndürüleceğinden dolayı, araç kayar. Bunu önlemek için tekerlekler diferansiyel olarak adlandırılan iki serbestlik dereceli bir konik planet dişli mekanizma ile tahrik edilirler (Şekil 4.2).



Şekil 4.1: Aracın viraj alışı



Şekil 4.2: Diferansiyel sistemi

Dışli kutusundan çıkan milin çevirdiği giriş dişlisi planet dişli mekanizmanın kolunu çevirmektedir. Kola döner mafsal ile planet dişli bağlıdır. (Genellikle 3 veya 4 Planet dişli bulunur). Sağ ve sol teker dişlileri sabit ve çakışan bir eksenle dönmektedir. Sistem görüldüğü şekilde iki serbestlik derecesine sahiptir.

Eğer iki tekere gelen yük eşit ise tüm sistem, kolun dönme açısı hızında birlikte döner. Eğer tekerlerden birine etki eden yük diğer tekere gelen yüke göre çok fazla ise, bir teker sabit durur ve diğer teker iki misli hız ile döner. Virajlarda iç teker dış tekere göre daha fazla sürtünme kuvveti ile karşılaşacağından iç tekere dış tekere göre daha az dönecektir.

Sistem iki serbestlik dereceli olduğundan uygulamada tekerleklerin dönme miktarı etki eden dış kuvvetlere ve sistemin dinamiğine bağlı olacaktır [4].

4.2 Hidrolik Transmisyonlarda Planet Dişlilerin Kullanımı

Ağır hizmet tipi ve karayolu dışında kullanılan araçlarda, hafriyat makinelerinde hidrolik transmisyonlar kullanılmaktadır. Hidrolik transmisyonlar otomatik transmisyonlar ile adi vites kutuları arasında bir yapıya sahiptirler. Hidrolik transmisyonlarda operatör, yada şoför vites değiştirme noktalarını kendi kontrolünde tutar. Viteslerin değiştirilmesi oldukça kolaydır. Bir parmak hareketi vitesin değiştirilmesi için yeterlidir. Adi mekanik yapıdaki vites kutularında şoför vitesi değiştirmek için debriyaj pedalına basar veya kavrama ayırma levyesini çalıştırır. Vites değiştirme levyesi aracılığı ile dişlileri kaydırarak kavramalarını sağlar. Hidrolik transmisyonlarda ise, operatörün veya şoförün çalıştırdığı vites değiştirme kolu bir subap makarasına bağlıdır. Bu subapı bulunduğu yuvası içinde kaydırarak basınçlı yağın çok diskli kavramalara gitmesini sağlar. Böylece vitesi gerçekleştirecek olan kavrama kavraşır ve vites değiştirilmiş olur. Bütün ileri – geri vitesler bu şekilde değiştirilir ve şüphesiz bir debriyaja ihtiyaç duyulmaz. Fakat vites kavramaları vardır ve bunlar çok diskli yağlı kavramalardır. Hidrolik transmisyonların mekanik yapısını oluşturan dişliler sürekli kavrama halindedirler ve genellikle planet dişli sistemlidirler. Bu nedenle vites değişikliği için dişlilerin kaydırılması veya çift debriyaj derdi yoktur. Sürekli kavrama halinde çalışan dişliler sesiz çalışır. Aşınma hemen hemen söz konusu olmaz. Diğer bir ifade ile dişli aşınmaları asgariye indirilmiştir. Şoför veya operatör çok az yorulmakta, motora bindirilecek yüklerin darbe etkisi yumuşatıldığı için çalışması rahatlamakta ve zamandan büyük ekonomi sağlamaktadır.

Diğer taraftan ileri gitmekte olan bir iş makinesini durdurmadan geri vitese atmak veya geri manevra yaptırmak oldukça kolay bir şekilde gerçekleşmektedir. Hidrolik transmisyon dört ana ünitelerden oluşmaktadır. Tork konverteri ve mekanik yapıdaki dişli tertibatı, çok diskli kavramaları çalıştırarak viteslerin meydana gelmesini sağlayan, basınçlı hidrolik devreyi oluşturan hidrolik transmisyonun ana çalışma parçalarıdır. Mekanik yapıyı oluşturan dişli düzeni çoğunlukla planet dişli mekanizmasından meydana gelir [4].

4.3 Su Türbinlerinde Planet Dişli Uygulamaları

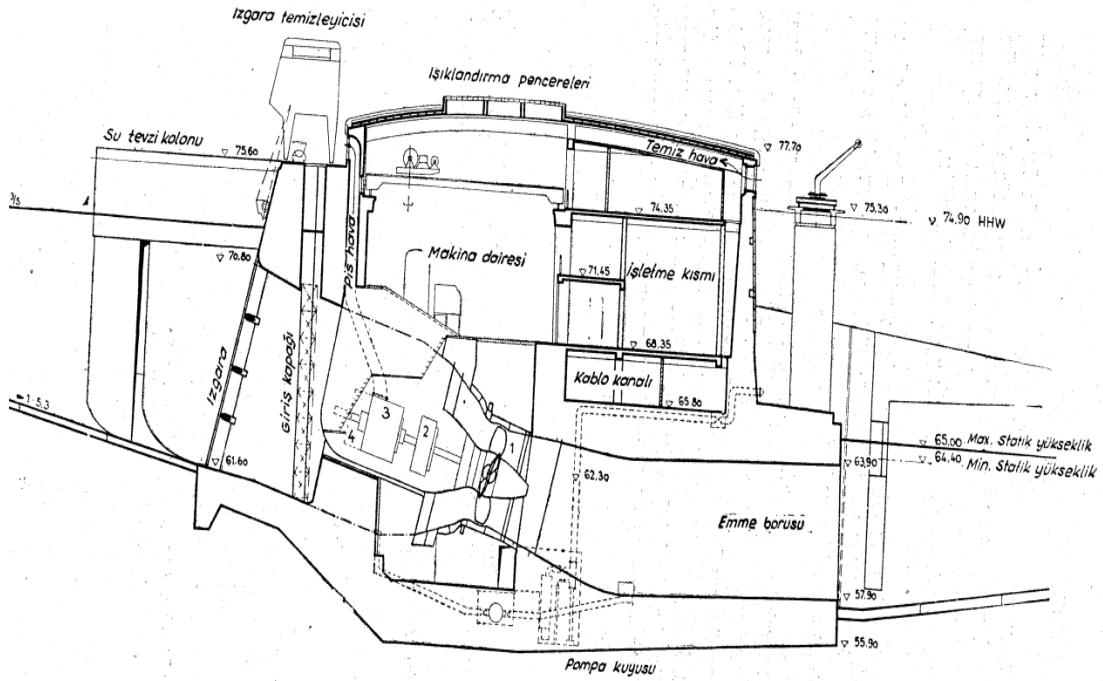
1950' lerde Almanlar ile Fransızlar arasında yapılan bir anlaşma ile Mosel nehrinin gemi işletmeye elverişli hale getirilmesi kararlaştırıldı. Almanya dâhilindeki kısmında 240 Km'lik nehir yatağı üzerinde 10 baraj inşa edilecekti ve böylece tesis gücü 160000 kW olan 10 santralden yıllık 750 milyon kWh enerji kazancı sağlanacaktı. Ancak yukarıda işaret ettiğimiz gibi bu santrallerin inşasında bazı özel şartların göz önünde tutulması gerekiyordu.

Bunlardan birincisi; santral binası, su seviyesinden göze çarpacak kadar yüksekte olamaz. Tesis, nehrin tabii manzarasına zarar vermeyecek derecede basık olması ve dolayısıyla türbini ve ona bağlı dişli mekanizması ile jeneratörü takriben yatay olarak derine yerleştirilmesi gerekmektedir.

İkincisi ise; birinci madde nedeni ile generatörün çok büyük olmaması için yüksek devirli olması gerekiyor. Durum böyle olunca yavaş dönen türbin ile hızlı dönen generatörün arasına bir dişli mekanizması kullanma gereği doğmuştur.

Üçüncüsü ise; suyun türbine giriş yolu üzerine yerleştirilecek olan bu generatör ve dişli mekanizmasının, su cereyanını bozmaması, fazla yer işgal etmemesi ve aynı zamanda sudan uzak kalması gerekmektedir. Bu sebepten bunların bir boru içerisine yerleştirilmesi ve aynı eksen üzerinde koaksial olarak türbin ile birleştirilmesi en uygun konstrüksiyon şeklidir. Dolayısıyla araya konacak dişli mekanizmasının bir planet mekanizması olması gerekmektedir. Bu ve buna benzer diğer şartları gerçekleştiren ve Şekil 4.3' de bir kesiti görülen planet mekanizma ve türbin kullanılmıştır.

Boru türbinden elde edilen akım şartları, düşey yerleştirilmiş Kaplan Türbinden daha elverişli olduğundan ve ileride tesisin pompa – türbin şeklinde kullanılarak, sarfiyatın az olduğu saatlerde suyu daha yüksek kademelere pompalanarak enerji akümüle edilmesi avantajı kullanılan sistemin ek avantajları arasında yer alabilir.



Şekil 4.3: Hidroelektrik santralden bir kesit

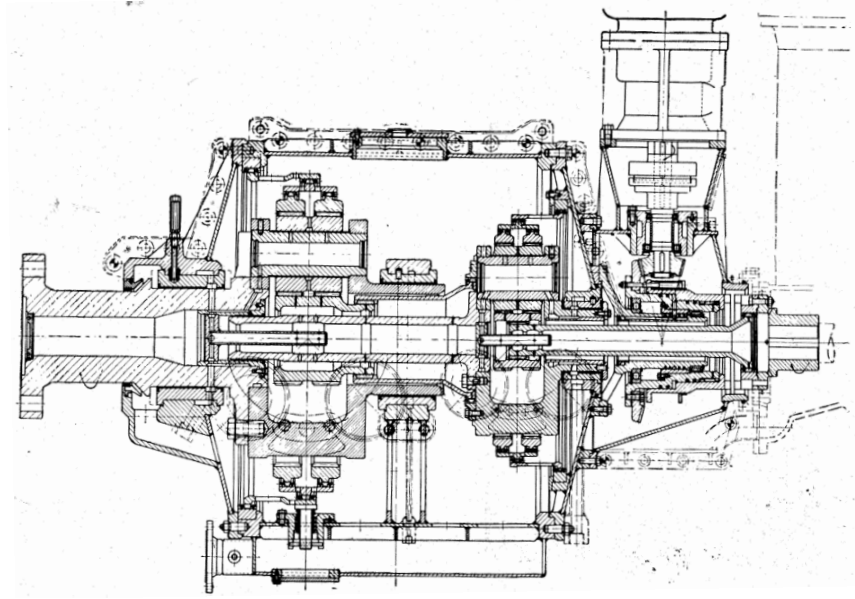
Burada kullanılan Krupp – Stoeckicht Planet Mekanizmasının DSU 140 modeli olup $N = 6300$ PS gücündedir. Türbinin dakikada 84,67 devrini jeneratörün 750 devrine yükselmektedir. Yani $\dot{I}_{A/C} = 750 / 84,67$ dir. Yerinde yapılan ölçmelerin verdiği sonuca göre bu planet mekanizmasının 2 / 8 yükte % 98,5 ve 8/8 yükte ise % 99,1 verimle çalıştığı anlaşılmıştır [3].

4.4 Gemilerde Planet Dişli Uygulamaları

Gemilerde koaksial tertip çok yerinde bir konstrüksiyondur. Tahrik makinesi olarak kullanılan buhar ve gaz türbinlerinin yüksek devirlerini, uskurun alçak devrine indirmek için yüksek çevrim oranına sahip, az yer işgal eden ve ağırlığı düşük redüktörlere ihtiyaç vardır.

Şekil 4.4' de gemilerde kullanımı olan iki kademeli bir Krupp – Stoeckicht Planet Mekanizması görülmektedir. Bu mekanizmanın her iki kademeside Krupp – Stoeckicht Planet Mekanizması' nın DSU modeline aittir. Gestland adlı bir Hollanda ticaret gemisi için yapılmış olan bu mekanizmada $N = 4400$ PS' lik gaz türbininin dakikada 5530 devirle dönen milini Şekil 4.4' de sağ tarafta görülen birinci kademe

planet dişlinin çember dişlisine, uzun boru şeklinde bir dişli kaplin ile bağlanmıştır. Birinci kademenin çıkış ucunda devir sayısı 5530 d/d ‘dan 1267 d/d ‘ ya düşmektedir. Çevrim oranı $i_1 = 4,37$.



Şekil 4.4: Krupp – Stoeckicht planet mekanizması kesiti

Birinci kademenin kovanına flanş ile bağlı olan boru şeklindeki bir ara parçanın diğer ucuna iç kısmına kaplin dişli açılmış olup, bu parça ikinci kademe planet mekanizmasının çember dişlisine geçer. Böylelikle, uskura giden mil, ikinci kademenin kovanına bağlanmış olur. İkinci kademe devir sayısı 1267 d/d ‘dan 325 d/d ‘ ya düşer. Çevrim oranı $i_2 = 3,9$ dur. Bu kombine planet mekanizmasının toplam çevrim oranı $i_T = 5530 / 325 = 11$ olur.

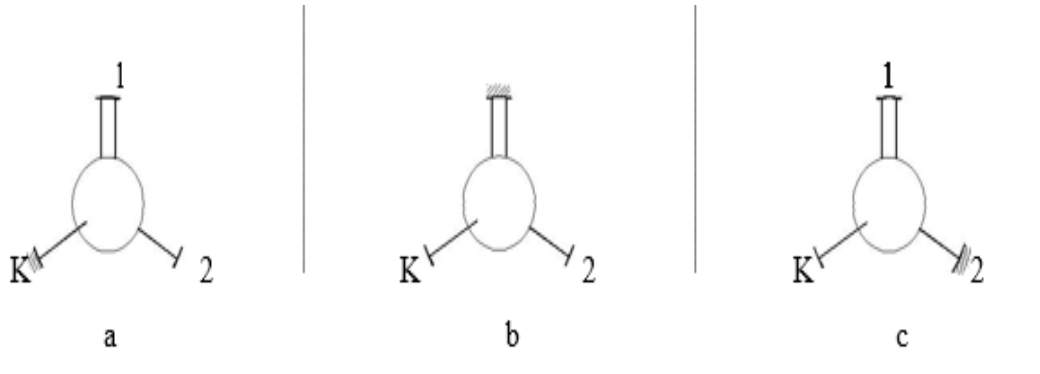
Planet mekanizmasının dışında, sağ tarafta görülen konik dişli tertibatı, tamir ve benzeri maksatlar ile planeti türbinden bağımsız olarak, bir yardımcı elektrik motoru ile döndürmeye yarar. Konik ayna dişlisine geçmiş bir kovanın ucunda parmaklı kavrama vardır. Bunun eş parçası, türbin miline flanş ile bağlanmıştır. Normal olarak ayrı duran bu iki kavrama diski i gerekirse hidrolik olarak birleştirilirler. Bu maksatla kovan, teleskop gibi iç içe geçen iki parça halinde olup arasına özel bir kanaldan basınçlı yağ sevk edilir.

Bu sistemdeki döndürme mekanizması da dâhil olmak üzere bütün dişli mekanizmasının yüksekliği, yaklaşık 1400 mm ve uzunluğu 2500 mm’dir [3].

5. PLANET DİŞLİ MEKANİZMALARIN ŞEMATİK GÖSTERİMİ

Şekil 5.1 ve Şekil 5.2 ‘de “ **Wolf** “ ün buluşu olan planet mekanizmaların şematik resimleri görülmektedir. Burada redüktör daire olarak, çembere dik üç çizgi sistemdeki üç mili, çift çizgili mil “ Toplam güç mili “ , kovan mili çemberin içine geçen çizgi, dişli milleri “**Güneş**“ 1 numaralı , “**Çember**“ 2 numaralı ve “**Kovan**“ K harfi ile gösterilen millerdir. Bu tanımlama tez metninin tamamında aynı şekli ile kabul edilecektir. Dişli milleri rakam ile Kovan milleri ise “K“ harfi ile gösterilecektir.

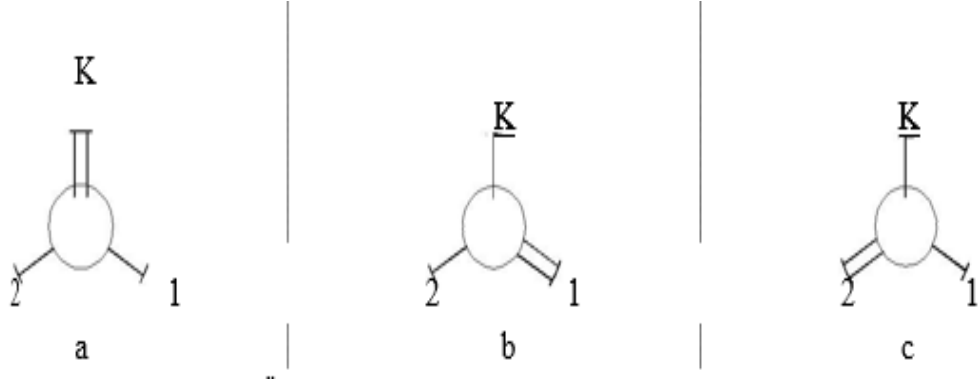
5.1 İki Mili Hareketli Planet Mekanizmaların Şematik Gösterimi



Şekil 5.1: İki mili hareketli planet mekanizmanın şematik gösterimi

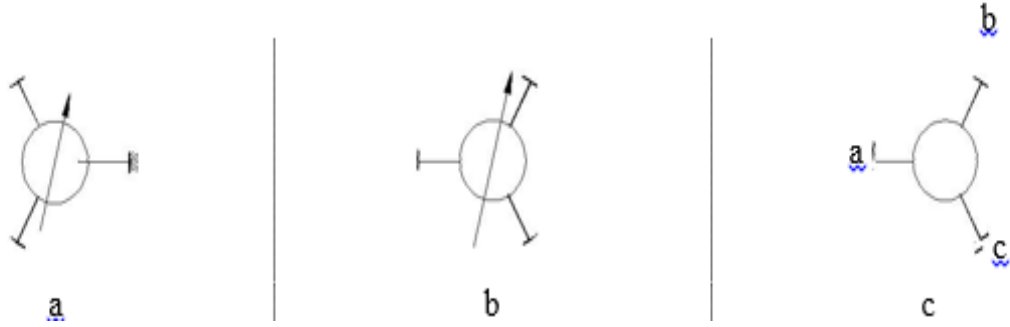
Şekil 5.1.a ile gösterilen şematik mekanizmanın esasında planet dişlisi ara dişli vazifesi yapan “artı normal redüktör“ dür. $i_o > 1$ ve merkezi milli redüktörde denilir. Burada planet ara dişlisi ile çıkış milinin yalnız dönüş yönü değiştirilir. Fakat giriş ve çıkış millerinin eksenleri aynıdır. Şekil 5.1.b ve Şekil 5.1.c ile gerçek iki mili hareketli planet sistem şematik olarak gösterilmiştir ve çevrim oranı temel çevrim oranıdır [5].

5.2 Üç Mili Hareketli Planet Mekanizmalarının Şematik Gösterimi



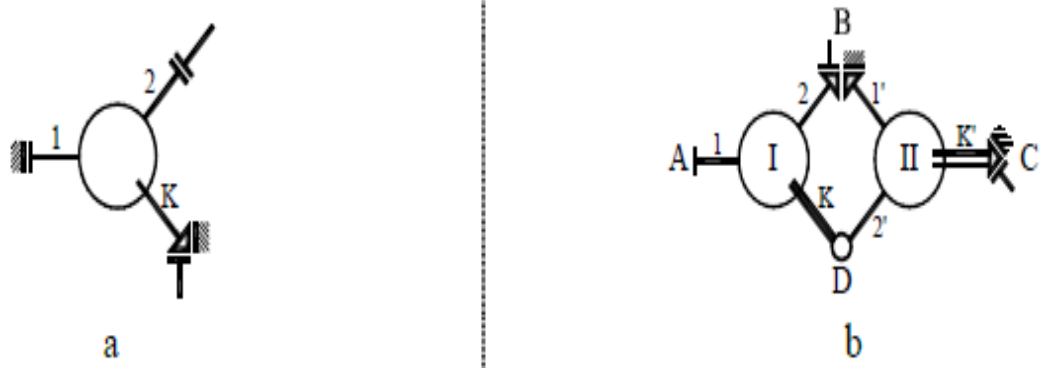
Şekil 5.2: Üç mili hareketli planet mekanizmalarının şematik gösterimi

Yukarıda Şekil 5.2.a ile $i_0 < 0$ “Eksi redüktör“, Şekil 5.2.b ile $0 < i_0 < 1$ ve Şekil 5.2.c ile “Artı redüktör“ $i_0 > 1$ gösterilmiştir.



Şekil 5.3: Basamaksız ayarlanan üç mili hareketli planet mekanizmasının şematik gösterimi

Yukarıda Şekil 5.3.a ile basamaksız ayarlanan normal redüktördür. Şekil 5.3.b ile temel çevrim oranı i_0 olan ve basamaksız ayarlanan ama kovan mili ve toplama mili belli olmayan üç miller hareketli planet mekanizması gösterilmiştir. Şekil 5.3.c ile üç aynı mil ile gösterilen şema rakamlarla değil küçük harflerle gösterilmiştir. Burada her mil istenildiği gibi kabul edilen ve fakat basamaksız ayarlanan sistemi göstermektedir.



Şekil 5.4: Planet sisteminin bağlantı şartları

Yukarıda Şekil 5.4.a ile isteye göre serbest veya frenlenebilen 1. mili, isteye göre serbest veya kavrama ile bağlanan 2. mili, isteye göre serbest, frenlenebilen veya kavrama ile bağlanan kovan milli planet sistemi gösterilmiştir.

Yukarıda Şekil 5.4.b ile bir birine bağlanabilen iki sistemin (I ve II işaretli redüktörler) millerinin özellikleri şöyledir:

A ucu: Sabit bağlanmış mil (Giriş veya çıkış mili)

B ucu: Eğer 2 ile 1 arasında kavrama bağlantısı varsa serbest, bağlantılı veya frenli. Eğer 2 ile 1 arası serbest ise, 2. mil isteye göre serbest veya frenlenebilir, 1. mil isteye göre serbest veya frenlenebilir.

C ucu: İsteye göre serbest kavrama ile bağlantılı veya frenlemeli.

D ucu: I. sistemin kovan mili ile II. Sistemin 2 numaralı mili birbiriyle kavrama bağlantılı fakat dışarı ile bağlantıları yok (Serbest miller) [6].

6. PLANET DİŞLİ MEKANİZMALARIN GENEL ANALİZİ

Bu başlık altında planet mekanizmaları, planet redüktörlerdeki uygulamaları olarak incelemeye devam edeceğiz.

6.1 Ön İşaretlerin Tanımı ve Kurallar

Planet dişli mekanizmaların analizinde Şu ön işaret kuralları geçerlidir:

Devir Sayıları: Bütün paralel millerde aynı yöne dönüşler aynı işareti alırlar. Genelde tahrik edilen taraf bakış yönü olarak seçilir. Saat yelkovanının dönüş yönü “+” pozitif, “-” negatif olarak kabul edilir.

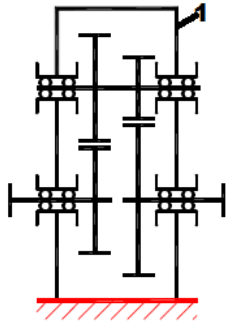
Torsiyon (Burulma) Momenti: Momentler devir yönüne göre işaretlenir. Eğer etkili moment pozitif devir yönünde ise “+”, değilse “-” işaretini alır. Birbirine kavramayla bağlanmış iki redüktörün bağlama millerinde momentin büyüklüğü aynı olup işaretleri terstir. Giriş milinde momentin ve devir yönünün işareti aynı, çıkış milinde biri birlerine terstir.

Güç: Planet mekanizmasına verilen güç “+” pozitifdir. Planet mekanizmasının çıkış gücü ise “-” negatifdir. Çünkü planet mekanizmanın bağlandığı mildeki karşı koyma momenti, çıkış devir yönünün karşıt yönündedir. Arada kaybolan güçte “ - ” negatifdir ve ısıya dönüşür.

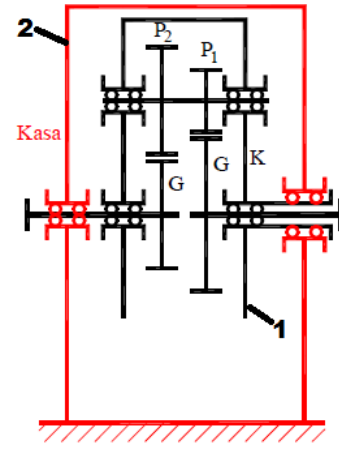
Çevrim Oranı: Giriş ve çıkış milleri aynı yönde dönüyorlarsa $i > 0$ (Pozitif), ters yönde dönüyorsa $i < 0$ (Negatif) dir [6].

6.2 Genel Analiz

Şekil 6.1 ile verilmiş olan iki kademeli redüktör bildiğimiz normal redüktördür. Milleri sabit ve redüktör kutusu bir yere sabit bağlanmış olup mekanizmanın dönme hareketi ve momenti bağlandığı yer tarafından dengelenmektedir. Bu redüktörün kutusunu kovan olarak düşünüp mekanizmanın tamamını bir kutunun içine yerleştirir ve mekanizmayı sabit bir yere bağlamaz ve ana eksen etrafında dönmesine müsaade edersek bu bir planet mekanizma olur.

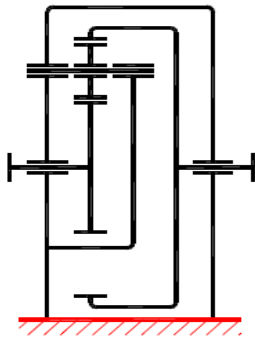


Şekil 6.1: İki kademeli normal redüktör

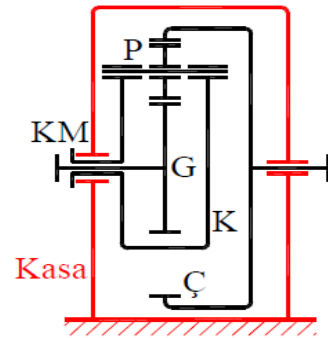


Şekil 6.2: Planet redüktör

Şekil 6.2 'de 2 numara ile gösterilen kısım yeni redüktör kutusu olup, 1 numara ile gösterilen kısım Şekil 6.1 'de verilmiş olan konstrüksiyonun aynısıdır. Bu yeni kutu, bir yere bağlı olmasına rağmen, mekanizmanın dönme hareketi ve momentini karşılamaz. Mekanizmanın üç milide hareketli ve dış sistemlere bağlanabilir [2].



Şekil 6.3: Koaksial redüktör



Şekil 6.4: Planet redüktör

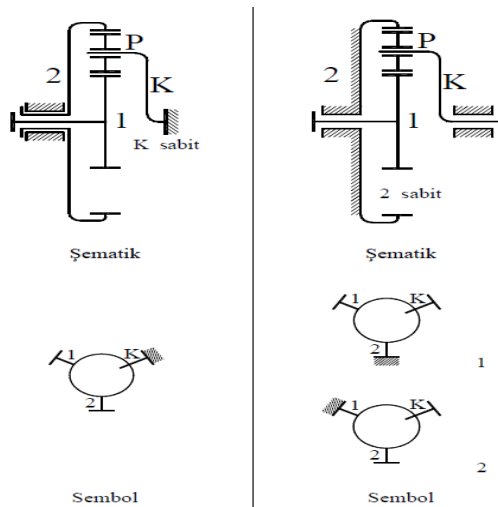
Şekil 6.3’de verilmiş olan koaksial redüktör bildiğimiz normal redüktör olup burada da aynı düşünceleri ve konstrüksiyonu yapma imkânı vardır. Koaksial redüktörün milleri sabit, giriş ve çıkış millerinin eksenleri ortaktır ve redüktör kasası bir yere sabit bağlanmış olup mekanizmanın dönme hareketi ve momenti bağlanan yer tarafından karşılanmaktadır. Burada da sistemin tamamını serbest bırakıp yeni bir kasanın içine yerleştirirsek Şekil 6.4 ile gösterilen mekanizmayı elde ederiz. Bu konstrüksiyonda bir planet mekanizmadır [2].

6.3 Sistemlerine Göre Planet Mekanizması Çeşitleri

Temel mekanizma: Kovan mili redüktör kutusuna sabit bağlı, $n_K = 0$. 1. ve 2. miller giriş veya çıkış milleri fonksiyonunu yaparlar (Şekil 6.5).

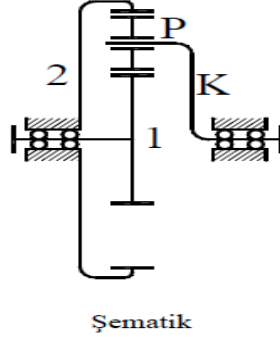
Yörünge mekanizma: Kovan hareketli, $n_K \neq 0$. Yerine ve şartlara göre ya 1. veya 2. mil sabit. Fonksiyona göre; birinci hal, 2. mil sabit tahrik kovan çıkış 1 inci mil veya tahrik 1. mil çıkış kovan. İkinci hal, 1. mil sabit tahrik kovan, çıkış 2. mil veya tahrik 2. mil, çıkış kovan, Şekil 6.6’ da bazen hareketli iki milde iki motorla tahrik edilir. Böylece çeşitli devir sayıları elde edilir.

Diferansiyel mekanizma: Burada her üç milde hareketlidir, sabit olan mil yoktur. Buna üç mil planet mekanizma da denilir. Genelde iki mil iki ayrı motorla tahrik edilir ve üçüncü mil çıkış milidir. Bu sistemde de çeşitli devir sayıları elde edilir (Şekil 6.7) [2].

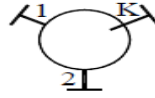


Şekil 6.5: Temel mekanizma

Şekil 6.6: Yörünge mekanizma



Şematik



Sembol

Şekil 6.7: Diferansiyel mekanizma

Ortak eksenli planet sistemi: Yukarıda verilen örneklerde hep ortak eksenli planet mekanizma için verilmiştir. Bu özellik planet sistemlerin en önemli hususiyetidir. 1. mil, 2. mil ve kovan milinin eksenleri çakışır ve ortak eksen olarak kabul edilir. Bundan ötürü burada göreceğimiz bütün planet sistemler koaksial (ortak eksenli) olacaktır. Koaksial olmayan planet sistemleri basit dişli kademesi gibidir. Bu bir güneş (1.mil) ve bir planetten oluşur.

Güneş "G": 1. mil" ve Çember "Ç; 2. mil" dişlileri: Hemen hemen bütün literatürde merkezde dönen silindirik alın dişli (güneş dişlisi) 1. mil olarak verilmiştir. Burada daha belirli anlaşmamız için merkezde dönen silindirik dış dişli olana "1. mil, güneş", çevrede dönen ve iç dişli olanınada "2. mil, çember" adını verelim. Bu iki dişlinin de rotasyon eksenleri mekanizmanın ana eksenine aynıdır.

Planet dişlisi "P": Güneş ile çember arasında kendi ve güneşin eksenine etrafında dönen dişlidir. Bazı literatürde "uydu", "gezegen" veya "satalit" diye de adlandırılır.

Kovan "K": Planet dişlileri taşıyan kol veya aynadır. Kütle eşitliği, güç ve kuvvet dağılımının avantajı için genelde üç kollu veya ayna şeklindedir. Bu üç kol 120° dağılımındadır.

Mutlak devir sayısı: Planet mekanizmada bulunan dişlilerin sabit sistem kutusuna göre devir sayılarıdır. Burada tek indeks ile gösterilirler. Örneğin; kovanın mutlak devir sayısı " n_K " olarak gösterilir.

Göreceli devir sayısı: Planet mekanizmada bulunan dişlilerin bir birlerine göre devir sayılarıdır. Burada çift sembollü indeks ile gösterilirler.

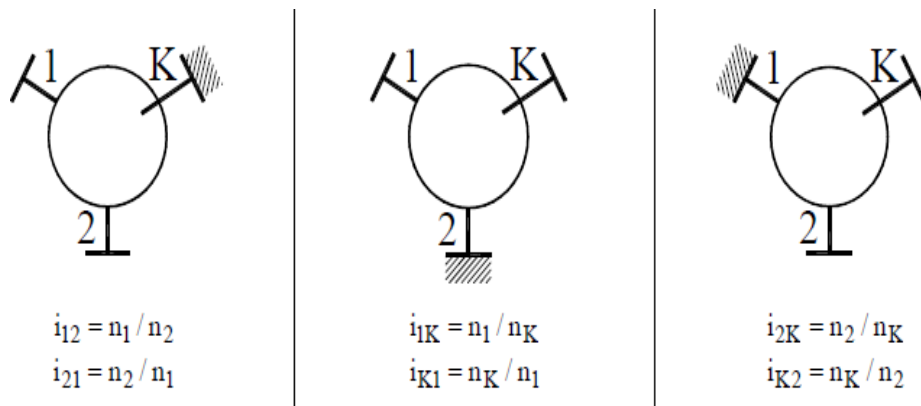
Örneğin: 1. milin kovana göre göreceli devir sayısı $m_{1K} = n_1 \cdot n_K$ kadardır.

Sistemin temel çevirim oranı " i_0 ": Mekanizmadaki diş sayılarının oranıyla bulunur. Burada dikkat edilecek husus şudur; Güneş (1. Mil) ve çember (2. Mil) aynı yönde dönüyorsa i_0 pozitif (+), ters yönde dönüyorsa i_0 negatif (-) işaretli olur.

Göreceli çevirim oranı " $i_{x/y}$ ": Buna göreceli çevirimde diyebiliriz. Bu iki eleman arasındaki çevirim oranıdır. Çift indeksle gösterilir.

Örneğin; Güneş (1.Mil) ile kovan arasındaki göreceli çevirim $i_{1/K}$ ile gösterilir.

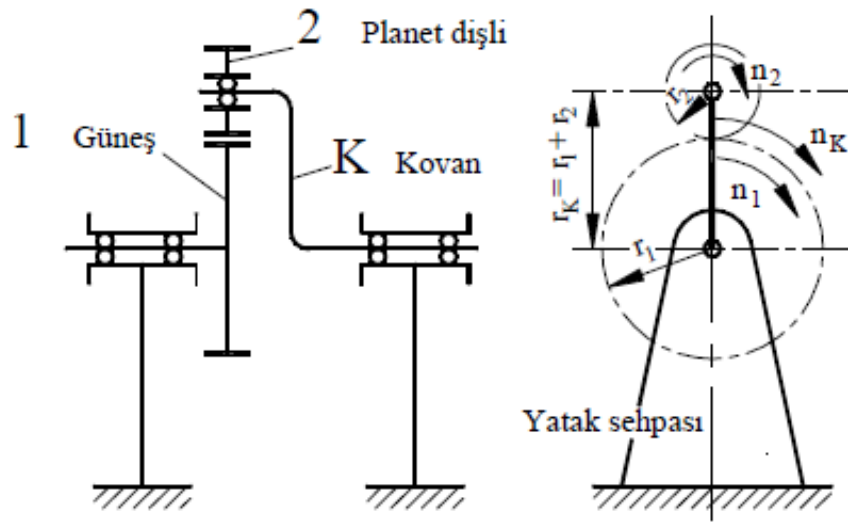
Genel çevirim oranı $i = n_{Giriş} / n_{Çıkış}$ olarak hesaplanır. Fakat her zaman giriş ve çıkış devir sayıları bilinmez. Bilinen veya istenen giriş veya çıkış devir sayısıdır. Şekil 6.8' de gösterildiği gibi aranan devir sayısı, bilinen devir sayısından çevirim oranı yardımı ile bulunur [7].



Şekil 6.8: Çevrim oranı

6.4 Planet Mekanizmasının Temel Formülünün Detaylı Bulunması

Planet mekanizmada çevirim oranları hep görecelidir. Yani bir dişlinin hızı veya devir sayısı herhangi bir parçaya göre belirlenir. Bunu belirtmek için çevirim oranlarının indeksini buna göre verelim. Basit olarak gösterilen planet mekanizma Şekil 6.9 ile görüldüğü gibi; yuvarlanma yarı çapı r_1 olan "Güneş" (dış dişli) indeksini "1" alalım, yuvarlanma yarıçapı r_2 olan "Planet dişli" indeksini "2" alalım ve eksenler mesafesi veya yarı çapı $r_K = r_1 + r_2$ olan "Kovan" nında indeksini "K" alalım.



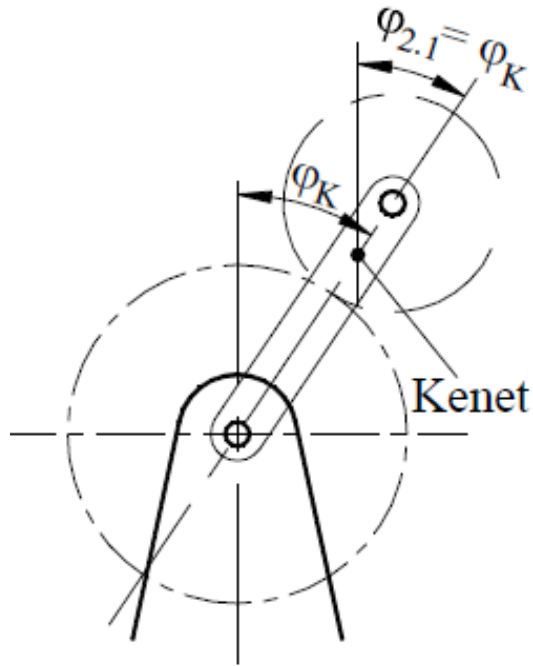
Şekil 6.9: En basit planet dişli mekanizması

Bu sistemde aynı zamanda Güneş mili "1" i n_1 ile Kovan "K" yı n_K ile çevirelim. Burada planet dişli "2" yatak sehпасı eksenine göre n_2 dönüşü yapar.

Burada tanımladığımız bu üç devir sayısını analitik olarak veya "Hız planı" yardımıyla bulabiliriz. Devir sayıları yerine açısal hızlarını " ω " veya sabit bir zamanda dönüş açılarını " ϕ " kullanabiliriz. Çünkü bu boyutlar devir sayısı ile doğru orantılıdır. Dişlilerin devir sayılarının analitik olarak bulunmasına yardımcı olacak denklemler Tablo 6.1' de bulunmaktadır [8].

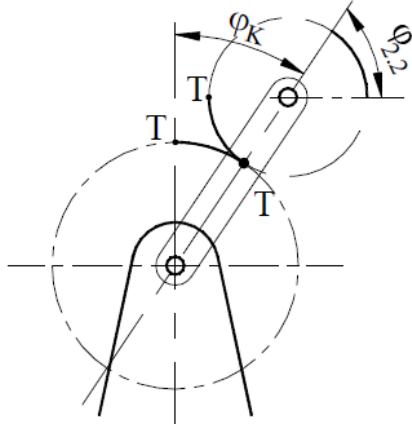
Tablo 6.1: Devir sayısı, açısal hız ve dönüş açısı

Dişlinin Adı	Devir Sayısı	Açısal hız	Dönüş açısı	Çap	Diş sayısı
Güneş dişli	n_1	$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1$	$\varphi_1 = \omega_1 \cdot t$	d_1	Z_1
Planet dişli	n_2	$\omega_2 = 2 \cdot \pi \cdot n_2$	$\varphi_2 = \omega_2 \cdot t$	d_2	Z_2
Kovan	n_K	$\omega_K = 2 \cdot \pi \cdot n_K$	$\varphi_K = \omega_K \cdot t$	-	-

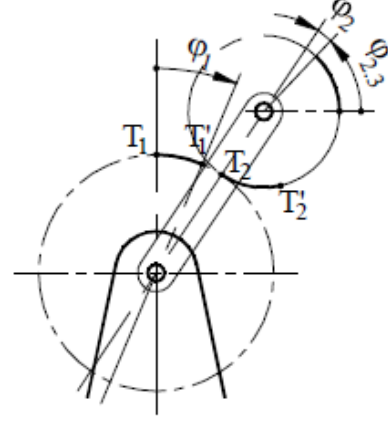


Şekil 6.10: Durum – I

Düşüncelerimizin çıkış durumu olarak Şekil 6.9' ı alalım ve planet dişlisi ile kovanı birbiri ile kenetleyelim ve kovan φ_K açısı kadar sağa çevirelim. Planet dişlisi $\varphi_{2.1}$ açısı ve güneş dişliside kovanla beraber φ_K açısı kadar dönerler. Şekil 6.10' daki Durum – I 'den $\varphi_{2.1} = \varphi_K$ eşitliği bulunur.



Şekil 6.11: Durum – II



Şekil 6.12: Durum – III

Kenetlemeyi çözelim, kovanı sabit tutalım ve güneş dişlisini ϕ_K kadar geriye, yani sola çevirelim (-). Bu durumda planet dişlisine bakarsak, güneş dişlisi ϕ_K kadar dönünce planet dişliside $\phi_{2.2}$ kadar döner. Şekil 6.11'e bakacak olursak, iki dişlinin birbiriyle yuvarlandıkları çember parçasının eşitliğinden şu bağlantı yazılır.

$$\phi_{2.2} \cdot r_2 = \phi_K \cdot r_1 \text{ veya } \phi_{2.2} = \phi_K \cdot \frac{r_1}{r_2} \text{ Bulunur.}$$

Şimdi güneş dişlisini ϕ_1 açısı kadar sağa (+) çevirince planet dişliside $\phi_{2.3}$ kadar sola (-) döner. $\phi_{2.3} = \phi_K \cdot \frac{r_1}{r_2}$ Böylece planet dişlisinin dönme açısı bulunur. (Şekil 6.12).

$$\phi_2 = \phi_{2.1} + \phi_{2.2} - \phi_{2.3}$$

$$\phi_2 = \phi_K \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \phi_K - \frac{r_1}{r_2} \cdot \phi_1 \quad (6.1)$$

(6.1) formülünün iki tarafını “ t “ ye bölersek, eşitliği hız bağlantısı olarak buluruz.

$$\omega_2 = \omega_K \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \omega_K - \frac{r_1}{r_2} \cdot \omega_1 \quad (6.2)$$

Burada $\omega = 2\pi \cdot n$ olduğuna göre (6.2) 'nin her iki tarafını 2π 'ye bölersek, eşitliği devir sayıları bağıntısı olarak buluruz (6.3).

$$n_2 = n_K \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot n_K - \frac{r_1}{r_2} \cdot n_1 \quad (6.3)$$

Temel çevrim oranını $i_{1/2} = - r_2 / r_1 = i_0$ yazar ve formülün iki tarafını i_0 ile çarparsak planet sisteminin formülünü buluruz:

$$n_2 = n_K - \frac{n_K}{i_0} - \frac{n_1}{i_0} / i_0$$

$$n_1 - n_2 \cdot i_0 = n_K \cdot (1 - i_0)$$

$$(n_1 - n_2 \cdot i_0) - (n_K \cdot (1 - i_0)) = 0 \quad (6.4)$$

n	1/s	indeksine göre devir sayısı
i	(-)	indeksine göre çevrim oranı
r	m	indeksine göre yarıçap
ω	1/s	indeksine göre açısal hız
Φ	rad	indeksine göre dönüş açısı

(6.4) nolu formüle “Planet mekanizmasının temel formülü“ denir ve bütün planet mekanizmalarında (silindir ve konik dişli sistemlerde) geçerlidir. Bununla sistemde aranan bütün devir sayıları ve devir sayısına bağlı bütün değerler bulunur. Burada çevrim oranını $i_0 = i_{2/1} = - r_1 / r_2 = 1 / i_{1/2}$ olarak alırsak eğer formül (6.5) deki halini alır [4].

$$n_2 - n_1 \cdot i_{2/1} = n_K \cdot (1 - i_{2/1}) \quad (6.5)$$

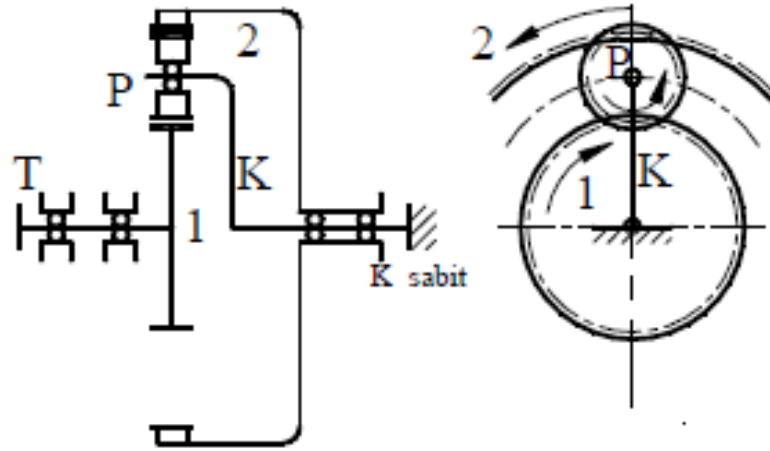
6.5 Planet Mekanizmasının Temel Formülünün Kısa Yoldan Bulunması

Planet dişli mekanizmasındaki hareket ve çevrime oranlarını inceleyebilmek için Şekil 6.13'de gösterilmiş olan en basit planet mekanizmasını ele alalım. Bu mekanizmada dişliler; güneş dişlisi indeks “G” ile planet dişlisi indeks “P” ile planeti

taşıyan kovan indeks “K” ile çember dişli indeks “Ç” ile gösterilmiştir. Hesaplarda dişliler indeksleriyle gösterilecektir. Bu dişliler, değişik yönlerde dönebilecekleri gibi bunlardan birini sabit tutmakta mümkündür. Burada çember dişliyi sabit kabul edelim ve diğer değerleri Tablo 6.2’ den alabiliriz [8].

Tablo 6.2: Dişlinin değerleri ve özellikleri

Dişlinin adı	Devir sayısı	Açısal hız	Dönüş açısı	Çap	Diş sayısı
Güneş dişli	n_1	$\omega_1 = 2.\pi. n_1$	$\varphi_1 = \omega_1.t$	d_1	z_1
Planet dişli	n_p	$\omega_p = 2.\pi. n_p$	$\varphi_p = \omega_p.t$	d_p	z_p
Çember dişli	n_2	$\omega_2 = 2.\pi. n_2$	$\varphi_2 = \omega_2.t$	d_2	z_2
Kovan	n_K	$\omega_K = 2.\pi. n_K$	$\varphi_K = \omega_K.t$	-	-



Şekil 6.13: En basit planet mekanizması

Dönüş yönlerini kesin olarak tanımlayalım. Bir dişliye ekseninden bakıp disk şeklinde gördüğümüzde dişli saat yelkovanının dönüşü gibi dönüyorsa buna “sağ” dönüş, eğer aksi istikametinde dönüyorsa buna “sol” dönüş diyelim. Bir kademeli veya birkaç kademeli redüktörde bütün dişliler için dönüş yönleri, kabul edilen sabit bir noktaya göre verilir. Şekil 6.13’de dönüş yönleri için kabul edilen sabit noktayı tahrik mili “ T “ olarak alalım. Böylece dişliler arasındaki bağıntıları inceleyelim. Burada

yapacağımız çalışmada kullanacağımız değerlerden; devir sayısı “ n “ , açısal hız “ω“ veya zaman “t“ eşit ve sabit alınırsa dönüş açısı “φ“ olabilir. Karşılaştırmada ve orantılarda bu değerlerden her hangi birini seçmekle hiçbir değişiklik veya yanlış yapılmış olmaz.

Şekil 6.13’de güneş dişlisi, sağa dönerse çevrim oranı şu şekilde hesaplanır:

$$i = \frac{n_G}{n_P} \cdot \frac{n_P}{n_Ç} \quad \text{Buradan } i = \frac{n_G}{n_Ç} \quad \text{bulunur.}$$

Bu formül işlenirse eğer : $i = \frac{n_G}{n_Ç} = \frac{d_Ç}{d_G} = \frac{z_Ç}{z_G}$ bulunur.

Bu bulunan çevrim oranına **standart çevrim oranı** adı verilir ve sembol olarak “**i₀**“ ile gösterilir.

$$i_0 = \frac{z_Ç}{z_G} \quad (6.6)$$

- i₀** (-) standart çevrim oranı
z_Ç (-) çember dişli sayısı
z_G (-) güneş dişlisi diş sayısı

Diğer taraftan planet dişlisi kovana ile sabit tutulduğundan, güneş ve çemberin kovana göre devir sayıları:

Güneşin kovana göre : $m_G = m_{G0} - n_K$

Çemberin kovana göre : $m_Ç = m_{Ç0} - n_K$

Bu eşitlikleri birbirine bölersek ve işlersek : $\frac{m_Ç}{m_G} = \frac{n_{Ç0} - n_K}{n_{G0} - n_K}$

$$i_0 = \frac{n_{G0} - n_K}{n_{Ç0} - n_K} \quad (6.7)$$

$$n_G - n_K = i_0 \cdot (n_Ç - n_K)$$

$$n_G - (i_0 \cdot n_C) = n_K \cdot (1 - i_0) \quad (6.8)$$

- m 1 / s İndeksine göre göreceli devir sayısı
n 1 / s İndeksine göre devir sayısı
i₀ (-) Temel çevrim oranı

Bulunan bu formül (6.8) planet dişli mekanizmalarının temel formülü olup, bütün planet dişli mekanizmalarında çevrim oranlarının ve hızların bulunmasında kullanılır. Güneş ve çember dişlilerinin dönme yönleri standart çevrim oranını ve dolayısıyla formül (6.8) ' i etkiler [4].

6.6 Planet Dişli Mekanizmasının Karakteristiği

Planet dişli mekanizmasının karakteristiği deyince akla diş sayısı oranı gelir. Mekanizmadaki standart çevrim oranı i₀ pozitif (+) veya negatif (-) olabilir. İşaret mekanizmadaki dişlilerin göreceli dönme yönlerine bağlıdır. Şöyle ki : (6.8) numaralı formülü yazacak olursak, güneş ve çember aynı yönde dönüyorsa i₀ pozitif (+) i ters yönde dönüyorsa i₀ negatif (-) işaretli olur.

$$n_G - (i_0 \cdot n_C) = n_K \cdot (1 - i_0) \quad (6.9)$$

$$i_0 = \pm \frac{z_C}{z_G} \quad (6.10)$$

- i₀ (-) Standart çevrim oranı
n_G (-) Güneşin devir sayısı
n_C (-) Çemberin devir sayısı
n_K (-) Kovanın devir sayısı

6.7 Millerdeki Güçler “ P “

Millerdeki güçler genel mekanik kanun ile belirlenen güçlerdir. Milin toplam gücü mekanizmanın yuvarlanma ve kavrama güçlerinin toplamı kadardır.

$$P = P_y + P_k \quad (6.11)$$

P	W	Mildeki toplam güç
P _y	W	Mekanizmanın yuvarlanma gücü
P _k	W	Kademenin kavrama gücü

Millerdeki güçlere “Mekanizmadaki dış güçler“ de denir.

Hesaplarda milin mutlak devir sayısı açısal hız için alınır ve genel olarak güç şu şekilde hesaplanabilir.

$$P = M_t \cdot \omega \quad (6.12)$$

P	W	Mildeki güç
M _t	W	Mildeki moment
ω	1/s	Milin açısal hızı ($\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$)

Aşağıdaki formüller güç hesaplamasında pratikte kullanılan formüllerdir.

$$\text{Güneş milindeki güç :} \quad P_G = \frac{M_{tG} \cdot \omega_G}{9550} \quad (6.13)$$

$$\text{Çember milindeki güç :} \quad P_Ç = \frac{M_{tÇ} \cdot \omega_Ç}{9550} \quad (6.14)$$

$$\text{Kovan milindeki güç :} \quad P_k = \frac{M_{tK} \cdot \omega_K}{9550} \quad (6.15)$$

6.7.1. Mekanizmanın yuvarlanma gücü “P_y“

Milin gücü gibi hesaplanır. Yalnız burada birbirini kavrayan dişli çifti için hesap yapıldığından, bulunan güç kısmi güçtür. Hesap da göreceli devir sayısı kullanılır. Buna aynı zamanda "**Mekanizmadaki iç güç akışı**" da denir.

Örneğin: Güneş dişlisi ile planet dişlisi arasındaki yuvarlanma gücü;

$$P_{yG} = M_{tG} \cdot \omega_{GP} \quad (6.16)$$

P_{yG}	W	Güneş milindeki yuvarlanma gücü
M_{tG}	Nm	Güneş milindeki torsiyon momentini
ω_{GP}	1/s	Güneş ile planetin açısal hızı

Temel sistem prensibi ile çalışan planet mekanizmalarda, dişliler yalnız kademenin yuvarlanma gücünü iletir, kavrama gücü sıfırdır, $P_k = 0$. Güneş ile planetin açısal hızı:

$$\omega_{GP} = 2 \cdot \pi \cdot (n_G - n_P) \quad (6.17)$$

Aşağıdaki formüller yuvarlanma gücünün hesaplamasında pratikte kullanılan formüllerdir.

$$\text{Güneş ile planet arasındaki yuvarlanma gücü: } P_{yGP} = \frac{M_{tG} \cdot \omega_{GP}}{9550} \quad (6.18)$$

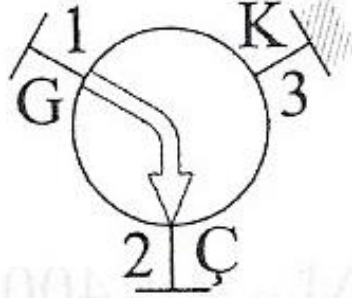
$$\text{Güneş ile kovan arasındaki yuvarlanma gücü: } P_{yGK} = \frac{M_{tG} \cdot \omega_{GK}}{9550} \quad (6.19)$$

P_y	kW	Mildeki yuvarlanma gücü
M_t	Nm	Güneş milindeki torsiyon momentini
ω	1/dak	Milin açısal hızı

6.8 Torsiyon Momentleri “ M_t ”

Herhangi bir elemanda torsiyon momentinin bulunması için konstrüksiyon ve çevirme oranlarının bilinmesi gerekir. Genelde tahrik edilen mildeki veya çıkış milindeki torsiyon momentini biliriz. Konstrüksiyon bilindiğine göre, giriş yani tahrik edilen mil ile momentin hesaplanması gereken yer arasındaki toplam verim η_0 yüzde (%) olarak hesaplanabilir. Aşağıda verilen varsayımlara göre sistemdeki torsiyon momentlerinin hesaplanması yanlarında verilen formüllerle bulunur [9].

Tahrik edilen mil güneş dişlisi mili ve bilinen moment (Şekil 6.14):



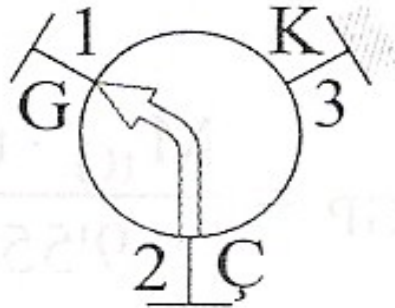
Şekil 6.14: Güneş dişlisi tahrik edildiğinde

Tablo 6.3: Momenti bilinen mekanizma

M_G biliniyor	$M_Ç$ biliniyor	M_K biliniyor
$M_{tÇ} = -M_{tG} \cdot i_0 \cdot \eta_0$	$M_{tG} = -M_{tÇ} \cdot \frac{1}{i_0 \cdot \eta_0}$	$M_{tG} = -M_{tK} \cdot \frac{1}{(1-i_0) \cdot \eta_0}$
$M_{tÇ} = -M_{tG} \cdot (1-i_0) \cdot \eta_0$	$M_{tK} = -M_{tÇ} \cdot \left(1 - \frac{1}{i_0 \cdot \eta_0}\right)$	$M_{tG} = -M_{tK} \cdot \frac{1}{1 - \frac{1}{i_0 \cdot \eta_0}}$

Tablo 6.3' de verilen (-) işareti moment yönünün bilinen moment yönüne ters olduğunu gösterir.

Tahrik edilen çember dişlisi mili ve bilinen moment (Şekil 6.15):



Şekil 6.15: Çember dişlisi tahrik edildiğinde

Tablo 6.4: Tahrik yönü ters momenti bilinen mekanizma

M_G biliniyor	$M_{\dot{C}}$ biliniyor	M_K biliniyor
$M_{t\dot{C}} = -M_{tG} \cdot \frac{i_0}{\eta_0}$	$M_{tG} = -M_{t\dot{C}} \cdot \frac{\eta_0}{i_0}$	$M_{tG} = -M_{tK} \cdot \frac{1}{1 - \frac{i_0}{\eta_0}}$
$M_{tK} = -M_{tG} \cdot \left(1 - \frac{i_0}{\eta_0}\right)$	$M_{tK} = -M_{t\dot{C}} \cdot \left(1 - \frac{\eta_0}{i_0}\right)$	$M_{tG} = -M_{tK} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\eta_0}{i_0}}$

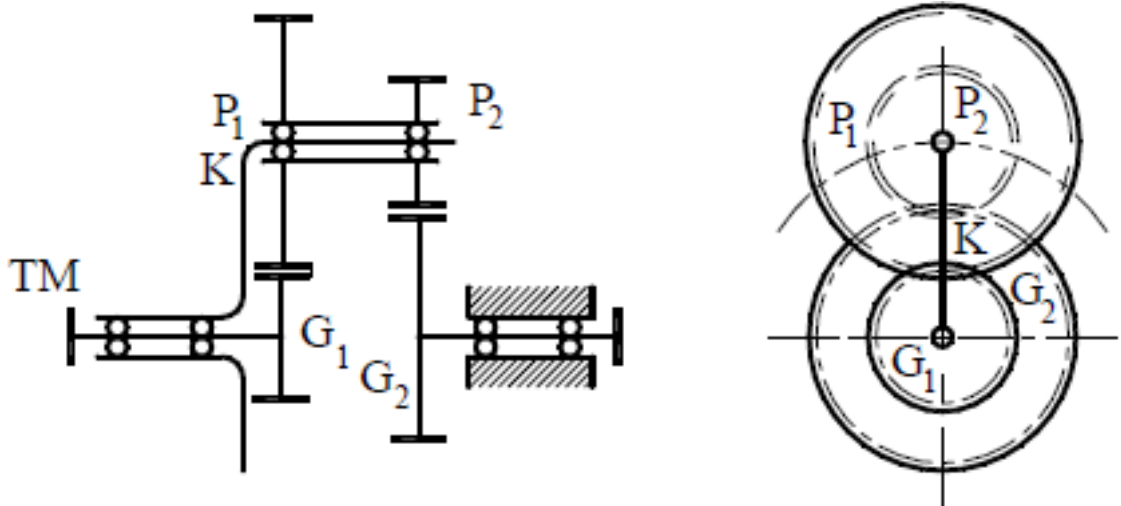
Tablo 6.4’ de verilen (-) işareti moment yönünün bilinen moment yönüne ters olduğunu gösterir. Moment şartına göre, momentlerin toplamı sifıra eşittir.

$$\Sigma M = M_{tG} + M_{t\dot{C}} + M_{tK} = 0 \text{ dir.}$$

6.9 Çeşitli Planet Dişli Mekanizmaların Çevrim Oranları

6.9.1 İki Güneş Dişlili Planet Mekanizmaları

İki güneş dişlili planet mekanizmalarında, planet dişlileri bir mil ile rijid bağlı iki dişliden oluşur (Şekil 6.16).



Şekil 6.16: İki güneş dişlili planet mekanizması

Bu sistemde standart çevrim oranı (6.20) ile hesaplanır.

$$i_{02G} = \left(- \frac{Z_{G1}}{Z_{P1}} \right) \cdot \left(- \frac{Z_{P2}}{Z_{G2}} \right) = \frac{Z_{G1} \cdot Z_{P2}}{Z_{P1} \cdot Z_{G2}} \quad (6.20)$$

- i_{02G} (-) 2 güneşli sistemin standart çevrim oranı
 Z_{P1} (-) Birinci pinyon dişlinin diş sayısı
 Z_{G1} (-) Birinci güneş dişlisinin diş sayısı
 Z_{P2} (-) İkinci pinyon dişlinin diş sayısı
 Z_{G2} (-) İkinci güneş dişlisinin diş sayısı

6.9.1.1 1. Güneş – Kovan Arası Çevrim Oranı “ $i_{G1/K}$ “ , 2. Güneş Sabit

1.Güneşin kovana göre çevrim oranı " $i_{G1/K}$ " aranıyorsa ve 2.Güneş dişlisi sabitse $n_{G2} = 0$ demektir. Şekil 6.16'da güneşin kovana göre göreceli hareketi ters yöndedir [10].

$$n_{G1} + i_{02G} \cdot n_{G2} = n_K \cdot (1 + i_{02G}) \text{ buradan } n_{G1} = n_K \cdot (1 + i_{02G}) \text{ ve } n_K = \frac{n_{G1}}{1 + i_{02G}} \text{ bulunur.}$$

Güneşle kovan arasındaki çevrim oranı:

$$n_{G1/K} = \frac{n_{G1}}{n_K} = \frac{n_{G1}}{\frac{n_{G1}}{1 + i_{02G}}} = 1 + i_{02G} \quad (6.21)$$

6.9.1.2 1. Güneş – 2. Güneş Arası Çevrim Oranı “ $i_{G1/G2}$ “ , Kovan Sabit

1.Güneşin 2.Güneşe göre çevirme oranını " $i_{G1/G2}$ " aranıyorsa ve kovan sabitse $n_K = 0$ demektir. Şekil 6.16' da güneşlerin göreceli hareketleri aynı yöndedir.

$$n_{G1} - i_{02G} \cdot n_{G2} = 0 \quad n_{G1} = i_{02G} \cdot n_{G2} \cdot Z_{G1} = i_{02G} \cdot Z_{G2}$$

$$i_{02G} = \frac{Z_{G1}}{Z_{G2}} \text{ bulunur.} \quad (6.22)$$

6.9.1.3 2. Güneş – Kovan Arası Çevrim Oranı “ $i_{G1/K}$ “ , 1. Güneş Sabit

2.Güneşin kovana göre çevirme oranını " $i_{G2/K}$ " araniyorsa ve 1. Güneş sabitse $n_{G1} = 0$ demektir. 1.Güneş sabit ise Şekil 6.16'da güneşin kovana göre göreceli hareketi ters yöndedir [10].

$n_{G1} - i_{02G} \cdot n_{G2} = n_K \cdot (1 + i_{02G})$, $n_{G1} = 0$ 'ı formülde yerine koyalım.

$$i_{02G} \cdot n_{G2} = n_K \cdot (1 + i_{02G}) \quad \text{buradan} \quad n_{G2} = n_K \cdot \frac{1 + i_{02G}}{i_{02G}}$$

2. Güneş – Kovan arası çevrim oranı “ $i_{G2/K}$ “ :

$$i_{G2/K} = \frac{n_{G2}}{n_K} = \frac{1 + \frac{1 + i_{02G}}{i_{02G}}}{n_K} = \frac{i_{02G} + 1}{i_{02G}}$$

$$i_{G2/K} = \frac{i_{02G} + 1}{i_{02G}} \quad (6.23)$$

$i_{G2/K}$ (-) 2. Güneş – Kovan arası çevrim oranı

i_{02G} (-) 2 Güneşli sistemin standart çevrim oranı

6.9.2 Basit Planet Sistemlerinde Montaj Koşulu

Basit planet sistemlerinde dişlerin monte edilebilmeleri için gereken koşuldur:

$$\text{Tam sayı} = \frac{z_{\text{Ç}} + Z_G}{k_P} \quad (6.24)$$

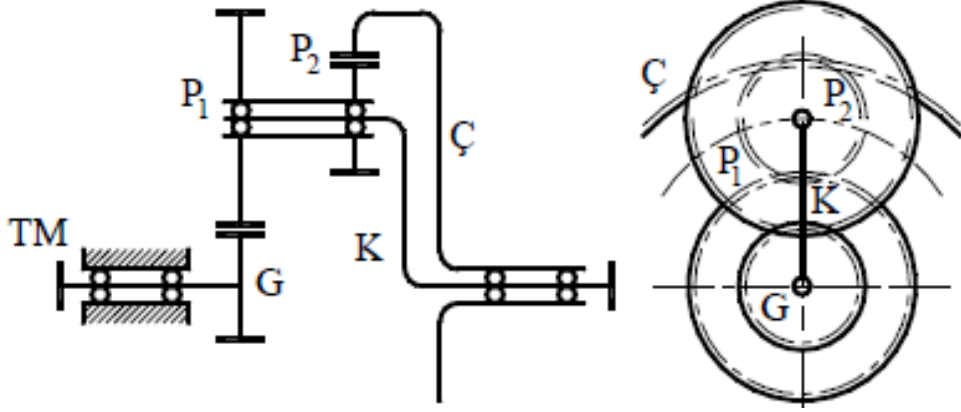
z_G (-) Güneşin diş sayısı

k_P (-) Planet sayısı

$z_{\text{Ç}}$ (-) Çemberin diş sayısı

6.9.3 İki Planetli, Güneşli ve Çemberli Planet Mekanizma

Şekil 6.17'deki iki planetli, güneşli ve çemberli planet sistemi, planet dişlileri bir mil ile rijid bağlı iki dişliden oluşur. Bu sistemde standart çevirme oranı (6.25) ile hesaplanır [11].



Şekil 6.17: İki planetli, güneşli ve çemberli planet mekanizma

$$i_{0G\dot{C}} = \left(- \frac{z_G}{z_{P1}} \right) \cdot \left(\frac{z_{P2}}{z_{\dot{C}}} \right) = - \frac{z_G \cdot z_{P2}}{z_{P1} \cdot z_{\dot{C}}} \quad (6.25)$$

- $i_{0G\dot{C}}$ (-) İki planetli, güneşli ve çemberli planet mekanizmanın standart çevrim oranı
- $z_{P1,2}$ (-) Pinyon dişlilerin diş sayısı
- z_{G1} (-) Güneş dişlinin diş sayısı
- $z_{\dot{C}}$ (-) Çember dişlisinin diş sayısı

6.9.4 Çeşitli Planet Dişli Sistemlerinde Montaj Koşulu

Çeşitli planet dişli sistemlerinde montaj koşulu şudur:

$$i_{0xx} \text{ pozitif ise :} \quad d_{G2(\dot{C})} = d_{G1} + d_{P1} - d_{P2} \quad (6.26)$$

$$\frac{z_{p1} \cdot z_{G2(\dot{C})} - z_{G1} \cdot z_{P2}}{k_p} = \text{Tam sayı} \quad (6.27)$$

$$i_{Oxx} \text{ negatif ise : } \quad d_{G2(\zeta)} = d_{G1} + d_{P1} + d_{P2} \quad (6.28)$$

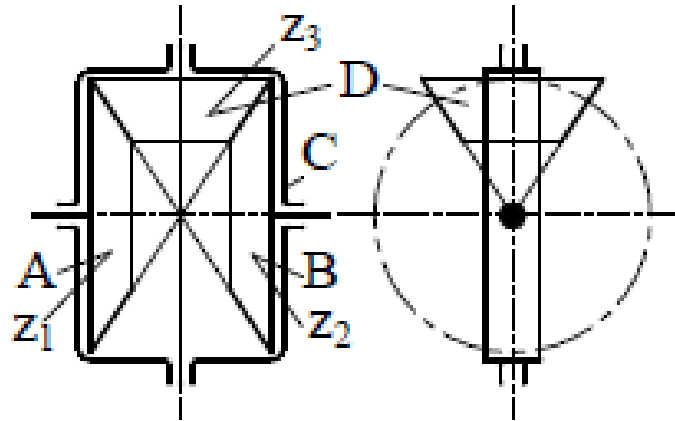
$$\frac{z_{p1} \cdot z_{G2(\zeta)} + z_{G1} \cdot z_{P2}}{k_p} = \text{Tam sayı} \quad (6.29)$$

- z_P (-) Planetin diş sayısı
 z_G (-) Güneş dişlinin diş sayısı
 z_ζ (-) Çember dişlisinin diş sayısı
 k_p (-) Planet Sayısı

6.10. Diferansiyel Mekanizmalar

Araçlarda kullanılan diferansiyel dişli mekanizmasında planet dişli sistemi ile çalışır. Bu sistem daha çok otomobil tahrik sistemlerinde görülür ve özel konik dişlilerden oluşur. Aşağıda üç tip diferansiyel dişli mekanizması çeşidi ve bu mekanizmalardaki değerlerin formülleri verilmiştir [12].

6.10.1 Diferansiyel Dişli Takımı, Tip 1



Şekil 6.18: Diferansiyel dişli takımı, tip 1

Şekil 6.18' de verilmiş olan diferansiyel dişlisine göre;

Çevrim oranları:

$$\text{C sabit} \quad i_{A/B} = n_A / n_B \quad i_{A/B} = - \frac{z_2}{z_1} = - 1$$

$$\text{B sabit} \quad i_{A/C} = n_A / n_C \quad i_{A/C} = 1 - i_{A/B}$$

$$\text{A sabit} \quad i_{B/C} = n_B / n_C \quad i_{B/C} = 1 - \frac{1}{i_{A/B}}$$

Devir sayıları:

A Tahrik; B Sabit

$$n_D = n_A \cdot \frac{1}{i_{B/C}} \cdot \frac{z_1}{z_3} \quad (6.30)$$

B Tahrik; A Sabit

$$n_D = \frac{n_B}{2} \cdot \frac{z_2}{z_3} \quad (6.31)$$

Verim:

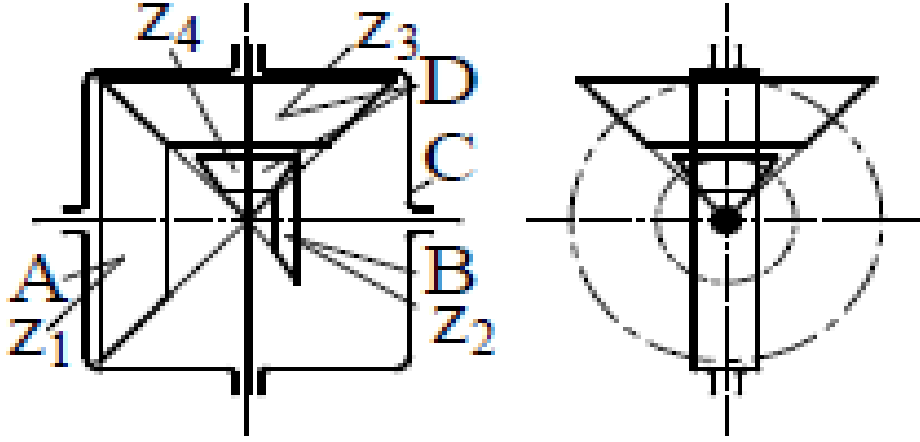
A Tahrik; B Sabit

$$\eta_{C/A} = \frac{i_{A/B} \cdot \eta_0^P - 1}{i_{A/B} - 1} \quad (6.32)$$

B Tahrik; A Sabit

$$\eta_{C/B} = \frac{1 + \eta_0^2}{2} \quad (6.33)$$

6.10.2 Diferansiyel Dişli Takımı, Tip 2



Şekil 6.19: Diferansiyel dişli takımı, tip 2

Şekil 6.19' da verilmiş olan diferansiyel dişlisine göre;

Çevrim oranları:

$$\text{C sabit} \quad i_{A/B} = n_A / n_B \quad i_{A/B} = - \frac{z_2}{z_4} \cdot \frac{z_3}{z_1}$$

$$\text{B sabit} \quad i_{A/C} = n_A / n_C \quad i_{A/C} = 1 - i_{A/B}$$

$$\text{A sabit} \quad i_{B/C} = n_B / n_C \quad i_{B/C} = 1 - \frac{1}{i_{A/B}}$$

Devir sayıları:

A Tahrik; B Sabit

$$n_D = n_A \cdot \frac{1}{i_{B/C}} \cdot \frac{z_1}{z_3} \quad (6.34)$$

B Tahrik; A Sabit

$$n_D = n_B \cdot \frac{1}{i_{A/C}} \cdot \frac{z_2}{z_4} \quad (6.35)$$

Verim:

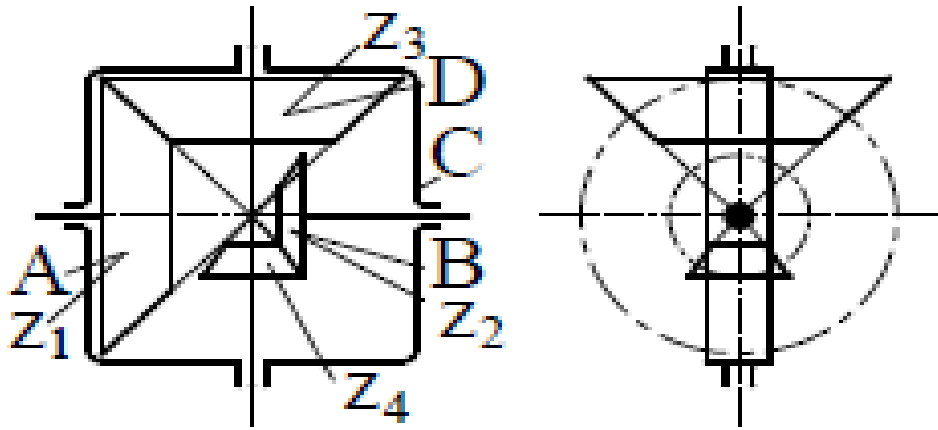
A Tahrik; B Sabit

$$\Omega_{C/A} = \frac{i_{A/B} \cdot \eta_0^P - 1}{i_{A/B} - 1} \quad (6.36)$$

B Tahrik; A Sabit

$$\Omega_{C/B} = \frac{i_{A/B} - \eta_0^2}{i_{A/B} - 1} \quad (6.37)$$

6.10.3 Diferansiyel Dişli Takımı, Tip 3



Şekil 6.20: Diferansiyel dişli takımı, tip 3

Şekil 6.20' de verilmiş olan diferansiyel dişlisine göre;

Çevrim oranları:

C sabit $i_{A/B} = n_A / n_B \quad i_{A/B} = + \frac{z_2}{z_4} \cdot \frac{z_3}{z_1}$

B sabit $i_{A/C} = n_A / n_C \quad i_{A/C} = 1 - i_{A/B}$

A sabit $i_{B/C} = n_B / n_C \quad i_{B/C} = 1 - \frac{1}{i_{A/B}}$

Devir sayıları:

A Tahrik; B Sabit

$$n_D = n_A \cdot \frac{1}{i_{B/C}} \cdot \frac{z_1}{z_3} \quad (6.38)$$

B Tahrik; A Sabit

$$n_D = n_B \cdot \frac{1}{i_{A/C}} \cdot \frac{z_2}{z_4} \quad (6.39)$$

Verim:

A Tahrik; B Sabit

$$\eta_{C/A} = \frac{i_{A/B} \cdot \eta_0^P - 1}{i_{A/B} - 1} \quad (6.40)$$

B Tahrik; A Sabit

$$\eta_{C/B} = \frac{i_{A/B} - \frac{1}{\eta_0^2}}{i_{A/B} - 1} \quad (6.41)$$

6.11 Yüklemenin Eşit Dağılımı

Planet dişlilerine kuvvet ve buna bağlı gerilmelerin hemen hemen aynı olması fonksiyon ve dayanma zamanı için önemlidir. Bu sağlamak için konstrüksiyon ve imalatta ek tedbirler alınmaktadır. Alınan bu ek tedbirler maliyet konusunda mekanizmaya dezavantaj katmaktadır [12].

6.12 Planet Dişli Mekanizmasında Devir Sayıları ve Hız Planı

Planet dişli mekanizmalarda devir sayıları ve hızların hesaplanmasını analitik olarak gördük. Her ne kadar şu anda hesaplar yapay zeka programları ile yapılıp, hassas sonuçlar edilip konstrüksiyon yapılıyorsa da, düşünce ve taslakta karar verme mantığına yardımcı olabileceği için hız diyagramı ile çözümün bilinmesi bir planet mekanizma tasarımcısı açısından zorunluluktur.

Planet dişli mekanizmadaki kinematik hareketleri analiz etmek için birçok metot vardır. Biz burada, diğer metodlar gibi temel sistemi el alan **Kutzbach** tarafından ilk defa 1920'lerde yayınlanan metodu inceleyeceğiz.

6.12.1 Temel Sistemde Devir Sayıları ve Hızlar



Şekil 6.21: Açısal ve çevresel hızlar

Yataklanmış bir merkezden " M_0 ", " r_A " uzaklığındaki bir nokta "A", " ω " açısal hızıyla döndürüldüğünü varsayalım, Şekil 6.21'de A noktası M_0 noktasına göre çizmiş olduğu daireye teğet olarak v_A hızıyla hareket eder. Teğetsel çevre hızının değeri:

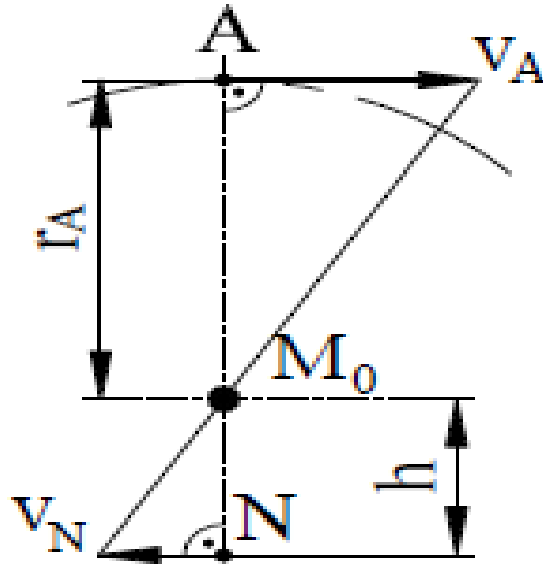
$$V_A = r_A \cdot \omega \quad (6.42)$$

Değişmeyen sabit bir açısal hız için sabit teğetsel çevre hızı bulunur. M_0 noktasını merkez kabul edip, dairesel hareket yapan bütün noktalar şu şarta bağlıdır.

$$\frac{V_A}{r_A} = \frac{V_B}{r_B} \quad (6.43)$$

Bu şartı şöyle söyleyebiliriz:

Bir nokta etrafında dairesel hareketli bir sistemin bütün noktalarının teğetsel hızlarının, o noktaya olan uzaklıklarına oranı sabittir [2].



Şekil 6.22: Çevresel hızlar

Şekil 6.22' de M_0 etrafında dönen sistemin herhangi bir noktasındaki çevre hızını bulmak için M_0 noktası orta nokta kabul eden koordinat sistemini ve A noktasını ve teğetsel hızı v_A yı çizelim. Teğetsel hızı v_A 'nın ucuyla M_0 noktası birleştirip uzatalım. Sonra M_0 noktasından "h" mesafesinde "N" noktasını bulup buradan v_A ya paralel çizelim ve v_N 'i bulalım. Burada hız ve devir sayılarının yarıçaplara orantılarının eşit olması gerekir [2].

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_A \quad (6.44)$$

Burada n_A 1/s dir. Eğer n_A 'yi 1/dak olarak vereceksek ki pratikte dişli devir sayıları 1/dak olarak kullanılır, çünkü motorların devir sayıları piyasada 1/dak olarak geçer, formülümüz şu şekli alır:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_A / 60 \quad (6.45)$$

Diğer taraftan: $v_A = \omega \cdot n_A$ formülünden $\omega = v_A / n_A$ bulunur.

Sabit değerli açısal hız ω için ölçekli koordinat sistemi çizilerek hız ve devir sayıları bulunur. Dönme yönü hızın, hızın yönü dönme yönünün bilinmesiyle ortaya çıkar.

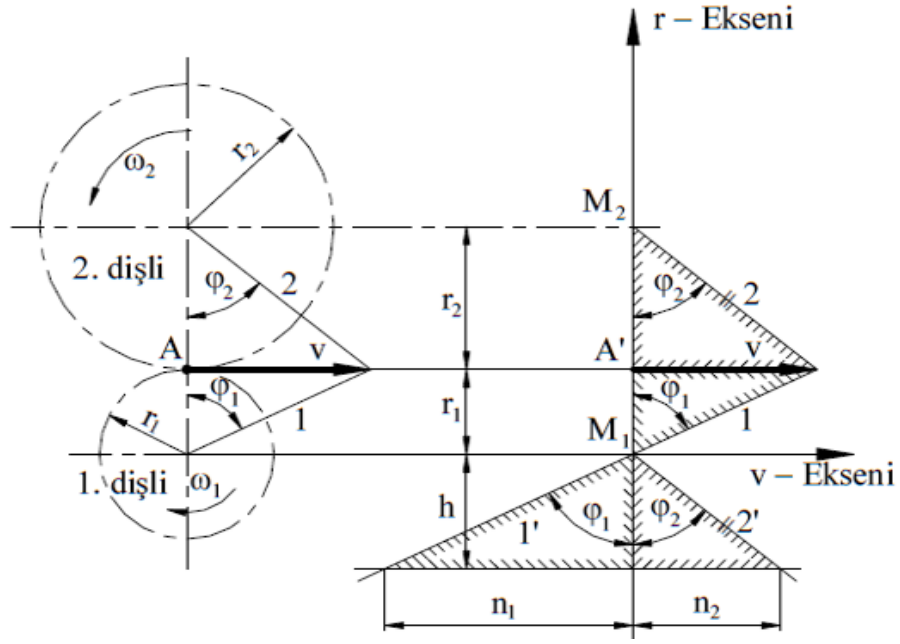
6.12.2 Dış Dişli Planet Kademesinde Devir Sayısı ve Hız Planı

Dış dişli planet kademesinde devir sayısı ve hız planı ve çizimi Şekil 6.23' de gösterilmiştir. Diyagram şöyle oluşur:

Müşterek yuvarlanma dairelerinin teğetsel temas noktası (kavrama noktası) "A" da her iki dişlinin müşterek teğetsel çevre hızı "v" vardır. Çevre hızının yönü dişlilerin dönme yönü ile belirlenir. "A" noktası yuvarlanma dairesinin üzerinde olduğundan iki dişli birbirlerine göre kaymadan temas ederler

6.12.2.1 Devir Sayısı ve Hız Planının Çizimi

Şekil 6.23'de görülen hız planının çiziminde ilk önce taksimat daireleri hesaplanarak çizilir. Temas noktası "A" dan hareket yönüne göre hız vektör olarak çizilir. Bunların yanında dikey olarak r-ekseni ve birinci dişli çarkın merkezinin uzantısı olarak v-ekseni çizilir. Hız vektörü v ölçekli olarak A noktasından aynı yöne çizilir. Vektörün ucu ile dişli çark orta noktaları kabul edilen M_1 ve M_2 noktaları birleştirilir. Böylece 1 ve 2 doğruları elde edilir [12].



Şekil 6.23: Devir sayısı ve hızları

V-Ekseninin altına doğru seçilen "h" mesafesinde v - eksenine paralel çizilir. "1" doğrusu bu paraleli kesene kadar uzatılır. Diğer taraftan M₁ noktasından "2" doğrusuna paralel çizilip bunun v' paralelini kestiği nokta bulunur. Burada oluşan dik üçgenlerin benzerliğinden şu orantılar yazılır:

$$\frac{r_1}{v} = \frac{h}{n_1} \quad \text{orantısından}$$

$$h = \frac{r_1 n_1}{v} \quad (6.46)$$

$$\frac{r_2}{v} = \frac{h}{n_2} \quad \text{orantısından}$$

$$h = \frac{r_2 n_2}{v} \quad \text{bulunur.} \quad (6.47)$$

Burada (6.42) ve (6.43) eşitliğinden:

$$\frac{r_1 n_1}{v} = \frac{r_2 n_2}{v}$$

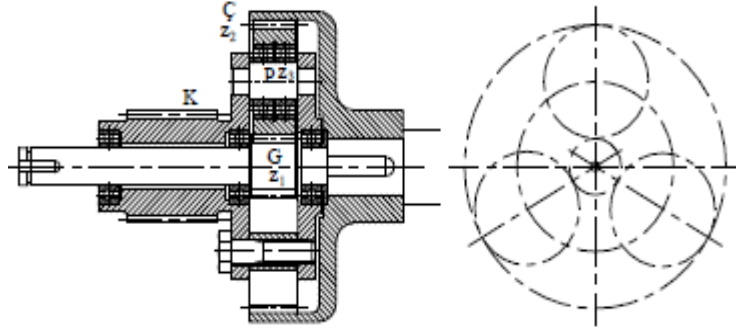
$$r_1 \cdot n_1 = r_2 \cdot n_2$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} \quad (6.48)$$

Böylelikle ölçeğin seçimine göre devir sayıları grafikten okunabilir.

6.13 Planet Dişli Mekanizmaları İçin Örnek

Şekil 6.24'de verilmiş olan planet dişli sisteminin konstrüksiyonu, bir ceraskalın kaldırma redüktöründe, hassas hız elde etmek için yapılmıştır [13].



Şekil 6.24: Çok yönlü planet dişli kademesi

Düşünülen konstrüksiyon şudur:

Çember mili 4 kutuplu kısa devre asenkron elektrik motoru "M₁" ile tahrik edilecektir. Elektrik motorunun devir sayısı $n_{\dot{c}} = 1453$ d/d olarak katalogdan alınmıştır. Güneşin mili ise 8 kutuplu kısa devre asenkron elektrik motoru "M₂" ile tahrik edilecektir. Bu motorunda devir sayısı $n_G = 610$ d/d olarak katalogtan alınmıştır. Konstrüksiyon redüktör deki moment etkileri ve yer bakımından şu değerlerle yapılmak istenmektedir. Güneş dişlisinin diş sayısı $z_1 = 20$ ve modülü $m_n = 1,2$ mm ön görülmüştür. Çember dişlisinin diş sayısı $z_2 = 82$ ve tabii ki $m_n = 1,2$ mm dir. Kavrama açılan $\alpha_n = 20^\circ$ olup dişliler silindirik düz dişlilerdir.

Çember ve güneş milini tahrik eden motorların beraber çalıştığı düşünülürse kovanın devir sayısı ne kadardır?

Çözüm:

Burada ilk önce montaj kontrolü (6.24) formülüne göre yapılır.

$$\frac{z_C + z_G}{k_P} = \frac{82 + 20}{3} = 34 \quad (6.24)$$

Sonuç tamsayı, demek ki sistem monte edilebilir. Planet dişlilerin diş sayısı " z_P " Şekil 6.24 'de görüldüğü gibi:

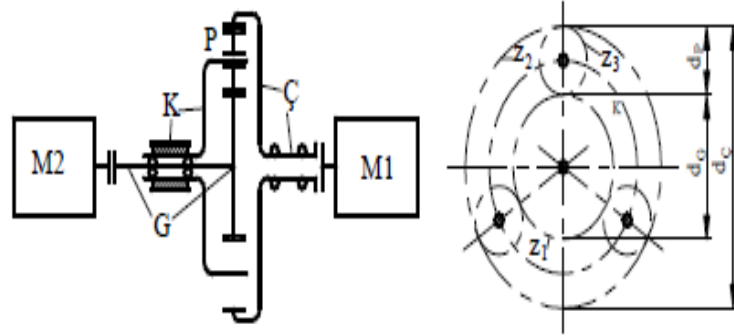
$$d_P = 0,5 \cdot (d_C - d_G) \text{ bu formülden } z_P = 0,5 \cdot (z_C - z_G) = 0,5 \cdot (82 - 20) = 31 \text{ bulunur.}$$

$$\text{Planet dişlilerin diş sayısı } z_P = 31$$

Standart çevrim oranı i_0 , (6.10) formülünden, çemberin güneşe göre hareketi ters yönde olduğundan i_0 :

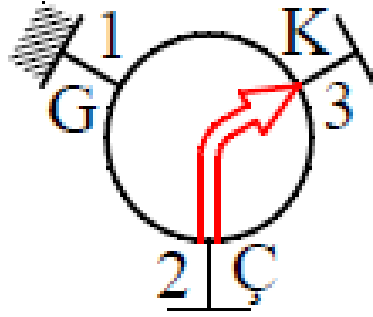
$$i_0 = \frac{z_C}{z_G} = - \frac{82}{20} = - 4,1 \text{ bulunur.}$$

Tüm sistemin analizi:



Şekil 6.25: Tüm sistem

Şekil 6.25' de tüm sistem şekli bulunan planet mekanizmanın devir sayıları ve yönleri için çeşitli alternatifler üretilir. Bunları sıra ile inceleyelim. İlk önce temel durumları ele alalım:



Şekil 6.26: Durum-I

Durum – I

Durum – I için Şekil 6.26'yı ele alırsak eğer;

Tahrik, Motor 1 “ M₁ “ : Çember

Çemberin devir sayısı: $n_{\text{Ç}} = 1450 \text{ d/d}$

Çemberin dönüş yönü: Sağa dönüş

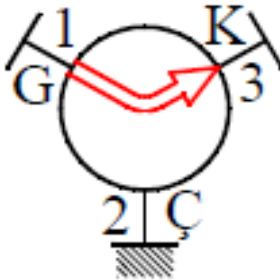
Güneşin devir sayısı: $n_{\text{G}} = 0$ sabit

Kovanın devir sayısı n_{K} (6.9) formülünün $n_{\text{G}} - (i_0 \cdot n_{\text{Ç}}) = n_{\text{K}} \cdot (1 - i_0)$ işlenmesiyle bulunur.

$$n_{\text{K1}} = -n_{\text{Ç}} \frac{i_0}{1-i_0} \quad \text{burada değerler yerleştirilirse; } n_{\text{K1}} = -1450 \cdot \frac{-4,1}{1+4,1}$$

Kovanın çembere göre dönüşü, Sağ dönüşlü olup $n_{\text{K1}} = 1165,68 \text{ d/d}$

Durum- II



Şekil 6.27: Durum-II

Durum – II için Şekil 6.27’ yi ele alırsak eğer;

Tahrik, Motor 2 “ M₂ “ : Güneş

Güneşin devir sayısı: n_G = 610 d/d

Güneşin dönüş yönü: Sağa dönüş

Çemberin devir sayısı: n_Ç = 0 sabit

Kovanın devir sayısı n_K (6.9) formülünün $n_G - (i_0 \cdot n_{\text{Ç}}) = n_K \cdot (1 - i_0)$ işlenmesiyle bulunur.

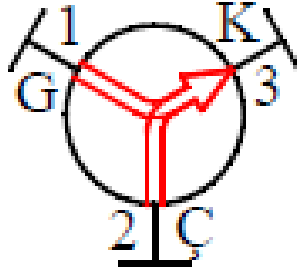
$$n_{K2} = \frac{n_G}{1-i_0} \quad \text{burada değerler yerleştirilirse;} \quad n_{K2} = 610 \cdot \frac{1}{1+4,1}$$

Kovanın güneşe göre dönüşü, Sağ dönüşlü olup; **n_{K2} = 119,60 d/d**

Durum – III

Motorları beraber çalıştırdığımızı düşünürsek:

Durum – III için Şekil 6.28’i ele alırsak eğer;



Şekil 6.28: Durum-III

Kovanın devir sayısı n_K (6.9) formülünün $n_G - (i_0 \cdot n_{\text{Ç}}) = n_K \cdot (1 - i_0)$ işlenmesiyle bulunur.

$$n_{K3} = \frac{n_G - (i_0 \cdot n_{\text{Ç}})}{1 - i_0}$$

Burada değerler yerleştirilirse;

$$n_{K3} = \frac{610+4,1 \cdot 1450}{1+4,1}$$

Kovanın donüşü, Sağ donüşlü olup

$$n_{K3} = 1285,29 \text{ d/d}$$

Bu devir sayısı şu şekilde de bulunabilir:

$$n_{K3} = n_{K1} + n_{K2} = 1165,68 + 119,60 = 1285,28 \text{ d/d}$$

7. DİŞLİ ÇARKLARDA OLUŞABİLECEK HASARLAR

Dişli tasarımı ve imalatı yapanların, dişli çarklarda görülen hasarların bilgisine tam olarak hakim olması gerekmektedir. **Amerikan Dişli Üreticileri Birliği (AGMA)** ulusal standartında diş bozukluklarını 5 grupta incelemektedir.

- Plastik Akma
- Kırılma
- Yüzey Yorulma Hasarları
- Aşınma
- İmalat Sırasında Oluşan Hasarlar

Dişlileri çalışması sırasında oluşan hasarlar yukarıda sıralandığı gibidir. Tasarımcıların dişlileri ve mekanizmaları tasarlarken dişlinin çalışma şartlarında hangi tür hasarların oluŐabileceĐini bilmeleri gerekmektedir. Tasarımcı dişlileri uygun kuvvet, aşınma direnci gibi faktörleri dikkate alarak tasarlamalıdır. Mekanizmada kullanacak yağ ve dişliye uygulanacak olan ısıl işlemde, tasarımcının üzerinde hassasiyetle durması gereken konulardandır [14].

7.1 Plastik Akma

Plastik akma; eş çalışan diş yüzeyleri arasındaki yüksek temas basınçları ile yuvarlanma ve kayma olayları sonucu meydana gelen istem dıŐı soğuk şekillenmedir. Yüzey ve yüzey altı malzemesinin akarak deforme olması sonucu oluşan bir hasar tipidir. Genellikle yumuşak malzemelerde görölmesine rağmen, ağır yük altındaki sementede edilmiş dişli yüzeylerinde de ortaya çıkabilir (Şekil 7.1) [15].



Şekil 7.1: Soğuk akma

7.2 Kırılma

Kırılma olayı diğer hasar türlerine göre daha hassas daha tehlikeli ve daha riskli bir konudur. Düşünecek olursak eğer bir asansörde, helikopterde veya bir vinçte dişlinin kırılması çok ağır sonuçlar doğurabilir. Dişlilerde kırılma olayı birçok hasar türüne göre daha tehlikeli ve daha risklidir. İnsan sağlığını tehlikeye düşürebilecek bu gibi durumlarda dişlilerin kırılma emniyet katsayısı büyük alınmaktadır. Kırılma hasar türü; klasik eğilme yorulmaları, aşırı yük, diş veya jant kırılmaları gibi farklı şekillerde karşımıza çıkabilir.

Çarkın dişlerini eğilmeye zorlayan kuvvetler, diş kökündeki kavislerde ve diş kökü ile diş profilinin kesiştiği noktalarda en yüksek gerilmelere sebep olur. Bir diş, temasın gerçekleştiği tarafta çekme, bunun karşı tarafında da basma gerilmelerine maruz kalmaktadır. Eğer kritik bölgelerde ortaya çıkan çekme gerilmesinin dişli malzemesinin mukavemet sınırını aşmasına izin verilirse, sonunda yorulma çatlakları oluşacak ve çalışma ile beraber dişin çark gövdesinden ayrılmasına kadar ilerleyecektir. Şekil 7.2' de diş kökü kavisinde ortaya çıkan klasik yorulma kırılması görülmektedir [15].



Şekil 7.2: Diş dibi kırığı

Çatlak, dişin çekmeye zorlanan tarafındaki kök kavisinden başlar, dişe paralel veya dik yönde tamamen kırılmaya yol açana kadar yavaşça ilerler. Bu kırıkların yüzeyleri genellikle, ilerleyen çatlağın ön kısmının meydana getirdiği dalgalı şekiller olarak görülür. Bunlar, ilerlemekte olan çatlağın belli bir anda ön kısmının pozisyonunu belirler. Kesit, zayıfladıkça, çatlak her yük tekrarında biraz daha ilerler ve dalgalı şekiller daha da belirginleşirler. Bu dalgalı şekillerin merkez noktası genellikle kırığında merkez noktası olur.

Yorulma kırılmaları, malzemenin mukavemet sınırı üstündeki tekrarlı eğilme zorlamalarından kaynaklanır. Eğer dişlerin temas izleri tüm yüzey boyunca görülüyorsa veya dişin bir ucunda, kırılma bölgesinde derin bir iz olarak yer alıyorsa yataklama ile ilgili bir problemin varlığı araştırılmalıdır. Temasın iyi olduğuna kanaat getirildiğinde sisteme verilen yük azaltılmalı veya dişli daha dayanıklı olarak tasarlanmalıdır. Eğer temas yerel yüklemelere işaret ediyorsa; dişlilerin birbirine göre pozisyonu, millerin paralelliği ya da uygulanmışsa görüntü kaydırma ve düzeltme işlemleri kontrol edilmelidir [15].

Tasarım hataları, aşırı yükleme ile birleşen çentikler, yüzeydeki veya yüzeyin altındaki gerilme artırıcı hatalar ve dişlilerin eksenlerindeki kaçıklıklar yorulma kırılmalarının başlıca nedenlerindedir.

7.2.1 Pitting Kaynaklı Kırılmalar

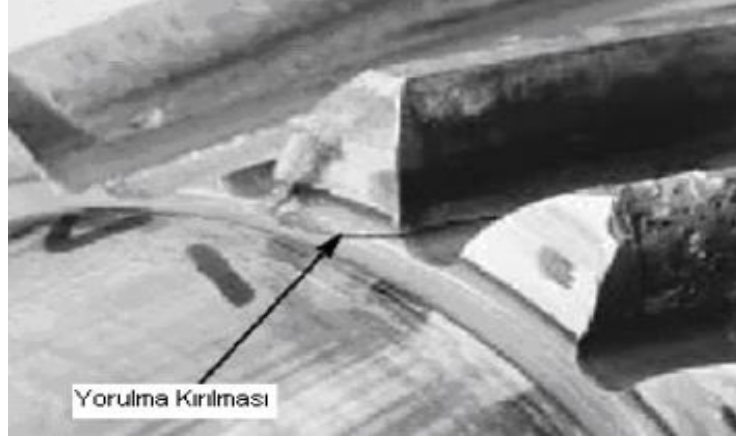
Bu tip kırılmalar, yoğun pittinge maruz kalmış bölgelerden gerçekleşir. Burada bulunan çukurcuklar gerilim artırıcı görev yapar ve çatlakların oluşmasına devamında da kırılmalara neden olur (Şekil 7.3).



Şekil 7.3: Pitting kaynaklı kırılma

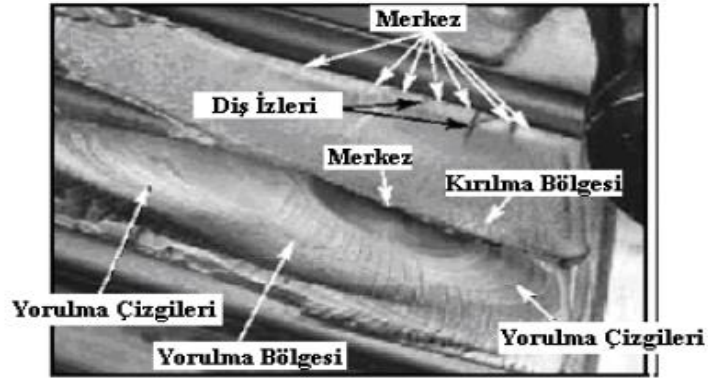
7.2.2 Bükülme Yorulması Kırılmaları

Dişlinin çok sayıda tekrarlı yük maruz kalması sonucunda, yüzeydeki çatlakların yayılması ile oluşan kırığa denir (Şekil 7.4). Kırılma yüzeyi, yorulma ve son kırılma yüzeyleri olmak üzere iki ayrı bölgeye sahiptir. Yorulma bölgesinde görünür herhangi bir plastik deformasyon belirtisi yoktur. Yorulma yüzey görünümünde yüzey düz, hasır görünüşüne sahip, muhtemelen durdurma hatlarıyla enine geçilmiş şekilde olup, birbirini izleyen çatlak yayılma aşamaları arasında kademeler gösterebilir.



Şekil 7.4: Pitting kaynaklı kırılma

Kırılma yüzeyinin görünüşü, aşırı yük kırılması ile oluşmuş olan yüzeylere benzeyebilir (Şekil 7.5) [16].

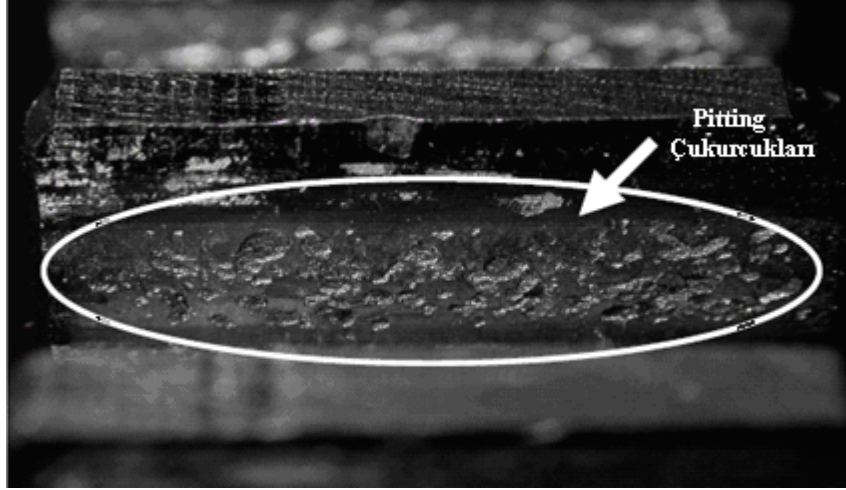


Şekil 7.5: Dişlerdeki yorulma kırılması

7.3 Yüzey Yorulması Hasarları

Malzemenin, dayanım sınırının üzerinde oluşan tekrarlı yüzey ve yüzey altı gerilmelerinin neden olduğu bir hasar türüdür. Yetersiz yağlama sonucunda oluşan aşınma hasarlarından farklıdır. İyi yağlama durumlarında bile görülebilir.

Aşırı basınç altında fazla sayıda yük tekrarının ardından, diş yüzeyinde veya yüzey altında oluşan küçük çatlaklarının büyüyüp, birleşmesiyle meydana getirdikleri çatlakların en sonunda malzemeden parçanın kopup ayrılmasıyla sonuçlanmasına neden olan olaya “ **Pitting** “ yada “ **Spalling** “ adı verilir (Şekil 7.6).



Şekil 7.6: Pitting çukurcukları

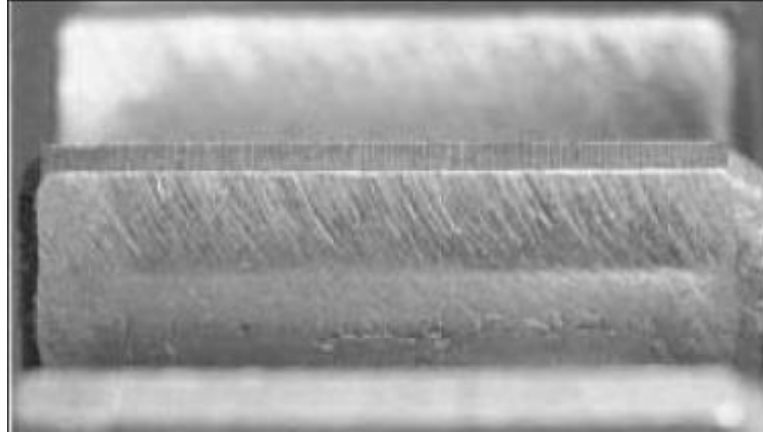
7.3.1 Pitting

Dişli çarkların çalıştırılması ile kısa bir sürede oluşan ve aşağıda verildiği gibi üç şekilde görülebilen bir yüzey yorulması hasar türüdür [16].

- Başlangıç pittingi
- İlerleyen pitting
- Normal pitting

7.3.1.1 Başlangıç Pittingi

Yeni imal edilmiş olan dişlilerin pürüzlü yüzeyinden kaynaklanan, yüksek gerilimler sebebiyle oluşur. Çok kısa zamanda büyür, maksimum dereceye ulaşır ve dişlinin devam eden çalışması sırasında yüzeyin parlaklaşmasıyla etkisini kaybeder. Genellikle yuvarlanma noktasının tam üzerinde veya biraz altında yer alan dar bir alanda görülür. En fazla tamamen sertleştirilmiş dişlilerde görülür (Şekil 7.7) [16].

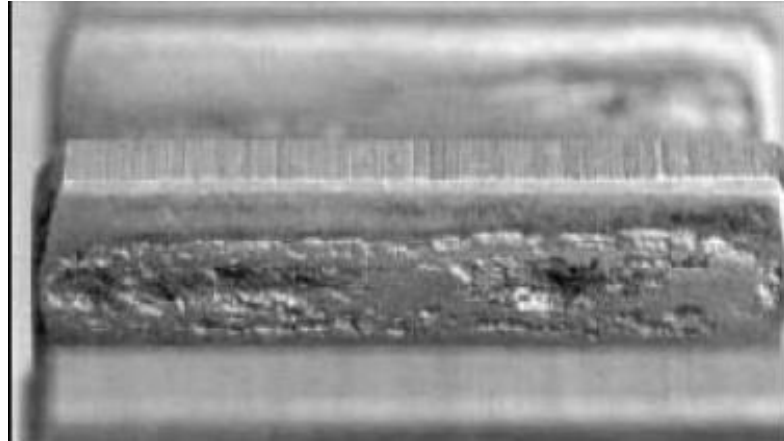


Şekil 7.7: Başlangıç pittingi

Sanayide kullanılan tamamen sertleştirilmiş dişlilerin çoğunda başlangıç pittingi için tedbir gerekmez. Çok kritik ve özel yerlerde kullanılacak dişlilerin imalatı sırasında hassas kavrama gerektiren durumlarda, düşük hız ve düşük yüklerde (alıştırma), dişlerin bakır ya da gümüş ile kaplanması gibi tedbirler alınabilir.

7.3.1.2 İlerleyen Pitting

Genelde yuvarlanma çizgisi altında, yani dişin taksimat ve temel daireleri arasında kalan bölgesinde başlar. Çukurcuklar, hem boyut hem de sayı bakımından yüzey hasar görene kadar artış gösterir. Çalışma başlangıcında harap edici pitting, yaklaşık olarak başlangıç pittingi kadar yoğundur. İlerleyen zamanla yoğunluğu daha da artar (Şekil 7.8) [16].



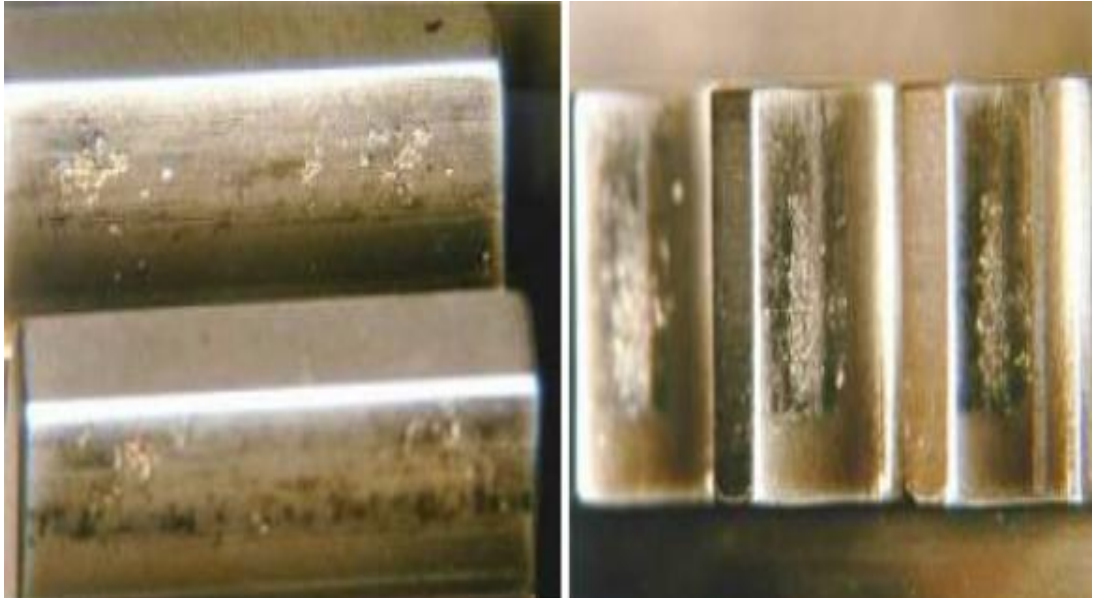
Şekil 7.8: İlerleyen pitting

İlerleyen pitting çoğunlukla, başlangıç pittinginin azaltılmadığı, yüzey pürüzlülüğünün neden olduğu aşırı gerilmeler sonucu oluşur. Diş yüzeyinin sertliği belirli bir sınırın altında ise bu bozulmanın gerçekleşmesi çok yüksek bir ihtimaldir.

Dişliler aşırı derecede yüklerle zorlandıklarında, genellikle döndüren dişlinin diş dibinde belli bir çevrim sonucunda şiddetli pitting oluşabilir. Döndüren ve döndürülen dişlilerin temas eden yüzeyleri aynı gerilmelerin etkisi altında olmasına rağmen döndüren dişli, döndürülen dişliye nazaran daha fazla yıpranır. Çünkü çoğunlukla küçük çaplı olan döndürülen dişli daha çok çevrim yapar ve daha fazla sayıda gerilime tekrarının etkisi altında kalır. Bunlara ek olarak, döndüren dişlinin dişleri üzerindeki kayma yönü ile yüzeyler arasındaki yuvarlanma yönü terstir. Sonuçta malzeme yüzeyinde oluşan gerilme, yorulma çatlaklarının büyümesini kolaylaştırır.

7.3.1.3 Normal Pitting

Tam kapasite ile yüklenmiş, tamamen sertleştirilmiş dişlilerde yuvarlanma dairesi altında ortaya çıkan normal pitting, diş yüzeyinde yuvarlanma çizgisi altında kalan bölgeyi kaplayan, mütevazı büyüklükteki çukurcuklar şeklinde kendini gösterir. Devam eden çalışma sonucu çukurcuk sınırları, görünürde başka çukurcuklar oluşmayacak şekilde aşınır (Şekil 7.9) [16].

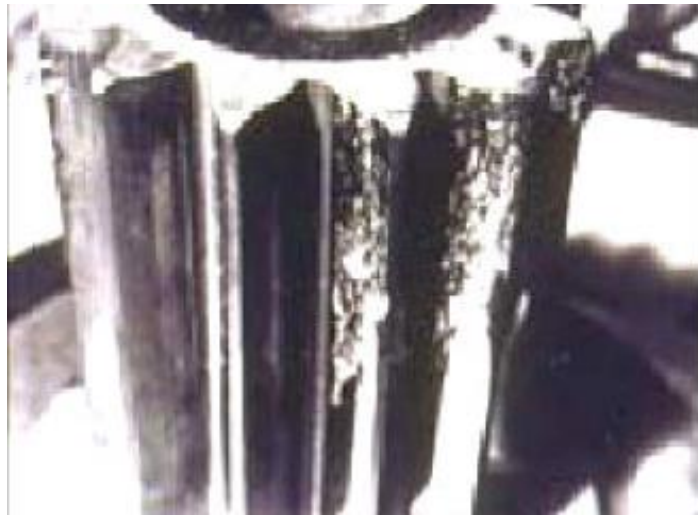


Şekil 7.9: Normal pitting

Yüzeydeki mikro çatlakların diş profili boyunca gösterdiği yönlenme sonucu, yuvarlanma çizgisi altında kalan bölge bu olaya dişin diğer bölgelerinden çok daha fazla açıktır. Hem çarkın hem de pinyonun yuvarlanma çizgisi altındaki bölgelerinde oluşan çatlaklar aynı zamanda yağlayıcıyı içinde hapseder. Hidrolik basıncın kama etkisi sonucunda bu çatlaklar hızlıca çukurcuk haline dönüşür. Yuvarlanma çizgisi üstündeki bölgede ise, temas sırasında yuvarlanma ile yüzeydeki boşluklar kapatılmaya fırsat kalmadan yağlayıcı, girmiş olduğu çatlaklardan dışarıya çıkmaya zorlanır. Bu nedenle söz konusu bölgedeki çatlaklar hidrolik kama etkisine maruz kalmaz. Sadece birkaç çukurcuk oluşur [16].

7.3.2 Spalling (Pullanma)

Spalling, diş yüzeyinden bir parça koptuğu zaman, arkasında kalan büyükçe alanı tarif için kullanılan bir terimdir. Tamamen sertleştirilmiş dişlilerde ve yumuşak malzemelerde tek bir noktada üst üste gelmiş ya da iç içe geçmiş geniş çukurcukların bir araya gelmesi şeklinde ortaya çıkar. Pratikte ilerleyen pitting ile aynıdır. Spalling, diş yüzeyinin pürüzlü, kopmaya uygun bölgelerinin de katılımıyla yüksek temas gerilmeleri tarafından ortaya çıkartılır. Yüzeyi sertleştirilmiş dişlilerde, yüzey veya yüzey altı hataları ile yanlış ısıl işlemlerden kaynaklanan iç gerilmeler de spallinge neden olur. Aşağıdaki resimde spallinge uğramış dişli şekilleri görülmektedir (Şekil 7.10).



Şekil 7.10: Spalling

7.4. Aşınma

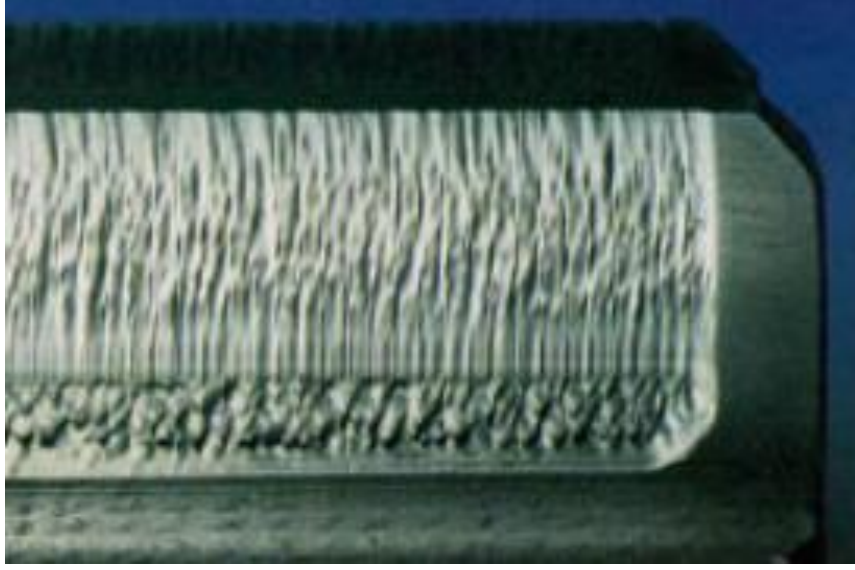
Aşınma, dış etkiler altında, temas yüzeylerinde oluşan fiziksel ve kimyasal değişmelerin sonucudur. Sürtünme halinde bulunan yüzeylerde, malzemenin parçacıklar halinde kopup ayrılmasıdır. Bu şekilde, yüzeyler ilk şekillerini kaybederler; yüzeyler arasındaki boşluklar büyür ve buna bağlı olarak: mekanizmanın maksimum hassasiyeti azalır, dinamik kuvvetler büyür, gürültü ve titreşimler meydana gelir, verim azalır.

Dişlilerde meydana gelen aşınma türleri genellikle çalışma şartlarına bağlı olarak değişir. Fakat aşınmanın temel nedeni, temas eden iki diş yüzeyi arasında yağ filminin yetersiz veya hiç olmaması sonucu ortaya çıkmaktadır. Yüzeyler arasındaki yağ filminin yetersiz olması sonucunda yüzeyler arasında direkt temas meydana gelir ve aşınma başlar. Aşınma türlerini iki başlıkta inceleyebiliriz. Abrasif ve adhesiv aşınma.

7.4.1 Abrasif Aşındırma

Kesme aşınması olarak da adlandırılabilir. Sistem içerisinde zamanla meydana gelen kirler, dökümden gelen çapaklar dişlerden gelen veya yataklardan gelen aşınmış parçacıklar veya filtresi aşınmış parçacıkların diş yüzeyleri boyunca kayması ve yuvarlanması sonucunda ortaya çıkan aşınma türüne **Abrasif** aşınma denir. Bu tür aşınmanın önüne geçilebilmesinin en iyi yolu çeşitli görüntüleme veya algılama cihazları ile yağ içerisindeki bu yabancı parçacıkların konumu ve miktarı tespit edilerek temizlemektir.

İmal edildikten hemen sonra sertleştirilen dişli yüzeyleri bazen çok kaba olurlar ve eş çalıştıkları diğer dişlinin yüzeylerini aşındırabilirler (Şekil 7.11).

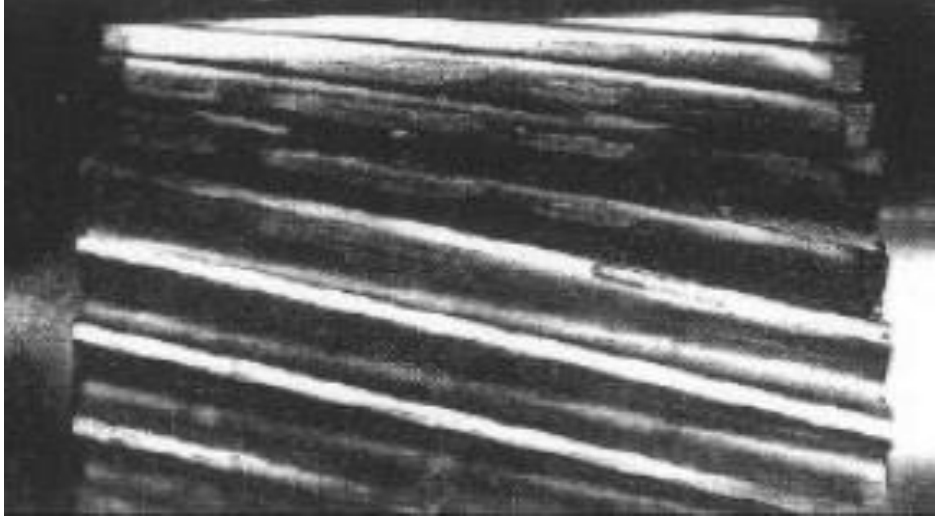


Şekil 7.11: Abrasif aşınma

7.4.2 Adhesiv aşınma

Oluşma olasılığı en yüksek aşınma türüdür. Elemanların temas yüzeylerindeki yüksek mekanik gerilmeler sonucu mikro kaynak bölgelerinin oluşmasına dayanır. Gerçek temas yüzeyi büyüklüğü ile geometrik temas yüzeyi büyüklüğü arasında, yüzey pürüzlülüğüne ve yükleme miktarına bağlı olarak büyük fark vardır. Pürüzlerin tepelerinde elastik ve plastik deformasyonlarla büyüyen mikro temas yüzeylerinin toplamı, gerçek temas yüzeyini meydana getirir. Gerçek temas yüzeyinin küçük olması, temas noktalarındaki gerilmeleri küçük yüklemelerde dahi akma gerilmesine hatta onun da üzerinde değerlere erişirir. Böylece moleküler yapışma kuvvetleri etkisini gösterir. Bu nedenle bir yüzeyden diğerine malzeme geçişi yani, mikro soğuk kaynaklar meydana gelir. Hareket sırasında bu mikro kaynakların kırılıp başka noktalarda yeni birleşmeler meydana getirmesi malzeme geçişine, dolayısıyla da aşınmanın devamına neden olur [14].

Yüzeyi sertleştirilmiş bir dişlinin adhesiv aşınmaya uğramış hali Şekil 7.12' de gösterilmektedir.



Şekil 7.12: Adhesiv aşınma

Adhesiv aşınma; malzemenin sertliğine, uygulanan yük durumuna, çalıştığı dişli eşinin iç yapısındaki kimyasal bağlara ve yağlamak amacıyla kullanılan malzemenin kimyasal özellikleriyle ilgilidir.

Adhesiv aşınmanın şiddetli haline **Yenme** denir. Özellikle yüksek hız ve yüklerde meydana gelmektedir. Yenme olayı, hafif ve şiddetli olmak üzere iki türden oluşur. Daha düşük hızlarda meydana gelen hafif yenme ve daha büyük hızlarda ve yüklerde meydana gelen şiddetli yenmedir.

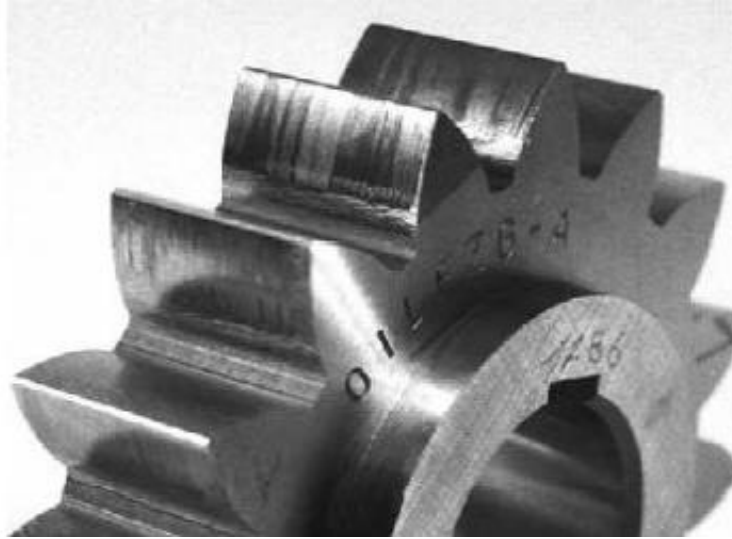
Yenme Olayını Etkileyen Faktörler;

- Hız Faktörü (Çevresel Hız)
- Diş Formu Faktörü
- Profil Kaydırma Faktörü
- Diş Başı Daraltması Faktörü
- Pürüzlülük Faktörü, Malzeme Faktörü ve Dişlerin Yüzey Sertliği
- Yağ Sıcaklığı Faktörü
- Yağ Miktarı Faktörü
- Devir Yönü Faktörü
- Yük Faktörü
- Yağ Viskozitesi Faktörü

- Yağ Cinsi Faktörü
- Diş Genişliği Faktörü
- Yağlama Yöntemi Faktörü
- Yağın Kimyasal Etkisi

olarak sıralayabiliriz.

Scuffing (çizilme), normal çalışma sıcaklığında diş yüzeyinde kayma yönündeki hafif, cilalı radyal çizikler şeklinde ortaya çıkar. Bu aşınma tipi, dişler arası basıncın yüksek ve yağ filminin sınır rejiminde olduğu, yüksek temas sıcaklıklarının ortaya çıkmadığı düşük devir hızlarında görülebilir. Scuffing aşınması, yağlayıcı viskozitesinin artırılması veya yükün hafifletilmesiyle azaltılabilir (Şekil 7.13) [14].



Şekil 7.13: Scuffing

Scoring, eş çalışan dişlilerin yağ filminin görevini yerine getirmemesi sonucu metal metale, yüksek sıcaklık altındaki teması ile pürüzlülüklerinin birbirine kaynaması ve bu şekilde diş yüzeyinden kalkan parçacıkların hızlı kaybı olarak tanımlanabilir. Kaynak meydana geldikten sonra, kayma olayından doğan kuvvetler, eş çalışan yüzeylerden birinde çok hafif bir oyuk; karşı yüzeyde de bunun izdüşümü kalacak şekilde kaynamış metali sıyrır. Aşınma mikroskopik olarak başlar, bununla beraber çok hızlı gelişir. Scoring bazen galling, seizing veya scuffing olarak da adlandırılır (Şekil 7.14) [16].

Scoring'e sebep olan faktörler; yüksek temas sıcaklığı, yüksek temas basıncı ve yetersiz ve uygunsuz yağlamadır. Scoring, viskozitesi yüksek yağ kullanılarak veya EP tipi yağ kullanılarak önlenir. Bazı hallerde, fazla yük altında çalışan dişlilerin diş profili modifiye edilerek bölgesel basınçlar azaltılabilir.



Şekil 7.14: Scoring

7.5 İmalat Sırasında Oluşan Hatalar

Pinyon ve küçük dişli çarklar, genel olarak dolu malzemedan veya mile kaynaklı olarak imal edilir. Miktarın fazla olması durumunda ise imalat dövme ile gerçekleştirilir. Konik dişli çarkların imalatında alın dişli çarklarda olduğu gibi, konik dişli çarklar da yuvarlanma ve form freze ile imal edilirler. En çok kullanılan metod yuvarlanma metodudur. Alın dişli çarklarda kullanılan takımlardan farklı olarak konik takımlar kullanılır. Dişli çarklarda malzeme olarak genellikle sementasyon veya ıslah çeliğinden imal edilir. İmalat sonrasında dişli çarkların diş yüzeyleri aşınmaya dayanımını artırmak için yüzey sertleştirme işlemi yapılır. Dişli çarklar bu imalat işlemlerinden geçerken bazı hasarlar oluşabilir. Bu hasarlar sertleştirme esnasında meydana gelen çatlaklar ve taşlama sırasında oluşan çatlaklardır.

7.5.1 Sertleştirme Çatlakları (Su Verme Çatlakları)

Bu çatlaklar, diğer ısıl işlemler yapılırken ilerleme gösterebilir. Genellikle çıplak gözle görülmeleri mümkündür. Dişin tepe bölgesini boydan boya geçebilir veya diş kenarında radyal doğrultuda olabilirler. Isıl işlem çatlakları ostentleşme sıcaklığından soğutma sırasında ortaya çıkan aşırı gerilmeler sonucu ortaya çıkar. Bu

şekildeki hasarların olma ihtimali, dişli çarkların diş yüzeylerinin çepre çevre veya tamamen sertleştirme işlemlerine nazaran, diş yüzeylerinin alevle veya indüksiyonla kısmen sertleştirilmesi sırasında daha fazla ortaya çıkar (Şekil 7.15). Bu çatlaklara rastlanıldığında kullanılan malzeme ve ısıl işlem yöntemi gözden geçirilmelidir [14].



Şekil 7.15: Sertleştirme çatlakları

7.5.2 Taşlama Çatlakları

Dişlinin, diş yüzeylerinin taşlanması sırasında ortaya çıkar. Genellikle belli bir model veya ağ şeklinde olup, birbirine paralel bir grup kısa çatlak olarak uzanırlar (Şekil 7.16).



Şekil 7.16: Taşlama çatlakları

Oluşma sebebi, taşlama taşının aşırı basıncı veya dişli malzemesinin çatlak oluşmasına meyilli olmasıdır. Taşlama yanığı ile birlikte görülebilirler ve bir nitral dağlama ile tespit edilebilirler.

Sonuç olarak, dişlilerde meydana gelen hasarlar çok sayıda faktörün bir araya gelmesi sonucunda ortaya çıkmaktadır. Yüzey işleme kalitesi, çalışma koşulları, diş yüzey basıncı, yağlama rejim cinsi, yağ sıcaklığı, yağlayıcı özellikleri, sürtünme katsayısı, dişli imalatında kullanılan malzeme gibi birçok etmenler bu faktörler arasında sayılabilir. Bu parametreler arasında asıl problemi ise bakımsızlık nedeniyle dişlilerin yağsız kalmaları oluşturmaktadır. Dişlilerde en fazla görülen hasar pitting oluşumu, en tehlikeli hasar ise kırılma hasarı olarak karşımıza çıkmaktadır.

8. TARIM MAKİNELERİ İMALATI YAPAN BİR FİRMAYA AİT R6 YEM KARMA MAKİNESİNDE KULLANILAN PLANET ŞANZIMANIN GENEL ÖZELLİKLERİ ve ŞANZIMANDA YÜKLENME SIRASINDA OLUŞAN HASARIN İNCELENMESİ

8.1 Planet Şanzımının Genel Özellikleri

Tarım makineleri imalatı yapan bir firmaya ait şanzımanı hasar görmüş olan R6 Yem karma makinesinin, planet dişli şanzımının genel özellikleri Şekil 8.1' de verilmiştir. Bu planet dişli şanzımının, yem karma makinesinde 70 mm çapındaki mile uygun giriş dişli mekanizması olarak kullanıldığı, 2,70 cm uzunluğunda üzerinde 15 cm yükseklikte helezonları bulunan 22 cm çaplı mili döndürdüğü ve bu helezonun kapalı sac kasa içerisinde çeşitli yem ürünlerini parçalayıp hazırladığı yapılan incelemeler sonucu tespit edilmiştir. Yem karma makinesine ait genel görünüm Resim 8.1 ve Resim 8.2'de verilmiştir. Yem karma makinesinin helezonlarını tahrik etmesi amacıyla 90 hp gücünde bir traktör tahriki kullanılıp, planet dişli mekanizmasında bu değere göre firma tarafında seçilmiştir (Resim 8.3).



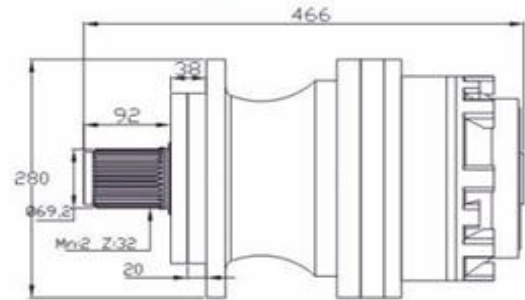
Resim 8.1: Yem karma makinesinin dışarıdan genel görünümü



Resim 8.2: Yem karma makinesi içten genel görünümü

6m³ PLANET ŞANZUMAN

Çevirim Oranı	:	1/18
Giriş Gücü(HP)	:	90
Giriş Devri	:	540
Çıkış Devri	:	30
Ağırlık(kg)	:	60
Yağlama	:	SAE140



Şekil 8.1: R6 Yem karma makinesinin planet şanzımanı ve özellikleri



Resim 8.3: Yem karma makinesi planet şanzımanı

8.2 Şanzımanda Yüklenme Sırasında Oluşan Hasarın İncelenmesi

Firmaya ait R6 Yem karma makinesinin planet dişli şanzımanında, yem karma işlemi esnasında, yem karma makinesi helezonlarını taşıyan milin döndürülmesinden dolayı yük şartlarında oluşan tork nedeniyle dişlilerin Resim 8.4, Resim 8.5, Resim 8.6, Resim 8.7 ve Resim 8.8’de görüleceği üzere zorlama durumlarına dayanamaması sonucunda çatlama, kırılma ve aşınma tarzında hasarlar oluşmuştur.

Dişlilerin kırılan yüzeyleri incelendiğinde sünek ve gevrek kırılma tespit edilmiştir. Dişli yüzeylerinde ise yüksek gerilmelerden dolayı oluşan adhesiv aşınma gözlemlenmiştir. Dişlilerde oluşan hasarlar incelendiğinde, meydana gelen hasarların genellikle diş genişliğinin tamamında değil de bir bölümünde olduğu gözlenmiştir. Bu hasarlarla, yalnızca şanzımanın uzun bir çalışma dönemi sonunda değil, yem karma makinesinin satıştan sonra kullanılmaya başlandığı yani şanzımanın ilk çalışma saatlerinde de karşılaşıldığı bilgisine ulaşılmıştır.



Resim 8.4: Şanzımanın planet dişlisindeki hasar



Resim 8.5: Şanzımanın iletim yapan dişlisindeki hasar



Resim 8.6: Şanzımanın planet taşıyıcısındaki hasar



Resim 8.7: Şanzımanın güneş dişlisindeki hasar

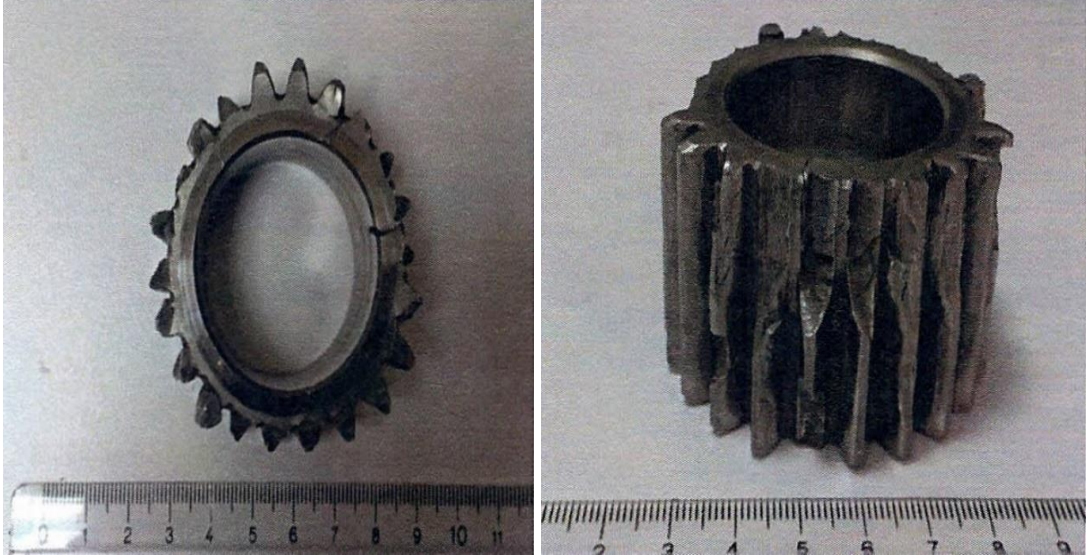


Resim 8.8: Hasar görmüş dişli

8.3 Hasar Analizi

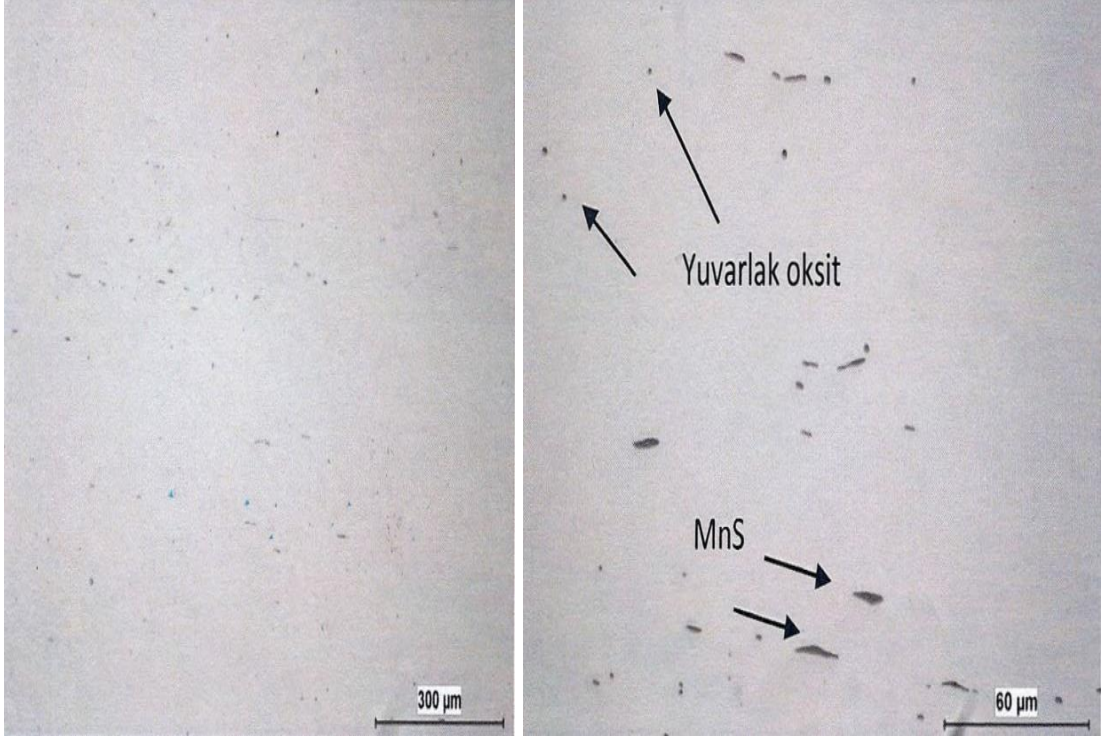
8.3.1 Mikro Yapısal İnceleme, Sertlik Testi ve Element Analizi

Hasar analizinin sağlıklı olarak yapılabilmesi için dişli imalatında kullanılmış olan malzemenin bileşiminin ve malzemeye uygulanan işlemlerin bilinmesi gerekmektedir. Mekanizmayı oluşturan ve hasar görmüş dişlilerin tamamının imkansızlıklar nedeniyle laboratuvar ortamında incelenememesinden dolayı, incelenen bütün hasarlı mekanizmalarda en çok hasarı görmüş olan Resim 8.9’ da gösterilmiş olan planet dişliye, TÜBİTAK MAM laboratuvarlarında mikro yapısal inceleme, sertlik testi ve element analizi testleri yapılmıştır.



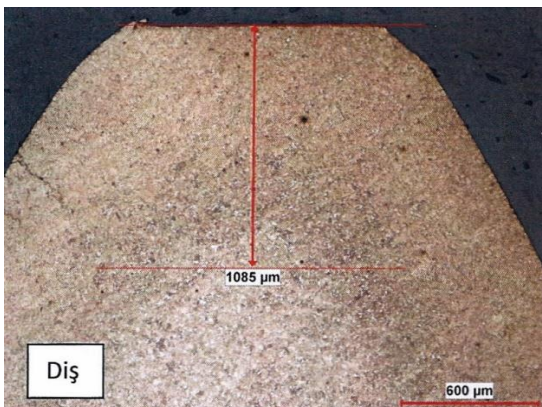
Resim 8.9: Mikro yapısal inceleme, sertlik taraması ve element analizinde kullanılan numune dişli

Mikro yapısal incelemeler numunenin en ve boy kesitlerinden yapılmıştır. Numunenin **boy kesitinden** parlatılarak yapılan incelemeler sonucu artık gerilmelere ve malzemenin dayanımının düşmesine sebebiyet veren MnS ve yuvarlak oksit tipi metalik olmayan kalıntılar (inklüzyon) içerdiği gözlenmiştir (Şekil 8.10).

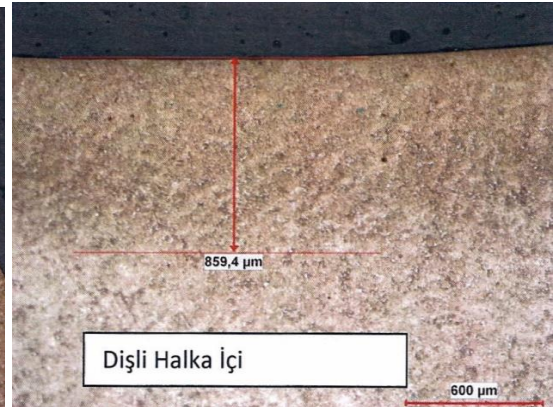


Resim 8.10: MnS ve yuvarlak oksit kalıntıları

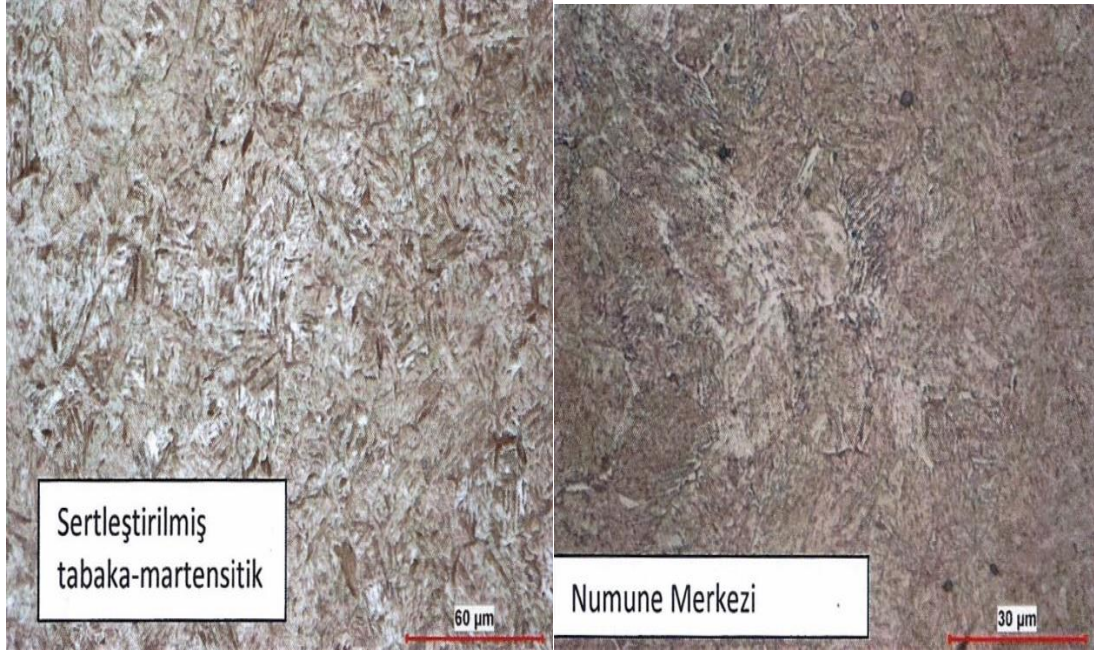
Dişlinin **en kesitinden** alınan numune %3' lük Nital (%3 HNO₃+%97 Etil Alkol) reaktifi ile dağlandıktan sonra mikro yapısal olarak incelendiğinde numunenin yüzey sertleştirme işlemine tabi tutulduğu ve sertleştirme tabakasının martensitik olduğu belirlenmiştir. Numune merkezine doğru gidildikçe yapının tane sınırlarında ferrit ve bir miktar beynit olduğu belirlenmiştir. Numuneden dağlanmış halde alınan optik mikroskop görüntüleri Resim 8.11, Resim 8.12, Resim 8.13 ve Resim 8.14' de görülmektedir. Dişlerde 1000 – 1100 µm halka içinde ise 800 – 900 µm kalınlığında sertleştirilmiş tabaka olduğu tespit edilmiştir.



Resim 8.11: Sertleştirme derinliği -I



Resim 8.12: Sertleştirme derinliği -II



Resim 8.13: Numune içi yapısı-I

Resim 8.14: Numune içi yapısı-II

Sertlik taraması Zwick ZHV10 mikro sertlik cihazında TSEN ISO 6507-1 standardına göre vickers sertliği cinsinden HV1, bir (1) kg yük altında yapılmıştır. Tarama işlemi ilk 1,8 mm’de 200µm aralıklarla yapılmıştır. Dış yüzeyinde sertlik 756 HV1 bulunmuş ve 1,8 mm’ye kadar 200µm aralıklarla yapılmış olup 1,8 mm’de 430 HV1 sertlik bulunmuştur. Tarama işlemi, 1,8 mm’den 5,3 mm’ye kadar 500µm aralıklarla yapılmıştır. 1,8 mm’deki sertlik değeri 430 HV1 olup 5,3 mm deki sertlik 416 HV1 bulunmuştur. Tarama işlemi, 5,3 mm’den 7,3 mm’ye kadar 1 mm aralıklarla yapılmıştır. 5,3 mm’deki sertlik değeri 416 HV1 olup 7,3 mm deki sertlik 349 HV1 bulunmuştur. Bulunan sertlik değerleri Tablo 8.1’ de verilmiştir.

Tablo 8.1: Dişli dış yüzeyinden merkeze doğru alınan sertlik ölçümleri

DİŞLİ NUMUNE	
Dıştan merkeze doğru	
756 HV1	200 mikron aralıkla tarandı.
706 HV1	
632 HV1	
583 HV1	
539 HV1	
509 HV1	
491 HV1	
477 HV1	
459 HV1	
430 HV1	
311 HV1	500 mikron aralıkla tarandı.
304 HV1	
298 HV1	
382 HV1	
453 HV1	
449 HV1	
434 HV1	
416 HV1	
394 HV1	1mm aralıkla tarandı.
349 HV1	

Element analizi işlemi, SPECTROMAXx M model Optik Emisyon Spektrometre cihazı ile yapılmıştır. Malzeme bileşimini (% Ağırlık) belirlemek amacıyla yapılmış olan **3 ayrı ölçümün ortalamasının** alınması sonucunda malzeme içerisinde ağırlıklı yüzde olarak 0,195 C, 1,172 Mn, 0,941 Cr, elementi bulunmuştur. Bulunan bu değerler sonucunda dişlinin imalatında kullanılan malzemenin düşük alaşımlı çelik sınıfındaki DIN normuna göre **16 MnCr 5 / 16 MnCrS 5** ile ifade edilen Sementasyon çeliği olduğu sonucuna varılmıştır. Dişli malzemesi içerisinde bulunan diğer elementler Tablo 8.2' de gösterilmiştir.

Tablo 8.2: Dişli malzemesi içerisindeki üç ölçümün (Yakma) ortalaması sonucunda belirlenen kimyasal bileşim (% Ağırlık)

Planet Dişli		Planet Dişli	
Element	İçerik (%)	Element	İçerik (%)
C	0,195	Sn	0,0132
Si	0,221	As	0,0147
Mn	1,172	Zr	0,0011
P	0,0125	Bi	< 0,001
S	0,0245	Ca	0,0027
Cr	0,941	Ce	0,0022
Mo	0,0183	Sb	0,007
Ni	0,105	Se	0,0046
Al	0,0152	Te	0,0068
Co	0,0148	Ta	< 0,007
Cu	0,196	B	0,00056
Nb	0,0025	Zn	0,0022
Ti	0,0015	La	< 0,0003
V	0,0039	N	0,0156
W	< 0,0050	Fe	96,99
Pb	< 0,001		

Dişli malzemesinde yapılan incelemelerin sonucunda, dişlinin yüzey sertleştirme derinliğinin 800 – 1000 µm aralığında olduğuna ve yüzeydeki mikro yapının martensit olduğuna, numune merkezinin ise sertleştirme derinliğine bağlı olarak martensitik matriste olduğu tane sınırlarında ise ferrit ve bir miktar beynit oluştuğu tespit edilmiştir. Dişli yüzeyinde 756 HV₁ (**62,1 HRC**) sertlik değerine ulaşılmış olduğu tespit edilmiştir. Dişli yüzeyinde martensit oluşması ve yaklaşık olarak 756 HV₁ değerine kadar yüzey sertleştirilmiş olması **Sementasyon** ile sertleştirilmiş olma ihtimalini güçlendirmektedir [17].

Bu analizler sonucunda, dişlinin **16 MnCr 5 / 16 MnCrS 5** malzemelerinden imal edilmiş olabileceği düşünülmüştür. **16 MnCr 5 / 16 MnCrS 5** malzemesinin optimum sertleştirilme değeri 700 HV₁ (**60 HRC**) olup bu değer soğuma ortamı ve hızına göre bir miktar değişebilir [18].

8.3.2 Hasar Analizi Sonucu

Yapılan incelemeler sonucunda dişli imalatında kullanılmış olan malzemenin yeterli dayanıma ve yüzey sertleştirme değerine sahip olduğu düşüncesi oluşmuştur.

Malzemenin tane yapısı içerisinde tespit edilen MnS (İnklüzyon) bileşikleri gerek çevrelerinde oluşturdukları boşluklar ile sünek kırılmaya gerekse çatlak oluşumu ile gevrek kırılmaya yol açabilirler. MnS bileşiklerinin malzeme içerisinde hacimsel kusurlar oluşturması nedeniyle malzemenin dayanımını düşürmüş ve dişlilerin zorlanması esnasında çatlama başlangıçlarına sebebiyet vermiş olabileceği kanısına varılmıştır. Mekanizmaların dişlileri incelendiğinde kırılmış olan dişlilerin sünek ve gevrek kırılmalara uğradığı görülmüştür.

Planet dişli mekanizmalarının en büyük dezavantajlarından birisi güneş dişli ve çember dişli ile sürekli temasta olan planet dişlilerin hepsinin hareket sırasında aynı mükemmellikte kavramaya sahip olması gerekliliğidir. Kavramadaki bu mükemmellik sağlanamaz ise yüksek devirlerde dönen planet dişli mekanizmalarında merkezkaç kuvvetler nedeniyle büyük hasarlar oluşması kaçınılmazdır. Dişlilerin montajı sırasında yapılan hatalar veya malzeme yapısındaki kusurlar nedeniyle planet dişlide oluşabilecek çatlakların kavrama sorunları doğurması ilerleyen çalışma saatlerinde mekanizmanın hasar görmesine neden olmuş olabilir.

Mekanizmada kullanılan dişlilerin tasarımında yapılmış olabilecek hatalarda bu mekanizmanın hasar görmesinde etken olmuş olabilir. Uygun diş dibi kalınlığının verilmemiş olması veya dişlerin formunun uygun olmaması artık gerilmelere neden olur ve bunların üzerine inklüzyonların da oluşturacağı artık gerilmelerin eklenmesi mekanizmanın çalışma sırasında hasar görmesine neden olmuş olabilir [14].

9. SONUÇ ve ÖNERİLER

Yapılmış olan bu tez çalışmasının birinci bölümünde planet dişli mekanizmaların kinematik davranışlarını tanımlamak, planet dişli mekanizmaların günümüzdeki kullanıldığı alanları incelemek ve dişli çarklarda oluşan hasarları ve nedenlerini araştırıp bu alandaki bilgi literatürüne yeni bilgiler katmak amacıyla yapılmıştır.

Tezin ikinci bölümünde ise R6 Yem Karma Makinesinin helezon milinin tahrikinde kullanılan planet dişli şanzımanında oluşan hasarlar incelenmiş ve oluşan hasarların nedenleri incelenmiştir. TÜBİTAK MAM laboratuvarında numune dişli üzerinde yapılmış olan analizler sonucunda kullanılan malzeme bileşiminde ve yüzey sertleştirme değerinde bir hata ile karşılaşmadığı fakat çalışma şartlarında oluşan tork nedeniyle dişlilerde oluşan zorlanma esnasında malzeme içerisindeki inklüzyonların artık gerilmelere sebebiyet vererek hasara neden olabileceği düşünülmüştür. Bu tespitle beraber tasarımda veya montajda yapılmış olabilecek hataların malzeme içerisindeki inklüzyonlar ile birleşip hasara neden olmuş olabileceği düşünülmüştür.

Hasar görmüş olan planet mekanizmalardaki dişlilerin tamamının analiz ve inceleme sonuçlarının elimizde bulunma imkânı olmadığı için mekanizmadaki dişlilerin görmüş olduğu hasarın nedeni kesin bir ifadeyle belirtilememiştir. Bu nedenle kesin bir sonuç ön görülmemiştir. R6 Yem Karma makinesinin helezon milinin tahrikinde kullanılan hasar görmüş bütün planet mekanizmaların incelenip bir makro program oluşturularak sonuçlar karşılaştırılmalıdır. Ancak bu karşılaştırmalar sonucunda kesine yakın bir sonuca varılabilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] Çakmak, M.S., *Planet Mekanizmaları: toeri, matematik ve grafik çözümler*, İstanbul: Yıldız Teknik Üniversitesi Yayınları, (1992).
- [2] Kutay, G., DİŞLİ ÇARKLAR - PLANET SİSTEMLERİ, (Ağustos – 2010), http://www.guven-kutay.ch/disliler/12_02_planet_disliler.pdf, (2010).
- [3] İleri, H., *Yüksek Takatlı Planet Dişli Mekanizmalar*, İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları, (1965).
- [4] Temiz, V., *Planet Mekanizmaları Ders Notu*, İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi, (2004).
- [5] Inalpolat, M. and Kahraman, A. , ” A theorretical and experimental investigation of modulation sidebands of planetary gear sets ”, *Journal of Sound and Vibration*, 323, 677-696, (2009).
- [6] Temiz, V., *Dişli Çark Mekanizmaları Ders Notu*, İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi, (2004).
- [7] Meng, Y., Wu, C. and Ling, L., ” Mathematical modeling of the transmission performance of 2K-H pin cycloid planetary mechanism ”, *Mechanism and Machine Theory*, 42, 776-790, (2007).
- [8] Ünal, B., “Yapay Zeka Yardımı ile Redüktör Seçimi “, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2009).
- [9] Kurt, C., “ Özel Redüktör Tasarımı “, Yüksek Lisans Tezi, *Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Tekirdağ, (2011).
- [10] Bae, K.Y. and Yang, Y.S., ” Design of a non-circular planetary-gear-train system to generate an optimal trajectory in a rice transplanter ”, *Journal of Engineering Design*, 18(4), 361-372, (2007).

- [11] Nechaev, A.I., ” Planetary Mechanisms with Two Central Gears and a Double Satellite ”, *Russian Engineering Research*, 34(4), 205-206, (2014).
- [12] Ulukan, L., Planet Mekanizmaları, İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları, (1983).
- [13] Berns, H. and Thesien, W. , *Ferrous Materials*, Berlin: Springer, (2008).
- [14] Erdoğan, M., Yavuz, İ. ve Erçetin, A., “Düz Dişli Çarklar Hasar Analizi “, 7. *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa, (2014).
- [15] Kızılaslan, K., İşel, B. ve Yavuz, İ. “Dişli Çarklarda Meydana Gelen Hasar Türleri”, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 7, 119-129, (2009).
- [16] TUNALIOĞLU, M. Ş., “ İç Dişli Çarklarda Diş Profil Hasarlarının İncelenmesi ”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2011).
- [17] Öz Saraç, U., Yılmaz, R., Eker, F.A. ve Uzun, H., “Sementasyon İşlemi Yapılan Çeliklerde Mikro Sertlik ve Mikroyapı Değişimlerinin İncelenmesi “, *Metalurji Dergisi*, 127, (2012).
- [18] Engin, B., “ İç Dişli Çark Mekanizmaların Analizi “, *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bursa, (2013).