

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

CYCLOID PLANET DİŞLİ TAHRİKLERİNDE
TEMAS GERİLMELERİNİN ANALİZİ

Mehmet Bülent YAŞAR

Mart, 2022
İZMİR

CYCLOID PLANET DİŞLİ TAHRİKLERİNDE TEMAS GERİLMELERİNİN ANALİZİ

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon ve İmalat Programı

Mehmet Bülent YAŞAR

Mart, 2022

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

MEHMET BÜLENT YAŞAR, tarafından **DR. ÖĞR. ÜYESİ MELİH BELEVİ** yönetiminde hazırlanan “**CYCLOID PLANET DİŞLİ TAHRİKLERİNDE TEMAS GERİLMELERİNİN ANALİZİ**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

.....
Dr. Öğr. Üyesi Melih BELEVİ

Yönetici

.....
Prof. Dr. Adnan ÖZEL

(Jüri Üyesi)

.....
Prof. Dr. Ramazan KARAKUZU

(Jüri Üyesi)

.....
Prof. Dr. Okan FISTIKOĞLU

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Tüm alıőma boyunca verdiği değerli önerileri, yönlendirmeleri ve destekleri için danıőmanım Dr. Öğr. Üyesi Melih BELEVİ'ye teşekkür ederim.

Prof. Dr. Zeki KIRAL ve Dr. Öğr. Üyesi Lütfi MUTLU'ya tezimle ilgili gözlem ve nazik önerileri için teşekkür ederim.

Son olarak, tez çalıőmam boyunca manevi destek veren kardeőim Ayőeđül YAŞAR'a teşekkür etmek istiyorum.

Mehmet Bülent YAŞAR

CYCLOID PLANET DİŞLİ TAHRİKLERİNDE TEMAS GERİLMELERİNİN ANALİZİ

ÖZ

Çalışmamızın amacı tek kademedeki yüksek çevrim oranı, yüksek verim ve konum hassasiyetine sahip küçük boyutlu cycloid redüktörlerde ortaya çıkan temas gerilmelerinin analizi ve bu gerilmeler üzerinde profil düzeltmenin etkilerinin belirlenmesidir. Tasarım sürecini kolaylaştırmak amacıyla yapılan araştırmada halihazırda bilinen dişli çark ve dişli kutusu ticari tasarım yazılımlarının cycloid dişli çark ve kutuları için fazla bir destek sağlamadığı görülmüştür. Bunun üzerine tez kapsamında QBasic dilinde hazırlanan programla cycloid dişli kutusunda yer alan dişlilerin profil geometrisi ve diğer parçaların geometrilerinin boyutlandırılması hedeflenmiştir. Profil düzeltmenin etkisinin belirlenmesi için de aynı temel boyutlara sahip iki dişli kutusu dokuz düzeltme değerine göre tasarlanmıştır.

Tezin birinci bölümünde sikloit (cycloid) eğrilerinin tarihçesi, çeşitleri, parametrik denklemleri ve özellikleri ile ilgili temel bilgiler verilmiştir. Ardından kullanım alanları, diğer redüktör tiplerine göre avantaj ve dezavantajları ile çalışma prensibine bir giriş yapılmış ve incelenen kaynaklara yer verilmiştir. Bölümün sonunda incelenen problemin tanımı yapılarak teknik açıdan öneminden bahsedilmiştir.

İkinci bölümde ise cycloid dişli geometrisini oluşturmak için gerekli olan denklemler verilerek tasarım programı için alt yapı hazırlanmıştır.

Üçüncü bölümde hazırlanan program kullanılarak tasarımı yapılan PA6 cycloid redüktörün temel parçalarının gerilme ve deformasyon analizleri yapılmıştır.

Dördüncü bölümde PA6 ve 100Cr6'dan cycloid redüktörlere ait geometrilerin tasarımı yapılarak sonlu elemanlar analizi yöntemi ile diş profili düzeltme faktörünün temas gerilmelerine etkisi ele alınmıştır. Analiz sonucunda Von Mises kriterine göre

gerilme değerleriyle beraber yer değiştirme, eşdeğer elastik şekil değiştirme ve emniyet faktörü değerleri elde edilmiş ve incelenmiştir.

Tezin son bۆlümü olan beşinci bۆlümde ise analiz sonuçları değerlendirilmiştir.

Anahtar kelimeler: Sikloit, profil d¼zeltme, gerilme analizi, sonlu elemanlar analizi.



CONTACT STRESSES ANALYSIS OF CYCLOID PLANETARY GEAR DRIVES

ABSTRACT

The aim of our study is to analyze the contact stresses that occur in small size cycloid gearboxes with high reduction ratio, high efficiency and position accuracy in one stage and to determine the effects of profile modification on these stresses. In the research conducted with the aim of facilitating the design process, it has been observed that the currently known gear wheel and gearbox commercial design software does not provide much support for cycloid gear wheels and gearboxes. Upon this, within the scope of the thesis, it is aimed to dimension the profile geometry of the gears in the cycloid gearbox and the geometry of other parts with the program written in QBasic language. In order to determine the effect of profile correction, two gearboxes with the same basic dimensions were designed according to nine correction values.

In the first part of the thesis, basic information about the history, types, parametric equations and properties of cycloid curves are given. Then, an introduction to the usage areas, advantages and disadvantages compared to other reducer types and the working principle are made and the examined resources are included. At the end of the chapter, the definition of the examined problem is made and its technical importance is mentioned.

In the second part, the infrastructure for the design program is prepared by giving the equations necessary to create the cycloid gear geometry.

Stress and deformation analyzes of the basic parts of the PA6 cycloid gearbox, which was designed using the program prepared in the third chapter, were made.

In the fourth chapter, the geometry of PA6 and 100Cr6 cycloid reducers are designed and the effect of tooth profile modification factor on contact stresses is

discussed with the finite element analysis method. As a result of the analysis, displacement, equivalent elastic strain and safety factor values were obtained and examined along with the stress values according to the Von Mises criterion.

In the fifth chapter, which is the last part of the thesis, the results of the analysis are evaluated.

Keywords: Cycloid, profile modification, stress analysis, finite element analysis.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LISANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU.....	II
TEŞEKKÜR.....	III
ÖZ	IV
ABSTRACT.....	VI
ŞEKİLLER LİSTESİ	XI
TABLolar LİSTESİ.....	XIII
BÖLÜM BİR - GİRİŞ.....	1
1.1 Cycloid Eğrilerinin Tarihçesi ve Geometrik Tanımı.....	1
1.2 Cycloid Redüktörün Ortaya Çıkışı.....	11
1.2.1 Kullanım Alanları ve Farklı Modellerin Gelişimi.....	12
1.2.2 Tipik İç Yapı ve Bileşenleri	14
1.2.3 Çalışma Prensipleri.....	15
1.2.4 Diğer Redüktör Tipleri ile Karşılaştırılması	18
1.2.5 Cycloid Redüktörler İçin Tasarım Yazılımları ve Temas Gerilme Analizi ile İlgili Literatür Çalışmaları.....	20
BÖLÜM İKİ – CYCLOİD REDÜKTÖR TASARIMINDA KULLANILAN DENKLEMLER.....	24
2.1 Episikloid Eğrisinin Meydana Gelişi.....	24
2.2 Dış Profilinin Düzeltilmesi	26
2.3 Dış Profili ve Diğer Geometrik Üreten Formüller.....	26

**BÖLÜM ÜÇ – HAZIRLANAN PROGRAMLA BİR CYCLOID
REDÜKTÖRÜN TEMEL TASARIMININ YAPILMASI VE
KRİTİK PARÇALARININ ANALİZİ.....40**

3.1 Temel Özellikleriyle Bir Cycloid Redüktörün Program Yardımıyla Boyutlandırma ve 3 Boyutlu Ortamda Tasarımın İncelenmesi	40
3.2 Tasarlanan Redüktörün Analizi.....	45
3.2.1 Analiz Sonuçları.....	46
3.2.2 Gerilme.....	47
3.2.3 Elastik Deformasyon.....	49
3.2.4 Eşdeğer Elastik Şekil Değiştirme	49
3.2.5 Emniyet Faktörü.....	50

**BÖLÜM DÖRT - CYCLOID REDÜKTÖRDE FARKLI PROFİL
MODİFİKASYON DEĞERLERİNDE TASARLANMIŞ
DIŞLININ REDÜKTÖR BİLEŞENLERİNDEKİ
GERİLMELERE ETKİSİ.....51**

4.1 Diş profili düzeltilmesi ve cycloid redüktör yazılımının birlikte kullanımının sağlayabileceği potansiyel faydalar.....	51
4.1.1 Metodoloji.....	51
4.1.2 Parametrik Denklemlerin Oluşturulması.....	52
4.1.3 Diş Profili Düzeltmesi ile Diş Profilinde Oluşan Geometrik Değişiklikler.....	54
4.2 Poliamid Malzemeden Yapılan Cycloid Redüktörün İncelenmesi.....	54
4.2.1 Analizler.....	55
4.2.1.1 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre Episikloid Dişli Diş Profillerindeki Gerilmeler.....	55
4.2.1.2 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre Episikloid Dişli Pim Deliklerindeki Gerilmeler.....	57
4.2.1.3 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre İç Dişli Diş Profilindeki Gerilmeler.....	58

4.2.1.4 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre Çıkış Pimlerindeki Gerilmeler.....	59
4.2.1.5 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre Kam ve Dişli Merkez Deliği Gerilmeleri.....	61
4.3 Metalik Malzemeden Yapılan Cycloid Redüktörün İncelenmesi.....	62
4.3.1 Analizler.....	62
4.3.1.1 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre Episkloid Dişli Diş Profillerindeki Gerilmeler.....	62
4.3.1.2 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre Episkloid Dişli Pim Deliklerindeki Gerilmeler	64
4.3.1.3 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre İç Dişli Diş Profilineki Gerilmeler.....	65
4.3.1.4 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre Çıkış Pimlerindeki Gerilmeler.....	66
4.3.1.5 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre Kam ve Dişli Merkez Deliği Gerilmeleri.....	68
BÖLÜM BEŞ - SONUÇ.....	69
KAYNAKLAR.....	71
EKLER.....	75

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Ortosikloid.....	2
Şekil 1.2 Ortosikloid eğrisinin geometrik çizimi.....	3
Şekil 1.3 Ortosikloid eğrisinin parametreleri.....	3
Şekil 1.4 Episikloid.....	4
Şekil 1.5 Episikloid eğrisinin oluşum aşamaları.....	4
Şekil 1.6 Episikloid eğrisinin parametreleri.....	5
Şekil 1.7 Hiposikloid 1. durum ($2 r < R$).....	6
Şekil 1.8 Hiposikloid 2. durum ($2 r = R$).....	6
Şekil 1.9 Hiposikloid 3. durum ($2 r > R$).....	6
Şekil 1.10 Hiposikloid eğrisinin parametreleri.....	7
Şekil 1.11 Perisikloid.....	7
Şekil 1.12 Evolvent.....	8
Şekil 1.13 Sikloid eğrilerinin temel özellikleri.....	9
Şekil 1.14 Pim iç dişli çark ile çalışan episikloid dişli çark.....	10
Şekil 1.15 Lorenz Braren'in cycloid redüktör patent'inden bir detay resmi - US1867492 patenti	11
Şekil 1.16 Cycloid redüktörün farklı kullanım alanlarına örnekler.....	13
Şekil 1.17 Oldham kaplini mantığıyla açısız boşluksuzluk sağlayan cycloid redüktör.....	14
Şekil 1.18 Tipik bir cycloid redüktörün parçaları.....	14
Şekil 1.19 Cycloid redüktörün çalışma prensibinin açıklanması.....	15
Şekil 1.20 Cycloid redüktör prensip bileşenleri montajı yapılmış halde.....	17
Şekil 1.21 Cycloid dişlinin hareket biçimi ve açıları.....	18
Şekil 1.22 Excel makrosu yardımıyla cycloid diş profili oluşturulması.....	20
Şekil 1.23 Autodesk Inventor I-logic yardımıyla cycloid redüktör boyutlandırma çalışmasına ait çıktı değerleri.....	21
Şekil 2.1 (a)'da normal haliyle, (b)'de ise kısaltılmış haliyle episikloid eğrisi.....	24

Şekil 2.2 Eksantrik takım yolunun oluşturulması.....	25
Şekil 2.3 Profil kesme takımı	25
Şekil 2.4 Pozitif, negatif ve nötr durumlarda profil düzeltmesinin yarattığı takım yolları.....	26
Şekil 2.5 Kısaltılmış episikloid ile temel dairelerin genel bir görünümü.....	27
Şekil 3.1 Çıkış pimi burç çapı hesabı eğrisi.....	41
Şekil 3.2 Cycloid redüktör programı veri giriş ve çıktıları.....	43
Şekil 3.3 Cycloid redüktör programı sonuç çıktıları.....	43
Şekil 3.4 Cycloid redüktörün temel parçalarının modelleri.....	44
Şekil 3.5 Analiz hazırlığı için seçilen fikstürler.....	45
Şekil 3.6 Analiz için mesh hazırlığı.....	46
Şekil 3.7 İç dişli gerilme analizi grafiği.....	47
Şekil 3.8 Çıkış mili gerilme analizi grafiği.....	47
Şekil 3.9 Eksantrik (Giriş) mili gerilme analizi grafiği.....	48
Şekil 3.10 Cycloid dişli gerilme analizi grafiği.....	48
Şekil 3.11 Montaj deformasyon grafiği.....	49
Şekil 3.12 Montajın eşdeğer gerilme grafiği.....	50
Şekil 3.13 Güvenlik faktörü grafiği.....	50
Şekil 4.1 Dişli, pim ve deliklerin numaralandırılması.....	52

TABLolar LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1.1 Cycloid redüktör avantaj ve dezavantajları.....	19
Tablo 2.1 Cycloid red. tasarımında kullanılan formüllerdeki değişkenler ve açıklamalarının listesi.....	28
Tablo 3.1 Burç dış çap değerleri (mm).....	41
Tablo 3.2 Cycloid redüktör parçaları için seçilen malzemeler ve fiziksel özellikleri.....	46
Tablo 4.1 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre a_w , X_w ve Y_w 'nin aldığı değerler.....	53
Tablo 4.2 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre diş profillerinde meydana gelen değişiklikler.....	54
Tablo 4.3 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli diş profillerindeki gerilmeler.....	56
Tablo 4.4 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli diş profillerindeki gerilmelerin sayısal değerleri.....	56
Tablo 4.5 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre iç dişli diş profillerindeki gerilmeler.....	57
Tablo 4.6 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre iç dişli diş profillerindeki gerilmelerin sayısal değerleri.....	58
Tablo 4.7 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli pim deliklerindeki gerilmeler.....	59
Tablo 4.8 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli pim deliklerindeki gerilmelerin sayısal değerleri.....	59
Tablo 4.9 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre çıkış pimlerindeki gerilmeler.....	60
Tablo 4.10 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre çıkış pimlerindeki gerilmelerin sayısal değerleri.....	60
Tablo 4.11 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre kam ve dişli merkez deliği gerilmeleri.....	61

Tablo 4.12 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre kam ve dişli merkez deliği gerilmelerinin sayısal değerleri.....	61
Tablo 4.13 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli diş profillerindeki gerilmeler.....	63
Tablo 4.14 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli diş profillerindeki gerilmelerin sayısal değerleri.....	63
Tablo 4.15 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre iç dişli diş profillerindeki gerilmeler.....	64
Tablo 4.16 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre iç dişli diş profillerindeki gerilmelerin sayısal değerleri.....	65
Tablo 4.17 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli pim deliklerindeki gerilmeler.....	66
Tablo 4.18 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli pim deliklerindeki gerilmelerin sayısal değerleri.....	66
Tablo 4.19 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre çıkış pimlerindeki gerilmeler.....	67
Tablo 4.20 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre çıkış pimlerindeki gerilmelerin sayısal değerleri.....	67
Tablo 4.21 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre kam ve dişli merkez deliği gerilmeleri.....	68
Tablo 4.22 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre kam ve dişli merkez deliği gerilmelerinin sayısal değerleri.....	68

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

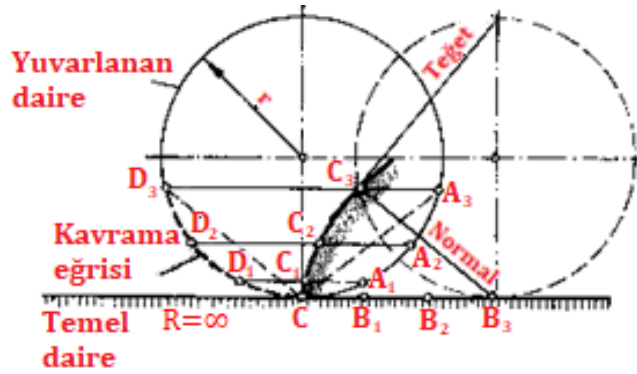
1.1 Cycloid Eğrilerinin Tarihçesi ve Geometrik Tanımı

Cycloid redüktör diş profillerini oluşturmak için sikloid eğrisini ve oradan hareketle ortaya çıkan episikloid kavramlarını anlamak gerekir. Sikloid eğrisinin geçmişini araştırırsak eğrinin uzun zaman önce ilk olarak fizikçi ve matematikçilerin ilgisini çektiğini, eğriyi temel alan fikir ve teknolojiler üretmeye çalıştıklarını görürüz. Bu eğriler eski çağ geometricileri tarafından da bilinmekte idi. M.Ö. 200 yıllarında Perge’li Appollonius ve M.Ö. 150 yıllarında Nicaea’lı (İzmit) Hipparchus gezegenlerin yörüngelerini episikloid olarak açıklamışlardır. 1450’li yıllarda Alman kardinal ve matematikçi Nikolau Cusanus daha sonraları sikloidler olarak isimlendirilecek olan yuvarlanan eğrileri incelemiştir (Ermantaş, B., 1994). Ünlü fizikçi Johann Bernoulli’nin 1696’da “Dik bir düzlemde alt alta olmayan iki nokta arasına nasıl bir eğri çizilsin ki bu eğri boyunca sadece yerçekimi etkisiyle sürtünmesiz kayan bir cisim bu iki nokta arasındaki yolu en kısa sürede alsın?” sorusunu ortaya atışıyla dönemin bilim insanları bu sorunun çözümü üzerine çalışmaya başlamışlardır. Newton’ın çözümünden sonra Bernoulli’nin sorusunun geometrik yanıtını destekleyecek ilk kapsamlı sayısal çalışmayı yapan Galileo’nun öğrencisi Torricelli’dir ve eğriye adını veren de Galileo’dur. Toricelli’nin ardından matematikçi Pascal eğri üzerinde çalışarak yeni birçok özelliğini keşfetmiştir. Başlangıçta sadece bilimsel bir haz duymak için yapılmış olan bu çalışmaların pratikte kullanılmasına yönelik çalışmalarda yapılmıştır. Gemicilikte ve astronomide zamanı tam olarak ölçebilecek hatasız dişlilerin gerektiğinin farkedilmesi 17. Yüzyılın başlangıcından itibaren bilim insanlarını dişli çark problemlerini araştırmaya yönlendirmiştir. Hollandalı Christian Huygens kendi sarkaçlı saatinin sarkaç mekanizmasını sikloid eğrisi çizecek şekilde tasarlayıp üreterek ilk teknik uygulamalardan birini gerçekleştirmiştir (Sertöz, A. S., 2017). Fransız matematikçi Girard Desargues episikloid formundaki ilk dişli çark fikrini ortaya atmıştır. Huygens 1673 yılında Evolut ve Evolvent kavramlarını ortaya atmıştır. Ole Christensen Romer ise dişli

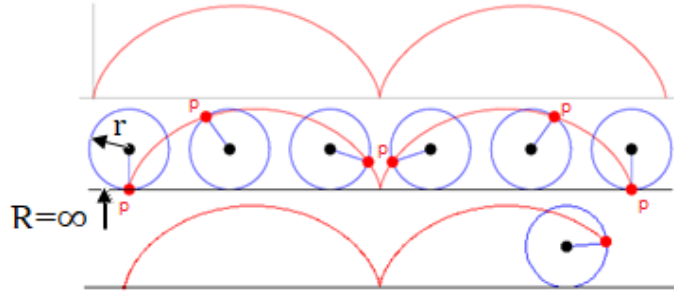
çarkların düzgün iletim yapabilmesi için sikloidleri önermiştir. Philippe de la Hire Episikloidler adlı eserinde pompalar, rüzgar tesisleri ve değirmenlerinde kullanılacak dişli çarklar için epi ve hiposikloid teorisini geliştirmiştir. 1762 yılında Leonhard Euler Evolventlerin dişli formu için uygunluğunu farketmiştir. 1806 yılında John Isaac Hawkins sikloid dişlilere karşılık evolvent dişlilerin özelliklerini işaret etmiş ve bu tarihten itibaren evolvent ve sikloid temel olmak üzere diş formları iki yönde gelişmeye başlamıştır. Sikloidlerin imalatının zorluğu 20. Yüzyılın ilk yarısında evolvent dişlilerin öne geçmesine neden olmuştur. Ancak gelişen nümerik kontrollü üretim teknikleri hassasiyetin gerektiği alanlarda kullanılacak sikloid mekanizmaları yine öne çıkarmıştır (Ermantaş, B., 1994).

Sikloid sabit bir çemberin (temel daire) üzerinde veya içinde kaymadan yuvarlanma hareketi yapan bir çemberin p noktasının çizdiği eğridir. Sabit ve yuvalanan çemberlerin büyüklüklerine ve birbirlerine göre konumlarına bağlı olarak farklı tiplerde sikloid eğrileri elde edilir.

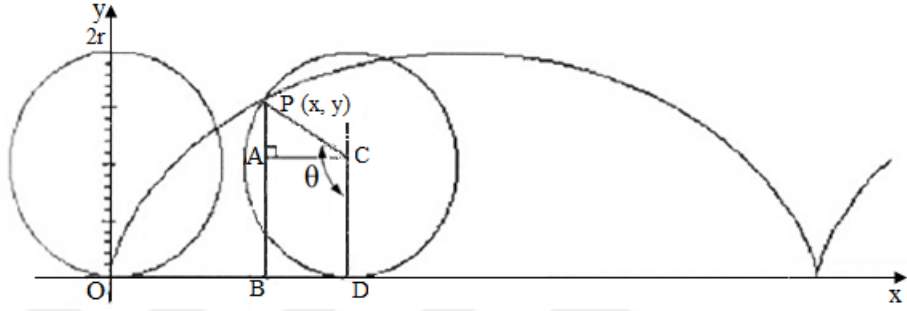
Ortosikloid, $R=\infty$ yarıçaplı bir çember üzerinde r yarıçaplı çember kayma yapmaksızın dönerek öteleme hareketi yaparken herhangi bir noktasının çizdiği eğridir (Şekil 1.1). Şekil 1.2’de eğrinin oluşumu gösterilmiştir.



Şekil 1.1 Ortosikloid (Zirpke, K., 1964)



Şekil 1.2 Ortosikloid eğrisinin geometrik çizimi (Jung, E., 2021)



Şekil 1.3 Ortosikloid eğrisinin parametreleri (Ermantaş, B., 1994)

Şekil 1.3'e göre $\sin \theta = \sin(\pi - \theta) = \frac{|AC|}{r} = \frac{|BD|}{r}$ $\cos \theta = -\cos(\pi - \theta) = -\frac{|AP|}{r}$ olur. Buradan da;

$|AP| = -r \cos \theta$ ve $|BD| = r \sin \theta$ $|\overline{OD}| = |\widehat{DP}| = r\theta$ ve $|AB| = |CD| = r$ 'dir. Buna göre

$x = |OD| - |BD|$ ve $y = |AP| + |AB|$ olarak bulunur. Ortosikloid eğrisinin parametrik denklemi:

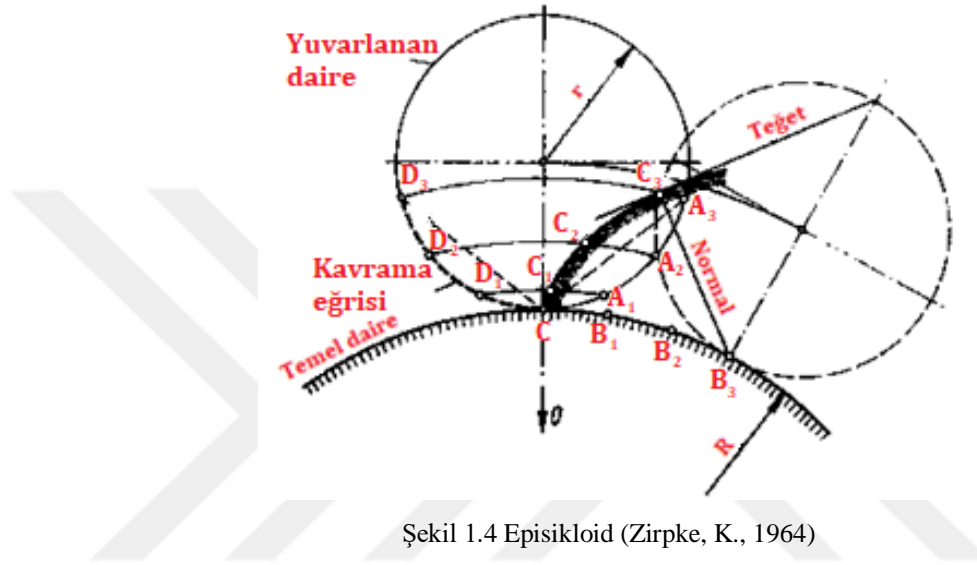
$$x = r(\theta - \sin \theta) \quad (1.1)$$

$$y = r(1 - \cos \theta) \quad (1.2)$$

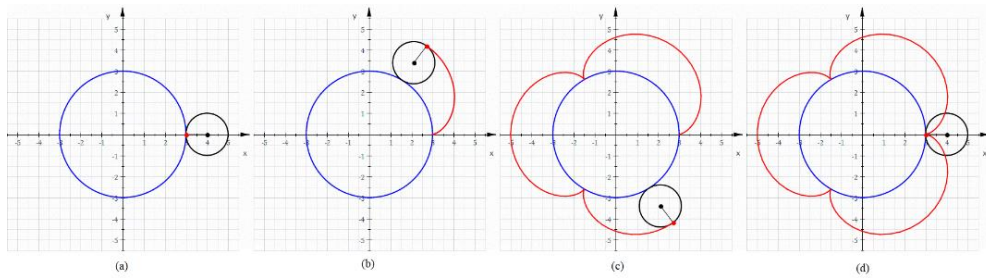
şeklinde ifade edilir. Burada r çemberin yarıçapını, θ ise çemberi döndüğü açının değerini verir. θ 'nın bir periyodu 2π 'dir.

Episikloid, r yarıçaplı bir çember R yarıçaplı bir çemberin dışında yuvarlanırken (kayma yapmaksızın dönerek öteleme hareketi yaparken) herhangi bir noktasının çizdiği eğridir (Şekil 1.4).

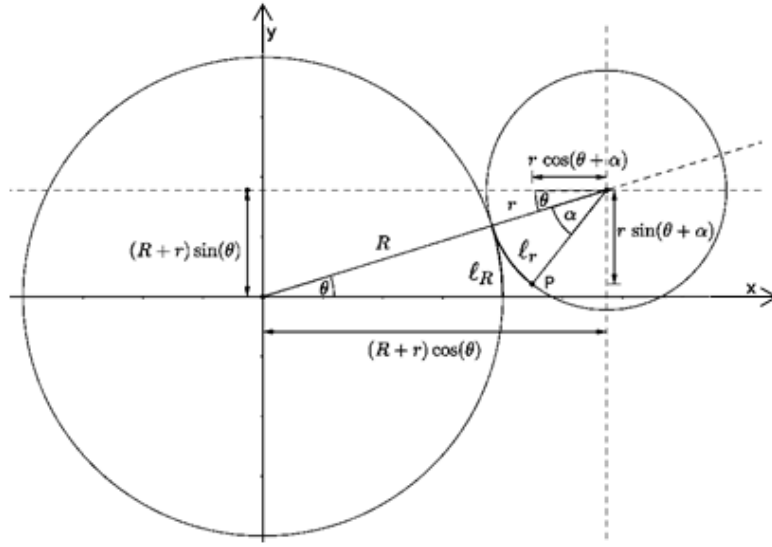
Şekil 1.5 a, b, c, d'de episikloid eğrisinin oluşum aşamaları görülmektedir. Burada büyük çemberin yarıçapı (R), küçük çemberi yarıçapının (r) üç katıdır.



Şekil 1.4 Episikloid (Zirpke, K., 1964)



Şekil 1.5 Episikloid eğrisinin oluşum aşamaları (Epicycloid, 2015)



Şekil 1.6 Episikloid eğrisinin parametreleri (Ermantaş, B., 1994)

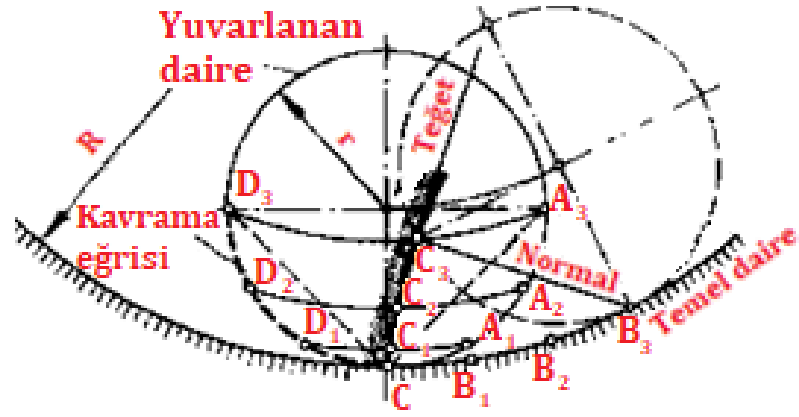
Şekil 1.6 görüldüğü gibi r ile eğriyi oluşturmakta kullanılan çemberin yarıçapını, R ile sabit çemberin (temel dairenin) yarıçapını, radyan cinsinden θ ile küçük çemberin büyük çemberde süpürdüğü açığı, α ile de küçük çemberin kendi merkezine göre döndüğü açığı ifade edersek, episikloid eğrisinin kartezyen x ve y koordinatları parametrik olarak aşağıdaki ifadeler ile bulunabilir.

$$x(\theta) = (R + r)\cos\theta - r\cos\left(\frac{R+r}{r}\theta\right) \quad (1.3)$$

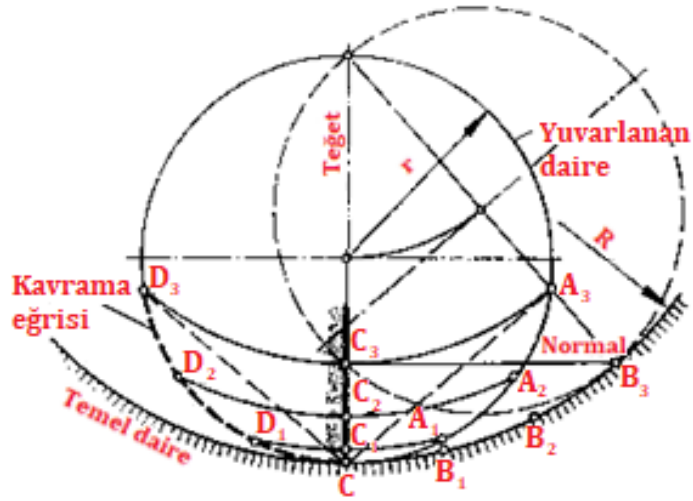
$$y(\theta) = (R + r)\sin\theta - r\sin\left(\frac{R+r}{r}\theta\right) \quad (1.4)$$

Hiposisikloid, r yarıçaplı bir çemberin R yarıçaplı bir çemberin içinde yuvarlanması durumunda üzerindeki herhangi bir noktanın çizdiği eğridir. Yuvarlanan dairenin büyüklüğüne göre 4 değişik durum görülür.

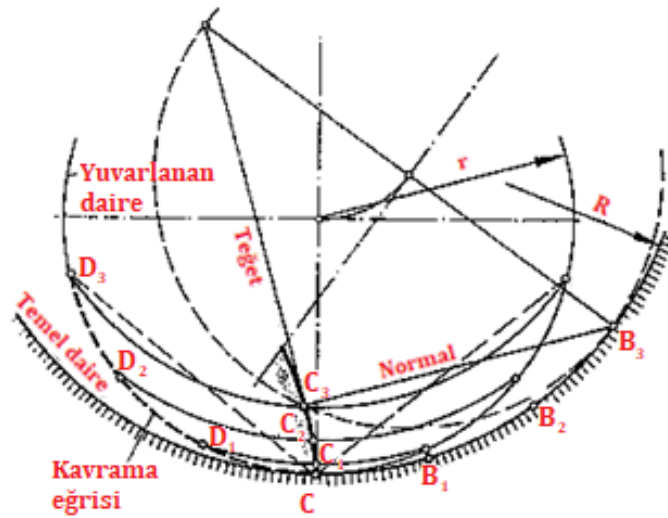
1. $2r < R$ (normal durum) (Şekil 1.7).
2. $2r = R$ bu durumda çizilen hypozykloid bir doğru parçasıdır (Şekil 1.8).
3. $2r > R$ bu durum dişliler için pratik olarak kullanılamaz (Şekil 1.9).
4. $2r = 2R$ bu durumda hiposisikloid bir nokta boyutuna kadar küçülür ve nokta hiposisikloidi diye isimlendirilir.



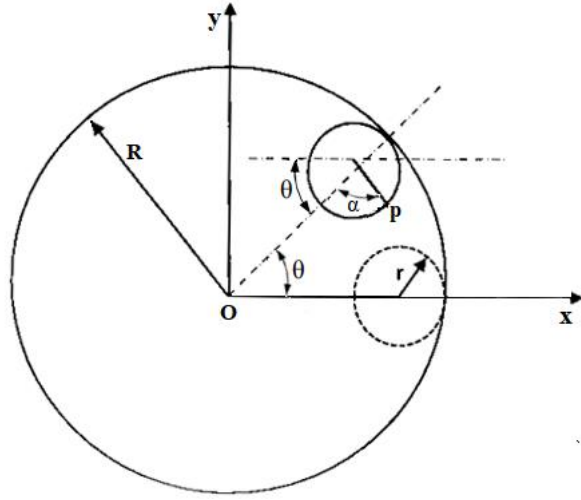
Şekil 1.7 Hiposikloid 1. durum ($2 r < R$) (Zirpke, K., 1964)



1.8 Hiposikloid 2. durum ($2 r = R$) (Zirpke, K., 1964)



Şekil 1.9 Hiposikloid 3. durum ($2 r > R$) (Zirpke, K., 1964)



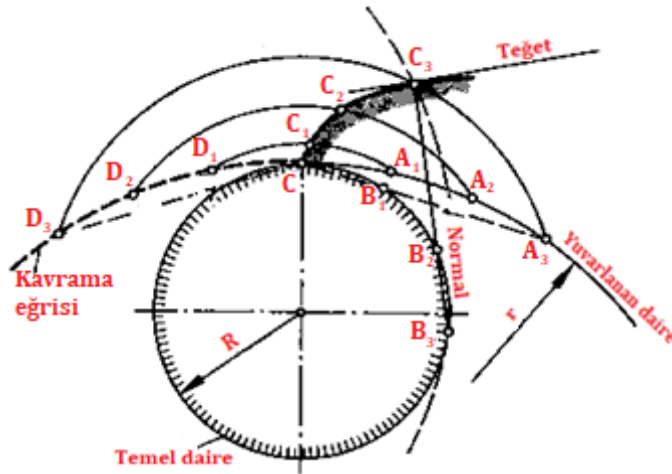
Şekil 1.10 Hiposikloid eğrisinin parametreleri (Ermantaş, B., 1994)

Şekil 1.10’da görüldüğü gibi r ile eğriyi oluşturmakta kullanılan yuvarlanan çemberin yarıçapını, R ile sabit çemberin yarıçapını, radyan cinsinden θ ile küçük çemberin büyük çemberin içinde süpürdüğü açıyı α ile de küçük çemberin kendi merkezine göre döndüğü açıyı ifade edersek hiposikloid eğrisinin kartezyen koordinatlardaki parametrik denklemi aşağıdaki gibidir.

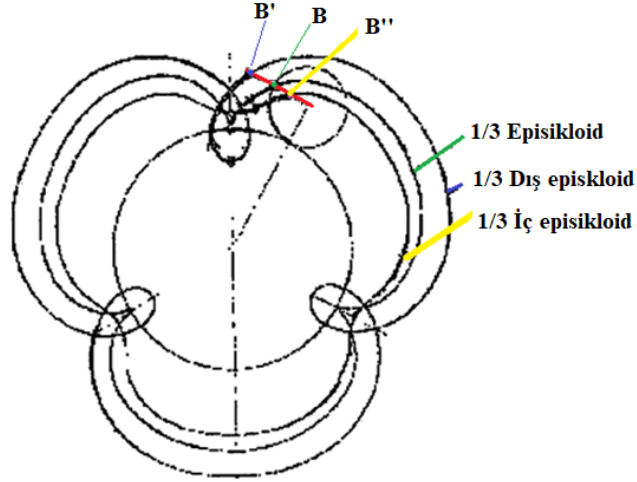
$$x(\theta) = (R - r)\cos\theta + r\cos\left(\frac{r-R}{r}\theta\right) \quad (1.5)$$

$$y(\theta) = (R - r)\sin\theta + r\sin\left(\frac{r-R}{r}\theta\right) \quad (1.6)$$

Perisikloid, kendi içinde bulunan R yarıçaplı bir daire etrafında kaymadan dönen r yarıçaplı bir çemberin her noktası bir perisikloid tanımlar (Şekil 1.11).



Şekil 1.11 Perisikloid (Zirpke, K., 1964)



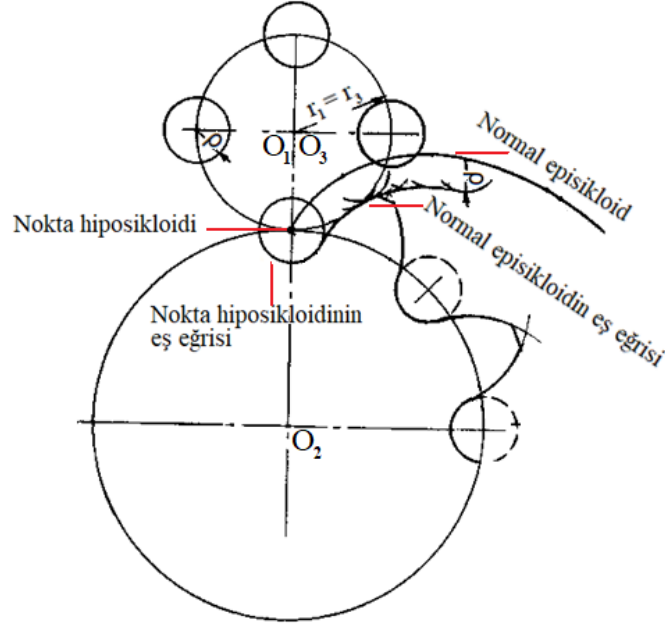
Şekil 1.13 Sikloid eğrilerinin temel özellikleri (Bengisu, Ö., 1973)

Sikloid redüktör tasarımı yapılırken birbiri ile eş çalışan dış dişli şeklindeki rotor ve iç dişli şeklindeki çark beraberce tasarlanır. Rotor episikloid eğrisi ile iç dişli çark ise hiposikloid eğrisi ile oluşturulmaktadır. Bu sikloid eğrileri iki temel koşulu yerine getirmek zorundadır.

- 1) Her iki çarkın diş sayısı tam sayı olacağından, profili oluşturan eğriler kapalı olmalıdır.
- 2) Çark profilinde girişim olmaması için eğriler kendi kendini kesmemelidir.

Şekil 1.13'te görüldüğü gibi normal episikloidlerin sivri noktaları vardır. Bu noktalarda eğrilik yarıçapı sıfırdır ve süreksizlik oluşur bu nedenle uygulamalarda kullanılmazlar. Dış episikloidler sivri nokta etrafında bir kurdela eğrisi çizerler ve eğri kendini keser bu eğri de tatbikatta kullanılmaz. İç episikloidler ise sivri noktaya yakın bölgede hafif çukurlaşırılar diğer iki eğride belirtilen olumsuzlukları taşımayan bu eğri episikloid dişli çarkların oluşturulmasında kullanılmaktadır. Episikloid dişliyi oluşturan yuvarlanan çemberin üzerindeki her nokta hiposikloididir ve şekil 1.14'te görüldüğü gibi episikloid ile birlikte çalışma özelliğine sahiptir. Nokta teknik olarak anlam kazanabilmesi, üzerine etki edecek kuvvetleri taşıyabilecek hale gelmesi için daha büyük boyuta çıkartılmalıdır. Bu her iki eğriyi equidistantlarını (eş eğrilerini) olarak oluşturulur. Şekil 1.14'te bir nokta hiposikloidinin eş eğrisi olan ρ yarıçaplı "pim" ile episikloidin ρ kadar uzaklıktaki eş eğrisinden yapılmış bir episikloid dişli

çark gösterilmiştir. Pim dişli çark iç dişli çark şeklinde yapılırsa cykloid redüktör elde edilmiş olur.



Şekil 1.14 Pim iç dişli çark ile çalışan episikloid dişli çark (Bengisu, Ö., 1973)

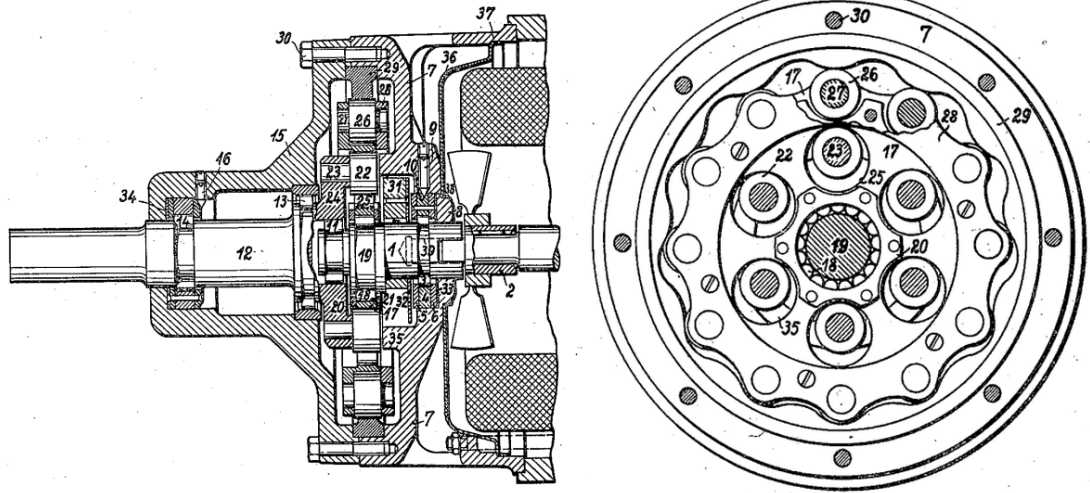
Bir makina sisteminin kendisini tahrik eden motorun ürettiğinden farklı dönme hızı ve tork ihtiyaçları olabilir. Motorun gücü sabit olduğuna göre değişik moment ancak motorun devir sayısının değiştirilmesi ile sağlanabilecektir. İşte bu amaçla, motor ile tahrik ettiği makina arasında kullanıp dönüş hızı ve torku istenen değerlere dönüştüren dişli mekanizmasının adı redüktördür. Bir redüktör, biri döndüren ve diğeri döndürülen olmak üzere, en az iki dişli çarktan meydana gelir. Bu iki dişliden küçük olanına “pinyon”, büyük olanına “çark” adı verilir (Özdemir, U., 1998).

Redüktörlerin kullanım amaçlarını aşağıdaki gibi sıralayabiliriz.

1. Küçük bir hacimde büyük bir çevrim oranı elde etmek,
2. İki döndürülen elemandan oluşan sistemlerde bu iki eleman arasında devinim bakımından bağımsızlık sağlamak,
3. Çeşitli konumlarda bulunan miller arasında devinim ve güç iletmek,
4. Çeşitli dönme yönleri elde etmek

1.2 Cycloid Redüktörün Ortaya Çıkışı

CYCLO adı Yunanca Kyklos'tan gelmektedir ve daireyi temsil eden bir kelimedir. Dişlinin diş profili bir sikloidal eğriyi tanımlar. Sikloid eğrisini CYCLO çalışma prensibi, 1931'de Alman mühendis Lorenz Braren tarafından icat edilmiş (Şekil 1.15) ve bu alışılmışın dışındaki redüktör tasarımı günümüze kadar ilerici gelişimini sürdürmüştür. Braren'in cycloid redüktörlerine 2. Dünya Savaşı esnasında Heinkel ve Messerschmitt gibi Alman uçak fabrikaları tarafından ilgi gösterilmiş ve ilk dikkate değer uygulama olarak bir Heinkel bombardıman uçağının bomba kapaklarının tahrik biriminde kendisine yer bulmuştur.



Şekil 1.15 Lorenz Braren'in cycloid redüktör patent'inden bir detay resmi - US1867492 patenti (Braren, L. K. 1932)

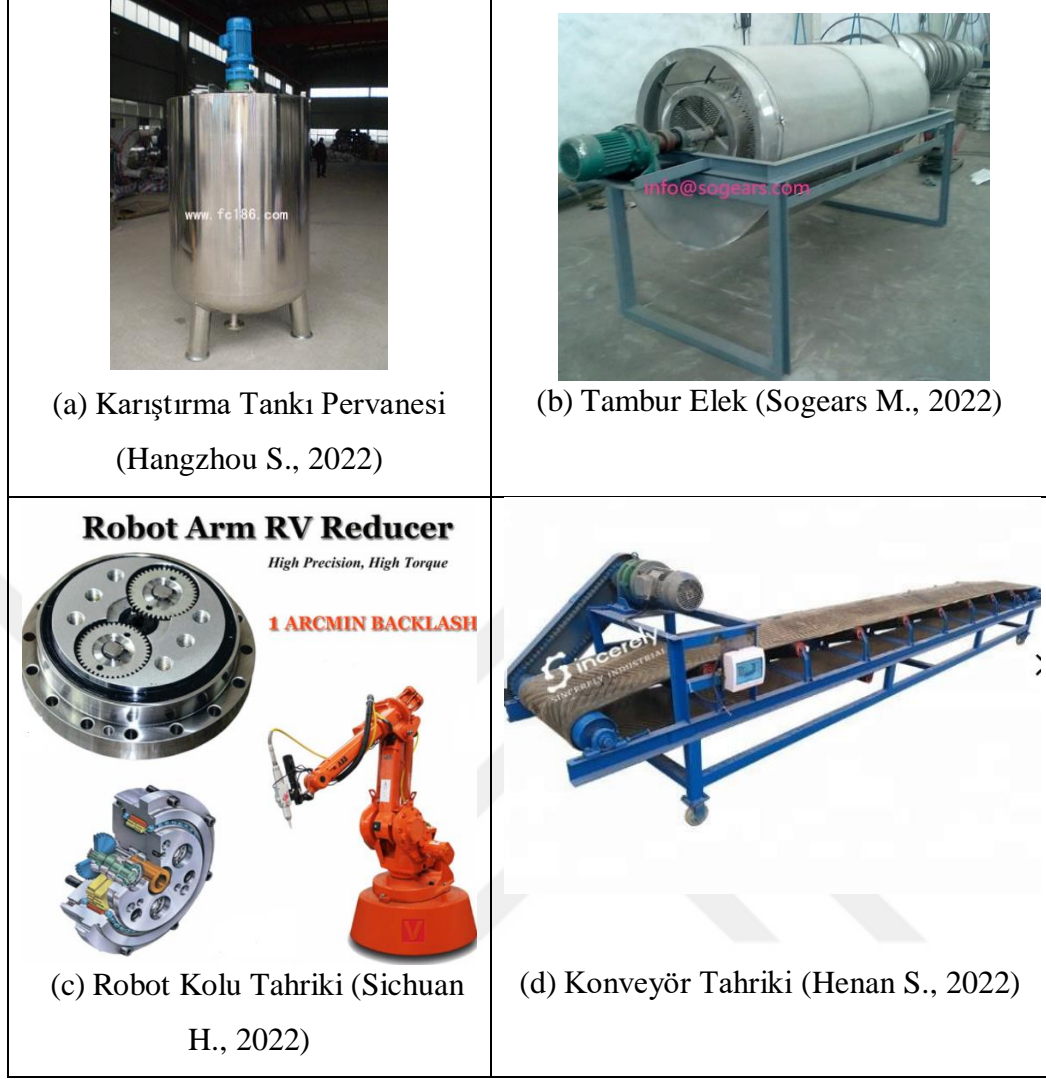
2. Dünya Savaşı'nın bitimini takip eden yıllarda Lorenz Braren'in Almanya'daki tesisinde bir süre daha cycloid redüktör üretimini devam ettirishi ve 1953 yılındaki vefatından sonra redüktörlerinin know-how bilgisini Braren'den satın almış olan Sumitomo firması üretimini hızlandırarak günümüzde cycloid redüktör alanında dünyadaki en bilinen isim haline gelmiştir (Sumitomo, 2021).

Cycloid redüktörler, endüstride hız ve tork dönüştürme amaçları ve hassas pozisyonlama için yaygın olarak kullanılır, çünkü bu uygulamalarda tek kademedeki yüksek verim, yüksek çevrim oranı ve uygun boyutlara sahiptir (Lai T., 2004). Bundan ötürü kompakt, planet redüktörlerine oranla yüksek çevrim oranları ve diğer mekanik

avantajları nedeniyle ortaya çıktığı 1930'lardan günümüze popülerliğini zamanla arttıran bir redüktördür ve günümüzde dünyada çok sayıda üreticisi bulunmaktadır.

1.2.1 Kullanım Alanları ve Farklı Modellerin Gelişimi

Cycloid redüktörlerin kullanıldığı sektörler uzun ömür, uzun bakım aralıkları ve düşük boşluk gibi özelliklerin önem taşıdığı kimya sanayi, madencilik, mekatronik başta olmak üzere her türlü imalat sanayi sahaları olarak sıralanabilir. Tipik uygulamalara örnek vermek gerekirse: Şekil 1.16 a'da çift yönde çalışma sonucu fazla aşınma meydana gelmemesi için cycloid redüktör ile tahrik edilen bir karıştırma tankı pervanesi, Şekil 1.16 b'de, bir tambur elek, Şekil 1.16 c'de çok düşük ya da sıfır boşluklu çalışmanın arzu edildiği robot eksenlerinin tahrikinde tercih edilen RV (revolving vector) tipi bir cycloid redüktör, Şekil 1.16 d'de, ise şok direnci sayesinde duruştan sonra yük altında kalkış yapmak durumunda kalan konveyör tahriki gösterilmiştir. Bakım olanaklarının kısıtlı olduğu ve yedek parçaya erişimin zaman istediği ormancılık makinalarının tahriki gibi zorlu şartların var olduğu işlerde, sunduğu üstünlükler sayesinde klasik redüktör çözümlerine oranla göreceli yüksek fiyatına rağmen onların yerlerini almış durumdadır. Cycloid redüktörler günümüzde, askeri silah sistemlerine ait kule dönüş tahriki, lançer tahriki gibi konularda da kendine kullanım alanı bulmaya başlamıştır. Ayrıca dünyanın farklı yerlerindeki üniversitelerdeki araştırmacılar, yine dünyanın farklı ülkelerinden farklı büyüklüklerdeki pek çok şirket ve bunun yanı sıra birçok bireysel girişimciler ve ileri seviye Maker topluluğu üyeleri, hem kendi cycloid redüktör tasarımlarını yapıp üretmekte hem de denemelerini yapmaktadırlar. Bunların bazıları da cycloid ya da harmonic drive redüktörler ile servo motorları ve sürücülerini tek bileşen haline getirerek yakın gelecekte insanlığın hizmetine girecek yapay zekaya sahip robotların ihtiyacı olan düşük ağırlığa sahip, çok dayanıklı, az bakımlı ya da hiç bakım istemeyen, açısız boşluksuz aktüatörleri ortaya çıkartmak için gayret içerisinde olduklarıdır.



Şekil 1.16 Cycloid redüktörün farklı kullanım alanlarına örnekler

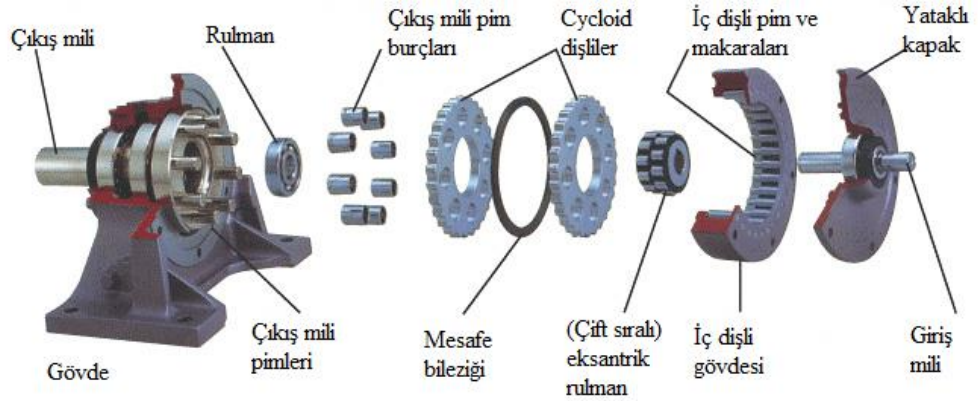
Cycloid redüktörler hem dayanıklılık ve az bakım istenen endüstriyel hizmet üreten makinalara hem de hassas pozisyonlama için diş boşluğu değerlerinin redüktör ömrü boyunca artmadan devamı istenen robotik uygulamalara yanıt vermesi için geliştirilerek farklı versiyonlar elde edilmiştir. Endüstriyel uygulamadaki modeller konstrüksiyon mantığı olarak Braren'in orijinal tasarımlarından çok fazla farklılık göstermezken, robotiğe yönelik olanlarda ise boşluksuzluk değerlerinin iyileştirilmesi için ilave geliştirmeler yapılmıştır. Buna örnek olarak Şekil 1.17'de görülen Spinea firması tasarımı verilebilir. Bu tip cycloid redüktör oldham kaplini mantığını kullanarak, dişliye dönüş hareketini veren kamı taşıyan milin merkezini episikloid dişlinin karşılık iç dişliye bir kuvvetle temas etmesine yardımcı olan bir serbestiye sahiptir. Böylece her açı pozisyonunda dişlinin, iç dişliye boşluksuz ya da

çok küçük bir boşlukla temas etmesi garantilenir, temastaki boşluk miktarı teorik olarak redüktördeki aşınmalardan etkilenmez.



Şekil 1.17 Oldham kaplini mantığıyla açılabilir boşluksuzluk sağlayan cycloid redüktör (Redomak A.Ş., 2022)

1.2.2 Tipik İç Yapı ve Bileşenleri

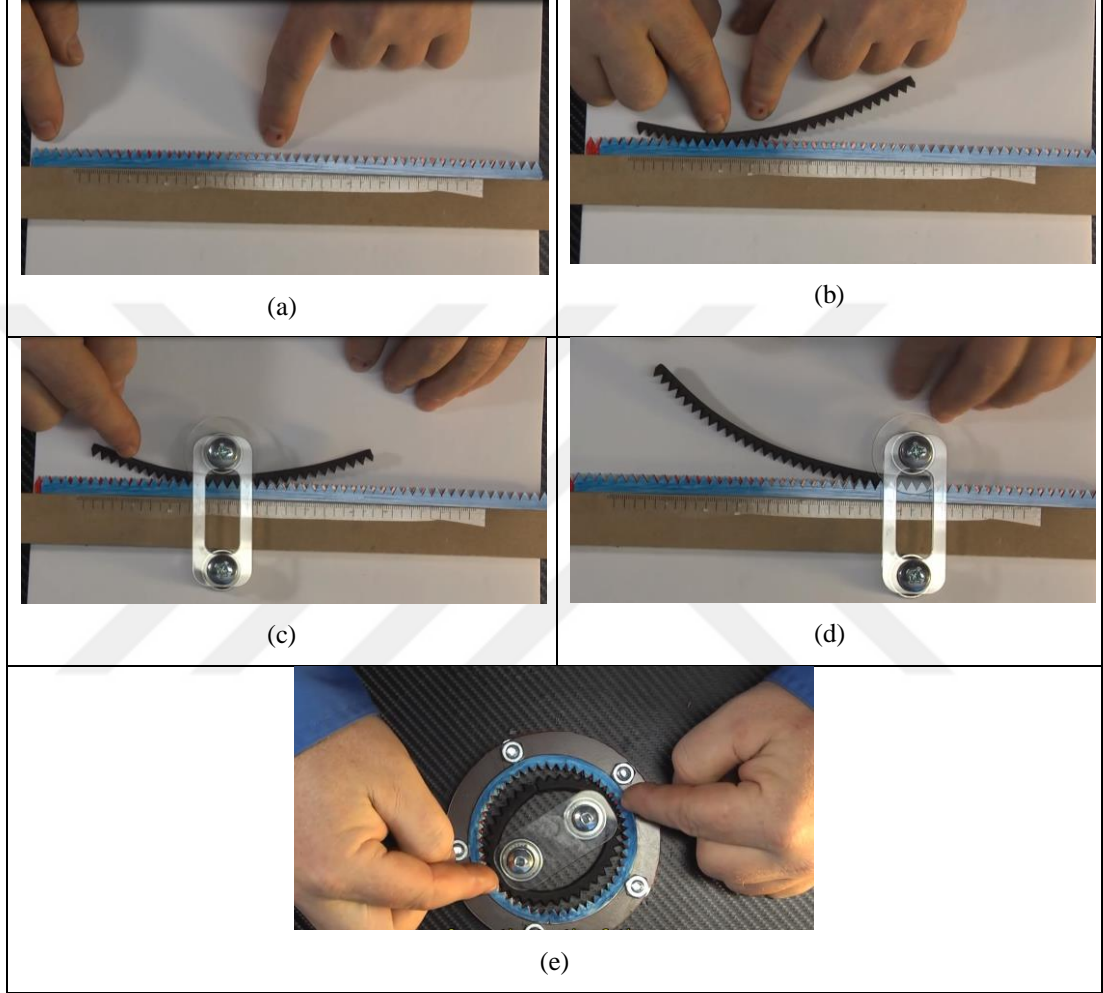


Şekil 1.18 Tipik bir cycloid redüktörün parçaları (Varitron, 2012).

Şekil 1.18’de tipik bir endüstriyel tip çift dişlili cycloid redüktörün içerisinde bulunan parçalar görülmektedir. Cycloid dişlinin eksantrik hareketiyle oluşan merkezkaç kuvvetin ortadan kaldırılması amacıyla giriş hızı belli bir seviyenin üzerinde olan redüktörlerde, redüktör merkezinden geçen iç (pim) dişli gövdesinin ortasından geçen düşey düzleme göre simetrik konumlanmış 2 adet dişli kullanılır. Giriş mili kamsız bir mil olup, eksantriklik çift sıralı eksantrik rulman ile sağlanmıştır. Farklı üreticilerin, çift sıralı eksantrik mil kullanmak yerine gerekli eksantrikliği kamlı mil tasarımı ile gerçekleştiren tasarımlar da mevcuttur.

1.2.3 Çalışma Prensibi

Cycloid redüktörde devir düşürmeyi yaratan çalışma mantığı Şekil 1.19 a, b, c, d ile açıklanacaktır.



Şekil 1.19 Cycloid redüktörün çalışma prensibinin açıklanması (Jetpack Academy, 2019)

Şekil 1.19 (a)'ya dikkatle bakılırsa üstüste yerleştirilmiş ve boyca birbirine eşit uzunlukta 2 adet doğrusal dişlinin bulunduğu görülür. Bu dişlilerin birbirleri arasında adet olarak toplam 2 diş fark bulunmaktadır.

Şekil 1.19 (b)'de kırmızı ve mavi renkli dişliler ile eş çalışacak ve onların yarı boyunda olan siyah renkli bir dişli görülmektedir. Siyah dişli kavilendirilerek kırmızı ve mavi dişliye temas ettirilmiş olup bir miktar sağa doğru ilerletilmiştir. Yerine

sabitlenmiş olan kırmızı dişli konumunu korumuş olup, mavi dişli ise kırmızı ve siyah dişliler ile eş çalışabilmek için sağ yöne doğru ötelenme hareketi yapmıştır.

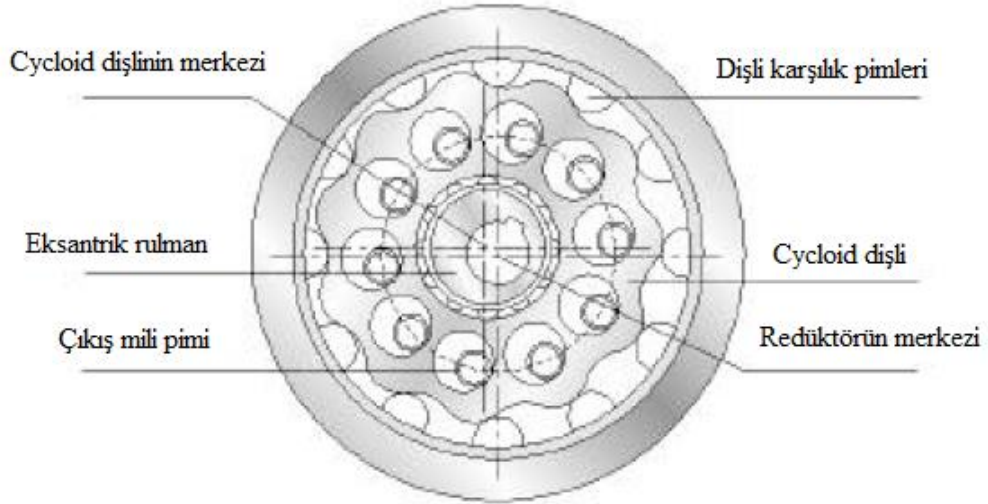
Şekil 1.19 (c)'de ise işlemi kolaylaştıracak bir aparatın sisteme eklendiği görülmektedir. Bu aparat iki yöne hareket ettirildiğinde eş çalışabilmeyi sürdürmek için mavi dişli aparatın hareket ettiği yöne doğru öteleme yapar.

Şekil 1.19 (d)'de siyah dişli bir tam boyu ile öteleme hareketini tamamladığında mavi dişlinin toplam 1 diş boyu kadar sağa ötelendiği görülmektedir.

Şekil 1.19 (e) ise önceki şekillerde görülen kırmızı ve mavi dişliler birer iç dişli oluşturacak şekilde çembersel olarak kıvrılmış ve sonrasında kırmızı dişli de stator görevi görecektir biçimde düzleme sabitlenmiş duruma getirilmiştir. Ardından siyah dişli eliptik şekle sokularak bu iç dişlilerin içerisine karşılıklı dişlerin 180 derecede temas edeceği biçimde yerleştirilir ve bu temasın sürekliliği için içerisine iç dişlilerin merkezi etrafında serbestçe dönebilen ve siyah dişlinin iç dişlilere sürekli temasını sağlayan 2 adet serbest dönebilen makaraya sahip bir kol yerleştirilir. Bu kol döndürüldükçe kırmızı iç dişli kolun aksi yönde kolun her 1 turu için her seferinde bir diş eksik kalacak biçimde dönüş yapar. Bu durum aynı zamanda, makaralı kolun üzerindeki momentin dönüş hız farkı ile orantılı olarak artarak mavi iç dişliye geçmesine sebep olan mekanik faydayı yaratır. Yoldan meydana gelen kayıp, girişe uygulanan güç ile çıkıştan alınan gücün aynı kalması için kuvvetin artışı olarak, yani momentteki artış olarak kendini gösterir.

Cycloid redüktör yukarıda açıklanmış olan, eş çalışan dişlilerin diş sayısı farkı ile yaratılan bir “Yoldan kayıp, kuvvetten kazanç” prensibi ile çalışmaktadır. Girişteki milin her bir tur dönüşüne karşılık cycloid dişli, iç dişlinin üzerinde turunu her seferinde alınan çizgisel yol bakımından 1 dişin taksimatı (pitch) kadar eksik kalacak biçimde hareket eder ve çıkış mili üzerinde dönüş hızı düşürülüp, taşıdığı moment arttırılmış olur.

Şekil 1.20’de, görülen cycloid redüktör içerisinde redüktör merkezinde dönen eksantrik bir kamın ya da bir eksantrik rulmanın, bir motor mili (Planet redüktördeki güneş dişli karşılığı) ile tahriki sözkonusudur. Kam üzerindeki rulman, sabit bir iç dişli (Dişli karşılık pimlerini taşıyan halka) içinde dönen bir cycloid dişlinin (Planet redüktördeki planet dişli karşılığı) merkezindedir. Motor mili saat yönünde dönmeye başladığında temas noktası bu hareketi takip eder ve cycloid dişli, iç dişli içerisinde yuvarlanır. Yuvarlanan cycloid dişlinin yuvarlanma dairesi iç dişlininkinden daha küçük olduğu için cycloid dişli kendi ani dönme merkezi etrafında dönüşe başlar; bu dönüş motor milinin dönüş yönünün tersi yöndedir (Şekil 1.21). Bu dönüş hareketi dişli üzerindeki deliklere giren çıkış mili pimlerine aktarılarak redüktörün çıkış miline iletilir.



Şekil 1.20 Cycloid redüktör prensip bileşenleri montajı yapılmış halde (Polat R., 2015)

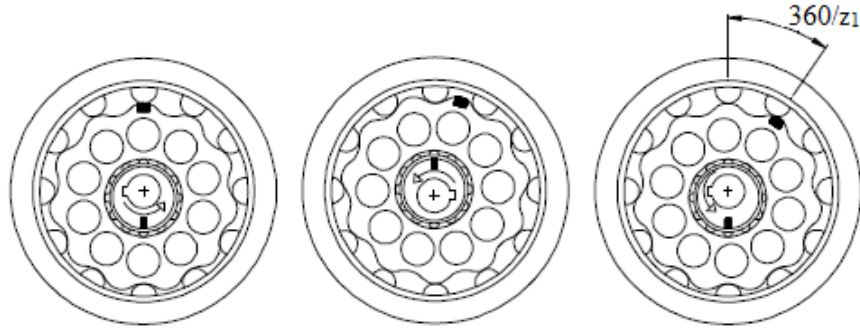
Cycloid redüktörün çevrim oranı şu şekilde bulunur:

z_1 : Cycloid dişlinin diş sayısı

$$i = \frac{z_1}{z_2 - z_1} = \frac{z_1}{z_1 + 1 - z_1} = z_1$$

z_2 : Karşılık gelen pimlerin sayısı

i : Çevrim oranı



Eksantrik rulman bir tur döndüğünde, cycloid dişli aksi yönde $360/z_1$ derece kadar döner

Şekil 1.21 Cycloid dişlinin hareket biçimi ve açıları (Polat R., 2015)

1.2.4 Diğer Redüktör Tipleri ile Karşılaştırılması

Cycloid redüktörün avantajlarını aşağıdaki gibi sıralamak mümkündür.

Yüksek Verim: Geleneksel dişli tasarımı yerine geçen cycloid tasarım, yükün birçok diş tarafından paylaşılmasını sağlar. Tasarım eş çalışan dişli yüzeyinin karşılık gelen yüzeye göre göreceli hareketini azaltır. Tek kademe cycloid redüktörlerde %90' dan fazla (tipik olarak %93-%94), çift kademe cycloid redüktörlerde %80 verime kadar ulaşır.

Tek kademede yüksek çevrim oranı: Cycloid redüktörler tek kademede yüksek çevrim oranlarına çıkabilir; 70 yada 80 gibi çevrim oranları cycloid redüktörler için çok olağan değerlerdir.

Düşük Boşluk (Backlash): Cycloid redüktörlerin genel maksatlı modelleri 6~10 arcmin gibi düşük boşluk (Backlash) değerleri verirler. Hassas pozisyonlamanın gerekli olduğu robotik sanayi için çok büyük önem arzeden 3 arcmin ve daha düşük boşluklu cycloid redüktörler bulunmaktadır. Hem robotik hem de genel maksatlı modeller, cycloid redüktörün diğerlerinden farklı tasarımı sayesinde bu düşük boşluk değerlerini uzun süre muhafaza edebilmektedirler. Bundan ötürü geçmişte robotlarda kullanılan planet redüktörlerin yerini cycloid redüktörler ve harmonic drive redüktörler tamamen almış bulunmaktadır.

Savunma sanayinde radarlar, simülatörler, silah istasyonları gibi sistemlerde azimut ve yükseliş hareketlerinin sağlanmasında düşük boşluğu uzun süre devam ettiren cycloid redüktörler kullanılmaktadır.

Aşırı Yük Koruması: Toplam diş sayısının yarıya yakınının (%35~%67) pimlerle sürekli temasta olması sayesinde diş sıyrılmasını yok ederek %500'e varan aşırı yük koruması sağlar.

Düşük titreşim: Evolvent dişlilerdeki bir çift dişin çizgisel teması yerine, çok sayıdaki dişin yüzeysel teması ile yumuşak ve sessiz çalışma sunar.

Uzun ömür ve bakım aralıkları: Yüksek dayanıklılığı ve aşınmalara karşı direnci sayesinde zor arıza yapar, bakım ihtiyacı kısıtlıdır. Haddehaneler gibi sıcak ortamlarda cycloid redüktörler giderek tercih sebebi olmaktadır. Diğer tip redüktörlere oranla yağ değişim periyotları daha uzundur.

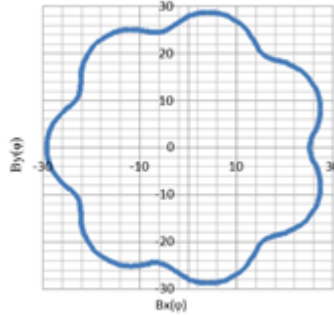
Cycloid redüktörlerin diğer redüktör türlerine göre avantajları ve dezavantajları Tablo 1.1'de görülmektedir.

Tablo 1.1 Cycloid redüktör avantaj ve dezavantajları (Sumitomo, 2021)

Avantajlar	Dezavantajlar
<ul style="list-style-type: none">• Sıfır veya çok düşük diş boşluğu sağlar, çalışma ömrü boyunca diş boşluğu (backlash) nispeten sabittir• Yuvarlanma yerine kayan temas• Çok düşük aşınma• Yüksek şok yükü kapasitesi• Aynı gövde büyüklüğünde 200:1'i aşan Çevrim oranları mümkündür.• Sessiz çalışırlar• Çıkışından girişine hareket verilebilir (Backdriveable)	<ul style="list-style-type: none">• Düşük çevrim oranlarında (25:1'in altında) tercih edilmeyebilir• Büyük gövde çapı ölçüsü• Ağırlık• Fiyat

1.2.5 Cycloid Redüktörler İçin Tasarım Yazılımları ve Temas Gerilme Analizi ile İlgili Literatür Çalışmaları

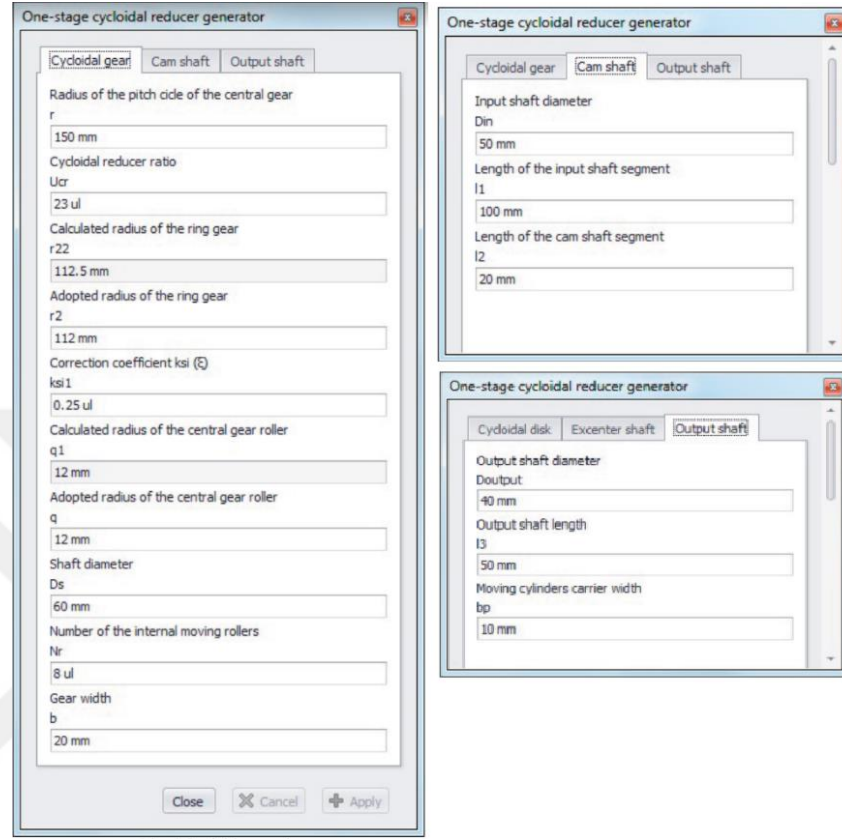
Günümüzde redüktör tasarımlarında çok yaygın olarak kullanılan paket programların cycloid redüktör tasarımına destek vermeyişinden ötürü, önce Microsoft Excel üzerinde makro yazarak geometrinin üç boyutlu ortamda üretilmesini sağlayacak denklemlerin ortaya çıkartılması düşünülmüştür. Excel makro yetenekleri programlama dillerine göre kısıtlı imkanlara sahiptir. Bu sebeple cycloid redüktör için geometrik sınır şartları, dayanım, ömür gibi unsurlar arasında uyum yaratmaya yönelik karmaşık optimizasyon seçeneklerini hızlı biçimde gerçekleyerek tasarımcıya karar desteği sunması mümkün değildir. Bu konuda Nachimowicz, J. ve Rafalowski, S. (2016) tarafından yapılmış örnek bir çalışmada varılan nokta Şekil 1.22’de gösterilmiştir. Bu çalışmada Excel altyapısı üzerine kurgulanan makro ile diş profili yaratmanın ötesine geçilmemiştir.



Şekil 1.22 Excel makrosu yardımıyla cycloid diş profili oluşturulması (Nachimowicz, J., Rafalowski, S., 2016)

Tasarım desteği için bir diğer çalışma ise Petrovic, N., v.d. tarafından yapılmıştır (Şekil 1.23). Bu çalışmada Autodesk Inventor mekanik tasarım yazılımının bir özelliği olan i-logic ortamı kullanılmıştır. i-logic ortamı Inventor yazılımının özelliklerinin kullanımında otomasyon sağlamak için vardır ve mekanik tasarım açısından Excel makro sistemini kullanmaya oranla avantajları olduğu söylenebilir. Buna rağmen i-logic de gerçek bir programlama dili olmadığı için kendi kısıtlamalarına sahiptir ve yalnızca makina üreticilerinin tasarım sürecine hız ve basitlik için bazı yardımcı fonksiyonlar sağlayan bir script dili olarak varlığını sürdürmektedir. Bu durum ise i-

logic'in de tıpkı Excel makrolarında olduğu gibi yetkin bir cycloid redüktör tasarım yazılımının geliştirilmesi için bir araç olarak seçilmemesi gerektiği sonucunu doğurur.



Şekil 1.23 Autodesk Inventor I-logic yardımıyla cycloid redüktör boyutlandırma çalışmasına ait çıktı değerleri (Petrovic, N., v.d., 2015)

Yazılım konusundan sonra dişler ve diğer parçaların gerilme değerlerinin ortaya çıkartılması amacıyla yapılmış çalışmalar araştırılmaya başlanmıştır.

Yao C. J., Wei H. L., (2015) çalışmasında sonlu elemanlar analizi yöntemi ile cycloid dişli üzerinde gerilme analizi yürütülmüş ve elde edilen sonuçların cycloid dişlilerin optimizasyonunun yapılabileceği ve sonuç elde etmek için teorik hesaplamaların zorluğundan uzak kalınabileceği sonucuna varılmıştır. Çalışma içerisinde cycloid redüktörlerin profil düzeltme sonucu gerilme değerlerinin nasıl değiştiğine dair bir çalışma görülmemiştir. Yazılım deseği olarak ise Pro/Engineer üç boyutlu tasarım yazılımı kullanılmış olup, bu durumun aynı işi Solidworks ya da Inventor üzerinde yapmaya oranla bir avantaj sağladığı söylenemez.

Blagojevic, M., v.d. (2014) çalışmasında ise deneysel bir model üretilip, bir dişteki ve o diş komşu bir pim deliğindeki gerilme değerlerinin tespiti için bir test düzeneği hazırlanmıştır. Bu düzenekte kullanılan episikloid dişlinin hazırlanması için 3 boyutlu yazılımdan destek alınmış ve gerilme analizi Nastran yazılımı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Çalışma hedefi ve sonuçları incelendiğinde özel bir yazılımın varlığından ya da diş profili düzeltme faktörünün değişken değerlerinin geometri ve gerilme değerleri üzerine etkisinden bahsedildiği görülmemiştir.

Lei, L., v.d. (2012) çalışması cycloid dişlilerde, diş ve pim arasındaki gerilme değerlerinin ortaya çıkartılması için yapılmış bir çalışmadır. Analizde her bir dişte oluşan gerilme değerleri ortaya konmuştur. Geometrilerin tasarımı için Pro/E yazılımı kullanılmıştır. Çalışma sonucunda teorik ve analiz sonuçlarının mühendislik ihtiyaçlarını karşılayacak ölçüde birbiriyle tutarlı olduğu gözlemlenmiştir. Fakat burada profil düzeltme faktörü sabittir ve farklı geometrilerin hızlı biçimde üretilip test edilebilmesi için hazırlanmış bir yazılım yoktur.

Thube S. V. ve Bobak T. R. (2012) ile Phu Do T., v.d. (2015) çalışmaları ise cycloid redüktörlerde gerilme değerlerinin dinamik mesh yöntemi (dinamik analiz) ile analizine örnektir. Burada avantaj her bir parçanın çalışma zamanı boyunca yük şartları altında şekli değiştikçe yapılan mesh hesabının yenilenerek daha gerçekçi gerilme değerlerinin ortaya çıkartılabilmesidir. Çalışmalar incelendiğinde, incelenen konuya ait bir özel yazılım desteğinin bulunmadığı ve çok sayıda farklı diş profil düzeltme katsayısına dayalı dişlilerin gerilme analizlerinin gerçekleştirilmediği görülmüştür.

Literatürde yer alan çalışmalardan görüldüğü gibi cycloid redüktörlerin tasarımı ile ilgili program bulunmamaktadır. Profil düzeltmenin temas gerilmelerine etkisi ile ilgili yapılmış çalışmaya da rastlanmamıştır. Yapılan literatür araştırması cycloid redüktör tasarım programı ve profil düzeltmesinin temas gerilmelerine etkisinin araştırılması konularında eksiklik olduğunu göstermektedir.

Bu sebeple bu tezin amacı istenen kadar sayıda farklı diş profil d¼zeltme fakt¼r¼ değerlerine sahip episikloid dişlilerin, hazırlanan yazılım desteği ile ¼retilip gerilme analizlerinin yapılması ve sonuçların karşılaştırılmasıdır.

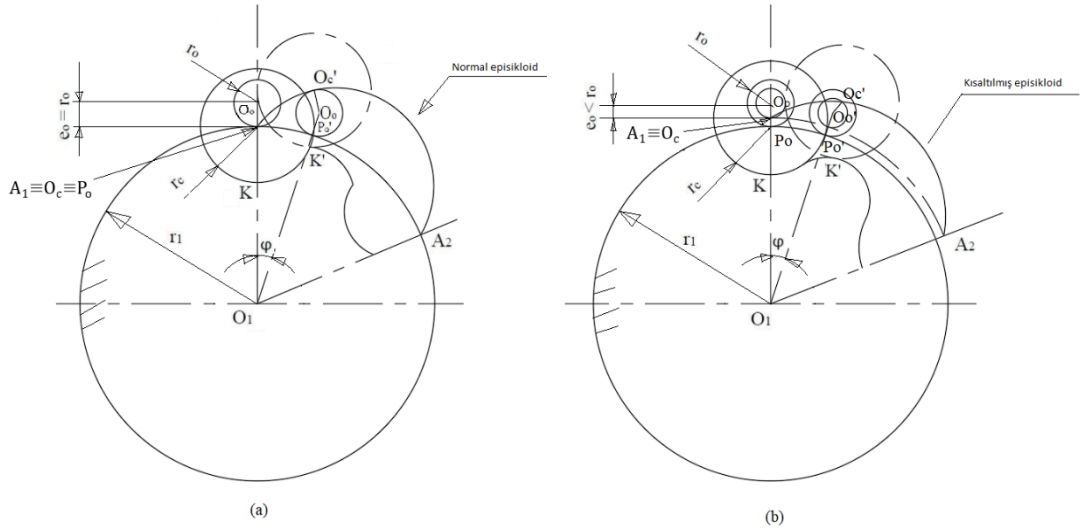


BÖLÜM İKİ

CYCLOID REDÜKTÖR TASARIMINDA KULLANILAN DENKLEMLER

2.1 Episikloid Eğrisinin Meydana Gelişi

Şekil 2.1 (a)'da r_0 ile gösterilen daire r_1 dairesi üzerinde kaymadan yuvarlanma hareketi yapmaktadır. r_0 üzerine sabitlenmiş O_c noktasının dönüş boyunca çizdiği eğriye normal episikloid eğrisi adı verilir. Bu eğriyi merkez noktası olarak alan r_c dairesinin eşmesafe eğrisi episikloid dış profilini oluşturur (KK' ve devamı). Oluşan dış profili sivri köşe içerdiğinden konstrüksiyon açısından sakıncalıdır. Bu sakıncayı gidermek için Şekil 2.1 (b)'daki gibi r_0 çaplı daire ile aynı merkezde çapı daha küçük bir daire oluşturulur ve bu yeni daire üzerindeki A_1 noktasının çizdiği eğri ile kısaltılmış episikloid eğrisi ortaya çıkar. Kısaltılmış episikloid eğrisi üzerinde merkezi olan ve yeni dış profilini oluşturacak r_c dairesinin eşmesafe eğrisi istenilen özellikte bir dış profilini (KK' ve devamı) oluşturur.



Şekil 2.1. (a)'da normal haliyle, (b)'de ise kısaltılmış haliyle episikloid eğrisi (Alipiev O., 1988)

Şekil 2.2'de takım geometrisinin (dış profili) nasıl oluştuğu daha açık biçimde görülmektedir.

Tablo 2.1 Cycloid red. tasarımında kullanılan formüllerdeki değişkenler ve açıklamalarının listesi

Sembol	Açıklama	Birim
τ_0	Epicycle'ın yarıçapı	mm
e_0	Episikloid'in epicycle'ı	mm
r_c	Pim yarıçapı	mm
ϕ	Epicycle'ın dönüş açısı	derece
r_1	Bölüm (Pitch) dairesi yarıçapı	mm
a_w	Merkez mesafesi	mm
r_2	Bölüm (Pitch) dairesinin yarıçapı	mm
r_{w_1}	Episikloid'in merkez yarıçapı	mm
r_{w_2}	Pimlerim merkez dairesi merkez yarıçapı	mm
ω_0	Bileşenin hızının açısı	derece
ω_1	Sikloid hızının açısı	derece
r_{w_0}	Bileşenin yarıçapı	mm
p	Modül dairesi adım uzunluğu	mm
m	Modül	-
r_c^*	Diş profili üreten daire yarıçap katsayısı	-
e	Modül ve diş profili üreten daire arası mesafe	mm
X	Düzeltilme	mm
x	Düzeltilme katsayısı	
s	Episikloid çemberinin adım uzunluğu	mm
r_{Tf_1}	Dişdibi dairesinin teorik yarıçapı	mm
r_{Ta_1}	Dişüstü dairesinin teorik yarıçapı	mm
r_{f_1}	Dişdibi dairesinin yarıçapı	mm
r_{a_1}	Dişüstü dairesinin yarıçapı	mm
h_1	Diş derinliği	mm
λ	Episikloid kısaltma katsayısı	-
a	Merkez mesafesi	mm
ξ	Farklı noktaların koordinatları	-
η	Farklı noktaların koordinatları	-
ψ	Diş profili üreten dairenin dönüş açısı	derece
ρ	Eğrilik yarıçapı	mm
ρ_T	Teorik eğrilik yarıçapı	mm
ρ^*	Teorik eğrilik yarıçapı katsayısı	-
ρ_p	Çalışan eğri yarıçapı	mm
r_1	Dönüm noktası l 'nin konumunun yarıçapı	mm
r_n	Dönüm noktası n 'nin konumunun yarıçapı	mm
r_{a_2}	Pim dairesinin dişüstünün yarıçapı	mm
γ	Hareket iletim açısı	derece
l	Eşmerkezsizlik katsayısı	-
Δ	r_c^* 'nin düzeltme katsayısı	-
α_w	Basınç açısı	derece
θ	γ 'ye eşit açı	derece
ψ_n	Bindirme oranı açısı	derece
ϕ_1	Açı	derece
ϕ_2	Açı	derece
ϕ_k	Temas oranı açısı	derece
γ_a	İzin verilen iletim açısı	derece
τ_2	Açı adımı	derece
ε	Temas oranı	-
ε_n	En uygun temas oranı	-

Modül (m) bağıntısı aşağıdaki gibidir. Burada p değeri, modül dairesi (r_0) üzerindeki takım profili adım değeridir.

$$m = 2r_0 \quad (2.1)$$

$$m = \frac{p}{\pi} \quad (2.2)$$

Profili üreten daireye ait bağıntı:

$$r_c = r_c^* m \quad (2.3)$$

r_c , sikloid dişlinin dişlerine karşılık gelen pimlerin yarıçap değeridir. Yukarıdaki bağıntıdaki r_c^* değeri, daireye ait yarıçap katsayısıdır ve değeri 1 olarak kabul edilmiştir (Alipiev O., 1988).

$$e = \frac{m}{2} \quad (2.4)$$

Dişlinin redüktör giriş ve çıkış milleri merkez eksenlerinden olan eksantriklik miktarını yukarıdaki bağıntı vermektedir.

Diş profilinin düzeltmesi aşağıdaki denklemler ile ifade edilebilir. Burada x , düzeltme katsayısıdır.

$$X = e - e^0 \quad (2.5)$$

$$X = x \frac{m}{2} \quad (2.6)$$

Epsikloid eğrisinin taksimatı (p):

$$p = \pi m \quad (2.7)$$

Taksimat dairesi denklemleri:

$$s = 2\pi r_1 \quad (2.8)$$

$$s = z_1 p \quad (2.9)$$

$$r_1 = \frac{mz_1}{2} \quad (2.10)$$

$$d_1 = mz_1 \quad (2.11)$$

Dişdibi dairesinin teorik çapı:

$$r_{Tf_1} = r_1 + X \quad (2.12)$$

$$d_{Tf_1} = m(z_1 + x) \quad (2.13)$$

Dişbaşı dairesinin teorik çapı:

$$r_{Ta_1} = r_{Tf_1} + 2e_0 \quad (2.14)$$

$$r_{Ta_1} = m\left(\frac{z_1}{2} + 1 - \frac{x}{2}\right) \quad (2.15)$$

$$d_{Ta_1} = m(z_1 + 2 - x) \quad (2.16)$$

Takım geometrisi dişdibi dairesi çapı:

$$r_{f_1} = r_{Tf_1} - r_c \quad (2.17)$$

$$r_{f_1} = \frac{m}{2}(z_1 + x - 2r_c^*) \quad (2.18)$$

$$d_{f_1} = m(z_1 + x - 2r_c^*) \quad (2.19)$$

Takım geometrisi dışbaşı dairesi çapı:

$$r_{a_1} = r_{Ta_1} - r_c \quad (2.20)$$

$$r_{a_1} = \frac{m}{2}(z_1 + 2 - x + 2r_c^*) \quad (2.21)$$

$$d_{a_1} = m(z_1 + 2 - x + 2r_c^*) \quad (2.22)$$

Dış yüksekliği:

$$h_1 = 2e_0 \quad (2.23)$$

$$h_1 = m(1 - x) \quad (2.24)$$

Episikloidin kısaltma faktörü:

$$\lambda = \frac{e_0}{e} \quad (2.25)$$

$$\lambda = 1 - x \quad (2.26)$$

Merkez mesafesi:

$$a = r_1 + r_{w0} \quad (2.27)$$

$$a = \frac{m}{2}(z_1 + 1) \quad (2.28)$$

$$\xi^2 + (\eta + e^0)^2 = r_c^2 \quad (2.29)$$

Episikloidin teorik ve takım geometrisinin tespiti:

$$\frac{\psi}{\phi} = \frac{r_1}{r_{w0}} = z_1 \quad (2.30)$$

$$\xi = X \cos(\phi + \psi) - Y \sin(\phi + \psi) + a \sin \psi \quad (2.31)$$

$$\eta = X \sin(\phi + \psi) - Y \cos(\phi + \psi) + a \cos \psi \quad (2.32)$$

$$\psi = z_1 \phi \quad (2.33)$$

$$\xi = 0 \quad (2.34)$$

$$\eta = -e_0 \quad (2.35)$$

$$X_T = \frac{m}{2} [(z_1 + 1) \sin \phi - (1 - x) \sin(z_1 + 1)\phi] \quad (2.36)$$

$$Y_T = \frac{m}{2} [(z_1 + 1) \cos \phi - (1 - x) \cos(z_1 + 1)\phi] \quad (2.37)$$

$$X_W = X_T + \frac{r_c Y_T}{\sqrt{X_T^2 + Y_T^2}} \quad (2.38)$$

$$Y_W = Y_T + \frac{r_c X_T}{\sqrt{X_T^2 + Y_T^2}} \quad (2.39)$$

$$X_W = \frac{m}{2} \left[(z_1 + 1) \sin \phi - (1 - x) \sin(z_1 + 1)\phi + \frac{2r_c^* [(1 - x) \sin(z_1 + 1)\phi - \sin \phi]}{\sqrt{1 - 2(1 - x) \cos z_1 \phi (1 + x)^2}} \right] \quad (2.40)$$

$$Y_W = \frac{m}{2} \left[(z_1 + 1) \cos \phi - (1 - x) \cos(z_1 + 1)\phi + \frac{2r_c^* [(1 - x) \cos(z_1 + 1)\phi - \cos \phi]}{\sqrt{1 - 2(1 - x) \cos z_1 \phi (1 + x)^2}} \right] \quad (2.41)$$

Diş eğrilik yarıçapı:

$$\rho = \frac{(\dot{X} + \dot{Y}^2)^{3/2}}{\dot{X}\ddot{Y} - \ddot{Y}\dot{X}} \quad (2.42)$$

$$\begin{aligned} \rho_T &= \frac{m}{2} (z_1 + 1) \frac{[1 + (1-x)^2 - 2(1-x)\cos z_1\varphi]^{3/2}}{1 + (1-x)^2(z_1 + 1) - (1-x)(z_1 + 2)\cos z_1\varphi} \end{aligned} \quad (2.43)$$

$$\rho_P = \rho_T - T_c = m(\rho^* - r_c^*) \quad (2.44)$$

Diş profilinin belirleyici noktaları:

$$r_p = \sqrt{X_w^2 + Y_w^2} \quad (2.45)$$

$$\begin{aligned} r_l &= \frac{m}{2} \left[(z_1 + 1)^2 + (1-x)^2 + 4r_c^{*2} - 2 \frac{1 + (1-x)^2(z_1 + 1)^2}{z_1 + 2} - \frac{4r_c^{*2} z_1 x (2-x)}{\sqrt{1 + (1-x)^2 - 2 \frac{1 + (1-x)^2(z_1 + 1)}{z_1 + 2}}} \right]^{1/2} \end{aligned} \quad (2.40)$$

$$\begin{aligned}
r_n & \quad (2.41) \\
&= \frac{m}{2} \left[(z_1 + 1)^2 + (1 - x)^2 \right. \\
&+ 4r_c^{*2} - 2(z_1 + 1) \frac{1 - z_1 + (1 - x)^2(2z_1 + 1)}{z_1 + 2} \\
&\left. - \frac{8r_c^{*2} z_1 x(2 - x)}{\sqrt{1 + (1 - x)^2 - 2 \frac{1 - z_1 + (1 - x)^2(2z_1 + 1)}{z_1 + 2}}} \right]^{1/2}
\end{aligned}$$

$$r_c = r_c^* m \leq \rho_{T_{min}}; \quad r_c^* \leq \frac{3(z_1 + 1)\sqrt{3z_1 x(2 - x)}}{2(z_1 + 2)^{3/2}} \quad (2.42)$$

İç ve dış dişlinin eş çalışma şartları:

$$a_w = e_0 = \frac{m}{2} (1 - x) \quad (2.43)$$

$$\frac{r_{w_1}}{r_{w_2}} = \frac{z_1}{z_2} \quad (2.44)$$

$$r_{w_1} = a_w z_1 \quad (2.45)$$

$$r_{w_2} = a_w z_2 \quad (2.46)$$

$$r_{w_1} = \frac{m z_1}{2} (1 - x) \quad (2.47)$$

$$r_{w_2} = \frac{m z_2}{2} (1 - x) \quad (2.48)$$

Dış dişlinin ölçülendirilmesi:

$$r_2 = \frac{m z_2}{2} = \frac{m(z_1 + 1)}{2} \quad (2.49)$$

$$r_c = r_c^* m \quad d_c = 2r_c^* m \quad (2.50)$$

$$r_{a_2} = r_2 - r_c \quad (2.51)$$

$$r_{a_2} = \frac{m}{2} (z_2 - 2r_c^*) \quad (2.52)$$

$$d_{a_2} = m(z_2 - 2r_c^*) \quad (2.53)$$

$$r_{f_2} > r_{a_1} + a_w \quad (2.54)$$

$$r_{f_2} < r_2 - \Delta \quad (2.55)$$

$$\Delta = (0,15 \dots 0,3) r_c \quad (2.56)$$

$$d_{f_2} > m(z_1 + 3 - 2x - 2r_c^*) \quad (2.57)$$

$$l = \frac{r_2}{r_{w_2}} \quad (2.58)$$

$$l = \frac{1}{1-x} \quad (2.59)$$

Temas noktaları:

$$X_k = \overline{PK} \cos a_w = (\overline{PO_c} - r_c) \cos a_w \quad (2.60)$$

$$Y_k = r_{w_2} + \overline{PK} \sin a_w = r_{w_2} + (\overline{PO_c} - r_c) \sin a_w \quad (2.61)$$

$$X_k = \frac{m}{2} \left[z_2 - \frac{2r_c^*}{\sqrt{1 + (1-x)^2 - 2(1-x) \cos \psi}} \right] \sin \psi \quad (2.62)$$

$$Y_k = \frac{m}{2} \left[z_2(1-x) + z_2 - \frac{2r_c^*}{\sqrt{1 + (1-x)^2 - 2(1-x)\cos\psi}} (\cos\psi - 1 + x) \right] \quad (2.63)$$

Ayrırtedici eş çalışma açıları:

$$a_w = \sin^{-1} \left[\frac{\cos\psi + x - 1}{\sqrt{1 + (1-x)^2 - 2(1-x)\cos\psi}} \right] \quad (2.64)$$

İletim açıları:

$$\gamma = \sin^{-1} \left[\frac{(1-x)\sin\psi}{\sqrt{1 + (1-x)^2 - 2(1-x)\cos\psi}} \right] \quad (2.65)$$

$$\sin\gamma = \frac{r_{w2}}{r_2} \sin(\pi - \delta) \quad (2.66)$$

$$\delta = \frac{\pi}{2} \quad (2.67)$$

$$\gamma_{max} = \sin(1-x) \quad (2.68)$$

Overlap oranı açısı:

$$\psi_n = \psi_2 - \psi_1 \quad (2.69)$$

$$(1-x)^2 \cos^2 \psi - 2(-x) \sin^2 \gamma_a \cos \psi + (1-x)^2 (\sin^2 \gamma_a - 1) + \sin^2 \gamma_a = 0 \quad (2.70)$$

$$\cos \psi_1 = \frac{\sin^2 \gamma_a + \cos \gamma_a \sqrt{(1-x)^2 - \sin^2 \gamma_a}}{1-x} \quad (2.71)$$

$$\cos \psi_2 = \frac{\sin^2 \gamma_a - \cos \gamma_a \sqrt{(1-x)^2 - \sin^2 \gamma_a}}{1-x} \quad (2.72)$$

$$\psi_n = \sin^{-1} \left[\frac{\sin^2 \gamma_a - \cos \gamma_a \sqrt{(1-x)^2 - \sin^2 \gamma_a}}{1-x} \right] - \cos^{-1} \left[\frac{\sin^2 \gamma_a - \cos \gamma_a \sqrt{(1-x)^2 - \sin^2 \gamma_a}}{1-x} \right] \quad (2.73)$$

$$\psi_n = 2 \sin^{-1} \left(\frac{\sin \gamma_a}{1-x} \right) \quad (2.74)$$

Overlap oranı:

$$\varepsilon = \frac{\psi_n}{r_2} = \frac{z_2}{2} \eta = -e_0 \quad (2.75)$$

$$\varepsilon_n = \frac{\psi_n}{r_2} = \frac{\psi_n z_2}{2\pi} \quad (2.76)$$

$$\varepsilon_n = \frac{z_2}{\pi} \cos^{-1} \left(\frac{\sin \gamma_a}{1-x} \right) \quad (2.77)$$

Düzeltilme sınır şartları:

$$x_{min} = 1 - \sqrt{1 - \frac{4(z_1 + 2)^3 r_c^{*2}}{27 z_1 (z_1 + 1)^2}} \quad (2.78)$$

$$x_{max} = 1 - \frac{\sin \gamma_t}{\cos \left(\frac{\pi \varepsilon_{n,min}}{z_1} \right)} \quad (2.80)$$

Sikloid dişli ierisinde kuvvetler ve kuvvetlerin dağılımı:

$$P = \sqrt{(P_x^2 + P_y^2)} \quad (2.81)$$

$$P_x = \frac{z_2 M_1}{2K_1 z_1 r_2} \quad (2.82)$$

$$P_y = \sum_{i=1}^{z_2/2} \frac{2M_1 \left[\cos\left(\psi - \frac{2\pi i}{z_2}\right) - K_1 \right] \sin\left(\psi - \frac{2\pi i}{z_2}\right)}{K_1 z_1 r_2 \left[1 + K_1^2 - 2K_1 \cos\left(\psi - \frac{2\pi i}{z_2}\right) \right]} \quad (2.83)$$

$$F_x = \frac{1}{n} \left(P_x + \frac{M_1 \sin \psi'}{(z_1 + z_2)} \right) \quad (2.84)$$

$$F_y = \frac{1}{n} \left(P_y + \frac{M_1 \sin \psi'}{m(z_1 + z_2)} \right) \quad (2.85)$$

$$F = \sqrt{(F_x^2 + F_y^2)} \quad (2.86)$$

Sikloid dişlinin deliklerinin tasarlanması:

$$F_{s,max} = \frac{4,8T_g}{z_w r_2} \quad (2.87)$$

$$T_g = \frac{T_2}{N} \quad (2.88)$$

$$\sigma_F = \frac{F_{s,max} L}{W} \quad (2.89)$$

$$W = \frac{\pi d_p'^3}{32} \quad (2.90)$$

$$L = 1,5B + \delta \quad (2.91)$$

$$\sigma_{FP} = 0,43\sigma_b \quad (2.92)$$

$$d'_p \geq 36,6 \sqrt[3]{\frac{T_g(1,5B + \delta)}{z_w R_w \sigma_{FP}}} \quad (2.93)$$

$$d_w = d_p + 2e \quad (2.94)$$

Sikloid dişlinin kalınlığı:

$$B = (0,1 \div 0,2)r_2 \quad (2.95)$$

BÖLÜM ÜÇ

HAZIRLANAN PROGRAMLA BİR CYCLOID REDÜKTÖRÜN TEMEL TASARIMININ YAPILMASI VE KRİTİK PARÇALARININ ANALİZİ

3.1 Temel Özellikleriyle Bir Cycloid Redüktörün Program Yardımıyla Boyutlandırma ve 3 Boyutlu Ortamda Tasarımın İncelenmesi

Cycloid redüktör tasarımı ile ilgili ticari paket program bulunamadığı için tez çalışmamızda öncelikle bir geometrik tasarım programı hazırlanmıştır. Bu program kullanılarak önceden belirlenmiş sabit bir eksantriklik değerine sahip ve sadece temel parçalardan oluşan bir cycloid redüktör tasarlanmış ve Solidworks Simulation ile analizi yapılmıştır. Redüktörün dişlileri ve çıkış mili için poliamid PA6, giriş mili için ise 6061-T6 alüminyum malzemesi seçilmiştir. Örnek olarak tasarlanan redüktörün parametreleri program kodu içerisindeki aynı adlarla aşağıda gösterildiği gibi değişkenler belirtilmiş ve sayısal değerleri atanmıştır:

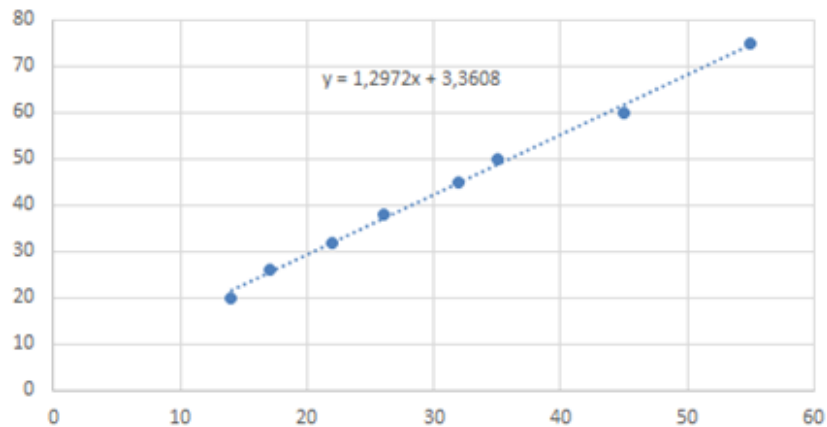
Eksantriklik: $a_w=1,8$ mm	Cser dış bilezik çap ölçüsü: $cser_D=20$ mm
Modül: $m=7$ mm	Motor gücü: $MG=0,12$ kW
Giriş devri: $N_i=1496$ d/d	Çıkış pim çap ölçüsü: $d_output_pin=6$ mm
Çıkış devri: $N_o=136$ d/d	

Modül değeri (m) olarak seçilen 7 mm değeri kolayca farkedileceği üzere dişliler için standart bir modül değeri değildir. Redüktörün gövde çapını olabildiği kadar küçük tutmak amacıyla böyle bir ara değer seçilmiştir. Seçilen çıkış ve giriş devirlerinin oranına (N_i/N_o) göre çevrim oranını $i=11$ 'dir. $cser_D$ ile adlandırılan parametre redüktör dişlisinin eksantrik kamlı melle tahrik edilmesi yerine düz bir milin üzerindeki tek ya da iki sıralı bir eksantrik rulmanla tahriki durumuna işaret eder. Bu çalışmada program geliştirme ve sonlu elemanlar analizinde kullanılabilir bir model kurma amacı güdüldüğünden tek dişlili temel redüktör hedef alınmıştır. Neticede ister kam üzerine düz rulman, isterse kamsız mil üzerine eksantrik rulman monte ederek eksantriklik sağlanmış olur. $cser_D$ ölçüsü burada yalnızca bir rulmanın dış bilezik çap ölçüsünü temsil eder. Motor gücü (kW) de girildikten sonra geriye kalan tek parametre

redüktörün çıkış tarafındaki mile hareketin aktarılmasını sağlayan pimlerin çap ölçüsüdür. Örnek çalışma için seçilen 6 mm'lik ölçü aslında program içerisinde eğilmeye karşı emniyet kontrolü yapıldıktan sonra emniyetsiz olarak çıkmakta ve program bu noktada başa dönüş yapmaktadır. Fakat montajda yer alacak pim ölçüsü bu seçilen 6 mm'lik ölçüde değil, cycloid dişli malzemesi olarak dökme poliamid (PA6G) tercihinden ötürü üzerine geçecek burcun çapında kabul edildiğinden Şekil 3.1'de görülen polinom kullanılarak hesaplanır. Bu polinom, Tablo 3.1'de sunulan pim çapı ile burç çapı karşılık tablosunun ölçü aralığını genişletmek için Excel ortamında doğrusal fit kullanılarak oluşturulmuştur. Burada x (d_p') değeri pim çapını, y (d_p) değeri ise burcun dış çapını vermektedir. Polinoma x için girilen 6 değerine karşılık olarak gelen y=12 değeri (Program hesapladığı 11,1432 değerini yukarı yuvarlamıştır), program içerisinde yapılan pim emniyet hesabında elde edilen 7,567867 değerinden büyük olduğu için 12 mm çıkış pimi çap ölçüsü olarak kabul edilerek boyutlandırması tamamlanmıştır. Program içerisindeki çap ölçüsü emniyetini hesaplayan satır baş tarafına comment (‘) işareti konularak satırın çalışması engellenmiş olup istenirse comment kaldırılıp program yeniden derlenerek pim+burç olacak şekilde tasarımda çıkış piminin emniyeti hesaplanabilir.

Tablo 3.1 Burç dış çap değerleri (mm) (Borislovov B., vd., 2012)

d_p'	12	14	17	22	26	32	35	45	55
d_p	17	20	26	32	38	45	50	60	75



Şekil 3.1 Çıkış pimi burç çapı hesabı eğrisi (Kişisel arşiv, 2021)

Programın yazım fikri için ABD ordusunun cycloid redüktör tasarımı ve üretimi için üzerinde çalıştığı bir proje (Barrow T., vd., 1961) esin kaynağı olmuştur.

Programın temel olarak ürettiği iki çıktı vardır:

1) Cycloid redüktörün girilen parametrelere uygun parçalarının 2 boyutlu montaj hali görüntüsü. Bu çıktı tasarımcının karar vermesini kolaylaştırmak ve süreci kısaltmak amacıyla Solidworks'e veri taşımadan önce redüktörün girilen değerlere uygun boyutlandırılmış halini Şekil 3.2'deki gibi (Kişisel arşiv, 2021) grafik olarak sunar.

2) Solidworks'te "Equation Driven Curve" komutuna girdi olarak verilecek parametrik diş profili çizim formülleri ve diğer gerekli ölçüleri ekrana ve text dosyasına Şekil 3.3'teki gibi basar.

Programlama dili olarak taşınabilirlik standardı yüksek ve iyi bir prototipleme dili olan QBasic seçilmiştir. Herhangi bir QBasic derleyicisi kullanılarak program çalıştırılabilir.

Program, tasarımcının keyfi olarak atadığı eksantriklik (a_w) ve modül (m) değerlerini alarak profil kaydırma faktörüne (x) uygunluk kontrolü yapar. Profil kaydırma faktörü sıfırdan büyük ve Alipiev (Alipiev O., 1988) tarafından belirtilen maksimum 0,49 değerleri arasında geçerli kabul edilmektedir. Bundan sonra giriş ve çıkış devirlerinin birbirine oranı kontrol edilerek çevrim oranının tam sayı olmasının kontrolü yapılır, değilse uyarı verir. Bu kontrollerden geçen değerler program içerisinde metodoloji ve formüllere uygun biçimde işlenir.

```
Untitled
aw (mm)=1.8
Modul (mm)=7
Giris devri(rpm)=1496
Cikis devri(rpm)=136
Ciser D olcusunu gir(mm)=20
Motor gucu (kW)=.12
Cikis pin olcusu gir(mm)=6

x_max= .49
x_min= .4814286
x_ort= .4857143

B= 4.2 mm
d_hole_on_the_gear= 15.6 mm
Cikis Pini capi= 6 mm
Hesaplanmis cikis pini capi= 7.567867 mm
Cikis pini burcu capi= 12 mm
rw1= 19.8 mm
rw2= 21.6 mm
Pin merkez dairesi yaricapi= 42 mm
Pin yaricapi= 7 mm
Devan etnek icin herhangi bir tusa basin
```

Şekil 3.2 Cycloid redüktör programı veri giriş ve çıktıları (Kişisel arşiv, 2021)

```
yilmakale3.txt - Not Defteri
Dosya Düzen Biçim Görünüm Yardım
Xw= 3.5*((12*sin(t)-.5142857*sin(12*t))+((2*(.5142857*sin(12*t)-sin(t)))/(sqrt(1-(2*.5142857*cos(11*t))+.2644898))))
Yw= 3.5*((12*cos(t)-.5142857*cos(12*t))+((2*(.5142857*cos(12*t)-cos(t)))/(sqrt(1-(2*.5142857*cos(11*t))+.2644898))))

B= 4.2 mm
Zw= 6 adet delik
aw= 1.8 mm

d_output_pin_calc_val= 7.567867 mm
d_output_pin= 6 mm
d_output_pin_bush= 12 mm

rw1= 19.8 mm
rw2= 21.6 mm
d_hole_on_the_gear= 15.6 mm

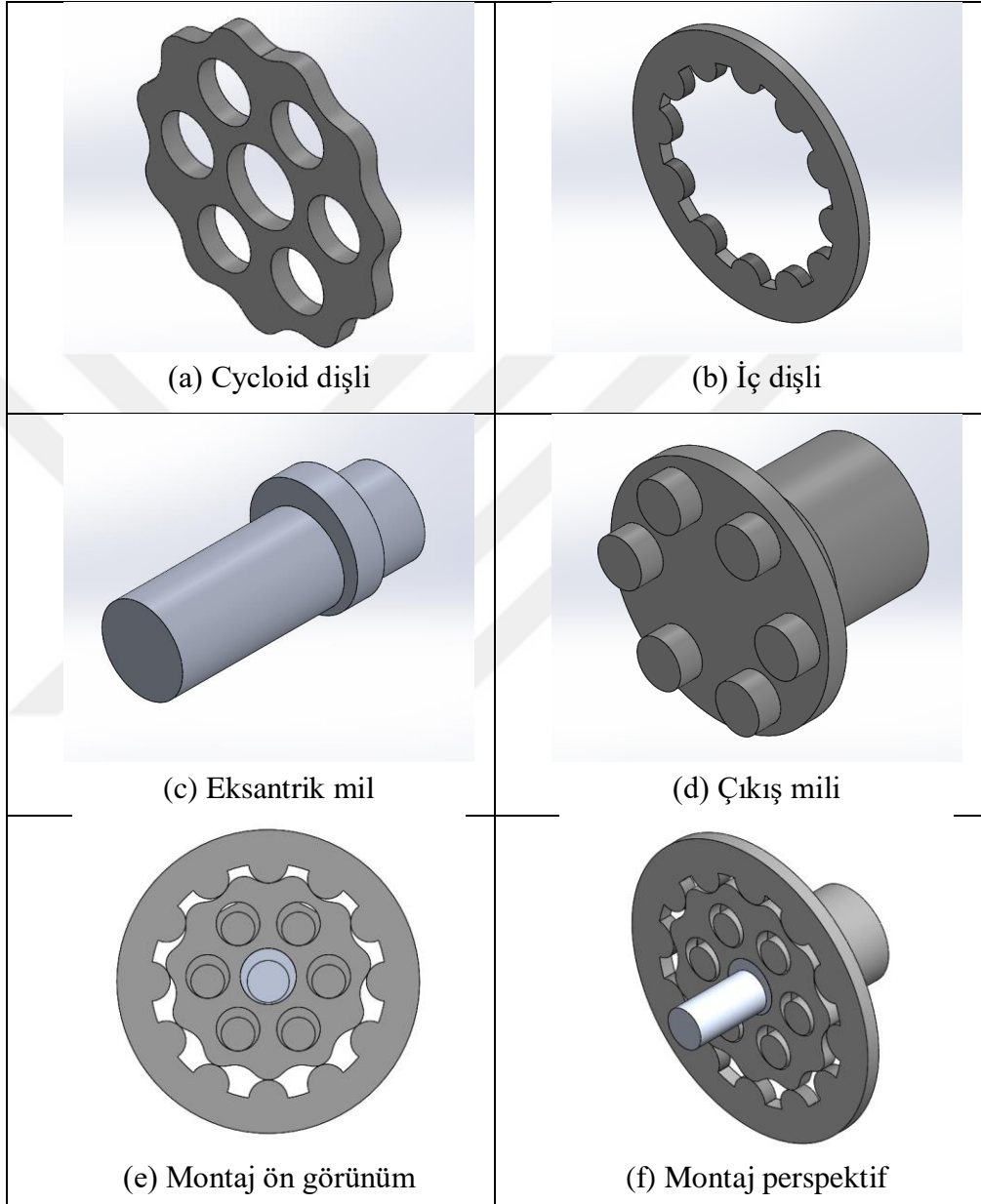
pin centrode radius= 42 mm
pin radius rc= 7 mm

Px= 212.7629 N
Pymax= 35.31745 N
*****
```

Şekil 3.3 Cycloid redüktör programı sonuç çıktıları (Kişisel arşiv, 2021)

Programın son ürettiği bilgiler Şekil 3.4'te görüldüğü üzere Solidworks'te parçaların çizimine temel oluşturmakta kullanılır. Xw ve Yw parametrik denklemleri kopyalanıp Solidworks'ün Equation Driven Curve komutuna girilerek cycloid dişlinin diş profili çizdirilmektedir. Yukarıda açıklaması yapılmamış olan son bir parametre olan Zw, çıkış pimlerine karşılık gelen dişli üzerindeki deliklerin sayısını vermektedir. Zw değeri programın içerisinde değiştirilebilmektedir, değeri çok sık değişmediği için dışarıdan kod harici veri girişi yapılabilecek hale getirilmesine gerek duyulmamıştır.

Bununla birlikte eğer içeriden ya da dışarıdan Zw değeri değiştirilirse yalnızca kuvvet hesabı değil, ekran grafik çıktısında delik ve pim sayısı otomatik olarak değiştirilecektir, kullanıcının müdahalesine gerek yoktur.



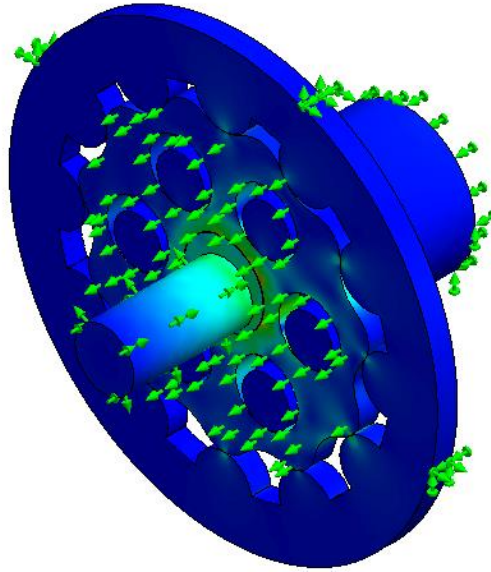
Şekil 3.4 Cycloid redüktörün temel parçalarının modelleri (Kişisel arşiv, 2021)

Program tarafından üretilen verilerin Solidworks'te değerlendirilerek parçaların tasarımı (Şekil 3.4, a-b-c-d) tamamlanmıştır. İlk bakışta farkedileceği üzere tasarlanan parçalar tamamlanmış bir redüktörde yer alabilecek tarzda olmaktan çok, kritik parçaların montajda (Şekil 3.4, e-f) mukavemet analizini gerçekleştirmek üzere lineer

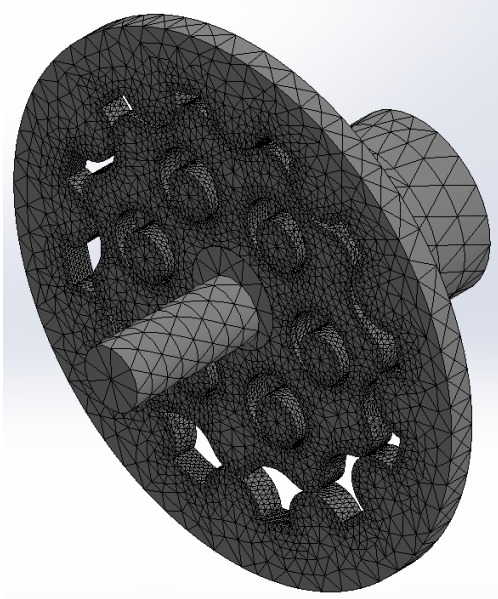
statik sonlu elemanlar analizine hazırlık olarak tasarlanmışlardır. Tamamlanan montajda 360 derece boyunca dişlinin dış profili ile iç dişlinin yarı silindirik pimlerinin boşluklu ya da girmeli temas oluşturup oluşturmadığının kontrolü yapılmış, gözlenen teğet temas ile durumun uygunluğu anlaşılmıştır.

3.2 Tasarlanan Redüktörün Analizi

Temas tipi olarak global temas seçilmiştir (Şekil 3.5). Yük olarak giriş miline 8,47 Nm moment uygulanmıştır. Temastaki yüzeyler için “Girme yok” seçeneği tercih edilmiştir. Eğrilik tipi mesh seçilmiş ve tüm temas eden yüzeyler için eleman boyutu 1 mm olacak şekilde mesh kontrolü uygulanmıştır (Şekil 3.6) (Kişisel arşiv, 2021). Temas etmeyen yüzeyler için mesh büyüklüğünün seçimi Solidworks Simulation tarafından otomatik olarak yapılmıştır.



Şekil 3.5 Analiz hazırlığı için seçilen fikstürler (Kişisel arşiv, 2021)



Şekil 3.6 Analiz için mesh hazırlığı (Kişisel arşiv, 2021)

Malzeme seçiminde ise cycloid dişli, iç dişli ve çıkış mili için poliamid PA6, giriş mili içinse alüminyum 6061-T6 seçilmiştir. Tercih edilen malzemelerin fiziksel özellikleri Tablo 3.2’de görülmektedir.

Tablo 3.2 Cycloid redüktör parçaları için seçilen malzemeler ve fiziksel özellikleri

Parça adı	Malzeme	Elastite modülü (Mpa)	Poisson oranı	Akma mukavemeti (MPa)	Kopma mukavemeti (MPa)	Yoğunluk (kg/m ³)
Cycloid dişli, iç (pim) dişli, çıkış mili	PA6	2620	0,34	90	103,64	1120
Eksantrik mil	6061-T6	69000	0,33	275	310	2700

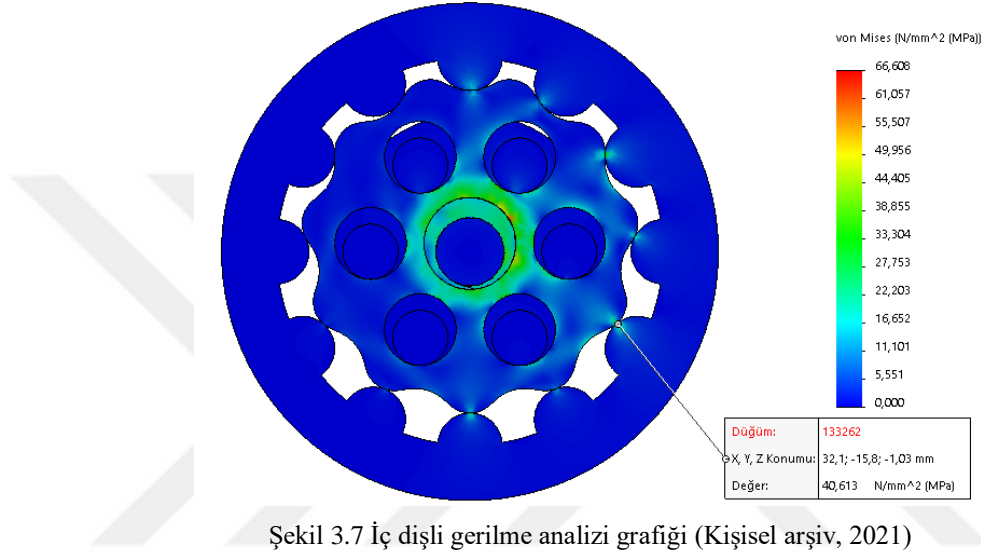
3.2.1 Analiz Sonuçları

Solidworks Simulation ortamında yürütülen analiz ile mukavemeti ilgilendiren 4 farklı unsur için değerlendirme yapılmıştır. Bunlar sırasıyla Von Mises kriterine göre

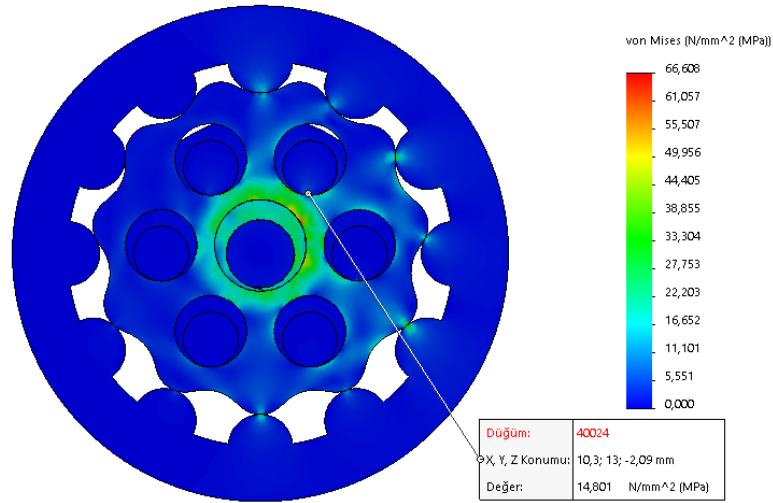
gerilme değerleriyle beraber yer değiştirme, eşdeğer elastik şekil değiştirme ve emniyet faktörü değerleridir.

3.2.2 Gerilme

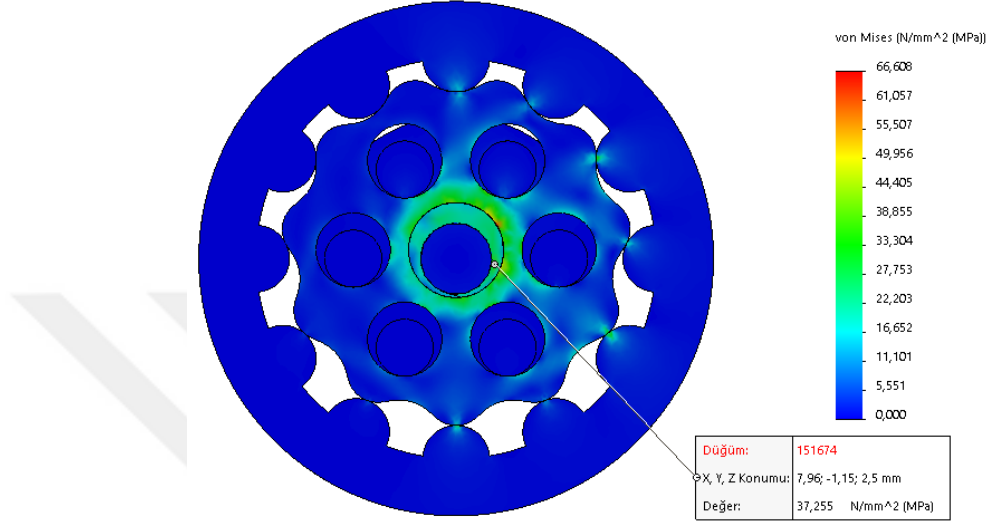
Analiz sonuçları arasında en önemlisi kabul edilebilecek olan gerilme analizi sonuçları montajı oluşturan 4 parça için aşağıdaki gibi listelenmiştir.



Şekil 3.7’de iç dişliye ait maksimum gerilmenin değeri görülmektedir. Bu değer 40,613 MPa olarak gerçekleşmiş ve PA6 için $\sigma_{max}=90$ MPa’lık akma mukavemet değerinin altında kalmıştır. İç dişlinin bu durumda emniyetli olduğu görülmüştür.

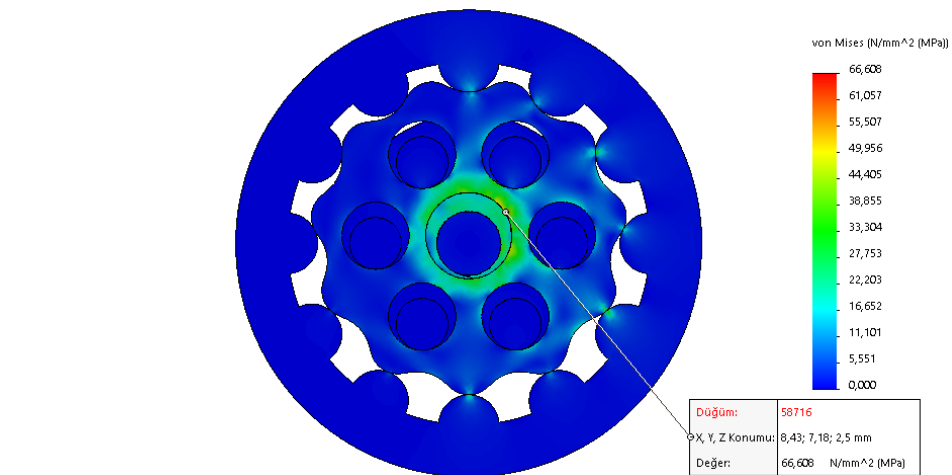


Şekil 3.8’de çıkış miline ait maksimum gerilmenin değeri görülmektedir. Bu değer 14,801 MPa olarak gerçekleşmiş ve PA6 için $\sigma_{\max}=90$ MPa’lık akma mukavemet değerinin oldukça altında kalmıştır. Çıkış milinin bu durumda emniyetli olduğu görülmüştür.



Şekil 3.9 Eksantrik (Giriş) mili gerilme analizi grafiği (Kişisel arşiv, 2021)

Şekil 3.9’de eksantrik (giriş) miline ait maksimum gerilme değeri görülmektedir. Bu değer 37,255 MPa olarak gerçekleşmiş ve 6061-T6 için $\sigma_{\max}=275$ MPa’lık akma mukavemet değerinin oldukça altında kalmıştır. Eksantrik (giriş) milinin bu durumda emniyetli olduğu görülmüştür.



Şekil 3.10 Episikloid dişli gerilme analizi grafiği (Kişisel arşiv, 2021)

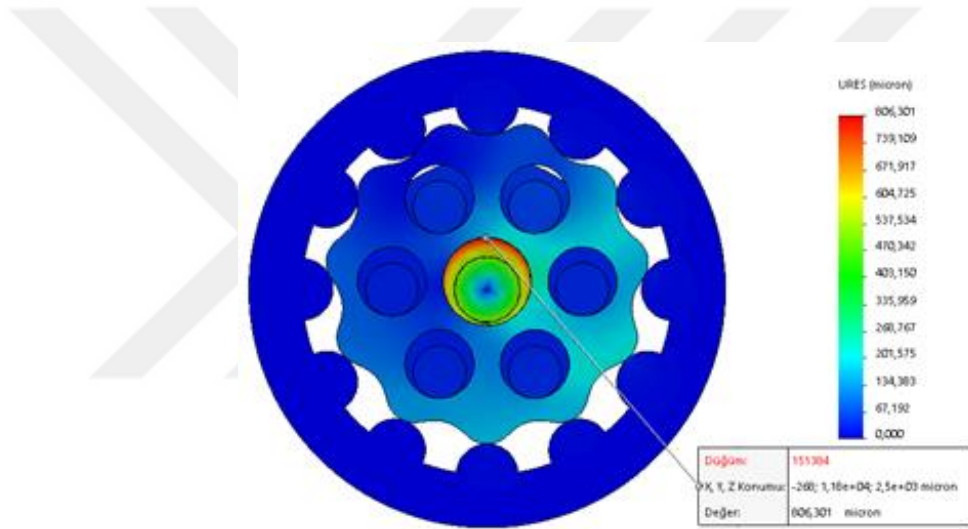
Şekil 3.10’da episikloid dişlinin göbeğindeki maksimum gerilme değeri görülmektedir. Bu değer 66,608 MPa olarak gerçekleşmiş ve PA6 için $\sigma_{\max}=90$ MPa’lık akma mukavemet değerinin altında kalmıştır. 66,608 MPa’lık değer aynı zamanda montaj içerisinde elde edilmiş en yüksek gerilmenin değeridir. Dolayısıyla montajın 66,608 MPa değeri ile montajın emniyetini sorgularsak:

$$\sigma_{\max} = 90 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 66,608 \text{ MPa}$$

$$\sigma < \sigma_{\max} \text{ (Emniyetli)}$$

3.2.3 Elastik Deformasyon

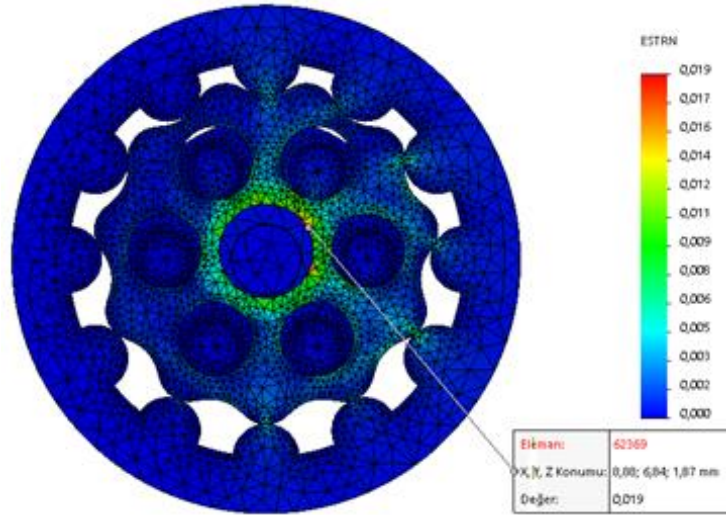


Şekil 3.11 Montaj deformasyon grafiği (Kişisel arşiv, 2021)

Şekil 3.11’de montajın maksimum elastik deformasyon miktarı 806,301 mikron olarak görülmektedir. Bu noktada Solidworks Simulation’ın deformasyon kelimesini “yer değiştirme” olarak kullandığını belirtmekte yarar olabilir. Oluşan deformasyonu, hiçbir parçada elastik sınırı aşmadığı için elastik deformasyon olarak ifade edebiliriz. Şekil 3.11’den de anlaşılacağı gibi en büyük elastik deformasyon eksantrik (giriş) milinin eksantrik kısmının çap cidarında olmuştur.

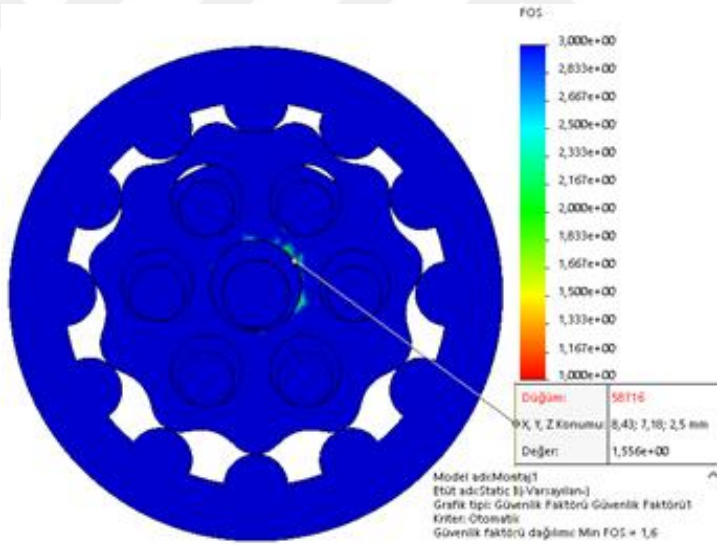
3.2.4 Eşdeğer Elastik Şekil Değiştirme

Şekil 3.12’de montaja ait eşdeğer elastik şekil değiştirme (ESTRN: Equivalent strain) maksimum değeri 0,019 olarak görülmektedir.



Şekil 3.12 Montajın eşdeğer elastik şekil değiştirme grafiği (Kişisel arşiv, 2021)

3.2.5 Emniyet Faktörü



Şekil 3.13 Güvenlik faktörü grafiği (Kişisel arşiv, 2021)

Şekil 3.13’de montaja ait grafikte emniyet faktörü (emniyet katsayısı) minimum sayısı olan FOS=1,6 görülmektedir. Bu değer, gerilmenin 66,608 MPa maksimum değere ulaştığı cycloid dişli göbeği üzerindeki değerdir.

BÖLÜM DÖRT

CYCLOID REDÜKTÖRDE FARKLI PROFİL DÜZELTME DEĞERLERİNİN REDÜKTÖR BİLEŞENLERİNDEKİ GERİLMELERE ETKİSİ

4.1 Diş Profili Düzeltmesi ve Hazırladığımız Yazılımın Birlikte Kullanımının Sağlayabileceği Faydalar

Cycloid dişlinin tasarımında en temel parametrelerden birisi, profil düzeltme katsayısıdır (x). Seçilen parametrelerdeki cycloid dişli için diş profili düzeltmesi ile farklı diş profillerinin elde edilmesi ve bu yolla diş profili hattı üzerinde daha küçük gerilme değerlerinin elde edilip edilmediğinin incelenmesi, yazılım tarafından üretilen yeni diş profili parametrik denklemleri ve diğer gerekli parça boyutlarının hızlı ve doğru biçimde üretilerek optimum özelliklerde cycloid redüktörün tasarlanmasını sağlayacak yaklaşımı gerçekleştirmek bu tezin ana fikrini oluşturmaktadır.

4.1.1 Metodoloji

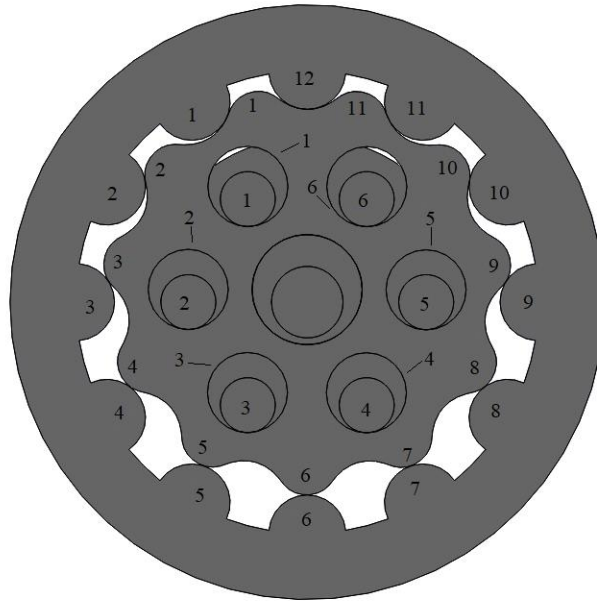
Bu konuda seçilen örnek çalışma Tianxing Li ve arkadaşlarının (Tianxing L., vd., 2020) çalışması metodoloji yönünden temel olarak seçilmiştir ve Borislavov ve arkadaşlarının (Borislavov B., vd., 2012) çalışması üzerine kurgulanarak uygulanmıştır. Boyutlandırma ve mukavemet hesapları Ognyan Alipiev'e ait cycloid dişlilerin geometrilerinin oluşturulmasına yönelik doktora tezine (Alipiev O., 1988) dayanmaktadır.

Alttağı bağıntıda görülebileceği üzere a_w ve x değerleri birbiriyle ilişkilidir. (Denklem 2.1.43). Program x istenen değerini baştan atayarak, dişli için değişken eksantriklik değerleri (a_w) üretecek şekilde çalıştırılmış ve Tablo 4.1'de görülen dişli eksantriklik ve dişli profili parametrik denklemleri elde edilmiştir.

Bölüm 2'den Denklem 2.1.43 şu şekildedir: $a_w = e_0 = \frac{m}{2}(1 - x)$

Her ne kadar önceki bölümde tasarlanan redüktör oluşturulurken profil düzeltmesinin maksimum değeri $x=0,49$ (Alipiev O., 1988) olarak alınıp, ortalama x değerinin elde edilmesinde kullanılsa da, $x=0,50$ ve $x=0,55$ değerleri içinde Solidworks ortamında yapılan montajlarda konstrüksiyon açısından sakıncalı olabilecek bir durum gözlenmemiş olup, $x=0,50$ ve $x=0,55$ değerlerine göre tasarlanan dişliler de analiz içerisine dahil edilmiştir.

Şekil 4.1'de analizde yer alan 4 adet bileşenin ölçüm alınan bölgelerini gösteren numaralandırma ve isimlendirmeler görülmektedir. Bu numaralandırma ve isimlendirmeler tablodaki şekillerin birbirlerine temas ettikleri yüzeylerde oluşan gerilmelerin tablo haline getirilip incelenmesinde kullanılacaktır.



Şekil 4.1 Dişli, pim ve deliklerin numaralandırılması (Kişisel arşiv, 2021)

Tablo 4.1'de 9 farklı profil düzeltme değeri için yazılımın ürettiği a_w , X_w , Y_w denklemleri birarada görülmektedir.

4.1.2 Parametrik Denklemlerin Oluşturulması

Tablo 4.1'deki parametrik denklemler Solidworks içerisinde bulunan Equation Driven Curve komutu ile sınılabilmesi için açık şekilde sunulmuştur.

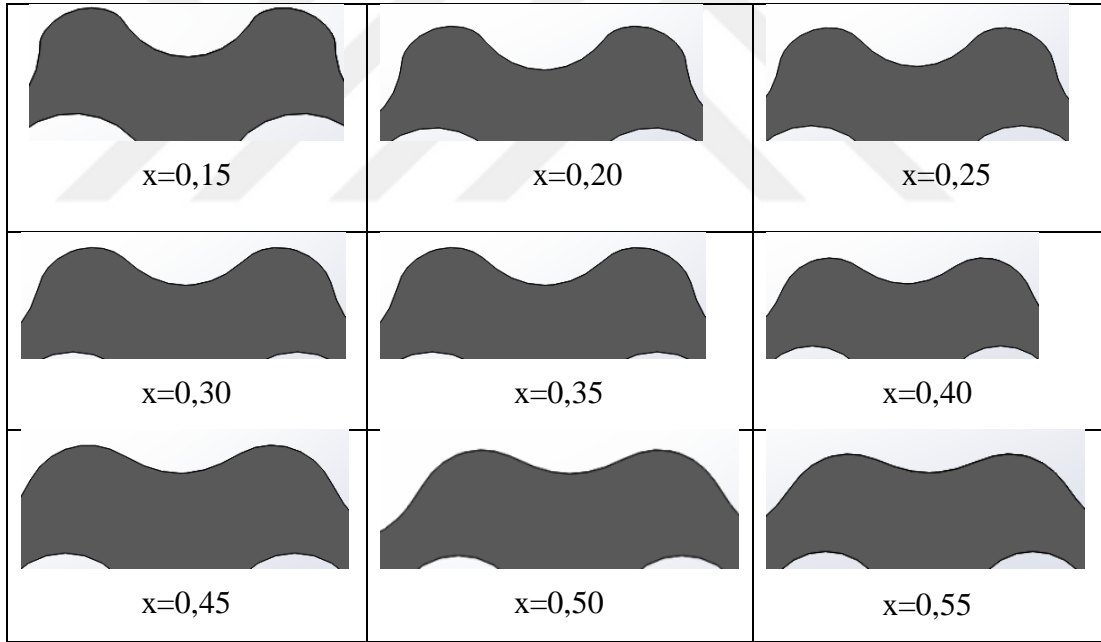
Tablo 4.1 Farklı dış profil düzeltme değerlerine göre a_w , X_w ve Y_w 'nin aldığı değerler

x=0,15	$a_w=2,975$ mm $X_w= 3.5*((12*\sin(t)-.85*\sin(12*t))+((2*(.85*\sin(12*t)-\sin(t))))/(\sqrt{1-(2*.85*\cos(11*t))+.7225}))$ $Y_w= 3.5*((12*\cos(t)-.85*\cos(12*t))+((2*(.85*\cos(12*t)-\cos(t))))/(\sqrt{1-(2*.85*\cos(11*t))+.7225}))$
x=0,20	$a_w=2,8$ mm $X_w= 3.5*((12*\sin(t)-.8*\sin(12*t))+((2*(.8*\sin(12*t)-\sin(t))))/(\sqrt{1-(2*.8*\cos(11*t))+.64}))$ $Y_w= 3.5*((12*\cos(t)-.8*\cos(12*t))+((2*(.8*\cos(12*t)-\cos(t))))/(\sqrt{1-(2*.8*\cos(11*t))+.64}))$
x=0,25	$a_w=2,625$ mm $X_w= 3.5*((12*\sin(t)-.75*\sin(12*t))+((2*(.75*\sin(12*t)-\sin(t))))/(\sqrt{1-(2*.75*\cos(11*t))+.5625}))$ $Y_w= 3.5*((12*\cos(t)-.75*\cos(12*t))+((2*(.75*\cos(12*t)-\cos(t))))/(\sqrt{1-(2*.75*\cos(11*t))+.5625}))$
x=0,30	$a_w=2,45$ mm $X_w= 3.5*((12*\sin(t)-.7*\sin(12*t))+((2*(.7*\sin(12*t)-\sin(t))))/(\sqrt{1-(2*.7*\cos(11*t))+.49}))$ $Y_w= 3.5*((12*\cos(t)-.7*\cos(12*t))+((2*(.7*\cos(12*t)-\cos(t))))/(\sqrt{1-(2*.7*\cos(11*t))+.49}))$
x=0,35	$a_w=2,275$ mm $X_w= 3.5*((12*\sin(t)-.65*\sin(12*t))+((2*(.65*\sin(12*t)-\sin(t))))/(\sqrt{1-(2*.65*\cos(11*t))+.4225}))$ $Y_w= 3.5*((12*\cos(t)-.65*\cos(12*t))+((2*(.65*\cos(12*t)-\cos(t))))/(\sqrt{1-(2*.65*\cos(11*t))+.4225}))$
x=0,40	$a_w=2,1$ mm $X_w= 3.5*((12*\sin(t)-.6*\sin(12*t))+((2*(.6*\sin(12*t)-\sin(t))))/(\sqrt{1-(2*.6*\cos(11*t))+.36}))$ $Y_w= 3.5*((12*\cos(t)-.6*\cos(12*t))+((2*(.6*\cos(12*t)-\cos(t))))/(\sqrt{1-(2*.6*\cos(11*t))+.36}))$
x=0,45	$a_w=1,925$ mm $X_w= 3.5*((12*\sin(t)-.55*\sin(12*t))+((2*(.55*\sin(12*t)-\sin(t))))/(\sqrt{1-(2*.55*\cos(11*t))+.3025}))$ $Y_w= 3.5*((12*\cos(t)-.55*\cos(12*t))+((2*(.55*\cos(12*t)-\cos(t))))/(\sqrt{1-(2*.55*\cos(11*t))+.3025}))$
x=0,50	$a_w=1,75$ mm $X_w= 3.5*((12*\sin(t)-.5*\sin(12*t))+((2*(.5*\sin(12*t)-\sin(t))))/(\sqrt{1-(2*.5*\cos(11*t))+.25}))$ $Y_w= 3.5*((12*\cos(t)-.5*\cos(12*t))+((2*(.5*\cos(12*t)-\cos(t))))/(\sqrt{1-(2*.5*\cos(11*t))+.25}))$
x=0,55	$a_w=1,575$ mm $X_w= 3.5*((12*\sin(t)-.45*\sin(12*t))+((2*(.45*\sin(12*t)-\sin(t))))/(\sqrt{1-(2*.45*\cos(11*t))+.2025}))$ $Y_w= 3.5*((12*\cos(t)-.45*\cos(12*t))+((2*(.45*\cos(12*t)-\cos(t))))/(\sqrt{1-(2*.45*\cos(11*t))+.2025}))$

4.1.3 Diş Profili Düzeltmesi İle Diş Profilinde Oluşan Geometrik Değişiklikler

Tablo 4.2’de, Tablo 4.1’de verilen parametrik denklemler kullanılarak Solidworks’te oluşturulmuş farklı diş profilleri görülmektedir. Dikkat edilirse diş profili düzeltme miktarı küçükten büyüğe doğru ilerledikçe, diş profilinde sivrilğin azalması şeklinde (Eğrilik yarıçapının artışı) bir değişiklik meydana gelmektedir. Bu farklı düzeltme değerlerine sahip episikloid dişlilerin herbiri bazı sabit parametrelerle (Çevrim oranı, bütün redüktörler için aynı iç (pim) dişli ve çıkış mili) oluşturulan 9 farklı redüktörde kullanılmıştır. Yani temelde bu 9 redüktörün her birisi farklı episikloid dişliler kullanan aynı redüktörlerdir. Bir istisna olarak her bir redüktörün giriş milleri geometrik zorunluluk gereği, değişen diş profili düzeltme değeri ile birlikte değişen eksantriklik (a_w) sonucu ölçü değişikliğine uğramıştır.

Tablo 4.2 Farklı diş profil düzeltme değerlerine göre diş profillerinde meydana gelen değişiklikler



4.2 Poliamid Malzemeden Yapılan Cycloid Redüktörün İncelenmesi

Bölüm 3’te tasarlanıp analizi yapılan cycloid redüktör temel verileri sabit tutulup 9 farklı profil düzeltme faktörü için yeniden tasarlanıp analiz edilmiştir. Malzeme olarak episikloid dişli, iç dişli ve çıkış mili için poliamid PA6, giriş mili içinse alüminyum 6061-T6 seçilmiştir.

Modül: $m=7$ mm

Motor gücü: $MG=0,12$ kW

Giriş devri: $N_i=1496$ d/d

Çıkış pim çap ölçüsü: $d_{\text{output_pin}}=10$ mm

Çıkış devri: $N_o=136$ d/d

Cser dış bilezik çap ölçüsü: $cser_D=20$ mm

4.2.1 Analizler

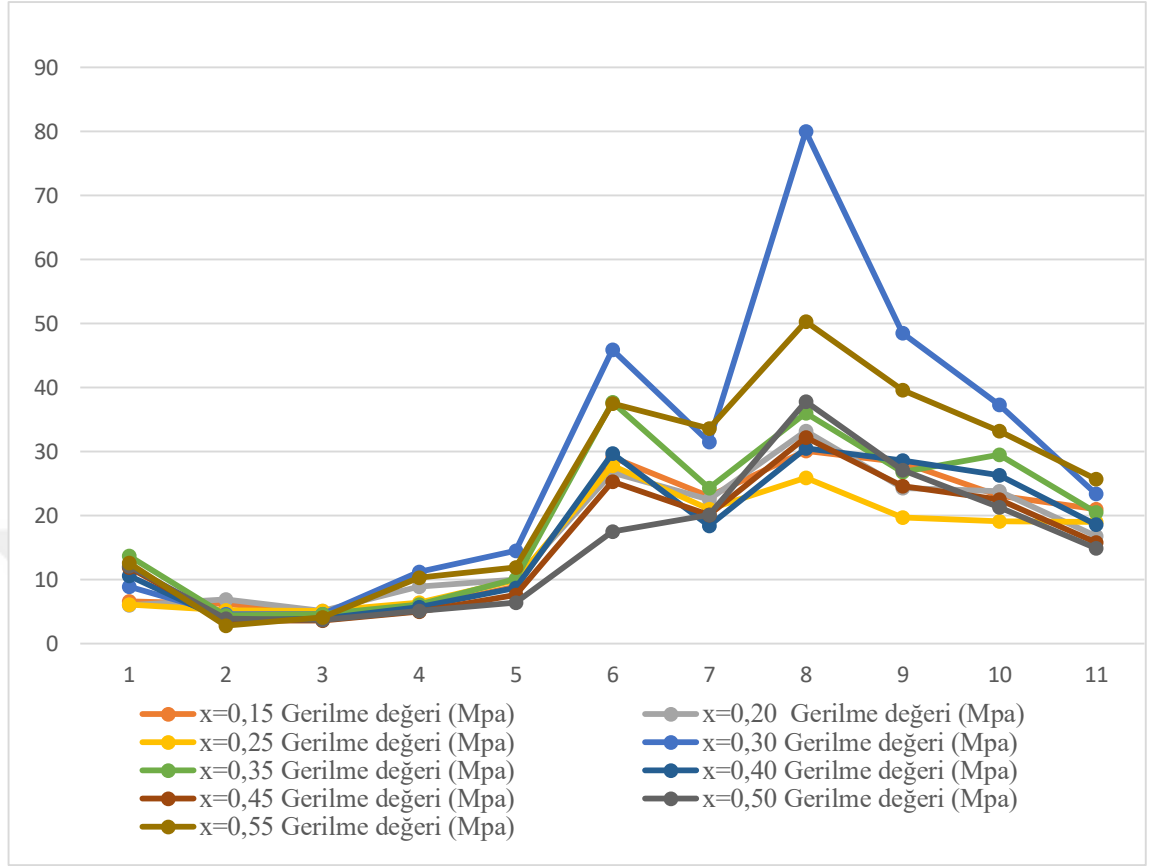
Bu bölümde analizi yapılan redüktörlerin Solidwork Simulation ortamındaki analiz hazırlıkları 3.2'deki cycloid redüktörünki ile aynıdır ve 5 kısım olarak gerilme analizlerinin sonuçları paylaşılıp, sonuçlar hakkında yorum yapılmıştır.

4.2.1.1 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre Episkloid Dişli Diş Profillerindeki Gerilmeler

Tablo 4.3'te, yapılan gerilme analizinin episkloid dişliye ait her bir diş üzerinde yarattığı maksimum gerilme değerini gösteren grafik ve altında diş profili düzeltme değerlerine ait renk kodları görülmektedir. Tablo 4.4 ise bu grafiğin oluşturmasında kullanılan gerilme değerlerini numeric olarak vermektedir.

Tablo 4.3'e dikkat edilirse, 2 ve 3 numaralı dişlerdeki gerilme değerleri tüm profil düzeltme değerleri için birbirine çok yakındır. Buna karşın, 6 numaralı dişte gerilme değerleri bir önceki dişe göre belirgin bir artış göstermiş, 7 numaralı diş üzerinde genel olarak bir düşüş gösterdikten sonra 8 numaralı diş üzerinde her düzeltme değeri için maksimum değerlere ulaşılmıştır. $x=0,25$ ve $x=0,50$ diş profili düzeltme değerleri ile üretilen episkloid dişlilerin diş profilleri en düşük gerilme değerlerine sahiptir.

Tablo 4.3 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli diş profillerindeki gerilmeler



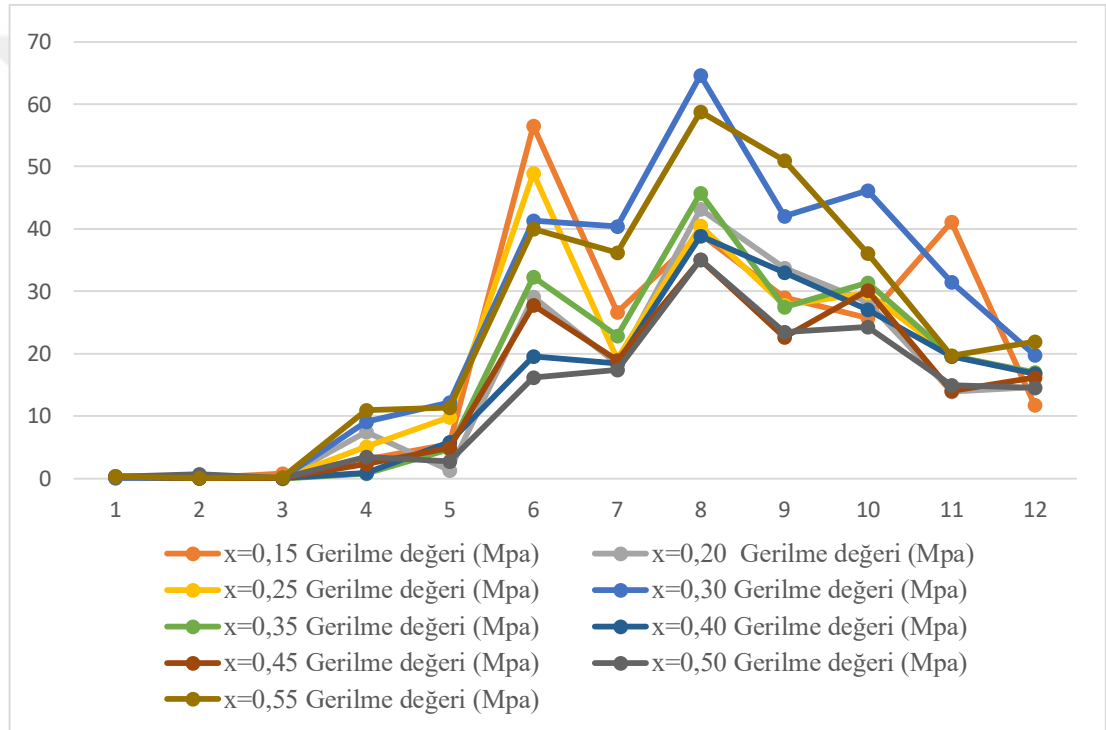
Tablo 4.4 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli diş profillerindeki gerilmelerin sayısal değerleri

Diş no:	x=0,15 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,20 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,25 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,30 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,35 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,40 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,45 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,50 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,55 Gerilme değeri (Mpa)
1	6,564	5,958	6,12	8,845	13,742	10,607	11,892	12,09	12,592
2	6,188	6,844	5,197	4,594	4,355	3,565	3,557	3,942	2,832
3	4,762	5,112	5,101	4,558	4,637	3,94	3,603	3,687	4,136
4	5,667	8,922	6,412	11,233	6,049	5,721	4,962	5,067	10,317
5	8,894	9,985	9,919	14,484	10,122	8,682	7,613	6,433	11,899
6	29,053	26,684	27,823	45,911	37,712	29,69	25,264	17,531	37,525
7	23,033	22,477	21,034	31,473	24,281	18,367	20,129	20,141	33,641
8	30,104	33,207	25,856	79,995	35,978	30,466	32,218	37,816	50,338
9	28,32	24,29	19,696	48,511	26,762	28,611	24,638	27,058	39,582
10	23,094	23,831	19,124	37,26	29,512	26,29	22,48	21,324	33,17
11	21,037	16,797	19,031	23,391	20,48	18,561	15,81	14,913	25,744

4.2.1.2 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre Episkloid Dişli Pim Deliklerindeki Gerilmeler

Tablo 4.5'te iç dişliye ait dişlerdeki gerilme değerlerine ait grafik görülmektedir. Episkloid dişlerdeki sonuçlara benzer şekilde 6 ve 8 numaralı dişlerde gerilmeler en yüksek değerlerine ulaşmıştır. 1, 2, 3 numaralı dişlerdeki gerilmeler kayda değer denilemeyecek kadar düşük değerlerdedir. $x=0,45$ ve $x=0,50$ değerlerine karşılık gelen gerilmeler ortalama en düşük gerilme değerlerine sahip olmuşlardır.

Tablo 4.5 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episkloid dişli pim deliklerindeki gerilmeler



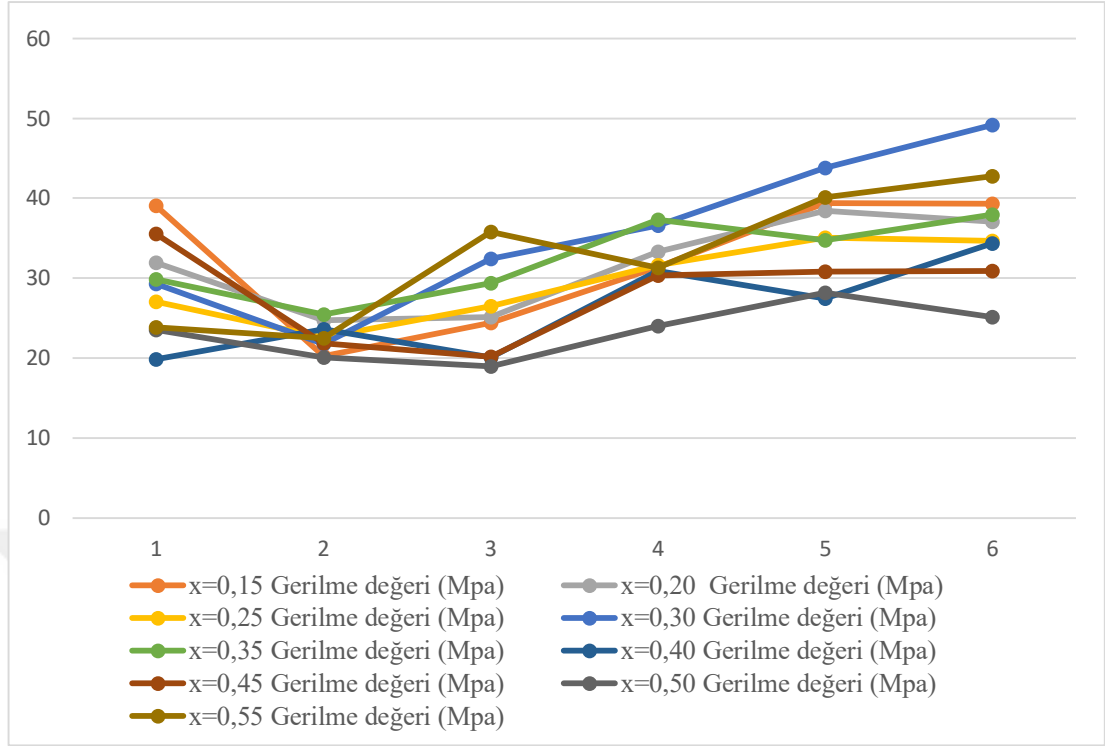
Tablo 4.6 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli pim deliklerindeki gerilmelerin sayısal değerleri

İç dişli diş no:	x=0,15 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,20 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,25 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,30 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,35 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,40 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,45 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,50 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,55 Gerilme değeri (Mpa)
1	0,406	0,33	0,317	0,013	0,355	0,259	0,306	0,272	0,293
2	0,014	0,015	0,01	0,028	0,138	0,009	0,01	0,662	0,011
3	0,75	0,05	0,057	0,051	0,006	0,014	0,023	0,017	0,125
4	2,998	7,466	5,139	9,081	0,801	0,859	2,337	3,421	10,97
5	5,543	1,32	9,796	12,162	4,659	5,856	4,88	2,772	11,382
6	56,517	29,106	48,893	41,354	32,271	19,514	27,794	16,184	39,995
7	26,676	18,323	19,101	40,415	22,883	18,412	18,984	17,399	36,211
8	39,135	43,171	40,452	64,62	45,76	38,865	35,079	35,034	58,814
9	29,031	33,704	27,734	42,038	27,416	32,997	22,637	23,441	50,922
10	25,735	28,252	29,685	46,167	31,407	27,079	30,132	24,325	36,135
11	41,131	13,924	19,635	31,428	19,63	19,539	13,973	14,988	19,68
12	11,73	14,676	16,789	19,731	16,967	16,799	16,179	14,502	21,951

4.2.1.3 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre İç Dişli Diş Profilindeki Gerilmeler

Tablo 4.7'de iç dişli içerisindeki 6 adet pim deliğinin aldığı gerilme değerleri görülebilir. Ortalama en küçük gerilme 2 numaralı delik yüzeyinde gerçekleşmiştir. $x=0,45$ ve $x=0,50$ değerlerine karşılık gelen gerilmeler, deliklerin ortalama en düşük gerilme değerlerini veren düzeltme değerleri olmuştur.

Tablo 4.7 Farklı dış profili düzeltme değerlerine göre episikloid iç dişli dış profilindeki gerilmeler



Tablo 4.8 Farklı dış profili düzeltme değerlerine göre episikloid iç dişli dış profilindeki gerilmelerin sayısal değerleri

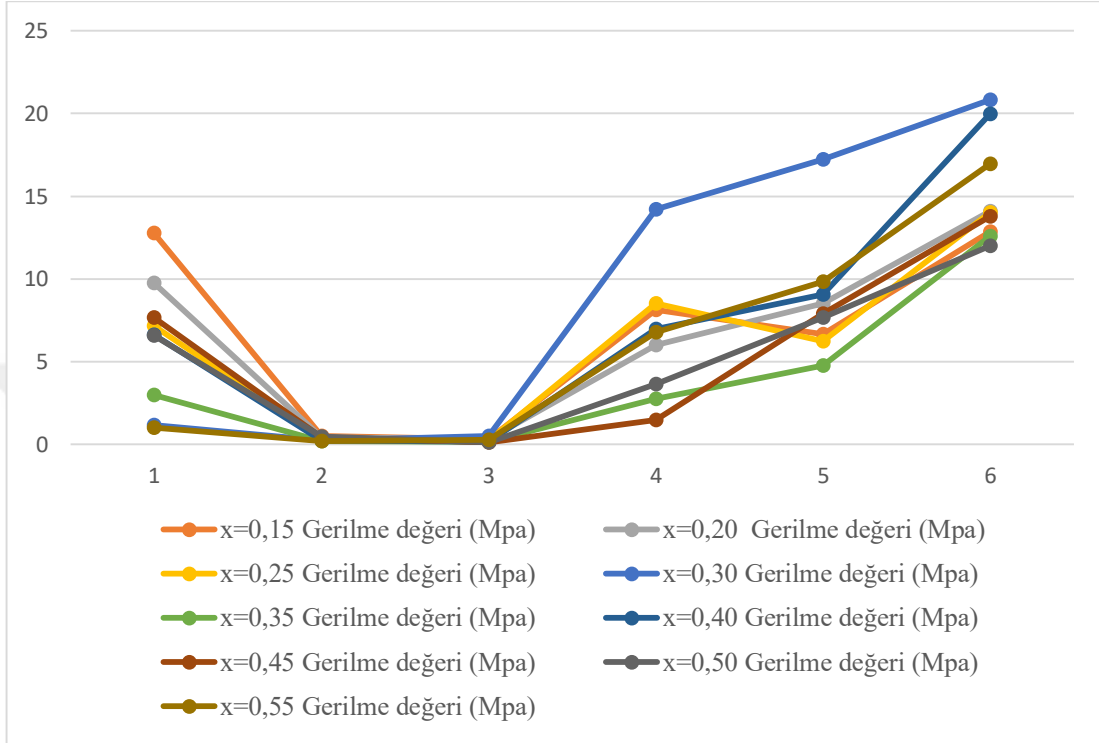
Değeri no:	x=0,15 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,20 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,25 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,30 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,35 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,40 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,45 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,50 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,55 Gerilme değeri (Mpa)
1	39,035	31,909	27,029	29,314	29,816	19,876	35,526	23,496	23,836
2	20,2	24,705	22,575	21,723	25,421	23,584	21,88	20,104	22,451
3	24,383	25,162	26,52	32,432	29,404	20,072	20,131	18,96	35,815
4	31,377	33,316	31,632	36,589	37,31	30,858	30,325	23,989	31,268
5	39,392	38,445	35,053	43,824	34,723	27,41	30,838	28,163	40,082
6	39,307	37,032	34,692	49,204	37,946	34,317	30,91	25,138	42,719

4.2.1.4 Farklı Dış Profili Düzeltme Değerlerine Göre Çıkış Pimlerindeki Gerilmeler

Tablo 4.9’da iç dişli içerisindeki 6 adet pim aldığı gerilme değerleri görülebilir. Ortalama en küçük gerilme 2 numaralı pim yüzeyinde gerçekleşmiştir. $x=0,35$ ve

$x=0,45$ değerlerine karşılık gelen gerilmeler, pimlerin ortalama en düşük gerilme değerleri veren düzeltme değerleri olmuştur.

Tablo 4.9 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre çıkış pimlerindeki gerilmeler



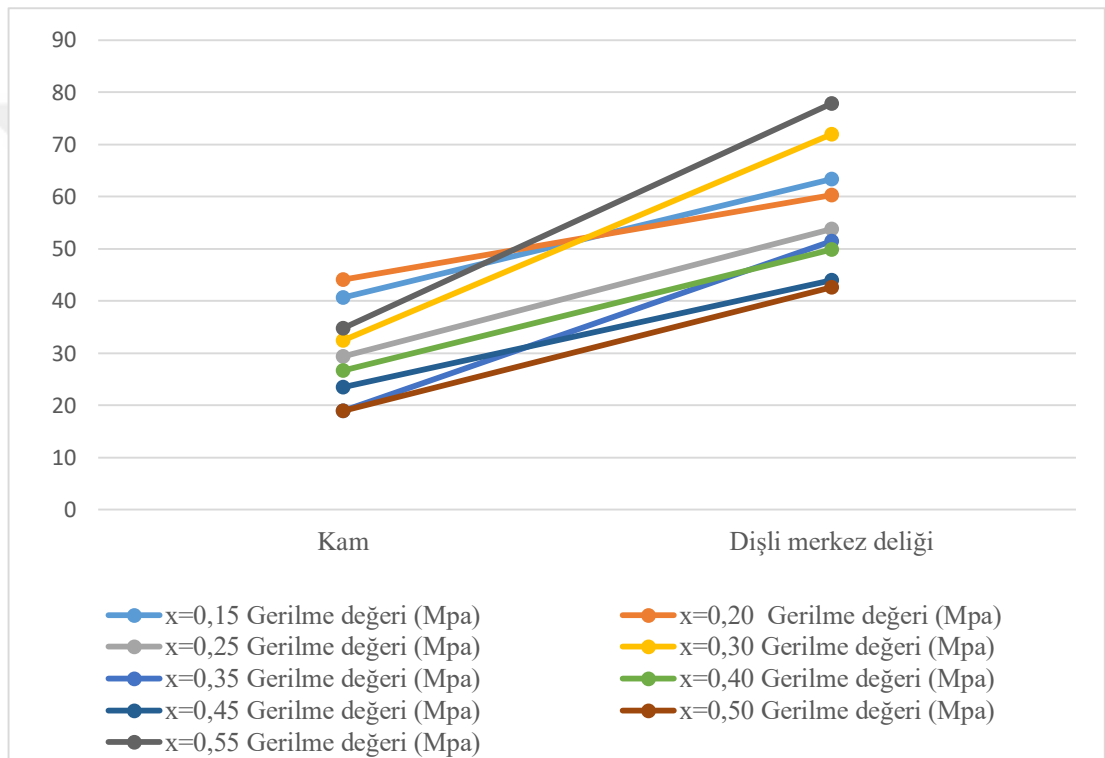
Tablo 4.10 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre çıkış pimlerindeki gerilmelerin sayısal değerleri

Pim no:	x=0,15 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,20 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,25 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,30 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,35 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,40 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,45 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,50 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,55 Gerilme değeri (Mpa)
1	12,790	9,741	7,176	1,168	2,972	6,621	7,67	6,576	1,01
2	0,487	0,43	0,328	0,235	0,206	0,223	0,416	0,469	0,179
3	0,318	0,307	0,227	0,523	0,149	0,157	0,136	0,127	0,276
4	8,129	6,007	8,501	14,211	2,739	6,957	1,466	3,625	6,781
5	6,669	8,521	6,233	17,239	4,763	9,051	7,919	7,656	9,825
6	12,849	14,088	14,007	20,823	12,579	19,981	13,785	12,018	16,94

4.2.1.5 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre Kam ve Dişli Merkez Deliği Gerilmeleri

Tablo 4.11’de iç dişli içerisindeki kam ve episikloid dişli merkez deliğinin aldığı gerilme değerleri görülebilir. $x=0,45$ ve $x=0,50$ değerlerine karşılık gelen gerilmeler olup, kam ve dişli merkez deliği ortalama en düşük gerilme değerlerini sağlayan düzeltme değerleri olmuştur.

Tablo 4.11 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre kam ve dişli merkez deliği gerilmeleri



Tablo 4.12 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre kam ve dişli merkez deliği gerilmelerinin sayısal değerleri

Parça adı:	x=0,15 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,20 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,25 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,30 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,35 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,40 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,45 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,50 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,55 Gerilme değeri (Mpa)
Kam	40,615	44,131	29,359	32,394	18,976	26,671	23,545	18,903	34,724
Dişli merkez deliği	63,309	60,321	53,718	71,924	51,463	49,89	43,926	42,598	77,85

4.3 Metalik Malzemedan Yapılan Cycloid Redüktörün İncelenmesi

Poliamid malzeme (PA6) ağırlıklı parçalardan oluşan cycloid redüktöre alternatif olarak, bu tür redüktörlerin ticari modellerinin üretiminde tercih edilen bir malzeme olan 100Cr6'dan (rulman çeliği) üretilen bir cycloid redüktörün analizi ve analiz değerlendirmesi yapılacaktır.

Modül: $m=7$ mm

Motor gücü: $MG=0,37$ kW

Giriş devri: $N_i=1496$ d/d

Çıkış pim çap ölçüsü: $d_{\text{output_pin}}=10$ mm

Çıkış devri: $N_o=136$ d/d

Cser dış bilezik çap ölçüsü: $cser_D=20$ mm

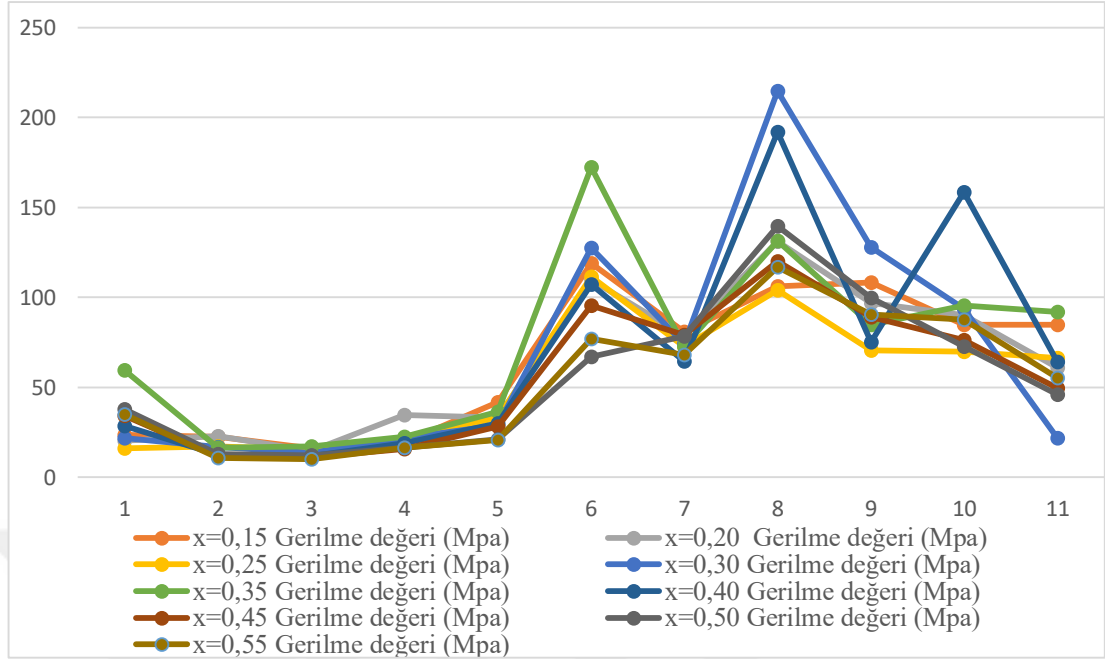
4.3.1 Analizler

Bu alt bölümde 5 kısım olarak yeni malzeme ile yapılan analizlerin sonuçları paylaşılıp, sonuçlar hakkında yorum yapılacaktır.

4.3.1.1 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre Episkloid Dişli Diş Profillerindeki Gerilmeler

Tablo 4.13'e dikkat edilirse, 2 ve 3 numaralı dişlerdeki gerilme değerleri tüm profil düzeltme değerleri için birbirine çok yakındır. Buna karşın, 6 numaralı dişte gerilme değerleri bir önceki dişe göre belirgin bir artış göstermiş, 7 numaralı diş üzerinde genel olarak bir düşüş gösterdikten sonra 8 numaralı diş üzerinde her düzeltme değeri için maksimum değerlere ulaşılmıştır. $x=0,25$ ve $x=0,50$ diş profili düzeltme değerlerinde üretilen dış dişlilerin diş profilleri en düşük gerilme değerlerine sahip dişliler olmuştur.

Tablo 4.13 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli diş profillerindeki gerilmeler



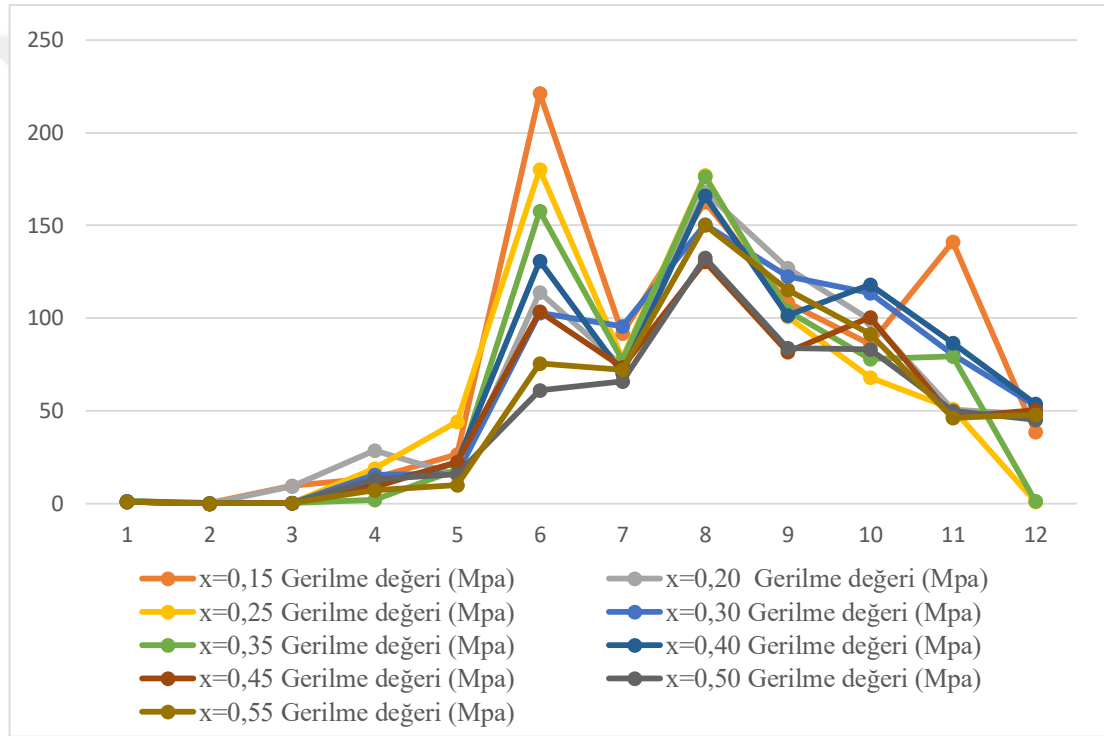
Tablo 4.14 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli diş profillerindeki gerilmelerin sayısal değerleri

Diş no:	x=0,15 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,20 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,25 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,30 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,35 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,40 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,45 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,50 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,55 Gerilme değeri (Mpa)
1	23,488	20,534	16,244	21,835	59,435	28,697	34,326	37,731	34,981
2	22,581	22,893	17,178	16,843	16,608	12,536	11,453	13,076	10,681
3	16,279	14,91	15,572	13,634	17,329	11,857	11,149	12,258	10,267
4	19,475	34,507	20,26	21,89	22,668	19,066	15,861	16,42	16,676
5	41,959	33,404	33,096	29,045	36,412	30,128	28,12	21,25	20,681
6	119,11	109,619	111,716	127,727	172,319	107,388	95,526	66,879	76,939
7	80,765	78,623	72,774	74,145	72,857	64,634	79,295	78,43	68,087
8	106,162	131,25	104,035	214,668	131,598	191,991	120	139,65	116,891
9	108,484	96,889	70,68	128,033	84,918	75,375	89,089	99,743	90,444
10	84,81	90,251	69,747	93,749	95,441	158,672	76,47	72,88	87,776
11	84,952	60,958	66,449	21,835	91,843	64,22	49,734	45,898	55,402

4.3.1.2 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre Episikloid Dişli Pim Deliklerindeki Gerilmeler

Tablo 4.15'te iç dişliye ait dişlerdeki gerilme değerlerine ait grafik görülmektedir. Dış dişlideki sonuçlara benzer şekilde 6 ve 8 numaralı dişlerde gerilmeler en yüksek değerlerine ulaşmıştır. 1, 2, 3 numaralı dişlerdeki gerilmeler kayda değer denilemeyecek kadar düşük değerlerdedir. $x=0,45$ ve $x=0,50$ değerlerine karşılık gelen gerilmeler ortalama en düşük gerilme değerlerine sahip olmuşlardır.

Tablo 4.15 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli pim deliklerindeki gerilmeler



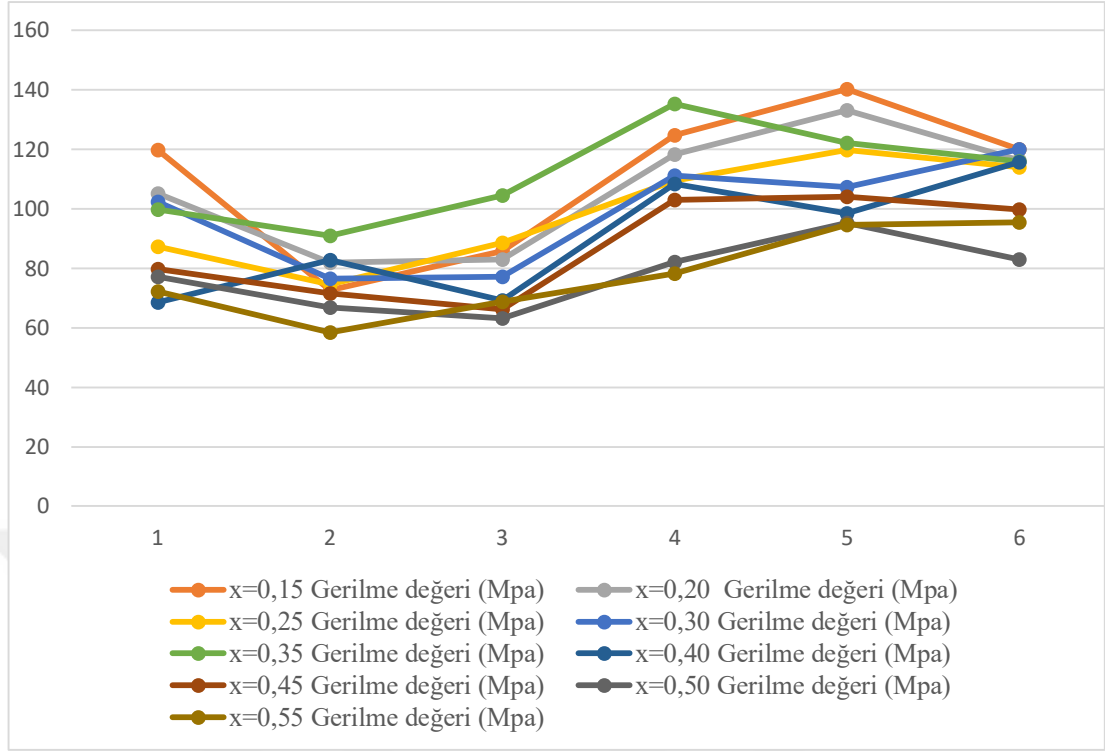
Tablo 4.16 Farklı diş profili düzeltme değerlerine göre episikloid dişli pim deliklerindeki gerilmelerin sayısal değerleri

İç dişli diş no:	x=0,15 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,20 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,25 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,30 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,35 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,40 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,45 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,50 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,55 Gerilme değeri (Mpa)
1	1,371	1,107	1,023	1,221	1,246	0,901	1,057	0,941	0,923
2	0,04	0,027	0,01	0,017	0,341	0,014	0,009	0,007	0,007
3	9,461	9,05	0,218	0,12	0,37	0,127	0,096	0,069	0,054
4	13,682	28,532	18,772	15,361	1,937	9,885	8,821	12,958	7,286
5	26,573	15,516	44,108	16,164	18,18	21,841	22,217	15,59	9,751
6	221,322	114,034	180,093	102,748	157,879	130,873	103,54	61,104	75,618
7	91,71	74,306	78,438	95,626	77,374	70,202	73,502	65,982	72,103
8	162,574	167,964	176,961	150,585	176,241	166,018	130,324	132,437	150,081
9	108,299	127,084	100,701	122,483	103,814	101,59	81,726	83,795	115,115
10	85,981	99,064	67,882	113,383	78,015	118,169	100,512	82,985	91,307
11	141,179	50,792	50,916	80,493	79,153	86,57	46,663	49,782	46,092
12	38,68	47,716	1,023	52,675	1,246	53,719	50,345	44,96	47,878

4.3.1.3 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre İç Dişli Diş Profillerindeki Gerilmeler

Tablo 4.17’de iç dişli içerisindeki 6 adet pim deliğinin aldığı gerilme değerleri görülebilir. Ortalama en küçük gerilmeler 2 numaralı delik yüzeyinde gerçekleşmiştir. En düşük gerilme değerlerine $x=0,45$ ve $x=0,50$ değerlerine karşılık gelen gerilmeler, deliklerin ortalama en düşük gerilme değerlerini veren düzeltme değerleri olmuştur.

Tablo 4.17 Farklı dış profili düzeltme değerlerine göre iç dişli diş profilindeki gerilmeler



Tablo 4.18 Farklı dış profili düzeltme değerlerine göre iç dişli diş profilindeki gerilmelerin sayısal değerleri

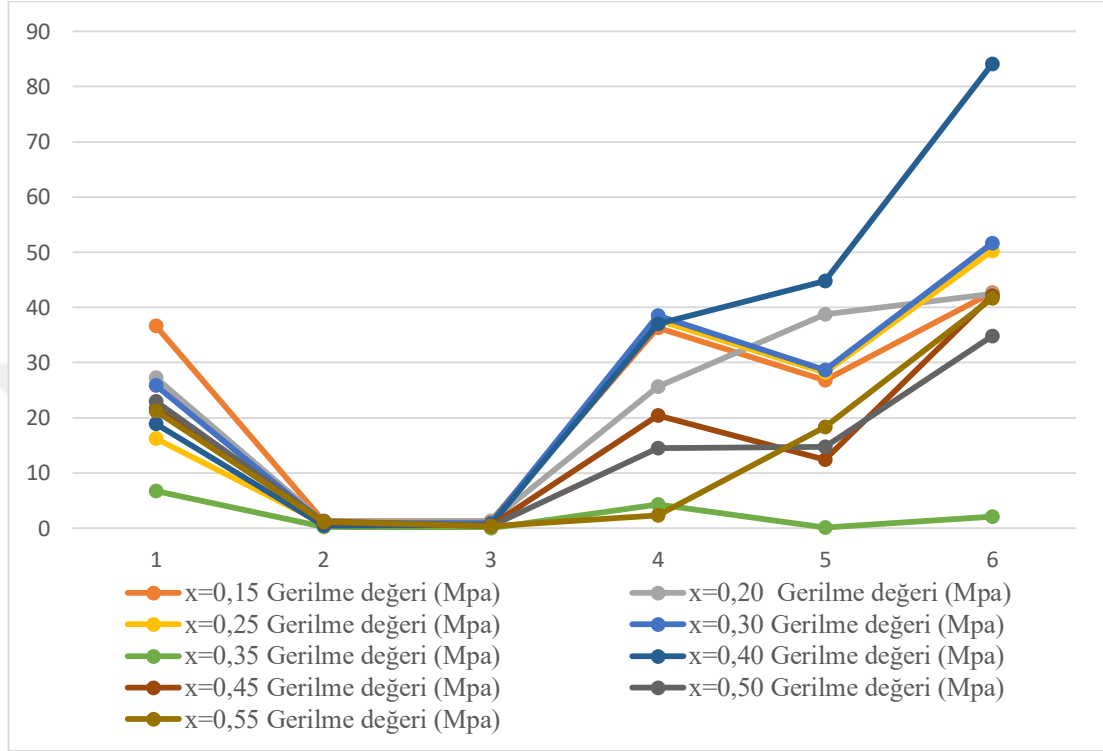
Delik no:	x=0,15 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,20 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,25 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,30 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,35 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,40 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,45 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,50 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,55 Gerilme değeri (Mpa)
1	119,884	105,223	87,379	102,434	99,861	68,444	79,682	77,146	72,288
2	72,688	81,992	74,658	76,441	91,02	82,817	71,535	66,824	58,511
3	85,769	82,886	88,607	77,191	104,451	69,162	66,198	63,136	68,661
4	124,625	118,316	109,375	111,243	135,329	108,425	103,049	82,209	78,126
5	140,178	133,045	119,821	107,189	122,251	98,432	104,116	95,343	94,486
6	120,032	116,418	113,923	120,072	115,974	115,755	99,841	83,058	95,392

4.3.1.4 Farklı Dış Profili Düzeltme Değerlerine Göre Çıkış Pimlerindeki Gerilmeler

Tablo 4.19’da iç dişli içerisindeki 6 adet pimin aldığı gerilme değerleri görülebilir. Ortalama en küçük gerilmeler 2 numaralı pim yüzeyinde gerçekleşmiştir. En düşük

gerilme değerlerine $x=0,35$ ve $x=0,50$ değerlerine karşılık gelen gerilmeler, pimlerin ortalama en düşük gerilme değerleri veren düzeltme değerleri olmuştur.

Tablo 4.19 Farklı dış profilli düzeltme değerlerine göre çıkış pimlerindeki gerilmeler



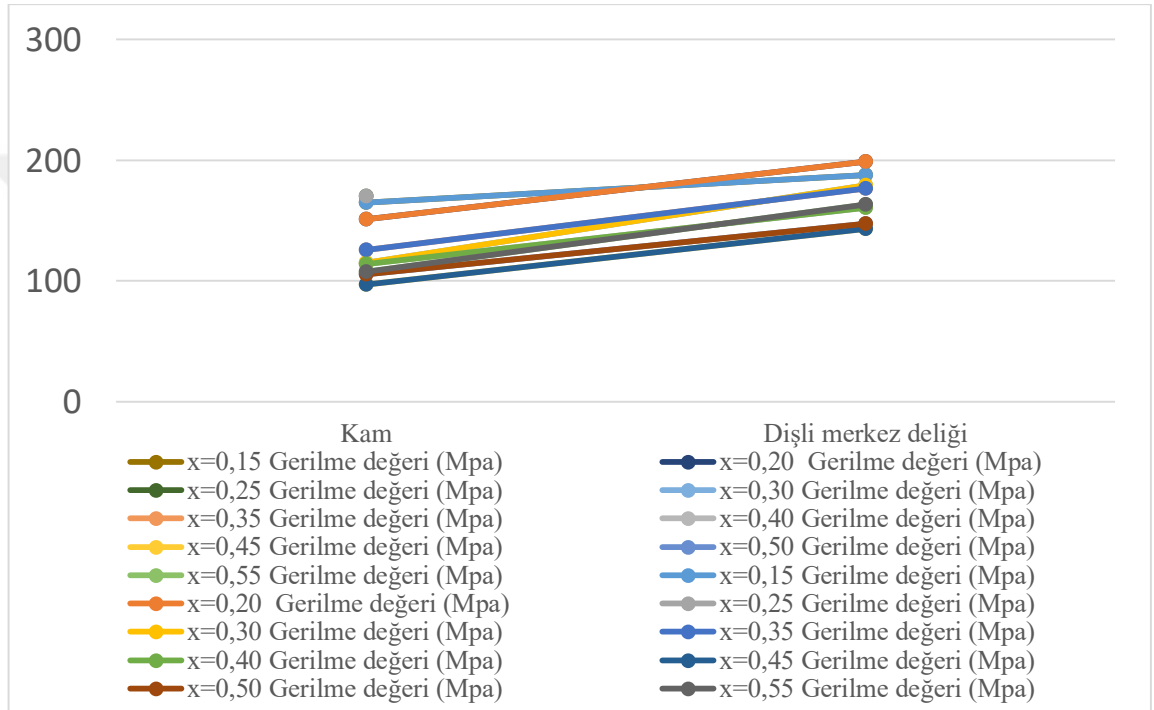
Tablo 4.20 Farklı dış profilli düzeltme değerlerine göre çıkış pimlerindeki gerilmelerin sayısal değerleri

Pim no:	x=0,15 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,20 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,25 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,30 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,35 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,40 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,45 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,50 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,55 Gerilme değeri (Mpa)
1	36,652	27,24	16,236	25,917	6,719	18,947	21,664	23,033	21,281
2	1,243	1,114	0,768	0,995	0,284	0,488	1,079	1,34	1,138
3	1,26	1,254	0,904	0,964	0,069	0,555	0,451	0,39	0,326
4	36,344	25,607	37,752	38,537	4,342	37,031	20,482	14,548	2,375
5	26,858	38,751	28,2	28,654	0,117	44,746	12,419	14,752	18,391
6	42,672	42,451	50,247	51,597	2,049	84,076	42,162	34,808	41,631

4.3.1.5 Farklı Diş Profili Düzeltme Değerlerine Göre Kam ve Dişli Merkez Deliği Gerilmeleri

Tablo 4.21’de iç dişli içerisindeki kam ve dişli merkez deliğinin aldığı gerilme değerleri görülebilir. En düşük gerilme değerleri $x=0,45$ ve $x=0,50$ değerlerine karşılık gelen gerilmeler olup, kam ve dişli merkez deliği ortalama en düşük gerilme değerlerini sağlayan düzeltme değerleri olmuştur.

Tablo 4.21 Farklı diş profil düzeltme değerlerine göre kam ve dişli merkez deliği gerilmeleri



Tablo 4.22 Farklı diş profile düzeltme değerlerine göre kam ve dişli merkez deliği gerilmelerinin sayısal değerleri

Parça adı:	x=0,15 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,20 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,25 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,30 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,35 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,40 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,45 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,50 Gerilme değeri (Mpa)	x=0,55 Gerilme değeri (Mpa)
Kam	165,023	151,016	126,474	115,005	125,859	113,888	97,054	105,358	107,614
Dişli merkez deliği	187,516	198,765	170,328	179,333	176,483	160,517	142,926	147,163	163,449

BÖLÜM BEŞ

SONUÇ

Çalışmadan elde edilen sayısal değerlerden anlaşılacağı üzere cycloid redüktörlerin gerilme değerleri açısından en kritik bölge evolvent dişlilerde gördüğümüz gibi diş temasının gerçekleştiği bölge değildir. Bunun sebepleri: Kısaltılmış cycloid diş profilinin sinüzoidal şekli sayesinde gerilme yığılması oluşmamaktadır (evolvent dişlilerde küçük yarıçaplı geçişlere göre üstünlük). Diş teması evolvent profilli dişlilerdeki bir kaç diş çifti yerine cycloid dişlinin dişlilerinin yarısı ile meydana geldiğinden dişlere az kuvvet düşmekte ve temas gerilmeleri azalmaktadır. Artan profil düzeltme ile diş gerilmeleri azalmaktadır.

Çıkış mili ve çıkış mili pimleri üzerindeki gerilmeler uygun değerlerde çıkmıştır. Analiz sonuçlarından farkedileceği üzere cycloid redüktörün mukavemet yönünden en kritik bölgesi episikloid dişlinin merkez deliği yüzeyi ile giriş mili üzerindeki temas bölgesidir. Tasarım açısından cycloid redüktörün dişli gerilmelerinin olumlu değerlerini göz önünde bulundururken, dişlilerin mil üzerine yatakladığı göbekte oluşan gerilme değerleri gözden kaçırılmamalıdır.

Çalışmalarda kullanılan redüktör tasarımları için hazırlanan yazılım ile ilgili bulgular şu şekilde sıralanabilir:

- 1) Cycloid redüktör boyutlandırmasında insan emeği faktörü azaltılıp, otomasyona imkan tanınmıştır.
- 2) Bu otomasyon sayesinde tasarım için birçok farklı parametre kullanan cycloid redüktör tasarımında insan hatası faktörü azaltılmıştır.
- 3) Yine otomasyon ile her bir parametrenin farklı nümerik değerlerde bir serisini temel alan farklı boyutlandırmaya sahip cycloid redükterlerin oluşturulmasında hız ve doğruluk sağlanmıştır.

- 4) Elde edilen geometri tatmin edici sonuç vermezse, parametre değişikliğine gidilerek kolayca uygun bir geometrinin hızlı biçimde elde edilmesi mümkün olmuştur.

Gelecekte, mevcut yazılımın hazırlanmasında kullanılan kaynakların dışında lineer cebir esaslı olarak hazırlanmış cycloid redüktör boyutlandırma metodolojisi çıkartılması hedeflenmiş olup. Çıkartılan sayısal metodoloji üzerine Qbasic dili yerine Python dili ve Numpy matematik kütüphanesi imkanlarıyla programın daha kapsamlı şekilde yazılması düşünülmektedir. Bu amaçla Malhotra S. K. ve Parameswaran M. A., (1983) tarafından yapılan çalışmaların yanısıra yeni kaynak araştırmasından elde edilen bilgilerle cycloid redüktör parça oluşturucu program yazılacaktır. Halihazırdaki geometrik ve bir takım mukavemet değerlerini hesaplama özelliğine ek olarak gerilmelerle ilgili kapsamlı çıktı üretebilmesi sağlanacaktır. Yeni algoritmaların yazılıma eklenmesiyle bir ya da birden fazla parametre değeri aralıkları için hesaplama sayesinde, redüktörün optimizasyonunu (Ağırlık, güç, hız gibi unsurları bir öncelik sırasına yerleştirerek) daha etkin ve hızlı biçimde yapabilmenin yolu açılmış olacaktır. Makina konstrüksiyonlarında teori kadar laboratuvar ve uzun süren saha testlerinden gelen geri dönüş bilgileriyle tasarımların en iyi hale getirilmesinin önemli bir konu olduğu göz önüne alınırsa bunun sağlayacağı faydalar daha iyi anlaşılır.

KAYNAKLAR

Alipiev O. (1988), *Geometry and forming of epi- and hypo-cycloidal toothed wheels in modified cyclo transmission*, Doktora Tezi, Ruse Üniversitesi, Bulgaristan

Barrow T., Brandsetter A.W., Morgan J.S. ve Tomren R.H. (1961), *Cycloidal Cam Transmission*, U. S. Army Transportation Research Command Fort Eustis-Virginia, Trec Technical Report 61-38.

Bengisu, Ö. (14 Mayıs 2021). *Zykloid Eğrileri ve Uygulamaları*, *Ege Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Fakültesi Dergisi*, 1(1)

Blagojevic, M., Marjanovic, N., Djordjevic, Z., Stojanovic, B., Marjanovic, V., Vujanac, R., ve Disic A. (2014), Numerical and experimental analysis of the cycloid disc stress state, *Tehnički Vjesnik* 21, 2(2014), 377-382,

Borislavov B., Borisov I. ve Panchev V. (2012), *Design of a planetary-cyclo-drive speed reducer cycloid stage, geometry, element analyses*, Lisans Bitirme Projesi, Linnaeus Üniversitesi, Växjö, İsveç.

Braren, L. K. (1932 July 12), *Gear Transmission*, US Patent 1867492,
<https://patents.google.com/patent/US1867492>

Ermantaş, B., (1994), *Planet mekanizmalarında güç ve moment analizi ve örnekler*, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ, İstanbul.

Epicycloid. (2021, October 22). In *Wikipedia*.
<https://en.wikipedia.org/wiki/Epicycloid>

Henan Sincerely Industrial Co., Ltd, (4 Ocak 2022), *Conveyor mining mobile band conveyer mining transport equipment conveyor belt*,
https://www.alibaba.com/product-detail/Conveyor-mining-mobile-band-conveyer-mining_60775586135.html

- Hangzhou Shangxia Water Treatment Equipment Co., Ltd. (2 Ocak 2022), *Water Tank with Stirring Function*, http://www.xinxing-water.com/en/pro_detail.asp?id=47
- Jetpack Academy, (28 Kasım 2019). *Harmonic Drives explained* [Video]. YouTube. https://www.youtube.com/watch?v=7QidXf9pFYo&list=PLeAw9hUNEl3wAmSVvXSg8_WjZ_B4z89Ek&index=10&t=18s
- Jung, E., (2021, July 31). *Cycloid*. The University Of Georgia, <http://jwilson.coe.uga.edu/EMAT6680/Jung/asgn10/assgn10.html>
- Krol, K., Kołodziejczyk K., Olejarczyk K. ve Marcin W. (2015), Cycloidal Disc Calculation Of Cycloidal Gear Using Finite Element Method, *Logistyka, June 2015*, Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, Wydział Mechaniczny; 26-600 Radom; ul. Krasickiego 54.
- Lai T. (2006), Design and machining of the epicycloid planet gear of cycloid drives, *Int J Adv Manuf Technol (2006) 28(7-8)*, 665–670, 20 July 2004, Springer-Verlag veritabanı.
- Malhotra S. K. ve Parameswaran M. A. (1983), Analysis of a cycloid speed reducer, *Indian Institute Of Technology, Mechanism And Machine Theory*, 18(6), 491-499.
- Nachimowicz J. ve Rafalowski S. (2016), Modelling the meshing of cycloid gears, *Acta Mechanica Et Automatica*, 10(2), 137 -140
- Özdemir, U. (1998), *İki kademeli helisel dişli kutusunun parametrik tasarımı*, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, İstanbul.
- Petrovic N., Matejic M., Kostic N., Blagojevic M. ve Marjanovic N. (2015), Parametric Modeling of a Cycloid Drive Relative to Input Shaft Angle, *3rd International Conference Mecvhanical Engineering in XXI Century*, Sept. 17-18 2015,

Phu Do T., Ziegler P. ve Eberhard P. (2015), Review on contact simulation of beveloid and cycloid gears and application of a modern approach to treat deformations, *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems Methods, Tools and Applications in Engineering and Related Sciences*, 26 February 2015, Taylor & Francis Group

Polat Redüktör A.Ş., (2 Mart 2021), *Polat Sikloid 600 Series*,
<http://docplayer.biz.tr/11983847-Polat-sykloyd-600-series.html>

Redomak Robot Teknolojileri A.Ş., (23 Mayıs 2021), *Spinea Redüktörler*,
https://www.alibaba.com/product-detail/Robot-Arm-Cycloidal-Gear-Reducer-With_60687850089.html

Sertöz, A. S. (11 Ağustos 2021), *En Kısa Zaman Eğrisi*, Mart 2017, Bilim Teknik Dergisi, <http://sertoz.bilkent.edu.tr/depo/BT-2017-03.pdf>

Sichuan Hongjun Science And Technology Co., Ltd., (2 Ocak 2022), *Robot Arm Cycloidal Gear Reducer With Center Thru Bore*,
https://www.alibaba.com/product-detail/Robot-Arm-Cycloidal-Gear-Reducer-With_60687850089.html

Sogears Manufacturing Ner Group Co., Ltd., (3 Ocak 2022), *Cycloidal Gearboxes*,
<https://www.sogears.com/cycloidal-gear/21-cycloidal-gearbox-manufacturers>

Sumitomo Corp. (6 Mart 2021), *Cyclo 6000 Gearmotors*, 07 Eylül 2021,
<https://pdf.directindustry.com/pdf/sumitomo-drive-technologies-america/cyclo-6000-gearmotor-complete-catalog/15521-317955.html>.

Tianxing L., Xiaotao A., Xiaozhong D., Jinfan L. ve Yulong L. (2020), *A New Tooth Profile Modification Method of Cycloidal Gears in Precision Reducers for Robots*, *Appl. Sci.* 2020, 10, 1266; doi:10.3390/app10041266.

Thube S. V. ve Bobak T. R. (2012), Dynamic Analysis of a Cycloidal Gearbox Using Finite Element Method, *American Gear Manufacturers Association (October 2012)*, Sumitomo Drive Technologies

Yao C. J. ve Wei H. L. (2015), Finite Element Analysis Of The Dynamic Contact Stress Of Cycloic Gear Of RV Reducer, *4th International Conference on Sensors, Measurement and Intelligent Materials (ICSMIM 2015) Published by Atlantis Press 108*, North China University of Technology Beijing 100144, China

Zirpke, K (1970). *Maschinenteile Band IV*. Veb Fachbuchvelag Leipzig



EKLER

Yazılım:

```
REM 'Cycloid Reduktor Parca Boyutlandırma
OPEN "O", #1, "ylmakale3.txt"
SCREEN 12
deltax = 640 / 2
deltay = 480 / 2
dctor = (2 * 3.1415926) / 360
xmax = 0.49
rcx = 1
Zw = 6
sigmab = 70 'Malzeme mukavemet secimi (Mpa) - Kestamid
50 CLS
COLOR 15
INPUT "aw (mm)=", aw
INPUT "Modul (mm)=", m
xmin = 2 * ((m - 2 * aw) / m) - xmax
IF xmin <= 0 THEN PRINT "xmin=0'dan kucuk olamaz": SLEEP (1): GOTO 50
IF xmin > xmax THEN PRINT "xmin, xmax'dan buyuk olamaz": SLEEP (1):
GOTO 50
INPUT "Giris devri(rpm)=", Ni
INPUT "Cikis devri(rpm)=", No
z1 = Ni / No
IF z1 <> INT(z1) THEN PRINT "Giris-Cikis devir sayilarini degistir, tahvil orani
ondalikli sayi olamaz!": SLEEP 1: CLS: GOTO 50
INPUT "Cser D olcusunu gir(mm)=", cser_D
INPUT "Motor gucu (kW)=", MG
INPUT "Cikis pim olcusu gir(mm)=", d_output_pin
rc = m
Ti = MG * 9548.8 / Ni
Tg = Ti * z1
r2 = m * (z1 + 1) / 2
x = (xmax + xmin) / 2
rw1 = m * z1 * (1 - x) / 2
rw2 = m * (z1 + 1) * (1 - x) / 2
```

```

df1 = m * (z1 + x - 2 * 1)
da1 = m * (z1 + 2 - x - 2 * 1)
REM -----
REM 'CIKIS PIMI OLCULENDIRMESI
Fsmax = 4.8 * Tg / (Zw * r2) * 1000
B = 0.1 * r2
delta = 2
L = 1.5 * B + delta
W = 3.1415926 * (d_output_pin ^ 3) / 32
sigmaF = Fsmax * L / W
sigmaFP = 0.43 * sigmab
Rw = r2 + aw
d_output_pin_calc_val = 36.6 * (Tg * L / (Zw * Rw * sigmaFP)) ^ (1 / 3) 'Cikis
pimleri cap hesabi
  IF d_output_pin_calc_val > d_output_pin THEN PRINT "Cikis pimi capi degeri
kucuk girildi": SLEEP (1): GOTO 50
  xx = d_output_pin
  d_output_pin_bush = _CEIL(1.2972 * xx + 3.3608)
  d_hole_on_the_gear = d_output_pin_bush + 2 * aw
REM -----
PRINT ""
PRINT "x_max="; xmax; "mm"
PRINT "x_min="; xmin; "mm"
PRINT "x_ort="; x; "mm"
COLOR 15
LOCATE 19, 1
COLOR 4
PRINT "B="; B; "mm"
PRINT "d_hole_on_the_gear="; d_hole_on_the_gear; "mm"
COLOR 3
PRINT "Cikis Pimi capi="; d_output_pin; "mm"
PRINT "Hesaplanmis cikis pimi capi="; d_output_pin_calc_val; "mm"
PRINT "Cikis pimi burcu capi="; d_output_pin_bush; "mm"
PRINT "rw1="; rw1; "mm"
PRINT "rw2="; rw2; "mm"
COLOR 1
PRINT "Pim merkez dairesi yaricapi="; r2; "mm"
PRINT "Pim yaricapi="; rc; "mm"
REM -----

```

```

REM 'CIKIS PIMLERI MERKEZ DAIRESI
CIRCLE (deltax, deltay), rw2, 3
REM -----
REM 'CIKIS PIMLERI
FOR i = 0 TO 360 STEP (360 / Zw)
    fi = i * dtor
    CIRCLE ((deltax + rw2 * COS(fi)), (deltay + rw2 * SIN(fi)), (d_output_pin /
2), 3
NEXT i
REM -----
REM 'CIKIS PIMLERI BURCLARI
FOR i = 0 TO 360 STEP (360 / Zw)
    fi = i * dtor
    CIRCLE ((deltax + rw2 * COS(fi)), (deltay + rw2 * SIN(fi)),
(d_output_pin_bush / 2), 3
NEXT i
REM -----
REM 'PIM MERKEZ DAIRESI
CIRCLE (deltax, deltay), r2, 1
REM -----
REM 'PIMLER
pin_angular_gap = 360 / (z1 + 1)
FOR i = -90 TO 270 STEP pin_angular_gap
    fi = i * dtor
    CIRCLE ((deltax + r2 * COS(fi)), (deltay - r2 * SIN(fi)), rc, 1
NEXT i
REM -----
REM 'DIS PROFILI
FOR T = -90 TO 270 STEP 0.0001
    fi = T * dtor
    xw = m / 2 * ((z1 + 1) * COS(fi) - (1 - x) * SIN((z1 + 1) * fi) + (2 * rcx * ((1 -
x) * SIN((z1 + 1) * fi) - SIN(fi)) / (SQR(1 - 2 * (1 - x) * SIN(z1 * fi) + (1 - x) ^ 2))))
    yw = aw + m / 2 * ((z1 + 1) * SIN(fi) - (1 - x) * COS((z1 + 1) * fi) + (2 * rcx *
((1 - x) * COS((z1 + 1) * fi) - SIN(fi)) / (SQR(1 - 2 * (1 - x) * COS(z1 * fi) + (1 - x) ^
2))))
    PSET (deltax - xw, deltay - yw), 4
NEXT T
REM -----
REM 'CIKIS PIMI BURCLARININ GECTIGI DELIKLER

```

```

FOR i = 0 TO 360 STEP (360 / Zw)
    fi = i * dtor
    CIRCLE ((deltax + rw2 * COS(fi)), (deltay - aw + rw2 * SIN(fi)),
(d_hole_on_the_gear / 2), 4
NEXT i
REM 'EKSANTRIK RULMAN DIS CAP DAIRESI
CIRCLE (deltax, deltay - aw), (cser_D / 2), 14
REM -----
PRINT "Devam etmek icin herhangi bir tusa basin"
DO: K$ = INKEY$: LOOP UNTIL K$ <> ""
CLS
REM 'Px HESABI
K1 = aw * (z1 + 1) / r2
Px = (z1 + 1) * (Tg * 1000) / (2 * K1 * z1 * r2)
PRINT "Px="; Px; "N"
PRINT ""
REM -----
REM 'Py ve Pymax HESABI
Py = 0
Pymax = 0
fi_max = 0
fi = 2 * 3.1415926 / z1
Pymax = 0
fi_max = 0
FOR i = 1 TO (z1 + 1) / 2
    gamma = fi - (2 * 3.1415926 * i / (z1 + 1))
    Py = 2 * (Tg * 1000) * (SIN(gamma) - K1) * COS(gamma) / (K1 * z1 * r2 * (1
+ K1 ^ 2 - 2 * K1 * COS(gamma)))
    IF ABS(Py) > Pymax THEN Pymax = ABS(Py)
    IF ABS(Py) = Pymax THEN fi_max = fi * i
    PRINT "Dis no="; i; " Py="; Py; "N"
NEXT
PRINT ""
PRINT "Pymax="; Pymax; "N, fi_max="; fi_max; "rad"
REM -----
REM 'Px ve Py ILE P DEGERININ BULUNMASI
P = (Px ^ 2 + Pymax ^ 2) ^ 0.5
REM -----

```

REM 'DISLI VE EKSANTRIK RULMAN ARASINDAKI KUVVETLER Fx, Fy
ve R (bileske) HESABI

$$fi_max_ussu = (z1 + 1) / z1 * fi_max$$

$$Fx = 1 / n * (Px + Tg / (m * (2 * z1 + 1))) * COS(fi_max_ussu)$$

$$Fy = 1 / n * (Py - Tg / (m * (2 * z1 + 1))) * SIN(fi_max_ussu)$$

$$Rbileske = (Fx ^ 2 + Fy ^ 2) ^ 0.5$$

REM -----

```
pcc_xw$ = "Xw= " + LTRIM$(STR$(m / 2)) + "*"("(" + LTRIM$(STR$(z1 + 1)) +
"*sin(t)-" + LTRIM$(STR$(1 - x)) + "*sin(" + LTRIM$(STR$(z1 + 1)) + "*t))+((2*("
+ LTRIM$(STR$(1 - x)) + "*sin(" + LTRIM$(STR$(z1 + 1)) + "*t)-sin(t)))/(sqrt(1-
(2*" + LTRIM$(STR$(1 - x)) + "*cos(" + LTRIM$(STR$(z1)) + "*t))+ " +
LTRIM$(STR$((1 - x) ^ 2)) + ")))"
```

```
pcc_xy$ = "Yw= " + LTRIM$(STR$(m / 2)) + "*"("(" + LTRIM$(STR$(z1 + 1)) +
"*cos(t)-" + LTRIM$(STR$(1 - x)) + "*cos(" + LTRIM$(STR$(z1 + 1)) + "*t))+((2*("
+ LTRIM$(STR$(1 - x)) + "*cos(" + LTRIM$(STR$(z1 + 1)) + "*t)-cos(t)))/(sqrt(1-
(2*" + LTRIM$(STR$(1 - x)) + "*cos(" + LTRIM$(STR$(z1)) + "*t))+ " +
LTRIM$(STR$((1 - x) ^ 2)) + ")))"
```

```
PRINT #1, pcc_xw$
```

```
PRINT #1, ""
```

```
PRINT #1, pcc_xy$
```

```
PRINT #1, ""
```

```
PRINT #1, "B="; B; "mm"
```

```
PRINT #1, "L="; L; "mm"
```

```
PRINT #1, "Zw="; Zw; "adet delik"
```

```
PRINT #1, "aw="; aw; "mm"
```

```
PRINT #1, ""
```

```
PRINT #1, "d_output_pin_calc_val="; d_output_pin_calc_val; "mm"
```

```
PRINT #1, "d_output_pin="; d_output_pin; "mm"
```

```
PRINT #1, "d_output_pin_bush="; d_output_pin_bush; "mm"
```

```
PRINT #1, ""
```

```
PRINT #1, "rw1="; rw1; "mm"
```

```
PRINT #1, "rw2="; rw2; "mm"
```

```
PRINT #1, "d_hole_on_the_gear="; d_hole_on_the_gear; "mm"
```

```
PRINT #1, ""
```

```
PRINT #1, "pin centrod radius="; r2; "mm"
```

```
PRINT #1, "pin radius rc="; rc; "mm"
```

```
PRINT #1, ""
```

```
PRINT #1, "Px="; Px; "N"
```

```
PRINT #1, "Pymax="; Pymax; "N"
```

```
PRINT #1, "
*****"
PRINT #1, ""
PRINT ""
PRINT "Spacebar'a basarak programin basina don"
DO: K$ = INKEY$: LOOP UNTIL K$ <> ""
IF K$ = CHR$(32) THEN GOTO 50
CLOSE #1
END
```

