



T.C

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İÇ DİŞLİ ÇARK MEKANİZMALARININ ANALİZİ

Barış ENGİN

Yrd.Doç.Dr.Fatih KARPAT

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2013

Her Hakkı Saklıdır.

TEZ ONAYI

Barış ENGİN tarafından hazırlanan “İç Dişli Çark Mekanizmalarının Analizi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

İMZA

Danışman: Yrd.Doç.Dr.Fatih KARPAT

Başkan : Unvan Ad Soyadı
.....Fakültesi
.....Anabilim Dalı

Üye : Unvan Ad Soyadı
.....Fakültesi
.....Anabilim Dalı

Üye : Unvan Ad Soyadı
.....Fakültesi
.....Anabilim Dalı

Üye : Unvan Ad Soyadı
.....Fakültesi
.....Anabilim Dalı

Üye : Unvan Ad Soyadı
.....Fakültesi
.....Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof.Dr.Ali Osman DEMİR

Enstitü Müdürü

.../.../2013

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

.../.../2013

İmza

Barış ENGİN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

İÇ DİŞLİ ÇARK MEKANİZMALARININ ANALİZİ

Barış ENGİN

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd.Doç.Dr Fatih KARPAT

Bu çalışmada rim kalınlığının iç dişli çark mekanizmalarında kavrama rijitliği ve gerilme üzerine etkisi analitik ve sayısal yöntemlerle incelenmiştir.

Önce konu ile ilgili literatür araştırması yapılmıştır.İç dişli çarklar ve analitik hesaplama yöntemleri hakkında bilgiler verilmiştir.Kavrama rijitliğinin hesaplanması analitik olarak anlatılmıştır.Sayısal hesaplamalar için dış profilleri oluşturulmuştur.

Hem kavrama rijitliği hem de gerilme analizi birer örnekle açıklanmıştır.Sonuçlar analitik ve sayısal olarak karşılaştırılmıştır.Ek olarak çalışmada et kalınlığının iç dişliler üzerine etkisi açıklanmıştır.

Sonuç olarak iç dişli de et kalınlığı artarsa iç dişlide gerilme ve kavrama rijitliği düşer.

Anahtar Kelimeler: iç dişli çarklar, rim kalınlığı, iç dişli çarklarda gerilme analizi, sonlu elemanlar analizi,kavrama rijitliği

2013,Xiii+76 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

THE ANALYSES OF INTERNAL GEAR MECHANİSM

Bariş ENGİN

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor:Asst.Prof.Dr. Fatih KARPAT

In this thesis, the effect of rim thickness on internal gear mechanism, which was included gear mesh and gear stress, was investigated with analytical and numerical calculations.

Firstly, the literature on subject was followed. The common information about internal gears and analytical calculations methods were given. The tooth profiles were created for numerical calculations.

Both calculation of gear mesh and calculation of gear stress were explained with an example. The results were compared with analytical and numerical. In addition, the effects of rim thickness on internal gear mechanism were explained.

Finally, if the rim thickness of internal gear increases, gear mesh stiffness and gear stress of internal gear decreases.

Keywords: Internal Gear, rim thickness, the stress analyses of internal gear, finite element methods, gear mesh

2013, xiii+76 pages

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim ve çalışmamı hazırladığım süre içerisinde bana her konuda yardımcı olan ve gerekli yönlendirmeleri yapan değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Fatih KARPAT' a ve üzerimde büyük emeği olan aileme ve tüm hocalarıma teşekkürlerimi sunarım.

Barış ENGİN

...../...../2013

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER DİZİNİ.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
TABLolar DİZİNİ.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. DİŞLİ ÇARKLAR HAKKINDA GENEL BİLGİ.....	1
2.1 Dişli Çark Mekanizmaları.....	1
2.2 Çevrim Oranı.....	2
2.3 Dişli Ana Kanunu.....	3
2.4 Kavrama Eğrisi.....	5
3. İÇ DİŞLİ ÇARKLAR.....	6
4.İÇ DİŞLİ ÇARKLARIN DIŞ DİŞLİ ÇARKLARA GÖRE AVANTAJLARI.....	7
5. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	8
5.1 İç Dişli Çark Mekanizmaların Tasarlanması ve Bilgisayar Desteği İle Analizi Hakkında Yapılan Çalışmalar.....	8
5.2 İç Dişli Çark Mekanizmalarında Kavrama Rijitliği Üzerine Yapılan Çalışmalar.....	12
6. MATERYAL Ve YÖNTEM.....	12
6.1 İç Dişli Çarkların Geometrisi ve Mekanizma Özellikleri.....	12
6.1.1 Evolvent Eğrisi ve Fonksiyonu.....	12
6.1.2 Trokoid Eğrisi Ve Fonksiyonu.....	13
6.1.3 İç Dişli Çark Ve İç Dişli Çark Mekanizmalarının Boyutlandırılması.....	14

6.1.4 İç Dişli Çarklarda Kavrama Durumu.....	15
7.DİŞLİ ÇARKLARDA MUKAVEMET HESAPLARI.....	17
7.1 İç Dişli Çarklarda Mukavemet Hesapları.....	19
7.1.1 Dişli Kuvveti.....	19
7.1.2 İç Dişli Çarklarda Diş Dibi Gerilmeleri.....	20
7.1.3 İç Dişli Çarklarda Yan Yüzey Basıncı Hesabı.....	22
7.1.4 İç Dişli Çarkların Sonlu Elemanlar Metoduyla Analizi.....	26
7.1.4.1 Taslak Oluşturulması.....	26
7.1.4.2 Malzeme Bilgisinin Girilmesi.....	27
7.1.4.3 İç Dişlinin Ve Pinyon Dişlinin Montajı.....	29
7.1.4.4 Step(Adım) Tanımlanması.....	30
7.1.4.5 İlişkilerin Tanımlanması.....	30
7.1.4.5 Sınır Koşullarının ve Yüklerin Tanımlanması.....	32
7.1.4.6 Ağ Yapısının Oluşturulması.....	33
7.1.4.7 İşin(Job) Oluşturulması.....	34
7.1.4.8 Sonuçların Değerlendirilmesi.....	35
8. KAVRAMA RİJİTLİĞİNİN HESAPLANMASI.....	37
8.1 Taslakların Oluşturulması.....	37
8.2 Malzeme Bilgisinin Tanımlanması.....	38
8.3 Montaj Aşaması.....	38
8.4 Step(Adım) Tanımlanması.....	39
8.5 Sınır Koşullarının ve Yüklerin Tanımlanması.....	39
8.6 Ağ Yapısının Oluşturulması.....	41
8.7 İşin(Job) Oluşturulması.....	42
8.8 Sonuçların Değerlendirilmesi.....	42
8.9 Dişlilerin Yarıçapa Bağlı Olarak Rijitlik Değerlerinin Hesaplanması	44

9.GERİLME VE KAVRAMA RİJİTLİĞİ İLE İLGİLİ ÖRNEKLER	46
9.1 Pinyon Dişli İçin Gerilme Analizi.....	46
9.2 Pinyon Dişli İçin Gerilme Analizinin Sayısal Çözümü.....	46
9.2.1 Pinyon Dişli İçin Taslak Oluşturulması.....	46
9.2.2 Malzeme Bilgisinin Oluşturulması.....	47
9.2.3 İç Dişli ve Pinyonun Montajı.....	47
9.2.4 Step Tanımlanması.....	48
9.2.5 İlişkilerin Tanımlanması.....	48
9.2.6 Sınır Koşullarının ve Momentin Tanımlanması.....	49
9.2.7 Ağ Yapısının Oluşturulması.....	49
9.2.8 İşin Oluşturulması.....	49
9.2.9 Sonuçların Değerlendirilmesi.....	49
9.3 Kavrama Rijitliği İçin Örnek.....	50
9.3.1 Kavrama Rijitliği İçin Ön Hesaplamalar.....	50
9.3.2 Taslak Oluşturma.....	51
9.3.3 Malzeme Bilgisinin Tanımlanması.....	53
9.3.4 Montaj Aşaması.....	53
9.3.5 Step Tanımlanması.....	54
9.3.6 Sınır Koşullarının ve Yüklerin Tanımlanması.....	55
9.3.7 Ağ Yapısının Oluşturulması.....	57
9.3.8 İşin(Job) Oluşturulması.....	57
9.3.9 Sonuçların Değerlendirilmesi.....	58
9.3.10 Dişlilerin Yarıçapa Bağlı Olarak Rijitlik Değerlerinin Hesaplanması.....	58
10.SONUÇ Ve YORUMLAR.....	61
10.1 Analitik Metod Sonuçları ve Yorumları.....	61
10.2 Sayısal Metod Sonuçları ve Yorumları.....	61
10.3 Analitik Metod ve Sayısal Metodun Karşılaştırılması.....	62

10.4 İç Dişlinin Et(Rim) Kalınlığının ve Şeklinin Gerilme Üzerine Etkisi.....	63
10.5 Kavrama Rijitliği.....	64
10.6 Sonuç.....	67
KAYNAKLAR.....	69
EK 1-Çevresel Hız Faktörü.....	71
EK 2-Yüzey Pürüzlülüğü Faktörü.....	71
EK 3-Yağlama Faktörü.....	72
EK 4-Bindirme Faktörü.....	72
EK 5-Çalışma Faktörü.....	73
EK 6-Alın Faktörü.....	74
EK 7-Evolvent Fonksiyonu.....	75
EK 8-Diş Şekil Faktörü.....	75
ÖZGEÇMİŞ.....	76

SİMGELER DİZİNİ

d	:	Taksimât Dairesi Çapı
d_b	:	Diş Baş Dairesi Çapı
d_t	:	Diş Taban Dairesi Çapı
d_g	:	Temel Dairesi Çapı
z	:	Diş Sayısı
i	:	Çevrim Oranı
u	:	Gerçek Çevrim Oranı
m	:	Normal Modül
h	:	Diş Yüksekliği
s_0	:	Diş Kalınlığı
l_0	:	Dişler Arası Boşluk
b	:	Diş Genişliği
ε	:	Kavrama Oranı
y	:	Yükseklik Faktörü
a	:	Eksenler Arası Mesafe
α	:	Kavrama Açısı
β	:	Helis Açısı
$ev\alpha$:	Evolvent Fonksiyonu
v	:	Çevresel Hız
ω	:	Açısal Hız
F_n	:	Normal Kuvvet
F_r	:	Radyal Kuvvet
F_t	:	Teğetsel Kuvvet
F_e	:	Eksenel Kuvvet
σ_k	:	Standart Deney Çubuğu İçin Kopma Mukavemeti
σ_D	:	Standart Deney Çubuğu İçin Sürekli Mukavemet Sınırı

σ_D^*	:	Makine Elemanı İçin Sürekli Mukavemet Sınırı
M_b	:	Burulma Momenti
ψ	:	Genişlik Faktörü
K_A	:	İşletme Faktörü
K_ε	:	Kavrama Faktörü
K_V	:	Dinamik ve Hız Faktörü
K_m	:	Yük Dağılım Faktörü
K_f	:	Form Faktörü
K_y	:	Yüzey Düzgünlüğü Faktörü
K_b	:	Büyükklük Faktörü
K_ζ	:	Çentik Faktörü
K_t	:	Teorik Çentik Faktörü
q	:	Çentik Hassasiyet Faktörü
K_R	:	Güvenirlilik Faktörü
K_L	:	Ömür Faktörü
K_Z	:	Zorlanma Faktörü
K_E	:	Malzeme Faktörü
K_α	:	Yuvarlanma Noktası Faktörü
K_i	:	Çevrim Oranı Faktörü
K_β	:	Helis Açısı Faktörü
K_H	:	Bölge Faktörü

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1. Yuvarlanma Daireleri.....	3
Şekil 2. Dişli Ana Kanunu.....	5
Şekil 3. Evolvent Dişlide Kavrama Oranı.....	6
Şekil 4. İç Dişli Çarka Ait Üretim Yöntemi.....	7
Şekil 5. İç ve Dış Dişli Çarklarda Kavrama Boyu.....	8
Şekil 6. Evolvent Profilin Oluşumu.....	13
Şekil 7. Pinyon Takımın Ucunun Trokoidal Yörüngesi.....	14
Şekil 8. İç Dişli Çarklarda Kavrama Boyu.....	16
Şekil 9. Dişli Çarka Etkiyen Kuvvetler.....	19
Şekil 10. İçten temaslı iki silindirin yüzey basıncı	23
Şekil 11. İç Dişli Çarklarda Hertz Yüzey Basıncı.....	24
Şekil 12. İç Dişli Çarklarda Hertz Yüzey Basıncı.....	25
Şekil 13. İç Dişli Çarkın Taslak Çizimi.....	26
Şekil 14. Pinyon Dişli Çarkın Taslak Çizimi.....	27
Şekil 15. Malzeme Bilgisinin Tanımlanması.....	28
Şekil 16. Malzeme Bilgisinin Kesite Atanması.....	28
Şekil 17. Kesitin İç Dişliye Atanması.....	29
Şekil 18. İç Dişlinin ve Pinyonun Montajı.....	30
Şekil 19. Yüzey-Yüzey İlişkisi Teğetsel Karakteristik.....	31
Şekil 20. Yüzey-Yüzey İlişkisi Normal Karakteristik.....	32
Şekil 21. İç Dişlinin Dış Yüzeyden Sabitlenmesi	33
Şekil 22. Ağ Yapısının Görüntüsü	34
Şekil 23. İşin Tanımlanması.....	35
Şekil 24. Sonuçların Alınması.....	36

Şekil 26. İç Dişli Çarkın Montaj İçin Çağrılması.....	38
Şekil 27. Adımın Tanımlanması.....	39
Şekil 28. Sınır Koşulunun Tanımlanması.....	40
Şekil 29. Tekil Kuvvetin Tanımlanması.....	40
Şekil 30. Ağ Yapısı Oluşturulmuş Diş.....	41
Şekil 31. Set Noktaları İçin Ayrı Ayrı Tanımlanmış İşler	42
Şekil 32. Renk Skalası İçeren Çözüm.....	43
Şekil 33. Çözümün Grafik Gösterimi.....	43
Şekil 34. Pinyonun Yarıçapa Bağlı Rijitlik Grafiği.....	44
Şekil 35. İç Dişlinin Yarıçapa Bağlı Rijitlik Grafiği.....	44
Şekil 36. Kavrama Rijitliği.....	45
Şekil 37. Pinyonun Taslak Çizimi.....	47
Şekil 38. Montaj Resmi.....	48
Şekil 39. Sonuçların Renk Dağılımı İle Gösterimi.....	50
Şekil 40. İç Dişlinin Taslak Çizimi.....	52
Şekil 41. Pinyon Taslak Çizimi.....	52
Şekil 42. Malzeme Bilgisi Atanmış İç Dişlinin Görüntüsü.....	53
Şekil 43. İç Dişli Çarkın Montaj İçin Çağrılması.....	54
Şekil 44. Adımın Tanımlanması.....	55
Şekil 45. Sınır Koşulunun Tanımlanması.....	56
Şekil 46. Tekil Kuvvetin Tanımlanması.....	56
Şekil 47. Ağ Yapısı Oluşturulmuş İç Dişli Kesiti.....	57
Şekil 48. Set Noktaları İçin Ayrı Ayrı Tanımlanmış İşler.....	57
Şekil 49. Renk Skalası İçeren Çözüm.....	58
Şekil 50. Çözümün Grafik Gösterimi.....	58
Şekil 51. Pinyonun Yarıçapa Bağlı Rijitlik Grafiği ve Uydurulmuş Eğri- si.....	59

Şekil 52. İç Dişlinin Yarıçapa Bağlı Rijitlik Grafiği ve Uydurulmuş Eğrisi.....	60
Şekil 53. Kavrama Rijitliği.....	60
Şekil 54. İç Dişli Et Kalınlığı A Şekli.....	63
Şekil 55. İç Dişli Et Kalınlığı B Şekli.....	63
Şekil 56. Yarıçapa Göre Diş Rijitliği.....	64
Şekil 57. Pinyon Dişlinin Diş Rijitliği Grafiği.....	65
Şekil 58. İç Dişli Çark Et Kalınlığı(2 modül) Diş Rijitliği Grafiği.....	65
Şekil 59. İç Dişli Çark Et Kalınlığı (2 modül) İçin Kavrama Rijitliği.....	66
Şekil 60. İç Dişli Çark Et Kalınlığı (3 modül) İçin Diş Rijitliği.....	66
Şekil 61. İç Dişli Çark Et Kalınlığı (3 modül) İçin Kavrama Rijitliği.....	67

TABLolar DİZİNİ

Tablo 1. Diş Boyutları.....	15
Tablo 2. Pinyon Dişliye Ait Hesaplamalar.....	59
Tablo 3. İç Dişliye Ait Hesaplamalar.....	59
Tablo 4. İç Dişli Et Kalınlığının Gerilme Ve Yer Değişirme Üzerine Etkisi.....	63
Tablo 5. İç Dişli Et Kalınlığının Gerilmeye ve Yer Değiştirmeye Etkisi.	64

1.GİRİŞ

Düz ve Helisel Dişli Çarklar hareketli veya gücü dönen bir milden diğerine iletmekte kullanılan makine elemanları arasında en önemlilerinden biridir.

Dişlerin profilleri dönmeleri esnasında birbirlerine çarpmadan takılıp sıkışmadan ve birbirlerinin üzerinde kaymadan iç içe girip birbirlerini döndürerek hareketi iletebilecek şekildedir.

Bu düzeni sağlayabilmek için Matematikçiler 19 asır boyunca süren uzun çalışmaları sonucunda diş profillerinin de episikloid ve daire açınımlı profillerinin kullanımını uygun buldular.(Babalık 2008)

2. DIŞLI ÇARKLAR HAKKINDA GENEL BİLGİ

2.1 Dişli Çark Mekanizmaları

Dişli çark mekanizmaları millerin birbirlerine göre konumlarına ve diş şekillerine göre sınıflandırılır ve adlandırılır.

Eski çağ ve orta çağda su çekme, yük kaldırma, değirmen taşı döndürme gibi işlemlerde kullanılan dişli çark son iki yüzyılın teknolojik gelişmeleri sayesinde hemen her mekanda kullanılan bir eleman olmuşlardır. Dişli çarklar iki mil arasında şekil bağı ile kuvvet ve hareket ileten elemanlardır. Eş çalışan en az iki dişli çarktan meydana gelen sisteme dişli çark mekanizması denir.

Dişli çark mekanizmaları çeşitleri;

Paralel miller → Silindirik alın dişli çarklar;

-Düz dişli

-İç dişli

-Kramayer dişli

-Helisel dişli

-Çift helisel dişli

-Ok dişli

Kesişen miller → Konik dişli çarklar;

-Düz konik dişli

-Helisel dişli

-Eğrisel dişli

Aykırı miller → Vida mekanizmaları;

-Spiral dişli

-Sonsuz vida dişli

2.2 Çevrim Oranı

Diğer güç aktarma mekanizmalarında da olduğu gibi dişli çark mekanizmalarında da bir milden diğerine aktarılan hareketinin hızlarının oranına mekanizmanın çevrim oranı denir.(Babalık 2008)

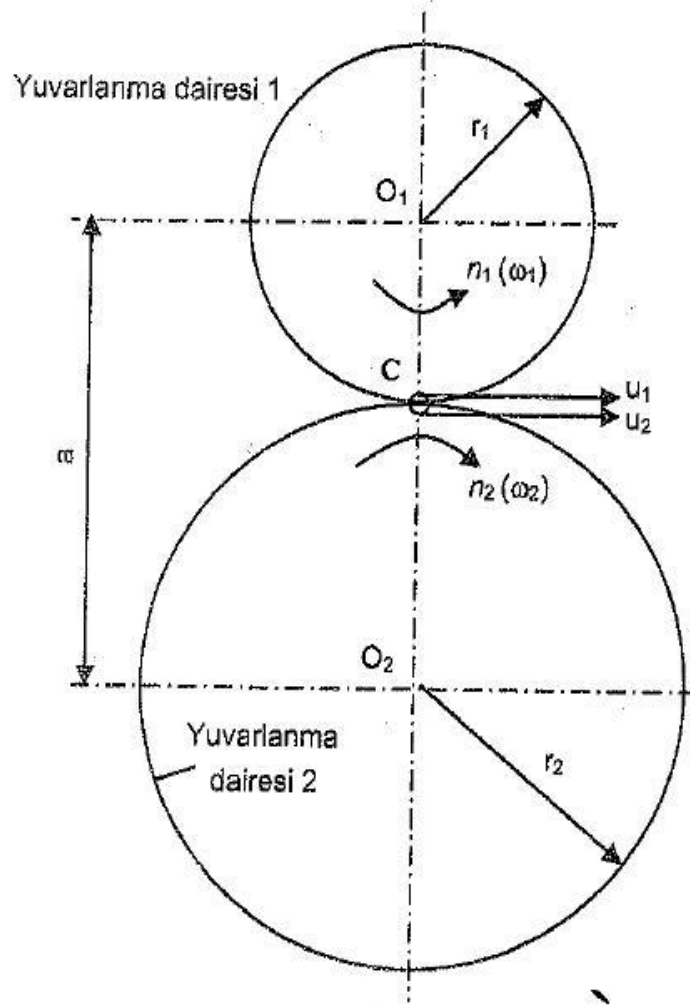
— —

: Giriş milinin açısal hızı

: Giriş milinin devir sayısı

Çıkış milinin açısal hızı

: Çıkış milinin devir sayısı



Şekil 1. Yuvarlanma daireleri

2.3 Dişli Ana Kanunu

Özel mekanizmaların dışında çarklarda istenen hareketin düzgün olarak iletilmesidir. Bunun içinde — açısız hızlarının oranının sabit olması gerekir. Bu olayı iki silindirin üzerine çok küçük dişlerin açıldığını düşünerek açıklayalım. Bu durumda şekilde görüldüğü gibi iki silindir birbirleri üzerinde yuvarlanıyormuş gibi görünür. Bu silindirlerin kaymadan yuvarlanmaları içinde temas noktasındaki çevresel hızlarının birbirine eşit olması gerekir.(Babalık 2008)

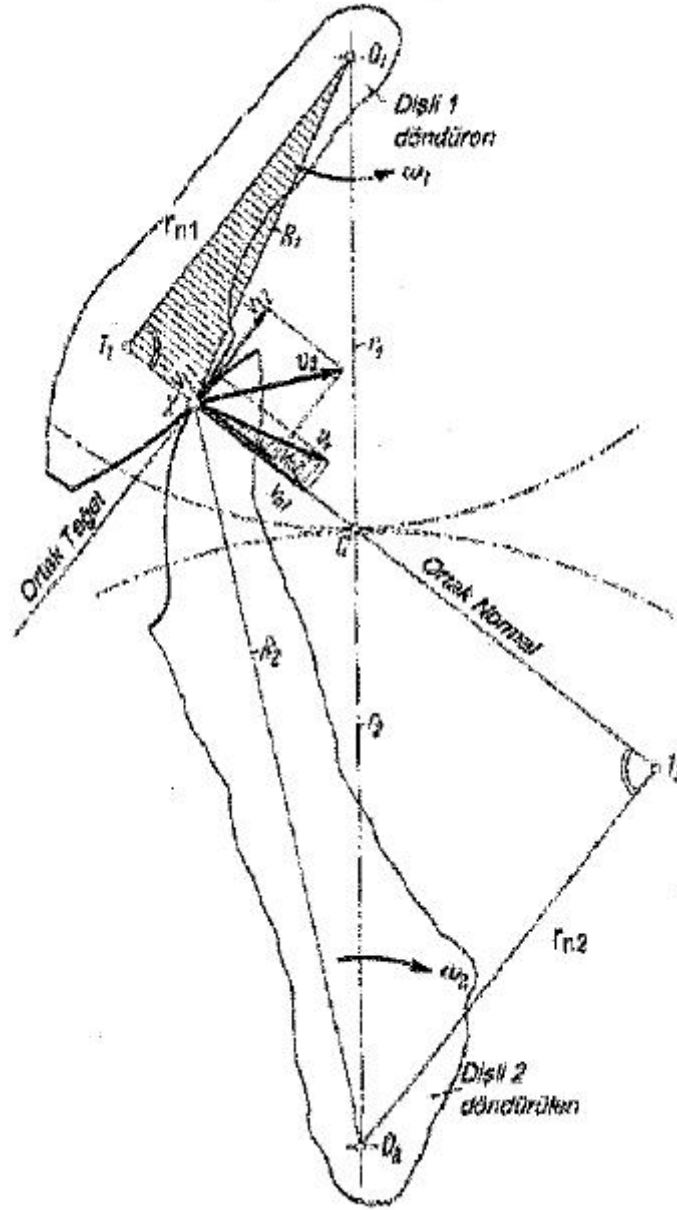
Bu silindirlerin çevresel hızları v_1 ve v_2 ' dir. Bu hızları birbirine eşitlersek,

— — sabit

Dönmenin her anında çevrim oranı i 'nin sabit olması keyfi seçilmiş herhangi bir diş şekline sahip çarklarla sağlamak mümkün değildir. Zira anılan isteği gerçekleşmesi için eş çalışan dişlerin tüm eş çalışma süresinde birbirleri ile temas halinde olmaları ve birbirleri üzerinde yuvarlanarak hareket etmeleri gerekmektedir. Hareketli iki cismin birbirleri ile sürekli temas halinde kalabilmelerinin kinematik şartı, temas noktalarındaki normal hızlarının birbirine eşit olmasıdır. Eğer bu şart sağlanmaz ise dişler birbirlerinden ayrılırlar.

Eş çalışan iki dişli çarkın temas halinde olan birer dişi incelendiğinde dişlerin temas noktası A ' dan geçen ortak teğeti ve ortak normali çizdikten sonra normal hızların birbirlerine eşit olabilmesi için ortak normalinin yuvarlanma dairelerinin teğet oldukları C (yuvarlanma noktası) ' den geçmesi gerektiği görülmüş. Buna dişli çark ana kanunu denir. Bunu tek bir cümle ile ifade etmek istersek şöyle diyebiliriz.

“Eş çalışan iki dişli yan yüzeyinin temas noktalarındaki ortak normalleri her zaman yuvarlanma noktasından geçer.”(Babalık 2008)

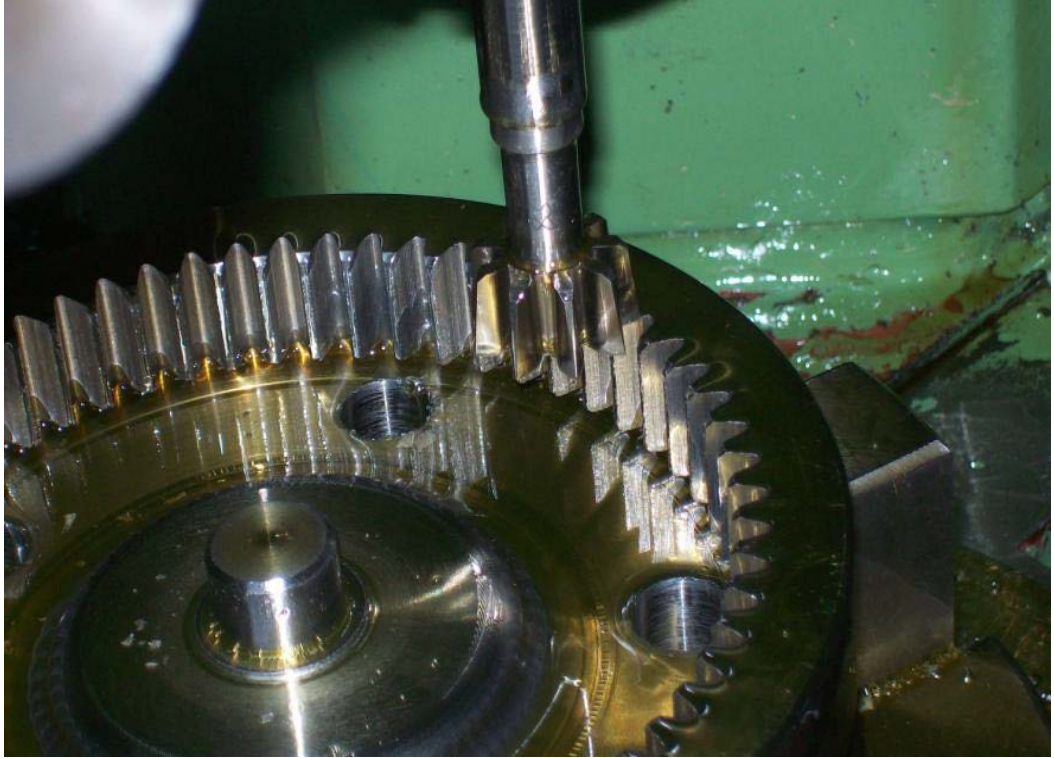


Şekil 2. Dişli Ana Kanunu

2.4 Kavrama Eğrisi

Birbirlerine temas eden dişlerin dönme esnasında birbirlerine değdikleri noktaları birleştirirsek kavrama eğrisi denilen eğriyi elde ederiz. Aslında dişler birbirine bir noktada değil diş kalınlığına eşit uzunlukta bir doğru parçası boyunca temas ederler. Dolayısıyla üç boyutlu olarak düşündüğümüzde temastan dolayı kavrama eğrisi değil bir kavrama yüzeyi meydana gelir. Diğer olaylar gibi dişlide kavrama olayını da dişiyi eksene

gerektiği, örneğin planet dişlilerinde, vites kutularında, otomatik transmilyonlarda, marş motorunda, diferansiyel kutularında, kren ve vinçlerde (özellikle döner vinçlerde), çeşitli mutfak ve el aletlerinde kullanılırlar. İmal edilmeleri dış dişli çarklara göre daha zordur. Sadece Fellow yöntemi ile imal edilirler.(Tunalıoğlu 2011)

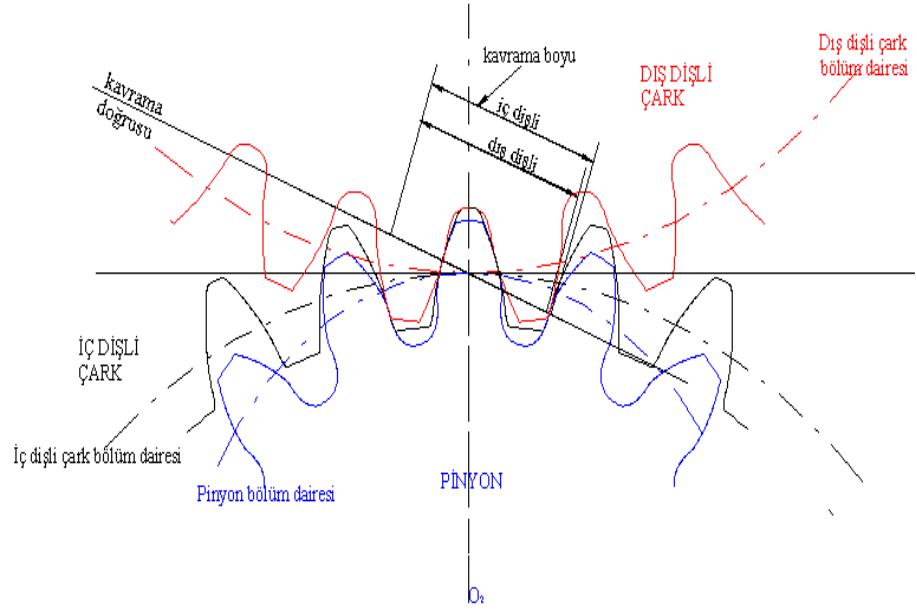


Şekil 4. İç Dişli Çarka Ait Üretim Yöntemi

4.İÇ DİŞLİ ÇARKLARIN DİŞ DİŞLİ ÇARKLARA GÖRE AVANTAJLARI

- ✓ İç dişli çarklarda iki adet şaftın aynı yönde dönmesi istendiği durumlarda dış dişli çarklarda ortaya çıkan ilave dişliye ihtiyaç duyulmaz.
- ✓ Eksenler arası mesafesi dış dişli çarklara göre daha kısadır. Bu sebepten dolayı dişli kutularında daha yaygın olarak kullanılırlar.
- ✓ Dişlerin kavramaya girişinde ve kavramadan çıkışında kayma hızı iç dişli çarklarda daha düşüktür.
- ✓ Aynı diş sayısı ve modüle sahip iç ve dış dişli çarklar, pinyon dişlisi ile kavramaya girdiklerinde pinyon-iç dişli çark arasında oluşan kavrama

boyu pinyon-dış dişli çark arasında oluşan kavrama boyundan daha uzundur.



Şekil 5. İç ve Dış Dişli Çarklarda Kavrama Boyu

5.Kaynak Araştırması

5.1 İç Dişli Çark Mekanizmalarının Tasarlanması Ve Bilgisayar Desteği İle Analizi Hakkında Yapılan Çalışmalar

V.Abousleiman,P.Velex(2005) iç,planet ve helisel dişlilerin inceleyen bir simülasyon oluşturmuşlar.Çalışmada iç dişli elemanları birbirine bağlanmış yaylarla ifade etmişler.Oluşturulan model yarı statik ve dinamik analizlere cevap vermiştir.

F.Litvin,Qiming Lian,Alexander Kapelavich(1999) asimetric dişili çark mekanizması oluşturmuşlar.Bu çalışmada asimetriğin anlamı çalışan ve çalışmayan yüzeylerdeki basınç açıları ve basınç değerlerinin farklı olması anlamındadır.Bu çalışmada kontakt gürültüsünün azaltılması ve gerilme analizinin simülasyonu yapılmıştır.Simülasyon göz önüne alınarak bilgisayar programı oluşturulmuştur.

B.Tong ve S.Walton (1987) iç dişli çarkların imalatı için bir program geliştirmişlerdir. Programda diş sayısı ve dişlilerin merkezler arası

mesafesi belirtildiğinde eş çalışan dişlilerin diş genişliği sayısal olarak hesaplanmaktadır. Hesaplanan diş genişliği, üretimin pratikliği ve kabul edilen sınır şartlarıyla karşılaştırılmış, gerektiğinde diş sayısı, modül veya dişli malzemesi değiştirilmiştir. Sonuç olarak; üretimi yaklaşık 1 gün süren dişli çark üzerindeki optimum değişiklikleri 30 dakikada yapan CAD programı geliştirilmiştir. Bu program olasılık hesaplarıyla optimum dizayn yapabilmektedir. Ayrıca bu program kullanıcı için minimum diş sayısını belirleme, minimum merkezler arası mesafeyi belirleme ve en düşük diş ağırlığını belirlemek için uygun bir yöntemdir. En son olarak da iç dişli programı planet dişli sistemleri içinde kullanılan ana bir programdır. Program sadece teorik hesaplara dayanıp deneysel verilerle desteklenmemiştir.

Wooh Kim, Yeong Lee, Jintai Chung (2010) planet dişlilerde zamanla değişen basınç açıları ve kontakt oranlarında dinamik analiz yapılmıştır. Bu çalışma diğer çalışmaların aksine sabit zamanlı değil değişken zamanlıdır. Buna ek olarak, rulmanların rijitliğinin basınç açıları ve kontakt oranları üzerine etkisi de analiz edilmiştir.

C. Yüksel, A. Kahraman (2004) çalışmalarında diş profili giydirilmiş planet dişli setlerinde dinamik diş yüklemeleri analiz edilmiştir. Bütün bilgisayar şemaları temas halindeki diş yüzeylerinde diş profillerini tanımlamışlardır. Çalışmanın amacı, kullanılan ürünlerin titreşim ve gürültü problemlerini elemine etmektir.

S. Oda, K. Miyachika ve K. Araki (1984) iç dişli çarklarda çember kalınlığının diş dibi gerilmesi ve eğilme yorulması dayanımına etkilerini incelemişlerdir. Diş dibi gerilmesi için sonlu elemanlar yöntemi, eğilme yorulması dayanımı için farklı kalınlıklarda dişlilerde statik yükleme testleri yapılmıştır. Diş dibi gerilmesi çember kalınlığının azalmasıyla, diş dibi kavisinin hem basma hemde çekme bölgelerinde artmaktadır. Önce çember kalınlığına sahip iç dişlilerde kasa kalınlığı diş modülünün 3 katından küçük olduğu durumda gerilme değerleri artmakta, diş modülünün 3 katından daha büyük olduğu durumda sabit

kalmaktadır. Sonuç olarak ince çember kalınlığına sahip iç dişlilerde çember kalınlığı azaldıkça maksimum diş dibi gerilmeleri dışın kavis bölgesindeki çekme ve basma bölgelerinde artmaktadır. Önce çember kalınlığına sahip iç dişlide maksimum diş dibi gerilmesi diş modülünün 3 katından küçük olduğu durumda ve kuvvetin diş başından 45° lik açı ile uygulandığı durumda oluşmaktadır.

Hong-Sen Yan, Ta-Shi Lai (1999) çalışmalarında planet dişlilerin ve pinyon dişlilerin geometrik dizaynını ele almışlar. Varılan sonuçlardan yararlanılarak katı model oluşturmak için faydalanılan yüzey denklemini veren bilgisayar programı oluşturmuşlar.

H. Eiff, V. Hirschmann ve G. Lechner (1990) iç ve dış dişli çarklarda dişli geometrisi ile diş dibinde meydana gelen maksimum teğetsel gerilmenin yeri, diş dibinde oluşan gerilmenin miktarı ve gerilme konsantrasyonu faktörünü belirlemişlerdir. Teorik hesaplama yöntemi olarak sonlu elemanlar metodu kullanmışlar, sonuçları fotoelastik deneylerle kanıtlamışlardır. Çalışmalarının sonucunda küçük diş sayısına sahip pinyon tip kesici takım kullanılarak imal edilmiş dişlilerin diş dibi gerilmelerinin daha düşük olduğunu göstermişlerdir. İç dişli çarklarda çember kalınlığının etkisi modülün 5 katından daha az olduğu durumda diş dibi gerilmeleri için önemli bir faktördür.

Vijaya Kumar Ambarisha, Robert G. Parker (2006) çalışmalarında kompleks ve lineer olmayan dinamik planet dişlilerin analizini iki yöntem kullanarak analiz etmişler. Hem analitik hem de sonlu elemanlar metodunun birbiriyle örtüştüğü görülmüştür. Kavrama rijitliğinden meydana gelen dalgalanmalardan oluşan parametrik özellikler sonucu rezonans oluştuğu sonucuna varmışlar.

M. Shunmugam (1982) eş çalışan dişli çarkların diş profilinde değişim yaparak diş dibindeki gerilmeler azaltılmaya çalışmışlardır. Çalışmalarında iç dişli çarkın diş başı ile pinyonun diş dibi bölgesinin etkileşimi ve pinyonun involüt profilinin etkisi incelenmiştir. Sonuç

olarak pinyonun iç dişli çark ile kavramasında diş dibi bölgesinde aşınmayı incelemişlerdir. İç dişli çarkın ve pinyonun diş sayısı arttığında daha fazla dişli kavramaya girdiğinden dolayı aşınma daha az olacağını belirtmişlerdir. Pinyonun diş sayısı sınır diş sayısından bir miktar arttırılırsa aşınmanın daha az olacağını söylemişlerdir.

Schyue-Cheng Yang (2006) tarafından yapılan çalışmada çeviren ve çevrilen asimetric diş profiline sahip iç dişli için basit profile karar verilmiştir. Amaçlanan dişlide dişler asimetric evolvent dişlidir. Sonuç olarak iç dişli için matematiksel model ve montaj modeli oluşturulmuştur. İç helisel dişlinin iç düz dişliye göre daha avantajlı olduğu kanısına varılmıştır.

A. Pintz ve R. Kasuba (1985) iç dişlilerde statik ve dinamik yük analizi için bilgisayar tabanlı bir program geliştirmiştir. Dişliler üzerinde etkili olan kavrama esnasında iki diş teması, dişlerin yük paylaşımı, temas oranının etkisi statik olarak ele alınmıştır. Bu metod yüksek çevrim oranına sahip iç ve dış dişlilere uygulanmıştır. Bu parametreler ışığı altında iç düz dişliler dış düz dişlilere oranla daha düşük dinamik yük faktörüne sahiptirler. Yapılan çalışmada çok değişkenli bir katılık matrisi oluşturmuşlardır. Değişken olarak; uygulanan yük, yükün kavrama esnasında dişler tarafından paylaşımı, diş yapısı, dişlilerin uyumu, dişlideki hatalar, diş profilindeki hatalar ve temas notalarının konumudur. Bu şekilde bir bilgisayar tabanlı model oluşturulup analizler yapılmıştır. Sonuç olarak eşit geometrilere sahip iç dişli çarklar dış dişli çarklara oranla daha büyük temas oranına sahiptir. Daha yüksek çevrim oranlarında radyal sapma iç ve dış dişlilerde daha azalmaktadır. Yüksek çevrim oranlarında iç dişliler dış dişlilere oranla daha düşük dinamik yük faktörüne sahiptir. Dolayısıyla daha iyi dinamik performansına sahiptirler.

5.2 İç Dişli Çark Mekanizmalarında Kavrama Rijitliği Üzerine Yapılan Çalışmalar

Zaigang Chen ve Yimin Shao (2012) iç dişlilerde kavrama rijitliği üzerine çalışma yapmışlar. Bir çok çalışmada dişliler seri bağlanmış yaylar gibi düşünülmesine rağmen bu çalışmada Timoshenko'nun kiriş teorisini kullanılmıştır. Çalışmada mesnet türü, et kalınlığı ve mesnet sayısının etkisi araştırılmıştır. Kavrama rijitliğinin periyodik olduğu sonucuna varılmıştır.

M.R Letaief, F .Chari ve M. Haddar (2008) çalışmalarında iç ve dış dişliden oluşan bir sonlu elemanlar modeli üretmişler. Kavrama rijitliği iç dişli tasarımında hesaplanması gereken önemli parametrelerden biridir. Kavrama rijitliği hesaplanırken; iç dişlinin et kalınlığı, et kalınlığı şekli ve sabitleme modelleri değiştirilmiştir. Bu değişiklikler iç dişli çark mekanizmasının dinamik karakteristiğini de değiştirmiştir. Sonuçta bu çalışma iç dişli et kalınlığı ve et kalınlığı şekli hakkında seçim yapmamızı kolaylaştırmıştır.

6.MATERYAL VE YÖNTEM

6.1 İç Dişli Çarkların Geometrisi ve Mekanizma Özellikleri

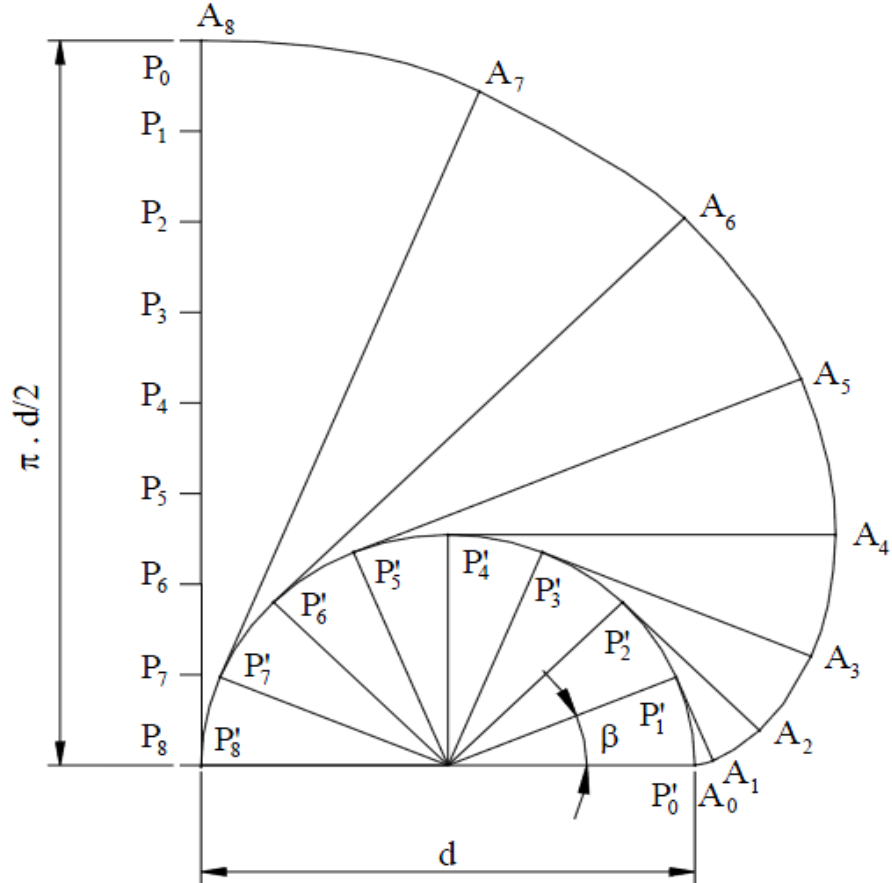
6.1.1 Evolvent Eğrisi Ve Fonksiyonu

Dişli çarklarda evolvent diş profili evolvent kısım ve diş dibi kısmı(trochoid) olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Sabit yarıçaplı bir daire üzerinde, kaymadan yuvarlanan bir doğruyun herhangi bir noktasının çizdiği eğriye evolvent eğrisi denir. Buradaki daire ve doğru ise temel daire ("b" indisi ile gösterilir) ve temel doğru olarak tanımlanmaktadır.

Evolvent fonksiyonu, genellikle inv kısaltmasıyla gösterilir ve

$$inv a = \tan a - a$$

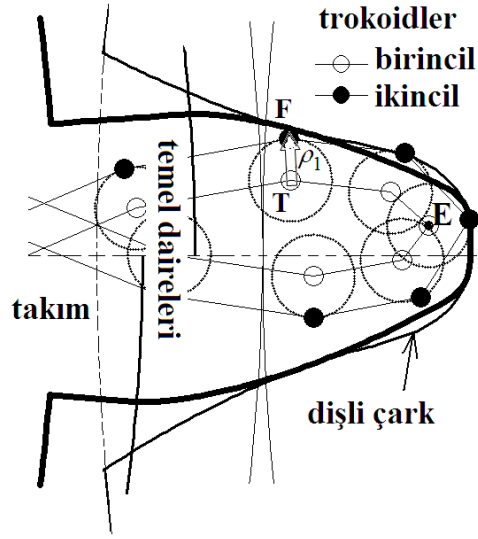
şeklinde tanımlanır. Evolvent fonksiyonunda geçen a dişli çarklarda kavrama açısıdır.Literatürde basınç açısı, profil açısı gibi isimlerle de ifade edilmektedir.Kavrama açısı olarak standartlaştırılmış açı değerleri 14,5°, 20° ve 25°'dir.Yaygın olarak kullanılan açı değeri 20°'dir. İngiliz ve Amerikan standartlarında 14,5° ve 25° daha fazla tercih edilmektedir.



Şekil 6. Evolvent Profilin Oluşumu

6.1.2 Trokoid Eğrisi Ve Fonksiyonu

Trokoidal kök eğrisini ve evolvent profili tayin eden ifadeler dişli çarkların analitik mekaniğinden elde edilmektedir.Kesici takım ucunun yay kısmı dişlinin trokoid forma kök eğrisini ve nihayet takım ucunun doğru kısmı ise dişdibi dairesini belirlemektedir.



Şekil 7. Pinyon Takımın Ucunun Trokoidal Yörüngesi

Trokoid üzerindeki herhangi bir nokta;

=

Burada u kesici takım parametresi ve r_p ise taksimat dairesi ile ilgili parametredir.

6.1.3 İç Dişli Çark Ve İç Dişli Çark Mekanizmalarının Boyutlandırılması

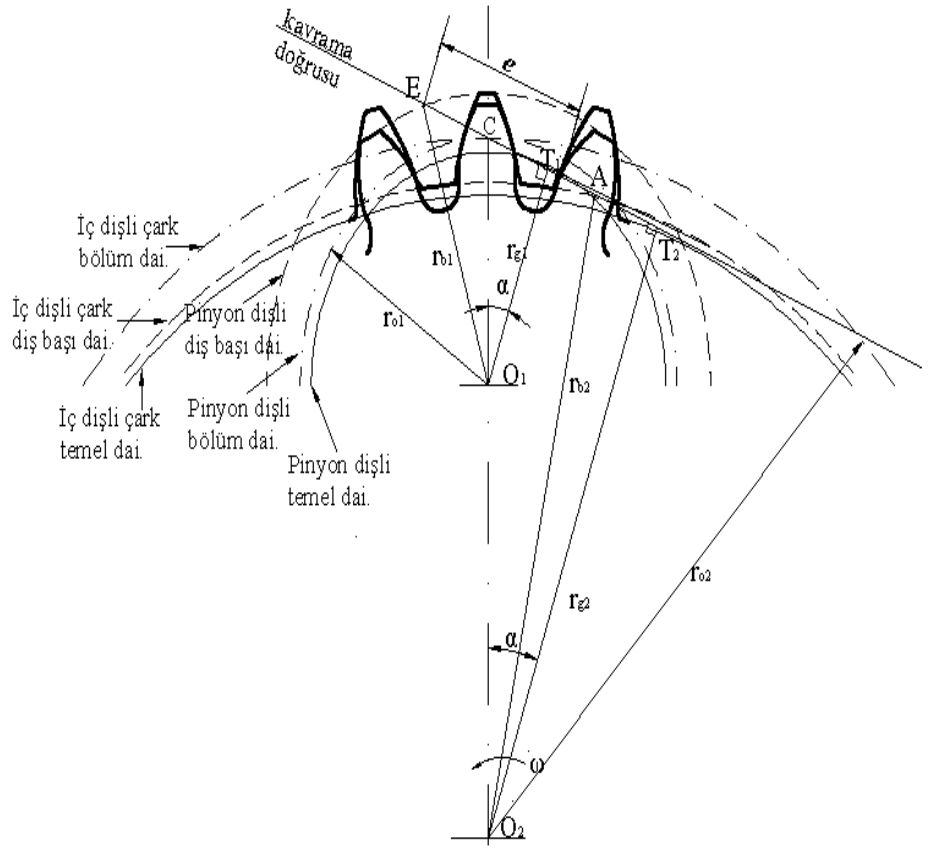
Dış dişli çark mekanizmalarının boyutlandırılması DIN 867''ye göre yapılmaktadır. İç dişli çark mekanizmaların boyutlandırılmasında esas olarak dıştan temaslı düz dişli çark mekanizmalarındaki bağıntılar kullanılır. Ancak iç dişli çarklarda dişler silindirin iç yüzeyine açılmış olduğundan, bu bağıntılarda bazı değişiklikler meydana gelmektedir. Örneğin, diş başı ve diş taban dairesi çapları iç ve dış dişli çarklarda farklıdır. Dış dişli çarklarda diş başı çapı diş taban dairesi çapından büyüktür. İç dişli çarklarda ise diş taban dairesi çapı diş başı dairesi çapından büyüktür.

Tablo 1. Diş Boyutları

Diş Formu No	Sembol	Formül
Taksimata	t_0	$t_0 = \pi m$
Modül	m	$m = t_0 / \pi$
Diş Sayısı	z	
Diş Genişliği	b	
Standart Kavrama Açışı	α_0	DIN 867'ye göre standart kavrama açışı
Taksimata Dairesi Çapı	d_0	$d_0 = mz$
Diş Baş Dairesi Çapı	d_{b1}	$d_{b1} = d_{01} + 2m$
	d_{b2}	$d_{b2} = d_{02} - 2m$
Diş Taban Dairesi Çapı	d_{t1}	$d_{t1} = d_{01} - 2,5m$
	d_{t2}	$d_{t2} = d_{02} + 2,5m$
Eksenler Arası Mesafe	a_0	$a_0 = (d_{02} - d_{01}) / 2$
Diş Kalınlığı	s_0	$s_0 = t_0 / 2$
Diş Boşluğu	l_0	$l_0 = t_0 / 2$
Diş Yüksekliği	h	$h = 2m$
Dişin Tüm Yüksekliği	h_z	$h_z = 2,25m$

6.1.4 İç Dişli Çarklarda Kavrama Durumu

Eş çalışan dişli çarklarda diş profillerinin kavraması, döndüren dişli çarkın diş tabanının döndürülen dişli çarka ait dişin en baş noktası ile temasıyla başlar ve döndüren dişli çarkın diş başının döndürülen dişli çarkın diş tabanını terk etmesiyle sona erer . Bu şekilde eş çalışan profillerin çalışması sırasındaki temas noktalarının geometrik yeri kavrama eğrisini verir. Evolvent dişli çarklarda kavrama eğrisi bir doğru olur ve kavrama doğrusu adını alır. Bu doğru dişlerin temas noktasında diş profillerine dik ve her iki dişli çarkın temel dairelerine teğettir yani evolventi meydana getiren ana doğrunun kendisidir.



Şekil 8. İç Dişli Çarklarda Kavrama Boyu

Kavrama doğrusunun her iki diş başı dairesi arasında kalan ve asıl kullanılan AE uzunluğuna kavrama boyu adı verilir. Geometrik olarak kavramanın başlangıcını gösteren A noktası, iç dişli çarka ait diş başı dairesinin kavrama doğrusu ile kesiştiği noktadır. Kavramanın sona erdiğini belirten E noktası ise, pinyonun diş başı dairesinin kavrama doğrusu ile kesiştiği noktadır.

Kavrama doğrusunda kavrama boyu(e):

Pinyon için O_1T_1E üçgeninden;

veya

şeklinde bulunur. İç dişli çark için O_2T_2A üçgeninden;

şeklinde bulunur. T_2T_1 uzunluğu ;

AE kavrama doğrusu;



şeklinde elde edilir.

İç dişli çarkın kavramaya giriş uzunluğu (e_1) =



şeklinde dir.

İç dişli çarkın kavramadan çıkış uzunluğu (e_2) =



şeklinde bulunmaktadır.

7. DİŞLİ ÇARKLARDA MUKAVEMET HESAPLARI

Dişli çarkların uygulamalarında en sık rastlanılan hasar şekilleri diş dibinde kırılma veya yan yüzeylerde aşınmadır. Bu nedenle dişlilerin mukavemet kontrolü iki yönden incelenir. Biri diş dibi mukavemet diğeri ise yan yüzey mukavemetidir. Dişli çarklar boyutlandırılırken bu iki mukavemet değerini yeterli emniyetle sağlaması istenir. Dişli çarkların tüm mukavemet hesaplarında elde edilen gerilme değerlerinin, malzemenin emniyet gerilme değerlerinde küçük olup olmadığına bakılır.

Diş Dibi Mukavemeti: Eğilme, bası ve kayma zorlamasından dolayı diş dibinin kırılıp kırılmayacağını kontrol edilmesidir. Yüzeyi sertleştirilmiş dişlilerde önemlidir.

Hesap yapılırken birçok faktör devreye girmektedir. Bunlarda dişli hesabını biraz daha karmaşık hale getirmektedir. Fakat bu faktörlerin amacı teorik olarak elde edilen diş kuvvetini uygulama sırasında etkiyen gerçek diş kuvvetine yaklaştırmaktır.

Helisel dişli çarklar için ;

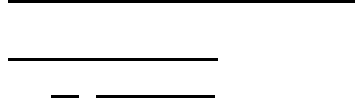
—

Yan Yüzey Mukavemeti: Yan yüzeylerde Hertz basıncından dolayı ezilmeler ve küçük kraterler olup olmadığının kontrolüdür. Sertleştirilmemiş dişliler için önemlidir. Diş dibi mukavemetine benzer olarak burada da Hertz teorisine göre elde edilmiş yan yüzey basıncının emniyet basınç değerinden küçük olması istenir.

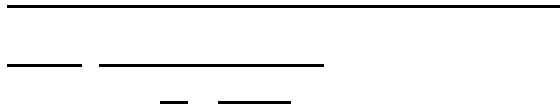
————— —————
—— ———

Mukavemet hesapları çoğunlukla yalnız küçük dişli mukavim olursa büyük dişlide mukavim olacağı varsayılarak pinyon dişliler için yapılır. Dişli çarkların boyutlandırılması için anlatılan mukavemet hesaplarından pratik hesaplamalar için modül değerleri şu şekildedir ;

Diş dibi mukavemetine göre,



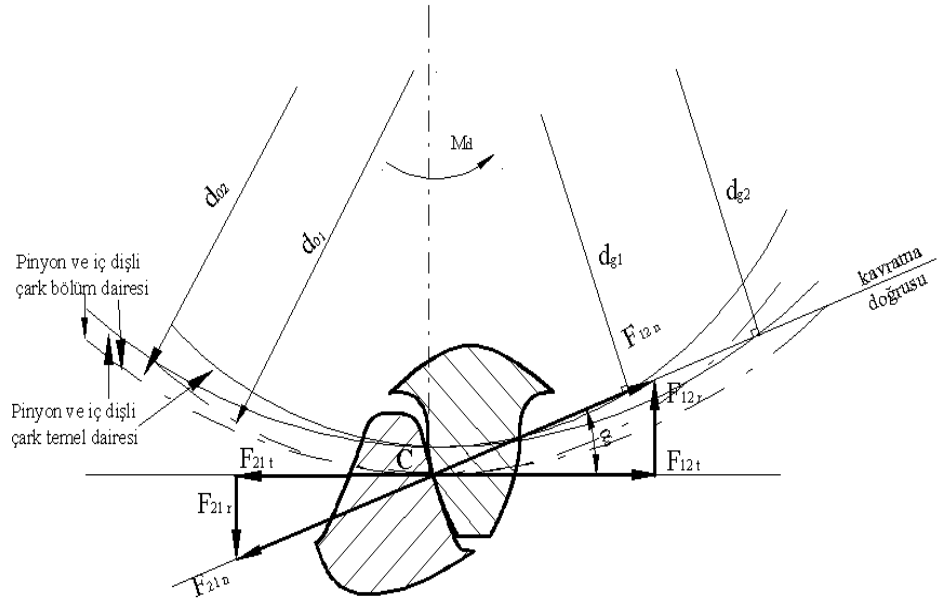
Yan yüzey mukavemetine göre,



7.1 İç Dişli Çarklarda Mukavemet Hesapları

7.1.1 Dişli Kuvveti

Eş çalışan pinyon ve iç dişli çarka ait bir çift diş kavramaya girdiğinde mekanizmanın ileteceği döndürme momentinden kaynaklanan ve diş üzerine gelen F_n normal kuvveti boyunca etkir.



Şekil 9. Dişli Çarka Etkiyen Kuvvetler

Eş çalışan dişlilerin temas yerinin yani C noktasının taksimat dairesi üzerinde bulunduğu durumda bu kuvvetin teğetsel bileşeni

$$= F_n \cdot \cos\alpha_0$$

şeklindedir. Bu kuvvetin radyal bileşeni

$$= F_t \cdot \sin\alpha_0$$

olur. Kavramaya giriş esnasında mekanizmanın ileteceği moment dikkate alınır;

—

Veya güç devir sayısına bağlı olarak;

—

olur. Dişli çarklar çalışma esnaslarında sadece iletilen momentten kaynaklanan kuvvetle zorlanmazlar. İşletme şartlarından, dişli çark mekanizmasının kullanıldığı tahrik ve iş makinasından, aralarındaki kavramanın karakteristiğinden, millerin rijitliğinden ve kendi aralarında oluşan titreşimden kaynaklanan ek kuvvetlerde vardır. Dişli çarklarda mukavemet hesabı yapılırken bu kuvvetlerde göz önünde bulundurulmalıdır.

Dişli çarklarda kavrama oranı genellikle $\epsilon > 1$ olduğundan dişlere gelen yük, kavramaya girişte ve çıkışta dişli çarkların başka dişleride kavrama durumunda oldukları için tam yük değil de, kısmi yük şeklinde etki eder. Bu durumda yük, tekil yükleme noktaları olarak bilinen B ve D noktaları arasında tam yük olacaktır.

7.1.2 İç Dişli Çarklarda Diş Dibi Gerilmeleri

Dişli çarklar ile ilgili diş dibi deneylerinden elde edilen sonuçlara göre dişlilerde en büyük gerilmeler diş tabanında meydana gelir ve kırılmalar bu bölgede olur. Yorulma özelliği taşıyan bu kırılmalar, çekme

gerilmelerinin bulunduğu bölgede bir çatlak ile başlar. Zamanla bu çatlak ilerler ve diş dibi kesiti ani olarak dişe gelen yükü karşılayamayacak değere düştüğünde diş kırılır.

Diş tabanında meydana gelen gerilmelerin hesabı için diş tabanındaki kırılma kesitine kadar olan eğilme kolu uzunluğunun h_q ve kırılma kesiti kalınlığının s_q tespit edilmesi gerekir. Dişin yükleme durumuna göre iki yöntem vardır.

Lewis Yöntemi:

Bu yöntemde göre diş kuvvetinin etkime noktası, kavrama sırasında eş diş çiftinin kavramada kaldığı üst tekil yükleme noktası olarak kabul edilir. Kuvvetin etki doğrultusunun, yani kavrama doğrusunun diş simetri eksenini kestiği noktadan eşit eğilme momentli bir cisim çizilirse parabol elde edilir. Bu parabolün diş yan yüzeylerine teğet noktaları s_q kırılma kesiti kalınlığını belirler.

DIN Standartları

Diş başına tesir eden diş başı kuvveti F_{nc}

ve

bağıntıları ile hesaplanan teğetsel ve radyal bileşenleri göz önüne alınırsa diş dibi kesiti F_{tc} kuvveti ile eğilmeye ve kesilmeye F_{rc} kuvveti ile basmaya maruz kalır.

DIN standardında, diş tabanında meydana gelen kesme gerilmesi çok küçük olduğundan yalnız eğilme ve basma gerilmeleri dikkate alınmaktadır. Buna göre diş tabanında meydana gelen eğilme gerilmesi;

— —

ve basma gerilmesi:

— —

ifadeleri ile bulunabilir.

Değerleri yerine konularak pinyon ve iç dişli çark için diş tabanında meydana gelen gerilmeler;

—

—

şeklinde elde edilir. Mukavemet açısından bu gerilmelerin;

— ve —

şartlarını sağlaması gerekir. Sürekli mukavemet sınırı:

—

ifadesinden bulunur. Burada;

s : emniyet katsayısı

K_y : yüzey düzgünlüğü faktörü

K_b : büyüklük faktörü

K_ϕ : çentik faktörü

K_R : güvenilirlik faktörü

K_L : ömür faktörü

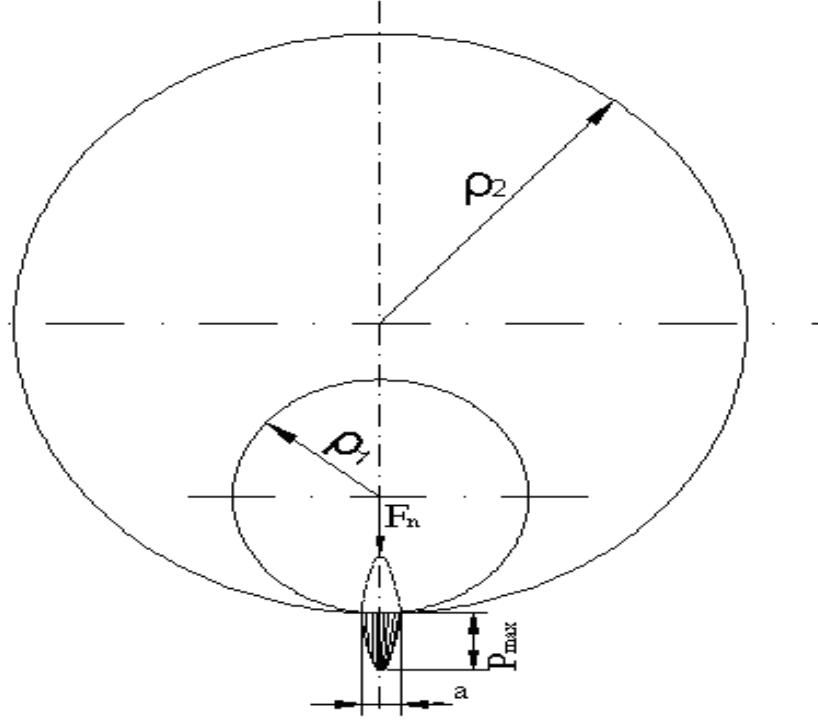
K_z : zorlanma faktörü

σ_D : standart deney çubuğunun sürekli mukavemet sınırıdır.

7.1.3 İç Dişli Çarklarda Yan Yüzey Basıncı Hesabı

İç dişli çarklarda mukavemet açısından dikkate alınması gereken diğer bir durum diş yan yüzeylerinde oluşan yüzey basıncıdır. Diş profilleri birbirlerine temas ettikleri noktalarda diş kuvvetlerinin etkisi altında bir

miktar deforme olurlar, dolayısıyla profillerin teması çizgi teması değil, yüzey temasıdır. Hertz teorisine göre iki silindir yüzeyin teması sonucunda ara yüzeyde meydana gelen temas uzunluğu uygulanan F_n yüküne, silindirlerin çapına ve malzemenin elastisite modülüne bağlıdır.



Şekil 10. İçten temaslı iki silindirin yüzey basıncı

Birbirlerine F_n kuvveti ile bastırılan, b genişliğindeki iki silindirin temas alanlarında oluşan basınç, E dişli malzemelerinin eşdeğer elastiklik modülleri, ρ dişli çarkların eşdeğer eğrilik yarıçapı olduğuna göre;

$$\frac{F_n}{b} = \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{E^*}{\rho_1 \rho_2}} \sqrt{a}$$

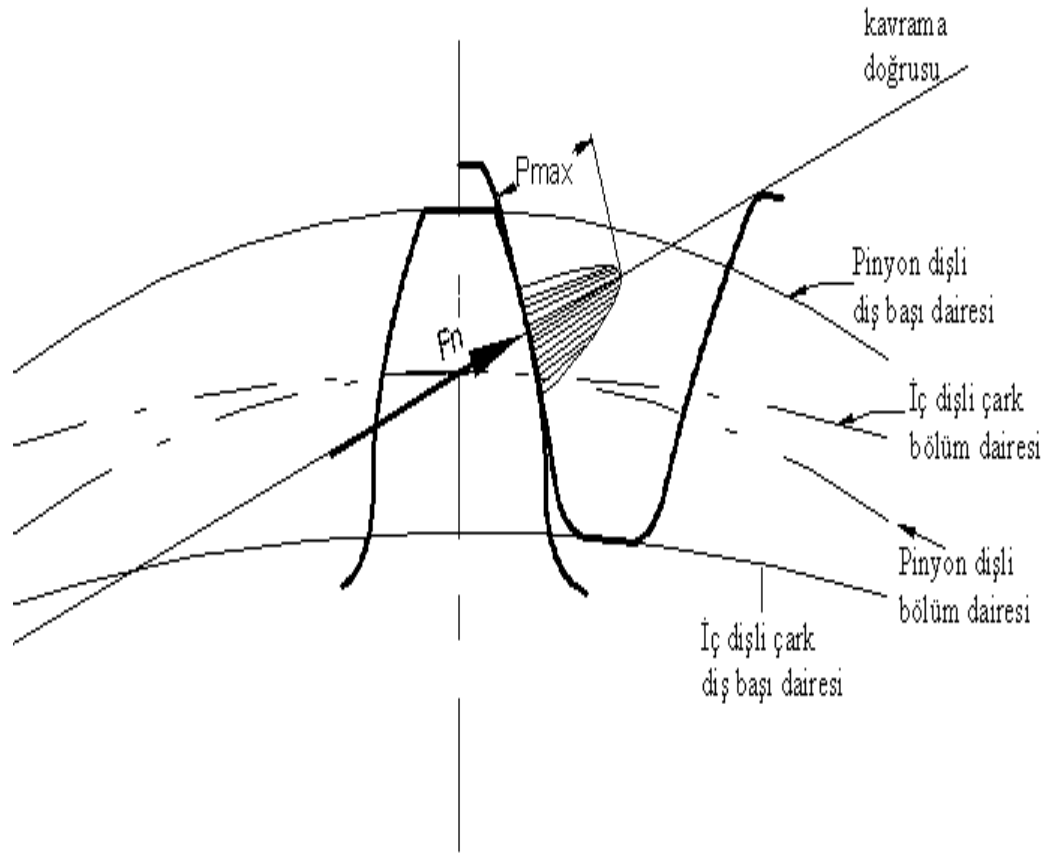
veya

$$a = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{F_n}{b E^*}} \sqrt{\rho_1 \rho_2}$$

şeklindedir. Burada eşdeğer elastiklik modülü;

ve eşdeğer eğrilik çapı;

şeklinde hesaplanır.Hertz teorisine göre hesaplanan yüzey basıncı müsaade edilen yüzey basıncı değerini aşınca yüzeyde, özellikle yuvarlanma dairesi civarında pitting denilen çukurcuklar oluşur, pitting olayı ile yüzey bozulmaya başlar.

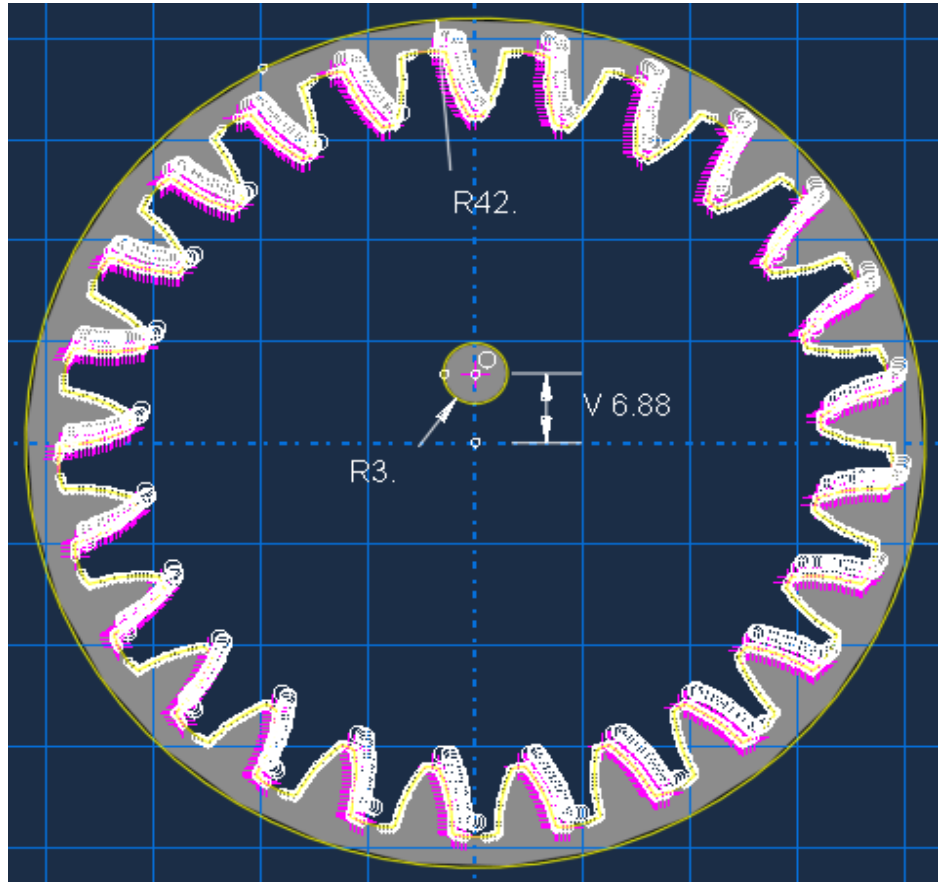


Şekil 11. İç Dişli Çarklarda Hertz Yüzey Basıncı

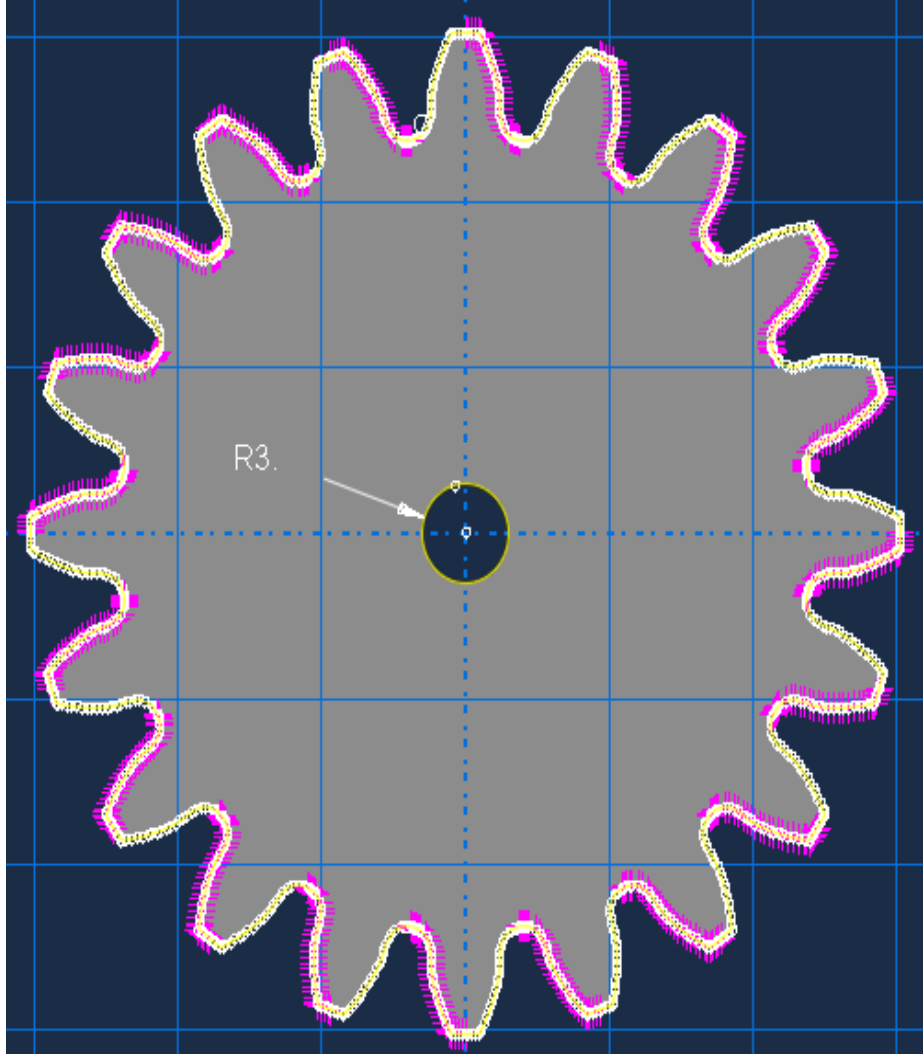
7.1.4 İç Dişli Çarkların Sonlu Elemanlar Metoduyla Analizi

7.1.4.1 Taslak Oluşturulması

İç ve pinyon dişliye ait diş profillerinin noktaları Mitcalc programı kullanılarak belirlendi. Belirlenen noktalar eğri uydurma yöntemiyle birleştirildi. Birleştirilen noktalar aynalama komutuyla diş profilinin tamamına çevrildi. Oluşan profil çevresel çoğaltma yöntemiyle uygun diş sayısına çoğaltıldı.



Şekil 13. İç Dişli Çarkın Taslak Çizimi

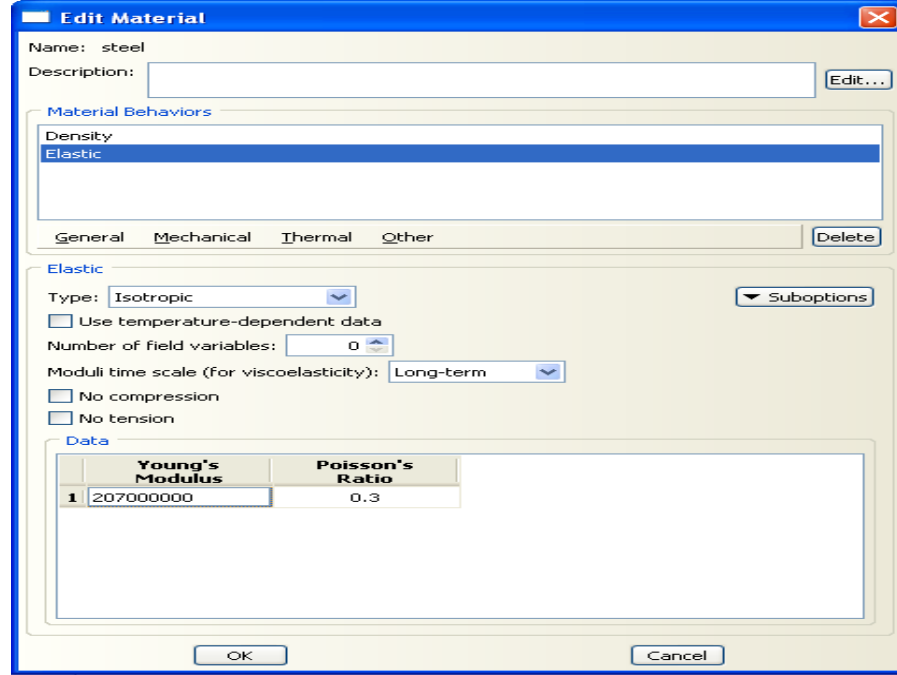


Şekil 14. Pinyon Dişli Çarkın Taslak Çizimi

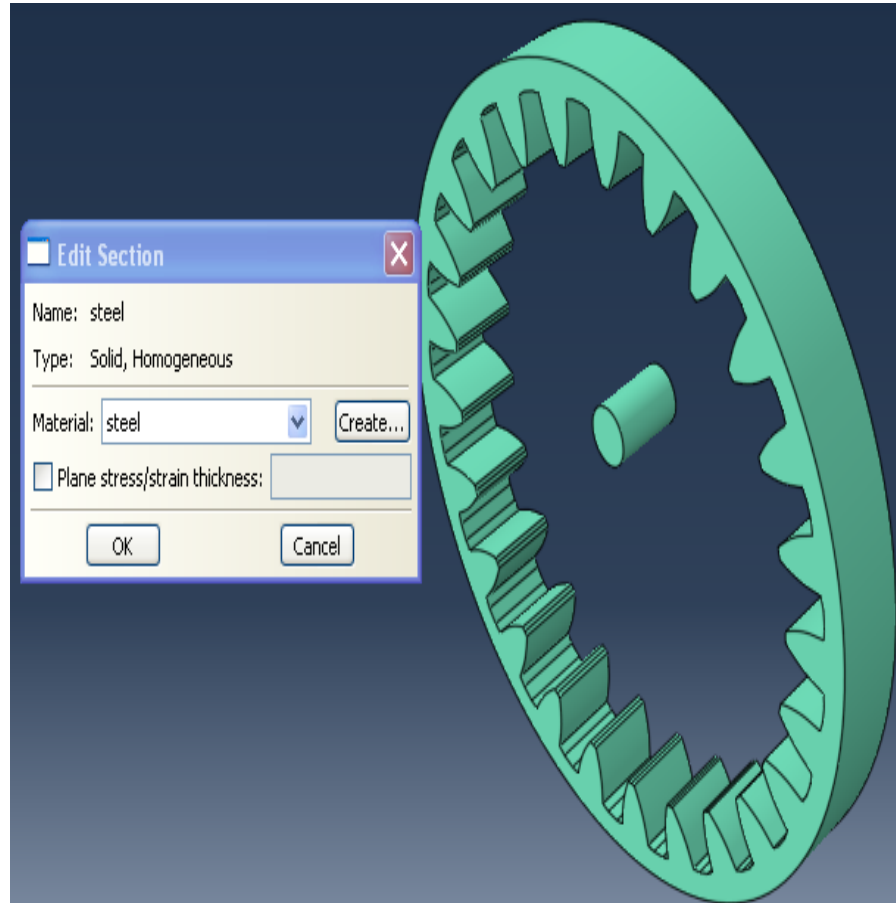
7.1.4.2 Malzeme Bilgisinin Girilmesi

Oluşturulan iç dişli ve pinyon dişli taslakları extrude metoduyla üç boyutlu hale getirildi. Katı hale getirilen dişli için malzeme bilgisinin dişliye atandı. Malzeme bilgisinin atanması üç aşamada gerçekleşmiştir.

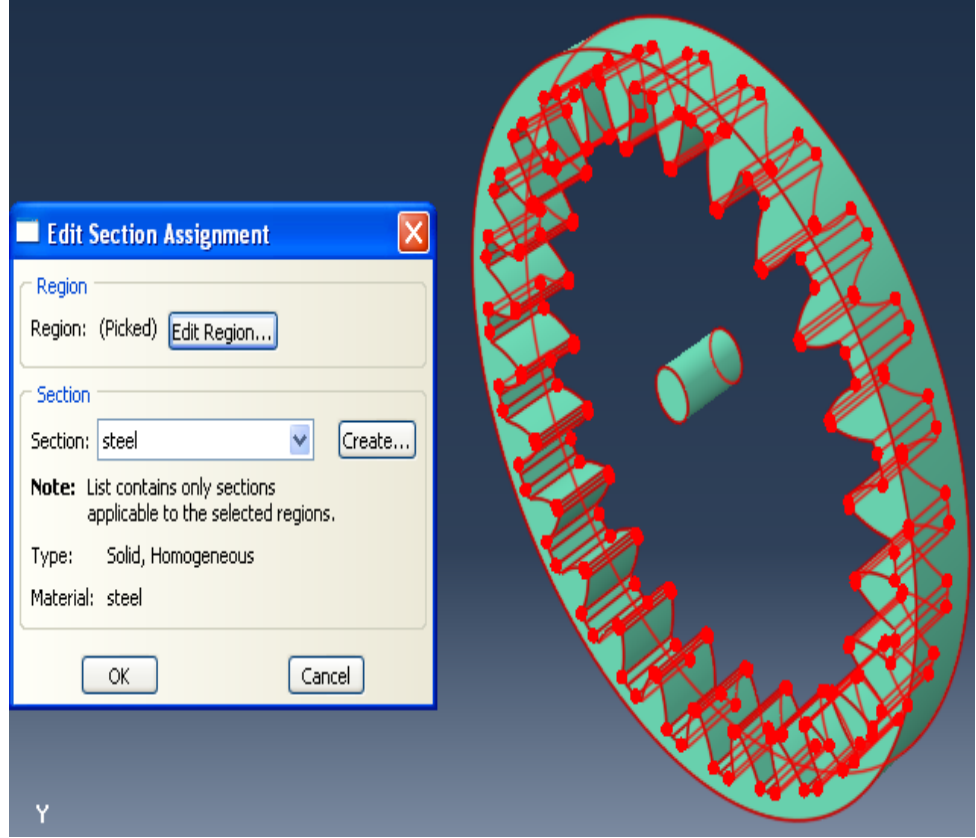
- 1) Malzeme bilgisinin tanımlanması
- 2) Malzeme bilgisinin kesite atanması
- 3) Kesitin iç dişli ve pinyona atanması



Şekil 15. Malzeme Bilgisinin Tanımlanması



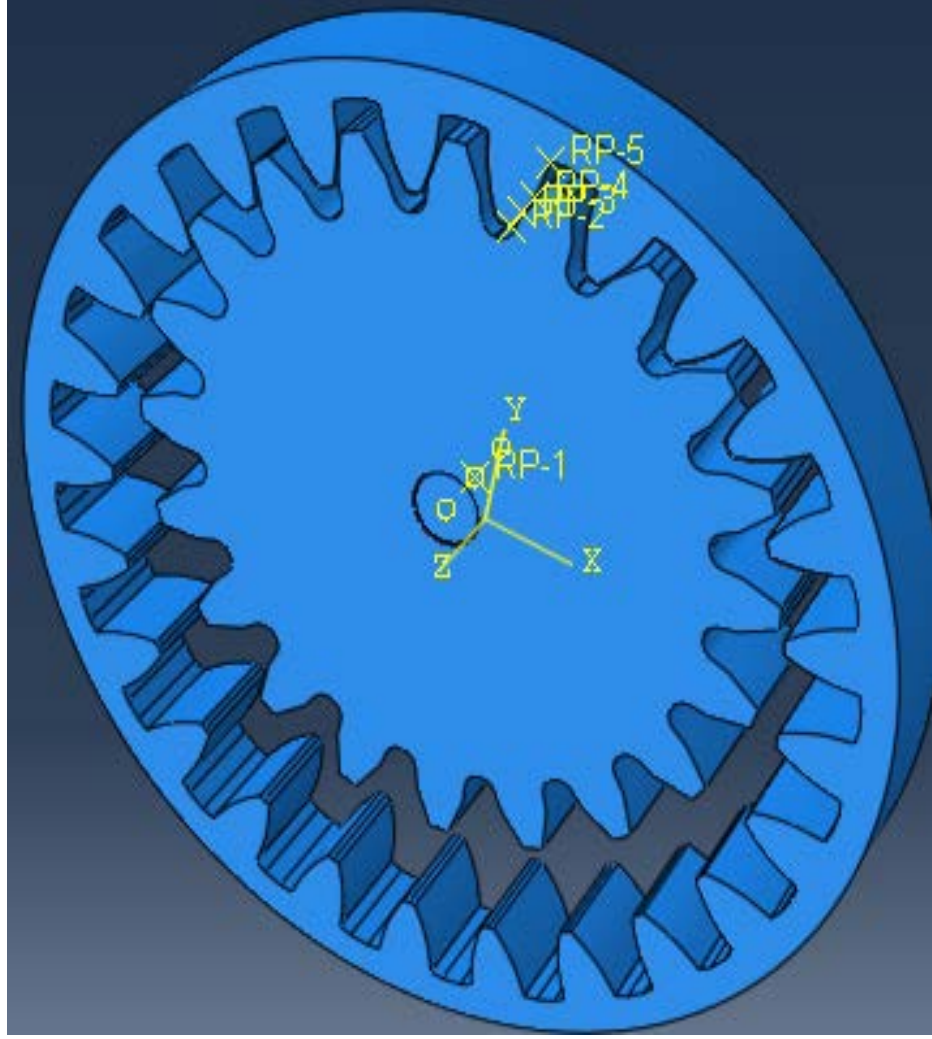
Şekil 16. Malzeme Bilgisinin Kesite Atanması



Şekil 17. Kesitin İç Dişliye Atanması

7.1.4.3 İç Dişlinin Ve Pinyon Dişlinin Montajı

Kesit bilgileri atanan dişliler uygun montaj komutları kullanılarak birbirine montaj yapılmıştır. Dişliler montaj edilirken eksenler arası mesafe belirleyici olan parametrelerden biridir. Eksenler arası mesafeye uygun yerleştirilmiş pinyon dişli döndürme komutuyla uygun açıda döndürülür. Bu döndürme diş yüzeyleri birbiri üzerine oturunca sona erer. Montaj esnasında her iki dişlide bağımsız olarak tanımlanmıştır.



Şekil 18. İç Dişlinin ve Pinyonun Montajı

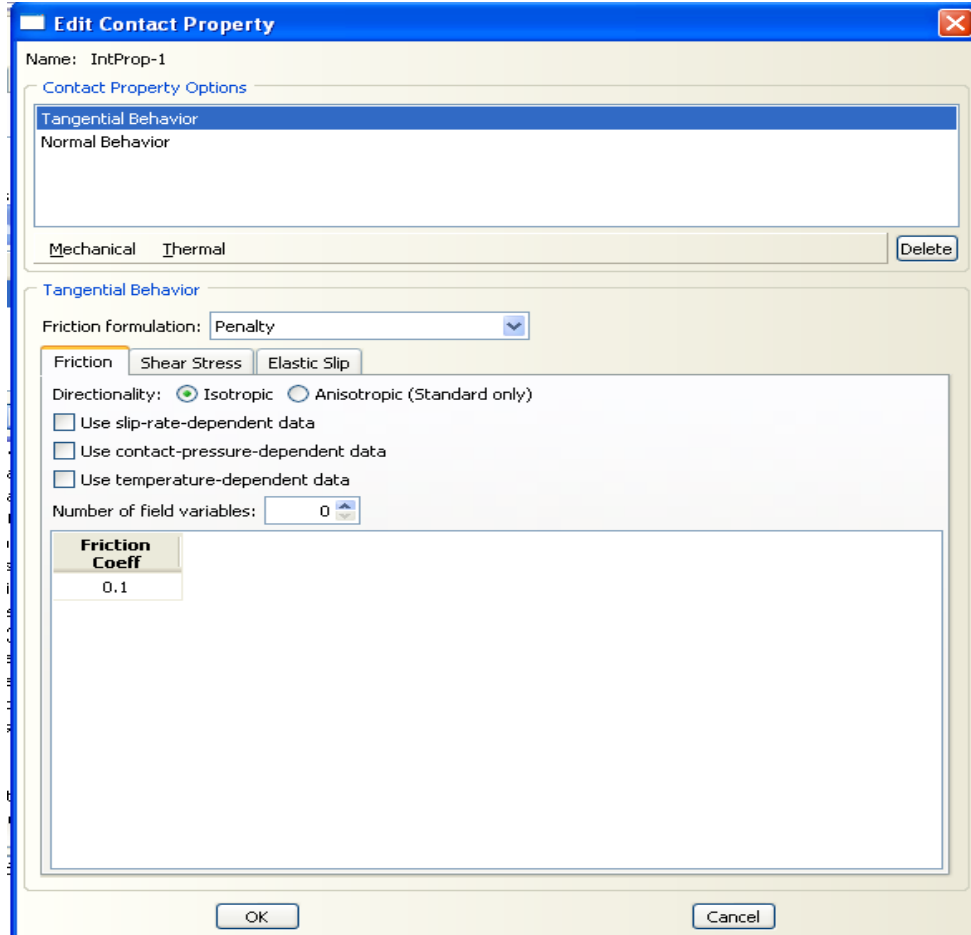
7.1.4.4 Step(Adım) Tanımlanması

Montaj aşamasından sonra analiz için basamakların tanımlanması gerekmektedir. Basamaklardan dinamik ve explicit seçeneği seçilerek bu aşama geçilmiştir.

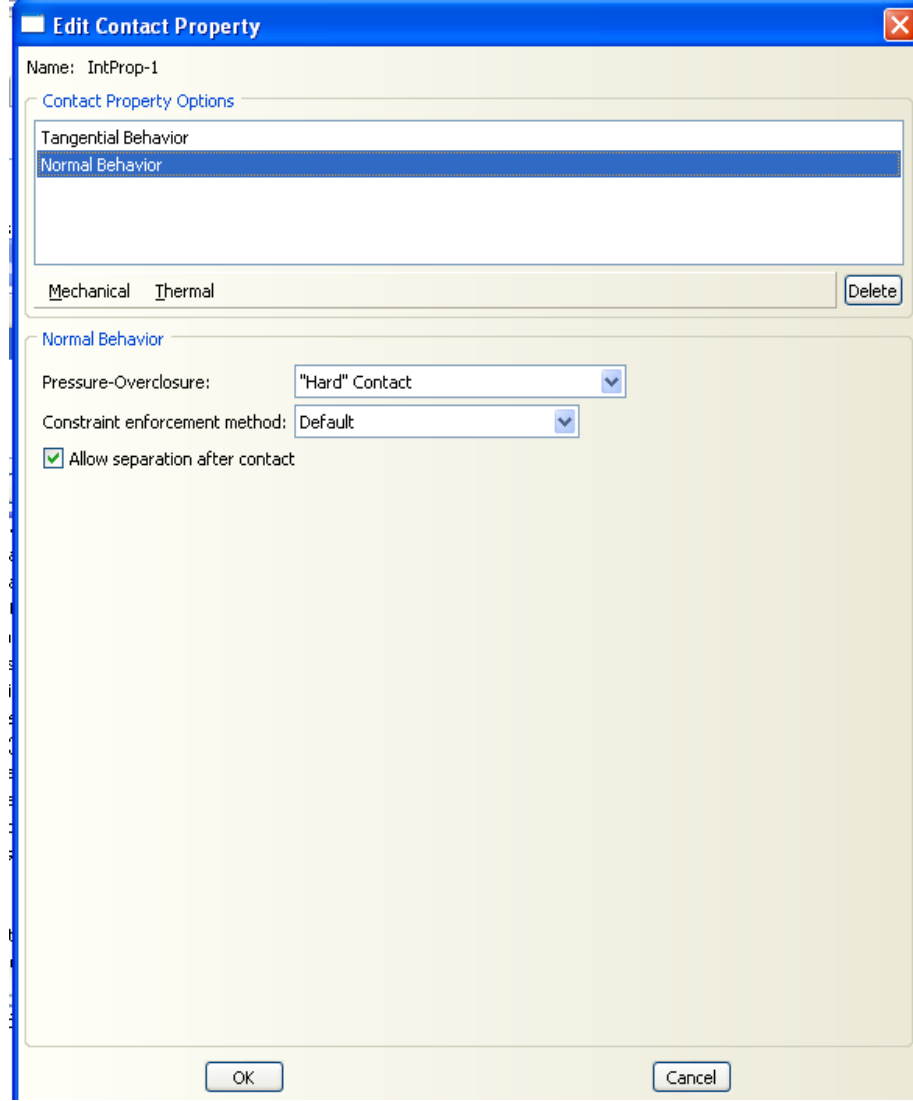
7.1.4.5 İlişkilerin Tanımlanması

Step adımının tanımlanmasında sonra interaction(ilişkilerin) tanımlanması gerekiyor. İlk olarak sınır koşullarının uygulanabilmesi için gerekli olan referans nokta oluşturulur. Oluşturulan bu referans nokta coupling komutuyla pinyon dişlinin üzerindeki mil yüzeyine bağlanır. Sonra yüzey-yüzey ilişki tanımlanması gerekmektedir. Yüzey-yüzey ilişkisinin tanımlanması için iki parametre

kullanılmıştır. Bunlar teğetsel ve normal doğrultudaki sürtünme ilişkileridir. Teğetsel doğrultuda sürtünme formülasyonu olarak 'penalty' seçeneği ve sürtünme katsayısı olarak 0,1 seçilmiştir. Normal doğrultuda kontakt çeşidi olarak 'hard' kontakt seçeneği seçilmiştir. Daha sonra tanımlanan yüzey-yüzey ilişkisi montaj aşamasında belirlenen diş ve kavrama oranına göre yüzeylere tanımlanmıştır.



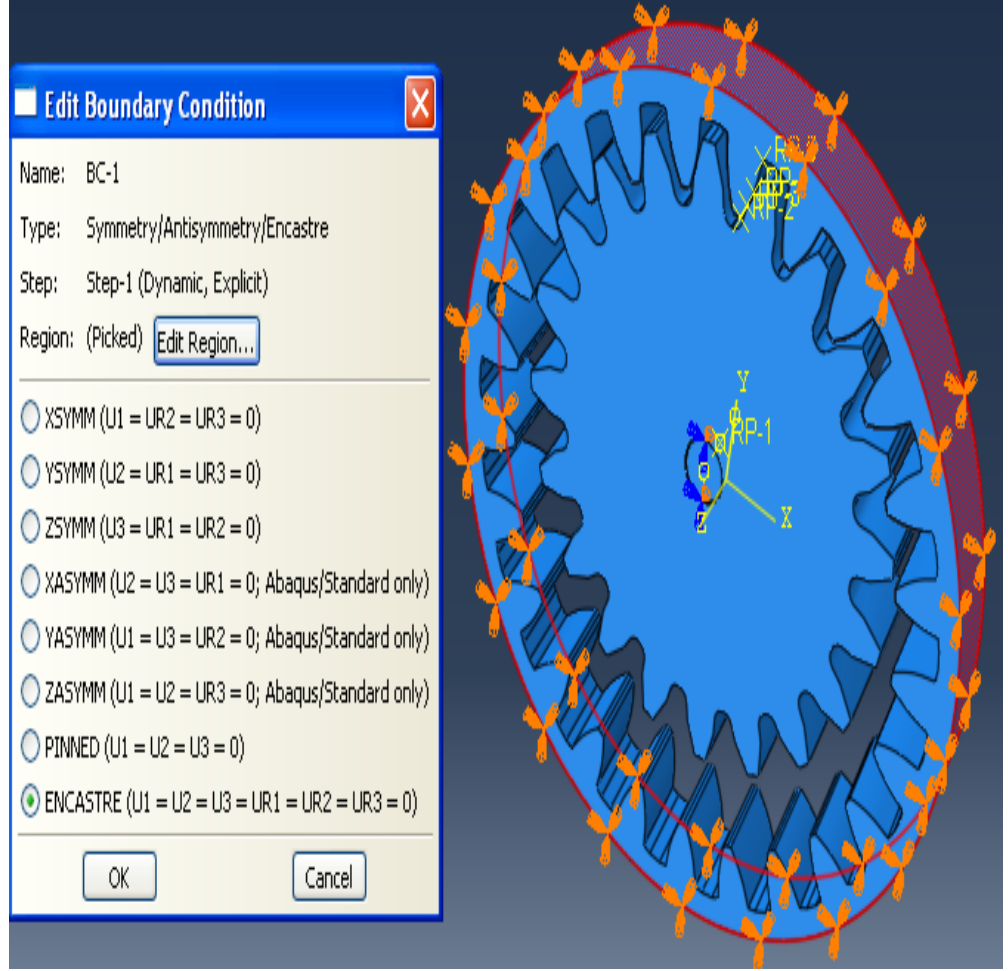
Şekil 19. Yüzey-Yüzey İlişkisi Teğetsel Karakteristik



Şekil 20. Yüzey-Yüzey İlişkisi Normal Karakteristik

7.1.4.5 Sınır Koşullarının ve Yüklerin Tanımlanması

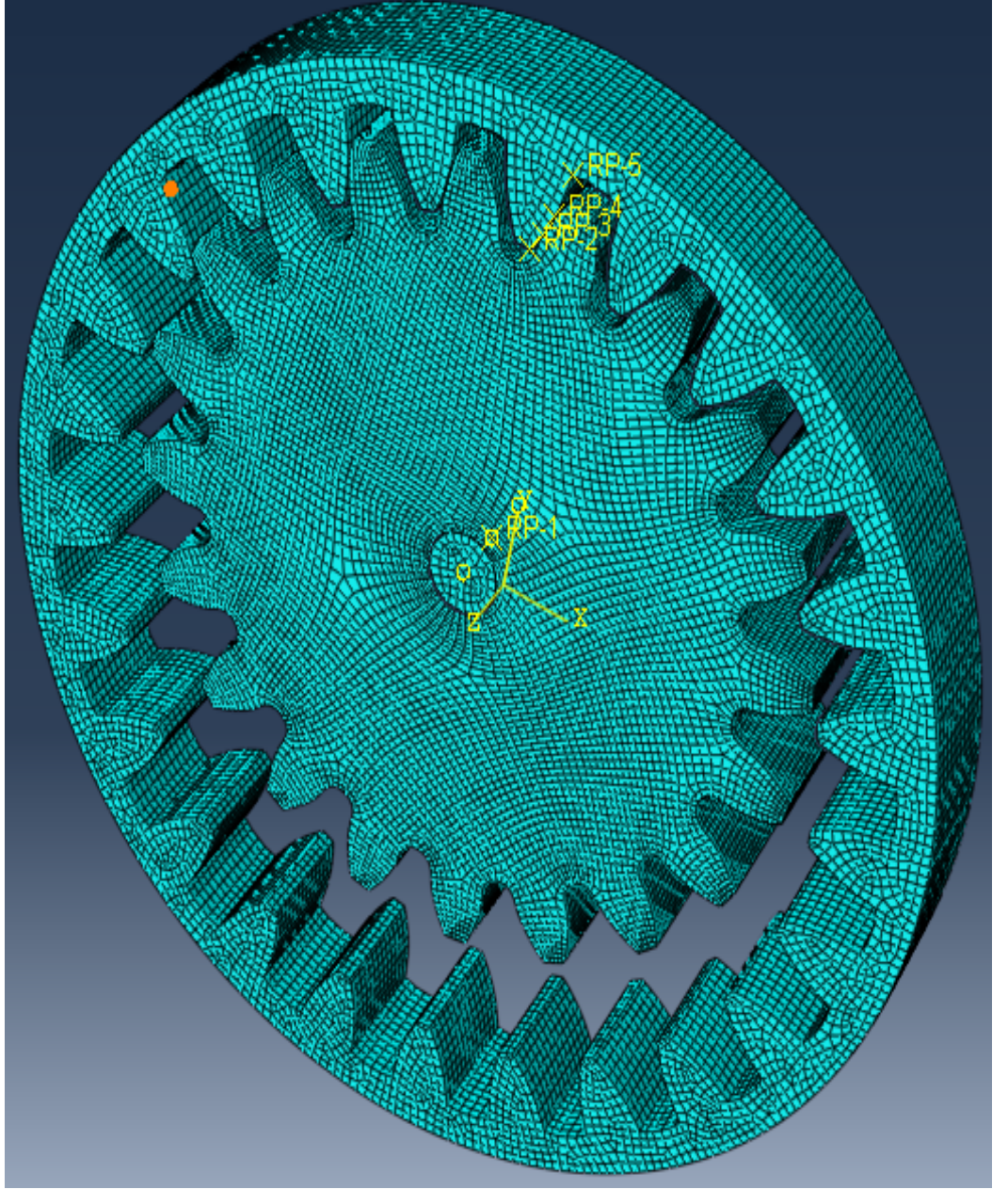
Sınır koşulları olarak iki sınır koşulu tanımlanmıştır. Bunlardan birincisi iç dişlinin dış yüzeyinden ankastre olarak sabitlenmesidir. İkincisi ise pinyon dişlinin üzerindeki mil boşluğundan dönmeye serbest bırakılmasıdır. Yalnız dönme serbest bırakılırken yer değiştirme kısıtlanmıştır. Yük olarak moment uygun görülmüştür. Moment daha önce tanımlanmış olan referans nokta üzerinden pinyon dişliye uygulanmıştır.



Şekil 21. İç Dişlinin Dış Yüzeyden Sabitlenmesi

7.1.4.6 Ağ Yapısının Oluşturulması

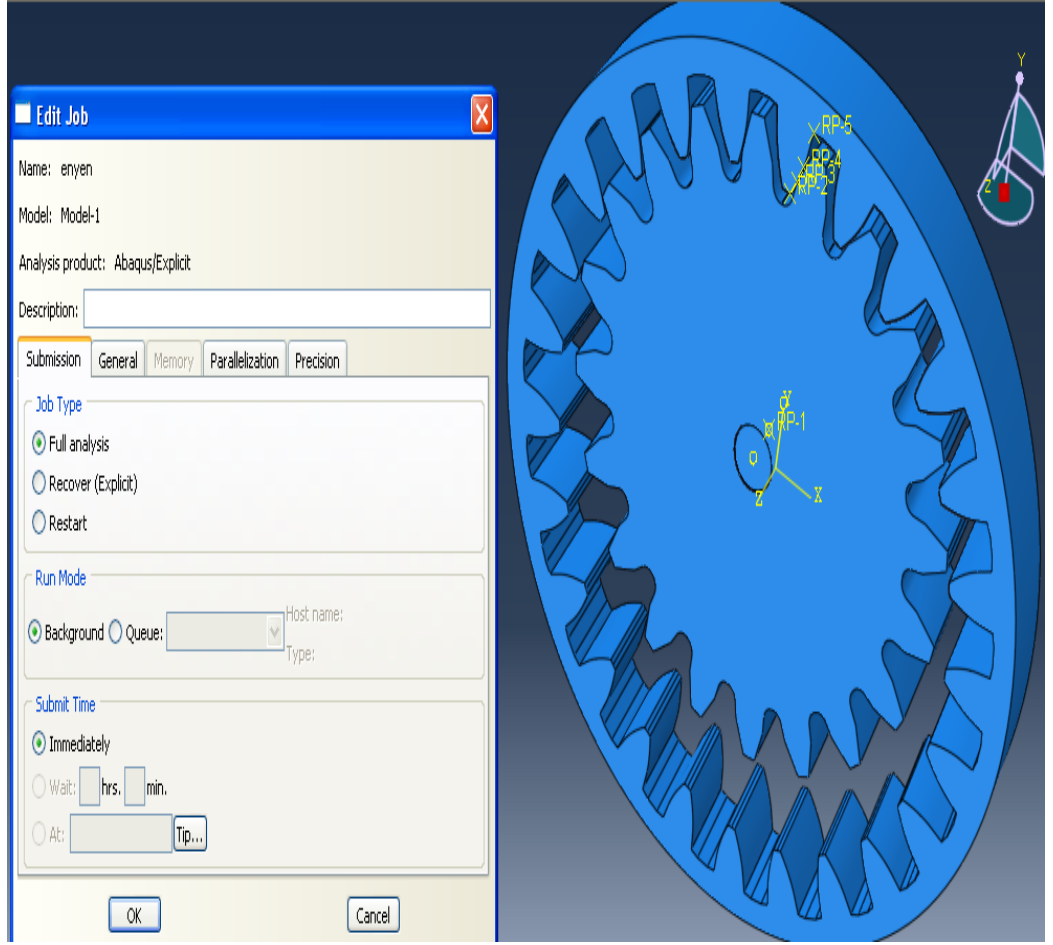
Analiz programları sayısal yöntemlere dayanarak çözümler üretirler. Bu sebepten dolayı iç dişli ve pinyon dişli küçük elemanlara ayrılmak zorundadır. Bu elemanlar hegzahedral, tetragonal ve her ikisini de içeren eleman olabilir. Bu çalışma da eleman olarak hegzahedral elemanlar seçilmiştir. Seçilen elemanlar uygun boyutlara göre dişlilere atanmıştır. Analizlerde eleman boyutları ne kadar küçük olursa sonuçlar o kadar doğruya yakın olur. Fakat eleman boyutu küçüldükçe çözümün süresi artmaktadır. Ayrıca küçük elemanlar ekran kartının özelliğine bağlı olarak bir sonraki aşamaya geçmeye engel teşkil edebilir.



Şekil 22. Ağ Yapısının Görüntüsü

7.1.4.7 İşin(Job) Oluşturulması

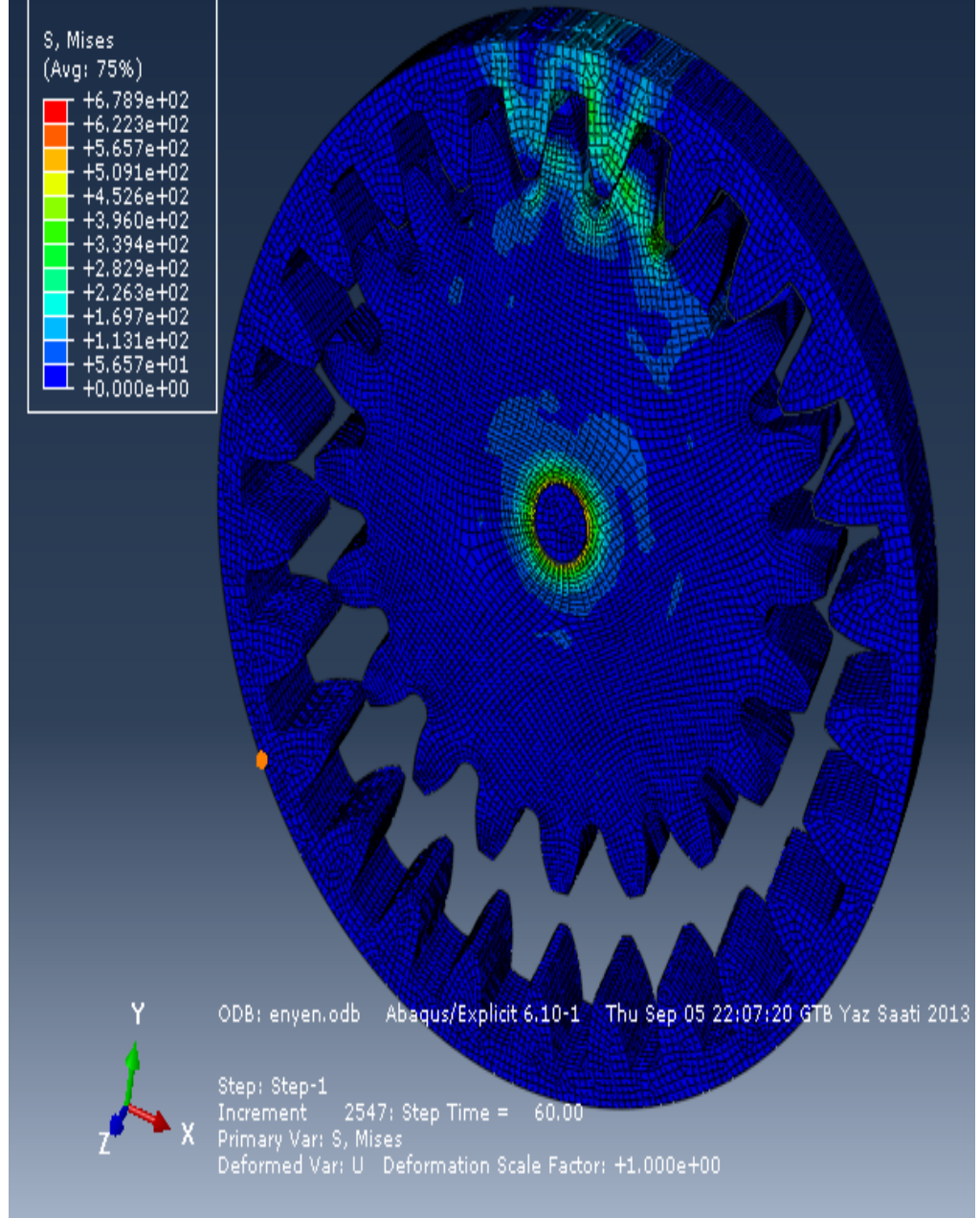
Son aşama olarak işin tanımlanması aşaması gelmektedir. Bu aşamada işe isim verilir. İsim verilen iş onaylanarak çözüme hazır hale getirilir. Sonra ister uzak bilgisayarlar ister kendi bilgisayarımız aracılığıyla çözüm yaptırılır. Eğer çözümü kendi bilgisayarımız aracılığıyla yapacaksak çekirdek sayısı seçimi de yapabilmekteyiz.



Şekil 23. İşin Tanımlanması

7.1.4.8 Sonuçların Değerlendirilmesi

Çözüm yaptırılmaya başladıktan sonra ortalama 1-2 saat içinde program mutlak çözüme ulaşmaktadır.Çözüm tamamlandıktan sonra result ekranından çözümlere bakılabilmektedir.Çözüm ekranında adım etabında seçtiğimiz bütün fonksiyonlar için çözümler oluşmuştur.Analiz programlarındaki sonuçlar her zaman doğru sonuçlar olmayabilir.Bunun çeşitli sebepleri olabilir.Örneğin;sınır koşulları yanlış uygulanmış olabilir.Bazen sınır koşullarının ve yüklemelerin olduğu bölgelerde aşırı derecede bir deformasyon veya gerilme meydana gelebilir.Analiz sonuçları renk dağılımlarıyla gösterilmiştir.İstenirse adım aşamasında zamansal değişim seçeneği kullanılarak grafiklerde oluşturulabilir.



Şekil 24. Sonuçların Alınması

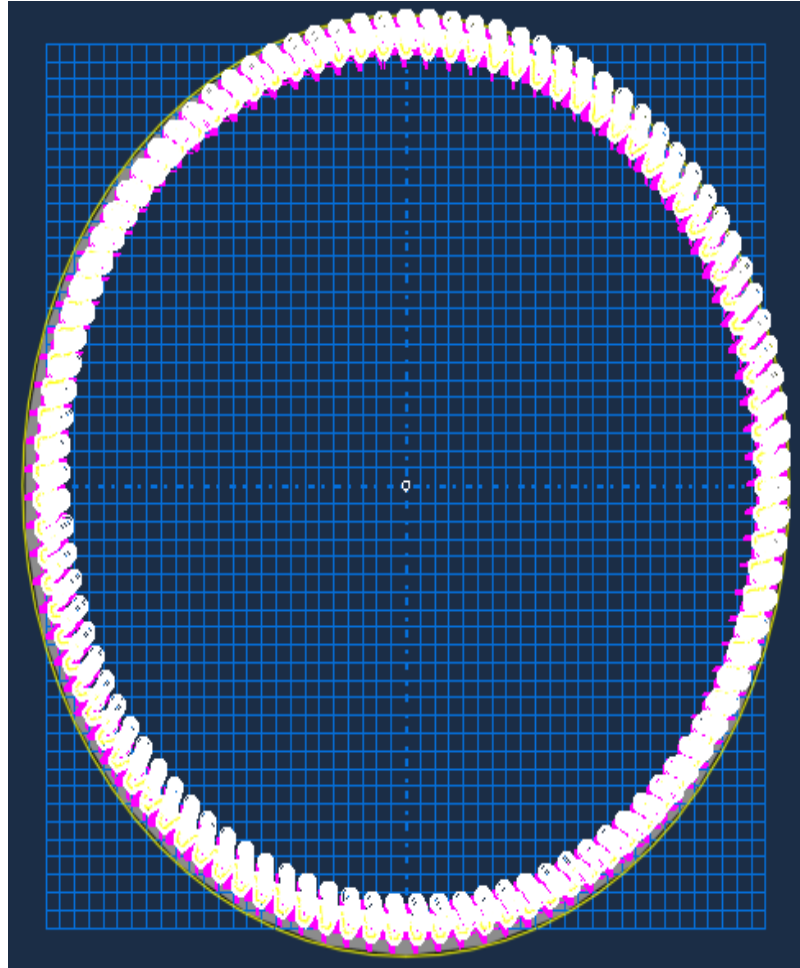
Şekil 24' e bakılırsa maksimum gerilmenin pinyon dişinin üzerindeki mil yuvasının çevresinde olduğu görülmektedir. Bunun sebebi yukarıda açıklamış olduğum gibi yükleme koşullarından dolayıdır. Burada yükleme o yüzeyden moment olarak uygulandığı için maksimum gerilme orada meydana gelmektedir. Fakat bu gerilme dikkate alınmaz.

8. KAVRAMA RİJİTLİĞİNİN HESAPLANMASI

Dinamik yüklerin belirlenmesinde en önemli parametre dış rijitliğidir. Dış rijitliklerinin tespiti için sonlu elemanlar metodunun yanında analitik modellerden elde edilmiş bağıntılar kullanılmaktadır. Bu bağıntılar bilgisayar programlama açısından çok elverişlidir. Ancak iç dişliler için elde edilmiş bağıntıların literatürde bulunmaması nedeniyle bu çalışmada dış rijitliği için özel bir çalışma gerçekleştirilmiştir.

8.1 Taslakların Oluşturulması

Mitcalc programında yararlanılarak elde edilen noktalar Abaqus programında işaretlendi. İşaretlenen noktalar eğri uydurma komutuyla birleştirildikten sonra aynalama komutuyla tamamlandı. Tamamlanan dış çevresel kopyalama yöntemiyle dış sayısınca çoğaltıldı. Böylece iki boyutlu taslak oluşturulmuştur.



Şekil 25. İç Dişli Çarkın Taslak Çizimi

Benzer taslak pinyon dişli içinde oluşturulmuştur.

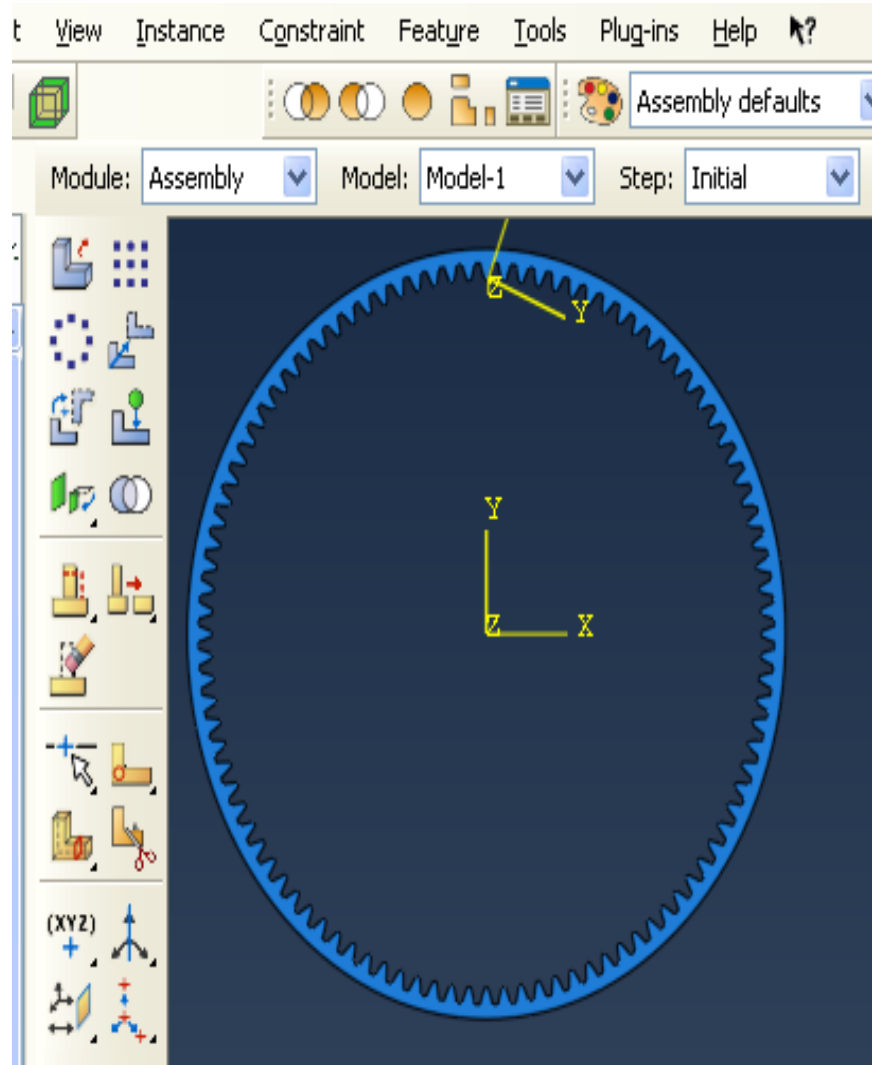
8.2 Malzeme Bilgisinin Tanımlanması

Malzeme bilgisi, gerilme analizinde de olduğu gibi üç aşamada tanımlanmaktadır. Fakat dişliler iki boyutlu olduğu için yoğunluk bilgisine gerek yoktur.

Gerilme analizinde anlatılan aşamalar aynen burada geçerlidir.

8.3 Montaj Aşaması

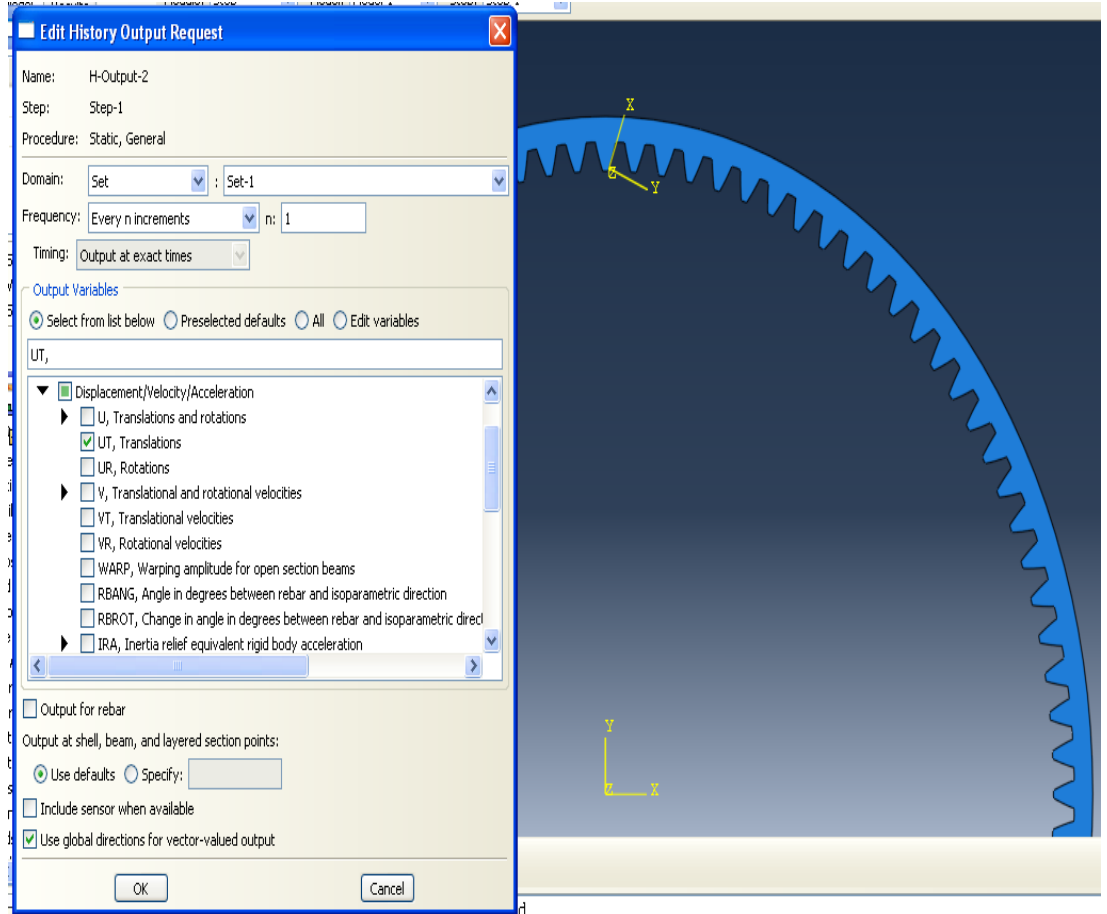
Kavrama rijitliğinin sonlu elemanlar metoduyla hesaplanması sırasında dişliler ayrı ayrı göz önünde bulundurulurlar. Dişli montaj modülüne çağrılır ve ekstra herhangi bir işlem yapılmaz.



Şekil 26. İç Dişli Çarkın Montaj İçin Çağırılması

8.4 Step(Adım) Tanımlanması

Montaj aşamasından sonra analiz için basamakların tanımlanması gerekmektedir. Basamaklardan statik ve genel seçeneği seçilmiştir. Fakat kavrama rijitliğinin hesaplanabilmesi için sınır koşulunda uygulanan kuvvete karşılık gelen yer değiştirme miktarının bilinmesi gerekmektedir. Sonuçların net olarak alınabilmesi için adım aşamasında bazı noktalar seçilmiştir ve bu noktaların yer değiştirme grafiği çizdirilmiştir. Bu grafiklerin çizdirilmesi adımın zaman çıktısı özelliği kullanılarak yapılmıştır. Şekil 8.3' te bu özelliğin nasıl kullanıldığı gösterilmiştir. Bu özelliğin kullanılabilmesi için seçilen noktalardan setlerin oluşturulması gerekmektedir.

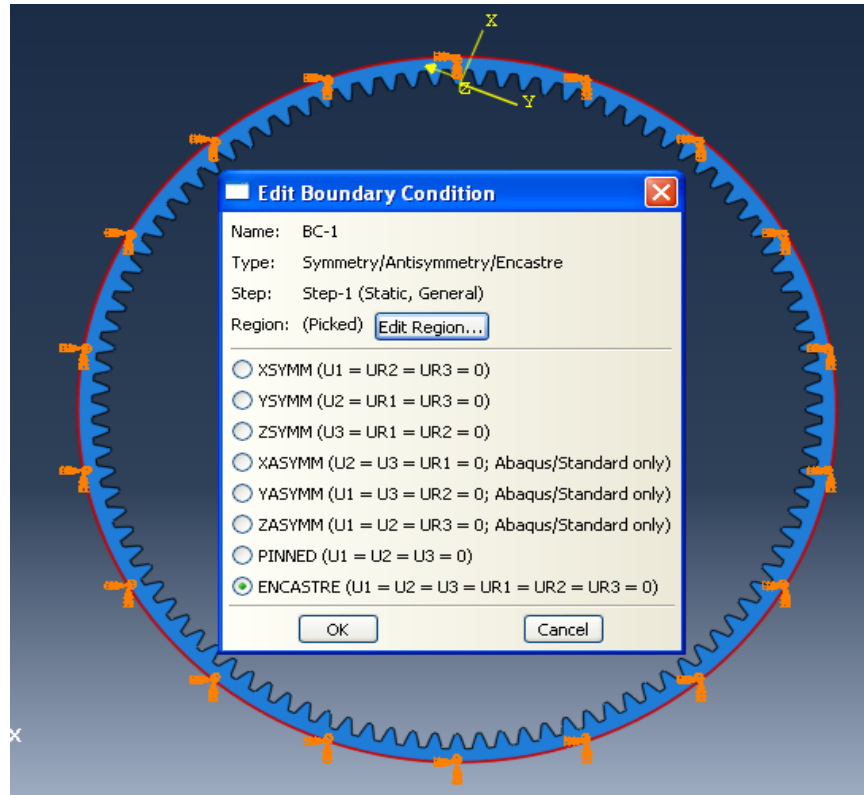


Şekil 27. Adımın Tanımlanması

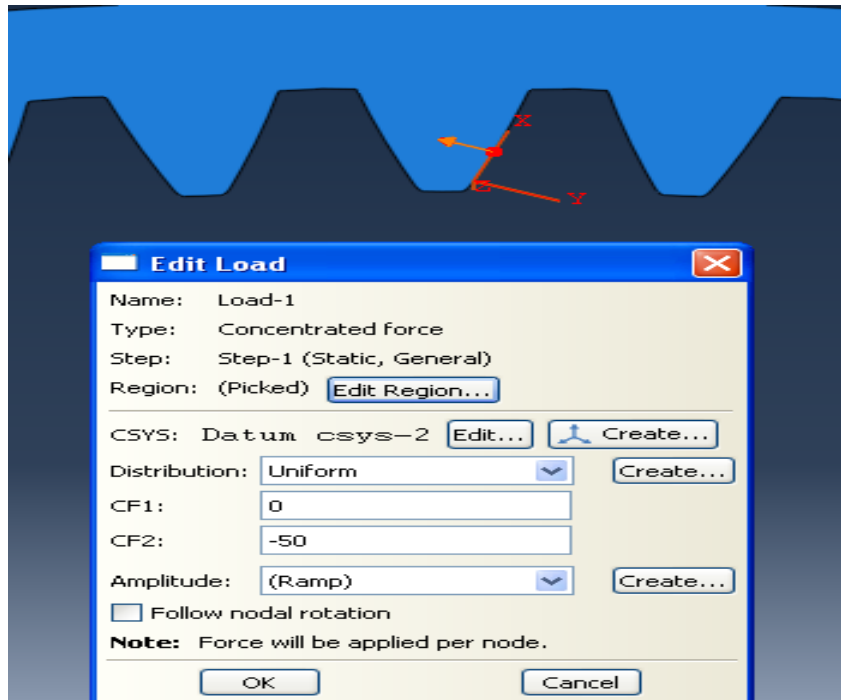
8.5 Sınır Koşullarının ve Yüklerin Tanımlanması

Sınır koşulları olarak tek sınır koşulu tanımlanmıştır. Bu iç dişli için dış yüzeyinden ankastre olarak sabitlenmesidir. Pinyon dişli için ise üzerindeki mil boşluğundan ankastre olarak sabitlenmesidir. Yük olarak noktasal kuvvet

uygulanmıştır. Kuvvet daha önce tanımlanmış olan set noktaları üzerinden dişliye uygulanmıştır.



Şekil 28. Sınır Koşulunun Tanımlanması

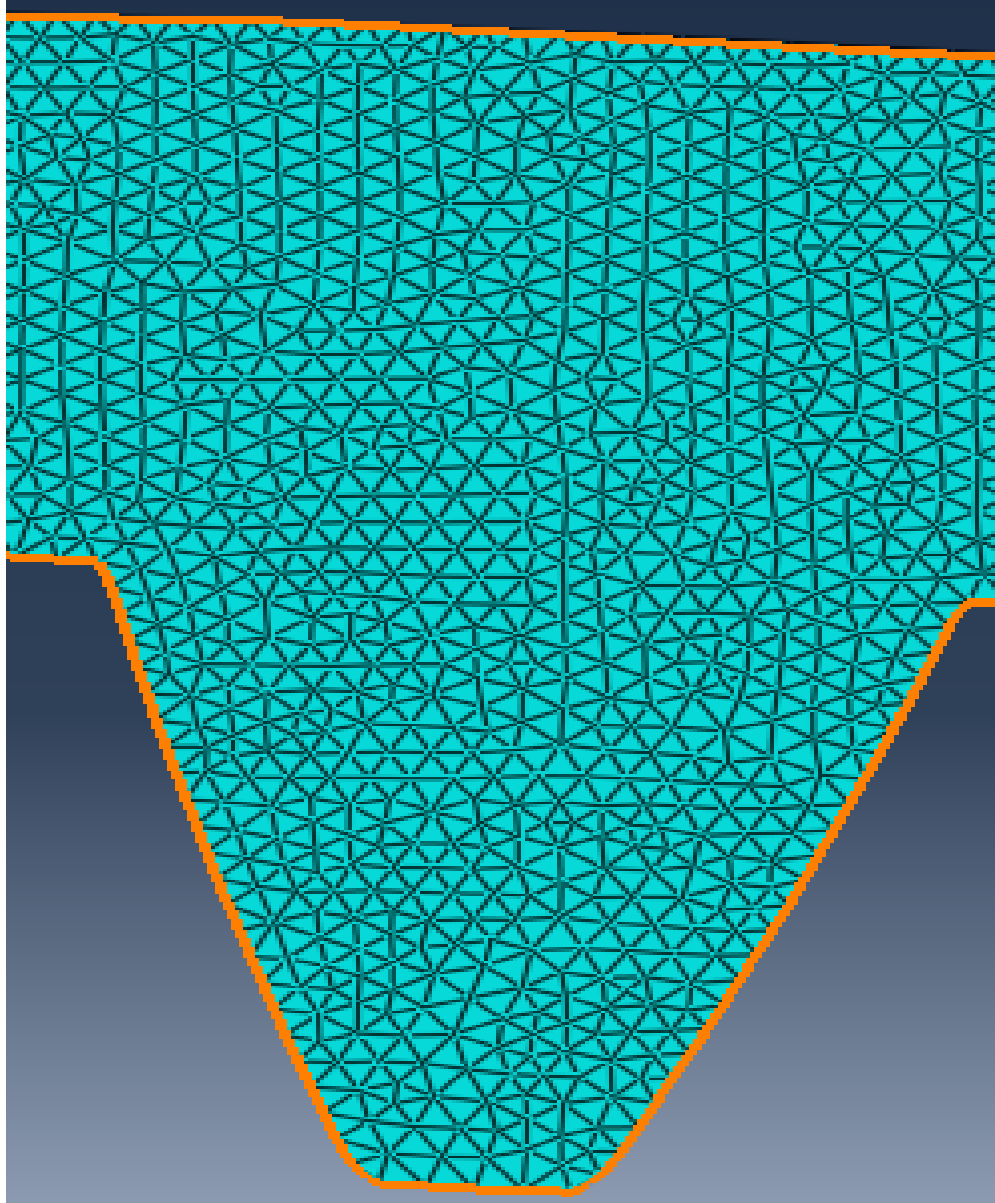


Şekil 29. Tekil Kuvvetin Tanımlanması

Burada kuvvet tanımlaması yapılırken gerçek kuvvetin dişlinin genişliğine bölünerek uygulanması gereklidir. Aksi takdirde sonuç hatalı olacaktır.

8.6 Ağ Yapısının Oluşturulması

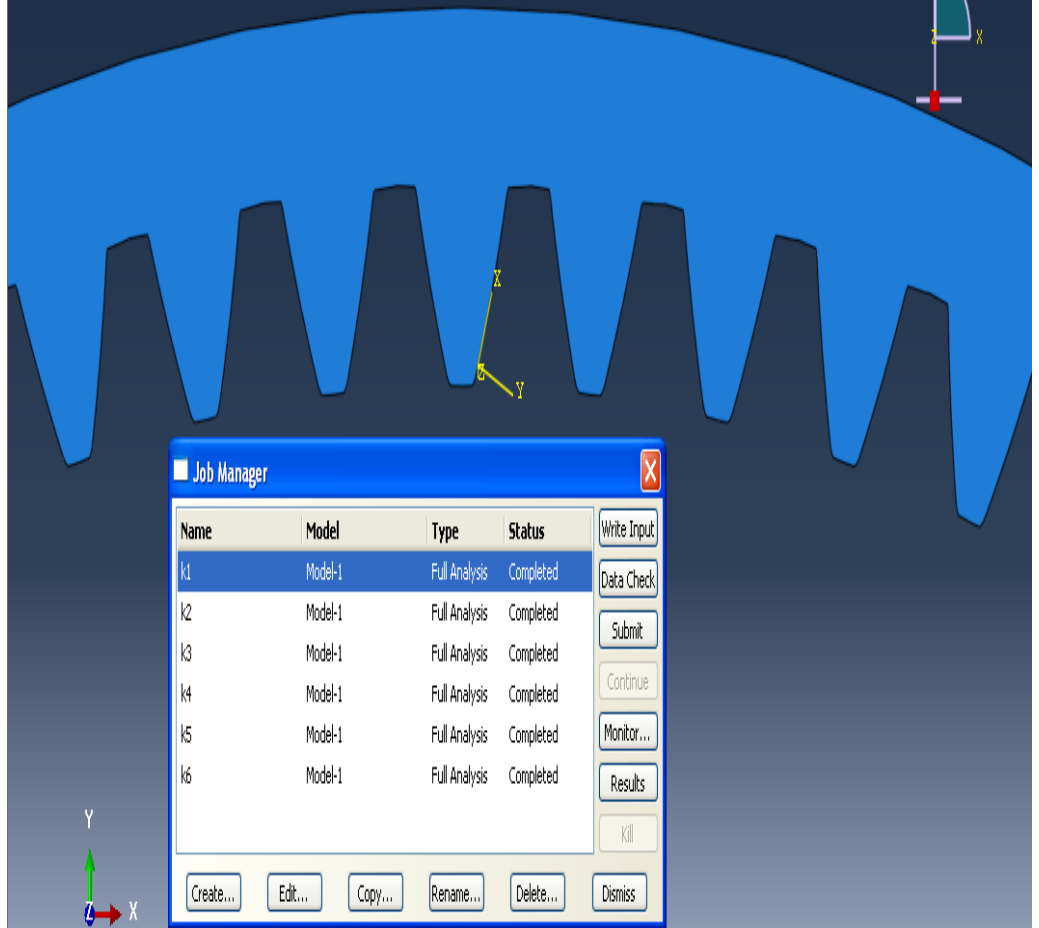
Analiz yapılabilmesi için dişliler küçük elemanlara ayrılmıştır. Küçük elemanlar dörtgen ve üçgen olabilir. Bu çalışma da küçük elemanlar olarak üçgen elemanlar seçilmiştir. Serbestlik derecesi dörtgen elemanların daha yüksektir. Fakat yüzeylerde kesişim noktası oluşturmadığı için tercih edilmemiştir.



Şekil 30. Ağ Yapısı Oluşturulmuş Diş

8.7 İşin(Job) Oluşturulması

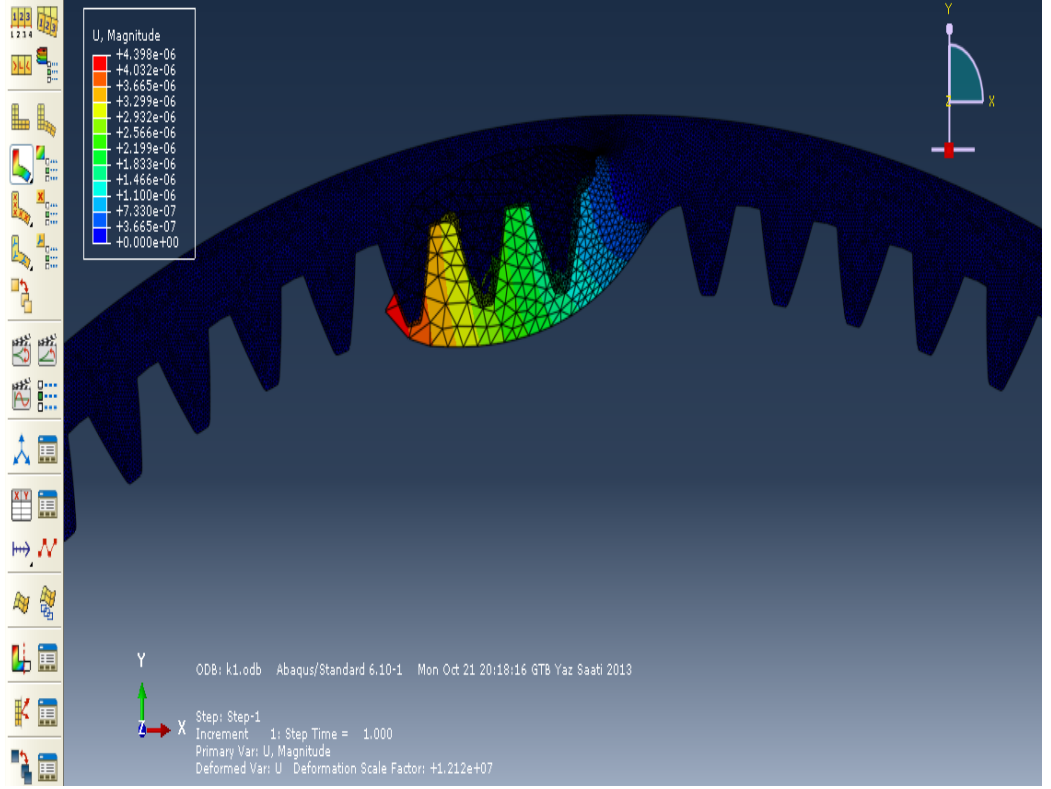
Ağ yapısı oluşturulmuş dişli için iş oluşturulma sırası gelmiştir.İşe ilk önce isim verilir.Sonra iş onaylanarak çözüm yaptırılmaya başlanır.Çözüm tamamlandığı zaman program uyarı vermektedir.Yaklaşık çözüm süresi 2-3 dakikadır.Yalnız sırasıyla setteki tüm noktalar için ayrı ayrı işler tanımlanmalıdır.



Şekil 31. Set Noktaları İçin Ayrı Ayrı Tanımlanmış İşler

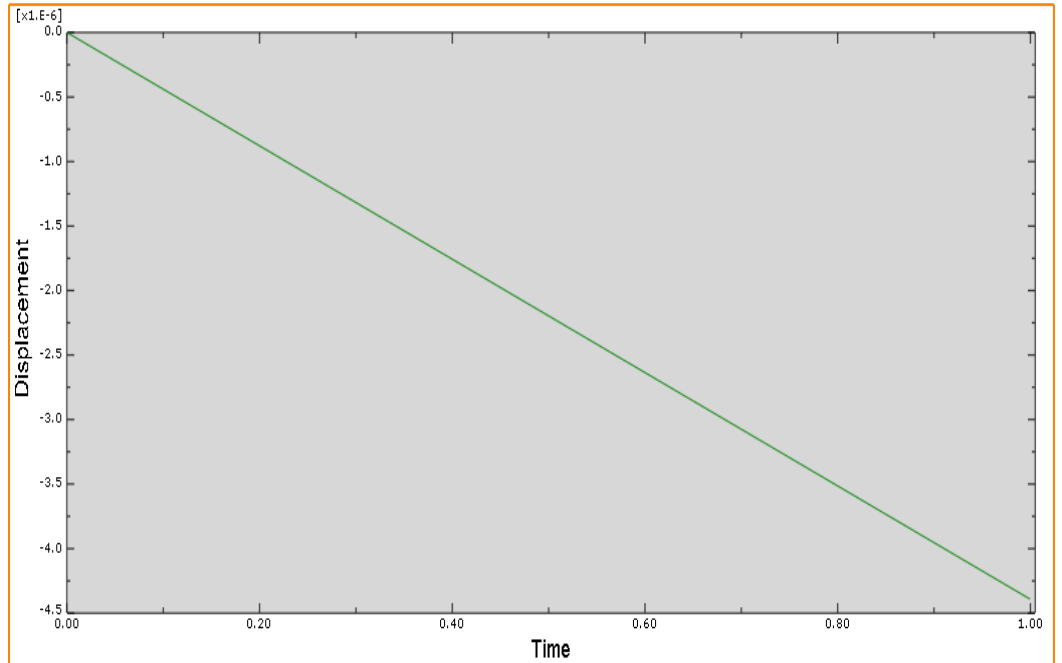
8.8 Sonuçların Değerlendirilmesi

Çözüm tamamlandıktan sonra çözüm ekranında yer değiştirme görülmektedir.Bu ekranda değerler renklerle ifade edildiği için hesaplama da kullanmak hatalara sebep olabilir.Bunu önlemek için zaman çözümü yaptırılmış olan grafikler kullanılır.Bu grafikler iki eksen için ayrı ayrı çizdirilir.



Şekil 32. Renk Skalası İçeren Çözüm

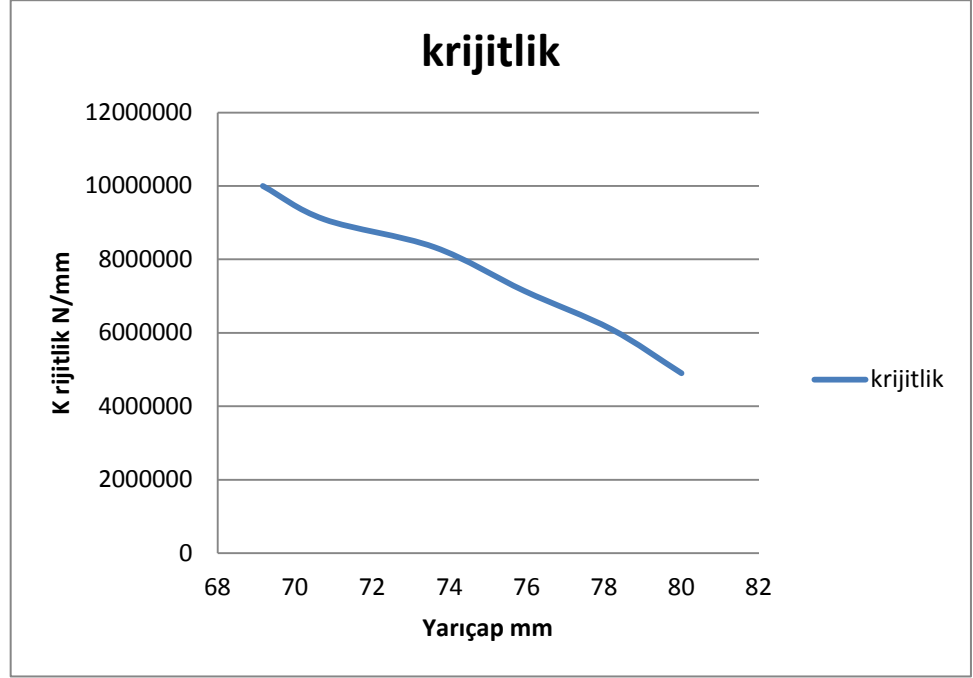
Şekil 32' e bakıldığında diş yerinden kopacakmış gibi bir görüntü oluşmuştur. Fakat program sonuçları ekranda belirli oranda büyüterek göstermektedir.



Şekil 33. Çözümün Grafik Gösterimi

8.9 Dişlilerin Yarıçapa Bağlı Olarak Rijitlik Değerlerinin Hesaplanması

İç dişlinin veya pinyon dişlinin üzerinde oluşturduğumuz set noktalarındaki yer değiştirmeleri not ettik. X eksenindeki ve Y eksenindeki yer değiştirmeler dikkate alınarak toplam yer değiştirmeler hesaplandı. Uygulanan kuvvet toplam yer değiştirmeye bölünerek K rijitlik değeri hesaplanır. Hesaplanan rijitlik değerleri excelden yarıçapa bağlı olarak çizdirilir.



Şekil 34. Pinyonun Yarıçapa Bağlı Rijitlik Grafiği

Grafikte eğri uydurma yapılarak ikinci dereceden polinomlar oluşturulur.

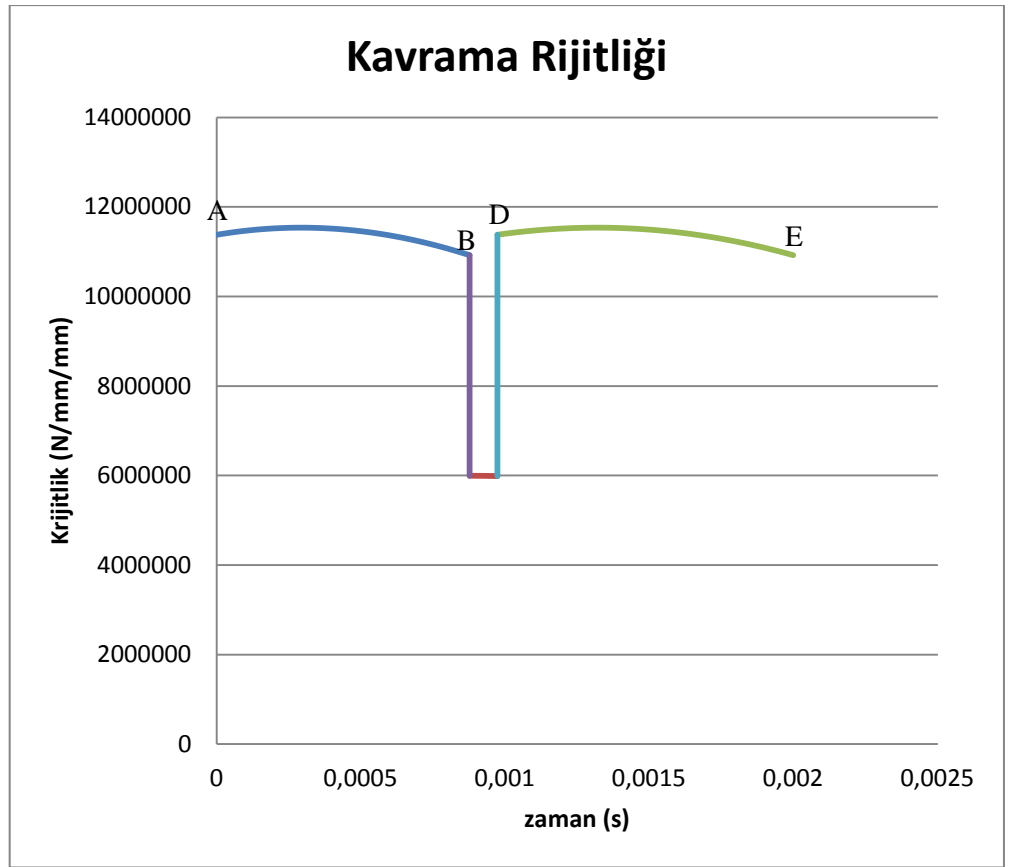


Şekil 35. İç Dişlinin Yarıçapa Bağlı Rijitlik Grafiği

Dişli sistemi için kavrama rijitliği grafiğinin çizdirilebilmesi için kavrama süresinin hesaplanması gerekir.

Sonuç saniye cinsinden bulunmuştur.

Kavrama süresi hesaplandıktan sonra sıra kavrama doğrusu üzerindeki pinyon ve iç dişlinin birbirine temas ettiği noktaların hesaplanmasına geldi. Kavrama doğrusu üzerinde AB ve DE noktaları arasında kuvvetin bölündüğü unutulmamalıdır. Temas noktalarına göre rijitlik grafiği çizdirilir.



Şekil 36. Kavrama Rijitliği

9.ÖRNEK ÇALIŞMASI

9.1 Pinyon Dişli İçin Gerilme Analizi

Pinyon dişli için hem teorik hem de sayısal yöntemle gerilme analizi yapılmıştır. $Z_1=20$ ve $Z_2=25$ olsun. Bu dişli sistemi için modül=2,75 mm, $M_b=200$ Nm ve $b=20$ mm olarak seçilmiştir.

$$d_{o1}=5.30=150 \text{ mm}$$

$$d_{g1}=150.\cos 20=140,9538931 \text{ mm}$$

$$r_{g1}=140,9538931/2=70,4765 \text{ mm}$$

$$d_{b1}=150+2.5=160 \text{ mm}$$

$$d_{t1}=150-2,5.5=137,5 \text{ mm}$$

$$F_t=2.M_b/d_{o1}=2.200000/55=7273 \text{ N}$$

$Z_1=20$ için EK 1'den $Y_F=2,70$ olarak okunmuştur.

$Z_1=20$ için EK 2'den $Y_{S1}=1,56$ olarak okunmuştur.

Düz dişli için $Y_\beta=1$ olarak alınır.

Düz dişli için $Y_\epsilon=0,25+(0,75/1,8).\cos^2 0=0,416$ olarak hesaplanmıştır.

$Z_1=20$ için EK 3'ten $K_V=1,1$ olarak okunur.

$K_{f\beta}=1+(K_\beta-1).f_w.f_p=1+(1,13-1).1.1=1,13$ olarak hesaplanır.

$K_{f\alpha}$ EK 4'ten seçilir. Ve $K_{f\alpha}=1,1$ alınır.

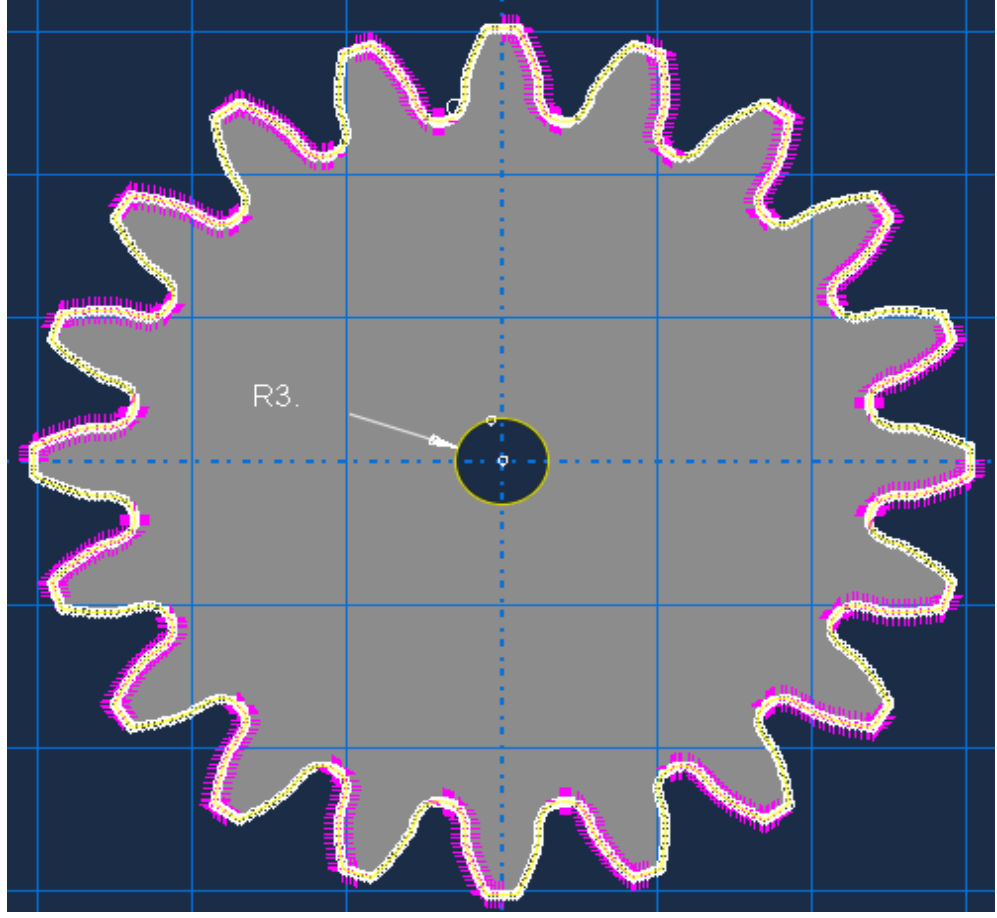
$K_{f\alpha} \cdot K_{f\beta}=1,1.1,13=1,243$ olur.

$\sigma_F=(7273/20.2,75).2,70.1,56.0,416.1,1.25.1,1.1,243=396,009 \text{ N/mm}^2$ olarak hesaplanmıştır.

9.2 Pinyon Dişli İçin Gerilme Analizinin Sayısal Çözümü

9.2.1 Pinyon Dişli İçin Taslak Oluşturulması

Mitcalc programında alınan noktalar doğrultusunda taslak oluşturulur.



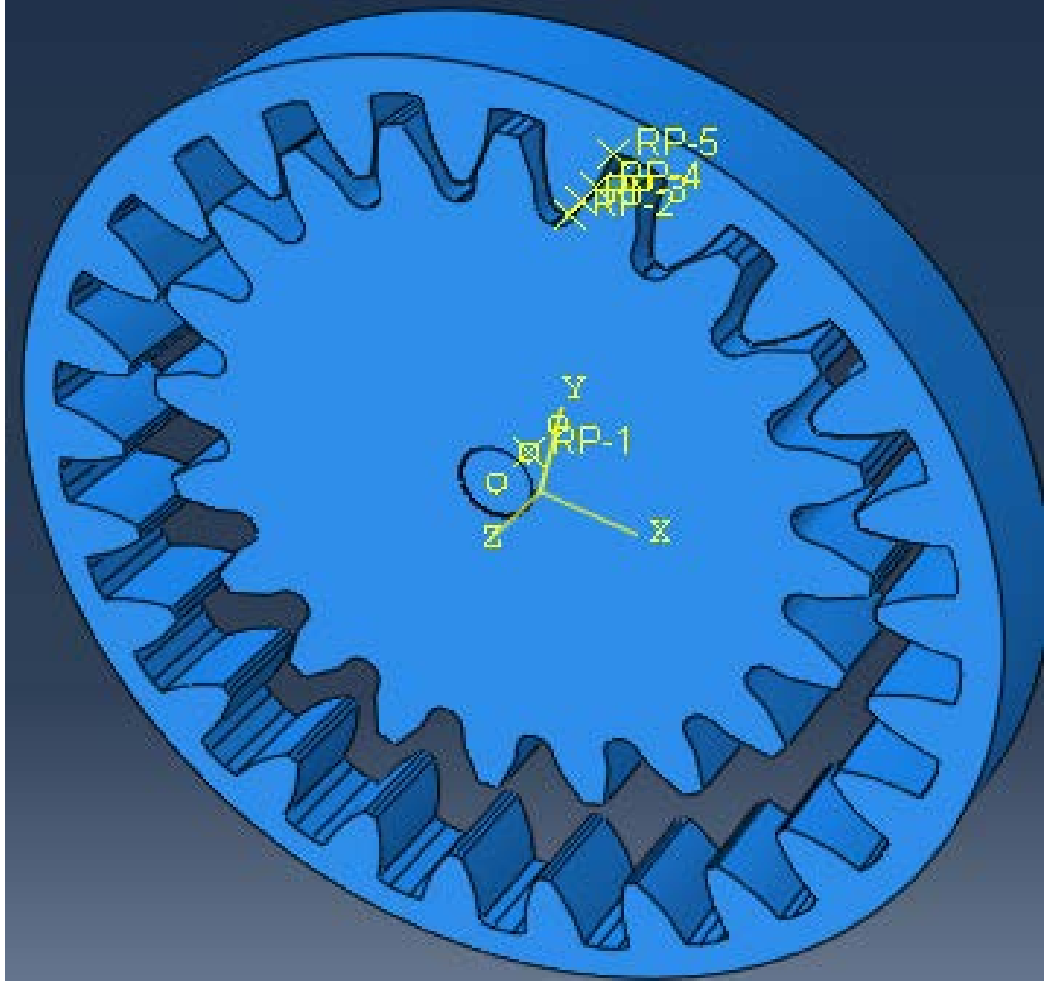
Şekil 37. Pinyonun Taslak Çizimi

9.2.2 Malzeme Bilgisinin Oluşturulması

Oluşturulan iç dişli ve pinyon dişli taslakları extrude metoduyla üç boyutlu hale getirildi. Katı hale getirilen dişli için malzeme bilgisinin dişliye atandı.

9.2.3 İç Dişli ve Pinyonun Montajı

Kesit bilgileri atanan dişliler uygun montaj komutları kullanılarak birbirine montaj yapılmıştır. Dişliler montaj edilirken eksenler arası mesafe belirleyici olan parametrelerden biridir. Eksenler arası mesafeye uygun yerleştirilmiş pinyon dişli döndürme komutuyla uygun açıda döndürülür. Bu döndürme diş yüzeyleri birbiri üzerine oturunca sona erer. Montaj esnasında her iki dişlide bağımsız olarak tanımlanmıştır.



Şekil 38. Montaj Resmi

9.2.4 Step Tanımlanması

Montaj aşamasından sonra analiz için basamakların tanımlanması gerekmektedir. Basamaklardan dinamik ve explicit seçeneği seçilerek bu aşama geçilmiştir.

9.2.5 İlişkilerin Tanımlanması

Step adımının tanımlanmasında sonra interaction (ilişkilerin) tanımlanması gerekiyor. İlk olarak sınır koşullarının uygulanabilmesi için gerekli olan referans nokta oluşturulur. Oluşturulan bu referans nokta coupling komutuyla pinyon dişlinin üzerindeki mil yüzeyine bağlanır. Sonra yüzey-yüzey ilişki tanımlanması gerekmektedir. Yüzey-yüzey ilişkisinin tanımlanması için iki parametre kullanılmıştır. Bunlar teğetsel ve normal doğrultudaki sürtünme ilişkileridir. Teğetsel doğrultuda sürtünme formülasyonu olarak 'penalty' seçeneği ve sürtünme katsayısı olarak 0,1 seçilmiştir. Normal doğrultuda kontakt

çeşidi olarak 'hard' kontakt seçeneği seçilmiştir.Daha sonra tanımlanan yüzey-yüzey ilişkisi montaj aşamasında belirlenen diş ve kavrama oranına göre yüzeylere tanımlanmıştır.

9.2.6 Sınır Koşullarının ve Momentin Tanımlanması

Sınır koşulları olarak iki sınır koşulu tanımlanmıştır.Bunlardan birincisi iç dişlinin dış yüzeyinden ankastre olarak sabitlenmesidir.İkincisi ise pinyon dişlinin üzerindeki mil boşluğundan dönmeye serbest bırakılmasıdır.Yalnız dönme serbest bırakılırken yer değiştirme kısıtlanmıştır.Yük olarak moment uygun görülmüştür.Moment daha önce tanımlanmış olan referans nokta üzerinden pinyon dişliye uygulanmıştır.Moment 200 Nm değerindedir.

9.2.7 Ağ Yapısının Oluşturulması

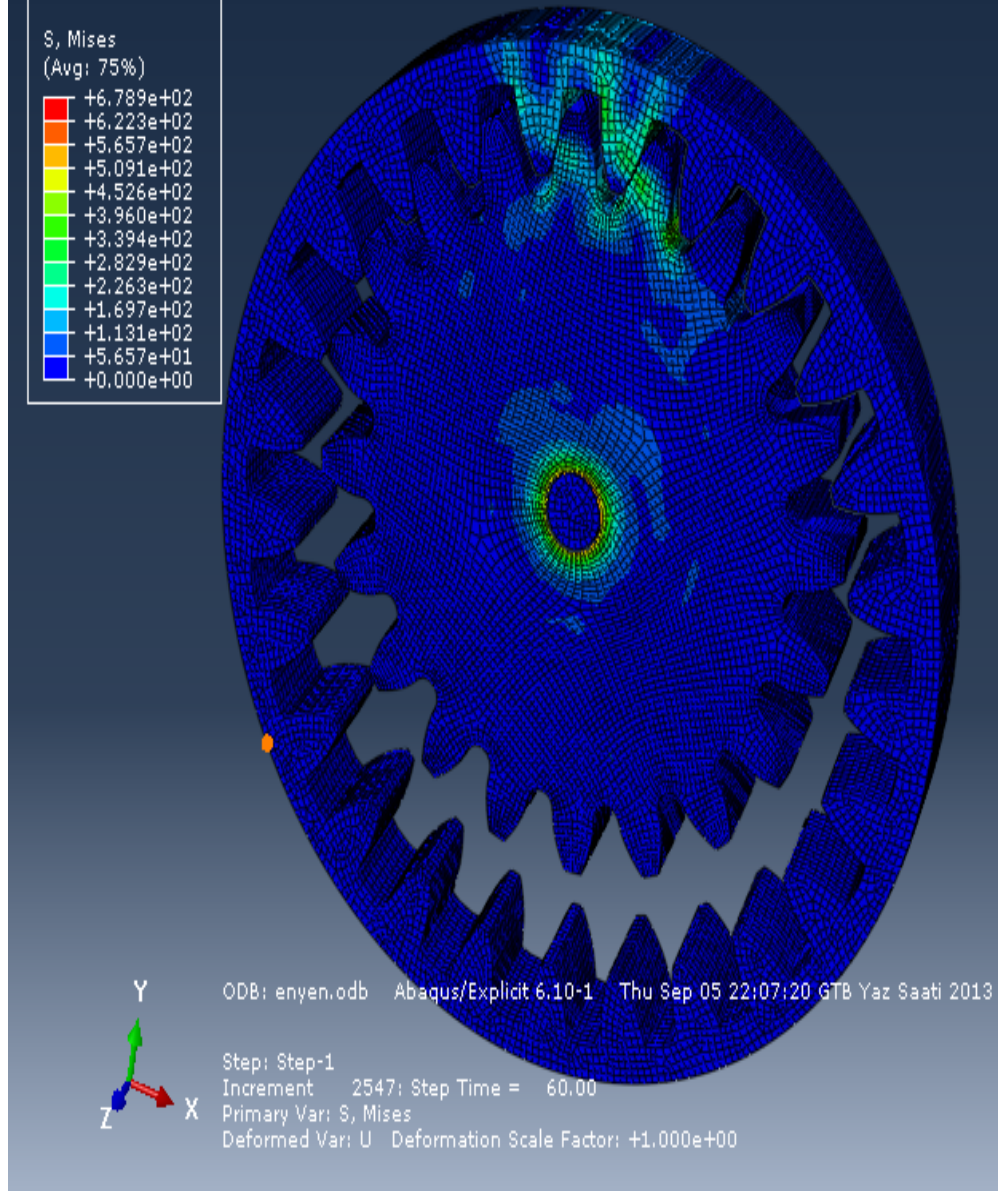
Analiz programları sayısal yöntemlere dayanarak çözümler üretirler.Bu sebepten dolayı iç dişli ve pinyon dişli küçük elamanlara ayrılmak zorundadır.Bu elemanlar hegzahedral,tetragonal ve her ikisini de içeren eleman olabilir.Bu çalışma da eleman olarak hegzahedral elemanlar seçilmiştir.Seçilen elemanlar uygun boyutlara göre dişlilere atanmıştır.Analizlerde eleman boyutları ne kadar küçük olursa sonuçlar o kadar doğruya yakın olur.

9.2.8 İşin Oluşturulması

Son aşama olarak işin tanımlanması aşaması gelmektedir.Bu aşamada işe isim verilir.İsim verilen iş onaylanarak çözüme hazır hale getirilir.

9.2.9 Sonuçların Değerlendirilmesi

Çözüm yaptırılmaya başladıktan sonra ortalama 1-2 saat içinde program mutlak çözüme ulaşmaktadır.Çözüm tamamlandıktan sonra result ekranından çözümlere bakılabilmektedir.Çözüm ekranında adım etabında seçtiğimiz bütün fonksiyonlar için çözümler oluşmuştur.Analiz programlarındaki sonuçlar her zaman doğru sonuçlar olmayabilir.Bunun çeşitli sebepleri olabilir.Örneğin;sınır koşulları yanlış uygulanmış olabilir.Bazen sınır koşullarının ve yüklemelerin olduğu bölgelerde aşırı derecede bir deformasyon veya gerilme meydana gelebilir.Analiz sonuçları renk dağılımlarıyla gösterilmiştir.



Şekil 39. Sonuçların Renk Dağılımı İle Gösterimi

Hem teorik çözüm hem de sayısal çözümde dişdibi gerilmesi 396 N/mm^2 civarında hesaplanmıştır.

9.3 Kavrama Rijitliği İçin Örnek

9.3.1 Kavrama Rijitliği İçin Ön Hesaplamalar

$Z_1=30$ ve $Z_2=100$ olsun. Bu dişli sistemi için modül=5 mm olarak seçilsin.

$$d_{o1}=5.30=150 \text{ mm}$$

$$d_{o2}=5.100=500 \text{ mm}$$

$$d_{g1}=150.\cos 20=140,9538931 \text{ mm}$$

$$r_{g1}=140,9538931/2=70,4765 \text{ mm}$$

$$d_{g2}=500.\cos 20=469,8463104 \text{ mm}$$

$$r_{g2}=469,8463104/2=234,923 \text{ mm}$$

$$d_{b1}=150+2.5=160 \text{ mm}$$

$$d_{b2}=500-2.5=490 \text{ mm}$$

$$d_{t1}=150-2,5.5=137,5 \text{ mm}$$

$$d_{t2}=500+2,5.5=512,5 \text{ mm}$$

$$a_0=(500-150)/2=175 \text{ mm}$$

$$T_1E= \frac{a_0 \sin 20}{\cos 20} = 37,855 \text{ mm}$$

$$T_2A= \frac{a_0 \sin 20}{\cos 20} = 69,542 \text{ mm}$$

$$T_2T_1=175.\sin 20=59,853 \text{ mm}$$

$$\varepsilon= \frac{a_0 \cos 20}{\cos 20} = 1,908$$

B noktasının iç dişlide yarıçapı:

$$r_b=(234,923)^2+(69,542+13,406)^2=249,136 \text{ mm}$$

D noktasının iç dişlide yarıçapı:

$$r_d=(234,923)^2+(69,542+14,760)^2=249,590 \text{ mm}$$

E noktasının iç dişlide yarıçapı:

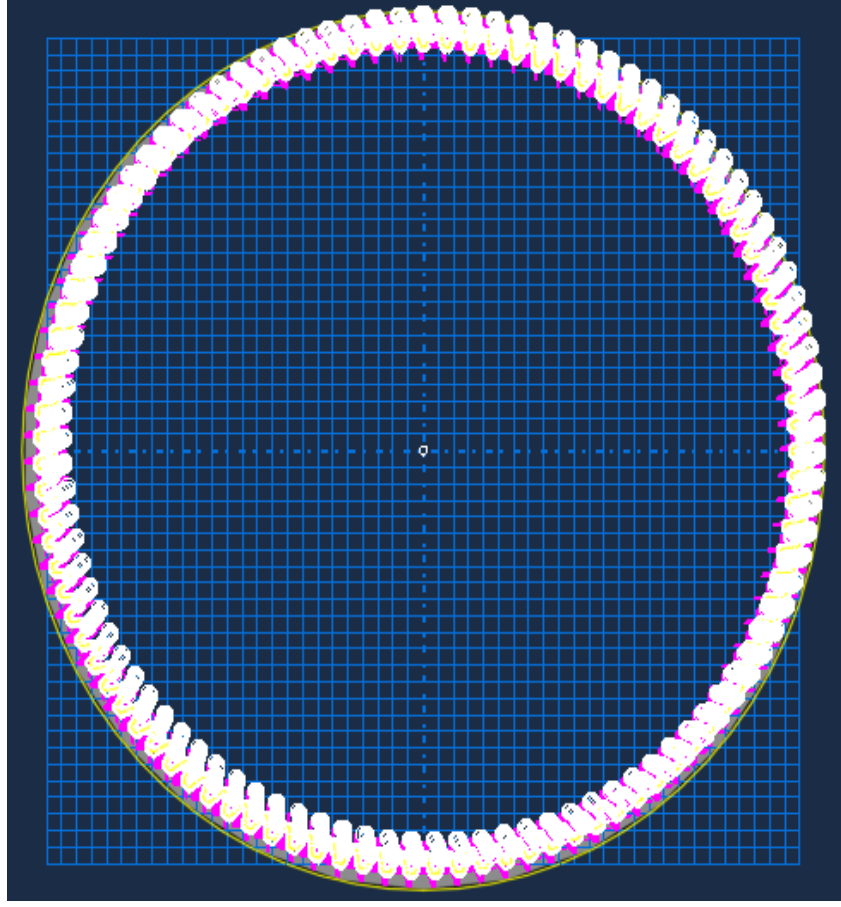
$$r_E=(234,923)^2+(69,542+28,166)^2=254,443 \text{ mm}$$

A noktasının iç dişlide yarıçapı:

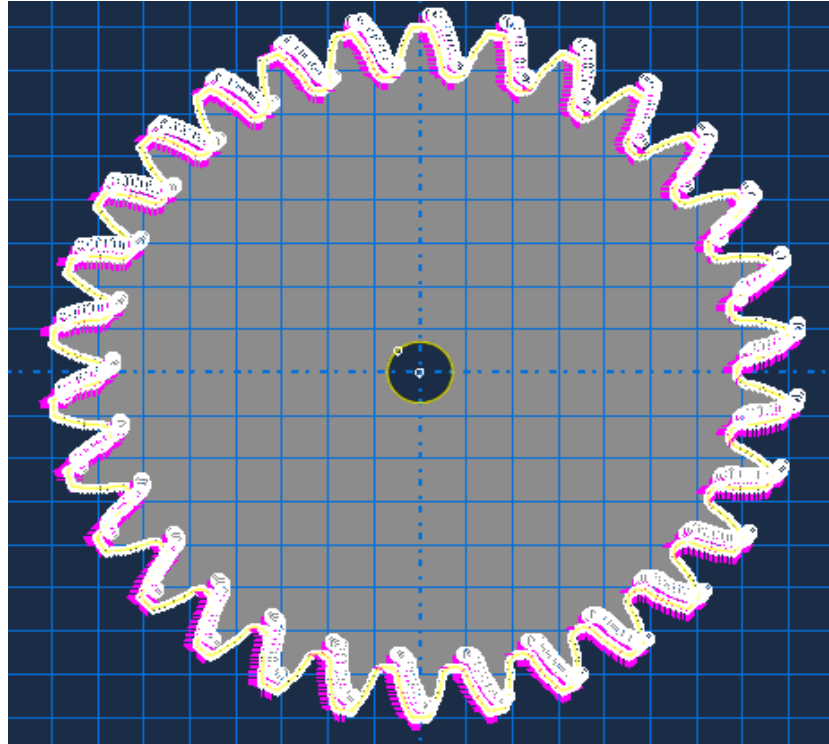
$$r_A=(234,923)^2+(69,542)^2=244,999 \text{ mm}$$

9.3.2 Taslak Oluşturma

Mitcalc programında alınan noktalar yardımıyla ilgili taslaklar oluşturuldu. Oluşturulan taslaklar üç boyutlu hale getirildi.



Şekil 40. İç Dişlinin Taslak Çizimi

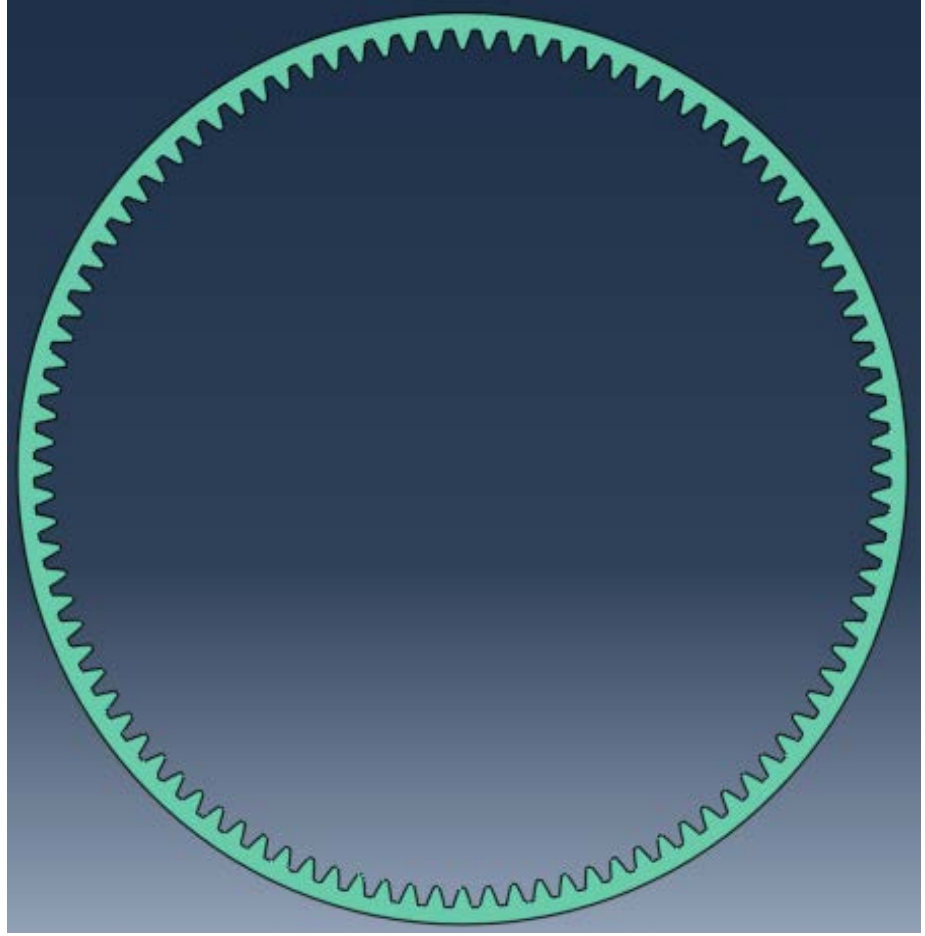


Şekil 41. Pinyon Taslak Çizimi

9.3.3 Malzeme Bilgisinin Tanımlanması

Abaqus' te birimlerin uyumu kullanıcıya bırakılmıştır.Kullanıcı birimim yanlış girerse analiz hatalı olacaktır.Malzeme bilgisi $E=207.10^6$ N/mm ve poisson oranı=0,3 olarak tanımlanmıştır. Tanımlanan malzeme bilgisi metod uygulamasında anlatıldığı şekilde taslaklara atanmıştır.

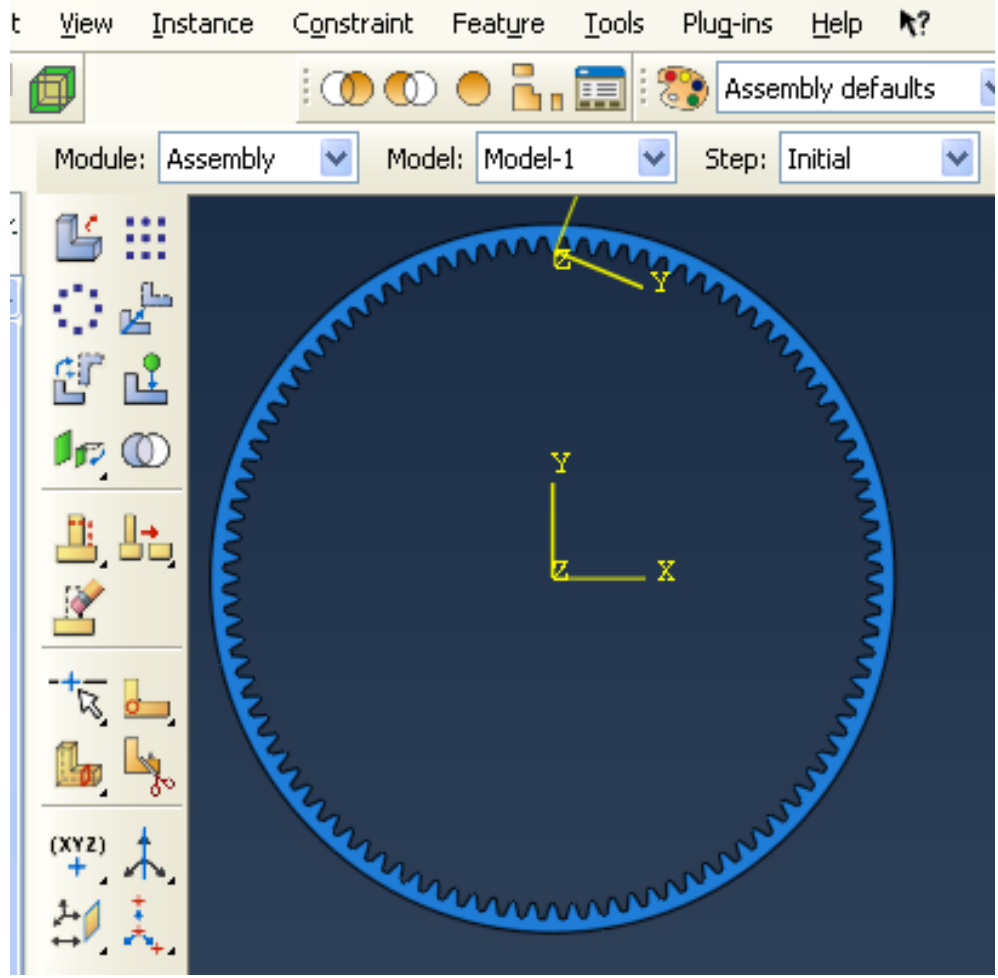
Malzeme bilgisinin atandığı taslağın gri renkte yeşil renge dönmesiyle anlaşılır.



Şekil 42. Malzeme Bilgisi Atanmış İç Dişlinin Görüntüsü

9.3.4 Montaj Aşaması

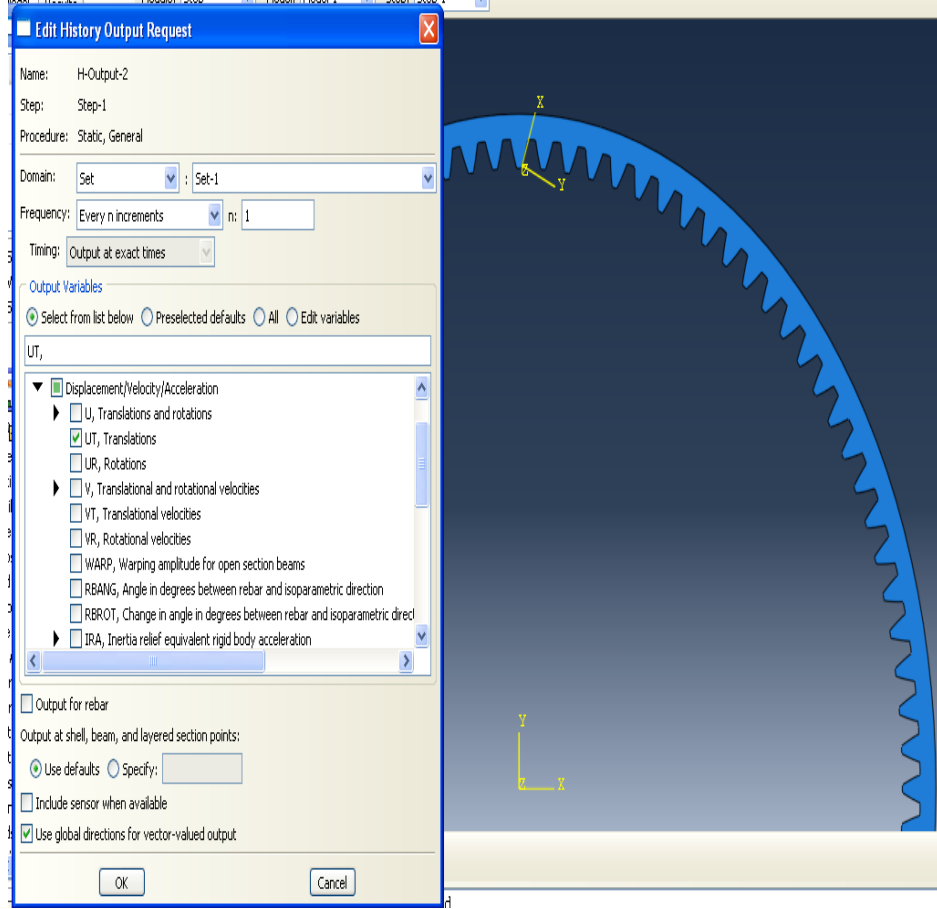
Kavrama rijitliğinin sonlu elemanlar metoduyla hesaplanması sırasında dişliler ayrı ayrı göz önünde bulundurulurlar.Dişli montaj modülüne çağrılır ve ekstra herhangi bir işlem yapılmaz.



Şekil 43. İç Dişli Çarkın Montaj İçin Çağırılması

9.3.5 Step Tanımlanması

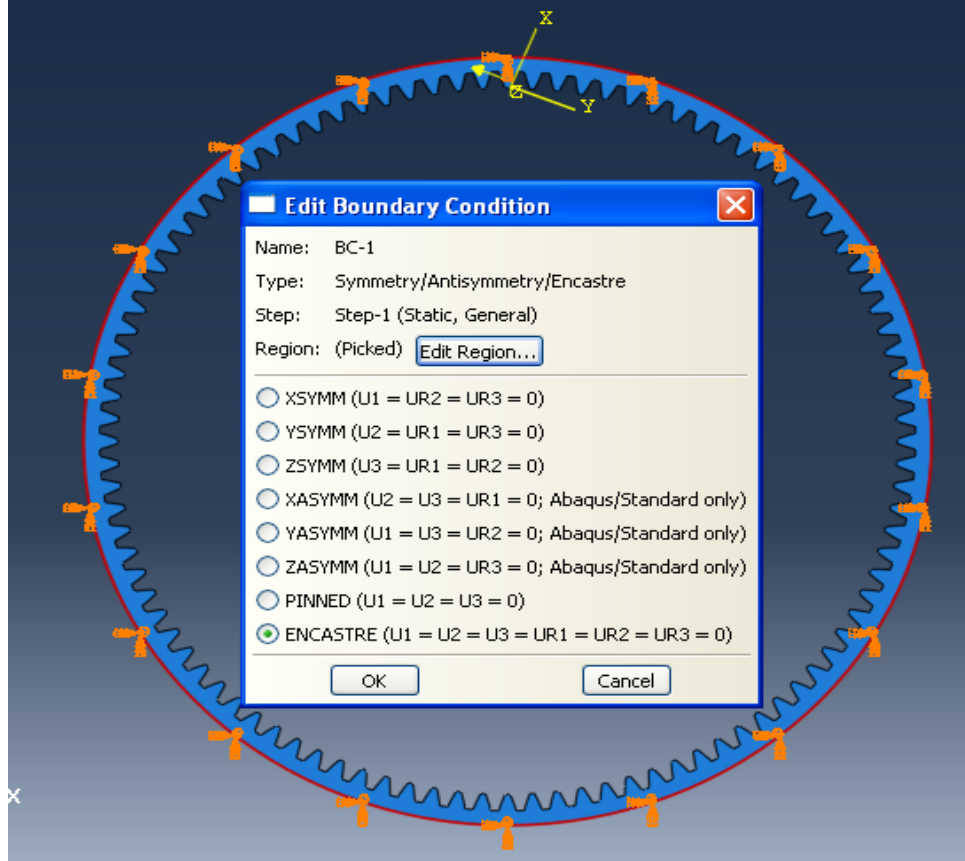
Montaj aşamasından sonra analiz için basamakların tanımlanması gerekmektedir. Basamaklardan statik ve genel seçeneği seçilmiştir. Fakat kavrama rijitliğinin hesaplanabilmesi için sınır koşulunda uygulanan kuvvete karşılık gelen yer değiştirme miktarının bilinmesi gerekmektedir. Sonuçların net olarak alınabilmesi için adım aşamasında bazı noktalar seçilmiştir ve bu noktaların yer değiştirme grafiği çizdirilmiştir. Bu grafiklerin çizdirilmesi adımın zaman çıktısı özelliği kullanılarak yapılmıştır. Şekil 44' te bu özelliğin nasıl kullanıldığı gösterilmiştir. Bu özelliğin kullanılabilmesi için seçilen noktalardan setlerin oluşturulması gerekmektedir.



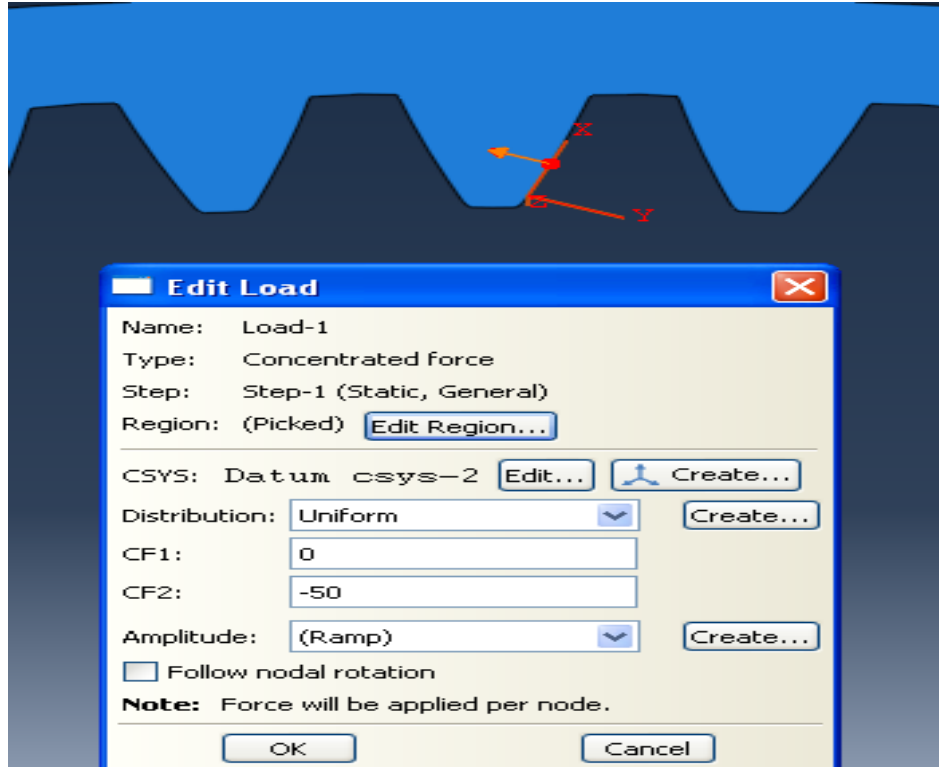
Şekil 44. Adımın Tanımlanması

9.3.6 Sınır Koşullarının ve Yüklerin Tanımlanması

Sınır koşulları olarak tek sınır koşulu tanımlanmıştır. Bu iç dişli için dış yüzeyinden ankastre olarak sabitlenmesidir. Pinyon dişli için ise üzerindeki mil boşluğundan ankastre olarak sabitlenmesidir. Yük olarak noktasal kuvvet uygulanmıştır. Kuvvet daha önce tanımlanmış olan set noktaları üzerinden dişliye uygulanmıştır. Burada kuvvet tanımlaması yapılırken gerçek kuvvetin dişlinin genişliğine bölünerek uygulanması gereklidir. Aksi takdirde sonuç hatalı olacaktır. Bu örnekte dişlinin genişliği $b=20\text{mm}$ ve uygulanan kuvvet $F=1000\text{ N}$ olarak seçilmiştir. Koşul kuvveti $F_{\text{koşul}}=1000/20=50\text{ N/mm}$ olmuştur. Kuvvetin evolvent açısı ile orantılı olarak dağıtılmadığı görülmektedir. Bunun sebebi ise eksenin bu açıya uygun olarak döndürülmesidir.



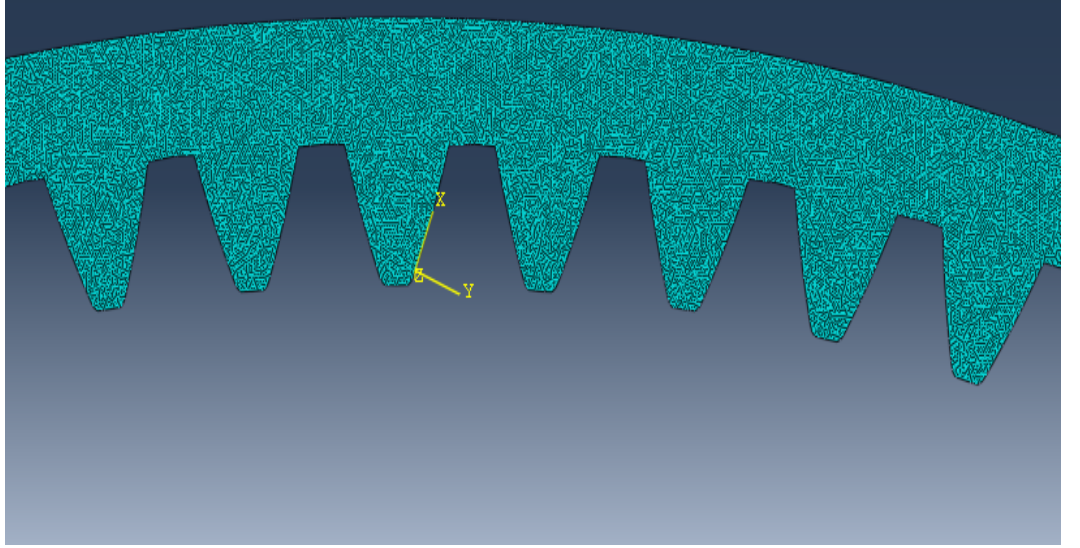
Şekil 45. Sınır Koşulunun Tanımlanması



Şekil 46. Tekil Kuvvetin Tanımlanması

9.3.7 Ağ Yapısının Oluşturulması

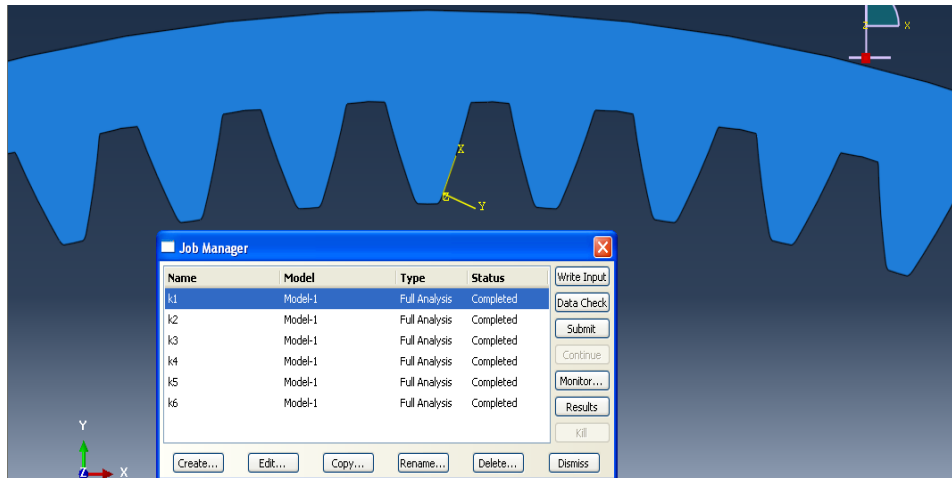
Analiz yapılabilmesi için dişliler küçük elemanlara ayrılmıştır. Küçük elemanlar dörtgen ve üçgen olabilir. Bu çalışma da küçük elemanlar olarak üçgen elemanlar seçilmiştir. Serbestlik derecesi dörtgen elemanların daha yüksektir. Fakat yüzeylerde kesişim noktası oluşturmadığı için tercih edilmemiştir.



Şekil 47. Ağ Yapısı Oluşturulmuş İç Dişli Kesiti

9.3.8 İşin(Job) Oluşturulması

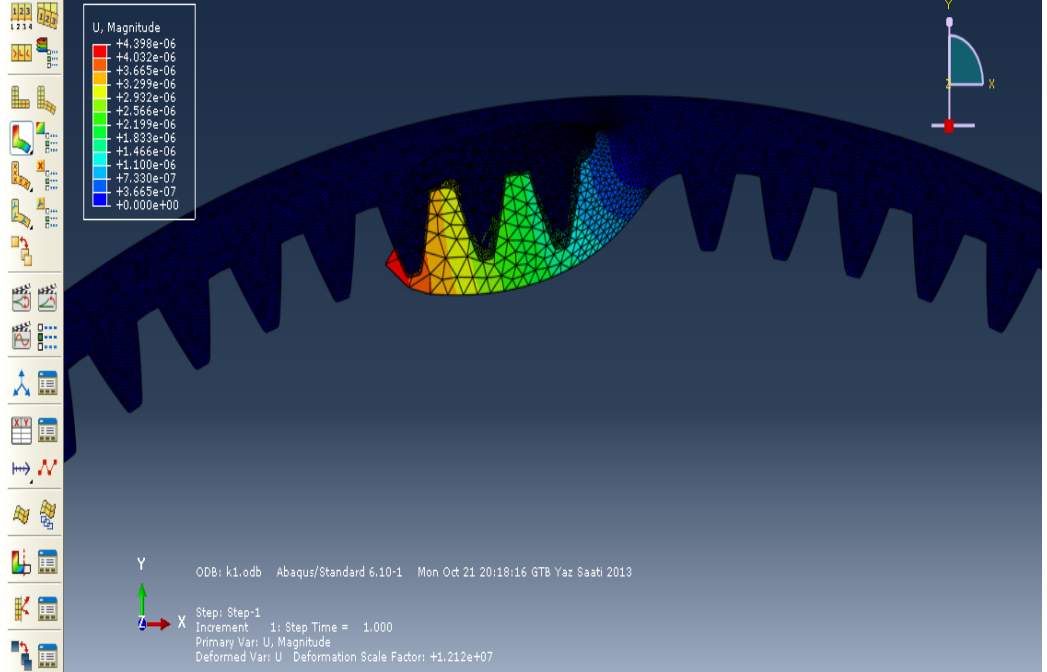
Ağ yapısı oluşturulmuş dişli için iş oluşturulma sırası gelmiştir. İşe ilk önce isim verilir. Sonra iş onaylanarak çözüm yaptırılmaya başlanır. Çözüm tamamlandığı zaman program uyarı vermektedir. Yaklaşık çözüm süresi 2-3 dakikadır. Yalnız sırasıyla setteki tüm noktalar için ayrı ayrı işler tanımlanmalıdır.



Şekil 48. Set Noktaları İçin Ayrı Ayrı Tanımlanmış İşler

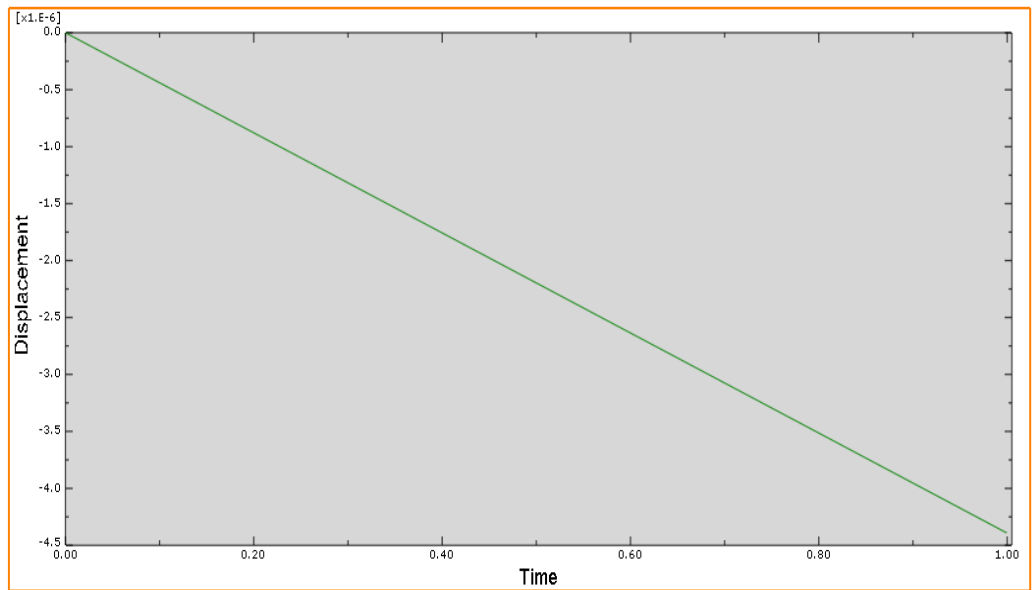
9.3.9 Sonuçların Değerlendirilmesi

Çözüm tamamlandıktan sonra çözüm ekranında yer değiştirme görülmektedir. Bu ekranda değerler renklerle ifade edildiği için hesaplama da kullanmak hatalara sebep olabilir. Bunu önlemek için zaman çözümü yaptırılmış olan grafikler kullanılır. Bu grafikler iki eksen için ayrı ayrı çizdirilir.



Şekil 49. Renk Skalası İçeren Çözüm

Şekil 49' a bakıldığında diş yerinden kopacakmış gibi bir görüntü oluşmuştur. Fakat program sonuçları ekranda belirli oranda büyüterek göstermektedir.



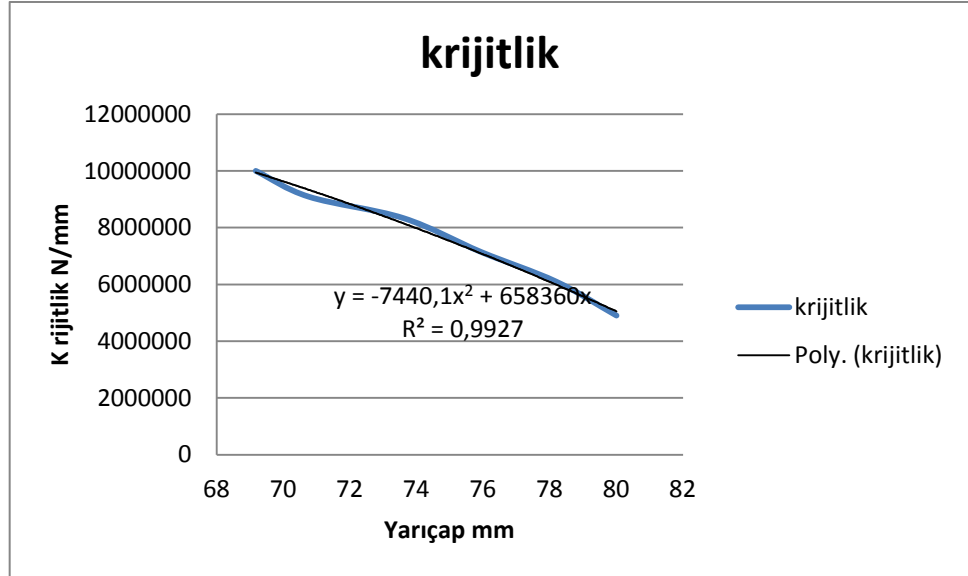
Şekil 50. Çözümün Grafik Gösterimi

9.3.10 Dişlilerin Yarıçapa Bağlı Olarak Rijitlik Değerlerinin Hesaplanması

İç dişlinin veya pinyon dişlinin üzerinde oluşturduğumuz set noktalarındaki yer değiştirmeleri not ettik. X eksenindeki ve Y eksenindeki yer değiştirmeler dikkate alınarak toplam yer değiştirmeler hesaplandı. Uygulanan kuvvet toplam yer değiştirmeye bölünerek K rijitlik değeri hesaplanır. Hesaplanan rijitlik değerleri excelden yarıçapa bağlı olarak çizdirilir.

Tablo 2. Pinyon Dişliye Ait Hesaplamalar

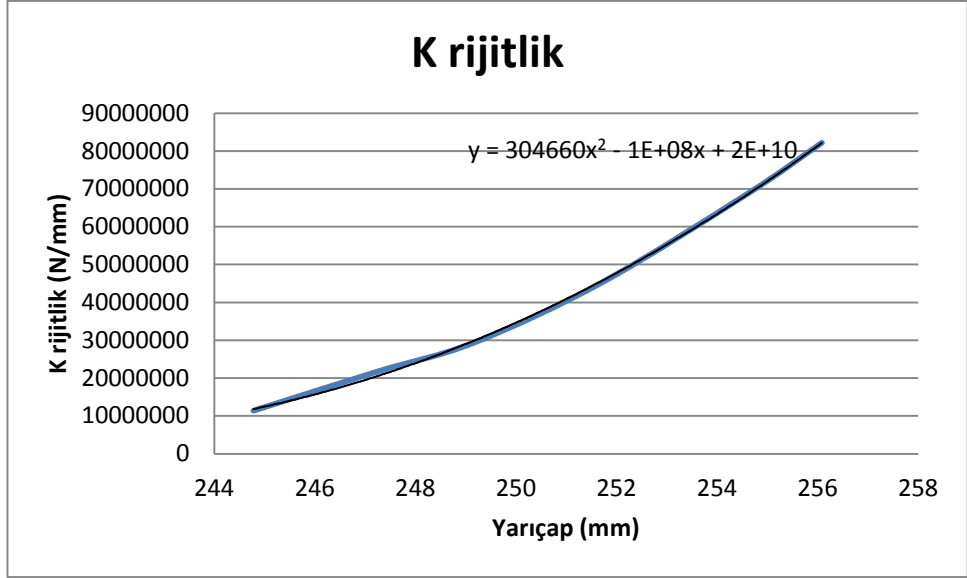
noktalar	x koordinat	y koordinat	u1	u2	ut	r	k
1	1,843337	79,97876	-0,0000102	0,00000028	1,02038E-05	79,99999964	4900114,876
2	2,711328	78,145008	-0,0000082	0,00000021	8,20269E-06	78,19203012	6095562,387
3	3,6145	75,848687	-0,000007	0,00000016	7,00183E-06	75,93476101	7140991,984
4	4,311936	73,479638	-0,000006	0,000000054	6,00024E-06	73,6060459	8332995,854
5	4,788957	70,596709	-0,0000055	0,000000061	5,50034E-06	70,75895301	9090350,014
6	5,676075	68,936804	-0,000005	0,00000006	5,00036E-06	69,17008583	9999280,078



Şekil 51. Pinyonun Yarıçapa Bağlı Rijitlik Grafiği ve Uydurulmuş Eğrisi

Tablo 3. İç Dişliye Ait Hesaplamalar

7	1,241856	244,769358	-0,0000044	-0,0000002	4,40454E-06	244,7725083	11351915,23
8	2,537977	247,227066	-0,0000023	-0,00000013	2,30367E-06	247,2400928	21704488,34
9	3,293524	249,148931	-0,0000017	-0,000000034	1,70034E-06	249,1706988	29405884,12
10	4,210205	251,673402	-0,0000011	-0,00000001	1,10454E-06	251,7086155	45267873,02
11	5,142511	254,547608	-0,0000007	-0,00000002	7,28011E-07	254,5995486	68680281,97
12	5,700266	256,019454	-0,00000055	-0,000000026	6,08358E-07	256,0829043	82188387,86

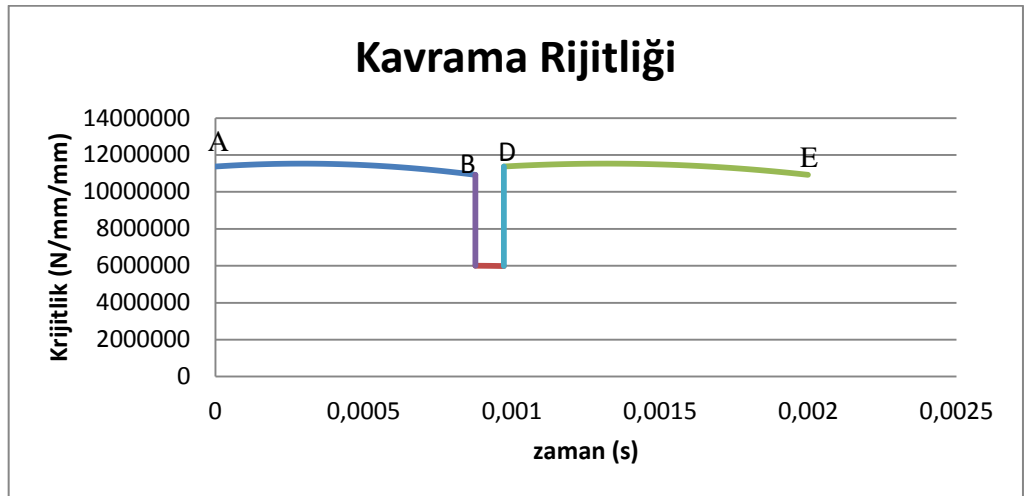


Şekil 52. İç Dişlinin Yarıçapa Bağlı Rijitlik Grafiği ve Uydurulmuş Eğrisi

Dişli sistemi için kavrama rijitliği grafiğinin çizdirilebilmesi için kavrama süresinin hesaplanması gerekir.

$$T_g = \frac{1}{\omega} = 2.10^{-3} \text{ saniye olur.}$$

Kavrama süresi hesaplandıktan sonra sıra kavrama doğrusu üzerindeki pinyon ve iç dişlinin birbirine temas ettiği noktaların hesaplanmasına geldi. Kavrama doğrusu üzerinde AB ve DE noktaları arasında kuvvetin bölündüğü unutulmamalıdır. Temas noktalarına göre rijitlik grafiği çizdirilir.



Şekil 53. Kavrama Rijitliği

10.SONUÇ Ve YORUMLAR

Bu çalışmada öncelikle analitik metod ile bir pinyon dişlinin gerilme analizi örnekteki gibi yapılmıştır. Analitik metod ile yapılan gerilme analizini doğrulamak için Abaqus 10.1 programında analiz işlemi yaptırılmaya karar verilmiştir. Verilen bu karar doğrultusunda analiz yapılması için hem iç dişli hem de pinyon dişli için taslak çizimlerinin oluşturulması gerekti. Dişlilerde diş profili literatürde anlatıldığı gibi evolvent profil ve trokoid profilin bir araya gelmesiyle oluşmaktadır. İlk olarak bu profillerdeki noktaların hesaplama yoluyla oluşturulması düşüncesi hakimdi. Bu noktaların hesaplanırken hata yapılması faktörü göz önüne alındığında yerine bu noktaları veren bir program kullanılması fikri ortaya çıkmıştır. Yapılan araştırmalar doğrultusunda program olarak Mitcalc programı seçilmiştir. Bu programdan alınan veriler doğrultusunda diş profilleri çizdirilmiştir ve taslaklar oluşturulmuştur. Oluşan taslaklardan sonra sırasıyla yukarıda anlatılan aşamalar gerçekleştirilmiştir. Ve gerilme analizi yapılmıştır. Yapılacak analizler için model oluşturulmuştur.

10.1 Analitik Metod Sonuçları ve Yorumları

Literatür incelemesi yaptığımız da iç dişlilerin mukavemet hesapları üzerine fazla araştırmanın yapılmadığını veya yapılan araştırmaların paylaşılmadığını gördük. Bunun için analitik hesaplama yaparken pinyon dişliyi baz alarak analitik hesaplama yaptık.

Yukarıdaki örnekte anlatıldığı üzere pinyon dişlinin gerilme analizi analitik olarak yapılmıştır. Analitik çözümde bir çok faktörün yer alması çözümün sonucu üzerine hata oluşma olasılığını arttırmaktadır. Bu çalışmada bu faktörler aşırı titizlikle incelenip ve gerekirse interpolasyon yapılarak seçilmiştir.

Bu çalışmada burulma momenti ve diş sayıları göz önüne alınarak çözüm yapılmıştır. Burulma momenti uygun formüller kullanılarak teğetsel kuvvete çevrilmiştir. Daha sonra gerilme analizi hesaplarında kullanılmıştır.

Çalışmamızda asıl amaç gerilme analizi için sayısal metod uygulanabilen bir model oluşturmak olduğu için analitik metod üzerinde fazla çalışılmamıştır.

10.2 Sayısal Metod Sonuçları ve Yorumları

Çalışmamızda iç dişli çark mekanizmalarının sayısal metod ile analizi için model oluşturmayı amaçlıyorduk. Sayısal metodlarda model oluşturulurken benzetmeler

yapılarak orjinal haline ulaşılmaya çalışılır.Mesela masanın kenarına oturan bir öğrencinin ağırlığının masaya etkisini araştıracak olsak modelimizde masanın kenarına 25-30 kgf civarında kuvvet kullanarak analiz yaparız.İç dişli çark mekanizmasının modellenmesinde bir çok benzerlik kurulmuştur.Her kurulan benzerlik gerçeğe ne kadar uygunsu sonuç o oranda doğruya yakın olur.Analitik metoduyla çözümde burulma momenti ve diş sayılarını dikkate alarak çözüm yapmıştık.Diş sayılarımız belli olduğu için taslak çizimlerimizi oluşturduk.Oluşturulan bu taslak çizimlere malzeme bilgisi atandı.Malzeme bilgisinden sonra dişliler montaj edildi.Montaj aşamasından sonra sınır koşullarının uygulanmasına sıra geldi.Sınır koşullarımızdan biri burulma momentinin olduğu bellidir.Fakat Abaqus analiz programında moment yüzeye değil noktalar atanır.Onun yüzeye her koşulda eşit etki edecek bir referans nokta tanımlanma ihtiyacı ortaya çıkmıştır.İç dişlinin gerçekte bir boşluğa oturtulup dönmediği düşünülürse sayısal metod için bu dişlinin dış yüzeyden ankastre olarak bağlanması gerekmektedir.Gerekli koşulları da oluşturduğumuz üzere analiz başlatılmıştır.Sonuçlar ortaya çıkmıştır.

10.3 Analitik Metod ve Sayısal Metodun Karşılaştırılması

Analitik metoduyla örnek olarak bir pinyon dişlinin gerilme analizi çalışması yapılmıştır.Bu örnekte oluşan gerilme 396.009 N/mm^2 olarak analitik olarak hesaplanmıştır.

Aynı örnek için sayısal modelin oluşturulması çalışması yapılmıştır.Yapılan çalışmada sınır koşulları gerçeğine yakın şekilde ifade edilmeye çalışılmıştır.Yukarıda da anlatıldığı üzere sınır koşulları ne kadar gerçeğe yakın olursa sonuçta o oranda doğruya ulaşır.İfade edilen sınır koşulları doğrultusunda analiz yapılmıştır.Analiz sonucu renk skalalarıyla ekrana gelmiştir.Sonuca bakıldığında pinyon dişlinin dış dibindeki gerilme $3.96e+2$ olarak okunmuştur.

Sonuç olarak analitik metoduyla ve sayısal metod arasında önemsenmeyecek düzeyde bir hata meydana gelmiştir.Bu da oluşturduğumuz modelin doğruluğu konusunda bize fikir vermiştir.Model ile analitik çözüm arasında 0.00002 dolaylarında bir mutlak hatanın olduğu görülmüştür.Bu hatanın ihmal edilecek düzeyde olduğu için model doğru olarak kabul edilmiştir.

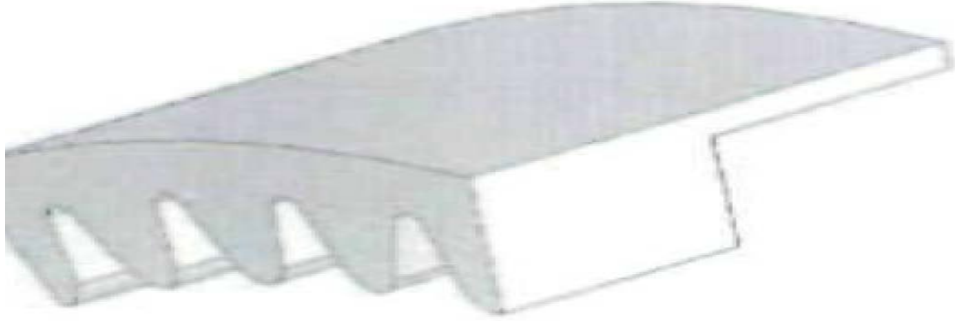
10.4 İç Dişlinin Et(Rim) Kalınlığının ve Şeklinin Gerilme Üzerine Etkisi

İç dişli çark mekanizmaları için sayısal modelimiz oluşturuldu. Oluşturulan bu modelde çeşitli parametrelerin değiştirilerek incelenmesi fikri meydana çıkmıştır. Bu parametre olarak da iç dişlinin et(rim) kalınlığı seçilmiştir. İlk önce rim kalınlığının artmasının gerilmeye bir etkisi olup olmadığı araştırıldı. Yapılan analizler sonucunda iç dişlinin et kalınlığının artması halinde iç dişlinin üzerindeki gerilmenin düştüğü görülmüştür. İç dişlinin üzerindeki yer değiştirme et kalınlığından etkilenmektedir. Et kalınlığı artarsa yer değiştirme düşmektedir.

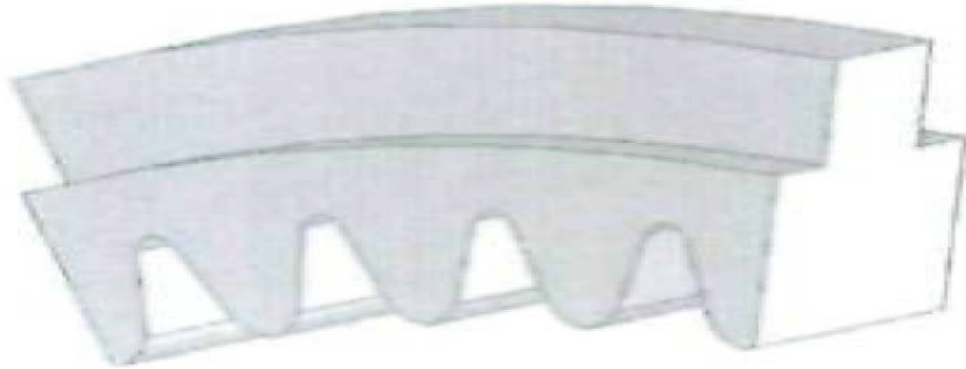
Tablo 4. İç Dişli Et Kalınlığının Gerilme Ve Yer Değiştirme Üzerine Etkisi

Diş sayıları	Rim kalınlığı	Moment	Maksimum Gerilme(N/mm ²)	Modül
20-25	2 modül	200000 Nmm	222	2,75
20-25	3 modül	200000 Nmm	214	2,75

Bu çalışmadan sonra iç dişlinin et kalınlığının şeklinin gerilme üzerine bir etkisi olup olmadığını araştırma fikri ortaya çıktı. Bu araştırma için iki şekil göz önüne alındı.



Şekil 54. İç Dişli Et Kalınlığı A Şekli



Şekil 55. İç Dişli Et Kalınlığı B Şekli

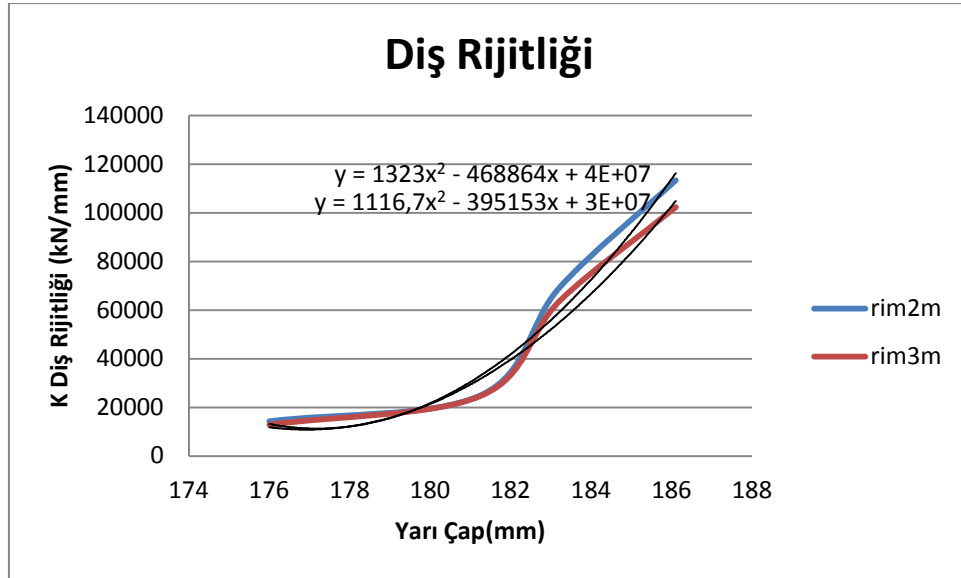
Yapılan analizler neticesinde iç dişlinin et kalınlığı A şekli gibiyse iç dişlide meydana gelen gerilme iç dişlinin et kalınlığı B şekli gibi olduğu haldeki gerilmeden daha azdır. Aynı zamanda yer değiştirme de gerilme ile doğru orantılı olduğu görülmüştür.

Tablo 5. İç Dişli Et Kalınlığının Gerilmeye ve Yer Değiştirmeye Etkisi

Diş Sayıları	Et Kalınlığı	Moment	Maksimum Gerilme(N/mm ²)	Modül
25-90	3 modül A şekli	550000 Nmm	727,589	4
25-90	3 modül B şekli	550000 Nmm	986,139	4

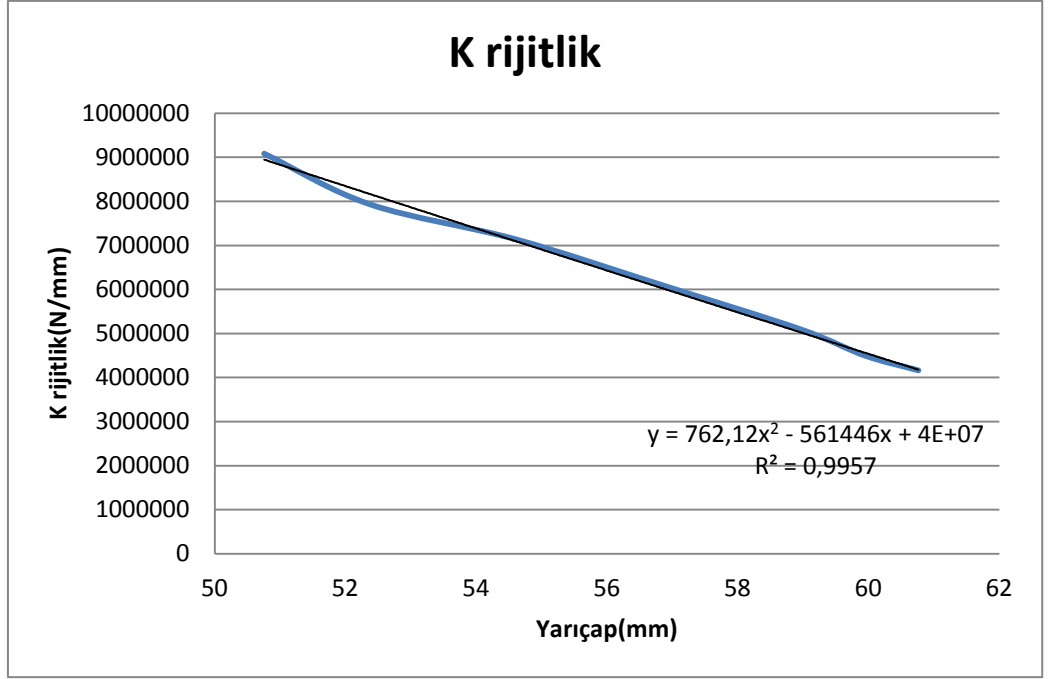
10.5 Kavrama Rijitliği

İç dişlilerde kavrama rijitliği üzerine pek fazla çalışmanın olmadığı göz önüne alınarak bu konuda da bir çalışma fikri ortaya çıktı. Kavrama rijitliği içinde belirli başlı aşamalar izlendi. Kavrama rijitliği hesaplanırken hem analitik çözümlerden hem de sayısal çözümlerden yararlanılmıştır. Gerilmede olduğu gibi kavrama rijitliğinde de iç dişlinin et kalınlığının bir etkisi olduğu görülmüştür. Farklı et kalınlığına sahip aynı iç dişlinin diş rijitlik eğrilerinin farklı olduğu görülmüştür.

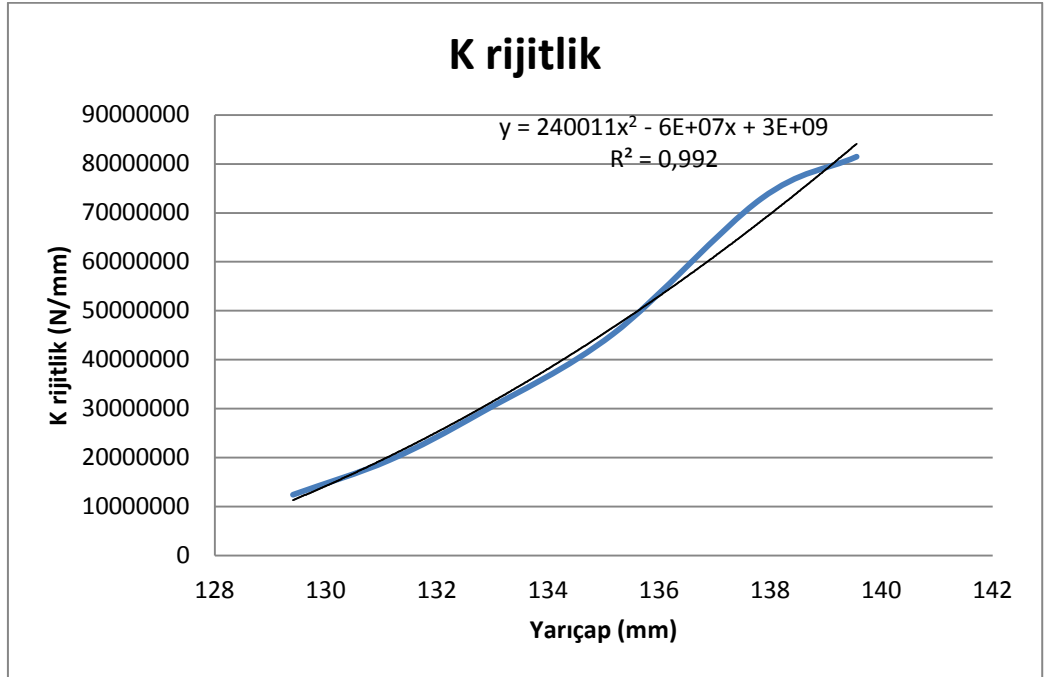


Şekil 56. Yarıçapa Göre Diş Rijitliği

Diş sayıları $Z_1=25$, $Z_2=65$ ve modülü 4,5 mm olan bir iç dişli çark mekanizmasını ele alalım. Hem pinyon hem de iç dişli için diş rijitlikleri hesaplandı. Bu diş rijitlikleri kavrama durumu ele alınarak kavrama rijitliği grafiğine dönüştürülmüştür.

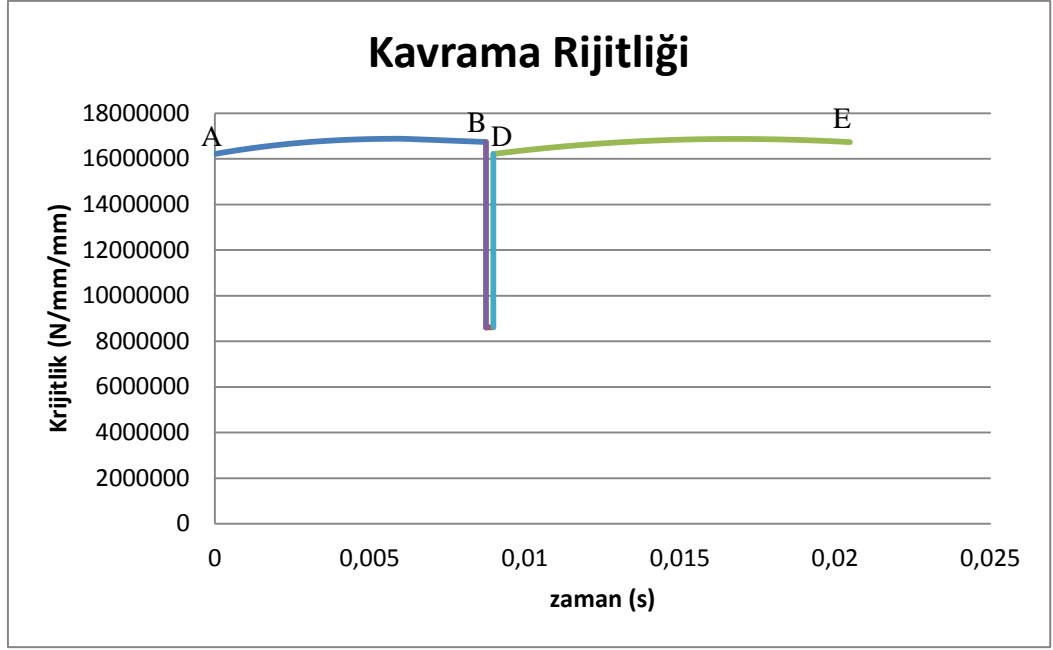


Şekil 57. Pinyon Dişinin Diş Rijitliği Grafiği

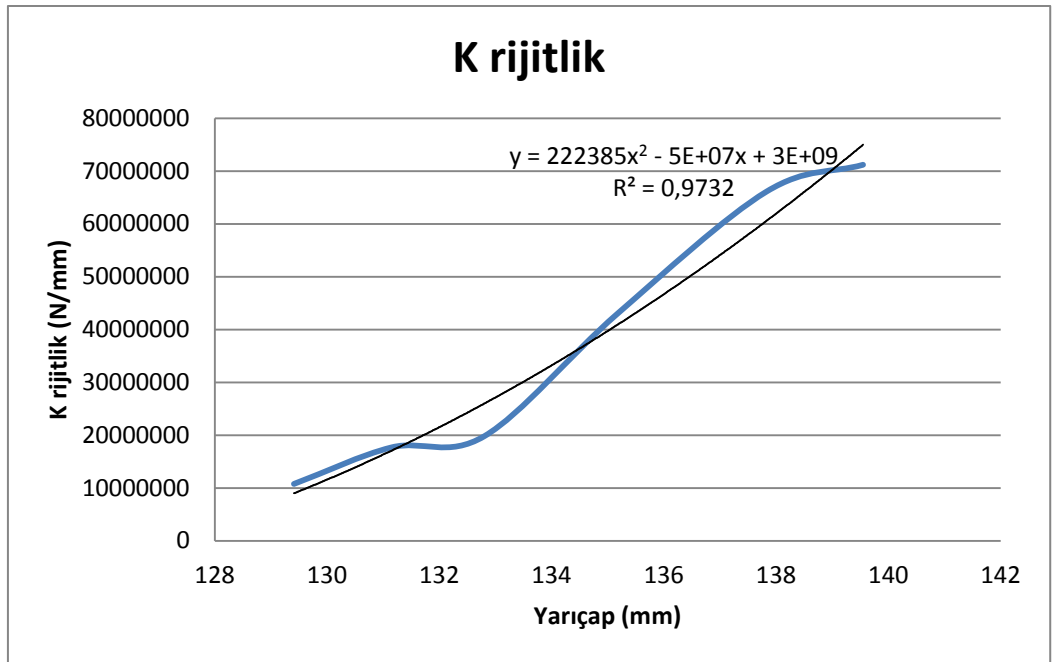


Şekil 58. İç Dişli Çark Et Kalınlığı(2 modül) Diş Rijitliği Grafiği

Şekil 57 ve şekil 58 kavrama durumu göz önüne alınarak uygun şekilde birleştirildiğinde

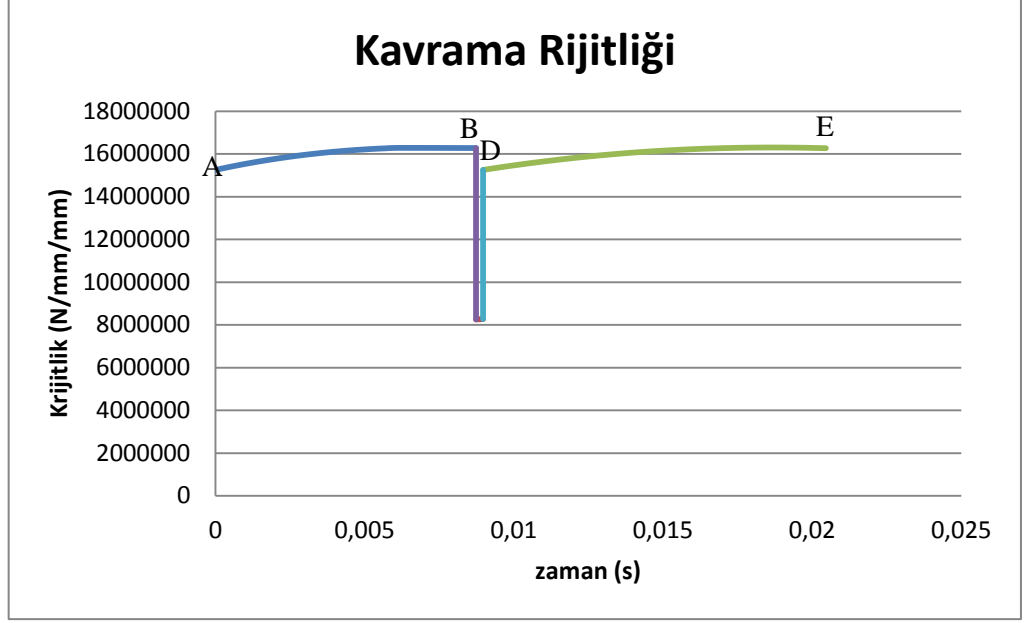


Şekil 59. İç Dişli Çark Et Kalınlığı (2 modül) İçin Kavrama Rijitliği



Şekil 60. İç Dişli Çark Et Kalınlığı (3 modül) İçin Diş Rijitliği

Pinyon dişlide herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Bu sebepten dolayı pinyon dişlinin diş rijitliği grafiği tekrardan gösterilmemiştir.



Şekil 61. İç Dişli Çark Et Kalınlığı (3 modül) İçin Kavrama Rijitliği

Şekil 59 ve şekil 61 incelendiğinde et kalınlığının artmasıyla kavrama rijitliğinin düştüğü görülmektedir.

10.6 Sonuç

Çalışmamızın amacı iç dişli çark mekanizmalarının analiziydi.İç dişli çark mekanizmalarında diş profillerinde oluşan gerilmeler hem teorik hem de sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplandı.

Gerilme analizinde sonra incelediğimiz diğer bir parametre ise iç dişli çark mekanizmalarında kavrama rijitliğiydi.Bu parametre incelenirken hem teorik yöntem hem de sonlu elemanlar yöntemi birlikte kullanılmıştır.Yapılan çalışmaların sonuçları aşağıda açıklanmıştır.

İç dişli çarkın et kalınlığının diş üzerindeki gerilmeye etkisi olduğu görülmüştür.İç dişli çarkın et kalınlığının artması durumunda diş üzerindeki gerilmenin düştüğü görülmektedir.

İç dişli çarkın et kalınlığı şeklininde diş üzerindeki gerilmeye etkisi olduğu görülmektedir.Aynı et kalınlığına sahip çıkıntılı forma sahip iç dişli çarkın dişi üzerindeki gerilme girintili forma sahip iç dişli çarkın üzerindeki gerilmeye göre daha düşüktür.

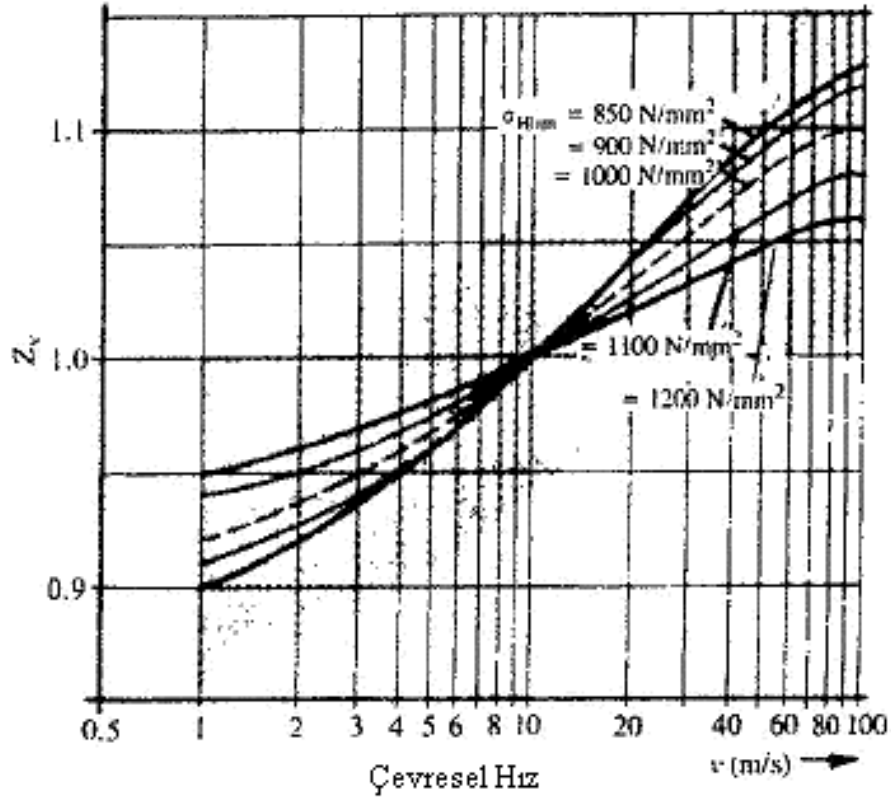
İç dişli çark mekanizmalarını analiz ederken kullandığımız diğer bir parametre de kavrama rijitliği parametresidir.İç dişli çark et kalınlığı artması durumunda iç dişli çark mekanizmasının kavrama rijitliği düşmektedir.

KAYNAKLAR

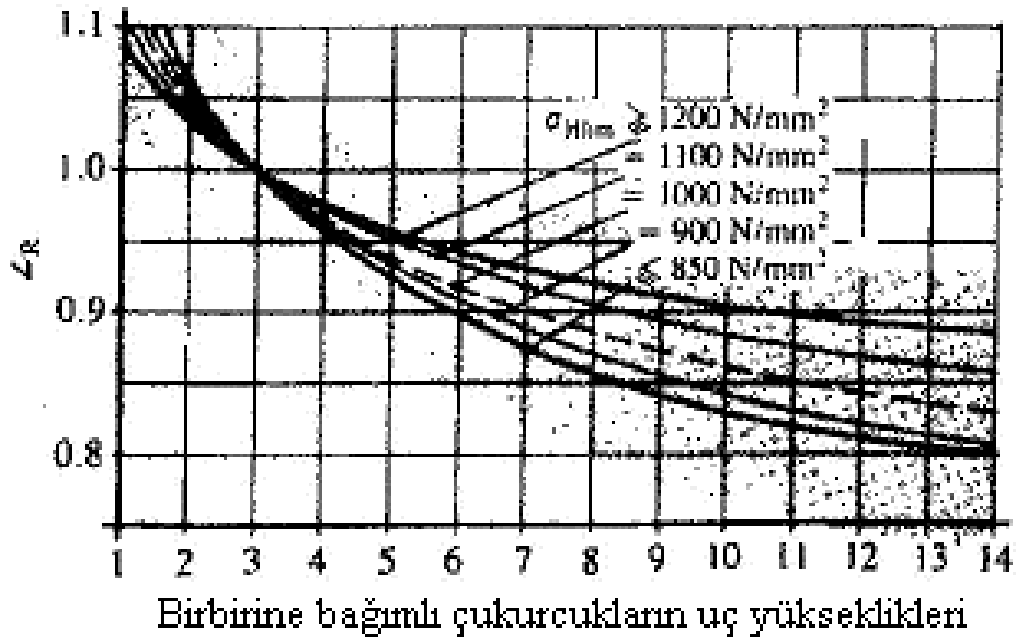
- Abousleiman, V. , Vexlex P. 2005.** ‘A hybrid 3D finite element/ lumped parameter model for quasi-static and dynamic analyses of planetary/ epicyclic gear sets.’ Mechanism and Machine Theory, 41,725-748
- Ambarisha, V. , K. ,Parker, R. 2006.** ‘Nonlinear dynamics of planetary gears using analytical and finite element models.’ Journal of Sound and Vibration, 302, 577-595
- Akkurt, M. 1990.** Makine Elemanları, Cilt 2, Birsen Yayınevi
- Babalık, F.C. 2008.** Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Nobel Yayın Dağıtım , Ankara
- Chen, Z. ,Shao, Y. 2013.** ‘Mesh Stiffness of An Internal Spur Gear Pair With Ring Gear Rim Deformation.’ Mechanism and Machine Theory, 69, 1-12
- Eiff, H. , Hirschmann, K. , Lechner, G. 1990.** ‘Influence of Gear Tooth Geometry on Tooth Stress of External and Internal Gears.’ Journal of Mechanical Design, 112,575-583
- Fetvacı, C. , İmrak, E. 2004.** ‘Diş Dibi Gerilmelerinin Analizi İçin Düz Dişli Çarkların Sonlu Eleman Modellenmesi’ Gazi Üniversitesi Müh. Fak. Dergisi, Cilt 19, No:2,199-203
- Kim, W. , Lee, J.,Y., Chung, J. 2010.** ‘Dynamic analysis for a planetary gear with time- varying pressure angles and contact ratios.’ Journal of Sound and Vibration, 331, 883-901
- Karpat, F. 2005.** ‘Asimetrik Evolvent Dişe Sahip Düz Dişli Çarkların Analizi’, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi
- Litvin, F. , Qiming L. , Kapelevich A. 1999.** ‘Asymmetric modified spur gear drives: reduction of noise, localization of contact, simulation of meshing and stress analysis.’ Methods App. Mech. Engineering, 188, 363-390
- Letaief, M. , R. , Chari, F. , Haddar, M. 2008.** ‘Influence of Internal Gears Rim Thickness and Design On Gear Mesh Stiffness’ International Review Vol 2.
- Litvin, F. 1990.** Gear Geometry and Applied Theory
- Omar, D. ,M. , Matti, R. ,Uday, K. 2013.** ‘Vibration signal analysis for gear fault diagnosis with various crack progression scenarious’ Mechanical Systems and Signal Processing,41,176-195

- Prashant, S. ,Kahraman, A. , 2013.** ‘A dynamic model of double- helical planetary gear set’,70,157-174
- Oda, S. , Miaychika, K. ,Araki, K. 1984.** ‘Effects of Rim Thickness on Root Stress and Bending Fatigue Strength of Internal Gear Tooth.’ Bulletin of JSME, 27,1759-1764
- Pintz, A. ,Kasuba, R. 1985.** ‘Dynamic Load Factors In Internal Spur Gear Drives.’Journal of Mechanism, Transmissions, and Automation In Design., 107,424-429
- Shunmugam, M.1982.** ‘Profil Deviations In Internal Gear Shaping.’ Int. Journal Machine Tool Des. Res. , 22,34-39
- Tong, B. , Walton, D. 1987.** ‘A computer design aid for internal spur and helical gears.’ Int. J. Mach. Tools Manu., 27, 479-489
- Tunahoğlu, M.Ş. 2011.** İç Dişli Çarklarda Diş Profil Hasarlarının İncelenmesi Tezi,Gazi Üniversitesi
- Yüksel, C. , Kahraman, A. 2004.** ‘Dynamic tooth loads of planetary gear sets having tooth profile wear.’Mechanism and Machine Theory, 39, 695-715
- Yan, H. , Lai, T. 1999.** ‘Geometry design of an elementary planetary gear train with cylindrical tooth profiles .’Mechanism and Machine Theory, 37,757-767
- Yang, S. , C. 2006.** ‘Study on Internal With Asymmetric Involute Teeth.’Mechanism and Machine Theory, 42,977-994
- Yonghong, C. ,Guanghui, Z. ,Bingkui, C. 2013.** ‘A Novel Enveloping Worm Pair via Employing The Conjugating Planar Internal Gear As Counterpart’Mechanism and Machine Theory,67,17-31

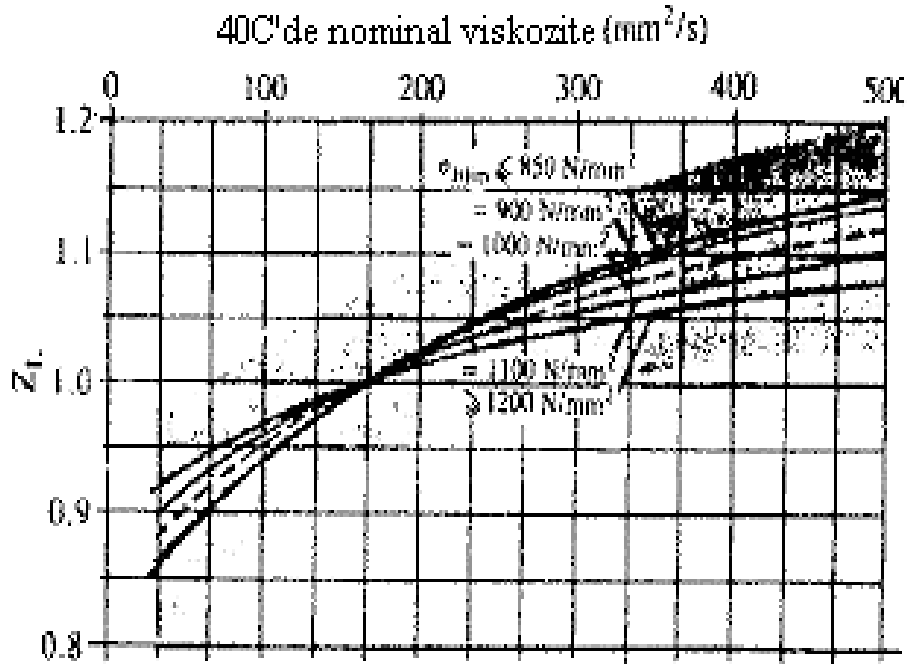
EK 1-Çevresel Hız Faktörü



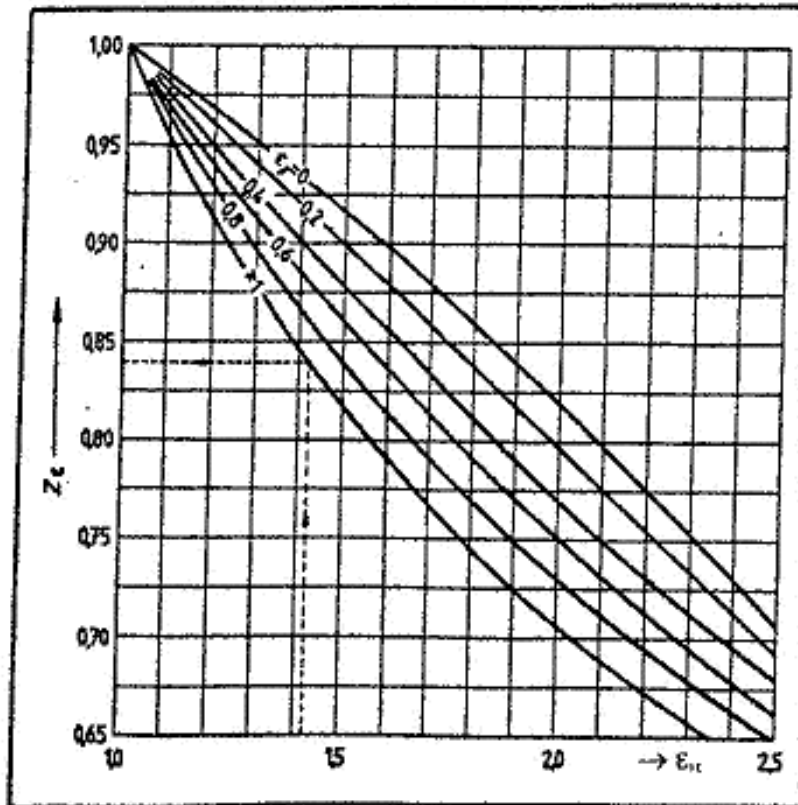
EK 2-Yüzey Pürüzlülüğü Faktörü



EK 3-Yağlama Faktörü



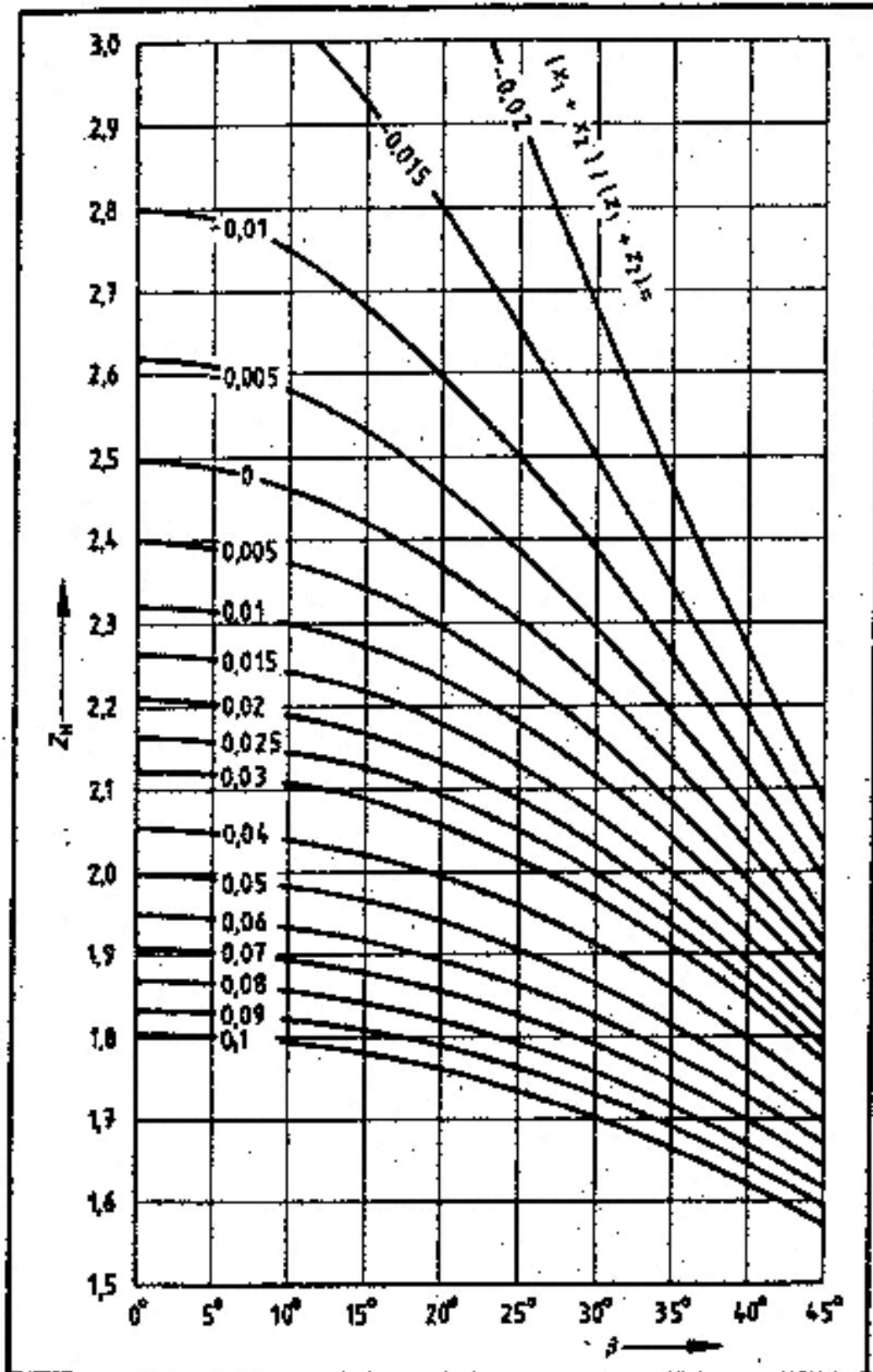
EK 4-Bindirme Faktörü



EK 5-Çalışma Faktörü

İŞLEME TARZI	TAHRİK ŞEKLİ		
	Tahrik Edilen Makina	Sabit Elektrik Motoru Buhar Turbini Hidrolik Motor	Hafif Darbeli Çok Silindirli Yanmalı Motor
Darbesiz Jeneratörler, Bandlı Konveyörler, Levhali Bandlar, Taşıma Helezonları, Hafif Asansörler, Elektrikli Trenler, Takım Tezgahlarının Kızakları, Aspiratörler, Turbo Kompresörler, Sabit Yoğunluklar için Karıştırıcı ve Yoğurucular, Maksimum Kesme Momenti Oluşturan Presler	1,0 (1,25)	1,25 (1,50)	1,5 (1,75)
Orta Derecede Darbeli Takım Tezgahlarının Ana Motorları, Ağır Yük Asansörleri, Vinçlerin Döndürücüleri, Maden Ocaklarının Aspiratörleri, Yoğunluğu Değişik Maddeler için, Karıştırıcı ve Yoğurucular, Çok Silindirli Pistonlu Pompalar, Pompalar	1,25 (1,50)	1,5 (1,75)	1,75 (2,0)
Kuvvetli darbeliler için örneğin Presler, Makaslar, Kauçuk Yoğurucular, Haddehane ve Döküm Makinaları, Dozerler, Ağır Santrifüjler, Ağır Büyük Dağıtım Pompaları, Sondaj Makinaları, Briket Presleri	1,75 (2,0)	2,0 ve üzeri (2,25)	2,25 ve üzeri (2,5)

EK 6-Alın Faktörü



EK 7-Evolvent Fonksiyonu

α in °	.0	.1	.2	.3	.4	.5	.6	.7	.8	.9
11	0,0023941	0,0024607	0,0025285	0,0025975	0,0026678	0,0027394	0,0028123	0,0028865	0,0029620	0,0030389
12	0,0031171	0,0031966	0,0032775	0,0033598	0,0034434	0,0035285	0,0036150	0,0037029	0,0037923	0,0038831
13	0,0039754	0,0040692	0,0041644	0,0042612	0,0043595	0,0044593	0,0045607	0,0046638	0,0047681	0,0048742
14	0,0049819	0,0050912	0,0052022	0,0053147	0,0054290	0,0055448	0,0056624	0,0057817	0,0059028	0,0060254
15	0,0061498	0,0062760	0,0064039	0,0065337	0,0066652	0,0067985	0,0069337	0,0070706	0,0072095	0,0073501
16	0,007493	0,007637	0,007784	0,007932	0,008082	0,008234	0,008388	0,008544	0,008702	0,008863
17	0,009025	0,009189	0,009355	0,009523	0,009694	0,009866	0,010041	0,010217	0,010396	0,010577
18	0,010760	0,010946	0,011133	0,011323	0,011515	0,011709	0,011906	0,012105	0,012306	0,012509
19	0,012715	0,012923	0,013134	0,013346	0,013562	0,013779	0,013999	0,014222	0,014447	0,014674
20	0,014904	0,015137	0,015372	0,015609	0,015850	0,016092	0,016337	0,016585	0,016836	0,017089
21	0,017345	0,017603	0,017865	0,018129	0,018395	0,018665	0,018937	0,019212	0,019490	0,019770
22	0,020054	0,020340	0,020629	0,020921	0,021217	0,021514	0,021815	0,022119	0,022426	0,022736
23	0,023049	0,023365	0,023684	0,024006	0,024332	0,024660	0,024992	0,025326	0,025664	0,026005
24	0,026350	0,026697	0,027048	0,027402	0,027760	0,028121	0,028485	0,028852	0,029223	0,029598
25	0,029975	0,030357	0,030741	0,031130	0,031521	0,031917	0,032315	0,032718	0,033124	0,033534
26	0,033947	0,034364	0,034785	0,035209	0,035637	0,036069	0,036505	0,036945	0,037388	0,037835
27	0,038287	0,038742	0,039201	0,039664	0,040131	0,040602	0,041076	0,041556	0,042039	0,042526
28	0,043017	0,043513	0,044012	0,044516	0,045024	0,045537	0,046054	0,046575	0,047100	0,047630
29	0,048164	0,048702	0,049245	0,049792	0,050344	0,050901	0,051462	0,052027	0,052597	0,053172
30	0,053751	0,054336	0,054924	0,055518	0,056116	0,056720	0,057328	0,057940	0,058558	0,059181
31	0,059809	0,060441	0,061079	0,061721	0,062369	0,063022	0,063680	0,064343	0,065012	0,065685
32	0,066364	0,067048	0,067738	0,068432	0,069133	0,069838	0,070549	0,071266	0,071988	0,072716
33	0,073449	0,074188	0,074932	0,075683	0,076439	0,077200	0,077968	0,078741	0,079520	0,080306
34	0,081097	0,081894	0,082697	0,083506	0,084321	0,085142	0,085970	0,086804	0,087644	0,088490
35	0,089342	0,090201	0,091067	0,091938	0,092816	0,093701	0,094592	0,095490	0,096395	0,097306
36	0,09822	0,09915	0,10008	0,10102	0,10196	0,10292	0,10388	0,10484	0,10581	0,10679
37	0,10778	0,10878	0,10978	0,11079	0,11180	0,11283	0,11386	0,11490	0,11595	0,11700
38	0,11806	0,11913	0,12021	0,12129	0,12238	0,12348	0,12458	0,12571	0,12683	0,12797
39	0,12911	0,13025	0,13141	0,13258	0,13375	0,13493	0,13612	0,13732	0,13853	0,13974
40	0,14097	0,14220	0,14344	0,14469	0,14595	0,14722	0,14850	0,14979	0,15108	0,15239
41	0,15370	0,15503	0,15636	0,15770	0,15905	0,16041	0,16178	0,16317	0,16456	0,16596
42	0,16737	0,16879	0,17022	0,17166	0,17311	0,17457	0,17604	0,17752	0,17901	0,18051
43	0,18202	0,18355	0,18508	0,18662	0,18818	0,18975	0,19132	0,19291	0,19451	0,19612
44	0,19774	0,19938	0,20102	0,20268	0,20435	0,20603	0,20772	0,20942	0,21114	0,21286
45	0,21460	0,21635	0,21812	0,21989	0,22168	0,22348	0,22530	0,22712	0,22896	0,23081
46	0,23268	0,23456	0,23645	0,23835	0,24027	0,24220	0,24415	0,24611	0,24808	0,25006
47	0,25206	0,25408	0,25611	0,25815	0,26021	0,26228	0,26436	0,26646	0,26858	0,27071
48	0,27285	0,27501	0,27719	0,27938	0,28159	0,28381	0,28605	0,28830	0,29057	0,29286
49	0,29516	0,29747	0,29981	0,30216	0,30453	0,30691	0,30931	0,31173	0,31417	0,31662
50	0,31909	0,32158	0,32408	0,32661	0,32915	0,33171	0,33428	0,33688	0,33949	0,34213

EK 8-Dış Şekil Faktörü

x/z	Dış dişliler $\alpha_0 = 20^\circ, y = 1$										İç Dişliler $\alpha_0 = 20^\circ, x = 1$		
	Negatif profil kaydırma					Sıfır Dişlileri	Pozitif profil kaydırma					z	q
	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0	+0.1	+0.2	+0.3	+0.4	+0.5		
10							4.33	3.68	3.27	3.02	2.87	20	1.70
12						4.75	3.84	3.37	3.06	2.86	2.79	24	1.80
15					4.55	3.90	3.45	3.15	2.92	2.78	2.70	30	1.90
20			4.85	4.23	3.76	3.37	3.12	2.92	2.76	2.66	2.60	38	2.00
25	4.90	4.44	4.04	3.71	3.41	3.17	2.98	2.82	2.69	2.60	2.55	50	2.10
30	4.13	3.87	3.64	3.45	3.24	3.05	2.89	2.75	2.64	2.56	2.52	60	2.15
35	3.83	3.65	3.45	3.29	3.12	2.97	2.82	2.70	2.60	2.54	2.49	70	2.20
40	3.68	3.51	3.34	3.18	3.04	2.90	2.77	2.66	2.57	2.52	2.47	100	2.30
50	3.47	3.32	3.17	3.03	2.91	2.80	2.69	2.60	2.53	2.48	2.44	130	2.35
60	3.34	3.20	3.07	2.95	2.83	2.83	2.64	2.57	2.50	2.46	2.42	160	2.38
80	3.14	3.02	2.92	2.81	2.70	2.70	2.57	2.51	2.46	2.42	2.39	100	2.39
100	3.02	2.91	2.82	2.72	2.64	2.64	2.53	2.48	2.43	2.40	2.38	200	2.40
150	2.84	2.76	2.69	2.62	2.55	2.55	2.46	2.43	2.39	2.37	2.36	=	2.50

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Barış ENGİN
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa/28.05.1988
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Bursa Atatürk Lisesi (Y.D.A) (2002-2006)
Lisans : Karadeniz Teknik Üniversitesi Müh. Fakültesi
Makina Mühendisliği (2006-2007)
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği (2007-2011)

Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Konstrüksiyon-İmalat Bilim Dalı (2011-2013)

Çalıştığı Kurumlar ve Yılı

İletişim(e-posta) : baris_engin@windowslive.com