

T.C.
HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SİLİNDİRİK HELİSEL DİŞLİ ÇARKLARDA
GERİLMELERİN SONLU ELEMANLAR
YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ

Akif DUMAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

DANIŞMAN
Prof. Dr. Halil AYKUL

MART 2015
ÇORUM

Akif DUMAN tarafından hazırlanan " Silindirik Helisel Dişli Çarklarda Gerilmelerin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi" adlı tez çalışması 24/03/2015 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof.Dr. Halil AYKUL



Yrd. Doç. Dr. Ali KURŞUN



Yrd. Doç. Dr. Levent URTEKİN



Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 27.03.2015 tarih ve 2015 / 53 sayılı kararı ile Akif DUMAN'ın Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.



Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdür Vekili

TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.



Akif DUMAN

SİLİNDİRİK HELİSEL DİŞLİ ÇARKLARDA GERİLMELERİN SONLU ELEMENLAR YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ

Akif DUMAN

HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mart 2015

ÖZET

Bir silindirik helisel dişli çarkın üretimi iki önemli aşamadan oluşur. Bunlardan ilki tasarım ikincisi analizdir. Parçanın kullanılacağı yerdeki görevine uygun bazı parametreler kullanılarak; diş sayısı, helis açısı, modül vb en uygun tasarım gerçekleştirilir. Fakat yapılan tasarımın işletme koşullarında beklenen performansı yerine getirip getiremeyeceği belli değildir. Bu konuya cevap verilebilmesi için gerekli mühendislik hesaplarının ve analizlerinin yapılması gerekir. Sonlu elemanlar metodu (SEM) bu analiz ve hesapların yapılmasında kullanılan en yaygın yöntemdir. Bu tezde önce dişliler hakkında teorik bilgi verilecek, analizi yapılacak olan silindirik helis dişlilerin ölçülerinin çıkarılabilmesi için gerekli dişli hesapları yapılacak, sonra malzeme seçimi yapıp SOLIDWORKS de modellemesi yapılacaktır. Ardından modellenen dişlilerle ANSYS'de statik gerilme analizi yapıp maruz kaldığı gerilmeler ve üzerinde oluşan deformasyonlar incelenecektir.

Anahtar kelimeler: Sonlu elemanlar metodu (SEM), Solidworks, ANSYS

STRAIN AND STRESS INVESTIGATION OF CYLINDRICAL HELICAL GEAR WITH FINITE ELEMENT METOD

Akif DUMAN

HITIT UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE

March 2015

ABSTRACT

There are two important stage for manufacturing a cylindrical helical gear, designing and anlayzing. The proper gear desing is consturcted by using parameters; theeth number of gear, helical angle, module. However, the designed gear might not provide expected perfromance for operational conditions. This issue can be over come by using engineering calcalations and analysis. Finite element metod (FEM) is the most common metod for performing these analysis nad calculations. In this thesis, theoretical knowledge about cylindrical helical gear, analysis results and calculations for identifying theeth size of gear are given. SOLIDWORKS is used for modelling the cylindrical helical gear, the deformatiosand and the exposed forces are investegated by using the models and conducting statical analysis in ANSYS.

Keywords: Finite element metod (FEM), Solidworks, ANSYS

TEŞEKKÜR

Tez alıŐmalarım boyunca engin bilgi, tecrube ve yonlendirmeleriyle ok değerli katkılarda bulunan tez danıŐmanım Hocam Prof. Dr. Halil AYKUL'a ve yine engin tecrübelerinden yararlandığım Yrd. Doç. Dr. Ali KURŞUN, Yrd. Doç. Dr. Emin ERDİN, ArŐ. Gör. Emre KARA'ya ve yardımlarını esirgemeyen tüm çalışma arkadaŐlarım, manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan çok değerli aileme teŐekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. DİŞLİ ÇARK SİSTEMLERİ.....	5
2.1. Millerin Konumuna Göre Dişli Çark Sistemleri	5
2.2. Dişli Çarkların Diş Profillerinde Kullanılan Eğriler	7
2.3. Kavrama (Basınç) Açısı ve Kavrama Oranı.....	10
2.4. Dişli Çarklarda Oluşan Hasar Türleri	11
2.4.1. Yüzey yorulması hasarları.....	12
2.4.2. Aşınma	16
2.4.3. Plastik akma	20
2.4.4. Kırılma	21
2.4.5. İmalat sırasında oluşan hasarlar	24
3. MATERYAL VE METOT	27
4. SİLİNDİRİK HELİSEL DİŞLİ ÇARKLAR.....	31
4.1. Silindirik Helis Dişli Çarkı Oluşturan Elemanların Tanımı.....	37
4.2. Helisel Dişli Çark Elemanlarının Hesaplanmasında Kullanılan Formüller	38
4.2.1. Tasarımla ilgili giriş parametreleri.....	40
4.2.2. Tasarımla ilgili çıkış parametreleri	49

Sayfa

5. MODELLEME	63
6. GERİLME ANALİZİ	66
6.1. Analiz Prosedür ve Aşamaları.....	66
6.2. Analiz Sonuçları.....	75
6.2.1. Değişen helis açıları için analiz sonuçları	78
6.2.2. Değişen diş sayıları için analiz sonuçları	81
6.2.3. Değişen modül değerleri için analiz sonuçları.....	84
7. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	87
KAYNAKLAR	89
ÖZGEÇMİŞ	91

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Silindirik helis dişli çark elemanları	37
Çizelge 4.2. Helisel dişli çark elemanlarının formülleri	38
Çizelge 4.3. Birinci dişlinin giriş parametreleri	41
Çizelge 4.4. İkinci dişlinin giriş parametreleri	41
Çizelge 4.5. Üçüncü dişlinin giriş parametreleri.....	42
Çizelge 4.6. Dördüncü dişlinin giriş parametreleri	42
Çizelge 4.7. Beşinci dişlinin giriş parametreleri	43
Çizelge 4.8. Altıncı dişlinin giriş parametreleri	43
Çizelge 4.9. Yedinci dişlinin giriş parametreleri	44
Çizelge 4.10. Sekizinci dişlinin giriş parametreleri	44
Çizelge 4.11. Dokuzuncu dişlinin giriş parametreleri.....	45
Çizelge 4.12. Onuncu dişlinin giriş parametreleri	45
Çizelge 4.13. Onbirinci dişlinin giriş parametreleri.....	46
Çizelge 4.14. Onikinci dişlinin giriş parametreleri	46
Çizelge 4.15. Onüçüncü dişlinin giriş parametreleri.....	47
Çizelge 4.16. Ondördüncü dişlinin giriş parametreleri	47
Çizelge 4.17. Onbeşinci dişlinin giriş parametreleri.....	48
Çizelge 4.18. Birinci dişlinin çıkış parametreleri.....	49
Çizelge 4.19. İkinci dişlinin çıkış parametreleri	50
Çizelge 4.20. Üçüncü dişlinin çıkış parametreleri	51
Çizelge 4.21. Dördüncü dişlinin çıkış parametreler.....	52
Çizelge 4.22. Beşinci dişlinin çıkış parametreler.....	52
Çizelge 4.23. Altıncı dişlinin çıkış parametreler.....	53

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.24. Yedinci dişlinin çıkış parametreler	54
Çizelge 4.25. Sekizinci dişlinin çıkış parametreler	55
Çizelge 4.26. Dokuzuncu dişlinin çıkış parametreler	56
Çizelge 4.27. Onuncu dişlinin çıkış parametreler	57
Çizelge 4.28. Onbirinci dişlinin çıkış parametreler	58
Çizelge 4.29. Onikinci dişlinin çıkış parametreler	59
Çizelge 4.30. Onüçüncü dişlinin çıkış parametreler	60
Çizelge 4.31. Ondördüncü dişlinin çıkış parametreler	61
Çizelge 4.32. Onbeşinci dişlinin çıkış parametreler	62
Çizelge 5.1. Esas alınan malzemenin özellikleri ve kimyasal bileşimi	65
Çizelge 6.1. Değişen helis açıları için eşdeğer gerilme sonuçları	78
Çizelge 6.2. Değişen helis açıları için maksimum kayma gerilmesi sonuçları	79
Çizelge 6.3. Değişen helis açıları için toplam deformasyon sonuçları	80
Çizelge 6.4. Değişen diş sayıları için eşdeğer gerilme sonuçları	81
Çizelge 6.5. Değişen diş sayıları için maksimum kayma gerilmesi sonuçları	82
Çizelge 6.6. Değişen diş sayıları için toplam deformasyon sonuçları	83
Çizelge 6.7. Değişen modül değerleri için eşdeğer gerilme sonuçları	84
Çizelge 6.8. Değişen modül değerleri için maksimum kayma gerilmesi sonuçları ...	85
Çizelge 6.9. Değişen modül değerleri için toplam deformasyon sonuçları	86

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Dişli çark gösterimleri	6
Şekil 2.2. Yanak profili	7
Şekil 2.3. Ortosikloid	8
Şekil 2.4. Episikloid	8
Şekil 2.5. Hiposikloid.....	9
Şekil 3.1. Mukavemet analizi adımları	29
Şekil 4.1. Eksenleri paralel helis dişli çark	33
Şekil 4.2. Eksenleri dik çalışan helisel dişli çarkların gösterilmesi	34
Şekil 4.3. Eksenleri açılı çalışan dişli gösterimi	35
Şekil 4.4. Helis dişlinin dik kesit doğrultusu	39
Şekil 4.5. a) Sağ helis dişli çark b) Sol helis dişli çark	39
Şekil 4.6. Helis dişli çarklarda oluşan kuvvetler	40
Şekil 5.1. Dişli parametrelerinin girildiği kısım.....	63
Şekil 5.2. Örnek silindirik helisel dişli modeli.....	64
Şekil 6.1. ANSYS statik gerilme analizi	66
Şekil 6.2. Modelin çağırılması	67
Şekil 6.3. Analiz dışı parçaların çıkarıldığı kısım.....	67
Şekil 6.4. Meshlemenin yapıldığı kısım.....	68
Şekil 6.5. Modelde bazı parçaların sabitlendiği kısım	69
Şekil 6.6. Yatakların fixlendiği kısım	70
Şekil 6.7. Küçük dişliye moment girildiği kısım	71
Şekil 6.8. Moment verilecek yüzeyin seçildiği kısım	72

Şekil	Sayfa
Şekil 6.9. Moment değerinin girildiği kısım	73
Şekil 6.10. Yapılacak analizlerin seçildiği kısım	74
Şekil 6.11. Moment grafiği	77
Şekil 6.12. Değişen helis açıları için eşdeğer gerilme grafiği.....	78
Şekil 6.13. Değişen helis açılarına göre maksimum kayma gerilmesi grafiği	79
Şekil 6.14. Değişen helis açıları için toplam deformasyon grafiği	80
Şekil 6.15. Değişen diş sayılarına göre eşdeğer gerilme grafiği	81
Şekil 6.16. Değişen diş sayılarına göre maksimum kayma gerilmesi grafiği	82
Şekil 6.17. Değişen diş sayıları için toplam deformasyon grafiği	83
Şekil 6.18. Değişen modül değerlerine göre eşdeğer gerilme grafiği	84
Şekil 6.19. Değişen modül değerlerine göre maksimum kayma erilmesi grafiği	85
Şekil 6.20. Değişen modül değerleri için toplam deformasyon grafiği	86

RESİMLER DİZİNİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Pitting	12
Resim 2.2. Başlangıç pittingi	13
Resim 2.3. İlerleyen pitting	14
Resim 2.4. Normal pitting	15
Resim 2.5. Spalling	16
Resim 2.6. Abrasiv aşınma.....	17
Resim 2.7. Yüzeyi sertleştirilmiş dişlide adhesiv aşınma	18
Resim 2.8. Çizilme	19
Resim 2.9. Scoring	20
Resim 2.10. Soğuk Akma.....	21
Resim 2.11. Diş dibi kırığı	22
Resim 2.12. Pitting kaynaklı kırılma	23
Resim 2.13. Bükülme yorulması çatlağı ve kırığı	24
Resim 2.14. Nihai kırılma yüzeyinin görünüşü	24
Resim 2.15. Sertleştirme çatlağı	25
Resim 2.16. Taşlama çatlağı	26
Resim 4.1. Silindirik helis dişli çark	31
Resim 4.2. Sağ ve sol helis dişli çarklar	31
Resim 4.3. Araçlarda kullanılan hız kutusu	32
Resim 4.4. Eksenleri paralel helis dişli çarklar	33
Resim 4.5. Dik (90) çalışan helis dişli çarklar	34
Resim 4.6. Eksenleri açılı çalışan helis dişli çarklar	35
Resim 6.1. Örnek von-misses sonucu	75
Resim 6.2. Örnek static structural sonucu	76

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
%	Yüzde
B	Helis açısı, derece
MPa	Megapaskal
kg/cm³	Kilogram/ Santimetre küp
α	Basınç (kavrama) açısı, derece
ϕ	Mil eksenlerinin kesişme açısı, derece
mm	Milimetre
cm	Santimetre
kg	Kilogram
m	Metre
z	Diş sayısı
E	Elastiklik modülü, GPa
m	Modül
g/m²	Gram/ Metrekare
°	Derece
g	Gram
h_a	Diş başı yüksekliği, mm
h_f	Diş dibi yüksekliği, mm
c	Diş boşluğu, mm
d	Dişli çapı, mm
M_b	Burulma momenti, Nm
s	Diş kalınlığı, mm
SEM	Sonlu Eleman Metodu
P	Güç, kW

Simgeler	Açıklama
i	Çevrim oranı
r	Dişli yarıçapı, mm
b	Diş genişliği, mm
F_a	Eksenel kuvvet, N
F_r	Radyal kuvvet, N
F_t	Teğetsel kuvvet, N
F_n	Diş kuvveti, N
DÇS	Dişli Çark Sistemi
34CrNiMo6	Paslanmaz Çelik

1. GİRİŞ

Dişli çark sistemlerinin tarih sahnesine çıkması ve gelişimi çok eski çağlara dayanmaktadır. Tarihi kaynaklarda dişli çark sistemlerinin kullanılmaya başlanması MÖ 330 yıllarına kadar dayandığı tahmin ediliyor. Elimizdeki bulgularda dişli sistemlerinin bundan asırlarca önce Mezopotamya'da sulama kanallarında kullanıldıkları tahmin edilmektedir. Sonraki yıllarda, ama yine milattan önce, kum saatleri gibi basit mekanizmalarda kendine yer ediniş kullanım alanını genişletmiştir. Romalılar döneminde hayli gelişme gösteren tahrik pim profilli dişliler, un değirmenleri gibi tarım alanında kendine kullanım alanı bulmuş ve bu gelişme düzeyindeki tahrik pim profilli dişliler ilerleyen uzun yıllar boyunca hiçbir değişikliğe uğramadan çok farklı alanlarda kullanılmaya devam etmiştir. Hatta Romalılar dişli çark sistemlerinin bronz veya demir gibi farklı metallere yapılmasının korozyon ve aşınma gibi zararlı etkenler karşısında dayanma süresi bakımından çok büyük avantaj sağlayacağını düşünmeleri dişliler üzerinde farklı malzemeler tatbik etmelerine neden olmuştur (Kutay, 2010).

17. YY sonlarında birçok bilim adamı episikloid profillerin dişli profili olarak kullanmanın daha uygun olduğu kanatine varmışlardır. Fakat pratiğe daha bağımlı olan teknikerler yinede tahrik pim profilli dişlileri kullanmaya devam etmişlerdir. Devam eden bu durum, daha üst düzey imalat makinaları yapılabildiği kadar devam edegelmiştir (Kutay, 2010).

XVIII. YY sonlarında bile, dişli çarklarda profil olarak, güzel ve rijit görümlü fakat dişli fonksiyonunu tam anlamıyla yerine getiremeyen, daire yaylı profiller kullanılmaya devam etmiştir. Buhar makinasının keşfiyle birlikte dişli çarklarda da önemli gelişmeler gözlenmeye başlamıştır. Dişli mekanizmalarının ve redüktörlerin büyük tork ve yüksek devir sayılarını çok az kayıplarla iletmeleri için, dişli mekanizmalarının daha verimli tasarlanması gerekmektedir. Bu gereksinim tamamen metal, sikloid profilli, dişlilerin ortaya çıkmasına sebep olmuştur (Kutay, 2010).

XVIII. YY'ın ikinci çeyreğinde dişlileri standartlaştırma fikri ilk kez ortaya atılmıştır. Bu nedenden dolayı “Circular Pitch” tarafından dişli çarkın taksimat dairesinin yay boyu, yani “taksimatı” tanımlandı. 1840 yılında “Willis” tarafından bulunan ilk dişli standartlarında diş üstü ve diş dibi daire çapları standartlaştırılırken, “Circular Pitch” yerini daha avantajlı olan “Diametral Pitch”(Çaptaki bir inç’e düşen diş sayısı) kavramını öne sürdü. Hemen hemen aynı zamanlarda evolvent profilleride keşfedildi. 1874 senesinde “Brown & Sharpe” şirketi tarafından 23 parçadan meydana gelen bütün “Diametral-Pitch” ölçüleri için kullanılabilinecek freze takım tezgahlarının imalatı başladı. 1856 da “Schiele” ilk yuvarlama methodu takımını ve 1899 yılında da “Fellow” dişli çark görünümlü ilk kesici bıçağı icat etti. Bu yıllarda henüz diş dibi alt kesimi tanımlanmamıştı. Alt kesim ilk olarak XX. YY başlarında imalat yapılırken pratik olarak keşfedildi. Ancak teorisi ilerleyen yıllarda tamamlanabildi. Otomobil endüstrisinin XX. YY ilk çeyreğinde seri imalata başlaması, dişli çarklarının da ilerlemesine neden oldu. 1908 senesinde “Sunderland” tarak şekilli diş açma takımını ve 1909 senesinde MAAG şirketinin mimarı “Max MAAG” da günümüz dişli açma sistemini geliştirdi. Takip eden yıllardan bu güne gelene kadar geçen sürede dişli açma ve dişli imalatında birçok ilerlemeler kaydedildi. Günümüzde bazı firmalar A dan Z ye her türlü işlemi yapan, bilgisayar kontrollü, universal tezgahlar imal etmektedirler. Son teknoloji bu tezgahlar diş çekip taşlama işlemini hallettikten sonra, çektiği diş, diş çeken ve taşıyan takımı, otomatik olarak kontrol edip hata payını ölçüp, sapma değerlerinin sınırlarına yaklaştığını anlayınca, bu durumu otomatik olarak düzeltir. Örneğin: İsviçrede REISHAUER AG firması gibi (İsel, 2007).

Değişik ölçü ve boyutlarda, farklı malzeme ve uygulama alanlarında olsalar da dişli çark sistemleri hemen hemen bütün makinelerdeki miller arasında şekil bağıyla kuvvet ve hareket ileten makine elemanları olarak karşılaşmaktayız. Tork iletiminde tasarım ve maliyet avantajlarını bir arada bulunduran dişli çark sistemleri, saat mekanizmaları, beyaz eşya, otomobil, imalat sanayii, takım tezgâhları ve uzay teknolojisine kadar birçok alanda kullanılmaktadırlar. Bu kullanım alanlarında dişlilerden en yüksek verimin alınmasında yine senelerden beri devam eden

çalışmaların bir ürünüdür. Bütün bu çalışmaların yegane amacı enerjinin en az kayıpla iletilmesi ve verimin olabilecek en üst seviyede tutulmasıdır. Tork iletimi sırasında verimi sınırlayan en büyük etken sürtünme ve bunun sonucunda meydana gelen aşınmadır. Bu istenmeyen etkenler, diğer makine elemanlarında olduğu gibi dişli çark sistemlerinde de kendini göstermekte ve mali açıdan ciddi zararlara neden olmaktadır (Hall, 1982).

Dişliler kullanım alanlarına göre çok farklı yükleme şartlarına maruz kalmaktadırlar. Özellikle değişken yükleme koşullarında dişli malzemelerinin hem yüksek elastik davranış göstermeleri, hem de çok rijit olmaları gerekmektedir. Kullanım alanlarına göre plastik ve metal gibi farklı malzemelerden yapılmış dişliler mevcuttur. Endüstriyel kullanıma yönelik bir dişli tasarlanırken statik ve dinamik yükleme altındaki dayanımı, hareketin yumuşaklığı veya sertliği, diş kesmede kullanılacak ekipmanın mevcudiyeti, yağlama kabiliyeti, sıcaklık ve ısı yayılımı ile servis ömrü gibi değişkenler mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır. (Senthilvelan ve ark., 2006).

Başlangıçta dişliler döküm yoluyla üretilmekte ve o zamanın kullanım şartlarına göre bu üretim yöntemi ihtiyaca cevap verebilmekteydi. Ancak zaman içinde artan daha yüksek güç, hız gibi istekler diş formunda, malzemelerde, ısıl işlemlerde ve yağlamada gelişimi zorunlu kılmıştır (Senthilvelan ve ark., 2004).

Bu çalışmada öncelikle dişliler kullanım alanlarına göre ve profillerine göre sınıflandırılacaktır. Dişli çeşitleri ve dişlilerde kullanılan yanak profilleri hakkında teorik bilgiler verilecek, dişlilerde oluşabilecek hasar türlerine değinilecektir. Oluşabilecek muhtemel hasarların nasıl önleneceğinden bahsedilip eğer bu hasarların önü alınmazsa nasıl sonuçlar doğurabileceği hakkında bilgi verilektir. Ardından analizi yapılacak dişlilerin modellemesinde kullanılan yöntemlerden bahsedilip modelleme için gerekli dişli giriş parametreleri verilip gerekli olan dişli hesaplamaları yapıldıktan sonra hesaplamalarda kullanılan formüller tablo halinde sunulacak ve dişli modellemesi tamamlanacaktır. Modellemesi tamamlanan dişliler son olarak sabit burulma momenti altında ANSYS de gerilme değerleri incelenecektir. Tabi bu durum oluşturulurken ANSYS de takip edilen komutlar ve

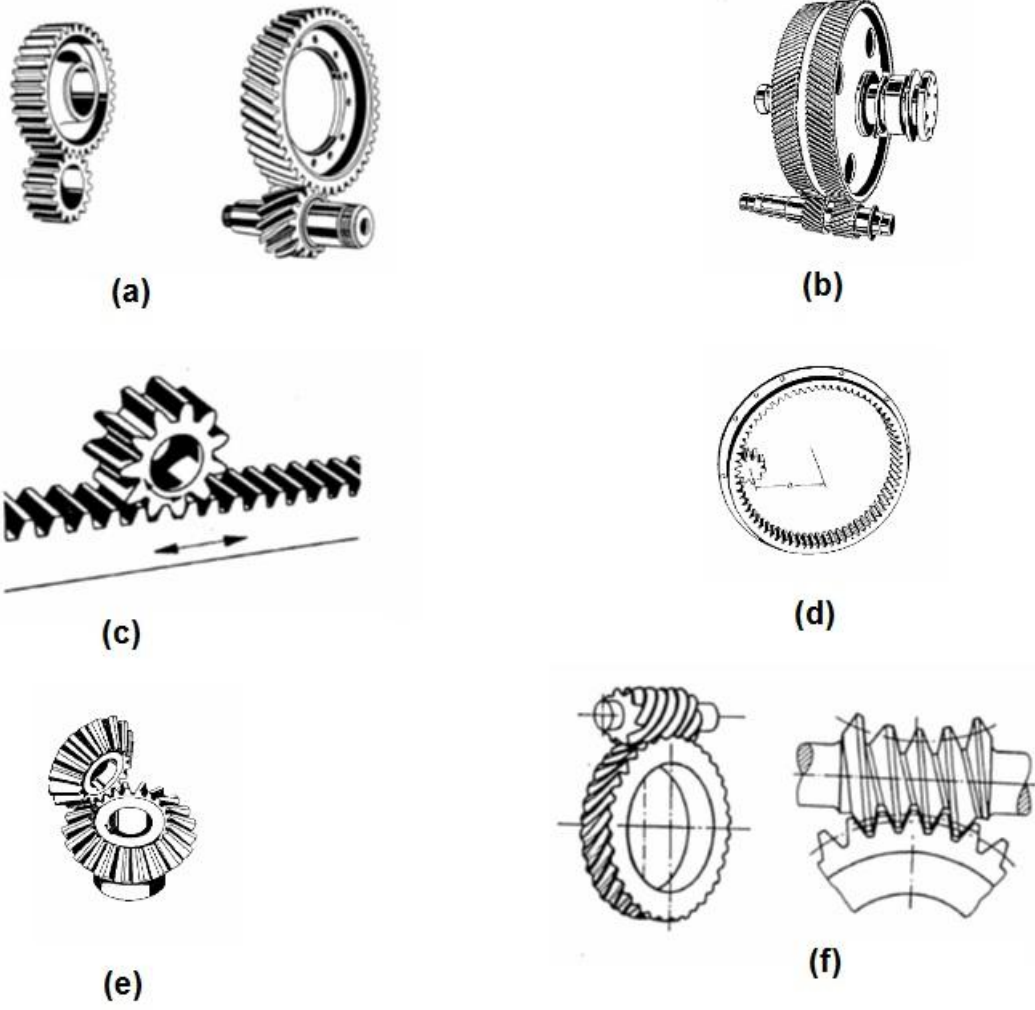
analizde takip edilen prosedür ve aşamalardan da detaylı bir şekilde bahsedilecektir. En son analizler neticesinde elde edilen grafikler, tablolar incelenip başlangıçta seçilen giriş parametrelerinin uygunluğu, dişli geometrisine etkileri, dişlide oluşturduğu gerilme ve deformasyonlar yorumlanıp seçilen değerler içinden en uygun parametreler belirlenecektir.

2. DİŞLİ ÇARK SİSTEMLERİ

2.1. Millerin Konumuna Göre Dişli Çark Sistemleri

En az iki dişliden oluşan bu mekanizmaların bir döndüren ve bir veya birkaç döndürülen elemanı vardır. Millerinin konumuna göre dişli çark sistemleri dört gruba ayrılır:

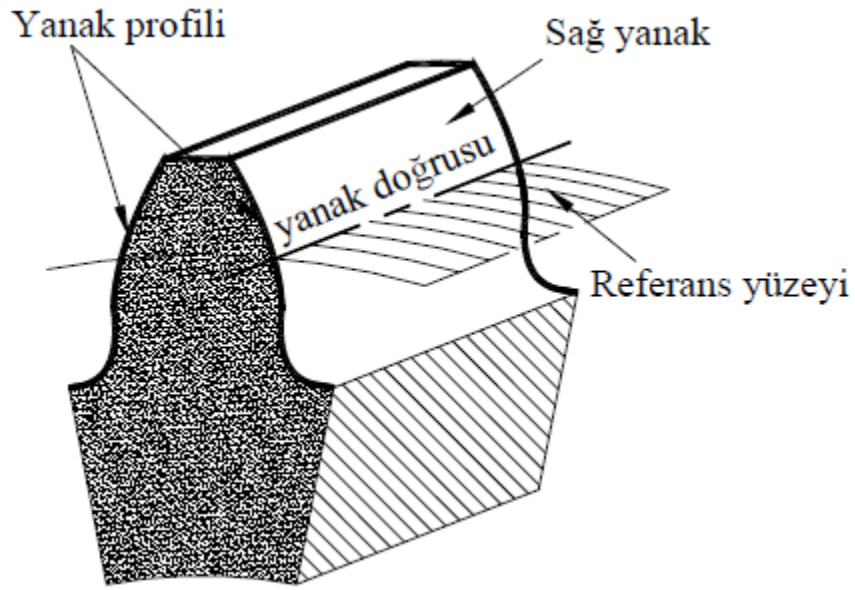
- Silindirik Dişli Çark Sistemleri ve Kremayer Mekanizmaları: Eksenleri aynı düzlemde ve paralel olan iki mil arasında güç ileten mekanizmalara silindirik dişli çark sistemleri denir. Silindirik dişli çark sistemindeki elemanlardan birinin yarıçapı sonsuz yapıldığında kremayer mekanizması meydana gelir.
- Konik Dişli Çark Sistemleri: Eksenleri aynı düzlemde bulunan fakat kesişen iki mil arasında güç ileten mekanizmalara konik dişli çark sistemleri adı verilir.
- Spiral Dişli Çark Sistemleri ve Sonsuz Vida Mekanizmaları: Eksenleri aynı düzlemde olmayan miller arasında güç ileten dişli çark mekanizmalarına spiral dişli çark sistemleri adı verilir. Bu dişlilerin çok kullanılan özel bir şekli, uzayda eksenleri birbirine dik olan sonsuz vida mekanizmalarıdır (Akkurt, 2000).
- Hipoid–Spiroid Konik Dişli Çark Sistemleri: Spiral dişli çarklar grubuna dâhil olmayan fakat eksenleri aynı düzlemde olmayan ve kesişmeyen gruba hipoid veya spiroid konik dişli çark sistemleri denir. Bu bağlamda dişli çarklar; silindirik, konik, hipoid–spiroid konik, sonsuz vida ve kremayer olarak isimlendirilebilirler (Şekil 2.1) (Kutay, 2010).



Şekil 2.1. Dişli çark gösterimleri

2.2. Dişli Çarkların Diş Profillerinde Kullanılan Eğriler

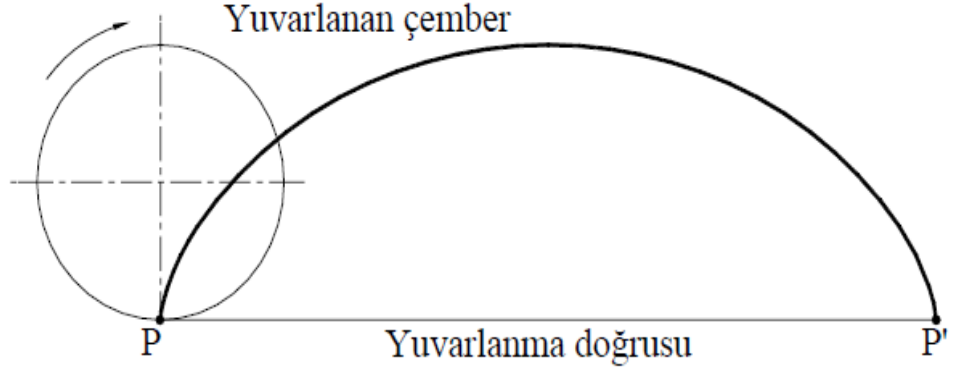
Dişli çarklarda yanak profili seçiminde her türlü eğri kullanılabilir. Önemli olan bu eğrilerin dişli yasasına uygun olması. Pratikte bütün eğriler diş yanağı profili olarak kullanılamazlar. Profil seçimini etkileyen en önemli faktörler, seçilecek profilin kolay ve ucuz olarak imalatı sağlaması ve basit bir kavrama doğrusu vermesidir. Bu durumda sikloidlerin veya yuvarlanan profillerin kullanılmasını gerektirir (Şekil 2.2).



Şekil 2.2. Yanak profili

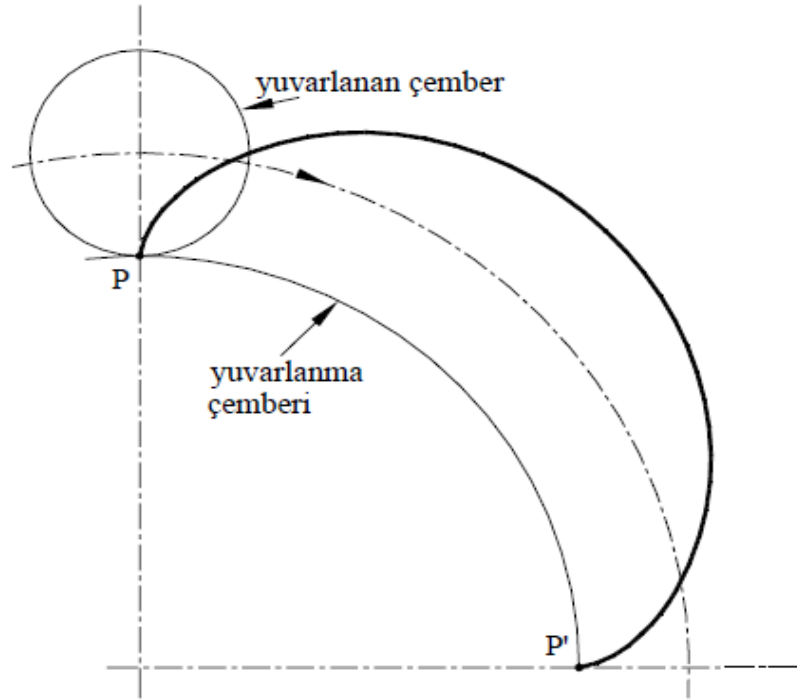
Günümüz makine imalatında kullanılan profillere evolvent profilli dişliler ve profili evolvent olmayan dişliler olmak üzere iki kısma ayırabiliriz. Makina yapımında evolvent profilli dişliler çoğunlukla tercih sebebidir. Diğer dişli profillerinin kullanım alanları çok sınırlıdır. Profili evolvent olmayan şekillerinde; Sikloid profilli ve tahrik pimli olmak üzere iki önemli profil şekli vardır. Sikloid profilli bir çemberin üzerinde seçilen bir noktanın, çemberin bir doğru veya bir başka çemberin dışında veya içinde yuvarlanmasından dolayı oluşur (Kutay, 2010).

Çember bir doğru üzerinde yuvarlanırsa Ortosikloid eğrisi oluşur (Şekil 2.3).



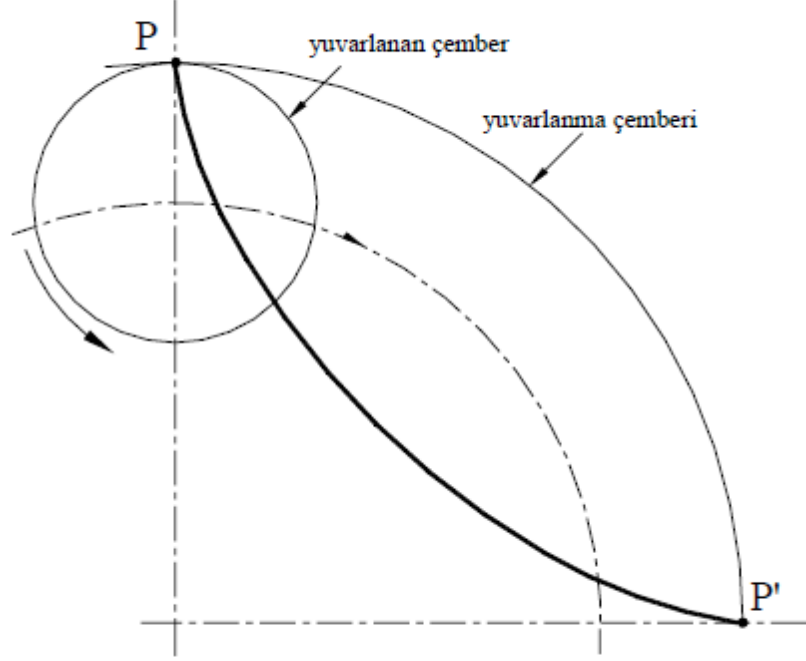
Şekil 2.3. Ortosikloid

Çember bir çemberin dışında yuvarlanırsa profil Episikloid'dir (Şekil 2.4).



Şekil 2.4. Episikloid

Eğer çember bir çemberin içinde yuvarlanırsa profil Hiposikloid'dir (Şekil 2.5).



Şekil 2.5. Hiposikloid

Sikloid profilli dişlilerde her zaman dış bükey yanak profili, iç bükey yanak profili ile temas halinde olduğundan yağlama ideal bir hal alır. Böylelikle özgül yanak yüzey basıncı (N/mm^2) düşük olur ve fazla aşınma görülmez. Bu durum büyük kuvvetleri taşımalarını daha da kolaylaştırır. Diğer yandan en küçük sınır diş sayısında epeyce küçülür ($z_g=3$). Bu dişli çarklar birlikte çalışan iki diskten oluştuğundan dişli çifti beraber kullanılır. Kaydırmalı, değiştirmeli kademeler ancak yuvarlanan çember aynı büyüklükte olduğu zaman mümkündür. Bununla birlikte dişli üretimi oldukça zor ve maliyetlidir. Bu yüzden sikloid dişliler özel işlerde kullanılır (Kutay, 2010).

Evolvent, yanak profili genel makina sanayiinde hemen hemen daire evolventli dişliler kadar kullanılmaktadır. Çünkü bu profildeki dişlileri; hesaplamak, imalatını yapmak, kontrollerini tamamlamak farklı tipteki profillere göre hem daha kolay hem de çok ucuzdur.

Daire evolventi, temel dairesinde yuvarlanan teğetin bir değme noktasının (A_0) çizmiş olduğu eğridir. Bu durumu şöyle düşünebiliriz: Çapı “d” olan bir dairenin üzerinde bir ucu teğet olarak duran uzun bir cetveli dairenin üzerinde yuvarlarsak, cetvelin teğet noktasının çizdiği eğri evolvent eğrisidir veya temel dairesinin üzerine sarılmış bir ipin gergin olarak çözülmesinde oluşan eğriye evolvent denir.

Evolvent profilli dişlilerin iyi tarafları:

- Eksenlerin kaydırılması kavramayı etkilemez.
- Yuvarlama usulü ile aynı takımla çeşitli diş sayısında dişliler imal edilebilir.

Evolvent profilli dişlilerin kötü tarafları:

- Yuvarlanma, eksenleri ve kayma basınçları sikloid dişlilerden biraz daha fazladır.
- Küçük diş sayısında diş tabanı temel dairesine yaklaşır. Bu durumda taban yarıçapı küçülür.
- Diş tabanı ile temel dairesi çakışırsa taban yarıçapı $\rho = 0$ olur. Buda yanak basıncının (Hertz basıncı) büyümesi demektir (Kutay, 2010).

2.3. Kavrama (Basınç) Açısı ve Kavrama Oranı

Eş çalışan diş profillerinin dönme merkezlerini birleştiren doğruya, yuvarlanma dairelerinin temas noktasında dik olan doğrunun, kavrama doğrultusu ile yaptığı açıya basınç veya kavrama açısı denir (Kurbanoglu, 2006). Diğer bir ifadeyle; kavrama açısı, kavrama normali ile yuvarlanma noktasından yuvarlanma dairelerine çizilen teğet arasındaki açıdır. Dişli çarklarda kullanılan kavrama açıları standart olup, genellikle 20^0 ve 25^0 değerleri kullanılır. Hassas hareket ve yüksek verim istenen yerlerde kullanılan küçük kavrama açısı durumunda diş dibinden kırılma ihtimali artar. Büyük kavrama açısı durumunda ise yüksek eğilme mukavemetine karşılık düşük verim söz konusudur. Büyük kavrama açısına sahip dişliler yüksek güçlerin iletiminde kullanılır. Genelde tercih edilen kavrama açısı 20^0 derecedir. Kavrama açısı arttıkça kavrama oranı düşer. Hareketin devamlılığı için kavrama oranının 1'den büyük olması istenir.

Dişli çarklarda dişlerin yük taşıma kabiliyetlerinde ve çalışma özelliklerinde etkili parametrelerden biri olan kavrama; aynı anda birden çok diş çiftinde temas, bir diş çiftinde çok noktalı temas ve değişken yük dağılımı gibi durumlar içeren karmaşık bir olaydır (Lin ve ark., 2007).

Diş profilinin dişli genişliği boyunca düz bir çizgide bulunduğu düz dişli çark sistemlerinde bir diş çiftinde temas dişlinin genişliği boyunca aynı anda başlar. Bu nedenle düz dişlilerde çalışma şartlarına bağlı olarak vurunutulu ve gürültülü çalışma gibi problemler ortaya çıkabilir. Helisel dişli çarklarda ise kavramanın başlamasından itibaren temas dişlinin genişliği boyunca hareket ederek kavramanın sonuna kadar devam eder (Thomas ve ark., 1985).

2.4. Dişli Çarklarda Oluşan Hasar Türleri

Dişli tasarımı ve imali ile ilgili çalışmalar yapanların, dişli çarklarda görülen pek çok hasarı detaylı olarak bilmesi gerekmektedir. Amerikan Dişli Üreticileri Birliği (AGMA) ulusal standardında diş bozuklukları 5 grupta incelenebilir.

1. Yüzey Yorulma Hasarları

a) Pittng

Başlangıç Pittingi

İlerleyen Pitting

Normal Pitting

b) Pullanma

2. Aşınma

a) Abrasif Aşınma

b) Adhesiv Aşınma

3. Plastik Akma

4. Kırılma

a) Çukurcuk (pittingi) ile kırılma

b) Bükülme yorulması kırığı

5. İmalat Sırasında Oluşan Hasarlar

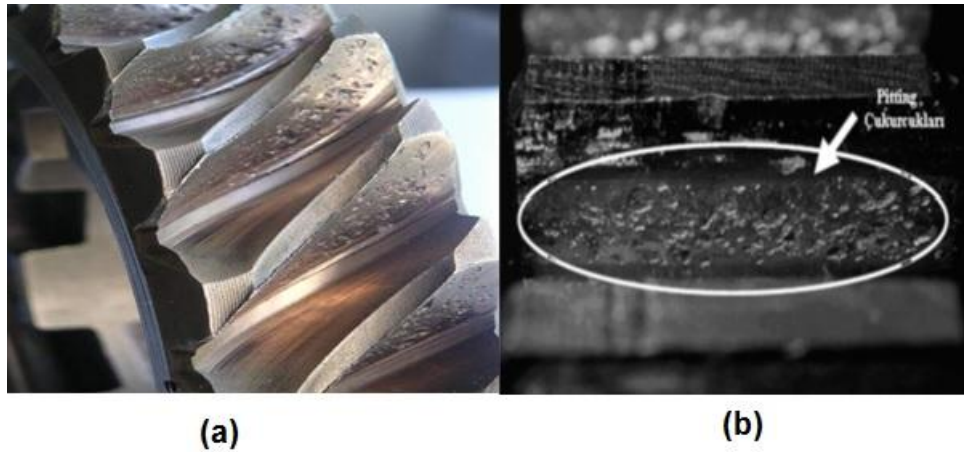
a) Sertleştirme çatlağı

b) Taşlama çatlakları

Yukarıda maddeler halinde verilen hasar türleri alt gruplara ayrılmaktadır. Bir dişlinin tasarımı yapılırken, dişlinin çalışma şartlarında hangi tipte hasarlara uğrayacağı öngörülebilir. Tasarımı yapacak mühendis dişli çarkları en uygun kuvvet ve en düşük aşınma direnci gibi faktörleri göz önünde bulundurarak tasarlamalıdır. Özellikle yağ seçimininde ısı işlem kadar önemli olduğunu bilmelidir (Kızılaslan, 2007).

2.4.1. Yüzey yorulması hasarları

Bu tipteki yorulma hasarları, dişli malzemesinin dayanım sınırını aşan tekrarlı yüzey veya yüzey altı gerilmelerinin meydana gelmesi sonucunda oluşan bir hasar türüdür. Yetersiz yağlama koşullarında meydana gelen aşınma hasarlarından çok farklıdır. En uygun yağlama koşullarında bile görülebilir (Kızılaslan ve ark., 2010).



Resim 2.1. Pitting

Yüksek basınç altında çok fazla miktarda yük tekrarının (çevriminin) ardından, dişli yüzeyinde veya yüzey altında oluşan minik çatlakların ilerleyip birleşmesi sonucu meydana getirdikleri çatlak şebekelerinin çevrelediği malzeme parçacığının kopması sonucunda ortaya çıkar. Pitting ya da spalling adı ile anılır.

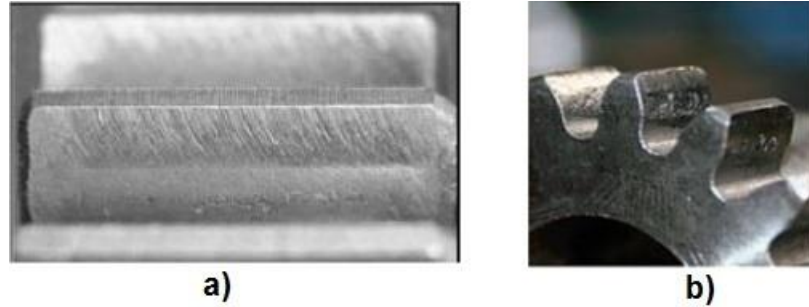
2.4.1.1. Pitting

Dişli çarkın kullanılmaya başlamasından çok kısa bir süre sonra meydana gelen ve aşağıda belirtildiği gibi üç değişik şekilde görülebilen bir yüzey yorulması hasar türüdür.

- 1-Başlangıç pittingi
- 2-İlerleyen (şiddetli-harap edici) pitting
- 3-Normal pitting

Başlangıç Pittingi

Sıfır dişlilerin pürüzlü yüzeylerinde meydana gelen yüksek gerilmeler sebebiyle oluşur. Çok kısa bir sürede gelişir, en üst seviyeye ulaşır ve devam eden servis sırasında yüzeyin parlayıp cilalanması sonucu etkisini yitirir. Çoğunlukla yuvarlanma noktasının hemen üzerinde veya çok az altında yer alan dar bir bölge içinde meydana gelir. En fazla, yüzeyi tamamen sertleştirilmiş dişli çarklarda görülür (Kızılaslan ve ark., 2010).

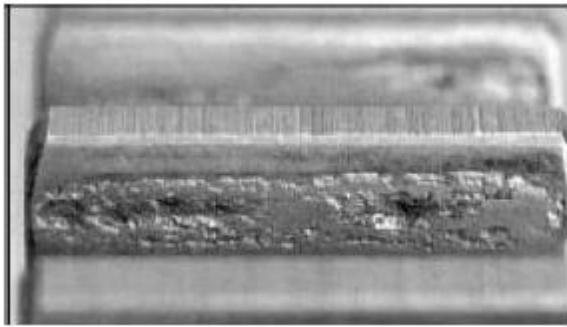


Resim 2.2. Başlangıç pittingi

Makine sektöründe kullanılan yüzeyi tamamen sertleştirilmiş dişlilerin büyük bir kısmında başlangıç pittingi için önlem alınması zorunlu değildir. Çok kritik ve özel yerlerde kullanılacak dişli çarkların imalatı sırasında ve hassas varış operasyonu ile tamamlanması, düşük hız ve yüklerde alıştırma (rodaj), dişlerin bakır ya da gümüş ile kaplanması gibi tedbirler alınabilir (Kızılaslan ve ark., 2010).

İlerleyen (Harap Edici) Pitting

Çoğunlukla yuvarlanma çizgisinin hemen altında, yani dişin taksimat dairesi ile temel dairesinin arasında kalan bölgede görülür. Çukurcukların sayısı, yüzey bölgesi hasar görene kadar artış gösterir. Dişlilerin çalışmaya başlaması esnasında harap edici pitting, hemen hemen başlangıç pittingi kadar yoğundur. İlerleyen zaman diliminde yoğunluğu daha da artar (Kızılaslan ve ark., 2010).

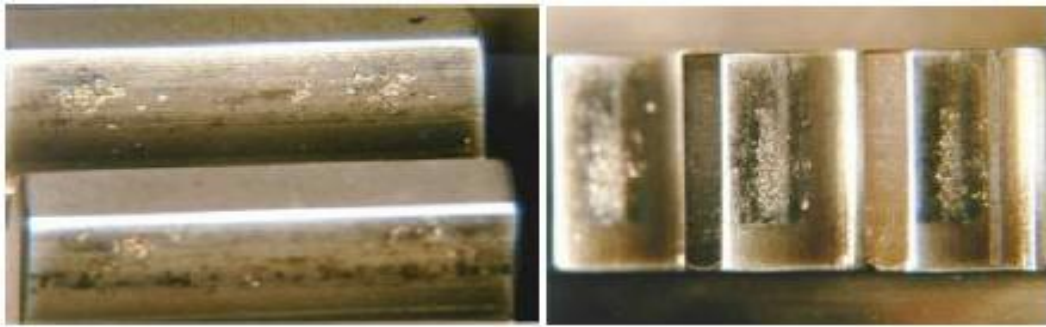


Resim 2.3. İlerleyen pitting

İlerleyen pitting çoğunlukla, başlangıç pittinginin durdurulamadığı durumlarda, yüzey pürüzlülüğünün neden olduğu yüksek gerilmeler neticesinde ortaya çıkar. Eğer diş yüzeyinin sertliği belirli bir değerin altına düşürülemediyse çok büyük bir olasılıkla bu tip hasarlarla karşılaşılır. Dişli mekanizması çok yüksek derecede yüklere maruz bırakıldığı koşullarda çoğunlukla pinyonun diş dibi bölgesinde belli bir çevrim neticesinde şiddetli pitting görülebilir. Pinyon ve çark dişlilerinin temas eden yüzeyleri aynı gerilme değerlerinin etkisi altında olmasına rağmen pinyon, döndürülen dişliye göre daha çok yıpranır. Çünkü genel anlamda çapı küçük olan pinyon dişli daha çok çevrim yapar ve dişleri daha fazla sayıda gerilim tekrarına maruz kalır. Ayrıca pinyonun dişleri üzerindeki kayma yönü ile yüzeyler arasındaki yuvarlanma yönü terstir. Sonuç olarak malzemenin yüzey bölgesinde oluşan gerilme, yorulma çatlaklarının büyümesine neden olur (Kızılaslan ve ark., 2010).

Normal Pitting

Tamamen sertleştirilmiş dişlilerde, tam kapasite ile yüklenme durumunda, yuvarlanma dairesinin altında kalan bölgede ortaya çıkar. Diş yüzeyinde yuvarlanma çizgisinin altını kaplayan bölgede, mütevazî büyüklükteki çukurcuklar şeklinde görülür. İlerleyen çalışma şartlarında çukurcuk sınırları, görünürde başka çukurcuklar oluşturmayacak şekilde ilerlemeye devam eder (Kızılaslan ve ark., 2010).



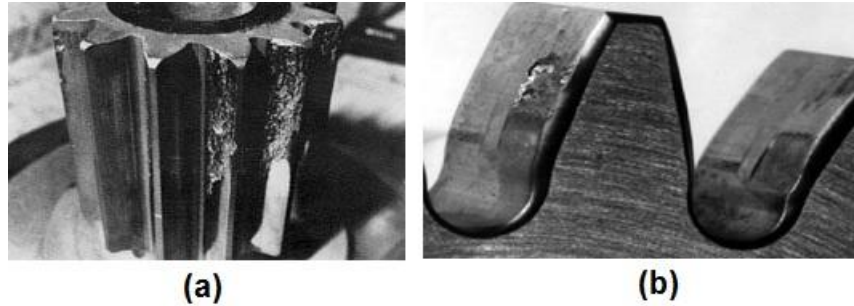
Resim 2.4. Normal pitting

Yüzey bölgesindeki mikro çatlakların diş profili boyunca ilerlemesi sonucu, yuvarlanma çizgisinin altındaki kısımda çok daha fazla görülür. Hem çarkın hem de pinyonun yuvarlanma çizgisi altındaki bölgelerinde oluşan çatlaklar aynı zamanda yağlayıcıyı içine hapseder. Hidrolik basıncın kama etkisi yapması sonucunda bu çatlaklar çok kısa bir sürede çukurcuk haline gelir. Yuvarlanma çizgisinin üstünde kalan bölgede ise, temas esnasında yuvarlanma ile yüzeydeki boşlukların kapatılmasına fırsat kalmadan yağlayıcının girmiş olduğu çatlaklardan dışarıya çıkmaya zorlanır. Bu sebeple söz konusu bölgedeki çatlaklar hidrolik kama etkisine maruz kalmaz. Sadece birkaç çukurcuk oluşur (Kızılaslan ve ark., 2010).

2.4.1.2. Pullanma

Pullanma, diş yüzeyinden bir parça koptuğu zaman, arkasında bıraktığı büyükçe alanın tarifi için kullanılan bir terimdir. Diğer bir ismi spallingdir. Tamamen sertleştirilmiş dişlilerde ve yumuşak malzemelerde tek bir noktada üst üste gelmiş ya da iç içe geçmiş geniş çukurcukların bir araya gelmesi şeklinde ortaya çıkar. Pratikte

ilerleyen pitting ile aynıdır. Aşağıdaki resimlerde spallinge uğramış dişli resimleri görülmektedir (Resim2.5).



Resim 2.5. Spalling

Spalling, dişin yüzey kısmının pürüzlü olmasının ve kopmaya müsait bölgelerinin de katılımıyla yüksek temas gerilmeleri tarafından ortaya çıkar. Yüzey sertleştirilmesi yapılmış dişlilerde, yüzey veya yüzey altı hataları ile yanlış ısıl işlemlerden kaynaklanan iç gerilmeler de spallinge neden olur (Kızılaslan ve ark., 2010).

2.4.2. Aşınma

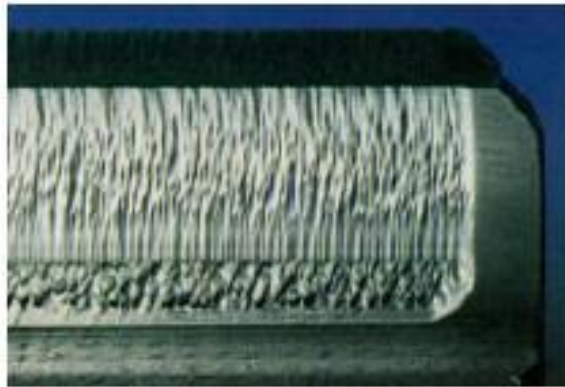
Aşınma, temas halinde bulunan yüzeylerde malzemenin, hiç istenmediği halde kopup ana gövdeden ayrılmasıdır. Bu durumda, yüzeyler ilk şekillerini koruyamazlar. Parçalar arasındaki boşluklar büyür ve buna bağlı olarak; dinamik kuvvetlerde büyür, maksimum hassasiyet azalır, gürültü ve titreşim artar ve bunun sonucunda verim azalır. Genel anlamda aşınma, dış etkenler altında, temas yüzeylerinde oluşan fiziksel ve kimyasal değişimlerin sonucunda ortaya çıkar (Akkurt, 2000).

Dişli çark sistemlerinde ortaya çıkan aşınma türleri genel olarak çalışma şartlarına bağlı olarak farklılık gösterir. Fakat temel anlamda aşınma, temas eden diş yüzeyleri arasında yağ filminin yetersiz kalması veya hiç olmaması durumunda ortaya çıkar. İki dişli yüzeyi arasındaki yağ filminin yetersiz olması sonucunda iki diş yüzeyi arasında direkt temas meydana gelecek ve aşınma başlayacaktır (Aslantas, 2003).

Aşınma hasarı abrasif ve adhesiv aşınma olarak iki sınıfa ayrılabilir (Kızılaslan ve ark., 2010).

2.4.2.1. Abrasif aşınma

Bazen kesme aşınması olarak da isimlendirilir. Çalışan sistem içerisinde zamanla oluşan kirler, dişlerden gelen veya yataklardan gelen aşınmış parçacıklar, döküm kaynaklı çapaklar sonucunda ortaya çıkan aşınma türüne abrasif aşınma denir (Resim 2.6). Bu tipteki aşınmaların önüne geçilebilmesinin en temel yolu çeşitli görüntüleme veya algılama sistemleri ile yağ içerisindeki bu yabancı parçacıkların konumu ve miktarlarını tespit ederek temizlemektir. İmal edildikten hemen sonra sertleştirilen dişli yüzeyleri bazen çok kaba olurlar ve eş çalıştıkları diğer dişlinin yüzeylerini aşındırabilirler (Aslantas, 2003).



Resim 2.6. Abrasiv aşınma

2.4.2.2. Adhesiv Aşınma

En fazla karşılaşılan aşınma tipi olup, elemanların temas yüzeylerindeki yüksek mekanik gerilimler sonucu mikro kaynak bölgelerinin oluşmasına dayanır. Asıl temas yüzeyinin büyüklüğü ile geometrik temas yüzeyinin büyüklüğü arasında, yüzey pürüzlülüğüne ve yükleme miktarına bağlı olarak büyük farklar görülür. Pürüzlerin tepe noktalarında elastoplastik deformasyonlar sonucu büyüyen mikro temas yüzeylerinin toplamı, asıl temas yüzeyini oluşturur. Asıl temas bölgesinin çok

küçük olması, temas noktalarındaki gerilmelerin küçük yüklemelerde bile akma gerilmesine hatta onun da üzerindeki değerlere erişmesine neden olur. Böylelikle moleküler yapışma kuvvetleri etkisi gösterir. Bu sebeple bir yüzeyden diğerine malzeme geçişi gerçekleşir. Diğer bir ifadeyle mikro soğuk kaynaklar meydana gelir. Hareket esnasında bu mikro kaynakların kopup başka noktalarda yeni birleşmeler meydana getirmesi malzeme geçişine neden olur. Yani aşınmanın devamına neden olur. Yüzeyi sertleştirilmiş bir dişlinin adhesiv aşınmaya uğramış hali (Resim 2.7) de gösterilmektedir (Kızılaslan ve ark., 2010).



Resim 2.7. Yüzeyi sertleştirilmiş dişlide adhesiv aşınma

Adhesiv aşınma; malzeme sertliğine, yük durumuna, temas eden malzemenin yüzey yapısına ve yağlayıcıların fiziko kimyasal yapısıyla doğrudan ilgili olarak da bağ kuvvetlerine bağlıdır (Başaran, 2001). Adhezyon aşınmasının şiddetli haline yenme denir. Özellikle yüksek hız ve aşırı yükleme durumlarında meydana gelir. Yenme, hafif ve şiddetli olmak üzere iki kısma ayrılır. Nispeten biraz daha düşük hızlarda meydana gelen yenme tipine hafif yenme denir. Diğerisi ise daha yüksek hızlarda ve daha büyük yüklerde meydana gelen şiddetli yenme tipidir. Yenme olayına neden olan faktörleri kısaca şöyle sıralayabiliriz. Profil kaydırma faktörü, diş başı daraltması faktörü, hız faktörü (çevresel hız), diş formu faktörü, pürüzlülük faktörü, malzeme faktörü, dişlerin yüzey sertliği faktörü, yağ sıcaklığı faktörü, yağ miktarı faktörü, devir yönü faktörü, yük faktörü, yağ viskozitesi faktörü, yağ cinsi faktörü, diş genişliği faktörü, yağlama yöntemi faktörü, olarak sıralayabiliriz (Ömrek, 1995).

Çizilme, normal sıcaklıklarda diş yüzeyinde kayma yönündeki hafif, cilalı radyal çizikler şeklinde meydana gelir. Bu tip aşınmalar, dişler arasındaki basıncın çok yüksek ve yağ filminin sınır rejiminde olduğu, yüksek temas sıcaklıklarının ortaya çıkmadığı düşük devir hızlarında görülebilir. Bu tip aşınmalar, yükün hafifletilmesiyle veya yağlayıcı viskozitesinin artırılmasıyla azaltılabilir (Kızılaslan ve ark., 2010).



Resim 2.8. Çizilme

Çizilme, eş çalışan dişlilerin yağ filminin görevini tam olarak yerine getirememesi sonucu, yüksek sıcaklık altındaki metal-metal teması ile pürüzlülüklerinin birbirine kaynaması ve bu şekilde diş yüzeyinden kopan parçacıkların hızlı kaybı olarak tanımlanabilir. Kaynağın meydana gelmesinden hemen sonra, kayma olayından doğan kuvvetler, eş çalışan yüzeylerden birinde çok hafif bir oyuk, karşı yüzeyde de bunun izdüşümü kalacak şekilde kaynamış metali sıyırır. Aşınma mikroskobik olarak başlar. Fakat bununla beraber çok hızlı gelişir. Scoring bazen seizing, galling veya scuffing olarak da adlandırılır (Resim 2.9) (Kızılaslan ve ark., 2010).



Resim 2.9. Scoring

Scoring tipindeki hasarlara doğrudan sebep olan faktörler; yüksek temas basıncı, yüksek temas sıcaklığı ve uygunsuz yağlama koşullarıdır. Scoring, daha viskoz yağ veya EP tipi yağ kullanılarak önlenir. Bazı durumlarda, yüksek yük altında çalışan dişlilerin yerel yüksek temas basınçlarını en aza indirmek için diş profili modifiye edilebilir (Kızılaslan ve ark., 2010).

2.4.3. Plastik akma

Eş çalışan diş yüzeyleri arasındaki yüksek temas basınçları ile yuvarlanma ve kayma olayları sonucu meydana gelen istem dışı soğuk şekillenmedir. Yüzey ve yüzey altı malzemesinin akarak deforme olması sonucunda oluşan bir hasar türüdür. Çoğunlukla yumuşak malzemelerde görülmesine rağmen, ağır yük altındaki sement edilmiş dişli yüzeylerindedey ortaya çıktığı görülmüştür (Resim 2.10) (Kızılaslan ve ark., 2010).



Resim 2.10. Soğuk Akma

2.4.4. Kırılma

Dişli çarklarda kırılma olayı birçok hasar tipine göre daha tehlikeli ve daha risklidir. Özellikle asansörlerde, helikopterlerde, vinçlerde ve bunun gibi insan hayatını doğrudan alakadar eden yerlerde çok tehlikeli sonuçlar ortaya çıkarabilir. Bu sebeple insan hayatının risk altında olduğu çalışma koşullarında dişlilerde kırılmaya yönelik emniyet katsayısı normalden çok daha yüksek seçilir. Bu tip hasarlar; aşırı yükleme, klasik eğilme yorulmaları, diş veya jant kırılmaları gibi farklı şekillerde görülür (Aslantas, 2003).

Dişli çarkların dişlerini eğilmeye zorlayan kuvvetler, diş kökündeki kavislerde ve diş kökü ile diş profilinin kesiştiği noktalarda en yüksek gerilmelerin oluşmasına neden olur. Bir diş, temasın gerçekleştiği tarafta çekme, bunun karşı tarafında da basma gerilmelerine maruz kalmaktadır. Eğer kritik bölgelerde ortaya çıkan çekme gerilmesinin dişli malzemesinin mukavemet sınırını aşmasına izin verilirse yorulma çatlakları oluşacaktır. İlerleyen çalışma koşullarında dişin çark gövdesinden ayrılmasına kadar ilerleyecektir. Resim 2.11’de diş kökü kavisinde ortaya çıkan klasik yorulma kırılması görülmektedir (Kızılaslan ve ark., 2010).



Resim 2.11. Diş dibi kırığı

Çatlaklar, dişin çekmeye zorlanan kısmındaki kök kavisinden başlar, dişe paralel veya dik yönde tamamen kırılmaya yol açana kadar yavaşça ilerler. Bu kırıkların yüzey görünüşleri genellikle, ilerleyen çatlağın ön kısmının meydana getirdiği kıyıya vuran dalgaların kumsalda bıraktığı iz benzeri şekiller olarak görülür. Bunlar, ilerlemekte olan çatlağın belli bir anda ön kısmının pozisyonunu belirler. Kesit, kademeli olarak zayıfladıkça, çatlak yükün her çevriminde biraz daha ilerler ve dalga izi şekilleri daha belirgin bir hal alır. Bu tipteki şekillerin merkez noktası genel olarak kırığın merkez noktasına konumlanmıştır (Başaran, 2001).

Yorulma kaynaklı kırılmalar, malzemenin mukavemet sınırının ötesindeki tekrarlı eğilme zorlamalarından kaynaklanır. Eğer dişlerin temas izleri tüm yüzey boyunca görülüyorsa veya dişin bir ucunda, kırılma bölgesinde derin bir iz olarak yer alıyorsa yataklama ile ilgili bir problemin olup olmadığı gözden geçirilmelidir. Temasın iyi olduğuna kanaat getirilirse eğer sisteme verilen yük azaltılmaya çalışılmalı veya dişli dayanımı daha yüksek bir malzemedan yapılmalıdır. Eğer temas yerel yüklemelere işaret ediyorsa; millerin paralelliği ya da uygulanmışsa profil kaydırma ve düzeltme işlemleri, dişlilerin birbirine göre pozisyonu gözden geçirilmelidir. Dişli eksenleri arasındaki paralellik bozukluğu, hatalı tasarım, yüzey veya yüzey altı hataları, aşırı yük ile çentik gibi gerilim artırıcı etkenler yorulma kırılmasının başlıca nedenleridir (Kızılaslan ve ark., 2010).

2.4.4.1. Çukurcuk kaynaklı kırılmalar

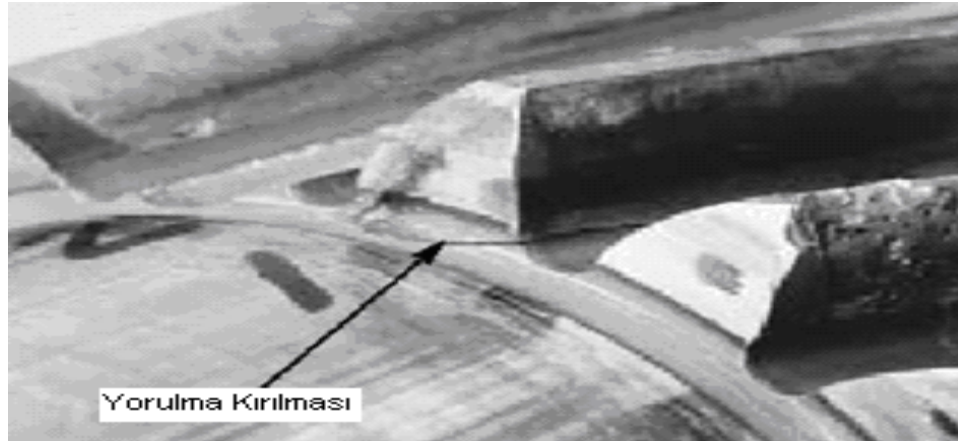
Bu tipteki kırılmalar, yoğun pittinge uğramış bölgelerden başlar. Çünkü çukurcuklar gerilim arttırıcı olarak davranabilirler veya çatlaklarda başlangıç görevi görebilirler (Kızılaslan ve ark., 2010).



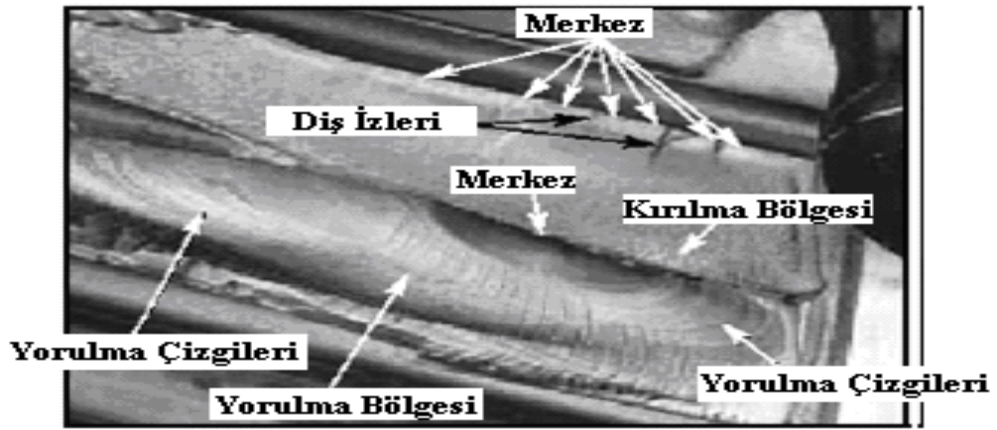
Resim 2.12. Pitting kaynaklı kırılma

2.4.4.2. Bükülme yorulması kırığı

Bükülme yorulması kırığı çok fazla sayıda yükün tatbik edilmesi sırasında, çatlakların yayılmasıyla birlikte görülen kırıklara verilen addır. Kırılma yüzeyleri, yorulma ve son kırılma yüzeyleri olmak üzere birbirinden farklı iki ayrı bölgeye ayrılır. Yorulma bölgesinde, gözle görünür herhangi bir plastik deformasyon belirtisine rastlanmaz. Yüzey düz ve hasır görünüşüne sahiptir. Durdurma hatlarıyla enine geçilmiş şekilde olup, birbirini izleyen çatlak yayılma aşamaları arasında kademeler gösterir (Resim 2.13).



Resim 2.13. Bükülme yorulması çatlağı ve kırığı



Resim 2.14. Nihai kırılma yüzeyinin görünüşü

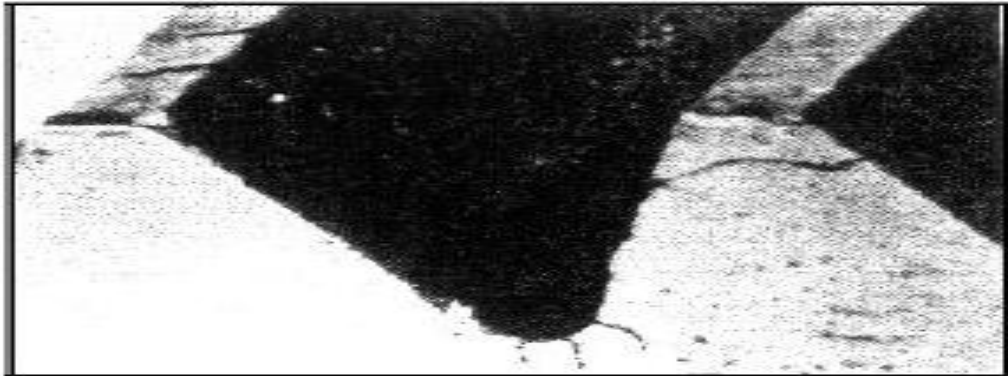
2.4.5. İmalat sırasında oluşan hasarlar

Küçük dişli çarklar ve pinyon, genelde dolu malzemedan yapılır veya mile kaynaklı olarak imal edilir. Miktarın çok fazla olması halinde ise imalat dövme ile gerçekleştirilir. Konik dişli çarkların imalatında alın dişli çarklarda olduğu gibi, konik dişli çarklar da yuvarlanma ve form freze ile imal edilirler. Bunların arasında en çok kullanılan metot yuvarlanma metodudur. Alın dişli çarklarda kullanılan takımlardan farklı olarak konik takımlar kullanılır ve dişli çarklarda malzeme olarak genellikle sementasyon veya ıslah çeliğinden imal edilir. İmalat tamamlandıktan

sonra dişli çarkların diş yüzeylerinde aşınma dayanımını artırmak amacıyla yüzey sertleştirme işlemi yapılır. Dişli çarklara bu imalat işlemleri uygulanırken bir takım hasarlar oluşabilir. Bu hasarlar sertleştirme esnasında meydana gelen çatlaklar ve taşlama sırasında oluşan çatlaklardır (Kızılaslan ve ark., 2010).

2.4.5.1. Sertleştirme çatlakları (Su verme çatlakları)

Bu tür çatlaklar, diğer ısıl işlemler yapılırken ilerleme gösterebilir. Genellikle çıplak gözle görülmeleri mümkündür. Dişin tepe bölgesini boydan boya geçtiği veya diş kenarında radyal doğrultuda uzandığı görülebilirler. Isıl işlem çatlakları östenitleşme sıcaklığından soğutma sırasında ortaya çıkan aşırı gerilmeler sonucu ortaya çıkar ve bu durumlarda ortaya çıkan hasarların oluşma ihtimali, dişli çarkların diş yüzeylerinin çepeçevre veya tamamen sertleştirme işlemlerine göre daha fazladır. Diş yüzeylerinin alevle veya endüksiyonla kısmen sertleştirilmesi sırasında da ortaya çıkabilir. Bu çatlaklara rastlanıldığında uygulanan ısıl işlem türü ve kullanılan malzeme tekrar gözden geçirilmelidir (Kızılaslan ve ark., 2010).



Resim 2.15. Sertleştirme çatlağı

2.4.5.2. Taşlama Çatlakları

Adından da anlaşıldığı gibi, diş yüzeylerinin taşlanması esnasında görülür. Genellikle belli bir model veya şebeke şeklinde oluşup, birbirine paralel bir grup kısa çatlak olarak uzanırlar (Resim 2.16).



Resim 2.16. Taşlama çatlağı

Ortaya çıkma sebebi, dişli malzemesinin çatlak oluşumuna meyilli metalografik yapısı veya taşlama taşının aşırı basıncından dolayıdır. Taşlama yanığı ile birlikte görülebilirler. Nital dağlama ile tespit edilirler (Başaran, 2001).

3. MATERYAL VE METOT

Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) mühendislikte malzemelerin veya sistemlerin dış etkenlere (kuvvet, ısı, elektrik, vb.) karşı davranışlarının analizinde kullanılan nümerik bir metottür. SEM yapısal statik hesaplamalarda rijitlik matrisi $\{K\}$ ile deformasyonlar matrisinin $\{u\}$ kuvvetler matrisine $\{F\}$ eşitlenmesi ile kurulan matematik modelinin nümerik çözümünü içerir.

Günümüzde gelişen teknoloji birçok ürünün analizini bilgisayar ortamında yapmamıza müsaade etmektedir. Gelişen teknolojinin yanı sıra mühendislik bilimi de teknolojiyle paralel olarak ilerlemektedir. Sonlu elemanlar yöntemiyle özellikle birçok analizi rahatlıkla yapabilmekteyiz (Güntekin, 2004).

SEM'i kullanan çok sayıda bilgisayar programı mevcuttur; ALGOR™, COSMOS/M™, NASTRAN™, ADINA™, ve ANSYS™ bunlara örnek olarak verilebilir. Bu programlarda yapılan yapısal analizlerde genellikle malzemeler homojen ve izotropik olarak kabul edilir. SEM'in kullanılması hertürlü mühendislik alanında yaygınlaşmaktadır. SEM geçmişte tasarımın onaylanmasında kullanılmasına rağmen günümüzde tasarım aşamasının bir ögesi haline gelmiştir (Erdin, 2009).

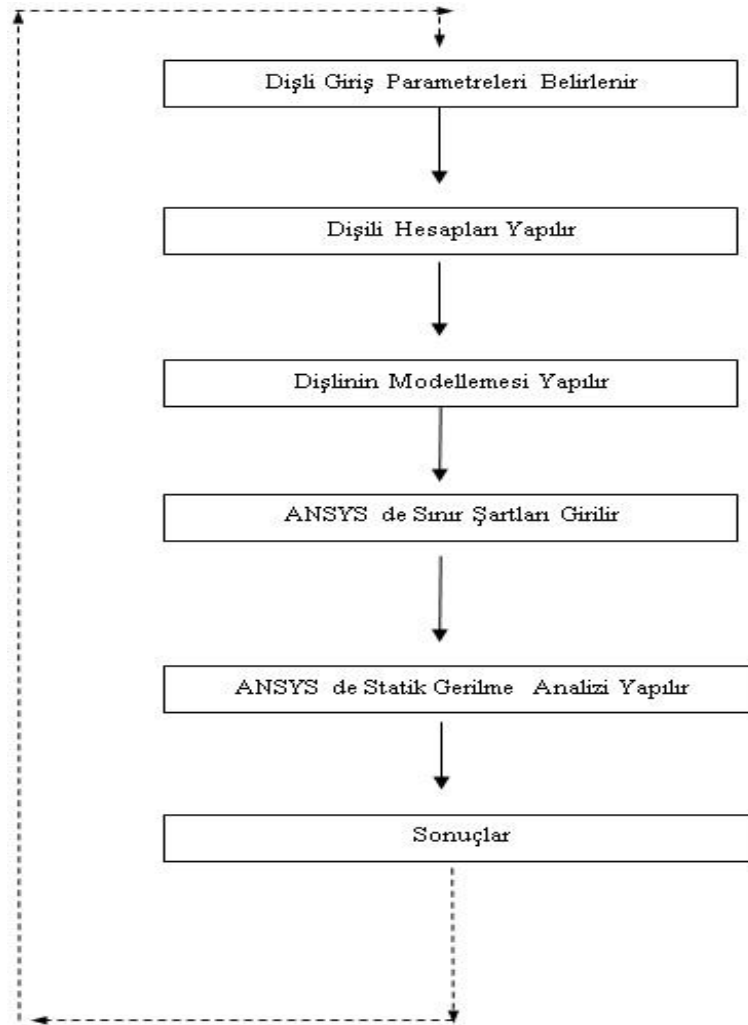
SEM deki temel fikir sürekli bir sistemi sonlu sayıda elemana ayırmaktır. Her elemanın davranışı gerilim veya deformasyon fonksiyonları ile belirlenir. Elemanlar birbirlerine düğüm noktalarında bağlıdırlar. Elemanların ve düğüm noktalarının kombinasyonu sonlu elemanlar ağı olarak tanımlanır. Sonlu elemanlar analiz prosedürü temel olarak üç aşamadan oluşmaktadır. Genel olarak bu aşamalar ANSYS gibi bilgisayar programlarındaki temel işlem aşamalarında temsil edilmektedirler. Bu aşamalar: (Güntekin, 2004).

- Giriş modülü (Preprocessor): Bu aşamada eleman tipleri, eleman sabitleri, elemanların özellikleri, modelin geometrisi, eleman büyüklüğü belirlenilerek ağ oluşturulur.

- Hesap modülü (Solution): Bu aşamada hangi analizin yapılacağı, sınır noktaları ve yüklemeler belirlenerek analiz başlatılır.

- Çıkış modülü (General Postproc): Bu aşamada sonuçlar rakamsal veya grafik olarak okunur (Dokuz Eylül Üniversitesi ANSYS Bilgi Havuzu).

Bu çalışmanın amacı her türlü mühendislik alanında kullanım yeri bulan SEM'in dişli modellemesinde ve analizinde kullanmak suretiyle dişli, redüktör ve vites kutusu tasarımcılarına silindirik helis dişlilerde çalışma esnasında (yük altında) ANSYS yardımıyla statik analizlerinin yapılp diş dibi, diş başında ve diş yüzeyinde meydana gelen gerilmeler, incelenecektir. Gerilme analizlerinin sonucunda daha imalat safhasına geçilmeden dişlide oluşabilecek hasarlar önceden tespit edilebilecek ve bu sayede doğru dişli parametrelerini, en uygun imalat yöntemi ve doğru malzeme seçimi yapılabilecektir. Dişli mukavemet analizi için yapılan çalışma adımları şekilde'de görülmektedir (Şekil 3.1) (Güntekin, 2004).



Şekil 3.1. Mukavemet analizi adımları

Oluşturulan bu adımlar dizisiyle dişliyi analiz edebileceğimiz gibi Şekil 6.'de kesikli çizgi ile gösterildiği şekilde bir döngü oluşturulup parametre değiştirilmesi ile seri analiz veya optimizasyon yapılabilir.

Dişli Giriş Parametreleri: Solidworks de dişliyi modelleyebilmek için belli başlı giriş parametreleri girilmelidir. Bunlar; dişlinin modülü, diş sayısı, helis yönü, helis açısı, dişli genişliği ve göbek çapıdır.

Dişli hesapları: Giriş parametrelerinden yola çıkarak dişlilerin ve modellenen dişli çark mekanizmasının geri kalan hesapları yapılır.

Dişli Modellemesi: Solidworks kütüphanesinden silindirik helis dişli seçilir ve giriş parametreleri programa girildiğinde dişliler solidworks tarafından otomatik olarak modellenir.

Sınır Şartları: Modellemesi tamamlanan dişlinin montajı yapıldıktan sonra ANSYS e model tanıtılır. ANSYS model yüklendikten sonra dişlilerin malzeme özellikleri ve sınır şartları programa girilir.

Statik Gerilme analizi yapılır.

Sonuçlar: Analiz sonuçları 3D değerlendirilir. Tehlikeli bölgeler tespit edilir, en uygun imalat yöntemi ve malzeme seçimi yapılır.

4. SİLİNDİRİK HELİSEL DİŞLİ ÇARKLAR

Eksenleri birbirine yakın olan paralel, dik veya herhangi bir açıda çalışan millerde hareketi veya kuvveti bir milden diğer mile aktaran, dişleri dönme eksenine paralel olmayan makine elemanlarına helis dişli çark denir (Resim 4.1).



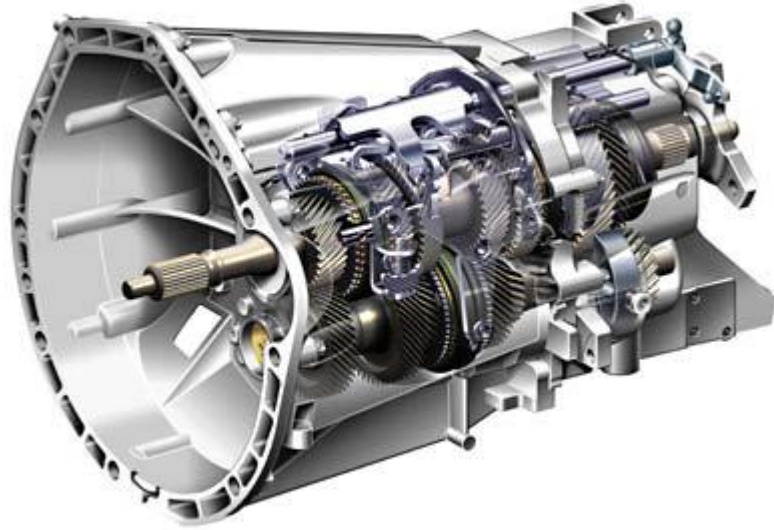
Resim 4.1. Silindirik helis dişli çark

Helis dişliler helis yönlerine göre sağ helisli ve sol helisli olmak üzere ikiye ayrılır (Resim 4.2). Ayrıca helis dişli çarklar, dişlerin; düz, eğri veya biçimli oluşuna göre de sınıflandırılabilir (Özçilingir ve ark., 2006).



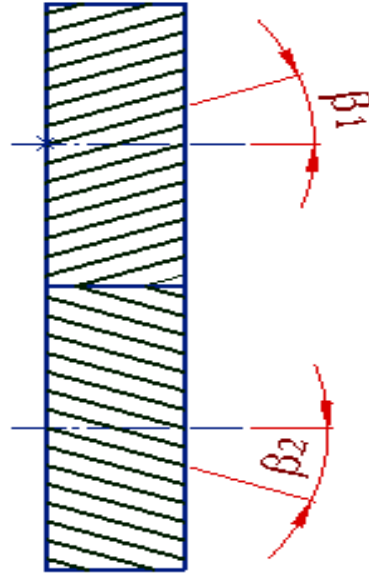
Resim 4.2. Sağ ve sol helis dişli çarklar

Dönme eksenlerinin paralel, dik veya açılı olduğu millerde ve büyük kuvvetlerin yüksek devirde iletilmesinde kullanılır. Resim 4.3’de araçların vites kutularında kullanılan helis dişli çarklar görülmektedir (Özçilingir ve ark., 2006).



Resim 4.3. Araçlarda kullanılan hız kutusu

Eksenleri paralel millerde; eş dişlilerin ayar açıları birbirine eşittir. ($\beta_1 = \beta_2$) olur. Dişlilerin helis yönleri; biri sağ, diğeri sol olmak üzere ters olmak zorundadır. Eksenel kuvvetin büyük olmaması için bu dişlilerde helis ayar açısı $\beta = 20^0$ den fazla olmamalıdır (Şekil 4.1) (Özçilingir ve ark., 2006).



Şekil 4.1. Eksenleri paralel helis dişli çark

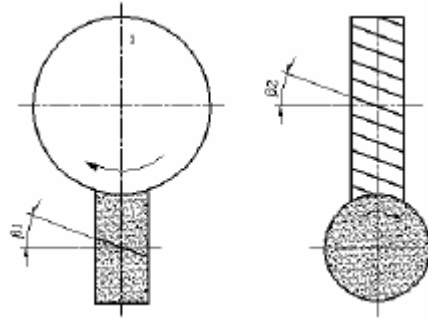


Resim 4.4. Eksenleri paralel helis dişli çarklar

Eksenleri dik millerde; $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ olur. Dişlilerin helis yönleri aynıdır. Çalışma sırasında dişliler birbiri üzerinde sürtünerek ve yuvarlanarak çalıştıkları için fazla aşınır. Kuvvet naklinde kullanılmaları uygun değildir. Hareket iletmede kullanılmaları, daha faydalıdır (Özçilingir ve ark., 2006).



Resim 4.5. Dik (90) çalışan helis dişli çarklar

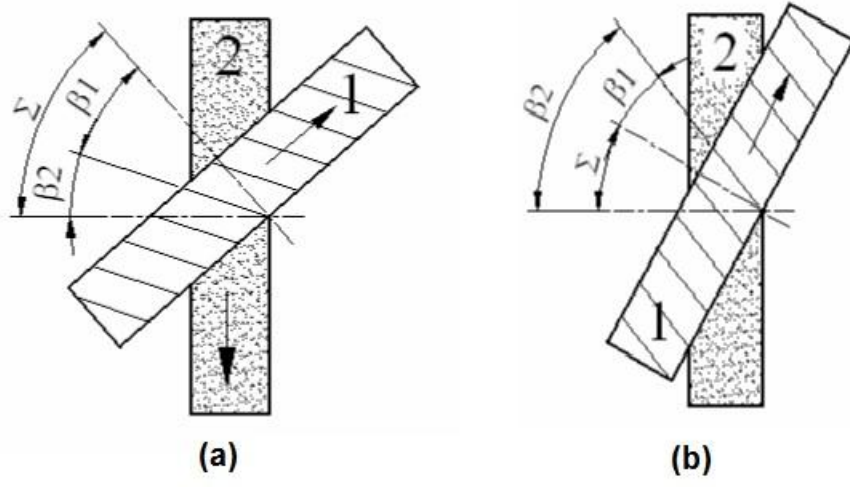


Şekil 4.2. Eksenleri dik çalışan helisel dişli çarkların gösterilmesi

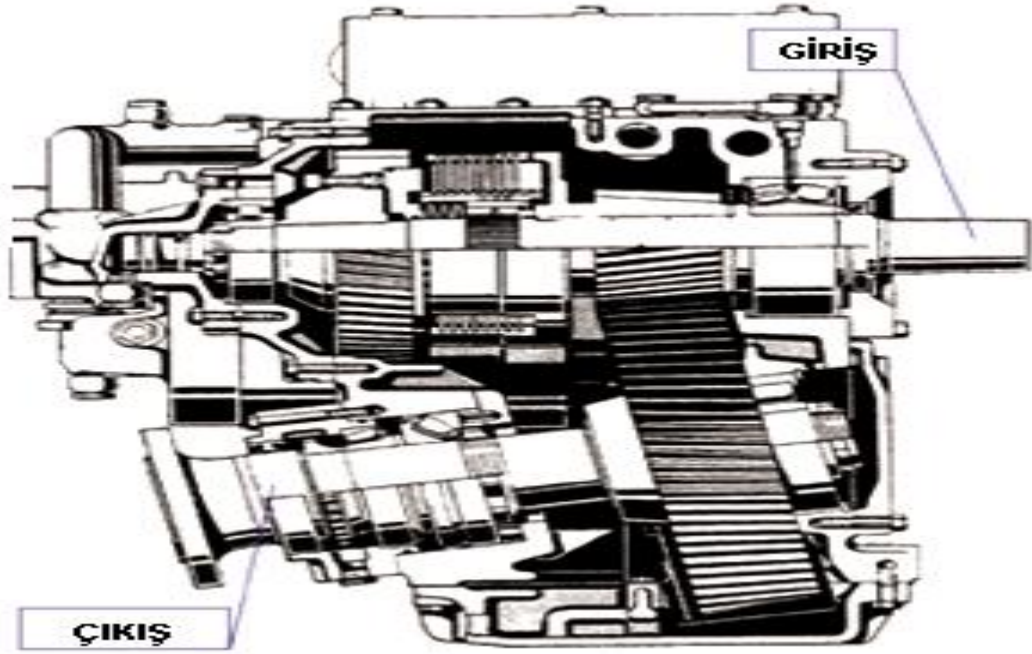
Eksenleri açılı (Σ) millerde;

$\beta_1 < \Sigma > \beta_2$ ise, $\beta_1 + \beta_2 = \Sigma$ olur ve helisler aynı yönlüdür.

$\Sigma < \beta_1 > \beta_2$ ise, $\beta_1 - \beta_2 = \Sigma$ olur ve helisler ters yönlüdür (Şekil 4.3) (Özçilingir ve ark., 2006).



Şekil 4.3. Eksenleri açılı çalışan dişli gösterimi



Resim 4.6. Eksenleri açılı çalışan helis dişli çarklar

Silindirik Helis Dişli Çarkın Silindirik Düz Dişli Çarka Olan Üstünlükleri:

Silindirik helis dişliler birbirlerini düz dişli çarka göre daha kolay kavrar.

Düz dişli çarklara göre daha sessiz çalışır.

Aynı anda birden fazla diş kavradığı için daha fazla kuvvet iletme mümkündür (Özçilingir ve ark., 2006).

4.1. Silindirik Helis Dişli Çarkı Oluşturan Elemanların Tanımı

Çizelge 4.1. Silindirik helis dişli çark elemanları

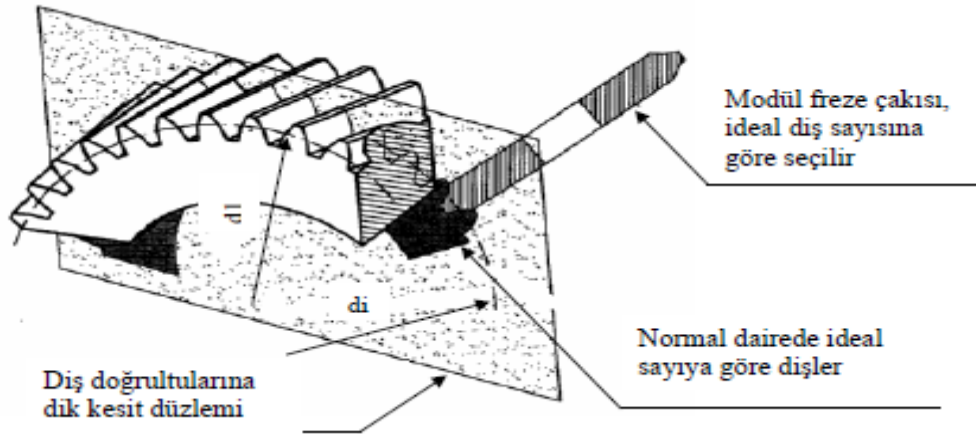
Dişli Elemanı	Simgesi	Tanımı
Helis Ayar Açısı	β	Mil eksenini ile helis eğrisi arasındaki açıdır
Helis Açısı	α	Bölüm dairesi açılımı doğrusu ile helis eğrisi arasındaki açıdır
Helis Adımı	p_h	Bölüm dairesi üzerindeki adımdır
Normal Modül	m_n	Çarkın diş doğrultusuna ,dik kesit profiline ait modüldür (Normal modül, dişlerin açılması için freze çakısının seçiminde kullanılır.)
Normal Adım	P_n	Bölüm dairesinde, helis açısına dik oluşan adımdır. Normal adım, normal modül ile ilgilidir.
Alın Modülü	m_t	Çarkın alın yüzeyindeki diş profiline ait modüldür. Alın modülü, dişli çark bölüm dairesi çapının hesaplanmasında kullanılır.
Alın Adımı	p_t	Helis dişli çarkın, alın yüzeyinde ve bölüm dairesi üzerindeki adımdır
Bölüm Dairesi Çapı	d	Alın modülünü, diş sayısı kadar katlayan değerdeki çaptır
Diş Üstü Dairesi Çapı	d_a	Dişli çarkın diş üstünden geçen dairenin çapıdır
Diş Dibi Çapı	d_f	Dişli çarkın ,dip kısmından geçen dairenin ,çapıdır
Diş Sayısı	z	Dişli çarkın üzerindeki diş sayısıdır
Diş Genişliği	b	Dişli çark genişliğidir
İdeal Diş Sayısı	Z_i	Dişlerin açılmasında kullanılan freze çakısına ait modül numarasının, seçimi için esas alınan teorik diş sayısıdır

4.2. Helisel Dişli Çark Elemanlarının Hesaplanmasında Kullanılan Formüller

Çizelge 4.2. Helisel dişli çark elemanlarının formülleri

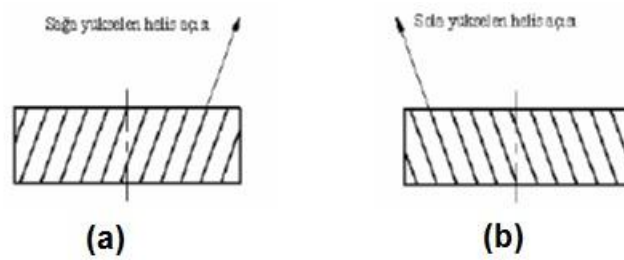
Helisel Dişli Çark Elemanları	Simgesi	Formülü	Formülü	Formülü
Helis Ayar Açısı	$\text{Cos}\beta$	$\text{Cos}\beta = m_n/m_t$	$\text{Cos}\beta = P_n/P_t$	
Normal Adım	P_n	$P_n = \pi * m_n$	$P_n = P_t * \text{Cos}\beta$	$P_n = \pi d \text{Cos}\beta / z$
Alın Adımı	P_t	$P_t = \pi * m_t$	$P_t = P_n / \text{Cos}\beta$	$P_t = \pi m_n / \text{Cos}\beta$
Normal Modül	m_n	$m_n = P_n / \pi$	$m_n = m_t \text{Cos}\beta$	$m_n = d \text{Cos}\beta / z$
Alın Modülü	m_t	$m_t = P_t / \pi$	$m_t = m_n / \text{Cos}\beta$	$m_t = d / z$
Bölüm Dairesi Çapı	d	$d = m_t * z$	$d = m_n * z / \text{Cos}\beta$	$d = z * P_n / \pi \text{Cos}\beta$
Diş Üstü Çapı	d_a	$d_a = d + 2m_n$	$d_a = m_t * (z + 2\text{Cos}\beta)$	
Diş Dibi Çapı	d_f	$d_f = d - 2,33 * m_n$	$d_f = m_t (z - 2,33 \text{Cos}\beta)$	
Diş yüksekliği	h	$h = 2m_n + c$	$h = 2,167 m_t * \text{Cos}\beta$	
Helis Adımı	P_h	$P_h = \pi * d * \tan(90^\circ - \beta)$	$P_h = \pi * d * \text{Cot}\beta$	$P_h = \pi * d / \tan\beta$
Diş Sayısı	z	$z = d / m_t$	$z = d \text{Cos}\beta / m_n$	
İdeal Diş Sayısı	Z_i	$Z_i = z / \text{cos}^3\beta$		
Eksenler Arası Mesafe	a	$a = (d_1 + d_2) / 2$	$a = m_t * (z_1 + z_2) / 2$	$a = m_n * (z_1 + z_2) / (2 \text{Cos}\beta)$
Dişlilerin Çalışma Boşluğu	c			
Diş Genişliği	b	$\sim 10m_n$		

Silindirik helisel dişli çarkın diş doğrultularına dik kesit alındı zaman bir elips oluşur. Elipsin en büyük çapı d_i 'dir ve helisel dişli çarkın gerçek profili d_i çaplı normal daireyle bulunur. Bundan dolayı, normal daireye sığan diş sayısı; ideal diş sayısı olarak, modül çakı numarasını belirler (Şekil 4.4).



Şekil 4.4. Helis dişlinin dik kesit doğrultusu

Silindirik helisel dişli çarkın sağ helisli mi, sol helisli mi olduğunu anlamak için dişli çark, yan yüzeyi üzerine yatırılır ve bu durumda dişler, sağa yükseliyorsa sağ helistir, sola yükseliyorsa sol helistir (Şekil 4.5).

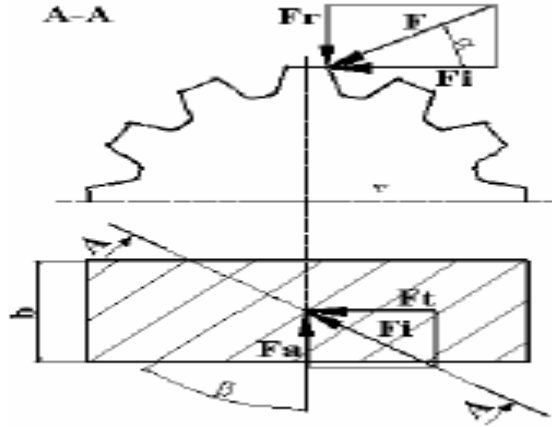


Şekil 4.5. a) Sağ helis dişli çark b) Sol helis dişli çark

Helisel Dişli Çarklarda Kuvvet Analizi:

Silindirik helisel dişli çarkı döndüren (F_t) teğetsel kuvveti ile aksiyel doğrultuda (F_a) büyüklüğünde bir kuvvet doğmaktadır. Bu aksiyel yan kuvvetin kötü tesirlerini yok etmek için aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir.

Dişli çarkın milleri kuvvet yönünde aksiyel (eksenel) yataklarla yataklanmalıdır ve aynı mile başka bir dişli konacaksa ilk dişli ile ters ve aynı helis açısında bir dişli konmalıdır. Ok dişli yapılmalıdır. Dişlilerin birbirini üzerinde çalışma durumlarına göre dişli yanaklarını birbirine dayanmalıdır (Şekil 4.6).



Şekil 4.6. Helis dişli çarklarda oluşan kuvvetler

Solidworkste otomatik silindirik helisel dişli modeli oluşturabilmemiz için belli başlı giriş parametrelerine ihtiyacımız vardır Bunlar: Modül, diş sayısı, helis yönü, basınç açısı, dişli genişliği ve göbek çapıdır.

4.2.1. Tasarımla ilgili giriş parametreleri

Günümüzde farklı modelleme yöntemleri ve programları vardır. En yaygın olarak kullanılan modelleme programı solidworks dır. Modeller bizim mekanizmasını bilmediğimiz olayları anlamamıza, kurguladığımız hipotezleri test etmemize

yardımcı olurlar. Bu nedenle bilim alanında model kullanımı kaçınılmazdır. Ancak, bu çalışmalardan elde edilen verilerin çok büyük bir titizlikle değerlendirilmesi gerekir. Model seçiminde, bulguların genelleştirilebilme ve uyarlanabilme özelliği de mutlaka göz önüne alınmalıdır. Bu çalışmada dişliyi modellemek için solidworks kullanılacaktır. Solidworks de silindirik helis dişliyi modelleyebilmek için aşağıdaki giriş parametrelerini bilmemiz yeterlidir.

Değişen helis açıları için

Çizelge 4.3. Birinci dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	2,5	2,5
Diş Sayısı	z	40	80
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	10°	10°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

Çizelge 4.4. İkinci dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	2,5	2,5
Diş Sayısı	z	40	80
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	15°	15°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

Çizelge 4.5. Üçüncü dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	2,5	2,5
Diş Sayısı	z	40	80
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	20°	20°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

Çizelge 4.6. Dördüncü dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	2,5	2,5
Diş Sayısı	z	40	80
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	25°	25°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

Çizelge 4.7. Beşinci dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	2,5	2,5
Diş Sayısı	z	40	80
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	30°	30°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

Değişik Diş Sayıları İçin**Çizelge 4.8.** Altıncı dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	2,5	2,5
Diş Sayısı	z	20	40
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	30°	30°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

Çizelge 4.9. Yedinci dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	2,5	2,5
Diş Sayısı	z	25	50
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	30°	30°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

Çizelge 4.10. Sekizinci dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	2,5	2,5
Diş Sayısı	z	30	60
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	30°	30°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

Çizelge 4.11. Dokuzuncu dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	2,5	2,5
Diş Sayısı	z	35	70
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	30°	30°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

Çizelge 4.12. Onuncu dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	2,5	2,5
Diş Sayısı	z	40	80
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	30°	30°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

Değişik Modüller İçin:

Çizelge 4.13. Onbirinci dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	1	1
Diş Sayısı	z	40	80
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	30°	30°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

Çizelge 4.14. Onikinci dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	1,5	1,5
Diş Sayısı	z	40	80
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	30°	30°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

Çizelge 4.15. Onüçüncü dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	2	2
Diş Sayısı	z	40	80
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	30°	30°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

Çizelge 4.16. Ondördüncü dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	2,5	2,5
Diş Sayısı	z	40	80
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	30°	30°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

Çizelge 4.17. Onbeşinci dişlinin giriş parametreleri

Parametreler	Simgeler	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Modülü	mn	3	3
Diş Sayısı	z	40	80
Helis Yönü		Sola Helis	Sağa Helis
Helis Açısı	β	30°	30°
Basınç Açısı		20°	20°
Dişli Genişliği	b	20 mm	20 mm
Göbek Çapı		20 mm	20 mm

4.2.2. Tasarımla ilgili çıkış parametreleri

Çizelge 4.18. Birinci dişlinin çıkış parametreleri

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	m_t	$m_n/\cos \beta$	2,5385 mm	2,5385 mm
Bölüm dairesi çapı	d_1	$m_t.z_1$	101,5426 mm	203,0853 mm
Diş üstü çapı	d_{a1}	$d_1+ 2m_n$	106,5426 mm	208,0853mm
Diş Dibi Çapı	d_{f1}	$d_1-2,33. m_n$	95,7176 mm	197,2603 mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167.m_n$	0.4175 mm	0.4175 mm
Diş yüksekliği	h_1	$2m_n + c$	5, 4175 mm	5, 4175 mm
Helis adımı	p_h	$\pi . d_1 .\tan (90^\circ - \beta)$	1809,17 mm	3618,34 mm
Normal Adım	P_{n1}	$\pi.d_1. \cos \beta/z_1$	7,8539	7,8539
Alın Adımı	P_{t1}	$P_{n1}/\cos \beta$	7,9751	7,9751
Eksenler Arası Mesafe	a	$(d_1+d_2)/2$	152,3139 mm	

Çizelge 4.19. İkinci dişlinin çıkış parametreleri

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	m_t	$m_n/\cos \beta$	2,5881 mm	2,5881 mm
Bölüm dairesi çapı	d_1	$m_t.z_1$	103,5276 mm	207,0552 mm
Diş üstü çapı	d_{a1}	$d_1+ 2m_n$	108,5276 mm	212,0552 mm
Diş Dibi Çapı	d_{f1}	$d_1-2,33. m_n$	97,7026 mm	201,2302 mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167.m_n$	0.4175 mm	0.4175 mm
Diş yüksekliği	h_1	$2m_n + c$	5, 4175 mm	5, 4175 mm
Helis adımı	p_h	$\pi . d_1 . \tan (90^\circ - \beta)$	1213,81 mm	2427,63 mm
Normal Adım	P_{n1}	$\pi.d_1. \cos \beta/z_1$	7,8539	7,8539
Alın Adımı	P_{t1}	$P_{n1}/\cos \beta$	8,131	8,131
Eksenler Arası Mesafe	a	$(d_1+d_2)/2$	155,2914 mm	

Çizelge 4.20. Üçüncü dişlinin çıkış parametreleri

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	m_t	$m_n/\cos \beta$	2,6604 mm	2,6604 mm
Bölüm dairesi çapı	d_1	$m_t.z_1$	106,4177 mm	212,8355 mm
Diş üstü çapı	d_{a1}	$d_1 + 2m_n$	111,4177 mm	217,8355 mm
Diş Dibi Çapı	d_{f1}	$d_1 - 2,33 \cdot m_n$	100,5927 mm	207,0105 mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167 \cdot m_n$	0.4175 mm	0.4175 mm
Diş yüksekliği	h_1	$2m_n + c$	5, 4175 mm	5, 4175 mm
Helis adımı	p_h	$\pi \cdot d_1 \cdot \tan (90^\circ - \beta)$	918,53 mm	1837,08 mm
Normal Adım	P_{n1}	$\pi \cdot d_1 \cdot \cos \beta / z_1$	7,8539	7,8539
Alın Adımı	P_{t1}	$P_{n1} / \cos \beta$	8,358	8,358
Eksenler Arası Mesafe	a	$(d_1 + d_2) / 2$	159,6266 mm	

Çizelge 4.21. Dördüncü dişlinin çıkış parametreler

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	mt	$mn/\cos \beta$	2,7584 mm	2,7584 mm
Bölüm dairesi çapı	d1	$mt.z1$	110,3377 mm	220,6755 mm
Diş üstü çapı	da1	$d1+ 2mn$	115,3377 mm	225,6755 mm
Diş Dibi Çapı	df1	$d1-2,33. mn$	104,5127 mm	214,8505 mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167.mn$	0.4175 mm	0.4175 mm
Diş yüksekliği	h1	$2mn + c$	5, 4175 mm	5, 4175 mm
Helis adımı	ph	$\pi . d1 .\tan (90^\circ - \beta)$	743,36 mm	1486,72 mm
Normal Adım	Pn1	$\pi.d1. \cos \beta/z1$	7,8539	7,8539
Alın Adımı	Pt1	$Pn1/\cos \beta$	8,6659	8,6659
Eksenler Arası Mesafe	a	$(d1+d2)/2$	165,5066 mm	

Çizelge 4.22. Beşinci dişlinin çıkış parametreler

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	mt	$mn/\cos \beta$	2,8867 mm	2,8867 mm
Bölüm dairesi çapı	d1	$mt.z1$	115,47 mm	230,9401 mm
Diş üstü çapı	da1	$d1+ 2mn$	120,47 mm	235,9401 mm
Diş Dibi Çapı	df1	$d1-2,33. mn$	109,645 mm	225,1151 mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167.mn$	0.4175 mm	0.4175 mm
Diş yüksekliği	h1	$2mn + c$	5, 4175 mm	5, 4175 mm
Helis adımı	ph	$\pi . d1 .\tan (90^\circ - \beta)$	628,31 mm	1256,63 mm
Normal Adım	Pn1	$\pi.d1. \cos \beta/z1$	7,8539	7,8539
Alın Adımı	Pt1	$Pn1/\cos \beta$	9,0689	9,0689
Eksenler Arası Mesafe	a	$(d1+d2)/2$	173,205 mm	

Çizelge 4.23. Altıncı dişlinin çıkış parametreler

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	m_t	$m_n/\cos \beta$	2,8867 mm	2,8867 mm
Bölüm dairesi çapı	d_1	$m_t.z_1$	57,735 mm	115,47 mm
Diş üstü çapı	d_{a1}	$d_1+ 2m_n$	62,735 mm	120,47 mm
Diş Dibi Çapı	d_{f1}	$d_1-2,33. m_n$	51,91 mm	109,72 mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167.m_n$	0.4175 mm	0.4175 mm
Diş yüksekliği	h_1	$2m_n + c$	5, 4175 mm	5, 4175 mm
Helis adımı	p_h	$\pi . d_1 . \tan (90^\circ - \beta)$	314,15 mm	628,31 mm
Normal Adım	P_{n1}	$\pi.d_1. \cos \beta/z_1$	7,8539	7,8539
Alın Adımı	P_{t1}	$P_{n1}/\cos \beta$	9,0689	9,0689
Eksenler Arası Mesafe	a	$(d_1+d_2)/2$	86,6025 mm	

Çizelge 4.24. Yedinci dişlinin çıkış parametreler

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	m_t	$m_n/\cos \beta$	2,8867 mm	2,8867 mm
Bölüm dairesi çapı	d_1	$m_t.z_1$	72,1687 mm	144,3375 mm
Diş üstü çapı	d_{a1}	$d_1+ 2m_n$	77,1687 mm	149,3375 mm
Diş Dibi Çapı	d_{f1}	$d_1-2,33. m_n$	66,3437 mm	138,5125 mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167.m_n$	0,4175 mm	0.4175 mm
Diş yüksekliği	h_1	$2m_n + c$	5,4175 mm	5, 4175 mm
Helis adımı	p_h	$\pi . d_1 . \tan (90^\circ - \beta)$	392,69 mm	785,3977 mm
Normal Adım	P_{n1}	$\pi.d_1. \cos \beta/z_1$	7,8539	7,8539
Alın Adımı	P_{t1}	$P_{n1}/\cos \beta$	9,0689	9,0689
Eksenler Arası Mesafe	a	$(d_1+d_2)/2$	108,2531 mm	

Çizelge 4.25. Sekizinci dişlinin çıkış parametreler

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	m_t	$m_n/\cos \beta$	2,8867 mm	2,8867 mm
Bölüm dairesi çapı	d_1	$m_t.z_1$	86,6025 mm	173,205 mm
Diş üstü çapı	d_{a1}	$d_1+ 2m_n$	91,6025 mm	178,205 mm
Diş Dibi Çapı	d_{f1}	$d_1-2,33. m_n$	80,7775 mm	167,38 mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167.m_n$	0.4175 mm	0.4175 mm
Diş yüksekliği	h_1	$2m_n + c$	5, 4175 mm	5, 4175 mm
Helis adımı	p_h	$\pi . d_1 . \tan (90^\circ - \beta)$	471,23 mm	942,4773 mm
Normal Adım	P_{n1}	$\pi.d_1. \cos \beta/z_1$	7,8539	7,8539
Alın Adımı	P_{t1}	$P_{n1}/\cos \beta$	9,0689	9,0689
Eksenler Arası Mesafe	a	$(d_1+d_2)/2$	129,9037 mm	

Çizelge 4.26. Dokuzuncu dişlinin çıkış parametreler

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	m_t	$m_n/\cos \beta$	2,8867 mm	2,8867 mm
Bölüm dairesi çapı	d_1	$m_t.z_1$	101,0362 mm	202,0725 mm
Diş üstü çapı	d_{a1}	$d_1+ 2m_n$	106,0362 mm	207,0725 mm
Diş Dibi Çapı	d_{f1}	$d_1-2,33. m_n$	95,2112 mm	196,2475 mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167.m_n$	0.4175 mm	0.4175 mm
Diş yüksekliği	h_1	$2m_n + c$	5, 4175 mm	5, 4175 mm
Helis adımı	p_h	$\pi . d_1 . \tan (90^\circ - \beta)$	549,77 mm	1099,55 mm
Normal Adım	P_{n1}	$\pi.d_1. \cos \beta/z_1$	7,8539	7,8539
Alın Adımı	P_{t1}	$P_{n1}/\cos \beta$	9,0689	9,0689
Eksenler Arası Mesafe	a	$(d_1+d_2)/2$	151,5543 mm	

Çizelge 4.27. Onuncu dişlinin çıkış parametreler

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	m_t	$m_n/\cos \beta$	2,8867 mm	2,8867 mm
Bölüm dairesi çapı	d_1	$m_t \cdot z_1$	115,47 mm	230,9401 mm
Diş üstü çapı	d_{a1}	$d_1 + 2m_n$	120,47 mm	235,9401 mm
Diş Dibi Çapı	d_{f1}	$d_1 - 2,33 \cdot m_n$	109,645 mm	225,1151 mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167 \cdot m_n$	0.4175 mm	0.4175 mm
Diş yüksekliği	h_1	$2m_n + c$	5, 4175 mm	5, 4175 mm
Helis adımı	p_h	$\pi \cdot d_1 \cdot \tan (90^\circ - \beta)$	628,31 mm	1256,63 mm
Normal Adım	P_{n1}	$\pi \cdot d_1 \cdot \cos \beta / z_1$	7,8539	7,8539
Alın Adımı	P_{t1}	$P_{n1}/\cos \beta$	9,0689	9,0689
Eksenler Arası Mesafe	a	$(d_1 + d_2)/2$	173,205 mm	

Çizelge 4.28. Onbirinci dişlinin çıkış parametreler

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	m_t	$m_n/\cos \beta$	1,1547 mm	1,1547 mm
Bölüm dairesi çapı	d_1	$m_t.z_1$	46,188 mm	92,376 mm
Diş üstü çapı	d_{a1}	$d_1+ 2m_n$	48,188 mm	94,376 mm
Diş Dibi Çapı	d_{f1}	$d_1-2,33. m_n$	43,858 mm	90,046mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167.m_n$	0,167 mm	0,167 mm
Diş yüksekliği	h_1	$2m_n + c$	2, 167 mm	2, 167 mm
Helis adımı	p_h	$\pi . d_1 . \tan (90^\circ - \beta)$	251,32 mm	502,65 mm
Normal Adım	P_{n1}	$\pi.d_1. \cos \beta/z_1$	3,1415	3,1415
Alın Adımı	P_{t1}	$P_{n1}/\cos \beta$	3,6275	3,6275
EksenlerArasıMesafe	a	$(d_1+d_2)/2$	69,282 mm	

Çizelge 4.29. Onikici dişlinin çıkış parametreler

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	m_t	$m_n/\cos \beta$	1,732 mm	1,732 mm
Bölüm dairesi çapı	d_1	$m_t.z_1$	69,282 mm	138,564 mm
Diş üstü çapı	d_{a1}	$d_1+ 2m_n$	72,282 mm	141,564 mm
Diş Dibi Çapı	d_{f1}	$d_1-2,33. m_n$	65,787 mm	135,069 mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167.m_n$	0,2505 mm	0,2505 mm
Diş yüksekliği	h_1	$2m_n + c$	3, 2505 mm	3, 2505 mm
Helis adımı	p_h	$\pi . d_1 . \tan (90^\circ - \beta)$	376,99 mm	753,98 mm
Normal Adım	P_{n1}	$\pi.d_1. \cos \beta/z_1$	4,7123	4,7123
Alın Adımı	P_{t1}	$P_{n1}/\cos \beta$	5,4413	5,4413
Eksenler Arası Mesafe	a	$(d_1+d_2)/2$	103,923 mm	

Çizelge 4.30. Onüçüncü dişlinin çıkış parametreler

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	m_t	$m_n/\cos \beta$	2,3094 mm	2,3094 mm
Bölüm dairesi çapı	d_1	$m_t.z_1$	92,376 mm	184,752 mm
Diş üstü çapı	d_{a1}	$d_1+ 2m_n$	96,376 mm	188,752 mm
Diş Dibi Çapı	d_{f1}	$d_1-2,33. m_n$	87,716 mm	180,092 mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167.m_n$	0,334 mm	0,334 mm
Diş yüksekliği	h_1	$2m_n + c$	4, 334 mm	4,334 mm
Helis adımı	p_h	$\pi . d_1 .\tan (90^\circ - \beta)$	502,65 mm	1005,3 mm
Normal Adım	P_{n1}	$\pi.d_1. \cos \beta/z_1$	6,2831	6,2831
Alın Adımı	P_{t1}	$P_{n1}/\cos \beta$	7,2551	7,2551
EksenlerArasıMesafe	a	$(d_1+d_2)/2$	138,564 mm	

Çizelge 4.31. Ondördüncü dişlinin çıkış parametreler

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	m_t	$m_n/\cos \beta$	2,8867 mm	2,8867 mm
Bölüm dairesi çapı	d_1	$m_t.z_1$	115,47 mm	230,9401 mm
Diş üstü çapı	d_{a1}	$d_1+ 2m_n$	120,47 mm	235,9401 mm
Diş Dibi Çapı	d_{f1}	$d_1-2,33. m_n$	109,645 mm	225,1151 mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167.m_n$	0.4175 mm	0.4175 mm
Diş yüksekliği	h_1	$2m_n + c$	5, 4175 mm	5, 4175 mm
Helis adımı	p_h	$\pi . d_1 . \tan (90^\circ - \beta)$	628,31 mm	1256,63 mm
Normal Adım	P_{n1}	$\pi.d_1. \cos \beta/z_1$	7,8539	7,8539
Alın Adımı	P_{t1}	$P_{n1}/\cos \beta$	9,0689	9,0689
Eksenler Arası Mesafe	a	$(d_1+d_2)/2$	173,205 mm	

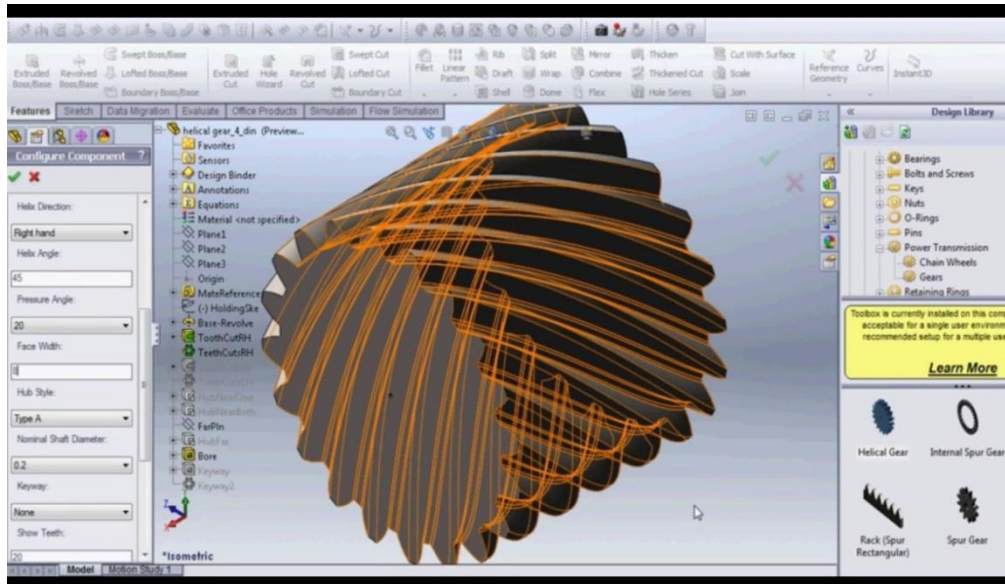
Çizelge 4.32. Onbeşinci dişlinin çıkış parametreler

Parametreler	Simgeler	Formüller	Küçük Dişli	Büyük Dişli
Alın Modülü	m_t	$m_n/\cos \beta$	3,4641 mm	3,4641 mm
Bölüm dairesi çapı	d_1	$m_t.z_1$	138,564 mm	277,1281 mm
Diş üstü çapı	d_{a1}	$d_1+ 2m_n$	144,564 mm	283,1281mm
Diş Dibi Çapı	d_{f1}	$d_1-2,33. m_n$	131,574 mm	270,1381mm
Dişlerin çalışma boşluğu	c	$0,167.m_n$	0.501 mm	0.501 mm
Diş yüksekliği	h_1	$2m_n + c$	6, 0.501 mm	6, 501 mm
Helis adımı	p_h	$\pi . d_1 .\tan(90^\circ - \beta)$	753,98 mm	1507,96 mm
Normal Adım	P_{n1}	$\pi.d_1. \cos \beta/z_1$	9,4247	9,4247
Alın Adımı	P_{t1}	$P_{n1}/\cos \beta$	10,8827	10,8827
Eksenler Arası Mesafe	a	$(d_1+d_2)/2$	207,846 mm	

5. MODELLEME

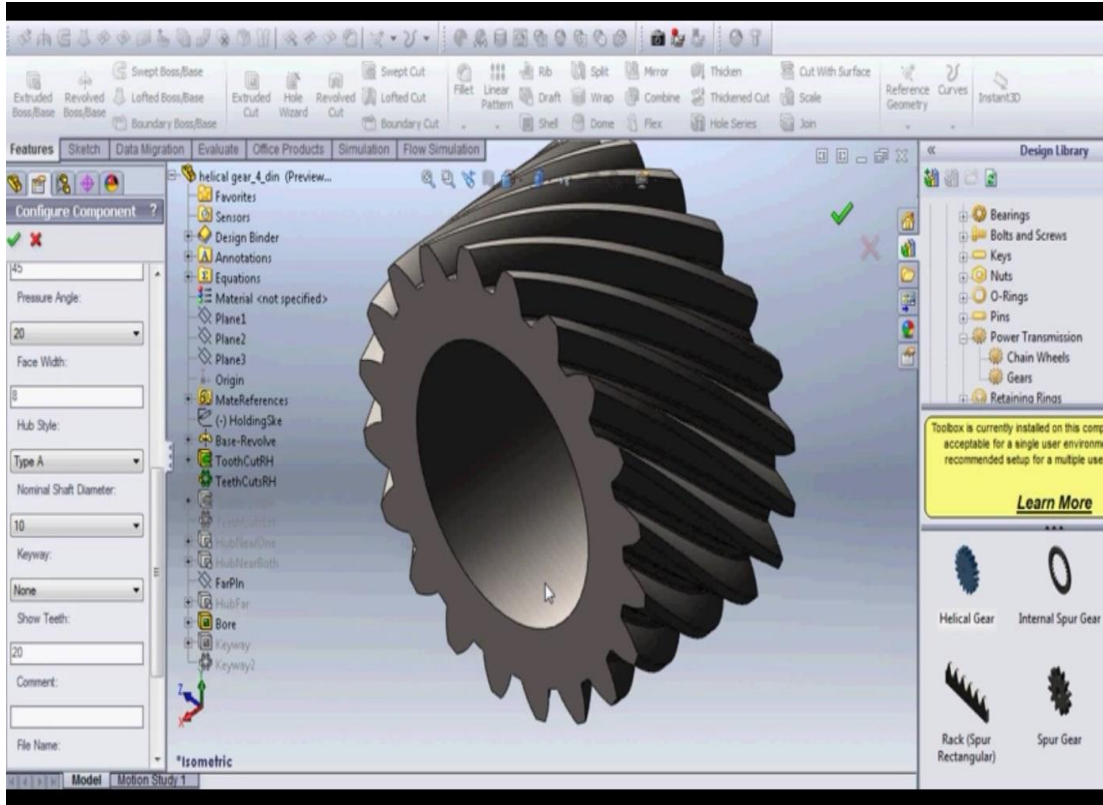
Nesnelerin içi dolu üç boyutlu olarak çizilmesine katı model (Solid model) denir. Üç boyutlu katı modellemede çizilen parça fiziki ve malzeme özellikleri bakımında gerçek nesneyi tam olarak ifade etmektedir. Bir katı modelin; ağırlığı, ağırlık merkezi, hacmi, kütsel eylemsizlik momentleri gibi özellikleri malzeme tanımlanmak koşuluyla CAD yazılımıyla hesaplanabilir. Katı modelleme çalışmalarını değişik CAD yazılımlarıyla yapmak mümkündür. CAD yazılımlarının temel çalışma prensipleri birbirine oldukça benzer; ancak çalışma fonksiyonelliklerinde farklılıklar mevcuttur. Bundan dolayı bir parçanın modellenmesi değişik CAD yazılımlarında farklı biçimlerde yapılabilir (Güler, 2005).

Bu çalışmada SOLIDWORKS kullanıldı. Solidworksün toolbox menüsünden silindirik helisel dişli seçilip giriş parametreleri seçildiğinde program çizimi otomatik olarak gerçekleştirilmiştir (Şekil 5.1).



Şekil 5.1. Dişli parametrelerinin girildiği kısım

Parametreler girilip en son dişlinin göbek çapı seçildikten sonra 3d modelleme tamamlanmıştır (Şekil 5.2).



Şekil 5.2. Örnek silindirik helisel dişli modeli

Çizelge 5.1. Esas alınan malzemenin özellikleri ve kimyasal bileşimi

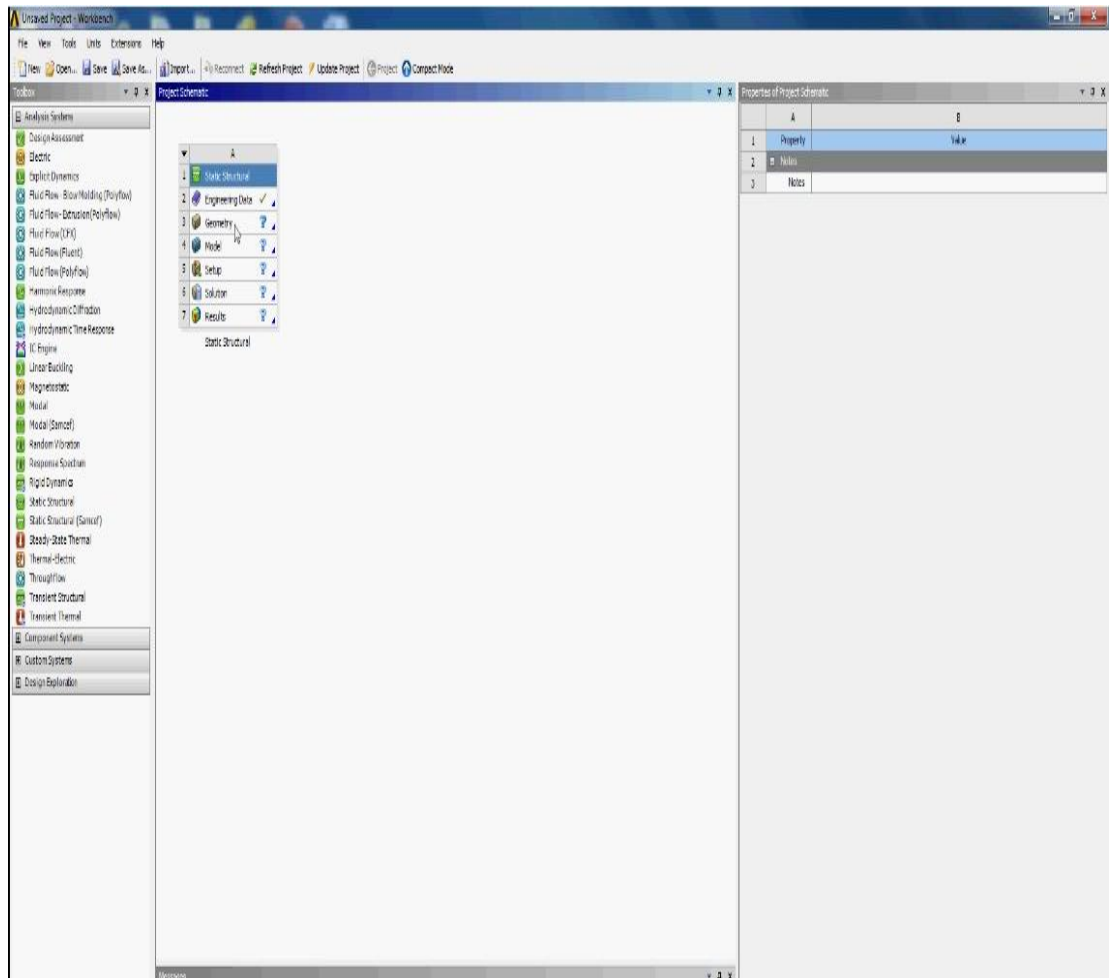
Özellik		34CrNiMo6
Yoğunluk	kg/m ³	7870
Elastisite Modülü	GPa	206
Maksimum Çekme Mukavemeti	MPa	965
Akma Mukavemeti	MPa	750
Poisson Oranı	-	0,3
Temas Yorulması Sınırı	MPa	1160
Eğilme Yorulması Sınırı	MPa	705
Diş Sertliği–Yüzey	HV	600
Diş Sertliği–İç	HV	300
Temas Yük Tekrar Sayısı	-	1,00E+08
Temas için Wohler Eğrisi Üssü	-	10
Eğilme Yük Tekrar Sayısı	-	3,00E+06
Eğilme için Wohler Eğrisi Üssü	-	9
Kimyasal Bileşim (% ağırlık)	(0,30~0,38) C; (0,10~0,40) Si; (0,40~0,70) Mn; (<0,03) P; (<0,03) S; (1,40~1,70) Cr; (0,15~0,35) Mo; (1,40~1,70) Ni	

Analizlerde kolaylık sağlaması amacıyla yataklarda, millerde, kamalarda, küçük ve büyük dişli çarklarda aynı malzemeler kullanılmıştır (Erdin, 2009).

6. GERİLME ANALİZİ

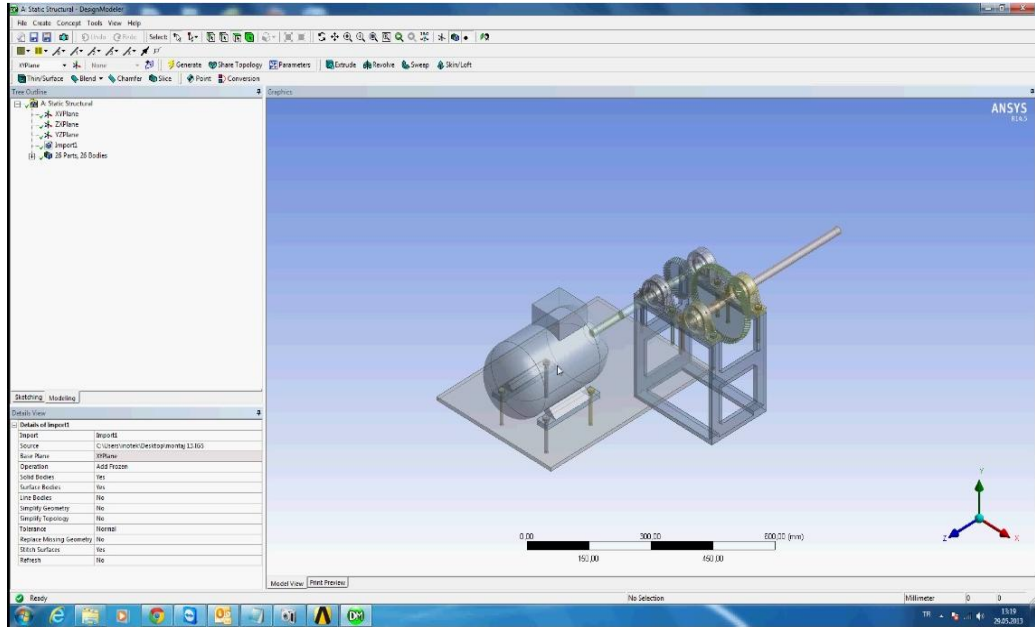
6.1. Analiz Prosedür ve Aşamaları

Bu çalışmada analiz programı olarak ANSYS kullanıldı. İlk aşamada menüden statik gerilme analizi seçildi (Şekil 6.1).



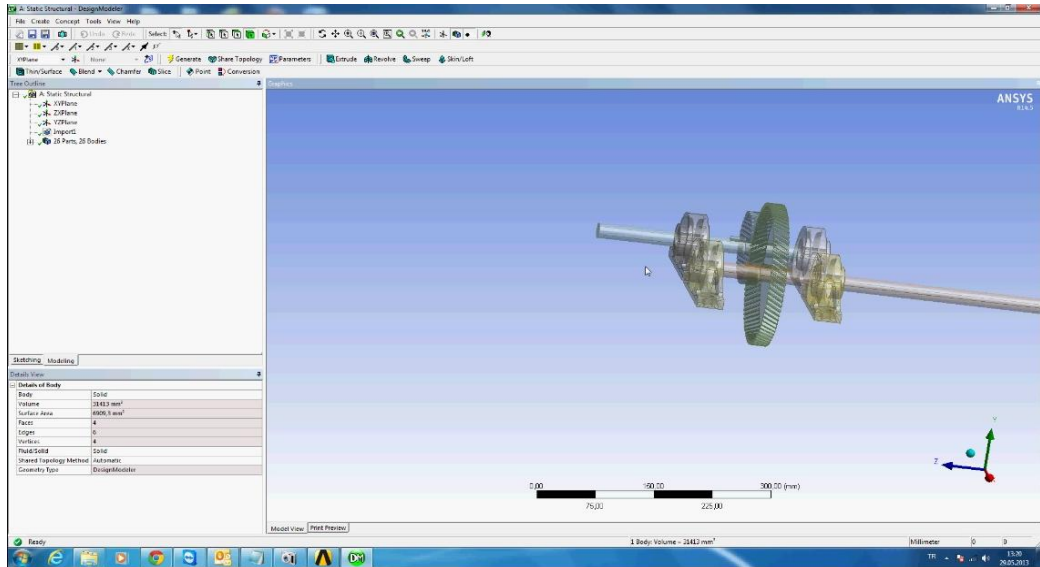
Şekil 6.1. ANSYS statik gerilme analizi

İkinci aşamada analiz çeşidi seçildikten sonra SOLIDWORKS de çizilip malzemesi atanan dişliler ANSYS uzantısı olan IGS formatına dönüştürülmüştür. ANSYS e çizimler çağrılıp analiz yapılacak model oluşturulmuştur (Şekil 6.2).



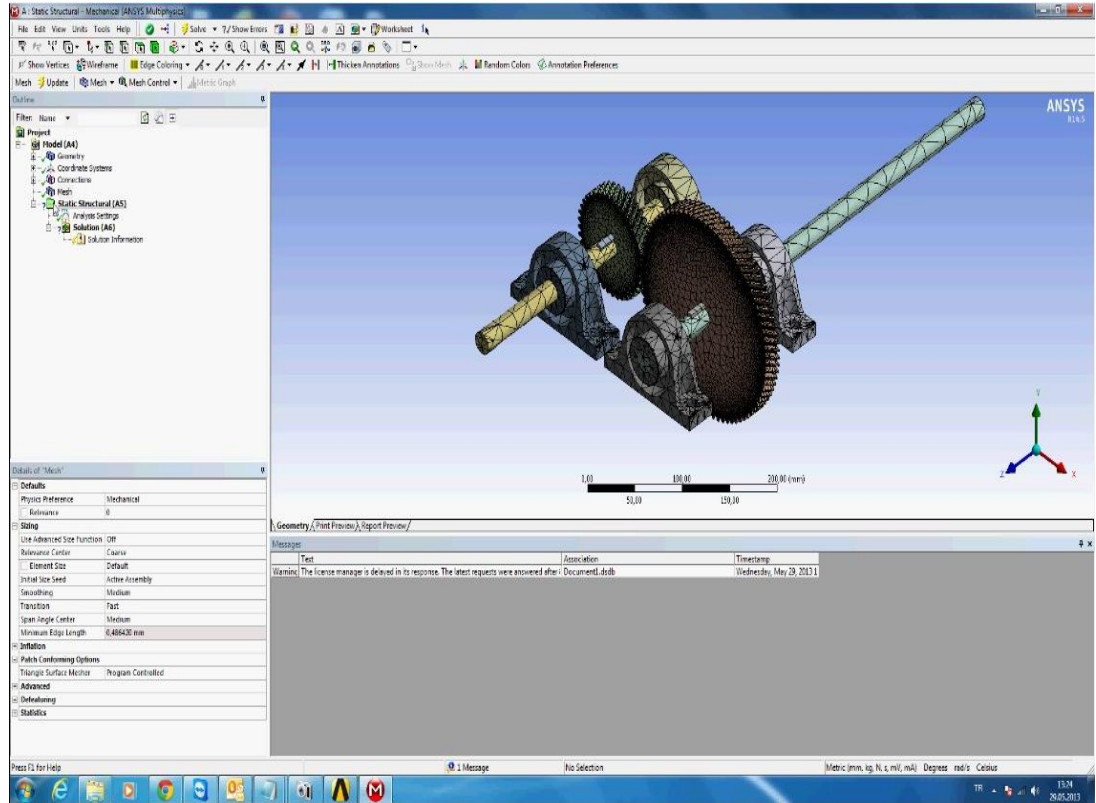
Şekil 6.2. Modelin çağrılması

Üçüncü aşamada analize dahil edilmeyen parçalar modelde etkisizleştiriliyor. Böylece gerksiz parçaların hesap yükünden kurtulup sadece dişlilerdeki gerilmeleri inceleyebiliriz (Şekil 6.3).



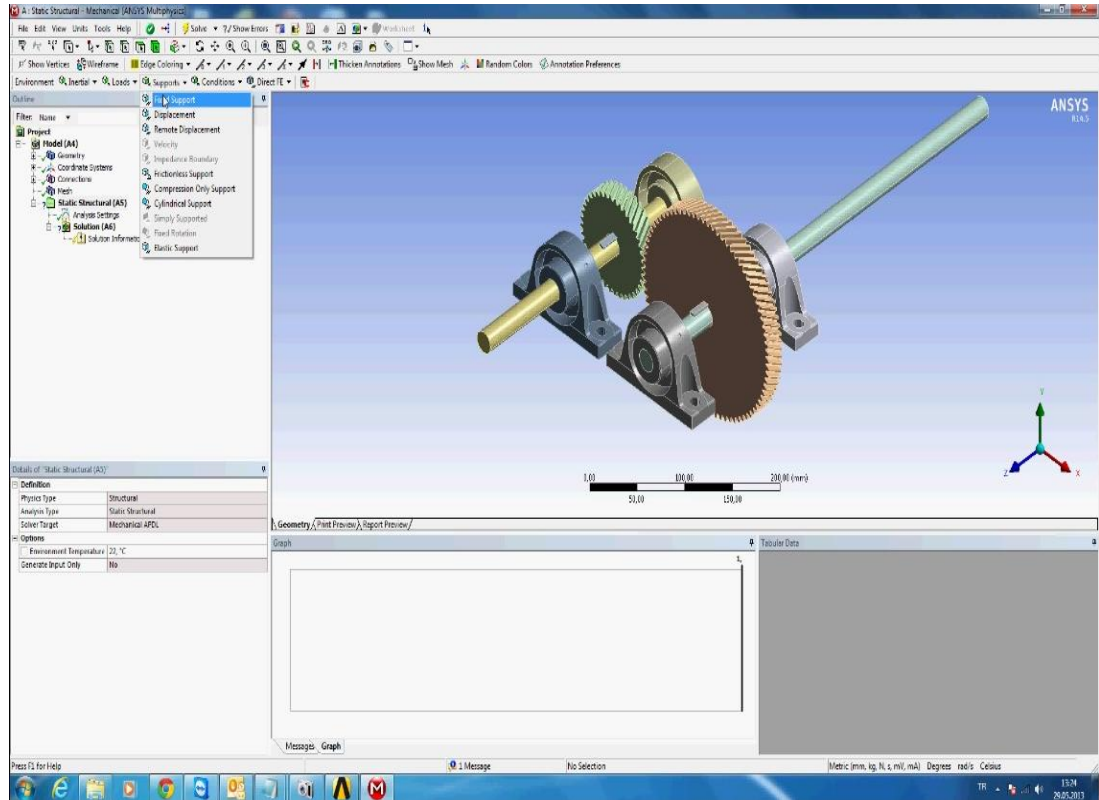
Şekil 6.3. Analiz dışı parçaların çıkarıldığı kısım

Dördüncü aşamada meshleme yapılıyor ve parçalar tezin temeli olan sonlu elemanlara ayrılmış oluyor. Bu çalışmada bilgisayarın hesap yükünü azaltmak ve işlem hızından kazanmak için kaba mesh atılmış bulunmaktadır. Ancak hata payını milize etmek için daha yüksek kapasiteli bilgisayarlar kullanılarak daha ince mesh atılabilir. Böylece yapılan analizlerdeki hata payı milimize edilebilir (Şekil 6.4).



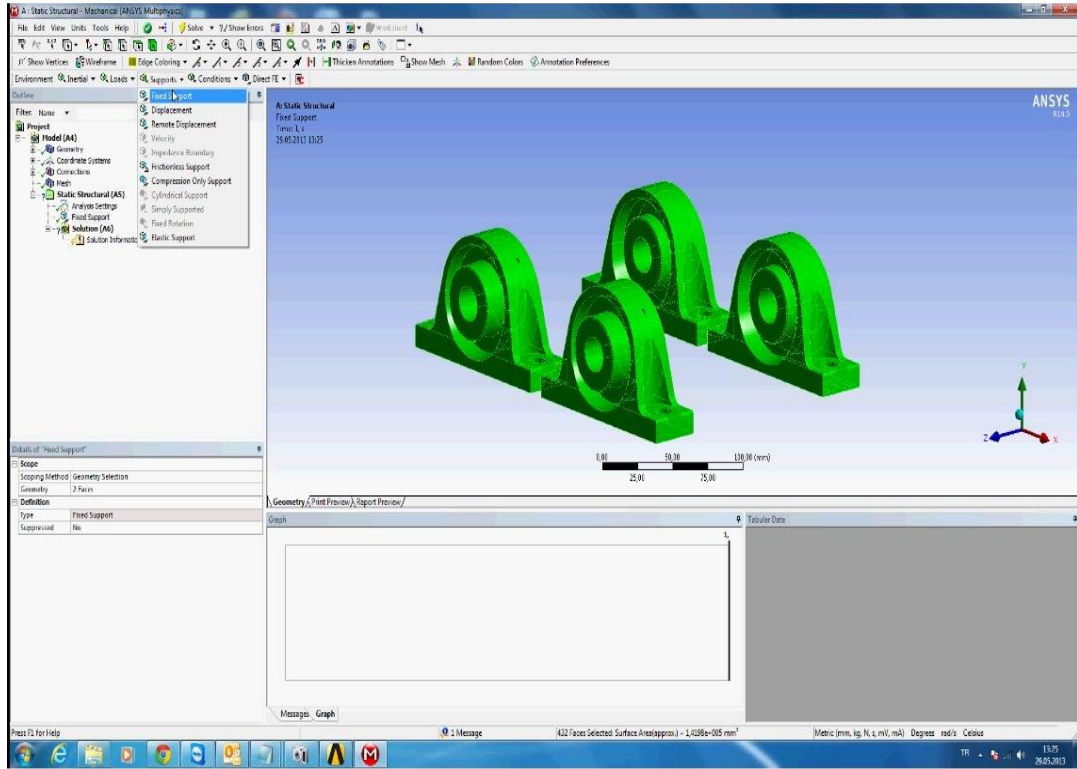
Şekil 6.4. Meshlemenin yapıldığı kısım

Analizin beşinci aşamasında yataklar sabitlenir. Esasında analizde yataklar ve millerde gerilme analizine dahil değildir. Fakat hareketli olan dişlilerin boşlukta sabit herhangi bir parçayı referans alması gerekmektedir. Ancak bu şekilde dişlilerin montajda belli bir eksen etrafında dönmesi sağlanabilmektedir. Bu durum bize analiz programının gerçek koşulları birebir simüle ettiğini göstermektedir (Şekil 6.5).



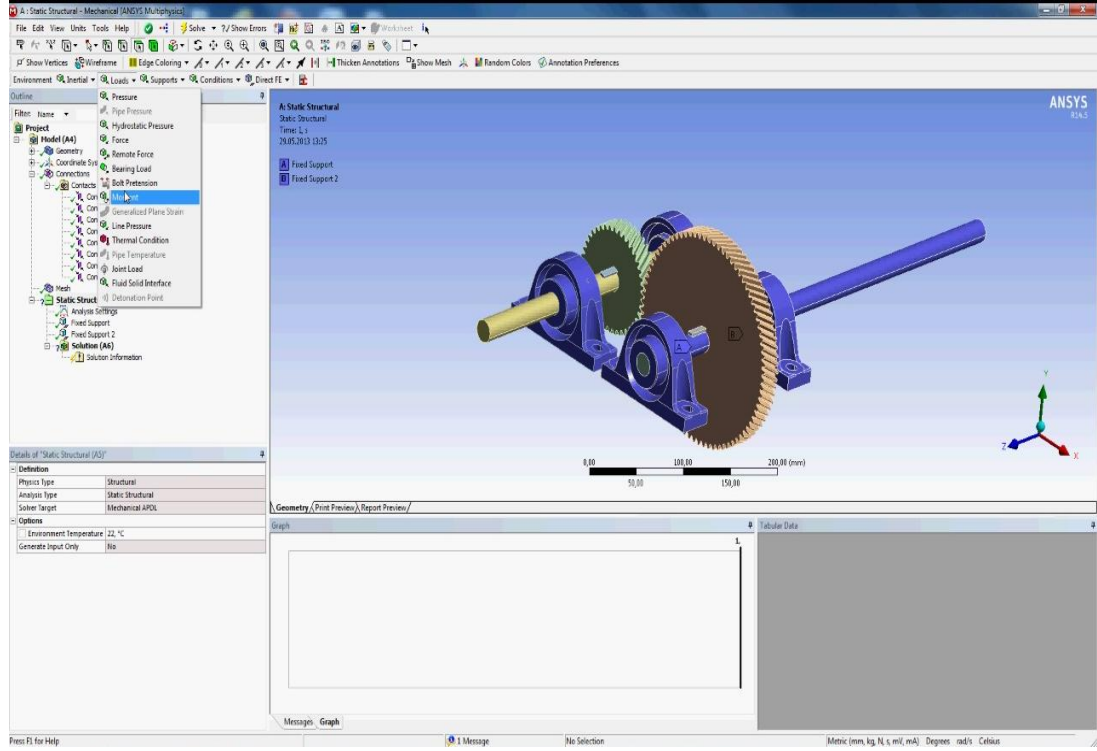
Şekil 6.5. Modelde bazı parçaların sabitlendiği kısım

Yatakarın sabitlendikten sonraki hali. Bu kısımda diğer parçalar etkisizleştirilip sadece yataklar görünür bırakılır. Ardından bütün yüzeyler seçilip fixlenir ve böylece hareketli olan dişliler sabit yatakları montajda kendilerine referans kabul eder (Şekil 6.6).



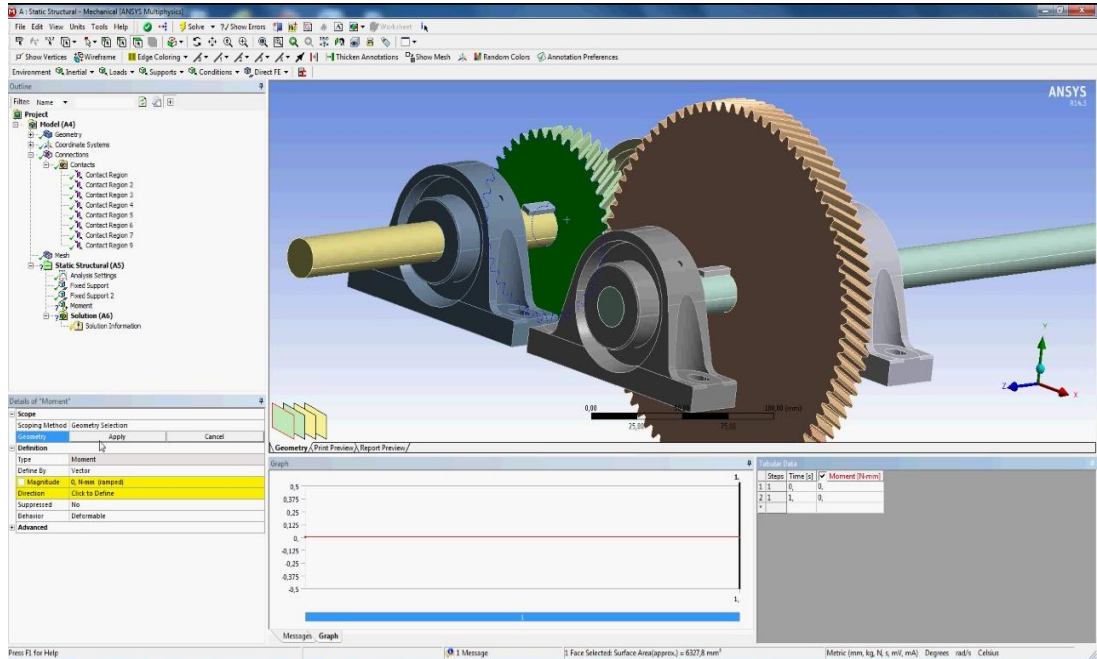
Şekil 6.6. Yatakların fixlendiği kısım

Araçlar menüsünden moment komutu seçilir (Şekil 6.7).



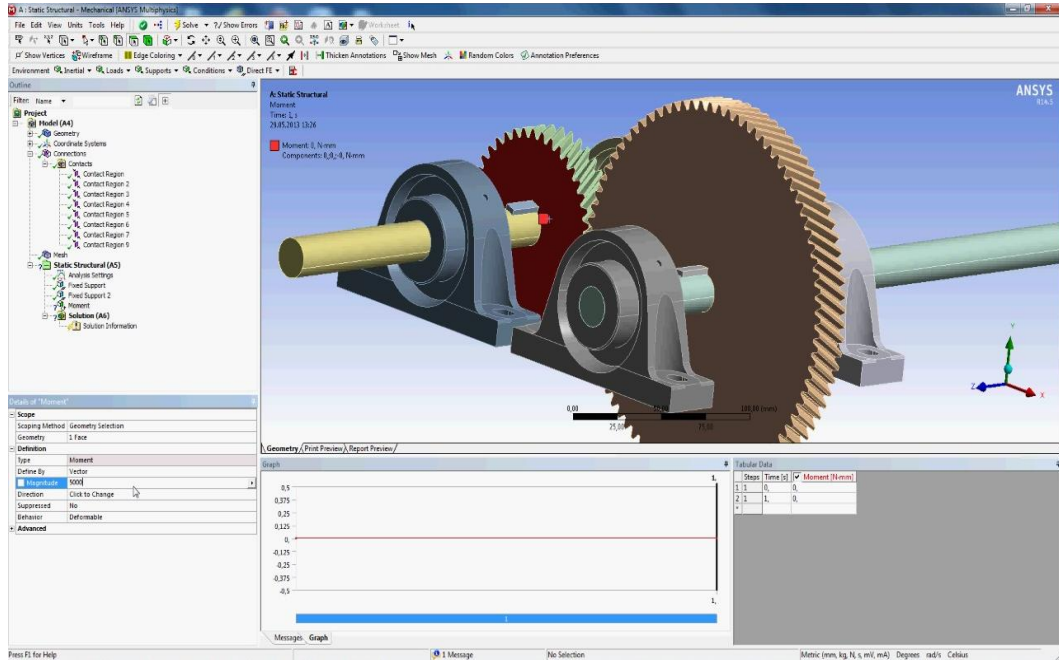
Şekil 6.7. Küçük dişliye moment girildiği kısım

Sonraki aşamada moment verilecek dişlinin yüzeyi seçilir. Burada küçük dişli seçilip büyük dişli sabit tutulmaktadır. Böylelikle dişliler statik yük altına girer aksi halde büyük dişli boşa düşer ve yükü ne kadar arttırsak arttıralım dişliler boşa dönmeye devam ederler (Şekil 6.8).



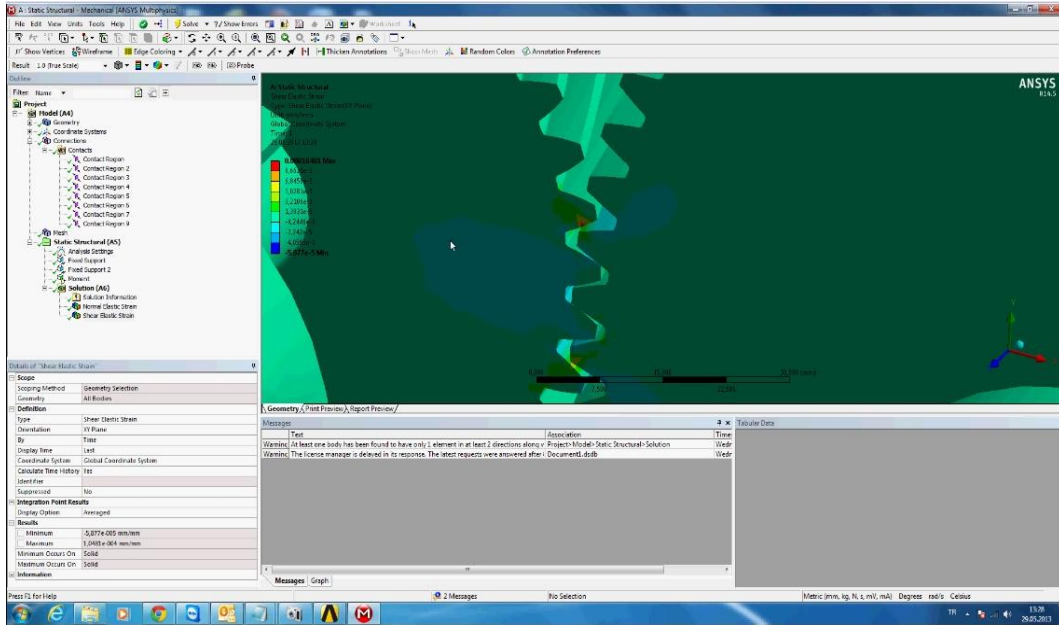
Şekil 6.8. Moment verilecek yüzeyin seçildiği kısım

Sıradaki aşamada moment değeri girilir. Bu çalışmada tüm dişlilerde moment değeri 1 KNm seçilmiştir. Amaç sabit moment değeri altında farklı geometriye sahip dişlilerin üzerinde oluşan gerilmeleri ölçmek ve en uygun geometriye sahip dişliyi tespit etmektir (Şekil 6.9).



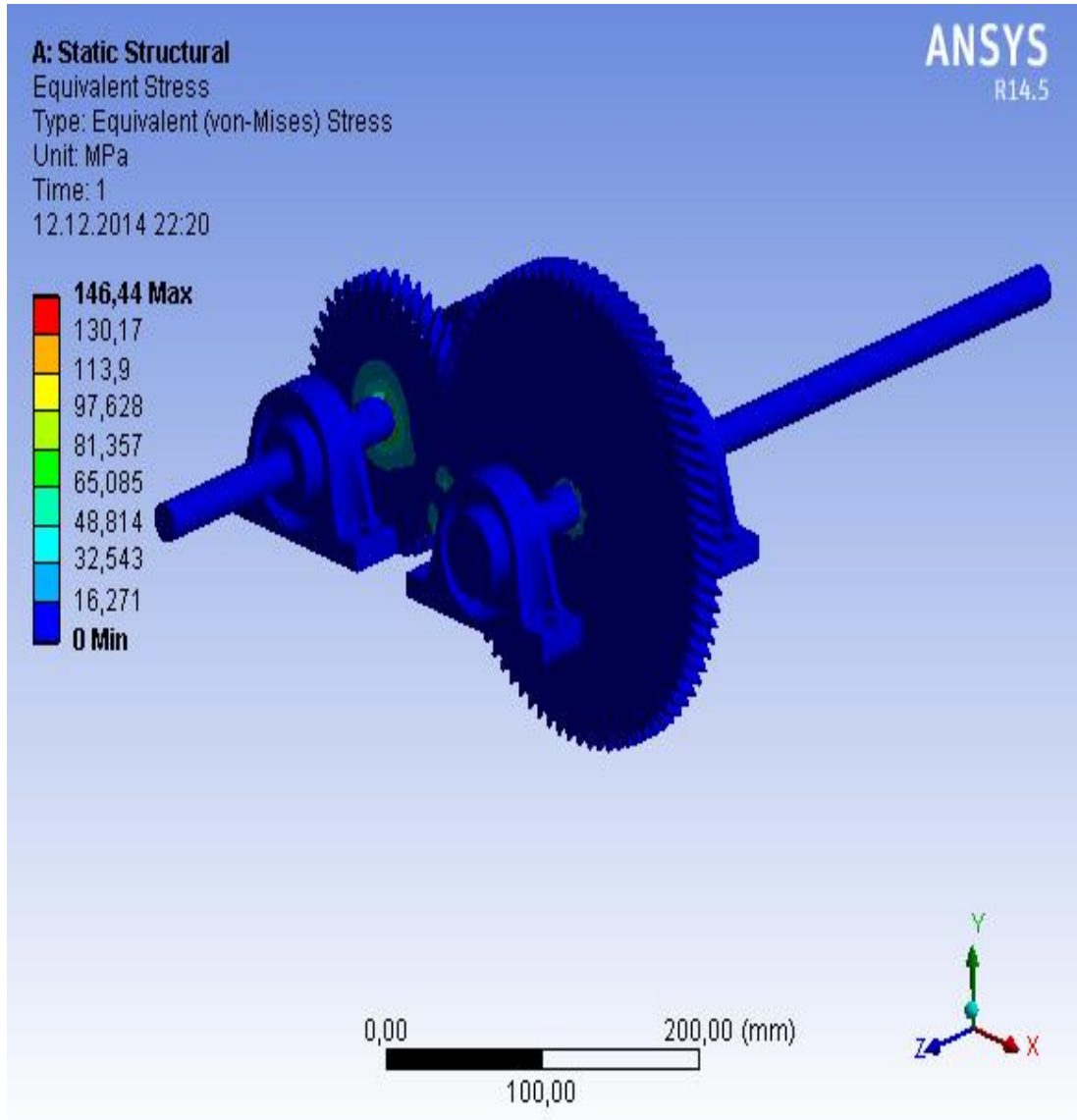
Şekil 6.9. Moment değerinin girildiği kısım

Son aşamada istenilen gerilme yapılacak analizler seçilir. Bu tezde Equivalent Stress, Maximum Shear Stress, Total Deformation seçildi. Dişlerin kullanılacağı yere ve ihtiyaca göre farklı tipte analiz çeşitleride seçilebilir (Şekil 6.10).

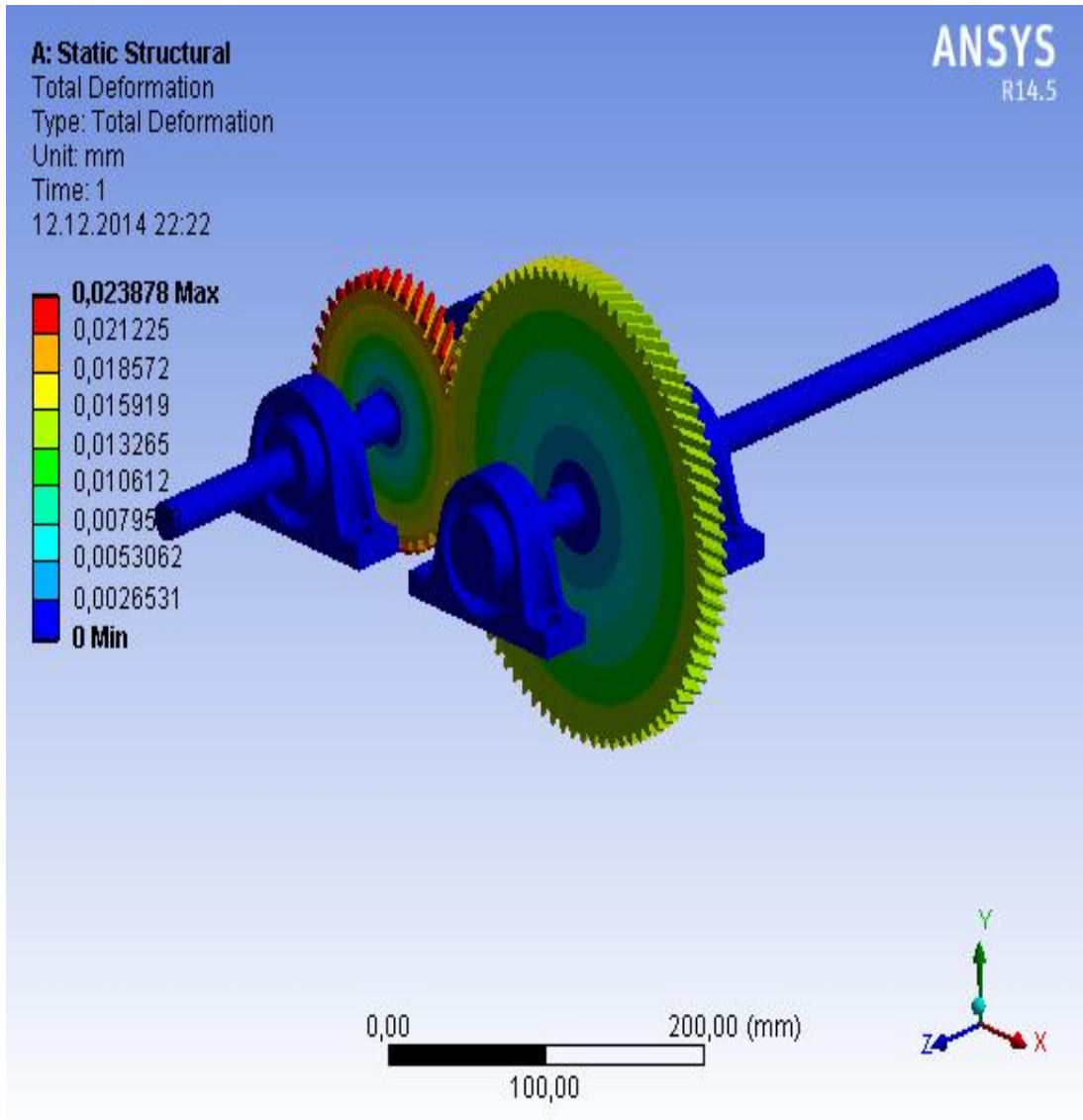


Şekil 6.10. Yapılacak analizlerin seçildiği kısım

6.2. Analiz Sonuçları



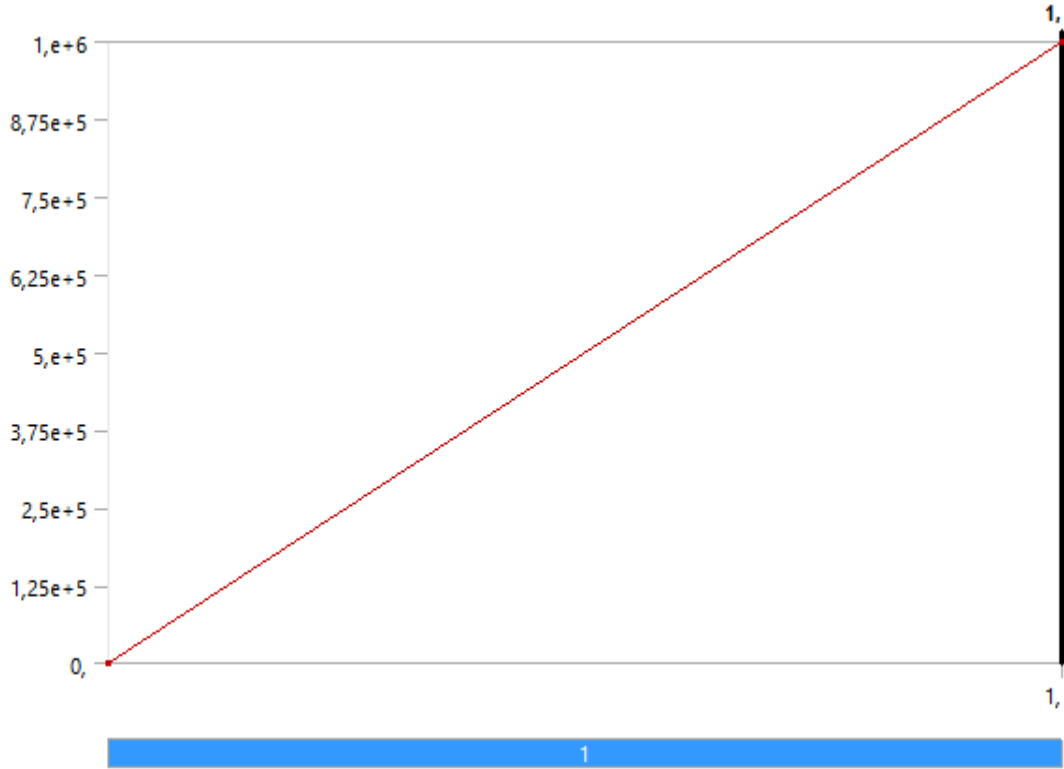
Resim 6.1. Örnek von-misses sonucu



Resim 6.2. Örnek static structural sonucu

Model (A4) > Static Structural (A5) > Moment

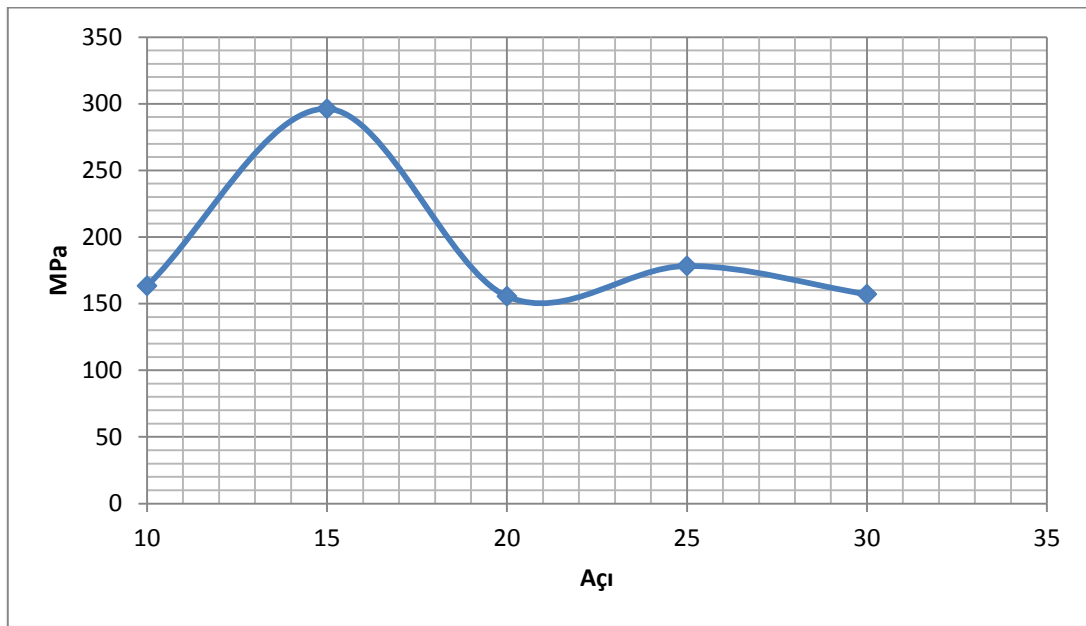
Bütün dişlilere 1 KNm lik burulma momenti uygulanmıştır. Yük sıfırdan düzgün bir şekilde 1 KNm ye kadar artmaktadır (Şekil 6.11).



Şekil 6.11. Moment grafiği

6.2.1. Değişen helis açıları için analiz sonuçları

İlk beş dişlide analizler değişen helis açılarına göre yapıldı. Sırasıyla 10°, 15°, 20°, 25°, 30° lik açılar kullanıldı. Burada 10° de 163 MPa lık gerilme oluştu. Gerilmeler 15° ye kadar sürekli arttı ve en yüksek değerine ulaştı. 15° den sonra sürekli azalıp 20° de 155 MPa lık minimum seviyeye indi. Sonraki değerlerde küçük artış ve azalışlar görülmektedir (Şekil 6.12).

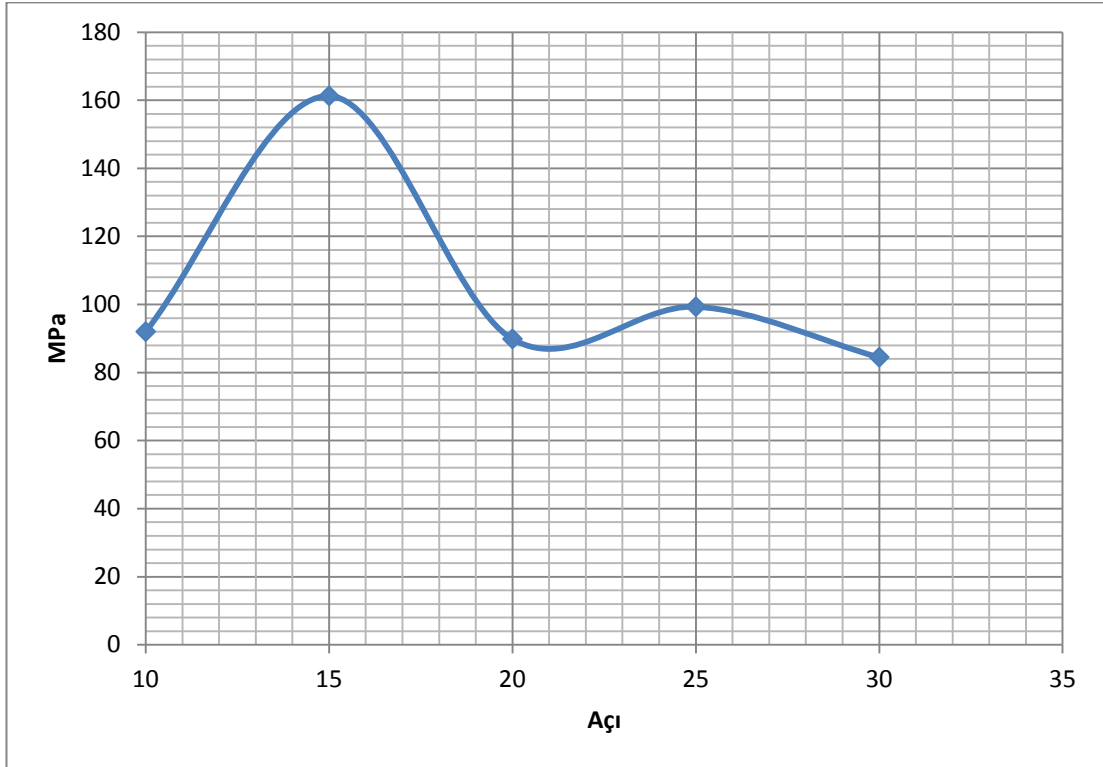


Şekil 6.12. Değişen helis açıları için eşdeğer gerilme grafiği

Çizelge 6.1. Değişen helis açıları için eşdeğer gerilme sonuçları

Değişen Helis Açısı İçin Eşdeğer Gerilmeler				
	Birimi	Min	Max	Açılar
1. Dişli	MPa	0	163,39	10
2. Dişli	MPa	0	296,27	15
3. Dişli	MPa	0	155,6	20
4. Dişli	MPa	0	178,36	25
5. Dişli	MPa	0	157,15	30

15° de 161 MPa lık maksimum kayma gerilmesi elde edildi. Açı 30° ye ulaştığında 84 MPa lık minimum kayma gerilmesi elde edildi (Şekil 6.13).

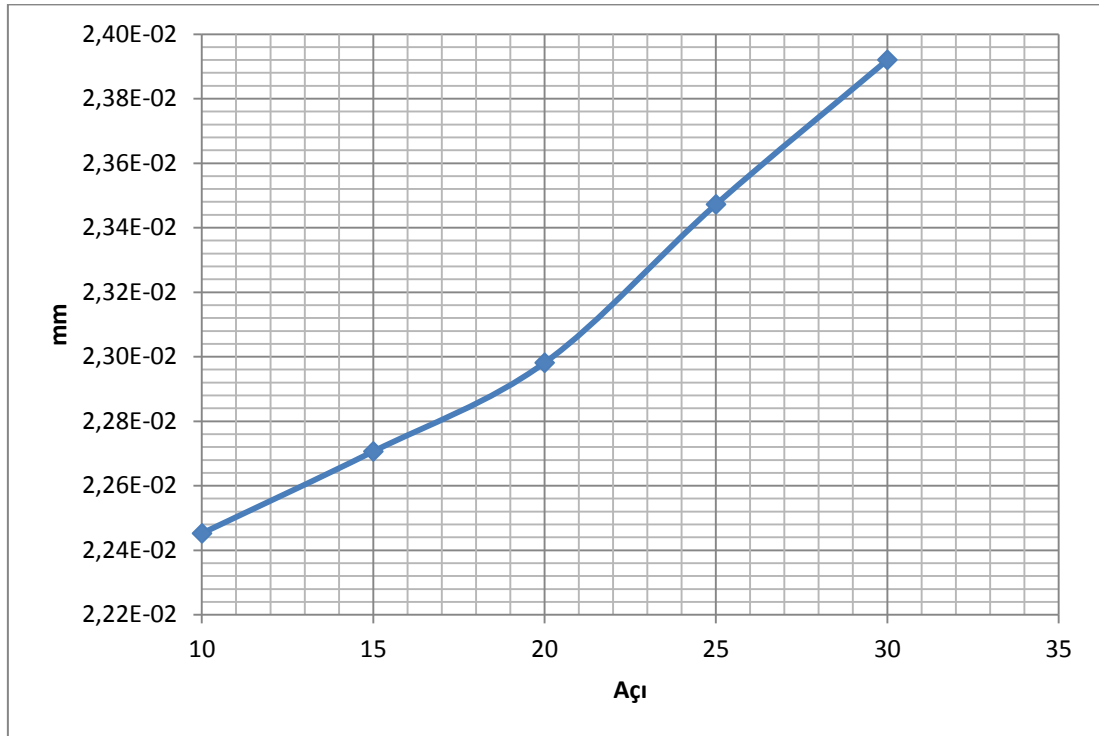


Şekil 6.13. Değişen helis açılarına göre maksimum kayma gerilmesi grafiği

Çizelge 6.2. Değişen helis açıları için maksimum kayma gerilmesi sonuçları

	Değişen Helis Açısı Maksimum Kayma Gerilmesi			
	Birimi	Min	Max	Açı
1. Dişli	MPa	0	91,982	10
2. Dişli	MPa	0	161,26	15
3. Dişli	MPa	0	89,831	20
4. Dişli	MPa	0	99,3	25
5. Dişli	MPa	0	84,446	30

Deformasyon değerleri 10° de minimum değerden başlayıp artan açı değerlerine paralel olarak sürekli artıp 30° de maksimum değerine ulaştı (Şekil 6.14).



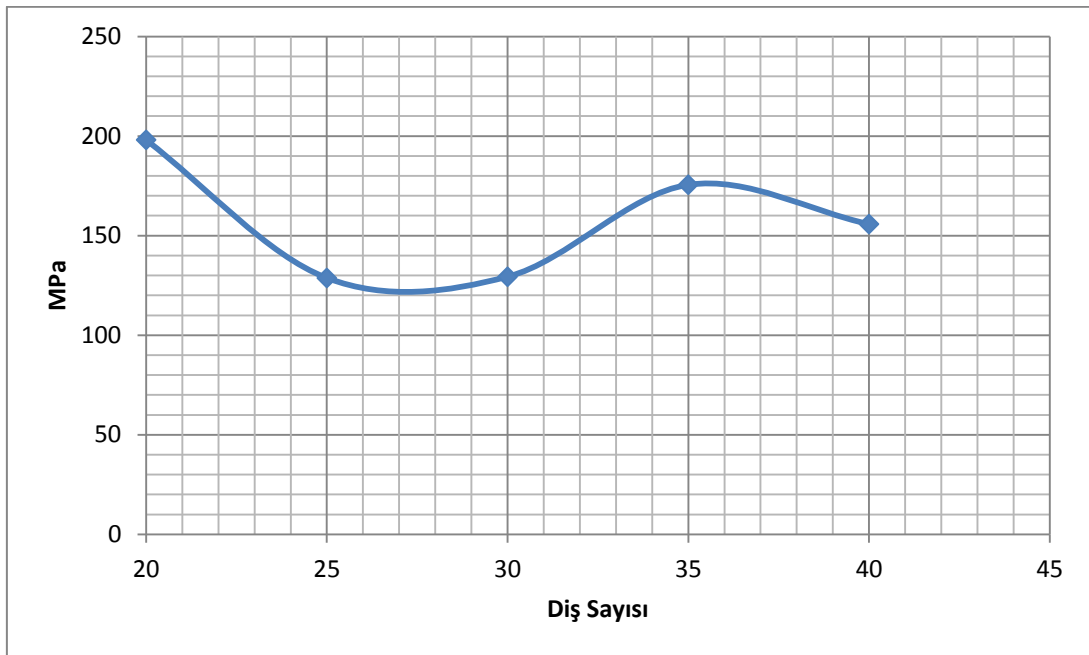
Şekil 6.14. Değişen helis açıları için toplam deformasyon grafiği

Çizelge 6.3. Değişen helis açıları için toplam deformasyon sonuçları

Değişen Helis Açısı İçin Toplam Deformasyon				
	Birimi	Min	Max	Açı
1. Dişli	mm	0	2,25E-02	10
2. Dişli	mm	0	2,27E-02	15
3. Dişli	mm	0	2,30E-02	20
4. Dişli	mm	0	2,35E-02	25
5. Dişli	mm	0	2,39E-02	30

6.2.2. Değişen diş sayıları için analiz sonuçları

Sonraki beş dişli çifti değişen diş sayılarına göre sırasıyla 20, 25, 30, 35, 40 diş olacak şekilde analizleri yapıldı. 20-50 diş kullanılan dişli çiftinde 198 MPa lık maksimum gerilme görülmektedir. Sonraki analizlerde 25-50 dişte 128 MPa lık minimum gerilme elde edildi (Şekil 6.15).

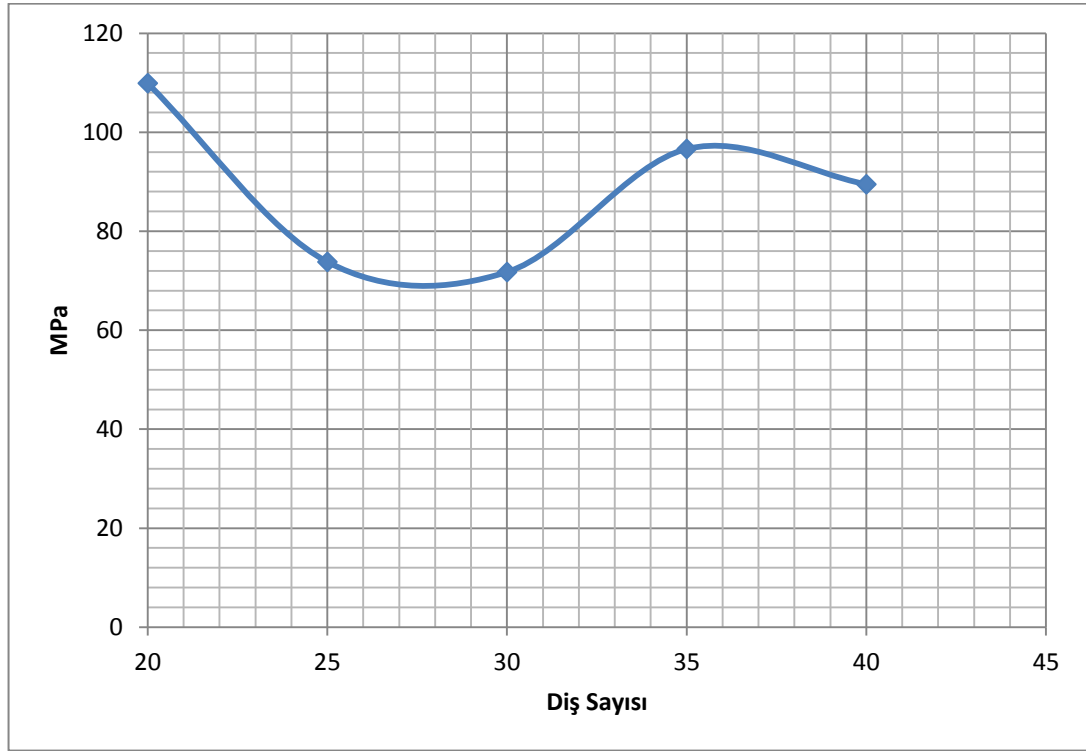


Şekil 6.15. Değişen diş sayılarına göre eşdeğer gerilme grafiği

Çizelge 6.4. Değişen diş sayıları için eşdeğer gerilme sonuçları

Değişen Diş Sayısı İçin Eşdeğer Gerilme				
	Birimi	Min	Max	Diş Sayısı
6. Dişli	MPa	0	198,06	20
7. Dişli	MPa	0	128,7	25
8. Dişli	MPa	0	129,32	30
9. Dişli	MPa	0	175,54	35
10. Dişli	MPa	0	155,77	40

Değişen diş sayılarına göre yapılan analizlerde en yüksek kayma gerilmesi 20-40 dişlide 109 MPa oldu. 25-50 diş çiftinde ise en düşük kayma gerilmesi 73 MPa elde edildi (Şekil 6.16).

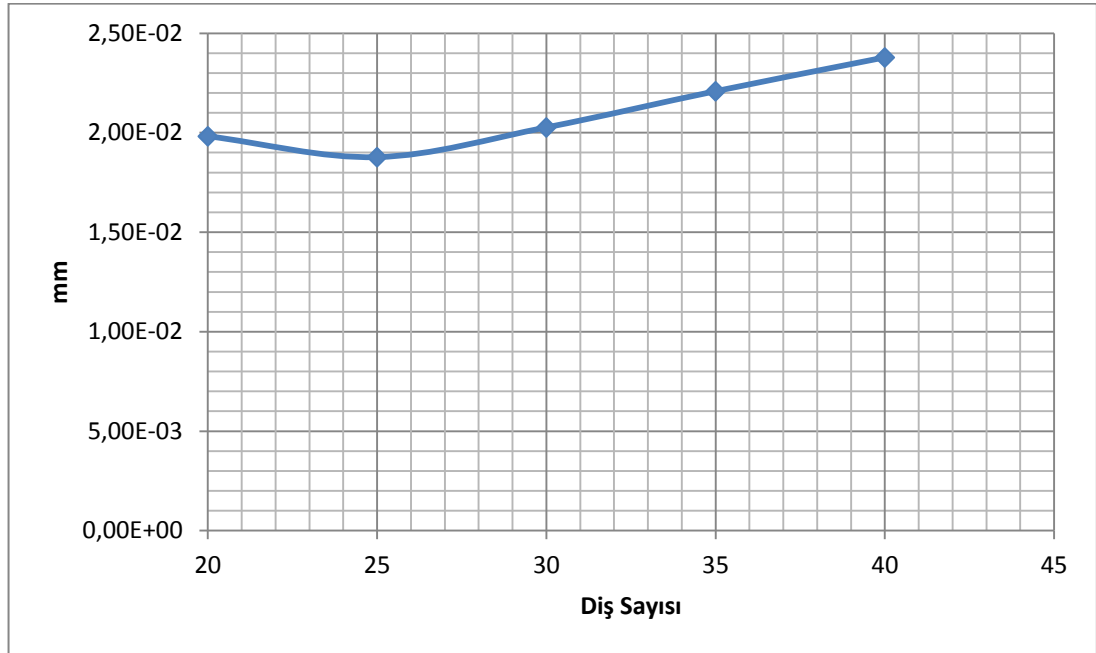


Şekil 6.16. Değişen diş sayılarına göre maksimum kayma gerilmesi grafiği

Çizelge 6.5. Değişen diş sayıları için maksimum kayma gerilmesi sonuçları

	Değişen Diş Sayısı İçin Maksimum Kayma Gerilmesi			
	Birimi	Min	Max	Diş Sayısı
6. Dişli	MPa	0	109,9	20
7. Dişli	MPa	0	73,799	25
8. Dişli	MPa	0	71,747	30
9. Dişli	MPa	0	96,62	35
10. Dişli	MPa	0	89,479	40

Diş sayılarına göre deformasyonlar incelendiğinde en düşük deformasyon 25-50 diş çiftinde görülmektedir. Sonraki analizlerde artan diş sayısına paralel olarak deformasyonlarda artış gösterdi. 40-80 dişte maksimum değerine ulaştı (Şekil 6.17).



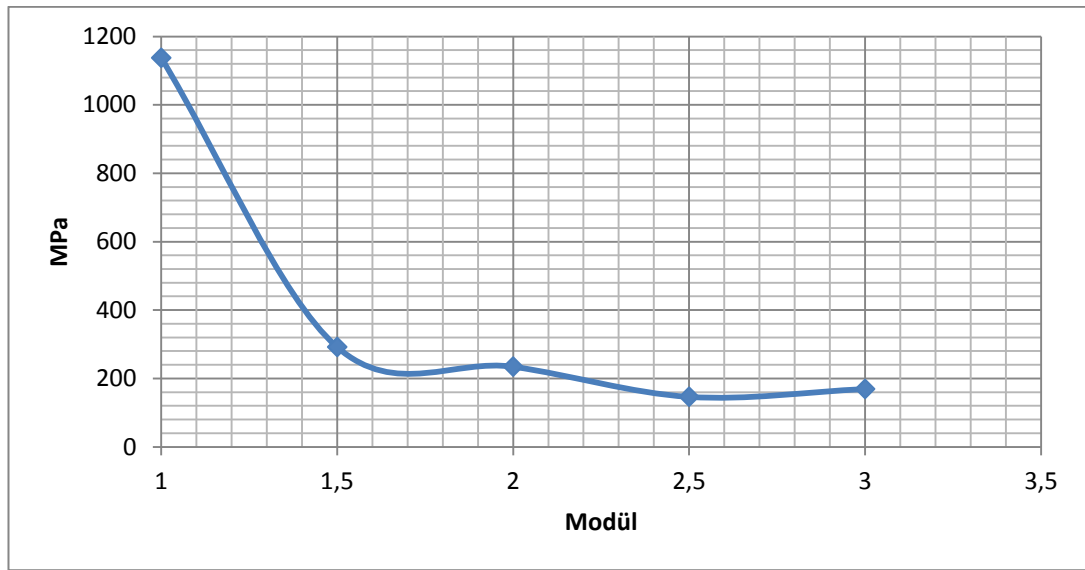
Şekil 6.17. Değişen diş sayıları için toplam deformasyon grafiği

Çizelge 6.6. Değişen diş sayıları için toplam deformasyon sonuçları

	Değişen Diş Sayıları İçin Toplam Deformasyon			
	Birimi	Min	Max	Diş Sayısı
6. Dişli	mm	0	1,98E-02	20
7. Dişli	mm	0	1,88E-02	25
8. Dişli	mm	0	2,03E-02	30
9. Dişli	mm	0	2,21E-02	35
10. Dişli	mm	0	2,38E-02	40

6.2.3. Değişen modül değerleri için analiz sonuçları

En son beş dişli çiftinde değişen modül değerlerine göre 1-1,5-2-2,5-3 kullanılarak analizler tamamlandı. Modül değeri 1 seçilen dişlide gerilme en yüksek değerde 1137 MPa dır. Modül 2,5 seçildiğinde en düşük gerilme değerleri olan 146 MPa elde edildi. Sonraki deneylerde gerilme değerlerinin sürekli arttığı gözlemlendi (Şekil 6.18).

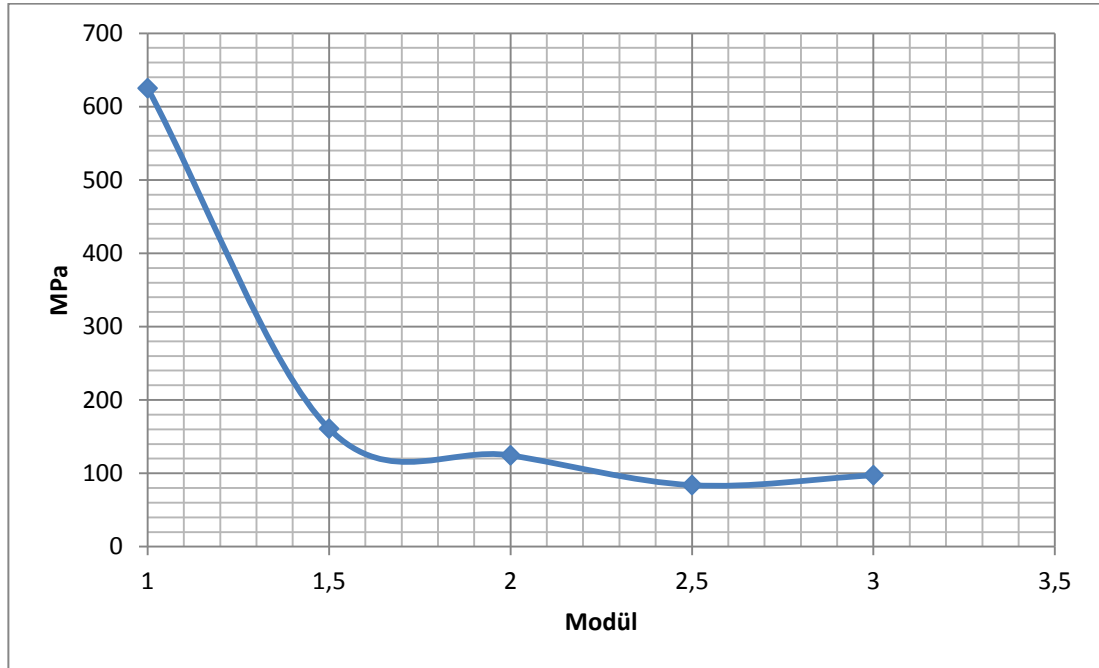


Şekil 6.18. Değişen modül değerlerine göre eşdeğer gerilme grafiği

Çizelge 6.7. Değişen modül değerleri için eşdeğer gerilme sonuçları

	Değişen Modül Değerleri Eşdeğer Gerilme			
	Birimi	Min	Max	Modül Değerleri
11. Dişli	MPa	0	1137,5	1
12. Dişli	MPa	0	291,97	1,5
13. Dişli	MPa	0	234,55	2
14. Dişli	MPa	0	146,44	2,5
15. Dişli	MPa	0	169,26	3

Modül değerlerine göre yapılan kayma gerilmelerinde modül 1 seçildiğinde en yüksek kayma gerilmesi 625 MPa elde edildi. Modül 2,5 seçildiğinde 84 MPa olan minimum kayma gerilmesi değeri elde edildi (Şekil 6.19).

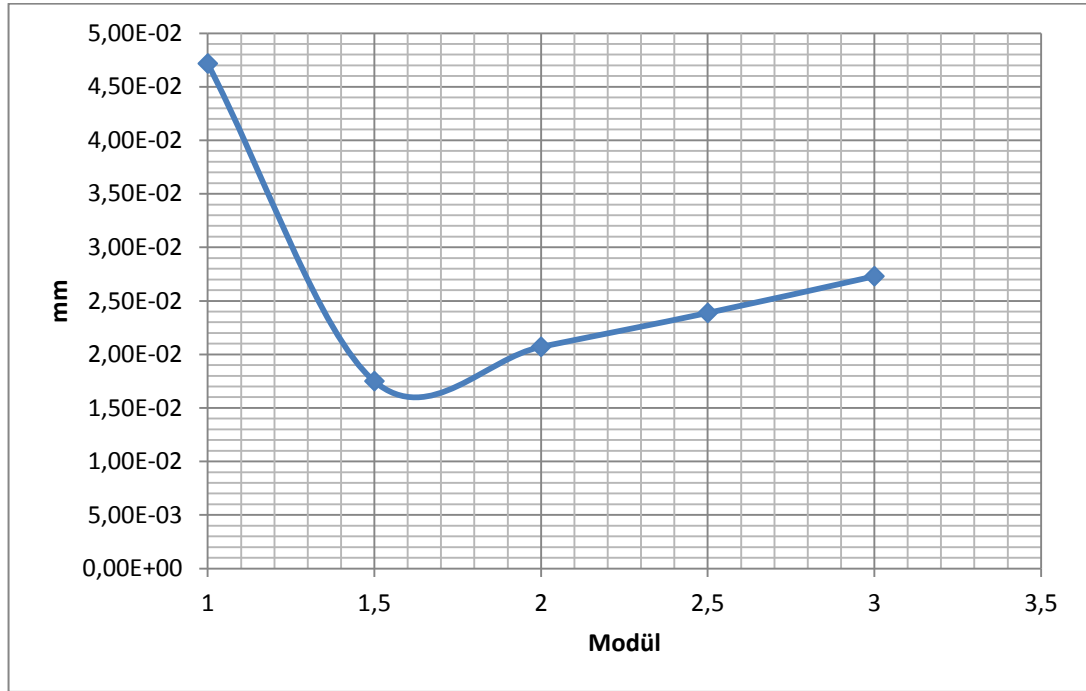


Şekil 6.19. Değişen modül değerlerine göre maksimum kayma gerilmesi grafiği

Çizelge 6.8. Değişen modül değerleri için maksimum kayma gerilmesi sonuçları

	Değişen Modül Değerleri Maksimum Kayma Gerilmesi			
	Birimi	Min	Max	Modül
11. Dişli	MPa	0	625,08	1
12. Dişli	MPa	0	160,97	1,5
13. Dişli	MPa	0	124,59	2
14. Dişli	MPa	0	84,042	2,5
15. Dişli	MPa	0	9,75E+01	3

Modül 1 için maksimum deformasyon görülmektedir. Minimum deformasyon 1,5 modül değerinde elde edildi. Sonraki analizlerde modül artışına bağlı olarak deformasyonlarda artış göstdedi (Şekil 6.20).



Şekil 6.20. Değişen modül değerleri için toplam deformasyon grafiği

Çizelge 6.9. Değişen modül eğerleri için toplam deformasyon sonuçları

	Değişen Modül Değerleri Toplam Deformasyon			
	Birimi	Min	Max	Modül
1. Dişli	mm	0	4,72E-02	1
2. Dişli	mm	0	1,75E-02	1,5
3. Dişli	mm	0	2,07E-02	2
4. Dişli	mm	0	2,39E-02	2,5
5. Dişli	mm	0	2,73E-02	3

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan analizlerden; helis açısı, diş sayısı ve modül değerlerinin helisel dişlilerde aynı burulma momenti altında meydana gelen gerilme değerlerini ve deformasyonları önemli ölçüde etkilediği görülmektedir. Aynı burulma momenti altında farklı değerlerin ortaya çıkması bize; dişlilerin tasarımı esnasında bu değerlerin düşürülmesini ve maliyetin azaltılması amacını taşımaktadır.

Analizlerde on beş farklı dişli çifti kullanıldı. İlk beş dişlide analizler değişen helis açılara göre yapıldı. Sırasıyla 10° , 15° , 20° , 25° , 30° lik açılar kullanıldı. Sonraki beş dişli çifti değişen diş sayılarına göre sırasıyla 20, 25, 30, 35, 40 diş olacak şekilde analizleri yapıldı. En son beş dişli çiftinde değişen modül değerlerine göre 1-1,5-2-2,5-3 kullanılarak analizler tamamlandı.

Elde edilen grafiklerde helis açısının 10° den 15° ye kadar 1 KNm^7 lik burulma momenti altında, gerilmelerin arttığı ve 15° de en yüksek değerlerine ulaştı. 15° den sonra 20° ye kadar azalıp 21° de minimum değere indiği görülmektedir. Yapılan analizlere göre dişliler helis açısına göre değerlendirildiğinde 20° - 25° , 25° - 30° aralığındaki açıların kullanıma en uygun değerler olduğu anlaşılıyor.

Değişen diş sayılarına göre yapılan analizlerin sonucunda elde edilen grafikler incelendiğinde yapılan ilk analizde 20-40 en yüksek gerilme değeriyle başlamıştır. 25-50 diş çiftine kadar gerilme azalmış sonra 25-50 den 35-70 diş kadar artmıştır. Sonraki dişlilerde hafif azalma görülmüştür. Burada en ideal gerilmelere 25-50 diş çiftinde görülmektedir.

Helisel dişlilerin bütün değerlerinin sabit tutulup sadece modül değerlerinin değiştirilmesine bağlı olarak yapılan analizlerden elde edilen grafikler incelendiğinde modülün 1 seçildiği dişli çiftinde gerilmelerin tavan yaptığı sonra 2,5 a kadar sürekli azaldığı görülmektedir. 2,5 tan 3 e doğru tekrar artışa geçtiği görülmektedir. Bu beş dişli çifti içerisinde seçilen modül değerleri içinde en düşük gerilmelerin modülün 2,5

olduğu anda görölmektedir. Bütün analizlerdeki maksimum gerilme değerlerini incelediğimizde en ideal dişlinin yedinci dişli çifti olduğu görölmektedir.

Bu çalışma bize en başta tasarım kolaylığı ve zaman tasarrufu sağlayarak maliyeti düşürmemize yardımcı olmuştur. Yapılan analizler ile helisel dişli çarkların helis açılı, diş sayıları ve modül değerleri değiştirilerek çarkların gerilme değerleri, zorlanmaları, deformasyonları ve oluşabilecek hasarlar öngörülebilir. Parametreleri değiştirerek yapılan analizleri incelediğimizde, ortaya çıkan sonuçların helisel dişli çarkların kullanım yerine uygun optimizasyonuna ve prosele uygun tasarlanabilmesine olanak sağlamıştır. Yapılan bu analizler otomotiv sanayiinde şanzımanlar ve redüktörler için tasarlanabilecek bütün helisel dişli çarkların statik yük altında dayanabileceği gerilme kuvvetlerinin, emniyet katsayılarının belirlenmesinde kullanılabilir ve büyük bir hesap yükünden kurtarır.

KAYNAKLAR

- Akkurt, M., 1986. Makina Elemanları. Birsen Yayınevi, İstanbul, Birinci Cilt, 2. Baskı, 256-268, 458-465.
- Akkurt, M., 2000. Makina Elemanları. Birsen Yayınevi, İstanbul, 445–453, 534–547.
- Aslantas, K., 2003. Ostemperlenmiş Kuresel Grafitli Dökme Demirden İmal Edilen Düz Dişlilerde Yüzey Yorulma Hasarlarının Analizi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Başaran, B., 2001. Helisel Dişli Çarklarda Pitting Oluşumunun Deneysel İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Demrek, H., 1995. Dişli Çarklarda Profil Kaydırma İşleminin Yenme Olayı Üzerine Etkisinin İncelenmesi. Doktora Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- Erdin, M.E., 2009. Helisel Konik Dişli Çarklarda Gerilmelerin Sonlu Eleman Yöntemiyle İncelenmesi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Güler, A.O., Altay H., Meydan İ., Okur S., 1999. TS-İSO 9001 Kalite Güvence Sistemleri ve Talaşlı Üretimde Uygulanabilirliği. Bitirme Tezi, İstanbul.
- Güler, A.O., 2005. Tophane Endüstri Meslek Lisesi Kalıp Bölümü, CAD ve CNC Ders notları, Bursa.
- Güntekin, E., 2004. Kavelalı Mobilya Köşe Birleştirmelerinin Sonlu Elemanlar Analizi. <http://sablon.sdu.edu.tr/> (18/09/2013).
- Hall, A.S., 1982. Schaum's outline of Theory and Problems of Machine Design. McGraw-Hill Book Company, New York.
- İsel, B., 2007. Dişliler İçin Yüzey Yorulması Test Cihazı Geliştirilmesi ve Yağ Sıcaklığının Etkisinin Araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyon.
- Kızılaslan, K., 2007. Dişliler İçin Yüzey Yorulması Test Cihazı Geliştirilmesi ve Yağ Viskozitesinin Etkisinin Araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyon.
- Kızılaslan, K., İşel, B., Yavuz, İ., 2010. Dişli çarklarda meydana gelen hasar türleri. Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, 7,1, 119-129.

- Kurbanoglu, C., 2006. Makina Elemanları – Teori Konstrüksiyon ve Problemler. Nobel Yayın Dağıtım, Ankara.
- Kutay, M.G., 2010. Dişli çarklar, www.guven-kutay.ch (20.10.2012).
- Lin, T. Ou, H. Li, R . Finite A., 2007. Element method for 3D static and dynamic contact impact analysis of gear drives. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 196, 1716–1728.
- Özçilingir, N., Zeki, Ş.İ., 2006. Hareket ve Güç İletme Elemanları 2, www.cygm.meb.gov.tr. (18/03/2012)
- Senthilvelan, S., Gnanamoorthy R., 2004. Wear characteristics of injection-moulded unfilled and glass filled nylon 6 spur gears. Journal of Engineering Tribology, 218, 495-502.
- Senthilvelan, S., Gnanamoorthy, R., 2006. Damping characteristics of unreinforced, glass and carbon fiber reinforcednyl on 6/6 spurgears. Polymer Testing, 25, 56-62.
- Thomas, A.K., Charchut, W., 1985. Dişli Çarklarda Mukavemet Hesapları. İstanbul Teknik Üniversite Matbaası, Gümüşsuyu, 151–167.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER:

Soyadı, Adı : DUMAN Akif
Uyruğu : TC
Doğum tarihi ve yeri : 30.10.1983 DENİZLİ/Merkez
Medeni hali : Bekar
Tel : 0553 542 20 69
e-mail : akifduman@gmail.com

EĞİTİM BİLGİLERİ

Derce	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Lisans	Gazi Üniversitesi/Makine Müh.	2009
Lise	Denizli TEV AL	2002

Yabancı Dil

İngilizce

Sertifika Bilgileri

LPG Dolum Tesisleri ve Otogaz İstasyonları Sorumlu Müdür Belgesi

SOLIDWORKS

C Sınıfı İş Güvenliği Uzmanlığı

BİLGİSAYAR DENEYİMİ

- Autodesk Autocad (İyi)
- Solidworks (Çok İyi)